

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Matthias Greiner

**Verfahren zur Prädiktion
des Rollwiderstands bei
variablen Betriebsparametern
auf Basis standardisierter
Rollwiderstandsmessungen**



Scientific
Publishing

Matthias Greiner

**Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands
bei variablen Betriebsparametern auf Basis
standardisierter Rollwiderstandsmessungen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 71**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Teilinstituten Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen

von
Matthias Greiner

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
KIT-Fakultät für Maschinenbau

Tag der mündlichen Prüfung: 14. März 2019
Erster Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed
under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2019 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-0898-4
DOI 10.5445/KSP/1000091012

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und -betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Um die Klimaerwärmung der Erde in auf ein tolerables Maß zu begrenzen, wird eine vollständige Vermeidung von CO₂-Emissionen im Verkehrssektor bis 2050 gefordert. Eine wirkungsvolle Maßnahme zur Absenkung des CO₂-Ausstoßes ist die Verringerung des Energiebedarfs von Kraftfahrzeugen während der Fahrt. Im Zuge der Elektrifizierung der Straßenfahrzeuge gewinnt der Anteil des Rollwiderstands der Reifen am Energiebedarf an Bedeutung. Die heute gebräuchliche und durch Richtlinien festgelegte Messprozedur, deren Ergebnis auf einem in der EU vorgeschriebenen Label zur Kundeninformation dokumentiert ist,

erfasst den Rollwiderstand jedoch nur unzureichend. Die Messung erfolgt nach 30minütigem Abrollen im thermodynamischen Gleichgewicht, das aber im realen Verkehr kaum vorliegt, da der überwiegende Teil der Fahrten kurz ist. In Deutschland dauerten 2008 75% der Fahrten weniger als 30 Minuten. Insbesondere in den ersten Minuten einer Fahrt sinkt der Rollwiderstand aufgrund der Erwärmung des Reifens deutlich ab, wobei dieser Abfall von verschiedenen Reifenparametern abhängig ist. Dies kann zu Rangfolgeumkehrungen des realen Energiebedarfs gegenüber den Angaben auf dem Reifenlabel führen.

Hier setzt die Arbeit von Herrn Greiner an, in der er ein einfaches physikalisches Modell herleitet, mit dessen Hilfe der Rollwiderstand in Abhängigkeit der Fahrzeit und verschiedener Betriebsparameter abgeschätzt werden kann. Die Bedatung des Modells erfolgt in einer einfach durchzuführenden Messprozedur an einem konventionellen Rollwiderstandsprüfstand. In der Anwendung gestattet das Modell in guter Näherung den Energiebedarf rollender Reifen über beliebige Fahrzyklen zu ermitteln.

Frank Gauterin

Karlsruhe, 19.3.2019

Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Matthias Greiner

Tag der mündlichen Prüfung: 14.03.2019

Hauptreferent:

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann

Kurzfassung

Als Beitrag zum Umweltschutz wurde das EU-Reifenlabel eingeführt, das unter anderem die Auswahl des Reifens mit dem geringsten Rollwiderstand ermöglichen sollte. Doch aufgrund der abweichenden Betriebsbedingungen zwischen der Rollwiderstandsmessung für das Reifenlabel und der Nutzung in realen Fahrzyklen kann vom besten Labelwert nicht per se auf den Reifen mit dem niedrigsten Rollwiderstand im realen Betrieb geschlossen werden.

Ziel dieser Forschungsarbeit ist es, ein Rollwiderstandsmodell für PKW-Reifen zu entwickeln, das mittels einfacher, standardisierter Rollwiderstandsmessungen bedatet werden kann. Anhand dieses Modells soll der Rollwiderstand bei variablen Betriebsparametern wie Radlast, Luftdruck und Geschwindigkeit präzisiert werden.

Hierzu wird der Reifen durch ein einfaches physikalisches Modell beschrieben, das den Zusammenhang zwischen Reifentemperatur und Rollwiderstand in Abhängigkeit der Betriebsparameter modelliert. Des Weiteren wird ein thermodynamisches Modell vorgestellt, welches eine Prädiktion der Reifentemperatur auf Basis des Energieeintrags durch den Rollwiderstand ermöglicht.

Unter Zuhilfenahme dieser beiden Modellierungsansätze wird nach deren Validierung der Verlauf der Reifentemperatur und des Rollwiderstands in genormten Fahrzyklen wie dem NEFZ, WLTP, FTP-75 etc. präzisiert.

Abstract

A Method for Predicting the Rolling Resistance at Variable Operating Parameters Based on Standardized Rolling Resistance Measurements

As a contribution to environmental protection, the EU tyre label was introduced, which was meant to help selecting the tyre with the lowest rolling resistance. However, due to the different operating conditions between the rolling resistance measurement for the tyre label and the use in realworld driving cycles, the best label value does not necessarily imply the lowest rolling resistance under real operating conditions.

This research work aims to develop a model to predict the rolling losses of car tyres based on standardized rolling resistance measurements. Using this model, the rolling resistance at variable operating parameters such as wheel load, velocity, and inflation pressure will be predicted.

For this purpose, the tyre is described by a physical model that indicates the dependencies between tyre temperature and rolling resistance as a function of the operating parameters. Furthermore, a thermodynamic model is introduced, which enables predicting the tyre temperature caused by energy input through the rolling resistance.

After validating these two models, they can be used to predict the characteristics of tyre temperature and rolling resistance for standardized driving cycles like NEDC, WLTP, FTP-75, etc.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin danke ich besonders für die Betreuung dieser Arbeit und für die Unterstützung meines Promotionsvorhabens. Er initiierte die von mir bearbeiteten Forschungsprojekte und gewährte mir hierbei den großen Freiraum für meine eigene Forschung.

Für die freundliche Übernahme des Korreferates und seine hilfreichen Anmerkungen zu meiner Arbeit gebührt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann. Herrn Prof. Dr.-Ing. Albert Albers danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und für das Interesse an meiner Arbeit.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinem Forschungsgruppenleiter Dr.-Ing. Hans-Joachim Unrau. Durch die vielen lehrreichen Diskussionen und seinen wertvollen fachlichen Input stand er mir als Mentor jederzeit zur Seite und trug so maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Vielen Dank an das technische Personal des Instituts für die Unterstützung bei den zahlreichen Umbaumaßnahmen am Prüfstand und den Versuchsdurchführungen.

Außerdem gilt mein Dank all den Studenten, deren Abschlussarbeiten ich betreuen durfte und die auf diesem Wege zu meiner Arbeit beigetragen haben.

Des Weiteren möchte ich all meinen Kollegen danken. Neben den vielen Fachgesprächen mit euch war es das überragende Arbeitsklima, auf das

ich mich immer stützen konnte. Mein besonderer Dank gilt meinen Kollegen im Reifenbüro René Armbruster, Matthias Bürckert, Johannes Gültlinger und Patrick Riehm. Es war eine großartige Zeit mit euch.

Abschließend danke ich meinen Eltern und meiner Familie für die fortwährende Unterstützung während des Studiums und der Promotion, wodurch diese erst ermöglicht wurden.

Matthias Greiner

Karlsruhe, im März 2019

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Formelzeichen	ix
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Stand der Forschung.....	10
1.2.1 Empirische Modelle.....	10
1.2.2 Thermische Modelle.....	14
1.2.3 Viskoelastische Modelle.....	16
1.2.4 Thermo-Viskoelastische Modelle.....	18
1.3 Ziel der Arbeit.....	20
2 Theoretische Grundlagen	21
2.1 Rollwiderstand.....	21
2.2 Gummieigenschaften.....	26
2.3 Wärmeübertragung.....	31
2.3.1 Konduktion.....	31
2.3.2 Konvektion.....	32
2.3.3 Wärmestrahlung.....	34
3 Versuchseinrichtung und Messdatenerfassung	37
3.1 Flachbahn-Außentrommel-Prüfstand.....	37
3.2 Klimatisierungseinrichtung.....	41
3.3 Erfassung der Reifentemperaturen.....	46
4 Modellbildung	51
4.1 Modellvorstellung.....	51
4.2 Walkwiderstandsmodell.....	53
4.2.1 Radialsteifigkeit.....	59
4.2.2 Reibungskraft.....	64

4.2.3	Dämpfungsrates.....	68
4.3	Lüfterwiderstandsmodell.....	72
4.4	Temperaturmodell.....	77
4.4.1	Thermodynamischer Ansatz.....	77
4.4.2	Konvektion.....	80
4.4.3	Konduktion.....	86
4.4.4	Wärmestrahlung.....	89
4.4.5	Charakteristische Reifentemperatur.....	91
4.4.6	Leistungsbilanz im stationären Zustand.....	94
4.4.7	Leistungsbilanz im instationären Zustand.....	100
5	Modellvalidierung & Rollwiderstandsprädiktion	103
5.1	Modellbedatung.....	103
5.2	Variation der Betriebsparameter.....	107
5.3	Variation des Laufstreifens.....	113
5.3.1	Variation der Gummimischung.....	113
5.3.2	Variation der Profilierung.....	116
5.4	Rollwiderstandsprädiktion in Fahrzyklen.....	118
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	123
6.1	Zusammenfassung.....	123
6.2	Ausblick.....	125
A	Literaturverzeichnis.....	127
B	Anhang.....	141
B.1	Prädiktion von Konstantfahrten.....	141
B.2	Prädiktion von Fahrzyklen.....	164
C	Abbildungsverzeichnis.....	183
D	Tabellenverzeichnis.....	193

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Fläche
A_L	m^2	Aufstandsfläche des Reifens
A_{LS}	m^2	Laufstreifenfläche des Reifens
A_{SW}	m^2	Seitenwandfläche des Reifens
B	mm	Nominelle Breite des Reifens
a_1	Ns/m	1. Fittingparameter für Dämpfungsrate
a_2	$1/^\circ C$	2. Fittingparameter für Dämpfungsrate
a_3	Ns/m	3. Fittingparameter für Dämpfungsrate
C_r	N/m	Radialsteifigkeit des Reifens
C_{rM}	N/m	Radialsteifigkeit des Reifens bei der Mastermessung
c	J/kgK	Wärmekapazität
c_1	–	1. Parameter der WLF-Gleichung
c_2	K	2. Parameter der WLF-Gleichung
c_R	–	Walkwiderstandsbeiwert des Reifens
c_{R25}	–	Rollwiderstandsbeiwert korrigiert auf eine Umgebungstemperatur von $25^\circ C$
c_p	J/kgK	Isobare spezifische Wärmekapazität
$c_{R,p_{corr}}$	–	Walkwiderstandsbeiwert des Reifens nach Druckfehlerkorrektur
c_{R0}	–	Walkwiderstandsbeiwert des Reifens bei kleinstmöglicher Prüfgeschwindigkeit
$c_{L\ddot{u}1}$	Ns/m	Lineare Lüfterwiderstandskonstante
$c_{L\ddot{u}2}$	Ns^2/m^2	Quadratische Lüfterwiderstandskonstante

c_w	–	Strömungswiderstandskoeffizient
D	Ns/m	Dämpferrate des Reifens
D_A	m	Außendurchmesser des Reifens
D_F	<i>Zoll</i>	Felgendurchmesser
E^*	MPa	Komplexer Modul
E'	MPa	Speichermodul
E''	MPa	Verlustmodul
F	N	Kraft
F_0	N	Reibkraft
\bar{F}_{12}	–	Sichtfaktor
$F_D(t)$	N	Verlauf der Dämpferkraft
$F_F(t)$	N	Verlauf der Federkraft
$F_G(t)$	N	Verlauf der Gesamtkraft
$F_{Lü}$	N	Lüfterwiderstand des Komplettrades
$F_R(t)$	N	Verlauf der Reibkraft
F_r	N	Rollwiderstand
F_{r25}	N	Rollwiderstand korrigiert auf eine Umgebungstemperatur von 25°C
F_t	N	Widerstandskraft an der Radnabe
F_{pl}	N	Parasitäre Verluste bei der Rollwiderstandsmessung
F_W	N	Widerstandskraft
$F_{W,zäh}$	N	Widerstandskraft durch sehr zähe Strömung
$F_{W,turb}$	N	Widerstandskraft durch turbulente Strömung
F_Z	N	Radlast
$F_{Z,M}$	N	Radlast der Mastermessung

f	Hz	Frequenz der periodischen Schwingung
Gr	–	Grashofzahl
HB	%	Höhen-Breiten-Verhältnis des Reifens
K_T	–	Skalierungsfaktor für Laufstreifeninnentemperatur
k_t	$1/^\circ C$	Korrekturfaktor für Reifentemperatur
$k_{p_{corr}}$	$1/bar$	Korrekturfaktor für Druck
k_{WLF}	$^\circ C/dec$	Korrekturfaktor für Reifentemperatur
l_{char}	m	Charakteristische Länge
l_Z	km	Länge des Fahrzyklus
$MAPE$	%	Mean Absolute Percentage Error
$M_{Lü}$	Nm	Lüftermoment des Komplettrades
m	kg	Masse
$\bar{m}c$	J/K	Mittlere Wärmekapazität des Reifens
Nu	–	Nußelt-Zahl
Nu_{lam}	–	Nußelt-Zahl für laminare Strömung
Nu_{turb}	–	Nußelt-Zahl für turbulente Strömung
n	$1/s$	Raddrehzahl
n_m	–	Anzahl der Messpunkte
Pr	–	Prandtl-Zahl
P_H	W	Hystereseverlustleistung des Reifens
P_V	W	Rollwiderstandsverlustleistung des Reifens
P_W	W	Walkwiderstandsverlustleistung des Reifens
p	bar	Reifenfülldruck
p_M	bar	Reifenfülldruck der Mastermessung
Q	J	Wärme

\dot{Q}	J/s	Wärmestrom
\dot{Q}_{ab}	J/s	Abgegebener Wärmestrom
\dot{Q}_{zu}	J/s	Zugeführter Wärmestrom
$\dot{Q}_{ab,LI}$	J/s	Abgegebener Wärmestrom an das eingeschlossene Luftvolumen
$\dot{Q}_{ab,LS}$	J/s	Abgegebener Wärmestrom über die Laufstreifenfläche
$\dot{Q}_{ab,SW}$	J/s	Abgegebener Wärmestrom über die Seitenwandflächen
R	%	Rebound
R^2	–	Bestimmtheitsmaß
R_{Tr}	m	Radius der Lauftrommel
Re	–	Reynolds-Zahl
$Re_{\ddot{a}q}$	–	Reynolds-Zahl-Äquivalent
Re_{krit}	–	Kritische Reynolds-Zahl
$RMSE$	var	Root Mean Squared Error
r_a	m	Außenradius des Reifens
r_{dyn}	m	Dynamischer Reifenrollradius
r_i	m	Innenradius des Reifens
r_L	m	Abstand zwischen Radachse und Trommeloberfläche
r_m	m	Mittlerer Radius des Reifens
T	$^{\circ}C$	Temperatur
T_A	$^{\circ}C$	Oberflächentemperatur
T_G	$^{\circ}C$	Glasübergangstemperatur
T_{LI}	$^{\circ}C$	Laufstreifeninnentemperatur
ΔT_{LI}	$^{\circ}C$	Änderung der Laufstreifeninnentemperatur

T_R	$^{\circ}\text{C}$	Reifentemperatur
$T_{R,WLF}$	$^{\circ}\text{C}$	WLF-korrigierte Reifentemperatur
T_{Tr}	$^{\circ}\text{C}$	Lauftrommeltemperatur
T_U	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur
$T_{U,C_{R0}}$	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur während der „0-km/h-Messung“
T_{UM}	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur während der Messung nach ISO 28580
t	s	Zeit
t_Z	s	Dauer des Fahrzyklus
Δt	s	Änderung der Zeit
U	J	Innere Energie
U_R	m	Reifenumfang
v	km/h	Fahrgeschwindigkeit
v_M	m/s	Fahrgeschwindigkeit der Mastermessung
v_m	m/s	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit
W	J	Arbeit
\dot{W}	J/s	Leistung
\dot{W}_{ab}	J/s	Abgegebene Leistung
\dot{W}_{zu}	J/s	Zugeführte Leistung
W_L	m	Breite der Reifenaufstandsfläche
W_V	W	Verlustrarbeit pro Radumdrehung
\bar{W}_V	Wh/km	Mittlere zyklusbasierte Verlustrarbeit durch Rollwiderstand
Δx	m	Änderung des Weges
x_E	m	Radialer Einfederweg des Reifens
y_i	–	Messwert i
\hat{y}_i	–	Prädizierter Wert i

α	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient
α_{GS}	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gummi und Stahl
α_K	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion
α_s	—	Absorptionsgrad
γ_0	—	Dehnamplitude
$\tan(\delta)$	—	Verlustfaktor
ε	—	Emissionsgrad eines Körpers
η	kg/ms	Dynamische Viskosität
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Luftdichte
ρ_S	—	Reflexionsgrad
σ	W/m^2K^4	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\sigma(t)$	Pa	Spannung
τ_S	—	Transmissionsgrad
ω_R	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Rades

1 Einleitung

1.1 Motivation

Der Klimawandel und dessen Folgen werden zunehmend sichtbar. Neben schmelzenden Polkappen und Gletschern und dadurch steigenden Meeresspiegeln äußern sich diese durch eine Erhöhung der Wasser- und Lufttemperaturen, absterbende tropische Wälder und zunehmende Wetterextrema. Hierdurch wird das Ökosystem der Erde geschädigt und der Lebensraum aller Arten, inklusive dem des Menschen, nachhaltig verändert. Als Hauptverursacher des Klimawandels wird der vermehrte Ausstoß von klimaschädlichen Treibhausgasen angesehen. [Tho92, Sol07, Pac14]

Mit dem Kyoto-Protokoll hat die internationale Staatengemeinschaft (United Nations) eine rechtlich bindende Begrenzung des Ausstoßes von klimaschädlichen Treibhausgasen in einem völkerrechtlichen Vertrag verankert, den neben 191 weiteren Staaten auch die Europäische Union (EU) ratifiziert hat. [Uni98]

Aus diesem Grund wurde seitens der Europäischen Kommission im Jahr 2008 als EU-Kernziel für das Jahr 2020 eine Verringerung der Emission von CO₂ um mindestens 20 % gegenüber dem Jahr 1990 festgelegt [Eur10]. Da in Deutschland der PKW-Verkehr mit einem Anteil von 60 % entscheidend zu den CO₂-Emissionen im Verkehrssektor beiträgt, wurde im Rahmen der Zielerfüllung eine Energieverbrauchskennzeichnung von PKW beschlossen, die auch PKW-Reifen betrifft [Kas11].

So wird seit 1. November 2011 jeder Neureifen mit einem Label [Ece11] versehen, das unter anderem Auskunft über den jeweiligen Rollwiderstand und den damit verbundenen Energieverbrauch gibt [Amt09b]. Da

der Rollwiderstand eines Reifens maßgeblich von den Parametern Radlast, Reifenfülldruck, Fahrgeschwindigkeit und Reifentemperatur abhängt, besitzt der im Reifenlabel ausgewiesene Rollwiderstandswert eine beschränkte Aussagekraft. Dieser ermittelte Rollwiderstandswert ist ausschließlich für den hierbei verwendeten Parametersatz (Tabelle 1.1) gemäß ISO 28580 [Iso09] gültig.

Tabelle 1.1: Prüfbedingungen für Rollwiderstandsmessungen am Prüfstand (Reifenklasse C1¹)

Größe	Wert	Einheit
Radlast	80	% <i>LI</i> ²
Fahrgeschwindigkeit	80	<i>km/h</i>
Reifenfülldruck	2,1 (2,5 bei XL-Reifen)	<i>bar</i>
Einfahrzeit	30	<i>min</i>
Umgebungstemperatur	25	°C
Trommeldurchmesser	2,0	<i>m</i>

Abbildung 1.1 zeigt exemplarisch den typischen Verlauf des Rollwiderstandes eines Reifens während der Aufwärmphase bei Prüfbedingungen nach Norm. Hierbei wird der Reifen für eine Dauer von 30 Minuten bei 80 *km/h* warmgefahren, um den Zustand eines thermischen Gleichgewichts zu erreichen. Nach Ablauf der Aufwärmphase wird der Rollwiderstand für das Reifenlabel bestimmt. Charakteristisch für den Verlauf ist der exponentielle Abfall des Rollwiderstands von über 20 % zwischen dem Reifen im kalten Zustand zu Messbeginn und dem warmen Reifen nach 30 Minuten Warmfahrdauer. Dieser Effekt ist auf die Temperaturerhöhung im Reifen zurückzuführen.

¹ Die Reifenklasse C1 beinhaltet Reifen für Fahrzeuge für die Personenbeförderung mit höchstens neun Sitzplätzen, für LKW bis zu einem zulässigen Gesamtgewicht von 3,5 t und für Anhänger mit einer zulässigen Gesamtmasse bis zu 3,5 t [Amt09a, Amt07]

² Der Lastindex LI indiziert die maximal zulässige Traglast eines Reifens.

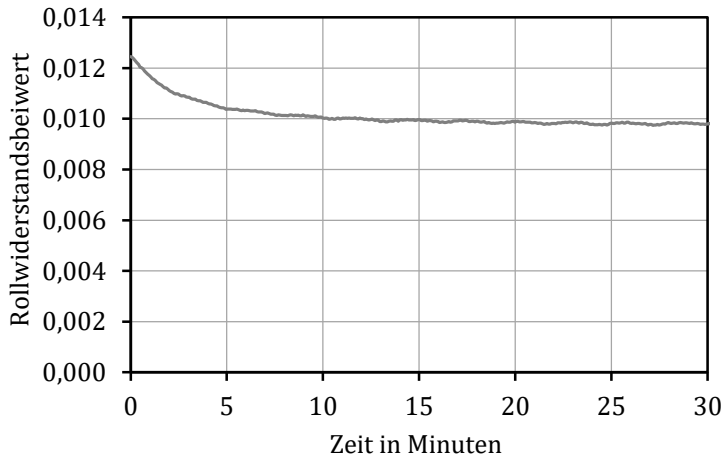


Abbildung 1.1: Typischer Verlauf des Rollwiderstandsbeiwerts während der Aufwärmphase

Diese Prüfbedingungen spiegeln nur eingeschränkt die Bedingungen einer Fahrt in einem realen Fahrzyklus wider. Die vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung in Auftrag gegebene repräsentative Studie „Mobilität in Deutschland 2008“ untersuchte das Mobilitätsverhalten der in Deutschland lebenden Menschen. Hierzu wurden in einer bundesweiten Basiserhebung 193290 zurückgelegte Wege nach verschiedenen Gesichtspunkten analysiert. [Bun10a, Bun10b]

Eine Auswertung der Wegedauer inklusive Standzeiten im motorisierten Individualverkehr (MIV) ergab, dass 75 % der Wegstrecken in weniger als 30 Minuten, 43 % sogar in weniger als 15 Minuten zurückgelegt wurden. Lediglich 25 % aller Fahrten dauerten länger als 30 Minuten. Eine Übersicht der kumulierten Häufigkeit der Wegedauern bis 30 Minuten und über 30 Minuten ist in Abbildung 1.2 dargestellt.

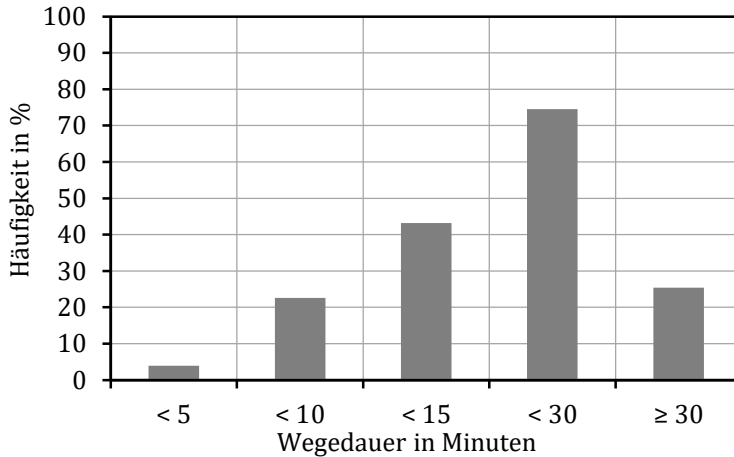


Abbildung 1.2: Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Wegedauern im MIV nach [Bun10b]

Ein ähnliches Bild ergibt sich bei Betrachtung der Wegelängen im MIV. Wie in Abbildung 1.3 dargestellt ist, waren 86 % der Fahrten kürzer als 25 km, 47 % der Fahrten kürzer als 5 km. Lediglich 14 % aller Fahrten gingen über Strecken von 25 km hinaus. Die mittlere Wegelänge betrug 18,3 km. In Kombination mit der mittleren Wegedauer ergibt sich hieraus eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 44,8 km/h.

Diese Werte weichen stark von der Durchschnittsgeschwindigkeit einer Messung nach ISO 28580 von 80 km/h bzw. der aus der Kombination mit der 30-minütigen Einfahrzeit resultierenden Wegelänge von 40 km ab.

Eine noch größere Diskrepanz zwischen den Prüfbedingungen zur Ermittlung des Rollwiderstands für das Reifenlabel und der Realnutzung weist eine Studie zum Realnutzungsverhalten von Elektrofahrzeugen nach [Pfr16b]. In dieser wurde eine Flotte von über 100 Elektrofahrzeu-

gen mit Datenloggern ausgestattet, um die regelmäßige Nutzung aufzuzeichnen und zu analysieren. Die Fahrzeuge werden hierbei überwiegend in kommerziellen Fuhrparks von kleinen und mittelständischen Unternehmen und Behörden eingesetzt.

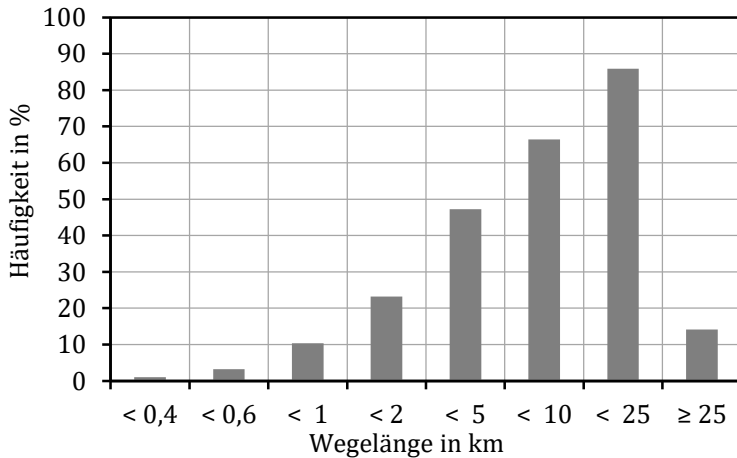


Abbildung 1.3: Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Weglängen im MIV nach [Bun10b]

Abbildung 1.4 zeigt die Ergebnisse der Auswertung dieser Daten hinsichtlich der reinen Fahrzeit³ während einer Fahrt. Im Diagramm wird der kumulierte prozentuale Anteil der Fahrten über den Fahrzeiten bis 30 Minuten aufgetragen und daneben in der letzten Klasse der Anteil der Fahrten mit über 30 Minuten Dauer. 60 % aller mit den Elektrofahrzeugen durchgeführten Fahrten waren kürzer als 15 Minuten, 10 % der Fahrten länger als 30 Minuten.

³ Die Fahrzeit beschreibt die Wegedauer abzüglich der Standzeiten.

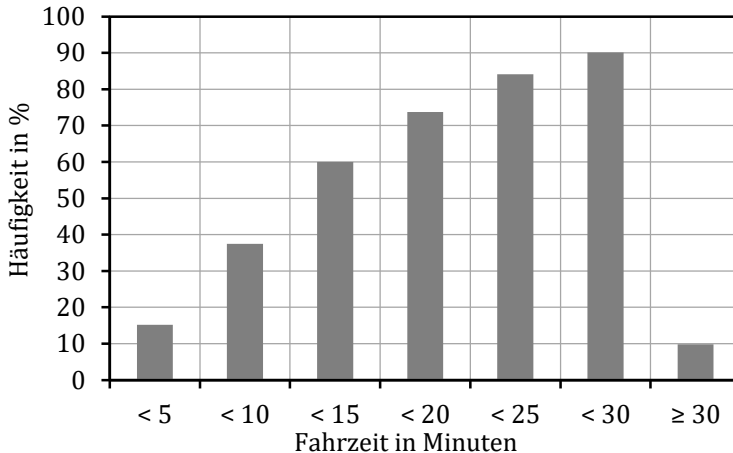


Abbildung 1.4: Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Fahrzeit ohne Standzeiten bei Elektrofahrzeugen [Gre13]

Abbildung 1.5 zeigt die kumulierte Verteilung der Fahrgeschwindigkeiten bis und über 80 km/h aller im Rahmen der Erhebung durchgeführten Messfahrten mit Elektrofahrzeugen. Die Standzeiten wurden nicht den Geschwindigkeiten $< 10 \text{ km/h}$ hinzuaddiert, sondern von der Auswertung ausgeschlossen. Es handelt sich also um eine reine Darstellung der gefahrenen Geschwindigkeiten, die kontinuierlich per GPS mit einer Abtastrate von 1 Hz erfasst wurden.

Bei über 50 % der Fahrzeit aller Fahrten lag die Geschwindigkeit unter 40 km/h und bei fast 90 % der Zeit wurde 80 km/h nicht überschritten. Eine Fahrt mit 80 km/h und mehr trat bei lediglich 10,5 % der Fahrzeit auf. Die mittlere Geschwindigkeit lag bei $37,2 \text{ km/h}$. Nahezu 70 % der erfassten Geschwindigkeiten liegen unter der üblichen zulässigen Höchstgeschwindigkeit für geschlossene Ortschaften von 50 km/h .

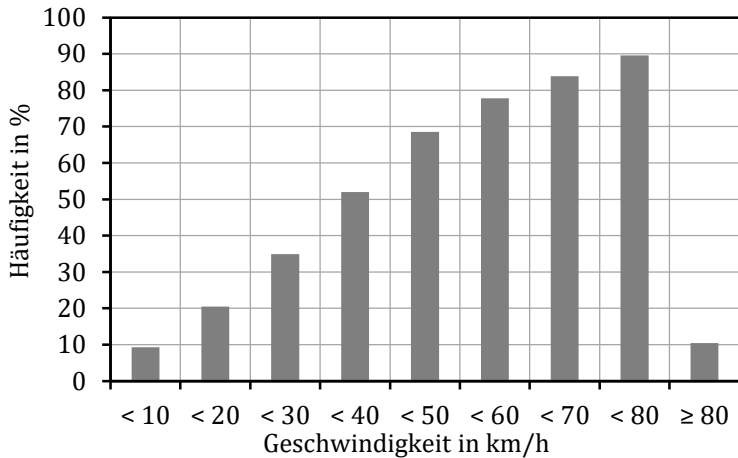


Abbildung 1.5: Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Geschwindigkeiten bei Elektrofahrzeugen [Gre13]

Der Vergleich zwischen den Messbedingungen nach Norm und den durch die Studien aufgezeigten tatsächlichen Fahrprofilen macht deutlich, dass sich diese sowohl bei der Warmfahrzeit als auch bei der Geschwindigkeit deutlich unterscheiden. Einer Warmfahrzeit nach Norm von 30 Minuten steht der Median der Wege- bzw. Fahrtdauer von etwas über 15 Minuten im MIV bzw. der Median von unter 15 Minuten bei den beobachteten Elektrofahrzeugen gegenüber. Auch die Prüfgeschwindigkeit nach Norm von 80 km/h wird durch die realen mittleren Geschwindigkeiten von $44,8 \text{ km/h}$ bzw. $37,2 \text{ km/h}$ deutlich unterschritten.

Werden der Rollwiderstandsermittlung repräsentative Fahrtdauern und Durchschnittsgeschwindigkeiten zugrunde gelegt, ergibt sich je nach Reifen teilweise ein deutlich abweichendes Bild von den Ergebnissen der Messungen nach Norm. Die Auswirkungen dieser Verringerung der Geschwindigkeit und der Verkürzung der Warmfahrzeit auf den Rollwiderstand sind anhand eines exemplarischen Vergleichs zweier

Reifen in Abbildung 1.6 dargestellt. Beide Reifen sind Sommerreifen für PKW identischer Dimension unterschiedlicher Hersteller.

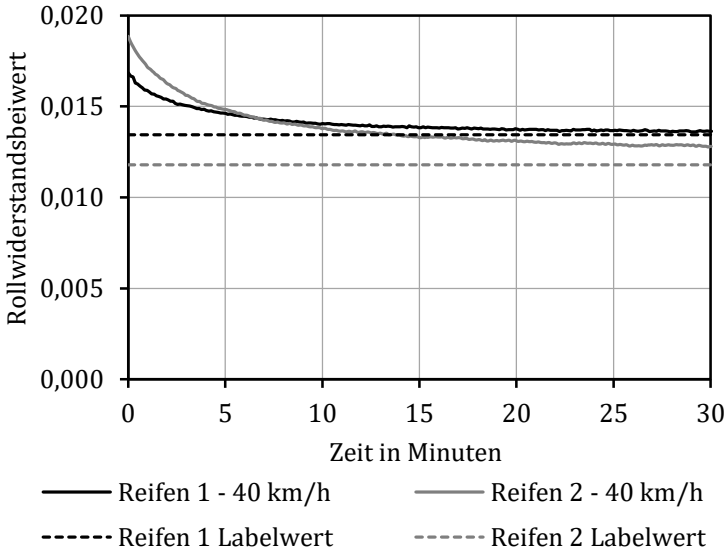


Abbildung 1.6: Rollwiderstandsverläufe bei 40 km/h und zugehörige Rollwiderstände gemessen nach ISO-Norm [Gre13]

Bei Reifen 1 entspricht der ermittelte Rollwiderstand nach Norm bei 80 km/h etwa dem Rollwiderstand bei 40 km/h im Temperaturgleichgewicht. Bei Reifen 2 hingegen ist der tatsächliche Rollwiderstand bei 40 km/h etwa 9 % höher als bei Messung nach Norm. Auch eine Betrachtung des Rollwiderstandsverlaufs während der Aufwärmphase zeigt deutliche Unterschiede. So verzeichnet Reifen 2 einen 12 % höheren Rollwiderstand in kaltem Zustand, jedoch auch einen deutlich steileren Rollwiderstandsabfall während der Aufwärmphase als Reifen 1. In Abhängigkeit des Betriebszustands, bei welchem die Ermittlung des Rollwiderstands stattfindet, ist somit eine Umkehr der Rangordnung bezüglich des Rollwiderstandsverhaltens eines Reifens möglich.

Obwohl Reifen 2 laut Reifenlabel nach Norm einen um 12 % besseren Rollwiderstandsbeiwert gegenüber Reifen 1 aufweist, ist gerade bei kurzer Fahrzeit, wie sie speziell bei typischen Fahrprofilen von Elektrofahrzeugen auftritt, bei diesem Reifen mit einem höheren Rollwiderstand und damit auch einem höheren Energieaufwand zu rechnen. Für Fahrzeuge mit durch Kurzstrecken dominierten Mobilitätsprofilen, wie es bei vielen Elektrofahrzeugen und auch häufig bei Kleinwagen der Fall ist, führt dies zu suboptimalen Auswahlprozessen bezüglich der Energieeffizienz der Reifen.

Die Reduktion auf den stationären Rollwiderstandsendwert im Zustand des thermischen Gleichgewichts führt somit zu einem Kennwert, der für dieses beschriebene reale Mobilitätsprofil von untergeordneter Bedeutung ist. Folglich würde hier auf Basis der Rollwiderstandseinstufung des Reifenlabels der falsche Reifen gewählt, was zu höherem Rollwiderstand, höherem Kraftstoffverbrauch und damit auch zu höheren Kosten und Schadstoffemissionen führt. [Gre13]

Durch eine alleinige Betrachtung eines einzigen Rollwiderstandskennwertes nach Norm kann somit nicht der Reifen identifiziert werden, der in realen Fahrzyklen den geringsten Rollwiderstand aufweisen wird. Vielmehr ist es notwendig, das Rollwiderstandsverhalten eines Reifens innerhalb eines realen Fahrzyklus zu ermitteln und die Bewertung der Reifen anhand eines zyklenbasierten Kennwerts durchzuführen.

Da an Außentrommelprüfständen, auf denen nach Norm die Rollwiderstandsmessungen durchgeführt werden, bauartbedingt keine Messungen bei realen Fahrzyklen durchgeführt werden können (vgl. Kapitel 2.1 Rollwiderstand), ist es notwendig, das reale Rollwiderstandsverhalten eines Reifens anhand eines Modells zu beschreiben und mithilfe dieses Modells den Rollwiderstandsverlauf innerhalb definierter Fahrzyklen zu präzisieren. Auf Basis dieser Prädiktion kann ein zyklusbasierter Kennwert ermittelt werden.

1.2 Stand der Forschung

In der Literatur werden zahlreiche Modelle zur Rollwiderstandsprädiktion angeführt. Diese variieren in ihrer Komplexität von einfachen Gleichungen mit einem Eingangsparameter, die beispielsweise den Zusammenhang zwischen Rollwiderstand und Radlast beschreiben, bis hin zu aufwendigen Finite-Elemente-Methoden, die sowohl das thermische als auch das viskoelastische Verhalten des Reifens umfassen.

In Anlehnung an Schuring [Sch80] lassen sich alle Modelle zur Rollwiderstandsprädiktion in vier Hauptgruppen kategorisieren: Empirische Modelle, thermische Modelle, viskoelastische Modelle und thermo-viskoelastische Modelle. Diese vier Modellgruppen und ihre berücksichtigten Parameter sind in Abbildung 1.7 visualisiert.

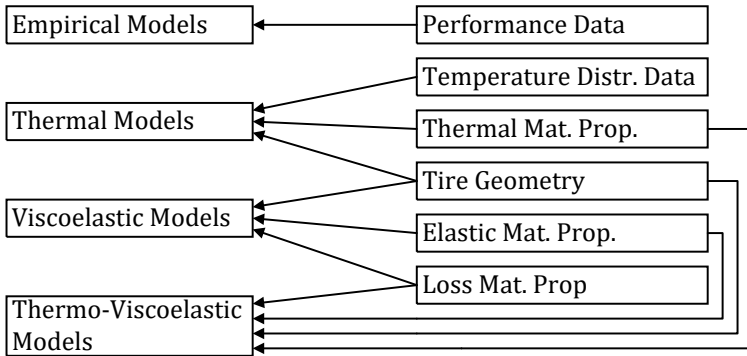


Abbildung 1.7: Charakterisierung der Rollwiderstandsmodelle nach Schuring [Sch90]

1.2.1 Empirische Modelle

Empirische Modelle basieren auf Messdaten und beschreiben die Beziehung zwischen Input und Output durch eine Gleichung, die den in Versuchen erhobenen Daten möglichst gut entspricht. Das System wird als

Blackbox betrachtet, die innere Struktur und Wirkungsweise des Systems wird nicht berücksichtigt. [Des14]

Clark [Cla78] untersuchte den Einfluss von Radlast F_Z und Reifenfülldruck p auf den Rollwiderstand F_R im Temperaturgleichgewicht und konnte auf Basis seiner Messdaten den in Gleichung (1) beschriebenen Zusammenhang feststellen. Die Parameter α_0 und α_1 stellen hierbei Konstanten dar, die für jeden Reifen durch Rollwiderstandsmessungen individuell bestimmt werden müssen.

$$F_R = \alpha_0 \cdot F_Z + \alpha_1 \cdot \frac{F_Z}{p} \quad (1)$$

Der erste Term dieser Gleichung wird als radlastabhängiger Rollwiderstand interpretiert, welcher durch den Laufstreifen entsteht. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der zweite Term dieser Gleichung für hohe Reifenfülldrücke gegen 0 strebt. Dieser zweite Term beschreibt den Energieverlust des restlichen Reifens. [Sch80]

Ähnliche Untersuchungen wurden von Khromov und Konovalova [Khr70] durchgeführt. Diese ermittelten einen ähnlichen formelmäßigen Zusammenhang (vgl. Gleichung (2)), jedoch wurde ein quadratischer Einfluss des zweiten Terms beschrieben.

$$F_R = \alpha_0 \cdot F_Z + \alpha_1 \cdot \left(\frac{F_Z}{p}\right)^2 \quad (2)$$

In der SAE Norm J1269 [Sae06] wird für die Prädiktion des Rollwiderstands in Abhängigkeit von Radlast und Reifenfülldruck für PKW-Reifen die Gleichung (3) angegeben.

$$F_R = F_Z \cdot \left(\alpha_0 + \alpha_1 \cdot F_Z + \frac{\alpha_2}{p}\right) \quad (3)$$

Lippmann et al. [Lip78] beschrieben den Rollwiderstand in Abhängigkeit des Reifenfülldrucks und der Reifendeformation durch Einfederung δ , welche sowohl durch die Radlast als auch durch den Reifenfülldruck beeinflusst wird, auf Basis ihrer Messungen des Rollwiderstands im Temperaturgleichgewicht gemäß Gleichung (4).

$$F_R = \alpha_0 \cdot p + \alpha_1 \cdot (\delta - \alpha_2) \quad (4)$$

IN SAE Norm J2452 [Sae99] wird die Modellierung des Rollwiderstands gegenüber den vorgestellten Methoden um den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit v erweitert. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (5) beschrieben und geht auf Untersuchungen von Grover [Gro98] zurück. Die Konstanten α, β, a, b, c sind für jeden Reifen durch Rollwiderstandsmessungen individuell zu bestimmen.

$$F_R = p^\alpha \cdot F_Z^\beta \cdot (a + b \cdot v + c \cdot v^2) \quad (5)$$

Weitere empirische Modelle zur Prädiktion des Rollwiderstands in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit wurden von Stiehler [Sti60] (vgl. Gleichung (6)), Kluge [Klu39] (vgl. Gleichung (7)), Curtiss [Cur69] (vgl. Gleichung (8)) und Elliot et al. [Ell71] (vgl. Gleichung(9)) veröffentlicht. Auch diese Modelle sind mittels Rollwiderstandsmessungen im Temperaturgleichgewicht für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten durch Bestimmung der Konstanten α_i zu parametrieren. Zu beachten ist, dass diese Modelle teilweise keine Variation der Radlast berücksichtigen und nur für niedrigere Geschwindigkeiten Gültigkeit besitzen.

$$F_R = \alpha_0 \cdot p + \alpha_1 \cdot v \quad v < 80 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (6)$$

$$F_R = \alpha_0 \cdot p + \alpha_1 \cdot v^2 \quad v < 150 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (7)$$

$$F_R = \alpha_0 \cdot p + \alpha_1 \cdot e^{\alpha_2 \cdot v} \quad v < 100 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (8)$$

$$F_R = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot v + \alpha_2 \cdot v^2 + \alpha_3 \cdot v^3 + \alpha_4 \cdot v^4 \quad v < 160 \frac{km}{h} \quad (9)$$

Pacejka [Pac12] beschrieb in seiner Magic Formula 6.1 das vom Rollwiderstand induzierte Widerstandsmoment M_y in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit v , der Radlast F_Z , des Reifenfülldrucks p , der Längskraft F_X und des Sturzwinkels des Reifens γ wie in Gleichung (10) dargestellt. Die mit 0 indizierten Parameter beschreiben die nominelle Radlast bzw. den nominellen Fülldruck des Reifens. Die Konstanten a_i , der Skalierungsfaktor λ_{M_y} und der Radius des unbelasteten Rades R_0 sind durch Messungen zu ermitteln.

$$M_y = F_Z \cdot R_0 \cdot \left\{ a_1 + a_2 \cdot \frac{F_X}{F_{Z0}} + a_3 \cdot \left| \frac{v}{v_0} \right| + a_4 \cdot \left(\frac{v}{v_0} \right)^4 + \left(a_5 + a_6 \cdot \frac{F_Z}{F_{Z0}} \right) \cdot \gamma^2 \right\} \cdot \left\{ \left(\frac{F_Z}{F_{Z0}} \right)^{a_7} \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{a_8} \right\} \cdot \lambda_{M_y} \quad (10)$$

Roberts [Rob59] untersuchte den Einfluss der Umgebungstemperatur T_u auf den Rollwiderstand F_R im Temperaturngleichgewicht. Hierbei konnte ein Absinken des Rollwiderstands um 0,9 % pro Kelvin Erhöhung der Umgebungstemperatur nachgewiesen und ein formelmäßiger Zusammenhang gemäß Gleichung (11) mit $k = 0,009$ aufgestellt werden. T_{um} beschreibt hierbei die mit dem gemessenen Rollwiderstand F_{Rm} korrespondierende Umgebungstemperatur.

$$F_R = F_{Rm} \cdot [1 + k \cdot (T_{um} - T_u)] \quad (11)$$

Ähnliche Untersuchungen wurden von Seki et al. [Sek69], Yasin [Yas78] und Unrau [UN13] durchgeführt. Diese konnten den Zusammenhang gemäß Gleichung (11) bestätigen, jedoch ermittelten Yasin und Unrau Werte für k von 0,0086 bzw. 0,0089.

Unter Zuhilfenahme dieser empirischen Modelle kann der Einfluss von Radlast, Fahrgeschwindigkeit, Reifenfülldruck und Umgebungstemperatur tendenziell quantifiziert werden. Jedoch sind teilweise eine Vielzahl von Rollwiderstandsmessungen zur Modellparametrierung notwendig. Dies ist vor allem bei Modellen mit vielen Reifenparametern der Fall. Über das Erwärmungsverhalten und über den Rollwiderstand im kalten Zustand des Reifens kann keine Aussage getroffen werden, da diese Messungen im jeweiligen Temperaturgleichgewicht des geprüften Parametersatzes stattfinden.

1.2.2 Thermische Modelle

Thermische Modelle unterteilen den Reifen in diskrete Strukturabschnitte und stellen für jeden dieser Abschnitte eine Wärmebilanzgleichung auf. Jede dieser Bilanzgleichungen berücksichtigt den Wärmeaustausch mit den umgebenden Elementen, die Wärmespeicherkapazität zur Berücksichtigung transienter Bedingungen und die Wärmeentwicklung innerhalb des Abschnitts. [Sch80]

Erstmals nutzte Trivisonne [Tri70] diese Art der Modellierung zur Beschreibung des Rollwiderstands F_R als Änderung der in Wärme umgesetzten Energie H bezogen auf den zurückgelegten Weg l .

$$\begin{aligned} F_R &= \frac{dH}{dl} \\ &= \frac{\dot{H}}{v} \end{aligned} \tag{12}$$

Clark und Loo [Cla76] entwickelten hieraus einen eigenen Modellierungsansatz, um den Rollwiderstand im Temperaturgleichgewicht eines Reifens aus dessen Rollwiderstand im kalten Zustand zu bestimmen. Hierzu beschrieben sie den mittleren Leistungsverlust des kalten

Reifens \dot{q}_0 pro Volumeneinheit V des Reifens in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit v und des Rollwiderstands F_{R0} im kalten Zustand gemäß folgender Gleichung:

$$\dot{q}_0 = \frac{F_{R0} \cdot v}{V} \quad (13)$$

Aus dem exponentiellen Anstieg der Reifentemperatur T folgerten sie ein exponentielles Absinken des volumenspezifischen Leistungsverlustes, wie in Gleichung (14) dargestellt. Der Parameter a stellt hierbei eine Materialkonstante des Reifens dar.

$$\dot{q} = \frac{F_{R0} \cdot v}{V} \cdot e^{-a \cdot T} \quad (14)$$

Aus der Annahme, dass die in Wärme umgesetzte Energie H aus Gleichung (12) dem volumenspezifischen Leistungsverlust multipliziert mit dem Reifenvolumen (Gleichung (14) umgestellt nach $\dot{q} \cdot V$) entspricht, folgerten sie eine Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstands wie in Gleichung (15) dargestellt.

$$F_R = \frac{\dot{H}}{v} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\dot{q} \cdot V}{v} = F_{R0} \cdot e^{-a \cdot T} \quad (15)$$

Mithilfe von FEM-Software ist eine Unterteilung des Reifens in infinitesimale Strukturabschnitte möglich. Unter Berücksichtigung der Materialparameter für jedes Volumenelement kann basierend auf Trivisonnes Modellierungsansatz die Temperaturerhöhung und Temperaturextension im Reifen mit hoher Ortsauflösung simuliert werden. Hierfür stehen dem Markt kommerzielle Softwarelösungen zur Verfügung. Exemplarisch sei das Produkt CDTire/Thermal⁴ genannt.

⁴ Ein Produkt des Fraunhofer-Instituts für Techno- und Wirtschaftsmathematik

1.2.3 Viskoelastische Modelle

In viskoelastischen Modellen wird der Rollwiderstand aus den Spannungen und Dehnungen im Reifen berechnet. Zur Bestimmung dieser wird meist eine Abschätzung vorgenommen, da diese nur unter großem Aufwand gemessen werden können.

Das erste viskoelastische Modell zur Beschreibung des Rollwiderstands wurde 1965 von Collins et al. [Col65] entwickelt. Es basiert auf den Annahmen, dass das Reifengummi während des Abrollvorgangs durch Biegung und Stauchung belastet wird, wobei der Energieverlust durch Biegung dehnungsabhängig und der Energieverlust durch Stauchung spannungsabhängig ist. Dies gilt unabhängig von den dynamischen Materialeigenschaften des Reifengummis. Der Rollwiderstand eines Reifens setzt sich dann aus der Summe dieser beiden Anteile zusammen. [Sch80]

Willett [Wil73, Wil74] verwendete diesen Modellansatz und beschrieb den Rollwiderstand in Abhängigkeit des komplexen Moduls E^* und des Verlustmoduls E'' von Gummi (vgl. Kapitel 2.2 Gummieigenschaften), der Deformation des Reifens δ und des Reifenfülldrucks p gemäß Gleichung (16). Die Parameter a_i sind hierbei experimentell für jeden Reifen zu ermitteln.

$$\begin{aligned} F_R = & a_0 \cdot \delta \cdot E_T'' + (a_1 + a_2 \cdot p) \cdot \delta^2 \cdot \frac{E_T''}{E_T^{*2}} \\ & + (a_3 + a_4 \cdot p + a_5 \cdot p^2) \cdot \delta \cdot E_R'' \\ & + (a_6 + a_7 \cdot p + a_8 \cdot p^2) \cdot \delta^2 \cdot E_C'' \end{aligned} \quad (16)$$

Der erste Term beschreibt hierbei den Rollwiderstand durch die Biegung des Laufstreifens⁵, der zweite Term den Widerstand durch dessen Stauchung. Der dritte Term stellt den Widerstand durch die Biegung des

⁵ Index T für Tread (engl. für Laufstreifen)

Gummis der Reifenkarkasse⁶, der vierte den Widerstand durch die Biegung der Kordlagen⁷ dar. Verluste im Bereich der Seitenwand des Reifens werden bei diesem Modellansatz vernachlässigt.

Einen ähnlichen Ansatz wie Willett wählten auch Gorskaya et al. [Gor78]. Diese beschrieben die volumenspezifische Verlustarbeit E_{Loss} durch den Rollwiderstand während einer Radumdrehung der Dauer T gemäß nachfolgender Gleichung, wobei σ die Spannung und $\dot{\epsilon}$ die zeitliche Änderung der Dehnung im Bereich der Reifenaufstandsfläche darstellen.

$$E_{Loss} = \int_0^T \sigma \cdot \dot{\epsilon} dt \quad (17)$$

Pillai et al. [Pil91, Pil92] beschrieben, wie in Gleichung (18) dargestellt, den Rollwiderstand in Abhängigkeit des Hystereseverhältnisses h , des Reifenfülldrucks p , der radialen Einfederung des Reifens d und der Breite der Reifenaufstandsfläche w .

Das Hystereseverhältnis stellt hierbei eine Materialkonstante des Reifens dar und ist definiert als der Anteil des Energieverlustes an der eingetragenen Energie, um den Reifen im Bereich der Bodenaufstandsfläche abzuflachen und wieder auszufedern (vgl. hierzu Kapitel 2.2 Gumeigenschaften).

$$F_R = h \cdot p \cdot d \cdot w \quad (18)$$

In der Literatur lassen sich noch zahlreiche weitere Simulationsmodelle nachweisen, die den Reifen mittels eines FE-Modells beschreiben und unter Berücksichtigung des Verlustmoduls und des Speichermoduls des

⁶ Index R für Ply Rubber (engl. für Gummi der Reifenkarkasse)

⁷ Index C für Cords (engl. für Kordlagen)

Gummis auf das Rollwiderstandsverhalten des Reifens schließen. [Shi99, Luc94, Wei99]

Auch für viskoelastische Modellierungsansätze stehen kommerzielle Softwarelösungen zur Verfügung. Hierfür seien exemplarisch die Produkte FTire⁸ (Flexible Ring Tire Model) und RMOD-K⁹ genannt. FTire ist als nichtlineares Schwingungsmodell konzipiert. Der Stahlgürtel des Reifens wird hierbei durch einen flexiblen Ring repräsentiert, der in sämtliche Richtungen relativ zur Felge verschoben und verdreht werden kann [Gip01]. RMOD-K hingegen beschreibt die Kontaktfläche und den Gürtel des Reifens mithilfe eines FE-Modells, weshalb es gegenüber FTire einen deutlich größeren Komplexitätsgrad aufweist. [Pac12]

1.2.4 Thermo-Viskoelastische Modelle

In thermo-viskoelastischen Modellen werden die Spannungen und Dehnungen innerhalb der Reifenstruktur in Verbindung mit der Reifentemperatur und der Erzeugung von Wärme gebracht, um sowohl die Temperaturverteilung als auch die Verteilung der Energieverluste innerhalb der Reifenstruktur zu ermitteln.

Ein erster Modellansatz wurde von Indeikin et al. veröffentlicht. Sie beschrieben die Dehnung im Reifen als Funktion des Reifenradius, der Fahrgeschwindigkeit und des Verlustmoduls des Reifengummis sowie des erzeugten volumenspezifischen Wärmestroms. Zur Bestimmung des Wärmestroms wurde hierbei auf die Modellierung von Trivisonne [Tri70] zurückgegriffen. [Sch80]

Ebbott et al. [Ebb99] kombinierten ein FEM-basiertes viskoelastisches Reifenmodell mit einem FEM-basierten thermischen Reifenmodell.

⁸ Ein Produkt von Cosin Scientific Software

⁹ Ein Produkt von IAT Dynamics mbH

Hierdurch konnten die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in Abhängigkeit der Reifentemperatur, der Reifenverformung und deren Anregungsfrequenz beschrieben und der Rollwiderstandsverlauf iterativ berechnet werden. Dieses Vorgehen wählten auch Futamura und Goldstein [Fut04].

Der Modellansatz von Mars und Luchini [Mar99] bedient sich der von Roberts nachgewiesenen Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstands (vgl. Gleichung (11)). Anstatt der Umgebungstemperatur wird hierbei die Reifentemperatur verwendet. Unterschiede im temperaturabhängigen Dämpfungsverhalten aufgrund der reifenspezifischen Gummimischung und sonstige gummmischungsspezifischen Reifeneigenschaften werden hierbei nicht berücksichtigt. Die Reifentemperatur wird über einen einfachen thermodynamischen Ansatz berechnet, welcher die abgeführte Wärme, die Wärmekapazität des Reifens und die durch die Rollwiderstandsverluste erzeugte Wärme berücksichtigt.

Durch diesen Modellansatz kann aus dem Rollwiderstand im Temperaturgleichgewicht und einer zugehörigen Reifentemperatur der Verlauf des Rollwiderstands ausgehend vom Zustand des kalten Reifens für den bei der Rollwiderstandsmessung verwendeten Parametersatz berechnet werden. [Luc07]

Als kommerzielle Softwarelösung ist TaMeTirE¹⁰ zu nennen. In dieser werden ein Modell der Reifenmechanik, ein viskoelastisches und ein thermisches Reifenmodell vereint. Hierdurch lassen sich transiente Rollwiderstandsverläufe innerhalb von Fahrzyklen berechnen. Die für die einzelnen Modelle verwendeten formelmäßigen Zusammenhänge und Annahmen sind nur rudimentär veröffentlicht, die Wirkungsweise des Modells lässt sich deshalb nicht nachvollziehen. Des Weiteren ist eine eigene Parametrierung eines Reifens nicht möglich. [Fév08, Fév10]

¹⁰ Ein Produkt von Michelin

1.3 Ziel der Arbeit

Ein Vergleich dieser Modelle zeigt, dass nur ein thermo-viskoelastischer Modellansatz den Rollwiderstandsverlauf unter Berücksichtigung der Reifentemperatur bestimmen kann.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein thermo-viskoelastisches Rollwiderstandsmodell zu entwickeln, das für jeden Reifen mithilfe von wenigen einfachen und standardisierten Rollwiderstandsmessungen am Prüfstand parametrisiert werden kann. Hierzu sollen, im Gegensatz zu den vorgestellten Modellen, keine weiteren Informationen bezüglich des inneren Aufbaus des Reifens, der Eigenschaften der verarbeiteten Gummimischung und auch kein FEM-Modell des Reifens benötigt, die gummimischungsspezifischen Eigenschaften des Reifens jedoch berücksichtigt werden.

Mithilfe des Modells soll der Verlauf des Rollwiderstands in beliebigen Fahrzyklen unter Berücksichtigung des Erwärmungsverhaltens des Reifens prädiziert werden können.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Rollwiderstand

Der Rollwiderstand eines Reifens an einem Rollwiderstandsprüfstand wird durch die drei unabhängigen Widerstandsanteile von Walkwiderstand, Reibungswiderstand und dem aerodynamischen Widerstand des rotierenden Reifens bestimmt. Dieser aerodynamische Widerstand entsteht durch die Ventilation des unangeströmten Reifens am Prüfstand und wird in dieser Arbeit als Lüfterwiderstand¹¹ bezeichnet.

Die Hystereseverluste durch die Verformung der Reifenkarkasse beim rollenden Reifen, dem sogenannten Walken, bilden den Walkwiderstand. Das Lüftermoment beschreibt das durch den Strömungswiderstand vom rotierenden, unangeströmten Reifen verursachte Moment, welches um die Radachse wirkt. Der Lüfterwiderstand ist die aus diesem Moment resultierende Kraft, die der Bewegungsrichtung des Reifens entgegengerichtet ist. Der Reibungswiderstand beschreibt die Verluste, die aufgrund der Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn auftreten, da auch beim freirollenden Rad kein schlupffreies Abrollen auftritt. [Hei08]

¹¹ Wiedemann et al. [Lin16b, Lin16a, May03, May06] hingegen definieren den Lüfterwiderstand als aerodynamischen Widerstand des im Radhaus rotierenden und translatorisch mit Fahrgeschwindigkeit angeströmten Reifens. Diese translatorische Anströmung ist bei einer realen Straßenfahrt existent, wird aber bei Messungen am Prüfstand vernachlässigt.

Der Rollwiderstand wird hauptsächlich durch den Walkwiderstand bestimmt. So sind 90 – 95 % des Rollwiderstands auf die Hystereseverluste beim Walken zurückzuführen. Lüfterwiderstand und Reibungswiderstand sind mit einem Anteil von unter 10 % weniger bedeutend.

Cho et al. untersuchten den Anteil der einzelnen Reifenkomponenten am Walkwiderstand unter Zuhilfenahme eines vollständigen 3D Reifenmodells. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.1 dargestellt. Hieraus ist ersichtlich, dass die Verformung des Laufstreifens mit 66 % den größten relativen Anteil zum Walkwiderstand beiträgt. Auch Ebbott et al. führten vergleichbare Untersuchungen durch, ermittelten aber von Cho abweichende Ergebnisse. Doch auch hier wurde der Laufstreifen als größter Anteil am Walkwiderstand identifiziert. [Won08, Cho13, Ebb99]

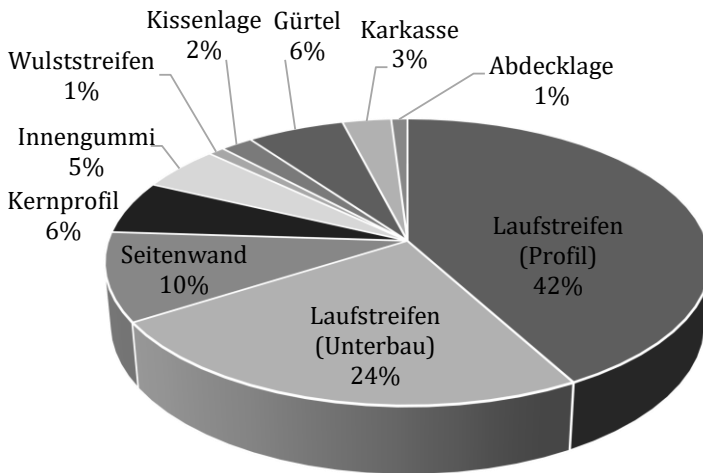


Abbildung 2.1: Anteil der Reifenkomponenten am Rollwiderstand nach [Cho13]

Abbildung 2.2 zeigt links ein einfaches Ersatzmodell eines luftgefüllten Reifens, das dessen viskoelastische Eigenschaften durch eine Parallel-

schaltung eines Feder- und eines Dämpferelements beschreibt. Hierdurch kann die Pressungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche in Bewegungsrichtung des Reifens modelliert werden. Der Schwerpunkt der Fläche, die sich aus der Integration der Pressung über die Länge der Reifenaufstandsfläche ergibt und der Radlast F_Z entspricht, ist hierbei gegenüber der Mitte der Reifenaufstandsfläche um den Abstand e verschoben (vgl. Abbildung 2.2 rechts). Das aus der resultierenden Kraft F_Z und dem Hebelarm e induzierte Moment entspricht dem durch die Hystereseverluste bedingten Walkwiderstandsmoment. [Mit14a]

Zur Ermittlung des Rollwiderstands von PKW-Reifen stehen verschiedene genormte Teststandards wie ISO 28580 [Iso09], ISO 8767 [Iso95] und SAE J2452 [Sae99] zur Verfügung.

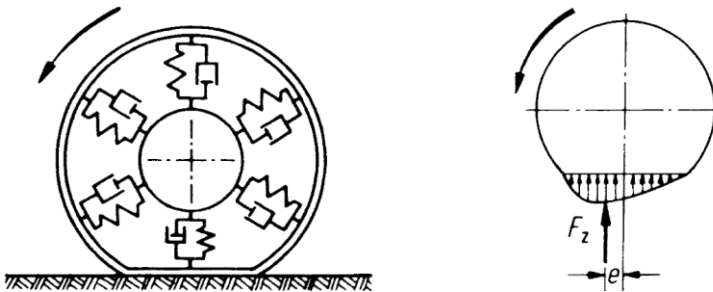


Abbildung 2.2: links: Ersatzmodell des Luftreifens
rechts: Pressungsverteilung im Latsch [Mit14a]

Eine Gemeinsamkeit dieser Teststandards ist, dass zur Rollwiderstandsmessung ein Prüfstand mit einer Außentrommel verwendet wird. Ein Vergleich von nach unterschiedlichen Standards gemessenen Rollwiderständen ist nicht möglich, da sich die Teststandards in ihren Prüfparametern unterscheiden.

Gemäß EU-Verordnung [Amt09b, Amt09a] ist für die Kennzeichnung eines Reifens mit dem EU-Reifenlabel der Rollwiderstand nach ISO 28580

zu erfassen. Die Prüfbedingungen hierzu können Tabelle 1.1 entnommen werden. Die Widerstandskraft kann entweder direkt an der Radnabe gemessen oder aus dem Antriebsmoment der Messtrommel berechnet werden. Das Antriebsmoment wiederum kann direkt gemessen oder aus dem Energiebedarf des Trommelantriebs berechnet werden. Des Weiteren ist eine Berechnung des Rollwiderstands aus dem Verzögerungsverhalten der frei drehenden Messtrommel zulässig, die durch den Rollwiderstand des Rades abgebremst wird.

Unter dem Begriff der parasitären Verluste werden laut Norm Energieverluste zusammengefasst, welche auf die Luftreibung der verschiedenen rotierenden Elemente des Prüfstands, die Reibung der Rad- und Trommellagerung oder sonstige systematische Ursachen zurückzuführen und nicht dem Rollwiderstand zuzurechnen sind. Zur Ermittlung der parasitären Verluste wird der Reifen mit einer Radlast von 100 N auf der Lauftrommel abgesetzt und die Widerstandskraft gemessen. Diese ermittelten parasitären Verluste werden bei jeder Rollwiderstandsmessung subtrahiert. Da hierdurch auch der Lüfterwiderstand des Reifens eliminiert wird und der Reifenschlupf des freirollenden Rades vernachlässigbar klein ist, entspricht die Rollwiderstandsmessung nach ISO 28580 strenggenommen einer Walkwiderstandsmessung. Zudem entspricht die ermittelte Lagerreibung bei 100 N Radlast nicht der Reibung im Messbetrieb.

Aus der Widerstandskraft an der Radnabe F_t wird der Rollwiderstand F_r unter Berücksichtigung der parasitären Verluste F_{pl} , des Radius der Lauftrommel R_{Tr} und des Abstands zwischen Radachse und Trommeloberfläche r_L nach Gleichung (19) berechnet.

$$F_r = F_t \cdot \left(1 + \frac{r_L}{R_{Tr}}\right) - F_{pl} \quad (19)$$

Die Erfassung des Rollwiderstands ist laut Norm bei einer Umgebungstemperatur von 25°C durchzuführen, jedoch sind Messungen bei Umgebungstemperaturen zwischen 20°C und 30°C möglich, wenn prüfstandsbedingt ein konstantes Niveau der Umgebungstemperatur von 25°C nicht gehalten werden kann. Da der Rollwiderstand von der Umgebungstemperatur T_U beeinflusst wird, findet eine Umrechnung des bei T_U ermittelten Rollwiderstands F_r auf einen Rollwiderstand F_{r25} bei 25°C gemäß folgender Gleichung (20) statt. Der Korrekturfaktor k_t ist abhängig vom Reifentyp und beträgt bei PKW-Reifen 0,008.

$$F_{r25} = F_r \cdot [1 + k_t \cdot (T_U - 25)] \quad (20)$$

Der Quotient aus diesem Rollwiderstand F_{r25} und der zugrunde liegenden Radlast bei 80 % LI ist für die Bewertung gemäß Reifenlabel heranzuziehen und wird Rollwiderstandsbeiwert genannt. [Amt09a, Iso09]

Mit derzeitig verwendeten Prüfständen ist keine Messung des Rollwiderstands innerhalb eines simulierten Fahrzyklus, sondern lediglich bei konstanter Fahrgeschwindigkeit möglich. Dies ist zum einen darauf zurückzuführen, dass die Antriebsleistung der Messtrommel nicht ausreicht, um deren rotatorische Masse mit der dafür erforderlichen Drehzahldynamik zu beaufschlagen. Zum anderen sind die parasitären Verluste drehzahlabhängig und während der Messung nicht konstant. Eine Korrektur des erfassten Rollwiderstands ist nicht möglich, da die Verluste für den gesamten Fahrzyklus nicht bestimmt werden können. Ohne eine Korrektur dieser parasitären Verluste ist der ermittelte Rollwiderstand jedoch zu ungenau.

2.2 Gummieigenschaften

Das Reifengummi ist eine Mischung aus mehr als 200 Rohmaterialien, wobei Polymere, Verstärkerfüllstoffe und Schwefel die wesentlichen Inhaltsstoffe darstellen. Die Polymere aus Natur- oder Synthetikgummi sind der Ausgangsstoff des Reifengummis. Aufgrund dieser Polymere weist Reifengummi die für viskoelastische Materialien typische Hysterese auf, welche für den Walkwiderstand verantwortlich ist. Die Verstärkerfüllstoffe aus Ruß und Silika verleihen dem Reifengummi eine hohe Verschleiß- und Rissbildungsresistenz und somit eine hohe Abriebsfestigkeit und erhöhen die Materialsteifigkeit. Zusätzlich beeinflussen die Füllstoffe die viskoelastischen Eigenschaften. Schwefel bildet während des Vulkanisationsprozesses unter Druck und Hitze Schwefelbrücken zwischen den Polymerketten aus. Diese verleihen dem Reifengummi den Zusammenhalt und die Elastizität. [Vin05b, Lei08, Con11, Vil01]

Wird ein gummielastischer Probenkörper einer sinusförmigen Deformation der Dehnamplitude γ_0 unterzogen, so eilt, wie in Abbildung 2.3 links dargestellt, die mechanische Spannung $\sigma(t)$ der Deformation $\gamma(t)$ um den Phasenwinkel δ bei gleicher Kreisfrequenz $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ voraus. Ursache dieser Phasenverschiebung sind die molekularen Reibungsprozesse im Gummi, die zu einer Energiedissipation von Bewegungsenergie in Wärme führen.

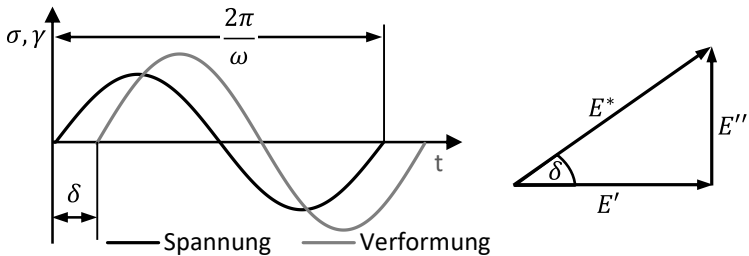


Abbildung 2.3: Der komplexe Modul eines viskoelastischen polymeren Festkörpers nach [Hei97]

Der zeitliche Verlauf der Spannung $\sigma(t)$ kann anhand des Speichermoduls E' und des Verlustmoduls E'' gemäß Gleichung (21) beschrieben werden. Der Speichermodul E' ist hierbei ein Maß für die während der zyklischen Deformation gespeicherten elastischen Energie, der Verlustmodul E'' ein Maß für die dissipierte Energie. Aus diesen Moduln berechnet sich der komplexe Modul E^* und der Verlustfaktor $\tan(\delta)$ wie in den Gleichungen (22) und (23) dargestellt, mithilfe derer sich das viskoelastische Verhalten einer Gummiprobe beschreiben lässt.

Ein Verlustfaktor von 0 entspricht rein elastischem, ein Verlustfaktor von $+\infty$ rein viskosem Materialverhalten. [Hei97, Hor06]

$$\sigma(t) = \gamma_0 \cdot [E' \cdot \sin(\omega \cdot t) + E'' \cdot \cos(\omega \cdot t)] \quad (21)$$

$$E^* = E' + i \cdot E'' \quad (22)$$

$$\tan(\delta) = \frac{E''}{E'} \quad (23)$$

Der komplexe Modul und der Verlustfaktor weisen eine starke Temperaturabhängigkeit auf. Dies ist dem Effekt geschuldet, dass die Polymerketten in Abhängigkeit der Temperatur ihre Beweglichkeit ändern. Oberhalb einer kritischen Temperatur sind die Polymerketten verform-

bar, woraus ein elastisches Materialverhalten resultiert (Gummibereich). Unterhalb dieser kritischen Temperatur ist die Beweglichkeit eingefroren und das Material erstarrt glasartig (Glasbereich), weshalb diese kritische Temperatur als Glastemperatur T_G bezeichnet wird. In Abbildung 2.4 sind die Temperaturabhängigkeit von komplexem Modul und Verlustfaktor qualitativ dargestellt. [Wra14]

Neben der Temperaturabhängigkeit ist eine Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz nachweisbar. Eine Erhöhung der Frequenz führt zu einer erhöhten Steifigkeit des Elastomers. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei hoher Frequenz die Relaxationszeit zwischen zwei Lastspielen nicht ausreichend ist, um Polymerketten in ihre Entspannungslage zurückzuführen und Spannungen dadurch abzubauen.

Ähnlich der Temperaturabhängigkeit nimmt das Material bei hohen Anregungsfrequenzen glasähnliche Eigenschaften an und sowohl komplexer Modul als auch Verlustfaktor nehmen zu, wobei aber der Verlustfaktor zu sehr hohen Frequenzen hin wieder abnimmt. [Vin05a]

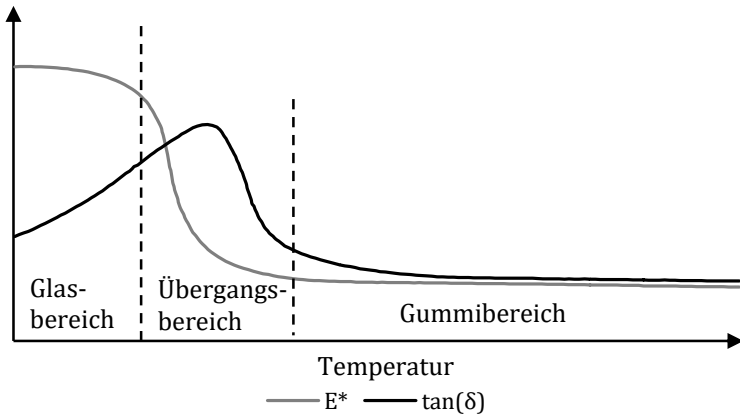


Abbildung 2.4: Temperatureinfluss auf die dynamischen Eigenschaften [Bro06]

Viskoelastische Materialien weisen somit eine umgekehrt proportionale Abhängigkeit zwischen Temperaturanstieg und Belastungshäufigkeit bzw. Frequenz auf. Die Gleichwertigkeit von Frequenz und Temperatur wurde von Williams, Landel und Ferry nachgewiesen [Wil55]. Eine Temperaturänderung kann durch das nach ihnen benannte WLF-Gesetz (vgl. Gleichung (24)) in eine äquivalente Frequenzänderung umgerechnet werden. Die Parameter c_1 und c_2 werden hierbei als WLF-Parameter bezeichnet und durch rheologische Untersuchungen des Polymers bestimmt. Eine Temperaturerhöhung um $T - T_G$ entspricht somit einer Verminderung der Anregungsfrequenz. Die äquivalente Anregungsfrequenz wird aus dem Produkt aus dem Verschiebungsfaktor $a(T)$ und der ursprünglichen Anregungsfrequenz berechnet. [Vin05a, Wra14]

$$\log(a(T)) = \frac{-c_1 \cdot (T - T_G)}{c_2 + T - T_G} \quad (24)$$

Neben dieser Temperatur- und Frequenzabhängigkeit weisen vor allem gefüllte Polymere eine Abhängigkeit des komplexen Moduls von der Dehnungsamplitude auf. Der Payne-Effekt beschreibt die Abnahme der Steifigkeit mit zunehmender Dehnungsamplitude. So konnte durch Fletcher und Gent eine Entfestigung des Polymers bei periodischer Dehnung mit Amplituden größer 0,1 % nachgewiesen werden.

Bei erstmaliger Dehnung weist ein gefülltes Polymer eine höhere Steifigkeit auf als bei nachfolgenden Dehnungszyklen mit identischer Amplitude. Dieses irreversible Entfestigungsverhalten, das erstmalig von Mullins beschrieben wurde, wird als Mullins-Effekt bezeichnet. [Fle54, Pay62, Mul69, Wan99, Gre16]

Zur Modellierung des Materials werden phänomenologische Relaxationsmodelle verwendet, die das dynamisch-mechanische Verhalten beschreiben. Grundlage dieser Modelle sind meist die mechanischen Eigenschaften des idealen Festkörpers und der idealen Flüssigkeit. Der

ideale Festkörper wird hierbei als mechanisches Federelement (vgl. Hookesches Medium in Abbildung 2.5) und die ideale Flüssigkeit als Dämpfungselement (vgl. Newtonsches Medium in Abbildung 2.5) betrachtet. Plastizität kann als Ergebnis eines mit innerer Reibung verbundenen Vorgangs durch ein Coulombsches Reibelement modelliert werden (vgl. Saint-Venantsches Medium in Abbildung 2.5). Durch die Kombination von Feder-, Dämpfungs- und Reibelementen können mechanische Ersatzschaltbilder aufgebaut werden, die eine Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens von Polymeren erlauben. Typische Materialmodelle sind in Abbildung 2.5 dargestellt.

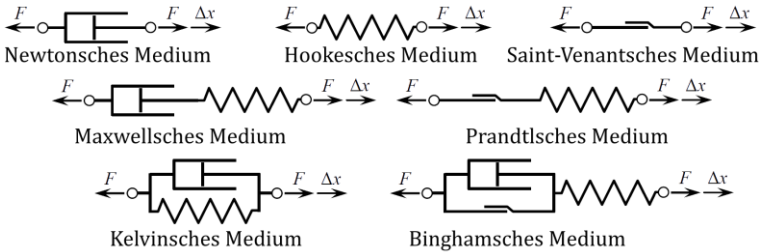


Abbildung 2.5: Modelle für Stoffgesetze nach [Wag13]

Als Maxwell-Element wird die serielle Schaltung aus Feder- und Dämpferelement bezeichnet. Durch dieses kann ein Materialverhalten modelliert werden, das sich bei statischer Belastung näherungsweise viskos und für hohe Anregungsfrequenzen elastisch verhält. Ein Prandtl-Körper wird durch eine Reihenschaltung eines Coulombschen Reibelements und eines Hookschen Federelements beschrieben. Hierdurch kann eine Kombination aus elastischem und plastischem Materialverhalten modelliert werden.

Ein Kelvinsches Medium (Kelvin-Voigt-Körper) zeichnet sich durch eine Versteifung bei Erhöhung der Verformungsgeschwindigkeit aus. Dieses

wird durch eine Parallelschaltung von Feder- und Dämpferelement beschrieben. Bei quasi-statischer Anregung tritt rein elastisches Materialverhalten auf. Eine Kombination aus elastischen, plastischen und viskosen Eigenschaften weist ein Bingham'sches Medium auf. Durch dieses lassen sich plastische Deformationen modellieren, bei denen zuvor eine elastische Verformung und eine viskose Dämpfung zu berücksichtigen ist. Durch eine kombinierte Reihen- und Parallelschaltung von Feder-, Reibungs- und Dämpferelementen kann das Materialverhalten beliebig modelliert werden. [Bee94, Wag13, Rus11, Wra14]

2.3 Wärmeübertragung

Energie, welche die Grenzen eines Systems überschreitet, wird in der Thermodynamik dann als Wärme bezeichnet, wenn der Energietransport durch den Temperaturunterschied zwischen Umgebung und System bewirkt wird. Gemäß dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik fließt Wärme stets in Richtung der niedrigeren Temperatur über die Systemgrenzen. Grundsätzlich werden drei Arten der Wärmeübertragung unterschieden: Konduktion (Wärmeleitung), Konvektion und Wärmestrahlung. [Bae09, Pol09]

2.3.1 Konduktion

Konduktion beschreibt den Wärmefluss in einem Feststoff oder einem ruhenden Fluid. Der Energietransport durch Konduktion lässt sich durch die Wärmestromdichte \dot{q} in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT und der Wärmeleitfähigkeit λ , die primär durch das Material bestimmt wird, nach dem Fourierschen Gesetz gemäß Gleichung (25) berechnen.

In einem isotropen Material ist der Vektor der Wärmestromdichte stets senkrecht zur isothermen Fläche gerichtet. Für einen Wärmestrom $d\dot{Q}$

senkrecht eines beliebig orientierten Flächenelements dA kann bei ein-dimensionaler Betrachtung durch Integration über die Querschnittsfläche Gleichung (26) hergeleitet werden, womit der Wärmestrom \dot{Q} durch ein Volumen mit einer Querschnittsfläche A und einer Dicke d in Abhängigkeit der beiden Wandoberflächentemperaturen T_{W1} und T_{W2} berechnet werden kann. [Bae09]

$$\begin{aligned}\dot{q} &= -\lambda \cdot \text{grad}(T) \\ &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \mathbf{e}_x + \frac{\partial T}{\partial y} \mathbf{e}_y + \frac{\partial T}{\partial z} \mathbf{e}_z \right)\end{aligned}\quad (25)$$

$$\dot{Q} = \lambda \cdot A \cdot \frac{T_{W1} - T_{W2}}{d}\quad (26)$$

Eine Vereinfachung dieser Schreibweise wird durch den Newton'schen Ansatz erreicht, wenn der schwer bestimmbare Temperaturgradient $\text{grad}(T)$, im vorliegenden Fall die Wandoberflächentemperaturen T_{W1} und T_{W2} , nicht bekannt ist. Durch Einführung des Wärmeübergangskoeffizienten α lässt sich der Wärmestrom senkrecht zur Kontaktfläche A zwischen zwei Körpern berechnen. ΔT beschreibt hierbei die Temperaturdifferenz der beiden Körper. Der Wärmeübergangskoeffizient ist abhängig vom Material bzw. der Materialpaarung der Kontaktflächen. [Mei07]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T\quad (27)$$

2.3.2 Konvektion

Die zweite Art der Wärmeübertragung bildet die Konvektion. Diese wird zwischen erzwungener und freier (natürlicher) Konvektion unterschieden. Bei erzwungener Konvektion wird der Wärmeübergang durch die Temperaturunterschiede, die Strömungsgeschwindigkeit und die

Stoffgrößen des Fluides bestimmt. Ebenso lässt sich die Wärmeübertragung durch Konvektion durch den Newton'schen Ansatz in Gleichung (27) beschreiben. Der Wärmeübergangskoeffizient α lässt sich in Abhängigkeit von charakteristischer Länge l_{char} , Wärmeleitwert des Fluids λ und Nußelt-Zahl Nu gemäß Gleichung (28) bestimmen. Die dimensionslose Nußelt-Zahl beschreibt das Verhältnis der für die Strömung charakteristischen Länge zur Dicke der Temperaturgrenzschicht. [Böc11]

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot Nu}{l_{char}} \quad (28)$$

Das Strömungsprofil eines Fluids an einer Wand, das sich aufgrund der Reibung zwischen Wand und Fluid ausbildet, wird als Strömungsgrenzschicht bezeichnet. Bei einer laminaren Strömung tritt eine Bewegung in Schichten auf, die keine Verwirbelungen oder Queranströmungen aufweisen, wohingegen die turbulente Strömung durch eine Vielzahl von Verwirbelungen gekennzeichnet ist.

Als Beurteilungskriterium für eine Strömung wird die Reynolds-Zahl Re verwendet. Diese beschreibt das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften einer Strömung und wird gemäß Gleichung (29) berechnet. v_m beschreibt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und ν die kinematische Viskosität der Flüssigkeit. Die kritische Reynolds-Zahl Re_{krit} , bei der ein Umschlagen von laminarer in turbulente Strömung geschieht, ist abhängig vom umströmten Gegenstand. So ist Re_{krit} für eine überströmte ebene Platte mit $\approx 10^5$ und für ein durchströmtes Rohr mit ≈ 2320 anzugeben. [Bae09]

$$Re = \frac{v_m \cdot l_{char}}{\nu} \quad (29)$$

Für laminare Strömungen von Gasen berechnet sich die Nußelt-Zahl Nu_{lam} gemäß Gleichung (30). Für turbulente Strömungen von Gasen ist die Nußelt-Zahl Nu_{turb} nach Gleichung (31) zu berechnen. [Böc11]

$$Nu_{lam} = 0,644 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{\frac{1}{2}} \quad (30)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right) \cdot Re^{-0,1}} \quad (31)$$

Die Prandtl-Zahl Pr beschreibt das Verhältnis der Dicken von laminarer Strömungsgrenzschicht zur Temperaturgrenzschicht. Dieses Verhältnis kann unter Berücksichtigung der Dichte ρ , der spezifischen Wärmekapazität c_p , der Wärmeleitfähigkeit λ und der kinematischen Viskosität ν des Fluids wie folgt berechnet werden:

$$Pr = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} \quad (32)$$

Die freie Konvektion entsteht nur durch Temperaturunterschiede innerhalb eines strömungsfreien Fluides, woraus Dichteunterschiede resultieren. Diese Dichteunterschiede verursachen Auftriebskräfte, die zu einer Zirkulation innerhalb eines Fluides führen. [Her14, Böc11, Spi15]

2.3.3 Wärmestrahlung

Die dritte Art der Wärmeübertragung stellt die Wärmestrahlung dar, welche sich grundlegend von der Konduktion und dem konvektiven Wärmeübergang unterscheidet. So ist die Wärmeübertragung durch Strahlung nicht an Materie gebunden, sondern wird durch die Energie der elektromagnetischen Wellen auch durch den leeren Raum (Vakuum) übertragen. Hierbei sind nicht Temperaturgradienten oder Temperaturdifferenzen für den Wärmestrom maßgebend, sondern Unterschiede der vierten Potenz der absoluten Temperaturen der Körper.

Die elektromagnetischen Wellen im Wellenlängenbereich von $0,1 - 1000 \mu\text{m}$ werden von Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen ausgestrahlt; auftreffende Strahlung kann durch Absorption wieder in innere Energie umgewandelt werden. Neben der Absorption der auftreffenden Strahlung ist auch eine Reflektion oder Transmission der Strahlung möglich. Der jeweilige Anteil der Strahlung wird durch den Absorptionsgrad α_S , den Transmissionsgrad τ_S und den Reflexionsgrad ρ_S angegeben und es gilt folgender formelmäßiger Zusammenhang:

$$\alpha_S + \tau_S + \rho_S = 1 \quad (33)$$

Das Vermögen, Strahlen auszusenden, hängt von den Material- bzw. Oberflächeneigenschaften eines Körpers ab. So ist ein sogenannter schwarzer Strahler in der Lage, bei einer bestimmten Temperatur Strahlen mit maximaler Intensität auszusenden. Die Fähigkeit anderer Körper, bei der gleichen Temperatur Strahlen auszusenden, wird durch den Emissionsgrad ε angegeben. Das Emissionsverhältnis ist das Verhältnis der Strahlungsintensität eines Körpers bei einer bestimmten Temperatur, verglichen mit der Strahlungsintensität eines schwarzen Körpers bei gleicher Temperatur.

Das Kirchhoff'sche Gesetz besagt, dass der Emissionsgrad ε eines Körpers bei stationären Verhältnissen gleich dessen Absorptionsverhältnis α_S ist.

$$\alpha_S = \varepsilon \quad (34)$$

Mithilfe des Stefan-Boltzmann-Gesetzes kann der von einem Körper abgestrahlte Wärmestrom entsprechend der Gleichung (35) berechnet werden. σ stellt hierbei die Stefan-Boltzmann-Konstante mit $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ und T die Oberflächentemperatur des strahlenden Körpers dar.

Ein Körper 1 emittiert nicht nur Strahlung, sondern nimmt auch die Strahlung von einem benachbarten Körper 2 auf, sofern dieser eine Oberflächentemperatur $> 0\text{ K}$ aufweist. Der gesamte Wärmestrom für zwei in Wechselwirkung stehende Körper berechnet sich gemäß Gleichung (36). \bar{F}_{12} beschreibt hierbei den Sichtfaktor, welcher die Orientierung der beim Strahlungsaustausch beteiligten Flächen beschreibt.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (35)$$

$$\dot{Q} = \frac{\sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 \cdot A_1} + \frac{1}{\bar{F}_{12} \cdot A_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 \cdot A_2}} \quad (36)$$

Ist die Fläche eines Körpers von einer viel größeren emissionsfähigen Fläche umgeben, wie es beispielsweise für einen Körper in einem ihn umgebenden Raum der Fall ist, so vereinfacht sich obige Gleichung zu:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (37)$$

[Böc11, Bae09]

3 Versuchseinrichtung und Messdatenerfassung

3.1 Flachbahn-Außentrommel-Prüfstand

Zur messtechnischen Erfassung des Rollwiderstands von PKW-Reifen steht dem Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) ein kombinierter Flachbahn-Außentrommel-Prüfstand (FPS) zur Verfügung. Dieser ermöglicht durch eine Umpositionierung der Radaufhängung samt Messnabe die Durchführung von Rollwiderstandsmessungen auf einer Stahltrommel mit einem Durchmesser von $2,0\text{ m}$, einer Stahltrommel mit einem Durchmesser von $1,71\text{ m}$ sowie auf einem ebenen Stahlband, gestützt durch ein hydrodynamisches Flächenlager. Der prinzipielle Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Der detaillierte Aufbau des Prüfstands samt Radaufhängung und Messsystem kann den Arbeiten von Eckel und Unrau entnommen werden [Eck85, Unr13].

Als Besonderheiten des Prüfstands sind die vollständige Lagerreibungskompensation sowie die Möglichkeit der Erfassung des Lüftermoments eines Messreifens hervorzuheben. Durch den in [Unr13] beschriebenen Radantriebsmotor und die vorgeschaltete Antriebsmomentregelung kann die vom Radlager verursachte Reibung vollständig kompensiert werden. Die separate Erfassung der parasitären Verluste F_{pl} , wie sie in ISO 28580 beschrieben ist (vgl. Kapitel 2.1), kann hierdurch entfallen. Der Wert für F_{pl} ist mit 0 N anzusetzen.

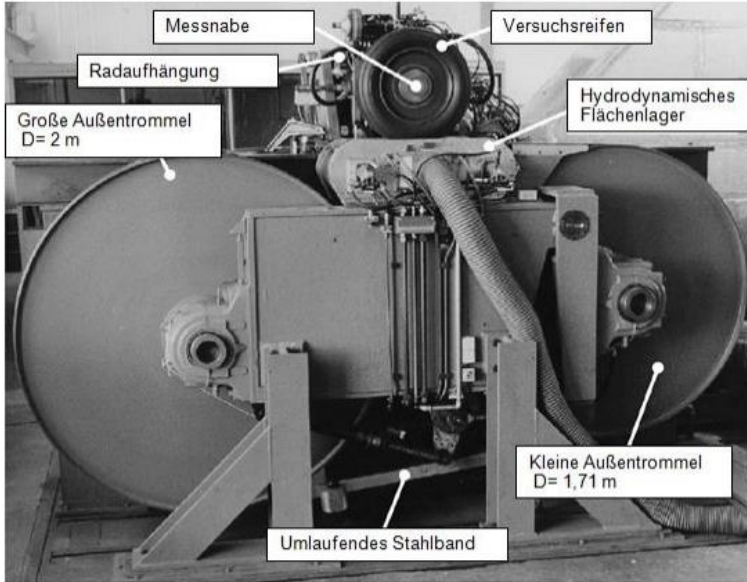


Abbildung 3.1: Flachbahn-Außentrommelprüfstand am FAST, KIT

Unter Zuhilfenahme des Radantriebmotors kann für jede Messgeschwindigkeit das Lüftermoment $M_{Lü}$ ermittelt werden. Die Durchführung dieser Lüftermomentmessung ist den Ausführungen von Unrau [Unr13] zu entnehmen. Der Lüfterwiderstand $F_{Lü}$ wird aus dem Lüftermoment unter Berücksichtigung des dynamischen Reifenrollradius r_{dyn} ¹², welcher mit der aktuellen Geschwindigkeit korrespondiert, gemäß Gleichung (38) berechnet.

$$F_{Lü} = \frac{M_{Lü}}{r_{dyn}} \quad (38)$$

¹² r_{dyn} ist als Quotient aus Fahrgeschwindigkeit v und Raddrehwinkelgeschwindigkeit ω_R definiert.

Der Nachweis, dass für obige Gleichung der dynamische Reifenrollradius zu verwenden ist, lässt sich durch eine Leistungsbilanz, wie sie in den untenstehenden Gleichungen (39) vollzogen ist, erbringen. Dieser Bilanz liegt die Überlegung zugrunde, dass das Lüftermoment $M_{Lü}$ des sich mit Winkelgeschwindigkeit ω_R drehenden Rades vollständig und ausschließlich mit der Kraft $F_{Lü}$ an der sich mit Geschwindigkeit v bewegenden Fahrbahn abstützt.

Es gilt somit:

$$\begin{aligned}
 F_{Lü} \cdot v &= M_{Lü} \cdot \omega_R \\
 \text{mit } r_{dyn} &= \frac{v}{\omega_R} \text{ folgt} \\
 F_{Lü} \cdot \omega_R \cdot r_{dyn} &= M_{Lü} \cdot \omega_R \\
 \text{aufgelöst nach } F_{Lü} &\text{ folgt} \\
 F_{Lü} &= \frac{M_{Lü}}{r_{dyn}}
 \end{aligned} \tag{39}$$

Alle in dieser Arbeit verwendeten Rollwiderstandsverläufe wurden an dem beschriebenen Prüfstand auf der Lauftrommel mit dem Außendurchmesser von 2,0 m gemessen. Die technischen Daten des Prüfstands können Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 entnommen werden.

Tabelle 3.1: Technische Daten des FPS

Komponente	Wert
Durchmesser der Lauftrommeln	2000 <i>mm</i> 1710 <i>mm</i>
Breite der Lauftrommeln	350 <i>mm</i>
Breite des Stahlbands	310 <i>mm</i>
Dicke des Stahlbands	1,5 <i>mm</i>
Maximale Geschwindigkeit auf den Trommeln	300 <i>km/h</i>
Maximale Geschwindigkeit der ebenen Fahrbahn	250 <i>km/h</i>
Maximale Radlast	10 <i>kN</i>
Fest einstellbarer Sturzwinkel	$\pm 10^\circ$
Verstellbarer Schräglaufwinkel	$\pm 5^\circ$
Felgendurchmesser der Prüfräder	13 – 20 <i>Zoll</i>
Antriebsleistung je Lauftrommel	110 <i>kW</i>
Antriebsleistung für Messungen auf der ebenen Fahrbahn	170 <i>kW</i>
Radantriebsleistung	6 <i>kW</i>

Tabelle 3.2: Messbereiche des 6-Komponenten-Messsystems

Messkomponente	Messbereich	Messgenauigkeit
Umfangskraft F_x	1000 <i>N</i>	$\pm 0,5$ <i>N</i>
Seitenkraft F_y	2000 <i>N</i>	± 10 <i>N</i>
Radlast F_z	10000 <i>N</i>	± 15 <i>N</i>
Sturzmoment M_x	1200 <i>Nm</i>	± 6 <i>Nm</i>
Antriebsmoment M_y	30 <i>Nm</i>	$\pm 0,15$ <i>Nm</i>
Rückstellmoment M_z	300 <i>Nm</i>	$\pm 1,5$ <i>Nm</i>

3.2 Klimatisierungseinrichtung

Die Umgebungstemperatur hat einen entscheidenden Einfluss auf den Rollwiderstand von PKW-Reifen. Anhand der Umgebungstemperaturkorrektur des Rollwiderstands gemäß ISO 28580 wird deutlich, dass der Rollwiderstand bei PKW um 0,8 % und bei Leicht-LKW und Bussen um 1,0 % pro Kelvin Erhöhung der Umgebungstemperatur verringert wird. Durch eine während des Messbetriebs sich ändernde Umgebungstemperatur wird der transiente Verlauf des Rollwiderstands während der Erwärmungsphase des Reifens stark beeinflusst. Eine gezielte Untersuchung des Erwärmungsverhaltens bzw. dessen Auswirkung auf den Rollwiderstandsverlauf eines Reifens ist ohne eine während der Messung konstant gehaltene Umgebungstemperatur nicht möglich. Außerdem ist dieser Wert von 0,8 % bzw. 1,0 % nur ein Durchschnittswert, der in Abhängigkeit von Reifen und Betriebsbedingung abweichen kann. [UN13]

Die bisherige Prüfstands Umgebung sah keine Möglichkeit zur gezielten Temperierung der Umgebungstemperatur vor. In Extremfällen waren jahreszeitenbedingte Schwankungen im Bereich von 17°C bis deutlich über 30°C messbar, da die Umgebungstemperatur innerhalb der Prüf Umgebung auch der Raumtemperatur der Werkhalle entsprach, in der der Prüfstand untergebracht ist. Hierdurch war der Messbetrieb nicht an allen Tagen möglich. Des Weiteren war eine Erhöhung der Raumtemperatur von mehreren Grad Celsius während eines Rollwiderstandsmessvorgangs nachweisbar. Begründet ist dies durch den vom Rollwiderstand induzierten Energieeintrag in Form von Wärme während der 30-minütigen Messdauer.

Aus diesem Grund wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit die Versuchseinrichtung zur messtechnischen Erfassung des Rollwiderstands modifiziert und erweitert, um hierdurch die Durchführung der für diese Arbeit erforderlichen Messungen zu ermöglichen.

Der erste Teil der Umbaumaßnahme umfasste die für eine Klimatisierung notwendige Umhausung der Prüfumgebung, die als kombinierte Klima- und Schutzkammer ausgeführt wurde. Diese besteht aus einem stählernen Unterbau in Gerüstbauweise, welcher durch den Einsatz von 8,0 mm dicken Stahlplatten verstärkt wurde (vgl. Abbildung 3.2 links). Dieser Unterbau ist innen mit selbsttragenden Flachabsorbern der Bezeichnung Sonex W™ der Firma G+H Isolierung GmbH ausgekleidet und außen mit einer Kapselung der Bezeichnung Sonex N™ umhaust. Neben der thermischen Isolierwirkung weisen diese Sonex-Elemente auch eine stark schalldämmende Wirkung auf, wodurch sich die Prüfumgebung auch akustisch von der umgebenden Maschinenhalle separieren lässt. Der umkapselte Unterbau ist schematisch in Abbildung 3.2 rechts dargestellt.

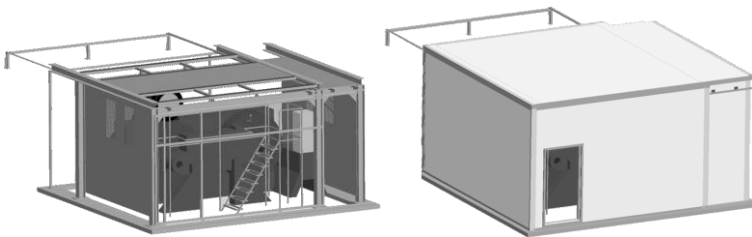


Abbildung 3.2: links: Stahlunterbau der Prüfstandeinhausung
rechts: Prüfstandeinhausung

Durch diese erste Erweiterung konnte der Prüfstand samt Prüfumgebung für eine Klimatisierung vorbereitet und zusätzlich an die aktuellen gesetzlichen Anforderungen gemäß Arbeitsstättenverordnung [Bun04] und Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung [Bun07] angepasst und die notwendige Sicherheit für den Betrieb gewährleistet werden.

Die Planung, Konstruktion und Errichtung dieser Prüfstandeinhausung wurden im Rahmen einer Projektarbeit von Barenthien [Bar11] umge-

setzt. Sämtliche hierfür erforderlichen Berechnungen sowie die Planungsunterlagen können anhand dieser Arbeit nachvollzogen bzw. dieser Arbeit entnommen werden.

Der zweite Schritt der Umbaumaßnahme umfasste die Installation einer Klimatisierungseinrichtung für die Prüfstands Umgebung. Diese ist schematisch in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Auslegung der maximalen Kühlleistung stützt sich auf die Berechnungen von Senge [Sen87], worin der maximale Wärmeeintrag¹³ unter Berücksichtigung der Reifenverluste und der Verluste der innerhalb der Prüfumgebung befindlichen hydraulischen und elektromechanischen Komponenten mit $65,5 \text{ kW}$ beziffert wurde.

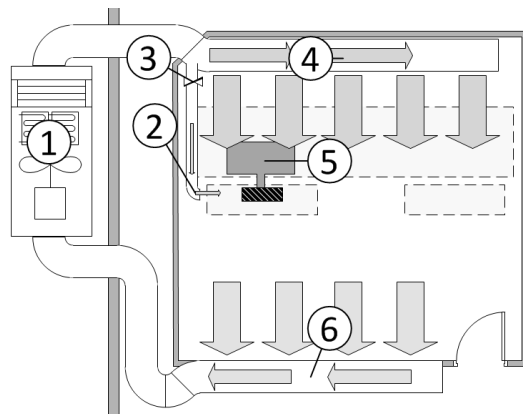


Abbildung 3.3: Schematischer Aufbau der Prüfstandsklimatisierung

Die Klimatisierungseinrichtung ist als Umluftanlage ausgeführt. Die Luft wird durch die Außeneinheit ① temperiert und durch den Ventilator über Rohrleitungen in die Druckkammer ④ geleitet, die sich innerhalb der Prüfumgebung befindet. Durch viele Düsen, durch welche die Luft

¹³ Der maximale Energieeintrag ergibt sich aus dem Messbetrieb eines Reifens mit hohem Rollwiderstandsbeiwert (0,02) bei 300 km/h und 10000 N Radlast.

beim Austritt aus dieser Druckkammer geleitet wird, stellt sich ein geradliniges Strömungsbild ein, das sich über die Radführung und den Messreifen ⑤ bis hin zum Absaugkanal ⑥ ausbildet. Von hier aus wird die aufgewärmte Luftmasse wieder der Außeneinheit ① zugeführt. Auch bei dem maximal möglichen Volumenstrom der Klimatisierungseinrichtung von $16000 \text{ m}^3/\text{h}$ stellt sich am Reifen eine Strömung mit einer Geschwindigkeit von lediglich $1,5 \text{ m/s}$ ein. Aufgrund dieser geringen Strömungsgeschwindigkeit wird der Reifen als anströmungsfrei betrachtet. Durch ein elektrisch betätigtes stufenlos einstellbares Bypass-Ventil ③ kann ein Teil der Luftströmung über die Düse ② direkt auf den Reifen geleitet werden.

Die Erfassung der Umgebungstemperatur erfolgt durch einen Sensor, der sich, im Einklang mit ISO 28580, 20 cm neben dem Messreifen innerhalb des identischen Strömungszustands befindet. Dieser Sensorwert dient zugleich als Prozessgröße für die Temperaturregelung. Die technischen Daten der Klimatisierungseinrichtung sind in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Tabelle 3.3: Technische Daten der Klimatisierungseinrichtung

Größe	Wert
Temperaturbereich	$7^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}$
Genauigkeit	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Volumenstrom	$0 - 16000 \text{ m}^3/\text{h}$
Max. Strömungsgeschwindigkeit am Reifen	$1,5 \text{ m/s}$
Kühlleistung	$96,6 \text{ kW}$
Heizleistung	$40,0 \text{ kW}$

Zur Validierung der Funktionsweise der Klimatisierungseinrichtung muss der Nachweis erbracht werden, dass während einer Rollwiderstandsmessung die Umgebungstemperatur konstant gehalten werden

kann. In Abbildung 3.4 ist exemplarisch der Verlauf der Umgebungstemperatur während einer Rollwiderstandsmessung mit erhöhtem Wärmeeintrag gegenüber einer Standardmessung nach ISO 28580 dargestellt. Der erhöhte Wärmeeintrag, welcher der Verlustleistung des Reifens entspricht, ergibt sich aus dem hohen Rollwiderstand bedingt durch die erhöhte Radlast und den verminderten Reifenfülldruck sowie der erhöhten Fahrgeschwindigkeit.

Aus dem Verlauf der Umgebungstemperatur ist ersichtlich, dass trotz der Änderung der eingebrachten Leistung durch den Rollwiderstand von über 4000 W auf ca. 2000 W während des Messvorgangs die Umgebungstemperatur innerhalb der geforderten Genauigkeit konstant eingeregelt werden kann. Die geforderte Genauigkeit von $\pm 0,5^\circ\text{C}$ konnte hierbei übertroffen werden.

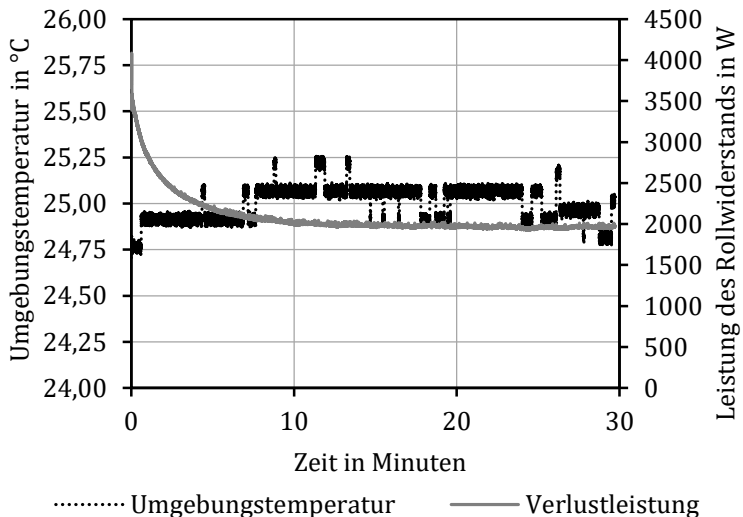


Abbildung 3.4: Verlauf der Umgebungstemperatur bei einer Rollwiderstandsmessung mit 6000 N Radlast, 120 km/h und $1,5\text{ bar}$ Reifenfülldruck

3.3 Erfassung der Reifentemperaturen

Bedingt durch die viskoelastischen Eigenschaften des Reifengummis (vgl. Kapitel 2.2) wird die innere Dämpfung des Gummis und somit auch der Walkwiderstand des Reifens durch die Gummitemperatur beeinflusst. Da der Reifen keine einheitliche Gummitemperatur aufweist, wird die Temperatur des Gummis an verschiedenen Bereichen des Reifens berührungslos erfasst.

Im Tiefbett der Felge befindet sich eine IRTPTMS¹⁴ Sensoreinheit der Firma BF1Systems, der durch ein modifiziertes Ventil in Position gehalten wird. Die Sensoreinheit entspricht in Form und Größe handelsüblichen RDK¹⁵-Sensoren und erfasst, wie diese auch, den Reifenfülldruck und die Umgebungstemperatur, welche in diesem Zusammenhang der Reifeninnenlufttemperatur entspricht. Die Einbaulage der Sensoreinheit ist schematisch in Abbildung 3.5 dargestellt.

Zusätzlich hierzu besitzt die Sensoreinheit einen berührungslos messenden Infrarot-Temperatursensor (sog. Pyrometer), der auf den Innenlaufstreifen des Reifens gerichtet ist. Der Öffnungswinkel der Optik beträgt 38° und die Mittenachse der Optik ist um 17° zur Reifenmittelebene hin geneigt, wodurch sich ein Messfleck ergibt, der mittig¹⁶ im Bereich des Innenlaufstreifens liegt. Somit kann durch diese Sensoreinheit auch die Laufstreifeninnentemperatur gemessen werden. Sämtliche Messgrößen werden von der Sensoreinheit mit einer Abtastrate von 1 Hz erfasst und über eine Funkstrecke an die Empfangseinheit am Prüfstand übermittelt. Die technischen Daten der Sensoreinheit sind Tabelle 3.4 zu entnehmen.

¹⁴ InfraRed Tyre Pressure and Temperature Monitoring System

¹⁵ Reifendruckkontrollsystem

¹⁶ Dies ist nur bei einem Reifen der Dimension 205/55R16 zutreffend, welcher auf einem Rad mit einer Hornbreite von 6,5" montiert ist.

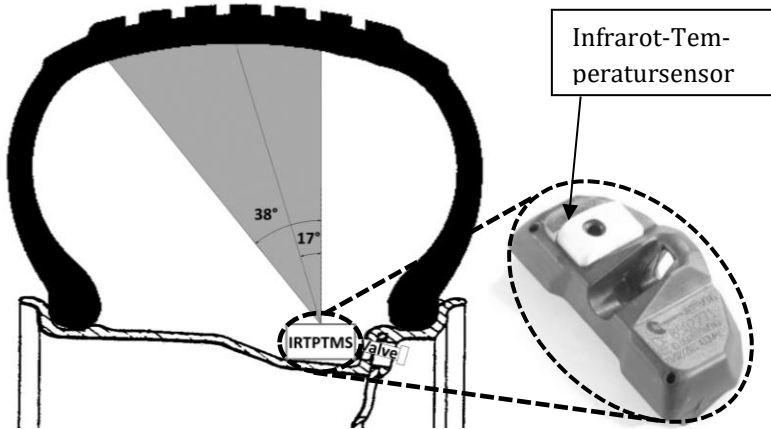


Abbildung 3.5: Einbauposition des IRTPTMS-Sensors

Tabelle 3.4: Technische Daten der IRTPTMS-Sensoren

Größe	Wert
Bezeichnung	bf1systems ltd. G2.4 IRTPTMS V3
Druck Messbereich	0 bis 3,631 bar
Druck Auflösung	14,7 mbar
Druck Genauigkeit	$\pm 29,4$ mbar
Temperatur Messbereich	-40 bis 175°C
Temperatur Auflösung	1°C/bit
Temperatur Genauigkeit	$\pm 1^\circ\text{C}$
Abtastrate	1 Hz
Gewicht	36 g

Zur Erfassung der Oberflächentemperaturen außen am Reifen werden zwei berührungslos messende Pyrometer verwendet. Durch eine am Sensorkopf vorgeschaltete Close-Focus-Linse wird der kleinste Messfleckdurchmesser auf 0,9 mm bei einem Abstand zum Messobjekt von

70 mm verringert. Eine Doppel-Laservisierhilfe ermöglicht eine genaue Positionierung des Messflecks auf der Reifenoberfläche. Abhängig vom Abstand zwischen Temperatursensor und Messobjekt wird der Durchmesser des zugehörigen Messflecks durch zwei Laserpunkte visualisiert. Der geringe Messfleckdurchmesser ermöglicht somit auch eine Erfassung der Reifenlaufstreifentemperatur auf dem Grund einer Profilrille. Die technischen Daten der Pyrometer sind in Tabelle 3.5 zusammengefasst.

Tabelle 3.5: Technische Daten der Pyrometer

Größe	Wert
Bezeichnung	Optris GmbH CTlaser LT CF1
Temperaturmessbereich	−50 bis 975°C
Spektralbereich	8 bis 14 μm
Einstellzeit	120 ms
Temperaturauflösung	0,1°C
kleinste Messfleckgröße	0,9 mm Durchmesser
Systemgenauigkeit	±1 % oder ± 1°C

Das erste Pyrometer ist im Versuchsaufbau auf den Laufstreifen des Reifens 90° nach der Latschmitte im Reifenauslauf gerichtet und erfasst die Laufstreifenaußentemperatur. Der Messfleckdurchmesser beträgt hierbei 5,0 mm. Das zweite Pyrometer ist auf gleicher Höhe positioniert und erfasst die Temperatur der Reifenschulter im Übergangsbereich zwischen Laufstreifen und Seitenwand mit einem Messfleckdurchmesser von 15 mm.

Zur Bestimmung einer Temperatur mittels Pyrometer ist zwingend die Kenntnis des Emissionsgrads der relevanten Oberfläche notwendig. Untersuchungen bezüglich des Emissionsgrads von PKW-Reifen wurden von Browne und Wickliffe [Bro79] durchgeführt. Diese ergaben, dass

deren Emissionsgrade denen eines schwarzen Strahlers nahekommen und mit dem Emissionsgrad von Gummi vergleichbar sind. Für PKW-Reifen konnte ein mittlerer Emissionsgrad von $\varepsilon = 0,94$ nachgewiesen werden. Dieser Emissionsgrad wurde in die Pyrometer zur Bestimmung der Oberflächentemperaturen des Reifengummis einprogrammiert. [Vdi11, Opt12]

Ein baugleicher Infrarot-Temperatursensor wird zur Erfassung der Oberflächentemperatur der Stahltrommel des Prüfstands verwendet, auf der der Reifen während des Messbetriebs abrollt. Eine korrekte Temperaturmessung auf einer reflektierenden Oberfläche ist nicht ohne weiteres möglich. Dies ist dem optischen Messprinzip geschuldet. Deshalb wurde ein umlaufender Bereich der Lauftrommel direkt neben der Reifenlaufbahn mit mattschwarzem Lack mit einem bekannten Emissionsgrad von $\varepsilon = 0,96$ bestrichen, auf welchen der Messfleck mit einem Durchmesser von 10 mm gerichtet ist.

4 Modellbildung

4.1 Modellvorstellung

Gemäß des in Kapitel 1.3 gesetzten Ziels für diese Arbeit soll der Verlauf des Rollwiderstands eines PKW-Reifens für die transienten Größen Fahrgeschwindigkeit, Radlast und Reifenfülldruck prädiziert werden. Diese Prädiktion soll anhand des in Abbildung 4.1 schematisch dargestellten iterativen Prozesses erfolgen. Dieser Prozess basiert auf der Eigenschaft des Reifens, dass der Rollwiderstand, bestehend aus der Summe von Walkwiderstand und Lüfterwiderstand, neben den obengenannten transienten Größen stark durch die Gummitemperatur des Reifens beeinflusst wird.

Der Prozess beginnt zu einem Startzeitpunkt t_0 , zu welchem die Gummitemperatur des Reifens sowie der Walkwiderstand als auch der Lüfterwiderstand bekannt sind. Idealerweise beschreibt der Startzustand den ruhenden, mit der Umgebung im thermischen Gleichgewicht stehenden Reifen, der mit einer definierten Radlast F_Z , als auch mit einem definierten Reifenfülldruck p beaufschlagt ist. Somit sind der Walk- und Lüfterwiderstand mit 0 N und die Gummitemperatur gleich der Umgebungstemperatur anzusetzen.

Einen Zeitschritt später zum Zeitpunkt $t_1 = t_0 + \Delta t$, eine Bewegung des Reifens mit der Geschwindigkeit v vorausgesetzt, wirkt der Reifenbewegung sowohl ein Walkwiderstand, als auch ein Lüfterwiderstand als Kraft entgegen. Zur Prädiktion dieser Kräfte wird ein Modell benötigt, das basierend auf der Fahrgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t_1 den Lüfterwiderstand zum Zeitpunkt t_1 berechnet (vgl. Kapitel 4.3 Lüfterwiderstandsmodell), und ein Modell, das basierend auf der Fahrgeschwindigkeit

keit, dem Reifenfülldruck, der Radlast und der Gummitemperatur jeweils zum Zeitpunkt t_1 den Walkwiderstand zum Zeitpunkt t_1 berechnet (vgl. Kapitel 4.2 Walkwiderstandsmodell).

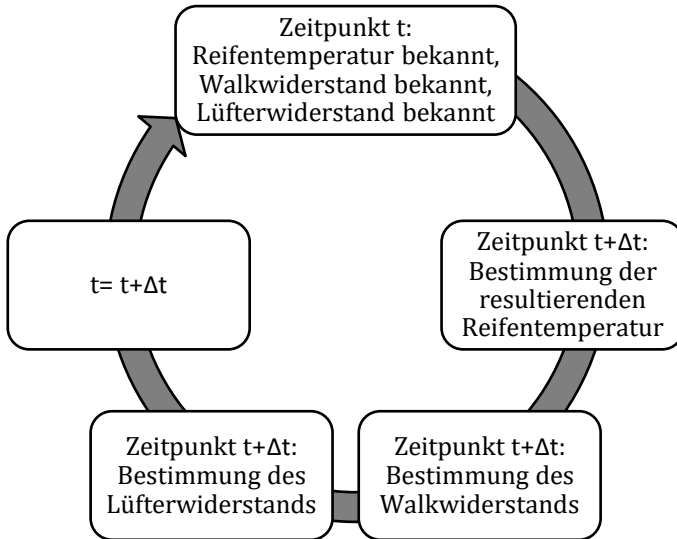


Abbildung 4.1: Iterative Prädiktion des Rollwiderstands

Diese Kräfte führen in Kombination mit der Fahrgeschwindigkeit zu einer Verlustleistung am Reifen, die unter Umständen zu einer Änderung der Gummitemperatur einen Zeitschritt später zum Zeitpunkt $t_2 = t_1 + \Delta t$ führt. Zur Prädiktion dieser Gummitemperatur wird ein Modell benötigt, das basierend auf der Verlustleistung zum Zeitpunkt t_1 die resultierende Gummitemperatur zum Zeitpunkt $t_1 + \Delta t$ berechnet. Dieses thermische Reifenmodell wird in Kapitel 4.4 beschrieben.

Für diesen Zeitpunkt t_2 lassen sich nun wiederum die resultierenden Kräfte für Lüfterwiderstand und Walkwiderstand berechnen. Somit lässt sich dieser Prozess mit der Schrittweite Δt entlang eines beliebigen

Zyklus iterativ fortführen und der Rollwiderstandsverlauf bei variablen Betriebsparameter präzisieren.

4.2 Walkwiderstandsmodell

Ziel dieses Kapitels ist es, eine einfache Modellierung des Reifens herzuleiten, die unter Berücksichtigung sowohl der viskoelastischen als auch der strukturellen Eigenschaften des Reifens dessen Verformungsverhalten abbildet und daraus den Walkwiderstand ermittelt. Die Anforderungen an dieses Modell sind, dass es auf möglichst wenigen Parametern basiert und anhand einer einzelnen Rollwiderstandsmessung am Prüfstand, einer sogenannten Mastermessung, bei konstanter Radlast, Fahrgeschwindigkeit und Reifenfülldruck parametrisiert werden kann. [Gre17]

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.1 und Kapitel 2.2 erörterten Grundlagen zu den Modellierungsmöglichkeiten der viskoelastischen Eigenschaften des Reifengummis wird der Reifen als Kombination aus einem Kelvin-Voigt-Modell und einem Coulomb-Modell modelliert. Dies stellt das einfachste Modell dar, mit welchem sowohl die Versteifung des Reifengummis bei Frequenzerhöhung als auch ein vorliegender Rollwiderstand beim Anfahren beschrieben werden kann. Dieses 3-parametrische Modell, bestehend aus einer Parallelschaltung einer Feder, einem Dämpfer und einem Reibelement mit konstanter Reibkraft ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

Die Steifigkeit der Feder entspricht der gesamten Radialsteifigkeit C_r des Reifens. Diese stellt eine Kombination aus der Steifigkeit durch den Fülldruck und der Steifigkeit des Laufstreifens samt Unterbau dar. Der Dämpfer mit der Dämpfungsrate D beschreibt die geschwindigkeitsproportionalen Verluste durch viskose Dämpfung im Laufstreifen und der Seitenwand des Reifens.

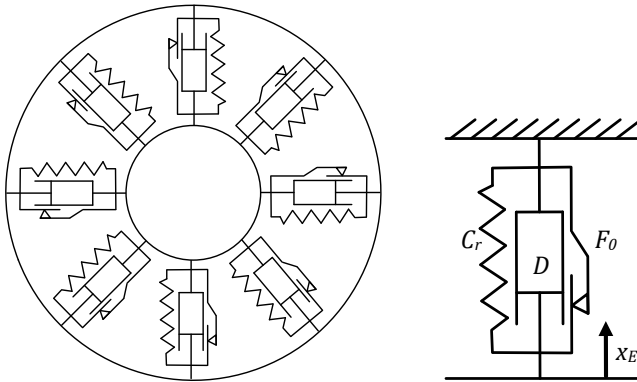


Abbildung 4.2: Modellierung des Reifens

Die Reibkraft F_0 beschreibt in abstrakter Weise die am Reifen auftretenden Reibeffekte und wird zur Modellierung der Kraft benötigt, die zum Losrollen des Reifens aus dem Stillstand heraus überwunden werden muss. Diese Reibkraft ist stets der Verformungsrichtung entgegengerichtet.

Das Abrollen des Laufstreifens beschreibt eine Abplattung im Bereich der Reifenaufstandsfläche. Diese Bewegung wird vereinfachend als vollständige sinusförmige Schwingung während einer Reifenumdrehung angenommen, die periodisch mit Raddrehzahl auftritt.

Der maximale Einfederweg $x_{E,max}$, welcher der 2-fachen Amplitude dieser Schwingung entspricht, ergibt sich aus der Radialsteifigkeit C_r des Reifens und der Radlast F_Z gemäß Gleichung (40). Unter Berücksichtigung der Frequenz f dieser periodischen Schwingung kann der zeitliche Verlauf des Einfederwegs $x_E(t)$ mit Gleichung (41) beschrieben werden.

$$x_{E,max} = \frac{F_Z}{C_r} \quad (40)$$

$$x_E(t) = \frac{F_Z}{2 \cdot C_r} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)) \quad (41)$$

Die aus der Einfederung resultierende Federkraft $F_F(t)$, welche proportional zum Einfederweg ist, lässt sich mithilfe des Hook'schen Gesetzes aus Gleichung (42) ermitteln. Die Dämpferkraft $F_D(t)$, die proportional zur Einfedergeschwindigkeit ist, wird gemäß Gleichung (43) berechnet. Gleichung (44) beschreibt den Verlauf der Reibkraft $F_R(t)$, die entgegen der Bewegungsrichtung wirkt. Die Summe dieser Kräfte ergibt die Gesamtkraft $F_G(t)$.

$$\begin{aligned} F_F(t) &= C_r \cdot x_E(t) \\ &= \frac{C_r \cdot F_Z}{2 \cdot C_r} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)) \\ &= \frac{F_Z}{2} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)) \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} F_D(t) &= D \cdot \frac{dx_E(t)}{dt} \\ &= \frac{D \cdot F_Z}{C_r} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot \pi \cdot f \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} F_R(t) &= F_0 \cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_E(t)}{dt}\right) \\ &= F_0 \cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{F_Z}{C_r} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot \pi \cdot f\right) \end{aligned} \quad (44)$$

$$F_G(t) = F_F(t) + F_D(t) + F_R(t) \quad (45)$$

In Abbildung 4.3 sind exemplarisch die zeitlichen Verläufe dieser Kräfte sowie der Verlauf des Einfederwegs während einer Radumdrehung bezogen auf ein Reifenelement qualitativ skizziert. Die Diskontinuitäten innerhalb der Graphen sind auf die vereinfachte Modellierung des Reifens unter Zuhilfenahme des Reiblements zurückzuführen und treten in dieser Form am realen Reifen nicht auf.

Bei Betrachtung des Verlaufs der Gesamtkraft in Abhängigkeit des Einfederwegs über eine Radumdrehung ist eine Hystereseschleife zu erkennen (vgl. Abbildung 4.4). Diese wird hierbei im Uhrzeigersinn umlaufen. Die eingeschlossene Fläche dieser Hysterese entspricht der Arbeit, welche bei einer Radumdrehung dissipiert wird. Diese Verlustarbeit W_V lässt sich gemäß Gleichung (46) aus der Integration der Gesamtarbeit über den Einfederweg während einer Radumdrehung berechnen.

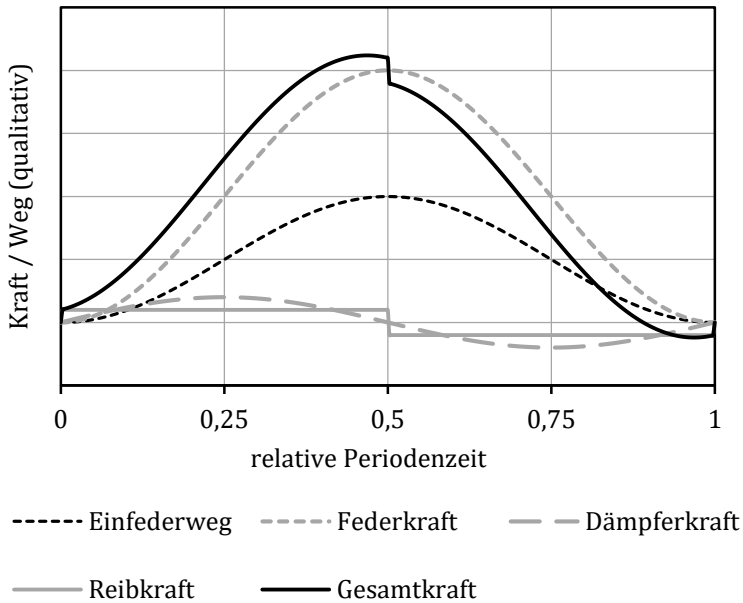


Abbildung 4.3: Qualitative Kraft- / Wegverläufe während einer Radumdrehung bezogen auf ein Reifenelement

$$W_V = \int_x F_G(t) dx \tag{46}$$

Dieses Integral kann unter Zuhilfenahme der Substitutionsregel für die Integration [Heu88] gelöst werden. Das Differential lässt sich hierdurch von einer Integration über den Einfederweg in ein Integral über die zeitliche Dauer τ einer Periode umwandeln.

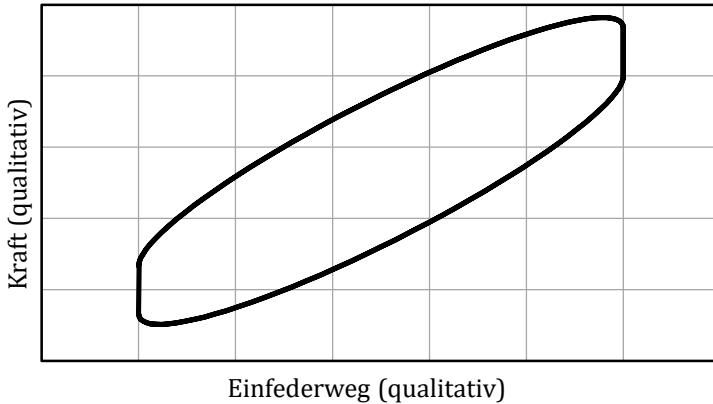


Abbildung 4.4: Qualitativer Verlauf der Gesamtkraft während einer Radumdrehung bezogen auf ein Reifenelement

Diese Periodendauer kann aus der Inversen der Frequenz f berechnet werden. Hierfür ist die Substitution des Differentials dx (vgl. Gleichung (47)), als auch der Integrationsgrenzen notwendig. In Gleichung (48) ist die Lösung des Integrals dargestellt.

$$\begin{aligned} \text{aus} \quad & \frac{dx}{dt} = \frac{dx_E(t)}{dt} = \dot{x}_E(t) \\ \text{folgt} \quad & dx = \dot{x}_E(t) \cdot dt \end{aligned} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} W_V &= \int_{t=0}^{1/f} F_G(t) \cdot \dot{x}_E(t) dt \\ &= \frac{D \cdot F_Z^2 \cdot \pi^2 \cdot f}{2 \cdot C_r^2} + \frac{2 \cdot F_0 \cdot F_Z}{C_r} \end{aligned} \quad (48)$$

Aus dem Produkt von Verlustarbeit W_V und der Raddrehzahl n berechnet sich die Hystereseverlustleistung P_H des Reifens gemäß Gleichung (49). Die Verlustleistung P_W eines Reifens, welche durch den Walkwiderstand verursacht wird, lässt sich anhand Gleichung (50) aus dem Walkwiderstandsbeiwert c_R , der Radlast F_Z und der Fahrgeschwindigkeit v berechnen. Die Fahrgeschwindigkeit entspricht hierbei der Umfangsgeschwindigkeit des Reifens und kann durch das Produkt aus Raddrehzahl n und Reifenumfang U_R ersetzt werden.

$$P_H = \left(\frac{D \cdot F_Z^2 \cdot \pi^2 \cdot f}{2 \cdot C_r^2} + \frac{2 \cdot F_0 \cdot F_Z}{C_r} \right) \cdot n \quad (49)$$

$$\begin{aligned} P_W &= c_R \cdot F_Z \cdot v \\ &= c_R \cdot F_Z \cdot n \cdot U_R \end{aligned} \quad (50)$$

Der Walkwiderstand des Reifens wird durch die Hystereseverluste des Gummis, bedingt durch die Verformung während des Abrollvorgangs, verursacht. Aus diesem Grund kann an dieser Stelle die Annahme getroffen werden, dass die Verlustleistung des Walkwiderstands der Hystereseverlustleistung entspricht; P_H und P_W können somit gleichgesetzt werden. Der Walkwiderstandsbeiwert c_R kann durch Umstellen dieser Gleichung gemäß Gleichung (51) beschrieben werden.

$$\begin{aligned} P_W &= P_H \\ c_R \cdot F_Z \cdot n \cdot U_R &= \left(\frac{D \cdot F_Z^2 \cdot \pi^2 \cdot f}{2 \cdot C_r^2} + \frac{2 \cdot F_0 \cdot F_Z}{C_r} \right) \cdot n \\ c_R &= \frac{D \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot f}{2 \cdot C_r^2 \cdot U_R} + \frac{2 \cdot F_0}{C_r \cdot U_R} \\ \text{mit } f &= \frac{v}{U} \quad \text{folgt} \\ c_R &= \frac{D \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot C_r^2 \cdot U_R^2} + \frac{2 \cdot F_0}{C_r \cdot U_R} \end{aligned} \quad (51)$$

Die Bewegung des Laufstreifens wird vereinfacht als vollständige sinusförmige Schwingung während einer Reifenumdrehung angenommen, weshalb die Periodendauer dieser Schwingung der Dauer einer Radumdrehung entspricht. Die Frequenz kann daher als Quotient von Fahrgeschwindigkeit und Reifenumfang ausgedrückt werden. Gemäß dieser Gleichung kann der Walkwiderstandsbeiwert eines Reifens berechnet werden, wenn neben den Betriebsparametern Radlast und Fahrgeschwindigkeit und der geometrischen Größe Reifenumfang, die Dämpfungsrate D , die Radialsteifigkeit C_r und die Reibkraft F_0 eines Reifens bekannt sind.

In den folgenden Kapiteln wird erläutert, wie diese Kenngrößen des Reifens messtechnisch ermittelt bzw. wie diese auf Basis von Messungen modelliert werden können.

4.2.1 Radialsteifigkeit

Die Radialsteifigkeit eines Reifens wird maßgeblich durch den Reifenfülldruck und die Reifendimension bestimmt. Vor allem die Breite der Reifenaufstandsfläche und der Außendurchmesser des Reifens sind beim Einfluss der Reifendimension zu berücksichtigen. Im Bereich üblicher¹⁷ Reifenfülldrücke trägt die Reifenstruktur mit 10 bis 15 % zur Radialsteifigkeit bei. [Pad06]

Auf Grundlage dieses Sachverhalts untersuchte Rhyne die Abhängigkeit der Radialsteifigkeit von Reifenfülldruck p , Breite der Reifenaufstandsfläche W_L und des Reifenaußendurchmessers D_A anhand 50 verschiedener PKW-Reifen mit 34 verschiedenen Reifendimensionen. Hieraus

¹⁷ Bei sehr niedrigen Reifenfülldrücken, bei denen ein Fahrbetrieb nicht mehr möglich ist, vergrößert sich der prozentuale Anteil der Reifenstruktur an der Radialsteifigkeit.

konnte der in Gleichung (52)¹⁸ beschriebene Zusammenhang abgeleitet und validiert werden. [Rhy05]

$$C_r = \left(274 \cdot p \cdot \sqrt{W_L \cdot D_A} + 33,8 \frac{\text{N}}{\text{m}} \right) \cdot 10^3 \quad (52)$$

Das Wurzelprodukt $\sqrt{W_L \cdot D_A}$ kann durch Umstellung dieser Gleichung ermittelt werden (vgl. Gleichung (53)), wenn die Radialsteifigkeit C_{rM} eines Reifens für einen Reifenfülldruck p_M aus einer Messung bekannt ist. Unter der Annahme, dass der Außendurchmesser und die Breite der Reifenauftandsfläche eines Reifens bei einer Änderung des Reifenfülldrucks konstant bleiben, lässt sich durch Einsetzen von Gleichung (53) in Gleichung (52) die reifenfülldruckabhängige Radialsteifigkeit C_r gemäß Gleichung (54) beschreiben.

$$\sqrt{W_L \cdot D_A} = \frac{C_{rM} \cdot 10^{-3} - 33,8 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{274 \cdot p_M} \quad (53)$$

$$C_r = p \cdot \frac{C_{rM} - 33,8 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{p_M} + 33,8 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (54)$$

Zur Validierung dieser Modellierung der Radialsteifigkeit wurde diese für verschiedene Luftdrücke und Fahrgeschwindigkeiten exemplarisch für einen Reifen am FPS (vgl. Kapitel 3.1) ermittelt. Hierzu wurde der Reifen mit dem in Tabelle 4.1 angegebenen Fülldruck beaufschlagt, auf die angegebene Geschwindigkeit beschleunigt und auf der Stahltrommel mit identischer Umfangsgeschwindigkeit abgesetzt.

¹⁸ Die Originalgleichung nach Rhyne wurde an die in dieser Arbeit verwendeten Einheiten angepasst.

Anschließend wurde die Radlast von 3000 N auf 6000 N erhöht und der Abstand zwischen Radachse und Fahrbahn sowie die Radlast aufgezeichnet. Die Steigung dieser Kennlinie Radlast über Abstand Radachse-Fahrbahn ist die mittlere Radialsteifigkeit für diesen Reifen in diesem Radlastbereich für diese Kombination aus Reifenfülldruck und Fahrgeschwindigkeit. Die auf diese Weise ermittelten Radialsteifigkeiten sind die in Abbildung 4.5 aufgetragenen Messdaten. Die lineare Regression dieser Messdaten stellt die Gerade „Modell aus Messdaten“ mit einem Bestimmtheitsmaß¹⁹ von $R^2 = 0,95$ dar.

Tabelle 4.1: Prüfparameter zur Ermittlung der Radialsteifigkeit

Reifenfülldruck	Fahrgeschwindigkeit	Radialsteifigkeit
1,5 bar	40 km/h	141460 N/m
1,5 bar	80 km/h	141739 N/m
1,5 bar	120 km/h	158395 N/m
2,5 bar	10 km/h	208508 N/m
2,5 bar	20 km/h	225756 N/m
2,5 bar	40 km/h	209501 N/m
2,5 bar	60 km/h	217008 N/m
2,5 bar	80 km/h	221043 N/m
2,5 bar	100 km/h	214265 N/m
2,5 bar	120 km/h	223586 N/m
3,5 bar	40 km/h	294861 N/m
3,5 bar	80 km/h	321820 N/m
3,5 bar	120 km/h	288085 N/m

¹⁹ Das Bestimmtheitsmaß R^2 ist definiert als der Anteil der durch die Variation der unabhängigen Variablen erklärten Variation an der gesamten Variation der abhängigen Variablen. [Jan07]

Die Prädiktion der Radialsteifigkeit, in Abbildung 4.5 mit „Modell nach Rhyne“ beschriftet, basiert auf Gleichung (54). Als C_{rM} wurde die gemessene Radialsteifigkeit bei einem Reifenfülldruck von $p_M = 2,5 \text{ bar}$ und einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h verwendet. Es ist aus dieser Abbildung ersichtlich, dass die Modellierung der Radialsteifigkeit basierend auf einer einzelnen Messung der Radialsteifigkeit im für PKW relevanten Reifenfülldruckbereich von 1,5 bis 3,5 bar nahezu deckungsgleich zur linearen Modellierung auf Basis aller Messdaten ist. Somit kann die fülldruckabhängige Radialsteifigkeit eines Reifens anhand einer einzigen Messung der Radialsteifigkeit unter Verwendung von Gleichung (54) prädiziert werden.

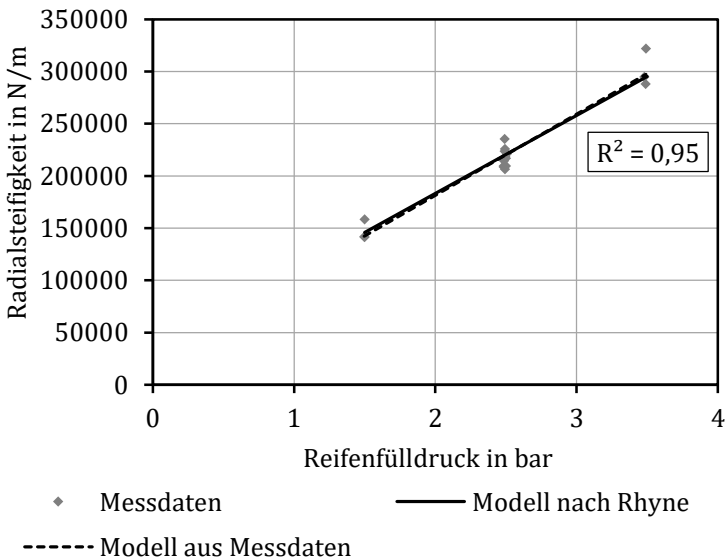


Abbildung 4.5: Vergleich der Radialsteifigkeitsmodelle

Dies ergibt zusammen mit dem in Gleichung (51) beschriebenen Ansatz zur Prädiktion des Walkwiderstands den in Gleichung (55) dargestellten Zusammenhang.

$$c_R = \frac{D \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot \left(p \cdot \frac{C_{rM} - 33,8 \cdot 10^3}{p_M} + 33,8 \cdot 10^3 \right)^2 \cdot U_R^2} + \frac{2 \cdot F_0}{\left(p \cdot \frac{C_{rM} - 33,8 \cdot 10^3}{p_M} + 33,8 \cdot 10^3 \right) \cdot U_R} \quad (55)$$

Neben dem komprimierten Luftvolumen, das im Inneren des Reifens als Feder dient und hauptsächlich zur Radialsteifigkeit beiträgt, wird im Bereich der Reifenaufstandsfläche auch der Laufstreifen radial gestaucht. Diese Stauchung ist abhängig von der Steifigkeit des Laufstreifens und der Reifenaufstandsfläche. Durch eine Erhöhung des Reifenfülldrucks erhöht sich der Beitrag des Laufstreifens an der Radialsteifigkeit und verringert sich die Reifenaufstandsfläche, wodurch die Steifigkeit des Laufstreifens rechnerisch abnimmt.

Daher hat sich gezeigt, dass der in Gleichung (51) beschriebene Modellansatz mit einer zu großen Änderung des prädizierten Rollwiderstandsbeiwerts auf eine Änderung des Reifenfülldrucks reagiert. Es ist zu erwarten, dass dieser Fehler umso größer wird, je weiter der Reifenfülldruck der Prädiktion vom Reifenfülldruck der Mastermessung abweicht.

Dieser Fehler kann unter Zuhilfenahme von Gleichung (56) korrigiert werden, die auf einem linearen Zusammenhang zwischen dem Fehler und der Abweichung des Reifenfülldrucks basiert. Hierfür ist für c_R der prädizierte Walkwiderstandsbeiwert des Modellansatzes von Gleichung (51), für p_M der Reifenfülldruck während der Mastermessung und für $k_{p_{corr}}$ der Korrekturfaktor für den Druckfehler einzusetzen. In

Abhängigkeit des Reifenfülldrucks p , welcher bei der Prädiktion vorliegt, wird der druckfehlerkorrigierte Walkwiderstandsbeiwert $c_{R,p_{corr}}$ berechnet.

$$c_{R,p_{corr}} = \frac{c_R}{1 + k_{p_{corr}} \cdot |(p - p_M)|} \quad (56)$$

Der Korrekturfaktor für den Druckfehler $k_{p_{corr}}$ muss experimentell durch eine Messung des Walkwiderstandsbeiwerts bei einem von der Mastermessung abweichenden Reifenfülldruck p und der Prädiktion dieses Walkwiderstandsbeiwerts (ohne Korrektur) auf Basis der Mastermessung bei einem Reifenfülldruck p_M berechnet werden. Wichtig ist hierbei, dass beide Messungen bei identischer Umgebungstemperatur, Radlast und Fahrgeschwindigkeit durchgeführt werden und sich der Reifen zum Zeitpunkt der Walkwiderstandsmessung im thermischen Gleichgewicht befindet. Der Walkwiderstandsbeiwert der Mastermessung ist für c_R und der Walkwiderstandsbeiwert der Messung bei abweichendem Fülldruck für $c_{R,p_{corr}}$ in Gleichung (56) einzusetzen und diese nach dem Korrekturfaktor für den Druckfehler gemäß Gleichung (57) aufzulösen.

$$k_{p_{corr}} = \frac{\frac{c_R}{c_{R,p_{corr}}} - 1}{|(p - p_M)|} \quad (57)$$

4.2.2 Reibungskraft

Die Reibungskraft F_0 bestimmt maßgeblich den rechten Teil von Gleichung (51). Dieser modelliert den geschwindigkeitsunabhängigen Anteil am Walkwiderstandsbeiwert. Um die Reibungskraft F_0 bestimmen zu können, muss der geschwindigkeitsabhängige Term der Gleichung eliminiert werden, da die Aufteilung eines gemessenen Walkwider-

standsbeiwerts in geschwindigkeitsabhängigen und geschwindigkeitsunabhängigen Term dieser Gleichung nicht möglich ist. Diese Eliminierung des geschwindigkeitsabhängigen Terms ist bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 0 \text{ km/h}$ gegeben. Da eine Messung des Walkwiderstandsbeiwerts bei 0 km/h technisch nicht möglich ist, wird in diesem Fall eine Grenzwertbetrachtung gemäß Gleichung (58) angewendet [Ama98] und die Messung bei kleinstmöglicher Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. Der gemessene Walkwiderstandsbeiwert bei kleinstmöglicher Prüfgeschwindigkeit am FPS (vgl. Kapitel 3.1) wird als c_{R0} bezeichnet. Die kleinstmögliche Prüfgeschwindigkeit, bei der Walkwiderstandsmessungen am FPS möglich sind, beträgt $1,4 \text{ km/h}$.

Durch Umformung von Gleichung (58) kann die Reibungskraft F_0 gemäß Gleichung (59) bestimmt werden. Eingesetzt in den Ansatz zur Prädiktion des Walkwiderstandsbeiwerts gemäß Gleichung (51) ergibt sich Gleichung (60).

$$\begin{aligned} c_{R0} &= \lim_{v \rightarrow 0} c_R \\ &= \lim_{v \rightarrow 0} \left(\frac{D \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot C_r^2 \cdot U_R^2} + \frac{2 \cdot F_0}{C_r \cdot U_R} \right) \\ &= \frac{2 \cdot F_0}{C_r \cdot U_R} \end{aligned} \quad (58)$$

$$F_0 = \frac{c_{R0} \cdot C_r \cdot U_R}{2} \quad (59)$$

$$c_R = \frac{D \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot C_r^2 \cdot U_R^2} + c_{R0} \quad (60)$$

Abbildung 4.6 zeigt den Verlauf des Walkwiderstandsbeiwerts und der Laufstreifeninnentemperatur während einer Messung bei kleinstmöglicher Prüfgeschwindigkeit. Die Schwankungen in dessen Verlauf treten periodisch mit Raddrehzahl auf. Diese Schwankungen sind auf Un-

gleichförmigkeiten im Rundlauf bzw. Ungleichförmigkeiten in der Radialsteifigkeit des Reifens zurückzuführen (vgl. [Pie12]). Durch eine zeitliche Mittelung des Walkwiderstandsbeiwerts über die Messdauer kann der Walkwiderstandsbeiwert c_{R0} ermittelt werden.

Aus dem Verlauf der Laufstreifeninnentemperatur ist ersichtlich, dass diese während der Messung konstant auf dem Niveau der Umgebungstemperatur bei 25°C verbleibt. Ebenso verharret der mittlere Walkwiderstandsbeiwert nahezu konstant.

Die Konstanz der Reifentemperatur während des Messvorgangs ist wichtig, da eine Temperaturabhängigkeit der Reibkraft F_0 und somit auch des Walkwiderstandsbeiwerts c_{R0} erwartet wird. Dies ist dadurch begründet, dass der Reibbeiwert zwischen Gummi und Fahrbahn bei üblichen Gummimischungen im Gegensatz zu der für die Modellbildung herangezogene physikalischen Beschreibung der Coulombschen Reibung, die unabhängig von der Temperatur ist [Pop10], mit steigender Temperatur abnimmt [Mey64, Ang14]. Die Laufstreifeninnentemperatur wird an dieser Stelle vereinfachend als Maß für die Reifentemperatur herangezogen. Bei einer Drift dieser Temperatur während des Messvorgangs wäre eine Mittelwertbildung nicht zulässig.

Aufgrund der Abhängigkeit des Walkwiderstands und somit auch des für die Bestimmung der Reibungskraft notwendigen Walkwiderstandsbeiwerts c_{R0} von der Reifentemperatur muss der Walkwiderstandsbeiwert als Funktion der Reifentemperatur modelliert werden. Hierzu wird der Zusammenhang zwischen Temperatur und Walkwiderstand gemäß Gleichung (61) übernommen, der in ISO 28580 zur Umrechnung des Walkwiderstands von einer beliebigen Umgebungstemperatur während der Messung T_{UM} auf eine Umgebungstemperatur von 25°C verwendet wird. Unter der Prämisse, dass diese Gleichung unabhängig der Fahrgeschwindigkeit gilt, ergibt sich die in Gleichung (62) beschriebene Temperaturabhängigkeit.

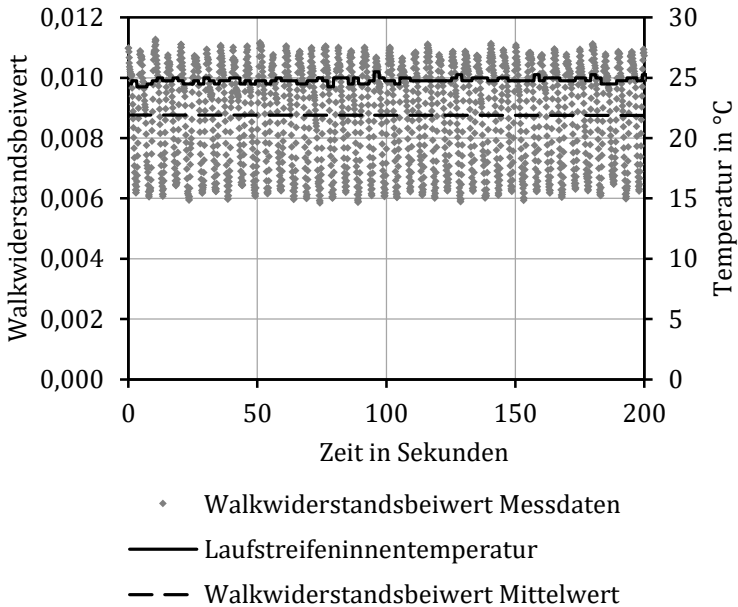


Abbildung 4.6: Verlauf des Walkwiderstandsbeiwerts bei der „0 km/h Messung“

Hierfür wird anstelle der Umgebungstemperatur während der Messung T_{UM} die Reifentemperatur T_R eingesetzt. Dies ist zulässig, da diese Temperaturen bei Messung der Reibungskraft bei „0 km/h“ aufgrund der nicht vorhandenen Reifenerwärmung identisch sind. Für c_{R25} wird der gemessene Walkwiderstandsbeiwert während der Reibungskraftmessung und anstelle des Wertes 25 die genaue Umgebungstemperatur $T_{U,c_{R0}}$ während dieser Messung eingesetzt. Aufgelöst nach c_R , welches im Fall der Reibungskraftmessung identisch mit c_{R0} ist, ergibt sich der in Gleichung (62) beschriebene Zusammenhang. Der Faktor k_t ist abhängig vom Reifentyp und gemäß ISO 28580 für PKW-Reifen mit $k_t = 0,008$ anzusetzen.

$$c_{R25} = c_R \cdot (1 + k_t \cdot (T_{UM} - 25)) \quad (61)$$

$$c_{R0}(T_R) = \frac{c_{R0}}{1 + k_t \cdot (T_R - T_{U,c_{R0}})} \quad (62)$$

Dies vereint mit dem in Gleichung (54) und Gleichung (60) hergeleiteten Ansatz zur Prädiktion des Walkwiderstands ergibt den in Gleichung (63) dargestellten Zusammenhang von Walkwiderstandsbeiwert c_R und Reifentemperatur T_R .

$$c_R(T_R) = \frac{D \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot \left(p \cdot \frac{c_{rM} - 33,8 \cdot 10^4}{p_M} + 33,8 \cdot 10^4 \right)^2 \cdot U_R^2} + \frac{c_{R0}}{1 + k_t \cdot (T_R - T_{U,c_{R0}})} \quad (63)$$

4.2.3 Dämpfungsrate

Das Dämpfungsverhalten eines aus Silika oder Ruß gefüllten Elastomeren bestehenden Reifens wird durch den Verlustmodul E'' bestimmt (vgl. Kapitel 2.2). Dieser Verlustmodul weist eine starke Temperaturabhängigkeit mit einem ausgeprägten Maximum der Dämpfung im Bereich der Glasübergangstemperatur auf.

Ein Betrieb des Reifens unterhalb dieser Temperatur ist nicht möglich, da das Reifengummi unterhalb dieser Temperatur versprödet. Deshalb ist es ausreichend, das Dämpfungsverhalten der Gummimischung ausschließlich oberhalb der Glasübergangstemperatur zu modellieren.

Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 zeigen das Ergebnis der rheologischen Untersuchung der Gummimischung des in dieser Arbeit verwendeten Reifens. Folglich kann der Verlauf des Verlustmoduls E'' oberhalb der Glasübergangstemperatur durch eine Exponentialfunktion mit den drei Freiheitsgraden a_1, a_2, a_3 beschrieben werden.

Messungen belegen einen Zusammenhang zwischen dem Verlustfaktor $\tan(\delta)$ und dem Rollwiderstand eines PKW-Reifens [Lou78, Hes83]. Abbildung 4.8 zeigt, dass auch die Temperaturabhängigkeit des Verlustfaktors oberhalb der Glasübergangstemperatur durch eine Exponentialfunktion mit drei Freiheitsgraden beschrieben werden kann.

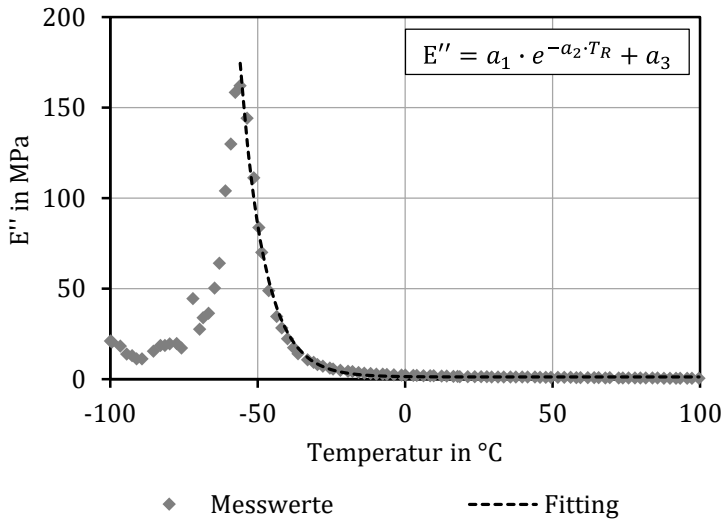


Abbildung 4.7: Temperaturabhängigkeit des Verlustmoduls

Auf Basis dieser Überlegungen wird der temperaturabhängige Verlauf der Dämpfungsrate anhand dieser Exponentialfunktion gemäß Gleichung (64) modelliert. Diesen Ansatz in Gleichung (63) eingesetzt ergibt die in Gleichung (65) beschriebene Vorschrift zur Berechnung des Walkwiderstandsbeiwerts unter Einbeziehung der Reifentemperatur T_R .

Aufgrund der in Kapitel 2.2 beschriebenen Gleichwertigkeit von Frequenz und Temperatur (WLF-Gesetz) ist davon auszugehen, dass eine

Änderung der Fahrgeschwindigkeit, welche einer Änderung der Anregungsfrequenz gleicht, sich ebenfalls auf das Dämpfungsverhalten des Reifens auswirkt. Dieser Einfluss ist dem Temperatureinfluss unterzuordnen, da eine Verzehnfachung der Anregungsfrequenz lediglich einer Temperaturerniedrigung im Bereich von $7 - 8^\circ\text{C}$ entspricht [Vin05a], jedoch ist dieser Effekt nicht vernachlässigbar. Folglich ist mit einer Verbesserung der modellbasierten Walkwiderstandsprädiktion zu rechnen, wenn dieser Effekt berücksichtigt wird.

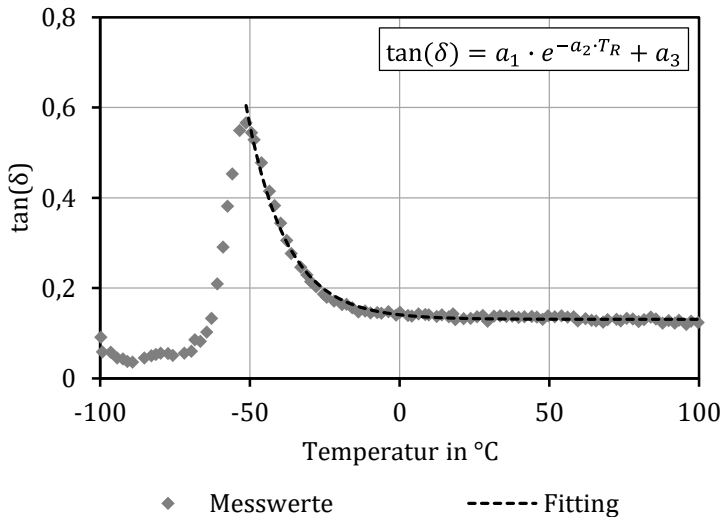


Abbildung 4.8: Temperaturabhängigkeit des Verlustfaktors

$$D(T_R) = a_1 \cdot e^{-a_2 \cdot T_R} + a_3 \quad (64)$$

$$c_R(T_R) = \frac{(a_1 \cdot e^{-a_2 \cdot T_R} + a_3) \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot \left(p \cdot \frac{C_{rM} - 33,8 \cdot 10^4}{p_M} + 33,8 \cdot 10^4 \right)^2 \cdot U_R^2} \quad (65)$$

$$+ \frac{c_{R0}}{1 + k_t \cdot (T_R - T_{U,cR0})}$$

Wie in [Vin05a] gezeigt, entspricht jede Verzehnfachung der Anregungsfrequenz näherungsweise einer Temperaturerniedrigung um einen identischen Betrag. Gleichung (66) zeigt, wie auf Basis dieses Sachverhalts eine Änderung der Fahrgeschwindigkeit in eine Änderung der Reifentemperatur gemäß WLF-Gesetz umgerechnet werden kann.

Hierfür ist für v die Fahrgeschwindigkeit für die Prädiktion und für v_M die Fahrgeschwindigkeit während der Mastermessung einzusetzen. T_R beschreibt die unkorrigierte Reifentemperatur, $T_{R,WLF}$ die WLF-korrigierte Reifentemperatur. Der Parameter k_{WLF} beschreibt den Zusammenhang zwischen Temperatur und Frequenz der vorliegenden Reifenmischung.

Zur Bestimmung des Parameters k_{WLF} ist, wie im folgenden Beispiel visualisiert, der Verlauf des Walkwiderstands über der Reifentemperatur auf Basis der Mastermessung bei Fahrgeschwindigkeit v_M für eine abweichende Fahrgeschwindigkeit v zu prädizieren. Anschließend ist durch eine zweite Messung bei dieser Fahrgeschwindigkeit v der tatsächliche Walkwiderstandsverlauf über der Reifentemperatur zu ermitteln. Entlang der X-Achse (Reifentemperatur) ist der prädizierte Walkwiderstandsverlauf zu verschieben, bis Deckungsgleichheit mit dem tatsächlichen Walkwiderstandsverlauf herrscht. Aus der Größe und der Richtung dieser Verschiebung ΔT_R ist gemäß Gleichung (67) der Parameter k_{WLF} zu berechnen. Bei einer Verschiebung in positive X-Richtung nimmt ΔT_R positive Werte an, bei einer Verschiebung in negative X-Richtung ist auch ΔT_R negativ.

$$T_{R,WLF} = T_R - k_{WLF} \cdot \log_{10} \left(\frac{v}{v_M} \right) \quad (66)$$

$$k_{WLF} = \frac{\Delta T_R}{\log_{10} \left(\frac{v}{v_M} \right)} \quad (67)$$

Dieses Verfahren ist exemplarisch für eine Prädiktion des Walkwiderstandsverlaufs in Abhängigkeit der Laufstreifeninnentemperatur für eine Konstantfahrt bei $v = 10 \text{ km/h}$ auf Basis einer Mastermessung bei $v_M = 80 \text{ km/h}$ in Abbildung 4.9 visualisiert. Es ergibt sich eine Verschiebung von $\Delta T_R \approx 5,2^\circ\text{C}$, woraus sich durch oben genannte Gleichung ein Parameter $k_{WLF} = -5,76^\circ\text{C}/\text{dec}$ berechnen lässt.

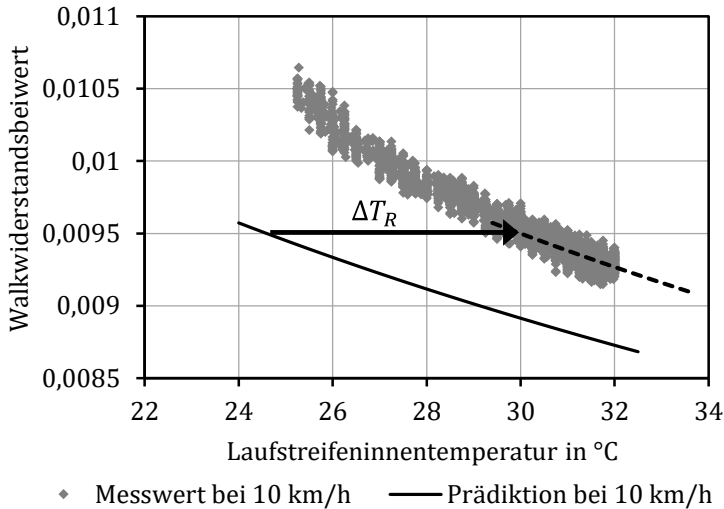


Abbildung 4.9: WLF-Korrektur der Reifentemperatur

4.3 Lüfterwiderstandsmodell

Die Modellierung des Lüfterwiderstands ist bereits Gegenstand einer Veröffentlichung von Kamm und Schmid [Kam38] im Jahr 1938. Hierbei wurde die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Lüfterwiderstands unter anderem für ein rein rotierendes und ein rotierendes und translatorisch angeströmtes Komplettrad untersucht. Es wurde ein Zusammenhang der Form $F_W = c_{Lü2} \cdot v^2$ festgestellt.

Ebenfalls wurden Untersuchungen zum Einfluss des Felgendesigns auf den Lüfterwiderstand eines rotierenden und translatorisch angeströmten Komplettrades von Mayer [May06] durchgeführt. Auch hierbei zeigte sich ein parabolischer Verlauf des Lüfterwiderstands über der Geschwindigkeit.

Abbildung 4.10 zeigt den Verlauf des Lüfterwiderstands über der Fahrgeschwindigkeit, welcher auf Basis der Lüfterwiderstandsmessung bei 120 km/h gemäß des Modellansatzes von Kamm und Schmid präzidiert wurde.

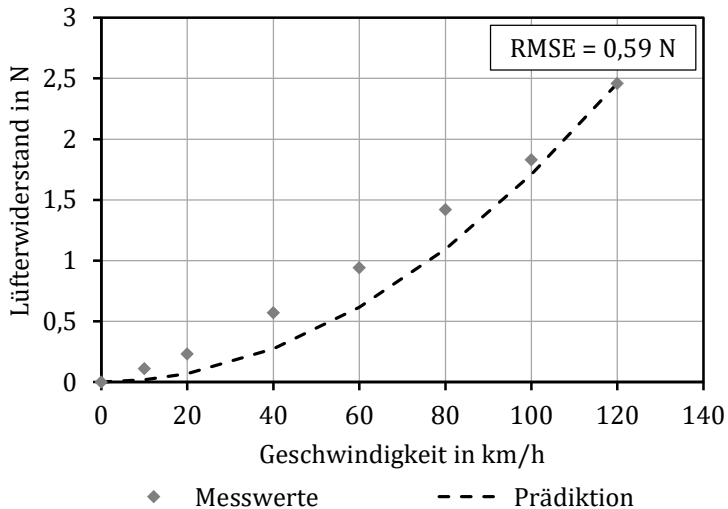


Abbildung 4.10: Modellierung des Lüfterwiderstands nach [Kam38]

Ein Vergleich der Prädiktion mit den gemessenen Lüfterwiderständen bei verschiedenen Geschwindigkeiten ergibt einen Root Mean Squared Error (RMSE) von 0,59 N und einen Mean Absolute Percentage Error (MAPE) von 33,81 %.

Der RMSE ist ein Maß zur Beurteilung der Güte einer Prädiktion, indem die Abweichung zwischen Messwert und Prädiktion betrachtet wird. Der MAPE ist ein Maß zur Bestimmung der Modellgüte. Allerdings wird hierbei die relative Abweichung zwischen Messwert und Prädiktion betrachtet. Je größer der RMSE bzw. der MAPE, desto schlechter die Modellgüte. Der RMSE berechnet sich gemäß Gleichung (68), der MAPE gemäß Gleichung (69). Hierbei beschreibt der Parameter n_m die Anzahl der Messpunkte, y_i den Messwert und \hat{y}_i den prädierten Wert (Schätzwert). [Mit14b, Cra14]

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n_m} \sum_{i=1}^{n_m} (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (68)$$

$$MAPE = \frac{1}{n_m} \sum_{i=1}^{n_m} \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \quad (69)$$

Trotz des geringen RMSE wird die Modellgüte aufgrund des großen mittleren relativen Fehlers von 33,81 % als nicht ausreichend betrachtet.

Für einen von Luft der Dichte ρ angeströmten Körper mit der Stirnfläche A und dem Strömungswiderstandskoeffizienten c_w berechnet sich die Widerstandskraft F_W in Abhängigkeit der Geschwindigkeit v gemäß Gleichung (70). Die Proportionalität zwischen Widerstandskraft und dem Quadrat der Geschwindigkeit, die dem Modellansatz von Kamm und Schmid gleicht, gilt nur bei turbulenten Strömungen. [Bös14]

Für Strömungen von Reynoldszahlen bis eins (sehr zähe Strömungen) berechnet sich die Widerstandskraft in Abhängigkeit der Geschwindigkeit v und der dynamischen Viskosität η gemäß des Gesetzes von Stokes für einen sphärischen Körper des Radius r nach Gleichung (71). Die Wi-

derstandskraft beschreibt die innere Reibung des Mediums und ist linear proportional zur Geschwindigkeit. Dieser lineare Zusammenhang ist charakteristisch für laminare Strömungen. [Her12, Bös14]

$$F_{W,turb} = \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 \quad (70)$$

$$F_{W,zäh} = 6 \cdot \pi \cdot r \cdot \eta \cdot v \quad (71)$$

Auf Basis der Annahme, dass am drehenden Rad neben turbulenten auch laminare Strömungen auftreten könnten, wird die Umfangsgeschwindigkeitsabhängigkeit des Lüfterwiderstands $F_{Lü}$ als quadratische Funktion gemäß Gleichung (72) modelliert. Auf eine Berücksichtigung eines konstanten, geschwindigkeitsinvarianten Anteils kann bei diesem Ansatz verzichtet werden, da ein ruhendes, nicht angeströmtes Rad bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $v = 0 \text{ km/h}$ keinen Lüfterwiderstand aufweist.

$$F_{Lü} = c_{Lü1} \cdot v + c_{Lü2} \cdot v^2 \quad (72)$$

Die lineare Lüfterwiderstandskonstante $c_{Lü1}$ und die quadratische Lüfterwiderstandskonstante $c_{Lü2}$ sind abhängig von der Dimension und der Profilgeometrie des Reifens sowie der Geometrie des Rades und müssen deshalb für die Kombination aus Reifen und Rad bestimmt werden. Hierzu ist die Messung der Lüfterwiderstände $F_{Lü1}$ und $F_{Lü2}$ (vgl. Kapitel 3.1) bei zwei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten v_1 und v_2 notwendig. Die beiden Umfangsgeschwindigkeiten können frei gewählt werden.

Es empfiehlt sich, keine Geschwindigkeiten kleiner 10 km/h zu wählen, da die Messgröße in diesem Bereich sehr kleine Werte aufweist. Zudem sollten die beiden Geschwindigkeiten nicht zu nahe beieinander liegen. Gute Prädiktionsergebnisse sind mit Messungen bei $v_1 = 40 \text{ km/h}$ und $v_2 = 120 \text{ km/h}$ zu erreichen. Die beiden Lüfterwiderstandskonstanten

können aus den Messergebnissen gemäß Gleichung (73) und Gleichung (74) berechnet werden.

$$c_{Lü1} = \frac{F_{Lü1} \cdot v_2^2 - F_{Lü2} \cdot v_1^2}{v_1 \cdot v_2 \cdot (v_2 - v_1)} \quad (73)$$

$$c_{Lü2} = \frac{F_{Lü1} \cdot v_2 - F_{Lü2} \cdot v_1}{v_1 \cdot v_2 \cdot (v_1 - v_2)} \quad (74)$$

In Abbildung 4.11 ist die Prädiktion des Lüfterwiderstandsverlaufs über der Umfangsgeschwindigkeit exemplarisch für einen Reifen dargestellt. Die beiden Lüfterwiderstandskonstanten sind anhand einer Lüfterwiderstandsmessung bei $v_1 = 40 \text{ km/h}$ und einer Lüfterwiderstandsmessung bei $v_2 = 120 \text{ km/h}$ ermittelt. Ein Vergleich der Prädiktion mit den gemessenen Lüfterwiderständen bei verschiedenen Geschwindigkeiten ergibt einen RMSE von $0,09 \text{ N}$ und einen MAPE von $2,61 \%$.

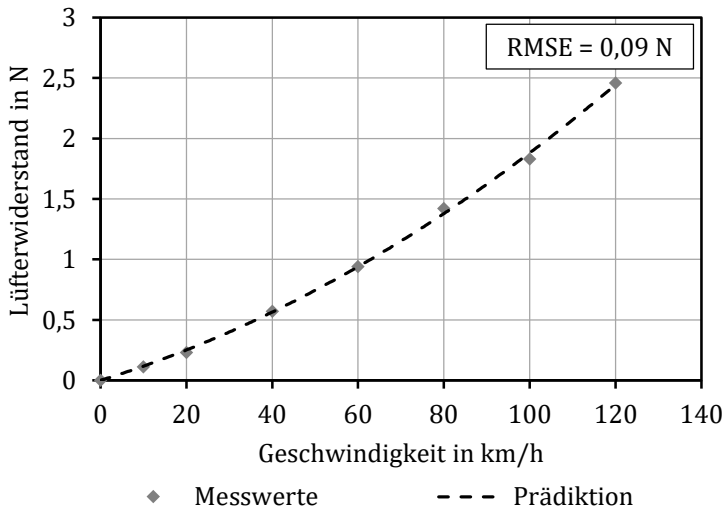


Abbildung 4.11: Modellierung des Lüfterwiderstands

Somit kann der Lüfterwiderstand in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit auf Basis von zwei durchgeführten Lüfterwiderstandsmessungen mit angegebener Genauigkeit modelliert werden.

4.4 Temperaturmodell

Ziel dieses Kapitels ist es, ein semiphysikalisches Modell herzuleiten, das basierend auf einem thermodynamischen Ansatz das Erwärmungs- und Abkühlverhalten eines Reifens während einer Messung am FPS für einen beliebigen Fahrzyklus beschreibt bzw. vorhersagt.

Die Bedatung dieses Modells soll auf Basis von Standard-Rollwiderstandsmessungen am FPS erfolgen, wie sie in Kapitel 2.1 beschrieben sind, ohne weitere reifenspezifische Kenntnisse bezüglich Gummimischung usw. ermöglicht werden sowie auf andere Rollwiderstandsprüfstände übertragbar sein.

4.4.1 Thermodynamischer Ansatz

Der Reifen wird für die Modellierung als abgeschlossenes System betrachtet, welches seine innere Energie U nur durch den Austausch von Wärme Q oder Arbeit W über seine Systemgrenzen hinaus ändern kann. Diese Energieströme des geschlossenen thermodynamischen Systems können unter Zuhilfenahme des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik gemäß Gleichung (75) bilanziert werden.

$$dU = \delta Q + \delta W \tag{75}$$

Der Reifen wird unter Vernachlässigung der Wärmekapazität der enthaltenen Luftfüllung als inkompressibles Medium mit konstanter Dichte modelliert. Deshalb lässt sich die Änderung der inneren Energie dU in

Abhängigkeit der Änderung der Reifentemperatur T_R , der Wärmekapazität c des Reifens und der Masse m des Reifens, wie in Gleichung (76) dargestellt, beschreiben.

$$dU = c \cdot m \cdot dT_R \quad (76)$$

Durch Bildung der zeitlichen Ableitung der Gleichung (75) lässt sich unter Verwendung von Gleichung (76) die Leistungsbilanzgleichung am Reifen aufstellen [Bae12]. Diese ist in Gleichung (77) unter Berücksichtigung der Richtung des Arbeits- bzw. Wärmestroms beschrieben.

$$\begin{aligned} c \cdot m \cdot \frac{dT_R}{dt} &= \dot{Q} + \dot{W} \\ &= \dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_{ab} + \dot{W}_{zu} - \dot{W}_{ab} \end{aligned} \quad (77)$$

Diese Formulierung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik für den Reifen bildet die Grundlage des Temperaturmodells und wird im Folgenden vereinfacht und für den Reifen präzisiert.

Die mechanische Leistung, die während der Messung dem Reifen zugeführt wird, entspricht der Leistung, die benötigt wird, um den Walkwiderstand, bestehend aus dem Produkt von Walkwiderstandsbeiwert c_R und Radlast F_Z und den Lüfterwiderstand $F_{Lü}$ des Reifens zu überwinden. Die zugeführte Leistung berechnet sich aus dem Produkt der wirkenden Kraft und der Fahrgeschwindigkeit wie folgt:

$$\dot{W}_{zu} = c_R \cdot F_Z \cdot v + F_{Lü} \cdot v \quad (78)$$

Durch die aktive Lagerreibungskompensation der Radlagerung am FPS wird keine mechanische Leistung über die Radnabe an den Prüfstand abgegeben bzw. durch Reibung entzogen. Der Lüfterwiderstand wirkt

in Form eines Bremsmoments auf den Reifen und stellt die einzige mechanische Leistung dar, die über die Systemgrenze des Reifens hinaus abgegeben wird. Diese Bedingung ist in Gleichung (79) formuliert.

$$\dot{W}_{ab} = F_{Lü} \cdot v \quad (79)$$

Durch eine Vorkonditionierung des Reifens innerhalb der Prüfumgebung befindet sich dieser im thermischen Gleichgewicht mit der Prüfumgebung. Die Prüfumgebung wird durch die in Kapitel 3.2 beschriebene Klimatisierungseinrichtung auf konstantem Temperaturniveau gehalten. Die thermische Strahlung der Beleuchtung der Prüfumgebung²⁰, die auf die Reifenoberfläche trifft, wird aufgrund des großen Abstands zwischen Reifen und Leuchtstoffröhrenlampen vernachlässigt.

Unter der Voraussetzung, dass der Reifen keine niedrigere Temperatur als seine Umgebung annimmt, da diese mithilfe der Klimatisierungseinrichtung auf konstantem Niveau gehalten wird und der Reifen zu Messbeginn thermisch konditioniert ist, ist kein Wärmestrom von der Prüfumgebung über die Systemgrenze zum Reifen hin möglich. Hieraus folgt:

$$\dot{Q}_{zu} = 0 \quad (80)$$

Unter Berücksichtigung dieser Annahmen und Voraussetzungen vereinfacht sich Gleichung (77) zu folgender Gleichung:

$$c \cdot m \cdot \frac{dT_R}{dt} = c_R \cdot F_Z \cdot v - \dot{Q}_{ab} \quad (81)$$

²⁰ Die Beleuchtung der Prüfumgebung besteht aus drei Leuchtstoffröhrenlampen mit einer Anschlussleistung von je 85 Watt.

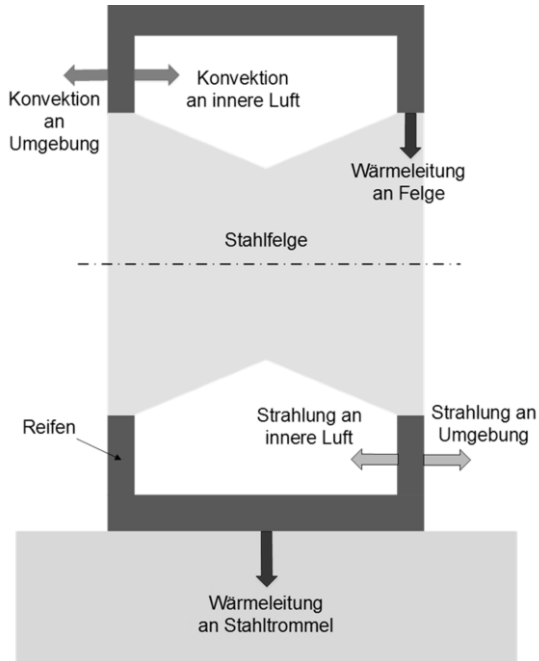


Abbildung 4.12: Wärmeströme am Reifen [Ten15]

Die Wärmeströme, bedingt durch Konvektion, Konduktion und Wärmestrahlung (vgl. Kapitel 2.3), die vom Reifen über die Systemgrenzen hinaus an die Umgebung abgeführt werden, sind in Abbildung 4.12 schematisch dargestellt. Die Quantifizierung und Modellierung dieser Wärmeströme wird in den nachfolgenden Kapiteln vollzogen.

4.4.2 Konvektion

Die Wärmeabfuhr durch Konvektion geschieht über die mit der Umgebungsluft in Kontakt stehenden Oberflächen A des Reifens. Diese Ober-

flächen weisen bei einer Raddrehzahl $n > 0 \text{ s}^{-1}$ eine erzwungene Relativbewegung zur Umgebungsluft auf. Aus diesem Grund ist die Wärmeübertragung an die Umgebungsluft als erzwungene Konvektion anzusehen. Diese lässt sich in Abhängigkeit der Oberflächentemperatur T_A , der Temperatur der umgebenden Luft T_U und dem Wärmeübergangskoeffizienten α_K gemäß des Newton'schen Wärmeübertragungsgesetzes nach Gleichung (82) berechnen. (vgl. Kapitel 2.3.2)

$$\dot{Q}_{ab} = \alpha_K \cdot A \cdot (T_A - T_U) \quad (82)$$

Zur Bestimmung der Oberflächen wird der Reifen vereinfacht als Zylinderhülle (vgl. Abbildung 4.13) ohne Materialstärke angenommen. Die Laufstreifenfläche A_{LS} und Seitenwandfläche A_{SW} des Reifens lassen sich aus der Dimensionsangabe des Reifens gemäß den Gleichungen (83) und (84) annähern. Der Parameter D_F beschreibt hierbei den vorgegebenen Felgendurchmesser, B die nominelle Breite und HB das Höhen-Breiten-Verhältnis des Reifens.

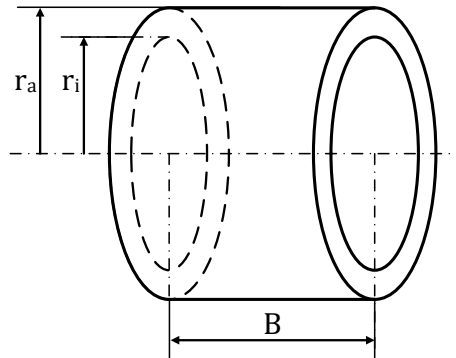


Abbildung 4.13: Modellierung des Reifens als Zylinder

$$\begin{aligned}A_{LS} &= 2 \cdot \pi \cdot B \cdot r_a \\ &= 2 \cdot \pi \cdot B \cdot \left(\frac{D_F}{2} + B \cdot HB \right)\end{aligned}\quad (83)$$

$$\begin{aligned}A_{SW} &= 2 \cdot (\pi \cdot r_a^2 - \pi \cdot r_i^2) \\ &= 2 \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{D_F}{2} + B \cdot HB \right)^2 - \left(\frac{D_F}{2} \right)^2 \right)\end{aligned}\quad (84)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_K lässt sich, wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben, gemäß folgender Gleichung berechnen:

$$\alpha_K = \frac{\lambda \cdot Nu}{l_{char}} \quad (85)$$

Der am Prüfstand rotierende Reifen wird vereinfacht als quer angeströmter Zylinder modelliert, da die Nusselt-Zahl Nu eines sich mit Umfangsgeschwindigkeit v rotierenden Reifens unbekannt ist. Für diesen Fall ermittelte Gnielinski eine einheitliche empirische Gleichung zur Bestimmung der mittleren Nußelt-Zahl Nu_m , welche in Gleichung (86) dargestellt ist. [Gni75]

$$Nu_m = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (86)$$

Unter Zuhilfenahme der in Kapitel 2.3.2 beschriebenen Gleichungen lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient α_K für die erzwungene Konvektion am Reifen unter Berücksichtigung der Luftdichte ρ , der Wärmekapazität der Luft c_p , der Wärmeleitfähigkeit der Luft λ , der kinematischen Viskosität der Luft ν , der charakteristischen Länge der umströmten Fläche l_{char} und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit v_m nach Gleichung (87) berechnen.

$$\begin{aligned}
\alpha_K &= \frac{\lambda \cdot Nu}{l_{char}} \\
&= \frac{\lambda \cdot \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right)}{l_{char}} \\
&= \frac{\lambda \cdot \left(0,3 + \sqrt{\left(0,644 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{\frac{1}{2}} \right)^2 + \left(\frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot Re^{-0,1}} \right)^2} \right)}{l_{char}} \\
&= \frac{\lambda \cdot \left(0,3 + \sqrt{\left(0,644 \cdot \left(\frac{v \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{v_m \cdot l_{char}}{v} \right)^{\frac{1}{2}} \right)^2 + \left(\frac{0,037 \cdot \left(\frac{v_m \cdot l_{char}}{v} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{v \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} \right)}{1 + 2,443 \cdot \left(\left(\frac{v \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} \right)^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{v_m \cdot l_{char}}{v} \right)^{-0,1}} \right)^2} \right)}{l_{char}}
\end{aligned} \tag{87}$$

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{K,LS}$ für die Wärmeabfuhr durch Konvektion über die Laufstreifenaußenfläche und des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{K,SW}$ für die Wärmeabfuhr durch Konvektion über die Seitenwandflächen des Reifens sind unterschiedliche charakteristische Längen der umströmten Fläche l_{char} und unterschiedliche mittlere Strömungsgeschwindigkeiten v_m zu berücksichtigen.

Bei Betrachtung der Laufstreifenaußenfläche A_{LS} ist für die charakteristische Länge der umströmten Fläche l_{char} der halbe Umfang des Zylinders, in diesem Fall der halbe Reifenumfang $0,5 \cdot U_R$, einzusetzen. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v_m entspricht an dieser Fläche der Umfangsgeschwindigkeit des Reifens, und somit der Fahrgeschwindigkeit v .

Für die charakteristische Länge zur Berechnung der Konvektion über die Seitenwandfläche eines Zylinders ist der Durchmesser des Zylinders einzusetzen. Da die Seitenwandfläche eines Reifens einem Kreisring entspricht, wird in diesem Fall als charakteristische Länge der zweifache mittlere Reifenradius $2 \cdot r_m$ verwendet. Dieser teilt die Seitenwand-

fläche in einen inneren und einen äußeren Kreisring mit identischer Flächengröße auf. Dieser mittlere Reifenradius kann aus den Dimensionsangaben des Reifens gemäß Gleichung (88) berechnet werden.

$$\begin{aligned} \pi \cdot (r_m^2 - r_i^2) &= \pi \cdot (r_a^2 - r_m^2) \text{ aufgelöst nach } r_m \\ r_m &= \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot r_a^2 + 2 \cdot r_i^2} \\ &= \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot B^2 \cdot HB^2 + 2 \cdot B \cdot D_f \cdot HB + D_f^2} \end{aligned} \quad (88)$$

Für die näherungsweise Abschätzung der Konvektion wird für die Strömungsgeschwindigkeit v_m an dieser Fläche eine mittlere Geschwindigkeit berechnet, die sich aus der Winkelgeschwindigkeit des Reifens und dem mittleren Reifenradius aus Gleichung (89) ergibt.

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{v}{r_a} \cdot r_m \\ &= \frac{v}{\frac{D_F}{2} + B \cdot HB} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot B^2 \cdot HB^2 + 2 \cdot B \cdot D_f \cdot HB + D_f^2}}{2} \end{aligned} \quad (89)$$

Bei Bestimmung der durch die erzwungene Konvektion mit der Umgebungsluft in Kontakt stehenden Laufstreifenfläche ist zu beachten, dass die mithilfe von Gleichung (83) berechnete Fläche um die Reifenaufstandsfläche (vgl. Kapitel 4.4.3) zu vermindern ist, da dieser Bereich der Laufstreifenfläche nicht mit der Umgebungsluft, sondern mit der Stahltrommel in Kontakt steht.

Zusätzlich zum Wärmeaustausch durch Konvektion mit der Umgebungsluft findet beim Reifen auch ein Wärmeaustausch mit der für den Reifenfülldruck verwendeten Luft im Reifeninneren statt. Da dieses

Luftvolumen mit dem Reifen mitrotiert und somit keine Relativgeschwindigkeit zwischen Reifenfläche und Luft vorliegt, ist von keiner erzwungenen Konvektion auszugehen.

Browne et al. untersuchten die Wärmeübertragung zwischen dem Reifengummi und der Luft im Reifeninneren und ermittelten für diesen Wärmeübergang einen Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha_K = 5,9 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. [Bro80]

Zur Abschätzung der Konvektion an das eingeschlossene Luftvolumen im Reifeninneren wurde exemplarisch ein Glattreifen der Dimension 205/55R16 mit einem Loadindex von 91 und einem Geschwindigkeitsindex V einer Rollwiderstandsmessung nach ISO 28580 unterzogen. Die Abschätzung der am Wärmeaustausch beteiligten Oberflächen des Reifens erfolgte auf Basis der Reifendimensionsangabe unter Verwendung der Gleichungen (83) und (84).

Bei dieser Rollwiderstandsmessung konnte nach 30-minütiger Aufwärmphase im Temperaturgleichgewicht eine Temperatur des Innenlaufstreifens von $54,6^\circ\text{C}$ und eine Temperatur des eingeschlossenen Luftvolumens von $45,9^\circ\text{C}$ gemessen werden. Die zugehörige Walkwiderstandsverlustleistung, welche aufgrund des vorliegenden Temperaturgleichgewichts auch der abgeführten Wärmeleistung entspricht, belief sich auf $c_R \cdot F_Z \cdot v = 863,3 \text{ W}$. Unter Berücksichtigung des Wärmeübergangskoeffizienten von Browne et al. ergibt sich nach Gleichung (82) ein abgeführter Wärmestrom an das eingeschlossene Luftvolumen von $\dot{Q}_{ab} = 39,8 \text{ W}$.

Zur Ermittlung der Temperatur des Innenlaufstreifens wurde die vereinfachende Annahme getroffen, dass die gesamte Reifeninnenfläche eine identische Temperatur aufweist, die dem Messwert (vgl. Kapitel 3.3) entspricht. Bezogen auf die gesamte ermittelte Walkwiderstandsverlustleistung ergibt der abgeführte Wärmestrom von $\dot{Q}_{ab} = 39,8 \text{ W}$ einen prozentualen Anteil von 4,6 %.

Aufgrund dieses geringen Anteils der Konvektion an das eingeschlossene Luftvolumen wird diese Art der Konvektion im Weiteren bei der Modellierung nicht separat berücksichtigt.

4.4.3 Konduktion

Die Wärmeabfuhr über Konduktion geschieht über die mit dem Reifen in Kontakt stehenden Feststoffflächen der Prüfumgebung. Dies sind zum einen die Reifenaufstandsfläche zwischen Reifen und stählerner Lauftrommel und zum anderen die Kontaktfläche zwischen Reifen und Radfelge.

Zur Beschreibung des zwischen Reifen und Stahltrommel auftretenden Wärmestroms wird die vereinfachte, temperaturgradientenfreie Schreibweise aus Kapitel 2.3.1 verwendet, wodurch sich dieser Wärmestrom aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{GS} zwischen Gummi und Stahl, der Reifenaufstandsfläche A_L und der Differenz zwischen der Reifentemperatur T_R und der Oberflächentemperatur der Lauftrommel T_{Tr} berechnen lässt.

Abbildung 4.14 zeigt den Verlauf der Oberflächentemperatur der Lauftrommel T_{Tr} während einer Rollwiderstandsmessung bei 80 km/h , $2,5 \text{ bar}$ und 4500 N bei einer Umgebungstemperatur von 25°C . Hieraus ist ersichtlich, dass während der gesamten Dauer der Messung die Oberflächentemperatur ein nahezu konstantes Niveau von ebenfalls etwa 25°C hält. Die Streuung der Messwerte ist auf Ungenauigkeiten im Infrarot-Messsystem und eine ungleichmäßige Temperaturverteilung auf der rotierenden Lauftrommel zurückzuführen.

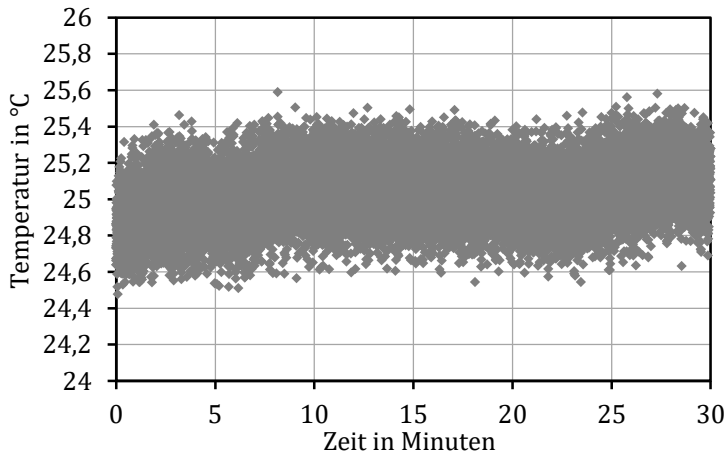


Abbildung 4.14: Verlauf der Oberflächentemperatur der Lauftrommel während einer Rollwiderstandsmessung

Auf Basis dieser Messung lässt sich die Annahme begründen, dass die stählerne Lauftrommel durch die thermische Konditionierung zu Messbeginn eine identische Oberflächentemperatur zur Umgebungstemperatur aufweist und eine große thermische Masse darstellt, welche durch den Energieeintrag durch die Reifenkontaktfläche nicht aufgeheizt wird. Somit kann die Oberflächentemperatur der Lauftrommel T_{Tr} mit der Umgebungstemperatur T_U gleichgesetzt werden. Der Wärmestrom zwischen Reifen und Stahltrommel lässt sich somit gemäß Gleichung (90) berechnen.

$$\dot{Q} = \alpha_{GS} \cdot A_L \cdot (T_R - T_U) \quad (90)$$

Für den Wärmeübergangskoeffizienten α_{GS} zwischen Reifengummi und Stahl sind in der Literatur bislang keine Werte nachweisbar. Für den Kontakt zwischen Reifen und Asphalt ermittelten Dehnert und Volk einen Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha = 4400 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ [Deh91].

Ob dieser Wert auch für die Paarung von Reifengummi und Stahl verwendet werden kann, wird in Kapitel 4.4.6 erörtert.

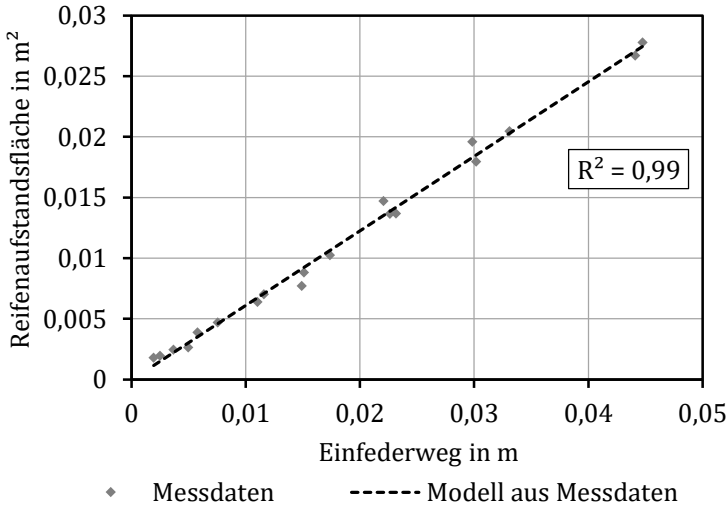


Abbildung 4.15: Modellierung der Reifenaufstandsfläche

Die Reifenaufstandsfläche A_L wird einerseits durch die Betriebsparameter wie Reifenfülldruck und Radlast, andererseits durch die Reifendimension, die Profilierung und die Steifigkeit des Reifenunterbaus bestimmt. Für den Radlastbereich zwischen 500 N und 6000 N und Reifenfülldrücke zwischen 1,0 bar und 3,5 bar lässt sich für den in dieser Arbeit verwendeten Reifen der in Abbildung 4.15 dargestellte Zusammenhang zwischen Einfederweg x_E und Reifenaufstandsfläche A_L aufzeigen.

Die Korrelation zwischen dem radialen Einfederweg x_E und der Reifenaufstandsfläche A_L weist ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,99$ auf und lässt sich anhand folgender Zahlenwertgleichung modellieren:

$$A_L = 612,1 \cdot x_E \cdot 10^{-3} \quad (91)$$

Der Einfederweg kann als Quotient aus der vorliegenden Radlast F_Z und der fülldruckabhängigen Radialsteifigkeit C_R eines Reifens berechnet werden, welche in Kapitel 4.2.1 modelliert wurde (vgl. Gleichung (92)).

$$A_L = 612,1 \cdot \frac{F_Z}{C_R} \cdot 10^{-3} \quad (92)$$

Alternativ kann auf eine Modellierung der Reifenaufstandsfläche verzichtet werden, wenn für den betrachteten Betriebspunkt aus Radlast und Reifenfülldruck die statische Reifenaufstandsfläche durch die Auswertung des Footprints oder durch ein ähnliches Verfahren ermittelt wird. Eine Prädiktion des Rollwiderstands für eine davon abweichende Kombination aus Radlast und Reifenfülldruck ist hierdurch nicht mehr möglich.

Die Wärmeabfuhr über den Reifenwulst zwischen Reifen und Radfelge wurde von Trivisonne untersucht. Hierbei konnte ein Anteil von 6,07 % für diese Art der Wärmeabfuhr an der gesamtheitlichen Wärmeabfuhr über Konduktion, Konvektion und Wärmestrahlung nachgewiesen werden. [Tri70]

Aufgrund dieses geringen Anteils der Konduktion zwischen Reifen und Radfelge wird diese Art der Konduktion im Weiteren bei der Modellierung nicht separat berücksichtigt.

4.4.4 Wärmestrahlung

Ein weiterer Wärmestrom, der Wärme über die Grenzflächen des Reifens abführt, resultiert aus der Wärmestrahlung. Diese Strahlung ist

zum einen durch den Temperaturunterschied zwischen Reifen und seiner Umgebung und zum anderen durch den Temperaturunterschied zwischen Reifen, eingeschlossenem Luftvolumen und Felge begründet.

Aufgrund der Tatsache, dass der Reifen bzw. seine Wärmestrahlung emittierenden Flächen klein bezüglich der ihn umgebenden Prüfumgebung bzw. komplett von dieser umschlossen sind, kann auf eine Beschreibung der Wärmestrahlung unter Verwendung der Sichtfaktoren verzichtet werden (vgl. Kapitel 2.3.3). Die vom Reifen an die Umgebung emittierte Strahlung kann somit gemäß Gleichung (93) unter Berücksichtigung des Emissionsgrads des Reifens ε , der Stefan-Boltzmann-Konstanten σ , der Abstrahlfläche des Reifens A , deren Oberflächentemperatur T_R und der Temperatur der Umgebung T_U berechnet werden.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_R^4 - T_U^4) \quad (93)$$

Unter Berücksichtigung des von Browne und Wickliffe ermittelten Emissionsgrads für PKW-Reifen von $\varepsilon = 0,94$, der gemessenen Temperatur des Innenlaufstreifens von $54,6^\circ\text{C}$ und der gemessenen Temperatur des eingeschlossenen Luftvolumens von $45,9^\circ\text{C}$ während einer Rollwiderstandsmessung gemäß ISO 28580 nach 30-minütiger Aufwärmphase ergibt sich nach Gleichung (93) ein abgeführter Wärmestrom an das eingeschlossene Luftvolumen bzw. an die Felge durch Wärmestrahlung von $\dot{Q}_{ab,LI} = 48,6 \text{ W}$. Bezogen auf die gesamte ermittelte Walkwiderstandsverlustleistung von $c_R \cdot F_Z \cdot v = 863,3 \text{ W}$ ergibt dies einen prozentualen Anteil von 5,6 %.

Der über die Außenflächen des Reifens an die Umgebung abgegebene Wärmestrom berechnet sich für diese Messung nach ISO aus der Temperatur des Laufstreifens von $30,9^\circ\text{C}$ und der Umgebungstemperatur von $25,1^\circ\text{C}$ zu $\dot{Q}_{ab,LS} = 12,8 \text{ W}$ für die Laufstreifenfläche. Dies entspricht einem prozentualen Anteil von 1,5 %. Für die Abstrahlung über die beiden Seitenwandflächen ergibt sich unter Berücksichtigung deren

Oberflächentemperatur von $37,0^{\circ}\text{C}$ und der Umgebungstemperatur von $25,1^{\circ}\text{C}$ ein Wärmestrom von $\dot{Q}_{ab,SW} = 25,4 \text{ W}$, was einem prozentualen Anteil von 2,9 % des gesamten abgeführten Wärmestroms im Zustand des Temperaturgleichgewichts entspricht.

Aufgrund der geringen Anteile der abgeführten Wärmeströme über Wärmestrahlung an das eingeschlossene Luftvolumen und an die Umgebung, bezogen auf den gesamten abgeführten Wärmestrom, wird diese im Weiteren bei der Modellierung nicht mehr separat berücksichtigt.

Zur Abschätzung der Wärmestrahlung wurde auch hier die Reifenoberfläche auf Basis der Dimensionsangabe des Reifens berechnet und die vereinfachende Annahme getroffen, dass die gesamte Reifeninnenfläche die gemessene Laufstreifeninnentemperatur, der gesamte Laufstreifen des Reifens die gemessene Laufstreifenaußentemperatur und die gesamte Seitenwandfläche des Reifens die gemessene Temperatur der Reifenschulter aufweist.

Da speziell bei Betrachtung der Seitenwandtemperatur der Bereich der Reifenschulter den wärmsten Bereich der Seitenwand kennzeichnet, kann davon ausgegangen werden, dass die mittlere Temperatur der Seitenwandfläche niedriger ist, als die gemessene Temperatur der Reifenschulter. Obige Abschätzung stellt somit eine konservative Abschätzung des Wärmestroms durch Strahlung dar.

4.4.5 Charakteristische Reifentemperatur

Unter Berücksichtigung der vorangegangenen Ausführungen über die Wärmeströme am Reifen während einer Rollwiderstandsmessung lässt sich der thermodynamische Ansatz aus Gleichung (81) wie in Gleichung (94) dargestellt erweitern. Hierzu wurde die Annahme getroffen, dass

die Laufstreifenaußenfläche und die beiden Seitenwandflächen des Reifens eine identische, homogene Temperaturverteilung einer mittleren Reifentemperatur T_R aufweisen.

$$\begin{aligned} c \cdot m \cdot \frac{dT_R}{dt} = c_R \cdot F_Z \cdot v \\ -\alpha_{GS} \cdot A_L \cdot (T_R - T_U) \\ -\alpha_{K,SW} \cdot A_{SW} \cdot (T_R - T_U) \\ -\alpha_{K,LS} \cdot (A_{LS} - A_L) \cdot (T_R - T_U) \end{aligned} \quad (94)$$

Die Temperatur T_R beschreibt hierbei eine mittlere fiktive Reifentemperatur, die messtechnisch nicht erfasst werden kann. Zur notwendigen Kopplung des Walkwiderstandsmodells mit dem Temperaturmodell und deren Validierung ist es notwendig, dass die charakteristische Temperatur dieser beiden Modelle eine messbare Größe darstellt.

Deshalb wird im Folgenden ein Verfahren vorgestellt, mithilfe dessen diese mittlere fiktive Reifentemperatur auf Basis einer realen, am Reifen messbaren Temperatur bestimmt werden kann.

In Abbildung 4.16 ist der Verlauf des Walkwiderstandsbeiwerts in Abhängigkeit der verschiedenen erfassten Oberflächentemperaturen am Reifen während einer Rollwiderstandsmessung nach ISO 28580 dargestellt.

Aus dieser Abbildung ist ersichtlich, wie der Walkwiderstandsbeiwert c_R von etwa 0,0145 zu Messbeginn bei einer Oberflächentemperatur von 25°C bis zu seinem stationären Endwert von ca. 0,0087 absinkt, was mit einer Erhöhung der Oberflächentemperaturen am Reifen einhergeht. Dies entspricht einer Walkwiderstandsänderung aufgrund der Temperatur von 40 %. Die Laufstreifeninnentemperatur T_{LI} weist hierbei im Temperaturgleichgewicht die größte Differenz zur Umgebungstemperatur und der Verlauf des Walkwiderstands über dieser Tempe-

ratur den betragsmäßig kleinsten Gradienten auf. Aufgrund dieser beiden Eigenschaften wird die Laufstreifeninnentemperatur T_{LI} als charakteristische Reifentemperatur betrachtet und der Reifen auf Basis dieser Temperatur modelliert.

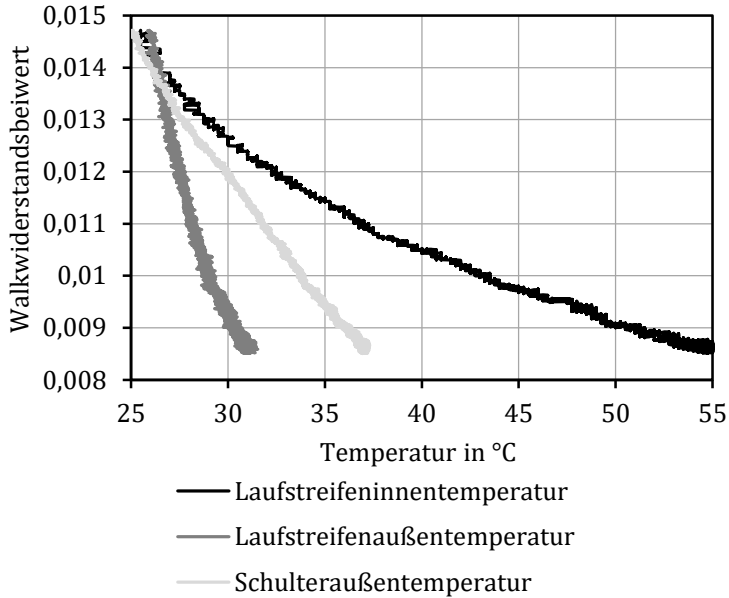


Abbildung 4.16: Walkwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit der verschiedenen Reifentemperaturen

Die Laufstreifeninnentemperatur im Temperaturgleichgewicht stellt die höchste der gemessenen Temperaturen dar. Deshalb ist davon auszugehen, dass die mittlere fiktive Reifentemperatur T_R einen deutlich niedrigeren Wert im Gleichgewichtszustand aufweisen wird. Somit wird auch die Differenz zwischen Laufstreifeninnentemperatur und Umgebungstemperatur $T_{LI} - T_U$ einen größeren Wert aufweisen als die Differenz zwischen der mittleren fiktiven Reifentemperatur und der Umgebungstemperatur $T_R - T_U$.

Um dies zu berücksichtigen, wird ein Skalierungsfaktor K_T für die Differenz zwischen Laufstreifeninnentemperatur und Umgebungstemperatur eingeführt. Der thermodynamische Ansatz lässt sich somit unter Verwendung der Laufstreifeninnentemperatur als charakteristische Reifentemperatur gemäß Gleichung (95) formulieren.

$$\begin{aligned}
 c \cdot m \cdot \frac{dT_{LI}}{dt} = c_R \cdot F_Z \cdot v & \\
 -\alpha_{GS} \cdot A_L \cdot (T_{LI} - T_U) \cdot K_T & \\
 -\alpha_{K,SW} \cdot A_{SW} \cdot (T_{LI} - T_U) \cdot K_T & \\
 -\alpha_{K,LS} \cdot (A_{LS} - A_L) \cdot (T_{LI} - T_U) \cdot K_T &
 \end{aligned} \tag{95}$$

Ebenso lässt sich das Ergebnis des Walkwiderstandsmodells aus Kapitel 4.2 unter Berücksichtigung dieser charakteristischen Reifentemperatur wie folgt beschreiben:

$$\begin{aligned}
 c_R(T_{LI}) = & \frac{(a_1 \cdot e^{-a_2 \cdot T_{LI}} + a_3) \cdot F_Z \cdot \pi^2 \cdot v}{2 \cdot \left(p \cdot \frac{C_{RM} - 33,8 \cdot 10^4}{p_M} + 33,8 \cdot 10^4 \right)^2 \cdot U_R^2} \\
 & + \frac{c_{R0}}{1 + k_t \cdot (T_{LI} - T_{U,cR0})}
 \end{aligned} \tag{96}$$

4.4.6 Leistungsbilanz im stationären Zustand

Das Temperaturgleichgewicht bei einer Rollwiderstandsmessung beschreibt den stationären Zustand, bei welchem somit auch keine zeitliche Änderung der Laufstreifeninnentemperatur T_{LI} mehr auftritt. Der zeitvariante linke Term von Gleichung (95) kann deshalb im Temperaturgleichgewicht zu 0 gesetzt und diese Gleichung wie folgt formuliert werden:

$$\begin{aligned}
c_R \cdot F_Z \cdot v &= \alpha_{GS} \cdot A_L \cdot (T_{LI} - T_U) \cdot K_T \\
&+ \alpha_{K,SW} \cdot A_{SW} \cdot (T_{LI} - T_U) \cdot K_T \\
&+ \alpha_{K,LS} \cdot (A_{LS} - A_L) \cdot (T_{LI} - T_U) \cdot K_T
\end{aligned} \tag{97}$$

Bis auf die beiden Parameter Temperaturskalierungsfaktor K_T und Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gummi und Stahl α_{GS} , die beide Konstanten für einen Reifen darstellen, können alle weiteren Parameter in dieser Gleichung einer Rollwiderstandsmessung am FPS (vgl. Kapitel 3.1) und der zugehörigen Temperaturmessung am Reifen entnommen oder anhand bereits vorgestellter Gleichungen berechnet werden.

Bei optimaler Modellgüte würde bei jeder Kombination aus Fahrgeschwindigkeit v , Radlast F_Z und Reifenfülldruck p im Temperaturgleichgewicht einer Rollwiderstandsmessung der linke Teil der Gleichung, der die Verlustleistung des gemessenen Walkwiderstands beschreibt, den gleichen Wert aufweisen wie der rechte Teil der Gleichung, der die Verlustleistung durch den vom Reifen abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_{ab} beschreibt.

Zur Bestimmung der Parameter K_T und α_{GS} wurden Rollwiderstandsmessungen am FPS mit verschiedenen Kombinationen aus Radlast, Fahrgeschwindigkeit und Reifenfülldruck²¹ (siehe Abszissenachse in Abbildung 4.17) für einen Reifen durchgeführt und im Temperaturgleichgewicht jeweils die Verlustleistung $c_R \cdot F_Z \cdot v$ und der abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{ab} berechnet. Durch Variation der Parameter K_T und α_{GS} wurde die Summe des relativen Fehlers zwischen Verlustleistung und Wärmestrom (vgl. Gleichung (98)) aller einzelnen Rollwiderstandsmessungen i minimiert.

²¹ Durch eine aktivierte Druckluftregelung konnte während der Rollwiderstandsmessung trotz Erwärmung der Luftfüllung im Reifen der Fülldruck auf konstantem Niveau gehalten werden.

$$\min \sum_{i=1}^{19} \left| \frac{c_{R,i} \cdot F_{Z,i} \cdot v_i - \dot{Q}_{ab,i}}{c_{R,i} \cdot F_{Z,i} \cdot v_i} \right| \quad (98)$$

Zur Lösung dieses Minimierungsproblems wurde das in der Funktion *fminsearch* in *MathWorks*® *MATLAB*® implementierte Simplex-Verfahren von Nelder und Mead verwendet. Da die Wahl der Startwerte bei diesem Verfahren einen entscheidenden Einfluss darauf hat, ob ein lokales oder globales Minimum des Minimierungsproblems gefunden wird, wurden die Startwerte der Parameter im Bereich $K_T = [0..1]$ und $\alpha_{GS} = [0..10000] \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ variiert. Unabhängig von der Wahl der Startbedingungen konvergierte das Verfahren zu einem identischen Parameterpaar, woraus geschlossen werden kann, dass ein globales Minimum des Minimierungsproblems ermittelt wurde. [Nel65, Lag98]

Die kleinste Fehlersumme ergab sich bei einem Temperaturskalierungsfaktor von $K_T = 0,2920$ und einem Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Gummi und Stahl von $\alpha_{GS} = 3825 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Der relative Fehler zwischen Verlustleistung und Wärmestrom bezogen auf die Verlustleistung ist in Abbildung 4.17 für alle Messungen dargestellt. Der Mittelwert des Fehlers über alle Messungen kann mit 2,3 % angegeben werden.

Der ermittelte Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Gummi des verwendeten Reifens und der Stahloberfläche der Messtrommel von $\alpha_{GS} = 3825 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ weist einen ähnlichen Wert wie der für den Kontakt zwischen Reifen und Asphalt von Dehnert und Volk ermittelte Wärmeübergangskoeffizient von $4400 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ [Deh91] auf.

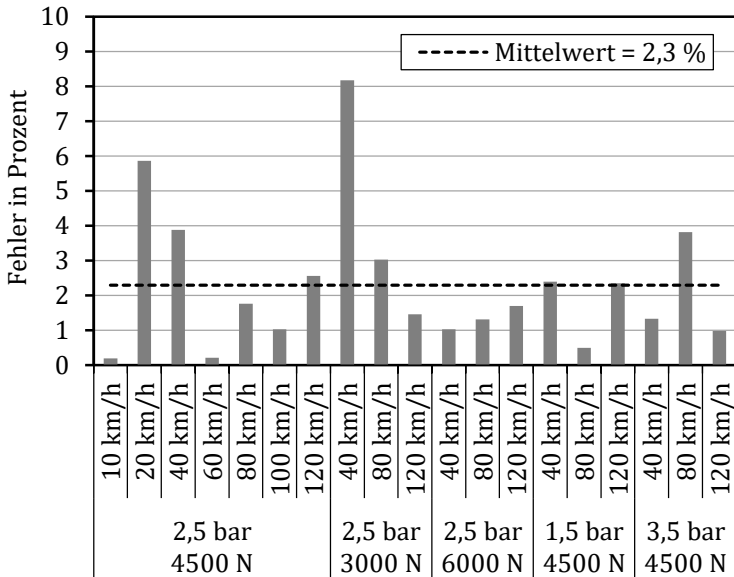


Abbildung 4.17: Fehlerbetrachtung der Leistungsbilanz im stationären Zustand (α_{GS} und K_T aus Regression aller Messungen)

Um eine Bedatung der Modellparameter für den stationären Zustand auf Basis einer einzelnen Messung zu ermöglichen, wird der Parameter α_{GS} aufgrund oben aufgezeigter Ähnlichkeit als konstant zu $4400 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ festgelegt und der Parameter K_T aus dem Temperaturgleichgewicht einer einzelnen an ISO 28580 angelehnten Rollwiderstandsmessung bei 80 km/h , $2,5 \text{ bar}$ und 4500 N berechnet („Mastermessung“). Auf Basis dieses Parameters und der Konstanten α_{GS} wird der abgeführte Wärmestrom im Temperaturgleichgewicht bei anderen Betriebsbedingungen prädiziert und die relative Abweichung vom ermittelten Messergebnis bezogen auf die Verlustleistung berechnet. Die Abweichungen für die einzelnen Messungen sind in Abbildung 4.18 dargestellt.

Aus dieser Abbildung ist ersichtlich, dass das Temperaturmodell für den stationären Zustand dieses Reifens anhand einer Mastermessung zu parametrieren und das Wärmeübertragungsverhalten des Reifens mit einem mittleren Fehler von 3,1 % auch bei anderen Betriebsbedingungen zu beschreiben ist.

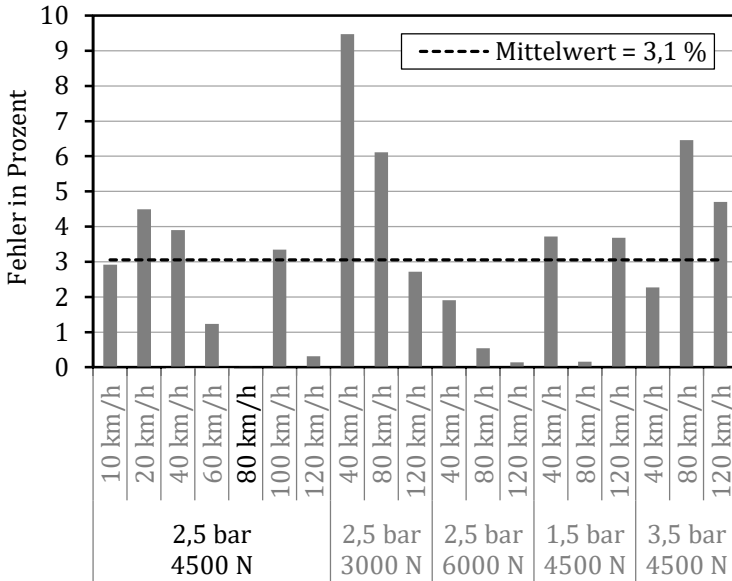


Abbildung 4.18: Fehlerbetrachtung der Leistungsbilanz im stationären Zustand ($\alpha_{GS} = 4400 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ gemäß Literatur; K_r aus einer Mastermessung)

In Abbildung 4.19 sind die abgeführten Wärmeströme über Konvektion und Konduktion im Temperaturgleichgewicht für verschiedene Kombinationen aus Fahrgeschwindigkeit, Reifenfülldruck und Radlast dargestellt, welche auf Basis des hergeleiteten Temperaturmodells präzisiert wurden. Die dargestellte Walkwiderstandsleistung zeigt die zugehörige tatsächliche Verlustleistung aufgrund des Walkwiderstands, welcher als

Produkt aus dem gemessenen Walkwiderstand und der Fahrgeschwindigkeit berechnet wurde.

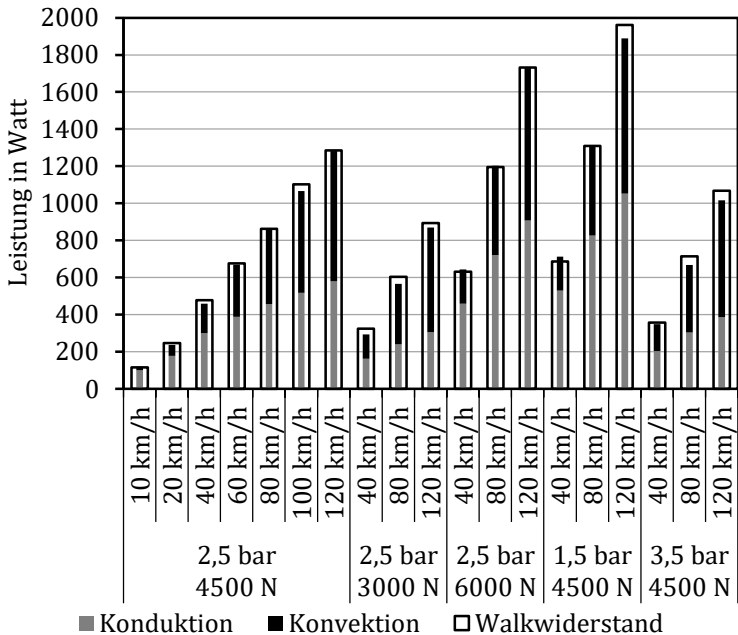


Abbildung 4.19: Aufteilung der abgeführten Wärmeströme im Temperaturgleichgewicht

Hierbei wurden die in den vorangegangenen Kapiteln hergeleiteten Vereinfachungen und Vernachlässigungen berücksichtigt. Die Konduktion wird somit ausschließlich aus dem modellierten Wärmeaustausch über die Reifenaufstandsfläche zwischen Reifen und Lauftrommel, die Konvektion aus dem modellierten Wärmeaustausch zwischen den Reifenaußenflächen und der Umgebungsluft berechnet.

Trotz dieser Vereinfachungen tritt nur eine geringe Diskrepanz auf zwischen der gemessenen Walkwiderstandsverlustleistung, die der zugeführten Energie entspricht, und der Summe aus Konvektion und Konduktion, die der abgeführten Energie entspricht.

Die Vernachlässigung von Wärmeströmen im Bereich von 20 % führt somit nicht zu einem Fehler in ähnlicher Größenordnung. Durch die Bestimmung des Parameters K_T für jeden Reifen werden die vernachlässigten Wärmeströme in den modellierten Wärmeströmen von Konduktion und Konvektion berücksichtigt.

4.4.7 Leistungsbilanz im instationären Zustand

Im instationären Zustand einer Rollwiderstandsmessung tritt eine Änderung der Reifentemperaturen auf, die sich ausgehend von der Umgebungstemperatur aufgrund der zuvor erfolgten Temperierung bis zur Erreichung der Gleichgewichtstemperatur vollzieht.

Bezogen auf einen Zeitschritt lässt sich die Änderung der Laufstreifeninnentemperatur aus der Leistungsbilanz in Gleichung (81) wie folgt beschreiben:

$$c \cdot m \cdot \frac{\Delta T_{LI}}{\Delta t} = c_R \cdot F_Z \cdot v - \dot{Q}_{ab} \quad (99)$$

Die Parameter mittlere spezifische Wärmekapazität²² c und Masse m des Reifens stellen reifenspezifische Konstanten dar, weshalb diese Parameter zu einer Konstanten $\overline{m}c$ zusammengefasst werden, welche die mittlere Wärmekapazität des Reifens beschreibt.

²² Die Wärmekapazität des Reifens wird im betrachteten Temperaturbereich als konstant angenommen und als mittlere Wärmekapazität bezeichnet.

Durch Umstellung obiger Gleichung kann, wie in Gleichung (100) dargestellt, aus dem Verlauf des Walkwiderstands während der Aufwärmphase, des hierbei erfassten Verlaufs der Laufstreifeninnentemperatur T_{LI} und der Modellierung des abgeführten Wärmestroms \dot{Q}_{ab} für jedes Zeitintervall die Wärmekapazität des Reifens berechnet werden. Das Zeitintervall ergibt sich hierbei aus der Abtastrate der Messdatenerfassung. Der Verlauf dieses berechneten Parameters während einer Rollwiderstandsmessung ist in Abbildung 4.20 dargestellt.

$$\overline{m\bar{c}} = \frac{c_R \cdot F_Z \cdot v - \dot{Q}_{ab}}{\Delta T_{LI}} \cdot \Delta t \quad (100)$$

Die berechnete Änderung der Wärmekapazität über die Zeit ist auf Ungenauigkeiten bei der Prädiktion des abgeführten Wärmestroms zurückzuführen, da der Parameter $\overline{m\bar{c}}$, wie oben erwähnt, näherungsweise eine Reifenkonstante darstellt und keine zeitliche Änderung vollziehen kann. Durch eine Mittelwertbildung des Verlaufs kann dem Reifen eine mittlere Wärmekapazität von $\overline{m\bar{c}} = 14,8 \text{ kJK}^{-1}$ zugewiesen werden.

Bei einer Masse des verwendeten Reifens von $9,94 \text{ kg}$ ergibt sich eine spezifische Wärmekapazität für den Reifen von $c = 1488 \text{ JK}^{-1}\text{kg}^{-1}$. Dieser Wert entspricht dem Literaturwert für Gummi, der im Bereich von $1400 - 1670 \text{ JK}^{-1}\text{kg}^{-1}$ angegeben ist [Ver13, Böc11]. Somit kann die Wärmekapazität eines Reifens aus dem Erwärmungsverhalten während einer Rollwiderstandsmessung bestimmt werden.

Als optimaler Bereich für die Mittelwertbildung konnten die ersten 15 Minuten der Rollwiderstandsmessung identifiziert werden, da in dieser Zeit größere Änderungen der Laufstreifeninnentemperatur T_{LI} auftreten. Nahe des Temperaturgleichgewichts, bei welchem T_{LI} kaum noch eine Änderung aufweist bzw. diese durch Messungenauigkeiten des Temperaturerfassungssystems verursacht werden, wird der Parameter

$\bar{m}c$ hauptsächlich durch die Ungenauigkeiten bei der Prädiktion des abgeführten Wärmestroms bestimmt.

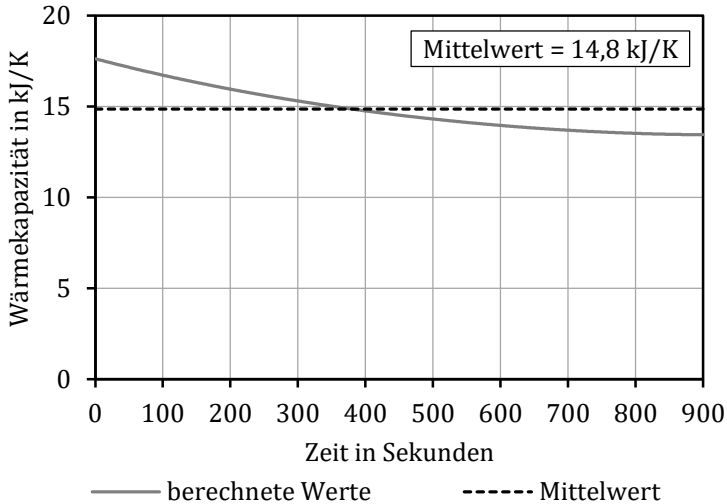


Abbildung 4.20: Verlauf der berechneten Wärmekapazität

Durch eine Umstellung von Gleichung (99) nach Gleichung (101) kann die Änderung der Laufstreifeninnentemperatur für einen Zeitschritt prädiziert werden, wenn der aktuell vorliegende Walkwiderstandsbeiwert c_R und der aktuell abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{ab} bekannt sind. Der Walkwiderstandsbeiwert ist hierfür gemäß des Modellierungsansatzes aus Kapitel 4.2, der abgeführte Wärmestrom gemäß des Modellierungsansatzes aus Kapitel 4.4 zu berechnen.

$$\Delta T_{LI} = \frac{c_R \cdot F_Z \cdot v - \dot{Q}_{ab}}{\bar{m}c} \cdot \Delta t \quad (101)$$

5 Modellvalidierung & Rollwiderstandsprädiktion

5.1 Modellbedatung

Die in den vorangegangenen Kapiteln hergeleiteten Modelle zur Prädiktion von Walkwiderstand, Lüfterwiderstand und Reifentemperatur bedürfen einer reifenspezifischen Bedatung mittels Rollwiderstandsmessungen. Hierzu wird in einem ersten Schritt der Modellvalidierung ein Reifen der Dimension 205/55R16 91V verwendet, der keine Profilierung aufweist und im Folgenden mit Referenzreifen bezeichnet wird.

Dieser Referenzreifen wird einer Rollwiderstandsmessung, der sogenannten Mastermessung, am FPS (vgl. Kapitel 3.1) unterzogen. Die Umgebungstemperatur wird konstant auf $T_U = 25\text{ °C}$ eingeregelt und der Reifen am Prüfstand innerhalb der Prüfstandsumhausung für drei Stunden temperiert, sodass er sich im thermischen Gleichgewicht mit der Prüfumgebung befindet. Als Prüfparameter wird eine Fahrgeschwindigkeit von $v_M = 80\text{ km/h}$, ein Reifenfülldruck von $p_m = 2,5\text{ bar}$ und eine Radlast von $F_Z = 4500\text{ N}$ verwendet.

Unter Zuhilfenahme einer am Prüfstand verbauten Druckregeleinrichtung wird während der Rollwiderstandsmessung der Reifenfülldruck konstant bei $2,5\text{ bar}$ gehalten. Hierdurch kann der Einfluss der Temperatur auf den Walkwiderstand getrennt von der Beeinflussung durch den Reifenfülldruck betrachtet werden. Bei einer Rollwiderstandsmessung mit konstanter Reifenluftmenge würde mit einer Temperaturerhöhung im Reifinneren auch eine Erhöhung des Reifenfülldrucks einhergehen. So ist während einer Messung nach ISO 28580 ein Anstieg des Reifenfülldrucks von ca. $0,2\text{ bar}$ beobachtbar.

Vor dem Absetzen des Reifens auf die Messtrommel ist die Messdatenerfassung zu starten. Aus dem Absetzvorgang des mithilfe des Radantriebs auf 80 km/h Umfangsgeschwindigkeit beschleunigten Reifens auf die ebenfalls mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 80 km/h rotierende Messtrommel kann die Radialsteifigkeit C_{rM} des Reifens ermittelt werden, da neben der Radlast F_Z auch der zugehörige radiale Einfederweg x_E bekannt ist. Die Radialsteifigkeit für diesen Fülldruck berechnet sich durch Gleichung (102) zu $C_{rM} = 206250 \text{ N/m}$.

$$C_{rM} = \frac{F_Z}{x_E} \quad (102)$$

Die Messdatenerfassung und somit die Rollwiderstandsmessung ist frühestens dann zu beenden, wenn der Reifen das thermische Gleichgewicht erreicht hat. Dies ist für die Parametrierung des Temperaturmodells unerlässlich, da nur in diesem Zustand der Temperaturskalierungsfaktor K_T bestimmt werden kann. Aus dieser Rollwiderstandsmessung wird der Verlauf des Walkwiderstandsbeiwerts c_R über der Laufstreifeninnentemperatur T_{Li} (charakteristische Reifentemperatur gemäß Kapitel 4.4.5) ermittelt. Dieser Verlauf ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

Die Reibungskraft F_0 des Reifens wird mit der in Kapitel 4.2.2 beschriebenen „0 km/h Messung“ ermittelt. Hieraus ergibt sich ein Walkwiderstandsbeiwert des Reifens bei kleinstmöglicher Prüfgeschwindigkeit von $c_{R0} = 0,0087$ bei einer Umgebungstemperatur von $T_{U,c_{R0}} = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Zur Bedatung des in Kapitel 4.2 beschriebenen Walkwiderstandsmodells sind, bis auf die zur Beschreibung der Dämpfungsrate notwendigen Parameter $a_{1..3}$, alle Parameter bekannt. Die noch fehlenden Parameter können aus Gleichung (65) mithilfe des in Kapitel 4.4.6 beschriebenen Simplexverfahrens aus dem Verlauf der Mastermessung ermittelt werden. Hierzu wird das Wertetripel a_1 , a_2 und a_3 ermittelt, welches die Gleichung für die gesamte Mastermessung optimal löst, also die

quadratische Differenz zwischen linker und rechter Seite der Gleichung minimiert. Es ergeben sich die Werte von $a_1 = 12363$, $a_2 = 0,0829$ und $a_3 = 395,39$.

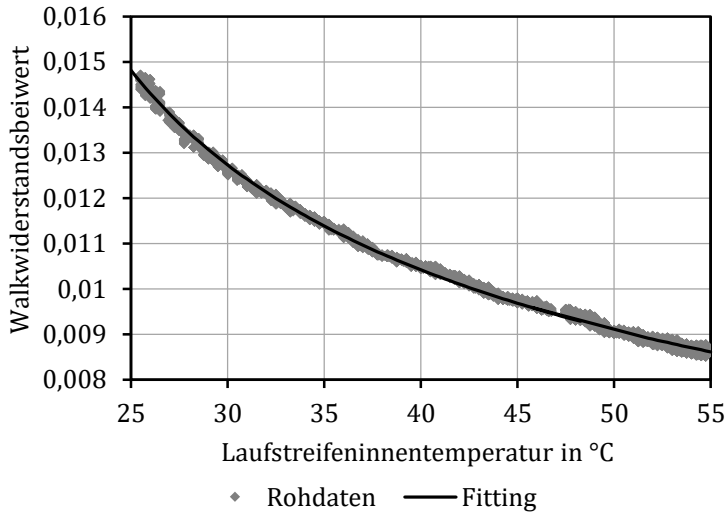


Abbildung 5.1: Verlauf Walkwiderstandsbeiwert über Laufstreifeninnentemperatur zur Dämpfungsbestimmung

Aus dem Walkwiderstandsbeiwert im Temperaturgleichgewicht und der zugehörigen Laufstreifeninnentemperatur kann unter Verwendung von Gleichung (97) der Temperaturskalierungsfaktor K_T bestimmt werden, da bis auf diesen Parameter alle weiteren Variablen der Gleichung bekannt sind. Hieraus ergibt sich ein Faktor von $K_T = 0,2671$. Aus dem Erwärmungsverhalten des Reifens wird über eine Leistungsbilanz während des instationären Zustands, wie in Kapitel 4.4.7 beschrieben, die mittlere Wärmekapazität des Reifens zu $\overline{m\bar{c}} = 14852 \text{ J/K}$ ermittelt.

Zur Prädiktion des geschwindigkeitsabhängigen Lüfterwiderstands des Reifens werden zwei Lüfterwiderstandsmessungen bei $v_1 = 40 \text{ km/h}$

und $v_2 = 120 \text{ km/h}$ durchgeführt und die beiden Lüfterwiderstandskonstanten gemäß den Gleichungen (73) und (74) berechnet. Hieraus ergeben sich die Konstanten zu $c_{Lü1} = 0,0367 \text{ N/(m/s)}$ und $c_{Lü2} = 0,00104 \text{ N/(m/s)}^2$.

Tabelle 5.1: Reifenparameter aus Mastermessung

Zeichen	Wert	Einheit
a_1	12363	–
a_2	0,0829	–
a_3	395,39	–
c_{R0}	0,0087	–
C_{rM}	206250	N/m
k_{WLF}	–6,93	$^\circ\text{C}/\text{dec}(v)$
$k_{p_{corr}}$	0,1429	–
K_T	0,2671	–
$\overline{m\bar{c}}$	14852	J/K
$T_{U,cR0}$	25,0	$^\circ\text{C}$
v_M	80	km/h
p_m	2,5	bar
$c_{Lü1}$	0,0367	N/(m/s)
$c_{Lü2}$	0,00104	N/(m/s)^2

Zusätzlich zur Mastermessung wird eine zweite Rollwiderstandsmessung mit einem erhöhten Reifenfülldruck bei $3,5 \text{ bar}$ (vgl. Kapitel 4.2) und eine dritte Rollwiderstandsmessung mit einer verminderten Fahrgeschwindigkeit bei 10 km/h (vgl. Kapitel 4.2.3) durchgeführt. Wie in diesen Kapiteln beschrieben, kann unter Zuhilfenahme dieser zusätzlichen Messungen der Parameter k_{WLF} zu $-6,93^\circ\text{C}/\text{dec}(v)$ (siehe Gleichung (67)) und der Parameter $k_{p_{corr}}$ zu $0,1429$ (siehe Gleichung (57)) bestimmt werden.

Der Parametersatz des Referenzreifens, der durch die beschriebenen Messungen ermittelt wurde und mit welchem das Modell bedatet werden kann, ist in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

5.2 Variation der Betriebsparameter

Auf Basis dieser Modellparameter werden zeitliche Verläufe des Walkwiderstands am Beispiel des Referenzreifens für verschiedene Betriebsparameter prädiziert. Hierzu werden Fahrten mit konstanter Radlast, Fahrgeschwindigkeit und Reifenfülldruck simuliert und iterativ mit einer Schrittweite von $\Delta t = 0,1 \text{ s}$ die Erwärmung des Reifens und der hieraus resultierende Walkwiderstand mithilfe der vorgestellten Modellierungsvorschrift berechnet. Die Simulation endet, sobald der Reifen, ausgehend von einer Reifentemperatur bei $T_U = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, seine Gleichgewichtstemperatur erreicht hat.

Mit den identischen Betriebsparametern werden am FPS Rollwiderstandsmessungen durchgeführt und so der reale Verlauf des Walkwiderstands ermittelt. Die einzelnen Messungen erfolgen, bis keine zeitlichen Änderungen an Umfangskraft und Laufstreifeninnentemperatur mehr feststellbar sind.

Durch einen Vergleich von prädizierten und gemessenen Walkwiderstandsverlauf für verschiedene Kombinationen aus Radlast, Reifenfülldruck und Fahrgeschwindigkeit kann eine Aussage bezüglich der Modellgüte getroffen werden. Zur quantitativen Bewertung der Modellgüte werden die relative Abweichung MAPE und der mittlere Fehler RMSE (vgl. Kapitel 4.3) zwischen den gemessenen und prädizierten Werten verwendet.

Abbildung 5.2 zeigt exemplarisch den gemessenen Verlauf des Walkwiderstands bei $v = 100 \text{ km/h}$, $F_Z = 4500 \text{ N}$ und $p = 2,5 \text{ bar}$ und dessen Prädiktion für diese Betriebsart. Die Modellparametrierung basiert auf

einer Mastermessung bei $v_M = 80 \text{ km/h}$, $F_{z,M} = 4500 \text{ N}$ und $p_M = 2,5 \text{ bar}$.

In Tabelle 5.2 sind die relative Abweichung MAPE und der mittlere Fehler RMSE zwischen Messung und Prädiktion für verschiedene Fahrge-
schwindigkeiten bei einer Radlast von $F_Z = 4500 \text{ N}$ und einem Reifen-
fülldruck von $p = 2,5 \text{ bar}$ zusammengefasst. Die Walkwiderstandsver-
läufe, die diesen Kenndaten zugrunde liegen, sind in den Abbildungen in
Anhang B.1 dargestellt.

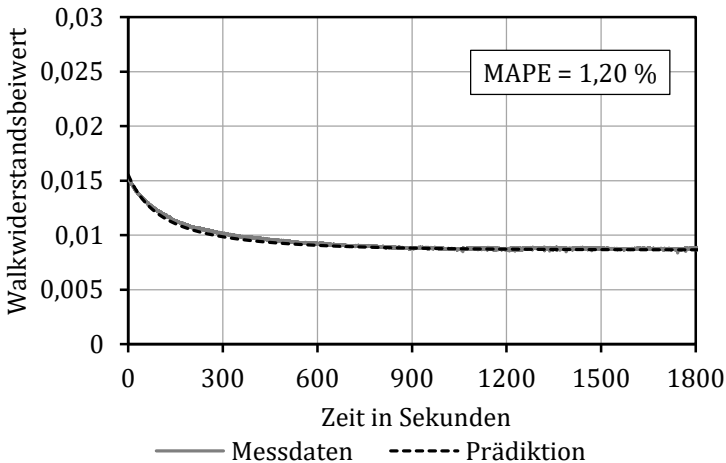


Abbildung 5.2: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 100 km/h , 4500 N und $2,5 \text{ bar}$ auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h , 4500 N und $2,5 \text{ bar}$

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass der Walkwiderstandsverlauf für verschiedene Geschwindigkeiten mit einem mittleren Fehler von 2,7 % und einem maximalen Fehler von 6,7 % im untersuchten Geschwindigkeitsbereich prädiziert werden kann. Dies entspricht einer Abweichung zwischen tatsächlichem und prädizierten Walkwiderstandsbeiwert von

$2,9 \cdot 10^{-4}$ bzw. $6,8 \cdot 10^{-4}$. Wird auf die beiden zusätzlichen Rollwiderstandsmessungen zur Ermittlung der Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ verzichtet und das Modell nur auf Basis einer einzelnen Mastermessung bedatet, ist ein mittlerer Fehler von 4,5 % und eine mittlere Abweichung von $4,8 \cdot 10^{-4}$ feststellbar. Die Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ sind in diesem Fall auf 0 zu setzen.

Tabelle 5.2: MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar

Gesamtmodell		10 km/h	20 km/h	40 km/h	60 km/h	80 km/h	100 km/h	120 km/h	Mittelwert
MAPE in %	mit WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	1,0	4,2	6,7	3,0	0,7	1,2	2,1	2,7
	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	6,3	8,7	8,7	3,8	0,7	0,9	2,5	4,5
RMSE $\cdot 10^{-4}$	mit WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	1,1	4,4	6,8	3,5	1,0	1,5	2,1	2,9
	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	6,2	8,9	8,9	4,4	1,0	1,2	2,6	4,8

In Tabelle 5.3 sind die relative Abweichung und der mittlere Fehler zwischen Messung und Prädiktion für eine gleichzeitige Änderung von Radlast und Fahrgeschwindigkeit bei einem Reifenfülldruck von $p = 2,5 \text{ bar}$ dargestellt. Die Mastermessung wurde auch hier bei $v_M = 80 \text{ km/h}$, $F_{z,M} = 4500 \text{ N}$ und $p_M = 2,5 \text{ bar}$ durchgeführt. Die diesen

Kenndaten zugrunde liegenden Walkwiderstandsverläufe sind in den Abbildungen im Anhang B.1 dargestellt.

Der mittlere relative Fehler zwischen der auf vollständig parametrierem Modell basierender Prädiktion und der Messung beträgt 4,8 % im untersuchten Bereich, die mittlere Abweichung $5,1 \cdot 10^{-4}$. Aus dem Verzicht auf die beiden zusätzlichen Rollwiderstandsmessungen zur Ermittlung der Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ resultiert eine geringfügige Abnahme der Modellgüte.

Tabelle 5.3: MAPE und RMSE für die Parametervariation bei 2,5 bar

Gesamtmodell		3000 N			6000 N			Mittelwert
		40 km/h	80 km/h	120 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h	
MAPE in %	mit WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	7,5	6,0	4,6	4,6	3,0	3,2	4,8
	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	9,5	6,0	3,6	6,7	3,0	3,7	5,4
RMSE $\cdot 10^{-4}$	mit WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	7,5	6,0	5,1	4,9	3,5	3,4	5,1
	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	9,7	6,0	4,0	7,2	3,5	4,1	5,8

Tabelle 5.4 zeigt die relative Abweichung und den mittleren Fehler zwischen Messung und Prädiktion für eine kombinierte Änderung von Reifenfülldruck und Fahrgeschwindigkeit bei einer Radlast von $F_Z = 4500 N$. Die Parameter der Mastermessung waren $v_M = 80 km/h$, $F_{Z,M} = 4500 N$ und $p_M = 2,5 bar$, die zusätzliche Messung zur Ermitt-

lung des Druckfehlerkorrekturfaktors wurde mit erhöhtem Reifenfülldruck bei 3,5 *bar* durchgeführt. Die prädizierten und gemessenen Verläufe des Walkwiderstands, auf denen diese Kenndaten beruhen, sind den Abbildungen im Anhang B.1.1 zu entnehmen.

Aus Tabelle 5.4 ist ersichtlich, dass bei der Prädiktion des Walkwiderstands für einen Reifenfülldruck von 3,5 *bar* mit kleinen einstelligen prozentualen Abweichungen zu rechnen ist. Bei einer Prädiktion des Walkwiderstandsverlaufs für einen Reifenfülldruck von 1,5 *bar* ist hingegen eine Abweichung von bis zu 15 % nachweisbar. Hieraus ist abzuleiten, dass der Reifenfülldruck für die Prädiktion Werte zwischen dem Reifenfülldruck der Mastermessung und dem Reifenfülldruck für die Bestimmung der Korrekturkonstanten $k_{p_{corr}}$ annehmen sollte. Der mittlere relative Fehler beträgt im untersuchten Parameterbereich 5,6 %.

Tabelle 5.4: MAPE und RMSE für die Parametervariation bei 4500 *N*

Gesamtmodell		3,5 <i>bar</i>			1,5 <i>bar</i>			Mittelwert
		40 <i>km/h</i>	80 <i>km/h</i>	120 <i>km/h</i>	40 <i>km/h</i>	80 <i>km/h</i>	120 <i>km/h</i>	
MAPE in %	mit WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	2,9	2,9	1,6	15	7,8	2,9	5,6
	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	13	8,3	11	27	18	12	15
RMSE $\cdot 10^{-4}$	mit WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	2,4	3,1	2,6	23	11	6,7	8,1
	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	9,5	6,4	8,2	40	24	17	18

Die beiden zusätzlichen Rollwiderstandsmessungen zur Ermittlung der Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ sollten für eine Prädiktion des Walkwiderstandsverlaufs bei einem von der Mastermessung abweichenden Reifenfülldruck zwingend durchgeführt werden, da andernfalls ein mittlerer relativer Fehler von bis zu 27 % nachweisbar ist.

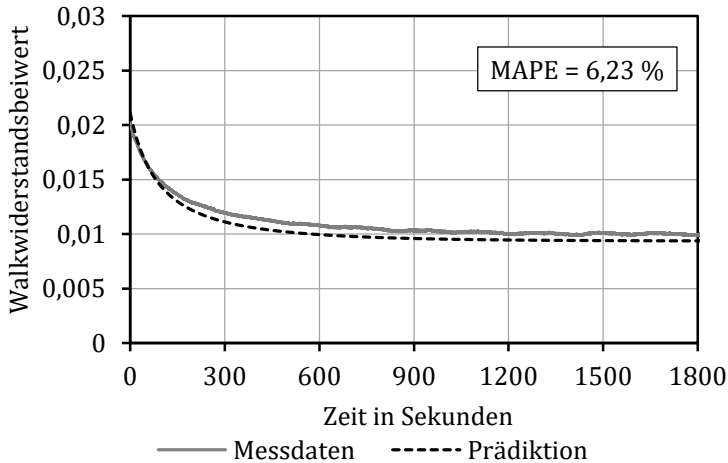


Abbildung 5.3: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 15 °C Umgebungstemperatur auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 25 °C Umgebungstemperatur

Abbildung 5.3 zeigt die Prädiktion einer Konstantfahrt bei 15 °C Umgebungstemperatur²³, welche auf der Parametrierung mit einer Mastermessung bei einer Umgebungstemperatur von 25 °C bei ansonsten identischen Betriebsparametern basiert. Bei dieser Prädiktion ist eine mittlere relative Abweichung von der Walkwiderstandsmessung bei ei-

²³ Zum Startzeitpunkt der Simulation beträgt die Reifentemperatur eine mit der Umgebung identische Temperatur von $T_{ij} = 15\text{ °C}$.

ner Umgebungstemperatur von 15 °C von 6,2 % und eine mittlere Abweichung von $6,7 \cdot 10^{-4}$ nachweisbar. Somit ist auch eine Extrapolation der Reifentemperatur auf Basis dieses Modellansatzes zulässig.

5.3 Variation des Laufstreifens

Nachdem im vorhergehenden Kapitel die Modellgüte anhand einer Variation von Radlast, Reifenfülldruck, Fahrgeschwindigkeit und Umgebungstemperatur für den Referenzreifen aufgezeigt wurde, wird im Folgenden die Modellgüte für Reifen unterschiedlicher Gummimischung und Profilierung betrachtet.

5.3.1 Variation der Gummimischung

Zur Validierung der Modellgüte bei unterschiedlichen Gummimischungen werden zwei Reifen verwendet. Diese weisen, ebenso wie der Referenzreifen, keine Profilierung auf, unterscheiden sich aber hinsichtlich der viskoelastischen Eigenschaften der Laufstreifenmischung von diesem. So besitzt der Reifen mit Mischung A gegenüber dem Referenzreifen eine um 20 Punkte verminderte Shore-A Härte und einen um 15 % erhöhten Rebound²⁴. Dies entspricht einem weicheren Reifen mit weniger viskoser Dämpfung gegenüber dem Referenzreifen. [Bro06]

Der Reifen der Mischung C besitzt gegenüber dem Referenzreifen eine um 10 Punkte erhöhte Shore-A Härte und ein um 16 % verminderten Rebound, was einem steiferen Reifen mit mehr viskoser Dämpfung entspricht. Die Mischungseigenschaften bezüglich Shore-A Härte und Rebound der drei verwendeten Gummimischungen sind in Abbildung 5.4 zusammengefasst.

²⁴ Zusammenhang zwischen Rebound R und Verlustfaktor $\tan(\delta)$:
 $R = \exp(-\pi \cdot \tan(\delta))$ [Bro06]

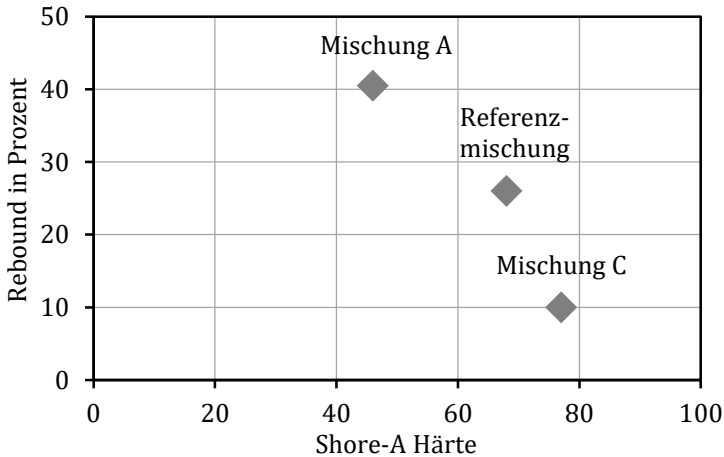


Abbildung 5.4: Gummimischung der Reifen zur Modellvalidierung

Tabelle 5.5 und Tabelle 5.6 zeigen die relative Abweichung und den mittleren Fehler zwischen Messung und Prädiktion für die Gummimischungen A und C. Variiert wurde die Geschwindigkeit bei einer Radlast von $F_Z = 4500 \text{ N}$ und einem Reifenfülldruck von $2,5 \text{ bar}$. Die Parameter der Mastermessung betragen bei beiden Gummimischungen $v_M = 80 \text{ km/h}$, $F_{Z,M} = 4500 \text{ N}$ und $p_M = 2,5 \text{ bar}$. Auf die zusätzlichen Rollwiderstandsmessungen zur Ermittlung der Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ wurde verzichtet, da eine Prädiktion ohne Einbeziehung dieser Korrekturkonstanten eine konservativere Bewertung der Modellgüte zulässt.

Anhand dieser Tabellen kann gezeigt werden, dass der Modellansatz auch für andere Gummimischungen Gültigkeit besitzt und der Walkwiderstandsverlauf mit einem mittleren relativen Fehler von 2,7 % bzw. 1,7 % und einer Abweichung von $2,6 \cdot 10^{-4}$ bzw. $3,2 \cdot 10^{-4}$ präzisiert werden kann.

Tabelle 5.5: MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Mischung A

Gesamtmodell		10 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h	Mittelwert
MAPE in %	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	3,3	2,9	0,9	3,6	2,7
RMSE $\cdot 10^{-4}$	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	3,3	2,7	1,0	3,5	2,6

Tabelle 5.6: MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Mischung C

Gesamtmodell		10 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h	Mittelwert
MAPE in %	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	1,5	1,7	1,3	2,2	1,7
RMSE $\cdot 10^{-4}$	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	3,4	3,6	2,4	3,6	3,2

In den Abbildungen im Anhang B.1.2 und B.1.3 sind sämtliche präziierten und gemessenen Verläufe des Walkwiderstands dargestellt, auf denen die Kenndaten in diesem Kapitel beruhen.

5.3.2 Variation der Profilierung

Zur Validierung der Modellgüte bei unterschiedlichen Laufstreifenprofilen werden zwei Reifen verwendet, die eine zum Referenzreifen identische Gummimischung im Laufstreifen aufweisen, sich aber hinsichtlich der Profilgeometrie unterscheiden.

Die Profilierung des ersten Reifens besteht aus V-förmig angeordneten Profilblöcken konstanter Blockgröße mit einer Breite von $20,2\text{ mm}$ und einer Länge von $15,8\text{ mm}$, welche durch fünf umlaufende Profilrillen mit einer Breite von $8,2\text{ mm}$ voneinander abgetrennt sind. Der zweite Reifen unterscheidet sich vom ersten Reifen durch seine Profilblöcke, die keine konstante Länge aufweisen, sondern randomisiert im Bereich von $13,5\text{ mm}$ bis $23,8\text{ mm}$ variieren. Die Reifenprofile können Abbildung 5.5 entnommen werden.



Abbildung 5.5: Profilierung der Reifen zur Modellvalidierung: Glattrreifen, Profil mit konstanter Blockgröße, Profil mit randomisierter Blockgröße (v. l. n. r.)

Analog dem Vorgehen zur Modellvalidierung durch eine Variation der Gummimischung werden die Walkwiderstandsverläufe für verschiedene Geschwindigkeiten auf Basis einer Mastermessung bei $v_M = 80\text{ km/h}$, $F_{Z,M} = 4500\text{ N}$ und $p_M = 2,5\text{ bar}$ ohne Berücksichtigung der Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ prädiziert und mit den realen, am FPS gemessenen Verläufen für diese Geschwindigkeiten verglichen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.7 und Tabelle 5.8 dargestellt.

Der Walkwiderstandsverlauf kann mit einem mittleren relativen Fehler von 1,3 % bzw. 2,0 % und einer Abweichung von $1,4 \cdot 10^{-4}$ bzw. $2,2 \cdot 10^{-4}$ prädiziert werden. Hierdurch ist nachgewiesen, dass der Modellansatz auch für profilierte Reifen Gültigkeit besitzt.

Tabelle 5.7: MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Profil mit konstanter Blockgröße

Gesamtmodell		10 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h	Mittelwert
MAPE in %	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	3,0	0,8	0,5	0,8	1,3
RMSE $\cdot 10^{-4}$	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	3,0	1,0	0,5	1,1	1,4

Tabelle 5.8: MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Profil mit randomisierter Blockgröße

Gesamtmodell		10 km/h	40 km/h	80 km/h	120 km/h	Mittelwert
MAPE in %	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	1,6	2,0	1,8	2,7	2,0
RMSE $\cdot 10^{-4}$	ohne WLF-Korrektur / Druckfehlerkorrektur	1,7	2,2	2,1	2,8	2,2

In den Abbildungen im Anhang B.1.4 und B.1.5 sind die prädizierten und gemessenen Verläufe des Walkwiderstands dargestellt, auf denen die in diesem Kapitel aufgeführten Kenndaten beruhen.

5.4 Rollwiderstandsprädiktion in Fahrzyklen

Nach erfolgter Validierung des Modellansatzes widmet sich dieses Kapitel der Prädiktion des Rollwiderstands für transiente Geschwindigkeitsverläufe. Hierzu wird der Verlauf des Rollwiderstands als Summe aus Walkwiderstand und Lüfterwiderstand mittels der vorgestellten Modelle für genormte Fahrzyklen berechnet. Der Walkwiderstand ergibt sich aus dem Produkt aus prädiziertem Walkwiderstandsbeiwert c_R und der Radlast F_Z .

Die Modellbedatung basiert auf einer Mastermessung des Referenzreifens bei $v_M = 80 \text{ km/h}$, $F_{Z,M} = 4500 \text{ N}$ und $p_M = 2,5 \text{ bar}$ (vgl. Tabelle 5.1). Die Korrekturkonstanten k_{WLF} und $k_{p_{corr}}$ sind bei der Prädiktion berücksichtigt. Reifenfülldruck und Radlast sind gegenüber der Mastermessung für die Prädiktion in Fahrzyklen unverändert und verbleiben währenddessen konstant; die Umgebungstemperatur für die Simulation beträgt konstant $25,0 \text{ °C}$. Der Geschwindigkeitsverlauf der Fahrzyklen wird mit einer Schrittweite von $\Delta t = 0,1 \text{ s}$ in das Modell implementiert, wodurch sich eine Prädiktion des Rollwiderstandsverlaufs mit gleichbleibender Schrittweite ergibt.

Abbildung 5.6 zeigt den Verlauf der Geschwindigkeit und des prädizierten Rollwiderstands im „neuen europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ). Der NEFZ besteht aus vier identischen, periodisch wiederholten Geschwindigkeitsverläufen, die eine Stadtfahrt simulieren, und einem daran anschließenden Geschwindigkeitsverlauf, der eine Überland- bzw. Autofahrt darstellt. Trotz der vier identischen Geschwindigkeitsverläufe ist der korrespondierende Rollwiderstandsverlauf nicht identisch,

sondern nimmt mit jeder Wiederholung ab. Auch ist bei der Überlandfahrt eine Abnahme des Rollwiderstands bei gleichbleibender Geschwindigkeit aufzeigbar. Dies ist auf die Reifenerwärmung und die damit einhergehende Abnahme der viskosen Dämpfung innerhalb des Reifens zurückzuführen.

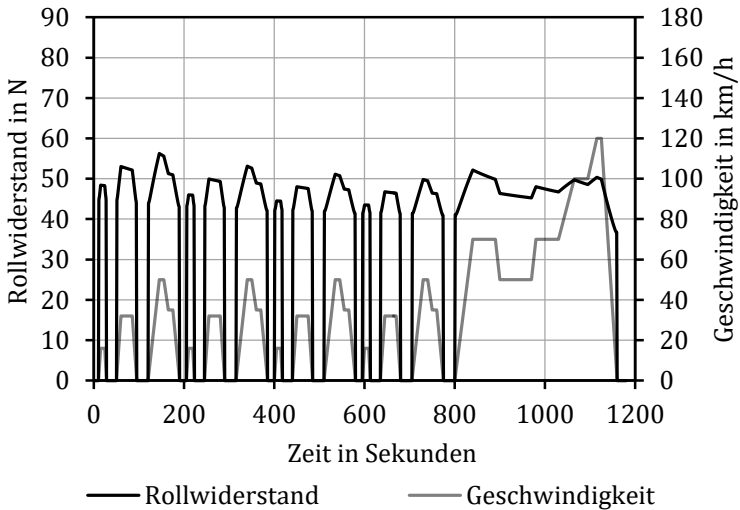


Abbildung 5.6: Rollwiderstandsverlauf im NEFZ

In Abbildung 5.7 ist der prädizierte Verlauf der Laufstreifeninnentemperatur im NEFZ dargestellt. Während des gesamten Zyklus ist eine Zunahme der Laufstreifeninnentemperatur zu verzeichnen. Während der kurzen simulierten Stadtfahrten wird kein thermisches Gleichgewicht des Reifens erreicht. Während der kurzen Standzeiten zwischen den einzelnen Stadtfahrten und der Überlandfahrt tritt keine merkliche Abkühlung des Reifens auf. Erst während der langen Standzeit am Zyklusende nach der Überlandfahrt ist eine Abkühlung des Reifens zu erwarten.

Aus dem Produkt aus Rollwiderstand $F_r(t)$ und Fahrgeschwindigkeit $v(t)$ lässt sich für jeden Zeitschritt innerhalb des Zyklus die momentane Rollwiderstandsverlustleistung $P_V(t)$ berechnen. Eine Integration dieser Verlustleistung über die Zyklusdauer t_Z ergibt die Verlustarbeit, die zum Überwinden des Rollwiderstands für diesen Zyklus aufgewandt werden muss.

Eine Division dieser Verlustarbeit durch den während des Zyklus zurückgelegten Weg l_Z ergibt die auf die Fahrstrecke normierte mittlere Rollwiderstandsverlustarbeit \bar{W}_V . Diese besitzt die Einheit Wh/km . Die Berechnung dieser normierten Rollwiderstandsverlustarbeit ist in Gleichung (103) zusammengefasst. Diese normierte mittlere Rollwiderstandsverlustarbeit \bar{W}_V stellt somit eine Kenngröße dar, die das Rollwiderstandsverhalten eines Reifens quantifiziert.

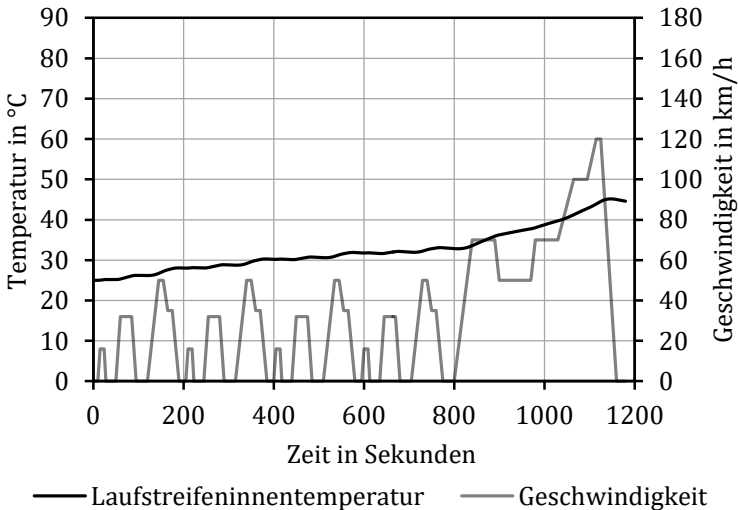
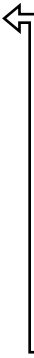


Abbildung 5.7: Temperaturverlauf im NEFZ

$$\bar{W}_V = \frac{1}{l_Z} \cdot \int_{t=0}^{t_Z} c_R(t) \cdot F_Z \cdot v(t) dt \quad (103)$$

In Tabelle 5.9 ist die prädizierte normierte Rollwiderstandsverlustarbeit des Referenzreifens für verschiedene genormte Fahrzyklen dargestellt. Der Fahrzyklus 80 km/h TGGW stellt in Anlehnung an ISO 28580 eine Fahrt bei 80 km/h bis zum Erreichen des Temperaturgleichgewichts (TGGW) dar. Der dann vorliegende Rollwiderstand bildet die Basis zur Bestimmung des Energieaufwands. Die prädizierten Verläufe von Rollwiderstand, Laufstreifeninnentemperatur und Verlustleistung des Referenzreifens für die jeweiligen Fahrzyklen sind in den Abbildungen im Anhang B.2 dargestellt.

Tabelle 5.9: Energieaufwand für den Rollwiderstand in verschiedenen Fahrzyklen

Fahrzyklus	Energieaufwand für Rollwiderstand		
80 km/h TGGW	11,2 Wh/km	 Mehrbedarf	
NEFZ	13,5 Wh/km		+20,5 %
WLTP	12,8 Wh/km		+14,3 %
FTP-75	12,8 Wh/km		+14,3 %
CADC	13,0 Wh/km		+16,1 %
NYCC	13,6 Wh/km		+21,4 %
ADAC (BAB 130)	13,5 Wh/km		+20,5 %
BEVZ	13,7 Wh/km		+22,3 %
10-15 Mode	13,9 Wh/km		+24,1 %

Ein Vergleich zwischen dem in Anlehnung an ISO 28580 prädizierten Energieaufwand zur Überwindung des Rollwiderstands und dem Ener-

gieaufwand, der für den Rollwiderstand in den einzelnen Fahrzyklen berechnet wurde, zeigt eine deutliche Abweichung. In sämtlichen Fahrzyklen ist ein erhöhter Energiebedarf von bis zu 24,1 % nachweisbar.

Eine Bewertung des Rollwiderstandsverhaltens eines Reifens auf Basis der normierten mittleren Rollwiderstandsverlustarbeit innerhalb eines realitätsnahen Fahrzyklus, wie beispielsweise dem „Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure“ (WLTP), ermöglicht die Auswahl des Reifens, der auch im realen Fahrbetrieb den niedrigsten Rollwiderstand aufweisen wird.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Durch die Wahl von Reifen mit niedrigem Rollwiderstand kann der CO₂-Ausstoß im motorisierten Individualverkehr vermindert und somit zum Klimaschutz beigetragen werden. Doch kann von einer alleinigen Bewertung des Rollwiderstands auf Basis des Reifenlabels nicht auf den Reifen geschlossen werden, der auch im realen Fahrbetrieb den niedrigsten Rollwiderstand aufweisen wird.

Es konnte gezeigt werden, dass eine Umkehr der Rangfolge bezüglich der Bewertung hinsichtlich des Rollwiderstandverhaltens möglich ist, da die Prüfbedingungen nach ISO 28580 und die Bedingungen in realen Fahrzyklen stark differieren. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit der Bewertung eines Reifens anhand seines Rollwiderstandverhaltens in realen Fahrzyklen. Aus der Tatsache, dass übliche Außentrommelprüfstände den Rollwiderstand von Reifen in Fahrzyklen nicht ermitteln können, wurde die Anforderung an eine modellbasierte Prädiktion des Rollwiderstands abgeleitet, die auf Basis einfacher, standardisierter Prüfstandsmessungen zu parametrieren ist.

Ausgehend vom aktuellen Forschungsstand wurden verschiedene Modelle zur Rollwiderstandsprädiktion identifiziert und bezüglich ihrer Modellgüte und des Aufwands zur Modellparametrierung diskutiert. Es konnte abgeleitet werden, dass zur Prädiktion des Rollwiderstandsverhaltens eines Reifens in realen Fahrzyklen dessen thermo-viskoelastische Modellierung notwendig ist.

Auf Basis der theoretischen Grundlagen zu Rollwiderstand, Gummieigenschaften und Wärmeübertragung wurde eine Modellvorstellung formuliert, die eine iterative Prädiktion des Rollwiderstands in beliebigen Fahrzyklen ermöglicht und auf der Modellierung des Walkwiderstands, der Reifentemperatur und des Lüfterwiderstands beruht.

So wurde ein Walkwiderstandsmodell entwickelt, das anhand zweier einfacher Rollwiderstandsmessungen am Außentrommelprüfstand bei konstanter Fahrgeschwindigkeit parametrisiert werden und unter Berücksichtigung der Reifentemperatur, des Fülldrucks, der Fahrgeschwindigkeit und der Radlast den Walkwiderstand präzisieren kann.

Das entwickelte Temperaturmodell basiert auf einer thermodynamischen Beschreibung des Reifens und ermöglicht die Prädiktion der Reifentemperatur durch eine Bilanzierung des aus dem Walkwiderstand resultierenden Energieeintrags und der aus Konduktion und Konvektion resultierenden Wärmeabgabe an die Umgebung.

Es wurde ein Lüfterwiderstandsmodell und die hierfür notwendige Parametrisierungsvorschrift hergeleitet, welches eine Voraussage des geschwindigkeitsabhängigen Widerstands aufgrund von Ventilationsverlusten ermöglicht.

Zur Validierung der Modellvorstellung und der damit verbundenen Einzelmodellen wurde das Rollwiderstandsverhalten für Konstantfahrten mit variierenden stationären Betriebsparametern präzisiert und mit am Prüfstand ermittelten Rollwiderstandsmessungen verglichen. Zum Nachweis der Übertragbarkeit des Gesamtmodells auf andere Reifentypen wurde sowohl die Gummimischung des Laufstreifens als auch dessen Profilierung variiert. Es konnten jeweils relative Abweichungen zwischen Messung und Prädiktion im niedrigen einstelligen Prozentbereich nachgewiesen werden.

Mithilfe des validierten Gesamtmodells wurde der Rollwiderstands- und Reifentemperaturverlauf für verschiedene Fahrzyklen präzisiert

und hieraus der Verlauf der Verlustleistung infolge des Rollwiderstands ermittelt. Aus diesem Verlauf wurde die normierte mittlere Rollwiderstandsverlustarbeit \bar{W}_V der Einheit Wh/km berechnet und zur Charakterisierung und quantitativen Bewertung des Rollwiderstandsverhaltens herangezogen.

Die vorliegende Arbeit stellt somit ein neues, modellbasiertes Verfahren zur quantitativen Bewertung des Rollwiderstandsverhaltens eines Reifens in beliebigen Fahrzyklen zur Verfügung, das auf Basis einfacher, in Anlehnung an ISO 28580 durchgeführter Rollwiderstandsmessungen parametrisiert werden kann. Hierdurch wird die Auswahl des Reifens ermöglicht, der unter den gegebenen Randbedingungen auch im realen Fahrbetrieb den geringsten Rollwiderstand aufweisen wird.

6.2 Ausblick

Für die einzelnen Modellierungs- und Validierungsschritte wurden Vereinfachungen vorgenommen und Randbedingungen auferlegt, durch deren Beseitigung eine weitere Verbesserung der Modellgüte im Hinblick auf die Prädiktion des Rollwiderstands im realen Fahrbetrieb auf der Straße zu erwarten ist.

So wurde auf die Implementierung eines Reifenfülldruckmodells verzichtet, das unter Einbeziehung der Reifentemperatur die daraus resultierende Erhöhung des Reifenfülldrucks berechnet. In weiterführenden Untersuchungen ist die Integration eines solchen Modells in das Gesamtmodell zu berücksichtigen.

Des Weiteren beschränkt sich das vorgestellte Modell auf die Prädiktion des Rollwiderstands auf einer glatten, nicht texturierten Stahlfahrbahn, wie in ISO 28580 vorgegeben. Diese unterscheidet sich deutlich hinsichtlich ihrer Textur von einer realen Fahrbahn aus Asphalt oder Beton. Deshalb wären weitergehende Untersuchungen zum Einfluss der

Fahrbahntextur auf den Rollwiderstand am FPS wünschenswert. Hieraus ließe sich dann ableiten, ob eine Implementierung der Fahrbahntextur zu einer Verbesserung der Modellgüte führt.

Bei den Prüfstandsmessungen wurde der Reifen ohne Sturzwinkel und Spurwinkel betrieben und infolgedessen auch ohne diese Winkel modelliert. Da Reifen am Fahrzeug üblicherweise sowohl einen Sturz- als auch einen Spurwinkel aufweisen und diese auch den Rollwiderstand beeinflussen, ist durch eine Implementierung eines Sturz- und Spurwinkelmodells in das Gesamtmodell eine Prädiktion des Rollwiderstands auch für verschiedene Achskinematiken möglich.

Antriebs- und Bremsschlupf, aber auch Querschlupf durch einen Spurwinkel des Reifens bewirken aufgrund der Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn die Entstehung von Reibungswärme. Diese Wärme stellt ebenfalls einen Energieeintrag in den Reifen dar, wodurch eine Beeinflussung des Rollwiderstands möglich ist. Aus weiteren Untersuchungen diesbezüglich ließe sich die Notwendigkeit eines Reifenschlupfmodells ableiten.

Abschließend ist eine Modellvalidierung unter realen Betriebsbedingungen auf realen Fahrbahnen anzustreben, sobald mobile Messeinrichtungen auf dem Markt vorhanden sind, die valide und reproduzierbare Rollwiderstandsmessungen ermöglichen. Dies ist zum jetzigen Zeitpunkt nicht gegeben.

A Literaturverzeichnis

- [Ama98] Amann, H.; Escher, J. 1998: Analysis. Basel: Birkhäuser Verlag.
- [Amt07] Amtsblatt der Europäischen Union 2007: Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 5. September 2007 zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge.
- [Amt09a] Amtsblatt der Europäischen Union 2009: Verordnung Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über die Typp Genehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit.
- [Amt09b] Amtsblatt der Europäischen Union 2009: Verordnung Nr. 1222/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. November 2009 über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter.
- [Ang14] Angrick, C.; van Putten, S.; Prokop, G. 2014: Influence of Tire Core and Surface Temperature on Lateral Tire Characteristics. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems. 7: S. 468–481.
- [Bae09] Baehr, H. D.; Stephan, K. 2009: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.

- [Bae12] Baehr, H. D.; Kabelac, S. 2012: Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- [Bar11] Barenthien, P. 2011: Konstruktion einer Schutzeinhausung für den Flachbahn-Außentrommel-Prüfstand. Studienarbeit. Institut für Fahrzeugsystemtechnik. Karlsruher Institut für Technologie. Karlsruhe.
- [Bee94] Beerens, C. 1994: Zur Modellierung nichtlinearer Dämpfungsphänomene in der Strukturmechanik. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum. Bochum.
- [Böc11] Böckh, P. von; Wetzel, T. 2011: Wärmeübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- [Bös14] Böswirth, L.; Bschorer, S. 2014: Technische Strömungslehre. Lehr- und Übungsbuch. Wiesbaden: Springer Verlag.
- [Bro06] Brown, R. 2006: Physical testing of rubber. New York: Springer Verlag.
- [Bro79] Browne, A. L.; Wickliffe, L. E. 1979: Rubber Emissivity and the Thermal State of Tires. Tire Science and Technology. 7: S. 71–89.
- [Bro80] Browne, A. L.; Whicker, D.; Segalman, J. D. 1980: A General Model for Power Loss in Pneumatic Tires. Detroit: General Motors Research Laboratories.
- [Bun07] Bundesministerium für Justiz und Verbraucherschutz 2007: Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen.
- [Bun10a] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung 2010: Mobilität in Deutschland 2008 - Ergebnisbericht. Bonn und Berlin.

- [Bun10b] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung 2010: Mobilität in Deutschland 2008 - Tabellenband. Bonn und Berlin.
- [Bun04] Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit 2004: Verordnung über Arbeitsstätten.
- [Cho13] Cho, J. R.; Lee, H. W.; Jeong, W. B.; Jeong, K. M.; Kim, K. W. 2013: Numerical estimation of rolling resistance and temperature distribution of 3-D periodic patterned tire. *International Journal of Solids and Structures*. 50: S. 86–96.
- [Cla76] Clark, S. K.; Loo, M. 1976: *Temperature Effects on Rolling Resistance of Pneumatic Tires*. Washington, D.C.: Department of Transportation.
- [Cla78] Clark, S. K. 1978: Rolling Resistance of Pneumatic Tires. *Tire Science and Technology*. 6: S. 163–175.
- [Col65] Collins, J. M.; Jackson, W. L.; Oubridge, P. S. 1965: Relevance of Elastic and Loss Moduli of Tire Components to Tire Energy Losses. *Rubber Chemistry and Technology*. 38: S. 400–414.
- [Con11] Continental Reifen Deutschland GmbH 2011: *Reifen-grundlagen PKW*. Hannover.
- [Cra14] Cramer, E.; Kamps, U. 2014: *Grundlagen der Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- [Cur69] Curtiss, W. W. 1969: Low Power Loss Tires. *SAE Technical Paper Series*. 690108: S. 1–15.
- [Deh91] Dehnert, J.; Volk, H. 1991: An Approach to Predict Temperature Distributions in Rolling Tires Using Finite Element Methods. 10th Meeting of the Tire Society, Akron, Ohio. Akron.

- [Des14] Desch, G. 2014: Systemwissenschaften. Skriptum der Vorlesung. Institut für Mathematik. Karl-Franzens-Universität Graz. Graz.
- [Ebb99] Ebbott, T. G.; Hohman, R. L.; Jeusette, J.-P.; Kerchman, V. 1999: Tire Temperature and Rolling Resistance Prediction with Finite Element Analysis. *Tire Science and Technology*. 27: S. 2–21.
- [Ece11] ECE-Regelungen 2011: Regelung Nr. 117 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Reifen hinsichtlich der Rollgeräuschemissionen und der Haftung auf nassen Oberflächen und/oder des Rollwiderstandes.
- [Eck85] Eckel, H. G. 1985: Rollwiderstand und Verlustleistung von Personwagenreifen auf unterschiedlich gekrümmter Fahrbahn. Dissertation. Universität Karlsruhe (TH). Karlsruhe.
- [Ell71] Elliott, D. R.; Klamp, W. K.; Kraemer, W. E. 1971: Passenger Tire Power Consumption. *SAE Technical Paper Series*. 710575: S. 1–14.
- [Eur10] Europäische Kommission 2010: Europa 2020 - Eine Strategie für intelligentes, nachhaltiges und integratives Wachstum. Brüssel.
- [Fév08] Février, P.; Fandard, G. 2008: Thermische und mechanische Reifenmodellierung zur Simulation des Fahrverhaltens. *ATZ*. 110: S. 26–31.
- [Fév10] Février, P.; Hague, O. B.; Schick, B.; Miquet, C. 2010: Vorteile eines thermomechanischen Reifenmodells für die Fahrodynamik. *ATZ*. 112: S. 524–529.

- [Fle54] Fletcher, W. P.; Gent, A. N. 1954: Nonlinearity in the Dynamic Properties of Vulcanized Rubber Compounds. *Rubber Chemistry and Technology*. 27: S. 209–222.
- [Fut04] Futamura, S.; Goldstein, A. 2004: A Simple Method of Handling Thermomechanical Coupling for Temperature Computation in a Rolling Tire. *Tire Science and Technology*. 32: S. 56–68.
- [Gip01] Gipser, M. 2001: Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist. Tagung MKS-Simulation in der Automobilindustrie, Graz.
- [Gni75] Gnielinski, V. 1975: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. *Forschung im Ingenieurwesen*. 41: S. 145–153.
- [Gor78] Gorskaya, L. P.; Pugin, V. A. 1978: Investigation of pneumatic tyre mechanics. *Proceedings of the International Rubber Conference*. Kiew.
- [Gre13] Greiner, M.; Unrau, H.-J.; Pfriem, M.; Gauterin, F. 2013: Bewertung des Rollwiderstands auf Basis transienter Rollwiderstandsverläufe im Hinblick auf elektromobilitätstypische Fahrprofile. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.) *Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2013*. 14. Internationale VDI-Tagung. Düsseldorf: VDI Verlag. S. 305–318.
- [Gre16] Greiner, M.; Sauer, R. 2016: Entwicklung einer realitätsnahen Rollwiderstandsmessprozedur basierend auf realen Fahrzyklen bei Elektrofahrzeugen. Stuttgart: Ministerium für Finanzen und Wirtschaft Baden-Württemberg.

- [Gre17] Greiner, M.; Unrau, H.-J.; Gauterin, F. 2017: A model for prediction of the transient rolling resistance of tyres based on inner-liner temperatures. *Vehicle System Dynamics*. 56: S. 78–94.
- [Gro98] Grover, P. S. 1998: Modeling of Rolling Resistance Test Data. SAE Technical Paper Series. 980251: S. 1–12.
- [Hei97] Heinrich, G. 1997: Struktur, Eigenschaften und Praxisverhalten von Gummi. *Gummi Fasern Kunststoffe*. 50: S. 687–693.
- [Hei08] Heißing, B. 2008: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrodynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag.
- [Her12] Hering, E.; Martin, R.; Stohrer, M. 2012: *Physik für Ingenieure. Mit 116 Tabellen und 2 Falttafeln*. Berlin: Springer Verlag.
- [Her14] Herwig, H.; Moschallski, A. 2014: *Wärmeübertragung*. Wiesbaden: Springer Verlag.
- [Hes83] Hess, W. M.; Klamp, W. K. 1983: The Effects of Carbon Black and Other Compounding Variables on Tire Rolling Resistance and Traction. *Rubber Chemistry and Technology*. 56: S. 390–417.
- [Heu88] Heuser, H. 1988: *Lehrbuch der Analysis*. Stuttgart: Teubner Verlag.
- [Hor06] Hornbogen, E. 2006: *Werkstoffe. Aufbau und Eigenschaften von Keramik-, Metall-, Polymer- und Verbundwerkstoffen*. Berlin: Springer Verlag.
- [Iso95] ISO 8767. *Personenkraftwagenreifen Verfahren zur Messung des Rollwiderstandes (ISO 8767:1995)*.

- [Iso09] ISO 28580. Passenger car, truck and bus tyres - Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measurement results (ISO 28580:2009).
- [Jan07] Janssen, J.; Laatz, W. 2007: Statistische Datenanalyse mit SPSS für Windows. Eine anwendungsorientierte Einführung in das Basissystem und das Modul Exakte Tests. Berlin: Springer Verlag.
- [Kam38] Kamm, W.; Schmid, C. 1938: Das Versuchs- und Messwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeugs. Berlin: Springer Verlag.
- [Kas11] Kaster, P.; Zimmer, W. 2011: CO₂-Minderungspotenziale durch den Einsatz von elektrischen Fahrzeugen in Dienstwagenflotten. Ergebnisbericht im Rahmen des Projektes „Future Fleet“ AP 2.7. Darmstadt: Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek.
- [Khr70] Khromov, M. K.; Konovalova N. P. 1970: Rolling Losses of Tyres. Soviet Rubber Technology. 29.8: S. 45–69.
- [Klu39] Kluge, H. 1939: Rollwiderstand von Luftreifen. Heft 26 Deutsche Kraftfahrtforschung, im Auftrag des Reichsverkehrsministeriums. Berlin: VDI Verlag.
- [Lag98] Lagarias, J. C.; Reeds, J. A.; Wright, M. H.; Wright, P. E. 1998: Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions. Siam Journal on Optimization. 9: S. 112–147.
- [Lei08] Leister, G. 2008: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung: Strategie, Methoden, Tools. Wiesbaden: Springer Verlag.
- [Lin16a] Link, A.; Widdecke, N.; Wittmeier, F.; Wiedemann, J. 2016: Bestimmung des aerodynamischen Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern. ATZ. 118: S. 42–47.

- [Lin16b] Link, A.; Widdecke, N.; Wittmeier, F.; Wiedemann, J. 2016: Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern. *FAT*. 291: S. 8–85.
- [Lip78] Lippmann, S. A.; Oblizajek, K. L.; Metters, J. J. 1978: Sources of Rolling Resistance in Radial Ply Tires. *SAE Technical Paper Series*. 780258: S. 1-11.
- [Lou78] Lou, A. Y. C. 1978: Relationship of Tire Rolling Resistance to the Viscoelastic Properties of the Tread Rubber. *Tire Science and Technology*. 6: S. 176–188.
- [Luc94] Luchini, J. R.; Peters, J. M.; Arthur, R. H. 1994: Tire Rolling Loss Computation with the Finite Element Method. *Tire Science and Technology*. 22: S. 206–222.
- [Luc07] Luchini, J. R.; Popio, J. A. 2007: Modeling Transient Rolling Resistance of Tires. *Tire Science and Technology*. 35: S. 118–140.
- [Mar99] Mars, W. V.; Luchini, J. R. 1999: An Analytical Model for the Transient Rolling Resistance Behavior of Tires. *Tire Science and Technology*. 27: S. 161–175.
- [May03] Mayer, W.; Wiedemann, J. 2003: Road Load Determination Based on Driving-Torque-Measurement. *SAE Technical Paper Series*. 2003-01-0933: S. 1–10
- [May06] Mayer, W. 2006: Bestimmung und Aufteilung des Fahrwiderstandes im realen Fahrbetrieb. Stuttgart: Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart.
- [Mei07] Meinert, J. 2007: Transport und Speicherung von Energie. *Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Dresden*. 56: S. 125–131.

- [Mey64] Meyer, W. E.; Kummer, H. W. 1964: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. *ATZ*. 66: S. 245–250.
- [Mit14a] Mitschke, M.; Wallentowitz, H. 2014: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Verlag.
- [Mit14b] Mittag, H.-J. 2014: *Statistik. Eine Einführung mit interaktiven Elementen*. Berlin: Springer Verlag.
- [Mul69] Mullins, L. 1969: Softening of Rubber by Deformation. *Rubber Chemistry and Technology*. 42: S. 339–362.
- [Nel65] Nelder, J. A.; Mead, R. 1965: A Simplex Method for Function Minimization. *The Computer Journal*. 7: S. 308–313.
- [Opt12] Optris GmbH 2012: *Grundlagen der berührungslosen Temperaturmessung*. Berlin.
- [Pac12] Pacejka, H. B.; Besselink, I. 2012: *Tire and vehicle dynamics*. Amsterdam, Boston: Butterworth-Heinemann Verlag.
- [Pac14] Pachauri, R. K.; Mayer, L. 2014: *Climate change 2014. Synthesis report*. Genf: IPCC.
- [Pad06] Padula, S. M. 2006: Tire Load Capacity. In: Gent, A. N.; Walter, J. D. (Hrsg.) *The Pneumatic Tire*. Akron: Engineering Faculty Research. S. 186–205.
- [Pay62] Payne, A. R. 1962: The dynamic properties of carbon black-loaded natural rubber vulcanizates. Part I. *Journal of Applied Polymer Science*. 6: S. 57–63.
- [Pfr16a] Pfriem, M. 2016: *Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung*. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing.

- [Pfr16b] Pfriem, M.; Gauterin, F.; Meyer, T. 2016: Analysis of the utilization of the EV in CROME. In: Schäuble, J.; Jochem, P.; Fichtner, W. (Hrsg.) Cross-border Mobility for Electric Vehicles: Selected results from one of the first cross-border field tests in Europe. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing. S. 123–140.
- [Pie12] Pies, D. 2012: Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort - Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing.
- [Pil91] Pillai, P. S.; Fielding-Russell, G. S. 1991: Effect of Aspect Ratio on Tire Rolling Resistance. Rubber Chemistry and Technology. 64: S. 641–647.
- [Pil92] Pillai, P. S.; Fielding-Russell, G. S. 1992: Tire Rolling Resistance from Whole-Tire Hysteresis Ratio. Rubber Chemistry and Technology. 65: S. 444–452.
- [Pol09] Polifke, W.; Kopitz, J. 2009: Wärmeübertragung. Grundlagen, analytische und numerische Methoden. München: Pearson Studium Verlag.
- [Pop10] Popov, V. L. 2010: Kontaktmechanik und Reibung. Berlin: Springer Verlag.
- [Rhy05] Rhyne, T. B. 2005: Development of a Vertical Stiffness Relationship for Belted Radial Tires. Tire Science and Technology. 33: S. 136–155.
- [Rob59] Roberts, G. B. 1959: Power loss and operating temperature of tires. Proceedings of the International Rubber Conference. Washington, D.C.
- [Rus11] Rust, W. 2011: Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen. Kontakt, Geometrie, Material. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag.

- [Sae06] SAE J1269: Rolling Resistance Measurement Procedure for Passenger Car, Light Truck, and Highway Truck and Bus Tires (SAE J1269:2006).
- [Sae99] SAE J2452: Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance (SAE J2452:1999).
- [Sch80] Schuring, D. J. 1980: The Rolling Loss of Pneumatic Tires. *Rubber Chemistry and Technology*. 53: S. 600–727.
- [Sch90] Schuring, D. J.; Futamura, S. 1990: Rolling Loss of Pneumatic Highway Tires in the Eighties. *Rubber Chemistry and Technology*. 63: S. 315–367.
- [Sek69] Seki, K.; Sasaki, S.; Tsunoda, H. 1969: The Rolling Resistance. An investigation into the effects of various factors on the rolling resistance of car tyres. *Automobile Engineer*. 3: S. 88–92.
- [Sen87] Senge, C. 1987: Konstruktion einer Schutzkabine für den Außentrommel-Flachbahn-Prüfstand. Diplomarbeit. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau. Universität Karlsruhe (TH). Karlsruhe.
- [Shi99] Shida, Z.; Koishi, M.; Kogure, T.; Kabe, K. 1999: A Rolling Resistance Simulation of Tires Using Static Finite Element Analysis. *Tire Science and Technology*. 27: S. 84–105.
- [Sol07] Solomon, S.; Qin, D.; Manning, M.; Chen, Z.; Marquis, M.; Averyt, K. B.; Tignor, M.; Miller, H. L. 2007: *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the IPCC*. Cambridge: Cambridge University Press.
- [Spi15] Spindler, K. 2015: Grundlagen der Wärmeübertragung. Skriptum der Vorlesung. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. Universität Stuttgart. Stuttgart.

- [Sti60] Stiehler, R. D.; Steel, M. N.; Richey, G. G.; Mandel, J.; Hobbs, R. H. 1960: Power Loss and Operating Temperature of Tires. Journal of Research of the National Bureau of Standards. 64 C: S. 1–11.
- [Ten15] Tenter, J. 2015: Modellierung des Wärmeübertragungsverhaltens eines PKW-Reifens. Bachelorarbeit. Institut für Fahrzeugsystemtechnik. Karlsruher Institut für Technologie. Karlsruhe.
- [Tho92] Thoughton, J.; Callander, B. 1992: Climate Change 1992. The Supplementary Report to the IPCC Scientific Assessment. Cambridge: Cambridge University Press.
- [Tri70] Trivisonno, N. M. 1970: Thermal Analysis of a Rolling Tire. SAE Technical Paper Series. 700474: S. 1–6.
- [Uni98] United Nations 1998: Kyoto Protocol to the United Nations Frameworkconvention on Climate Change.
- [Unr13] Unrau, H.-J. 2013: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing.
- [Vdi11] VDI/VDE 3511: Technische Temperaturmessung - Blatt 4 (VDI/VDE 3511:2011).
- [Ver13] Verein Deutscher Ingenieure 2013: VDI-Wärmeatlas. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- [Vil01] Vilgis, T. A.; Heinrich, G. 2001: Statistische Physik. Die Physik des Autoreifens: Kooperation zwischen Industrie und Theoretischer Physik - eine Illusion? Physik Journal. 57: S. 67–73.
- [Vin05a] Vincken, D. 2005: Der Reifen. Haftung - was Auto und Straße verbindet. Clermont-Ferrand: Société de Technologie Michelin.

- [Vin05b] Vincken, D. 2005: Der Reifen. Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis; wie Reifen Kraftstoffverbrauch und Emissionen senken können. Clermont-Ferrand: Société de Technologie Michelin.
- [Wag13] Wagner, J. 2013: Mechanische Systeme – Dynamik III. Skriptum der Vorlesung. Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen. Universität Stuttgart. Stuttgart.
- [Wan99] Wang, M.-J. 1999: The Role of Filler Networking in Dynamic Properties of Filled Rubber. *Rubber Chemistry and Technology*. 72: S. 430–448.
- [Wei99] Wei, Y.; Tian, Z.; Du, X. W. 1999: A Finite Element Model for the Rolling Loss Prediction and Fracture Analysis of Radial Tires. *Tire Science and Technology*. 27: S. 250–276.
- [Wil73] Willett, P. R. 1973: Hysteretic Losses in Rolling Tires. *Rubber Chemistry and Technology*. 46: S. 425–441.
- [Wil74] Willett, P. R. 1974: Variations in Tire Hysteretic Losses Due to Tire Design. *Rubber Chemistry and Technology*. 47: S. 118–126.
- [Wil55] Williams, M. L.; Landel, R. F.; Ferry, J. D. 1955: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. *Journal of the American Chemical Society*. 77: S. 3701–3707.
- [Won08] Wong, J. Y. 2008: Theory of ground vehicles. Hoboken: Wiley Verlag.
- [Wra14] Wrana, C. 2014: Polymerphysik. Eine physikalische Beschreibung von Elastomeren und ihren anwendungsrelevanten Eigenschaften. Berlin: Springer Verlag.

- [Yas78] Yasin, T. P. 1978: The Analytical Basis of Automobile Coastdown Testing. SAE Technical Paper Series. 780334: S. 1-10

B Anhang

B.1 Prädiktion von Konstantfahrten

B.1.1 Referenzreifen

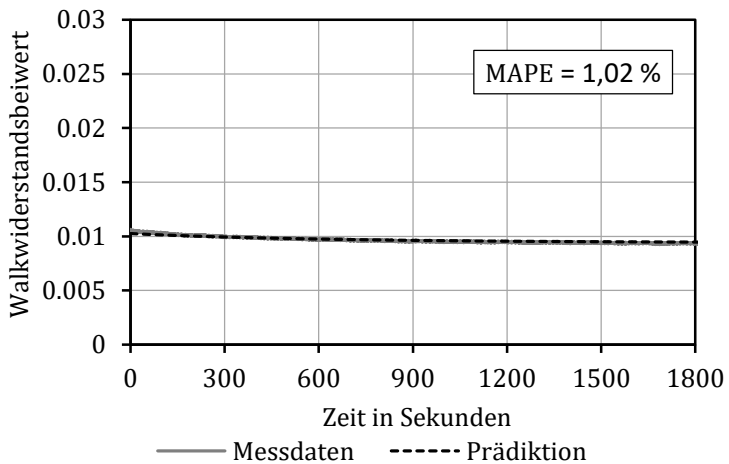


Abbildung B.1: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

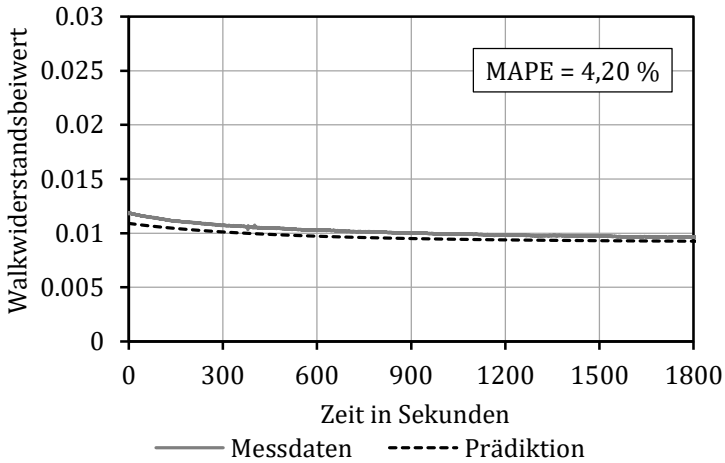


Abbildung B.2: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 20 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

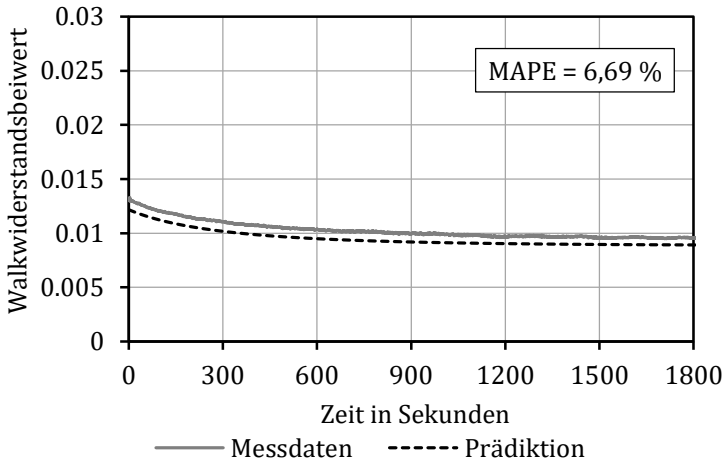


Abbildung B.3: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

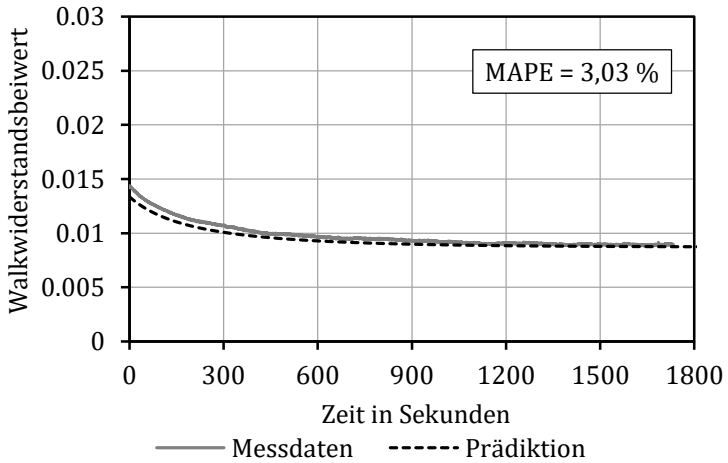


Abbildung B.4: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 60 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

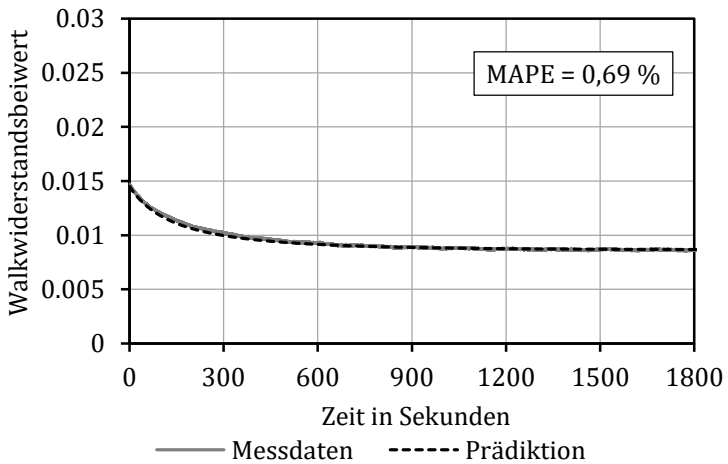


Abbildung B.5: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

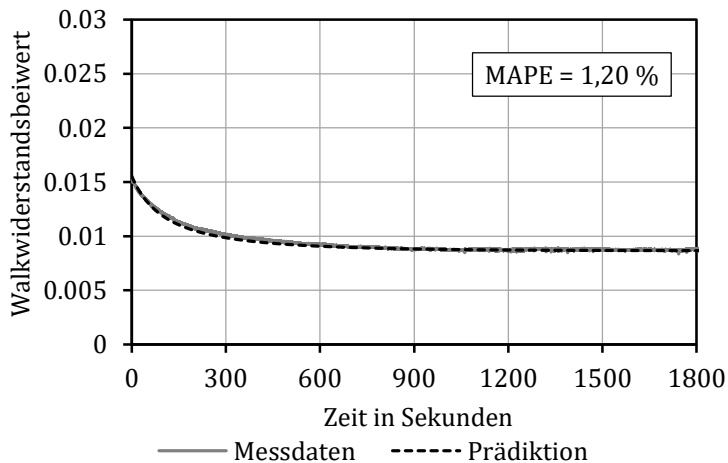


Abbildung B.6: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 100 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

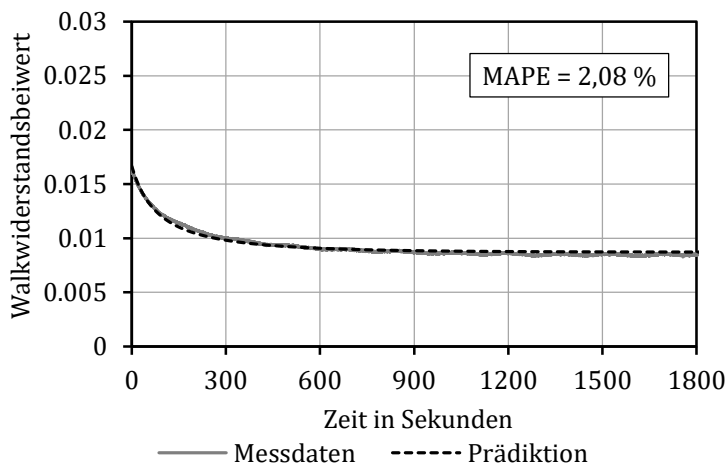


Abbildung B.7: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

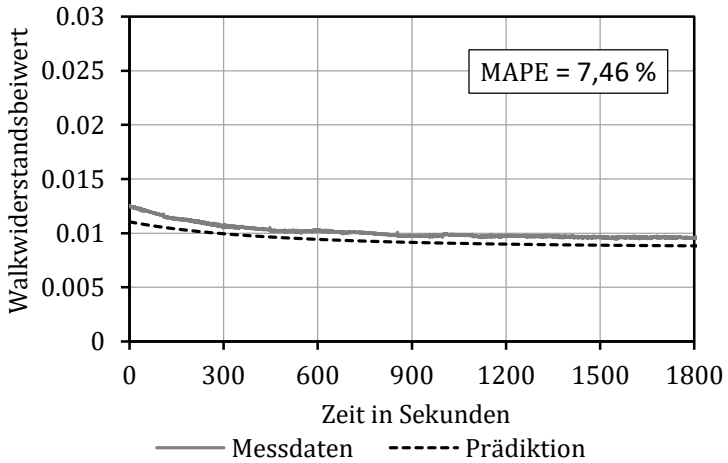


Abbildung B.8: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 3000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

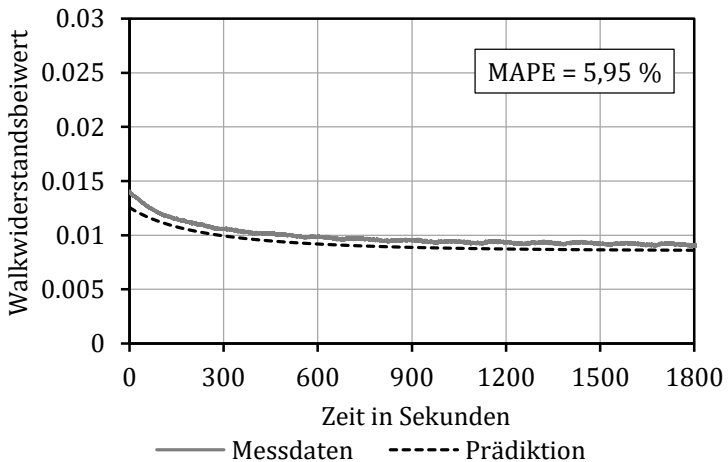


Abbildung B.9: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 3000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

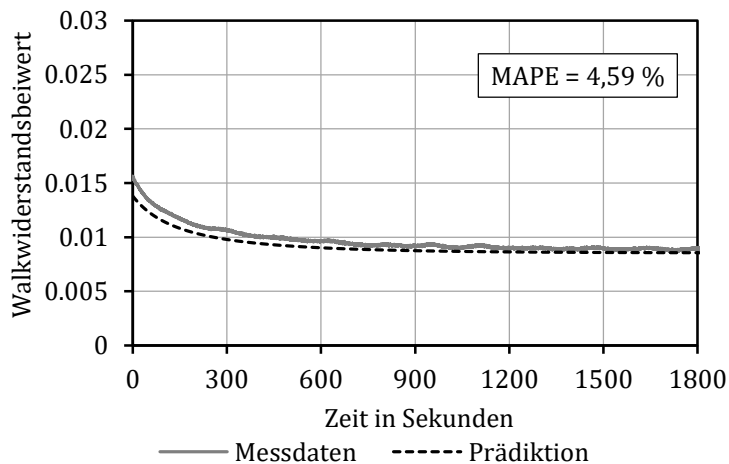


Abbildung B.10: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 3000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

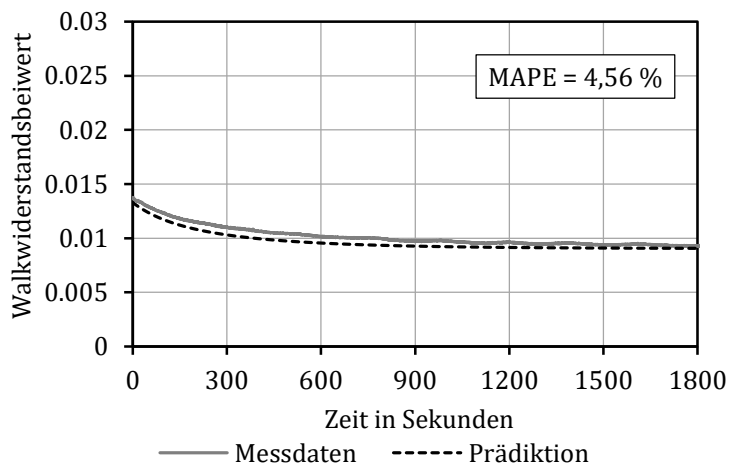


Abbildung B.11: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 6000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

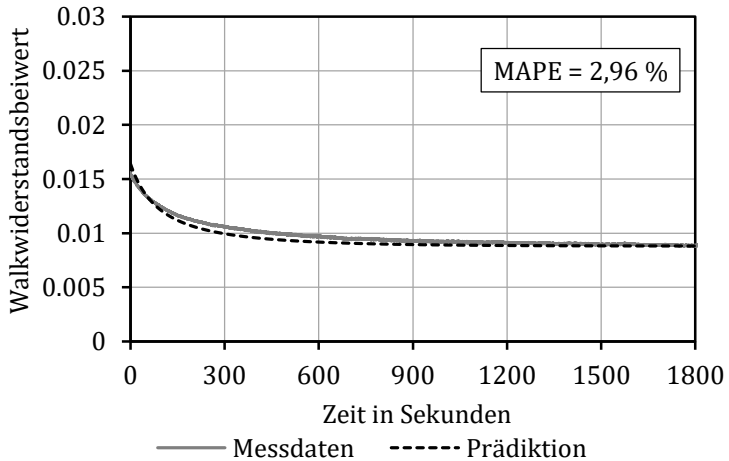


Abbildung B.12: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 6000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

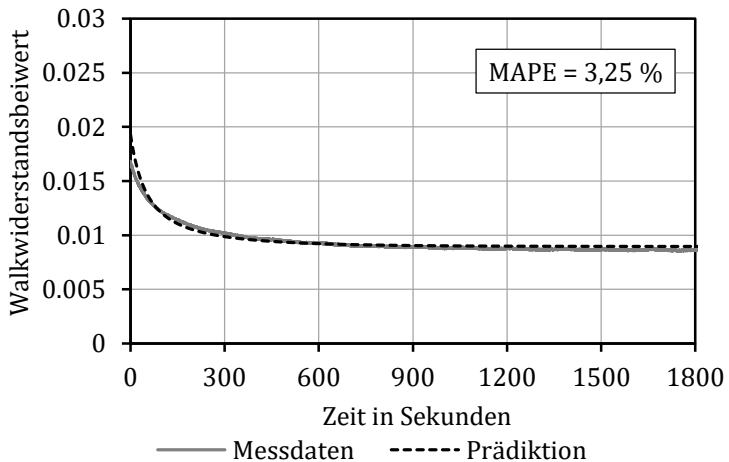


Abbildung B.13: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 6000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

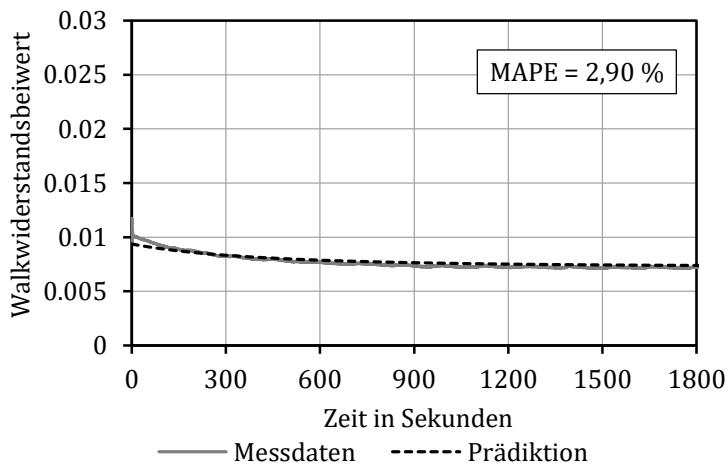


Abbildung B.14: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 3,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

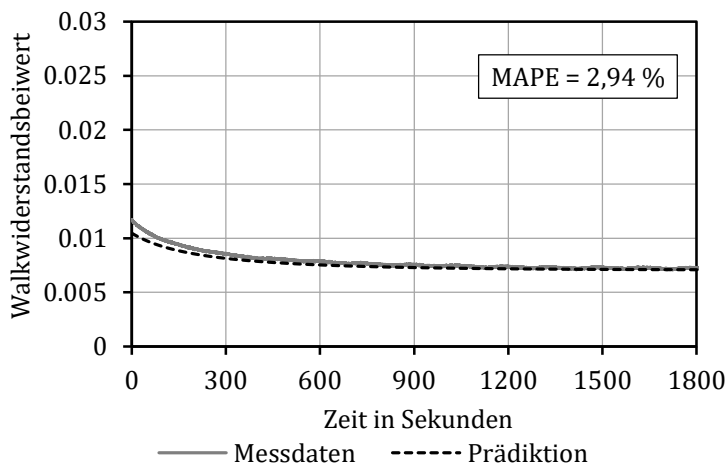


Abbildung B.15: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 3,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

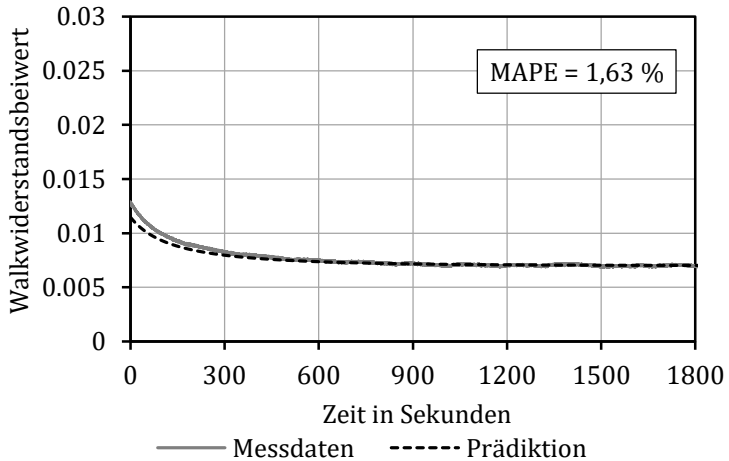


Abbildung B.16: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 3,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

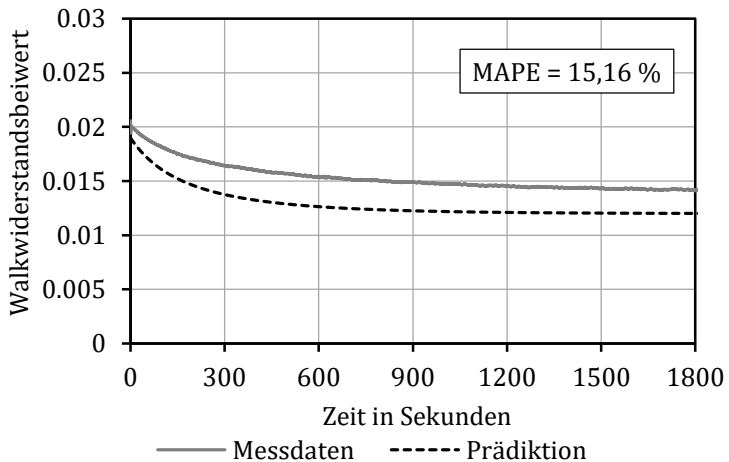


Abbildung B.17: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 1,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

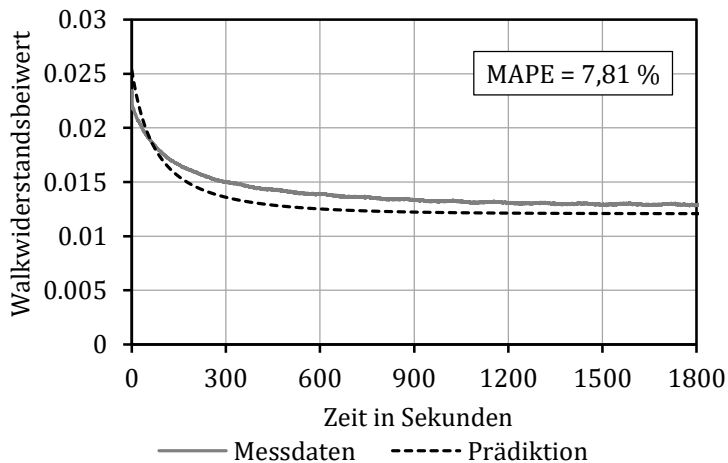


Abbildung B.18: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 1,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

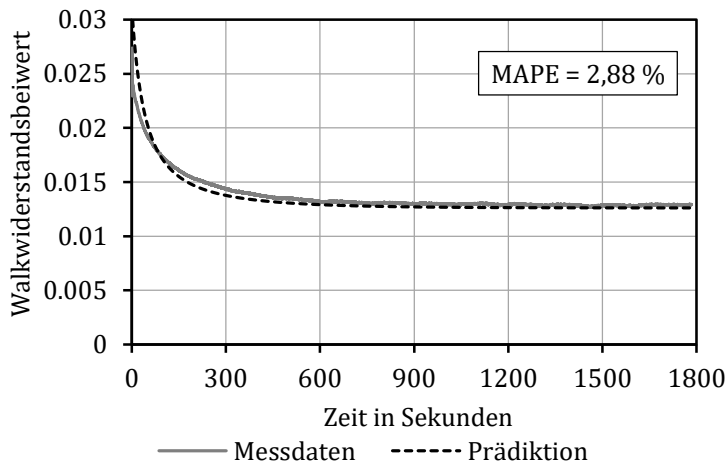


Abbildung B.19: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 1,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

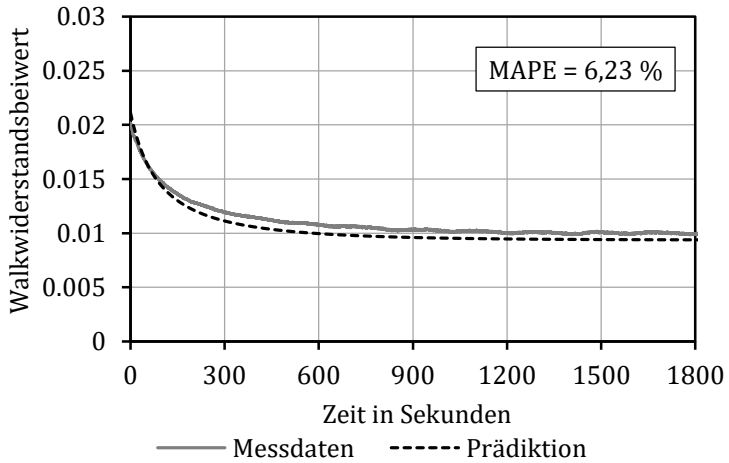


Abbildung B.20: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 15 °C Umgebungstemperatur auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 25 °C Umgebungstemperatur

B.1.2 Mischung A

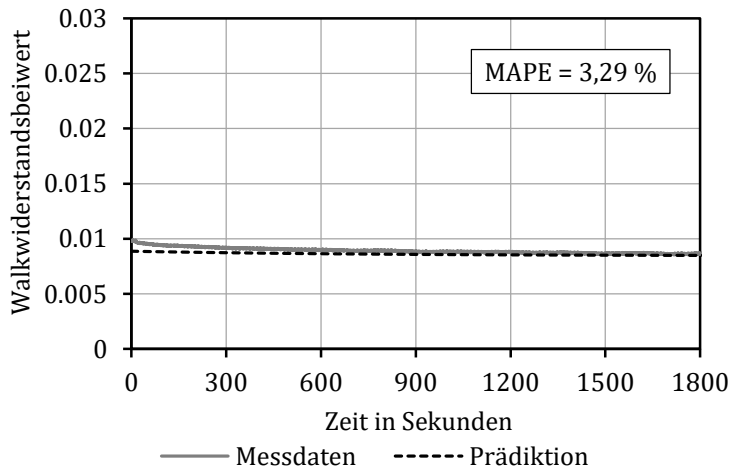


Abbildung B.21: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

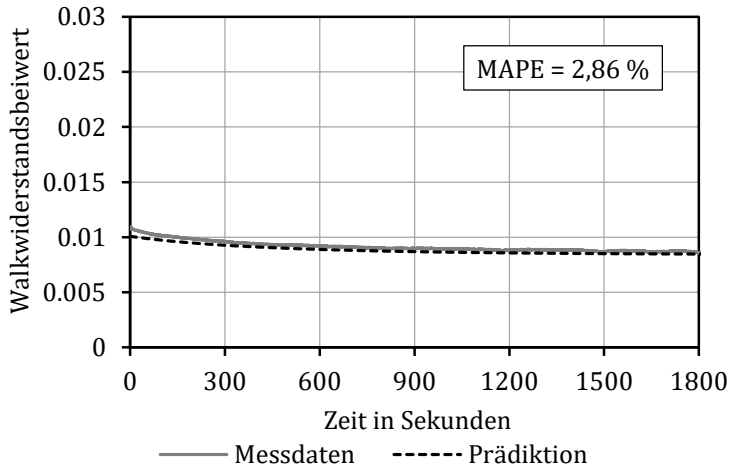


Abbildung B.22: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

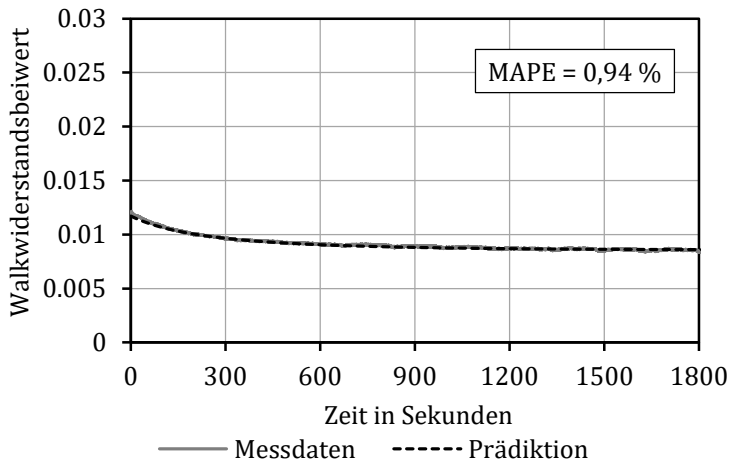


Abbildung B.23: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

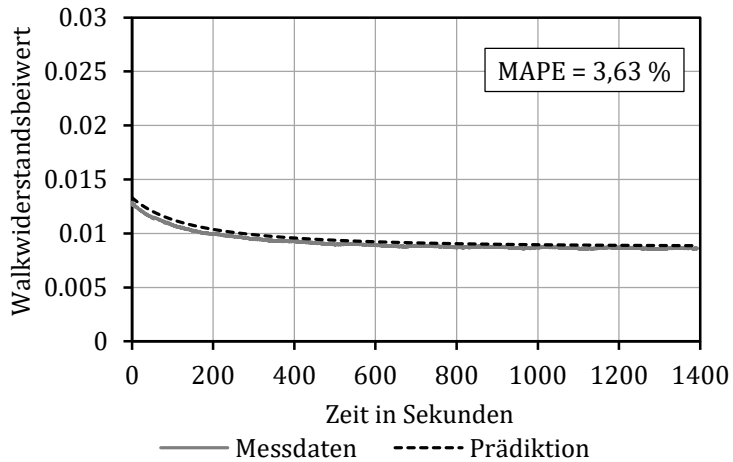


Abbildung B.24: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

B.1.3 Mischung C

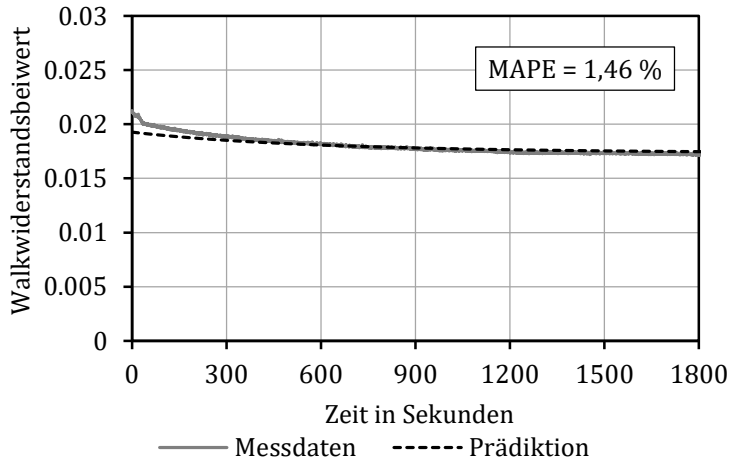


Abbildung B.25: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

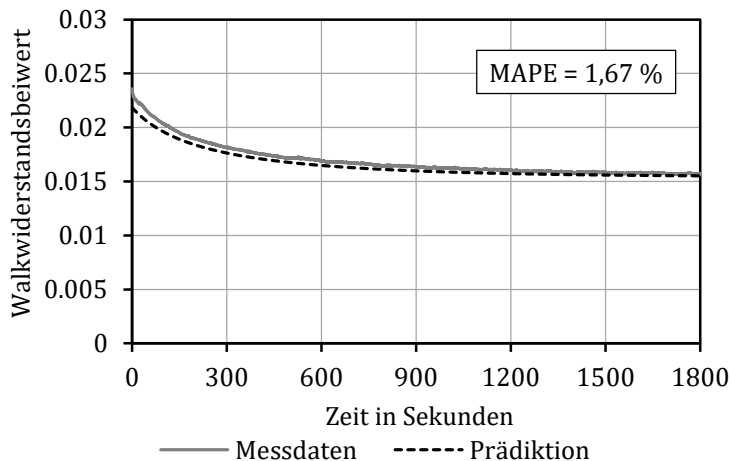


Abbildung B.26: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

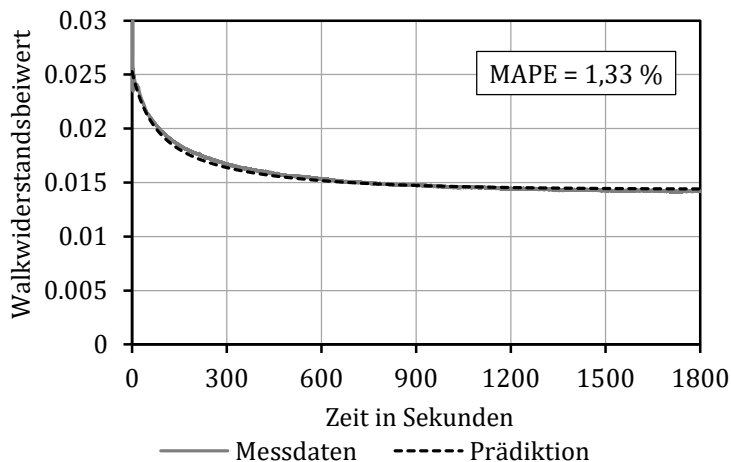


Abbildung B.27: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

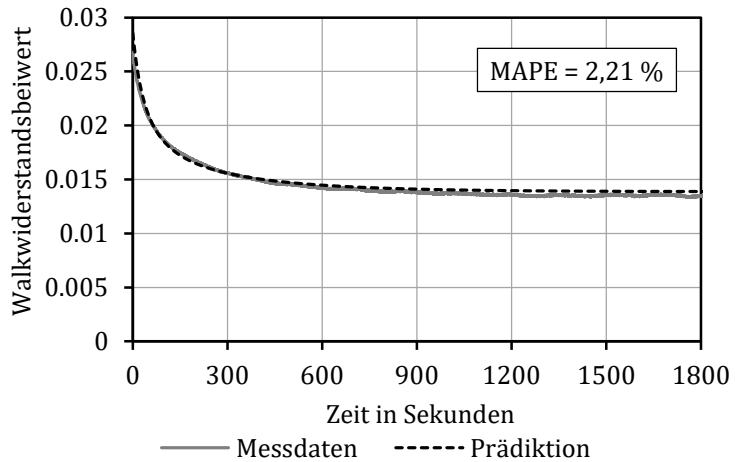


Abbildung B.28: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

B.1.4 Profil mit konstanter Blockgröße

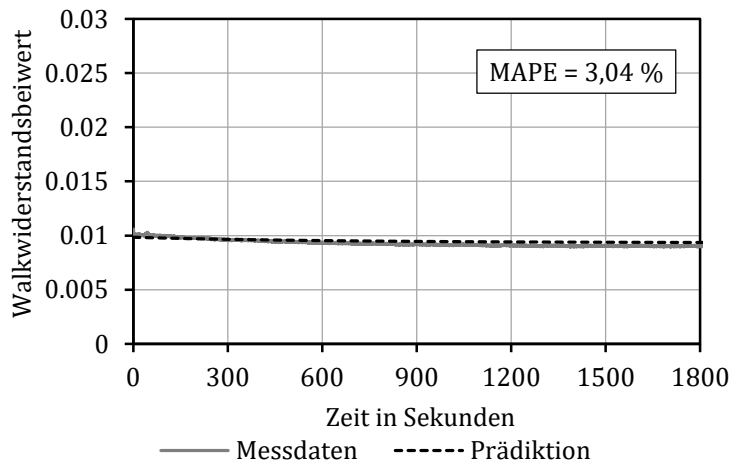


Abbildung B.29: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

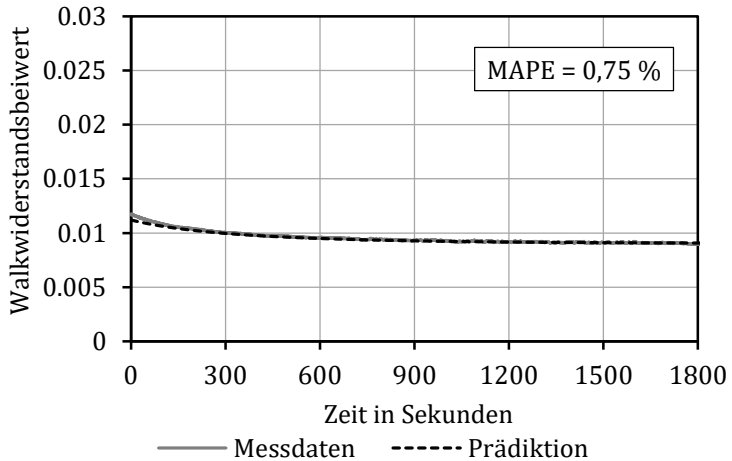


Abbildung B.30: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

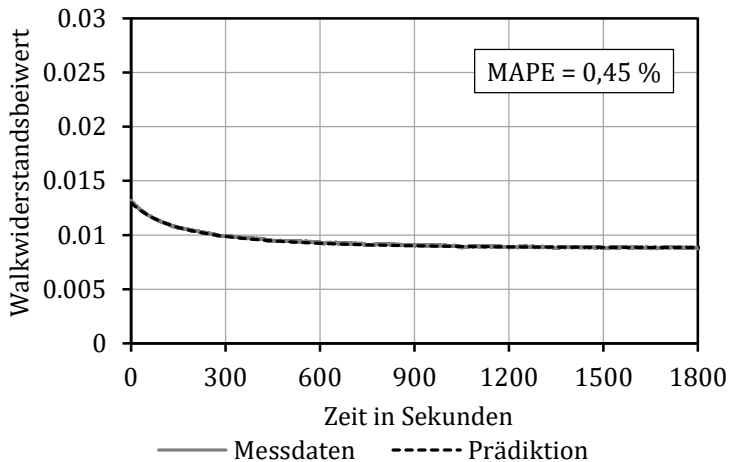


Abbildung B.31: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

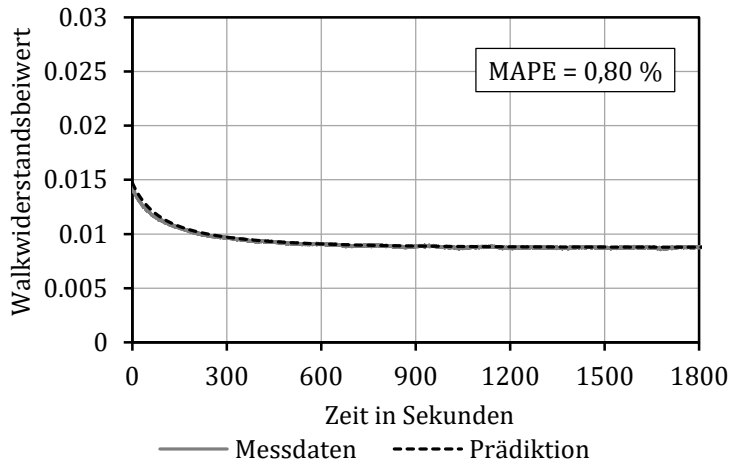


Abbildung B.32: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

B.1.5 Profil mit randomisierter Blockgröße

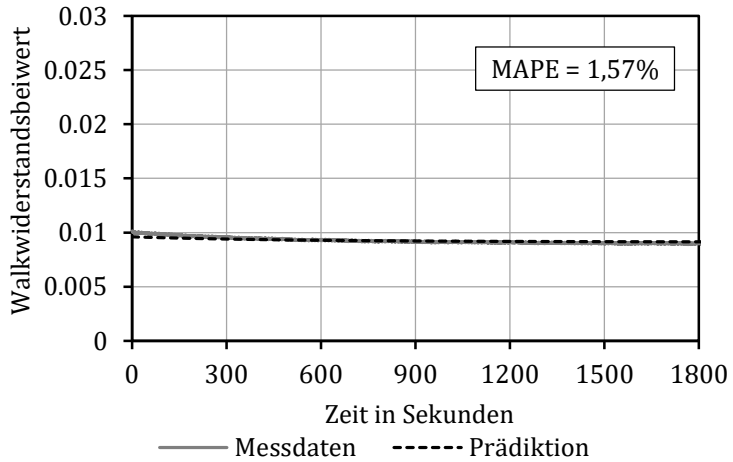


Abbildung B.33: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

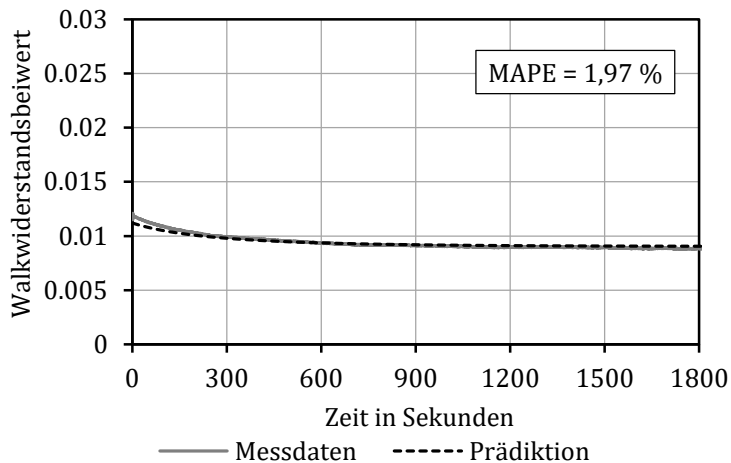


Abbildung B.34: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

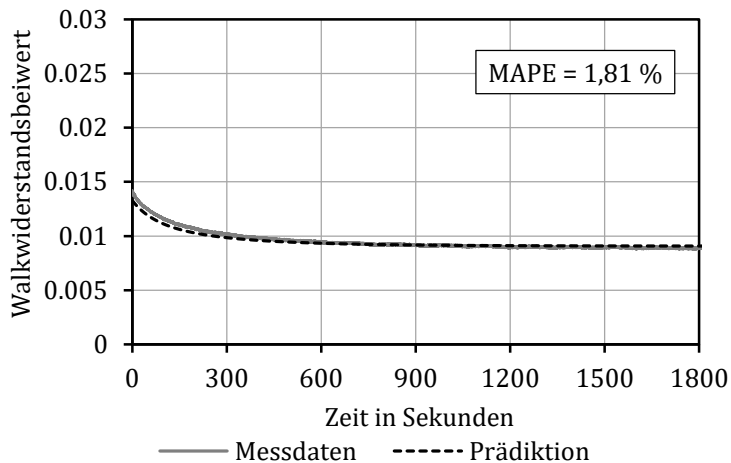


Abbildung B.35: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar

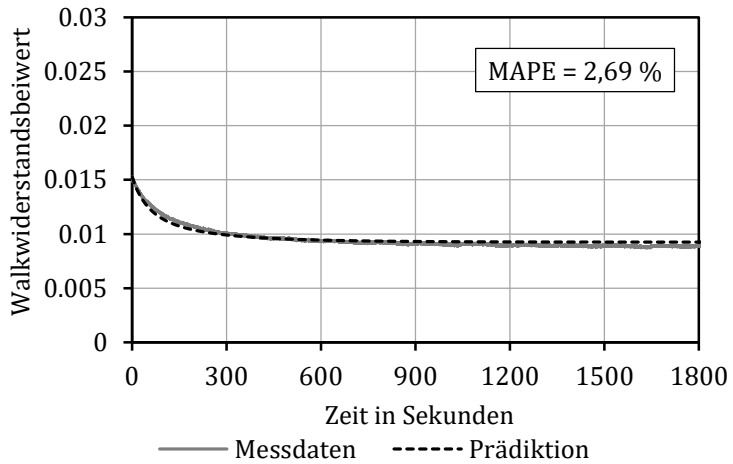


Abbildung B.36: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar* auf Basis einer Mastermessung bei 80 *km/h*, 4500 *N* und 2,5 *bar*

B.2 Prädiktion von Fahrzyklen

B.2.1 Neuer europäischer Fahrzyklus (NEFZ)

Tabelle B.1: Kenndaten des NEFZ

Parameter	Wert
Zyklusdauer	1180 s
Maximalgeschwindigkeit	120,0 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	32,7 km/h
Standzeit	288 s (24,4 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

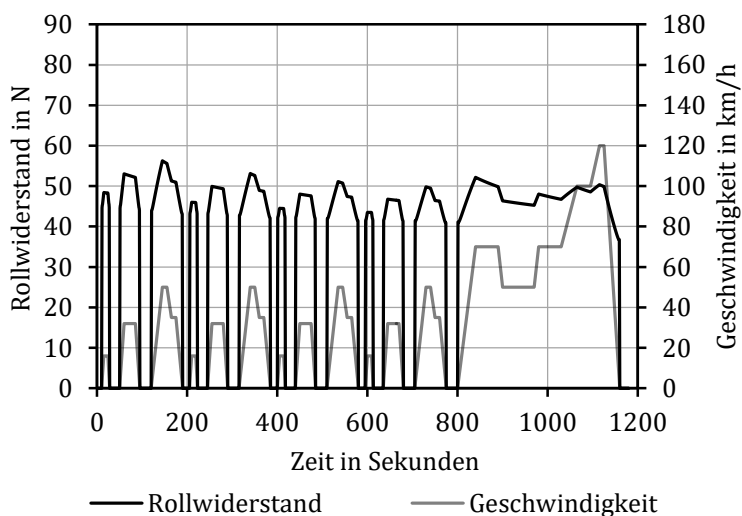


Abbildung B.37: Rollwiderstandsverlauf im NEFZ

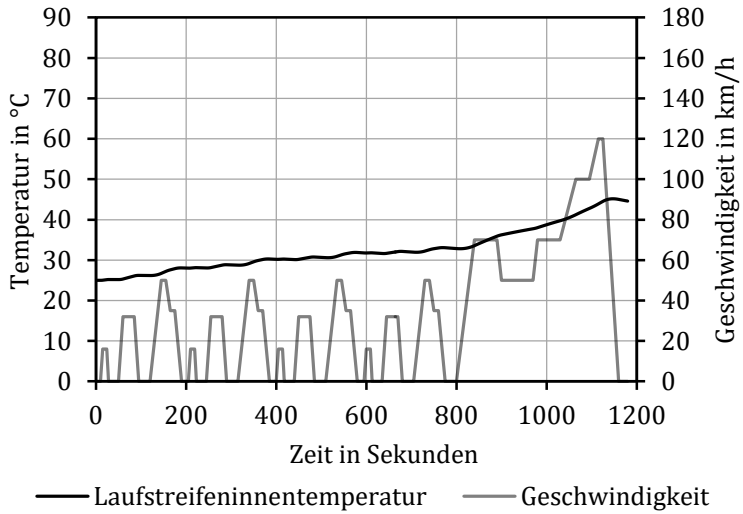


Abbildung B.38: Temperaturverlauf im NEFZ

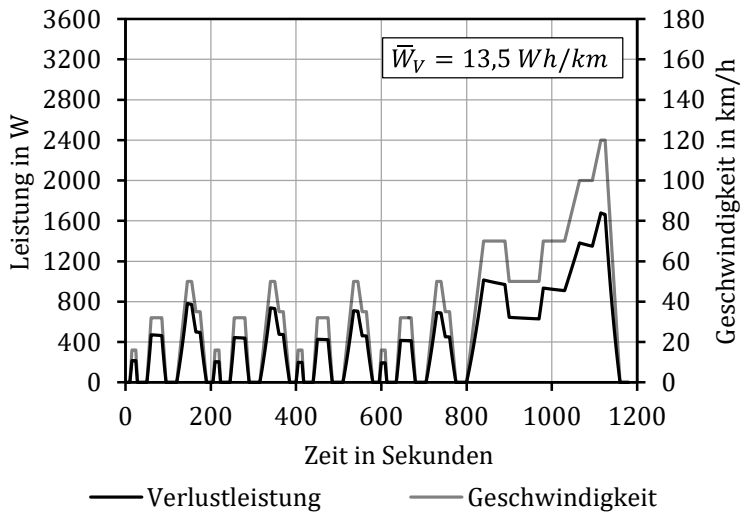


Abbildung B.39: Verlustleistungsverlauf im NEFZ

B.2.2 Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure (WLTP)

Tabelle B.2: Kenndaten des WLTP

Parameter	Wert
Zyklusdauer	1800 s
Maximalgeschwindigkeit	131,3 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	46,5 km/h
Standzeit	226 s (12,6 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

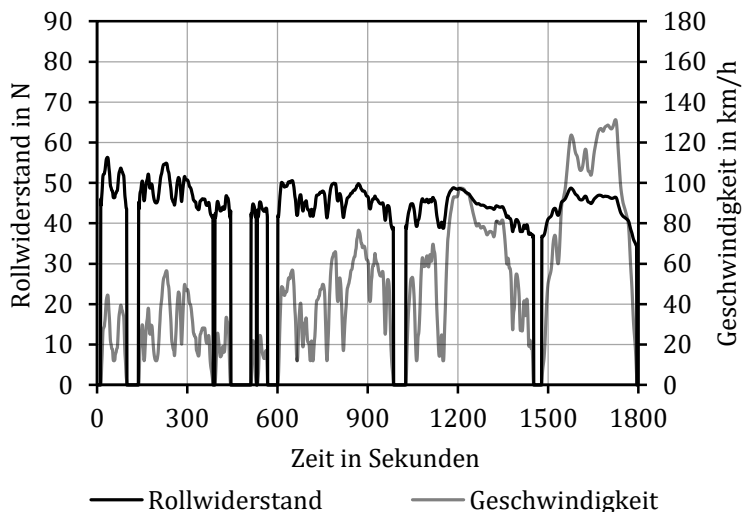


Abbildung B.40: Rollwiderstandsverlauf im WLTP

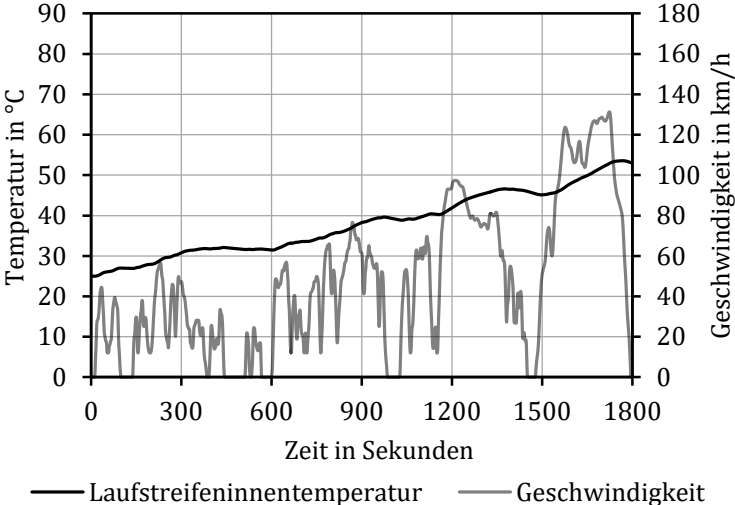


Abbildung B.41: Temperaturverlauf im WLTP

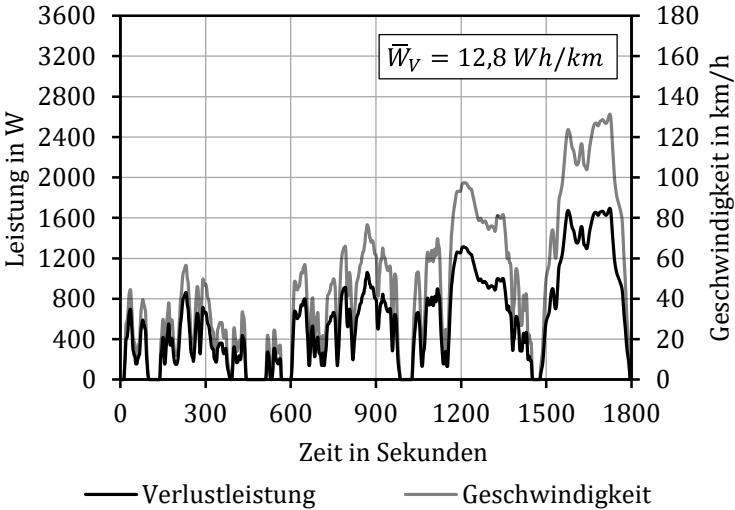


Abbildung B.42: Verlustleistungsverlauf im WLTP

B.2.3 US EPA Urban Dynamometer Driving Schedule (FTP-75)

Tabelle B.3: Kenndaten des FTP-75

Parameter	Wert
Zyklusdauer	1877 s
Maximalgeschwindigkeit	91,2 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	34,1 km/h
Standzeit	338 s (18,0 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

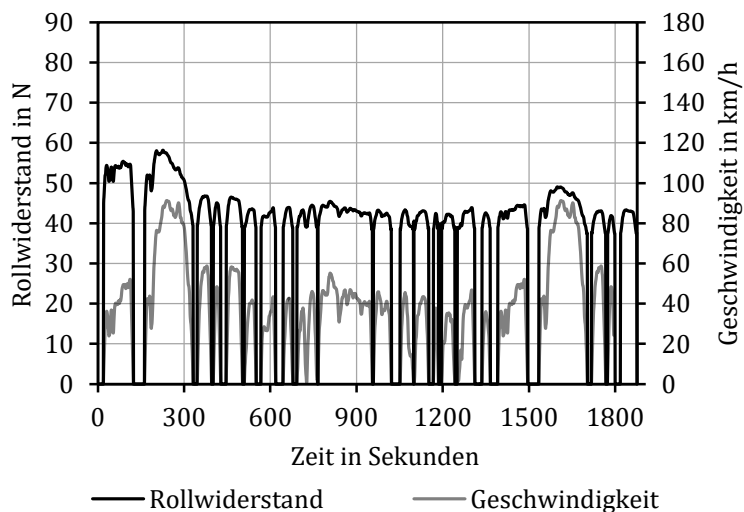


Abbildung B.43: Rollwiderstandsverlauf im FTP-75

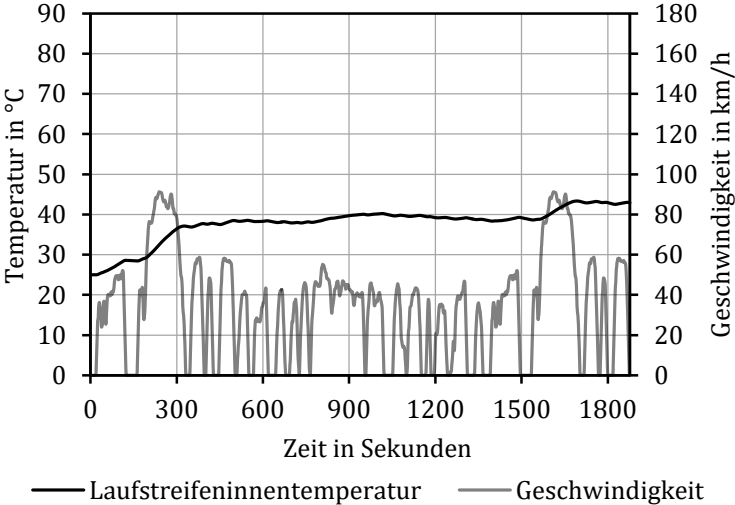


Abbildung B.44: Temperaturverlauf im FTP-75

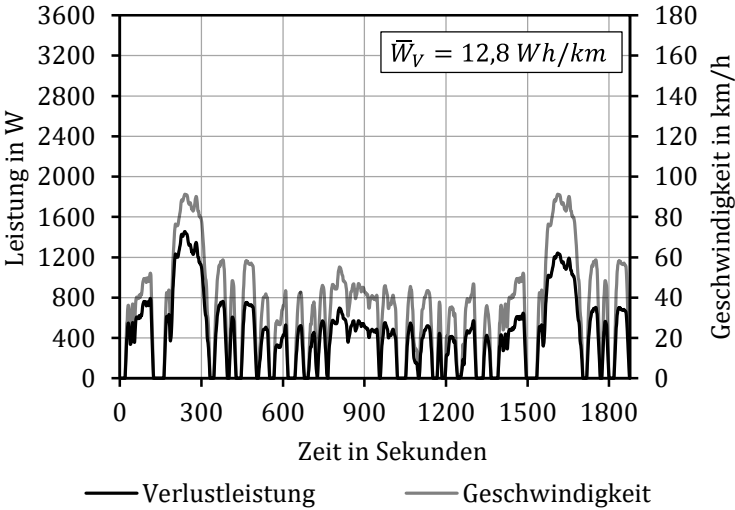


Abbildung B.45: Verlustleistungsverlauf im FTP-75

B.2.4 Common Artemis Driving Cycle (CADC)

Tabelle B.4: Kenndaten des CADC

Parameter	Wert
Zyklusdauer	1068 s
Maximalgeschwindigkeit	150,4 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	99,6 km/h
Standzeit	14 s (1,3 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

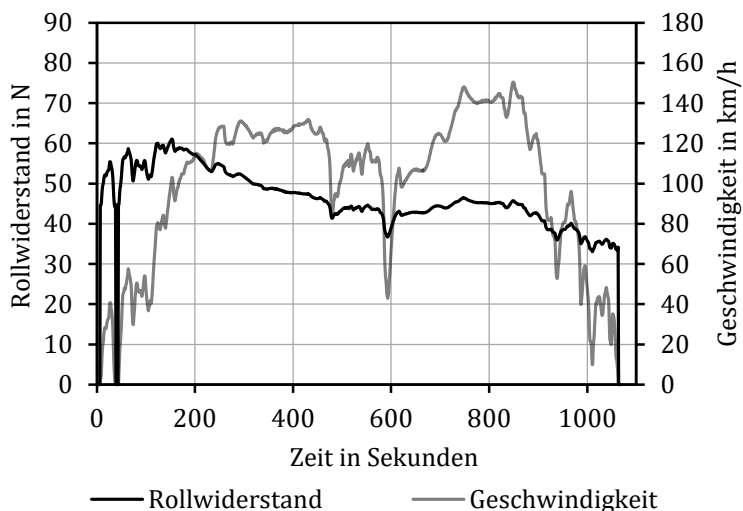


Abbildung B.46: Rollwiderstandsverlauf im CADC

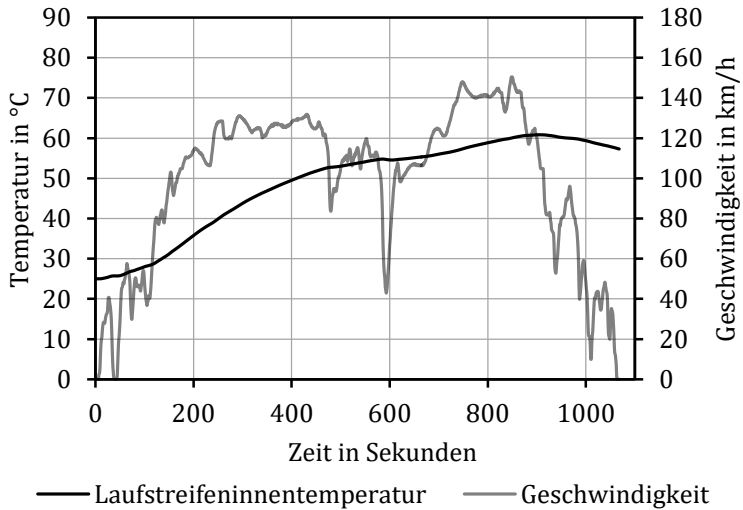


Abbildung B.47: Temperaturverlauf im CADC

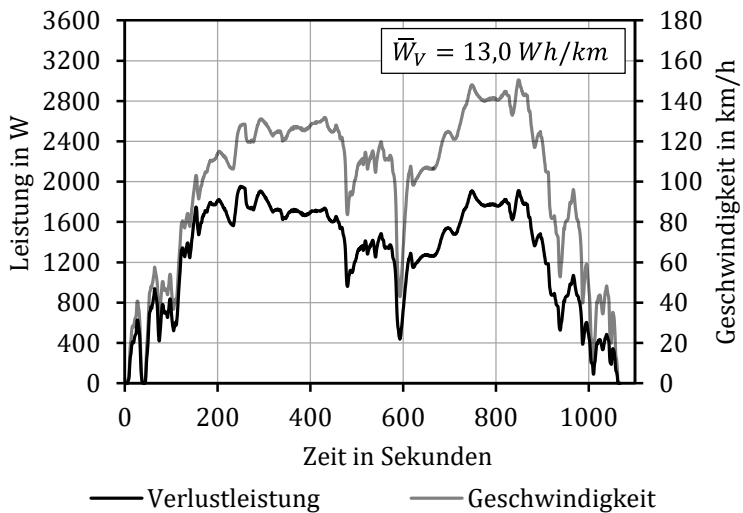


Abbildung B.48: Verlustleistungsverlauf im CADC

B.2.5 New-York City Cycle (NYCC)

Tabelle B.5: Kenndaten des NYCC

Parameter	Wert
Zyklusdauer	598 s
Maximalgeschwindigkeit	44,6 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	11,4 km/h
Standzeit	216 s (36,1 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

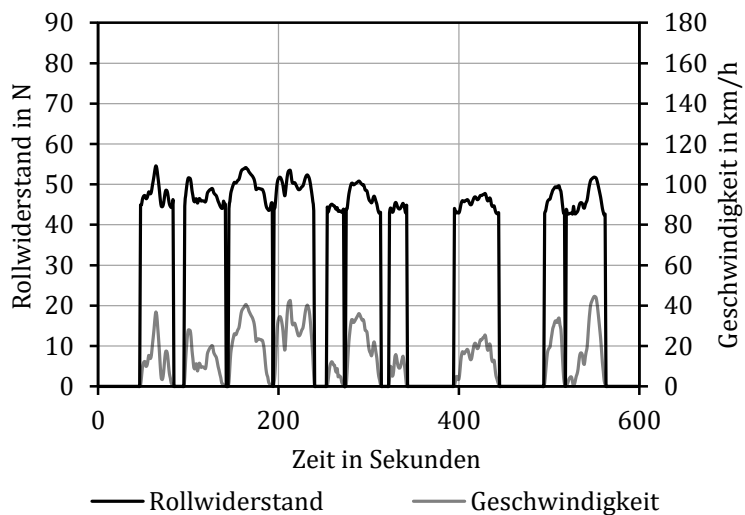


Abbildung B.49: Rollwiderstandsverlauf im NYCC

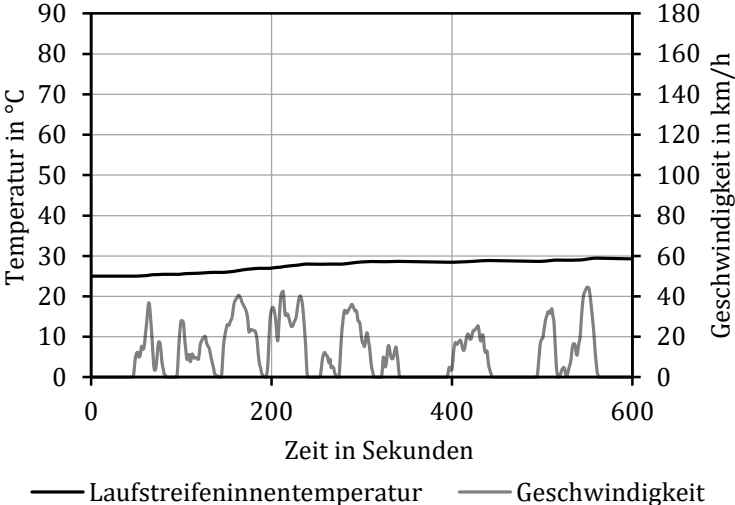


Abbildung B.50: Temperaturverlauf im NYCC

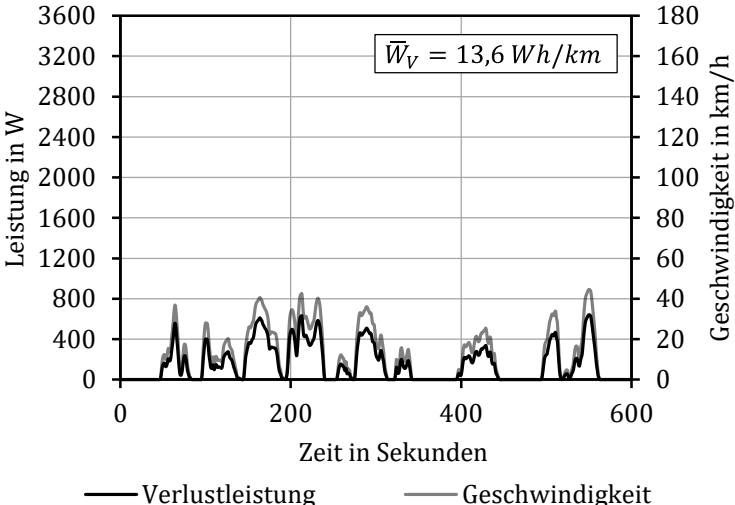


Abbildung B.51: Verlustleistungsverlauf im NYCC

B.2.6 ADAC Highway Cycle (BAB 130)

Tabelle B.6: Kenndaten des BAB 130

Parameter	Wert
Zyklusdauer	795 s
Maximalgeschwindigkeit	130,0 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	113,8 km/h
Standzeit	14 s (1,8 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

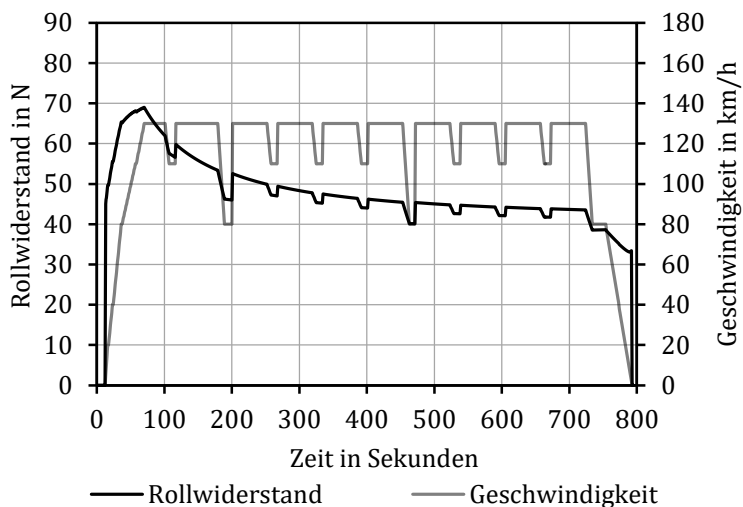


Abbildung B.52: Rollwiderstandsverlauf im BAB 130

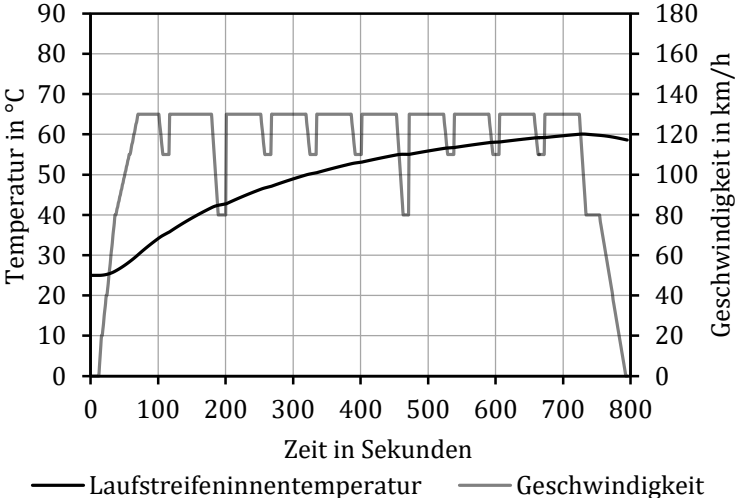


Abbildung B.53: Temperaturverlauf im BAB 130

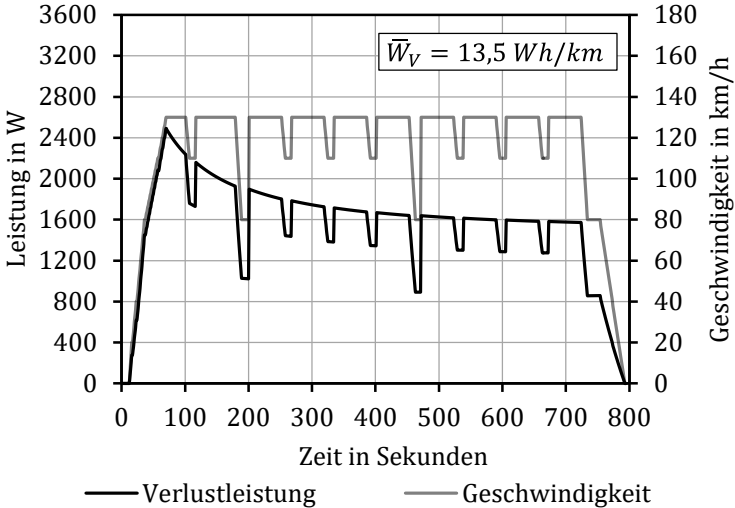


Abbildung B.54: Verlustleistungsverlauf im BAB 130

B.2.7 Flotten-BEV-Fahrzyklus (BEVZ)

Tabelle B.7: Kenndaten des BEVZ [Pfr16a]

Parameter	Wert
Zyklusdauer	784 s
Maximalgeschwindigkeit	77,8 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	26,7 km/h
Standzeit	165 s (21,0 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

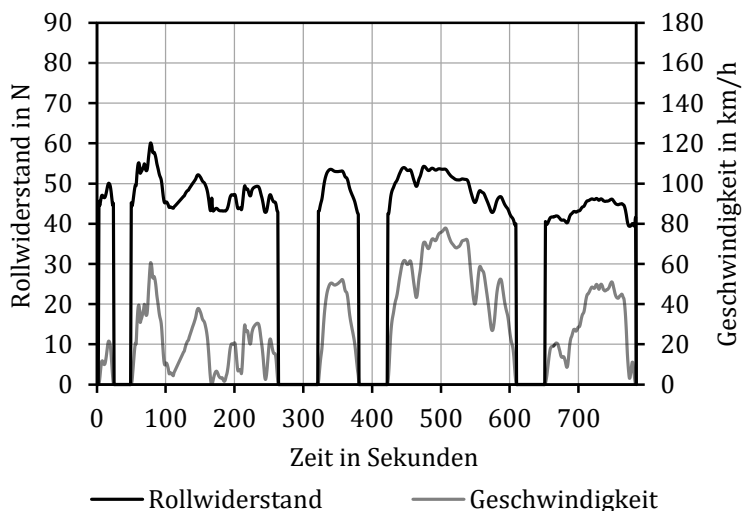


Abbildung B.55: Rollwiderstandsverlauf im BEVZ

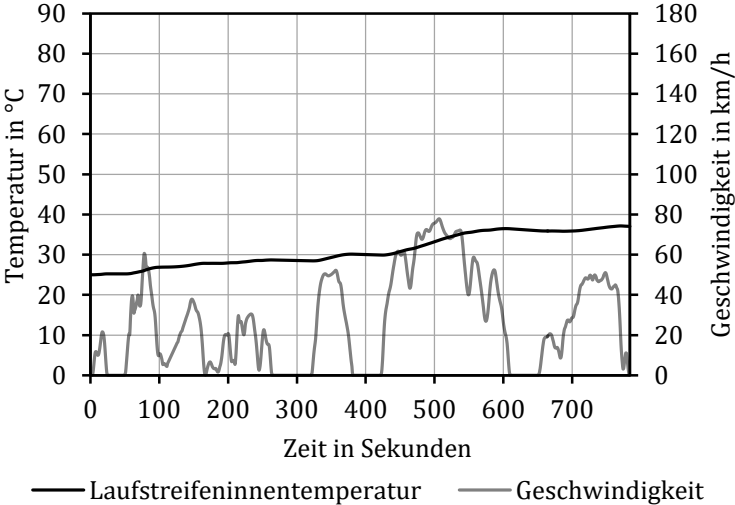


Abbildung B.56: Temperaturverlauf im BEVZ

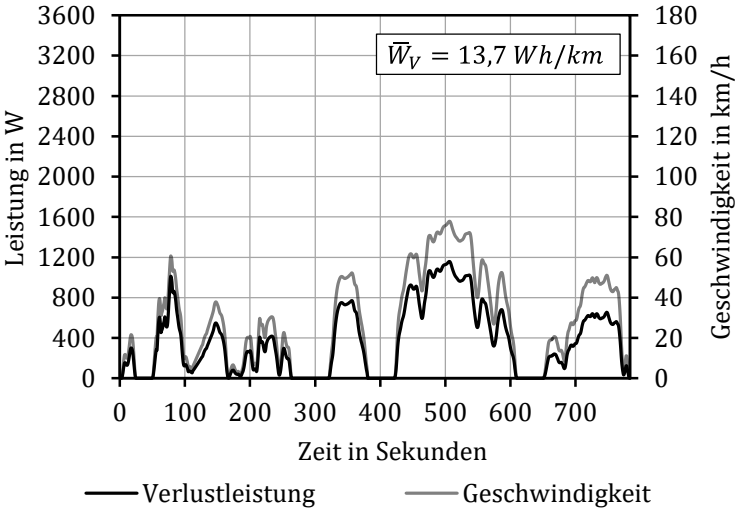


Abbildung B.57: Verlustleistungsverlauf im BEVZ

B.2.8 Japanese 10-15 Mode

Tabelle B.8: Kenndaten des 10-15 Mode

Parameter	Wert
Zyklusdauer	660 s
Maximalgeschwindigkeit	70,0 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	22,7 km/h
Standzeit	207 s (31,4 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

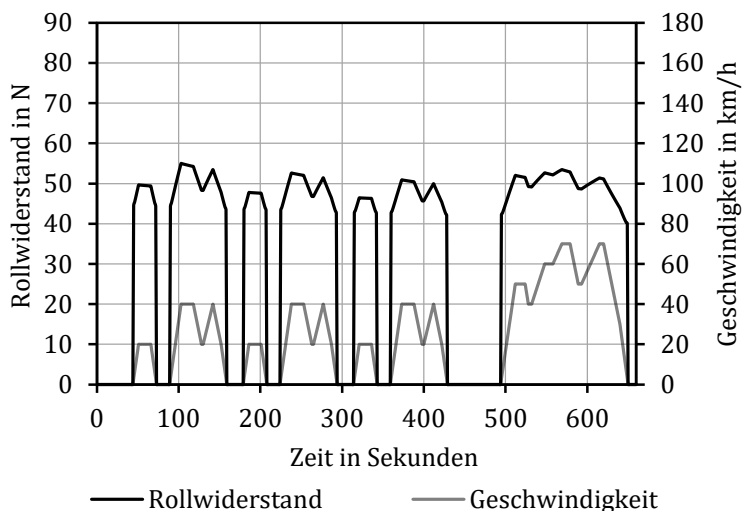


Abbildung B.58: Rollwiderstandsverlauf im 10-15 Mode

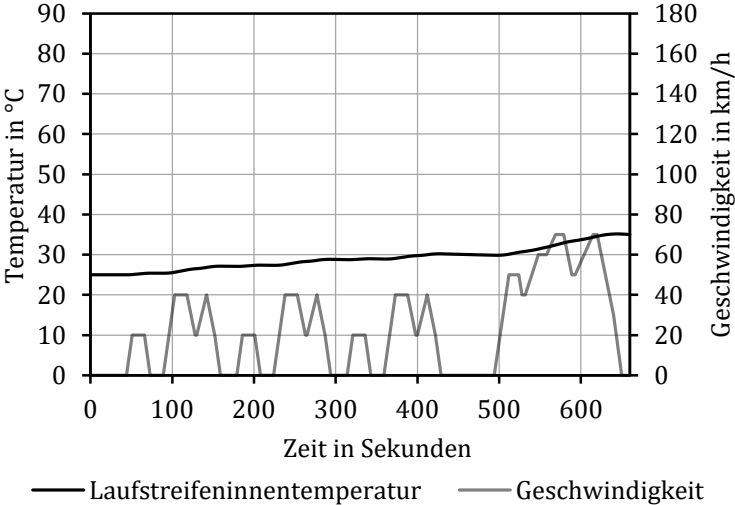


Abbildung B.59: Temperaturverlauf im 10-15 Mode

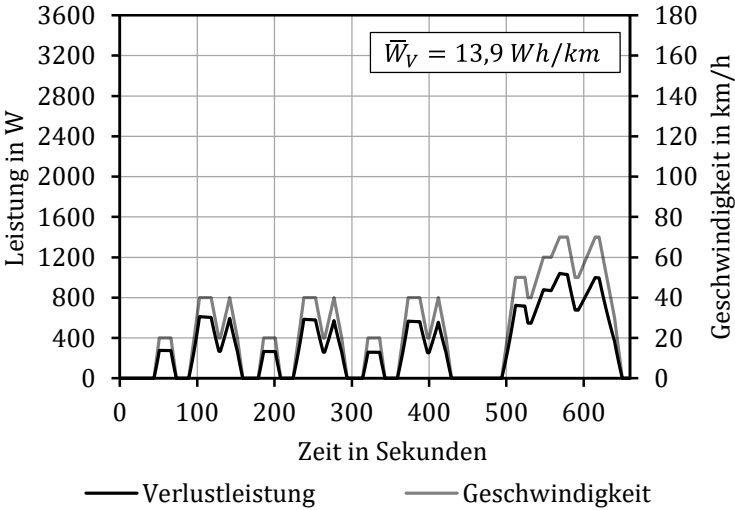


Abbildung B.60: Verlustleistungsverlauf im 10-15 Mode

B.2.9 80 km/h Konstantfahrt

Tabelle B.9: Kenndaten der 80 km/h Fahrt

Parameter	Wert
Zyklusdauer	1800 s
Maximalgeschwindigkeit	80,0 km/h
Durchschnittsgeschwindigkeit	80,0 km/h
Standzeit	0 s (0,0 %)
Verwendeter Reifenfülldruck	2,5 bar
Verwendete Radlast	4500 N

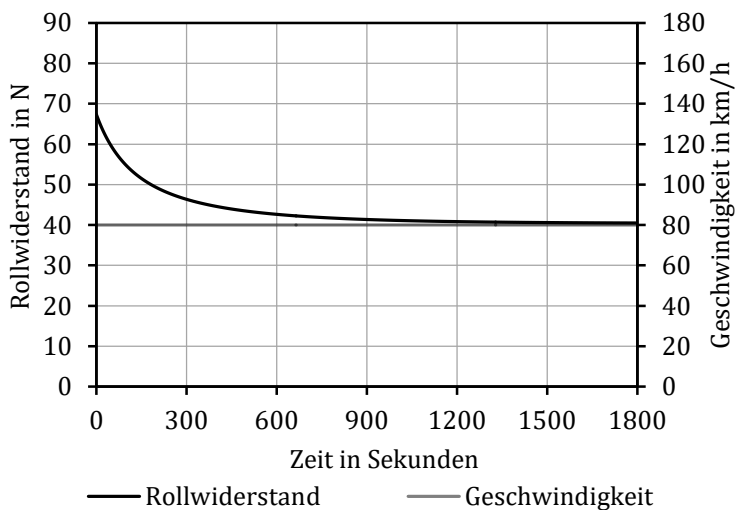


Abbildung B.61: Rollwiderstandsverlauf bei 80 km/h Fahrt

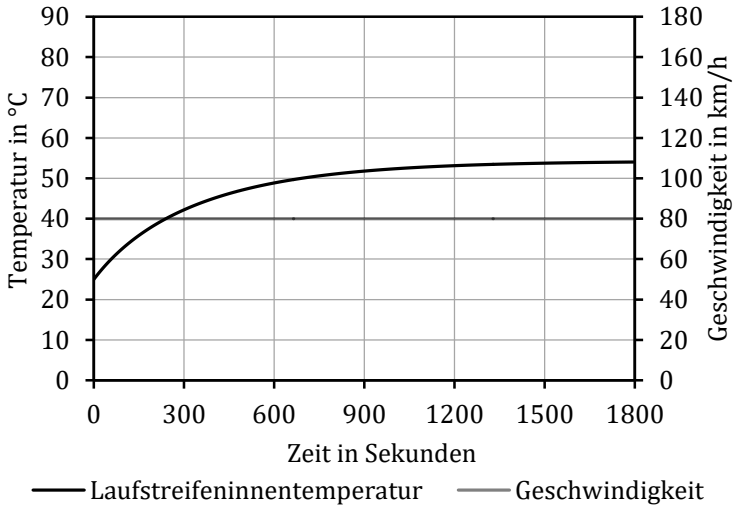


Abbildung B.62: Temperaturverlauf bei 80 km/h Fahrt

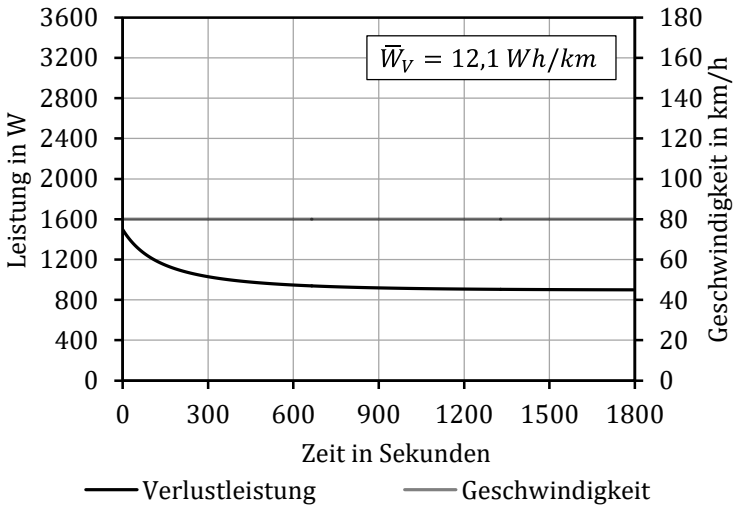


Abbildung B.63: Verlustleistungsverlauf bei 80 km/h Fahrt

C **Abbildungsverzeichnis**

Abbildung 1.1:	Typischer Verlauf des Rollwiderstandsbeiwerts während der Aufwärmphase	3
Abbildung 1.2:	Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Wegedauern im MIV nach [Bun10b]	4
Abbildung 1.3:	Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Weglängen im MIV nach [Bun10b]	5
Abbildung 1.4:	Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Fahrzeit ohne Standzeiten bei Elektrofahrzeugen [Gre13]	6
Abbildung 1.5:	Teilkumulierte Häufigkeiten der klassierten Geschwindigkeiten bei Elektrofahrzeugen [Gre13]	7
Abbildung 1.6:	Rollwiderstandsverläufe bei 40 km/h und zugehörige Rollwiderstände gemessen nach ISO-Norm [Gre13]	8
Abbildung 1.7:	Charakterisierung der Rollwiderstandsmodelle nach Schuring [Sch90]	10
Abbildung 2.1:	Anteil der Reifenkomponenten am Rollwiderstand nach [Cho13]	22
Abbildung 2.2:	links: Ersatzmodell des Luftreifens rechts: Presungsverteilung im Latsch [Mit14a]	23
Abbildung 2.3:	Der komplexe Modul eines viskoelastischen polymeren Festkörpers nach [Hei97]	27
Abbildung 2.4:	Temperatureinfluss auf die dynamischen Eigenschaften [Bro06]	28
Abbildung 2.5:	Modelle für Stoffgesetze nach [Wag13]	30
Abbildung 3.1:	Flachbahn-Außentrommelprüfstand am FAST, KIT	38

Abbildung 3.2:	links: Stahlunterbau der Prüfstandseinhausung rechts: Prüfstandseinhausung	42
Abbildung 3.3:	Schematischer Aufbau der Prüfstandsklimatisierung	43
Abbildung 3.4:	Verlauf der Umgebungstemperatur bei einer Rollwiderstandsmessung mit 6000 N Radlast, 120 km/h und 1,5 bar Reifendruck	45
Abbildung 3.5:	Einbauposition des IRTPTMS-Sensors	47
Abbildung 4.1:	Iterative Prädiktion des Rollwiderstands	52
Abbildung 4.2:	Modellierung des Reifens	54
Abbildung 4.3:	Qualitative Kraft- / Wegverläufe während einer Radumdrehung bezogen auf ein Reifenelement	56
Abbildung 4.4:	Qualitativer Verlauf der Gesamtkraft während einer Radumdrehung bezogen auf ein Reifenelement	57
Abbildung 4.5:	Vergleich der Radialsteifigkeitsmodelle	62
Abbildung 4.6:	Verlauf des Walkwiderstandsbeiwerts bei der „0 km/h Messung“	67
Abbildung 4.7:	Temperaturabhängigkeit des Verlustmoduls	69
Abbildung 4.8:	Temperaturabhängigkeit des Verlustfaktors	70
Abbildung 4.9:	WLF-Korrektur der Reifentemperatur	72
Abbildung 4.10:	Modellierung des Lüfterwiderstands nach [Kam38]	73
Abbildung 4.11:	Modellierung des Lüfterwiderstands	76
Abbildung 4.12:	Wärmeströme am Reifen [Ten15]	80
Abbildung 4.13:	Modellierung des Reifens als Zylinder	81
Abbildung 4.14:	Verlauf der Oberflächentemperatur der Lauftrommel während einer Rollwiderstandsmessung	87

Abbildung 4.15: Modellierung der Reifenaufstandsfläche	88
Abbildung 4.16: Walkwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit der verschiedenen Reifentemperaturen.....	93
Abbildung 4.17: Fehlerbetrachtung der Leistungsbilanz im stati- onären Zustand (α_{GS} und K_T aus Regression al- ler Messungen).....	97
Abbildung 4.18: Fehlerbetrachtung der Leistungsbilanz im stati- onären Zustand ($\alpha_{GS} = 4400 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ gemäß Literatur; K_T aus einer Mastermessung).....	98
Abbildung 4.19: Aufteilung der abgeführten Wärmeströme im Temperaturgleichgewicht.....	99
Abbildung 4.20: Verlauf der berechneten Wärmekapazität	102
Abbildung 5.1: Verlauf Walkwiderstandsbeiwert über Lauf- streifeninnentemperatur zur Dämpfungsbe- stimmung.....	105
Abbildung 5.2: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 100 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis ei- ner Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	108
Abbildung 5.3: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 15 °C Um- gebungstemperatur auf Basis einer Mastermes- sung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 25 °C Umgebungstemperatur	112
Abbildung 5.4: Gummimischung der Reifen zur Modellvalidie- rung.....	114
Abbildung 5.5: Profilierung der Reifen zur Modellvalidierung: Glattreifen, Profil mit konstanter Blockgröße, Profil mit randomisierter Blockgröße (v. l. n. r.)	116
Abbildung 5.6: Rollwiderstandsverlauf im NEFZ.....	119
Abbildung 5.7: Temperaturverlauf im NEFZ.....	120

Abbildung B.1: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	141
Abbildung B.2: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 20 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	142
Abbildung B.3: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	142
Abbildung B.4: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 60 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	143
Abbildung B.5: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	143
Abbildung B.6: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 100 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	144
Abbildung B.7: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	144
Abbildung B.8: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 3000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	145

Abbildung B.9: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 3000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	145
Abbildung B.10: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 3000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	146
Abbildung B.11: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 6000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	146
Abbildung B.12: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 6000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	147
Abbildung B.13: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 6000 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	147
Abbildung B.14: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 3,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	148
Abbildung B.15: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 3,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	148
Abbildung B.16: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 3,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	149

Abbildung B.17: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 1,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	149
Abbildung B.18: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 1,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	150
Abbildung B.19: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 1,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	150
Abbildung B.20: Referenzreifen: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 15 °C Umgebungstemperatur auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar bei 25 °C Umgebungstemperatur.....	151
Abbildung B.21: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	152
Abbildung B.22: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	153
Abbildung B.23: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	153

Abbildung B.24: Mischung A: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	154
Abbildung B.25: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	155
Abbildung B.26: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	156
Abbildung B.27: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	156
Abbildung B.28: Mischung C: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	157
Abbildung B.29: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	158
Abbildung B.30: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	159
Abbildung B.31: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	159

Abbildung B.32: Konst. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	160
Abbildung B.33: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 10 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	161
Abbildung B.34: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 40 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	162
Abbildung B.35: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	162
Abbildung B.36: Rand. Block: Prädiktion einer Konstantfahrt mit 120 km/h, 4500 N und 2,5 bar auf Basis einer Mastermessung bei 80 km/h, 4500 N und 2,5 bar	163
Abbildung B.37: Rollwiderstandsverlauf im NEFZ.....	164
Abbildung B.38: Temperaturverlauf im NEFZ.....	165
Abbildung B.39: Verlustleistungsverlauf im NEFZ.....	165
Abbildung B.40: Rollwiderstandsverlauf im WLTP	166
Abbildung B.41: Temperaturverlauf im WLTP	167
Abbildung B.42: Verlustleistungsverlauf im WLTP.....	167
Abbildung B.43: Rollwiderstandsverlauf im FTP-75.....	168
Abbildung B.44: Temperaturverlauf im FTP-75.....	169
Abbildung B.45: Verlustleistungsverlauf im FTP-75.....	169
Abbildung B.46: Rollwiderstandsverlauf im CADC	170

Abbildung B.47: Temperaturverlauf im CADC	171
Abbildung B.48: Verlustleistungsverlauf im CADC.....	171
Abbildung B.49: Rollwiderstandsverlauf im NYCC	172
Abbildung B.50: Temperaturverlauf im NYCC	173
Abbildung B.51: Verlustleistungsverlauf im NYCC.....	173
Abbildung B.52: Rollwiderstandsverlauf im BAB 130	174
Abbildung B.53: Temperaturverlauf im BAB 130	175
Abbildung B.54: Verlustleistungsverlauf im BAB 130	175
Abbildung B.55: Rollwiderstandsverlauf im BEVZ.....	176
Abbildung B.56: Temperaturverlauf im BEVZ.....	177
Abbildung B.57: Verlustleistungsverlauf im BEVZ.....	177
Abbildung B.58: Rollwiderstandsverlauf im 10-15 Mode.....	178
Abbildung B.59: Temperaturverlauf im 10-15 Mode.....	179
Abbildung B.60: Verlustleistungsverlauf im 10-15 Mode	179
Abbildung B.61: Rollwiderstandsverlauf bei 80 km/h Fahrt	180
Abbildung B.62: Temperaturverlauf bei 80 km/h Fahrt	181
Abbildung B.63: Verlustleistungsverlauf bei 80 km/h Fahr	181

D Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1:	Prüfbedingungen für Rollwiderstandsmessungen am Prüfstand (Reifenklasse C1)	2
Tabelle 3.1:	Technische Daten des FPS	40
Tabelle 3.2:	Messbereiche des 6-Komponenten-Messsystems.....	40
Tabelle 3.3:	Technische Daten der Klimatisierungseinrichtung	44
Tabelle 3.4:	Technische Daten der IRTPTMS-Sensoren.....	47
Tabelle 3.5:	Technische Daten der Pyrometer	48
Tabelle 4.1:	Prüfparameter zur Ermittlung der Radialsteifigkeit.....	61
Tabelle 5.1:	Reifenparameter aus Mastermessung.....	106
Tabelle 5.2:	MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar.....	109
Tabelle 5.3:	MAPE und RMSE für die Parametervariation bei 2,5 bar	110
Tabelle 5.4:	MAPE und RMSE für die Parametervariation bei 4500 N.....	111
Tabelle 5.5:	MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Mischung A.....	115
Tabelle 5.6:	MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Mischung C.....	115
Tabelle 5.7:	MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Profil mit konstanter Blockgröße.....	117

Tabelle 5.8:	MAPE und RMSE für die Geschwindigkeitsvariation bei 4500 N und 2,5 bar – Profil mit randomisierter Blockgröße	117
Tabelle 5.9:	Energieaufwand für den Rollwiderstand in verschiedenen Fahrzyklen.....	121
Tabelle B.1:	Kenndaten des NEFZ	164
Tabelle B.2:	Kenndaten des WLTP.....	166
Tabelle B.3:	Kenndaten des FTP-75	168
Tabelle B.4:	Kenndaten des CADC.....	170
Tabelle B.5:	Kenndaten des NYCC.....	172
Tabelle B.6:	Kenndaten des BAB 130	174
Tabelle B.7:	Kenndaten des BEVZ [Pfr16a]	176
Tabelle B.8:	Kenndaten des 10-15 Mode	178
Tabelle B.9:	Kenndaten der 80 km/h Fahrt.....	180

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrantriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslastfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**
27./28. September 2012 in Karlsruhe. 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen
20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrhahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. Noch nicht erschienen
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 31** Michael Eckert
**Energieoptimale Fahrdynamikregelung
mehrmotoriger Elektrofahrzeuge.** 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
**Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen.
Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom.** 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
**Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines
dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven
Energieübertragung.** 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
**Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit
sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in
mobilen Arbeitsmaschinen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
**Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation
von Stromabnehmern.** 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
**Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung
von Nutzfahrzeugen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. 2016
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik. 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe. 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
15. Februar 2017, Karlsruhe. 2017
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege. 2017
ISBN 978-3-7315-0620-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen. 2017
ISBN 978-3-7315-0621-8
- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr. 2017
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik. 2017
ISBN 978-3-7315-0630-0
- Band 55** Frank Christof Stalter
Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. 2017
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen. Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. 2017
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrico Peckelsen
Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. 2017
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten Validierung hybrider Antriebssysteme mit gekoppelten Antriebseinheiten. 2018
ISBN 978-3-7315-0752-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 59** Dirk Hülsebusch
Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung - Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit. 2018
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement für elektrische Antriebssysteme. 2018
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. 2018
ISBN 978-3-7315-0778-9
- Band 62** Stephan Rhode
Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive Force Prediction and Mass Estimation. 2018
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten. 2018
ISBN 978-3-7315-0808-3
- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. 2018
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozesstemperaturen. 2018
ISBN 978-3-7315-0838-0

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 66** Christoph Kühn
**Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen
in Nahverkehrssystemen.** 2018
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
**Hybride und energieeffiziente Antriebe
für mobile Arbeitsmaschinen**
20. Februar 2019, Karlsruhe. 2019
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
**Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch
von Fahrzeugluftreifen.** 2019
ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
**Beurteilung der Prüfprozeesseignung bei Fahrzeugversuchen
mit mobilen Arbeitsmaschinen.** 2019
ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
**Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der
Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien
auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen
und Fahrbahn.** 2019
ISBN 978-3-7315-0891-5
- Band 71** Matthias Greiner
**Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei
variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter
Rollwiderstandsmessungen.** 2019
ISBN 978-3-7315-0898-4

Als Beitrag zum Umweltschutz wurde das EU-Reifenlabel eingeführt, das unter anderem die Auswahl des Reifens mit dem geringsten Rollwiderstand ermöglichen sollte. Doch aufgrund der abweichenden Betriebsbedingungen zwischen der Rollwiderstandsmessung für das Reifenlabel und der Nutzung in realen Fahrzyklen kann vom besten Labelwert nicht per se auf den Reifen mit dem niedrigsten Rollwiderstand im realen Betrieb geschlossen werden.

Ziel dieser Forschungsarbeit war es, ein Rollwiderstandsmodell für PKW-Reifen zu entwickeln, das mittels einfacher, standardisierter Rollwiderstandsmessungen bedatet werden kann. Unter Zuhilfenahme dieses Modells wurde der Verlauf der Reifentemperatur und des Rollwiderstands in genormten Fahrzyklen präzisiert.

