

FORSCHUNGSBERICHT AGRARTECHNIK

des Fachausschusses Forschung und Lehre der
Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG)

584

David Brunner

Untersuchungen zum Lenkverhalten eines fahrerlosen Trägerfahrzeugs mit Stachelwalzenantrieb für Weinbausteillagen

Dissertation

Weihenstephan 2017

Wissenschaftszentrum Weihenstephan für Ernährung, Landnutzung und
Umwelt

Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik

Untersuchungen zum Lenkverhalten eines fahrerlosen Trägerfahrzeugs mit Stachelwalzenantrieb für Weinbausteillagen

David Hans Brunner

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät Wissenschaftszentrum Weihenstephan für
Ernährung, Landnutzung und Umwelt der Technischen Universität München zur Erlan-
gung des akademischen Grades eines

Doktors der Agrarwissenschaften

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. K.-J. Hülsbergen

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr. H. Bernhardt
2. Prof. Dr. H.-P. Schwarz,
Hochschule Geisenheim

Die Dissertation wurde am 23.08.2016 bei der Technischen Universität München ein-
gereicht und durch die Fakultät Wissenschaftszentrum Weihenstephan für Ernährung,
Landnutzung und Umwelt am 29.05.2017 angenommen.

Alle Rechte vorbehalten. Die Verwendung von Texten und Bildern, auch auszugsweise, ist ohne Zustimmung des Autors urheberrechtswidrig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigung, Übersetzung, Mikroverfilmung sowie die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

© 2017

Im Selbstverlag: David Brunner
Bezugsquelle: Technische Universität München
Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik
Am Staudengarten 2
85354 Freising

Vorwort

Der Blick auf die vorliegende Arbeit und den Gesamtzusammenhang, in dem sie in den letzten Jahren entstanden ist, erfüllt mich mit großer Dankbarkeit.

Dabei geht mein Dank als erstes an Herrn Prof. Dr. Schwarz. Durch seine Fähigkeit, langfristige Tendenzen in Visionen zu formulieren, sie in Form konkreter Themen und Projekte ins aktuelle Geschehen zu holen und um die Öffnung der dafür notwendigen Türen zu kämpfen, konnte das Projekt „Geisi“ und damit die Grundlage dieser Arbeit ins Leben gerufen werden.

Herrn Prof. Dr. Bernhardt danke ich für seinen Einsatz, die Bereitschaft und den Vertrauensvorschuss, mein Promotionsverfahren an seinem Lehrstuhl zu betreuen. Erst diese Zusage hat mir auch den formalen Zugang zum Projekt „Geisi“ ermöglicht. Die von ihm und seinen Mitarbeitern Herr Dr. Höldrich und Frau Dr. Dörfler organisierten Doktorandenseminare sind mir in guter und lehrreicher Erinnerung.

Herr Prof. Dr. Hülsbergen hat sich freundlicherweise und ohne Umschweife bereit erklärt, sowohl die Prüfung für meine Zulassung zum Promotionsverfahren als auch das Amt des Vorsitzenden der Prüfungskommission zum Abschluss des Promotionsverfahrens zu übernehmen – vielen Dank dafür.

Mehr als einmal haben die besonderen Diskussionen „unter Schwaben“ mit Dr. Keicher zu ganz neuen Blickwinkeln geführt und damit gedankliche oder Schreibflussblockaden gelöst, frische Motivation freigesetzt und die Arbeit und ihre Gliederung in schlüssige Bahnen gelenkt.

Vielen Dank, Herr Prof. Schwarz, Herr Prof. Bernhardt und Herr Dr. Keicher, für das entgegengebrachte Vertrauen und die gewährten Freiräume, in denen die Arbeit in ihrer Form heranreifen konnte!

Weiter danke ich Herrn Müller für den Einblick in seine vielfältigen Erfahrungen auf dem weiten Gebiet der Messtechnik im Allgemeinen und der DMS-Messtechnik im Besonderen. Die Stimmigkeit der von ihm installierten DMS ist nicht nur beeindruckend, sondern auch die Basis für die erfolgreiche Auswertung der Messsignale im Rahmen dieser Arbeit.

Einen herzlichen Dank möchte ich an Frau Berger richten. Die Entlastung, die sie durch die Erledigung vielerlei formaler und organisatorischer Angelegenheiten mit großer Geduld und Hilfsbereitschaft, humorvoll und mit großem Engagement bewirkt, kann kaum überschätzt werden. Ein ebensolches Danke gilt Frau Berg, die mit bemerkenswerter Fröhlichkeit im ganzen Institut für Sauberkeit und Ordnung sorgt. Genauso bedanke ich mich auch bei den anderen Kollegen aus dem Institut für Technik – Marcel, Hans, Gunther, Philipp, Daniel, Sandor und André – für die freundschaftliche, kollegiale und verlässliche Zusammenarbeit.

Die Danksagung wäre nicht vollständig, ohne mich zu erinnern und zu bedanken für die interessanten Diskussionen mit Prof. Jaki zur Auswertung und Interpretation der DMS-Signale,

mit Prof. Velten zu den Anwendungsmöglichkeiten der linearen Regressionsberechnungen, bei Prof. Noack für guten technischen Rat im richtigen Moment sowie bei Prof. Seufert für seine engagierte und motivierende Unterstützung.

Herrn Brielmaier von der Firma Brielmaier Motormäher GmbH und seinen Mitarbeitern danke ich herzlich für die gute Zusammenarbeit und die Beantwortung vieler Detailfragen rund um die Q1-Antriebsachse. Auch Herrn Dittus von der inovel Systeme AG gilt mein Dank für die Bereitstellung hilfreicher Informationen, Hard- und Software.

Schließlich geht mein Dank auch an meine Familie und Freunde, die mir über die Jahre mit Rat und Tat zur Seite standen und stehen. Auch mit ihnen habe ich manche komplizierte, informatische, technisch mechanische oder physikalische Fragestellung erörtert und daraus hilfreiche Impulse gewonnen!

An die erste und letzte Stelle möchte ich jedoch eine besondere Dankbarkeit meinen Eltern gegenüber setzen. Die Grundlagen und die Ausbildung meiner Interessen, die sie gelegt, ermöglicht und gefördert haben, sind mir von unschätzbarem Wert und ein Lebensgeschenk, und ich freue mich, dass vieles davon auch in diese Arbeit Eingang finden konnte!

Geisenheim, im August 2016

David Brunner

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Literaturübersicht und Stand der Technik	5
2.1	Entwicklung der Steillagenmechanisierung	5
2.1.1	Bergbauernwirtschaft (vor 1960)	5
2.1.2	Voraussetzungen für die Mechanisierung von steilen Rebflächen	6
2.1.3	Entwicklungen ab 1975	7
2.1.4	Entwicklungen ab 1985	11
2.1.5	Entwicklungen ab 1990	15
2.1.6	Entwicklungen ab 2000	18
2.1.7	Weitere Ansätze in der Steillagenbewirtschaftung	21
2.1.8	Zusammenfassung und Einordnung der vorgestellten Ansätze zur Steillagenmechanisierung	22
2.2	Lenkungs- und Antriebskonzepte	24
2.2.1	Grundlagenwerke	24
2.2.2	Modellierung von Lenkpfaden	24
2.2.3	Fahr- und Lenkeigenschaften von Rad- und Raupenfahrzeugen mit Skidlenkung (Panzerlenkung)	25
2.2.4	Raupenfahrzeuge mit Knicklenkung	28
2.2.5	Radfahrzeuge mit Knicklenkung	29
2.2.6	Kippstabilität der Knicklenkung	31
2.2.7	Einzelradansteuerung und passive Knicklenkung	33
2.2.8	Sonderansätze zur Hindernisüberwindung	36
2.2.9	Optimierung der möglichen Zugkraft	37
2.2.10	Fahrverhalten, Rutsch- und Kippgrenzen am Hang	39
2.3	Entstehung der Konzeption eines Trägerfahrzeugs für Weinbausteillagen mit Stachelwalzenantrieb	41
2.3.1	Anforderungen an ein neues System	41
2.3.2	Potential der Brielmaier Q1-Antriebswalzen	42
2.3.3	Einordnung der Fahrzeug- und Lenkungs-konzeption des Versuchsfahrzeugs mit Stachelwalzenantrieb	43
2.4	Theoretische Grundlagen der zum Einsatz kommenden Steuerungs- und Messtechnik	44
2.4.1	CAN-Bus	44
2.4.2	Grundlagen zur Anwendung von Dehnungsmessstreifen zur Ermittlung von Materialdehnungen und -spannungen	57

3	Material und Methoden	71
3.1	Beschreibung der Q1-Antriebsachse	71
3.1.1	Mechanischer Aufbau	71
3.1.2	Hydraulik	75
3.1.3	Elektrik und Elektronik	81
3.2	Sensorik und Messtechnik	81
3.2.1	CANopen compact controller	81
3.2.2	Lenkwinkelsensor	83
3.2.3	Radimpulszähler	84
3.2.4	Navigationsmodul	84
3.2.5	Kraftaufnehmer HBM U1	87
3.2.6	Messverstärker und Datenlogger SoMat eDAQ	88
3.2.7	Dehnungsmessstreifen	94
3.3	Versuchsplan	95
3.4	Überprüfung der Dehnungsmessstreifen	96
3.4.1	Versuchsanordnungen	96
3.4.2	Qualitative Bewertung	100
3.4.3	Quantitative Bewertung	102
3.5	Nutzung der DMS-Signale für die Bestimmung der Hauptspannungen	110
3.5.1	Berechnung der Hauptspannungen aus drei Dehnungskomponenten	110
3.5.2	Ergebnisse der Biegungsversuche bezüglich der Hauptspannungen und deren Richtungen	111
4	Ergebnisse	119
4.1	Ergebnisse Teil 1: Versuchsträger	119
4.1.1	Mechanische Koppelung der Antriebsachsen	119
4.1.2	Hydraulische Koppelung und Lenkung des Versuchsträgers	121
4.1.3	Steuerungsprogramm	126
4.2	Ergebnisse Teil 2: Fahrversuche	144
4.2.1	Synchronisierung und Strukturierung der Messdaten	144
4.2.2	Grafische Aufbereitung der Messdaten	151
4.2.3	Versuchsprojekte p150 und p160: Vergleich zwischen Skid- und Knicklenkung	153
4.2.4	Versuchsprojekte p330–p332: Lenkwinkelregler und Stromteiler	156
4.2.5	Versuchsprojekt p390: Autonavigation	156
4.2.6	Übersichtsdiagramme Schlupf und Materialbelastung	156
5	Diskussion	163
5.1	Eignung der Q1-Antriebsachse für die Verwendung im fahrerlosen Trägerfahrzeug für Weinbausteillagen	163
5.2	Unterschiede in der Materialbelastung beim Lenken mit Skid- und Knicklenkung	165
5.3	Eignung der Lenksysteme für ein Trägerfahrzeug mit Stachelwalzen für Weinbausteillagen	167

6 Zusammenfassung	169
7 Summary	171
Literatur	173
Anhang	
A Versuchsnotizen (Run-Descriptions)	187
B Ramer-Douglas-Peucker-Algorithmus	195
C Auswertungsdiagramme Rohdaten	197
D Beispiel-Skript zur DMS-Bewertung mittels linearer Regression	203
E Ergebnistabellen der quantitativen DMS-Bewertungen	205
F Auswertungsdiagramme Hauptspannungen	211
G Ergebnistabellen der Fahrversuche	215
H Auswertungsdiagramme Fahrversuche	219

Abbildungsverzeichnis

1.1	Methoden- und Zielkonzeption der Arbeit	3
2.1	Carraro Mach 4	29
2.2	Radlastausgleich	32
2.3	Tournapull Earth-scraper mit passiver Knicklenkung	34
2.4	Nutzungsmöglichkeiten einer Knickgelenkkonstruktion mit vier Freiheitsgraden	37
2.5	Dehnungs-Spannungs-Diagramm für zähes und sprödes Material	62
2.6	Anschluss-Schemata der Brückenschaltungsvarianten	64
2.7	Abhängigkeit der scheinbaren Dehnung ε_s eines DMS von der Temperatur	66
2.8	Anschluss-Schemata einer Viertelbrücke in Zwei- und Dreileiterschaltung	68
3.1	Brielmaier Q1-Einachsmäher	71
3.2	Innerer Aufbau der Q1-Antriebsachse	72
3.3	Längsachse im Mittelsegment der Antriebsachse	73
3.4	Hydraulikplan der Q1-Antriebsachse (stark vereinfacht)	76
3.5	Kennfeld der Torqmotoren	77
3.6	Hydraulikplan der Q1-Antriebsachse	78
3.7	Schaltplan Elektrik Einachsmäher Q1	82
3.8	CANopen compact controller	83
3.9	Lenkwinkelsensor	83
3.10	Radimpulszähler	85
3.11	Navigationsmodul	86
3.12	Kraftmessdose für die Kalibrierversuche	87
3.13	Transformationsschritte einer DMS-Messung	88
3.14	eDAQ-Messverstärker und Datenlogger	89
3.15	TCE Software zur Konfiguration der Messbrücken	91
3.16	Fehlerhafte Messdatenaufzeichnung aufgrund des Aliasing-Effekts	93
3.17	Lage und Indizierung der Dehnungsmessstreifen	94
3.18	DMS 5 und DMS 7 nach der Klebung	95
3.19	Versuchsordnung für horizontale und vertikale Biegung	98
3.20	Versuchsordnung für vertikale Biegung mit Hilfe von Gewindestangen	99
3.21	Versuchsordnung für Torsion	99
3.22	Versuchsordnung für Längszug	99
3.23	Versuchsordnung für den Seitenzugversuch	100
3.24	Übersichtsdiagramm zur qualitativen Bewertung der DMS	101
3.25	Äußeres und inneres Kräftesystem bei horizontaler Biegung	104

3.26	Äußeres und inneres Kräftesystem bei vertikaler Biegung	104
3.27	Äußeres und inneres Kräftesystem bei vertikaler Biegung mittels Gewindestangen	105
3.28	Äußeres und inneres Kräftesystem beim Seitenzugversuch	107
3.29	Ergebnisdiagramm Versuch „seitliche Biegung“: Regressionsergebnis	109
3.30	Diagramme zu Größen und Richtungen der Hauptspannungen im Längszugversuch	113
3.31	Diagramme zu Größen und Richtungen der Hauptspannungen im Biegeversuch (vertikal)	114
3.32	Diagramme zu Größen und Richtungen der Hauptspannungen im Biegeversuch (horizontal)	115
3.33	Diagramme zu Größen und Richtungen der Hauptspannungen im Torsionsversuch	117
4.1	Versuchsträger Geisi Typ I	119
4.2	Versuchsträger Geisi Typ II	120
4.3	Versuchsträger Geisi Typ III	120
4.4	Hydraulikmotoren in Reihen- und Parallelschaltung	122
4.5	Hydraulischer Stromteiler als Differentialsperre	123
4.6	Räumliche Darstellung der Anordnung der Hydraulikkreise für Skid- und Knick- lenkung	124
4.7	Wirkungsweise der passiven Knicklenkung	125
4.8	Räumliche Darstellung der Anordnung der Hydraulikkreise für den dreiachsigen Versuchsträger	127
4.9	Komponenten der Q1-Steuerung im Originalzustand	128
4.10	Erweiterte Komponenten der Geisi-Steuerung (ohne Messtechnik)	129
4.11	Verteilung und Verbindung der CAN-Bus-Teilnehmer auf dem Versuchsträger .	130
4.12	Messdiagramm zur Analyse des Steuerungsablaufs (Beispiel)	132
4.13	Statusdiagramm der Steuerungssoftware	133
4.14	Aufbau und Konsolidierung einer Entscheidungstabelle (rule table)	134
4.15	Entscheidungstabelle aus dem Quellcode	135
4.16	Programmfenster des <i>qGeisi</i> -Steuerungsprogramms (Startansicht)	136
4.17	Ablaufplan zur Lenkwinkelberechnung	139
4.18	Programmfenster des <i>qGeisi</i> -Steuerungsprogramms: PID-Regler	140
4.19	<i>qGeisi</i> -Steuerungsprogramm: Reiter <i>Messung</i> und <i>MessgOpts</i>	143
4.20	<i>qGeisi</i> -Steuerungsprogramm: Reiter <i>Navi</i>	144
4.21	Ordnerstruktur für die Messdaten	145
4.22	Zeitsysteme und gegenseitige Umrechnung	146
4.23	Informations- und Datenstruktur eines vollständig in GNU Octave importierten Messprojekts	148
4.24	Schritte zur Konvertierung und Synchronisierung der Messdaten	150
4.25	Import und Zusammenführung der Messdaten in ein GNU Octave Messprojekt	151
4.26	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler	154
4.27	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Skidlenkung	155
4.28	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung mit Lenkwinkelregler, ohne Strom- teiler	157

4.29	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung mit Lenkwinkelregler, mit Stromteiler	158
4.30	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung, AB-Linie mit GPS-Navigation	159
4.31	Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: Schlupf bei Skidlenkung	160
4.32	Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: Schlupf bei Knicklenkung mit Stromteiler	161
4.33	Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: Schlupf bei Knicklenkung ohne Stromteiler	161
4.34	Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: durchschnittliche Materialbelastung	162
4.35	Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: maximale Materialbelastung	162
B.1	Effekt des Ramer-Douglas-Peucker-Algorithmus	196
C.1	Rohdatendiagramm Längszugversuch mit überlagerten Schwenkbewegungen	198
C.2	Rohdatendiagramm Torsionsversuch	199
C.3	Rohdatendiagramm Biegungsversuch vertikal	200
C.4	Rohdatendiagramm Biegungsversuch horizontal	201
C.5	Rohdatendiagramm Versuch zur Simulation eines Beladungszustands	202
F.1	Hauptspannungen Torsionsversuch	212
F.2	Hauptspannungen Biegung horizontal	213
F.3	Hauptspannungen beim Versuch zur Simulation eines Beladungszustands	214
H.1	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler, Run 03	220
H.2	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler, Run 05	221
H.3	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler, Run 08	222
H.4	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Skidlenkung, Run 12	223
H.5	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Skidlenkung, Run 20	224
H.6	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung mit Lenkwinkelregler, Run 07	225
H.7	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung mit Lenkwinkelregler, Run 08	226
H.8	Ergebnisdiagramm Fahrversuch Knicklenkung, AB-Linie mit GPS-Navigation, Run 14	227

Tabellenverzeichnis

2.1	Steigfähigkeit von Kleingeräteträgern auf unterschiedlichen Böden	10
2.2	Einordnung unterschiedlicher Steillagenbearbeitungsansätze	24
3.1	Ventilstellungen und resultierende Fahrstufen	76
3.2	Regressionsergebnis für Biegungsversuch p200, Run 13	108
4.1	Mögliche Zeitangaben für die Synchronisierung von Messdaten unterschiedlicher Messsysteme	147
E.1	Regressionsergebnis Lastfall Seitenzug links	206
E.2	Regressionsergebnis Lastfall Seitenzug rechts	206
E.3	Regressionsergebnis Lastfall Längszug	207
E.4	Regressionsergebnis Lastfall Torsion	208
E.5	Regressionsergebnis Lastfall Biegung horizontal	208
E.6	Regressionsergebnis Lastfall Biegung vertikal nach oben	209
E.7	Regressionsergebnis Lastfall Biegung vertikal nach unten	209
E.8	Regressionsergebnis Lastfall Biegung vertikal mittels Gewindestangen, Antriebs- achse am Holm	210
E.9	Regressionsergebnis Lastfall Biegung vertikal mittels Gewindestangen, Antriebs- achse demontiert	210
G.1	Ergebnistabelle Fahrversuche Knicklenkung vs. Skidlenkung	217
G.2	Ergebnistabelle Fahrversuche Knicklenkung mit Lenkwinkelregler und Stromteiler	218

Abkürzungsverzeichnis

AD-Wandler Analog-Digital-Wandler

BEH Bedienheit oder Bedienteil des Brielmaier Q1 Einachsmähers, mit Bedientasten, Statusanzeige und Mikroprozessor zur Steuerung des Mähers

CAN Controller Area Network

CCC CANopen compact controller: Modul zur Umsetzung von Informationen auf dem CAN-Bus in elektrische Signale und umgekehrt

CiA CAN in Automation e. V.

CRC Cyclic Redundancy Check

DGPS Differential GPS, verbesserte GPS-Positionsbestimmung mit Hilfe einfacher Differenzdaten

DLG Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft

DMS Dehnungsmessstreifen

EDS Electronic Data Sheet: in einer Datei gespeichertes Objektverzeichnis einer CANopen Komponente

GLONASS GLOBal NAVigation Satellite System, russisches GNSS

GNSS Global Navigation Satellite System: Satellitensystem zur Positionsbestimmung, mit globaler Abdeckung

GPS Global Positioning System, GNSS der USA

IDE Identifier Extension

ID Identifier: eindeutige Erkennungsnummer einer CAN-Nachricht mit definiertem Inhalt

IDS Inovel Data Sheet: Parameter-Datensatzdatei für inovel-Steuerungskomponenten

NMT Netzwerkmanagement: Funktionen des CANopen-Protokolls zur Steuerung der Bus-Teilnehmer

NRZ Non Return to Zero

OD	Objektverzeichnis (Object Directory): zentrale Verzeichnisstruktur eines CANopen-Teilnehmers für Mess-, Steuerungs- und Konfigurationsdaten
PDO	Prozessdaten-Objekt: Nachricht im CANopen-Protokoll mit vordefiniertem Inhalt zur nicht zielgerichteten Datenverbreitung
PflSchG	Pflanzenschutzgesetz
PID-Regler	Regler mit proportionalem, integrierendem und differenzierendem Anteil in der Reglerantwort zum Ausgleich einer Störung
RMS	Raupen-Mechanisierungs-System
RTK	Realtime Kinematik, Korrekturdaten-basiertes Verfahren zur hochgenauen GNSS Positionsbestimmung in Echtzeit, auch während sich der Empfänger in Bewegung befindet.
RTR-Bit	Remote Request
SDO	Servicedaten-Objekt: CANopen-Objekt zur Konfiguration und Abfrage der Objektverzeichniseinträge der Bus-Teilnehmer
SMS	Seilzug-Mechanisierungs-System
SRR-Bit	Substitute Remote Request
TSIP	Trimble Standard Interface Protocol
VEH	(Ventil-)Steuereinheit des Brielmaier Q1 Einachsmähers, zur Umsetzung von CAN-Bus Steuerungsbotschaften in Steuerspannungen für die elektrohydraulischen Ventile
VLV	Very Low Volume
WAAV	Wheeled Active Articulated Vehicles – Radfahrzeuge mit aktiv bewegten Gelenken

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Weinbau zählt in der Systematik der landwirtschaftlichen Pflanzenproduktionsbereiche aufgrund seiner hohen Arbeits- und Kapitalintensität zu den Sonderkulturen. Wie der Begriff des Weinbergs schon impliziert, findet Weinbau oftmals nicht in der Ebene statt, sondern auf geneigten Flächen an Hügeln, Bergen und Flusstälern. Für andere Kulturen waren diese Flächen meist nicht anbauwürdig, während sich mit Weinbau die dort gegebenen Standortfaktoren, wie Bodenbedingungen, Mikroklima und Sonneneinstrahlungsverhältnisse, bestmöglich nutzen ließen. Daraus entstanden über die vergangenen Jahrhunderte besonders in steilen Lagen prägende Kulturlandschaften, von denen europaweit inzwischen zahlreiche Regionen zum Weltkulturerbe zählen.

Formal betrachtet spricht die WEINVERORDNUNG (1995) in §34b von Steillagen ab 30 Prozent Hangneigung. Wenn im Rahmen dieser Arbeit von Steillagen die Rede ist, sind damit in der Regel *extreme* Steillagen mit Hangneigungen von etwa 50 bis 100 Prozent gemeint, die sich dadurch auszeichnen, dass sie nicht mehr mit Standardschmalspurtraktoren bewirtschaftet werden können. Deshalb kann verbreitete, bewährte und entsprechend finanziell tragbare Mechanisierungstechnik nicht zum Einsatz kommen. Seit jeher wird diesem Umstand in der Weise begegnet, dass den Winzern und ihren zur Verfügung stehenden Arbeitskräften extreme Arbeitsbedingungen zugemutet werden. Diese sind einerseits geprägt von großen körperlichen Anstrengungen, die notwendig sind, um sich im Steilhang zu bewegen, andererseits aber auch von nicht zu unterschätzenden Gesundheits- und Unfallrisiken. Die im Laufe der letzten Jahrzehnte unternommenen vielfältigen Versuche, Mechanisierungslösungen zu entwickeln, um die Risiken und Belastungen im Steillagenweinbau zu verringern, haben nur bedingt zum Erfolg geführt und sind mit ausgeprägten Nachteilen verbunden. In der Folge ist allein in Deutschland zwischen 1973 und 2003 ein Rückgang des Steillagenanteils von knapp einem Drittel auf weniger als ein Zehntel der gesamten Rebfläche zu verzeichnen. Auch seit 2003 sind die Anbauflächen rückläufig (RÜCKRICH, 2016).

Ein neuer Ansatz zur Steillagenmechanisierung basiert auf einem mittels Stachelwalzen angetriebenen, selbstfahrenden und fahrerlosen Trägerfahrzeug. Die Stachelwalzen des Brielmaier-Einachsmähers Q1 mit innenliegenden Antriebsaggregaten versprechen sehr gute Traktionseigenschaften bei gleichzeitig sehr niedrigem Schwerpunkt. Aufgrund dieser Eigenschaften können extreme Steillagen auch ohne Seilzugunterstützung sicher befahren werden. Dadurch erübrigt sich die Notwendigkeit, wegen des Seils in derselben Zeile bergauf und bergab fahren und so zahlreiche Leerfahrten in Kauf nehmen zu müssen. Weil sich außerdem aufgrund der Konzeption als fahrerloses Fahrzeug der Bediener nicht mehr im unmittelbaren Gefahrenumfeld oder gar auf der Maschine aufhalten muss, können Unfall- und Kontaminationsrisiken mit Pflanzenschutzmitteln für den Anwender drastisch reduziert werden.

Die vorliegende Arbeit stellt die wissenschaftliche Begleitung der Realisierung des „Geisi“ genannten Stachelwalzen-Trägerfahrzeugs dar. Dabei wird zunächst in einer eingehenden Literaturrecherche zur Geschichte und den technischen Entwicklungen der Steillagenmechanisierung im Weinbau einerseits, aber auch zu weltweiten Forschungsergebnissen aus den Bereichen Lenkung, Traktion und fahrerlose Fahrzeuge andererseits, die Neuartigkeit des vorgestellten Ansatzes nachgewiesen und die zur Anwendung kommenden Grundlagen der verwendeten Mess- und CAN-Bus-Technik beschrieben. Der anschließende Versuchsträgeraufbau, die Entwicklung der Steuerungssoftware, die Installation und Überprüfung der Messtechnik und die Methodik zur Aufbereitung und zeitlichen Synchronisation der Messdaten bilden zwar die Grundlage für die Durchführung der Fahrversuche, mussten jedoch im Rahmen der Arbeit zunächst erst entwickelt werden.

Dies führt zur Struktur der Methoden- und Zielkonzeption der Arbeit, wie in Abbildung 1.1 dargestellt. Dieses Schaubild verdeutlicht die inneren Zusammenhänge der bearbeiteten Sachverhalte. Wie im Schaubild erkennbar, lassen sich die Themen nicht in formal linearer Reihenfolge behandeln, ohne empfindliche inhaltliche Brüche zu erzeugen, die die Nachvollziehbarkeit wichtiger Aspekte deutlich erschweren würden. Dies ist der genannten Tatsache der vorangestellten Material- und Methodenentwicklung geschuldet. In Einzelfällen werden daher zugunsten einer schlüssigen inhaltlichen Abfolge Unterkapitel an anderer Stelle platziert als formal üblich.¹

Die der Methoden- und Zielkonzeption zugrunde liegenden Fragestellungen, die im Verlaufe dieser Arbeit beantwortet werden sollen, lassen sich in Form der folgenden drei Thesen zuspitzen und konkretisieren:

1. Die CAN-Bus-Steuerung und das hydraulische Antriebssystem des Q1-Einachsmähers ermöglichen es, dessen Antriebsachse als Basiskomponente für ein zwei- oder dreiachsiges Trägerfahrzeug mit Skid- oder Knicklenkung zu verwenden. Die Lenkbefehle können darüber hinaus mittels einer Fernsteuerung an das Fahrzeug übermittelt oder durch ein handelsübliches ISOBUS-Navigationsmodul auf dem Fahrzeug generiert werden, so dass ein fahrerloser Betrieb möglich ist.
2. Bedingt durch die Bauform der Q1-Antriebsachse kommt für den Versuchsträger nur eine Skid- oder eine Knicklenkung in Frage. Mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen lassen sich Unterschiede in der Materialbelastung beim Lenken mit den beiden Lenksystemen nachweisen. Es wird davon ausgegangen, dass die Skidlenkung sowohl mit höherer Materialbelastung als auch mehr Radschlupf einhergeht.
3. Dennoch ist die Skidlenkung im Weinbau zu bevorzugen, da sie
 - a) sehr wendig ist und theoretisch ein Drehen auf der Stelle ermöglicht.
 - b) passend zu den gerade verlaufenden Rebzeilen stabile Geradeauslaufeigenschaften besitzt.

¹Die Abschnitte 3.4.3.4 und 3.5.2 befinden sich trotz ergebnishaftem Charakter noch im Bereich „Material und Methoden“, Abschnitt 4.1.3.1 hingegen trotz seiner Eigenschaft als Beschreibung eines Ausgangszustands zur besseren Nachvollziehbarkeit unmittelbar vor dem anschließend beschriebenen Ergebnis, also im Kapitel „Ergebnisse“.

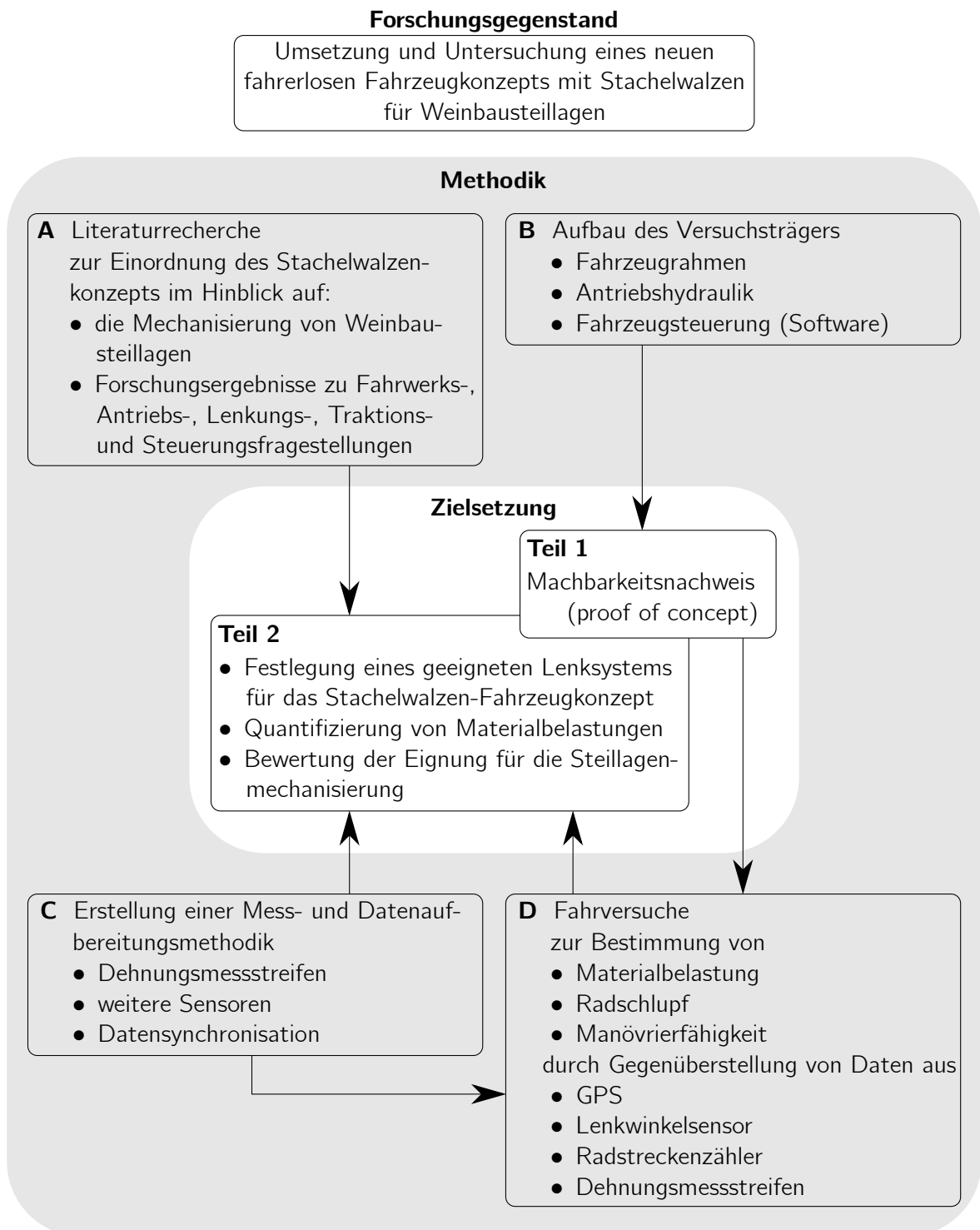


Abbildung 1.1: Methoden- und Zielkonzeption der Arbeit zur Verdeutlichung der inhaltlichen Zusammenhänge der bearbeiteten Teilthemen. Hingewiesen sei besonders auf Zielsetzung Teil 1 sowie Methodik C: beide sind in Teilen sowohl dem Aspekt „Material und Methoden“ als auch dem Aspekt „Ergebnis“ zuzuordnen.

2 Literaturübersicht und Stand der Technik

2.1 Entwicklung der Steillagenmechanisierung

2.1.1 Bergbauernwirtschaft (vor 1960)

Auch wenn die Umstände und Bedingungen des Steillagenweinbaus über weite Teile nicht unbedingt deckungsgleich sind mit denen der alpinen Bergbauernwirtschaft, so lohnt es sich doch, einen Blick über den Tellerrand hinaus zu werfen. Dabei stößt man unweigerlich auf einige Schriften von LÖHR, der beispielsweise im Jahr 1951 einen eindringlichen Artikel über die „Kritik und Leistungen des Bergbauerntums“ verfasst hat. Schon in dieser Zeit musste offensichtlich einer sich ausbreitenden Meinung entgegengewirkt werden, nach der es für eine Gesellschaft sicher kein großer Schaden, vielleicht sogar ein Gewinn wäre, wenn unrentable Bergwirtschaften aufgegeben und die freiwerdenden Arbeitskräfte in anderen Branchen gewinnbringender eingesetzt würden. Neben verschiedenen Argumenten ökonomischer, demografischer und biologischer Art rückt LÖHR insbesondere den kulturellen Aspekt in den Vordergrund: „Gerade in der Verteidigung des [bis an das äußerste Limit der überhaupt bewirtschaftbaren Flächen (Anm. d. Autors)] vorgeschobenen Hofes offenbart sich die Kulturkraft am deutlichsten.“ Der Begriff der Kultur entstammt dem lateinischen Wort *cultura*¹, das übersetzt wird mit Bearbeitung, Pflege, Bebauung, Anbau, Ausbildung, Veredelung, Verehrung. Gerade in unwirtlichen Gegenden, in denen der Mensch sich auf nicht viel verlassen kann und auf seine ureigenen Fähigkeiten und seine Willensstärke angewiesen ist, kommen Dinge zum Vorschein, die nicht in ökonomischen Werten auszudrücken sind, deren Bedeutung aber tief im Menschen verwurzelt ist. Nicht umsonst drängt es Menschen auf der Suche nach Erholung, nach Besinnung, nach Lebenskraft ans Meer, in die Weite, vielleicht gar in die Wüste und oftmals bezeichnenderweise in die Berge.

In einer Schrift von 1952 geht LÖHR auf die vielseitigen „Mikroklimata“ ein, die sich aus der vielseitigen Zusammensetzung sonniger, schattiger, windiger und windgeschützter und wetterzu- und -abgewandter Hanglagen ergeben, und die eine äußerst diversifizierte Flora und Fauna auf engem Raum zur Folge haben. Diese „Naturfaktoren“ sind es wert, genutzt zu werden, und für LÖHR ist es geradezu der Inbegriff des Wirtschaftens, dass solche brachliegenden Faktoren durch „beharrlich[es]“ Verbessern der hinderlichen Umstände aktiviert und rentabel gemacht werden. Für ihn ist klar, dass es nicht sinnvoll ist, den unter extremen Bedingungen wirtschaftenden Bauern Vorschriften zu machen, welche Betriebszweige in welchen Lagen sie zu tun und zu lassen hätten, sondern es müssen Anreize in Form von Maßnahmen geschaffen werden, die es ermöglichen, auch unter widrigen Bedingungen überlebensfähig zu wirtschaften.

Das Hauptaugenmerk LÖHRs für die Unterstützung der Bergbauernwirtschaft liegt in der Etablierung seilzuggebundener Verfahren. Nachdem in der Heubergung im Gebirgssteillhang schon

¹vgl. <http://de.pons.eu/latein-deutsch/cultura>

länger die in einem Artikel von 1954 beschriebenen „Seilriesen“ zum Einsatz kamen, die aus einem den Hang hinabgespannten Stahlseil bestanden, an dem an einfachen Stahlhaken oder -rollen die Heubündel eingehängt und talwärts geschickt wurden, ermöglichte die zunehmende Verbreitung von Verbrennungs- und Elektromotoren inzwischen auch aktive Systeme. Dabei handelt es sich nicht nur um Seilbahnen zur Beförderung von Personen und Material. Die von LÖHR 1950 verfasste „Anleitung zu allen Feldarbeiten am Steilhang im Falllinienseilzug“ bezieht sich auf ein „Universalgerät für den Bergbauern“, das bis 1949 „zum Pflügen, Häufeln, Hacken und Roden im Mitfahrerzug“ entwickelt wurde. LÖHR beschreibt ausführlich verschiedene Anordnungsmöglichkeiten der Seilwinde und diverser Umlenkrollen, um die seilzugbasierte Felderbewirtschaftung in Falllinie mit einer am Hof, am Feldrand oder an der Feldstirnseite positionierten Winde zu organisieren. Hierbei stehen jeweils die Faktoren Zugänglichkeit zum Feld, Mobilität der Winde und die jeweils gegebenen Verankerungsmöglichkeiten im Vordergrund. Genauso wichtig ist der Aspekt, wie möglichst rationell die bei jedem Furchen- oder Fahrspurwechsel erforderliche seitliche Verschiebung der entsprechenden Umlenkrolle oder der Seilwinde stattfinden kann. In einer Randnotiz wird hier auch ein „Weinbergknecht“ der Fa. Pohlig AG Leibnitz erwähnt, als Beispiel für eine mobile Winde mit „bescheidenen Abmessungen“, die durch „schistockartige Stützstreben“ im Boden verankert wird.

In einem Ergänzungsband stellt LÖHR 1957 weitere Entwicklungsstufen der Seilzugtechnik dar, insbesondere mechanische seilbasierte Windenfernsteuerungen und erste kabelgebundene elektrische Steuerimpulsübertragungsmöglichkeiten. Außerdem widmet er dem „Bodenseilzug im Weinbergbetrieb“ ein eigenes Kapitel, in dem er auf die Voraussetzungen bezüglich der Rebanlagen, aber auch der Qualifikation und Einstellung der Winzer eingeht und einige Pflug-, Eggen-, Hack- und Transportgeräte vorstellt. Nach LÖHRs Erfahrung wird durch den indirekten Seilzug eine Arbeitszeitreduzierung um mehr als die Hälfte, von 4000 bis 5000 Stunden je Hektar auf 1800 bis 2000 Stunden möglich.

Rückblickend bescheinigt auch SIEG 1981 der Seilzugtechnik eine große Anwenderakzeptanz und in den Nachkriegsjahren gute Entwicklungsfortschritte, die letztlich aber zum Erliegen kamen. Denn der bergbäuerliche Strukturwandel brachte die überwiegende Aufgabe ackerbaulicher Betriebszweige zugunsten der Grünlandwirtschaft mit sich, und diese wiederum konnte durch Seilzugverfahren nicht sinnvoll rationalisiert werden. Stattdessen werden nun eigenmotorisierte Geräte favorisiert. In der Folge gibt es eine Vielzahl von Fahrzeugentwicklungen für die Steilhang-Grünlandwirtschaft. An deren Anfang stehen, grob vereinfacht, einachsige Motorbalkenmäher, gefolgt von breitspurigen Motormähern. Die nächste Stufe, gekennzeichnet durch Bandrechenversätze mit vorauslaufenden Stützrädern anstelle des Messerbalkens, könnte man als eineinhalb-achsig bezeichnen, bis schließlich die Entwicklung zweiachsiger Geräte einsetzt. SIEG stellt beispielsweise mit dem Rasant MM1 eine sehr frühe Entwicklung vor, bei dem ein einachsiger Motormäher um ein wannenförmiges Chassis mit Fahrerplatz und eine Hinterachse erweitert wird. Gelenkt wird dieses Fahrzeug durch Abbremsen der linken oder rechten Räder.

2.1.2 Voraussetzungen für die Mechanisierung von steilen Rebflächen

Die aus der alpinen Berglandwirtschaft stammende Seilzugmechanisierung ist überwiegend auf die Bodenbearbeitung ausgelegt. Dies passt bis Anfang der siebziger Jahre gut zum Weinbau,

in der bis zu dieser Zeit die Meinung vorherrscht, fünf bis acht Durchgänge an Bodenbearbeitung seien für die gute fachliche Weinbaupraxis erforderlich. ISERMEYER (1976) verweist jedoch auf inzwischen erarbeitete Forschungsergebnisse, die deutlich verringerte Bodenbearbeitungsmaßnahmen, dafür aber die Etablierung von Begrünungen nahelegen. Die Abnahme der Ackerbauwirtschaft zugunsten der Grünlandnutzung ist jedoch auch aus der alpinen Berglandwirtschaft schon bekannt (SIEG, 1981), so dass es wiederum möglich ist, dortige Entwicklungen als Ausgangspunkte für Mechanisierungslösungen im Weinbau zu nutzen. Allerdings spricht ISERMEYER (1976) auch ausdrücklich das für einen Mechanisierungsfortschritt sehr große Hemmnis der damals üblichen Zeilenbreite von 1,20 m in Seilzuglagen an und fordert, dass in diesen Lagen zumindest 1,60 m anzustreben wären.

2.1.3 Entwicklungen ab 1975

2.1.3.1 Seilbahnen, Aufzüge, Einschienenbahnen

Mitte der siebziger Jahre werden verstärkt Untersuchungen zu Seilbahnen, Aufzügen und Einschienenbahnen angestellt. Mit diesen Verfahren können prinzipbedingt keine Weinbaumaßnahmen als solche durchgeführt werden. Dennoch ist „die Verbesserung der Bewirtschaftungsverhältnisse in den Steillagen [...] in erster Linie ein Transportproblem“, so die Einschätzung von JUNGER (1976), die sich auf terrassierte Rebanlagen bezieht. BÄCKER stellt 1980 umfangreiche Untersuchungsergebnisse und Praxiserfahrungen mit Einschienenbahnen dar, deren Vorteile gegenüber Schwebeseilbahnen und technisch sehr aufwendigen Schrägaufzügen vor allem darin liegen, dass sie gebogene und über Weichen verzweigbare Linienführungen erlauben und außerdem für den Personentransport zugelassen sind.

2.1.3.2 Herausforderungen für den Seilzug

SCHENK und CAPPEL (1974) geben eine sehr ausführliche und detaillierte Beschreibung der bis Mitte der 1970er Jahre verfügbaren Weinbau-Steillagenteknik heraus, einschließlich umfassender technischer Daten. Der erste Schwerpunkt liegt dabei auf den einzelnen Komponenten für die Seilzugtechnik, ein weiterer auf den Möglichkeiten des Pflanzenschutzes, von der Schlauchspritzen über kleine, meist einachsige selbstfahrende Sprühgeräte, bis hin zu Weitsprühkanonen, Großraumsprühgeräten und Hubschrauberspritzen. RÜHLING stellt 1976 fest, dass für eine weitere Mechanisierung der Steillagen in Falllinie, die über die bisherigen Sitzpflüge und deren Modifikationen hinausgeht, zwei Grundaussgangsvoraussetzungen unabdingbar sind: Vor dem Hintergrund, dass Weinbau erst aufgrund der großen Ausprägung der dritten Dimension zum Steillagenweinbau wird, werden den Anforderungen dieser dritten Dimension der Höhe immer durch zusätzliche technische Aufwendungen Rechnung getragen werden müssen. Diese zusätzlichen Maßnahmen verursachen einerseits, im Zusammenspiel mit dem begrenzten Absatzmarkt für diese Spezialprodukte, *immer* im Vergleich zu Direktzuglagen höhere Kosten. Zum anderen erachtet RÜHLING (1976) eine Erhöhung des Zeilenabstands auf 1,5 m bis 1,6 m für unabdingbar. Eine Erhöhung darüber hinaus scheint zum damaligen Zeitpunkt nicht sinnvoll, da mit den Seilzuggeräten größere Breiten nicht mehr in einer einzelnen Überfahrt zu schaffen wären.

RÜHLING (1976) beleuchtet den damaligen Stand verschiedener Mechanisierungsansätze, die den Arbeitsaufwand in Steillagen verringern sollen:

- Neben der bislang vorherrschenden Mechanisierung von Boden- und Transportarbeiten sollten Geräte entwickelt werden, die Arbeitsgänge mechanisieren, die bisher noch in Handarbeit stattfinden, beispielsweise Laubschnitt, Heften, Herbizidapplikation, Mulchen oder Rebholz häckseln. Dass hier bislang keine große Entwicklung stattgefunden hat, ist nach RÜHLING dem Umstand geschuldet, dass solche Geräte Antriebsformen brauchen, die nicht über das Zugseil zu übertragen sind. Das am Zugseil hängende Arbeitsgerät, der Satellit, benötigt also einen eigenen Antriebsmotor.
- Da im Steillagengelände robuste, handliche und flexible Antriebe benötigt werden, werden auch die Einsatzmöglichkeiten von Elektromotoren diskutiert. Jedoch wird bei näherer Betrachtung schnell deutlich, dass die Bereitstellung flächendeckender Anschlussmöglichkeiten in ganzen Rebflächengebieten erstens aus Investitions-, zweitens aus Betriebskostengründen nur in eng begrenzten Ausnahmesituationen möglich wäre. Aber selbst wenn dies gelänge, würde es noch einen großen Entwicklungsaufwand bedeuten, entsprechende elektrisch betriebene Maschinen bereitzustellen, die zusätzlich zur bisherigen mechanischen Ausrüstung angeschafft werden müssten.
- In der Optimierung der bisherigen Seilzugverfahren durch größere Leistungen und Geschwindigkeiten oder Gerätekopplungen sieht RÜHLING (1976) kaum Einsparungspotential. Die Hauptverlustzeiten bei den Seilzugverfahren liegen in der Zeilenumsetzung des Arbeitsgeräts und in den Talfahrten, die systembedingt meist Leerfahrten darstellen. Die einzige relevante Einsparungsmöglichkeit würde nach RÜHLING darin bestehen, durch neue (Funkfern-)Steuerungstechnik das Seilzugsystem mit einer einzigen Arbeitskraft vollständig bedienbar zu machen, anstatt wie bisher mit zwei Arbeitskräften, nämlich jeweils einer für die Winde und der anderen für das Arbeitsgerät.
- Der Versuch der Einsparung der zweiten Arbeitskraft in Kombination mit dem sich herauskristallisierenden Bedarf eines Antriebsmotors auf dem Arbeitsgerät legt die Nutzung von sogenannten Hangelwinden nahe. Diese Winden befinden sich nicht mehr an einem am oberen Zeilenende stehenden Windenfahrzeug, sondern sind am Arbeitsgerät installiert, welches sich mittels der Winde am oben fixierten Seil bergauf „hangelt“. Nichtsdestotrotz sind auch bei diesen konstruktiven Maßnahmen noch weiterführende Schritte erforderlich, die das Umsetzen des Arbeitsgeräts von einer Zeile zur nächsten mit geringem Aufwand ermöglichen.
- Eine wichtige Strategie ist ebenfalls, in der Vergangenheit dem Seilzug vorbehaltenen Flächen auch dem Direktzug zugänglich zu machen. Einerseits gibt es laut RÜHLING (1976) hier viele Erfolge durch bauliche Maßnahmen an der Geländeform. Andererseits sind RÜHLINGs Berechnungen zufolge zusätzliche Fortschritte seitens der für Rebflächen geeigneten Traktoren physikalisch weitgehend ausgeschöpft. Hierbei ist der begrenzende Faktor allerdings nicht die Motorleistung, sondern die physikalisch mögliche Zugkraftübertragung.

Unterstützend könnten hier allenfalls zapfwellenbetriebene Anbaugeräte wirken, die mittels aktiver Bodenwerkzeuge eine zusätzliche Schubkraft erzeugen.

Zum letztgenannten Ansatz ist jedoch zu bedenken, dass zwar bergauf eine zusätzliche Schubkraft nützlich wäre, bergab müsste diese aber zu einer Bremskraft werden. Ein Anbaugerät in der Art einer Bodenfräse bräuchte daher sowohl einen Vor- und Rückwärtsgang als auch Bodenwerkzeuge, die für beide Drehrichtungen geeignet sind.

2.1.3.3 Terrabereifung und Direktzug

In den Jahren 1976 bis 1978 erfolgen ausführliche Untersuchungen zur Nutzbarkeit der neu auf dem Markt erschienenen Terrareifen. Die Einsatzaussichten im Steillagenweinbau eines jeweils mit Terrareifen ausgerüsteten Kleingeräteträgers und eines Bergschleppers bewertet RÜHLING (1976) aufgrund mangelnder Eignung der Terrareifen für die Zugkraftherzeugung noch eher zögerlich.

PREUSCHEN stellt 1977 eine Untersuchung vor, die zeigt, dass terrabereifte Fahrzeuge, die zudem mit einer zusätzlichen, neu konstruierten, am Dreipunkt angehängten und zapfwellengetriebenen Schubachse ausgerüstet sind, erheblich verbesserte Zugkräfte aufweisen. Er geht davon aus, dass mit einer solchen Kombination „50 Prozent der jetzt bewirtschafteten Steilhänge Direktzuglagen werden“ und der Seilzugweinbau zukünftig nur noch „5 bis 6 Prozent“ ausmachen wird. Bemerkenswert ist bei der Darstellung seiner Ergebnisse, dass er hierbei einen Schlupfbereich von knapp 30 bis fast 65 Prozent zugrunde legt. Gemäß vieler Untersuchungen liegt der Schlupf für optimale Zugarbeit im Bereich von zehn Prozent. Hier mit den drei- bis sechsfachen Werten zu kalkulieren, dürfte im Hinblick auf Bodenschonung, Reifenverschleiß und Kraftstoffverbrauch sehr negativ zu Buche schlagen. Das Konzept der Schubachse wird wenige Zeit später nicht weiter verfolgt (RÜHLING, 1980).

Detailliertere Messungen von BÄCKER und STRUCK (1978) mit einem Kleingeräteträger bestätigen aber ebenfalls, dass durch die Verwendung terrabereifter Fahrzeuge durchaus bisherige Seilzuglagen in Direktzuglagen überführt werden können. Ein wichtiger Teilaspekt der Messergebnisse ist die Beobachtung, dass die Terrareifen im Hinblick auf den *maximalen* Triebkraftbeiwert zwar nicht unter allen denkbaren Bedingungen besser abschneiden als Standard-Ackerschlepper-(AS-)Reifen. Jedoch liegen im für die Autoren entscheidenden Schlupfbereich zwischen zehn und 30 Prozent die Triebkraftbeiwerte der Terrareifen regelmäßig über denen der AS-Bereifung. Dies betrifft Versuche sowohl unter trockenen vs. feuchten und verdichteten vs. gelockerten Böden als auch Grasnarbe vs. Strohmulch. Die einzige Ausnahme bilden Versuche auf Betonfahrbahnen. Theoretische Berechnungen von BÄCKER und STRUCK (1978) ergeben maximale Steigfähigkeiten von 50 Prozent auf offenem, gelockertem Boden und ca. „80 % auf einer Grasnarbe“. Realistisch befahrbar dürften nach Meinung der Autoren begründete Steigungen bis etwa 60 Prozent sein.

1980 stellt RÜHLING fest, dass sich in dieser Zeit, aufgrund des guten Potentials an zusätzlicher Zugkraft und damit Steigfähigkeit durch die Terrareifen, die Fortschritte mehr auf die radgetriebenen Fahrzeuge konzentrieren, während bei den kettengetriebenen kaum Neuerungen

abzusehen sind. Aktuelle Entwicklungen sind von mehreren Herstellern lieferbare Kleingeräteträger, die sich durch folgende Charakteristik auszeichnen: die genannte Terrabereifung, eine Spurbreite von knapp unter einem Meter, Achsschenkel- und vereinzelt auch Allradlenkung, drei Anbauräume und der Fahrerplatz im vorderen Fahrzeugteil. Die mit diesen Geräteträgern erreichbaren Steigungen sind in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Tabelle 2.1: Steigfähigkeit von Kleingeräteträgern auf unterschiedlichen Böden (RÜHLING, 1980)

Schiefer-Verwitterungsboden	abgesetzt, verkrustet	65 %
	gelockert	50 %
Schiefer-Geröllboden		40–45 %
begrünter Boden	trocken	60 %
	nass	55 %

Mit dem sogenannten Weinberg-Trak greift RÜHLING (1980) eine Weiterkonstruktion des bei SIEG (1981) erwähnten Rasant MM1 (siehe Kapitel 2.1.1 auf Seite 6) auf, welcher für nochmals verbesserte Steigleistungen um eine dritte Achse erweitert wurde. Sowohl die Kleingeräteträger als auch der Weinberg-Trak können mit einer Hangelwinde ausgerüstet werden, wobei als Besonderheit beim Weinberg-Trak die Seilführung über einen auf Dachhöhe um 360 Grad drehbar angebrachten Schwenkarm erfolgt. Der Weinberg-Trak kann zwar unter günstigen Bedingungen „Steigungen bis nahezu 100 Prozent“ bewältigen, allerdings gibt es aufgrund seiner Herkunft aus der alpinen Grünlandwirtschaft kaum im Weinbau nutzbare Anbaugeräte, und die Außenbreite von 1,65 m im Zusammenspiel mit der Bremslenkung lässt einen sinnvollen Einsatz des Fahrzeugs erst ab einem zu dieser Zeit im Steilhang unüblichen Zeilenabstand von ca. 2,2 m zu.

2.1.3.4 Psychische und psychologische Aspekte

RÜHLING (1977) gibt zu bedenken, dass bei weiteren Mechanisierungsschritten in Richtung selbstfahrender Geräte mit Fahrerplatz für die extremen Steillagen über 60 Prozent Steigung auch die mentale Herausforderung berücksichtigt werden muss, die diese Situation für den Fahrer mit sich bringt. Dem ist in zweierlei Hinsicht zuzustimmen. Zunächst kann, je nach individueller Ausprägung von Schwindelfreiheit und Höhenangst, allein schon der Blick einen steilen Abhang hinunter ein sehr großer Stressauslöser sein, sogar auch dann, wenn man noch sicher oben steht. Zum andern sind alle Maßnahmen zur Verringerung von Schlupf und zur Erhöhung von Triebkraftbeiwerten und Grenzsteigungen ausgesprochen abhängig von Bodenart, Bodenbeschaffenheit, Bodenzustand und -feuchte, so dass besonders bei kleinräumigen Unterschieden dieser Faktoren stets damit gerechnet werden muss, dass das Fahrzeug möglicherweise unkontrollierbar ins Rutschen gerät. Auch diese beständige Anspannung ist ein nicht zu vernachlässigender Stressfaktor.

Begegnet werden könnte den genannten Stressfaktoren in erster Linie dadurch, dass der Bediener nicht mehr auf dem Gerät mitfahren muss. Auch PREUSCHEN (1977) liefert aus einem ganz anderen Blickwinkel ein Argument in dieser Richtung, indem er an die junge und junggebliebene Winzergeneration denkt, die, wie er es formuliert, „nicht auf einem Seilgerätchen sitzen“ will.

2.1.4 Entwicklungen ab 1985

2.1.4.1 Betriebswirtschaftliche Aspekte

1987 konstatiert STUMM, dass die Steillagenmechanisierungstechnik in der Akzeptanz durch die Praxis weit hinter den Erwartungen zurückbleibt, und dies, obwohl in den vorangegangenen Jahren einerseits vielerorts durch Flurbereinigungsmaßnahmen und andererseits durch große Anstrengungen und Erfolge der Steillagenmechanisierungstechnik in den siebziger und achtziger Jahren die Einsatzbedingungen bedeutend verbessert wurden. STUMM (1987) sieht als Hauptgrund die nach wie vor häufig anzutreffenden Rebanlagen mit zu geringen Zeilenabständen oder gar Einzelstock-Erziehungsformen. Abgesehen von diesen äußeren Bedingungen stellt STUMM (1987) allerdings auch fest, dass in deutlich mehr Betrieben als erwartet, die zusätzliche Mechanisierung sich nicht positiv auf die Erfolgszahlen auswirkt! Hier zeigen sich zwei der Steillagenmechanisierung ganz eigene Eigenschaften: Zum einen sind Arbeitssicherheitsgewinn und Erleichterung der körperlichen Belastung nicht in Erfolgskennzahlen zu greifen. Zum andern ergibt sich aber auch in vielen Betrieben die Situation, dass auf einer gegebenen Steillagenfläche durch Mechanisierung freiwerdende Arbeitskraftstunden nicht durch eine Flächenerweiterung genutzt werden können. Hier ist es nach STUMM (1987) wichtig, sowohl für die Bewertung der Investition als auch für die zukünftige Konzeption des Betriebs die Arbeitsproduktivität anstelle der Flächenproduktivität in den Vordergrund zu rücken.

2.1.4.2 Sicherheitsaspekte im Direktzug mit Schmalspurschleppern

STEINMETZ und RÜHLING (1985) untersuchen den knickgelenkten Schmalspurschlepper „Holder“ zur Anwendung des Direktzugs im Steilhang. Geprüft wird der Traktor in Bezug auf seine Zug- und damit Steigfähigkeit, seine Kippstabilität und seine Lenkfähigkeit im Grenzsteigungsbereich. In den Versuchen wird nachgewiesen, dass mit Terrareifen und mit möglichst niedrigem Reifeninnendruck die bestmöglichen Zugfähigkeiten erreicht werden können. Die Erhöhung der Radlasten wirkt ebenfalls positiv auf die Zugfähigkeit, allerdings nimmt der Effekt mit steigender Hangneigung stark ab und ist schließlich aufgrund des stark zunehmenden Energieverbrauchs für den bergauf Transport der Zusatzlast in der Summe sogar negativ zu bewerten. Die Zugfähigkeit wird außerdem auf verschiedenen Böden bewertet. Die Autoren bescheinigen dem Schmalspurtraktor eine Steigfähigkeit von bis zu 60 Prozent Steigung auf begrüntem trockenem Boden, bis zu 55 Prozent auf trockenem Boden mit leicht eingearbeiteter Strohauflage, bis zu 45 Prozent auf offenem, leicht feuchtem, scherfestem Boden und bis zu 40 Prozent auf Schieferverwitterungsböden.

Die Kippstabilität ist STEINMETZ und RÜHLING (1985) zufolge als ausreichend zu bewerten, auch wenn Schmalspurschlepper im Vergleich zu Standardtraktoren in diesem Bereich geometrisch bedingt schlechter abschneiden. Allerdings werden im Steilhang nur geringe Geschwindigkeiten gefahren (< 7 km/h), so dass der dynamische Beitrag zum Kippwinkel sich in Grenzen hält. Die bauartbedingte Tendenz zum Kippen des knickgelenkten Schmalspurschleppers bei stark eingeschlagenem Fahrzeug, insbesondere bei starker Beladung und geneigter Fahrbahn, wird durch eine Radlastausgleichs-Federmechanik wirkungsvoll reduziert (vgl. Kapitel 2.2.6 auf Seite 31).

Kritischer ist indes die Lenkfähigkeit des Schmalspurschleppers im Steilhangeinsatz zu sehen. Aufgrund der vertikalen Schwerpunktlage oberhalb der Fahrzeugachsen ergibt sich mit zunehmender Steigung eine so ausgeprägte Verlagerung der Achslast hin zur hangabwärts gerichteten Achse, dass die Achslast der hangaufwärts liegenden Achse kleiner werden kann, als minimal für die Gewährleistung einer sicheren Lenkbarkeit erforderlich ist. Hier muss gegebenenfalls mittels zusätzlicher Ballastierung ein Ausgleich geschaffen werden, besonders bei schwereren Heckanbaugeräten.

RÜHLING (1987) definiert drei Klassen des Hangweinbaus, je nach Grad der Mechanisierbarkeit. Er unterscheidet dabei zwischen Lagen, in denen unter Ausnutzung aller technischen Möglichkeiten Direktzug möglich ist, Lagen, die auf absehbare Zeit dem Seilzug vorbehalten bleiben, und Lagen, die dauerhaft so unzugänglich sind, dass auch keine Seilzugverfahren angewendet werden können. Mit dem wesentlich zur Kippstabilität beitragenden Radlastausgleich und entsprechender Bereifung können bei Zeilenabständen ab 1,8 m inzwischen auch Schmalspurschlepper in Hanglagen mit bis zu 40 bis 55 Prozent Steigung eingesetzt werden. Dies ist insofern sehr bedeutsam, als dass mit diesen Traktoren mit *einer* Investition *sowohl* die Bewirtschaftung in der Ebene *als auch* am Hang durchgeführt werden kann.

2.1.4.3 Seilzug: selbstlenkende Satelliten

In der Seilzugtechnik geht nach RÜHLING (1987) die Tendenz dahin, dass im Bestreben, die Notwendigkeit der zweiten Arbeitskraft zu reduzieren, verstärkt versucht wird, selbstlenkende Satellitengeräte zu konstruieren. Dies würde bedeuten, man könnte die Arbeitskraft einsparen, die mit dem Seilgerät die Hangfahrten macht, und nicht, wie in bisherigen Ansätzen mittels Funkfernsteuerung, die Arbeitskraft an der Winde. Dies käme den Anforderungen der Praxis deshalb entgegen, so RÜHLING (1987), weil das gewisse Restrisiko bei den Hangfahrten am Seil nicht einer auf sich allein gestellten Arbeitskraft aufgebürdet werden kann und darf. Wenn außerdem der Bediener seinen Arbeitsplatz auf dem Traktor mit der Seilwinde hat und der Traktor beispielsweise mit einer Hebevorrichtung für das Seilgerät ausgerüstet ist, würde auch der Zeilenwechsel deutlich vereinfacht. Mitte der achtziger Jahre stehen selbstlenkend allerdings nur eine Laubschneider-Konstruktion und ein Spritzgerät zur Verfügung. Eine erste Variante des selbstlenkenden Sprühgeräts wird 1985 von BÄCKER beschrieben. Die Selbstlenkung basiert auf einem oval geformten Rahmengestänge, das in etwa um die Fahrzeuglänge des eigentlichen Spritzgeräts voraus reicht und in der Breite etwas schmaler ist als der Rebzeilenabstand. Dieses Gestänge schiebt sich den Rebstöcken entlang, so dass das Gerät stets in Richtung der links und rechts verlaufenden Rebzeile ausgerichtet bleibt. Anstelle des Drahtseils wird dieses Spritzgerät an einem Schlauch geführt, durch den gleichzeitig die Spritzbrühe gepumpt wird. Für den Fall, dass die Steigung nicht ausreicht, um das Gerät nach unten zu ziehen, kann mittels einer Spritzbrühenturbine oder eines kleinen Benzinmotors das vordere Stützrad angetrieben werden. Nach einer Reihe konstruktiver Verbesserungen am Lenkungs- und Antriebsmechanismus sowie der Aushebeeinrichtung zum Zeilenwechsel, berichten BÄCKER (1987), E. WEISS und WOHLFARTH (1987) sowie SCHNEKENBURGER (1987) übereinstimmend von einer guten Praxistauglichkeit des Systems.

Auch zur Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten der Einschienenbahnen werden von RÜHLING (1987) verschiedene Ansätze aufgezählt. Diese betreffen in erster Linie erweiterte, auch fahrerlose Transportmöglichkeiten sowie die Ausrüstung von Bahnwagen mit Seilzug- und Spritztechnik, um gewisse Bodenbearbeitungs- und Pflanzenschutzarbeiten auf Flächen zu unterstützen, die nur mit der Einschienenbahn zugänglich sind.

2.1.4.4 Schmalspur-Kettenschlepper

Mit dem großen technologischen Fortschritt, der in den siebziger und achtziger Jahren des letzten Jahrhunderts erreicht wurde, geht vor allem in den westeuropäischen Ländern der Einsatz von Kettenschleppern stark zurück und behält nur in speziellen Einsatzgebieten einen gewissen Stellenwert. Hierzu zählt auch der Einsatz in Steillagen, der von RÜHLING und STRUCK (1988) diskutiert wird. Zunächst stellen sie fest, dass der Aspekt der Bodenbelastung, der zumindest statisch betrachtet, scheinbar eindeutig für die Kettenlaufwerke mit ihrer großen Aufstandsfläche spricht, doch nicht so deutlich vorteilhaft ausfällt. Die Autoren vermuten die Ursache dafür in der Verdichtungswirkung der unnachgiebigen Stahlplatten-Kettenglieder, die im Gegensatz zu Niederdruck-Terrareifen keinerlei Lastspitzen aufnehmen und damit die Wirkung auf den Boden dämpfen können.

Auch wenn Kettenfahrzeuge prinzipbedingt eigentlich eine gute Spurrhaltung aufweisen, sind trotzdem auch zur Geradeausfahrt immer wieder Richtungskorrekturen erforderlich. Diese können sich im Grenzsteigungsbereich allerdings sehr negativ auswirken. Denn zur Richtungsänderung wird bei Kettenfahrzeugen das kurveninnere Laufwerk in der Antriebsleistung reduziert oder sogar abgebremst. Dadurch verringert sich der Beitrag des Laufwerks zur Gesamtzugkraft des Kettenschleppers. Dies kann dazu führen, dass nicht mehr genügend Zugkraft zur Vorwärtsbewegung aufgebracht werden kann, so dass das andere Laufwerk durchzudrehen und sich einzugraben beginnt und sich so das Fahrzeug festfährt. Dieser Effekt tritt bei den Kettenschleppern in besonderem Maße auf, da die Kraftübertragung vom Motor zunächst über ein mechanisches Schalt- und anschließend über ein Differentialgetriebe auf die Laufwerke übertragen wird. Beim Abbremsen der einen Seite bewirkt das Differentialgetriebe sogar eine Beschleunigung des Laufwerks auf der anderen Seite, so dass die Tendenz zum Durchdrehen verstärkt wird.

Es scheint ein Vorteil zu sein, dass der Kettenschlepper auch bei tendenziell kleineren Zeilenabständen eingesetzt werden kann, weil die Kettenlaufwerke aufgrund ihrer niedrigen Bauhöhe quasi unter der Laubwand laufen. Dieser Vorteil kann aber wegen der beschriebenen Lenkprobleme im Grenzsteigungsbereich nicht genutzt werden, denn dort muss für den minimal erforderlichen Reihenabstand eher noch eine Sicherheitsreserve hinzugerechnet werden, um die Reihen mit weniger häufigen und weniger ausgeprägten Lenkbewegungen durchfahren zu können.

2.1.4.5 Handgeführte Kleinraupen

Ende der 1980er Jahre etabliert sich zum Erstaunen der Fachwelt eine neue Art von Maschinen zur Mechanisierung von Arbeiten im Steilhang, nämlich die handgeführten Kleinraupen (RÜHLING, 1991). Der Begriff „handgeführt“ ist dabei nicht ganz korrekt gewählt, da die damit beschriebene Geräteart sich nicht in erster Linie dadurch abgrenzt, dass sie „von Hand“ und nicht

„automatisch“ oder „per Funk“ o. ä. gesteuert wird, sondern dadurch, dass der Bediener zur Führung des Fahrzeugs diesem hinterher gehen muss und nicht darauf mitfahren kann. Genau genommen müssten diese Kleinraupen als „per pedes geführt“ bezeichnet werden. Daher rührt auch das Erstaunen, denn es war nicht zu erwarten, dass eine Mechanisierungsart in der Weinbaupraxis Anklang finden würde, der man wieder, wie im Zeitalter vor dem Sitzpflug, hinterher marschieren muss.

Der Vorteil der Kleinraupen besteht jedoch darin, dass sie durch das Gummikettenlaufwerk in Verbindung mit der schmalen Breite von unter 80 cm und dem kleinen Gewicht von unter 200 kg auch unter sehr beengten Platzverhältnissen eingesetzt werden und je nach Aufbaugerät zur Not auch über Treppen fahren können.

Für einen sinnvollen Einsatz der Kleinraupen im Weinbau mussten diverse Anbaugeräte entwickelt werden, die RÜHLING (1991) beschreibt und auf die erzielbare Arbeitsqualität und ihre Arbeitswirtschaftlichkeit hin untersucht. Die Kleinraupen wurden ursprünglich für den Transporteinsatz im Bau- und Gartenbaugewerbe konzipiert. Deshalb gibt es zwar eine kippbare Ladefläche, die für Transportarbeiten im Steilhang gut als Neigungsausgleich genutzt werden kann. Jedoch verfügen die Raupen ebenso wenig über ein Anbau- oder gar Hubhydrauliksystem wie über die Möglichkeit, mittels einer Zapfwelle Antriebsleistung vom Motor zu beziehen. Deshalb werden die Anbaugeräte (Mulcher, Sprühgerät, Laubschneider) jeweils mit einem eigenen Motor ausgerüstet.

In den Untersuchungen stellt sich heraus, dass die Kleinraupenmechanisierung vorwiegend für begrünzte Rebflächen geeignet ist. Hier können bei günstiger Gewichtsverteilung Hangneigungen bis 65 Prozent Steigung befahren werden. Für die in offen gehaltenen Rebflächen notwendigen Bodenbearbeitungsmaßnahmen können die Kleinraupen nicht die notwendigen Zugkräfte aufbringen. Auf offenem Boden reicht teilweise schon bei 40 Prozent Steigung die Zugkraft nicht einmal für die eigene Vorwärtsbewegung.

Die doppelte Motorisierung bei entsprechenden Aufbaugeräten geht, vor allem im Zusammenhang mit dem Gebläse des Sprühgeräts, mit einer erheblichen Lautstärkebelastung einher, die je nach Variante durchaus deutlich über 100 dBA liegt. Nicht zu vernachlässigen ist ebenso die physische Anstrengung, die dem Bediener durch das permanent erforderliche bergauf und bergab Gehen abverlangt wird. Bei Laubschnittarbeiten ist dabei zusätzlich noch eine große Konzentration erforderlich, da das seitlich im Verhältnis zur schmalen Spurbreite weit und hoch hinausragende Schneidwerk schon bei geringfügigen Bodenunebenheiten zu starken Schwankungen tendiert. Bei Pflanzenschutzarbeiten ist der Anwender einer extrem hohen Kontamination ausgesetzt, da er immer hinter der Raupe gehen muss und damit zwangsläufig permanent in den Sprühnebel hineinläuft.

Trotz diesen Einschränkungen sind die handgeführten Kleinraupen für einige, vor allem auch schlecht zugängliche Bereiche des Steillagenweinbaus eine geeignete Alternative zum Seilzugsystem, mit der bei zum Seilzug vergleichbaren Investitionskosten ohne eine erforderliche zweite Arbeitskraft gearbeitet werden kann.

2.1.5 Entwicklungen ab 1990

2.1.5.1 Seilzug-Mechanisierungs-System (SMS)

Von RÜHLING und DIETRICH (1993a, 1993b) wird erstmals das sogenannte Seilzug-Mechanisierungssystem (SMS) vorgestellt. Hierfür wurden seit Anfang der 1980er Jahre von einem badischen Winzer in Pionierarbeit zwei Komponenten in Form eines Geräteträger-Satelliten und eines Auffahrrampenmoduls neu konstruiert und aufeinander abgestimmt.

Beim Satelliten handelt es sich um einen kompakten Geräteträger mit drehbarem Fahrerplatz, achsweise umschaltbarer Lenkung und Nothalteeinrichtung. Außerdem ist er konsequent daraufhin optimiert, dass verschiedene Anbaugeräte, die meist auch schon auf den handgeführten Kleinraupen eingesetzt werden, mit geringem körperlichem und zeitlichem Aufwand angebaut werden können. Das Rampenmodul wird an den Traktor angehängt und beherbergt die Seilwindentechnik, ebenfalls mit Nothaltebremse, sowie eine Auffahrrampe, die in ihrer Neigung der Hangsteigung angepasst werden kann. Das SMS ist anfänglich für den Betrieb mit zwei Bedienern ausgelegt. Dies scheint zunächst ein Rückschritt, der jedoch, wie sich bei genaueren Messungen herausstellt, in der Praxis nur marginal ins Gewicht fällt. Denn im Vergleich zur handgeführten Kleinraupe können in der Reihe höhere Fahr- und damit Arbeitsgeschwindigkeiten erzielt werden und durch die Auffahrpritsche ergeben sich sehr kurze Zeiten zum Umsetzen des Satelliten zwischen den Reihen. Außerdem ist die Arbeit mit dem SMS wesentlich kräfteschonender, so dass die damit erzielbare Flächenleistung auch über einen ganzen Arbeitstag durchgehalten werden kann, wohingegen für die Kleinraupen gilt, dass mit zunehmender Länge des Arbeitstags immer mehr Pausen einzukalkulieren sind.

Nach wie vor keine vollständig befriedigende Lösung gibt es für das Problem, wie sichergestellt werden kann, dass die Winde zum richtigen Zeitpunkt geschaltet wird. Sichtkontakt zwischen Windenbediener und Arbeitsgeräteführer ist oftmals nicht vorhanden. Deshalb wird entweder eine Signalisierungs- oder Kommunikationsmöglichkeit über das Zugseil benötigt, oder eine Funkfernbedienung, mit der die Winde direkt vom Arbeitsgerät aus gesteuert werden kann. Obwohl die Idee zur Signalübertragung schon Ende der 1950er Jahre aufkam (Abschnitt 2.1.1 auf Seite 6), gibt es bisher kein praxistaugliches System dieser Art. Auch die mit dem SMS lieferbare Funkfernsteuerung stößt in längeren Anlagen an ihre Grenzen, weil insbesondere bei feuchter Witterung die drahtrahmengestützten und damit gut geerdeten Laubwände zu Reflexionen und Funkkontaktunterbrechungen führen (DIETRICH, 1995).

Einen ausführlichen Überblick über den aktuellen Stand der Anfang der 1990er Jahre verfügbaren Steillagenmechanisierungstechnik gibt DIETRICH (1995), sowie DIETRICH et al. (1995). Die handgeführten Kleinraupen wurden inzwischen verbessert und verfügen über hydrostatische Antriebe und ein hydraulisches Hubwerk. Außerdem gibt es mittlerweile die Kleinraupen in etwas vergrößerter Bauform und mit Fahrerplatz. Im Gegensatz zu den früheren Kettenschleppern verfügen diese Aufsitzraupen wie die Kleinraupen über boden- und wegeschonende Gummi- anstelle von Stahlkettenlaufwerken, die ebenfalls hydrostatisch angetrieben werden. Der hydrostatische Antrieb bietet den Vorteil einer verbesserten Lenkbarkeit am Steilhang gegenüber Kettenschleppern mit Differentialgetriebe (Abschnitt 2.1.4.4 auf Seite 13) sowie der stufenlosen Regulierbarkeit der Geschwindigkeit. Dies ist insbesondere wichtig für die Ausgleichsmöglichkeit

der schlupfbedingt teilweise beträchtlichen Geschwindigkeitsunterschiede zwischen Berg- und Talfahrt, wenn bei Pflanzenschutz- oder Düngemaßnahmen die Ausbringmengen direkt von der realen Fahrgeschwindigkeit abhängen. Für die Aufsitzraupen können prinzipiell die gleichen Anbaugeräte verwendet werden wie für die Kleinraupen, nur dass die Geräte stabiler und stärker ausgelegt werden können und statt eines zusätzlichen Benzinmotors jeweils ein vom Raupenhydrauliksystem gespeister Ölmotor zum Einsatz kommt. DIETRICH et al. (1995) empfehlen für neu anzupflanzende Steillagen eine Zeilenbreite von 1,6 m bis maximal 1,8 m, da eine rationelle Bewirtschaftung mit der beschriebenen Technik sonst nicht mehr gegeben ist.

Weiterhin beschreibt DIETRICH (1995) einen bemerkenswerten Prototyp eines elektrisch betriebenen SMS. Wie beim nicht elektrischen SMS gibt es eine an den Traktor anzuhängende Auffahrpritscheneinheit, die zusätzlich mit einem 27 kVA Stromgenerator ausgerüstet ist. Dieser versorgt über ein Kabel den Geräteträger mit Starkstrom. Die Kabeltrommel sowie die Winde für das Zugseil, die als elektrisch angetriebene Hangelwinde arbeitet, sind auf dem Geräteträger installiert. Ebenso werden sämtliche Anbaugeräte mit elektrischen Antrieben realisiert. Auch wenn dieses von einem Winzer entwickelte System nie über das Prototypenstadium hinausgekommen ist, so wurden doch zum damaligen Zeitpunkt schon eine Reihe von Ideen umgesetzt, die im Lauf der folgenden Jahre verschiedentlich wieder aufgegriffen wurden und eine Rolle spielen sollten, wie z. B. ein Sprühgerät für Seilzug in Tunnelbauweise zur Abdriftminderung, ein Spatengerät für Seilzug zur Bodenbearbeitung, die Bauweise des SMS als Hangelwindensystem, und nicht zuletzt der Versuch, die Vorteile elektrischer Antriebe zu nutzen.

2.1.5.2 SMS der zweiten Generation

Im Laufe der 1990er Jahre wird das SMS von zwei Firmen jeweils weiter zur Marktreife entwickelt. RÜHLING (2002) und BÖHME (2003) berichten über die erzielten Fortschritte und die Ergebnisse der funktionellen und arbeitswirtschaftlichen Untersuchungen. Die Geräteträger der SMS sind in ihrem Grundaufbau weitgehend unverändert, außer dass der Antrieb der Aufbaugeräte nun mittels Ölmotoren über eine auf dem Geräteträger installierte Kombination aus Dieselmotor und Hydraulikaggregat erfolgt. Die Anbaugeräte verfügen also, bis auf das Sprühgerät, nicht mehr wie zuvor jeweils über einen eigenen Antriebsmotor. Außerdem deckt die Palette der erhältlichen Anbaugeräte inzwischen annähernd alle im Steillagenweinbau anfallenden Arbeiten ab und reicht vom Schlegel- und Unterstockmulcher über Laubschneider, Pflanzenschutzgeräte, Unterstockspritze, Düngerstreuer, bis hin zu Transportbehälter, Arbeitsplattform, Erdbohrer und dem Prototyp eines Heftgeräts. Zur leichten Bodenlockerung und zum Ausgleichen von Bodenunebenheiten wird das System um einen leichten Federzinkengrubber und eine Kreiselegge ergänzt. Für schwerere Bodenarbeiten ist das SMS nicht ausgelegt.

Durch das zusätzliche Gewicht der Hydraulikeinheit sowie durch teilweise schwere oder weit überstehende Anbaugeräte, wie z. B. Schlegelmulcher oder Laubschneider, kann sich die Schwerpunkt-lage des leichten Geräteträgers so ungünstig in Richtung Hinterachse verschieben, dass zum einen über Verstärkungen von Fahrgestell und Reifen in diesem Bereich nachgedacht werden muss. Zum andern müssen jedoch unter Umständen trotzdem noch zusätzliche Ballastierungsmaßnahmen in Erwägung gezogen werden, um die Lenkfähigkeit des Fahrzeugs aufrecht zu erhalten, die durch die weitgehend entlastete bergseitige Achse kaum noch gegeben ist.

Das Auffahrpritschen- und Windenmodul gibt es zwischenzeitlich in vier Bauformen. In der einfachsten Form wird das Modul vom Traktor über den Dreipunkt-Heckkraftheber aufgenommen und von der Traktorzapfwelle angetrieben. In einer unbedeutenden zweiten Stufe wird das Modul als Anhänger konzipiert, ist aber weiter von der Traktorzapfwelle abhängig. Ein größerer Schritt ist es zur dritten Stufe, in der das als Zweiachsanhänger aufgebaute Modul einen eigenen Motor erhält. Dadurch wird der Traktor nur benötigt, um das SMS zum Einsatzort zu ziehen. Dort wird der Traktor abgehängt und das SMS über den Motor auf dem Pritschenanhänger betrieben. Der Hauptvorteil ab dieser Ausbaustufe ist die Möglichkeit, dass das SMS aus eigener Kraft vom Geräteträgerführer für den Zeilenwechsel versetzt werden kann, ohne dafür den Fahrersitz auf dem Geräteträger, der zu diesem Zeitpunkt auf der Auffahrpritsche steht, verlassen zu müssen. Auf diese Weise kann das SMS praxistauglich im Einmannbetrieb genutzt werden. In der vierten Ausbaustufe gibt es das SMS als reine Selbstfahrer-Variante, die jedoch aufgrund der sehr hohen Investitionskosten bis 2002 keine Verbreitung findet.

Sowohl RÜHLING (2002) als auch BÖHME (2003) nehmen eine Einschätzung der Betriebssicherheit der Seilzugmechanisierungssysteme vor. Einen Schwerpunkt bilden dabei die eingesetzten Seilwinden und Zugseile, da es bei den SMS-Einsätzen doch immer wieder, v. a. beim Einsatz von Spillwinden, zu Windenachsbrüchen kam oder Seile schon nach kurzer Nutzungsdauer vorzeitig ersetzt werden mussten. Anstelle von Spillwinden erweist sich die Verwendung normaler Trommelseilwinden mit großem Trommeldurchmesser, großer Trommelbreite und einer aktiven seitlichen Seilzwangsführung als am sichersten. Der große Durchmesser und die große Breite sorgen einerseits für eine geringe Biegebelastung des Seils, andererseits aber auch dafür, dass die gesamte Seillänge in nur drei bis vier Lagen aufgewickelt werden kann, so dass sich von Seilanfang bis Seilende nur eine geringe Abrollumfangsänderung und damit Seilgeschwindigkeitsänderung ergibt. Es ist also keine spezielle Trommeldrehzahlanpassung erforderlich, um eine annähernd gleichbleibende Seilgeschwindigkeit zu erhalten. Im Gegensatz zu den Problemen mit den Seilwinden können die schon von DIETRICH (1995) berichteten Schwierigkeiten mit der Funkfernbedienung nach wie vor nicht vollständig erklärt oder gar gelöst werden.

Als Neuheit wird im Jahr 2001 der Prototyp eines Überzeilen-SMS präsentiert (RÜHLING, 2002). Bei diesem System ist die Auffahrpritsche verlängert und mit einer Doppelwinde für zwei Zugseile ausgerüstet. Der Geräteträger ist als überzeiliges Fahrzeug gebaut und hat von daher weder die Geometrie noch die Anbaugeräte mit dem ursprünglichen Geräteträger gemeinsam. Dadurch, dass jedoch die linken bzw. rechten Räder wie bei den heutigen Traubenvollerntern auf zwei Gassen verteilt sind, könnten theoretisch schon Zeilenbreiten ab einem Meter bearbeitet werden. Das Vorhaben, das ein wesentlicher Aspekt im Rahmen der Konstruktion dieses Überzeilengeräteträgers war, nämlich die spätere Entwicklung eines Ernteaggregats dafür, wird in den nächsten Jahren jedoch nicht umgesetzt, da die gesamte Konzeption eines überzeiligen SMS aufgrund der großen Bauhöhen und der Schwerpunktlage im oberen Bereich der Rebzeile oder sogar darüber, im extremen Steilhang zu viele Probleme mit sich bringt.

2.1.6 Entwicklungen ab 2000

2.1.6.1 Raupen-Mechanisierungs-System (RMS)

Im weiteren Verlauf der Jahre bis 2010 kommt es mit der Etablierung des Raupen-Mechanisierungs-Systems (RMS) zu einem gewissen Durchbruch in der seilbasierten Steillagenmechanisierung. Das RMS ergibt sich aus einer Fusion der technischen Lösungen des SMS der zweiten Generation mit den Vorteilen der handgeführten und Aufsitz-Kleinraupen. Anstelle der bisher verwendeten Kleingeräteträger werden nun Raupen als Satellitenfahrzeug eingesetzt. Diese sind in der Zwischenzeit durchgehend mit Hangelwinden ausgerüstet. Nach PORTEN und SCHWARZ (2008) ergibt sich damit erstmals eine für die Praxis akzeptable Dauergebrauchstauglichkeit des Seils. Dieses unterliegt im Hangelwindenverfahren einem erheblich verringerten Verschleiß. Denn es wird bei der Talfahrt quasi nur abgelegt und bei der Bergfahrt wieder aufgerollt², dabei aber nicht, wie bei herkömmlichen Winden, als ganzes über die Fahrstrecke gezogen³; es wird relativ zum Boden also nur minimal bewegt und damit, insbesondere bei Bodenkontakt über Kuppen hinweg, erheblich weniger abgeschliffen. Zudem wird das Seil durch den eigenen Fahrtrieb der Raupe entlastet, indem es bei der Bergfahrt nur noch einen Teil der Zugkraft aufnehmen muss, oder je nach Steigungs- und Traktionsbedingungen nur zur Sicherung dient oder gar nicht eingesetzt zu werden braucht. Daneben erlauben die Raupenlaufwerke im Gegensatz zu den Mini-Geräteträger-Fahrwerken mit deren sehr kleinen Rädern bei gleichen Bodenunebenheiten deutlich höhere Fahr- und Arbeitsgeschwindigkeiten. Diese können dank der ausreichenden Motorisierung und der Dreipunktanbaumöglichkeit der Raupen in Verbindung mit ausgereiften robusten, teilweise zapfwellenbetriebenen Standardanbaugeräten auch genutzt werden, bei Bedarf selbst für intensivere Bodenbearbeitung.

Das Hauptargument, neben den schon genannten Vorteilen des RMS gegenüber dem SMS, liegt nach PORTEN und SCHWARZ (2008) jedoch insbesondere darin, dass für das RMS durch den Eigenantrieb keine Mindesthangneigung erforderlich ist. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass mit dem RMS auch in Flachlagen gearbeitet werden kann, d. h. es ist damit möglich, mit *einem* Mechanisierungssystem sowohl Steil- als auch Flachlagen zu bewirtschaften. Die Anzahl der Betriebe und (Lohn-)Unternehmen, für die sich die Investition in ein RMS wirtschaftlich lohnt, steigt damit erheblich. Neben der wirtschaftlichen Sicherheit ist das RMS auch als technisch sehr zuverlässig einzuschätzen, denn durch die Verwendung seriengefertigter Raupen und Standardanbaugeräte, zuverlässiger Fernsteuerungen aus dem Forstbereich und inzwischen sehr ausgereifter Plattformanhänger steht das RMS in einem deutlichen Kontrast zum manchmal als etwas experimentell empfundenen Erscheinungsbild der SMS. Die Etablierung von Traktoren mit Powershift-Getrieben auch im Weinbausektor führt zudem zu neuen technischen Möglichkeiten, das Vorrücken des Gespanns aus Traktor und Plattformanhänger zum Zeilenwechsel mittels Fernfahreinrichtung von der Raupe aus durchzuführen.

PORTEN und KOHL bestätigen 2010 den positiven Trend des RMS, das sich aufgrund seiner Zuverlässigkeit insbesondere auch im überbetrieblichen Einsatz bewährt. In der Folge konzentrieren sich die weiteren Entwicklungen auf diverse Varianten an Plattformanhängern, aber auch

²vergleichbar einem Jojo

³vergleichbar dem Kabel eines elektrischen Rasenmähers, dem Seil eines Krans oder einer Forstseilwinde

darauf, die Raupenfahrzeuge durch Aufbauplattformen, Fahrerkabine, drehbare Fahrerplätze etc. noch vielseitiger nutzbar zu machen und den Einsatz weiterer Anbaugeräte mit dem RMS zu ermöglichen. Hervorzuheben ist beispielsweise ein Multifunktionsarm, dessen Kombination aus Tragkraft und Beweglichkeit Vorschnitt- und Entlaubungsarbeiten, teils über die Rebzeile hinweg, nun auch im Steilhang mechanisierbar macht. PORTEN et al. (2012) weisen auf Entwicklungen hin, die das RMS schon bei Zeilenbreiten ab 1,5 m nutzbar machen, fahrerlosen funkfern-gesteuerten Betrieb ermöglichen, oder mit einem Ernteaggregat auch die Arbeit der Traubenlese in Steillagen mechanisieren sollen. PORTEN und KOHL (2010) weisen nach, dass unter guten Bedingungen für viele Arbeitsgänge mit dem RMS im Steilhang Flächenleistungen erreicht werden können, die denen in der Ebene annähernd entsprechen. Hierzu tragen hauptsächlich die genannten hohen möglichen Fahrgeschwindigkeiten und sehr kurze Fahrtrichtungs- und Zeilenwechselzeiten bei, sowie Arbeitsabläufe, die sowohl die Tal- als auch die Bergfahrt nutzen und somit Leerfahrten vermeiden.

In der Traubenernte 2012 und 2013 werden erfolgreiche Versuchsfahrten mit einem auf einem RMS aufgesetzten Vollernte-Aggregat durchgeführt. Erste Maschinen werden seit 2015 kommerziell eingesetzt.

2.1.6.2 Einsatz von Elektronik und Hydraulik

Mit einer gewissen zeitlichen Verzögerung gegenüber der allgemeinen agrartechnischen Entwicklung halten hydraulische und elektronische Komponenten zunehmend auch Einzug in die Konzeptionen der steillagentauglichen Fahrzeuge. Die Hydraulik, vorwiegend in Form von stufen- und kupplungslosen Fahrantrieben, ist hier ein unmittelbarer Sicherheitsgewinn für den Bediener. Schaltvorgänge stellen am Hang immer ein Sicherheitsrisiko dar. Bei bergwärts ausgeführten Schaltvorgängen reicht möglicherweise der Schwung des Fahrzeugs nicht aus, bis der nächste Gang eingelegt ist. Es kommt zum Stillstand, so dass am Berg erneut angefahren werden muss. Noch problematischer ist ein fehlgeschlagener Gangwechsel bergab, der in wenigen Augenblicken dazu führen kann, dass die Maschine unkontrolliert hangabwärts rollt. Verschärfend kommt bei Gangwechseln hinzu, dass sie teilweise einen abrupten Einfluss auf die Kräfte- und Traktionsverhältnisse zwischen Boden und Fahrzeug haben können. Solche Störeinflüsse auf das insbesondere am Steilhang sensible Kräftegleichgewicht können im Falle eines Traktionsverlustes fatale Folgen haben. Sicherheitskreise im Hydrauliksystem können für eine zusätzliche Sicherheit sorgen, indem im Leerlauffall die Räder blockiert werden, so dass das Fahrzeug nicht versehentlich wegrollen kann.

Während in der Flächenlandwirtschaft in Traktoren und Arbeitsgeräten elektronische Komponenten in Form von Motor-, Getriebe- und Hydrauliksteuergeräten, Traktor- und Anbaumaschinenterminals sowie Sensor- und Datenübertragungssystemen eine sehr breite Verwendung finden, steht diese Entwicklung im Bereich der Steillagenmechanisierung erst am Anfang. Erst im Jahr 2005 wird der erste voll elektronisch-hydraulisch gesteuerte Einachsmäher von der Firma Brielmaier vorgestellt und mit der Neuheiten Goldmedaille der DLG ausgezeichnet. Noch steht hierbei im Vordergrund allerdings weniger das Management hochkomplexer Vorgänge, wie die Steuerung einer abgasoptimierten Verbrennung oder die Automatisierung einer Reihe von Aus- und Einschaltvorgängen, wie sie bei Wendevorgängen in der Ackerbewirtschaftung vorkommen,

sondern eindeutig die physischen Erleichterungen für den Bediener. Durch berührungslose Sensoren und elektronische Signalübertragung anstelle von mechanischen Gestängen und Bowdenzügen wird es möglich, beispielsweise einen Motormäher ohne Körpereinsatz zu steuern. Dadurch dass der Bediener die Maschine nicht mehr unter Einsatz großer körperlicher Anstrengungen steuern muss, sondern sich im Gegenteil an der Maschine festhalten kann, können zusätzliche Flächen für die Mechanisierung erschlossen werden, bei denen zuvor nicht die Hangtauglichkeit des Arbeitsgeräts der limitierende Faktor war, sondern die Kondition des Bedieners.

Grundsätzlich ist mit der Verwendung elektronischer Systemkomponenten auch ein notwendiges Kriterium für Fernwartungsmöglichkeiten erfüllt. Dennoch sind bis zum jetzigen Zeitpunkt (2016) zumindest im Steillagenweinbau keine Anwendungen über das Prototypenstadium hinaus etabliert. Dasselbe gilt neben der Fernwartung auch für den ISOBUS. Für beide Systeme fehlt eine ausreichend breite und drängende Marktnachfrage, die die Entwicklung entsprechender Geräte, Infrastruktur und Werkstattkompetenzen fördern würde.

Die konkreteste Anwendung ergibt sich aktuell im direkten Zusammenspiel aus hydraulischen und elektronischen Komponenten in Form von Steer-by-wire oder Drive-by-wire Maschinenkonzepten. Elektronisch angesteuerte hydraulische Aktuatoren setzen hierbei Steuerbefehle in Fahr- und Maschinenbewegungen um. Die Steuerbefehle wiederum können von elektronischen Sensoren, wie beispielsweise berührungslosen Drehgriffen stammen. In erweiterten Ausbaustufen müssen sich die Sensor- und Steuerungselemente nicht zwangsläufig auf der Maschine befinden, sondern können mittels einer Funkfernbedienung zum Fahrzeug gesendet werden. Seit dem Jahr 2005 stellen Brielmaier (BETZ, 2006) und Irus (BAHLE, 2008) marktreife Geräte dieser Bauart her.

2.1.6.3 Stachelwalzen

Ein in den vergangenen Jahren zunehmend zu beobachtender Trend ist die Ausstattung insbesondere von Steilhang-Einachsmähern mit Stachelwalzen anstelle von Gummireifen (SUNTINGER, 2014). Vor dem Hintergrund der wechselvollen Geschichte der Antriebsräder kommt diese Entwicklung erstaunlich spät. Besteht zunächst Anfang des 20. Jahrhunderts der Fortschritt in der Verwendung von Gummireifen anstelle von Metall- oder Holzrädern, werden Mitte des 20. Jahrhunderts die Vorteile zusätzlicher Metallgitterräder an Schleppern diskutiert und festgestellt, bevor dann im letzten Viertel des Jahrhunderts wiederum die Vorteile neu entwickelter Niederdruckbereifung mit breiten Querschnitten (Terrareifen) in den Vordergrund treten und die Metallgitterräder vollständig ablösen. Selbstverständlich dürfen die in den jeweiligen Zeiten vorherrschenden Anforderungen und technischen Möglichkeiten nicht direkt aneinander gemessen werden, aber diese geschichtliche Wellenbewegung könnte einen Hinweis darauf geben, weshalb die an sich sehr schlichte Stachelwalzentechnik erst so spät zum Zug kommt. Außerdem erweitert die zwischenzeitlich breitere Vielfalt an Material-, Form- und Montagemöglichkeiten der Stachelräder oder -walzen das Anwendungsspektrum. Die anfänglichen Eisenräder oder -trommeln mit aufgeschweißten fingerförmigen Stacheln bringen durch extreme Vibrationen aufgrund der völlig fehlenden Dämpfung große Belastungen für befestigte Wege, die Maschine und den Bediener mit sich. Zusätzlich sind sie im Falle von Verschleiß- oder Bruchreparaturen aufwendig zu ersetzen. Mit Aluminiumtrommeln, unterstützt durch eine versteifend wirkende Formgebung, kann

bei guter Stabilität das Gewicht reduziert werden. Mit Spikes aus Kunststoff und mit abgerundeten Spitzen und einer Erhöhung der Anzahl der Spikes werden die harten Vibrationen gedämpft. Verschiedene Formen der Spikes, zum Teil auch mit Stahlkappen, können je nach Untergrund und Anforderungen variiert werden.

HEILER et al. (2012) stellen die fahrmechanischen Eigenschaften einer Stachelwalze und eines Rades mit AS-Bereifung einander gegenüber. Sie bescheinigen der Stachelwalze insbesondere für die übertragbaren Seitenkräfte messbare Vorteile gegenüber dem Reifen. Da die Seitenkräfte speziell am Seitenhang eine große Rolle spielen, ergibt sich hier ein großes Einsatzfeld für die Stachelwalzen.

2.1.7 Weitere Ansätze in der Steillagenbewirtschaftung

2.1.7.1 Terrassierung

Die bisher beschriebenen Ansätze versuchen, eine Rationalisierung der Bewirtschaftung steiler Weinbaulagen durch technische Anpassungen und Weiterentwicklungen der vorhandenen Flachlagen- (Direktzug-)mechanisierung voranzubringen. Dem gegenüber könnte man die Terrassierung von Hanglagen als Ansatz bezeichnen, bei dem versucht wird, die Gestalt der Hanglage so anzupassen, dass sie den Bewirtschaftungsmöglichkeiten der flachen Lagen entgegenkommt. NEIPPERG (1976) und MICHALSKY (1976) skizzieren die über viele Jahrhunderte reichenden historischen Wurzeln der Terrassierung in verschiedenen Kulturen. Neben dem Aspekt der Verringerung des erosionsbedingten Verlustes eines oftmals sowieso schon kargen und dünnen Oberbodens steht bis Anfang des 20. Jahrhunderts vor allem auch das Fehlen von motorisierter Zugkraft im Vordergrund. Solange ausschließlich tierische oder gar menschliche Zugkraft zur Verfügung steht, ergibt sich fast zwangsläufig eine horizontale Bearbeitungsrichtung, die nach NEIPPERG letztlich im Laufe der Zeit zur Terrassenbildung führt. Je nach den vorherrschenden kulturellen, geografischen, klimatischen und teilweise auch gesellschaftlichen und politischen Bedingungen hat der Terrassenweinbau in verschiedenen Regionen der Erde eine unterschiedliche Bedeutung erlangt. Nennenswerte Terrassenanlagen sieht FOLTYN (1976) in erster Linie in südeuropäischen und teilweise auch in osteuropäischen Ländern, nicht jedoch auf den übrigen Kontinenten.

Wissenschaftliche Untersuchungen seit den 1970er Jahren (MICHALSKY (1976), LEIMBROCK (1984)) kommen zum Ergebnis, dass die Terrassierung unter bestimmten Bedingungen eine Möglichkeit sein kann, Steillagen effizient zu bewirtschaften. Dennoch sind die unmittelbaren Vorteile für den Bewirtschafter in Form von arbeitswirtschaftlichen Erleichterungen und verminderter Erosion, sowie die teilweise positiven Auswirkungen auf die Artenvielfalt oder die Prägung der Kulturlandschaft in vielen Fällen nicht so weitreichend, dass sie im großen Stil zur Umstellung auf terrassierte Weinberge geführt hätten. Dies insbesondere auch deshalb nicht, weil der Umbau eines Weinbergs von der vertikalen zur horizontalen Bearbeitungsrichtung einen tiefen Eingriff in den Boden erfordert, der hohe Investitionskosten mit sich bringt und außerdem nahezu unumkehrbar ist.

2.1.7.2 Sonderfall Pflanzenschutzmittelapplikation

Die Pflanzenschutzmittelapplikation spielt im Weinbau eine besonders große Rolle. Der für diese Arbeiten aufzubringende prozentuale Anteil an Arbeitskraftstunden pro Jahr und Hektar ist sehr groß, die Maßnahmen sind für die Ermöglichung guter Erträge im Hinblick auf Menge und Qualität absolut unabdingbar, und nicht zuletzt muss für eine gute Wirksamkeit ein enges zeitliches Regime eingehalten werden. Dieses Regime ergibt sich aus kurz- bis mittelfristigen klimatischen Faktoren und Pflanzenwachstumsverläufen, seine Umsetzung ist jedoch zusätzlich vom tagesaktuellen Wettergeschehen abhängig.

Aus den genannten Gründen wurden deshalb speziell für die Pflanzenschutzmittelapplikation in Steillagen weitere technische Ansätze verfolgt, um die viele Jahrzehnte in diesen Lagen übliche und einzig mögliche Methode der manuellen Schlauchspritzung zu ersetzen, die im Hinblick auf arbeitswirtschaftliche Aspekte und den Schutz des Anwenders vor Kontamination äußerst negativ zu bewerten ist. Vorrangig zu erwähnen ist hierbei die Hubschrauberspritzung, die nach HERRMANN (2011) seit 1972 in den Steillagen verbreitet zum Einsatz kam. Seit 2012 verbietet das Gesetz zum Schutz der Kulturpflanzen (Pflanzenschutzgesetz – PflSchG), die deutsche Umsetzung der europäischen Richtlinie 2009/128, jedoch das Spritzen und Sprühen aus der Luft, abgesehen von engen Ausnahmeregelungen.

BÄCKER berichtet 1983 über einen Ansatz, sich den Vorteil des VLV-Verfahrens (Very Low Volume) zunutze zu machen. Bei der VLV-Applikation wird mit einer sehr konzentrierten Spritzbrühe gearbeitet, die geringe Aufwandsmengen je Hektar erlaubt. Dadurch könnten leichtere Applikationsgeräte zur Anwendung kommen und damit weitere Steillagen erschlossen werden. Die VLV-Technik stellt jedoch wieder eigene Anforderungen an die Gebläse- und Düsenteknik und bei den erzielten Wirkungsgraden sind teils deutliche Abstriche zu verzeichnen.

Eine weitere von HERRMANN (2011) erwähnte Technik, die großräumige Ausbringung von Pflanzenschutzmitteln mit Hilfe von leistungsstarken Sprühkanonen vom Parzellenrand aus in die Parzellen hinein, hat sich aufgrund systemimmanenter Abtriftprobleme und der nicht möglichen Gleichverteilung des Wirkstoffs über die Parzellenfläche hinweg als unbrauchbar erwiesen.

2.1.8 Zusammenfassung und Einordnung der vorgestellten Ansätze zur Steillagenmechanisierung

Die Suche nach Möglichkeiten der Erleichterung der Arbeit an Steillagen hat, wie in den vorangegangenen Abschnitten geschildert, vielerlei unterschiedliche Ansätze hervorgebracht. Diese Ansätze lassen sich grob klassifizieren in

- *Maßnahmen, bei denen versucht wird, die Infrastruktur am Hang zu verändern oder zu verbessern.* Hierunter fallen in erster Linie die Querterrassierung, aber auch Flurbereinigungsprojekte, bei denen durch Erdarbeiten zwischen besonders steilen und weniger steilen Teilstücken ein Ausgleich geschaffen wird. Auch der Bau von Monorack- und Seilbahnen könnte im weitesten Sinne hier eingeordnet werden. Diesen Maßnahmen ist gemeinsam, dass sie eine längerfristige und großräumige Planung voraussetzen und zudem im Falle vieler beteiligter Betriebe eine Einigkeit über die Durchführung des Projektes vorliegen muss. Im Falle von notwendigen Erdarbeiten sind zunächst große Investitionen erforderlich. Dafür

können anschließend die Vorteile der Direktzugmechanisierung genutzt werden. Die Monorackbahn erleichtert zwar Transportarbeiten in den Weinberg hinein und aus ihm heraus, nicht jedoch Kulturmaßnahmen innerhalb der Rebzeilen.

- *seilgebundene Maßnahmen, die den Vorteil aufweisen, auch auf den steilsten Flächen angewendet werden zu können.* Dies ist zudem ohne größere vorhergehende Umbaumaßnahmen in der Anlage möglich, zumindest solange es sich nicht um ein Seilsystem handelt, bei dem das Seil an einer am bergseitigen Felsen installierten Laufkatze eingehängt wird. Speziell die RMS besitzen den Vorteil, dass die Maschinenausstattung sowohl am Hang als auch in der Ebene genutzt werden kann. Die beiden am negativsten zu bewertenden Nachteile aller seilbasierten Systeme sind zum einen die beträchtliche Unfallgefahr im Falle unerkannter Beschädigungen des Zugseils, welches überdies einem großen Verschleiß unterliegt, wenn es über den Boden oder gar über Geländekanten gezogen wird. Zum andern gibt es prinzipbedingt keine andere Möglichkeit, als dass jeweils immer eine Berg- und eine Talfahrt in derselben Gasse gefahren werden müssen, da das ausgelegte Seil nicht über eine Rebzeile hinweg gehoben werden kann. Durch diese Leerfahrten entsteht ein zusätzlicher Arbeitszeitaufwand, der selten effizient genutzt werden kann. Ein weiterer beträchtlicher zeitlicher Zusatzaufwand entsteht, wenn für ein oben am Berg stehendes, die Winde betreibendes Fahrzeug keine Fernbedienmöglichkeit besteht und deshalb eine zweite Arbeitskraft erforderlich wird.
- *Maßnahmen zur Erweiterung der direktzugfähigen Flächen durch Veränderungen an den Arbeitsmaschinen.* Die Entwicklungsfortschritte in der Reifentechnologie und bei stufenlosen Getrieben haben viele zusätzliche Steillagen für Schmalspurtraktoren befahrbar gemacht. Solange der Traktor dabei nicht im Grenzbereich seiner Hangtauglichkeit betrieben wird und ausreichend Reserven vorhanden sind, ist dies in der Regel die bevorzugte Variante der Steillagenmechanisierung, weil sie die Verwendung der vorhandenen Maschinenausrüstung ermöglicht. Dennoch ist zu beachten, dass die Bewirtschaftung von Steillagen über 40 bis 55 Prozent mit Traktoren und über 60 Prozent mit Raupenfahrzeugen mit einem beträchtlichen Unfallrisiko behaftet ist.

Die Tabelle 2.2 ist eine vereinfachte Übersicht, in der die unterschiedlichen Varianten, die Arbeit im Steilhang zu bewältigen, einander gegenübergestellt und dabei hinsichtlich einiger zentraler Eigenschaften verglichen werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass bislang kein technisches System die Anforderungen der Bewirtschaftung von extremen Steillagen mit über 60 Prozent Steigung zufriedenstellend und ohne gravierende Nachteile erfüllt. Für spezifische Situationen kommen nach wie vor spezifische Mechanisierungen zum Einsatz. Dadurch wird der an sich schon sehr kleine Markt für Steillagentechnik zusätzlich segmentiert und damit das herstellerseitige Interesse an Weiterentwicklungen geschmälert. Dabei sind gerade im Bereich der Steillagenbewirtschaftung die Unfallrisiken, die gesundheitlichen Gefahren durch Pflanzenschutzmittelkontamination sowie die psychischen und physischen Belastungen für die Winzer so hoch, dass gerade auch in der Verantwortung für die Erhaltung steiler Weltkulturerbelagen dringender Handlungs- und Entwicklungsbedarf gegeben ist.

Tabelle 2.2: Einordnung unterschiedlicher Steillagenbearbeitungsansätze hinsichtlich der Hauptproblemfelder

		Grundcharakteristik der Mechanisierungslösung				
		Handarbeit	handgeführt	seilbasiert	selbstfahrend mit Fahrer	selbstfahrend ohne Fahrer
Problemfeld	Absturzrisiko	0	+	+	++	--
	Anwenderkontamination	++	++	-/+	-	--
	Kraft- / Zeitaufwand	++	+	+	0	0
	Investitionsaufwand	--	-	++	+ / ++	+ / ++
	Anwenderakzeptanz	--	--	-	0	+

++ sehr hoch + hoch 0 mittelmäßig - gering -- sehr gering

2.2 Lenkungs- und Antriebskonzepte

2.2.1 Grundlagenwerke

BEKKER gibt 1956 mit seiner „Theory of Land Locomotion“ einen grundlegenden Einstieg in die Thematik der Fortbewegung auf dem Festland. Er stellt Relationen her zwischen Bodenkennwerten und Scher-, Reibungs- und Dehnungsvorgängen, wie sie bei der Interaktion zwischen Fahrzeug und Boden auftreten. Diese sind grundlegend für viele weitere Publikationen zu Fahrverhalten, Zugkräften, Lenkkräften und zu mathematischen Modellen zur Formulierung der Interaktion zwischen Boden und Rad oder Raupenkette. Die „Theory of Ground Vehicles“ von WONG (2001) ist ebenso ein Standardwerk, das über BEKKER hinaus um die in den letzten Jahrzehnten gewonnen Erkenntnisse erweitert ist. Das Lehrbuch „Theory of Machines and Mechanisms“ von SHIGLEY und UICKER (1981) vermittelt die Grundlagen zur analytischen Betrachtung der kinematischen Bewegungsabläufe bei Lenk- und Fahrvorgängen, wie beispielsweise das Konzept des Momentanpols.

2.2.2 Modellierung von Lenkpfaden

Viele Arbeiten entstehen im Bereich der Pfadplanung. Grundlagen dazu sind erforderlich für alle Arten von sich autonom bewegendem Fahrzeugen. Es müssen Modelle gefunden werden, die beschreiben, ob ein gewünschter Pfad überhaupt fahrbar ist. Hier steht die Tatsache im Vordergrund, dass nur sehr wenige Roboter und Fahrzeuge die Eigenschaften vollständiger Holonomie aufweisen. Holonomie bedeutet in diesem Bereich, dass ein Fahrzeug jederzeit seinen Kurs in eine beliebige Richtung fortsetzen kann, unabhängig von seiner aktuellen Ausrichtung. So kann sich beispielsweise ein Auto nicht unmittelbar seitwärts bewegen: Um eine Örtlichkeit zu erreichen, die sich direkt neben dem Fahrzeug befindet (z. B. eine Parklücke), sind Rangierbewegungen erforderlich (BARRAQUAND und LATOMBE, 1989). ISHIMOTO et al. (1998) studieren

ein entsprechendes Modell am Beispiel eines knickgelenkten Radladers beim Verladevorgang. Ein von CARACCILO et al. (1999) erstelltes Modell für einen Roboter mit Skidlenkung nutzt ein dynamisches Modell anstelle eines kinematischen. Der Fahrstreckenverlauf soll also mittels Kräftegleichgewichten abgeschätzt werden und nicht anhand von kinematischen Abrollgesetzen, die bei der Skidlenkung von signifikanten Schub- und Schlupfvorgängen überlagert werden. KOZŁOWSKI und PAZDERSKI (2004) wenden ein modulares Modell an, indem sie die kinematischen Zusammenhänge in ein dynamisches Modell weiterleiten und die Kräfte wiederum in einem Modell des Fahrtriebs verwenden, um so die Fahrbefehlssteuerung zu realisieren. YI et al. (2009) nutzen einen erweiterten Kalman Filter, um die Messwerte aus einfachen Inertialmesseinheiten mit dem kinematischen Modell zu überlagern. SHARMA et al. (2011) verbinden die Nutzung eines Algorithmus zur Pfadplanung, der auf einem kinematischen Modell des Fahrzeugs basiert, mit einem Kraftaufwandsmodell des Skid-Fahrzeugs, um eine energieeffiziente Pfadplanung zu erreichen. LOW et al. (2012) arbeiten an einer Bewegungsmodellierung, die nicht nur gleichförmige Bewegungen abbildet, um am Beispiel eines Paintball-Roboters entsprechende Fahrmanöver abbilden zu können. ZHANG et al. (2014) sehen in vielen bisherigen Modellen das Defizit, dass sie mit geometrischen, halb-empirischen, oder auf dem „Magic Formula Reifenmodell“ (PACEJKA und BAKKER, 1992) beruhenden Grundlagen zu sehr numerisch orientiert sind und entwickeln ein streng analytisches Modell. Das „Magic Formula Modell“ beruht teils auf empirischen Befunden, teils auf physikalischen Zusammenhängen zwischen Reifeneigenschaften und auftretenden Kräften und wird in Form von Gleichungen und einer Reihe von Koeffizienten formuliert, durch deren Variation unterschiedliche Reifenarten repräsentiert werden können.

2.2.3 Fahr- und Lenkeigenschaften von Rad- und Raupenfahrzeugen mit Skidlenkung (Panzerlenkung)

Die Skidlenkung, auch als Panzer-, Radseiten- oder Bremslenkung bezeichnet, ist in erster Linie aus dem Bereich der Raupenfahrzeuge bekannt. Dabei liegt dasselbe Funktionsprinzip mit unterschiedlichen Raddrehzahlen zwischen linker und rechter Seite zugrunde wie bei der Einachslenkung. Die Lenkung beruht also darauf, dass das kurveninnere Laufwerk gegenüber dem kurvenäußeren abgebremst wird. Wird das kurveninnere Laufwerk völlig zum Stillstand gebracht, dreht sich das Fahrzeug annähernd um die Mitte dieses Laufwerks. Werden die beiden Laufwerke mit derselben Geschwindigkeit, aber entgegengesetzten Laufrichtungen betrieben, dreht sich das Fahrzeug um seine Z-Achse. Weil beim Einachser das Verhältnis von Länge zu Breite der Aufstandsfläche naturgemäß sehr klein ist, sind beim Lenken kaum seitliche Schubkräfte zu überwinden. Bei mehrachsigen oder Kettenfahrzeugen ist jedoch in der Regel die Länge größer als die Breite, so dass mit abnehmendem Kurvenradius die notwendige Kraft für die seitliche Verschiebung bzw. Drehung des Laufwerks stark zunimmt.

Die Charakterisierung der Interaktion zwischen Boden und Rad oder Kette ist entscheidend für das Verständnis des Lenkverhaltens von Fahrzeugen mit Skidlenkung. Eine grundlegende Ausarbeitung dazu wird 1950 von STEEDS vorgelegt und 1971 von K. R. WEISS aufgegriffen. YONG fasst 1976 die Betrachtungen verschiedener Autoren zu Längs- und Querschlupf zusammen, sieht zugleich aber den dringenden Bedarf für die weitere Erforschung der Zusammenhänge

an der Schnittstelle zum Boden. KITANO und JYOZAKI reklamieren im gleichen Jahr ein verbessertes Modell zur Vorhersage der Raupenbewegung beim Lenkvorgang, in dem sie u. a. auch Zentrifugalkräfte integrieren. Ihr Modell unterstellt isotrope Reibung und eine gleichmäßige Verteilung der Fahrzeugmasse auf allen Rädern des Kettenlaufwerks. Dieses Modell führt zu 60 bis 70 Prozent größeren Wenderadien als bisherige Modelle.

Aus dem militärischen Bereich kommt die Entwicklung von Panzergetrieben (MERRITT, 1946). Diese Mehrdifferentialgetriebe ermöglichen die Verlagerung von Antriebsmoment von der kurveninneren auf die kurvenäußere Seite. So muss nicht mehr die kurvenäußere Seite mit zusätzlicher Motorkraft beschleunigt und im Gegenzug auf der anderen Seite durch das Abbremsen des Laufwerks Energie vernichtet werden (BUTTERFIELD, 1965). Ebenfalls um das Lenkverhalten militärischer Fahrzeuge geht es in CREEDY (1984). Ausgehend von STEEDS' Theorie versucht er, das Lenkverhalten eines Raupenfahrzeugs mit dem zweier äquivalenter, skidgelenkter Fahrzeuge mit sechs bzw. acht Rädern zu vergleichen. Er stellt einen bedeutend höheren Kraftaufwand für die Radfahrzeuge fest sowie eine schlechtere Hangtauglichkeit gegenüber dem entsprechenden Raupenfahrzeug. Da sich beim Raupenfahrzeug das Gewicht auf die vielen Stützräder verteilt, müssen die einzelnen Federungen nicht so steif wie bei einem Radfahrzeug ausgelegt werden. Beim Fahren bergauf sorgt die Kettenspannung zusätzlich dafür, dass die hinteren Stützräder eingezogen werden, so dass sich das Aufstellmoment verstärkt und die Kettenkontaktfläche verkürzt. Diese Verkürzung wiederum erleichtert das Lenken. Zugleich werden bei den Betrachtungen am Hang jedoch auch die Grenzen des zugrunde gelegten Modells deutlich.

ITO (1990) versucht, die Wendeeigenschaften eines Fahrzeugs mit acht Rädern und Skidlenkung zu verbessern, indem während des Lenkvorgangs die vorderen und hinteren Räder angehoben werden. AL-HIMDANI et al. (2013) stellen Untersuchungen an, wie sich die Verschiebung des Fahrzeugschwerpunkts auf die Lenkbarkeit auswirkt und stellen fest, dass eine Verlagerung nach hinten oder vorne die Lenkkräfte verringert.

KAR (1987) verfeinert im Rahmen seiner Untersuchung zur Zugkraft bei Kurvenfahrt die Grundannahmen für ein Lenkmodell, indem er den Kettenschlupf und den seitwärts gerichteten Reibungskoeffizienten als nicht konstant annimmt. Unter Verwendung auch eines Reifenmodells, das längs- und seitwärts gerichteten Schlupf mit einschließt, vergleicht MACLAURIN (2008) das Lenkverhalten eines Militärfahrzeugs mit sechs Rädern als Skid-Variante und als Variante mit Ackermann-Lenkung. Den Vorteilen der besseren Wendigkeit, des besser nutzbaren Fahrzeugvolumens und der mechanisch robusteren Fahrwerkskonstruktion der Skidlenkung steht ein deutlich erhöhter Kraftaufwand zum Lenken gegenüber, der mit ausgeprägtem Reifenverschleiß einher geht und die Reichweite des Fahrzeugs einschränkt. Simulationsdurchläufe für ein Fahrzeug mit vier anstelle der sechs Räder ergeben, dass sich mit der Skidlenkung bei kleinen Kurvenradien der Schlupf verdoppelt.

In einem Überblick über den damaligen Stand der Lenkungsforschung kommt DUDZIŃSKI 1988 zum Ergebnis, dass trotz zahlreicher Publikationen nach wie vor ein allumfassendes schlüssiges Modell zur Kraftverteilung auf der Reifen-Boden-Kontaktfläche nicht vorhanden ist. Berücksichtigt werden sollten dabei folgende Faktoren: Radlast, Antriebs- und Bremsmoment, Fahrzeugdynamik, Reifengestaltung und -geometrie, Reifendruck, Lenkwinkel, Schlupfwinkel sowie Art und Zustand des Bodens. CROLLA und SCHWANGHART (1992) vermerken positiv in ihrem

Forschungsüberblick, dass leistungsfähigere Software inzwischen verbesserte Modellierungs- und Simulationsergebnisse ermöglicht und weitere Fortschritte zu erwarten und in Bezug auf ein verbessertes Kette–Boden-Modell auch erforderlich sind. Zweifel äußern sie an der Aussagekraft von klein skalierten Modellversuchen in diesem Bereich.

WONG und CHIANG (2001) entwickeln eine Theorie, in der der Reibungskoeffizient zwischen Kette und Boden als nicht konstant angesehen wird. An die Stelle eines isotropen, also nach allen Seiten gleich großen, oder anisotropen (also in Längs- und Querrichtung unterschiedlichen) Reibungsfaktors, der überdies nach Coulombs Reibungsgesetz zu einer konstanten Reibungskraft führt, tritt nun eine variable Größe, die auf dem Zusammenhang zwischen Schubweg und Schubspannung beruht. Nach WONG und CHIANG ist also davon auszugehen, dass die zum Lenkwi- derstand führende Reibung zwischen Kette und Boden nicht, entsprechend Coulombs Reibungs- gesetz, sofort einsetzt, sondern sich erst asymptotisch einem konstanten Wert annähert. Die Annäherung erfolgt in dem Maße, wie sich die Schubspannung mit dem Schubweg asymptotisch einem Maximum annähert. Angewendet auf aus der Literatur bekannte Versuchsanordnungen lassen sich unter dem neuen Blickwinkel genauere Aussagen über auftretende Kräfteverhältnisse beim Lenken von Kettenfahrzeugen treffen, insbesondere weil in diesem Modell der Einfluss des Kurvenradius adäquat berücksichtigt wird.

Neben der Forschung zur Verfeinerung und Verallgemeinerung von Modellen, die das Zusam- menspiel von Boden und Raupenfahrwerken oder Rädern und das daraus resultierende Lenkver- halten abbilden, wird ebenso nach Möglichkeiten gesucht, deren Komplexität wiederum zu ver- einfachen, um die Berechnungen auch in Echtzeit-Fahrzeugsteuerungssystemen durchführen zu können, die weit weniger leistungsfähig sind als Simulations-Workstations. So beschränken sich MARTÍNEZ et al. (2005) zunächst auf das einfache kinematische Modell eines einachsigen, dif- ferentiell gelenkten Fahrzeugs. Die Auswirkungen der Schlupfvorgänge in Form von nicht genau definierten Momentanpolen können mit diesem einfachen Modell nicht erfasst werden. Dies wird kompensiert, indem entsprechende Koordinaten, die im Vorfeld anhand von Fahrversuchen oder genaueren Simulationen gewonnen werden, für verschiedene Fahrzustände in einem Kennfeld gespeichert werden. Mit weiter verfeinerten Methoden zur Gewinnung der Kennfelddaten errei- chen MANDOW et al. (2007) ein verlässliches Bewegungsmodell für einen kleinen Skid-Roboter auf Asphalt. Auch GUO und PENG (2013) verfolgen diesen Ansatz und erweitern ihn, um neben den Aussagen zum Bewegungsverlauf auch Einschätzungen zu auftretenden Drehmomenten und erforderlichen Leistungen für die Antriebe zu erhalten.

Nach wie vor stellt auch in aktuellen Arbeiten das o. g. „Magic Formula Reifenmodell“ ei- ne wichtige Komponente in der Lenkmodellierung dar. So wird es bei MACLAURIN (2011) zur Simulation des Lenkverhaltens eines Raupenfahrzeugs mit Gummiketten genutzt. Eine sehr kom- plexe Simulation eines realen Kleinradladers mit Skidlenkung beschreiben REN et al. (2015). Die „Magic Formula“ ist dabei Teil eines Mehrkörper-Simulationssystems, das die Bewegungsvor- gänge beim Laden und Lenken abbildet. In einer Co-Simulation wird diese Mehrkörpersimulation mit einem Modell zusammengeführt, das die hydraulische Steuerung des Radladers abbildet. In Bezug auf die Höhe und den Verlauf der hydraulischen Öldrücke an verschiedenen Stellen im System beträgt die Abweichung der Simulationsergebnisse von den real gemessenen Werten weniger als zehn Prozent.

2.2.4 Raupenfahrzeuge mit Knicklenkung

Etwa seit den 1950er Jahren werden vermehrt Raupenfahrzeuge mit verschiedenen Arten von Knicklenkungen präsentiert. NUTTALL (1964) stellt einige davon vor. Er sieht die Raupenfahrzeuge den Radfahrzeugen überlegen, vor allem in schwierigem und wenig tragfähigem Gelände. Dieser Vorteil wird jedoch seiner Ansicht nach durch das Prinzip der Bremslenkung wieder zunichte gemacht, indem durch das Abbremsen der Raupenkette auf einer Fahrzeugseite die Gesamtzugkraft soweit reduziert wird, dass es unter ungünstigen Umständen sogar zum Steckenbleiben des Fahrzeugs kommen kann. Auch moderne Getriebe, die die Zugkraft von der kurveninneren auf die kurvenäußere Seite umverteilen, können hier keine Abhilfe schaffen. Wenn sich die Traktion schon bei Geradeausfahrt im Grenzbereich befindet, wird eine auf die Außenseite zusätzlich wirkende Zugkraft höchstens für ein Durchdrehen der Kette sorgen und damit nicht die Traktionsreduzierung der Innenseite kompensieren können. Deshalb sieht NUTTALL in den knickgelenkten Raupenfahrzeugen gar die wichtigste Entwicklung der vorausgegangenen Jahrzehnte für Geländefahrzeuge.

Die frühen Prototypen knickgelenkter Raupenfahrzeuge entstanden nicht dadurch, dass bestehende Fahrzeuge geteilt und in der Mitte mit einem Knickgelenk ausgestattet wurden. Stattdessen handelt es sich meist um zwei über ein Knickgelenk zusammengekoppelte Fahrzeugeinheiten. Eine solche Konstruktion beschreiben beispielsweise HANAMOTO und SPANSKI (1969). Dieses Forschungsfahrzeug namens COBRA besteht sogar aus drei gekoppelten Fahrzeugen, deren Knickgelenke nicht nur horizontal, sondern auch vertikal gesteuert werden können. Diese Bauform der zusammengekoppelten Fahrzeuge wird in verschiedenen militärischen, Amphibien- und Schneefahrzeugen aufgegriffen. Erst in den 1980er Jahren werden von ALHIMDANI (1982) und von WATANABE und KITANO (1986) mathematische Modelle und analytische Betrachtungen aufgestellt, die die verbesserte Lenkbarkeit bei geringerer Materialbelastung, kleineren erforderlichen Drehmomenten und weniger auftretendem Kettenschlupf zeigen.

Ebenfalls schon von NUTTALL (1964) erwähnt, steht Tucker Sno-Cat[®]⁴ auch aktuell noch für eine Bauform, bei der die Vorder- und Hinterachse durch jeweils ein Raupenfahrgerüst gebildet wird, das über ein Drehschemelgelenk mit dem Fahrzeuggrumpf verbunden ist. Dies ist keine Knicklenkung im eigentlichen Sinne – HOLM (1970) würde es eher als doppelte Wagenlenkung bezeichnen – aber auch mit dieser Bauform wird es möglich, die Länge des Raupenfahrzeugs zu vergrößern, ohne dafür eine schlechtere Lenkbarkeit in Kauf nehmen zu müssen.

Seit 2010 ist mit dem Carraro Mach 4 ein klassisch knickgelenkter Traktor auf Raupenlaufwerken auf dem Markt (Abbildung 2.1). SCHWARZ und FISCHER (2012) ordnen dieses Fahrwerkskonzept aus technischer Sicht zwischen knickgelenkten Radtraktoren mit Allradantrieb einerseits, und reinen Raupenfahrzeugen andererseits ein. Die große Aufstandsfläche der Kettenlaufwerke in Kombination mit dem stark kopflastigen Aufbau des Traktors lassen nach Einschätzung der Autoren einen Einsatz in Lagen mit über 60 Prozent Steigung erwarten. Für einen Vergleich unterschiedlicher Schlepperfahrwerke wird der Carraro Mach 4 auch in der Arbeit von FISCHER (2014) aufgegriffen, jedoch eher unter dem Gesichtspunkt des Zugkraftverhaltens und weniger im Hinblick auf die Lenkbarkeit. Als eine in Ursache und Auswirkung komplexe Thematik zeigt

⁴<http://www.sno-cat.com> (Abruf 31.05.2016)

sich bei FISCHERs Versuchen ein Aufstellmoment der Raupenlaufwerke, welches den Vorteil der großen Aufstandsfläche relativiert.



Abbildung 2.1: Schmalspurschlepper auf vier Kettenlaufwerken und mit Knicklenkung, seit 2010 am Markt.

2.2.5 Radfahrzeuge mit Knicklenkung

HOLM gibt 1970 einen ausführlichen Überblick über die Geschichte, Varianten, Definitionen und die Systematik von mehrteiligen, über Gelenke verbundenen Off-Road-Radfahrzeugen. Der englische Begriff „articulated“ im Titel seiner Veröffentlichung ist also nicht ausschließlich im engen Sinne von „knickgelenkt“ zu verstehen. Denn es werden auch einige Fahrzeuge erwähnt, die über die übliche Vorstellung von einem aus zwei Teilen bestehenden Knick-Fahrzeug hinausgehen. Aus drei und mehr Teilen zusammengesetzte Fahrzeuge bilden beispielsweise nicht-gleisgebundene, aber allradgetriebene Züge. Weitere Fahrzeugkonstruktionen mit vertikal knickenden Gelenken nutzen diese, um steile Hindernisse, wie Mauern oder Gewässerböschungen zu überwinden, indem einzelne Fahrzeugglieder gezielt angehoben und abgesenkt werden (siehe auch Absatz 2.2.8). Auch im Bereich der gelenkig verbundenen Radfahrzeuge entstehen viele Entwicklungen aufgrund militärischer Anforderungen in der Zeit um den zweiten Weltkrieg. Mit der seit 1937 aufgenommenen Produktion von sehr großvolumigen Geländereifen (ORLEMANN, 2001) findet bei Erdtransport- und Planiermaschinen⁵ ein Übergang auf schnellere und besser manövrierbare Rad- anstelle von Raupenfahrzeugen statt. Den allgemeinen und endgültigen Durchbruch der knickgelenkten Radfahrzeuge sieht HOLM Anfang der 1960er Jahre, als dieses Fahrzeugkonzept in großem Maße Einzug hält in die Bereiche der landwirtschaftlichen Traktoren, Holzurückemaschinen, Minenfahrzeuge und in alle Arten von Frontladerfahrzeugen. Ebenfalls in diese Zeit fällt der Übergang auf Hydraulikzylinder als Stellglied zur Umsetzung des Knicklenkwinkels, nachdem

⁵engl.: „earthmover“ und „(earth)scraper“

bis dahin zahnradbasierte mechanische Lösungen zur Anwendung kommen. Hierbei sei besonders auf ein in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts in militärischen und landwirtschaftlichen Zugmaschinen weit verbreitetes System verwiesen, welches von PAVESI (1920) patentiert wurde. Es zeichnet sich durch eine einfache und zugleich robuste Konstruktion aus, die überdies auch eine Pendelbewegung um die Längsachse ermöglicht. Einige der von HOLM genannten Entwicklungen gelten auch als Amphibienfahrzeuge. Großvolumige Reifen sorgen für Auf- und Vortrieb, und die Ausführung als Knicklenker sorgt auch im Wasser für eine gewisse Manövrierbarkeit.

OIDA beginnt 1978 mit analytischen geometrischen Betrachtungen, um eine Grundlage zu schaffen für weitere Analysen zu dynamischen Vorgängen, beispielsweise der Verschiebung des Schwerpunkts beim Lenken in knickgelenkten Fahrzeugen. Die ursprünglich rein theoretischen Überlegungen werden in weiteren Veröffentlichungen zunächst ohne Berücksichtigung von Zugkräften (OIDA, 1983), später dann auch unter Einbeziehung von Zugkräften (OIDA, 1985, 1987) erweitert und durch praktische Versuche ergänzt. Die Simulations- und Fahrversuchsergebnisse zu verschiedenen Konstellationen aus Geschwindigkeit, Kurvenradius, Fahrzeuggeometrie und Zugkraft liegen – trotz einiger laut DUDZIŃSKI (1984) kritisch zu betrachtender Vereinfachungen und Annahmen, die OIDA vorgenommen hat – auffallend gut beieinander, so dass trotz der analytischen Schwächen das Verständnis des Lenkverhaltens des untersuchten Knicklenker-Kleintraktors verbessert wird.

DUDZIŃSKI (1983) untersucht die Bewegungsabläufe, wenn ein knickgelenktes Fahrzeug im Stand gelenkt wird. Speziell die von DUDZIŃSKI (1986) noch detaillierter analysierte kinematische Unstimmigkeit führt bei Allrad-Knicklenkern auch im Stillstand zu Verspannungen, die sich in den mathematischen Modellen durch statisch unbestimmbare Lösungen zeigen. Die kinematische Unstimmigkeit ergibt sich bei Fahrzeugen mit mehr als einer Achse, die ohne Ausgleichsgetriebe miteinander verbunden sind, durch nicht identische kinematische Radumfänge, durch Fahrspurtrajektorien, die für verschiedene Achsen verschiedene Längen aufweisen, und auch durch Fahrbahnunebenheiten. Im Fahrbetrieb kann die kinematische Unstimmigkeit zu sehr gegensätzlichen Kräften führen, die an den einzelnen Rädern auftreten, besonders bei einem großen Verhältnis von Achsabstand zu Spurbreite. Dies ist mit negativen Auswirkungen auf die Lenkbarkeit, die Materialbelastung und den Energieverbrauch verbunden. In einer großen Abhandlung beschreibt DUDZIŃSKI (1989) ein sowohl das Fahrzeug als auch das Lenksystem umfassendes Modell, mit dem es möglich wird, optimierte Lenkgeometrien und -mechanismen für zukünftige Fahrzeugentwicklungen zu erstellen.

In weiteren Veröffentlichungen wird das Simulationsmodell von DUDZIŃSKI (2009 und 2012) um Reifen- und Fahrzeugparameter sowie die Eigenschaften des hydraulischen Systems erweitert. Damit werden Vorhersagen zum Fahrverhalten, zur Schwingungs- oder Schlingeranfälligkeit und zur Fahrstabilität beim Überfahren von Hindernissen möglich. Diese Ergebnisse sind besonders für die Sicherheit schnellfahrender Arbeitsmaschinen relevant. AZAD et al. (2006) stellen ein Regelungskonzept vor, bei dem durch gezieltes Bremsen an den einzelnen Rädern der Hinterachse die Schlingerbewegung gedämpft werden soll. THULASIRAMAN et al. (2013) optimieren ebenfalls anhand einer Simulation die Anlenkungspunkte der Lenkzylinder und erreichen dadurch eine mögliche Reduzierung der Hydraulikdrücke und eine verringerte Materialbelastung.

2.2.6 Kippstabilität der Knicklenkung

Für die Bewertung der Fahrstabilität von Fahrzeugen mit Knicklenkung muss deren spezifische Eigenschaft, dass sich mit dem Lenkwinkel die Lage des Fahrzeugschwerpunkts verändert, besonders beachtet werden. Entscheidend ist dabei die Lage der Teilschwerpunkte des Vorder- und Hinterwagens. Nach DUDZIŃSKI (1989) wandert der Gesamtschwerpunkt Richtung Kurvenaußenseite, wenn das Knickgelenk unter einer nach unten weisenden Spannung steht, die Einzelschwerpunkte also zwischen den Achsen liegen. Im umgekehrten Fall, also bei nach oben unter Spannung stehendem Knickgelenk, wandert der Gesamtschwerpunkt mit zunehmendem Lenkeinschlag zur kurveninneren Seite. Gleichzeitig verändert sich mit dem Lenkwinkel auch die Stützpolygonfläche (siehe Abschnitt 2.2.10 auf Seite 40). Beide zur Berechnung der Kippstabilität erforderlichen Größen sind also der sich ändernden Fahrzeuggeometrie unterworfen, so dass sich für die Bewertung gegenüber anderen Lenksystemen ein uneinheitliches und schwer durchschaubares Bild ergibt.

VIDONI et al. (2015) untersuchen verschiedene Fahrzeugbauformen mit unterschiedlichen Lenkungen, aber vergleichbaren Abmessungen, auf ihre Einsetzbarkeit für Roboter in Hanglagen, indem sie jeweils einen Stabilitätsindex ermitteln. Die Autoren bewerten dabei den Stabilitätsindex des Knicklenkungsfahrzeugs „vergleichbar mit dem (oder sogar besser als den)“⁶ Stabilitätsindex des Fahrzeugs mit Ackermann-Lenkung, allerdings nur für das Wenden bergab.⁷ Obwohl der Stabilitätsindex des Knicklenkungsfahrzeugs in über zwei Drittel der Fahrsituationen unter dem Index sowohl des Raupen- als auch des Ackermann-Fahrzeugs liegt und lediglich den Index des Dreiradfahrzeugs übertrifft, wird von VIDONI et al. das Knicklenkungssystem aufgrund seiner „optimalen Lenkbarkeit, Beweglichkeit und guten Stabilität“ als „am besten geeignet für unebene und Seitenhangflächen“⁶ eingeschätzt.

Die Problematik eines zweiten Freiheitsgrades im Knickgelenk wird von VIDONI et al. (2015) ausführlich dargelegt und gesondert ausgewertet. Dieser Freiheitsgrad ermöglicht einerseits zur Anpassung an Fahrbahnunebenheiten eine Verdrehung der beiden Wagenteile in Längsrichtung gegeneinander, ähnlich der Pendelachse in Traktoren. Andererseits verschlechtert dieser mögliche Rollwinkel die Fahrstabilität, weil er zu einer weiteren Schwerpunktverschiebung führt.

Auch DUDZIŃSKI (1989) erläutert dieses Thema und empfiehlt für die Fahrzeugkonstruktion, das Pendel- oder Rollgelenk möglichst weit in Richtung der weniger belasteten Achse zu verschieben. STEINMETZ (1985) greift den Sachverhalt ebenfalls auf und erklärt die Wirkungsweise des von der Firma Holder entwickelten sogenannten Radlastausgleichs anhand eines Kräfte-schaubilds. Der Radlastausgleich soll die negative Auswirkung des Rollgelenks auf die Fahr- und Hangstabilität vermindern, indem das Rad, das abzuheben droht, mit einer zusätzlichen Radlast beaufschlagt wird (Abbildung 2.2). Das Grundprinzip besteht darin, dem Pendelgelenk einen zunehmenden Widerstand entgegenzusetzen, und zwar umso mehr, je größer der Lenk- und/oder Rollwinkel momentan ist. In jüngerer Zeit werden anstelle der früheren Federpakete hydraulische Komponenten eingesetzt mit dem Vorteil, dass damit aktiv in den Radlastausgleich eingegriffen werden kann (ebenfalls Abbildung 2.2).

⁶Übersetzungen durch den Verfasser

⁷Hinweis: zum Originalartikel gibt es ein Corrigendum. Im Originalartikel bezog sich diese Aussage auf das Wenden bergauf.

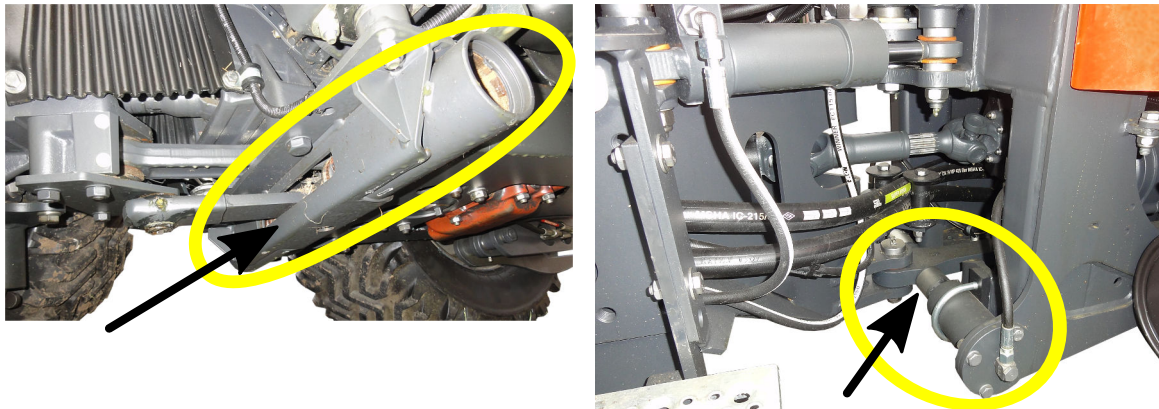
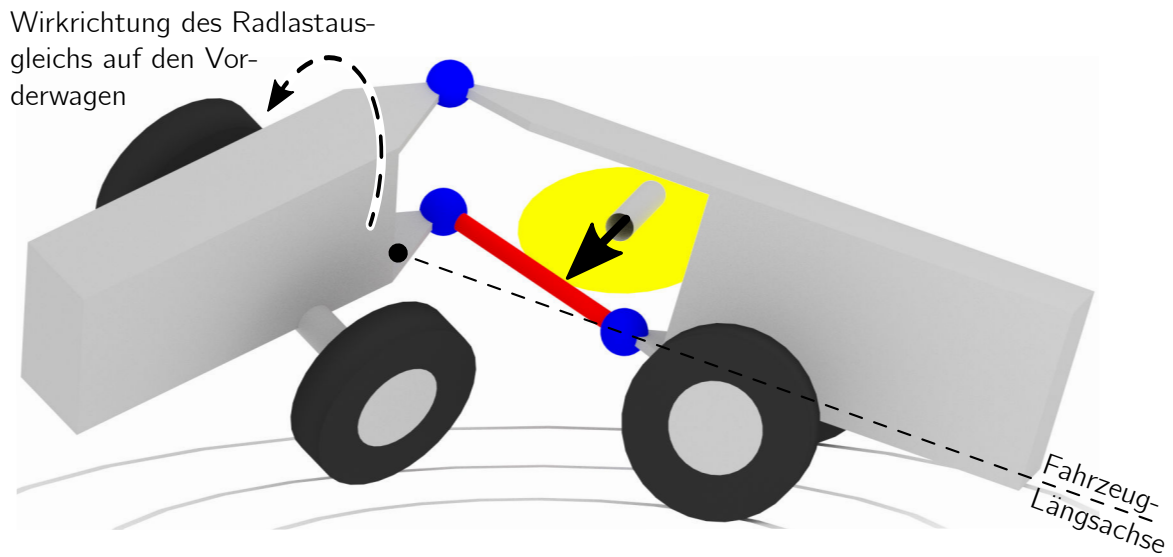


Abbildung 2.2: Radlastausgleich der Holder Knicklenker, jeweils gelb markiert. Der zusätzliche Freiheitsgrad im Knickgelenk für die Pendelbewegung wird durch das Pendelgelenk (rot) ermöglicht. Unter ungünstigen Umständen kann es jedoch auch zum oben dargestellten Einknicken des Fahrzeugs und gleichzeitigen Abheben eines Rades kommen (oben). Der Radlastausgleich wirkt dagegen, indem eine Kraft auf das Pendelgelenk in der Form ausgeübt wird, dass der Freiheitsgrad der Pendelbewegung eingeschränkt wird. Im Extremfall würde dadurch das Pendelgelenk in Richtung der Fahrzeuglängsachse gedrückt werden. Die daraus resultierende Drehung des Vorderwagens bewirkt die Entlastung des am Boden befindlichen Rades, so dass sich die Gewichtskraft des Vorderwagens weniger am Boden abstützt und der Vorderwagen dadurch mehr als Gegengewicht zum Hinterwagen wirken kann.

Unten links: Radlastausgleich durch Federpakete, unten rechts durch Hydraulikzylinder.

2.2.7 Einzelradansteuerung und passive Knicklenkung

Moderne Sensoren, Aktoren und Steuerungen ermöglichen zunehmend die Einflussnahme auf einzelne Räder, um das Fahr- und Lenkverhalten zu verbessern. Weit verbreitet sind im PKW- und LKW-Bereich in diesem Zusammenhang Antiblockiersysteme und elektronische Stabilitätsprogramme (ESP). Beispielhaft sei hier auf ZHENG et al. (2006) verwiesen, die ein mathematisches und ein Simulationsmodell für eine Fahrstabilitätssteuerung vorstellen. Sie verdeutlichen den Sicherheitsgewinn, der dadurch erreicht wird, dass im Grenzfall, wenn die maximalen Seitenführungskräfte der Räder überschritten werden, aber die übertragbaren Längskräfte noch nicht vollständig ausgeschöpft sind, diese Längskraftreserven für skidlenkungsartige Lenkimpulse genutzt werden und so einer drohenden Schleuderbewegung des Fahrzeugs entgegengewirkt werden kann.

KANG et al. (2010) berichten über die Simulation, die Steuerungsentwicklung und Fahrversuche mit einem Modellfahrzeug mit Skidlenkung, sechs Rädern in Einzelradaufhängung und mit elektrischem Einzelradantrieb. Die Steuerung erfolgt dabei in einem zweistufigen Prozess. Aus den Geschwindigkeits- und Lenkradiusvorgaben werden zunächst die notwendige Gesamtlängskraft und das erforderliche Lenkmoment berechnet. Daraus wiederum werden über die einzelnen Radaufstandskräfte für jedes Rad die angestrebte Längskraft und schließlich als Zielgröße das Drehmoment für jeden Antrieb ermittelt. Auch WU et al. (2013) entwerfen eine Steuerung, die auf der Nutzung von elektrischen Einzelradantrieben in einem skidgelenkten Fahrzeug aufbaut. Ihr Fokus liegt dabei darauf, auch während einer Kurvenfahrt die Geschwindigkeit erhöhen oder verringern zu können, ohne dabei den Kurvenradius zu verändern, und damit dem diesbezüglichen Verhalten eines Fahrzeugs mit Ackermannlenkung möglichst nahe zu kommen.

YAMAKAWA und WATANABE (2006) simulieren unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen, einerseits in Form von elektrischen Einzelradantrieben in Kombination mit Einzelradlenkungen, andererseits in Form von Fahrzeugen mit konventionellen mechanischen Antriebssträngen mit Differentialgetrieben und mechanischem Ackermann-Lenkschema. Gesucht wird auch hier eine optimale Drehmomentverteilung über die einzelnen Räder, und zwar indem der Schlupf, bzw. die Summe der verrichteten Reibarbeit zwischen Rädern und Fahrbahn minimiert wird. YAMAKAWA und WATANABE zeigen, dass am Hang in Falllinie die beste Steigfähigkeit gegeben ist, wenn alle Räder gleich schnell drehen – wie bei einem Allradfahrzeug mit gesperrtem Mittendifferential. Die Drehmomentverteilung ergibt sich dabei von selbst. Bei Kurvenfahrt sollte der Anteil des von einem Rad übertragenen Drehmoments zur Summe aller Drehmomente im gleichen Verhältnis stehen wie der Anteil der von diesem Rad getragenen Radlast am gesamten Fahrzeuggewicht. YAMAKAWA et al. erweitern 2007 die Simulation um das Fahrverhalten auf unebenen Untergründen. Sie finden auch hier ein verbessertes Fahrverhalten, wenn das genannte Radlast-Drehmomentverhältnis eingehalten wird – insbesondere auch während der Radlastverläufe, die sich beim Überfahren von Unebenheiten durch Ein- und Ausfederungsvorgänge ergeben. Außerdem weisen die Autoren darauf hin, dass es für die Umsetzung der optimalen Steigleistung am Hang zwingend notwendig ist, dass die Einzelradantriebe ausreichend dimensioniert sind.

Es genügt hier nicht, einen konventionellen Motor mit der Antriebsleistung P_{gesamt} durch vier Einzelradantriebe mit der Leistung

$$P_{einzel} = 1/4 \cdot P_{gesamt}$$

zu ersetzen, da im Extremfall, wenn die bergseitigen Räder weitgehend entlastet sind, die beiden verbleibenden Antriebe die notwendige Leistung nicht aufbringen können.

Passive Knicklenkung: In einem weitergehenden Schritt lässt sich mit Hilfe von Einzelradantrieben und einem Fahrzeugchassis mit Knickgelenk ein Fahrzeugkonzept mit „passiver“ Knicklenkung verwirklichen. „Passiv“ bedeutet an dieser Stelle, dass kein aktives, direkt auf das Knickgelenk wirkendes Stellglied vorhanden ist, um den Lenkwinkel einzustellen. Stattdessen stellt sich der Lenkwinkel infolge unterschiedlicher Antriebsraddrehzahlen ein. Eine frühe Erwähnung eines solchen Systems findet sich bei HYLER (1966) in Form einer Beschreibung des Antriebsystems der Tournapull Erdplanier- und -Transportmaschinen („Earth-scraper“, Abbildung 2.3). Diese Fahrzeuge haben bis etwa 1950 (HOLM, 1970) ein frei bewegliches Knickgelenk kurz hinter der Vorderachse. Der Lenkwinkel ergibt sich aus der Drehbewegung des Vorderwagens, indem dessen beide Räder mit unterschiedlicher Drehzahl angetrieben werden. Die Drehzahldifferenz wird entweder, wie bei Raupenfahrzeugen aus dieser Zeit, mit einem System aus Kupplungen und Bremsen eingestellt, oder durch die Motordrehzahl eines eigenen Motors je Rad.

Auch in der Sowjetunion ist in den 1960er Jahren im Bereich der Straßenbau- und der allgemeinen Baumaschinen sowie in der Automobilindustrie ein sehr ähnliches Fahrzeugkonzept weit verbreitet. Es handelt sich dabei um einachsige Schlepper oder Zugmaschinen in der Kombination mit Sattelaufliegern. Diese sind über eine gelenkige Kupplung miteinander verbunden, die den Lenkeinschlag ermöglicht. Daraus ergibt sich eine gute Manövrierfähigkeit, die jedoch bei bestimmten Knickwinkeln mit schlechten Kippstabilitätseigenschaften dieser Fahrzeuge einhergeht. MARSCHAK und GOLDSTEIN (1966) analysieren daher die Zusammenhänge zwischen den

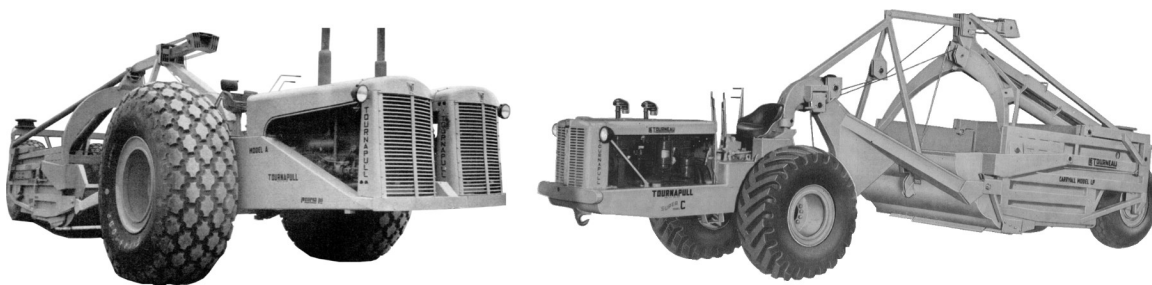


Abbildung 2.3: Tournapull Earth-scraper (Erdplanier- und -Transportmaschinen), mit frei drehbarem Gelenk kurz hinter der Vorderachse. Der Lenkeinschlag ergibt sich durch unterschiedliche Raddrehzahlen der Vorderachse, die entweder durch einen separaten Motor je Vorderrad (links) oder durch eine aus dem Raupenfahrzeugbau bekannte Getriebekonstruktion eingestellt werden (rechts).

Quellen: verändert nach POWELL (1942) (links); rechts: verändert nach einem Verkaufsprospekt von ca. 1957 (mit freundlicher Genehmigung, 02.06.2015): <http://www.tractorparts.com/images/letourneau/tournapullcvr.JPG>

Abmessungen und Schwerpunktlagen der Fahrzeugteile mathematisch, um bei gegebenen Faktoren die statische Kippsicherheit bestimmen zu können. Vorteilhaft wirken sich dabei ein breiterer Radstand, eine kleinere Masse der Zugmaschine im Verhältnis zur Gesamtmasse des Fahrzeugs, ein niedriger Gesamtschwerpunkt und ein vergrößerter Abstand des Aufliegerschwerpunkts vom Kupplungsgelenk aus.

Zwischen 1970 und 2000 finden sich kaum Hinweise auf das passive Knicklenkungsprinzip. Dieses wird erst wieder Anfang der 2000er Jahre für Forschungsprototypen aufgegriffen. In seiner Arbeit über den systematischen Entwurf von radbasierten Fahrwerkskonzepten für Roboter erwähnt APOSTOLOPOULOS (2001) auch die Möglichkeit der passiven Knicklenkung.

SHAMAH et al. (2001) greifen dieses Konzept auf. Das „Hyperion“ genannte Fahrzeug ist Teil einer Machbarkeitsstudie für solarbetriebene Roboter zur Planetenerkundung. Hyperion hat ein Gesamtgewicht von 157 kg und ist für eine Fahrgeschwindigkeit von 0,3 m/s ausgelegt. Hindernisse von 20 cm Höhe können nach Angaben der Autoren ohne Lenkwinkeländerung überfahren werden. Der Raddurchmesser wäre hierbei von Interesse, wird jedoch nicht genannt. Die Genauigkeit der Steuerung erfüllt die Erwartung von SHAMAH et al., lediglich das Rückwärtsfahren führt zu Problemen. Diese ergeben sich aus dem unsymmetrischen Fahrzeugaufbau, da das Gelenk für die Lenkung nicht in der Fahrzeugmitte, sondern über der Vorderachse liegt.

WAGNER et al. (2005) präsentieren als Nachfolger des Hyperion das Erkundungsfahrzeug „Zoë“. Dieses wird ebenfalls ausschließlich mit Solarstrom betrieben, wiegt 198 kg und die nominale Fahrgeschwindigkeit beträgt einen Meter pro Sekunde. Das Fahrwerk ist symmetrisch aufgebaut, allerdings nicht mit einem Knickgelenk in der Mitte, sondern mit jeweils einem Gelenk über der Vorder- und der Hinterachse. Dennoch beobachten WAGNER et al., dass trotz symmetrischer Steuerung die Hinterachse zum Übersteuern und die Vorderachse zum Untersteuern neigt. Die Ursache des Fehlers wird nicht erklärt. Stattdessen wird seine Reproduzierbarkeit von den Autoren genutzt, um in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und vom Soll-Lenk Winkel eine Feedforward⁸-Korrekturgröße in den Regelkreis einfließen zu lassen.

SEEGMILLER und WETTERGREEN (2011) erweitern das kinematische Modell des Zoë vom zwei- in den dreidimensionalen Raum und können damit auch die Rollwinkel der beiden Achsen abbilden. Erst durch diese Erweiterung wird es möglich, unebenes Gelände mit vielen Hindernissen nicht nur zu durchqueren, sondern darin auch Navigationspfaden zu folgen. Weiteren Forschungsbedarf sehen SEEGMILLER und WETTERGREEN darin, wie in zeitlich hoher Auflösung ein Geschwindigkeitssignal gewonnen werden könnte. Dies würde Rückschlüsse auf die aktuelle Traktion zulassen, die für die Einstellung der Lenkwinkel unabdingbar ist. Auch WAGNER et al. (2005) sehen den Traktionsverlust als äußerst kritischen Punkt für einen zuverlässigen Betrieb, insbesondere weil untergrundbedingte Traktionsprobleme im Gegensatz zu Hindernissen kaum von Kameras erkannt und entsprechend umfahren werden können.

DJUKIC et al. (2007) sehen im Konzept der passiven Knicklenkung die Möglichkeit, einen Hauptvorteil der Skidlenkung ohne ihren Hauptnachteil zu nutzen – nämlich einen mechanisch sehr einfachen Aufbau ohne aufwendige Lenkgestängekonstruktion, ohne dabei viel Reibungsverlust zwischen Rädern und Boden in Kauf nehmen zu müssen. DJUKIC et al. leiten zunächst ein

⁸Die Stellgröße wird also in Erwartung eines sich sicher einstellenden Fehlers von vornherein um einen diesem Fehler entgegenwirkenden Betrag verändert.

sehr einfaches, iteratives Modell für die einzustellenden Raddrehzahlen an den Einzelradantrieben her und realisieren einen kleinen Versuchsprototypen. Der Prototyp kann symmetrisch, also mit dem Knickgelenk in Fahrzeugmitte, oder asymmetrisch betrieben werden. Die Steuerung verfügt jedoch nur über einen offenen Regelkreis. Dieser ermöglicht kein zufriedenstellendes Fahrverhalten, da im zugrunde liegenden Modell weder Massenträgheiten noch Reibung oder Totbandbereiche der Antriebsmotoren berücksichtigt werden. In DJUKIC (2008) wird die iterative Herleitung des Bewegungsmodells durch ein analytisches ersetzt, das Modellfahrzeug wird jedoch nicht mehr erwähnt.

Ein weiteres Versuchsfahrzeug mit optional möglicher passiver Knicklenkung und Einzelradantrieben ist ArtiTRAX und wird ausführlich von ANDERSSON (2013) und zusammengefasst von BROSTRÖM et al. (2014) vorgestellt. Für diesen Versuchsträger wurden zwei elektrische Rollstühle mit jeweils demontierter Vorderachse über ein Knickgelenk miteinander verbunden. Das Fahrzeug verfügt über Einzelradantriebe und der Lenkwinkel kann, je nach Fahrzeugkonfiguration, aktiv oder passiv eingestellt werden. Der Fokus liegt bei ArtiTRAX jedoch nicht speziell im Bereich der passiven Knicklenkung, sondern allgemeiner in der Erfassung und Bewertung verschiedener Betriebsparameter, die für die Optimierung von Lenkungs- und Traktionssteuerungen in Fahrzeugen mit Knicklenkung relevant sind.

2.2.8 Sonderansätze zur Hindernisüberwindung

Die Recherche nach Knicklenkung im Off-Road Bereich führt auch zur Gruppe der „wheeled active articulated vehicles“⁹, abgekürzt als WAAV. Die Anfänge solcher Fahrzeuge mit vertikalen anstelle von horizontalen Knickgelenken werden von HOLM (1970) genannt, siehe Absatz 2.2.5. Während anfänglich bei diesen Fahrzeugen der Fahrer zur Überwindung von Hindernissen zwischen den Gelenksteuerungsoptionen „Schwimmstellung“, „fixiert“, oder „manuell auf oder ab“ wählen konnte, sind die eigentlichen WAAV, wie beispielsweise von SREENIVASAN et al. (1994) beschrieben, mit automatischen Steuerungen und Regelungen ausgerüstet. Diese sorgen dafür, dass alle Gelenke in ihren drei Freiheitsgraden, also Gier-, Neigungs- und Rollwinkel, so gestellt werden, dass das Fahrzeug bestmöglich beispielsweise über felsiges Gelände manövriert, sich aus einer festgefahrenen Situation befreit, wieder aufrichtet, wenn es umgekippt ist, oder permanent die einzelnen Radlasten so verteilt, dass sich eine optimale Traktion des Gesamtfahrzeugs ergibt. Auch die Verschiebung einzelner Achsen in Längsrichtung ist möglich, um die Schwerpunkte der einzelnen Fahrzeugglieder zu verlagern.

SASAKI et al. (1991) verfolgen für die Arbeit in japanischen Wäldern in Steillagen einen den WAAV vergleichbaren Ansatz, jedoch mit einem knickgelenkten Prototyp mit vier Raupenlaufwerken. Der vordere und hintere Fahrzeugteil sind über eine etwa einen Meter lange Gelenkstruktur mit vier Freiheitsgraden miteinander verbunden. Der dritte und vierte Freiheitsgrad ergibt sich daraus, dass die Neigungswinkel des vorderen und des hinteren Fahrzeugteils gegenüber dem Verbindungselement getrennt einstellbar sind. Somit kann das Fahrzeug nicht nur vertikal geknickt werden, sondern die beiden Fahrzeugteile lassen sich zur Überwindung senkrechter Hindernisse in der Vertikalen auch parallel zueinander versetzen (Abb. 2.4, links).

⁹sinngemäß: Radfahrzeuge mit aktiv bewegten Gelenken

Diese doppelte Neigungseinstellung ermöglicht es außerdem, der am Hang auftretenden, bergab gerichteten Gewichtsverlagerung entgegenzuwirken, indem die beiden Fahrzeugteile leicht hangaufwärts geneigt werden (Abb. 2.4, rechts). So lässt sich auch am Hang ein über die gesamten Raupenkettens gleichmäßiger Bodendruck und damit eine verbesserte Traktion erreichen.

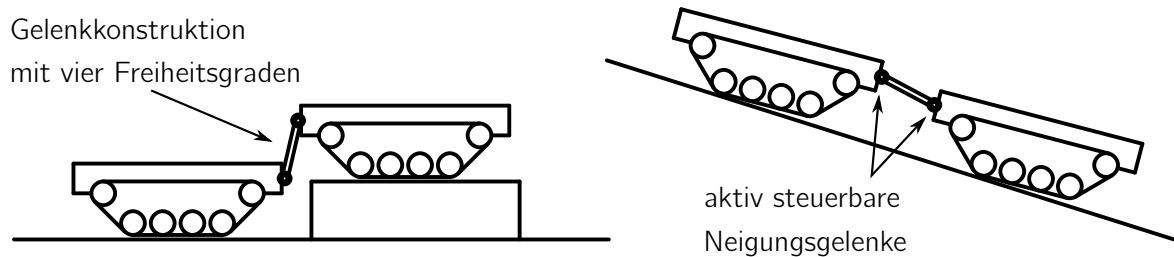


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Raupenfahrzeugs mit einer Knickgelenkkonstruktion mit vier Freiheitsgraden (Gier-, Roll- und zwei Neigungswinkel) und den sich daraus ergebenden Möglichkeiten zur Hindernisüberwindung (links) und zur Traktionsoptimierung am Hang (rechts) (nach SASAKI et al. (1991))

Für die Fortbewegung in extrem unwegsamem oder unbekanntem Gelände, wie beispielsweise auch für die unbemannte Erkundung von Planeten, wird an Systemen geforscht, bei denen anstelle von Rädern oder Raupenfahrwerken mehrdimensional bewegliche Roboterbeine zum Einsatz kommen. Diese Lösungen sind in ihrer Realisierung aus steuerungstechnischer und mechanischer Sicht sehr anspruchsvoll. YEOMANS und SAAJ (2011) kommen in ihren Simulationen zum Ergebnis, dass gerade das Einsinken der Beine in weichen oder lockeren Böden, auf diesen zu gutem Halt und zu guter Traktion führt – die Beine wirken gewissermaßen wie überdimensionale Spikes. Dass dabei, im Gegensatz zu Radfahrzeugen in der gleichen Situation, keine kontinuierliche Bodenverdichtungsarbeit geleistet werden muss und kein Bulldozing-Effekt auftritt, ist ein weiterer Vorteil. SCHÄFER und LEITE (2014) thematisieren in ihrem Aufsatz jedoch die geringe Reichweite dieser Roboter und untersuchen hybride Fortbewegungswerkzeuge. Mit Hilfe von Rädern an den Enden der Beine kann die Roboterplattform je nach Gegebenheiten „gehen“ oder fahren und wahlweise mit großer Bodenfreiheit oder mit niedrigem Schwerpunkt oder mit aktiver Federung mit großem Federweg betrieben werden.

Bei allen ihren Vorteilen sind diese Fortbewegungstechniken jedoch vorwiegend nur Simulationsmodelle, Zukunftsvision oder nur in der Größenordnung von wenigen Kilogramm als Prototypen realisiert, so dass sie an dieser Stelle nicht weiter behandelt werden.

2.2.9 Optimierung der möglichen Zugkraft

Die maximale Zugkraft, die ein Fahrzeug unter gegebenen Antriebs- und Bodenbedingungen aufbringen kann, ist ein Indikator für das Verhältnis zwischen einerseits der Reaktionskraft, die der Boden ausgehend von seinem Zustand und seiner Struktur aufbringen kann, und andererseits den der Fahrbewegung entgegengesetzten Kräften, die durch Rollwiderstand, Bulldozing-Effekt, Hangabtriebskraft und kinematische Unstimmigkeit hervorgerufen werden. Die Differenz aus der horizontalen Komponente der Bodenreaktionskraft und den genannten der Fahrtrichtung entgegengesetzten Kräften ergibt, unter der Voraussetzung einer ausreichend dimensionierten

Antriebsleistung, die maximale Zugkraft. Ist die mögliche Zugkraft kleiner null, bleibt das Fahrzeug stehen (LAUGHERY et al., 2000).

LAUGHERY et al. (1990; 2000) zeigen die Zusammenhänge zwischen Fahrzeuggewicht, Aufstandsfläche, Einsinktiefe und resultierender Zugkraft auf Sand und Lehm, jeweils für Rad- und Raupenfahrzeuge, indem sie ein von BEKKER (1960; 1969) entworfenes Modell weiterentwickeln. Nach dieser Theorie ist für eine große Zugkraft auf bindigem Lehmboden in erster Linie eine große Rad-Boden-Kontaktfläche verantwortlich, auf lockerem trockenem Sand hingegen das Fahrzeuggewicht. Gewicht und Aufstandsfläche wirken wiederum auf die Einsinktiefe und den Rollwiderstand. Eine Gewichtserhöhung bringt also nicht zwangsläufig eine erhöhte Zugkraft mit sich, ebenso wenig wie die größere Aufstandsfläche von Raupen. Außerdem kann es Konstellationen geben, in denen ein etwas leichteres Radfahrzeug einem vergleichbaren, aber schwereren Raupenfahrzeug überlegen ist. MURO (1997) stellt ähnliche Überlegungen an, wobei sich seine Vergleiche auf Front-, Heck- und Allradantrieb beziehen, außerdem die Lage des Schwerpunkts in Längsrichtung variiert wird und als Maß nicht die Zugkraft, sondern die maximale Steigfähigkeit herangezogen wird. Für Front- und Allradantrieb sollte nach seinen Berechnungen der Schwerpunkt leicht nach vorne verlagert werden.

RACKHAM und BLIGHT (1985) fassen die geschichtliche Entwicklung der Allradtraktoren zusammen und nennen zahlreiche Veröffentlichungen zu deren Zugleistungs- und Fahrstabilitätseigenschaften, auch unter Berücksichtigung von Hanglagen. Wenn auch die für Allradtraktoren typische gewisse Verlegung des Schwerpunkts nach vorne für die maximale Zugkraft Vorteile bringt, so ist nach RACKHAM und BLIGHT dabei zu bedenken, dass dadurch die Kippstabilität am Hang aufgrund der pendelnden Vorderachse abnehmen kann. Insgesamt überwiegen dennoch die Vorteile dieser veränderten Radlastverteilung, des verringerten Rollwiderstands des Gesamtfahrzeugs, der geringeren Bodenverdichtung bei gleicher Zugleistung und des Sicherheitsgewinns am Hang durch die bessere Traktion, sowohl unter Zug- als auch unter Bremsbedingungen.

Um die Zugkraft eines Fahrzeugs zu maximieren, sind sowohl die Art des Fahrwerks, also Räder oder Raupen, als auch die Drehmomentverteilung zwischen den einzelnen Rädern bzw. Raupen von entscheidender Bedeutung. Sowohl bei RACKHAM und BLIGHT (1985) als auch WATANABE et al. (1995) finden sich Betrachtungen zu verschiedenen Differentialkonstellationen im Antriebsstrang. RACKHAM und BLIGHT richten dabei den Blick auf praktisch angewandte Systeme, während WATANABE et al. formale Modelle erstellen. Allerdings konzentriert sich die Auswertung der Modelle dann mehr auf das Lenkverhalten. Zur Zugkraft findet sich letztlich nur die etwas allgemeine Aussage, dass die Raupenvariante der Radvariante überlegen ist. Obwohl auch Versuche zur Steigfähigkeit gemacht werden sollten, finden sich dazu im Artikel keine weiteren Hinweise mehr.

Auch VANTSEVICH et al. (2010) thematisieren die Differentiale. Ihr Schwerpunkt liegt dabei auf Berechnungsgrundlagen, um mit variablen Differentialübersetzungen kinematische Unstimmigkeiten bei Kurvenfahrten auszuschließen. Die Minimierung der Kraftverluste durch die kinematische Unstimmigkeit kann zwar auch die mögliche Zugkraft erhöhen, jedoch beschränken sich VANTSEVICH et al. ausschließlich auf Simulationen. Sie empfehlen die Berücksichtigung ihrer Ergebnisse bei der Konstruktion von Antriebssträngen, allerdings ohne einen Hinweis darauf, wie variable Differentialgetriebe realisiert werden könnten.

Während die vorgenannten Autoren sich auf Fragestellungen zu jeweils spezifischen Fahrzeugkonfigurationen konzentrieren, beschreibt ADAMS (1959) eine umfangreiche Untersuchung zu den Traktionseigenschaften eines Versuchsträgers, welcher sowohl als Radfahrzeug als auch als Raupenfahrzeug betrieben werden kann. Weiterhin kann dieser Versuchsträger mit Ackermann-, Knick- oder Skidlenkung, mit Zwei- und Vierradantrieb, mit oder ohne Differential und mit verschiedenen Varianten der Umsetzung der Skidlenkung konfiguriert werden. Sehr deutlich wird an ADAMS Ergebnissen, dass keine der Konstellationen den andern in allen Belangen überlegen ist. Um ein Beispiel herauszugreifen, weist die Raupenvariante bei niedriger Geschwindigkeit auf nassem Lehm die beste Zugkraft auf, jedoch nur bei Geradeausfahrt. Bei Kurvenfahrt sind die geometrisch gelenkten Varianten im Vorteil. Bemerkenswert ist auch ADAMS Hinweis auf eine Art „Entengang“. Dieser ist nur mit der Knicklenkung möglich und besteht in wechselseitigem starkem Hin- und Herlenken. Durch diese gewissermaßen hangelnde Lenkbewegung wird der Aufstandspunkt der Räder zusätzlich zur Fortbewegung aus dem Antriebsmoment verschoben. Dadurch kann unter Umständen ein Festfahren, bei dem sich die Räder an einer Stelle eingraben, verhindert werden. Trotz der größeren maximalen Zugkraft der Raupe kann also der Knicklenker möglicherweise noch vorwärts kommen, wo das Raupenfahrzeug u. U. stecken bleibt.

2.2.10 Fahrverhalten, Rutsch- und Kippgrenzen am Hang

Das Verhalten von Fahrzeugen an steilen Hängen wird in der Literatur aus unterschiedlichen Blickwinkeln betrachtet. Auf der einen Seite steht hier nach GREČENKO (1984) die Bewertung der Leistungsfähigkeit eines Fahrzeugs, eine gegebene Steigung mit einer gewissen Geschwindigkeit zu bewältigen. KEMP (1990) leitet hierzu, ausgehend vom Energieerhaltungssatz und vom Bodenmodell von BEKKER (1969) die mathematischen Zusammenhänge für Radfahrzeuge her. Er unterscheidet dabei, ob eine Steigung mit gleichbleibender Geschwindigkeit überwunden werden muss, oder ob eine Geschwindigkeitsabnahme in Kauf genommen werden kann.

ORDONEZ et al. (2012) entwerfen ein Modell für einen skidgelenkten Roboter, zur Prognose der erforderlichen Raddrehmomente für gleichförmige Kurvenfahrten auf verschiedenen Untergründen und auf schrägen Ebenen. Im Fokus steht dabei auch, schon bei der Pfadplanung Fahrsituationen zu vermeiden, in denen die Fahantriebe in ungünstigen Konstellationen aus Steigung, gefordertem Kurvenradius und Bodeneigenschaften über ihre Leistungsfähigkeit hinaus angesteuert werden müssten und deshalb eine autonome Steuerung unzuverlässig würde.

Auf die verbesserte Hangtauglichkeit von Raupen- anstelle von Radfahrwerken mit Skidlenkung (CREEDY, 1984), durch ein Knickgelenk mit doppelter Neigungseinstellung (SASAKI et al., 1991), sowie durch Vierradantrieb (RACKHAM und BLIGHT, 1985) wurde in den vorherigen Absätzen schon hingewiesen.

Auf der andern Seite stehen sicherheitsrelevante Fahrzeugeigenschaften und die Bestimmung von Grenzwerten, innerhalb derer ein Fahrzeug am Hang sicher betrieben werden kann. Dabei ist nach GREČENKO nochmals zwischen Kipp- und Rutschgefahr zu differenzieren. Zwischen den Aspekten Leistungsfähigkeit und Sicherheit stehen die Arbeiten von MCKENZIE und RICHARDSON (1978), sowie SALSBERY und HARTSOUGH (1993). Beide beschreiben ein Hangelwindensystem, wie es schon in Abschnitt 2.1.6.1 auf Seite 18 im Zusammenhang mit dem RMS dargestellt

wurde, hier jedoch für Arbeitsmaschinen für die Waldwirtschaft am Steilhang. Die Waldbewirtschaftung soll mit diesem System kostengünstiger, bodenschonender und sicherer werden. Im Unterschied zum RMS im Weinbau finden hier jedoch keine zeilenweisen Arbeitsvorgänge statt, sondern durch das Seil soll lediglich die Hangabtriebskraft kompensiert werden. Dabei werden der Arbeitsmaschine durchaus auch von der Falllinie abweichende Fahrbewegungen zur Seite erlaubt. Während es sich bei MCKENZIE und RICHARDSON vorwiegend um eine Machbarkeitsstudie handelt, realisieren SALSBERY und HARTSOUGH eine Steuerung für einen Prototypen. Bemerkenswerterweise kommt dabei schon eine (allerdings noch kabelgebundene) Fernbedienung zum Einsatz, um durch den Betrieb ohne einen auf dem Fahrzeug sitzenden Fahrer eine zusätzliche Sicherheit zu erreichen.

GIBSON et al. (1971) sowie GIBSON und BILLER (1974) berechnen die kritischen Hangneigungswinkel, ab denen bei verschiedenen Lenkwinkeln und unterschiedlicher Ausrichtung zum Hang die Standsicherheit nicht mehr gewährleistet ist. Sie gehen dabei von einem knickgelenkten Stammholzschlepper mit Pendelvorderachse aus und unterscheiden, wie weiterhin viele Autoren auch, zwei Phasen der Kippbewegung. Phase eins beginnt im Moment des Abhebens eines Hinterrads und reicht, solange sich der Traktorrumpf um das Pendelgelenk dreht, bis zu dem Moment, ab dem das Pendelgelenk am Anschlag ist. Kippt der Traktor trotz der Stützwirkung des Pendelanschlags weiter, wird dies als Phase zwei bezeichnet. GIBSON et al. ist die zweite Phase jedoch keine gesonderte Betrachtung wert, da allein schon mit dem Auftreten der Phase eins die Sicherheit keinesfalls mehr als gewährleistet betrachtet werden kann. Der Kippvorgang beginnt, wenn die senkrechte Projektion des Fahrzeugschwerpunkts die Stützpolygonfläche verlässt. Die Stützpolygonfläche wird aus den Achslinien gebildet, um die das Fahrzeug kippen kann. In erster Näherung sind dies die Umfangsverbindungslinien der äußeren Aufstandspunkte der Räder, bzw. das Dreieck, das sich aus den Hinterradaufstandspunkten und dem Pendelgelenk der Vorderachse ergibt, wenn ein solches vorhanden ist. REICHMANN (1972) leitet mit ausführlichen analytisch-geometrischen Ausführungen ebenfalls diese Zusammenhänge her und entwickelt dabei auch die Darstellungsart der Hangstabilitätsergebnisse in Form von Polarkoordinatendiagrammen. Auf der Radialkoordinate wird die Hangneigung dargestellt und der Winkel zeigt die Fahrtrichtung im Verhältnis zur Falllinie an. Da für die Abbildung aller Fahrtrichtungen von bergauf (null Grad) über quer zum Hang (90 Grad) bis bergab (180 Grad) nur die Hälfte des Diagramms gebraucht wird, kann die zweite Hälfte für eine vergleichende Darstellung verschiedener Fahrzeuge oder Bodenverhältnisse genutzt werden. Auf diese Weise lässt sich das Fahrverhalten von Fahrzeugen im Grenzbereich am Hang in unterschiedlichen Situationen übersichtlich darstellen. Von REICHMANN 1972 angekündigte Veröffentlichungen mit Erweiterungen seiner Analysen auf knickgelenkte Fahrzeuge sowie den großen Bereich der Rutschsicherheit, sind leider nicht mehr erfolgt. Stattdessen nutzen SPENCER (1978) und HUNTER (1982) die Polarkoordinatendiagramme, um die Grenzkennlinien der Hangneigung sowohl für die Kipp- als auch für die Rutschgefahr zusammenzuführen.

SPENCER und OWEN (1981) versuchen in einem praxisorientierten Ansatz, aus Bremstestversuchen in der Ebene mit Hilfe eines Beschleunigungsmessgeräts auf die maximale Hangneigung zu schließen, die ein Traktor bergab fahren kann, ohne ins Rutschen zu kommen. Das

sichere bergab Fahren ist für SPENCER und OWEN das entscheidende Kriterium für einen sicheren Fahrbetrieb am Hang, denn nach einer von ihnen genannten, jedoch nicht veröffentlichten Studie beginnt ein großer Anteil an Unfällen mit umgestürzten Traktoren zunächst mit einem Traktionsverlust. Dennoch veröffentlichen SPENCER et al. (1985) einen ähnlich pragmatischen Ansatz zur Ermittlung der Kippgrenze, in dem die Radlasten eines Traktors in unterschiedlichen Neigungszuständen mittels einer Waage bestimmt werden. Die Messwertkurve wird anschließend extrapoliert, um die Neigung zu erhalten, bei der die jeweilige Radlast null würde.

Für Hinweise auf weiterführende Literatur und eine schematische Darstellung zu Problemen und Konzepten der Fahrstabilitätsanalyse von Traktoren sei auf KIM und REHKUGLER (1987) verwiesen. Die darin geforderte und prognostizierte Fortführung und Erweiterung der Analyse- und Simulationsmethoden findet, um ein einzelnes Beispiel herauszugreifen, in AHMADI (2011) ihren Niederschlag. In dessen Modell wird sowohl die Rutsch- als auch die Kippstabilität bewertet, wobei als Eingangsgrößen nicht nur statische Größen in Form von Hangneigung und Fahrzeuggeometrie herangezogen werden, sondern auch dynamische Einflüsse, wie die Fahrgeschwindigkeit und das Überfahren von Hindernissen. Auch AHMADI (2011) folgert aus seiner Untersuchung an einem Kleintraktor, dass dem Traktionsverlust mehr Aufmerksamkeit zu widmen ist, als der Gefahr des Umkippens.

2.3 Entstehung der Konzeption eines Trägerfahrzeugs für Weinbausteillagen mit Stachelwalzenantrieb

2.3.1 Anforderungen an ein neues System

Aus den vorangegangenen Ausführungen zur geschichtlichen Entwicklung und zur Klassifizierung bisheriger Lösungen für die Steillagenmechanisierung lassen sich eine Reihe von Anforderungen ableiten, die ein zukunftsfähiges und übergreifend einsetzbares Mechanisierungssystem erfüllen muss, um dem Anwender nachhaltig von Nutzen zu sein. Diese Anforderungen lassen sich in primäre und sekundäre Anforderungen einteilen. Primäranforderungen sind unabdingbar zu erfüllen, ihre Nichterfüllung macht das zu entwickelnde System wertlos. Sekundäranforderungen sind Anforderungen, die sich aus den Primäranforderungen ableiten und Hinweise für die konkrete Systementwicklung geben. Im Folgenden werden die (fett gedruckten) Primär- und die (kursiv gedruckten) Sekundäranforderungen kurz erläutert.

Steillageneignung: Da die Grundlage des gesamten Projektes die Verbesserung der Mechanisierung in Weinbausteillagen ist, muss ein neues System entsprechend geeignet sein, Arbeiten auch in extremen Steillagen zuverlässig zu verrichten. Weil dies, wie bei den weiteren Anforderungen beschrieben, *ohne Seilzug* gewährleistet werden soll, ergeben sich als sekundäre Anforderungen an das Fahrzeug ein *niedriger Schwerpunkt* sowie eine Beschaffenheit der Antriebselemente, die für eine *gute Traktion* sorgt.

Sicherheit: Die Sicherheit des Systems steht zwingend im Vordergrund. Eine große Zahl schwerer und tödlicher Verletzungen entsteht bei Unfällen durch wegrollende, abrutschende und umstürzende Traktoren und Arbeitsmaschinen in steilen Weinbergen. Wenn in diesem Bereich ein neu entwickeltes System zu keinen Verbesserungen führt, wird nicht nur die

Chance vergeben, unter Umständen Menschenleben zu retten, sondern es werden auch die übrigen Vorteile und Anforderungen ihre Überzeugungskraft einbüßen.

Die Primäranforderung der Sicherheit wird im Hinblick auf die Vermeidung von Unfällen durch Abrutschen ebenfalls mit der Sekundärforderung nach *Traktion* sichernden Antriebs-elementen Rechnung getragen. Ein *niedriger Schwerpunkt* trägt dazu bei, ein Umkippen des Fahrzeugs zu verhindern. Ein großes Gefahrenreduktionspotential liegt darin, das System *fahrerlos*, d. h. ferngesteuert oder selbstnavigierend zu konzipieren. Dadurch wird vermieden, dass sich der Bediener im Falle eines Unfalls mitten im Zentrum des Geschehens befindet. Mit der Forderung, auf ein Zugseil zu verzichten, wird diese extrem sicherheitskritische und zugleich für Beschädigungen sehr anfällige Komponente von vornherein eliminiert.

Anwenderschutz: Der Schutz des Anwenders vor Kontamination mit Pflanzenschutzmitteln bei deren Ausbringung ist bei modernen Mechanisierungssystemen unumgänglich. Auch diesem Aspekt wird durch die *fahrerlose Konzeption* Rechnung getragen, indem sich der Arbeitsplatz des Anwenders nicht mehr im unmittelbaren Nahbereich des Sprüheräts befindet.

Wirtschaftlichkeit: Den anderen Forderungen zwar nachgeordnet, ist jedoch auch diese Primäranforderung zentral, da nur mit ihrer Erfüllung eine Neuentwicklung bei den Anwendern auf Akzeptanz stoßen kann. Dazu müssen die *Anschaffungskosten* im Vergleich zu anderen Systemen konkurrenzfähig bleiben. Die Wirtschaftlichkeit wird weiter dadurch erhöht, dass die Neuentwicklung durch den *Verzicht auf Seilzugtechnik* zum einen flexibler eingesetzt werden kann, denn Laufkatzenkonstruktionen oder ein Windenfahrzeug werden nicht benötigt und auch einem Einsatz in flachen Lagen steht nichts entgegen. Zum anderen entfällt die doppelte Befahrung einer Zeile, die der Seilzug mit sich bringt. Nicht zuletzt kann auch der genannte *fahrerlose Betrieb* zeitliche Ressourcen des Anwenders freisetzen. Bei autonomer Navigation können durch die mögliche Verlängerung der Einsatzzeiten auch in die Nachtstunden ggf. bessere Anwendungszeitpunkte für Maßnahmen realisiert werden.

2.3.2 Potential der Brielmaier Q1-Antriebswalzen

Auf der Suche nach einer möglichen fahrzeugtechnischen Umsetzung für die in Abschnitt 2.3.1 erarbeiteten Sekundäranforderungen bietet sich die in Absatz 2.1.6.3 vorgestellte Stachelwalzentechnik an. Insbesondere das Fahrwerk der neueren Mähergeneration Brielmaier Q1 scheint dafür aufgrund seiner Bauform geeignet. Diese Antriebsachse wird detailliert ab Kapitel 3.1.1 beschrieben, hier seien zunächst nur die Grundeigenschaften genannt.

Das äußerlich erkennbare Hauptmerkmal besteht darin, dass sich die gesamte Motor- und Antriebstechnik im Innern der Stachelwalze befindet. Diese Art der Anordnung erfordert einen größeren Trommeldurchmesser, um genügend Platz zu schaffen. Indem die schweren Antriebskomponenten, wie Verbrennungsmotor und Hydraulikblock, statt wie bisher *auf* der Achse nun *in* der Achse liegen, wird die Schwerpunktlage trotz des größeren Trommeldurchmessers sogar nach

unten verschoben. Gleichzeitig sorgt zum einen der größere Durchmesser für mehr Traktionsfläche. Nachdem zum andern die Antriebskomponenten nicht mehr *zwischen* den Antriebsrädern liegen, sondern *in* den Trommeln, kann sich deren Länge zusätzlich bis fast in die Fahrzeugmitte hinein erstrecken. Die Aufstands- oder Traktionsfläche wird also auch in Richtung der Fahrzeugquerachse vergrößert. Längere Trommeln könnten auch an Fahrzeugen konventioneller Bauart verwendet werden. Dadurch wird jedoch zwangsläufig die Fahrzeugbreite vergrößert – ein Nebeneffekt, der die Nutzung eines solchen Fahrzeugs in schmalen Rebzeilen unmöglich machen würde.

Mit der Verlegung der Antriebskomponenten ins Walzeninnere geht auch die Umrüstung auf elektronisch steuerbare Komponenten einher, da die beengten Platzverhältnisse die Verwendung mechanischer Gestänge zu aufwendig machen würden. Zur Übertragung der Steuerbefehle und Sensordaten wird der CAN-Bus (vgl. Kapitel 2.4.1.1) eingesetzt.

Die Nutzung der Q1-Antriebsachsen bietet also das Potential, sowohl durch die tiefe Schwerpunktlage als auch durch die vergrößerte Walzentraktionsfläche, ein Trägerfahrzeug zu realisieren, welches auch ohne Seilzug extreme Steillagen bewältigen könnte. Zudem stellen die elektronischen Komponenten einschließlich CAN-Bus eine gute Basis für die Implementierung eines Steuerungssystems dar, welches keinen Fahrer auf der Maschine erfordert. Die Voraussetzungen, um die vier technischen der insgesamt fünf Sekundäranforderungen zu erfüllen, sollten mit den Q1-Antriebsachsen also gegeben sein. Für die fünfte, ökonomische Anforderung muss am Ende das Gesamtkonzept des Fahrzeugs betrachtet werden. Hier im Vorfeld wird sie zumindest insofern begünstigt, als dass die Achse als solches schon entwickelt ist und sich durch die zusätzliche Verwendung in einem neuen Steillagenfahrzeug eine erweiterte, wirtschaftlich günstige Serienfertigung ergeben könnte.

2.3.3 Einordnung der Fahrzeug- und Lenkungs-konzeption des Versuchsfahrzeugs mit Stachelwalzenantrieb

Die vorstehend beschriebene Antriebsachse mit Stachelwalzen und innenliegenden Antriebskomponenten wurde ursprünglich für einachsige Motormäher im Alpinbereich entwickelt. Um daraus ein Träger- und Arbeitsfahrzeug für Arbeiten im Weinberg zu konstruieren, bedarf es mindestens einer zweiten Achse. Während einachsige Fahrzeuge über unterschiedliche Raddrehzahlen sehr einfach zu lenken sind, müssen bei zwei- und mehrachsigen Fahrzeugen stets Kompromisse eingegangen werden. Auf der einen Seite steht dabei, welcher Grad an Stabilität, Präzision und Sicherheit erforderlich ist. Auf der anderen Seite steht das Maß an konstruktivem Aufwand und an Materialbeanspruchung, das mit der gewählten Lösung einher geht.

Die angestrebte Fahrzeugkonzeption zeichnet sich also durch zwei oder drei Antriebsachsen aus, die jeweils mit Stachelwalzen ausgerüstet sind, die sich, abgesehen von einem schmalen Mittelsteg, über die gesamte Fahrzeugbreite erstrecken. Wie aus der Literaturrecherche zur Technik des Steillagenweinbaus im Besonderen (Kap. 2.1.1) und zur Lenkungs- und Antriebstechnik im Allgemeinen (Kap. 2.2.1) ersichtlich ist, wurde eine solche Konzeption bislang nirgends vorgestellt. Bekannt sind zwar:

- Fahrzeuge mit Stachelwalzen, dabei handelt es sich jedoch in erster Linie um *einachsige* Arbeitsmaschinen für den Alpinbereich,
- Fahrzeuge mit mehreren Antriebsachsen in zahlreichen Varianten bezüglich der Ausgestaltung der Räder, Laufwerke und Lenkvarianten, jedoch *ohne Stachelwalzen*,
- Fahrzeuge mit zwei Antriebsachsen und *Stachelrädern*, wobei die Breite der Stachelräder nur etwas mehr als ein Viertel der Fahrzeugspurbreite beträgt,
- Fahrzeuge mit sehr breiten Rädern und Walzenfahrzeuge, jedoch *ohne Stacheln*.

Als Lenksysteme kommen in den vorgestellten Fahrzeugen Achsschenkel-, Einzelrad-, Achs- oder Wagen-, Panzer- oder Skid- und Knicklenkungen zum Einsatz. Wie aus der Beschreibung des Q1-Antriebsachsenaufbaus in Kapitel 3.1.1 noch ersichtlich werden wird, ist es nicht möglich, mit diesen Achsen eine Achsschenkel- oder Einzelradlenkung zu realisieren, ohne sie von Grund auf neu zu konstruieren. Für eine Wagen- oder Achslenkung könnte die starre Antriebsachse zwar theoretisch genutzt werden, dennoch wäre der konstruktive Aufwand erheblich, der erbracht werden müsste, um zu einem Lenkungsdrehpunkt senkrecht über der Mitte der Antriebsachse zu kommen. Somit verbleiben die Skid- und die Knicklenkung als mögliche Lenksysteme für den Versuchsträger. Die Umsetzung und Untersuchung dieser beiden Systeme steht daher auch im Fokus der vorliegenden Arbeit.

Bevor ab Kapitel drei (Seite 71) die konkreten Versuchsmaterialien und -methoden beschrieben werden, folgen zunächst im nachstehenden Abschnitt 2.4 zum Abschluss des Literaturteils einige theoretische Grundlagen, deren eingehendes Verständnis für die notwendigen Entwicklungsarbeiten im Rahmen des Forschungsprojekts hilfreich ist.

2.4 Theoretische Grundlagen der zum Einsatz kommenden Steuerungs- und Messtechnik

2.4.1 CAN-Bus

2.4.1.1 Einführung und Normen

Für die Steuerung des Versuchsträgers spielt der CAN-Bus eine zentrale Rolle. CAN steht für Controller Area Network. Dieses Netzwerk verbindet zwei oder mehr Mikrocontroller über deren jeweiliges CAN-Interface miteinander, so dass Daten ausgetauscht werden können. Aufgrund der extrem hohen Datenübertragungssicherheit und der sehr kurzen Latenzzeiten wird CAN vorwiegend in der industriellen Automatisierung, im Automobil- sowie im Nutzfahrzeug-, Bau- und Landmaschinenbereich eingesetzt. Ebenso wie andere Netzwerktechnologien beruht auch der Datentransport über CAN auf aufeinander aufbauenden Ebenen, wie sie im OSI/ISO-Schichtenmodell formuliert sind. Auf die einzelnen Ebenen dieses Modells soll hier nur teilweise eingegangen werden, für die detaillierten Grundlagen sei auf die entsprechende Spezifikation ISO/IEC 7498-1 (1994) verwiesen.

Die unterste Schicht des OSI/ISO Schichtenmodells ist die physikalische Ebene (physical layer). Hier werden zunächst die physikalischen Übertragungswege der Daten beschrieben, also

z. B. Kabel oder Lichtwellenleiter, Spannungslevel und Impedanzen. Weiterhin werden Aussagen getroffen über Signalformen und über Regeln zum Zeitraster der Datenbit-Übertragung (bit-timing). Während es auf dieser untersten Ebene nur um die Vorschriften für die einzelnen Bits geht, wird auf der darüber liegenden Schicht, dem Data-Link-Layer, die Zusammensetzung von Bitfolgen definiert. Diese Definitionen umfassen Merkmale wie den Beginn und das Ende einer Nachricht, Checksummen und Prüfbits zur Fehlererkennung, Abläufe der Fehlersignalisierung und der Bus-Arbitrierung, also der Zugriffsreihenfolge verschiedener Knoten auf den Bus.

Die ursprünglich von BOSCH (1991) veröffentlichte CAN-Spezifikation verzichtet bewusst auf Festlegungen zu Teilen der untersten physikalischen Ebene, so dass je nach Anwendungsumfeld geeignete Übertragungswege angewendet werden können. Die im Fahrzeugbereich am weitesten verbreitete physikalische Ausführung des CAN-Bus wird in der Spezifikation ISO-11898 (2003) beschrieben, welche die genannte BOSCH-Spezifikation aufgreift und entsprechend erweitert (CIA, 1999).

2.4.1.2 CAN-Bus-Topologie und Signalleitungen

Der physikalische CAN-Bus des Versuchsträgers besteht aus einer zweiadrigen Kupferleitung, welche sämtliche Bus-Teilnehmer miteinander verbindet. Es handelt sich hierbei um eine klassische Bus-Topologie, d. h. jeder Teilnehmer hat dieselbe Zugriffsmöglichkeit, es gibt keine Netzwerksegmente und auch keinen physikalischen Netzwerkmaster.

Für eine optimale Signalqualität sollte das Buslayout am besten vollständig linear ausgerichtet sein, d. h. die Leitung sollte von einem Knoten zum nächsten verlaufen. Stichleitungen zwischen der Hauptleitung und abseits liegenden Knoten sollten möglichst kurz gehalten oder besser ganz vermieden werden. Dies trägt, ebenso wie am Beginn und am Ende der Leitung jeweils ein Terminierungswiderstand mit $R = 120 \text{ Ohm}$, zur Minimierung von Störeinflüssen durch Signalreflexionen an den Kabelenden bei. Bei einer Bitrate von 250 kBit/s , wie sie im vorliegenden Projekt verwendet wird, beträgt die maximale Buslänge nach PFEIFFER et al. (2008) ca. 150 m bis 200 m. Wenn eine vollständig lineare Gestaltung des Netzes nicht möglich ist und deshalb teilweise sternförmige Netzsegmente vorhanden sind, wird von industrieller Seite geraten, bei dieser Bitrate die Gesamtbuslänge unter 120 m, einzelne Stichleitungen unter 2,4 m und die Länge aller Stichleitungen zusammen unter 50 m zu halten (BECKHOFF, 2014).

2.4.1.3 CAN-Bus-Signale

Die über den CAN-Bus zu übertragenden Nachrichten bestehen aus Bitfolgen, wobei die einzelnen Bits in Form eines Spannungssignals übertragen werden. Charakteristisch für einen CAN-Bus nach ISO-11898-1 ist der Aufbau mit zwei Signalleitungen, CAN-high und CAN-low. Es sei darauf hingewiesen, dass es sich hierbei weder um eine Aufteilung in Sende- und Empfangsleitung noch um eine getrennte Übertragung von high- und low-level Bits handelt. Stattdessen werden über die beiden Leitungen quasi die gleichen Signale übermittelt, nur spiegelverkehrt. Solange ein CAN-Baustein nichts zu senden hat, liegen sowohl CAN-high als auch CAN-low auf einem Pegel von je ca. 2,5 V, die Differenzspannung zwischen high und low beträgt also rund null Volt, die ISO-Norm erlaubt maximal 0,5 V. Dies stellt den sogenannten rezessiven Buszustand dar. Für

den dominanten Buszustand wird die Spannung der CAN-low Leitung um etwa ein Volt abgesenkt und zugleich die der CAN-high Leitung um ein Volt erhöht, so dass sich eine Spannungsdifferenz von etwa zwei Volt ergibt. Nach der ISO-Norm werden mindestens 0,9V gefordert. Der Hintergrund für die Nutzung dieser Differenzspannung anstelle eines einzelnen Spannungswertes liegt darin, dass elektromagnetische Einstreuungen weitgehend eliminiert werden. Sollte beispielsweise durch elektromagnetische Einflüsse eine kurze Spannungsspitze induziert werden, so wird dies in der CAN-low und in der CAN-high Leitung zugleich geschehen. Die absoluten Spannungen werden also für einen Moment nicht bei 1,5V und 3,5V, sondern beispielsweise 2,2V und 4,2V liegen, an der Differenzspannung von zwei Volt zwischen den Leitungen ändert sich jedoch nichts.

Sehr wichtig für das Verständnis vieler Vorgänge auf dem CAN-Bus ist die Tatsache, dass eine Differenzspannung $> 0,9V$ zwar den *dominanten* Buszustand, per Definition aber eine *logische Null (!)* bedeutet. Verwirrend ist der Zusammenhang deshalb, weil ein Knoten, der eine Folge von Einsen sendet, auf dem Oszilloskop so aussieht, als ob er nichts tut. Denn das Senden einer Eins wird, wie oben ausgeführt, dargestellt durch eine Differenzspannung von ca. Null Volt.

2.4.1.4 Bus-Zugriff (Arbitrierung)

In einem CAN-Netzwerk sind grundsätzlich alle Teilnehmer gleichberechtigt. Es gibt also keinen Master, der den Slaves nach bestimmten Regeln Buszugriffs- und Nachrichtensendezeiten zuteilt¹⁰, oder zusätzliche Steuerleitungen, über die sich die Teilnehmer gegenseitig Sende- oder Empfangsbereitschaft signalisieren könnten. Diese Verständigung erfolgt stattdessen über Mechanismen, die auf dem Zusammenhang zwischen dominantem und rezessivem Buszustand beruhen. Alle Teilnehmer steuern und überwachen gleichzeitig den Differenzspannungspegel. Ein rezessiver Buszustand, also eine Differenzspannung um null Volt, kann nur eintreten, wenn kein Teilnehmer die Differenzspannung setzt. Sollte mindestens ein Teilnehmer eine Spannung (also eine logische Null) ausgeben, „dominiert“ diese Spannung den gesamten Bus. Befindet sich der Bus in diesem Moment in einer Arbitrierungsphase, d. h. in einem Zustand, dass zwei oder mehr Teilnehmer gleichzeitig gerne eine Nachricht senden würden und entschieden werden muss, welcher Knoten den Zuschlag bekommt, werden diejenigen mit dem rezessiven Bit ihr Sendevorhaben abbrechen. Sollten zufälligerweise zwei oder mehr Knoten gleichzeitig das dominante Bit senden, wird es sich beim nächsten Bit auf die gleiche Weise entscheiden, welcher Teilnehmer weiter senden darf. Ist die Arbitrierungsphase abgeschlossen und der seine Nachricht sendende Teilnehmer stellt beim Senden eines rezessiven Eins-Bits fest, dass irgendetwas auf dem Bus den dominanten Zustand herbeiführt, liegt offensichtlich ein Konflikt oder ein Defekt vor. Dies hat zur Folge, dass eine Fehlernachricht gesendet und mit dieser die angefangene Nachricht für ungültig erklärt wird.

¹⁰Beachte: Auf einem auf CAN aufgesetzten höheren Protokoll, wie CANopen (siehe Absatz 2.4.1.8 auf Seite 53) oder ISOBUS, kann es durchaus Master-Slave Beziehungen geben. Diese Master übernehmen jedoch eher konfigurierende Aufgaben und nicht oder nur indirekt die Zuteilung von Bus-Zugriffsreihenfolgen oder -zeiten, von denen hier die Rede ist.

2.4.1.5 CAN-Nachrichtentypen

In der BOSCH-CAN-Spezifikation (1991) werden vier grundlegende Typen von CAN-Nachrichten (Frames) definiert und in ihrem Aufbau dargestellt:

Daten-Nachricht: die wichtigste und in einem funktionierenden System absolut häufigste Nachrichtenart, auf der der vorrangige Sinn des CAN-Bus, die Übertragung von Daten, beruht;

Fehler-Nachricht: mit dieser Nachricht werden Fehlersituationen auf dem Bus bekannt gemacht und den Teilnehmern die Möglichkeit gegeben, darauf zu reagieren;

Anforderungs-Nachricht: eine Sonderform einer Datennachricht, die das Senden der ihr entsprechenden Datennachricht initiiert;

Überlast-Nachricht: diese Nachricht kann von einem Teilnehmer genutzt werden um anzuzeigen, dass er noch nicht bereit ist, eine neue Nachricht zu empfangen, und verzögert, grob vereinfacht, den Versand der nächsten Nachricht.

Auf eine eingehende Beschreibung der Fehler-, Anforderungs- und Überlast-Nachrichten soll an dieser Stelle verzichtet werden, da sie im Rahmen des Versuchsprojekts kaum eine Rolle spielen. Im Folgenden wird lediglich auf einige wesentliche Eigenschaften der Datennachricht hingewiesen, die im Umgang mit dem CAN-Bus auf dem Versuchsträger relevant sind.

Von sehr großer Bedeutung ist zunächst die Nachrichten-ID, die zwei entscheidende Funktionen erfüllt. In einem CAN-System werden im Vorfeld Definitionen erstellt, in denen Nachrichteninhalte bestimmten IDs zugeordnet werden. Beispielsweise könnte festgelegt werden, dass in einer Nachricht mit der ID 0x30 die Motordrehzahl und -temperatur sowie der Öldruck übermittelt werden und in Nachrichten mit der ID 0x20 die Drosselklappenstellung und das Motor Drehmoment. Die IDs haben also eine Schlüsselfunktion bei der Interpretation der empfangenen Nachrichten. Die zweite Funktion besteht darin, dass mit der ID gleichzeitig der Nachricht eine Priorität zugeordnet wird. Denn der in Abschnitt 2.4.1.4 erläuterte Arbitrierungsvorgang läuft ab, solange die am Beginn der Nachricht stehende ID übertragen wird. Aufgrund dessen, dass ein Null-Bit über ein Eins-Bit dominiert, wird im Zweifelsfall der Teilnehmer, der die Nachricht mit der niedrigsten ID senden möchte, den Buszugriff erhalten.

Weiterhin gibt es von der Datennachricht zwei Varianten, einmal das Standardformat mit einer 11 Bit langen ID, sowie das erweiterte Format („Extended Format“) mit einer ID, die auf 29 Bit vergrößert ist. An einem auf eins gesetzten IDE-Bit (ID-Extension) können die CAN-Module erkennen, dass eine Nachricht im erweiterten Format gesendet werden soll; entsprechend verlängert sich auch der Arbitrierungsvorgang um den erweiterten Teil der ID. Solange alle Knoten des CAN-Systems die Vorgaben aus Teil B der BOSCH-CAN-Spezifikation einhalten, können beide Formate auf dem Bus ohne Konflikte nebeneinander verwendet werden. Bezüglich der Prioritäten zwischen diesen beiden Nachrichtentypen lassen sich nur wenige allgemeingültige Aussagen treffen. Solange die 11 höchstwertigen Bits der 29-Bit-ID einen kleineren Wert ergeben als die 11-Bit-ID, wird die erweiterte Nachricht Vorrang haben. Entsprechend gilt umgekehrt: Bei

höheren Werten des vorderen Teils der 29-Bit-ID im Vergleich zur 11-Bit-ID wird die Standard-Nachricht den Buszugriff erhalten. Sollten die Bits identisch sein, hat ebenfalls die Standard-Nachricht den Vorrang¹¹. Dieses an sich einfache Schema ist in der konkreten Berechnung etwas komplizierter, denn in Protokollen, die 29-Bit-IDs verwenden, werden die 29 Bits in mehrere Bitfelder eingeteilt, die bestimmte Informationen übermitteln. Dabei fällt i. d. R. die Grenze zwischen zwei Bitfeldern nicht mit der Grenze zwischen den ersten 11 Bits und dem Rest der erweiterten ID zusammen.

2.4.1.6 Fehlermanagement

Ein wesentliches Merkmal des CAN-Bus ist die Sicherheit der Datenübertragung. Sicherheit bezieht sich dabei nicht auf Abhörsicherheit, sondern darauf, dass Datenübertragungsfehler möglichst vermieden werden, bzw. im Falle ihres Auftretens die Fehler sofort erkannt und Maßnahmen ergriffen werden. Auch das Fehlermanagement ist Teil der BOSCH-Spezifikation (1991) und verdient, vor allem im Zusammenhang mit USB-to-CAN-Adaptern, eine erhöhte Aufmerksamkeit. Deshalb wird im Folgenden das Fehlermanagement etwas ausführlicher erläutert.

Zur Fehlervermeidung dient die in Abschnitt 2.4.1.3 erläuterte Signalübertragung mittels zweier Leitungen und einer Differenzspannung als Signalspannung. Um die Anzahl der Flanken des CAN-Signals zu verringern, wird die Bitfolge in Form eines NRZ-Signals (Non-Return-to-Zero) ausgegeben. Das bedeutet, eine Folge von ausschließlich dominanten oder ausschließlich rezessiven Bits wird als durchgehender Differenzspannungspegel von zwei bzw. null Volt übermittelt, ohne zwischen den Bits in eine Null-, Ruhe- oder Mittellage zu gehen. Um zu verhindern, dass einzelne Knoten durch eine lange Serie von gleichbleibenden Bits und damit einem gleichbleibenden Spannungspegel den Takt verlieren, weil mit den vermiedenen Flanken sich auch die Gelegenheiten zur Synchronisierung verringern, wird nach jeweils fünf Bits gleicher Polarität hintereinander ein Zusatzbit entgegengesetzter Polarität hinzugefügt. Durch diese in der CAN-Spezifikation als Bit-Stuffing bezeichnete Technik wird sichergestellt, dass die Zeitdauer eines gleichbleibenden Differenzspannungspegels begrenzt bleibt.

Neben diesen genannten Strategien zur Fehlervermeidung wird zur *Erkennung* von Übertragungsfehlern der Nachrichtenverkehr von jedem Teilnehmer in mehrfacher Hinsicht überwacht. Jeder Sender einer Nachricht liest den von ihm ausgegebenen Spannungspegel unmittelbar wieder zurück, um zu prüfen, ob das gesendete Bit auf der Busleitung ankommt oder anderweitig überschrieben wird. Alle Teilnehmer kontrollieren kontinuierlich, ob das Bit-Stuffing eingehalten wird. Ferner wird in jeder Nachricht eine Prüfsumme (CRC, cyclic redundancy check) mit übertragen, anhand derer jeder Teilnehmer die Unverfälschtheit der von ihm empfangenen Daten überprüfen kann. Im Anschluss an die Prüfsumme wird vom Sender ein rezessives Rückmeldungs-Bit (Acknowledge) gesendet und überwacht. Die empfangenden Teilnehmer bestätigen nach einer erfolgreichen Validierung der Daten anhand der Prüfsumme dieses rezessive Acknowledge-Bit, indem sie es mit einem dominanten Acknowledge-Bit überschreiben. Wenn der Sender feststellt, dass das von ihm rezessiv gesendete Bit nicht dominant beantwortet wird, konnte die Nachricht offensichtlich von keinem Knoten korrekt empfangen werden. Schließlich

¹¹Der Vorrang ergibt sich aus dem rezessiven SRR-Bit (Substitute Remote Request) der erweiterten Nachricht, das dem dominanten RTR-Bit (Remote Request) an dieser Stelle der Standard-Nachricht unterlegen ist.

wird noch von den Busteilnehmern mitverfolgt, ob der Nachrichtenaufbau insgesamt der Spezifikation entspricht.

Jede Regelverletzung, die sende- oder empfangsseitig registriert wird, führt dazu, dass die Nachricht verworfen wird und eine Fehler-Nachricht gesendet wird. Außerdem wird in jedem Knoten, der einen Fehler festgestellt hat, ein interner Sende- bzw. Empfangsfehlerzähler inkrementiert und bei erfolgreichem Senden und Empfangen entsprechend dekrementiert. Der Stand der Zähler ist entscheidend für den Eintritt in einen der nachstehend beschriebenen Zustände:

Error-Active: Die Bezeichnung ist etwas irreführend, denn dieser Zustand bedeutet nicht, dass aktuell ein aktiver, nicht beseitigter Fehler vorliegt. Im Gegenteil, dies ist der gewünschte Sollzustand, in dem der Knoten am Nachrichtenverkehr teilnimmt und ein aktives Signal in Form einer die Bit-Stuffing-Regel verletzenden, dominanten Bitfolge ausgibt, wenn er einen Fehler auf dem Bus feststellt. Damit „zerstört“ er die aktuelle, fehlerhafte Nachricht, so dass auch die anderen Teilnehmer den Fehler erkennen und die Nachricht verwerfen. Wenn der Fehlerzähler die Schwelle von 127 überschreitet, geht der Controller in den nächsten Zustand:

Error-Passive: Der Knoten nimmt weiter an der Bus-Kommunikation teil, meldet festgestellte Fehler aber nur noch durch eine Folge von rezessiven Bits, so dass andere Teilnehmer, sollte deren Kommunikation funktionieren, nicht gestört werden. Sobald der Fehlerzähler weiter auf 255 gestiegen ist, wird der Knoten in den Bus-Off Status geschaltet.

Fehler, die sich ausschließlich aus einem fehlenden Acknowledge-Bit ergeben, weil offensichtlich keine weiteren aktiven Teilnehmer am Bus hängen, werden jedoch im Error-Passive-Modus nicht mehr gezählt, um zu verhindern, dass beim Hochfahren des Bus-systems die schnellsten Knoten sofort Bus-Off erreichen.

Bus-Off: Der Teilnehmer trennt sich selbst vom Bus. Denn offensichtlich liegt bei ihm selbst ein Fehler vor und dieser soll den Bus nicht weiter belasten.

Stopped: Dies ist eigentlich kein Fehlerzustand, sondern der Status vor der Aktivierung oder nach einer Deaktivierung des CAN-Bausteins.

Auch während Error-Passive wird vom Sender kontinuierlich erneut versucht, die noch ausstehenden Nachrichten zu senden. Dieser Situation muss im Rahmen von Entwicklungs- und Programmierarbeiten am Versuchsträger mit einem USB-to-CAN-Adapter, der auf dem Fahrzeug weder fest installiert noch dauerhaft mit dem CAN-Bus verdrahtet ist, besondere Beachtung geschenkt werden. Zum einen wird ein mit den Fingern oder der Maschine in Berührung kommender CAN-high oder CAN-low Pin leicht auf ein gewisses Potenzial gezogen, so dass die resultierende Spannungsdifferenz einem dauerhaften dominanten NRZ Signal gleicht, welches kontinuierlich die Bit-Stuffing-Regel verletzt und damit in kurzer Zeit den Bus-Off Zustand des Adapters herbeiführt. Zum andern kann Kontaktprellen durch Ein- oder Umsteckvorgänge oder die Einkopplung der Netz- oder sonstiger Frequenzen Nachrichtensignale vortäuschen, die zu Nachrichtenformatfehlern führen und letztlich ebenfalls den Bus-Off Zustand zur Folge haben. Bei einem nicht erwartungsgemäß funktionierenden Steuerungsprogramm muss daher stets der

Status des Adapters bei der Fehlersuche mit einbezogen werden, insbesondere wenn es möglich ist, dass schon bei der Initialisierung des Steuerungsprogramms am PC erste Nachrichten versendet werden.

2.4.1.7 CAN-Bus am PC

Für die notwendigen erheblichen Eingriffe in die CAN-basierte Steuerung des Versuchsträgers ist es unumgänglich, einen zuverlässigen Zugriff von einem Notebook- oder Netbook-PC auf den Bus zu haben. Denn damit wird es in einem ersten Schritt möglich, Vorgänge und Interaktionen zwischen den CAN-Teilnehmern zu erfassen, zu analysieren und zu verstehen, in einem zweiten Schritt in die Kommunikation einzugreifen, und im dritten Schritt in konkreten Versuchsfahrten alle Fahrzeug- und Steuerungsdaten aufzuzeichnen, die für die Versuchsauswertung wichtig sind.

Zum Anschluss des CAN-Bus an den PC stehen im Projekt zwei Adapter zur Verfügung: zum einen der USB-to-CAN compact der Firma IXXAT Automation GmbH, sowie PCAN-USB der Firma PEAK-System Technik GmbH. Zu beiden Adaptern gibt es eine kostenlos erhältliche Windows-Software, die das Lesen und Mitschreiben sowie das Versenden von einzelnen oder zyklischen Nachrichten ermöglicht: miniMon V3 der Firma IXXAT und PCAN-View, Version 3, von PEAK-System. In Verbindung mit dem IXXAT-Adapter kann außerdem das inoCANStudio genutzt werden, das die Firma inovel systeme AG entwickelt hat, die auch Lieferant der CAN-basierten Steuerungskomponenten in der Antriebsachse des Versuchsträgers ist. Das inoCANStudio umfasst verschiedene Module. Neben einem Monitor-Modul mit ähnlichen Funktionen wie in den beiden zuvor genannten Programmen zum Lesen, Mitschreiben und Versenden von Nachrichten gibt es ein Download-Modul zur Übertragung eines vorkompilierten Steuerungsprogramms auf den CANopen compact controller (siehe Kapitel 3.2.1 auf Seite 81), ein ConfigBasic-Modul zum Abfragen, Anzeigen, Setzen und Speichern von einzelnen Parametern und Konfigurationseinstellungen der inovel Steuerungskomponenten, sowie ein Config-Modul, mit dem mittels spezifischer IDS-Dateien (Inovel Data Sheet) ganze Parametersätze der Steuerungskomponenten verwaltet und bearbeitet werden können. Die inovel spezifischen IDS-Dateien übernehmen eine ähnliche Funktion wie die im Zusammenhang mit CANopen verbreiteten EDS-Dateien (siehe Abschnitt 2.4.1.8).

Windows: Allen genannten Programmen ist gemeinsam, dass sie über eine grafische Benutzeroberfläche verfügen und nur unter dem Betriebssystem Windows lauffähig sind. Zur Aufzeichnung des Nachrichtenverkehrs und zum Senden einzelner Nachrichten eignen sie sich gut. Für erweiterte Funktionen, wie z. B. die Extraktion der übertragenen Daten aus den Nachrichten und deren grafische Darstellung oder Weiterverarbeitung, müssen jedoch zusätzliche kostenpflichtige Module lizenziert werden. Zusätzlich wird der Umgang mit dem CAN-Bus aus einer Windows-Umgebung heraus dadurch erschwert, dass jeder Hersteller mit dem Treiber für seinen USB auf CAN Adapter ein proprietäres System etabliert, mit dem auf den CAN-Bus zugegriffen werden kann, aber auch muss. So ist es nicht ohne Weiteres möglich, mit dem IXXAT miniMon CAN-Nachrichten über den PCAN-USB-Adapter anzuzeigen oder zu senden, und umgekehrt arbeitet PCAN-View nicht mit dem IXXAT Adapter zusammen. Dies liegt vor allem daran, dass es unter Windows für CAN keine Abstraktionsschicht gibt, auf die unterschiedliche Hard- und

Software unabhängig voneinander zugreifen kann, so wie das beispielsweise für Speichermedien oder Scanner der Fall ist: mittels USB an den PC angeschlossene Speichersticks, Festplatten oder Scanner, auch unterschiedlicher Hersteller, werden vom Betriebssystem erkannt und eingebunden, so dass verschiedene, auch herstellerunabhängige Applikationen auf den Speicher oder den Scanner zugreifen können.

Für das Fehlen dieser Abstraktionsschicht gibt es nach HARTKOPP (2011) eine Reihe von Gründen: So erschwert das Nichtvorhandensein einiger konkreter CAN-Implementierungsspezifikationen einen Entwicklungskonsens. Viele CAN-Hardwarehersteller haben eigene Lösungen und Marktsegmente entwickelt, so dass kein Interesse besteht, das eigene System für andere zu öffnen. Abgesehen davon ist jedoch auch zu bedenken, dass erst seit wenigen Jahren komplexe Mehrbenutzerbetriebssysteme, wie Windows und Unix/Linux in Bereiche Einzug halten, die bislang vorwiegend eingebetteten Systemen vorbehalten waren. Eben diese eingebetteten Systeme wiederum stellen jedoch die Grundlage dar, für die CAN ursprünglich entwickelt wurde.

Linux – SocketCAN: Trotz der vorgenannten Hindernisse konnte seit dem Jahr 2003 (HARTKOPP, 2007) an der Entwicklung einer solchen Abstraktionsschicht gearbeitet werden, zunächst unter der Regie der Volkswagen AG, ab 2006 als Open Source und seit 2008 integriert im Linux Kernel¹² (HARTKOPP, 2012). Das als SocketCAN bezeichnete System ist seither fester Bestandteil des Kernels, ebenso wie Treibermodule für CAN-Adapter mehrerer Hersteller, u. a. seit der Kernel Version 3.6 auch für den schon genannten PCAN-USB-Adapter.

Das SocketCAN System wird von HARTKOPP (2007), der es wesentlich mitentwickelt hat, ausführlich beschrieben und untersucht. Eine Übersicht über die konkrete Anwendung von SocketCAN aus Sicht der Programmierung von Anwendungen findet sich bei KLEINE-BUDDE (2012), eine Übersicht über die Konzeption von SocketCAN ebenfalls bei HARTKOPP (2012). Wie aus der Bezeichnung schon hervorgeht, ist die zentrale Eigenschaft dieser CAN-Implementierung, dass sie auf sogenannten Sockets beruht. Ein Socket (auf Deutsch in etwa „Steckdose“, „Buchse“) ist eine Art betriebssysteminterne Schnittstelle, die auf eine Anforderung von einer Anwendung hin vom Betriebssystem zur Verfügung gestellt wird. Die Anwendung kann den Socket mit einer Netzwerkschnittstelle, beispielsweise einer Ethernet- oder eben auch einer CAN-Netzwerkkarte, verbinden und über diese „Steckverbindung“ Nachrichten an die Netzwerkkarte senden oder von ihr empfangen. Besonders hervorzuheben ist hierbei, dass mehrere Sockets an eine Netzwerkkarte gebunden werden können und eine Anwendung mehrere Sockets anfordern kann. So wird es möglich, dass mehrere Anwendungen gleichzeitig auf den CAN-Adapter zugreifen können, ohne sich gegenseitig zu blockieren. Ebenso können verschiedene Objekte innerhalb einer Anwendung jeweils einen eigenen Zugang zur CAN-Schnittstelle öffnen, bei Bedarf auch mit unterschiedlichen Einstellungen für den Nachrichteneingangsfiler.

¹²siehe auch Kernel 2.6.25 changelog: <http://mirror.linux.org.au/linux/kernel/v2.6/ChangeLog-2.6.25>, letzter Abruf 31.05.2016

Die Aktivierung des SocketCAN Systems erfolgt durch:

- Einstecken des PCAN-USB-Adapters – der Adapter wird vom Betriebssystem erkannt, als Netzwerkgerät (netdevice) `can0`¹³ registriert und die Treibermodule `can_dev` und `peak_usb` werden geladen;
- Starten der CAN-Netzwerkschnittstelle mit dem Kommando

```
ip link set up can0 type can bitrate 250000 restart-ms 300
```

 Dabei wird die Bitrate auf 250 kBit/s gesetzt und dafür gesorgt, dass der CAN-Adapter im Falle einer Bus-Off Fehlersituation (siehe Abschnitt 2.4.1.6) nach 300 ms neu gestartet wird.
- Manueller Neustart nach einer Bus-Off Situation

```
ip link set can0 type can restart
```
- Ausschalten des CAN-Adapters

```
ip link set can0 down
```
- Einen Überblick¹⁴ über den Zustand der CAN-Schnittstelle gibt

```
ip -details -statistics link show can0
```

Eine weitere Komponente der SocketCAN Implementierung ist die Möglichkeit, einen virtuellen CAN-Bus im PC zu etablieren. Dies ist insbesondere für Entwicklungs- und Testzwecke sehr hilfreich, wenn zeitweise keine Verbindung zu einem realen CAN-Bus hergestellt werden kann. Um einen virtuellen CAN-Bus einzurichten, bedarf es folgender Schritte:

- Laden des Kernel-Moduls, das die virtuelle CAN-Funktionalität bereitstellt, mittels

```
modprobe vcan
```
- Einrichtung einer virtuellen CAN-Netzwerkkarte, hier namens `vcan0`, mit:

```
ip link add dev vcan0 type vcan
```
- Aktivierung der virtuellen CAN-Schnittstelle mit:

```
ip link set up vcan0
```

Die Einstellung einer Bitrate ist für den virtuellen CAN-Bus nicht erforderlich und daher auch nicht möglich.

Mit einer Reihe von kleinen Kommandozeilen-Programmen, zusammengefasst unter der Bezeichnung `can-utils`, können Aktivitäten auf dem CAN-Bus erzeugt und verfolgt werden. Im Folgenden seien die am häufigsten benötigten in Form eines kurz erläuterten Beispielaufrufs genannt:

- `cansend vcan0 182#00FF00` sendet eine CAN-Nachricht mit dem Identifier 0x182 und drei Datenbytes (0x00, 0xFF, 0x00) auf den CAN-Bus an der Schnittstelle `vcan0`.

¹³ `can0` ist das erste Gerät, ein zweites würde mit `can1` bezeichnet, usw.

¹⁴ Für eine kontinuierliche Anzeige kann der Befehl erweitert werden:

```
watch -n 0.1 ip -details -statistics link show can0
```

- `cangen vcan0 -g 100 -I 282 -L2 -D i` generiert und sendet alle 100 ms eine CAN-Nachricht mit dem Identifier 0x282, einer Datenlänge von zwei Bytes, wobei der Wert der Datenbytes mit jeder Nachricht um eins inkrementiert wird.
- `candump -t z vcan0` zeigt auf dem CAN-Bus übertragene Nachrichten mit einem Zeitstempel an. Wäre der Befehl vor den beiden vorstehenden aufgerufen worden, ergäbe sich z. B. folgende Ausgabe:

```
(000.000000) vcan0 123 [3] 00 FF 00  
(005.647982) vcan0 282 [2] 00 00  
(005.748113) vcan0 282 [2] 01 00  
(005.848224) vcan0 282 [2] 02 00  
(005.948333) vcan0 282 [2] 03 00  
(006.048443) vcan0 282 [2] 04 00  
usw.
```
- Darüber hinaus können mit dem `canplayer` Befehl zuvor mit `candump` aufgezeichnete Log-Dateien wieder abgespielt werden.
- `cansniffer` eignet sich für eine schnelle Datenanalyse, indem eine Art Tabelle angezeigt wird, in der für jede empfangene CAN-ID die sich ändernden Dateninhalte angezeigt werden.

Typische Fehlermeldungen der `can-utils` sind:

write: Network is down Der Adapter befindet sich im Zustand *Stopped*

write: No buffer space available Der Adapter ist im Zustand *Error-Passive*, 53 Nachrichten befinden sich noch in der Warteschlange, die damit voll ist.

keine Fehlermeldung Beachte: im *Bus-Off* Zustand werden Nachrichten weder empfangen noch gesendet. Die Befehle geben jedoch keine Fehlermeldung aus und *scheinen* zu funktionieren, obwohl dem aber nicht so ist!

2.4.1.8 Das CANopen-Protokoll

Nach der Erläuterung der Grundlagen von CAN ab Kapitel 2.4.1.1 und ihrer Implementierung im Linux-Betriebssystem im vorherigen Abschnitt, geht es im Folgenden um das Nachrichtenprotokoll CANopen, das auf dem CAN-Bus eingesetzt werden kann und auf dem die CAN-Kommunikation zwischen den Steuergeräten des Versuchsträgers beruht. Während die BOSCH-CAN-Spezifikation (1991) Bitfolgen festlegt, die eine korrekte Nachricht ergeben und definierten Bitfeldern gewisse Funktionen zuordnet, geschieht dies in einer Protokolldefinition entsprechend eine Ebene höher: hier werden Inhalte und Funktionen von Nachrichten beschrieben, sowie die Relationen der Nachrichten zueinander und zu den Busteilnehmern.

Der CANopen-Standard wird verwaltet von Mitgliedern des CAN in Automation e. V., kurz CiA. Die offizielle Spezifikation findet sich in CiA 301 (2011), auf der auch die nachstehenden Erläuterungen beruhen. Für die Abläufe in einer CANopen-basierter Kommunikation werden folgende wesentliche Komponenten definiert: Prozessdaten-Objekte (PDO), Servicedaten-Objekte (SDO), Befehle für das Netzwerkmanagement (NMT) sowie Objektverzeichnisse (Object Directory, OD). Weiterhin gibt es Synchronisations-Objekte, Notfall-Objekte (Emergency), Zeitstempel-Objekte und Geräteprofile, die jedoch für die Steuerung des Versuchsträgers keine Rolle spielen.

Das zentrale Element jedes CANopen-Teilnehmers ist dessen Objektverzeichnis. Dabei handelt es sich um eine Art Tabelle, deren Zeilen über einen Index angesprochen werden können. Die zulässigen Index-Werte liegen zwischen 0x0001 und 0xFFFF. Die gesamte Tabelle ist in Bereiche aufgeteilt, die teilweise bis auf Einzelindexebene genau und für alle Knoten gleich definiert sind. So beinhaltet beispielsweise der Index 0x1008 den vom Hersteller vergebenen Namen des Geräts. Weitere Bereiche umfassen SDO- und PDO-Konfigurationsparameter, Variablendefinitionen aus Geräteprofilen sowie Platz für herstellereigene Einträge. Des Weiteren sind Bereiche für zukünftige Entwicklungen reserviert. In einem Eintrag des Objektverzeichnisses kann ein einzelner Wert gespeichert sein, oder mehrere, auf die dann über zusätzliche Subindizes zugegriffen wird. Je nach Umfeld und System können Objektverzeichnisse in Form von EDS-, IDS- oder od-Dateien am PC erstellt und dann auf den CANopen-Knoten übertragen werden.

Prozessdatenobjekte bilden die Hauptbasis der CANopen-Kommunikation. Sie dienen in erster Linie dazu, kontinuierlich (Prozess-)Daten ohne nennenswerte zeitliche Verzögerung auf dem Bus auszusenden und damit für andere Teilnehmer verfügbar zu machen. Äußerlich sind PDOs normale CAN-Nachrichten, der CANopen-Standard gibt jedoch ein Schema vor zur Bildung der Nachrichten-ID und des Nachrichteninhalts, bei dessen Befolgung es auf einfache Weise möglich ist, dem Bus zusätzliche Teilnehmer hinzuzufügen und in den Datenverkehr einzubinden. In jedem Knoten sind in einem vordefinierten Grundschema zunächst bis zu vier Transmit-PDOs (TxPDO) zum Senden sowie bis zu vier Receive-PDOs (RxPDO) zum Empfangen von Daten vorkonfiguriert. Ein PDO ist gekennzeichnet durch seine Kommunikationsobjekt-ID (COB-ID), eine bestimmte Datenbelegung (Mapping) und den Übertragungsauslöser (Transmission Type). Die COB-ID eines TxPDO setzt sich zusammen aus der im Netzwerk jedem Knoten eindeutig zugewiesenen Knoten-ID und einem Offset, der sich aus der laufenden Nummer des PDO ergibt¹⁵. So entspricht 0x184 z. B. dem ersten TxPDO des Knotens 0x04, 0x284 dem zweiten, 0x384 dem dritten usw. Die drei ersten TxPDOs des Knotens 0x07 sind entsprechend 0x187, 0x287 und 0x387.

Das Mapping beinhaltet einen oder mehrere Indizes aus dem Objektverzeichnis des Knotens, und zwar die Indizes für den Zugriff auf diejenigen Variablen, die mit diesem TxPDO übertragen werden sollen. Der Übertragungsauslöser legt den Auslösungszeitpunkt für eine Übertragung der

¹⁵Auf Binärebene setzt sich die COB-ID zusammen aus vier Bits Funktionscode und sieben Bit Knoten-ID. TxPDO1, RxPDO1, TxPDO2, RxPDO2... entsprechen den Funktionscodes 0011, 0100, 0101, 0110, usw. Für Knoten 0x04 (0b0000100) ergibt sich für TxPDO1: 0b0011 0000100 entsprechend 0x184
Für Knoten 0x20 (0b0100000) ergibt sich für TxPDO1: 0b0011 0100000 entsprechend 0x1A0

TxPDO-Nachricht fest. Dies kann ein zyklischer Zeitgeber, ein empfangenes Synchronisations-Objekt oder das Ereignis sein, dass sich der Wert einer der gemappten Datenvariablen, beispielsweise ein Messwert, geändert hat.

Die Ausführungen für TxPDOs gelten grundsätzlich auch für RxPDOs, abgesehen von einer Verschiebung des Offsets für die Bildung der COB-ID, so dass 0x204 dem ersten und 0x304 dem zweiten RxPDO des Knotens 0x04 entspricht. Das Datenmapping bezieht sich auf Objektverzeichnis-Indizes, die die Variablen enthalten, in denen die mit der RxPDO empfangenen Daten gespeichert werden sollen, und der Übertragungsauslöser gibt entsprechend vor, auf welches Ereignis hin ein mit dem RxPDO empfangener Wert in die entsprechende Objektverzeichnisvariable geschrieben werden soll.

Hintergrund dieser vordefinierten PDO-Einstellungen ist zum einen die Sicherheit, dass es keine doppelt vergebenen CAN-IDs im Netzwerk gibt, solange jedem Knoten eine eindeutige ID zugewiesen wird. Der zweite Aspekt ergibt sich aus der Nutzung von vordefinierten Geräteprofilen, die ebenfalls vom CiA definiert werden und für eine ganze Reihe von Gerätearten erhältlich sind¹⁶. So ist das Geräteprofil CIA 401 (2008) eine Beschreibung für allgemeine Ein- und Ausgabe-Module, AD- und DA-Wandler, auch Joysticks. All diesen Geräten ist gemeinsam, dass sie digitale und/oder analoge Ein- und/oder Ausgänge haben. Deshalb definiert CIA 401 (2008), dass mit dem ersten TxPDO die Zustände der ersten bis zu 64 Digitaleingänge, mit dem zweiten bis vierten TxPDO die Werte von bis zu zwölf Analogeingängen auf den Bus gesendet werden. Entsprechend beinhaltet die erste RxPDO die vom Bus gelesenen Sollzustände der ersten bis zu 64 Digitalausgänge und die RxPDOs zwei bis vier die Sollwerte für Analogausgänge. Auf der Grundlage dieser Konfigurationen wird es möglich, Datenverbindungen zwischen verschiedenen Teilnehmern herzustellen, indem lediglich einzelne COB-IDs angepasst werden. Sollten z. B. für Knoten 0x07 die Digitaleingänge des Knotens 0x04 von Interesse sein, genügt es, die COB-ID seines ersten RxPDO von ursprünglich 0x207 auf das erste TxPDO des Knotens 0x04, also 0x184 einzustellen. Generell gilt, dass ein Datenaustausch dann stattfinden kann, wenn eine TxPDO-COB-ID eines Knotens mit der RxPDO-COB-ID eines oder mehrerer anderer Knoten übereinstimmt. Prinzipiell kann die Anpassung der COB-ID sowohl am Sender als auch am Datenempfänger durchgeführt werden. Jedoch muss bei einer senderseitigen Einstellung stets absolut ausgeschlossen werden, dass von unterschiedlichen Teilnehmern TxPDOs mit identischer COB-ID gesendet werden, denn dies verletzt die CAN-Spezifikation.

Service-Daten-Objekte werden für eine gezielte Kommunikation mit einem anderen Teilnehmer genutzt. Der Hauptanwendungsbereich liegt hierbei auf der Abfrage und dem Schreiben von Einträgen im Objektverzeichnis. Auf diese Weise können CANopen-Teilnehmer über den CAN-Bus fernkonfiguriert oder gerätespezifische Eigenschaften oder Datenvariablen ausgelesen werden. Da OD-Einträge, wie z. B. Seriennummern oder Herstellerbezeichnungen, länger sein können als die für eine CAN-Nachricht zulässige Länge von acht Bytes, ist ein Protokoll implementiert, das in diesen Fällen die Zeichenkette segmentiert und auf mehrere CAN-Nachrichten aufteilt.

¹⁶u. a. Dreh- und Linearsensoren, medizinische Geräte, Aufzugsteuerungen, hydraulische Ventile etc., siehe <http://www.can-cia.org/index.php?id=specifications> (Abruf 31.05.2016)

CANopen-Teilnehmer können sich in unterschiedlichen Zustandsphasen befinden. Die Übergänge zwischen diesen Zuständen erfolgen teils automatisch, teils über Netzwerkmanagement-Nachrichten, die vom CANopen-Master entweder gezielt an einen einzelnen oder an alle Bus-Teilnehmer versendet werden. NMT-Nachrichten besitzen die CAN-ID 0x00 und haben damit höchste Priorität. Direkt nach dem Einschalten durchläuft ein CANopen-Knoten einen Initialisierungsprozess (*Init*). Dabei werden Grundeinstellungen geladen und aktiviert. Nach dem Abschluss dieses Prozesses geht der Teilnehmer automatisch über in den *Pre-Operational* Status und meldet dies mit einer *Boot-Up* Nachricht auf dem Bus. Ab jetzt kann der Knoten für weitere Konfigurationen mit den SDO-Nachrichten angesprochen werden und darauf reagieren. Falls er entsprechend konfiguriert ist, sendet der Teilnehmer ab jetzt regelmäßig Heartbeat-Nachrichten, anhand derer die übrigen Teilnehmer seinen Status überwachen können.

Über die NMT-Nachricht *Start-Node* wird der Zustand auf *Operational* gesetzt. Dies ist der eigentliche Hauptbetriebszustand, denn erst in diesem Zustand wird die PDO-Kommunikation aktiviert. Mittels einer *Stop-Node* Nachricht kann der Knoten in den Zustand *Stopped* versetzt werden. Damit wird seine PDO- und SDO-Kommunikation eingestellt, lediglich Heartbeat- und NMT-Nachrichten werden weiterhin verarbeitet.

2.4.1.9 CanFestival

CanFestival ist eine Programmbibliothek, die weite Teile der CANopen-Spezifikation in Softwarefunktionen umsetzt. Mit Hilfe dieser Bibliothek ist es möglich, eine Applikation um die Funktionalitäten eines CANopen konformen Knotens zu erweitern. CanFestival liegt als Open Source Paket vor¹⁷ und stellt Module für verschiedene Betriebssysteme, CAN-Adapter und auch Mikrocontroller zur Verfügung. Darunter findet sich auch ein Modul, das auf SocketCAN aufsetzt. Damit wird auch die Nutzung aller CAN-Adapter möglich, die der Linux-Kernel unterstützt, und selbst ohne CAN-Hardware kann die CanFestival-Applikation über den virtuellen CAN-Bus, der mit SocketCAN eingerichtet werden kann, getestet werden. Die Möglichkeit, dass via SocketCAN mehrere Programme gleichzeitig auf den CAN-Bus zugreifen können, erlaubt den einfachen Einsatz der *can-utils* zur Aufzeichnung, Analyse und Fehlersuche im CANopen-Nachrichtenstrom. Zusätzlich enthält CanFestival kleine Zusatzprogramme, die einerseits als Programmierbeispiele dienen, andererseits aber auch als Werkzeuge für CANopen genutzt werden können. Die *CANOpenShell* beispielsweise wird verwendet, um mittels SDO-Nachrichten die Objektverzeichnisse anderer Knoten abzufragen oder zu verändern. Das Tool *objdictedit* mit graphischer Oberfläche dient zur Erstellung von Objektverzeichnissen für die CanFestival-Knoten.

2.4.1.10 ISOBUS

ISOBUS ist ebenfalls eine im Wesentlichen auf dem CAN-Bus aufbauende Spezifikation. Dieser Standard in Form der Norm ISO-11783 (2015) besteht aus 14 Teilen und ist weitaus komplexer als CANopen. Denn er enthält über das Teilnehmer-, Nachrichten- und Bus-Management hinaus

¹⁷<http://www.canfestival.org/code> (Abruf 31.05.2016)

umfangreiche Datenbanken mit vordefinierten Datendefinitionen, beschreibt spezielle ISOBUS-Steckverbinder und legt Datenaustauschformate, Diagnose- und Auftragsmanagementfunktionen und Terminalfunktionen zur Benutzerinteraktion fest. Die CAN-Bus- und Protokollfunktionen beruhen nach VLUGT (2013) weitgehend auf den Normen SAE J1939 und NMEA 2000. Deren Hauptaugenmerk liegt jedoch auf der Kommunikation innerhalb einer Maschine oder Anlage. Um den Anforderungen agrar- und forstwirtschaftlicher Maschinen mit ihren häufig wechselnden Anbaugerätekombinationen gerecht zu werden, wurde die ISO-11783 Norm entsprechend erweitert. Da im Rahmen des vorliegenden Projekts eine vollständige ISOBUS-Implementierung auf dem Versuchsträger nicht vorgesehen ist, werden die beiden notwendigen CAN-Nachrichten für die Kommunikation mit dem Navigationsmodul über Low-Level CAN-Funktionen nachgebildet und das ISOBUS-Protokoll an dieser Stelle nicht weiter beschrieben. Als weiterführende Literatur zur Struktur und zu den Abläufen des SAE J1939 Protokolls, welche weitgehend auf den ISOBUS übertragen werden können, sei auf VOSS (2008) hingewiesen.

2.4.2 Grundlagen zur Anwendung von Dehnungsmessstreifen zur Ermittlung von Materialdehnungen und -spannungen

2.4.2.1 Einführung und Überblick

In den Untersuchungen zum Lenkverhalten des Versuchsträgers mit Stachelwalzen soll auch der Aspekt der Materialbelastung mitberücksichtigt werden. Hierfür wird ein Messsystem mit Dehnungsmessstreifen auf der Maschine installiert. In den folgenden Abschnitten werden zunächst die der Dehnungsmesstechnik zugrunde liegenden Prinzipien und Materialeigenschaften erläutert. Der Messverstärker und dessen Konfiguration wird in Kapitel 3.2.6.1 beschrieben, bevor schließlich ab Kapitel 3.2.7 die Installation und Überprüfung der Dehnungsmessstreifen dargelegt wird. Für einen optischen Überblick über das Zusammenspiel dieser drei genannten Themenbereiche untereinander sowie über deren jeweiligen inneren Aufbau wird auf die Abbildung 3.13 auf Seite 88 hingewiesen.

2.4.2.2 Dehnung und Spannung

Wirkt eine Kraft F auf einen Stab der Länge l_0 , und zwar in Richtung der Stablängsachse, so stellt sich an diesem eine Längenänderung Δl ein. Wirkt dieselbe Kraft auf einen Stab der Länge $2 \times l_0$, verdoppelt sich auch Δl . Die Längenänderung Δl ist also proportional zur Grundlänge l_0 . Der Quotient $\frac{\Delta l}{l_0}$ wird als Dehnung bezeichnet und mit dem Formelzeichen ε dargestellt:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (2.1)$$

Während die äußerlich auf den Stab wirkende Kraft die konkrete Belastung desselben darstellt, ist die Spannung ein Maß für die innere Beanspruchung des Stabmaterials. Wird derselbe Stab mit der doppelten Kraft belastet, verdoppelt sich auch die Materialbeanspruchung. Wird der ursprüngliche Querschnitt des Stabs verdoppelt, die anfängliche Kraft jedoch nicht, so steht doppelt so viel Material zur Verfügung, um die äußere Belastung aufzunehmen, d. h. die

Beanspruchung jeder Materialeinheit halbiert sich. Das Maß für diese Beanspruchung ist die Spannung σ , die sich aus dem Quotienten $\sigma = \frac{F}{A}$ errechnet.

Solange die Dehnung im elastischen Bereich geschieht, also innerhalb der Grenzen, in denen der Stab nach Wegnahme der Kraft wieder seine Ursprungslänge l_0 einnimmt, ergibt sich in einem weiteren Schritt eine dritte Proportionalität: Bei einer Verdoppelung der Spannung σ stellt sich auch eine Verdoppelung der Dehnung ε ein. Der Quotient $\frac{\sigma}{\varepsilon}$ ergibt den Elastizitätsmodul E . Dieser ist eine Materialkonstante und beträgt für viele Stahllarten 210000 N/mm². Der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung ist Gegenstand des Hookeschen Gesetzes:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{\Delta l}{l_0} E$$

2.4.2.3 Dehnungsmessstreifen: Zusammenhang zwischen Dehnung und Widerstand

Eine weitreichende und sehr praxisorientierte Einführung in die Grundlagen und Anwendung der Dehnungsmessstreifen (DMS) und der Brückenschaltungen gibt HOFFMANN (1987). Im Folgenden wird etwas ausführlicher auf die mathematischen Zusammenhänge einiger Größen eingegangen, die im Kontext von DMS-Messungen häufig anzutreffen sind.

Dehnungsmessstreifen basieren auf der Eigenschaft mancher metallischer Leiter, dass deren Widerstand zunimmt, wenn sie in der Länge gedehnt werden. Die Veränderung kann zum einen auf geometrische Effekte, also den sich verkleinernden Querschnitt und die sich vergrößernde Länge, zurückgeführt werden. Zum andern kann sie sich aber auch aus Änderungen im Molekülgefüge des Leiters ergeben, so dass sich dessen spezifischer Widerstand ändert. In die Berechnung des Widerstands eines Leiters gehen also im Wesentlichen der spezifische Widerstand ϱ , die Länge l und der Querschnitt A ein:

$$R = f(\varrho, l, A) = \varrho \cdot \frac{l}{A} \quad (2.2)$$

Widerstandsänderungen ergeben sich, wenn einer oder mehrere dieser Faktoren verändert werden. Die Widerstandsänderungsrate setzt sich also aus drei partiell abzuleitenden Komponenten zusammen:

1. Widerstandsänderung durch Änderung des spezifischen Widerstands:

$R = \frac{l}{A} \cdot \varrho$ abgeleitet nach ϱ :

$$\begin{aligned} \frac{dR}{d\varrho} &= \frac{l}{A} \\ dR &= \frac{l}{A} \cdot d\varrho \end{aligned} \quad (2.3)$$

2. Widerstandsänderung durch Längenänderung:

$R = \frac{\varrho}{A} \cdot l$ abgeleitet nach l :

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dl} &= \frac{\varrho}{A} \\ dR &= \frac{\varrho}{A} \cdot dl \end{aligned} \quad (2.4)$$

3. Widerstandsänderung durch Querschnittsänderung:

$R = \rho \cdot l \cdot A^{-1}$ abgeleitet nach A :

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dA} &= -1 \cdot A^{-2} \cdot \rho \cdot l \\ &= -\frac{\rho \cdot l}{A^2} \\ dR &= -\frac{\rho \cdot l}{A^2} \cdot dA \end{aligned} \quad (2.5)$$

Die Widerstandsänderung errechnet sich aus der Summierung der in den Formeln 2.3 bis 2.5 aufgeführten Ableitungsgleichungen:

$$dR = \frac{l}{A} \cdot d\rho + \frac{\rho}{A} \cdot dl + \left(-\frac{\rho \cdot l}{A^2} \cdot dA\right) \quad (2.6)$$

Die relative Widerstandsänderung ergibt sich dann, unter Zuhilfenahme von Gleichung 2.2, aus:¹⁸

$$\begin{aligned} \frac{dR}{R} &= \frac{l}{AR} \cdot d\rho + \frac{\rho}{AR} \cdot dl - \frac{\rho \cdot l}{A^2 R} \cdot dA \\ &= \frac{l}{A} \cdot \frac{A}{\rho l} \cdot d\rho + \frac{\rho}{A} \cdot \frac{A}{\rho l} \cdot dl - \frac{\rho l}{A^2} \cdot \frac{A}{\rho l} \cdot dA \\ \frac{dR}{R} &= \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Die verwendeten Dehnungsmessstreifen zeichnen sich dadurch aus, dass der spezifische Widerstand ρ des Leiters sich über den gesamten zulässigen Dehnungsbereich nur marginal ändert, so dass der Term $\frac{d\rho}{\rho}$ in Gleichung 2.7 vernachlässigt werden kann. Die Widerstandsänderung hängt somit nur noch von dA und dl ab:

$$\frac{dR}{R} = \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A} \quad (2.8)$$

Zwischen der Längenänderung dl und der Querschnittsänderung dA gibt es einen mathematischen Zusammenhang über die Querkontraktionszahl ν , die die Dehnung in Längsrichtung und die daraus entstehende Querkontraktion, also negative Dehnung quer zur Längsrichtung, zueinander in Relation setzt.

Ein Querschnitt sei definiert mit:

$$A = x \cdot y = x \cdot (m \cdot x) = mx^2 \quad (2.9)$$

Der Faktor m ist beispielsweise bei einem quadratischen Querschnitt $m = 1$, bei einem kreisrunden Querschnitt $m = \frac{\pi}{4}$, wobei dies nicht entscheidend ist, denn m wird schlussendlich aus der Formel gekürzt. Die Querschnittsänderung in Abhängigkeit von x wird durch die Ableitung der Gleichung 2.9 nach x berechnet:

¹⁸vgl. auch http://www.efunda.com/designstandards/sensors/strain_gages/strain_gage_theory.cfm
Abruf am 31.05.2016

$$\begin{aligned}\frac{dA}{dx} &= 2mx \\ dA &= 2mx \cdot dx\end{aligned}\quad (2.10)$$

Die relative Querschnittsänderung wird damit:

$$\frac{dA}{A} = \frac{2mx \cdot dx}{mx^2} = 2 \frac{dx}{x} = 2 \cdot \varepsilon_x \quad (2.11)$$

Hierbei ist ε_x die Querkontraktion, die wiederum über die Querkontraktionszahl ν von der Längsdehnung ε_l abhängt:

$$\begin{aligned}\nu &= -\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_l} \\ \varepsilon_x &= -\nu \cdot \varepsilon_l \\ \varepsilon_x &= -\nu \cdot \frac{dl}{l}\end{aligned}\quad (2.12)$$

Ausgehend von Gleichung 2.12 lassen sich zwei Zusammenhänge ableiten:

1. Das Einsetzen der Gleichung 2.12 in 2.11 ergibt die relative Querschnittsänderung abhängig von der Längsdehnung:

$$\frac{dA}{A} = -2\nu \cdot \frac{dl}{l} \quad (2.13)$$

Gleichung 2.8 lässt sich damit in die Form der Gleichung 2.14 bringen. Es wird deutlich, dass unter der Bedingung der genannten Materialeigenschaften die relative Widerstandsänderung proportional zur Längsdehnung ε_l , also der relativen Längenänderung ist.

$$\begin{aligned}\frac{dR}{R} &= \frac{dl}{l} - (-2\nu \cdot \frac{dl}{l}) \\ &= (1 + 2\nu) \cdot \frac{dl}{l} \\ \frac{dR}{R} &= (1 + 2\nu) \cdot \varepsilon_l\end{aligned}\quad (2.14)$$

2. Nachdem das Volumen V gemäß

$$V = f(l, A) = l \cdot A \quad (2.15)$$

ausschließlich von l und A abhängt und die Querkontraktionszahl ν entsprechend Gleichung 2.12 Längs- und Querdehnung und damit in der Folge Längsdehnung und Querschnitt verknüpft, muss es auch einen Bezug zwischen Volumen und Querkontraktionszahl geben. Dafür wird zunächst analog zu den Formeln 2.2 bis 2.6 partiell nach den Abhängigkeitsvariablen abgeleitet. Die marginale Volumenänderung dV und die relative marginale Volumenänderung $\frac{dV}{V}$ ergeben sich schließlich zu:

$$dV = dl \cdot A + dA \cdot l \quad (2.16)$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{dl \cdot A}{l \cdot A} + \frac{dA \cdot l}{l \cdot A}$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{dl}{l} + \frac{dA}{A} \quad (2.17)$$

Der Summand $\frac{dA}{A}$ kann mit dem Ergebnis aus Gleichung 2.13 ersetzt werden. Man erhält:

$$\frac{dV}{V} = \frac{dl}{l} + (-2\nu \cdot \frac{dl}{l})$$

$$= (1 - 2\nu) \cdot \frac{dl}{l}$$

$$\frac{dV}{V} = (1 - 2\nu) \cdot \varepsilon_l \quad (2.18)$$

Wie man Gleichung 2.18 entnehmen kann, ergibt sich für $\nu = 0,5$ eine Volumenänderung von null. Wenn sich weder Masse noch Volumen des elektrischen Leiters durch die Dehnung ändern, bleibt auch seine Dichte unabhängig vom Dehnungszustand konstant. Dies korreliert bei vielen für Dehnungsmessstreifen geeigneten Legierungen mit der im Zusammenhang mit Gleichung 2.8 angenommenen Konstanz des spezifischen Widerstands ρ .

Der Faktor $(1 + 2\nu)$ in Gleichung 2.14 erscheint in den technischen Datenblättern zu Dehnungsmessstreifen als Dehnungsfaktor, k-Faktor, oder englisch gauge factor oder gage factor. Für die bei Dehnungsmessstreifen aus den genannten Gründen häufig vorkommende Querkontraktionszahl ν nahe bei $\nu = 0,5$ ergibt sich entsprechend ein sehr nahe bei zwei liegender k-Faktor.

Aus Gleichung 2.14 ergibt sich entsprechend

$$\frac{dR}{R} = k \cdot \varepsilon \quad \text{bzw. in guter Annäherung:} \quad \frac{dR}{R} = 2 \cdot \varepsilon = 2 \cdot \frac{dl}{l} \quad (2.19)$$

Die relative Widerstandsänderung ist also in guter praktischer Näherung zweimal so groß wie die relative Längenänderung bzw. Dehnung.

Es sei darauf hingewiesen, dass (im Unterschied zum Leitermaterial der Dehnungsmessstreifen mit $\nu = 0,5$) für sehr viele Stahlsorten die Querkontraktionszahl $\nu \approx 0,3$ beträgt. Gemäß Gleichung 2.18 nimmt also das Volumen mit ansteigender Dehnung etwas zu.

2.4.2.4 Größenordnung der auftretenden Dehnungen

Um zu einer Einschätzung über die Größenordnung zu erwartender Dehnungen zu kommen, eignet sich folgende Betrachtung:

Für ein Material wird zur Ermittlung wichtiger Materialeigenschaften der sogenannte Zugversuch durchgeführt. Hierzu wird eine stabförmige Materialprobe durch eine Zugkraft mit einer zunehmenden Dehnung ε beaufschlagt, so lange bis der Stab reißt. Über den Versuchsverlauf wird kontinuierlich die angewandte Zugkraft F_Z gemessen und unter Annahme des Ursprungsquerschnitts A_0 des Probenstabes in die auftretende nominale Zugspannung $\sigma = \frac{F_Z}{A_0}$ umgerechnet.

Im Dehnungs-Spannungsdiagramm¹⁹ wird das Ergebnis grafisch dargestellt, indem der Verlauf der Zugspannungswerte über dem Verlauf der zugrunde liegenden Dehnungswerte eingezeichnet wird (Abb. 2.5). Von besonderem Interesse sind die folgenden Bereiche:

- der elastische Bereich, vom Nullpunkt bis zur Fließgrenze bzw. Streckgrenze R_e . In diesem Bereich verlaufen für zähe Materialien erstens die Spannung σ und die Dehnung ε in guter Näherung proportional zueinander, zweitens ist die Dehnung in diesem Bereich vollständig reversibel. Die Dehnung geht also wieder auf null zurück, wenn die Spannung weggenommen wird. In diesem Bereich können Dehnungsmessstreifen für aussagekräftige Kraft- und Spannungsmessungen eingesetzt werden. Bei spröden Materialien ist die Streckgrenze nicht so deutlich im Diagramm zu erkennen. Stattdessen wird dann üblicherweise die Streckgrenze als $R_{p0.2}$ angegeben. Diese ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Messkurve mit einer Parallelen zur Hookeschen Gerade, die durch den Punkt $\varepsilon = 2 \text{ mm/m} = 0,2\%$ auf der Abszisse verläuft.
- der plastische Bereich, von der Streckgrenze bis zum Bruch. In diesen Bereich hineinreichende Dehnungen führen zu nicht reversiblen Veränderungen im Material, bis letztlich zum Materialbruch bei einer nominalen, also auf den Anfangsquerschnitt A_0 bezogenen Spannung in Höhe der Zugfestigkeit R_m .

Beim Stahl, auf dem Dehnungsmessstreifen im vorliegenden Projekt aufgeklebt wurden, handelt es sich um niedrig legierten Automatenstahl der Sorte 11SMn30, Werkstoff-Nr. 1.0715, und zwar in Form von Rundmaterial, mit einem Durchmesser von 40 mm, bzw. einer Querschnittsfläche von 1257 mm^2 . Die Streckgrenze R_e beträgt $375 \text{ MPa} = 375 \text{ N/mm}^2$ und die Zugfestigkeit $R_m = 460$ bis 710 MPa .²⁰ Da der Stahl keinesfalls über die Streckgrenze hinaus belastet werden

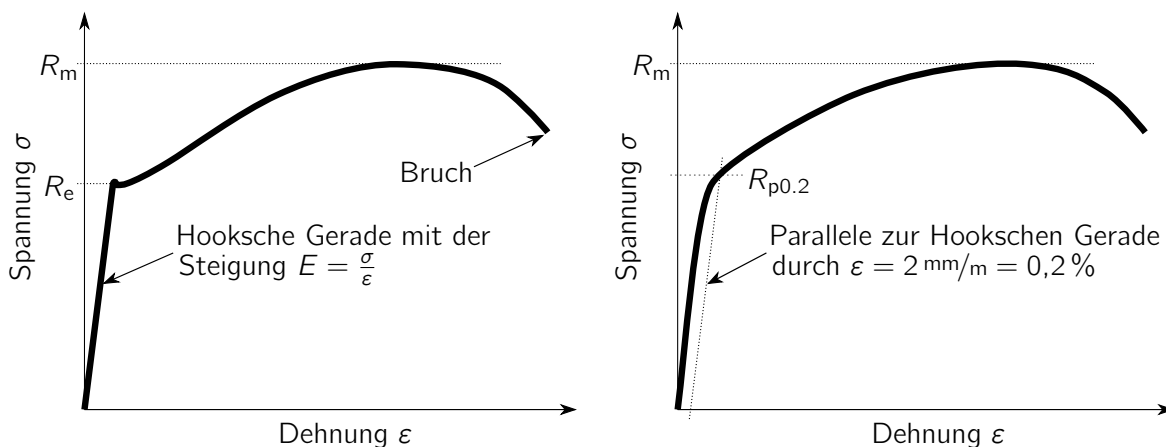


Abbildung 2.5: qualitatives Dehnungs-Spannungs-Diagramm aus dem Zugversuch für zähes (linke Abb.) und sprödes (rechte Abb.) Material, mit Streckgrenze R_e bzw. $R_{p0.2}$ und Zugfestigkeit R_m , verändert nach DUBBEL (2011) und MANG und HOFSTETTER (2013)

¹⁹Das Dehnungs-Spannungsdiagramm, sowie die daraus ersichtlichen Materialeigenschaften und -kennwerte sind Gegenstand zahlreicher Werke zu Werkstoffkunde, Festigkeitslehre und Mechanik. Die hier getroffenen Aussagen beziehen sich auf DUBBEL (2011) und MANG und HOFSTETTER (2013).

²⁰Angaben entnommen aus: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=155
Abruf am 31.05.2016

soll, wird zunächst eine maximal auftretende Spannung von $\sigma_{\max} = 375 \text{ N/mm}^2$ unterstellt. Der Elastizitätsmodul wird nach DUBBEL (2011) mit $E = 211000 \text{ N/mm}^2$ angenommen²¹. Nach

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

ergibt sich bei Einhaltung der Streckgrenze eine Dehnung von nicht mehr als

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{E} = \frac{375 \text{ N/mm}^2}{211000 \text{ N/mm}^2} \approx 0,00178 \text{ m/m} \text{ oder } 1,78 \text{ mm/m} \quad (2.20)$$

Entsprechend Gleichung 2.19 ist also eine relative Widerstandsänderung von

$$\frac{dR}{R} = 2 \cdot \varepsilon = 0,00356 \Omega/\Omega$$

und bei der gegebenen Verwendung von Dehnungsmessstreifen mit $R = 350 \text{ Ohm}$ eine absolute Widerstandsänderung von

$$dR = 2 \cdot \varepsilon \cdot R = 1,246 \Omega \quad (2.21)$$

zu erwarten.

Um andersherum betrachtet, das genannte Rundmaterial mit einem Durchmesser von 40 mm durch eine einachsige Zugspannung um $1,78 \text{ mm/m}$ zu dehnen, wäre eine Kraft von

$$F = A \cdot \sigma = 1257 \text{ mm}^2 \cdot 375 \text{ N/mm}^2 = 471375 \text{ N} \approx 471 \text{ kN} \quad (2.22)$$

erforderlich. Dies wäre fast das 100-fache der Gewichtskraft des Fahrzeugs. Die zu erwartenden Widerstandsänderungen werden also nochmals um den Faktor zehn bis hundert kleiner sein. Um solch kleine Widerstandsänderungen zu erfassen und in elektrische Spannungen umzusetzen, werden Dehnungsmessstreifen in aller Regel an einer nachfolgend beschriebenen Wheatstoneschen Brückenschaltung betrieben.

2.4.2.5 Wheatstonesche Brückenschaltung zur Erfassung der Widerstandsänderung

Auf die Wheatstonesche Brückenschaltung soll hier nur insoweit eingegangen werden, als es für das Verständnis von Schaltungsvarianten mit Dehnungsmessstreifen zur Datenaufzeichnung mit dem SoMat-eDAQ-Messverstärker (Kapitel 3.2.6.1) erforderlich ist. Für zugrunde liegende mathematische Herleitungen sei auf HOFFMANN (1987) verwiesen. Der eDAQ-Messverstärker unterstützt drei Brückenschaltungsvarianten: Voll-, Halb- und Viertelbrücke. In der Vollbrückenschaltung werden alle vier Widerstände durch externe Dehnungsmessstreifen oder andere Widerstände zur Verfügung gestellt. Für die Halbbrückenschaltung werden zwei externe Widerstände durch zwei interne zu einer Vollbrückenschaltung ergänzt. Es sei darauf hingewiesen, dass die beiden externen Widerstände im einen Zweig liegen, die beiden internen im andern Zweig; es

²¹Sehr ausführlich geschrieben müsste die Einheit des Elastizitätsmoduls folgendermaßen lauten: $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / \frac{\text{m}}{\text{m}}$. Der Nenner m/m kann für eine einfachere Schreibweise gekürzt und weggelassen werden. Dabei ist zu beachten, dass es sich bei einer Spannung σ und dem Elastizitätsmodul E trotz der gleich aussehenden Einheit N/mm^2 um verschiedene Größen handelt!

kann also keine Diagonal- oder Zwei-Viertel-Brücke gebildet werden. Die Viertelbrücke schließlich besteht aus einem einzelnen externen Widerstand und wird entsprechend durch drei interne Widerstände zur Vollbrücke vervollständigt. Wie die Dehnungsmessstreifen je nach Schaltungsvariante an den Messverstärker anzuschließen sind, ist in Abb. 2.6 dargestellt.

Die Ausgangsspannung U_A der Brückenschaltung mit vier Dehnungsmessstreifen berechnet sich nach der Formel

$$U_A = \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (2.23)$$

wobei die Dehnungen ε_n den Widerständen R_n in Abb. 2.6 zuzuordnen sind. Im Falle der Viertelbrücke sind $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = 0$, so dass sich die Formel vereinfacht zu

$$U_A = \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot \varepsilon_1 \quad (2.24)$$

Die Messspannung U_A ist also proportional zur Dehnung ε . Für das in Abschnitt 2.4.2.4 genannte Rundmaterial lässt sich damit ein theoretischer Proportionalitätsfaktor zwischen einer Zugkraft F und der Messspannung herleiten. Hierfür wird Gleichung 2.24 nach ε_1 aufgelöst:

$$\varepsilon_1 = \frac{4}{U_S \cdot k} \cdot U_A \quad (2.25)$$

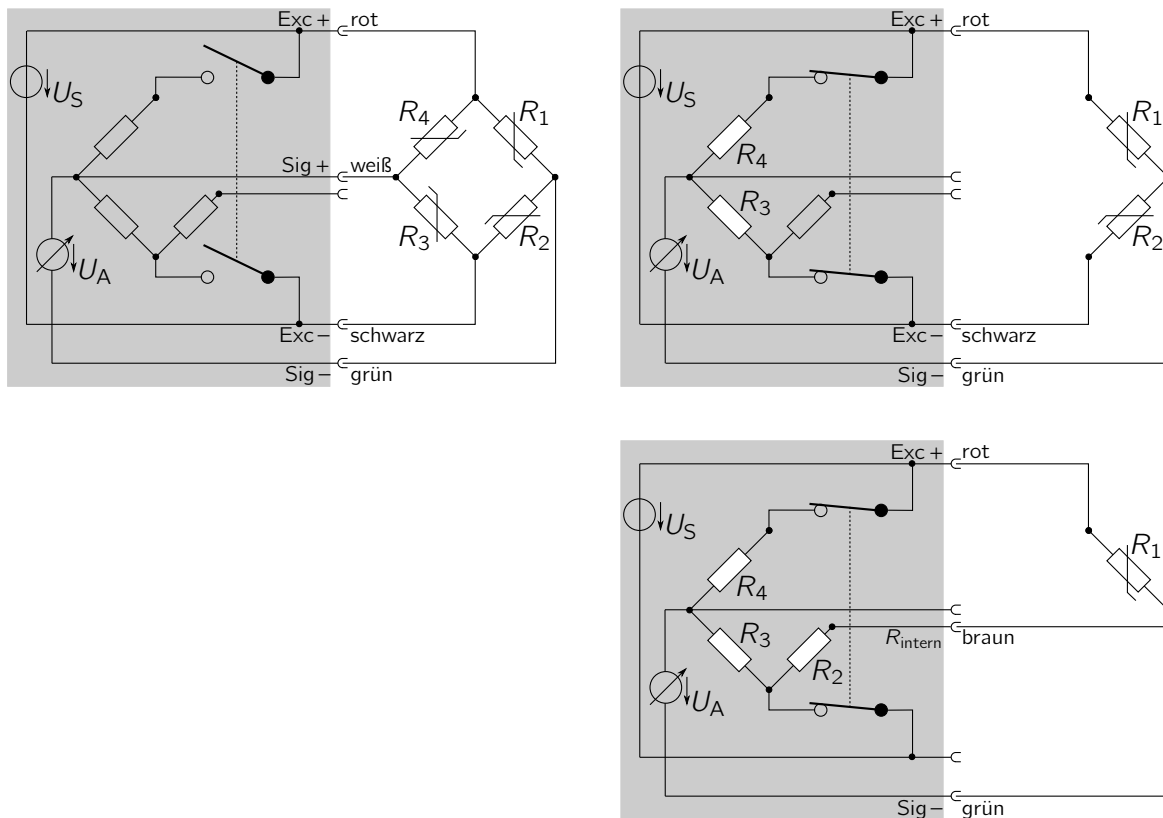


Abbildung 2.6: Anschluss-Schemata der Brückenschaltungsvarianten; grau hinterlegt: im Innern des Messverstärkers; interne Widerstände weiß hinterlegt: aktivierte Ergänzungswiderstände; U_S : Speisespannung, U_A : Ausgangsspannung der Brückenschaltung. Links oben Voll-, rechts oben Halb-, rechts unten Viertelbrücke aus Dehnungsmessstreifen. Verändert nach SOMAT (2010).

woraus sich mit Hilfe des Elastizitätsmoduls $E = \sigma/\varepsilon$ die Materialspannung σ errechnen lässt:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{4 \cdot E}{U_S \cdot k} \cdot U_A \quad (2.26)$$

Über den Zusammenhang $\sigma = F/A$ erhält man

$$F = \sigma \cdot A = \frac{4 \cdot E \cdot A}{U_S \cdot k} \cdot U_A \quad (2.27)$$

Am konkreten Beispiel ergibt sich also der theoretische Zusammenhang

$$F = \frac{4 \cdot 211000 \text{ N/mm}^2 \cdot 1257 \text{ mm}^2}{10 \text{ V} \cdot 2,03} \cdot U_A = U_A \cdot 52,261 \text{ N/}\mu\text{V} \quad U_A \text{ in } \mu\text{V}, F \text{ in N}$$

sowie umgekehrt

$$U_A = F \cdot \frac{10 \text{ V} \cdot 2,03}{4 \cdot 211000 \text{ N/mm}^2 \cdot 1257 \text{ mm}^2} = F \cdot 0,019135 \mu\text{V/N} \quad U_A \text{ in } \mu\text{V}, F \text{ in N}$$

2.4.2.6 Temperaturkoeffizienten und -kompensation

Die vorangegangenen Abschnitte zeigen, dass die auftretenden Dehnungen selbst bei maximaler Materialbelastung kaum ein bis zwei Promille überschreiten. Für weichen Stahl beträgt allein die thermische Längenausdehnung ε_T bei einer Temperaturzunahme von null auf 100 °C nach DUBBEL (2011) $\varepsilon_{T100} = 1200 \mu\text{m/m}$, bewegt sich also ebenfalls im Bereich von ein bis zwei Promille. Deshalb soll an dieser Stelle auf temperaturbedingte Einflüsse auf DMS-Messungen eingegangen werden.

Würde bei einer Messung

- die in Gleichung 2.20 gezeigte maximale Dehnung ε_{\max} für den verwendeten Stahl von 1780 $\mu\text{m/m}$ auf einer Skala als 100 % angesetzt,
- auf dem DMS ein Konstantendraht mit einem Temperaturkoeffizient von annähernd null zum Einsatz kommen,
- die Temperatur während der Messung um zehn Kelvin erhöht,

so hätte das eine (nicht spannungs-, sondern thermisch bedingte) Längenänderung von $\varepsilon_{T10} = 120 \mu\text{m/m}$ zur Folge. Dies würde bei der genannten Skalierung $\frac{\varepsilon_{T10}}{\varepsilon_{\max}} = \frac{120 \mu\text{m/m}}{1780 \mu\text{m/m}} \approx 6,7\%$ des angenommenen Maximalwerts bedeuten und bei dem in Gleichung 2.22 unterstellten Material einem Anzeigewert von

$$F_{T10} = F_{\max} \cdot \frac{\varepsilon_{T10}}{\varepsilon_{\max}} = 471 \text{ kN} \cdot 0,067 \approx 31,5 \text{ kN}$$

entsprechen, obwohl noch keine Kraft anliegt!

Die erste Stufe einer daher unumgänglichen Temperaturkompensation besteht deshalb in der Auswahl von geeigneten DMS, die in ihrem Temperaturverhalten dem des gemessenen Materials angepasst sind. Die entsprechenden Angaben finden sich im Datenblatt und umfassen zunächst für die verwendeten DMS vom Typ 3/350XY31 den Temperaturkoeffizienten $10,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ für

ferritischen Stahl. Gemäß der technischen Instruktionen der Herstellerfirma lässt sich die durch eine Temperaturänderung $\Delta\vartheta$ bewirkte scheinbare Dehnung ε_s eines DMS, unter vereinfachenden Annahmen und abhängig von den Wärmeausdehnungskoeffizienten des Messobjekts (α_b) und des Messgitterwerkstoffs (α_m) sowie des Wärmekoeffizienten des elektrischen Widerstands der Messgitterfolie (α_r), wie folgt darstellen:

$$\varepsilon_s = \left(\frac{\alpha_r}{k} + \alpha_b - \alpha_m \right) \cdot \Delta\vartheta \quad (2.28)$$

Es wird deutlich, dass es aufgrund des Zusammentreffens der verschiedenen Koeffizienten nicht möglich ist, den Temperaturgang des DMS vollständig dem Wärmeausdehnungskoeffizienten des Materials des Messobjekts anzupassen. Deshalb enthalten die technischen Daten des DMS zusätzlich eine Messwertkurve und einen mathematischen Term gemäß Abb. 2.7, aus denen sich in Abhängigkeit von der Temperatur die zu erwartende scheinbare Dehnung ablesen bzw. errechnen lässt. Im Diagramm ist der Wert für die scheinbare Dehnung bei einer Temperaturerhöhung von 20 °C auf 30 °C markiert. Mit $-7 \mu\text{m}/\text{m}$ liegt die Abweichung für die temperaturbedingte scheinbare Dehnung nur noch bei etwa sechs Prozent des o. g. theoretischen unkompensierten Wertes von $\varepsilon_{T10} = 120 \mu\text{m}/\text{m}$. Für größere Temperaturänderungen wird das Verhältnis etwas ungünstiger, bleibt aber selbst bei 120 °C mit

$$\frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_{\max}} = \frac{-150 \mu\text{m}/\text{m}}{1780 \mu\text{m}/\text{m}} \approx -0,13$$

unter 13 Prozent. Für den genannten Stahl würde eine scheinbare Dehnung von $\varepsilon_s = -7 \mu\text{m}/\text{m}$ umgerechnet eine scheinbar einwirkende Zugkraft

$$F_s = F_{\max} \cdot \frac{\varepsilon_s}{\varepsilon_{\max}} = 471 \text{ kN} \cdot \frac{-7 \mu\text{m}/\text{m}}{1780 \mu\text{m}/\text{m}} \approx -1,85 \text{ kN}$$

bedeuten. Dies ist einerseits mit nur noch etwa 0,4 Prozent vom Maximalwert eine erhebliche Verringerung des temperaturbedingten Messfehlers. Absolut gesehen sind 1,85 kN jedoch schon

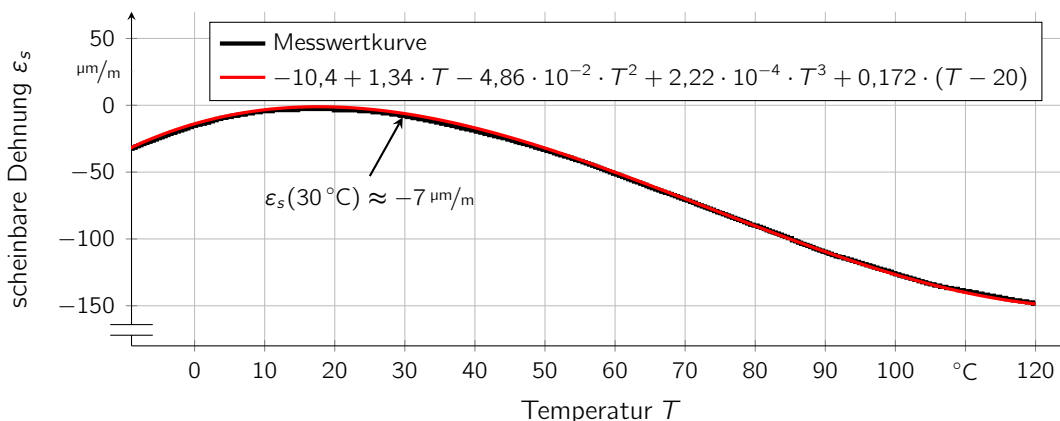


Abbildung 2.7: Messwertkurve und Gleichung zur Darstellung der Abhängigkeit der scheinbaren Dehnung ε_s von der Temperatur, für einen DMS vom Typ 3/350XY31, verändert nach dem beigelegten Datenblatt und BOERSCH (o. J.)

mehr als ein Drittel der Gewichtskraft des gesamten Versuchsträgers. Beim Vergleich verschiedener Messungen bei unterschiedlichen Temperaturen oder bei zunehmender Betriebstemperatur muss dem Faktor Temperatur eine große Bedeutung beigemessen werden, sofern zwischen den Messdurchgängen an den Messkanälen keine Null-Rückstellung erfolgt.

Eine weitere wichtige Methode zur Temperaturkompensation bei DMS liegt in der Möglichkeit, aus zwei DMS eine Halbbrücke aufzubauen. Dabei muss ein DMS so installiert sein, dass er die Dehnung erfasst, die durch die Krafteinwirkung auf das Messobjekt entsteht. Die über diesen DMS gemessene Dehnung ε_1 wird die Summe aus temperaturbedingter ($\varepsilon_{T(1)}$) und kraftbedingter ($\varepsilon_{F(1)}$) Dehnung sein. Der zweite DMS muss sich ebenfalls auf dem Messobjekt oder mindestens auf gleichem Material befinden, dabei aber einerseits frei von Krafteinflüssen, andererseits jedoch thermisch an das Messobjekt gekoppelt sein. Auf diese Weise besteht das Dehnungssignal ε_1 dieses DMS nur aus der Komponente $\varepsilon_{T(2)} = \varepsilon_{T(1)}$, denn $\varepsilon_{F(2)}$ ist null. Setzt man die Dehnungswerte in die Gleichung für die Ausgangsspannung der Brückenschaltung (2.23) ein, ergibt sich für die Halbbrücke

$$\begin{aligned} U_A &= \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) = \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + 0 - 0) \\ &= \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot ((\varepsilon_{T(1)} + \varepsilon_{F(1)}) - (\varepsilon_{T(2)} + \varepsilon_{F(2)})) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Gilt, wie gefordert und durch die Lage der DMS sicherzustellen, $\varepsilon_{F(2)} = 0$ und $\varepsilon_{T(2)} = \varepsilon_{T(1)}$, dann folgt

$$\begin{aligned} U_A &= \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot (\varepsilon_{T(1)} + \varepsilon_{F(1)} - \varepsilon_{T(1)} - 0) \\ U_A &= \frac{U_S \cdot k}{4} \cdot \varepsilon_{F(1)} \end{aligned} \quad (2.30)$$

Die Ausgangsspannung der Brückenschaltung ist also ausschließlich von der kraftbedingten Dehnung $\varepsilon_{F(1)}$ abhängig. Die Genauigkeit dieser Kompensationsmethode steht und fällt mit der erreichbaren Koppelung der temperaturbedingten und der Entkoppelung der kraftbedingten Einflüsse auf die beiden DMS.

Kaum kalkulierbar sind Temperatureinflüsse auf das Messergebnis, die zu lokalen Erwärmungen des Messobjekt und damit zu Wärmespannungen führen, wie sie bei Zugluft oder einer sich ausbreitenden Motorwärme auftreten können.

2.4.2.7 Leitungswiderstände

Auch die Leitungswiderstände tragen zu Fehlern in der DMS-Messung bei. Der Widerstand der verwendeten Kabel mit einem Querschnitt von $0,14 \text{ mm}^2$ beträgt laut Datenblatt maximal $0,13 \Omega/\text{m}$. Bei den maximal vier Meter vom Messverstärker entfernten DMS würde also ein zusätzlicher gesamter Leitungswiderstand R_L für Hin- und Rückleitung von $2 \cdot 4 \text{ m} \cdot 0,13 \Omega/\text{m} = 1,04 \Omega$ auftreten. Bei gleichbleibender Temperatur ist dieser Widerstand konstant. Die relative Widerstandsänderung und damit die daraus abgeleitete Dehnung wird also etwas geringer ausfallen, denn, nach Gleichung 2.19 etwas umgestellt, ist

$$\varepsilon = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta R}{R_0} > \varepsilon_L = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta R}{R_0 + R_L} \quad (2.31)$$

Das Verhältnis zwischen der tatsächlichen Dehnung ε und der leitungswiderstandsbedingt verfälschten Dehnung ε_L beträgt bei DMS mit einem Nennwiderstand von 350 Ohm jedoch maximal

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_L} = \frac{\frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta R}{R_0}}{\frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta R}{R_0 + R_L}} = \frac{R_0}{R_0 + R_L} = \frac{350 \Omega}{351 \Omega} \approx 0,997$$

und entspricht einer Abweichung von weniger als 0,3 Prozent. Im Vergleich dazu ist die Widerstandsänderung der Messleitung bei Temperaturschwankungen deutlich kritischer zu bewerten. Nach DUBBEL (2011) beträgt der Temperaturkoeffizient α für Kupfer $0,0039 \text{ K}^{-1}$. Eine Temperaturerhöhung um zehn Kelvin würde beim genannten Leitungswiderstand $R_L = 1,04 \Omega$ zu einer temperaturbedingten Leitungswiderstandserhöhung ΔR_T von

$$R_L \cdot \alpha \cdot \Delta \vartheta = 1,04 \Omega \cdot 0,0039 \text{ K}^{-1} \cdot 10 \text{ K} \approx 0,041 \Omega$$

führen. Beim vorliegenden Messaufbau entsprechen $0,041 \Omega$ etwa drei bis vier Prozent der in Gleichung 2.21 ermittelten Widerstandsänderung von $1,246 \Omega$ bei maximaler Belastung und damit umgerechnet einer Kraft von $\frac{\Delta R_T}{R_{\max}} \cdot F_{\max} = \frac{0,041 \Omega}{1,246 \Omega} \cdot 471 \text{ kN} \approx 15,5 \text{ kN}$. Für die Viertelbrückenschaltung gibt es nach HOFFMANN (1987) die Möglichkeit der Kompensation dieses Fehlers, indem die DMS in einer Dreileiterschaltung angeschlossen werden. Dies soll anhand von Abb. 2.8 dargestellt werden. Die Zweileiterschaltung zeichnet sich dadurch aus, dass nur zwei Adern bis zu den Anschlussfahnen des DMS verlaufen. Das bedeutet, dass im rechten oberen Zweig der Brückenschaltung, in dem auch der DMS R_1 liegt, zusätzlich die temperaturabhängigen Zu- und Rückleitungswiderstände, R_{L1} und R_{L2} , einen Beitrag zum Widerstandsänderungssignal beitragen, während im Zweig rechts unten, nur bestehend aus dem internen Ergänzungswiderstand R_2 , durch die nur kurze Verbindung zwischen den Eingängen Sig- und R_{intern} keine Temperatureinflüsse auftreten.

In der Dreileiterschaltung liegt der Leitungswiderstand R_{L1} nach wie vor im ersten Brücken-zweig in Reihe mit dem DMS R_1 . Der Leitungswiderstand der Rückleitung, R_{L2} , wird jedoch durch den Abgriff der Signalspannung mittels des dritten Leiters direkt am DMS, in den zweiten

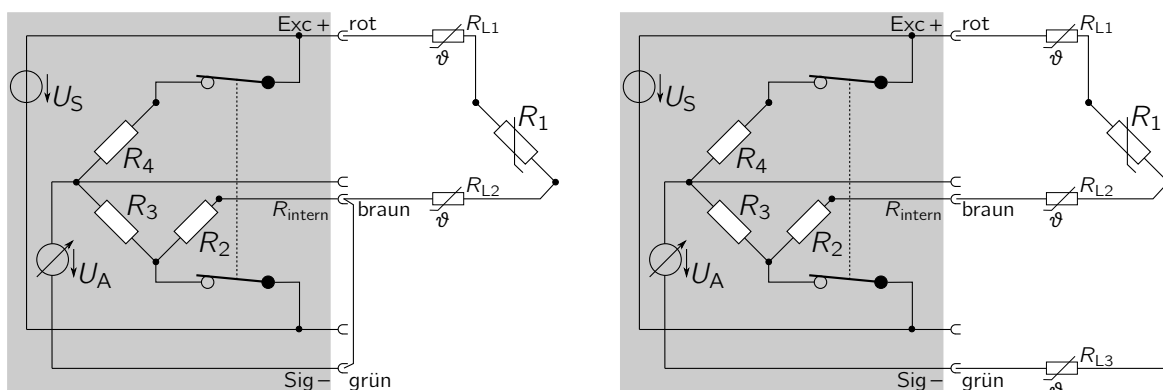


Abbildung 2.8: Anschluss-Schemata einer Viertelbrücke, links in Zweileiterschaltung, rechts in Dreileiterschaltung; grau hinterlegt: im Innern des Messverstärkers; R_L : von der Temperatur ϑ abhängige Leitungswiderstände; U_S : Speisespannung, U_A : Ausgangsspannung der Brückenschaltung. Verändert nach SOMAT (2010) und HOFFMANN (1987).

Zweig verschoben. Analog zur auf Seite 67 beschriebenen Temperaturkompensation wird also auch hier die Eigenschaft der Brückenschaltung ausgenutzt, dass sich die Fehler gegenseitig ausgleichen, solange sie im ersten und im zweiten Zweig in gleicher Höhe auftreten. Der in der dritten Ader auftretende Leitungswiderstand R_{L3} kann vernachlässigt werden, da sowohl seine temperaturbedingte Änderung als auch seine absolute Höhe im Gegensatz zum sehr großen Eingangswiderstand des Messverstärkers nicht ins Gewicht fallen.

Auf dem Versuchsfahrzeug steht je DMS nur ein Aderpaar zur Verfügung, daher kann von der Dreileiterschaltung in diesem Fall kein Gebrauch gemacht werden. Deshalb müssen bei der Versuchsdurchführung Temperatureinflüsse möglichst gering gehalten werden, indem vor jedem Messdurchgang die Messbrücken auf null zurückgestellt werden.

3 Material und Methoden

3.1 Beschreibung der Q1-Antriebsachse

3.1.1 Mechanischer Aufbau

Die Antriebsachsen werden in ihrem Grundaufbau vom Brielmaier-Einachsmäher Q1 übernommen (Abbildung 3.1). Die Achse besteht aus einem inneren Aluminium-Käfig von 1,50 m Länge und 0,60 m Durchmesser und zwei drehbar gelagerten Antriebstrommeln, die von links und rechts über den Käfig geschoben werden. Abbildung 3.2 zeigt die Antriebsachse mit abgenommenen Trommeln. Die Lagerung der Trommeln erfolgt auf der äußeren Seite über die Abtriebswelle des Ölators, die mit der Stirnseite der Trommel verschraubt wird. An der offenen, der Mitte des Achskäfigs zugewandten, Seite der Trommel befindet sich ein Kunststoff-Laufring (Abbildung 3.10 auf Seite 85). Dieser Laufring wird von 18 Kugellagern geführt, die in regelmäßigem Abstand um den Achskäfig montiert sind. Die Aufstandskräfte einer Trommel werden also auf der Innenseite über den Laufring und die Kugellager in den Käfig geleitet und auf der Außenseite über die Ölatorwelle. Da der Laufring keine Seitenführung besitzt, müssen quer zur Fahrtrichtung gerichtete Kräfte allein von der Stirnplatte der Trommel abgefangen werden. Im Originalzustand wird deshalb für die Stirnseite eine doppelt kegelförmige Konstruktion verwendet. Dadurch ergibt sich allerdings eine Fahrzeugbreite von 2,05 m. Weil dies für den angestrebten Einsatzzweck deutlich zu breit ist, wurden die Trommeln gekürzt, indem der außen liegende Teil der Kegelkonstruktion durch eine ebene Platte ersetzt wurde.



Abbildung 3.1: Der Brielmaier-Einachsmäher Q1 als Grundlage für das Stachelwalzenkonzept. Hier im Originalzustand als Ausgangspunkt für das Projekt. Quelle: Archiv Institut für Technik, Hochschule Geisenheim.

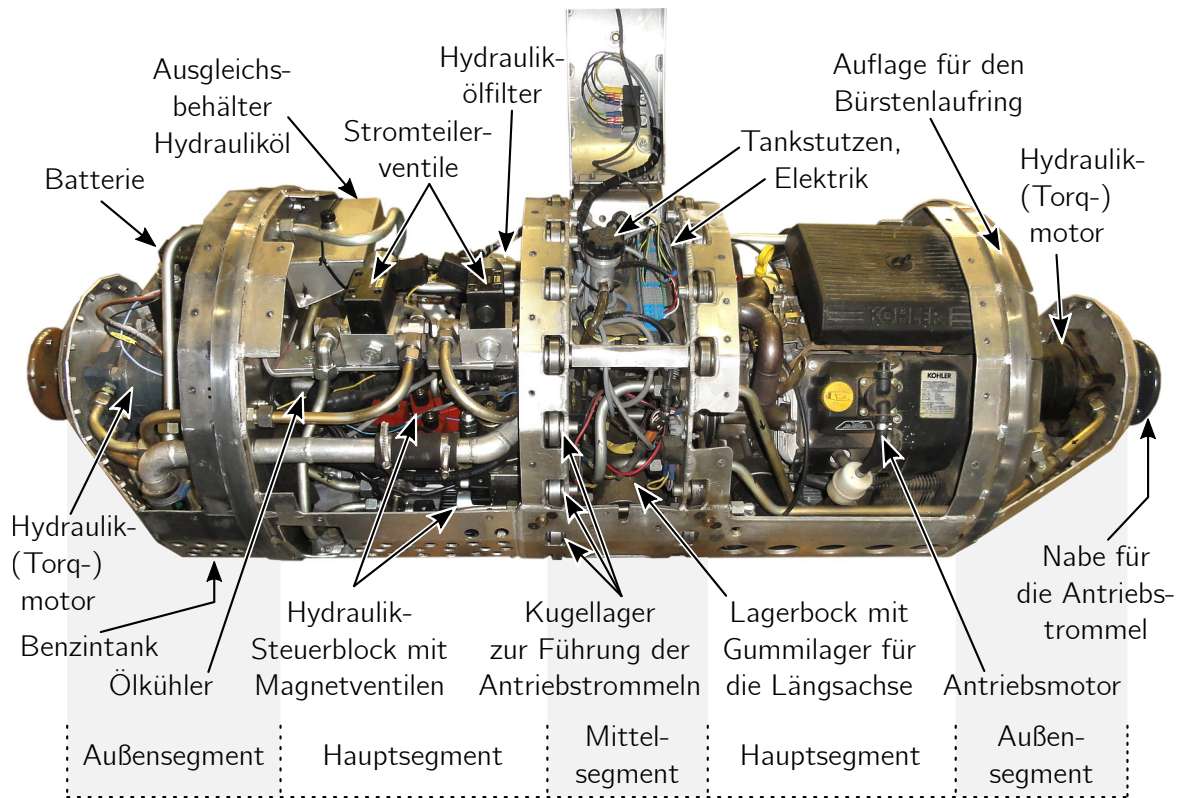


Abbildung 3.2: Innerer Aufbau der Q1-Antriebsachse mit demontierten Antriebstrummeln, hier mit dem Zweizylindermotor. Die Stromteilerventile werden in Abschnitt 4.1.2 erläutert.

Der Achskäfig lässt sich in fünf Segmente einteilen: ein Mittelsegment, daran links und rechts anschließend zwei Hauptsegmente mit vollem Käfigumfang und an diese jeweils anschließend ein Außensegment mit zum Ende hin abnehmendem Durchmesser, welcher der im vorigen Absatz erwähnten Kegelkonstruktion der Trommeln geschuldet ist. Wenn die Antriebstrummeln montiert sind, ist vom Achskäfig nur das Mittelsegment zu sehen, d. h. alle mechanischen, hydraulischen und elektrischen Verbindungen erfolgen über das Mittelsegment.

Auf halber Höhe des Achskäfigs verläuft eine Stahlachse mit einem Durchmesser von 40 mm in Fahrtrichtung durch das Mittelsegment (Abbildung 3.3). Diese Achse ist über zwei Gummipuffer-Lagerböcke mit dem Achskäfig verschraubt und steht an einem Ende 10 cm über. An diesem überstehenden Ende ist stirnseitig eine Flanschplatte aufgeschweißt, über die die Antriebsachse an den Fahrzeugrahmen des Versuchsträgers angeflanscht wird. Über diese Flanschplatte ist auch die Fahrtrichtung „vorwärts“ definiert, da am Originalmäher an dieser Platte der Frontmesserbalcken montiert wird. Im oberen Teil des Mittelsegments befindet sich weiterhin ein verschließbares Fach, in dem sich einige elektrische Komponenten, Choke, Gasgriff und Tankstutzen befinden.

Im Hauptsegment in Fahrtrichtung rechts von der Mitte ist der Antriebsmotor eingebaut. Hierbei handelt es sich modellabhängig entweder um einen Einzylinder Benzinmotor vom Typ „Kohler Command CH 15 S“ mit einer Maximalleistung von 11 kW bei einer Drehzahl von 3600 min^{-1} und einem maximalen Drehmoment von $34,3 \text{ Nm}$ bei 2400 min^{-1} , oder einen Zweizylinder vom Typ „Kohler Command CH 740“ mit einer Maximalleistung von 20 kW und einem maximalen

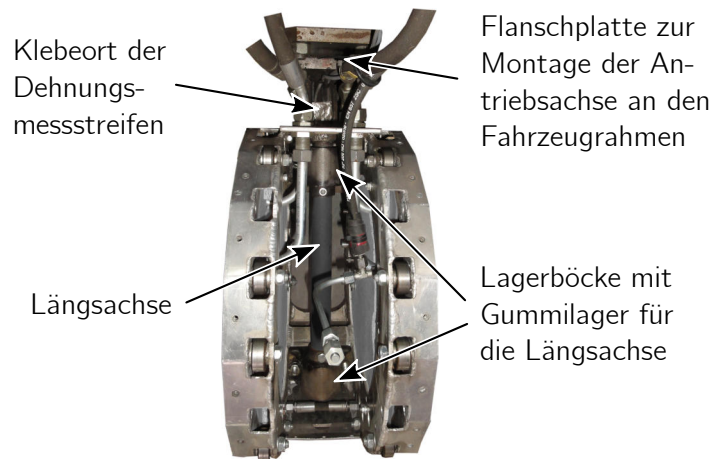


Abbildung 3.3: Mittelsegment eines leeren Q1-Antriebsachsengehäuses aus der Vogelperspektive mit Blick auf die Längsachse. Auf die Installation der Dehnungsmessstreifen wird in Abschnitt 3.2.7 eingegangen.

Drehmoment von $56,4 \text{ Nm}$ bei 2200 min^{-1} . Der Motor ist an vier Punkten mit dem Käfig verschraubt. Die Kurbelwelle liegt parallel zur Mittelachse der Antriebsachse, entsprechend also quer zur Fahrtrichtung. Die Hauptantriebsleistung wird über eine elastische Klauenkupplung und eine quer durch das Mittelsegment verlaufende Verbindungswelle an die Hydraulikpumpen im linken Segment übertragen. Außerdem wird über einen Keilriemen ein Drehstromgenerator für die 12 V Fahrzeugspannungsversorgung angetrieben.

Zwischen dem rechten Haupt- und Außensegment ist eine Zwischenwand eingezogen. Diese dient einerseits zur Stabilisierung des Käfigs, weiterhin aber auch zur Vermeidung unerwünschter Verläufe des Kühlluftstroms. Um eine ausreichende Wärmeabfuhr aus dem Inneren der Antriebsachse zu gewährleisten, wird der Luftstrom von außen durch die mit großen Löchern versehene Stirnseite der Antriebstrommel und weiter durch das ebenfalls gelochte Außensegment, durch ein passend zum Lüftungsrad des Motors ausgestanztes Loch in der Zwischenwand angesaugt. Das Lüftungsrad fördert die Luft dann am Zylinder und am Auspuff vorbei weiter in Richtung Mittelsegment. Dieses ist nach unten hin offen, so dass die heiße Luft dort wieder austreten kann. Auf Höhe der Zwischenwand befindet sich innen in der Antriebstrommel ein umlaufender Bürstenring (Abbildung 3.10 auf Seite 85). Dieser hat eine dichtende Funktion, um zu verhindern, dass heiße Luft aus dem ebenfalls gelochten Hauptsegment über den Zwischenraum zwischen Käfig und Antriebstrommel direkt wieder angesaugt wird, bevor sie die Antriebsachse verlassen hat.

Im rechten Außensegment befindet sich nur der Ölmotor für den Antrieb der Trommel. Bei dem verwendeten Ölmotor handelt es sich um einen Torqmotor, Serie TF, des Herstellers Parker, mit einem Schluckvolumen von 477 cm^3 pro Umdrehung. Die maximal zulässige Dauerdrehzahl beträgt 150 min^{-1} , das maximale Drehmoment 680 Nm im Dauerbetrieb. Der Torqmotor ist eine spezielle Ausführung eines Gerotor- oder Zahnringmotors. Alle diese Motoren besitzen einen innenverzahnten Außenring und einen außenverzahnten inneren Rotor, unterscheiden sich aber darin, welche Teile beweglich sind, und auf welchen Bahnen diese Bewegungen gegebenenfalls ablaufen. Der Torqmotor hebt sich von anderen Zahnringmotoren dadurch ab, dass der äußere

Ring fixiert und nicht ein zum inneren Rotor versetzter beweglicher Außenrotor ist. Das bedeutet, dass der Innenrotor auf einer Kreisbahn, ähnlich den Planeten in einem Planetengetriebe, quasi am Außenring entlang läuft. Die Übertragung der Drehbewegung dieses Innenrotors erfolgt entweder über eine Innenverzahnung im Rotor, die die im Zentrum fest gelagerte Motorwelle antreibt, oder über ein pendelnd gelagertes Wellenzwischenstück, das die Kreisbewegung des Rotors mitmacht und auf die Motorabtriebswelle zentriert. Beim Torqmotor wird Zweiteres angewendet, wobei das kreisende Ende der Zwischenwelle noch über den Rotor hinaus verlängert und zur Realisierung der Orbitalsteuerung genutzt wird. Diese besteht im Wesentlichen aus einer Kommutatorplatte und einem Kommutatorring und hat die Aufgabe, den Rotorblock je nach Position der Achse an der richtigen Stelle mit der Hoch- und Niederdruckseite des Ölstroms zu verbinden, ähnlich dem Kommutator in Elektromotoren. Als weiteres Merkmal des Torqmotors sei erwähnt, dass Innenrotor und Außenring geometrisch so gestaltet sind, dass die Zähne des Außenrings nicht spitz, trapezförmig oder elliptisch sind, sondern einem exakten Halbkreis entsprechen. Deshalb können als „Zähne“ zylindrische Rollen eingesetzt werden, die im Außenring drehbar gelagert sind und an denen der Innenrotor sehr verschleißarm entlangrollen kann.

Im linken Hauptsegment sind die wichtigsten Komponenten des Hydrauliksystems untergebracht. Zwei Zahnradpumpen für die Fahrtriebskreisläufe sowie eine dritte für den Zusatzhydraulik-Kreislauf führen druckseitig direkt in den Steuerventilblock, der eine Reihe von Steuer- und Regelventilen zu einer Einheit zusammenfasst. Diese Einheit ist elektrisch ansteuerbar und reguliert sämtliche hydraulischen Funktionen. Die Einzelheiten der Hydraulik werden ab Kapitel 3.1.2 im Detail erläutert. Der Ölrücklauf aus dem Steuerventilblock führt in den Ölkühler. Dieser ist mit einem elektrischen Lüfter ausgestattet, der sich über einen Thermoschalter bei Bedarf selbsttätig einschaltet. Ähnlich wie auf der anderen Seite das Lüftungsrad des Verbrennungsmotors, ist der Lüfter des Ölkühlers vor einer Aussparung in der Zwischenwand zum Außensegment angebracht. Entsprechend wird auch hier die kühle Luft von außen durch die Stirnseite der Antriebstrommel angesaugt, durch den Wärmetauscher des Ölkühlers geleitet und im Mittelsegment wieder nach außen geführt. Vom Ölkühler fließt das Hydrauliköl über einen Ölfilter zurück in den Öltank, der ganz unten in das Segment eingepasst ist und eine Füllmenge von 8,7 Litern umfasst.

Am äußeren Ende des linken Außensegments ist, symmetrisch zur rechten Seite, ebenfalls ein Torqmotor eingebaut, der die linke Trommel antreibt. Besonders beachtet werden muss in diesem Zusammenhang die Drehrichtung der Motoren. Den Torqmotor gibt es zum einen in einer Ausführung W080 mit mathematisch positivem Drehsinn, wenn der Vorlauf am Anschluss A und der Rücklauf am Anschluss B angeschlossen wird, zum andern in einer Ausführung W081 mit mathematisch negativer Drehrichtung bei gleicher Anschlussbelegung. Im Gegensatz zur Angabe in den originalen Hydraulikplänen kommt innerhalb jeder Antriebsachse links und rechts jeweils nur die gleiche Ausführung zur Anwendung. Allerdings gibt es Antriebsachsen, die mit der W080-Version, und andere, die mit der W081-Version ausgerüstet sind.

Das untere Viertel des linken Außensegments ist mit dem 9,2 Liter fassenden Kraftstofftank ausgefüllt. Darüber befindet sich die 12 V Starterbatterie, und an der Trennwand zum Hauptsegment ist die Hauptplatine für die elektronische Steuerung des Fahrzeugs eingebaut, auf die im Kapitel 3.1.3 näher eingegangen wird.

3.1.2 Hydraulik

3.1.2.1 Teilsysteme

Das Hydrauliksystem des Brielmaier Q1 lässt sich in die Fahrtriebshydraulik und die Arbeitsgeräthydraulik einteilen. Die beiden Teilsysteme teilen sich die Mehrfach-Hydraulikpumpe, Ölfilter, Ölkühler und Öltank, und scheinen auch über den hydraulischen Steuerblock verbunden zu sein. Dennoch handelt es sich um zwei getrennte Systeme, die auch im Steuerblock nicht miteinander in Verbindung stehen. Die erste der drei Kammern der Mehrfachpumpe dient der Geräthydraulik, die beiden anderen dem Fahrtrieb. Einzig hier wäre es denkbar, dass ein starker Lastwechsel im einen System zu einer gewissen Schwankung der Drehzahl des Antriebsmotors führt und diese Drehzahlschwankungen sich wiederum auf das andere System auswirken. Da die Geräthydraulik jedoch nur am Rande und nicht dynamisch genutzt wird, wird dieser Zusammenhang nicht weiter vertieft.

3.1.2.2 Fahrgeschwindigkeitsstufen

Der Aufbau des Antriebshydrauliksystems wird zunächst an einem stark vereinfachten Hydraulikplan (Abbildung 3.4) dargestellt, in dem aus Gründen der Übersichtlichkeit weder Sicherheits- noch Richtungsumkehr-Ventile eingezeichnet sind. Der hydraulische Antrieb verfügt über drei Hauptfahrgeschwindigkeitsstufen, die mit den beiden Kammern P2 und P3 der Mehrfachpumpe realisiert werden. Da es sich bei der verwendeten Pumpe um eine Zahnradpumpe mit konstantem Fördervolumen pro Umdrehung handelt, die überdies fest mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist, dessen Drehzahl per manuellem Gashebel nur eingeschränkt verstellt werden kann, kommen für die stufenlose Geschwindigkeitsregelung die Stromregelventile 5.1 und 5.2 zum Einsatz. Sind beide Ventile geschlossen, geht der gesamte Ölstrom aus P2 und P3 durch die Ölmotoren, dies bedeutet die schnellste Fahrstufe drei. Wird das Ventil 5.1 geöffnet, wirkt dieses als Bypass, so dass nur noch der Ölstrom aus der größeren Kammer P2 durch die Motoren gepumpt wird. Dies entspricht der mittleren Fahrstufe zwei. Fahrstufe eins ergibt sich dementsprechend bei geschlossenem Ventil 5.1 und geöffnetem Ventil 5.2 als Bypass, denn damit verläuft nur noch der Ölstrom aus der kleineren Kammer P3 durch die Ölmotoren. Die Stromregelventile sind elektrisch ansteuerbare Proportionalventile, die im spannungslosen Zustand geschlossen sind und mit ansteigendem Steuersignal stufenlos zunehmend öffnen. So können mit Hilfe dieser Ventile nicht nur die Hauptfahrstufen eins bis drei eingestellt werden, sondern jede dieser Geschwindigkeiten kann als sogenannte Feinspeed-Einstellung stufenlos bis auf Null reduziert werden.

Das Ventil 24 ist ein federrückgestelltes, elektrisch schaltbares 2/2-Wegeventil, das im stromlosen Zustand als globaler Bypass geöffnet ist, über den der gesamte Ölstrom direkt wieder in den Tank geleitet werden kann, noch bevor er die Ölmotoren und die Lenkventile erreicht. In Fahrstufe null wird dieses Ventil deaktiviert, also geöffnet, so dass ein sicherer Leerlauf gewährleistet ist. Außerdem hat es eine Sicherheitsfunktion, die im Absatz 3.1.2.5 auf Seite 80 erläutert wird.

Für eine bessere Übersicht sind in Tabelle 3.1 die Fahrstufen mit den entsprechenden Ventilstellungen noch einmal zusammengefasst. Abbildung 3.5 zeigt das Kennfeld der Torqmotoren

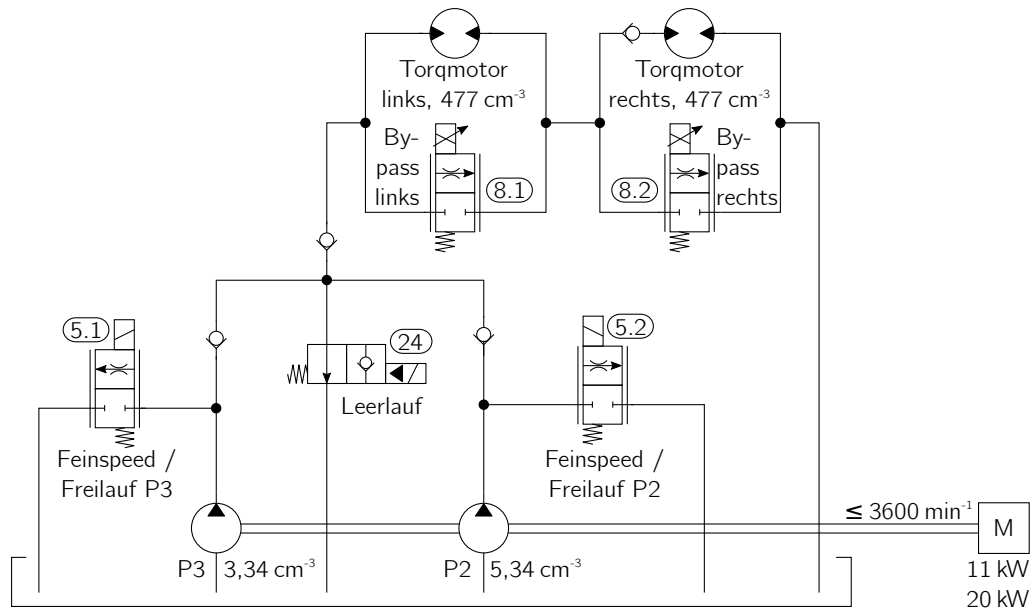


Abbildung 3.4: Hydraulikplan der Q1-Antriebsachse (nach BRIELMAIER (2009), stark vereinfacht)

aus deren Datenblatt, erweitert um die Markierung der Arbeitspunkte, die sich in den Fahrgeschwindigkeitsstufen und bei unterschiedlichen Hangneigungen ergeben. Unterstellt wird dabei eine Motordrehzahl von 3100 min^{-1} , ein Fahrzeuggewicht von 200 kg je Torqmotor und eine volumetrische Effizienz der Ölpumpen von 97 Prozent. Noch nicht berücksichtigt ist jedoch der Rollwiderstand.

Tabelle 3.1: Überblick über Ventilstellungen und resultierende Fahrstufen

	Fahrstufe				Feinspeed		
	0	1	2	3	1	2	3
Bypass-Ventil 5.1	○	●	○	●	◐	○	◐
Bypass-Ventil 5.2	○	○	●	●	○	◐	◐
Bypass-Ventil 24	○	●	●	●	●	●	●

○ Ventil geöffnet ◐ Ventil teilweise geöffnet ● Ventil geschlossen

3.1.2.3 Lenkbewegungen

Neben der Fahrgeschwindigkeit werden auch die Lenkbewegungen der Antriebsachse elektrisch-hydraulisch gesteuert. Wie ebenfalls in Abbildung 3.4 ersichtlich, sind der linke und der rechte Torqmotor grundsätzlich im Hydraulikkreis in Reihe geschaltet. Beide werden also vom selben Ölstrom durchflossen und drehen sich damit theoretisch gleich schnell, auch wenn sie verschiedene Drehmomente aufbringen müssen. Praktisch trifft dies aufgrund von Fertigungstoleranzen und interner Leckage nicht ganz zu. Um dies gegebenenfalls auszugleichen, vor allem aber für die Lenkbewegungen, ist dem linken Ölomotor das Bypass-Ventil 8.1 sowie dem rechten das

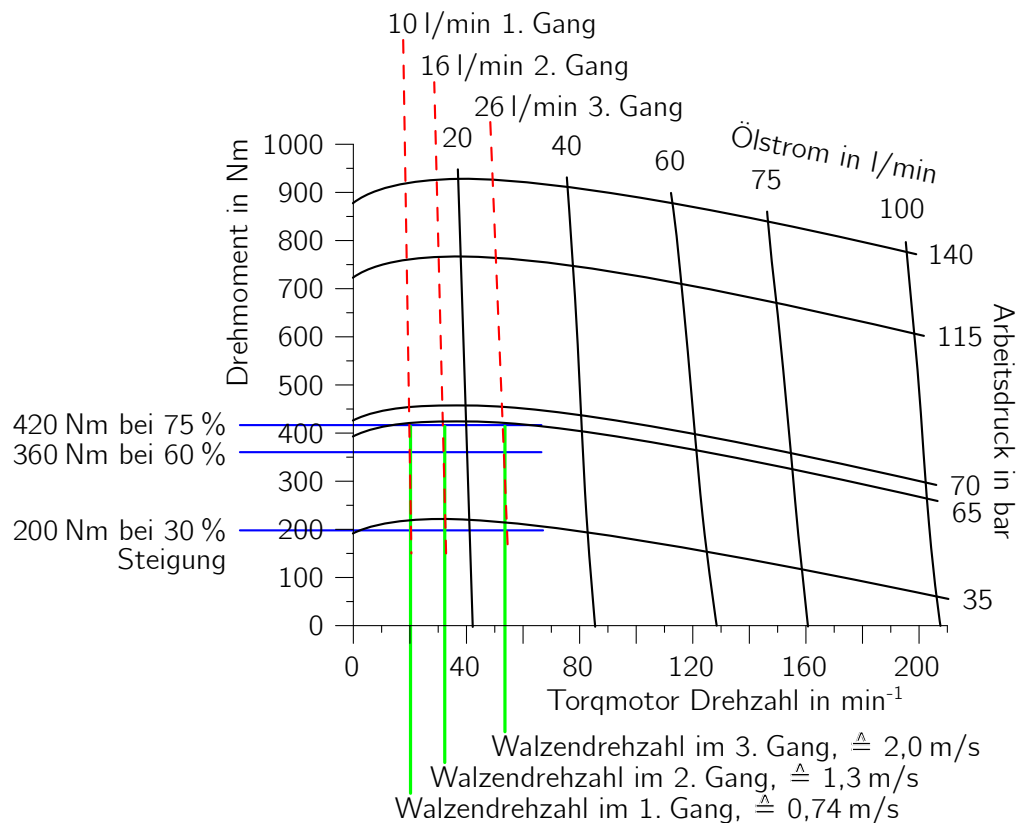


Abbildung 3.5: Kennfeld der Torqmotoren, ergänzt um die Arbeitspunkte, die sich je nach Fahrgeschwindigkeitsstufe und Hangneigung einstellen. Annahmen: Motordrehzahl 3100 min^{-1} , Fahrzeuggewicht 200 kg je Torqmotor, volumetrische Effizienz der Ölpumpen 97 Prozent, kein Rollwiderstand berücksichtigt. Gegeben sind dadurch jeweils der Ölstrom und das auftretende Drehmoment, abgelesen werden können die sich einstellenden Arbeitsdrücke und Walzendrehzahlen. Verändert und ergänzt nach PARKER (2003).

Ventil 8.2 parallel geschaltet. Hier kommen die gleichen elektrisch ansteuerbaren Proportional-Stromregelventile zur Anwendung wie für die Geschwindigkeitsregulierung. Wird also beispielsweise das Ventil 8.1 so geöffnet, dass die Hälfte des Öls am linken Motor vorbei strömt, dann dreht dieser sich nur noch mit der halben Drehzahl, während der rechte mit voller Drehzahl weiterläuft. Diese Drehzahldifferenz bewirkt eine Kurvenfahrt der Antriebsachse nach links, und zwar auf einer Kreisbahn mit einem Durchmesser, der sich so einstellt, dass der Kreisumfang, auf dem sich die äußere Trommel bewegt, doppelt so groß ist wie der, auf dem die innere Trommel läuft.

3.1.2.4 Fahrtrichtungsumkehr und Lasthalteventil

Abbildung 3.6 zeigt den bis auf die Arbeitsgerätehydraulik vollständigen Hydraulikplan der Q1-Antriebsachse. Die elektrisch angesteuerten 4/2-Wege-Ventile 6.1 und 6.2 sorgen für die Umkehrung des Ölstroms durch den linken bzw. rechten Torqmotor, so dass sich die jeweilige Antriebstrommel in Fahrtrichtung rückwärts dreht. Diese Umschaltventile sind schaltungstechnisch gesehen direkt vor dem Motor angeordnet, d. h. die Bypassventile 6.1 und 6.2 sowie die

nachfolgend erläuterten Lasthalteventile 9 und 10 sind von der Richtungsumkehr des Ölstroms nicht betroffen.

Die Lasthalteventile erfüllen eine wichtige Aufgabe beim Abbremsen und im Schub- oder Bergabbetrieb der Antriebsachse. In diesem Fall wirken die Torqmotoren wie zusätzliche Ölpumpen, die gegen annähernd keinen Widerstand pumpen, da im Falle des vereinfachten Schaltbilds die Rücklaufleitung offen in den Öltank zurückführt. Die Ölmotoren würden also zunehmend beschleunigt und in den Zuleitungen könnten sich Vakuumblasen bilden, wenn die Torqmotoren das Öl schneller in den Tank pumpen, als es von der Hydraulikpumpe nachgefördert wird. In dieser Situation wäre die Maschine unkontrollierbar. Um dies zu verhindern, wird jedem Torqmotor ein Lasthalteventil nachgeschaltet. Dieses Ventil wirkt als Bremse im Rücklauf des Torqmotors, das erst öffnet, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

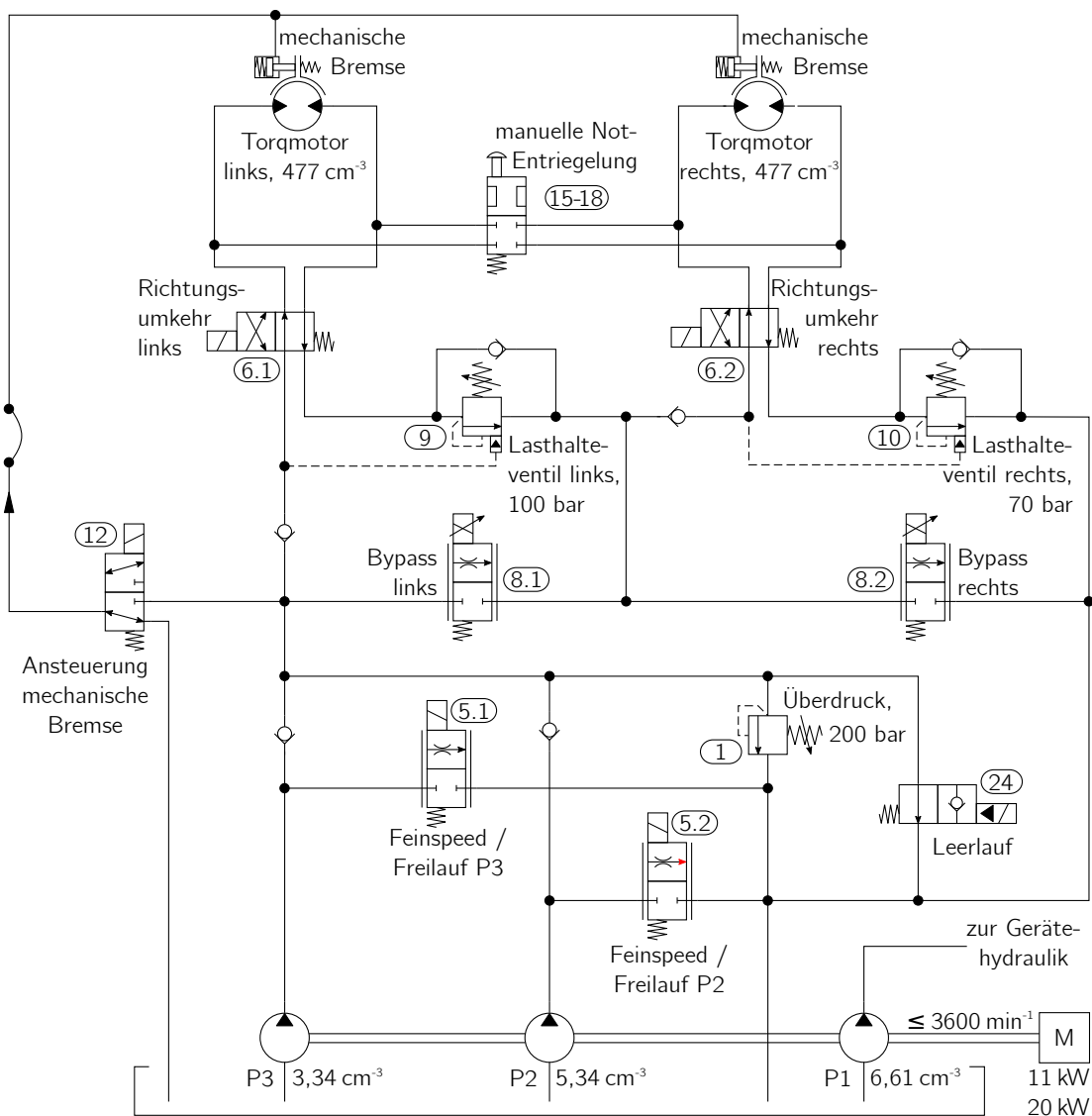


Abbildung 3.6: Vollständiger Hydraulikplan der Q1-Antriebsachse (ohne Arbeitsgeräthydraulik), verändert nach BRIELMAIER (2009)

$$p_R + p_S \cdot R > p_E$$

$$\begin{array}{ll} p_R = & \text{Druck in der Rücklaufleitung} & R = & \text{Aufsteuerverhältnis des Ventils} \\ p_S = & \text{Druck in der Steuerleitung} & p_E = & \text{Einstellungswert des Ventils} \end{array}$$

Grundsätzlich wirkt das Lasthalteventil gewissermaßen als Mindestdruckventil. Erst wenn am Eingang des Ventils mindestens der mit dem Einstellungswert vorgegebene Druck erreicht ist, kann der Ölstrom passieren. Der Einstellungswert ist so festzulegen, dass er 30 Prozent über dem Druck liegt, der im ungünstigsten Fall abgebremst werden muss. Damit jedoch nicht auch im regulären Betrieb ständig gegen diesen Mindestdruck gearbeitet werden muss, wird die Steuerleitung mit dem Torqmotorzulauf verbunden. Der an der Steuerleitung anliegende Druck p_S wird mit dem Aufsteuerverhältnis R gewichtet und wirkt zusätzlich zum Druck p_R auf den Ventilkolben. Die verwendeten Ventile weisen ein Aufsteuerverhältnis von $R = 4,1$ auf. Das bedeutet, bei einem Einstellungswert von $100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ($10^5 \text{ Pa} \cong 1 \text{ bar}$) ist das Ventil ab einem Steuerdruck $p_S = p_E/R = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa}/4,1 \approx 24,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ geöffnet. Dies entspricht einer normalen Fahrsituation, in der der Ölmotor die Antriebstrommel antreiben muss. Wenn sich die Kräfte am Torqmotor umkehren, z. B. bei Bergabfahrt, sinkt der Druck in der Zuleitung und damit auch in der Steuerleitung. Das Lasthalteventil verringert in der Folge seinen Durchflussquerschnitt so lange, bis der Ölmotor so stark abgebremst wird, dass die Ölpumpe wieder einen gewissen Mindestdruck aufbauen muss, damit sich der Ölmotor weiterdreht. Durch das sich auf diese Weise einstellende Gleichgewicht bildet der Ölmotor im Zusammenspiel mit dem Lasthalteventil stets eine sogenannte positive Last, die auch im Schubbetrieb steuerbar bleibt.

Der Pfad mit dem Rückschlagventil ist in den eingesetzten Lasthalteventilen standardmäßig mit eingebaut, kommt aber in der gegebenen Schaltung nicht zur Anwendung. Denn wie oben schon erwähnt, werden sie vom Ölstrom aufgrund ihrer speziellen Platzierung im Gesamtschaltbild immer nur in Arbeitsrichtung durchlaufen, egal ob vorwärts oder rückwärts gefahren wird.

Für die beiden Lasthalteventile, die eigentlich die gleiche Aufgabe erfüllen, kommen zwei leicht unterschiedliche Varianten zum Einsatz. Die Entlastung des Steuerkolbens des Ventils 9 erfolgt durch eine atmosphärische Entlüftung der Federkammer, beim Ventil 10 durch eine interne Verbindung der Federkammer zum tankseitigen Anschluss hin. Diese Unterscheidung ist auf die jeweilige Stellung in der hydraulischen Reihenschaltung zurückzuführen: Ventil 9 steht im Kreislauf vor Ventil 10 und näher zur Pumpe, und es stellt sich am Ausgang von Ventil 9 der Druck ein, der benötigt wird, um den rechten Torqmotor zu betreiben. Ein solcher Gegendruck an der Auslassseite eines intern entlasteten Lasthalteventil würde sich so auswirken, wie wenn die Druckvoreinstellung des Ventils erhöht würde. Ein atmosphärisch entlüftetes Ventil hingegen arbeitet von solchen Druckschwankungen weitgehend unabhängig. Das Ventil 10 ist indes ganz am Ende des Kreislaufs direkt vor dem Tank positioniert. Daher müssen hier keine Gegendrucke einkalkuliert werden und es genügt die Version mit interner Entlastung.

Die verschiedenen Einstellwerte von $100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ für Ventil 9 und $70 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ für Ventil 10 sind in ähnlicher Weise zu erklären: Aufgrund der beschriebenen Stellungen im seriellen Kreislauf arbeitet Ventil 9 auf einem um den Eingangsdruck von Ventil 10 erhöhten Drucklevel und wird deshalb tendenziell mit höheren Steuerdrücken beaufschlagt.

3.1.2.5 Sicherheits- und Freischaltungsvorrichtungen

Der Druck im Hydrauliksystem darf auch bei defekten Ventilen oder blockierenden Antrieben nicht über den zulässigen Bereich der Komponenten hinaus ansteigen. Ein solcher Anstieg wird sowohl mit dem Überdruckventil 1 als auch mit den Lasthalteventilen 5.1 und 5.2 verhindert, die selbst ohne Druck auf der Steuerleitung spätestens bei einem dem Einstellungswert entsprechenden Druck wie ein Überdruckventil öffnen.

Die Antriebsachse verfügt über keine mechanische Betriebsbremse als solches, da das Bremsen hydraulisch über die Lasthalteventile erfolgt. Ein Bremssystem mit mechanischem Eingriff wird in Form eines Radbremszylinders je Antriebstrommel realisiert, der in einen Zahnkranz mit 45 rechteckigen Zähnen einrasten kann. Dieser Zahnkranz ist in die Stirnseite des im Abschnitt 3.1.1 auf Seite 71 beschriebenen Kunststoff-Laufrings eingearbeitet. Bei den Bremszylindern handelt es sich um einfachwirkende Zugzylinder, die im drucklosen Zustand mittels einer Feder ausgefahren sind. Diese Zylinder sind jeweils einem Zahnkranz gegenüber so in den Achskäfig integriert, dass der ausgefahrene Bolzen sich zwischen die Zähne schieben und damit das Weiterdrehen der Antriebstrommel verhindern kann. Wenn die Antriebsachse fahren soll, wird das federrückgestellte 3/2-Wegeventil 12 aktiviert. Dadurch werden die Radbremszylinder mit dem Druck der Hydraulikpumpe beaufschlagt, so dass die Bolzen eingezogen und damit die Blockierung der Trommeln aufgehoben wird.

Bei einem Ausfall der elektrischen Ansteuerung der Hydraulikkomponenten fallen die Ventile 12 und 24 in ihre Grundstellung zurück. Selbst wenn dabei der Verbrennungsmotor und damit die Ölpumpe weiterlaufen würde¹, ist durch den sich einstellenden hydraulischen Leerlauf und das automatische Ausfahren der Bremsbolzen ein sicherer Halt gewährleistet.

Um im Falle eines Defekts von Motor oder Hydraulik die Maschine jedoch wiederum abschleppen zu können, besteht die Möglichkeit, die Bremszylinder manuell zu entsichern und für den Freilauf der Ölmotoren das Freischaltungsventil 15-18 zu öffnen.

3.1.2.6 Gerätehydraulik

Der Gerätehydraulikkreislauf wird von der Kammer P1 der Mehrfachhydraulikpumpe gespeist. Die Druckseite der Pumpe ist zum einen direkt mit einer Flat Face Steckkupplung verbunden, an der ein hydraulischer Verbraucher angeschlossen werden kann. Zum andern führt die Druckleitung auch in den Ventilsteuerblock und verzweigt sich dort auf die drei parallel geschalteten Ventile 13, 14 und 23, deren Ausgänge wiederum mit dem Tank verbunden sind. Auch für den externen Verbraucher gibt es eine mit dem Tank verbundene Flat Face Steckerkupplung für den Rücklauf. Das angeschlossene Arbeitsgerät befindet sich also ebenfalls in Parallelschaltung zu den drei Ventilen, so dass jedes davon als Bypass wirken kann. Das Überdruckventil 14 öffnet im Falle unzulässig hoher Drücke in der Arbeitshydraulik. Sowohl das Druckbegrenzungsventil 13 als auch das Stromregelventil 23 ist proportional ansteuerbar. Damit ist es möglich, das Anbaugerät unabhängig vom Volumenstrom mit einem einstellbaren konstanten Druck oder druckunabhängig mit einem wählbaren konstanten Volumenstrom zu betreiben.

¹Bei einem Ausfall der Elektrik wird der Motor automatisch mit abgeschaltet, siehe Stichpunkt 2 im Abschnitt 3.1.3 auf der nächsten Seite

3.1.3 Elektrik und Elektronik

Wie im Schaltplan in Abbildung 3.7 zu sehen, wird der elektrische Aufbau des Brielmaier Q1 von zwei zentralen Einheiten dominiert:

1. Das Bedienteil (Bedieneinheit, BEH) stellt die zentrale Schnittstelle für den Nutzer zur Bedienung der Maschine dar. Diese erfolgt einerseits direkt über das Bedienteil selbst mit Hilfe einer Reihe von Bedientasten. Andererseits werden an das Bedienteil sämtliche Bedienelemente angeschlossen, die sich in und an den Handgriffen des Mähers befinden, und deren Signale elektronisch übertragen werden. Ein Mikroprozessor setzt die Bedienungssignale des Nutzers in CAN Botschaften um.
2. Die (Ventil-)Steuereinheit VEH kommuniziert mit der BEH über den CAN-Bus. Dabei werden die Vorgaben des Bedieners in Steuerspannungen für die elektromagnetischen Hydraulikventile umgesetzt, so dass der gewünschte Fahr- und Arbeitszustand der Maschine gewährleistet wird. Auch die VEH verfügt über mehrere Sensoreingänge, mit denen sie Statusinformationen, wie Drehzahl, Öldruck, Temperatur etc. erfassen kann. Ebenfalls mit CAN-Nachrichten werden diese Informationen an die BEH gesendet, wo sie auf einem LED-Display angezeigt werden können.
Neben den Hydraulikventilen steuert die VEH auch die geschaltete Bordspannung sowie den Anlasser und das Motor-Stopp-Signal. Damit wird bei einem Ausfall der Elektronik auch der Motor abgeschaltet.

Für die Umsetzung des Trägerfahrzeugs mit Stachelwalzen werden grundlegende Eingriffe in die Steuerung notwendig. Im Zusammenhang mit der Beschreibung dieser Veränderungen werden deshalb ab Kapitel 4.1.3.1 ab Seite 126 auch weitere Details zum Aufbau und zur Funktion der Steuerung erläutert.

3.2 Sensorik und Messtechnik

3.2.1 CANopen compact controller

Der CANopen compact controller (CCC, Abbildung 3.8) des Herstellers inovel systeme AG ist ein programmierbares Input-/Output-Modul, mit dem Informationen vom CAN-Bus gelesen und in physikalische Signale umgesetzt werden können und umgekehrt. Dafür verfügt das Modul über 24 teils binäre, teils analoge Eingänge sowie 16 Digitalausgänge, zwei Analogausgänge und zwei Relais. Die Programmierung erfolgt in der Programmiersprache C.

Der CCC wird erstens für die Versuchsträgersteuerung benötigt, um ein Steuer- und ein Sicherheitssignal zu generieren, das in der Originalsteuerung von der Bedieneinheit ausgeht. Zweitens werden vom CCC die Radimpulszähler (Abschnitt 3.2.3) ausgewertet und die Zählerstände auf den CAN-Bus übertragen. Je nach Programmierung können auch die Informationen weiterer Sensoren verarbeitet werden, wie zum Beispiel Lichtschranken-Triggerimpulse bei entsprechenden Versuchsanordnungen. Drittens kann das LCD-Display des CCC ebenfalls frei programmiert werden. Im vorliegenden Projekt werden über das Display die aktuelle Stellung des Joysticks auf der Fernsteuerung, der aktuelle Lenkwinkel und die Radimpulszählerstände ausgegeben.

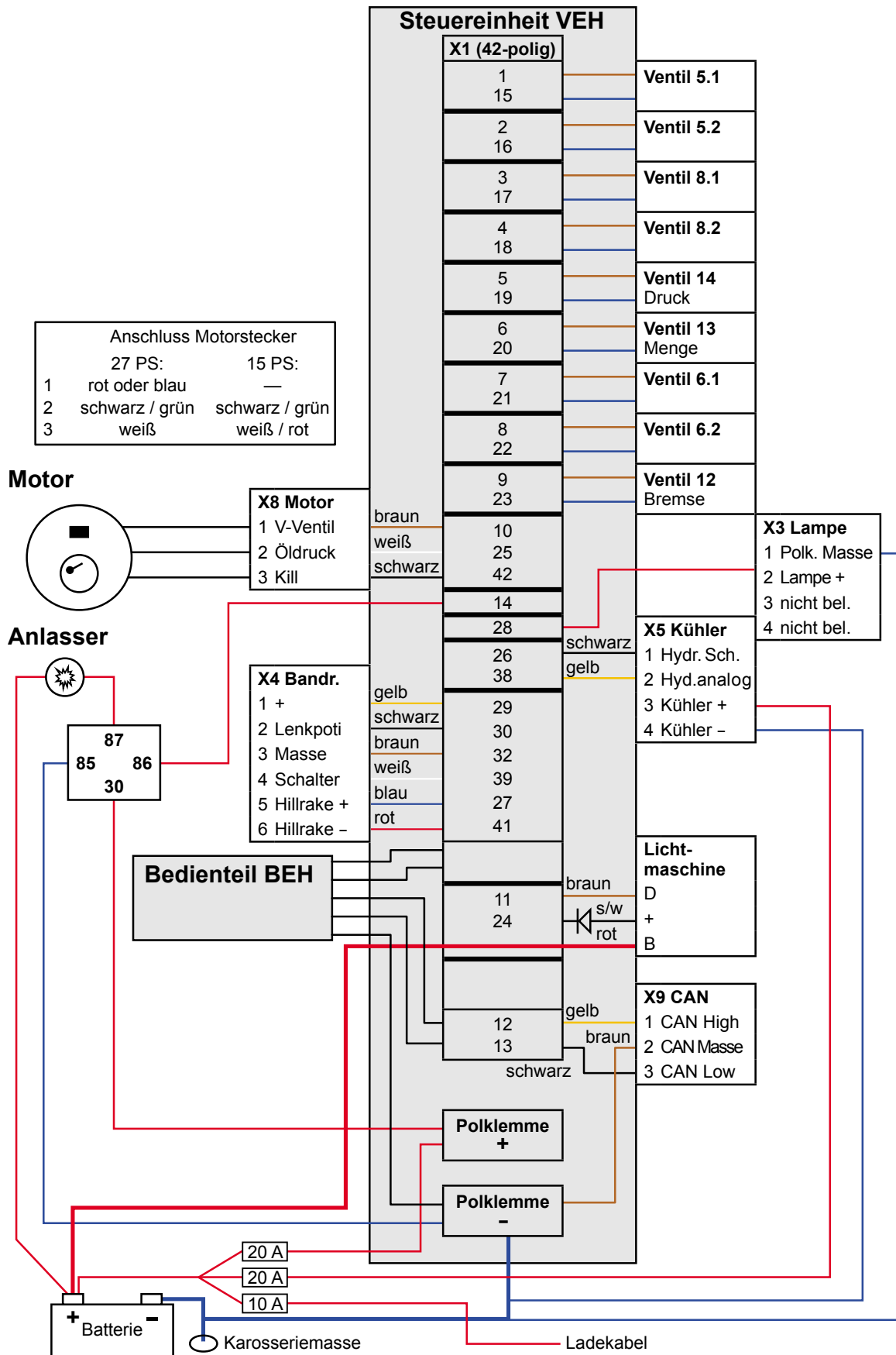


Abbildung 3.7: Elektrischer Schaltplan des Brielmaier Einachsmähers Q1. Im Zentrum stehen die Ventilsteuereinheit VEH und das Bedienteil (Bedieneinheit) BEH, jeweils grau hinterlegt. Verändert und ergänzt auf Grundlage von BRIELMAIER (2009).

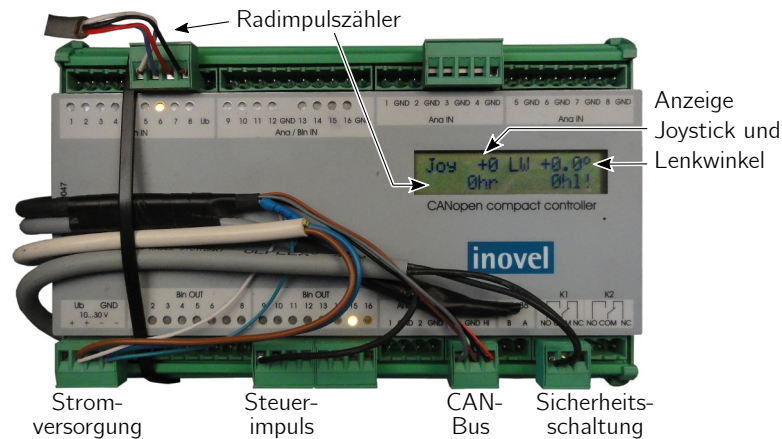


Abbildung 3.8: CANopen compact controller (CCC) zur Umsetzung von Steuerbefehlen (vom CAN-Bus kommend) in Steuersignale, zur Übertragung von Sensorinformationen, z. B. Radimpulszählerstände, auf den CAN-Bus, sowie zur Anzeige von ausgewählten Informationen auf dem Display.

3.2.2 Lenkwinkelsensor

Für einen Teil der Versuchsfahrten mit dem Stachelwalzenfahrzeug ist die Erfassung des Lenkwinkels vorgesehen. Hierfür wird ein Drehsensor des Herstellers Wachendorff, Typ WDGA CANopen verwendet. Durch den Außendurchmesser des Sensors von 36 mm ist es möglich, diesen in den Gelenkbolzen des Knickgelenks zu integrieren (Abbildung 3.9). Der Sensor ist im Gelenkbolzen fixiert und dieser wiederum ist mit dem hinteren Rahmenteil fest verschraubt. Die Messwelle des Sensors wird über eine radial anliegende Zugfeder mit dem vorderen Rahmenteil verbunden. Über diese Feder werden die Lenkbewegungen des Fahrzeugrahmens auf den Sensor übertragen. Gleichzeitig verhindert die Feder Verspannungen, wie sie aufgrund von Lagerspiel entstehen könnten, wenn die Sensorwelle starr mit dem vorderen Rahmenteil verbunden wäre.

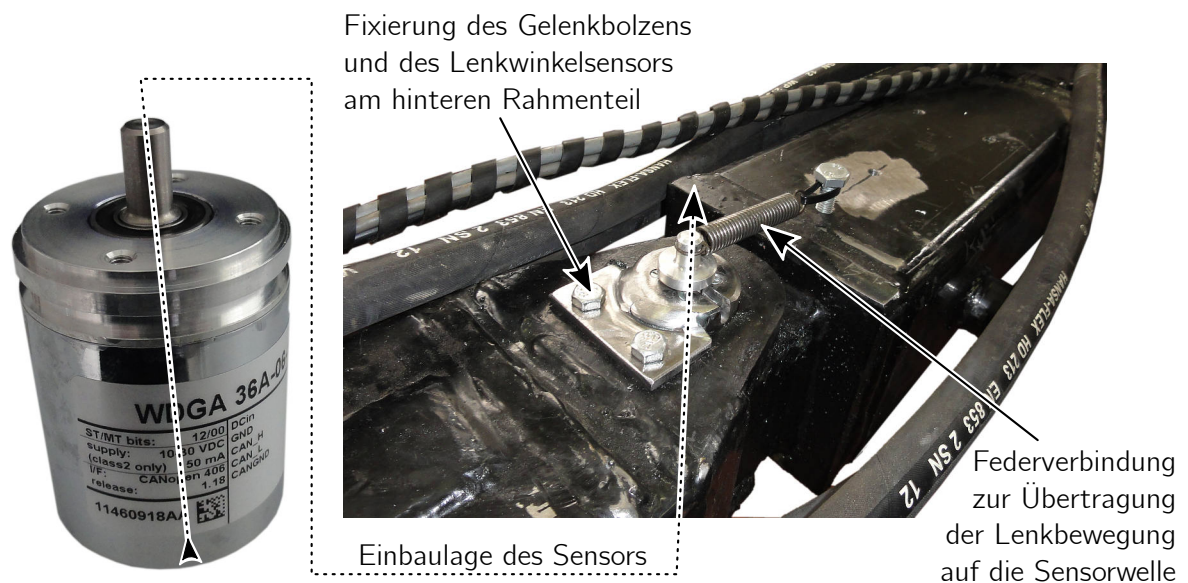


Abbildung 3.9: Lenkwinkelsensor zur Erfassung des Lenkwinkels bei Versuchsfahrten mit Knicklenkung. Der Sensor ist in den Gelenkbolzen des Knickgelenks integriert.

Die Signalausgabe des Sensors erfolgt auf dem CAN-Bus und ist im Rahmen der CANopen Spezifikation programmierbar. Der Sensor sendet alle 50 ms eine Nachricht (ID 0x183) mit dem aktuellen Lenkwinkel und der aktuellen Lenkwinkelbeschleunigung. Positive Werte für den Lenkwinkel bedeuten einen Lenkeinschlag in Fahrtrichtung nach rechts.

3.2.3 Radimpulszähler

Für die Untersuchungen zum Lenkverhalten des Versuchsträgers, insbesondere hinsichtlich des auftretenden Radschlupfs, muss die Abrollstrecke der Walzen gemessen werden können. In der Originalkonfiguration der Antriebsachse wird diese Größe nicht erfasst. Die im vorigen Abschnitt erläuterten Drehsensoren gibt es auch in kumulierender Ausführung. Das bedeutet, nach einer Umdrehung, also 360 Grad, wird nicht wieder bei Null begonnen, sondern weitergezählt, so dass man aus dem Messwert eine genaue Angabe zu den absolvierten Radumdrehungen gewinnen kann. Da diese Information für jede Antriebswalze getrennt gemessen werden soll, sind vier Sensoren erforderlich. Sowohl die Begrenzung des Anschaffungsbudgets als auch der Montagemöglichkeiten haben jedoch dazu geführt, dass anstelle der Drehsensoren vier auf Lichtschranken beruhende Sensoren zur Anwendung kommen. Deren Aufbau und Platzierung ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

Die Lichtschranken bestehen jeweils aus einem optischen Halbleiter (Sharp IS 471) und einer Infrarot LED als Sender. Der Halbleiterbaustein erzeugt ein moduliertes Signal, welches von der IR-LED abgestrahlt wird, und versucht gleichzeitig, dieses Signal zu detektieren. Dies ist nur möglich, solange er nicht von einem Zahn des über den Empfänger hinweglaufenden Kunststofflaufrings abgedeckt wird. Durch die Signalmodulation ist die Lichtschranke weitgehend unempfindlich gegen Fremdlichteinflüsse. Um die Lichtschranke auf das Reflexionsverhalten der Trommelinnenseite und auf den Abstand des Laufrings vom Empfänger abstimmen zu können, kann auf der Steuerplatine der Lichtschranke die Leuchtintensität des Senders eingestellt werden.

Die High-Low Statusausgänge der vier Lichtschranken werden auf vier digitale Eingänge des CCC geleitet. Dieser registriert die steigenden und fallenden Flanken der Lichtschrankensignale, inkrementiert für jede Flanke den zugehörigen Impulszähler und sendet die aktuellen Zählerstände auf den CAN-Bus. Da sowohl steigende als auch fallende Flanken gezählt werden und der Laufring 45 Zähne besitzt, entspricht eine Walzenumdrehung 90 Zählereinheiten. Bei einem über die Stachelspitzen gemessenen Walzendurchmesser von 75 cm ergibt sich eine Abrollstrecke von $75 \text{ cm} \cdot \pi/90 \approx 2,6 \text{ cm}$ je Zählerimpuls.

3.2.4 Navigationsmodul

Die Fernsteuerung bildet die Basis für das Konzept des Versuchsträgers als *fahrerloses* Fahrzeug. Diese erfordert jedoch nach wie vor den permanenten Eingriff eines Bedieners zur Steuerung der Geschwindigkeit und der Richtung. Deshalb wird die Fernsteuerung ergänzt durch ein Navigationsmodul. Dieses erlaubt dem Nutzer weiterhin, jederzeit in die Steuerung einzugreifen, ermöglicht aber auch die Automatisierung vieler Situationen. So kann das Navigationsmodul beispielsweise einen Kurs halten oder einer vorab gespeicherten Spur folgen.

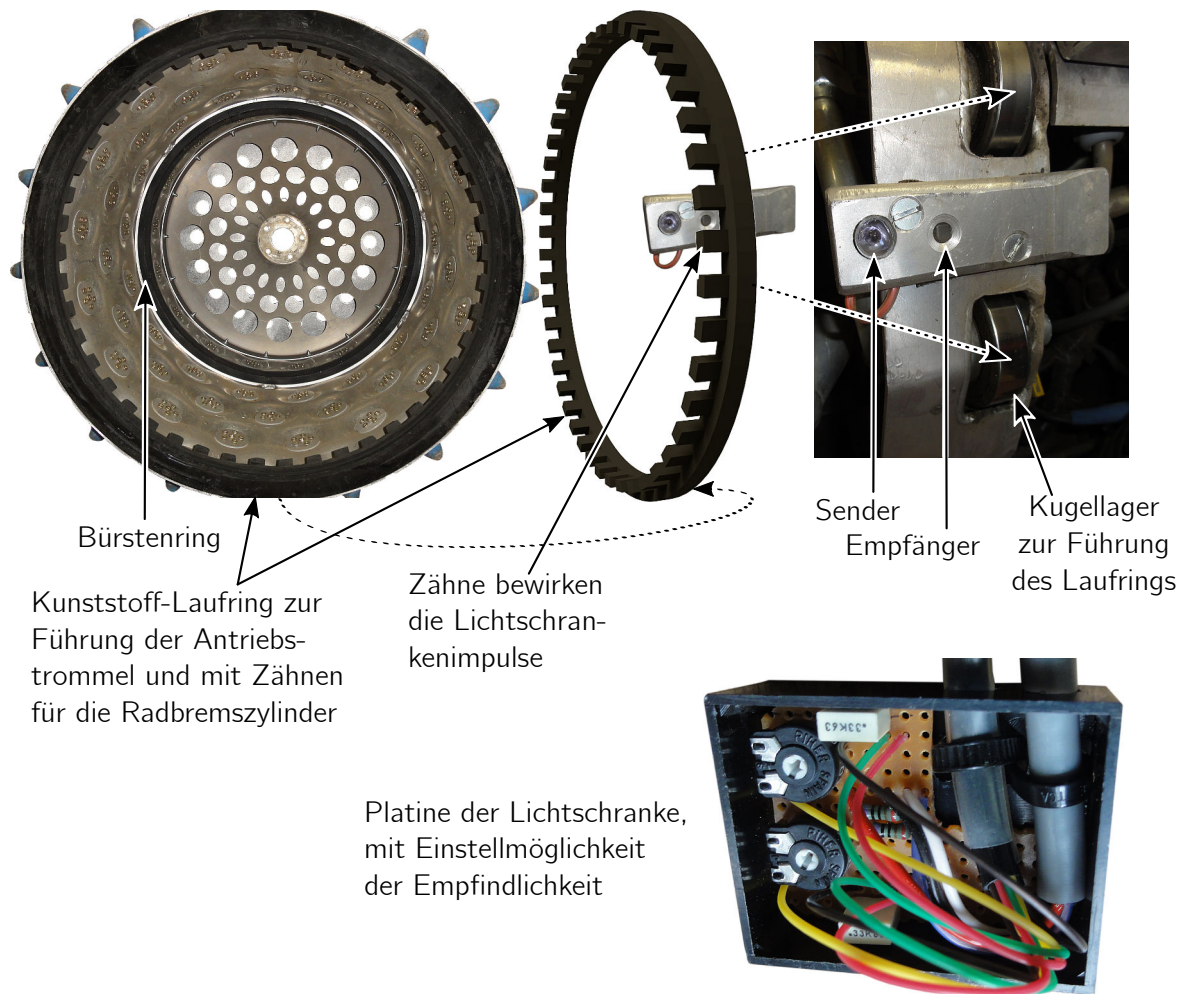


Abbildung 3.10: Radimpulszähler zur Erfassung der Abrollstrecke der Antriebswalzen, realisiert durch eine Lichtschranke, die die vorbeilaufenden Zähne des Kunststofflaufrings registriert. Der Kunststofflaufring läuft auf den Kugellagern um das Mittelsegment (siehe Abschnitt 3.1.1 auf Seite 71). Sichtbar in dieser Darstellung außerdem der dort ebenfalls erwähnte Bürstenring.

Zum Einsatz kommt ein handelsübliches Trimble-Navigationssystem aus der Flächenlandwirtschaft (Abb. 3.11). Dieses besteht aus dem Bedienterminal FmX und dem eigentlichen Navigationsrechner NavController II. Die Firmware Version des Displays ist 8.02, die des Controllers ist 5.23. Das Display besitzt zwei RTK-fähige² Zweifrequenz GPS-Empfänger. Die Korrekturdaten werden über Funk (433,4 MHz) empfangen und können im Falle einer kurzzeitigen Funkunterbrechung über xFill-Daten, die von einem Satelliten ausgestrahlt werden, weiter extrapoliert werden. Die Antennenpositionen werden über das Trimble Standard Interface Protocol (TSIP) seriell an den Navigationscontroller übertragen. Dieser berechnet aus der Antennenposition mit Hilfe von

²RTK (realtime kinematik): Verfahren zur satellitengestützten Positionsbestimmung, bei dem

- der Rover-Empfänger sich nicht über längere Zeit am selben Ort befinden muss, sondern in Bewegung sein kann (im Gegensatz zu statischen (static) Verfahren),
- nicht die Phasenlage des übertragenen Codes, sondern die der zugrunde liegenden Trägerfrequenz zur Bestimmung der Satellitenentfernung herangezogen wird (im Gegensatz zu DGPS),
- Korrekturdaten in Echtzeit von der Referenzstation zum Rover übertragen werden (im Unterschied zu nachbearbeiteten (post processed) Verfahren)

Messwerten seiner internen Richtungs- und Beschleunigungssensoren sowie den Fahrzeuggeometriedaten die aktuelle, neigungskompensierte Fahrzeugposition. Befindet sich das System im automatischen Navigationsmodus, berechnet der Controller aus dem momentanen Fahrzeugstatus und der Sollspur ebenfalls die Befehle zu Ansteuerung der Lenkung. Neben proprietären Datenformaten zur Kommunikation mit dem Fahrzeug kann der Datenaustausch auch mittels Nachrichten nach dem ISO-11783 Standard (ISOBUS) erfolgen, wenn ein entsprechendes Fahrzeugprofil im Controller hinterlegt wird. Für den Versuchsträger wird das Profil AGCO MF 86xxCAN aktiviert.

Die Richtungs- und Beschleunigungsdaten aus dem controllerinternen Sensor können über dessen serielle Diagnoseschnittstelle abgerufen werden. Zusammen mit den beiden Schnittstellen

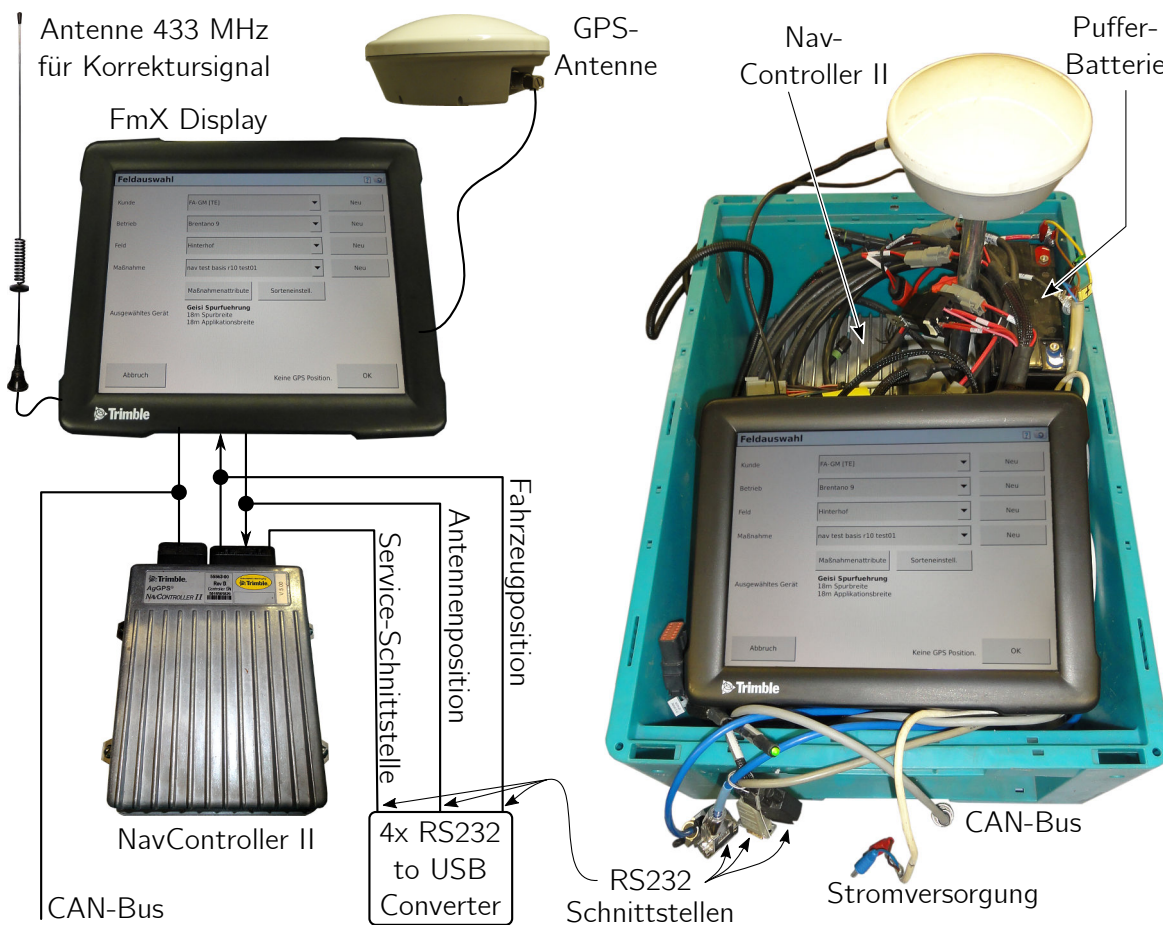


Abbildung 3.11: Navigationsmodul Trimble FmX mit NavController II. Links schematisch die Verbindungen der Komponenten untereinander, rechts alle Komponenten zusammengesetzt für eine einfache Installation auf dem Versuchsträger.

Der RTK-fähige GPS-Empfänger in der FmX Displayeinheit sendet die Antennenposition an den NavController II. Dieser errechnet anhand von Richtungs- und Beschleunigungssensoren sowie der gespeicherten Fahrzeuggeometrie die Fahrzeugposition. Diese und weitere Daten werden an das FmX Display zurückgesendet; außerdem generiert der NavController II die Befehle für die Ansteuerung des Lenkungsstellglieds, im vorliegenden Projekt mittels CAN-Botschaften. Der serielle Datenverkehr zwischen den Komponenten kann über die seriellen Schnittstellen über einen RS232-auf-USB-Wandler vom Steuerungs-PC des Versuchsträgers aufgezeichnet werden.

für die Antennen- und Fahrzeugpositionen ergeben sich drei RS232-Schnittstellen. Für das Versuchsprojekt werden diese über einen vierfach RS232-auf-USB-Wandler zusammengefasst. Mit Hilfe des Perl-Skripts `captureTrimbleSerial.pl` werden die Daten auf dem Steuerungs-PC gespeichert.

3.2.5 Kraftaufnehmer HBM U1

Zur Kalibrierung der DMS wird ein Kraftaufnehmer vom Typ U1 des Herstellers HBM Hottinger Baldwin Messtechnik herangezogen (siehe Abbildung 3.12). Dieser Kraftaufnehmer, auch als Kraftmessdose bezeichnet, kann in Zug- und Druckrichtung verwendet werden. Er wird als 120 Ω -Vollbrücke am eDAQ-Messverstärker (siehe Abschnitt 3.2.6.1) angeschlossen. Der zulässige Einsatzbereich wird mit „5t“ angegeben, also rund 49 kN. Die Kraftmessdose wird so kalibriert, dass Zugkräfte mit positivem Betrag erscheinen, negative Werte bedeuten also eine Belastung auf Druck. Bei Vollausschlag ergibt sich eine Brückenverstimmung von 2 mV/V.

Für die Kalibrierung werden zwei Werte für die Brückenverstimmung ermittelt, zum einen im entlasteten Zustand ($F_0 = 0$ N), zum andern unter Zugbelastung mit einem Prüfgewicht der Masse $m_p = 590,6$ kg. Da der Kraftaufnehmer zur Ermittlung von Kräften und nicht von Gewichten eingesetzt werden soll, wird die Masse m_p nach dem Zusammenhang $F_1 = G_p = m_p \cdot g$ in eine Gewichtskraft umgerechnet. Für die Erdbeschleunigung g werden 9,8105 m/s² angenommen³, entsprechend wird $F_2 = 590,6 \text{ kg} \cdot 9,8105 \text{ m/s}^2 \approx 5794,08 \text{ N}$.⁴ Als Brückenspannung U_0 im entlasteten Zustand werden vom eDAQ $-0,106032 \text{ mV}$, im belasteten Zustand $U_1 = -1,30378 \text{ mV}$ gemessen. Daraus ergibt sich für die Kalibriergerade der Kraftmessdose eine Steigung n von

$$n = \frac{\Delta F}{\Delta U} = \frac{(5794,08 - 0) \text{ N}}{(-1,30378 - (-0,106032)) \text{ mV}} = \frac{5794,08 \text{ N}}{-1,197748 \text{ mV}} \approx -4837,48 \text{ N/mV}$$

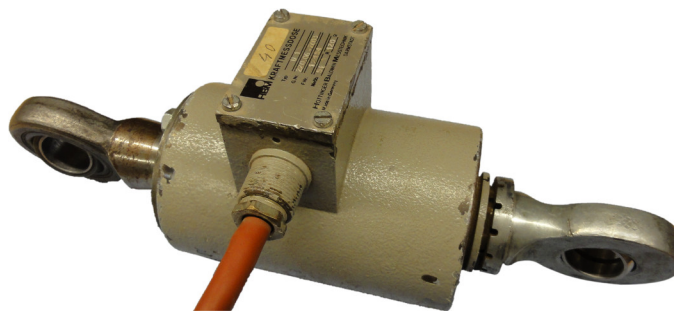


Abbildung 3.12: Kraftmessdose Typ U1 von HBM mit einem Messbereich von ± 49 kN für die Kalibrierversuche. Positives Messsignal für Zugkräfte.

³Schwere-Informationssystem (SIS) der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt (2007), berechneter Wert für Frankfurt a. M. Online: <http://www.ptb.de/de/org/1/11/115/doc/tabelle.pdf>. Letzter Zugriff 31.05.2016

⁴Anmerkung: Die im Zusammenhang mit dem Kalibriervorgang des Kraftaufnehmers genannten Werte, einschließlich ihrer Kommastellen, suggerieren eine Genauigkeit von weit besser als einem Promille. Eine solche Genauigkeit ist im vorliegenden Messaufbau weder realistisch noch angestrebt. Dennoch wird zur Gewährleistung der Nachvollziehbarkeit der Vorgehensweise zugunsten der Übereinstimmung der Zahlen mit den schriftlichen Protokollen und Konfigurationsdateien bewusst auf die sachlich eigentlich angebrachte weitergehende Rundung verzichtet.

Die Steigung n und die Brückenverstimmung U_0 im unbelasteten Zustand führen zum Offset c der Kalibriergeraden:

$$\begin{aligned} F_0 = n \cdot U_0 + c &\iff c = F_0 - n \cdot U_0 \\ &= 0 \text{ N} - (-4837,48 \text{ N/mV}) \cdot (-0,106032 \text{ mV}) \approx -512,927 \text{ N} \end{aligned}$$

Das bedeutet, bei einer Druckbelastung von rund 513 N beträgt die Brückenverstimmung null Volt. Wichtiger ist jedoch die umgekehrte Interpretation: Die aufgrund von Fertigungstoleranzen, Leitungs- und Übergangswiderständen auch in der Nulllage auftretende Brückenverstimmung, die entsprechend der Steigung der Kalibriergeraden eine anliegende Zugkraft von rund 513 N anzuzeigen scheint, wird durch Anwendung des Offsets ausgeglichen, so dass der abgelesene Messwert der Realität entsprechend null anzeigt.

3.2.6 Messverstärker und Datenlogger SoMat eDAQ

3.2.6.1 Hardware

Wie aus Abbildung 3.13 ersichtlich, sind im Gesamtkomplex einer DMS-Messung zahlreiche Umrechnungen zwischen verschiedenen physikalischen und rechnerischen Größen notwendig, um von einer Ausgangsgröße, also im vorliegenden Falle einer Kraft, zu deren gemessener Größe

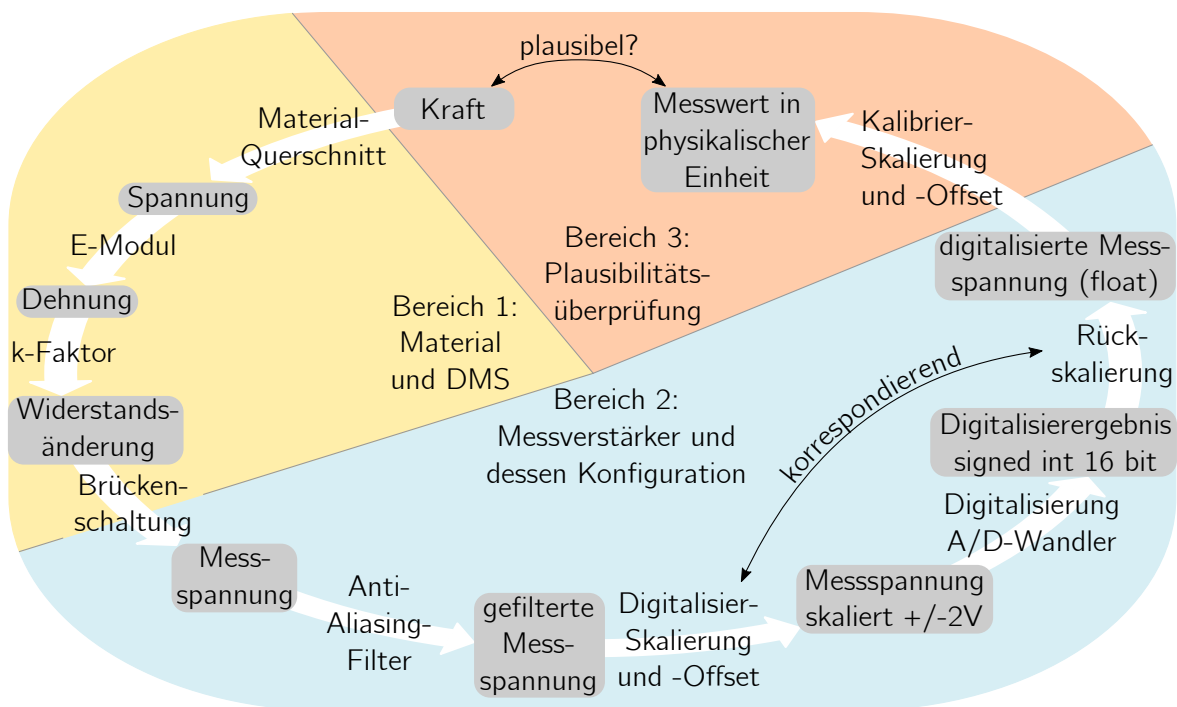


Abbildung 3.13: Transformationsschritte im Rahmen einer DMS-Messung auf dem Weg von der zu messenden Kraft zum zugehörigen angezeigten Messergebnis. Der Bereich „Material und DMS“ wurde ab Abschnitt 2.4.2.2 eingehend erklärt, die Plausibilitätsüberprüfung der DMS-Messergebnisse wird ab Kapitel 3.4.1 beschrieben und durchgeführt. Die Zwischenergebnisse sind grau hinterlegt, die Zwischenschritte bzw. Umrechnungsvorgänge oder -faktoren mit weißen Pfeilen.

zu kommen. Auf den in diesem Zusammenhang an erster Stelle stehenden wichtigen Bereich der Dehnungsmessstreifen selbst sowie des Materials, an dem gemessen wird, wurde in Kapitel 2.4.2.2 schon ausführlich eingegangen.

Der zweite große Bereich wird durch einen Messverstärker abgedeckt. Als zentrales Messsystem zur Verstärkung und Speicherung der DMS-Signale sowie auch zur Aufzeichnung weiterer Messkanäle, kommt ein SoMat-eDAQ-Messverstärker- und -Datenloggersystem der Firma HBM zum Einsatz (Abbildung 3.14). Dieses System zeichnet sich durch seine Verwendbarkeit auch unter rauen Einsatzbedingungen aus und setzt sich aus verschiedenen Modulen zusammen, je nach messtechnischen Anforderungen. Die Messungen werden mit einem folgendermaßen aufgebauten System vorgenommen:

Grundmodul ECPU: Das ECPU (eDAQ Central Processing Unit) Modul stellt sämtliche Grundfunktionen des Messsystems zur Verfügung, d. h. in erster Linie die Bereitstellung von Rechenleistung, Speicherplatz und einer Netzwerkschnittstelle, mit der von außen auf den eDAQ zugegriffen werden kann. In der vorliegenden Version handelt es sich um die um ein Vehicle Network Communication Layer erweiterte Variante des Grundmoduls, ECPU-PLUS-COM-2. Dieses stellt einen GPS- und drei CAN-Bus-Kanäle zur Verfügung.

Erweiterungsmodul EBRG: EBRG steht für eDAQ Bridge. Dieses Modul dient in erster Linie der Erfassung von Messsignalen mittels Brückenschaltungen. Die genaue Bezeichnung ist EBRG-350-AO-2, wobei 350 den Schwerpunkt der Auslegung auf 350-Ohm-Brückenschaltungen für entsprechende Dehnungsmessstreifen anzeigt. Das EBRG-Modul stellt 16 Eingänge bereit, die intern in vier Gruppen zu je vier Eingängen eingeteilt sind. Jede Gruppe (und damit die jeweils vier ihr zugeordneten Eingänge) kann als Voll-, Halb- oder Viertelmessbrücke oder als Differenzverstärker konfiguriert werden. Außerdem verfügt das Modul über einen analogen Ausgang (AO), der die sensiblen Signale der Messbrücken verstärkt und entkoppelt zur Verfügung stellt, so dass sie mit üblichen Spannungsmessgeräten angezeigt werden können.

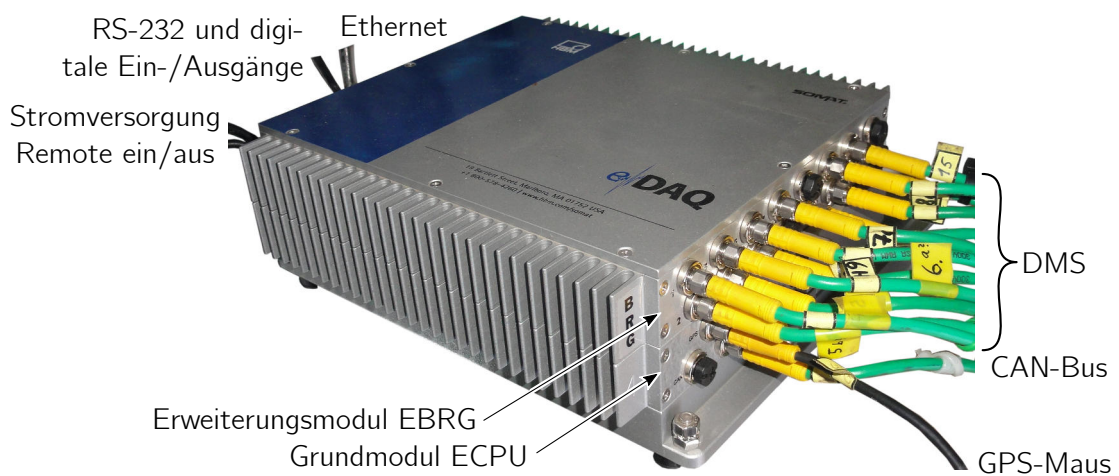


Abbildung 3.14: Messverstärker und Datenlogger SoMat eDAQ.

3.2.6.2 Konfigurationssoftware TCE

TCE ist die Software der Firma SoMat, die verwendet wird, um den eDAQ zu konfigurieren. Die Konfiguration gliedert sich in mehrere Themenbereiche, die auf entsprechende Unterfenster aufgeteilt sind. Es sei darauf hingewiesen, dass die englische Bezeichnung „test“ in der TCE Software für ein ganzes Messprojekt verwendet wird. Einzelne Testläufe, die mit den Einstellungen des Messprojekts durchgeführt werden, werden als „runs“ bezeichnet. Um ein neues Messprojekt zu konfigurieren, empfiehlt es sich, mit dem Bereich „Test ID / Network Setup“ zu beginnen. Neben grundsätzlichen beschreibenden Angaben zum Messprojekt wird hier auch die Netzwerkkonfiguration eingestellt, mit der der eDAQ über eine Ethernetverbindung angesprochen werden kann. TCE nutzt diese Verbindung, um die Projektkonfiguration auf den eDAQ zu laden. Darüber hinaus kann mit einem Browser auf einen im eDAQ implementierten Server zugegriffen werden, der einen ersten Einblick in die aufgezeichneten Messdaten sowie deren Download erlaubt. Neben der Ethernet-IP-Einstellung ist hier ferner eine Einstellung zu finden, die sich darauf bezieht, welche Funktion der eDAQ im Hinblick auf die zeitliche Synchronisation einnimmt, wenn im Netzwerk mehrere eDAQs angeschlossen sind. Entscheidend für das vorliegende Projekt sind hier die beiden Möglichkeiten „Stand Alone“ und „GPS Stand Alone“. Bei Aktivierung der zweiten Option wird in den Datendateien die *gps_start_time* mit ausgegeben, die ggf. zur zeitlichen Synchronisation mit Messdaten aus anderen Datenerfassungssystemen herangezogen werden kann.

Im zweiten Schritt ist im Unterfenster „Hardware Setup“ eine Geräteabfrage durchzuführen (Button „Query“). Durch diese Abfrage werden sämtliche auf dem eDAQ installierten Module durchsucht. Dabei werden die vorhandenen Messeingänge ermittelt und anschließend im Unterfenster aufgelistet. Sofern vorhanden, können modulspezifische Grundeinstellungen vorgenommen werden. Für den CAN-Bus-Eingang etwa wird hier die Schlüsseldatenbank zur Interpretation von CAN-Nachrichten hinterlegt, für den GPS-Eingang der angeschlossene Empfänger.

Im dritten Schritt werden im Unterfenster „Transducer and Message Channel Setup“ die einzelnen Messkanäle konfiguriert. Wurde im vorherigen Schritt das EBRG-Modul gefunden (bezeichnet als Brg_1), so können hier dessen 16 Eingänge hinzugefügt und parametrisiert werden, indem mit dem Button „Add“ ein Dialogfeld für den Messkanaltyp aufgerufen und dort der Eintrag „Bridge“ gewählt wird. Im folgenden Dialogfeld kann ein Grundeinstellungsdatensatz ausgewählt werden, der der beabsichtigten Messaufgabe am ehesten entspricht, also beispielsweise Brückenschaltung oder Spannungsmessung. Nach dieser Auswahl erscheint der aus zwei Seiten bestehende Konfigurationsdialog für den Kanal, in dem in sechs Bereiche unterteilt alle Einstellungen vorgenommen werden können (Abbildung 3.15).

Identifikation und Einheit: Neben der Auswahl des physikalischen Anschlusses muss für den Kanal eine eindeutige ID festgelegt werden, unter der in den späteren Datenaufzeichnungseinstellungen wieder auf ihn zurückgegriffen werden kann. In einem Beschreibungsfeld kann eine aussagekräftigere Bezeichnung angegeben werden, die auch Leer- und Sonderzeichen umfassen darf und in Diagrammen zur Achsenbeschriftung genutzt werden kann. Außerdem sind in einer Auswahlbox die Art der Messgröße, beispielsweise Spannung, Geschwindigkeit, Temperatur etc. auszuwählen sowie eine Maßeinheit festzulegen. Es ist zu beachten, dass sowohl die

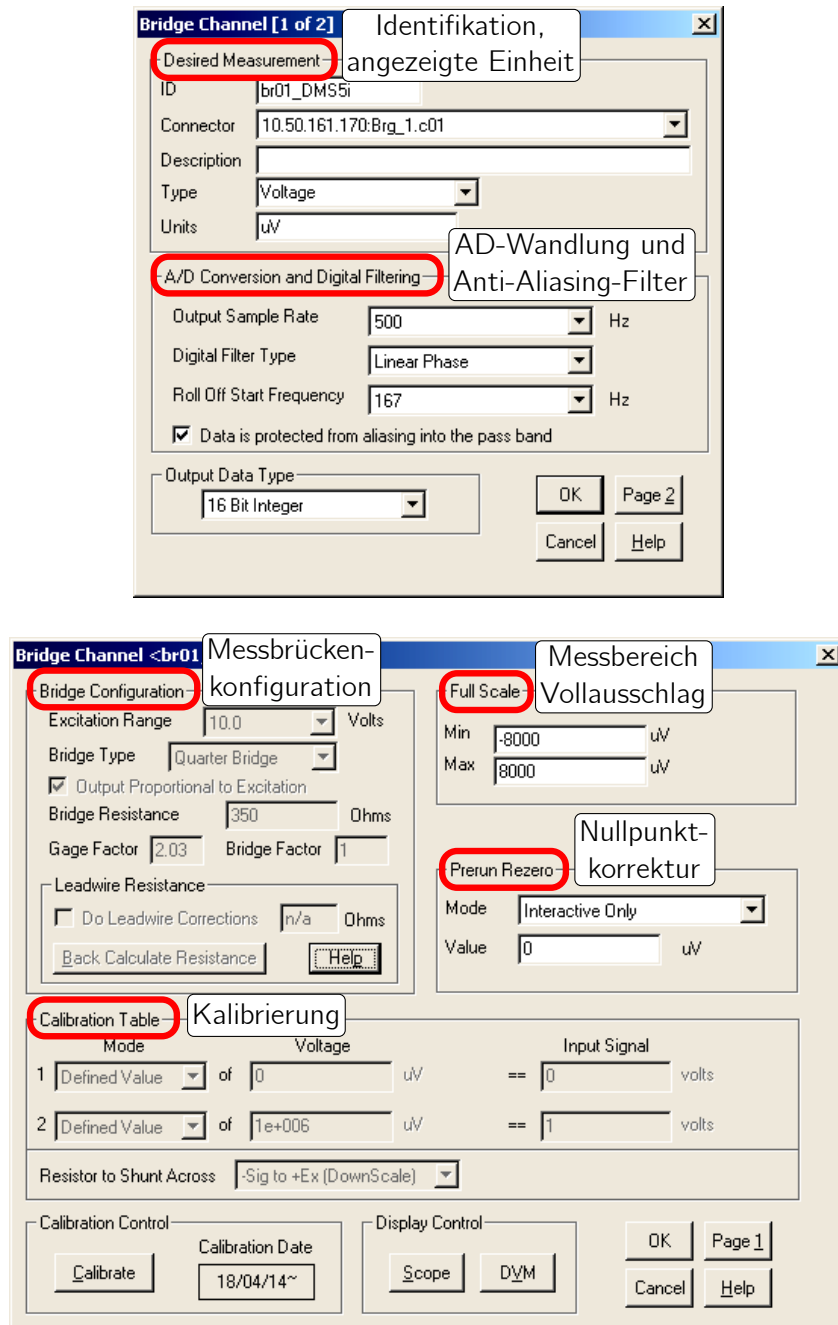


Abbildung 3.15: Konfiguration der DMS-Messbrückeneingänge des eDAQ-Messverstärkers mit Hilfe der Software TCE. Die Einstellungen gliedern sich in sechs Hauptbereiche auf zwei Dialogfeldseiten.

Messgröße als auch die Maßeinheit ausschließlich darstellenden Charakter für Bezeichnungen in Dialogfeldern oder gespeicherten Messdaten besitzen, sich jedoch in keiner Weise auf die Messeinstellungen des eDAQ auswirken!

A/D-Wandlung, Filterung und Datentyp: Die erste Einstellung ist hier die Auswahl einer Abtastrate aus einer Liste mit Werten zwischen $0,1\text{s}^{-1}$ und 100000s^{-1} . Dies ist die Rate, mit der das Signal zur Speicherung weitergegeben wird, und nicht zu verwechseln mit der Abtastrate von 100000s^{-1} am Messeingang, die vom eDAQ grundsätzlich zur Digitalisierung des ankommenden Analogsignals angewendet wird. Sollen im Rahmen der Datenauswertung Aussagen zu Schwingungen und Frequenzspektren gewonnen werden, so muss mit den Einstellungen zum Anti-Aliasing-Filter und zur Ausgabe-Abtastrate an dieser Stelle dafür gesorgt werden, dass die Kriterien des Abtasttheorems nach KOTELNIKOV (1933) und SHANNON (1949) eingehalten werden. Das bedeutet, dass erstens die Abtastrate f_A , mit der gespeichert wird, mindestens doppelt so hoch sein muss wie die höchste interessierende Frequenz. Wenn nicht zweifelsfrei feststeht, dass im System oder durch äußere (Stör-)Einflüsse auch höhere Frequenzen f_S als die genannte interessierende auftreten können, so muss zweitens zwingend mit dem Tiefpassfilter für die Minimierung dieser höherliegenden Frequenzen gesorgt werden. Wird der Anti-Aliasing-Filter an dieser Stelle nicht aktiviert, ist es später *nicht* mehr möglich, eine Aussage darüber zu treffen, ob eine im Messresultat beobachtete niedrigfrequente Schwingung f_R tatsächlich vorhanden ist oder aufgrund der fehlenden Filterung durch Aliasing-Effekte erzeugt wurde, wie in Abb. 3.16 dargestellt. Auch eine nachfolgende Filterung schafft hier keine Abhilfe, da die notwendige Information, um zwischen einer durch Aliasing entstandenen und einer realen Frequenz zu unterscheiden, *zwischen* den digitalisierten Abtastpunkten liegt und somit verloren ist. Im Kanalkonfigurationsdialogfeld wird durch eine Checkbox signalisiert, wenn die gewählte Kombination aus Filter und Abtastrate den Ausschluss von Aliasing-Effekten erlaubt.

Konfiguration der Messbrücken: Die Eingänge des EBRG-Moduls können sowohl in verschiedenen Brückenschaltungsarten (siehe Abb. 2.6 auf Seite 64) mit Speisespannungen von $\pm 5\text{V}$ und $\pm 10\text{V}$ als auch als Differenzverstärker eingesetzt werden. Wenn, wie in einer Wheatstoneschen Messbrücke, die Ausgangsspannung U_A auch proportional von der Speisespannung U_S abhängt (siehe Gleichung 2.23 auf Seite 64), wird bei der diesbezüglich aktivierten Option die Messspannung um den Faktor korrigiert, um den die Speisespannung vom Sollwert abweicht. Diese Abweichung wird je Kanal im Rahmen der Werkskalibrierung ermittelt und im eDAQ gespeichert.

Die Einstellungen für k-Faktor und Brückenfaktor dienen ausschließlich zur Berechnung notwendiger Kennwerte für spezielle Kalibrierverfahren, die im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht angewendet werden. Auf die Messung als solche und die anschließende Umrechnung in eine physikalische Einheit haben sie keinen Einfluss.

Messbereich: Die Angaben in den Feldern minimaler und maximaler Vollausschlag dienen dem eDAQ dazu, für den Eingangsverstärker geeignete Dämpfungs- oder Verstärkungsfaktoren so zu bestimmen, dass der Eingangsspannungsbereich des Analog-Digital-Wandlers (AD-Wandler) von

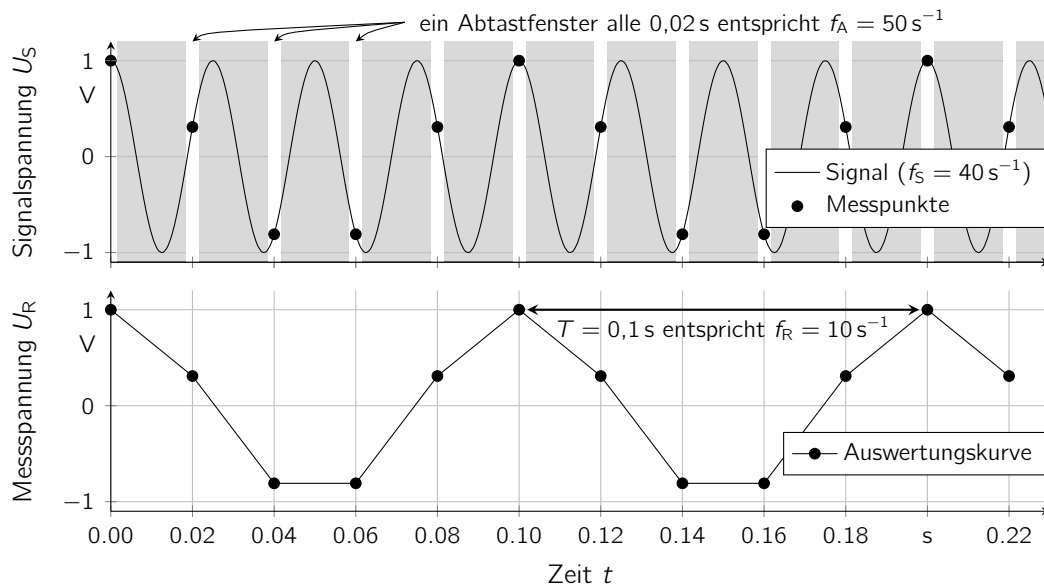


Abbildung 3.16: Fehlerhafte Messdatenaufzeichnung aufgrund des Aliasing-Effekts: Die Signalspannung mit einer Frequenz $f_S = 40 \text{ s}^{-1}$ wird mit der Abtastfrequenz (Sampling-Rate) $f_A = 50 \text{ s}^{-1} < 2 \cdot f_S$ digitalisiert. Die Auswertung des gespeicherten Messwertverlaufs U_R vermittelt jedoch den Eindruck, die Frequenz des Messsignals hätte nur $f_R = 10 \text{ s}^{-1}$ betragen. Verändert nach PUENTE LEÓN und KIENCKE (2012).

$\pm 2 \text{ Volt}$ möglichst voll ausgeschöpft, aber nicht überschritten wird. Je enger die Werte für den Vollausschlag angegeben werden, desto feinere Messspannungsveränderungen können mit der gegebenen 16-Bit Auflösung des AD-Wandlers erfasst werden. Zugleich steigt jedoch das Risiko, ungültige Messwerte zu erhalten, nämlich wenn die Messspannung unerwartet doch den angegebenen Vollausschlagbereich zuzüglich etwa 15 Prozent Reserve überschreitet. Nach der Digitalisierung erfolgt automatisch eine zur Eingangsverstärkung korrespondierende Rückskalierung mit den invertierten Verstärkungsfaktoren.

Kalibrierung: Der eDAQ bietet die Möglichkeit, die gemessene Spannung mittels eines Skalierungs- und Offsetfaktors direkt so umzurechnen, dass das Ergebnis in Betrag und Einheit („engineering unit“) der physikalischen Größe entspricht, die gemessen werden soll. Davon wird in dieser Arbeit jedoch, abgesehen von der Umrechnung von Volt in Mikrovolt, kein Gebrauch gemacht.

Nullpunktkorrektur: Die Nullpunktkorrektur bewirkt die vertikale Verschiebung der internen Kalibriergeraden, so dass sich bei einem als lastfrei angenommenen DMS ein Messwert von Null ergibt. Alternativ kann, sofern die anliegende Last im Ruhezustand bekannt ist, auch diese anstelle von Null eingetragen werden. Außerdem ist festzulegen, ob die Nullpunktkorrektur automatisch vor jedem einzelnen Versuchsdurchlauf oder manuell erfolgen soll. Im vorliegenden Projekt wird teilweise die manuelle Variante genutzt, teilweise aber auch ganz auf die Nullpunktkorrektur verzichtet, da im Versuchsbetrieb ein lastfreier Zustand des Versuchsträgers kaum

hergestellt werden kann. Stattdessen wird eine entsprechende Korrektur bei der Datenauswertung vorgenommen.

3.2.7 Dehnungsmessstreifen

Der zentrale Ansatz des Antriebskonzepts der Geisi Versuchsträger sind die Stachelwalzen. Diese erstrecken sich über die gesamte Fahrzeugbreite. Wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, befindet sich lediglich in der Fahrzeugmitte ein schmales Segment von 18 cm, das nicht von der Walzenhülle überdeckt wird. Dieses Mittelsegment dient einerseits dazu, elektrische Kabel, den Gaszug, den Tankstutzen und die Hydraulikleitungen aus dem Walzeninneren herauszuführen (Abbildung 3.2 auf Seite 72). Zum andern ist dies jedoch auch der zentrale und einzige Punkt, an dem die Verbindung zwischen dem innen liegenden Achskäfig und dem außen liegenden Fahrzeugrahmen bzw. Zentralholm hergestellt werden kann. Diese Verbindung erfolgt durch die in Abbildung 3.3 auf Seite 73 dargestellte Längsachse. Es ist zu erwarten, dass aufgrund der sich durch die Fahrzeuggeometrie ergebenden Hebelübersetzungen im Fahr- und Lenkbetrieb sehr große Biegemomente und Materialbelastungen auftreten. Deshalb werden an dieser Stelle entsprechend der Abbildung 3.17 Dehnungsmessstreifen angebracht. Ein Foto der DMS 5 und DMS 7 nach der Klebung zeigt Abbildung 3.18.

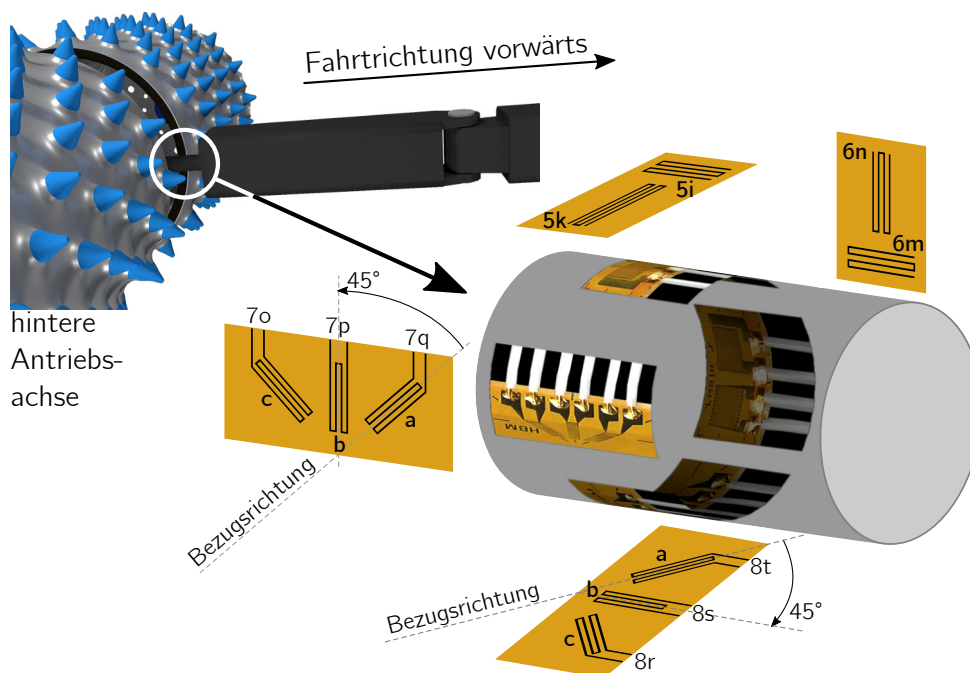


Abbildung 3.17: Lage und Indizierung der Dehnungsmessstreifen am Übergang vom Zentralholm zum Achskäfig des Versuchsträgers. Die DMS sind stark vergrößert, damit sowohl deren Lage im Fahrzeug als auch die Indizes gut erkennbar sind. Beides ist wichtig, um die Messsignale interpretieren zu können. Die Bezeichnungen 5i bis 8t entsprechen den Bezeichnungen in den Messwertdateien; a, b und c in den DMS-Rosetten kennzeichnen die einzelnen Rosetten-Komponenten eindeutig. Richtungsangaben zu ermittelten Hauptspannungen (Abschnitt 3.5.1) werden sich stets auf die durch Komponente a vorgegebene Bezugsrichtung beziehen.

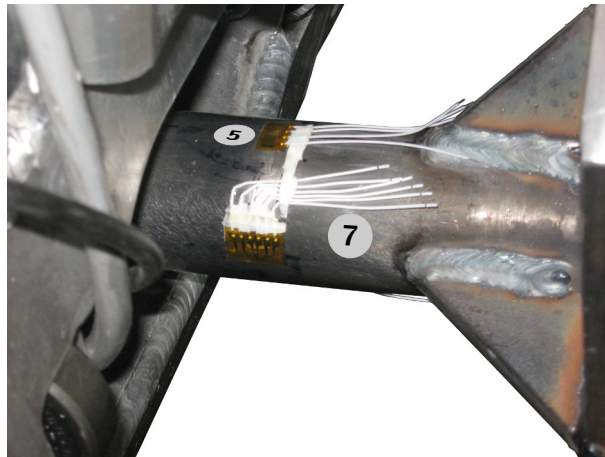


Abbildung 3.18: DMS 5 und DMS 7 nach der Klebung; gut sichtbar die vorkonfektionierten Anschlusskabel. Foto: R. Müller

Die DMS gehören alle zur Serie K des Herstellers HBM, die werksseitig schon mit kurzen Anschlussdrähten versehen sind, so dass nicht auf dem DMS selbst gelötet werden muss. Bei den T-Rosetten handelt es sich um den Typ K-XY31-3/350, bei der 0°/45°/90°-Rosette um den Typ K-RY81-3/350. Beides sind Rosetten mit einem Nennwiderstand von 350 Ohm, einer Messgitterlänge von 3 mm und einem an Stahl angepassten Temperaturkoeffizienten von $\alpha=10,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Zum Schutz vor äußeren Störeinflüssen werden die DMS nach der Installation mit dem Abdeckmittel ABM 75 versiegelt, welches aus einer 0,05 mm dicken Alufolie auf einer 3 mm starken klebrigen Knetschicht besteht.

Die jeweils seitlich aufgeklebten DMS 6 und DMS 7 erfassen in erster Linie seitliche Biegungen, wie sie bei Lenkbewegungen und beim Überfahren einseitiger Hindernisse zu erwarten sind. Die oben (DMS 5) und unten (DMS 8) aufgeklebten Messstreifen reagieren besonders auf Belastungen in vertikaler Richtung, wie sie durch Antriebs- und Bremsbewegungen sowie Eigengewicht und Nutzlast entstehen. Bodenunebenheiten und unsymmetrisch verteilte Nutzlast können zu Torsionsspannungen führen, die besonders auf die diagonal ausgerichteten Komponenten der DMS 7 und DMS 8 wirken. Die theoretischen Zusammenhänge zwischen eingeleiteten Kräften und den Signalen der Dehnungsmessstreifen wurden ab Kapitel 2.4.2.2 hergeleitet, die experimentelle Anwendung wird in Kapitel 3.4.3 ab Seite 102 behandelt.

3.3 Versuchsplan

Der Versuchsplan für die Untersuchung des Lenkverhaltens des Versuchsfahrzeugs gliedert sich in drei Abschnitte, die sich gegenseitig bedingen und in nachstehender Reihenfolge durchgeführt werden:

1. Bau des Versuchsträgers in drei Varianten:
 - a) zweiachsig mit Skidlenkung
 - b) zweiachsig mit Knicklenkung, einschließlich Steuerungssoftware *qGeisi*
 - c) dreiachsig mit hybrider Lenkung

2. Versuche zur Überprüfung der DMS nach der Installation der Messtechnik mit folgenden Versuchsvarianten:
 - a) vertikale Biegebelastung
 - b) horizontale Biegebelastung
 - c) Torsionsbelastung
 - d) mittige Längsbelastung (Längszug)
 - e) außermittige kombinierte Längs- und Biegebelastung (Seitenzug)
 - f) Simulation eines Beladungszustands (mit Hilfe von im Boden verankerten Gewindestangen)
3. Fahrversuche für die Untersuchung und Bewertung des Lenkverhaltens des Versuchsfahrzeugs unter den Aspekten:
 - a) Vergleich zwischen Skid- und Knicklenkung in Bezug auf
 - i. Materialbeanspruchung
 - ii. Radschlupf
 - iii. Eignung des Lenksystems für das Abfahren von Kreisbögen
 - b) Vergleich des Knicklenkungsverhaltens mit aktiviertem und deaktiviertem hydraulischem Stromteiler, ebenfalls in Bezug auf die vorgenannten Eigenschaften
 - c) Vergleich des Knicklenkungsverhaltens ohne und mit Lenkwinkelregler
 - d) Aktivierung des Navigationsmoduls

Sowohl der Bau der Versuchsträgervarianten als auch die Verifizierung des DMS-Systems sind eigentlich eigenständige Versuchskomplexe mit eigenen Ergebnissen. Zugleich sind sie jedoch auch Teil des Materials und der Methoden für die Fahrversuche. Der Übergang von „Material und Methoden“ auf „Ergebnisse“ ist im untersuchten Projekt also fließend und wechselt je nach Perspektive. Um dennoch einen schlüssigen und nachvollziehbaren Aufbau der Arbeit zu gewährleisten, werden, abweichend von der oben aufgeführten zeitlichen Reihenfolge, zunächst die Versuchsanordnungen der DMS-Überprüfung einschließlich ihrer Ergebnisse noch in „Material und Methoden“ dargestellt. Die Ergebnisse des Versuchsträgerbaus und der Entwicklung der Steuerungssoftware bilden einen ersten Teil der „Ergebnisse“ und stehen damit entsprechend ihrem anteiligen „Material“-Charakter in unmittelbarer Nähe von „Material und Methoden“.

3.4 Überprüfung der Dehnungsmessstreifen

3.4.1 Versuchsanordnungen

Um Aussagen aus den von den Dehnungsmessstreifen gelieferten Daten ableiten zu können, muss zunächst überprüft werden, ob die Messsignale dem entsprechen, was erwartet wird, wenn die Zusammenhänge aus der Elastostatik angewendet werden. Dies ist deshalb von besonderer

Bedeutung, weil es sich bei den DMS nicht um fertige, in sich abgeschlossene und gekapselte Messinstrumente handelt, sondern um sehr sensible Sensorelemente, die die grundlegende Basis für ein gewissermaßen um die DMS herum aufzubauendes Messsystem bilden. Die Dehnungsmessung spielt sich im Mikrometerbereich ab, so dass kleinste Fehler und Störungen in der geometrischen Ausrichtung, der Verklebung, am Drahtanschluss, in der Abdeckung oder der Verkabelung gravierende negative Auswirkungen auf die Messsignale haben können. Weiter können mechanische, thermische oder chemische Einflüsse und eindringende Feuchtigkeit die Ergebnisse unbrauchbar machen. Auch Eigenspannungen im Material, Schweißarbeiten in der Umgebung der DMS oder die Überdehnung der Messstelle können dazu führen, dass das Ausgangssignal eines DMS nicht mehr der angenommenen Linearität und Größenordnung folgt.

Neben den genannten physikalischen Fehlerquellen können auch in den zahlreichen Umwandlungsschritten einer DMS-Messung, wie sie in Abbildung 3.13 auf Seite 88 dargestellt wurden, Fehler auftreten. Um dem vorzubeugen, ist der dritte dort genannte Bereich notwendig, die Plausibilitätsüberprüfung.

Dafür wird der Versuchsträger in gezielte Krafrichtungen mit bekannten Kalibrierkräften beaufschlagt. Anschließend werden der Verlauf der eingeleiteten Kraft und die Messsignalverläufe einander gegenübergestellt. Unterschieden werden folgende Versuchsanordnungen:

- Biegungsversuche mit einer Verlängerungsstange, die nach der Demontage des Zentralholms auf den verbleibenden Rundstahlstummel aufgesetzt wird (Abbildung 3.19 oben). Dabei wird die Kalibrierkraft F_e über die Kraftmessdose
 - im horizontalen Biegungsversuch waagrecht eingeleitet (Abbildung 3.19 mitte), wobei die Walzen so an der Wand fixiert sind, dass sie nicht seitlich ausweichen können.
 - im vertikalen Biegungsversuch senkrecht in die Stange eingeleitet (Abbildung 3.19 unten). Die Gegenkraft ist hierbei durch die Gewichtskraft der Antriebsachse gegeben.
- Biegungsversuche, bei denen mit Hilfe im Boden fixierter Gewindestangen die Kalibrierkraft direkt auf den Rundstahl mit den DMS wirkt (Foto in Abbildung 3.20),
 - mit demontiertem Zentralholm und einer zusätzlichen Auflagerung
 - mit montiertem Zentralholm, also im fahrbereiten Zustand, mit optionaler zusätzlicher Gewichtskraft
- Torsionsversuche mit demontiertem Zentralholm und zusätzlicher Auflagerung nach Abbildung 3.21
- Längszugversuche nach Abbildung 3.22
- Seitenzugversuche, welche eine Überlagerung aus seitlicher Biegung und Längszug darstellen, nach Abbildung 3.23.

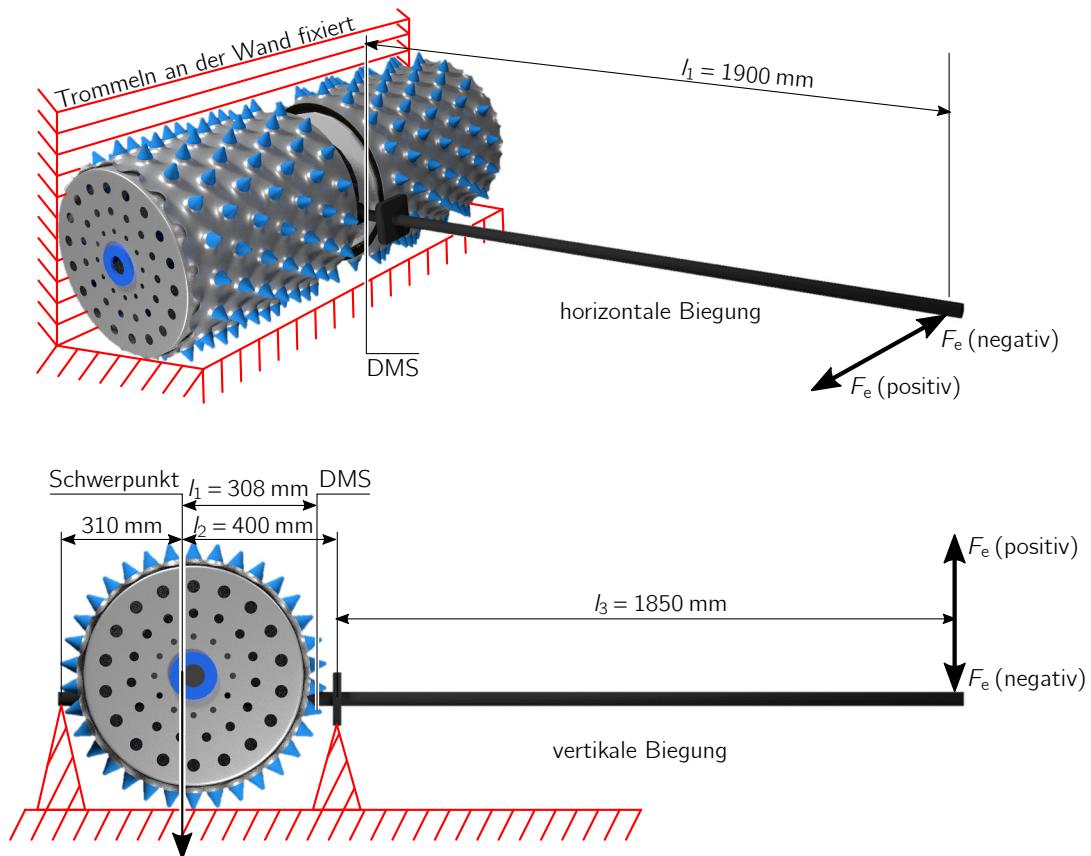
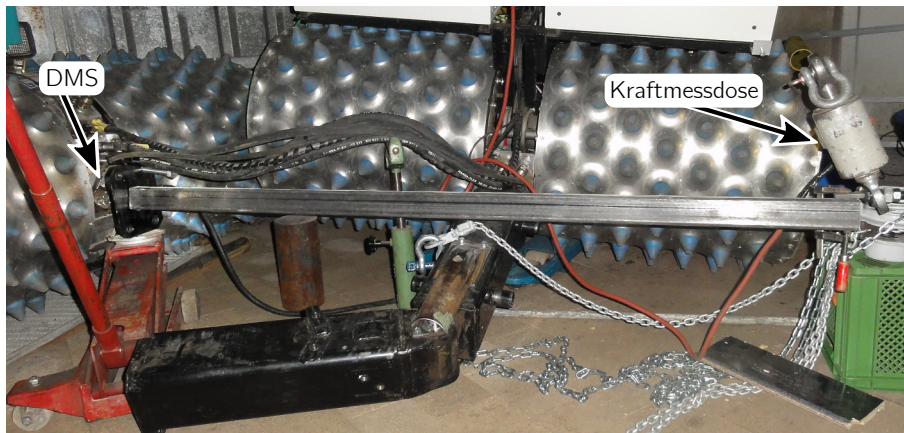


Abbildung 3.19: Versuchsanordnung für horizontale und vertikale Biegung. Nach der Demontage des Zentralholms wird eine Verlängerungsstange auf den verbleibenden Rundstahlstummel aufgesetzt und an deren Ende über die Kraftmessdose die Kalibrierkraft entweder waagrecht für die horizontale Biegung oder senkrecht für die vertikale Biegung eingeleitet.

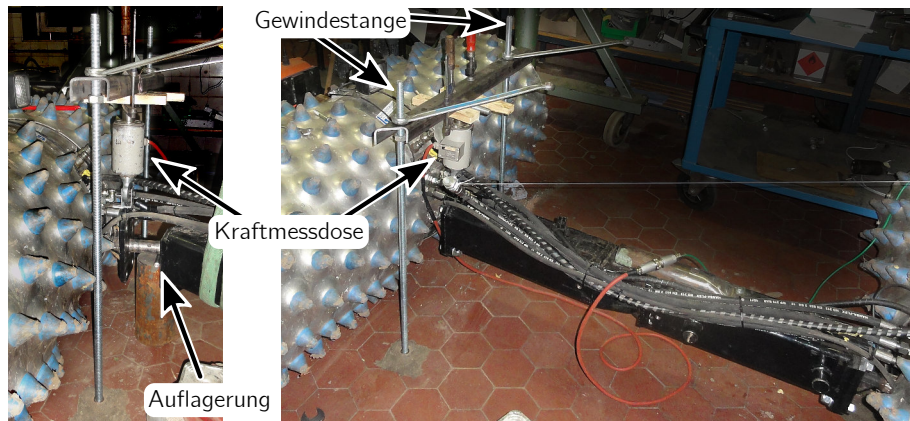


Abbildung 3.20: Versuchsanordnung für vertikale Biegung, wobei die Kalibrierkraft mit Hilfe von im Boden fixierten Gewindestangen aufgebracht wird. Links mit demontiertem Zentralholm und zusätzlicher Auflagerung, rechts mit montiertem Zentralholm und der Möglichkeit, Beladung zu simulieren.

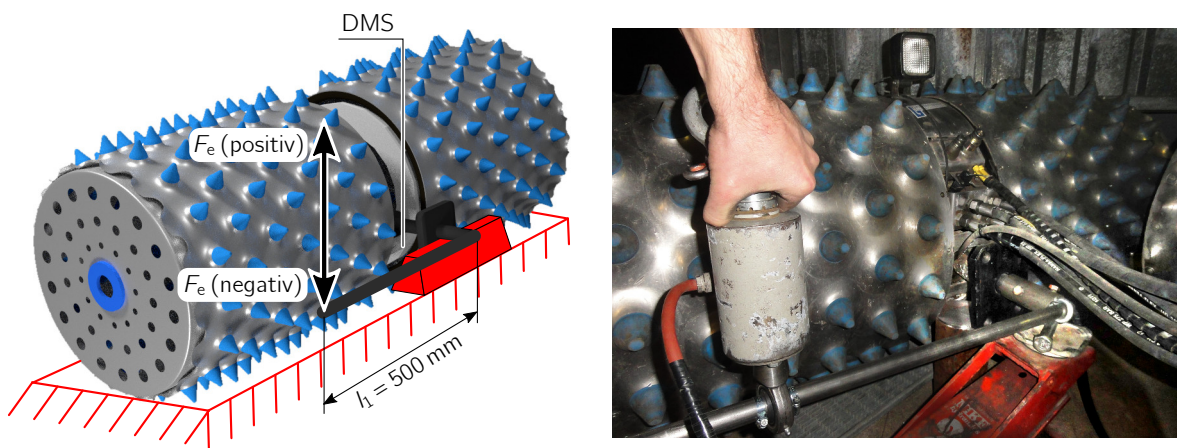


Abbildung 3.21: Versuchsanordnung für Torsion, wobei die Auflagerung der Minimierung zusätzlicher Biegemomente dient.

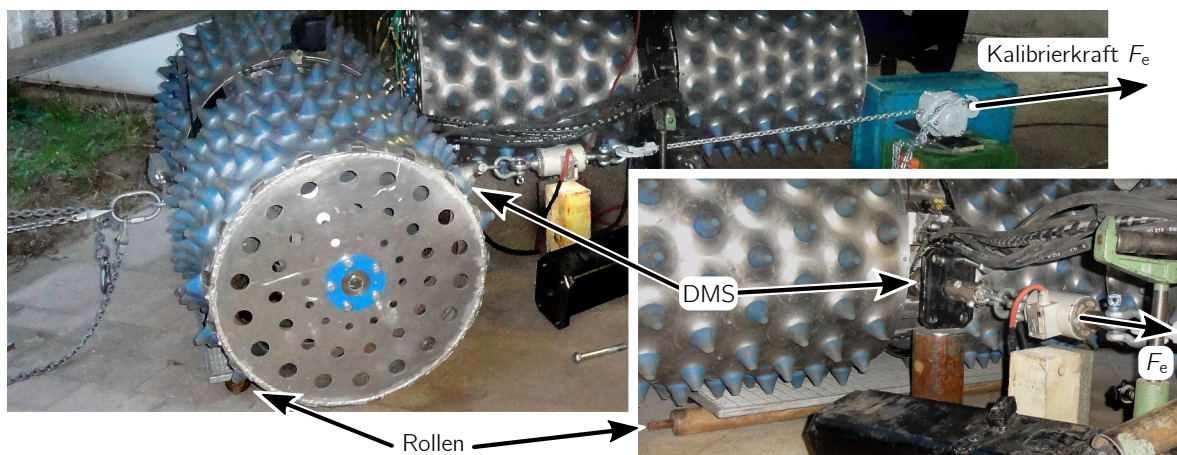


Abbildung 3.22: Versuchsanordnung für Längszug. Die Antriebsachse steht auf Rollen, damit sie in Längszugrichtung frei beweglich ist, um von der Längsrichtung abweichende Kraftkomponenten zu minimieren.



Abbildung 3.23: Versuchsanordnung für den Seitenzugversuch. Die beiden Antriebsachsen werden seitlich zusammengezogen. Um in alle Richtungen frei beweglich zu sein, stehen sie dabei auf Brettern, welche auf Stahlkugeln liegen.

3.4.2 Qualitative Bewertung

Für eine qualitative Erstbewertung werden die Kalibrierkraft und alle unbearbeiteten Messsignalverläufe auf einer gemeinsamen Zeitachse abgebildet. Daraus ergibt sich ein schneller Überblick, ob die DMS oder Anschlusskabel defekt sind, oder ob eventuell Verwechslungen in der Verdrahtung oder der Zuordnung von DMS zu Messkanälen vorliegen. Ein Beispiel für die erstellten Übersichtsdiagramme zeigt Abbildung 3.24. Die Grafik besteht aus sechs Diagrammen, wobei die beiden oberen identisch sind und den Verlauf der über die Kraftmessdose eingeleiteten Kraft zeigen. Darunter befinden sich, mit derselben Zeitachse, die Signalverläufe der beiden T-Rosetten DMS 5 und DMS 6 und darunter nochmals zwei Diagramme mit den Signalen der Dreifach-Rosetten DMS 7 und DMS 8. Jedes einzelne Messgitter der DMS-Rosetten wird mit einer eigenen Kurve dargestellt. Auf diese Weise können die Signale aller Einzelkomponenten direkt in Relation zum Kraftverlauf betrachtet werden.

Für ein qualitativ plausibles Ergebnis muss der DMS-Signalverlauf dem Kalibrierkraftverlauf folgen. Das bedeutet, Extremwerte und Nulldurchgänge müssen zum selben Zeitpunkt auftreten. Gegenüberliegende, aber gleich ausgerichtete DMS müssen bei Biegebelastrungen entgegengesetzte, bei Zugbelastung gleichgerichtete Vorzeichen aufweisen, quer zueinander stehende Messgitter müssen im Verhältnis der Querkontraktion, also ca. $1 : -0,3$ stehen. Diagonal aufgeklebte, im 90 Grad Winkel zueinander stehende Messgitter müssen einen symmetrischen Signalverlauf zeigen. Abweichungen von diesen Grundsätzen deuten entweder auf Unstimmigkeiten in der DMS-Installation hin oder sind das Ergebnis von Mischbelastungen, die durch eine falsche Auflagerung oder eine ungenaue oder sich verändernde Kraftrichtung entstehen können. Die Übersichtsdiagramme zeigen für alle DMS eine sehr gute qualitative Plausibilität.

Projekt 200: p200_20121003_Streckbank2_alleKraftrichtungen
 Run 08: Biegg.senkr:Stange185cm.+80N an Dose entspr. 0 Biegg.!

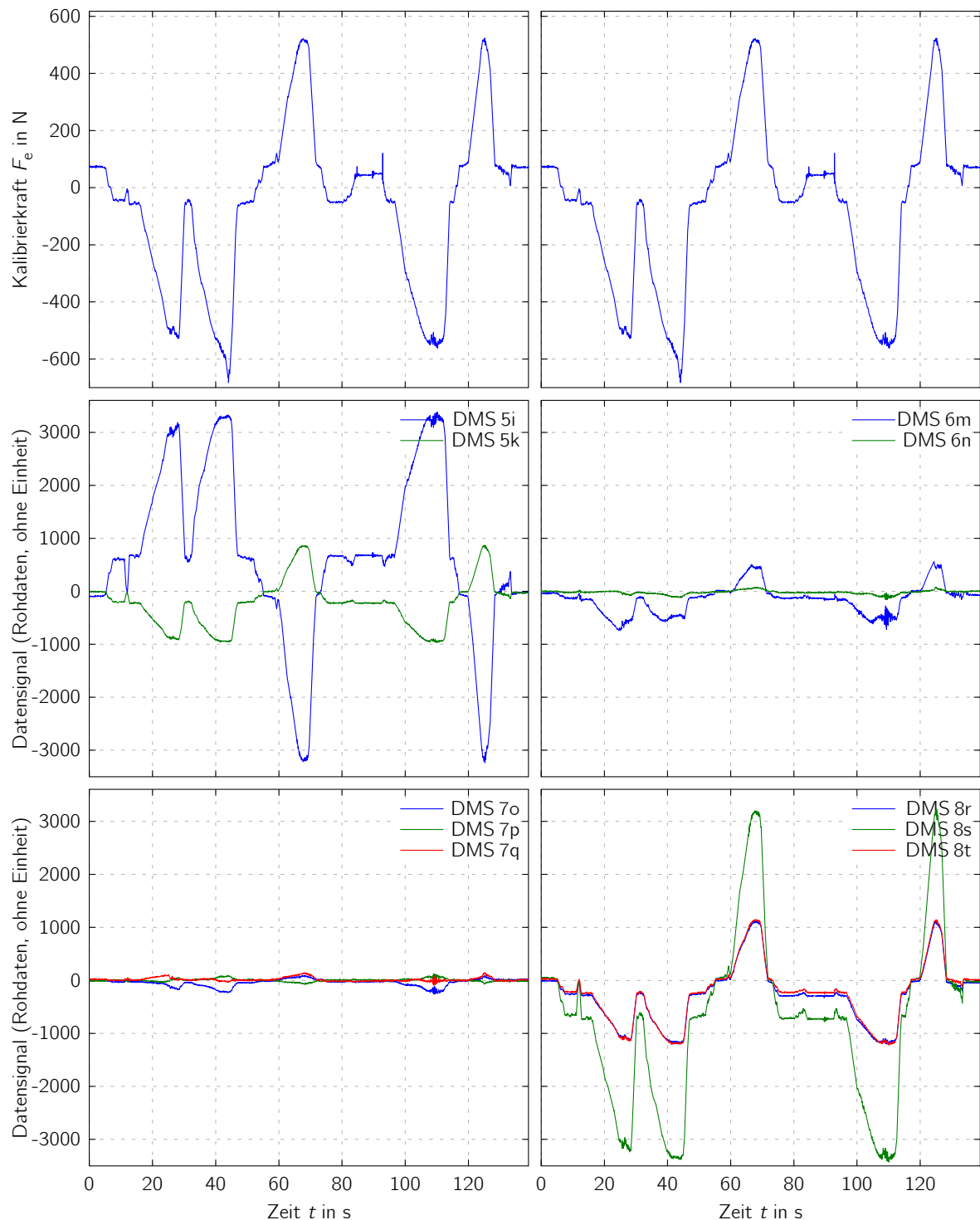


Abbildung 3.24: Beispiel für ein Übersichtsdiagramm zur qualitativen Bewertung der DMS. Die zugrunde liegenden Daten stammen aus dem Versuchsprojekt p200, Run 08, Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.19 auf Seite 98. Auf die senkrechte Biegebelastung reagieren erwartungsgemäß besonders der oben liegende DMS 5 und die unten liegende Rosette DMS 8. Das Signal des quer liegenden Messgitters DMS 5k beträgt ca. 30 Prozent des Signals der Komponente 5i und besitzt ein entgegengesetztes Vorzeichen – dies ist ein Hinweis auf eine korrekt gemessene Querkontraktion. Die entgegengesetzten Vorzeichen von DMS 5i und 8s bestätigen die gegenüberliegende Lage auf dem Rundstahl. Das kleinere Signal von DMS 8r und 8t ist auf deren Richtungsabweichung von 45° zu DMS 8s zurückzuführen. Alle Kurvenverläufe sind also qualitativ plausibel.

3.4.3 Quantitative Bewertung

3.4.3.1 Vorgehensweise

Nachdem durch die qualitative Bewertung der DMS deren prinzipielle Funktion bestätigt ist, soll die quantitative Bewertung eine Einschätzung erlauben, inwieweit die erhaltenen Messergebnisse den realen Größen entsprechen, die bestimmt werden sollen.

Dafür werden im Folgenden die bekannten Kräfte und die DMS-Signale nicht, wie bei der qualitativen Bewertung, nur optisch, sondern mathematisch auf einander bezogen. Diese Gegenüberstellung basiert auf mehreren Faktoren, die jeweils zu ermitteln sind:

- Faktor m bezeichnet das Maß, in dem die eingeleitete Kalibrierkraft F_e aufgrund der geometrischen Verhältnisse in den jeweils betrachteten DMS-Lastfall eingeht. Dieser Faktor ist in den Skizzen zu den Versuchsanordnungen angegeben, sofern er nicht $m = 1$ beträgt.
- Dehnungsfaktor f_d : Dieser Faktor leitet sich aus den geometrischen Verhältnissen des Versuchsaufbaus und Materialkonstanten des Stahls ab, auf denen die DMS aufgeklebt sind. Wird der Dehnungsfaktor f_d mit der eingeleiteten Kraft F_e multipliziert, ergibt sich die erwartete Dehnung eines DMS in Hauptdehnungsrichtung für diese Kraft. Da jede Krafrichtung einen anderen Faktor benötigt, wird unterschieden zwischen f_{d_L} für die Längsrichtung, $f_{d_{v_o}}$ und $f_{d_{v_u}}$ für die vertikale Biegung nach oben und unten, f_{d_H} für die seitliche, horizontale Biegung sowie f_{d_T} für Torsion.
- Lagefaktor f_l : Liegt ein DMS für eine entsprechende Versuchsanordnung nicht in der Hauptdehnungsrichtung, muss der erwartete Wert entsprechend der Anordnung des DMS um den Lagefaktor f_l korrigiert werden.
- Skalierungsfaktor f_s : Da nicht alle Versuche mit identischen Skalierungs- und Einheitenstellungen des Messverstärkers durchgeführt wurden, werden die Messsignale mittels des Skalierungsfaktors f_s einheitlich in eine elektrische Spannung (in Volt) umgerechnet. Beim Skalierungsfaktor f_s ist zu differenzieren zwischen dem Faktor f_{s_E} , der auf die theoretisch erwarteten Werte angewendet wird, und dem Faktor f_{s_M} , der in anderen Einheiten gespeicherte Messwerte entsprechend skaliert. Physikalisch betrachtet setzt der Faktor f_{s_E} die Dehnung ε eines DMS in die zugehörige Brückenausgangsspannung U_A um:

$$U_A = \varepsilon \cdot f_{s_E} \quad (3.1)$$

Da für die Viertelbrücke nach HOFFMANN (1987) das Verhältnis zwischen der Einspeisepannung U_S , der Ausgangsspannung U_A sowie dem k -Wert und der Dehnung ε des DMS folgendermaßen lautet (vgl. Kap. 2.4.2.5):

$$U_A = \frac{U_S}{4} \cdot k \cdot \varepsilon \quad (3.2)$$

wird f_{s_E} bestimmt nach

$$f_{s_E} = \frac{U_S}{4} \cdot k \quad (3.3)$$

Der k -Wert der DMS wird dem technischen Datenblatt entnommen und liegt für die verwendeten DMS bei $k = 2,03$.

- multiplikativer Angleichungsfaktor f_m und additiver Angleichungswert a (Offset): Diese Werte werden zunächst mit eins angenommen.

Auf Basis der genannten Faktoren werden Datensätze erstellt, die für jeden zu prüfenden DMS eine Erwartungs- (U_{AE}) und eine Messwertkurve (U_{AM}) der Ausgangsspannung U_A darstellen. Hierbei ergibt sich die Erwartungskurve nach

$$U_{AE} = (F_e \cdot m) \cdot f_d \cdot f_l \cdot f_{sE} \cdot f_m + a \quad (3.4)$$

während die Messwertkurve aus den lediglich mit f_{sM} multiplizierten tatsächlichen DMS-Messwerten besteht:

$$U_{AM} = U_A \cdot f_{sM} \quad (3.5)$$

Die im Diagramm sichtbar werdende Diskrepanz zwischen theoretisch erwartetem und praktisch gemessenem Wert wird anschließend durch geeignete Werte für f_m und a minimiert. Für die Gewinnung dieser Werte wird eine einfache lineare Regression durchgeführt, welche f_m und a so bestimmen soll, dass die unabhängige (und mit den genannten Faktoren multiplizierte) Variable F_e die auftretenden Messwerte möglichst gut erklärt.

Der Faktor f_m ist ein Maß für die proportionale Abweichung der tatsächlichen von der erwarteten Messwertkurve. Liegt er nahe bei eins, deutet dies auf ein plausibles Verhalten des DMS hin. Weicht er stark von eins ab, müssen der DMS, der Versuchsaufbau, der Messverstärker und die zugrunde gelegten Faktoren überprüft werden.

Durch den additiven Angleichungswert a werden konstante Verschiebungen ausgeglichen, die sich beispielsweise dadurch ergeben können, dass die DMS auch ohne eingeleitete Kalibrierkraft, allein durch den Versuchsaufbau oder die Gewichtskraft des Fahrzeugs, einen von Null verschiedenen Messwert liefern.

Das sich aus der Regressionsanalyse außerdem ergebende Bestimmtheitsmaß R^2 gibt zusätzlich an, zu welchem Anteil sich die Varianz der Messwerte durch das Regressionsmodell erklären lässt, oder inwieweit umgekehrt weitere Faktoren auf das Messergebnis einwirken.

3.4.3.2 Ermittlung des Dehnungsfaktors f_d

Für die Ermittlung des Dehnungsfaktors f_d wird die Kenntnis des inneren Kräftesystems an der Stelle des DMS benötigt. Dazu wird das äußere Kräftesystem aufgenommen, das sich aus der Versuchsanordnung ergibt. Mit einem imaginären Schnitt durch den Rundstahl an der Stelle, an der sich die DMS befinden, wird der Versuchsträger gedanklich in zwei Teile geteilt. Die Kräfte und Momente, die an die entstandenen Schnittufer gelegt werden müssen, um die beiden Fahrzeugteile weiter im Kräftegleichgewicht zu halten, stellen das innere Kräftesystem dar. Anhand der inneren Kräfte können die Spannungen an dieser Stelle bestimmt werden, und über die Materialkennwerte ergeben sich die erwarteten Dehnungen. Verschiedene Versuchs- und Belastungsfälle benötigen jeweils eigene Faktoren, welche nachstehend hergeleitet werden.

Biegespannung: Der Zusammenhang zwischen eingeleiteter Kraft F_e und dem daraus folgenden wirksamen Biegemoment M_b kann für die unterschiedlichen Versuchsanstellungen den jeweils zugehörigen Kräfteplänen entnommen werden. Für die Biegungen sind dies Abbildung 3.25 für die horizontale Biegung, Abbildung 3.26 für die vertikale und Abbildung 3.27 für die Variante mit den Gewindestangen. Da jede dieser Konstellationen unterschiedliche Angriffspunkte und -richtungen der Kalibrier- und Reaktionskräfte aufweist, sind diese getrennten Betrachtungen notwendig. Der Faktor m wird in den Abbildungen mit angegeben, wenn F_e nicht eins zu eins in das Biegemoment eingeht.

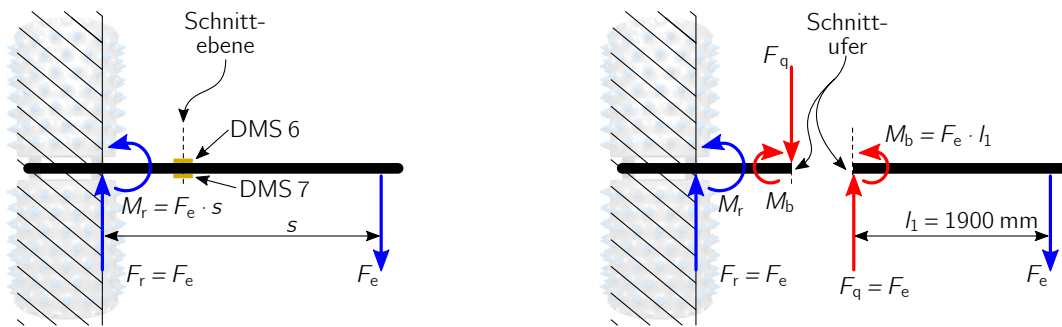


Abbildung 3.25: Äußeres (links) und inneres (rechts) Kräftesystem bei horizontaler Biegung, sichtbar gemacht durch einen imaginären Schnitt auf Höhe der DMS; konkreter Versuchsaufbau vgl. Abbildung 3.19 mitte.

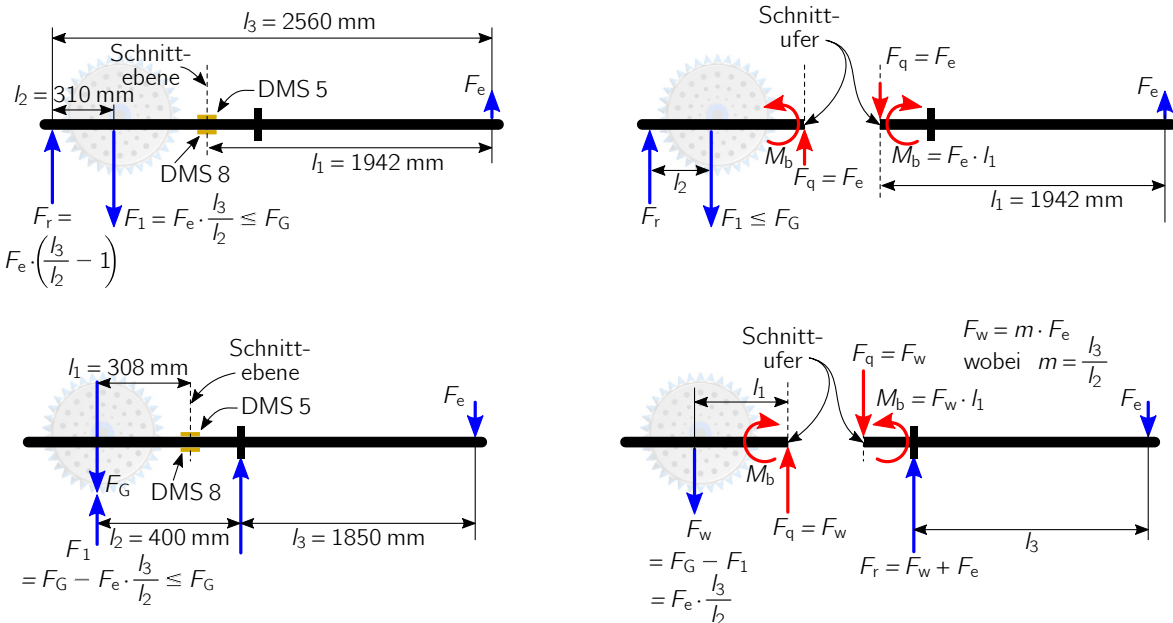


Abbildung 3.26: Äußeres (links) und inneres (rechts) Kräftesystem bei vertikaler Biegung, sichtbar gemacht durch einen imaginären Schnitt auf Höhe der DMS. Oben: Wirkrichtung der Kalibrierkraft F_e nach oben, unten: Wirkrichtung nach unten. Die Differenzierung ist aufgrund der unterschiedlichen Auflagerpunkte notwendig. Konkreter Versuchsaufbau vgl. Abbildung 3.19 unten.

Das Biegemoment beträgt also

$$M_b = m \cdot F_e \cdot l_1 \quad (3.6)$$

Um vom Biegemoment M_b auf die maximale Biegespannung σ_b zu kommen, die in den Randfasern des Rundstabs auftritt, wird das Biegemoment durch das axiale Widerstandsmoment W_a dividiert (BÖGE, 2015):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_a} = \frac{m \cdot F_e \cdot l_1}{W_a} \quad (3.7)$$

Das Widerstandsmoment W_a ist eine von der Querschnittsform des Bauteils abhängige Größe und ein Maß dafür, welchen Widerstand diese Querschnittsform einer Biegebelastung entgegensetzt. Herleitungen und Berechnungsformeln für das Widerstandsmoment verschiedener Querschnittsformen können einschlägigen Tabellen- und Fachbüchern der Technischen Mechanik und der Festigkeitslehre entnommen werden, so auch BÖGE (2015). Für den im Versuchsträger verwendeten Rundstahl mit einem Durchmesser $d = 40 \text{ mm}$ beträgt das axiale Widerstandsmoment

$$W_a = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3 \cdot \text{mm}^3}{32} \approx 6283 \text{ mm}^3 \quad (3.8)$$

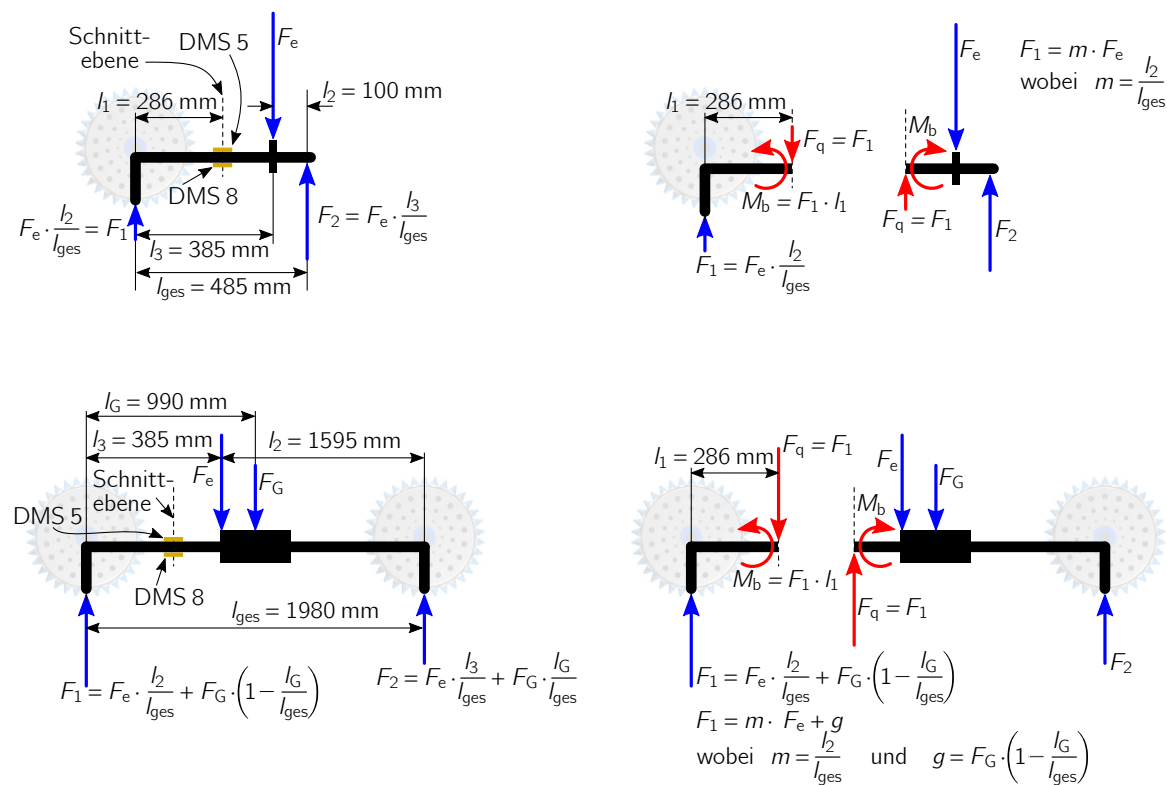


Abbildung 3.27: Äußeres (links) und inneres (rechts) Kräftesystem bei vertikaler Biegung mittels Gewindestangen, sichtbar gemacht durch einen imaginären Schnitt auf Höhe der DMS. Oben bei demontiertem Zentralholm und zusätzlicher Auflagerung, unten mit montiertem Zentralholm (konkreter Versuchsaufbau vgl. Abbildung 3.20 links bzw. rechts). Die Differenzierung ist aufgrund der unterschiedlichen Auflagerpunkte notwendig, außerdem kann beim montierten Zentralholm optional eine zusätzliche Gewichtskraft berücksichtigt werden.

Über den Elastizitäts-Modul E für Stahl mit $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ kann von der Biegespannung auf die Dehnung ε geschlossen werden:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{m \cdot F_e \cdot l_1}{W_a \cdot E} \approx \frac{m \cdot F_e \cdot l_1}{6283 \text{ mm}^3 \cdot 210000 \text{ N/mm}^2} \approx \frac{m \cdot F_e \cdot l_1}{1319 \cdot 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}} \quad (3.9)$$

Mit $\varepsilon = f_d \cdot F_e$ berechnet sich der Faktor f_d also zu

$$f_d = \frac{\varepsilon}{F_e} = \frac{m \cdot l_1}{1319 \cdot 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}} \quad (3.10)$$

Torsionsspannung: Für die Torsionsbelastung kann das Torsionsmoment M_t mit dem Versuchsaufbau nach Abbildung 3.21 direkt mit $M_t = F_e \cdot l_1$ bestimmt werden. Äquivalent zur Biegespannungsberechnung wird für die Ermittlung der Torsionsspannung ebenfalls ein Faktor benötigt, der die Querschnittsform des Bauteils berücksichtigt. Für die Torsionsspannung ist dies das polare Widerstandsmoment W_p . Für den genannten Rundstahl beträgt es nach der entsprechenden Formel aus BÖGE (2015):

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 40^3 \cdot \text{mm}^3}{16} = 12566 \text{ mm}^3 \quad (3.11)$$

Im Gegensatz zur Biegebelastung führt jedoch die Division des Torsionsmoments durch das polare Widerstandsmoment zu einer *Schubspannung*, die nicht direkt von einem DMS erfasst werden kann:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \quad (3.12)$$

Solange es sich bei der Belastung um reine Torsion handelt, besteht ein Spannungszustand ohne Längs- und Querdehnung, also mit $\sigma_x = 0$ und $\sigma_y = 0$. Werden diese Werte in die Gleichung zur Ermittlung der Hauptspannungen σ_1 und σ_2 eingesetzt, so vereinfacht sich der in GROSS et al. (2014) hergeleitete Zusammenhang von

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_t^2} \quad (3.13)$$

auf

$$\sigma_1 = \tau_t \text{ und } \sigma_2 = -\tau_t \quad (3.14)$$

wobei in diesem Fall das Koordinatensystem der Hauptspannungsrichtungen um 45 Grad gegenüber der ursprünglichen Ausrichtung verdreht liegt. Mit dem Hookeschen Gesetz für Normalspannungen für den zweiachsigen Spannungszustand (LÄPPLE, 2011) kann wiederum die erwartete Dehnung in dieser Hauptrichtung (45 Grad)⁵ angegeben werden:

$$\varepsilon_{45^\circ} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_1 - \nu \cdot \sigma_2) \quad (3.15)$$

⁵Die zweite Hauptrichtung verläuft in einem Winkel von 90 Grad zur ersten Hauptrichtung. Deren Dehnung beträgt $\varepsilon_2 = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_2 - \nu \cdot \sigma_1) = -\varepsilon_{45^\circ}$. Hier zeigen also zwei um 90 Grad zueinander verdrehte, aber in der jeweiligen Hauptrichtung verlaufende DMS die gleiche Dehnung, nur mit unterschiedlichem Vorzeichen an, während beispielsweise bei der Zugspannungsbetrachtung ein in Zugspannungsrichtung und ein quer dazu verlaufender DMS sich neben dem Vorzeichen noch um den Faktor der Querkontraktionszahl unterscheiden.

Da $\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau_t$, wird die erwartete Dehnung unter Einbeziehung des Torsionsmoments und des Elastizitätsmoduls zu

$$\varepsilon_{45^\circ} = \tau_t \cdot \frac{1 + \nu}{E} = \frac{M_t \cdot (1 + \nu)}{W_p \cdot E} \approx \frac{F_e \cdot l_1 \cdot 1,3}{12566 \text{ mm}^3 \cdot 210000 \text{ N/mm}^2} \approx \frac{F_e \cdot l_1}{2030 \cdot 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}} \quad (3.16)$$

und der Faktor

$$f_d = \frac{\varepsilon_{45^\circ}}{F_e} = \frac{l_1}{2030 \cdot 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}} \quad (3.17)$$

Längsspannung: Bei Belastung in Längsrichtung beträgt die Spannung $\sigma_1 = \frac{F_e}{A}$ (siehe Abschnitt 2.4.2.2), die sich ergebende Dehnung

$$\varepsilon = \frac{\sigma_1}{E} = \frac{F_e}{A \cdot E} = \frac{F_e}{20^2 \text{ mm}^2 \cdot \pi \cdot 210000 \text{ N/mm}^2} \approx \frac{F_e}{264 \cdot 10^6 \cdot \text{N}} \quad (3.18)$$

und damit

$$f_d = \frac{\varepsilon}{F_e} = \frac{1}{264 \cdot 10^6 \cdot \text{N}} \quad (3.19)$$

Aus Abbildung 3.28 wird deutlich, dass sich in der Variante „Seitenzug“ Biege- und Längsspannung überlagern. Für diesen Fall werden f_d und f_l für Biegung und Längsbelastung getrennt ermittelt und die resultierenden Einzeldehnungen addiert.

3.4.3.3 Lagefaktoren f_l

Ist die Hauptdehnung am Bauteil in Größe und Richtung bekannt (wie zum Beispiel in den Kalibrierversuchsanordnungen), und soll diese mit dem durch einen DMS ermittelten Wert verglichen werden, so muss eine Umrechnung vorgenommen werden, wenn der DMS nicht genau in der Richtung dieser Hauptdehnung liegt, sondern einen Winkel φ mit dieser einschließt. Hierbei genügt es jedoch *nicht*, die Dehnung mittels Sinus- und Kosinusfunktion in eine senkrecht und eine parallel zum DMS verlaufende Komponente aufzuteilen! Denn ein um $\varphi = 90^\circ$ zur Hauptdehnung verdrehter DMS zeigt nicht Null, sondern eine Dehnung von $\varepsilon_{90^\circ} = -\nu \cdot \varepsilon_{0^\circ}$, wobei die Querkontraktionszahl ν für Stahl $\nu = 0,3$ beträgt. Bei der Richtungskorrektur ist also trotz des einachsigen Spannungszustands aufgrund der Querkontraktion ein zweiachsiger Verformungszustand zu berücksichtigen.

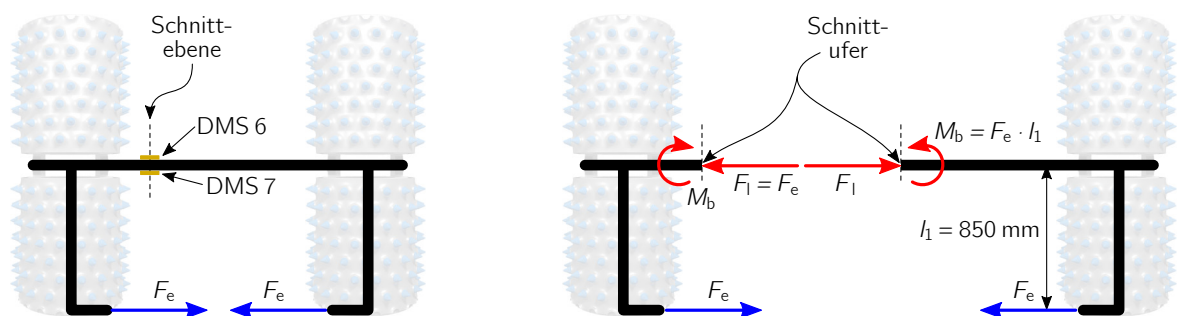


Abbildung 3.28: Äußeres (links) und inneres (rechts) Kräftesystem beim Seitenzugversuch. Die DMS registrieren eine Überlagerung aus Längs- und Biegespannung. Konkreter Versuchsaufbau vgl. Abbildung 3.23.

Nach HOFFMANN (1987) berechnet sich die Größe der vom schräg liegenden DMS erfassten Dehnung nach

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_0 \cdot [1 - \nu + (1 + \nu) \cdot \cos(2\varphi)] \quad (3.20)$$

Für $\varphi = 45^\circ$ ergibt sich mit $\varepsilon_{45^\circ} = 0,35 \cdot \varepsilon_0$ ein Verhältnis, das sich deutlich von $\cos(45^\circ) \approx 0,71$ unterscheidet.⁶

Weiterhin wird in den Lagefaktor zur Erleichterung der späteren Auswertung ein Vorzeichen mit aufgenommen, welches dafür sorgt, dass die erwartete Messspannung auch beim Vorzeichen der Kalibrierkraft F_e folgt. Dies ist notwendig, weil im Fall von Biegung und Torsion jeweils gegenüber am Bauteil befindliche DMS bezüglich ihrer Dehnung konträre Vorzeichen liefern. Das bedeutet, einer der DMS folgt der Kalibrierkraft vorzeichenrichtig, der andere jedoch nicht, wenn der Lagefaktor nicht um ein negatives Vorzeichen erweitert wird.

3.4.3.4 Regressionen

Die Tabellen mit allen berechneten Regressionsergebnissen für die unterschiedlichen Lastfälle sind Teil des Anhangs (Anhang E), ebenso ein Octave-Skript als Beispiel zur Durchführung der Regressionen (Anhang D). In diesen Tabellen sind außerdem die in jede Berechnung eingegangenen Faktoren hinterlegt. Für die Auswertung werden in erster Linie die Projekte p110, p120, p190, p200 und p210 herangezogen. Am Beispiel des Versuchs „seitliche Biegung“, p200, Run 13, wird das Regressionsergebnis kurz erläutert.

Die ermittelten Faktoren für diesen Versuch führt Tabelle 3.2 auf. Mit Hilfe dieser Faktoren lassen sich Schaubilder in der Art von Abbildung 3.29 erstellen, indem je DMS-Komponente die Kurve der erwarteten Messwerte über die Kurve der tatsächlich gemessenen Werte gelegt wird. Die erwarteten Werte ergeben sich dabei aus der Multiplikation der Kalibrierkraft mit den Regressions- und weiteren Faktoren, wie sie in Abschnitt 3.4.3.1 eingeführt wurden. Je näher der Skalierungsfaktor f_m und das Bestimmtheitsmaß R^2 bei eins und je genauer die beiden Kurven übereinander liegen, desto mehr ist dies ein Indiz, dass die DMS korrekt funktionieren, die Faktoren richtig ermittelt und die Kalibrierkraft präzise eingeleitet wurde.

Tabelle 3.2: Regressionsergebnis für Biegungsversuch p200, Run 13

DMS	Lagefaktor f_l	multiplikativer Anpassungsfaktor f_m (Skalierung)	additiver Anpassungsfaktor (Offset) a in μV	Bestimmtheitsmaß R^2
6m	1.0	1.002	30.2	0.999
6n	-0.3	0.966	-56.6	0.999
7o	-0.35	0.882	-78.6	0.999
7p	0.3	0.965	23.6	0.999
7q	-0.35	1.132	59.3	0.999

⁶Die von HOFFMANN (1987) angegebene Formel ist die vereinfachte Variante einer beispielsweise von LÄPPLE (2011) hergeleiteten Gleichung für die Koordinatensystem-Transformation im allgemeinen ebenen Verformungszustand:

$$\varepsilon_x' = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \cdot \cos(2\varphi) - \frac{\gamma_{xy}}{2} \cdot \sin(2\varphi)$$

Die Vereinfachung ergibt sich durch die im einachsigen Spannungszustand gegebenen Bedingungen $\varepsilon_y = -\nu \cdot \varepsilon_x$ und $\gamma_{xy} = 0$.

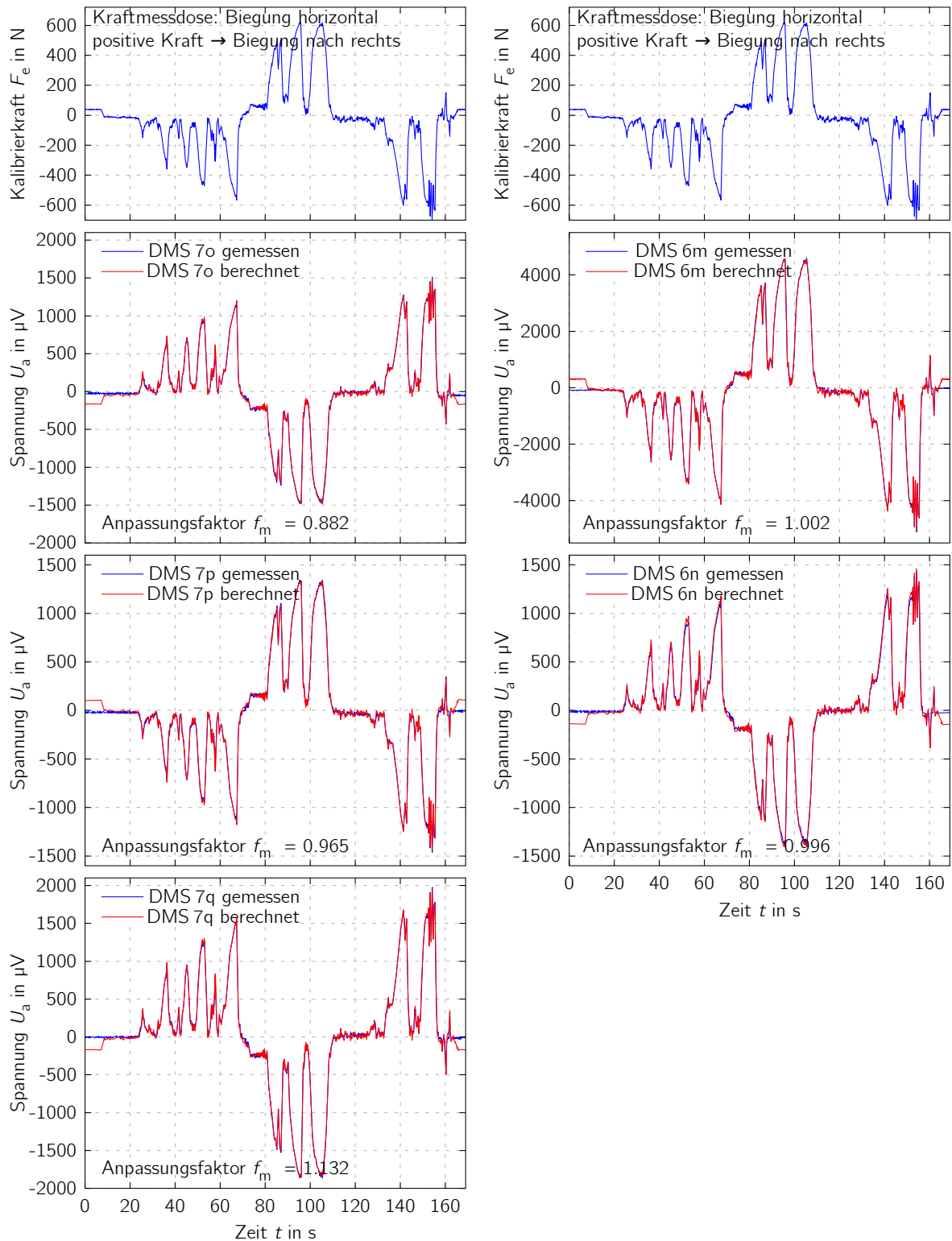


Abbildung 3.29: Ergebnisdiagramm zum Biegungsversuch „seitliche Biegung“, Projekt p200, Run 13. Das ausgehend von der eingeleiteten Kraft über Dehnungs-, Lage-, Skalierungs- und Regressionsfaktoren (Anpassungsfaktoren f_m) berechnete, erwartete Messergebnis deckt sich sehr gut mit den tatsächlich gemessenen Werten. Die Anpassungsfaktoren für die T-Rosette DMS 6 liegen sehr nahe bei eins, dem bestmöglichen Wert. Für die Rosette DMS 7 deutet die Symmetrie der Abweichung nach unten (ca. -13 Prozent für DMS 7o) bzw. nach oben (ca. $+13$ Prozent für DMS 7q) darauf hin, dass der Biegebelastung eine leichte Torsion überlagert war.

3.5 Nutzung der DMS-Signale für die Bestimmung der Hauptspannungen

3.5.1 Berechnung der Hauptspannungen aus drei Dehnungskomponenten

Nachdem im vorherigen Abschnitt bestätigt wurde, dass die von den DMS stammenden Messwerte plausibel sind und ausreichend mit den erwarteten Werten übereinstimmen, können die DMS für Messungen genutzt werden. Hierbei soll es in erster Linie darum gehen, ein Maß für die Belastung des Zentralholms an der Messstelle zu bekommen, um über die Belastungswirkung der Skid- und der Knicklenkung vergleichende Aussagen treffen zu können. Mit der vorhandenen DMS- und Messverstärker-Ausstattung können sehr gut gleichzeitig sowohl unten als auch seitlich am Holm mit den beiden DMS-Rosetten DMS 7 und DMS 8 Betrag und Richtung der auftretenden Hauptspannungen ermittelt werden. Damit ist der größte Teil der Lastfälle abgedeckt, nämlich seitliche Biegebuchbelastungen durch DMS 7 und vertikale durch DMS 8. Torsionsbelastungen werden durch beide Rosetten gleichermaßen mit aufgenommen.

Nicht möglich ist mit der gegebenen Konfiguration das Aufteilen einer aufgenommenen Gesamtbelastungssituation in die einzelnen Belastungsrichtungen. Hierfür müssten für jede Belastungsart, die getrennt erfasst werden soll, weitere DMS aufgeklebt und miteinander in der Weise zu Vollbrücken zusammengeschaltet werden, dass die jeweils anderen Belastungen durch die Brückenschaltung herauskompensiert werden, wie von HOFFMANN (1987) beschrieben.

Da die erwarteten Belastungen im Fahrbetrieb des Versuchsträgers unterschiedlichen und wechselnden Ursachen entstammen und in völlig verschiedene Richtungen verlaufen (Eigengewicht, Zuladung, Lenkbewegungen, Beschleunigungs- und Bremsvorgänge, Bodenunebenheiten, Seiten- und Längsgefälle), können die Richtungen der auftretenden Hauptspannungen im Holm nicht vorhergesagt werden. Deshalb greift man hier auf ein Verfahren der experimentellen Spannungsanalyse zurück, bei dem mittels Dreifach-DMS-Rosetten an der Bauteiloberfläche auftretende Dehnungen erfasst werden. Mit Hilfe der mathematischen Zusammenhänge, die sich mit Methoden der technischen Mechanik und der Festigkeitslehre herleiten lassen, werden diese Dehnungen in Spannungszustände umgerechnet, so dass am Ende die Hauptspannungen in Größe und Richtung bestimmt werden können. Ausführlich dargestellt wird die Herleitung der zentralen Auswertungsgleichungen und ihre Anwendung von KEIL (1972). Benötigt werden lediglich die drei Dehnungen ε_a , ε_b , ε_c der drei Rosetten-Komponenten DMS 7a, 7b, 7c bzw. DMS 8a, 8b, 8c (siehe Abbildung 3.17), um über

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2} \cdot (1+\nu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (3.21)$$

die Größe der Hauptspannungen zu berechnen. Um den Winkel φ der ersten Hauptspannung zur Bezugsrichtung zu erhalten, sind zwei Schritte erforderlich. Zunächst erfolgt eine vorläufige Bestimmung nach

$$\varphi_{\text{temp}} = \frac{1}{2} \cdot \arctan \left| \left(\frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \right) \right| \quad (3.22)$$

Im zweiten Schritt sind die Vorzeichen des Zählers und des Nenners im vorstehenden Ausdruck zu ermitteln, um anhand der Vorzeichenkombination in einer Fallunterscheidung trotz der Mehrdeutigkeit der Arkustangensfunktion den Winkel φ eindeutig festzulegen:

$$\begin{array}{ll} \text{Zähler} \geq 0, \text{ Nenner} > 0: \varphi = \varphi_{\text{temp}} & \text{Zähler} > 0, \text{ Nenner} \leq 0: \varphi = 90^\circ - \varphi_{\text{temp}} \\ \text{Zähler} \leq 0, \text{ Nenner} < 0: \varphi = 90^\circ + \varphi_{\text{temp}} & \text{Zähler} < 0, \text{ Nenner} \geq 0: \varphi = 180^\circ - \varphi_{\text{temp}} \end{array}$$

Diese Auswertungsleichungen liefern zum einen als erste Hauptspannung σ_1 die mathematisch größere der beiden Hauptspannungen und zum andern mit φ den Winkel, in dem diese erste Hauptspannung σ_1 zu derjenigen Rosettenkomponente verläuft, die als Bezugsrichtung festgelegt wurde. Entsprechend Abbildung 3.17 auf Seite 94 ist dies die mit „a“ indizierte Komponente.

3.5.2 Ergebnisse der Biegungsversuche bezüglich der Hauptspannungen und deren Richtungen

Zur Analyse der Ergebnisse der Kalibrierversuche bezüglich der Hauptspannungen wird zu jedem Versuch ein Übersichtsdiagrammblatt erstellt. Alle Diagramme stehen mit derselben Zeitachse übereinander. Ganz oben als Referenz steht der Verlauf der eingeleiteten Kalibrierkraft F_e , darunter ein Diagramm für die beiden Hauptspannungen σ_1 und σ_2 aus dem seitlich rechts liegenden DMS 7, gefolgt von einem Diagramm mit dem Verlauf der Richtung φ der ersten Hauptspannung. Daran schließen sich zwei gleichermaßen aufgebaute Diagramme an, die sich auf den unten liegenden DMS 8 beziehen. Drei Hinweise sind wichtig für die Interpretation:

1. Der Winkel der Hauptspannungsrichtung ist stets auf die Bezugsrichtung zu beziehen, wie sie in Abbildung 3.17 auf Seite 94 markiert ist. Für DMS 7 bedeuten 135 Grad einen waagrechten Verlauf, also parallel zum Boden; für DMS 8 bedeuten 45 Grad einen Verlauf parallel zur Fahrzeuglängsachse.
2. Der Winkel bezieht sich stets auf die *erste* Hauptspannung. Diese ist die mathematisch größere, das bedeutet, bei zwei Hauptspannungen $\sigma_1 = 0 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_2 = -200 \text{ N/mm}^2$ ist σ_1 die erste Hauptspannung, obwohl sie keine Wirkung hat, im Gegensatz zur ausgeprägten negativen und damit Druckspannung σ_2 (vgl. VABLE, 2014). Um also die Richtung der größten Spannungswirkung zu ermitteln, muss der Winkel aus dem Diagramm um 90 Grad gedreht werden, wenn diese Wirkung von σ_2 ausgeht.
3. In Übergangsbereichen, wenn beide Hauptspannungen nahe Null sind, ergeben sich aufgrund des Signalrauschens und der mathematischen Fallunterscheidung bei der Berechnung des Winkels in schneller Folge Sprünge von Null auf 180 Grad und umgekehrt, die in den Diagrammen besonders hervortreten. Trotz ihrer Auffälligkeit sind sie jedoch unbedeutend, da die Richtung einer kaum vorhandenen Spannung nicht von Interesse ist.

Die Versuchsvariante „Längszug“ bestätigt durchgängig die genannten Winkelverhältnisse für die Belastung in Längsrichtung der Fahrzeugachse mit $\varphi = 135$ Grad für DMS 7 und $\varphi = 45$ Grad

für DMS 8. Bei dem Rundstahl mit einem Durchmesser von 40 mm müsste sich bei einer Zugkraft von $F_e = 12500 \text{ N}$ eine Spannung σ_1 einstellen von

$$\sigma_1 = \frac{F_e}{A} = \frac{12500 \text{ N}}{20^2 \text{ mm}^2 \cdot \beta} \approx 10 \text{ N/mm}^2$$

Wie beispielsweise an Projekt p190, Run 03 (Abbildung 3.30) bei $t = 40 \text{ s}$ für DMS 7 und $t = 110 \text{ s}$ für DMS 8 zu sehen, wird dieser Wert gut erreicht. Gleichzeitig wird deutlich, wie empfindlich sich minimale Positionsänderungen der Antriebswalze auswirken, die entstehen, wenn sie unter Spannung bewegt wird. So ist nach einer viermaligen seitlichen Hin- und Herbewegung der Antriebsachse die Hauptspannung an DMS 7 für die Zeit um $t = 110 \text{ s}$ nur noch etwa halb so groß und steigt wieder, nachdem zur Zeit $t = 140 \text{ s}$ die rechte Antriebswalze drei mal etwas angehoben wurde. Bemerkenswert ist, dass dieses Anheben die Hauptspannungen sowohl unter DMS 7 als auch DMS 8 gleichzeitig fast verschwinden lässt. Beim Anheben wird also der Rundstahl nach oben gewölbt, so dass diese Wölbung den Längszug kompensiert. Da nur die rechte Walze angehoben wird, ergibt sich auch eine Wölbung nach links, die den DMS 7 entspannt. In entsprechenden Rohdaten-Diagrammen wird diese Annahme durch die im gleichen Moment erhöhten Dehnungen der DMS Komponenten 5i und 6m bestätigt.

Erwartungsgemäß lassen sich die seitlichen Achsbewegungen im Bereich von $t = 54 \text{ s} \dots 93 \text{ s}$ gut unterscheiden von den vertikalen Bewegungen zwischen $t = 163 \text{ s} \dots 181 \text{ s}$. Erstere werden ausgeprägt von DMS 7 registriert, letztere von DMS 8. Eine weitere Erkenntnis ist die Tatsache, dass durch die von Hand getätigten Bewegungen der Achse Spannungsspitzen erzeugt werden, die um das Drei- bis Vierfache höher liegen als die Spannung, die durch die Längszugkraft $F_e = 12500 \text{ N}$ entsteht.

Abbildung 3.31 zeigt ein Ergebnis der Variante „senkrechte Biegung“, p200 Run 08, die Abbildung 3.32 ein Ergebnis der Variante „seitliche Biegung“, p200 Run 13. Während beim Längszug die seitlichen und senkrechten Bewegungen nur überlagert sind, werden sie hier jeweils gesondert betrachtet. Mit diesem Versuchsaufbau erreichen die Spannungen mit bis zu 200 N/mm^2 Maximalwerte, die rund vier mal so groß sind wie die Spannungsspitzen aus dem überlagerten Längszugversuch.

Nicht zu übersehen ist die fast ausschließliche Reaktion von Rosette DMS 7 auf die seitliche Biegung und von Rosette DMS 8 auf die senkrechte Biegung. Die jeweils anderen Rosetten zeigen im Vergleich dazu nur geringfügige Ausschläge, die aber trotzdem noch dem beim Längszug gemessenen Bereich entsprechen. Diese sind jeweils ein Hinweis darauf, dass die Krafteinleitung nicht exakt senkrecht bzw. waagrecht erfolgte. In Run 08 verläuft die Biegung nach oben auch minimal nach links, die Biegung nach unten minimal nach rechts. Zur Zeit $t = 18 \text{ s} \dots 25 \text{ s}$ tritt kurzzeitig auch eine überlagerte geringfügige Torsion auf, erkennbar am Winkel φ des DMS 7 von knapp 180 Grad und dem symmetrischen Auseinanderlaufen der Hauptspannungen σ_1 und σ_2 .

In Run 13 ist der seitlichen Biegung ein leichter Druck nach unten überlagert. Hierzu noch einmal der Hinweis, dass zur Interpretation der Hauptspannungsrichtung der Winkel φ von etwa 135 Grad um 90 Grad auf 45 Grad gedreht werden muss, um die Richtung der wirksamen Hauptspannung zu erhalten. Denn mit $|\sigma_2| \approx |-50 \text{ N/mm}^2 \dots -10 \text{ N/mm}^2| > \sigma_1 \approx 0 \text{ N/mm}^2$ ist hier die zweite Hauptspannung die wirksame.

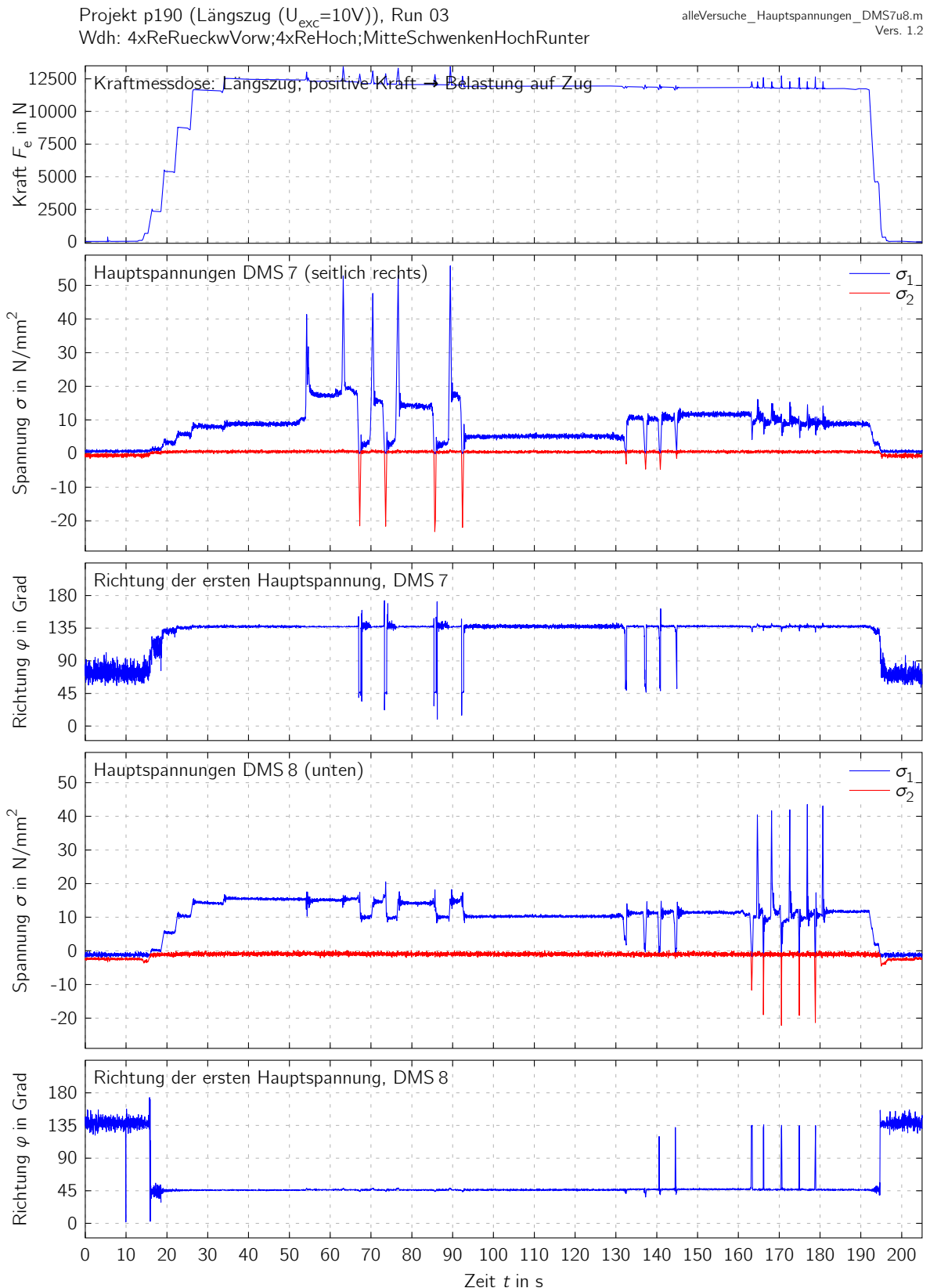


Abbildung 3.30: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS 7 und DMS 8 im Längszugversuch p190, Run 03, mit seitlichen ($t = 54\text{ s} \dots 93\text{ s}$) und vertikalen ($t = 163\text{ s} \dots 181\text{ s}$) Bewegungen, sowie einseitigem Anheben der Achse ($t = 132\text{ s} \dots 145\text{ s}$). Dadurch bewirkte Spannungsspitzen sind bis zu vier mal größer als die aus der Längzugkraft $F_e = 12500\text{ N}$ resultierende Spannung, die mit etwa 10 N/mm^2 im erwarteten Bereich liegt.

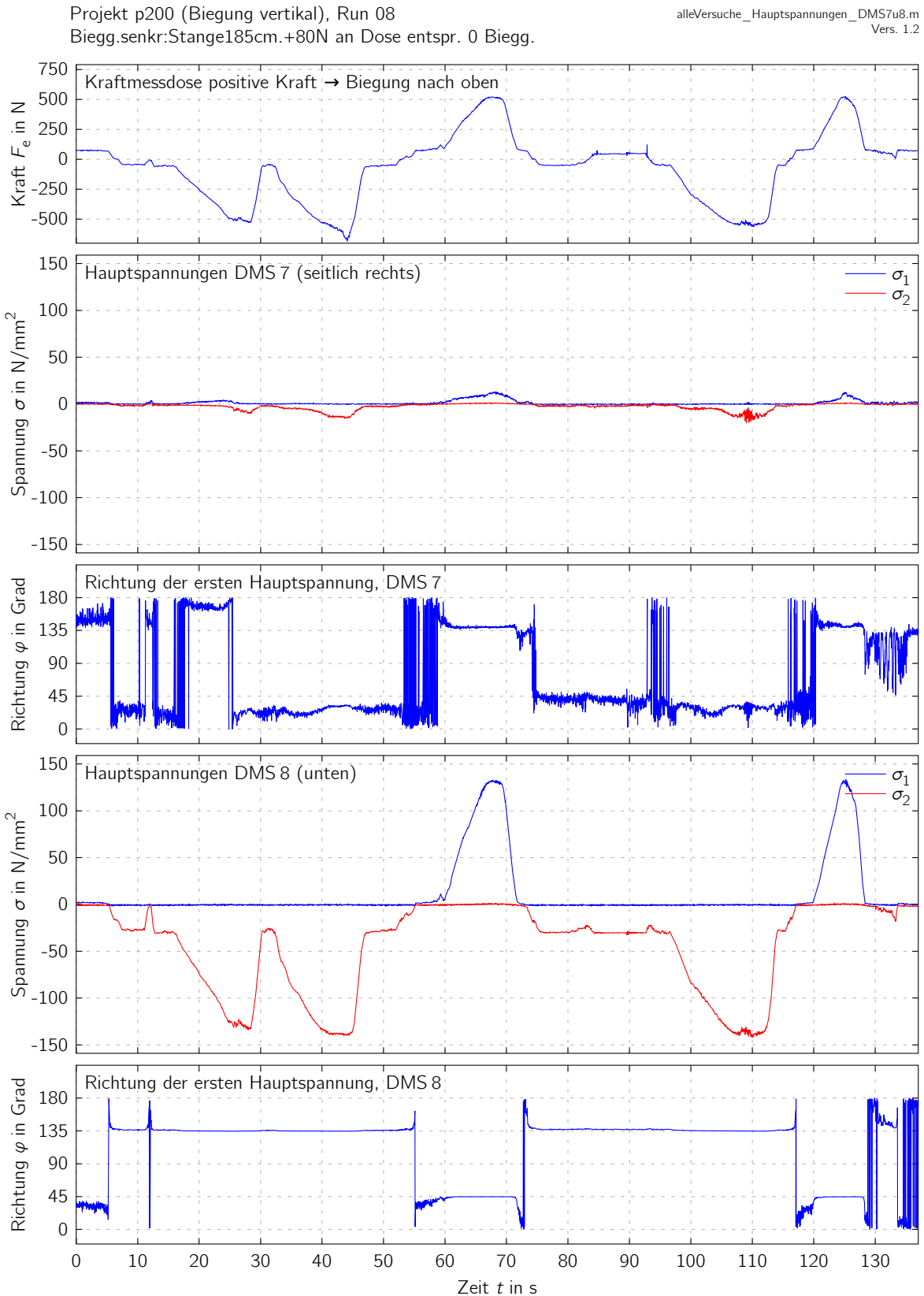


Abbildung 3.31: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS 7 und DMS 8 im vertikalen Biegeversuch p200, Run 08. Aufgrund der Hebelwirkung und der Geometrie des Versuchsaufbaus ergeben sich schon bei eingeleiteten Kräften im Bereich von $F_e = 500$ N Hauptspannungen, die Werte um 130 N/mm² erreichen. Das schwach aber sichtbar auseinanderlaufende Signal für die beiden Hauptspannungen unter DMS 7 ($t = 18$ s . . . 25 s) ist ein Hinweis auf eine Überlagerung der Biegung durch eine leichte Torsion.

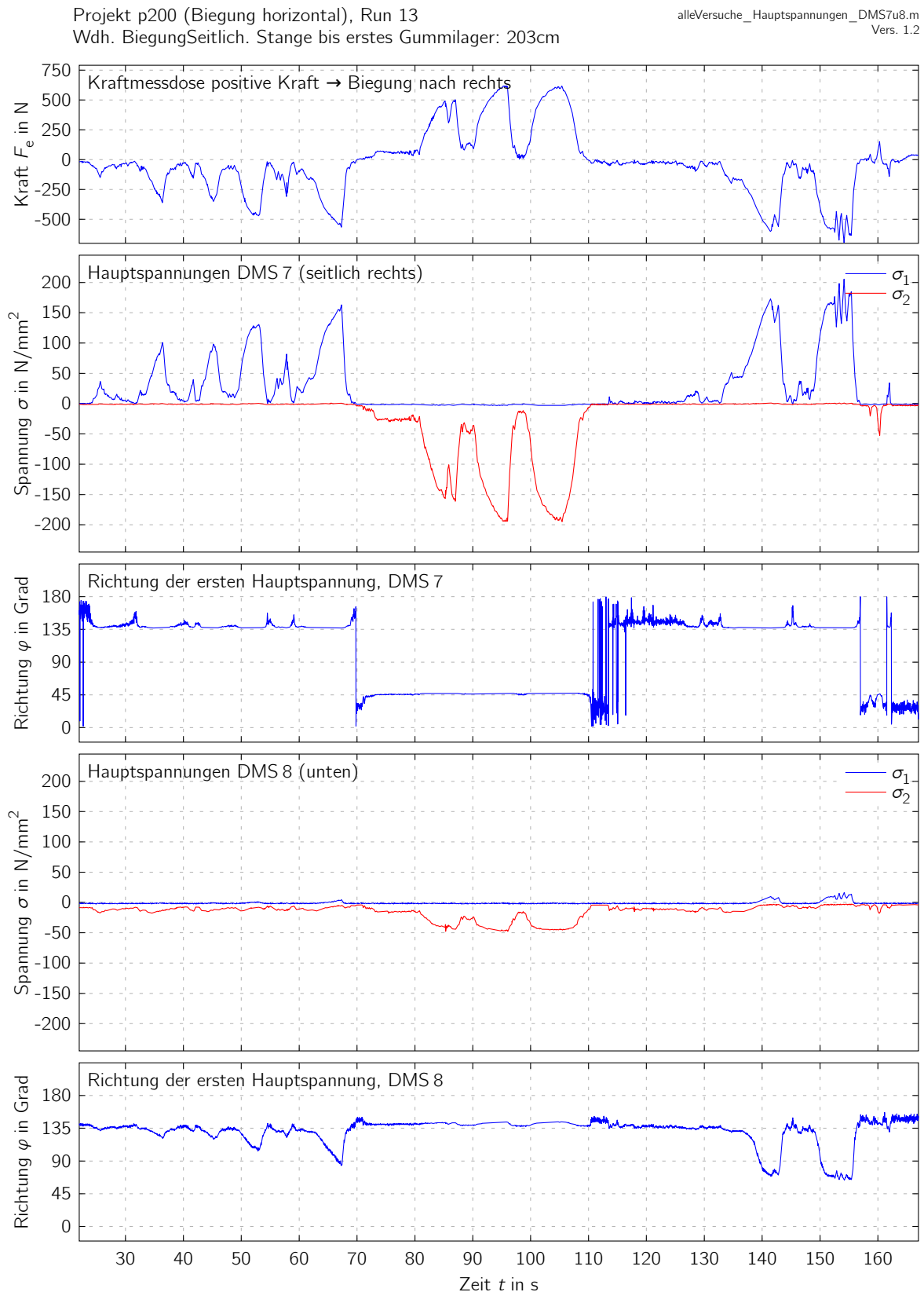


Abbildung 3.32: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS 7 und DMS 8 im horizontalen Biegeversuch p200, Run 13. Der Wechsel der Biegungsrichtung von vertikal (wie in Abb. 3.31) auf horizontal spiegelt sich auch in den Hauptspannungen wider, welche hier unter dem seitlichen DMS 7 Werte annehmen, wie sie in Abb. 3.31 unter dem unten liegenden DMS 8 aufgetreten sind.

Abschließend zeigt Abbildung 3.33 mit dem Ergebnis von p200, Run 06 einen typischen Hauptspannungsverlauf bei Torsionsbelastungen. Eine eingeleitete positive Kraft führt bei diesem Versuch zu einer Torsion im mathematisch positiven Drehsinn, wenn man in Fahrtrichtung schaut.

In den Zeiträumen $t = 45\text{ s} \dots 65\text{ s}$, $t = 100\text{ s} \dots 120\text{ s}$ und $t = 175\text{ s} \dots 185\text{ s}$ liegt am Holm ein Torsionsmoment im mathematisch positiven Drehsinn an. Aufgrund einer im Versuchsaufbau nicht optimalen Auflage ist in dieser Richtung auch ein zusätzliches seitliches Biegemoment vorhanden. Dies ist im Diagramm sehr gut daran zu erkennen, dass für den seitlich liegenden DMS 7 der Winkel φ nicht genau 180 Grad, sondern etwas darunter, ca. 165 Grad beträgt. Außerdem sind die beiden Hauptspannungen unter DMS 7 nicht symmetrisch. Das zusätzliche Biegemoment sorgt also für eine leichte Drehung der ersten Hauptspannung in Richtung der Fahrzeuglängsachse. Der Winkel für DMS 8 liegt dabei wie erwartet genau auf 90 Grad. Unter Beachtung der Bezugsrichtung (Abb. 3.17 auf Seite 94) folgt die Hauptspannung also einer Linie, die sich gewissermaßen mit einer Steigung von 45 Grad spiralförmig um die Längsachse wickelt.

Für $t = 10\text{ s} \dots 24\text{ s}$, $t = 125\text{ s} \dots 145\text{ s}$ und $t = 155\text{ s} \dots 165\text{ s}$ wird durch die Kraft F_e ein Torsionsmoment mit negativem Drehsinn erzeugt. Dies resultiert in Folge einer besseren Auflagerung in einer reinen Torsionsspannung, welche daran erkennbar ist, dass die beiden Hauptspannungen je DMS nahezu symmetrisch verlaufen und genau auf einen Winkel von 90 Grad bzw. 180 Grad ausgerichtet sind.

Zusammenfassend zeigen die Auswertungen zu den Dehnungsmessstreifen, dass

- alle DMS funktionieren und sie korrekt angeschlossen und zugeordnet sind
- die parallele Ausrichtung der Rosetten auf der Längsachse sehr gut gegeben ist
- die Messergebnisse sehr gut mit den theoretisch erwarteten Ergebnissen übereinstimmen.

Damit ist das DMS-Messsystem geeignet, um in den Fahrversuchen auftretende Materialbelastungen zu ermitteln und in ihrer Größenordnung einzuschätzen.

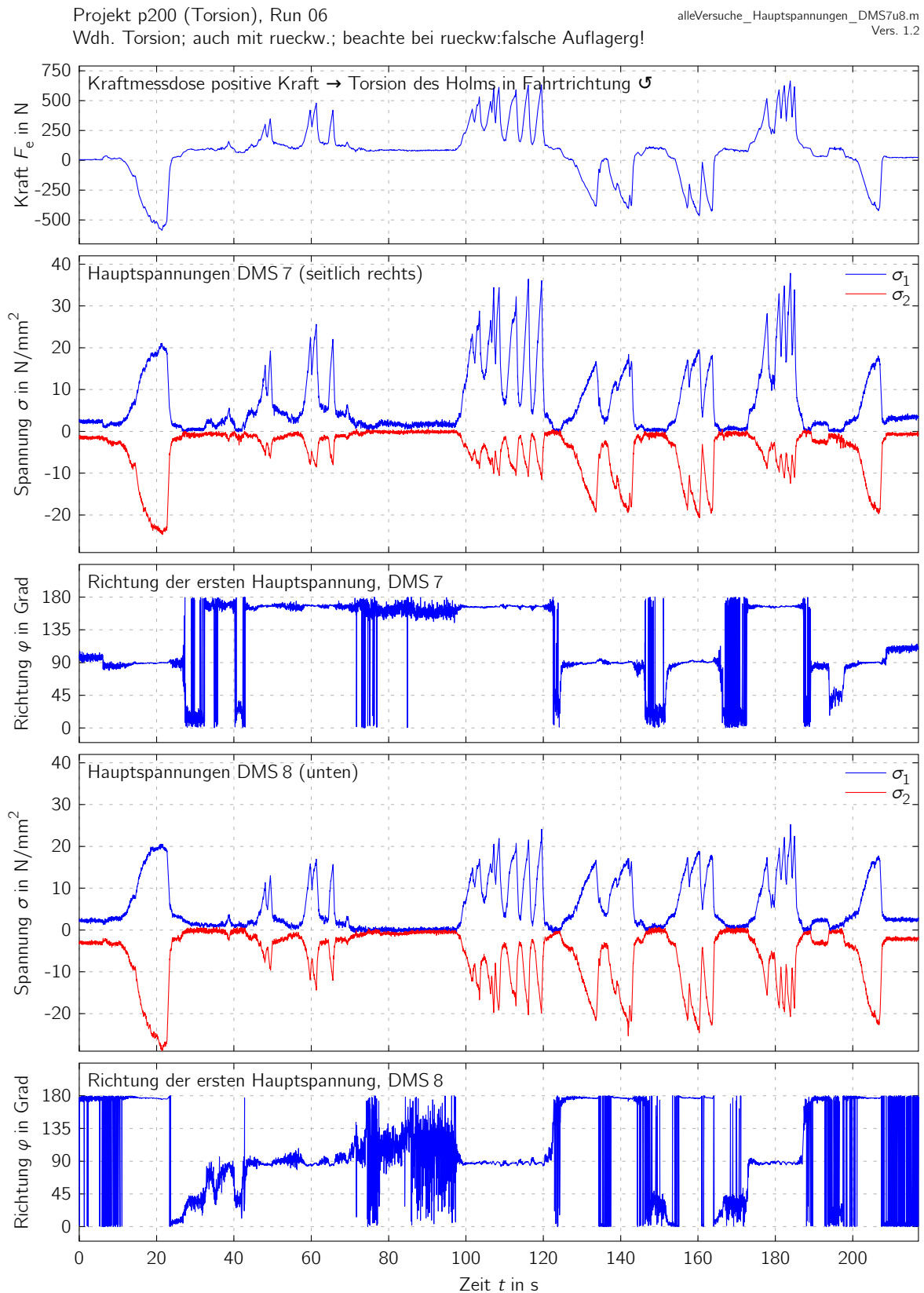


Abbildung 3.33: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS 7 und DMS 8 im Torsionsversuch p200, Run 06. Gut zu erkennen, z. B. bei $t = 105$ s, der durch den Versuchsaufbau bedingte Einfluss eines zusätzlichen Biegemoments: Die erste Hauptspannung des DMS 7 verläuft in einer Richtung von nur ca. 165 Grad statt 180 Grad, außerdem sind die beiden Hauptspannungen des DMS 7 nicht symmetrisch.

4 Ergebnisse

4.1 Ergebnisse Teil 1: Versuchsträger

4.1.1 Mechanische Koppelung der Antriebsachsen

Die Grundidee für den Versuchsträger „Geisi“ besteht darin, zwei oder drei der beschriebenen Q1-Antriebsachsen so miteinander zu verbinden, dass ein multifunktionales, mehrachsiges Trägerfahrzeug daraus wird. Die Koppelung wurde auf drei verschiedene Weisen realisiert, entsprechend wird unterschieden zwischen Geisi Typ I, II und III. Bei den Typen I und II handelt es sich um zweiachsige Varianten. Diese unterscheiden sich dadurch, dass beim Typ I (Abbildung 4.1) die Antriebsachsen mittels eines Rechteckrahmens starr miteinander verbunden sind und nach dem Skid-Prinzip gelenkt wird. Beim Typ II (Abbildung 4.2) sind die Antriebsachsen über einen Zentralholm mit Knickgelenk verbunden, so dass sich ein Knicklenker ergibt.

Typ III (Abbildung 4.3) ist ein dreiachsiger Versuchsträger, bestehend aus einer Vorderachse und hinten einer Art Doppelachse. Der vordere Fahrzeugteil ist mit dem hinteren ebenfalls über einen Zentralholm verbunden, der kurz vor der hinteren Doppelachse ein Knickgelenk aufweist.

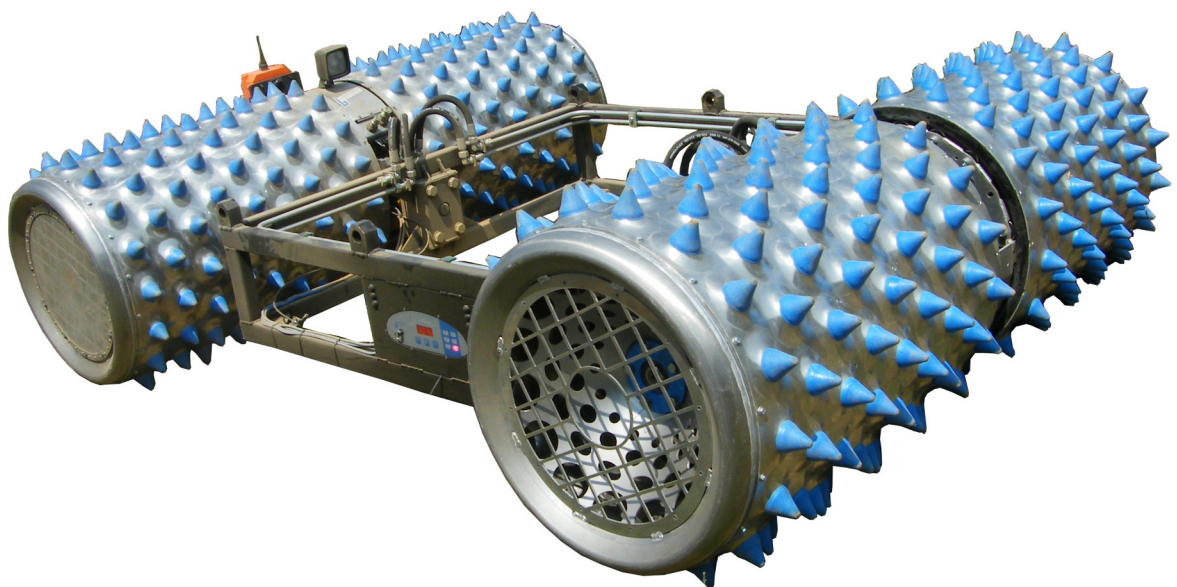


Abbildung 4.1: Versuchsträger Geisi Typ I: zweiachsige Version des Versuchsträgers mit Skidlenkung; Koppelung der zwei Antriebsachsen durch einen starren Rechteckrahmen; hier mit noch nicht modifizierten Antriebstrommeln

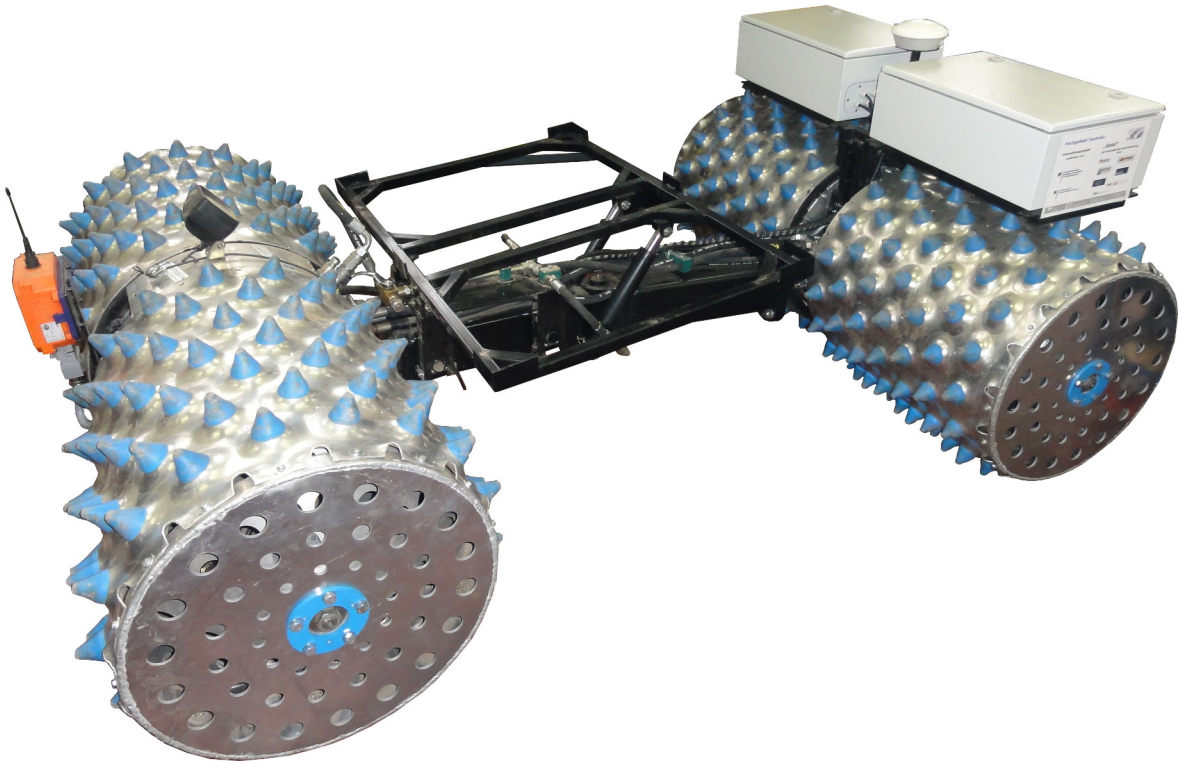


Abbildung 4.2: Versuchsträger Geisi Typ II: zweiachsige, knickgelenkte Version des Versuchsträgers, hier mit Transportaufsatz und modifizierten Antriebstrommeln; Koppelung der zwei Antriebsachsen durch einen Zentralholm mit einem mittigen Knickgelenk

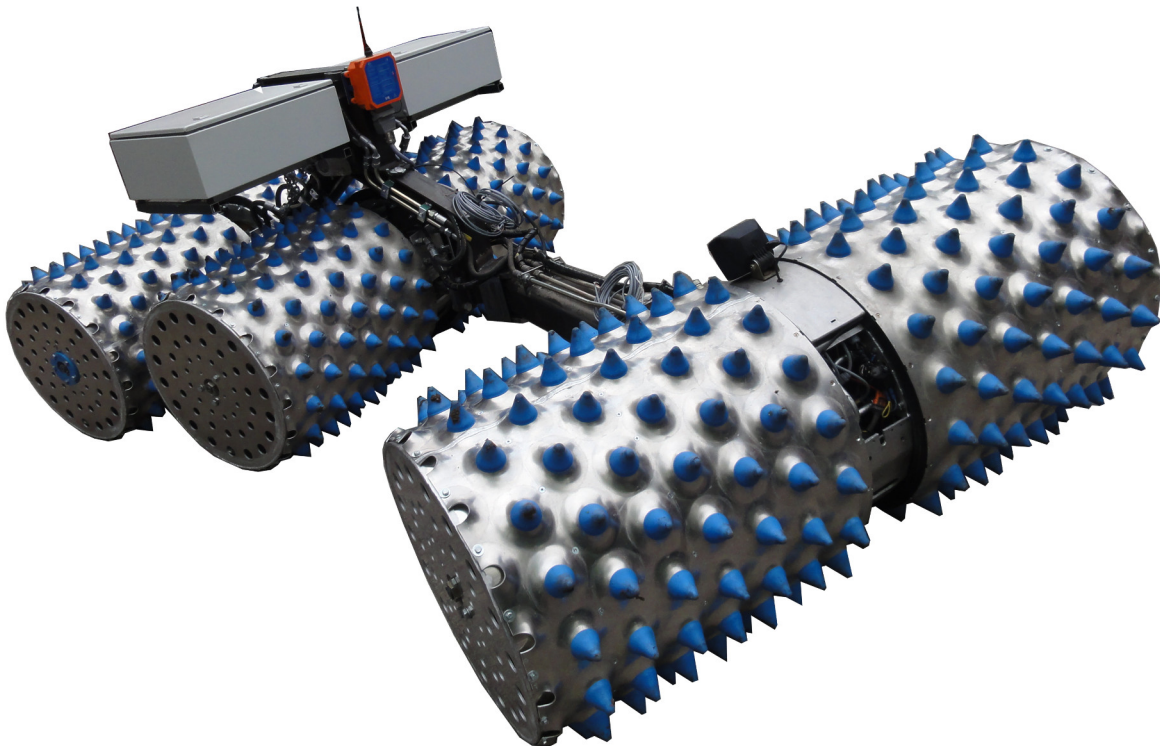


Abbildung 4.3: Versuchsträger Geisi Typ III: dreiachsige Variante des Versuchsträgers; Koppelung der hinteren Doppelachse und der Vorderachse mittels Zentralholm; das Knickgelenk befindet sich vor der Doppelachse.

Für die technisch-mechanischen und konstruktiven Details des Verbindungsrahmens bzw. der Zentralholme und Knickgelenke, wie Materialauswahl und -stärken, Bemaßungen, Entwicklungsschritte, Belastungssimulationen und die Multifunktionsgeräteaufnahme, sei auf die Dissertation von HUM (2015) verwiesen.

4.1.2 Hydraulische Koppelung und Lenkung des Versuchsträgers

Für einen einachsigen Motormäher lässt sich, wie in Abschnitt 3.1.2.3 beschrieben, die Lenkung mit einfachen Mitteln in Form von Raddrehzahldifferenzen realisieren. Im Falle mehrerer Antriebsachsen ist die freie Beweglichkeit durch die zusätzliche(n) Achse(n) eingeschränkt, so dass ein erweitertes Lenkkonzept notwendig wird. Von den drei Hauptvarianten – Achsschenkel-, Knick- und Skidlenkung – kommen aus den in Kapitel 2.3.3 in Verbindung mit Kapitel 3.1.1 genannten Gründen nur die beiden letzteren in Frage. Weiterhin ist zu beachten, dass für den Fahrantrieb des Versuchsfahrzeugs aus konzeptionellen Gründen nur der Motor und die Hydraulikkomponenten aus *einer* Antriebsachse zur Verfügung stehen. Das bedeutet, dass die Torqmotoren in der zweiten (und dritten) Antriebsachse aus dem Hydrauliksystem der ersten Antriebsachse mitversorgt werden müssen. Denn der Innenraum der zusätzlichen Antriebsachsen soll im Verlauf der Weiterentwicklung des Versuchsfahrzeugs für Optionen, wie ein Stromgenerator oder zusätzliche Pflanzenschutzmitteltanks, zur Verfügung stehen.

Abbildung 4.4 zeigt, in Erweiterung zum stark vereinfachten Hydraulikplan aus Abb. 3.4, die beiden Möglichkeiten, die zusätzlichen Hydraulikmotoren in das bestehende Hydrauliksystem einer Antriebsachse einzubinden. Werden die Torqmotoren in Reihe angeschlossen, ergeben sich folgende Vor- und Nachteile:

- Die maximalen Fahrgeschwindigkeiten bleiben unverändert, trotz der doppelten Anzahl an zu versorgenden Ölmotoren.
- In jedem Motor wird immanent genau soviel Anteil an Öldruck aufgenommen und in Drehmoment umgesetzt, wie die entsprechende Walze in Zugkraft umsetzen kann,
- jedoch wird die Gesamtzugkraft des Fahrzeugs, trotz der zusätzlichen Ölmotoren, *nicht* erhöht!

Die Parallelschaltung der Hydraulikmotoren bewirkt, dass:

- sich die maximale Fahrgeschwindigkeit halbiert, da die gleichbleibende Gesamtölmenge nun auf zwei Pfade verteilt werden muss,
- das Durchdrehen, also der Traktionsverlust der einen Walze, zum Stillstand der parallel geschalteten führt, da der Ölstrom den Weg des geringsten Widerstands nimmt,
- bei ausreichender Traktion aller Antriebswalzen das Fahrzeug eine Zugkraft aufbringen kann, die doppelt so groß ist wie bei der Reihenschaltung.

Insbesondere der letzte Punkt gibt den Ausschlag, die Hydraulikmotoren des Versuchsträgers in Parallelschaltung zu betreiben. Denn eine überschlägige Berechnung zeigt, dass im Fall der

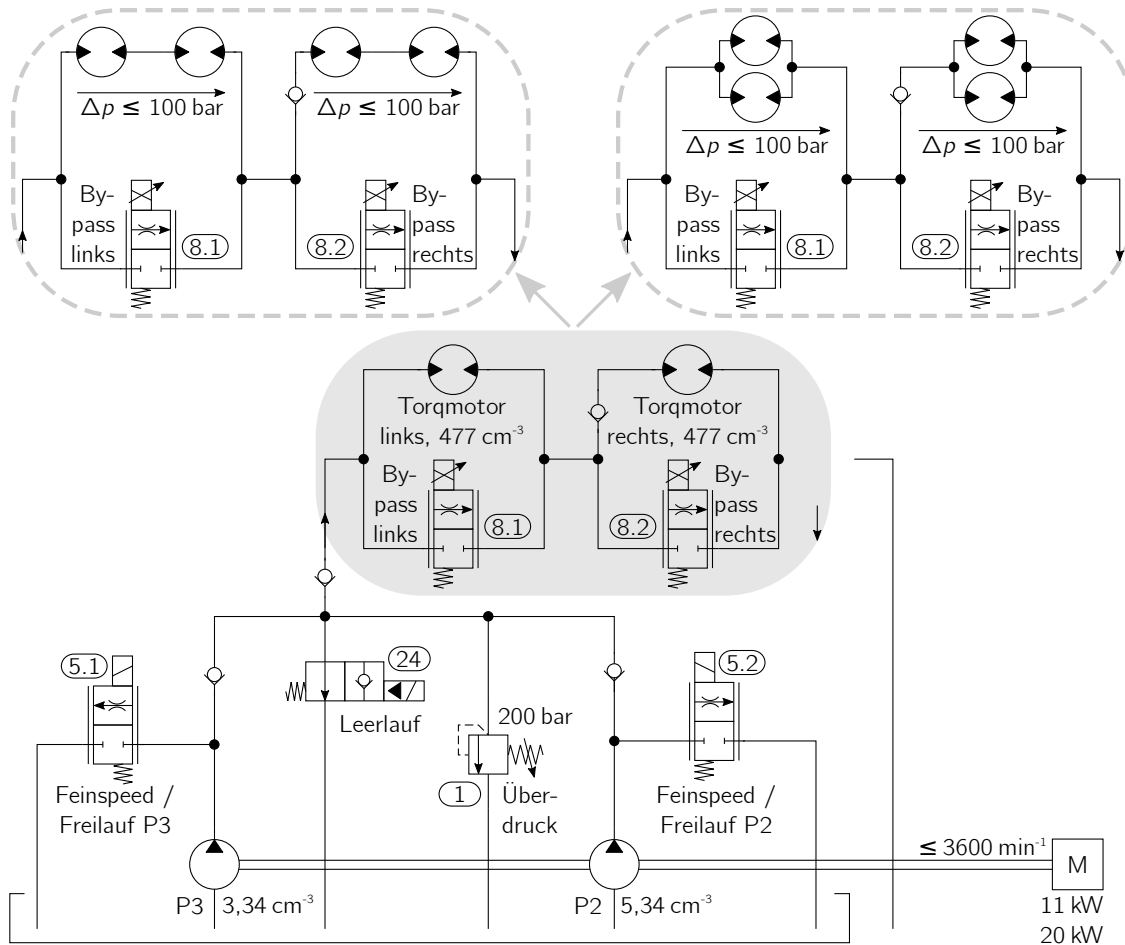


Abbildung 4.4: Erweiterung des vereinfachten Hydraulikplans aus Abb. 3.4 um die Torqmotoren aus einer weiteren Antriebsachse; links in Reihenschaltung, rechts in Parallelschaltung. Stark verändert nach BRIELMAIER (2009).

Serienschaltung die erreichbaren Drehmomente nicht ausreichend sind. Gemäß dem technischen Datenblatt beträgt das maximale kontinuierliche Drehmoment der verwendeten Torqmotoren 680 Nm, bei einer Druckdifferenz von 115 bar. Werden jedoch, wie in Abb. 4.4 erkennbar, alle vier Motoren in Reihe betrieben, stehen bei 200 bar Systemdruck jedem Motor maximal 50 bar Druckdifferenz zur Verfügung. Daraus ergibt sich nach dem Datenblatt ein Drehmoment von etwas über 300 Nm, insgesamt also gut 1200 Nm. Unter der Annahme eines Fahrzeuggewichts einschließlich Beladung von $m = 700 \text{ kg}$, eines wirksamen Radius' der Antriebswalzen von $r = 0,35 \text{ m}$ sowie einer Steigung von $a = 70 \%$, berechnet sich das erforderliche Antriebsmoment M_a ohne Berücksichtigung von Verlusten und Rollwiderstand zu

$$\begin{aligned} M_a &= m \cdot g \cdot \sin(\arctan(a)) \cdot r \\ &= 700 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N/kg} \cdot \sin(\arctan(0,7)) \cdot 0,35 \text{ m} \approx 1380 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Das erforderliche Antriebsmoment von 1380 Nm kann also von den vier in Reihe hintereinander liegenden Motoren mit zusammen 1200 Nm nicht aufgebracht werden. Wie aus Abbildung 4.4

ersichtlich, kann bei einer Parallelschaltung hingegen von jedem der vier Motoren eine Druckdifferenz von 100 bar in Antriebsmoment umgesetzt werden, solange keine Walze die Traktion verliert. Somit kann das Fahrzeug mit bis zu 2400 Nm genügend Antriebsmoment aufbringen.

Dies gilt jedoch nur unter der schon genannten Einschränkung, dass keine der Walzen durchdreht, da sich die Motoren in Parallelschaltung ähnlich verhalten wie ein mechanischer Antrieb mit Differentialgetriebe. Ebenso wie im mechanischen Fall, muss der Versuchsträger also mit Differentialsperren ausgerüstet werden, allerdings hydraulischer Art. Konkret bedeutet dies den Einbau jeweils eines Stromteilverventils in den Hydraulikkreis für die linke sowie in den Hydraulikkreis für die rechte Fahrzeugseite, wie in Abbildung 4.5 dargestellt. Dort sind außerdem die beiden 4/2-Wegeventile eingezeichnet, mit denen die Stromteilerfunktion elektrisch aktiviert werden kann. Verliert eine Antriebswalze den Halt, so sorgt ein aktivierter Stromteiler dafür, dass nicht der gesamte Ölstrom durch den sich mit geringem Widerstand drehenden Motor abfließt, sondern nur die Hälfte, während der andere Ölmotor mit der zweiten Hälfte beaufschlagt wird und somit weiter Antriebskraft aufbringen kann.

Es sei darauf hingewiesen, dass die Vorstellung von einer mechanischen Differentialsperre die Funktion des Stromteilverventils zwar sehr gut beschreibt. Zu beachten ist dabei jedoch, zwischen welchen beiden „Antriebswellen“ die starre Verbindung hergestellt wird. Während eine klassische Differentialsperre zwei Räder *einer* Achse, oder die Hinter- und Vorderachse *als ganzes* koppelt, wirken die Stromteiler jeweils auf zwei Torqmotoren, die in den Versuchsträger-Varianten *einseitig* bzw. *diagonal gegenüberliegend* auf die Hinter- und Vorderachse verteilt sind, wie in den beiden folgenden Abschnitten beschrieben wird.

4.1.2.1 Skidlenkung

Die Skidlenkung wird realisiert, indem alle Antriebsstromelemente der jeweiligen Fahrzeugseite untereinander mit derselben Drehzahl betrieben werden, für das Lenken jedoch wiederum eine Drehzahldifferenz zwischen linker und rechter Fahrzeugseite eingestellt wird. Aufgrund der einfachen Umsetzbarkeit und der erwarteten guten Geradeauslauf-Eigenschaften wurde dieses Lenksystem

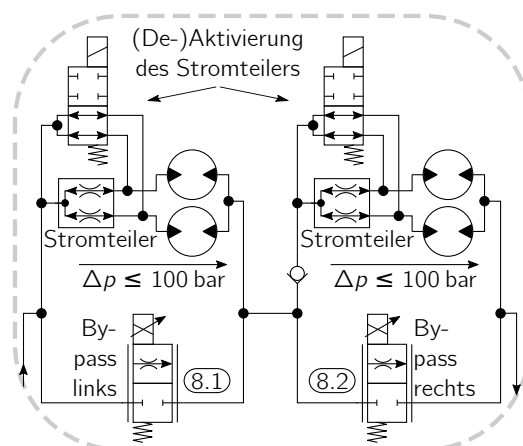


Abbildung 4.5: Erweiterung der Parallelschaltungsvariante des Hydraulikplans aus Abb. 4.4 um die als Differentialsperre wirkenden Stromteilverventile und die 4/2-Wege-Ventile zum Aktivieren und Deaktivieren der Stromteilerfunktion. Erstellt auf Grundlage von BRIELMAIER (2009).

für den Geisi Typ I (Abb. 4.1) gewählt. Der entsprechende hydraulische Aufbau ist in der linken Hälfte der Abbildung 4.6 dargestellt. Der in der originalen Q1-Antriebsachse für die linke Stachelwalze zuständige Hydraulik-Teilkreis versorgt in dieser Anordnung *beide* Walzen auf der linken Seite des Versuchsträgers. Entsprechend laufen die zwei rechten Walzen über den rechten Teilkreis. Mit dieser Anordnung ergibt sich für das Fahrzeug das typische Skid-Lenkverhalten, wobei die Lenkungssteuerung direkt vom Q1-Mäher übernommen werden kann.

4.1.2.2 Knicklenkung

Der Versuchsträger Geisi II verfügt über eine Knicklenkung. Für die Knicklenkung sind als Hauptkomponenten zum einen ein Knickgelenk zwischen den Achsen erforderlich, zum andern ein Aktor, der für das Anfahren und Beibehalten des gewünschten Knickwinkels sorgt. Das Knickgelenk befindet sich beim Geisi II genau in der Mitte des Fahrzeugs. Für die Aktorik wird ein experimenteller Weg beschritten, indem auf ein explizites Stellglied verzichtet wird. Üblicherweise käme hier beispielsweise ein Hydraulikzylinder, ein Lenkgetriebe oder eine Spindel zum Einsatz. All diesen Aktoren ist jedoch gemeinsam, dass sie zusätzlichen Platz und massive Anflansungen benötigen, da sie je nach Fahr- und Lenksituation große Kräfte in den Fahrzeugrahmen einleiten

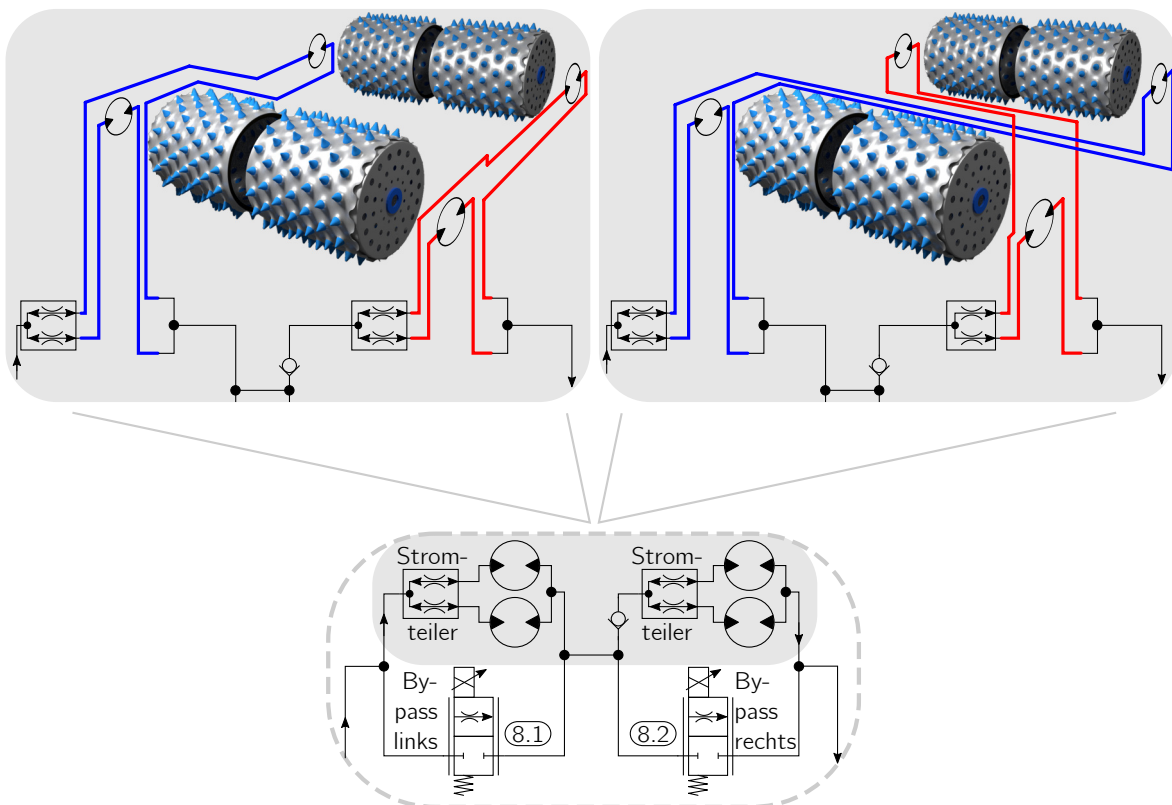


Abbildung 4.6: Räumliche Darstellung der Anordnung der Hydraulikkreise für Skid- (links) und Knicklenkung (rechts), aufbauend auf Abb. 4.4; Leitungen des linken Hydraulikkreises aus der Q1-Antriebsachse in blau, die des rechten Hydraulikkreises in rot; Ventile zum Fahrtrichtungswechsel und zur Deaktivierung der Stromteilerfunktion sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet.

oder aufnehmen müssen. Deshalb wird mit Geisi II die Möglichkeit einer „passiven“¹ Lenkung untersucht, die sich als indirekten Aktor ebenfalls die Raddrehzahldifferenzen zunutze macht. Die konkrete hydraulische Umsetzung dieser Variante ist in Abbildung 4.6 rechts ersichtlich, das Funktionsprinzip wird anhand der Grafik 4.7 veranschaulicht. Bei der passiven Knicklenkung sind jeweils diagonal gegenüberliegende Torqmotoren über einen Ölkreislauf verbunden. Der ursprünglich linke Teilkreislauf (blau) sorgt nun an der linken hinteren und rechten vorderen Antriebswalze für die gleiche Drehzahl n_1 . Gleichzeitig verbindet der ursprünglich rechte Kreislauf (rot) die Walzen links vorne und rechts hinten und gibt deren gemeinsame Drehzahl n_2 vor. Für $n_1 = n_2$ ergibt sich ein Lenkwinkel von null Grad, also Geradeausfahrt (Abb. 4.7a). Ist $n_1 > n_2$ (Abb. 4.7b), führt dies zu einer Drehbewegung der Hinterachse nach rechts sowie der Vorderachse nach links (Abb. 4.7c) und in der Folge zu einem zunehmenden Winkel des Knickgelenks, der das Fahrzeug nach links fahren lässt (Abb. 4.7d). Für $n_1 < n_2$ gilt das Entsprechende, nur in die andere Richtung.

Bezüglich des Lenkverhaltens der passiven Knicklenkung sind zwei Haupteigenschaften zu beachten. Zum einen ist dies die integrierende Charakteristik der passiven Knicklenkung. Bei der Einachslenkung, und in gewissen Grenzen auch bei der Skidlenkung, bestimmt die Höhe der Raddrehzahldifferenz die sich einstellende Lenkradius-Größe. Im Falle der passiven Knicklenkung hingegen wirkt sich die Drehzahldifferenz auf die Geschwindigkeit aus, mit der sich der Lenkradius

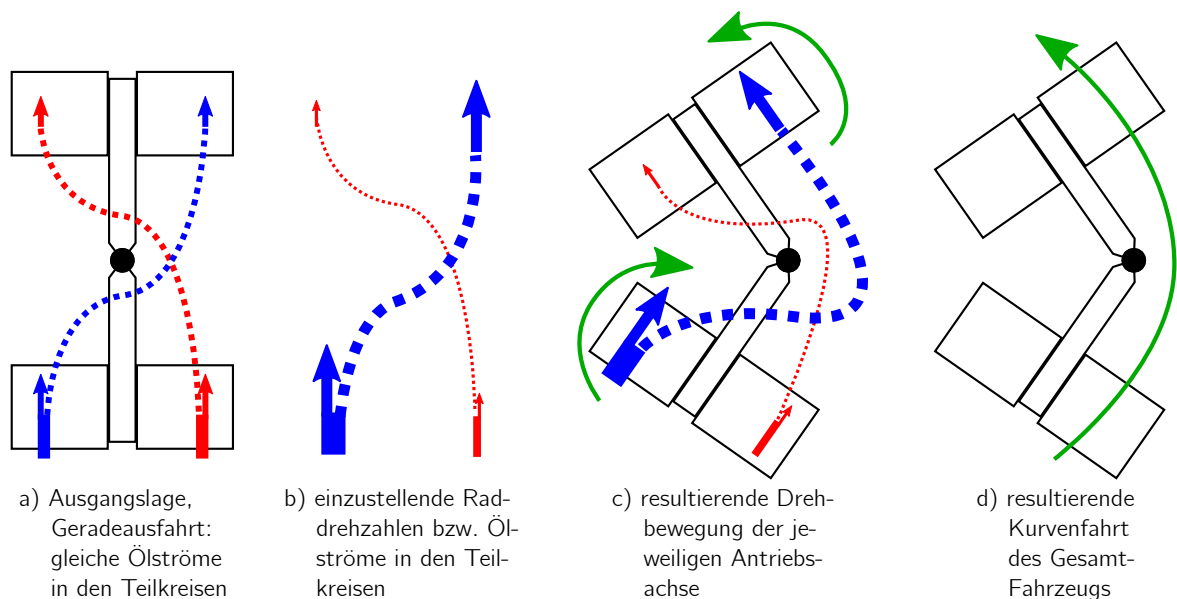


Abbildung 4.7: Wirkungsweise der passiven Knicklenkung (schematisch); rote und blaue Linien beziehen sich auf die entsprechenden hydraulischen Teilkreisläufe aus dem rechten Teil der Abb. 4.6, die Linienstärke symbolisiert die Größe des Ölstroms; grüne Pfeile deuten Bewegungsrichtungen an. Verändert nach BRUNNER et al. (2012).

¹Der Begriff „passiv“ ist hier aus der Perspektive eines imaginären, aus Aktor und Gelenk bestehenden „Knicklenkungs-Moduls“ zu verstehen, welches für die Lenkbewegungen des Fahrzeugs zuständig wäre. Da dieses „Modul“ in Geisi II nur aus einem Gelenk besteht und keinen Aktor besitzt, mit dem es aktiv auf die Lenkbewegungen einwirken kann, wartet es gewissermaßen passiv darauf, wie sich seine Einstellung, von außen bestimmt durch die Raddrehzahldifferenzen, ergeben wird. Um dieser Charakteristik der Geisi Knicklenkung Rechnung zu tragen, wird die Formulierung der „passiven Knicklenkung“ verwendet, obwohl selbstverständlich vom Bediener oder einem Navigationssystem aktiv Lenkbefehle vorgegeben werden.

ändert. Auch eine kleine Drehzahldifferenz kann also, wenn sie lange genug vorliegt, zu einem großen Knickwinkel führen. Zum ändern muss das fehlende Stellglied und in der Folge die fehlende Eigenstabilität eines Soll-Lenkswinkels durch Steuerungsmaßnahmen ausgeglichen werden. Insbesondere, wenn die in Fahrtrichtung hinten liegende Antriebsachse aufgrund unterschiedlicher Bodenverhältnisse oder beim Fahren bergauf zur schiebenden Achse wird, muss bei fehlender Gegensteuerung damit gerechnet werden, dass sich in kürzester Zeit ein sich selbst verstärkender Lenkwinkel ergibt und das Fahrzeug in sich zusammenknickt, ähnlich wie beim Rückwärtsfahren mit einem Anhänger, wenn nicht gegengelenkt wird. Die entsprechende Stabilisierung ist daher eine wesentliche Funktion des in Kapitel 4.1.3 näher beschriebenen Steuerungsprogramms, vor allem des darin enthaltenen Lenkwinkelreglers (Seite 139).

4.1.2.3 Lenkung des dreiachsigen Versuchsträgers

Die hydraulische Anordnung und Lenkung des dreiachsigen Geisi III besteht aus einer Mischform aus Skid- und passiver Knicklenkung und ist gemäß Abbildung 4.8 aufgebaut. Die Torqmotoren der hinteren Doppelachse sind je Seite in Reihe geschaltet und bilden den Skidlenkungsteil. Jede dieser Reihenschaltungen bildet wiederum mit dem diagonal gegenüberliegenden vorderen Torqmotor eine Parallelschaltung. Im Zusammenspiel mit dem Knickgelenk, welches sich ebenfalls in der Fahrzeugmitte, kurz vor der hinteren Doppelachse befindet, ergibt sich der passive Knicklenkungsteil. Die Erläuterungen zur passiven Knicklenkung aus dem vorherigen Abschnitt gelten äquivalent auch für den Dreiachser, nur dass anstelle der hinteren einzelnen Antriebsachse die Doppelachse steht.

4.1.3 Steuerungsprogramm

Der mechanische Aufbau der Q1-Antriebsachsen mit dem tief liegenden Schwerpunkt und den Stachelwalzen ist der erste Grund, weshalb diese Achsen als Basis für die Geisi Versuchsträger verwendet werden. Der zweite Grund ist daneben die elektronische Ansteuerbarkeit dieser Achsen. Mit Ausnahme der Motordrehzahl, die per Handgashebel vorgegeben wird, sind sämtliche Funktionen über den zentralen CAN-Bus oder elektrische Signalleitungen implementiert. So wird es möglich, durch Softwareänderungen und Erweiterungen die zusätzlichen Anforderungen zu erfüllen, die sich aus dem Konzept als mehrachsiges und fahrerloses Versuchsfahrzeug ergeben. In den folgenden Abschnitten wird die Steuerungssoftware *qGeisi* beschrieben, die als zentrale Schaltstelle für alle Abläufe sowie die Sensorik und Messtechnik auf dem Versuchsträger dient.

4.1.3.1 Steuerungskomponenten der Q1-Antriebsachse

Der Q1-Einachsmäher besitzt im Ursprungszustand gemäß Abbildung 4.9 zwei elektronische Steuergeräte, die über den CAN-Bus kommunizieren. Wie in Kapitel 3.1.3 auf Seite 81 schon eingeführt, ist dies zum einen die Bedieneinheit (BEH), die die Signale verschiedener Steuerungstaster, des Lenk-Drehgriffs, des Totmann- und des Kupplungshebels verarbeitet. Aus diesen Signalen resultierende Maschinenbefehle werden über den CAN-Bus zum zweiten Steuergerät weitergeleitet. Dieses wird als Ventilsteuereinheit (VEH) bezeichnet und setzt die Maschinenbefehle in konkrete elektrische Signale um. Diese Signale wirken als Steuerspannungen auf eine

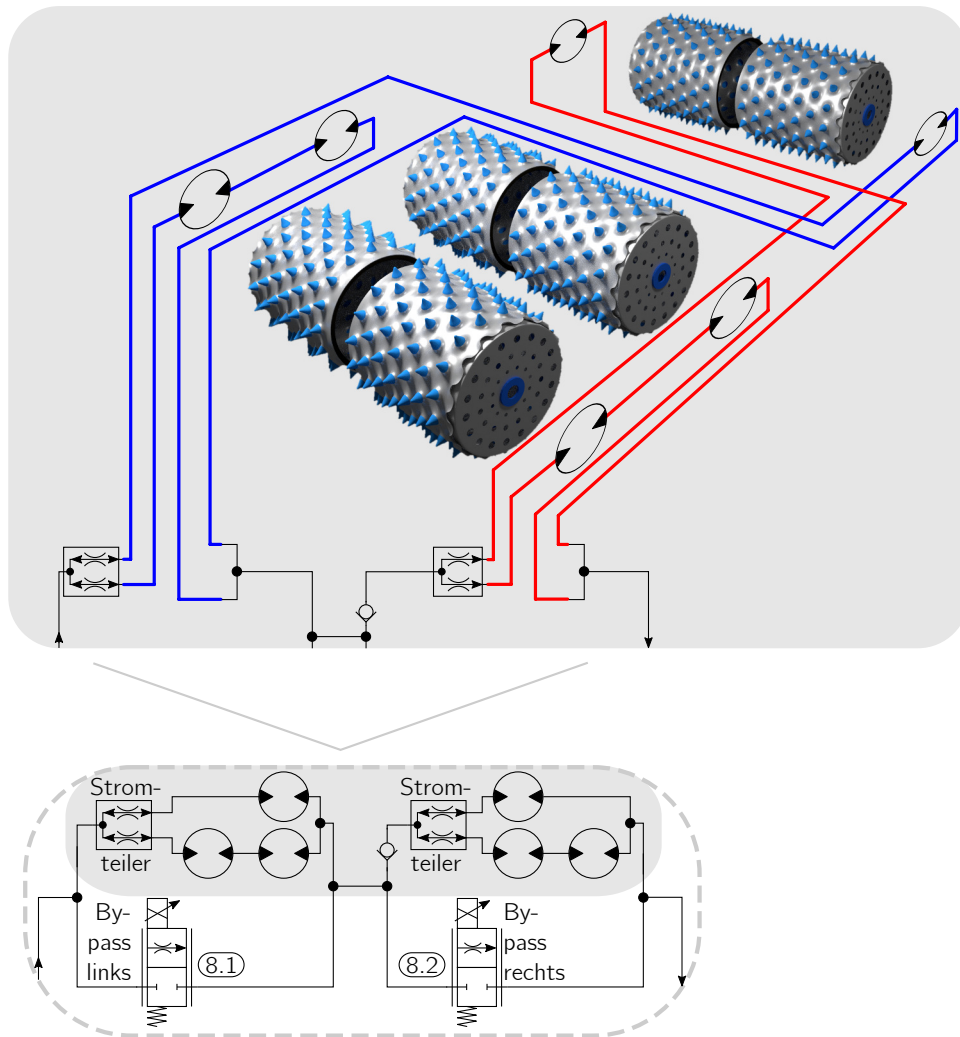


Abbildung 4.8: Räumliche Darstellung der Anordnung der Hydraulikkreise für den dreiachsigen Versuchsträger Geisi III, aufbauend auf Abb. 4.4; Leitungen des linken Hydraulikkreises aus der Q1-Antriebsachse in blau, die des rechten Hydraulikkreises in rot; Ventile zum Fahrtrichtungswechsel und zur Deaktivierung der Stromteilerfunktion sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet.

Reihe von Hydraulikventilen (siehe Abb. 3.6 und 4.9) sowie den Motor-Anlasser und die Motor-Stopp Funktion. Auch in umgekehrter Richtung laufen Motordrehzahl, -temperatur, Batterie- und Öldruckkontrolle als Messwerte vom Motor zur VEH, werden in CAN-Nachrichten übersetzt, von der BEH empfangen und angezeigt.

Als Erweiterungsbausatz für den Q1 gibt es die in Abbildung 4.9 ebenfalls eingezeichnete HBC Funkfernsteuerung. Der Fernsteuerungsempfänger greift zum einen über einen Sicherheitskreis ebenfalls elektrisch auf die Motor-Stopp Funktion zu, wird ansonsten jedoch vollständig über den CAN-Bus in die Mähersteuerung integriert. Dazu erkennt die BEH die Präsenz der Fernsteuerung und in der Folge werden beim Senden der Maschinenbefehle von der BEH an die VEH auch die von der Fernsteuerung übertragenen Bedienerkommandos berücksichtigt. Auch hier ist der umgekehrte Weg möglich, so dass die genannten Motorzustände auch auf einem Display auf der Fernsteuerung angezeigt werden.

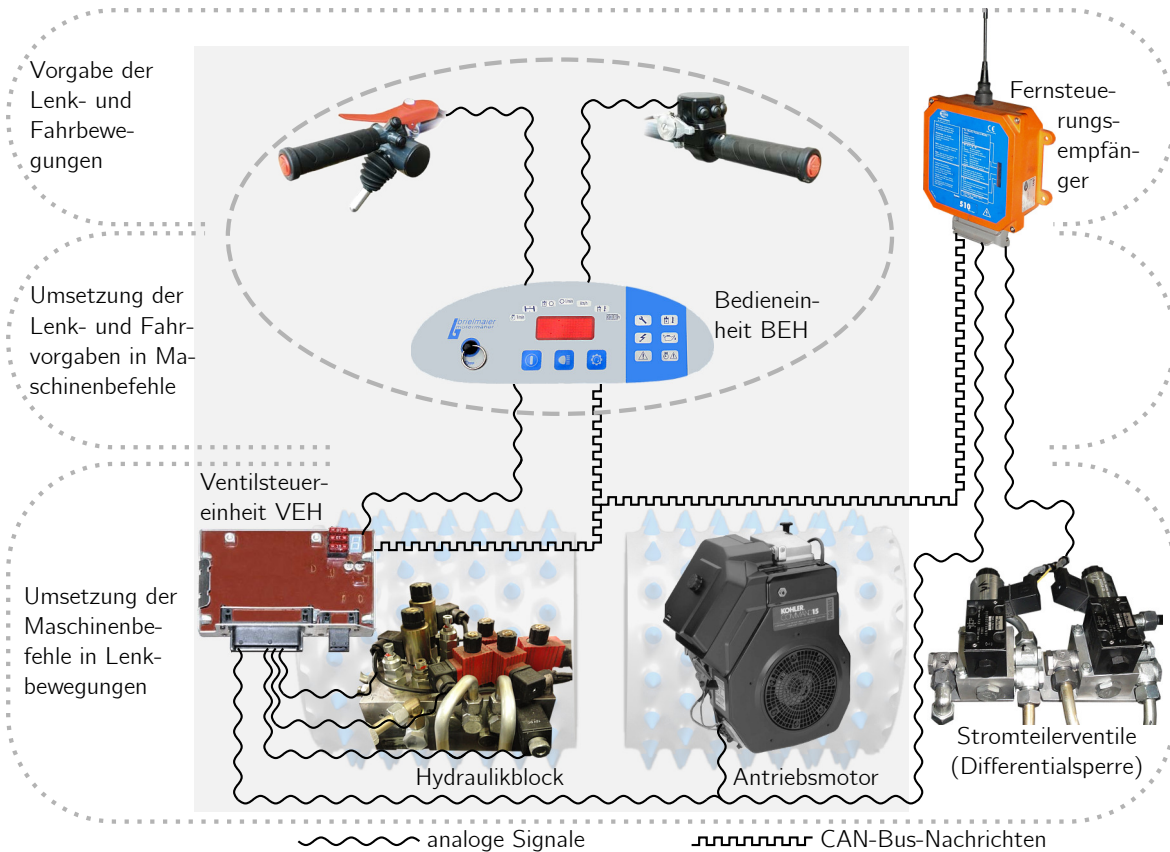


Abbildung 4.9: Komponenten der Q1-Steuerung; gepunktet die Eingruppierung in Signalvorgabe, Signalverarbeitung, Signalumsetzung; grau hinterlegt die Ausbaustufe im Originalzustand; daneben die Funkfernsteuerung und Stromteilerventile als erste Erweiterungen. Die elliptisch eingekreisten Elemente werden für die Geisi Versuchsträger ersetzt, siehe Abb. 4.10. Eigene Darstellung (Bildquellen: BRIELMAIER (2009) und KOHLER (2008)).

4.1.3.2 Modifikation und Erweiterung der Steuerungshardware für den Versuchsträger

Da die Bedieneinheit einerseits, wie beschrieben, eine zentrale Stellung im Steuerungskonzept des Q1 einnimmt, andererseits jedoch nicht frei programmierbar ist, muss sie im Versuchsträger durch ein offenes System ersetzt werden. Aufgrund der flexiblen Programmierbarkeit kommt hier ein Asus Eee PC 1005HA (Intel Atom N270 (1.6 GHz), 1 GB RAM, 60 GB SSD) mit Linux Betriebssystem (Debian Testing, jeweils aktueller Kernel) zum Einsatz. Einen Überblick über den neuen Aufbau (ohne Messtechnik) gibt Abbildung 4.10. Damit das Notebook die BEH ersetzen kann, müssen zunächst folgende Voraussetzungen geschaffen werden:

1. Hardwareseitige Anbindung des Notebooks an den CAN-Bus. Diese erfolgt mittels eines optoentkoppelten PCAN-USB Adapters. Der erforderliche Treiber ist Teil des Linux Standardkernels.
2. Softwareseitiger Zugriff auf den CAN-Bus. Hierfür kommt das Linux SocketCAN System zum Einsatz, also eine PC-interne CAN-Bus-Emulation. Diese Emulation steht zum einen über den PCAN-USB Adapter mit dem physikalischen CAN-Bus der Maschine in Verbindung. Zum andern können aber auch PC Anwendungsprogramme einen Zugang zu diesem

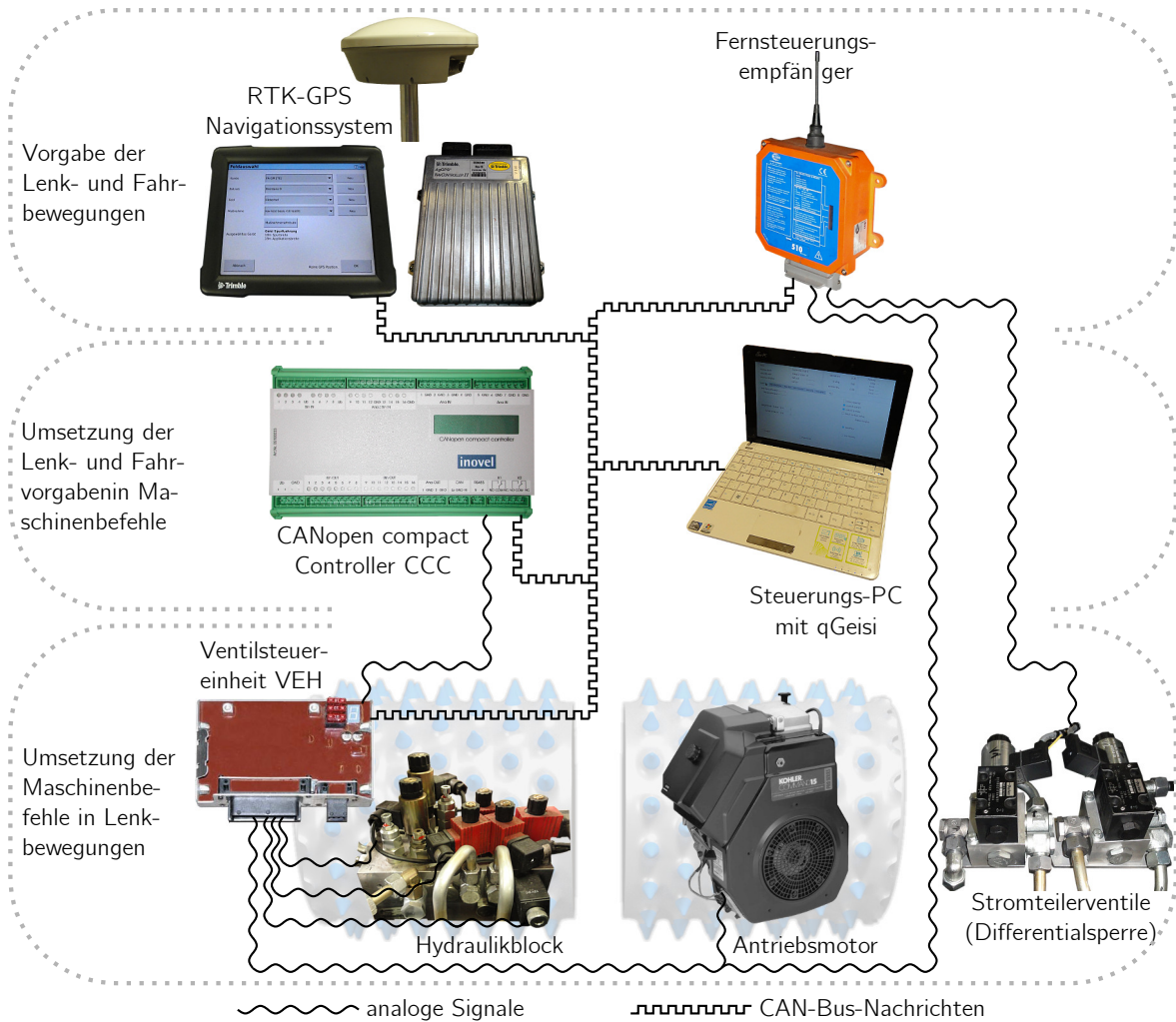


Abbildung 4.10: Komponenten der Steuerung der Geisi Versuchsträger; elliptisch eingekreiste Elemente aus Abb. 4.9 sind ersetzt durch Navigationssystem, CANopen compact controller und Steuerungs-PC. Eigene Darstellung (Bildquellen: BRIELMAIER (2009) und KOHLER (2008)).

emulierten internen CAN-Bus öffnen und dadurch CAN-Nachrichten zum physikalischen CAN-Bus senden und von diesem empfangen.

3. Protokollgetreue CAN-Kommunikation zwischen Anwendungsprogramm und Maschine. Der CAN-Bus der Q1-Antriebsachse folgt dem CANopen Standard. Dieses Kommunikationsschema muss also auch von der Steuerungsapplikation eingehalten werden, insbesondere weil die BEH auch einige CANopen Netzwerk-Masterfunktionen ausführt, die für eine korrekte Funktion der anderen CAN-Knoten teilweise unabdingbar sind. Um das CANopen Protokoll nicht von Grund auf implementieren zu müssen, wird die Open Source Bibliothek CanFestival eingesetzt.
4. Gewährleistung einer inhaltlich korrekten Abfolge von gesendeten Maschinenbefehlen und ebenso korrekter Reaktionen auf Statusnachrichten von der Maschine.
5. Neben dem CAN-Bus werden von der BEH zwei 12 Volt-Signale gesendet: ein Einschaltimpuls an die VEH beim Einschalten der Maschine sowie ein Totmann-Signal. Diese beiden

Signale können von der EEE-PC-Hardware nicht erzeugt werden. Stattdessen werden diese Signale in Form von CAN-Nachrichten auf den CAN-Bus gelegt. Ein zusätzliches Steuergerät, der CANopen compact controller (Abschnitt 3.2.1), setzt diese speziellen Nachrichten anschließend auf die erforderlichen 12 Volt-Pegel um.

4.1.3.3 CAN-Bus-Topologie und Signalleitungen

Entsprechend Abbildung 4.11 beginnt die CAN-Bus-Leitung in der hinteren linken Antriebswalze in der dort untergebrachten Ventilsteuereinheit und verläuft von dort weiter in die Zentralelektrik. Hier kommen die CAN-Bus-Leitungen des Fernsteuerungsempfängers mit hinzu, bevor das Kabel am Fahrzeug-Zentralholm entlang in den Schaltschrank über der rechten vorderen Walze verläuft und auf der Klemmleiste aufgelegt wird. Der Lenkwinkelsensor wird über eine Steckverbindung am CANopen compact controller an den CAN-Bus und die Stromversorgung angeschlossen. Ein Spezialadapter mit einem DB9-weiblich und drei verriegelbaren Fünfpol-DIN-weiblich Steckern ist das Bindeglied zwischen einem Verbindungsstück zur Klemmleiste, dem CANopen compact controller, dem GPS-Navigationsdisplay und dem USB-to-CAN Adapter zum PC. Falls die Bedieneinheit angeschlossen wird, führt deren Anschlussleitung ebenfalls auf die Klemmleiste. Von dieser verläuft schließlich die Busleitung noch weiter in den Schaltschrank über der linken vorderen Walze, in dem das eDAQ-Messwertaufnehmersystem installiert ist.

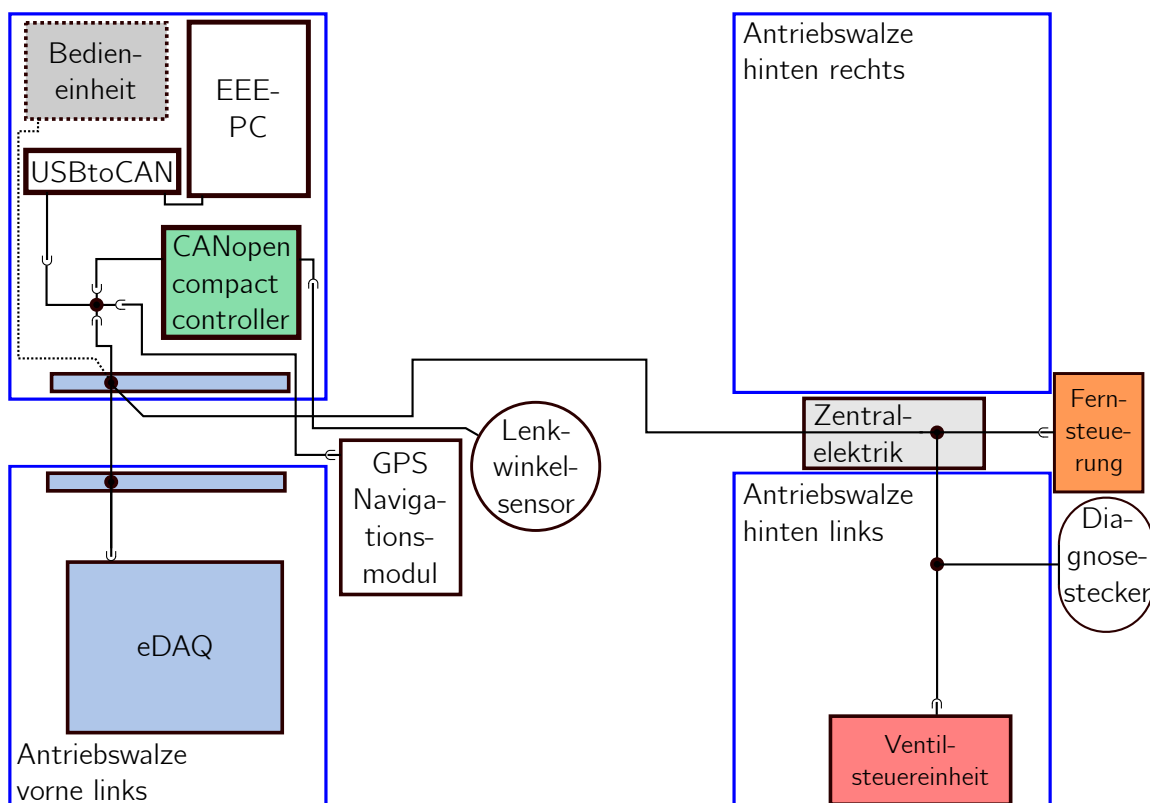


Abbildung 4.11: Schematischer Überblick über die Anordnung der CAN-Bus-Teilnehmer und den Verlauf der CAN-Bus-Leitungen auf dem Versuchsträger (nicht maßstabsgetreu).

Eine optimale lineare Bus-Struktur, wie in Abschnitt 2.4.1.2 auf Seite 45 beschrieben, kann auf dem Versuchsträger nicht eingehalten werden, da hierfür bei jeder Modifikation im Laufe der Entwicklungszeit der Kabelbaum geändert werden müsste. Die Ventilsteuereinheit, der Fernsteuerungsempfänger, die Bedieneinheit und der CANopen compact controller verfügen je über einen nicht abschaltbaren Abschlusswiderstand – es kommen also drei und in seltenen Fällen (nur wenn mit Bedieneinheit gefahren wird) vier Widerstände zum Einsatz, während die Spezifikation zwei vorschreibt. In einem relativ kleinen CAN-Bus-Netz wie auf dem Versuchsträger ist dies jedoch tolerierbar. Mit einer Leitungslänge von insgesamt ca. 15 m arbeitet das System in einem sehr sicheren Bereich, da sowohl die Gesamtlänge des Netzes als auch der Stickleitungen die Maximalempfehlungen zu weniger als zehn Prozent ausschöpfen.

4.1.3.4 Ablaufstruktur des Steuerungsprogramms

Während die *Dateninhalte* der CAN-Nachrichten vorhandener Dokumentation zu entnehmen sind, beruhen die Kenntnisse über die korrekten *Befehlsabfolgen* und deren zeitliche Abstimmung auf der Analyse von Mess- und CAN-Bus-Protokollen. Diesen Messungen liegen experimentell herbeigeführte Steuerungszustände zugrunde. Abbildung 4.12 zeigt beispielhaft das Messdiagramm eines solchen Experiments zum Startvorgang. Ermittelt werden sollen die resultierenden Zustände von BEH, VEH und Anlasser, wenn Starttaste und Totmann-Schalter in unterschiedlicher Reihenfolge und Zeitdauer betätigt werden.

Aus den genannten Experimenten, Messungen und Analysen ergibt sich als Ausgangspunkt für die Programmierung der Steuerungssoftware *qGeisi* ein Statusdiagramm nach Abbildung 4.13. Jeder Statusknoten setzt sich zusammen aus dem Zustand

- der *qGeisi*-Applikation (aktiv oder nicht aktiv)
- der Klemme 15, also Stromversorgung („Zündung“) ein- oder ausgeschaltet
- der Ventileinheit VEH
- des Motors (läuft oder steht).

Der grau hinterlegte Bereich entspricht dem Standardablauf aus der ursprünglichen Q1-Steuerung. Die Erweiterungen ergeben sich aus folgenden Notwendigkeiten:

- Die Schaltung von „Kl. 15 / Zündungsplus“ kann nicht mehr von der BEH ausgeführt werden und benötigt daher einen separaten Schalter.
- Im Gegensatz zur Bedieneinheit läuft *qGeisi* als normales Anwendungsprogramm auf einem Standard PC und ist kein fest in das Fahrzeug integriertes Steuergerät. Das Fahrzeug („Zündung“) ein- und ausschalten einerseits und andererseits die Steuerung (*qGeisi*) starten und beenden, sind also zwei getrennte, aber doch voneinander abhängige Vorgänge.
- Das Versuchsfahrzeug darf unter keinen Umständen in einen undefinierten Zustand geraten. Insbesondere auch dann nicht, wenn das Anwendungsprogramm abstürzt, unsachgemäß beendet wird oder aufgrund eines Wackelkontakts die Verbindung zum Fahrzeug

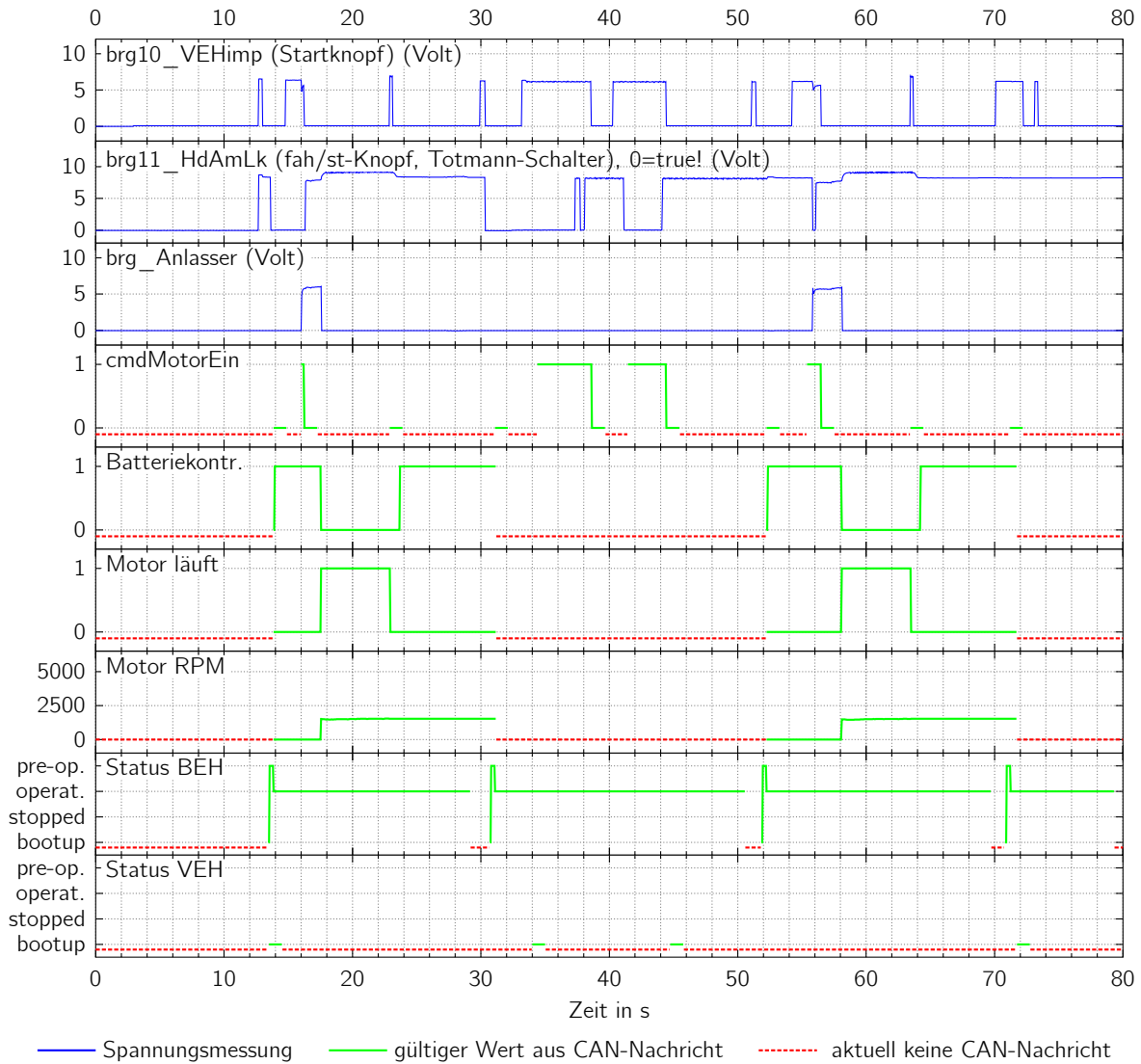
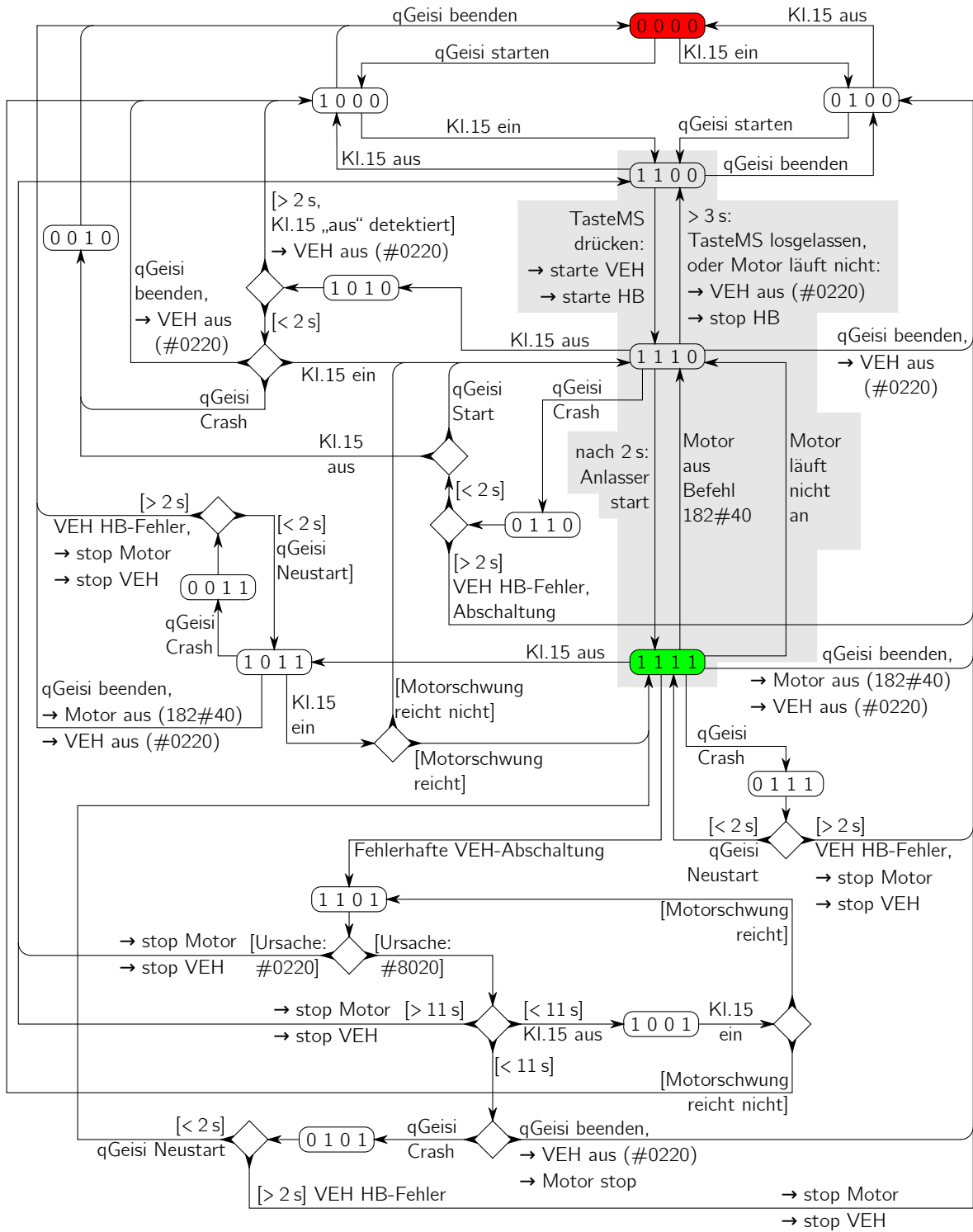


Abbildung 4.12: Beispielhaftes Messdiagramm ausgewählter Datenkanäle zur Analyse der zeitlichen und funktionalen Abläufe der Q1-Steuerung, bestehend aus Bedieneinheit BEH und Ventileinheit VEH. Spannungen werden über Spannungsteiler gemessen und bleiben daher unter 12 Volt. Dargestellt wird Run 11 aus Versuchsanordnung p_230, Aufbereitung der Daten durch *multiplot_p230_r11.m*. Variiert werden die Betätigung der Einschalttaste und des Totmann-Schalters, beobachtet die Zustände von BEH und VEH sowie das resultierende Verhalten des Anlassers.



0000 Ausgangsstatus, Maschine aus

1111 Zielstatus, Motor läuft

Statusbits:

qGeisi	Kl.15	VEH	Motor
1	1	1	1

Kl.15: Zündungsplus

TasteMS: Taste für Motor-Start

VEH: Ventileinheit

HB: CANopen Heartbeat

#... CANopen Netzwerknachricht

...#.. CANopen Befehlsnachricht

◇ Entscheidungsknoten

[...] Bedingungen

Abbildung 4.13: Statusdiagramm der Steuerungssoftware für die Geisi Versuchsträger. Der grau hinterlegte Bereich entspricht dem Ablauf aus der Q1-Steuerung mit der ursprünglichen Bedieneinheit.

verliert. Deshalb muss das Zustandsdiagramm auch die Pfade und Sonderzustände außerhalb des grau hinterlegten Bereichs umfassen.

Das Statusdiagramm deckt zwar bis auf den praktisch nicht erreichbaren Fall 0001 (alles ist inaktiv, nur der Motor läuft) alle möglichen Variationen ab, berücksichtigt dabei aber nur vier Faktoren, die für den Motorstart relevant sind. Darüber hinaus müssen jedoch auch die Variablen für den Fahrbetrieb berücksichtigt werden. Diese bestehen aus Fernsteuerungs- und Navigationsbefehlen und Lenkwinkelmessungen. Um fehleranfälligen, über zahlreiche *if*-Anweisungen tief verschachtelten Programmcode zu vermeiden, kommt die in HERING (1984) beschriebene Methode der „Entscheidungstabelle nach DIN 66241“ zu Anwendung. In einer Entscheidungstabelle (engl. rule table) werden mehrere Wenn-Bedingungsvariablen mit mehreren Dann-Aktionen über eine Matrix verknüpft. Eine Entscheidungstabelle verfügt über zwei Hauptbereiche, die so angeordnet sein können wie in Abbildung 4.14: Die linke Hälfte führt im Spaltenkopf die Bezeichnungen der zu berücksichtigenden Bedingungen auf, die rechte Hälfte ist entsprechend für mögliche Aktionen vorgesehen. Im Bedingungsbereich werden zeilenweise sämtliche Permutationen der Bedingungsvariablen aufgeführt. Für n Variablen ergeben sich also 2^n Zeilen in der Tabelle. Weiter wird in der rechten Hälfte der Tabelle in jeder Zeile markiert, welche Aktion(en) ausgeführt werden soll(en). Eine Entscheidungsregel besteht jeweils aus einem Satz an Bedingungen, der zu bestimmten Aktionen führt, und entspricht in dieser Darstellung einer Tabellenzeile.

Stellt sich heraus, dass in zwei Zeilen die Aktionsmatrix exakt identisch belegt ist (Zeile drei und vier in der linken Tabelle in Abbildung 4.14) und sich in denselben Zeilen die Bedingungs-matrix nur in einer Spalte unterscheidet (hier Bed. 2), so kann die Tabelle „konsolidiert“ werden. Das bedeutet, in dieser Konstellation der übrigen Bedingungen spielt für die Bestimmung der auszuführenden Aktionen der Zustand der Bedingungsvariablen 2 keine Rolle. Daher werden die beiden Zeilen zusammengefasst und in der Zelle für Bedingung 2 ein „-“ für „nicht relevant“ gesetzt.

Die Methodik der Entscheidungstabellen bietet folgende Vorteile:

1. Die vollständige Permutation aller Bedingungs Zustände zu Beginn verhindert zuverlässig, dass vielleicht unwahrscheinliche, aber in Ausnahmesituationen eventuell doch auftretende

Bedingungen		Aktionen		
Bed. 1	Bed. 2	Akt. A	Akt. B	Akt. C
0	0	X		X
0	1		X	
1	0	X		
1	1	X		

Bedingungen		Aktionen		
Bed. 1	Bed. 2	Akt. A	Akt. B	Akt. C
0	0	X		X
0	1		X	
1	-	X		

Konsolidierung

Abbildung 4.14: Aufbau und Konsolidierung einer Entscheidungstabelle (rule table): in der jeweils linken Tabellenhälfte die Bedingungs-matrix, im rechten Teil die Aktionsmatrix. Jede Zeile stellt eine Entscheidungsregel dar. Die linke Tabelle enthält alle Permutationen der Bedingungsvariablen; die zwei letzten Regeln führen zum selben Aktionsmuster (grün) und unterscheiden sich nur in einer Variablen (rot). Sie können daher zusammengeführt werden (Konsolidierung), wodurch die rechte Tabelle entsteht.

Konstellationen, übersehen werden. Für jede Variante muss also schon bei der Erstellung der Tabelle überlegt werden, mit welcher oder welchen Aktion(en) das Programm reagieren soll.

2. Durch die Konsolidierung wird die Tabelle übersichtlicher. Es wird erkennbar, ob bestimmte Variablen nur selten relevant sind und ihre Berücksichtigung unter Umständen anderweitig umgesetzt werden kann. Dadurch wird die Komplexität weiter reduziert.
3. Entscheidungstabellen, die entsprechende formale Vorgaben erfüllen, können mit Hilfe von Softwaretools direkt in vielerlei Programmiersprachen übersetzt werden. Änderungen im Ablaufverhalten der Steuerung können in der Entscheidungstabelle vorgenommen werden und müssen nicht in weit verzweigtem und schwer zu wartendem Programmcode umgesetzt werden.

Für *qGeisi* wird für die Übersetzung der Entscheidungstabellen der Präprozessor *Ccide* verwendet. Dieser benötigt die Tabellen in einem Format nach Abbildung 4.15. Die zugrunde liegende Tabellenstruktur ist dieselbe wie in Abbildung 4.14, nur um 90 Grad gedreht – anstelle von Zeilen werden die Regeln hier in Spalten angeordnet.

```
//DECISION_TABLE:
//  N  Y  Y  Y  Y  Y |HBon_StrgOn
//  -  N  N  Y  Y  N |stBtnPressedPrev
//  -  N  Y  N  Y  Y |stBtnPressed
//  -  -  N  -  -  Y |engineRunning
//-----|-----
//  -  -  -  -  -  X |motorStStProc->begin(0);
//  -  -  X  -  -  - |motorStStProc->begin(1);
//  -  -  -  -  X  - |motorStStProc->proceed();
//  X  -  -  X  -  - |motorStStProc->finish();
//  X  -  -  -  -  - |text = QString("alles aus, nichts zu tun");
//  -  X  -  -  -  - |text = QString("StBtn 0__0, nichts zu tun");
//  -  -  X  -  -  - |text = QString("RE, begin Start");
//  -  -  -  X  -  - |text = QString("FE, finish");
//  -  -  -  -  X  - |text = QString("StBtn 1__1, proceed");
//  -  -  -  -  -  X |text = QString("RE, begin Stopp");
//END_TABLE:
```

Abbildung 4.15: Entscheidungstabelle aus dem Quellcode (*control_rt.cpp*) des *qGeisi*-Steuerungsprogramms, in der für den *Ccide* Präprozessor erforderlichen Form, d. h. im Vergleich zu Abb. 4.14 um 90 Grad gedreht und mit in Spalten angeordneten Regeln.

4.1.3.5 Quellcode und Bedienoberfläche des Steuerungsprogramms

Das Steuerungsprogramm wird mit einer grafischen Bedienoberfläche (GUI) konzipiert. Denn wenn sich im Verlauf der Versuchserfahrungen die Notwendigkeit zusätzlicher Bedienungs-

Einstellungs- und Überwachungsfunktionen herausstellt, können diese der GUI hinzugefügt werden, ohne dabei die Bedienung zunehmend kryptisch werden zu lassen. Den Rahmen hierfür bildet das C++ basierte Qt4-Framework.

Ausgehend von der üblichen `main()` Funktion wird als erstes das Hauptfensterobjekt, `Main-Window`, erzeugt, welches die Nutzerbedienoberfläche wie in Abbildung 4.16 darstellt. Die `Main-Window` Konstruktorroutine erstellt eine Reihe von weiteren Objekten, die im Folgenden kurz erläutert werden. Dabei wird jeweils auch auf die Bezüge der Objekte zu den (*kursiv* gedruckten) *Elementen der Bedienoberfläche* eingegangen.

control Objekt: Das `control` Objekt bildet das Herz der gesamten Fahrzeugsteuerung. Mit Hilfe von Timern werden regelmäßig mehrere Schalterstellungen und der Empfang diverser CAN-Nachrichten ausgewertet. Teilweise werden diese Überwachungsfunktionen auch von den Unterobjekten `motorStartStop` und `gearBtn` übernommen. Im Verbund mit den drei `RuleTable`-Funktionen `BEHsimul`, `StartStopProcess` und `GearBtnProcess` wird das Verhalten der physikalisch nicht mehr vorhandenen Bedieneinheit virtuell nachgebildet. Dies umfasst vier Hauptbereiche, im Screenshot repräsentiert durch die Anzeigegruppe *Bedieneinheit* links oben, *Fahrzustand* rechts oben und Steuerelemente zum CAN-Bus:

1. Es wird der Aktivierungs- und Ausschaltvorgang der Bedieneinheit nachgebildet. Dies geschieht anhand der Logik von `BEHsimul`. Das Ergebnis erscheint auf der Oberfläche als

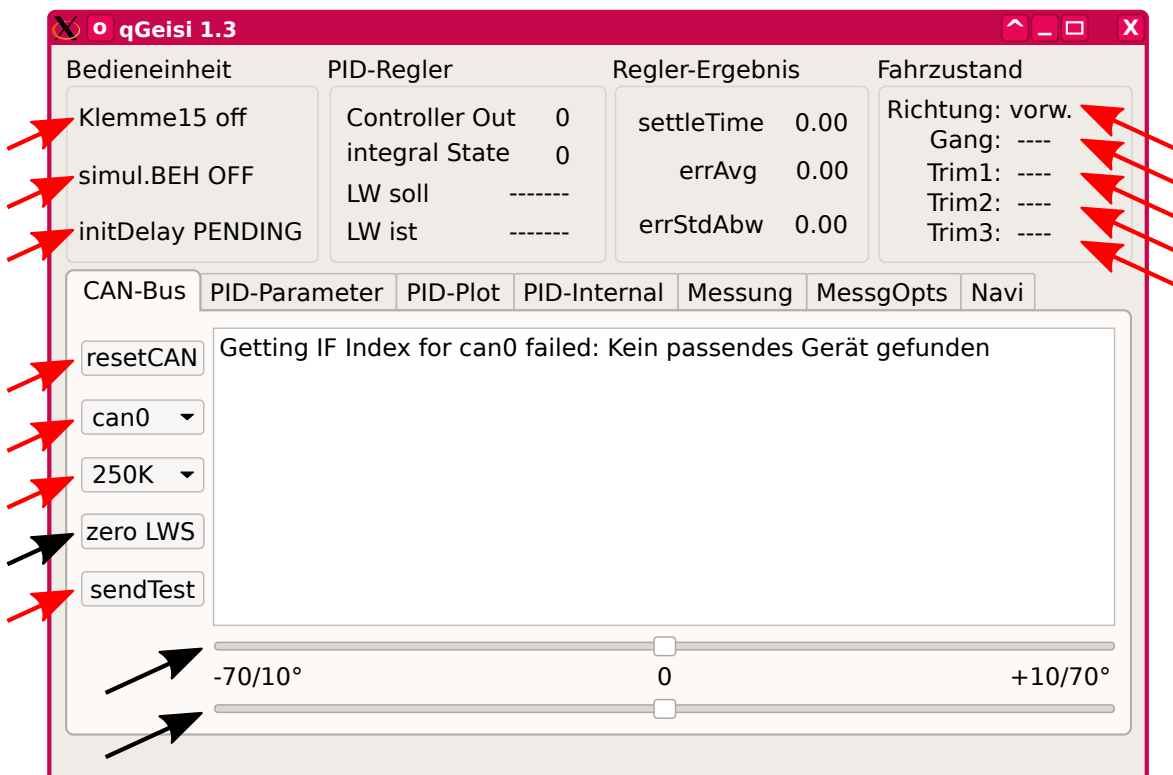


Abbildung 4.16: Programmfenster des `qGeisi`-Steuerungsprogramms, Startansicht mit geöffnetem `CAN-Bus` Reiter. Rote Pfeile deuten auf Steuerelemente mit Bezug zum `control` Objekt, schwarze auf Elemente in Verbindung mit dem Lenkwinkelsensor.

simul.BEH ON oder *OFF*. Auch von der originalen Bedieneinheit im eingeschalteten Zustand gesendete CAN-Nachrichten sind dabei entsprechend zu aktivieren bzw. zu deaktivieren.

2. Für die CAN-Kommunikation besitzt das *control* Objekt ein CAN-Knoten Unterobjekt *geisiHostNode*. Dieser Knoten beherrscht das CANopen Protokoll und basiert auf dem CANopen Stack CanFestival, das als C-Bibliothek zur Verfügung steht. Um die C-Funktionen der CanFestival Bibliothek den C++-Objekten zugänglich zu machen, werden diese in ein eigenes Library-Objekt, *CfLib*, eingebunden. Die CfLib Bibliothek entstammt dem CanFestival-plusplus Paktet von CHENG (2012) und beruht auf dem Singleton-Programmierkonzept von REDDY (2011).

Eine wichtige Komponente in CanFestival stellen die programmierbaren Callback-Funktionen dar, also Funktionen, die von der Bibliothek aus „zurückgerufen“ werden, sobald ein bestimmtes Ereignis auf dem CAN-Bus registriert wird. Auf diese Weise muss das Steuerungsprogramm nicht permanent eine Vielzahl von Zuständen abfragen und auf Veränderungen untersuchen, sondern wird von CanFestival informiert, sobald vorher festgelegte Änderungen eintreten. Die Konfiguration des *geisiHostNode* in Form eines CANopen Object Directory wird mit dem Softwaretool *objdictedit* erstellt, welches Teil der CanFestival Distribution ist.

Im Reiter *CAN-Bus* der Bedienoberfläche können mit den Auswahlfeldern, im Beispiel *can0* und *250K* der zu nutzende PC CAN-Anschluss sowie die Baudrate eingestellt werden. Die Schaltfläche *resetCAN* setzt sowohl den *geisiHostNode* als auch die CAN-Anbindung des PC an den äußeren CAN-Bus zurück und initialisiert beide neu. Mit *sendTest* kann geprüft werden, ob die grundlegende CANopen Kommunikation funktioniert, indem die CANopen Netzwerk Startnachricht gesendet wird. Das *weiße Textfeld* bietet Platz für die Ausgabe von Fehler-, Debug- und Statusnachrichten.

Der ebenfalls über das CANopen Netzwerk eingebundene, in Kapitel 3.2.2 näher beschriebene Lenkwinkelsensor kann mittels *zeroLWS* in seiner aktuellen Stellung auf den Wert Null kalibriert werden. Die beiden *Skalen* im unteren Bereich zeigen kontinuierlich den eingeschlagenen Lenkwinkel des Versuchsträgers, einmal in der Skalierung ± 70 Grad, zum andern mit einem um den Nullpunkt vergrößerten Bereich von ± 10 Grad.

3. Der Motorstart- und -stopvorgang wird mit der Logik aus *StartStopProcess* und den Funktionen und Ablauftimern aus *motorStartStop* gesteuert. Die Besonderheit ist hier, dass aus Sicherheitsgründen jeweils auf beiden Seiten der Fernsteuerung gleichzeitig für drei Sekunden ein Knopf gedrückt werden muss, um den Anlasser zu starten. Dies wird angezeigt durch *initDelay PENDING*.
4. Die Auswertung und Verarbeitung der G(ang)+, der G(ang)- sowie der Fahrtrichtungswechseltaste ist die Aufgabe der Kombination aus dem Objekt *gearBtn* und der Entscheidungstabelle *GearBtnProcess*. Hier muss die Steuerung unterscheiden zwischen kurzem Tippen und längerem Drücken der G+ oder G- Taste, da diese eine Doppelfunktion erfüllen. Ein kurzes Antippen bedeutet die Erhöhung oder Verringerung der Fahrgeschwindigkeitsstufe, angezeigt als *Gang* unter *Fahrzustand*. Wenn die Tasten länger als eine

Sekunde gedrückt werden, wird die Trim-Funktion aktiviert. Dabei wird die aktuelle Fahrgeschwindigkeitsstufe nach und nach in Schritten von fünf Prozent erhöht bzw. verringert. Es existiert je Fahrstufe ein eigener Prozentwert, der intern gespeichert und beim Einlegen der entsprechenden Fahrstufe aktiviert wird. *Trim1* bis *Trim3* informieren über die momentan gültigen Werte.

Für die Zustandsüberwachung der Klemme 15 werden vom *control* Objekt CAN-Nachrichten des Fernsteuerungsempfängers genutzt, dessen Stromversorgung über Klemme 15 erfolgt. Die Bootup-Nachricht wird als „Klemme 15 ein“ interpretiert. Dabei wird sowohl die CANopen Kommunikation als auch ein Ablauftimer aktiviert, der mit jedem Eintreffen einer Nachricht vom Fernsteuerungsempfänger erneut zu zählen beginnt. *Klemme 15 on* oder *off* zeigt den aktuell erkannten Zustand

pid Objekt: Das *pid* Objekt hat bis auf zwei lineare Umrechnungsformeln keine Vorläufer in der ursprünglichen Bedieneinheit, sondern bildet eine eigenständige Erweiterung der Steuerung, die es ermöglicht, sowohl die passive Knicklenkung zu konfigurieren als auch die Quelle für die Soll-Lenkwinkel festzulegen. Der Rechenweg von der Sollwinkelvorgabe bis zur Ausgabe der Steuernachricht auf dem CAN-Bus kann in Abbildung 4.17 verfolgt werden. Für das Lenken sind folgende Bedienelemente und Komponenten relevant:

- Sowohl der Joystick auf der Fernbedienung als auch das Trimble-Navigationsmodul (siehe Abschnitt 3.2.4) dienen als Quellen zur Lenkwinkelvorgabe. Diese Vorgaben werden, je nach Status der weiteren Bedienelemente, in den *setSteer* Wert umgerechnet, welcher über den CAN-Bus an die Ventileinheit gesendet wird. Der Wertebereich beträgt 0...1000, wobei 500 Geradeausfahrt bedeutet. Die ersten fünf Grad der Joystickausrückung werden von der Fernsteuerung nicht übertragen. Um den nachteiligen Effekt dieses Totbereichs für eine feinfühligere Steuerung bei Geradeausfahrt etwas abzumildern, werden die Joystick-Binärwerte im mittleren Bereich mittels einer Kennlinie gestreckt.
- Der für den Versuchsträger selbst nicht benötigte *Mähwerkschalter* auf der Fernbedienung sorgt in Stellung *Aus* dafür, dass die kennlinienkorrigierten Joystickwerte als Vorgabe für die Lenkbewegung dienen. In Stellung *Ein* hängt es von der *Mähwerkschalter Softwareoption* im *Navi*-Reiter (Abb. 4.20 auf Seite 144) der *qGeisi*-Applikation ab, ob Lenkbefehle vom Navigationsmodul (Option *AutoPilot*) für die Maschinensteuerung genutzt werden sollen. Für diese Variante muss erstens zusätzlich gewährleistet sein, dass vom Navigationsmodul die gesendete Soll-Kurvatur als nutzbar (intended for steering) markiert ist. Zweitens muss sich der Joystick in Mittelstellung befinden, da Joystickbewegungen die Navigationsbefehle jederzeit überschreiben.

Die alternative *Mähwerkschalter Softwareoption Joy-Sprung* wendet eine Stufenfunktion auf die Joystickbewegung an. Diese sorgt dafür, dass der Soll-Lenkwinkel nur die Stufen null, Vollausschlag, und dazwischen einen im Reiter *PID-Parameter* unter *Sprung-Sollwert* angegebenen Winkel einnehmen kann. Damit lassen sich Lenkversuchsanstellungen mit konstanter Lenkwinkelvorgabe realisieren, die nicht von der (un-)ruhigen Hand des Joystickbedieners abhängig sind.

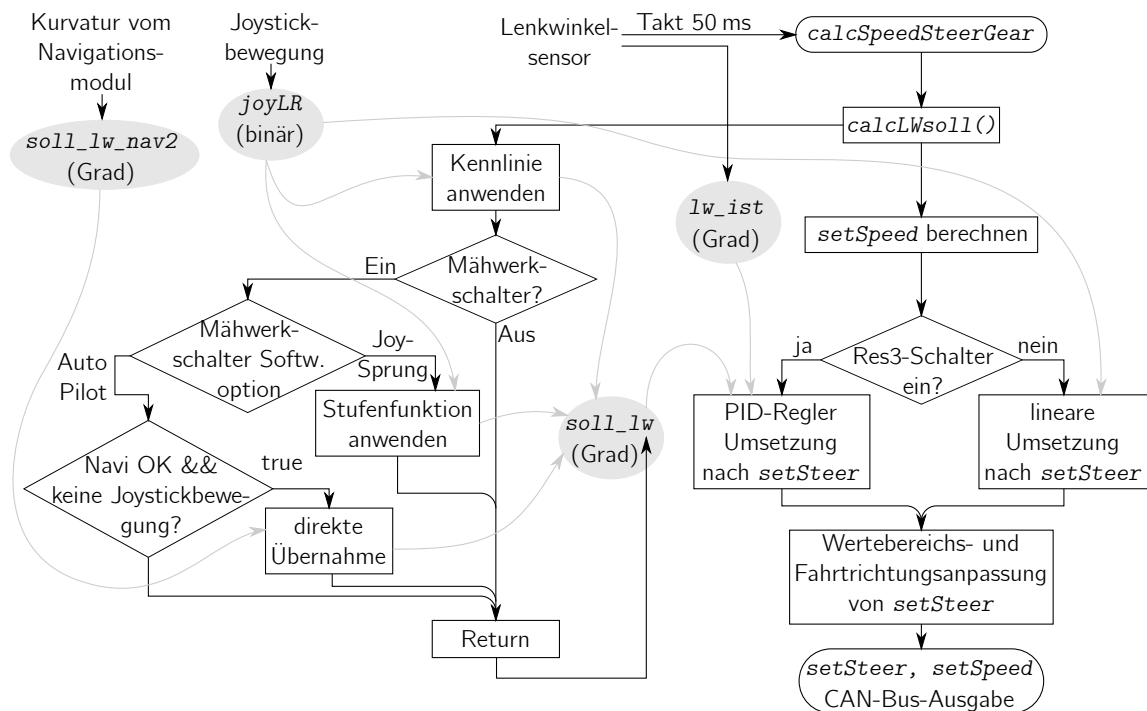


Abbildung 4.17: Ablaufplan zur Lenkwinkelberechnung im *pid* Objekt. Grau hinterlegt sind die Lenkwinkelvariablen, graue Pfeile symbolisieren die Verwendung der Variablen. Der Lenkwinkelsensor sendet zyklisch mit einer Periodendauer von $T = 50$ ms eine Lenkwinkel-CAN-Nachricht und dient als Taktgeber. Der *Reserve3* sowie der *Mähwerk Ein/Aus* Schalter befinden sich auf der Fernbedienung, die Mähwerkschalter Softwareoption *AutoPilot/JoySprung* ist ein Element der *qGeisi*-Bedienoberfläche; *setSteer* und *setSpeed* gehen als CAN-Steuerbefehle an die Maschine.

- Solange der *Reserve3* Schalter der Fernbedienung deaktiviert ist, werden alle bisher genannten Optionen und Berechnungen nicht weiter berücksichtigt. Die Joystickwerte werden stattdessen wie von der ursprünglichen Bedieneinheit linear in die *setSteer* Werte umgerechnet. Die Skidlenkungsvariante des Versuchsträgers setzt diese Schalterstellung voraus, da hier prinzipbedingt kein Lenkeinschlag eingestellt werden kann und damit der Lenkwinkelsensor außer Funktion ist. Dieser ist jedoch eine grundlegende Voraussetzung für die Nutzung der Option *Reserve3*, die den nachfolgend beschriebenen PID-Lenkregel aktiviert.

Dem in Abschnitt 4.1.2.2 auf Seite 125 erläuterten integrierenden und instabilen Verhalten der Knicklenkung wird im *qGeisi*-Steuerungsprogramm mit einem proportional, integrierend und differenziell (PID) rechnenden Regler entgegengewirkt. Über die *qGeisi*-Bedienoberfläche können sowohl Reglerparameter eingestellt als auch reglerinterne Variablen abgelesen werden. Abbildung 4.18 zeigt die entsprechenden Reiter.

Der Kern dieses Reglers wird in der Funktion *updatePID()* implementiert, die auf WESCOTT (2000) basiert. Der Regler vergleicht kontinuierlich den vom Lenkwinkelsensor gemessenen Ist-Knickwinkel mit dem entsprechend den vorstehenden Ausführungen festgelegten Soll-Lenk Winkel. Aus dem Verlauf dieser Differenz werden Werte für *setSteer* berechnet, die die

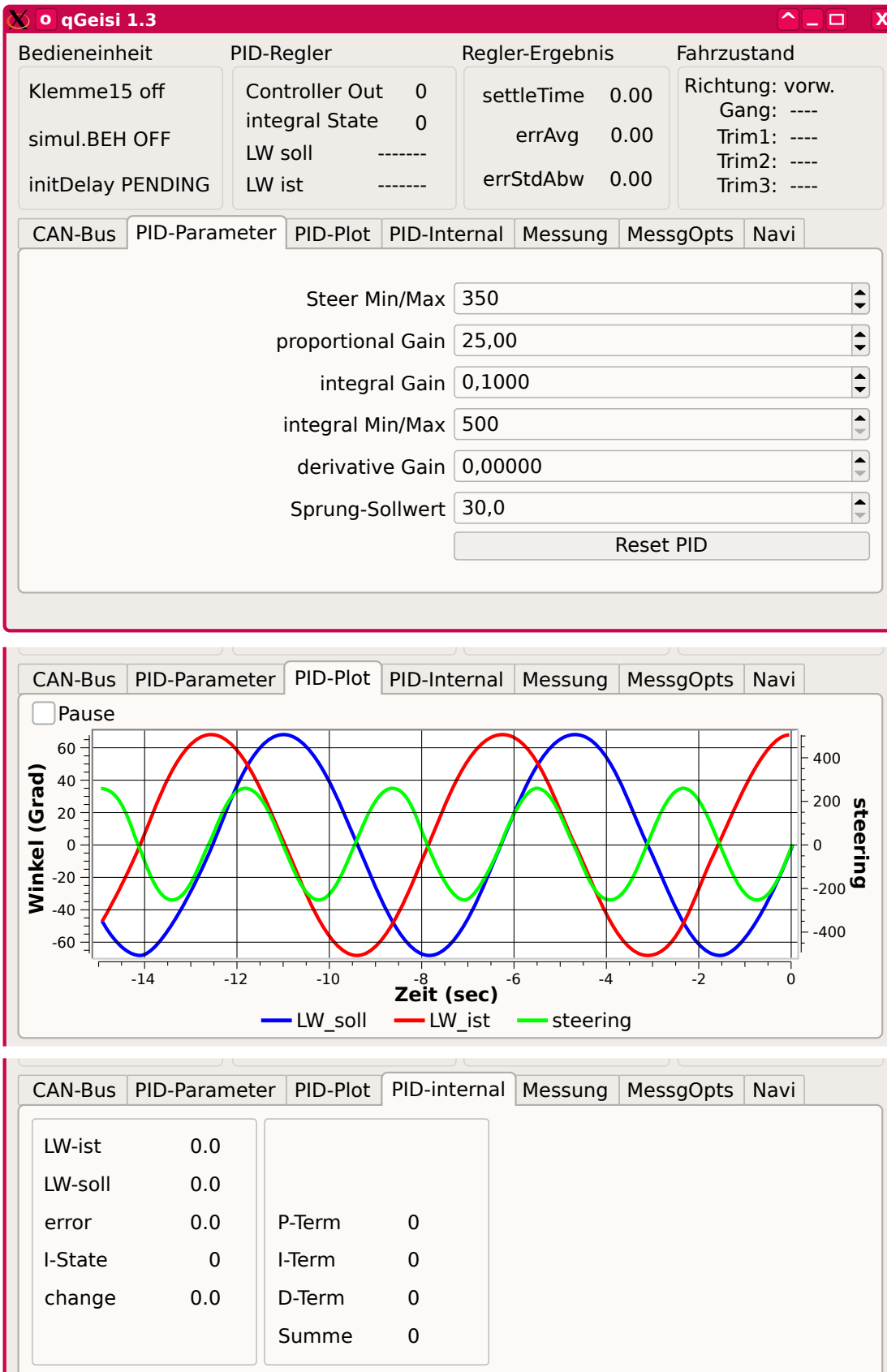


Abbildung 4.18: Programmfenster des qGeisi-Steuerungsprogramms, zur Parametrierung des PID-Reglers (Reiter *PID-Parameter*) sowie zu dessen Bewertung die Reiter *PID-Plot* und *PID-internal* und im Kopfbereich die Variablengruppen *PID-Regler* und *Regler-Ergebnis*.

Hydraulikkreise so steuern, dass sich der Ist-Lenkwinkel dem vorgegebenen Soll-Lenkwinkel möglichst gut annähert. Dazu wird die Abweichung zunächst mit einem Proportionalfaktor multipliziert, der dafür sorgt, dass die Lenkwinkelannäherung umso schneller geschieht, je größer die Abweichung ist. Weiter kann eine Integralkomponente aktiviert werden, die die Differenz zwischen Ist- und Sollwinkel über die Zeit aufintegriert und sich daher umso stärker auswirkt, je länger die Differenz besteht. Die Differenzierkomponente betrachtet die Ableitung des Lenkwinkels nach der Zeit, also die Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit. Je höher diese Änderungsgeschwindigkeit ist, desto mehr wird der Reglergröße aus D- und I-Anteil entgegengesetzt, um einem Überschwingen entgegenzuwirken.

Während der Funktionscode eines PID-Reglers sich verhältnismäßig einfach gestaltet, kann sich die Reglerparametrierung insbesondere auf analytischem Wege als sehr komplex erweisen. Da beim Geisi Versuchsträger der Reglertakt mit $f = 20$ Hz im Vergleich zur erlaubten Zeit von zwei Sekunden von Volleinschlag links nach Vollausschlag rechts ausreichend hoch ist, wird für die Reglereinstellung die von WESCOTT (2000) vorgeschlagene experimentelle Methode angewendet. Dafür bietet die *qGeisi*-Oberfläche auf dem Reiter *PID-Parameter* die entsprechenden Steuerelemente *proportional*, *integral* und *derivative Gain* für die Gewichtung der Faktoren. Mit *integral Min/Max* kann der Integrierfaktor in seiner absoluten Auswirkung begrenzt werden, ebenso wie mit *Steer Min/Max* die Gesamtausgangsgröße des Reglers. Der Reiter *PID-Plot* ermöglicht die grafische Verfolgung der drei Hauptgrößen Soll-Lenkwinkel *LW_soll*, Ist-Lenkwinkel *LW_ist* und der Reglerantwort *steering*, die als Steuerbefehl an die Ventileinheit gesendet wird.

Unter dem Reiter *PID-internal* können in numerischer Form Soll- und Istlenkwinkel sowie deren Differenz (*error*) beobachtet werden, außerdem die aufintegrierte Winkelabweichung *I-State* und die Lenkwinkeländerung *change* seit dem letzten Regelzyklus. *P-*, *I-* und *D-Term* sind die jeweiligen Anteile der korrespondierenden Faktoren an der Reglerantwort (*Summe*) nach ihrer Gewichtung und Begrenzung durch die zuvor beschriebenen Parameter. Im Kopfbereich der Anwendung unter *PID-Regler* findet sich nochmals die Reglerantwort als *Controller Out* und die aufintegrierte Winkelabweichung *integral State* sowie Soll- und Ist-Lenkwinkel. Darüber hinaus gibt es als *Regler-Ergebnis* eine einfache Statistik. Diese zeigt mit *settleTime* zum einen die Zeit, die der Regler nach einem Sollwertsprung benötigt hat, um den gewünschten Winkel einzustellen, zum andern den Durchschnittswert *errAvg* und die Standardabweichung *errStdAbw* der Lenkwinkeldifferenzwerte aus den Regelzyklen während dieser Zeit.

messung Objekt: Für die Untersuchungen zum Lenkverhalten der Maschine können Messdaten gleichzeitig aus drei Datenquellen bezogen werden:

1. Mess- und Statuswerte sowie Steuerbefehle und -größen vom Versuchsträger selbst. Motor- und Raddrehzahlen, Joystickbewegungen, Lenkwinkel, Schalterstellungen und Geschwindigkeitsvorgaben sind nur einige Beispiele der Dateninhalte der CAN-Nachrichten, die mit Hilfe von *candump* Befehlen aufgezeichnet werden können.
2. Der internen seriellen Kommunikation des Navigationsmoduls sowie dessen CAN-Anbindung können Neigungs-, Richtungs- und Beschleunigungsdaten, RTK-GPS-Koordinaten

der Antenne sowie die um die Fahrzeugneigung korrigierte Fahrzeugposition und GPS-Zeitstempel entnommen werden. Das Auslesen dieser Daten erfolgt über spezielle Perl-Skripte, die über einen vierfach RS232 auf USB Wandler mit dem Navigationsmodul kommunizieren.

3. Sämtliche analogen Messwerte werden über den SoMat-eDAQ-Messverstärker aufgenommen, digitalisiert und intern gespeichert. Dazu zählen in erster Linie die Signale der Dehnungsmessstreifen sowie eines zweiachsigen Neigungssensors. Außerdem kann der eDAQ zeitsynchron zusätzlich den CAN-Bus-Verkehr und die Daten einer Garmin-GPS-Maus mitspeichern.

Um diese drei völlig unterschiedlichen Messsysteme von einer zentralen Stelle aus konfigurieren und bedienen zu können, wird in *qGeisi* das *messung* Objekt erstellt, das nach außen hin über die beiden Reiter *Messung* und *MessgOpts* (Abb. 4.19 auf der nächsten Seite) repräsentiert wird. Der Reiter *Messung* besitzt ein Webbrowser-Steuerelement, mit dem das eDAQ-Messsystem über dessen Weboberfläche via *Home Button* aus *qGeisi* heraus ansprechbar gemacht wird, wenn unter *MessgOpts* die *IP eDAQ* angegeben wird. Im Feld *Descr.* kann zu jeder Messung ein Kommentar eingegeben werden, bevor sie mit *Start* begonnen und mit *Stop* beendet wird. Der Aufzeichnungsbeginn der übrigen Messsysteme wird gegenüber dem eDAQ um *runstart-delay* verzögert. Dies ist die Zeit, die der eDAQ ab dem *Start* Befehl benötigt, bis die Messung tatsächlich beginnt. Mit *SetClockPC* kann bei erfolgreicher Ermittlung der Schaltsekundenanzahl *leapSec* zwischen GPS- und UTC-Zeit die PC-Uhr mit GPS-Genauigkeit gestellt werden. *SetClockEDAQ* überträgt diese Zeiteinstellung auch auf den eDAQ, der für die Umsetzung dieser Einstellung *SetClock-Delay* Sekunden benötigt.

Im *MessgOpts* Reiter sind für die *candump* Befehle und die serielle Datenaufzeichnung am Navigationsmodul die entsprechenden Befehle, Optionen und Pfade anzugeben, ebenso wie die Ausgabeordner für die Messdateien und Fehlernachrichten. Das *messung* Objekt sorgt dabei dafür, dass die Messdateien mit der Run-Nummer des eDAQ-Systems und dem Zeitstempel des Messungsbeginns benannt werden, so dass die Messungen zuverlässig einander zugeordnet werden können.

naviCtrl Objekt: Als letztes wichtiges Objekt erstellt die *MainWindow* Routine das Objekt *naviCtrl*, mit dem die Kommunikationsverbindung zwischen der *qGeisi*-Steuerung und dem Navigationsmodul hergestellt wird. Der CAN-Bus des Navigationsmoduls beruht nicht auf CAN-open, sondern dem ISOBUS-Standard. Da die Kommunikation nur aus zwei zyklisch gesendeten Nachrichten besteht und in der aktuellen Ausbaustufe der Versuchsträger keine weiteren ISOBUS-Teilnehmer angeschlossen sind, wird in dieser *qGeisi*-Version auf die Implementierung einer vollständigen ISOBUS-Programmbibliothek verzichtet. Stattdessen werden die beiden Nachrichten nach dem Vorbild der *QCANalyzer* Software von GAJDOŠ (2008; 2013) mit betriebssystemeigenen Kommandos über ein Unterobjekt *naviCanIfc* direkt gesendet und gelesen.

Der *Navi* Reiter (siehe Abb. 4.20) gibt den Dateninhalt der CAN-Nachricht vom Navigationsmodul in den beiden Elementen *Soll Curv.vom nav2* und *Status vom nav2* wieder. Die

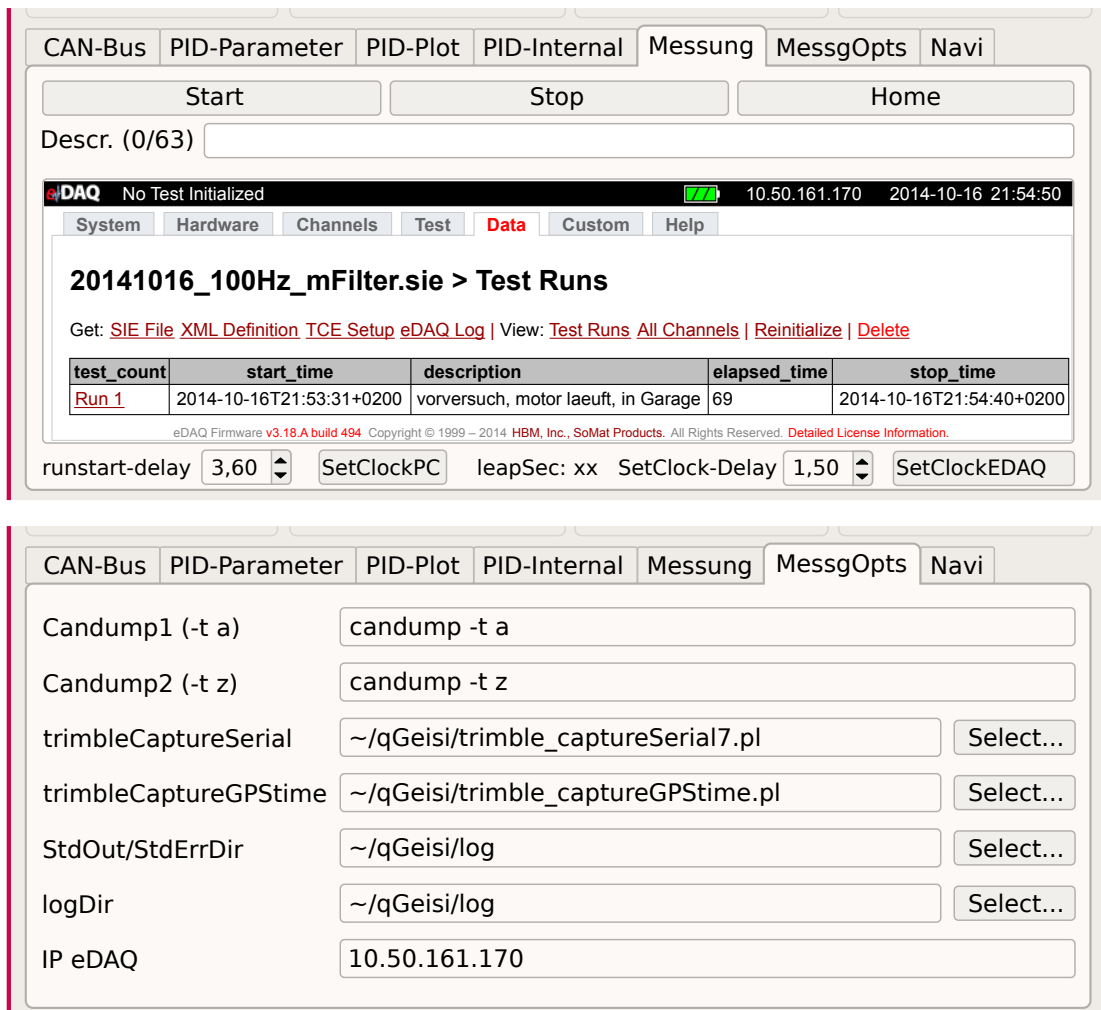


Abbildung 4.19: Programmfenster des *qGeisi*-Steuerungsprogramms, oben der Reiter *Messung* zum Starten und Beenden von Messwertaufnahmen, sowie unten der Reiter *MessgOpts* zur Angabe von Programm- und Logdateipfaden und der IP-Adresse des eDAQ.

Soll-Kurvatur ist eine Art der Soll-Lenkwinkelangabe, jedoch in der Form $1/W$ enderadius, und damit unabhängig von der Fahrzeuggeometrie. Die Statusnachricht gibt unter anderem Auskunft darüber, ob die gesendete Kurvatur für die Fahrzeugsteuerung genutzt werden darf („intended for steering“). Der Inhalt der CAN-Nachricht von *qGeisi* an das Navigationsmodul wird, neben der momentanen Ist-Kurvatur, mit den vier Checkboxes rechts oben festgelegt. Diese Optionen werden von *qGeisi* nicht verändert, müssen jedoch so gesetzt sein, damit das Navigationsmodul die Steuerung übernehmen kann. Ihre Bedeutung wird in der ISO-11783-7 Norm beschrieben.

Die *Länge Knick-Achse* bezeichnet die Distanz $l_{1/2}$ (in Meter) zwischen dem Knickgelenk und dem Mittelpunkt einer Versuchsträgerachse und wird zur Umrechnung der Kurvaturen (in der Einheit km^{-1}) in konkrete Fahrzeugknickwinkel β (in Grad) benötigt. Mit dem *Kurvatur Faktor* f_k kann, falls erforderlich, eine Feinabstimmung an der Kurvatur-Umrechnung vorgenommen werden.

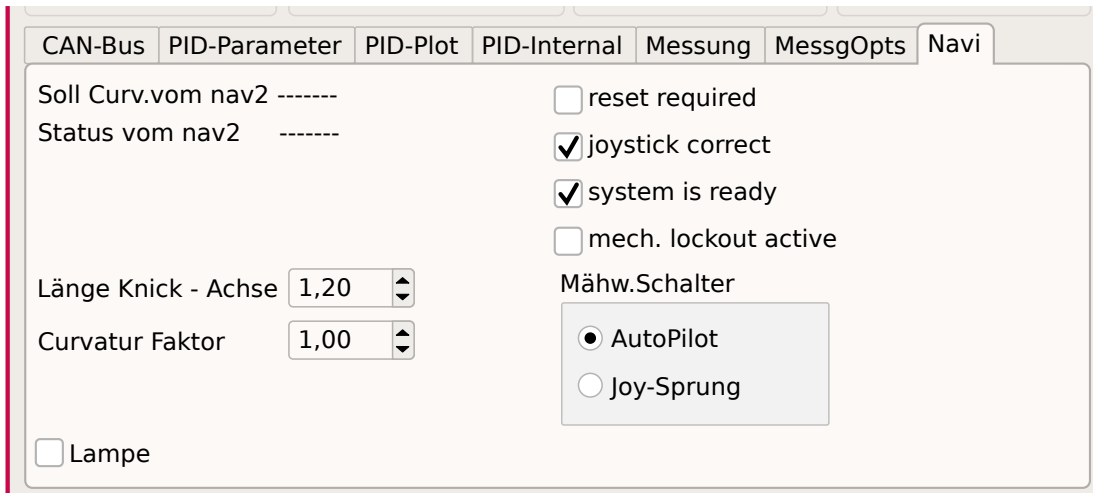


Abbildung 4.20: Reiter *Messung* des *qGeisi*-Steuerungsprogramms, mit Werten vom und Parametern für das Navigationsmodul.

Die Umrechnung einer Soll-Kurvatur k_s in einen Soll-Knickwinkel β_s erfolgt nach der Formel

$$\beta_s = 2 \cdot (\arctan(l_{1/2}/(1000/k_s)) \cdot 180/\pi) \cdot f_k \quad (4.1)$$

Umgekehrt ergibt sich die Ist-Kurvatur k_i aus einem gemessenen Ist-Knickwinkel von β_i zu

$$k_i = 1000 \cdot \tan((\beta_i/2) \cdot \pi/180)/l_{1/2} \quad (4.2)$$

Die *Lampe* Checkbox zeigt den Status der gelben Rundumleuchte, die eingeschaltet wird, sobald das Navigationsmodul die Lenkung übernommen hat. Die beiden *Mähw.Schalter* Optionen werden im Zusammenhang mit dem *pid* Objekt im Abschnitt 4.1.3.5 auf Seite 138 erläutert.

4.2 Ergebnisse Teil 2: Fahrversuche

4.2.1 Synchronisierung und Strukturierung der Messdaten

Der Versuchsträger verfügt über drei unterschiedliche Messsysteme, wie in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben:

1. Abspeicherung der CAN-Bus-Nachrichten mit dem *candump* Befehl, Kapitel 2.4.1.7,
2. Abfragen und Abspeichern der internen Kommunikation des Navigationsmoduls mit dem *captureTrimbleSerial* Skript, Kapitel 3.2.4,
3. eDAQ-Messverstärker und -Datenlogger, Kapitel 3.2.6.1

Jedes Messsystem legt die Daten in einem eigenen Datenformat ab (Abbildung 4.21). Weiterhin verwenden sie unterschiedliche Zeitformate mit unterschiedlichem Zeitbasisbezug (Abbildung 4.22), die sich je nach Versuchsbedingungen auch innerhalb des Messsystems noch ändern können. So speichert der eDAQ die Messwerte relativ zum Run Start. Dessen Zeitstempel wird

einerseits nach der lokalen eDAQ-Hardware-Uhr festgehalten, andererseits auch nach GPS-Zeit, jedoch nur, wenn ein kompatibler GNSS-Empfänger am eDAQ selbst angeschlossen ist und ausreichend Empfang hat.

Etwas einfacher verhält es sich beim Navigationsmodul, da hier nur relevante Daten anfallen, sobald auch GPS-Positionen und damit auch GPS-Zeiten ermittelt werden können. Dennoch ist zu beachten, dass die Daten teilweise GPS-Zeiten und teilweise UTC-Zeiten enthalten. Diese unterscheiden sich durch die Anzahl der Schaltsekunden. Hat der Empfänger die Information über diese Anzahl nicht (mehr) in seinem Speicher oder hat sie sich durch eine weitere Schaltsekunde verändert, kann die übermittelte UTC-Zeit bis zu 12,5 Minuten lang falsche Werte aufweisen. Einmal alle ca. 12,5 Minuten wird die Anzahl der Schaltsekunden von den GPS-Satelliten übermittelt.

Die Aufbereitung der Messdaten geschieht also in zweierlei Hinsicht. Erstens müssen die Daten der Messsysteme zeitlich synchronisiert werden. Hierfür muss für die zu synchronisierenden Daten eine gemeinsame Zeitbasis gefunden werden. Anhaltspunkte dafür gibt Tabelle 4.1. In den Schnittpunkten zwischen dem in der Spalte und dem in der Zeile genannten Messsystem werden Möglichkeiten und Einschränkungen einer gemeinsamen Zeitbasis genannt. Findet sich keine gemeinsame Basis, müssen die Daten zunächst unsynchronisiert dargestellt werden, um beispielsweise anhand des Verlaufs der GPS-Positionen und der Fahrgeschwindigkeitsvorgabe

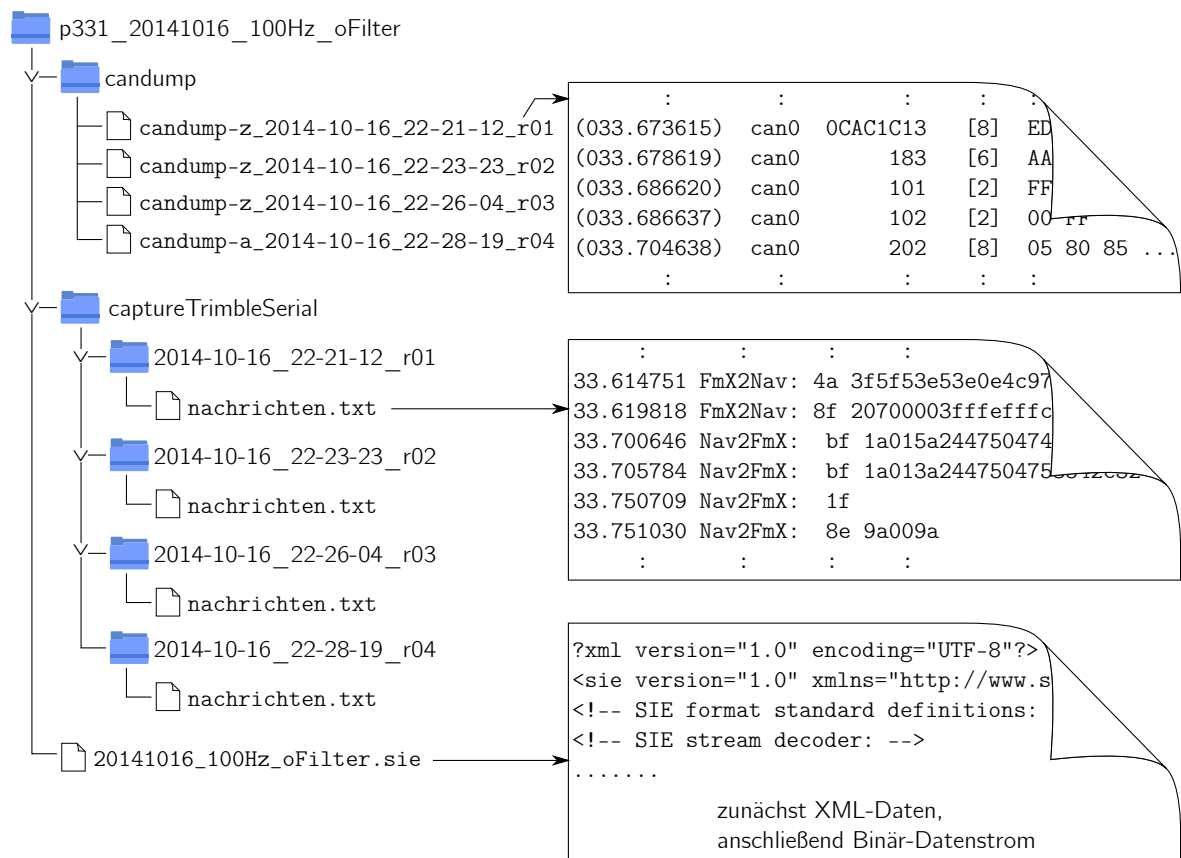


Abbildung 4.21: Darstellung der Ordnerstruktur für die Messdaten aus den drei Messsystemen (`candump`-Dateien, `captureTrimbleSerial`-Dateien, binäre Projektdatei (`*.sie`) des eDAQ-Messverstärkers) an einem konkreten Beispiel. Rechts in der Darstellung ein kurzer Auszug aus dem jeweiligen Datei-Inhalt.

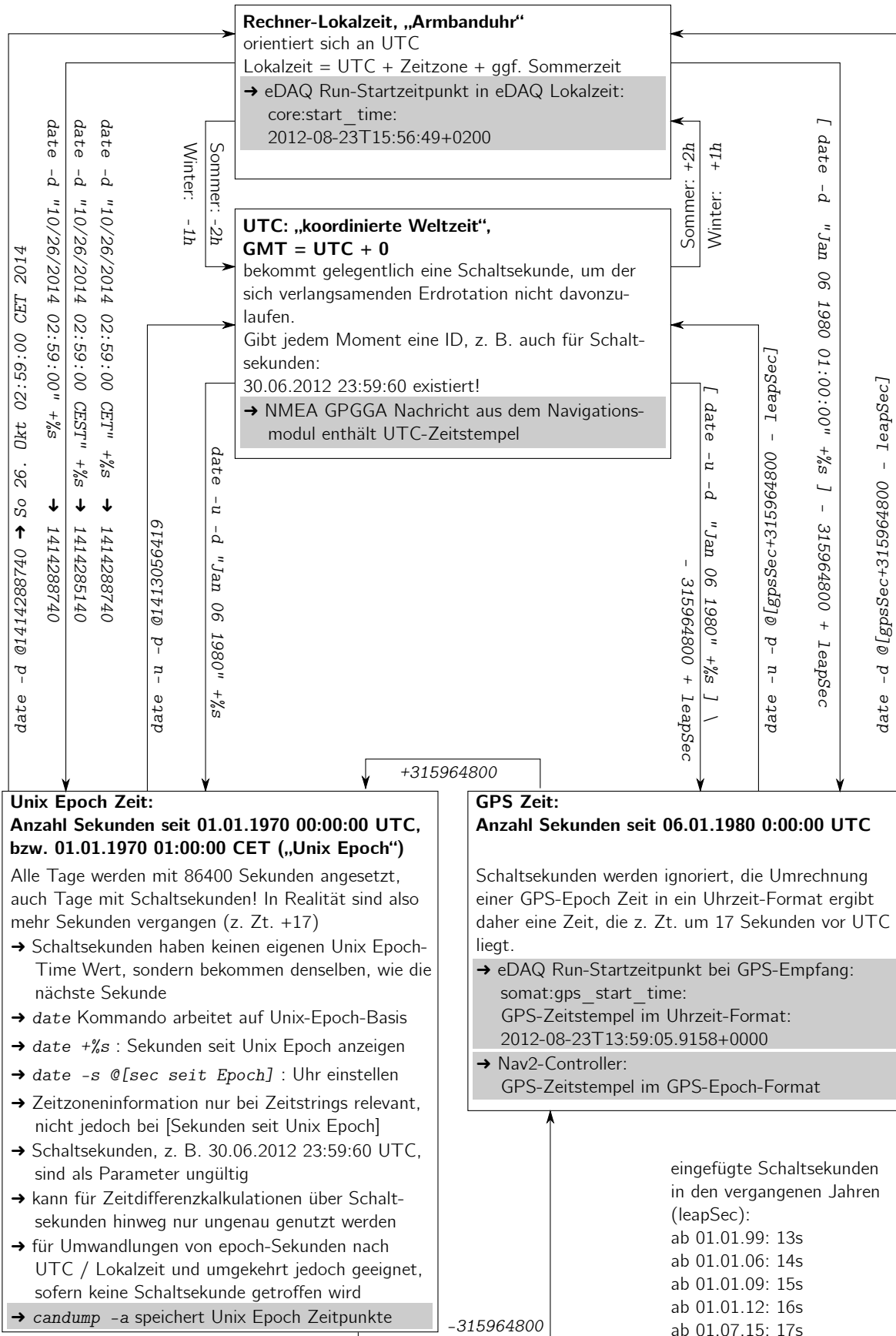


Abbildung 4.22: Überblick über die verschiedenen Zeitsysteme und -formate, die in den Messsystemen des Versuchsträgers zur Anwendung kommen, sowie typische Befehle zur Umrechnung von Zeit-Daten zwischen den Systemen. Grau hinterlegt sind Beispiele für Datenquellen, die das jeweilige Zeitsystem nutzen.

Tabelle 4.1: Mögliche gemeinsame zeitliche Bezugspunkte für die Synchronisierung von Messdaten unterschiedlicher Messsysteme. Gibt es für ein zu synchronisierendes Datenpaar keine gemeinsame Zeitbasis, müssen die Daten manuell analysiert und die Differenz zwischen ihren Zeitskalen gefunden werden.

	captureTrimble-Serial Daten	eDAQ Daten
candump Daten	<ul style="list-style-type: none"> • lokale PC-Zeit 	<ul style="list-style-type: none"> • lokale PC-Zeit¹ • CAN-Nachrichten Zeitstempel
eDAQ Daten	<ul style="list-style-type: none"> • lokale PC-Zeit¹ • GPS-Zeit² 	

¹ nur möglich, wenn vom PC die CAN Nachricht mit ID 0x189 (Zeitstempel) gesendet wurde

² nur möglich bei zusätzlich angeschlossenem separatem GPS-Empfänger

auf dem CAN-Bus zusammengehörende Zeitpunkte und die daraus resultierende Zeitdifferenz zu ermitteln.

Neben der zeitlichen Abstimmung müssen die Daten so konvertiert werden, dass sie am Ende in einer einheitlichen Struktur als „Messprojekt“ vorliegen. Den im Rahmen der Arbeit erarbeiteten prinzipiellen Aufbau dieser Messprojektstruktur zeigt Abbildung 4.23.

Ein Informationsblock benennt zunächst das Messprojekt sowie Startzeiten und Inhalte der Kommentarzeilen zu den einzelnen Messläufen (Runs). Weiter werden die Sensorbelegungen des eDAQ und die Beschaffenheit der Zeitachsen angegeben. Je nach Sensor und Konfiguration können die Zeitwerte periodische Werte entsprechend der Abtastrate sein, oder unregelmäßige Einzelzeitstempel, die das Auftreten oder die Veränderung bestimmter Messwerte, z. B. auf dem CAN-Bus, markieren. Schließlich werden für die seriellen Kanäle aus *captureTrimbleSerial* und für die *candump*-Kanäle ebenfalls diese Informationen ausgewiesen. Abgeschlossen wird der Informations- und Datenbeschreibungsblock durch mehrere Felder, die Platz bieten für die Speicherung von Kanal- oder Anschlussbezeichnungen, welche von späteren Auswertungsroutinen für Diagramm- und Achsenbeschriftungen genutzt werden können.

Nach dem Informationsblock folgt der Datenblock. Die Daten sind in der ersten Ebene nach Runs geordnet, innerhalb der Runs sind sie nach dem Messsystem geordnet: zunächst die eDAQ-Daten, dann die *captureTrimbleSerial*-Daten und zuletzt die *candump*-Daten. Die Daten selbst sind in Tabellen angelegt. Diese sind einspaltig für periodische Zeitachsendaten, die für mehrere Datenkanäle gelten, zweisepaltig für Kanäle mit eigenem Zeitstempel je Messwert und mehrspaltig für Messwertreihen, die sich alle auf denselben, in einer entsprechenden einspaltigen Tabelle vorliegenden Zeitkanal beziehen. Ein Sonderfall sind dreispaltige Tabellen für Rohdaten vom CAN-Bus, die den Zeitstempel, die ID und den Dateninhalt jeder Nachricht abbilden.

Die Vorgehensweise zur Erstellung eines Messdatenprojekts zeigen die Abbildungen 4.24 und 4.25. Bei den in Abbildung 4.24 schwarz hinterlegten Befehlen, einschließlich der grau hinterlegten Module, handelt es sich um Perl-Skripte, die ebenfalls im Rahmen der Arbeit zu entwickeln waren, um die Daten der drei Messsysteme auszuwerten und aufeinander beziehen zu

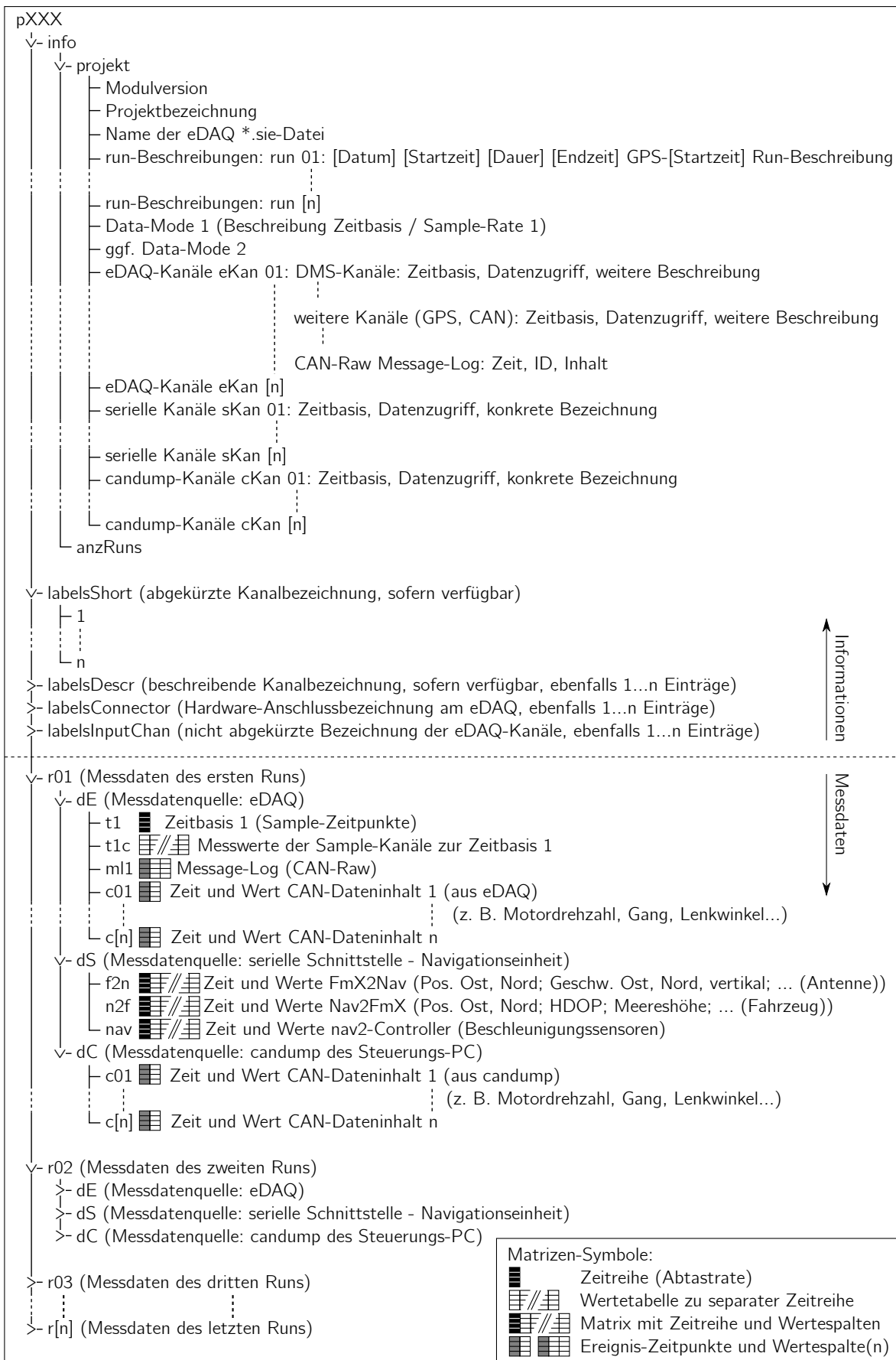


Abbildung 4.23: Übersicht über die Informations- und Datenstruktur eines vollständig in GNU Octave importierten Messprojekts

können. Der jeweilige Inhalt der Skripte sowie die Reihenfolge ihrer Anwendung werden nachstehend kurz skizziert:

1. *inspectSieFile.pl* ist ein Skript, mit dem aus der binären Messdaten-Projektdatei (*.sie) des eDAQ je nach gewählter Option folgende Informationen ausgegeben werden können:
 - Informationen zum Messprojekt, zu den Versuchsläufen und den verwendeten eDAQ-Kanälen
 - Angaben zu Offset und Skalierung der Messkanäle
 - die im Messprojekt zur Konfiguration des eDAQ verwendete *.tce Datei
 - eine XML-Struktur mit detaillierten Konfigurations- und Informationsdaten, wie zum Beispiel auch die Anzahl der Messpunkte in einem Messlauf.
2. *sie2m_v2.pl*: Dieses Skript verarbeitet die binäre Messdaten Projektdatei (*.sie) des eDAQ und legt damit das Grundgerüst für das zu erstellende Messprojekt an. Extrahiert werden zum einen die Informationen für den Informationsteil der beschriebenen Messprojektstruktur. Diese bestehen aus Informationen sowohl zu den vom eDAQ aufgezeichneten Kanälen als auch zu den durchgeführten Versuchsläufen. Zum andern werden die binär gespeicherten Daten ausgelesen. Im Falle von CAN-Bus-Daten werden außerdem die Botschaften dekodiert und in Kanäle aufgeteilt. Das Ergebnis dieses Skripts ist ein generiertes Octave-Skript (*mkOctBin_pXXXall.m*), welches die Befehle zum Anlegen der Messprojektstruktur und zum Befüllen der Struktur mit den Messdaten aus dem eDAQ enthält. Das Skript kann in zwei Varianten aufgerufen werden. Diese unterscheiden sich dadurch, dass entweder die *.sie Datei als ganzes verarbeitet wird, oder dass sich die Verarbeitung auf explizit angegebene Runs beschränkt. Letzteres ermöglicht es, von vornherein ungültige Runs auszuschließen, oder Messprojekte aufzuteilen, für deren Berechnung der Arbeitsspeicher nicht ausreicht.
3. *trimbleCaptureSerial7PostProcess.pl*: Die hexadezimal gespeicherten Datenströme der drei Kommunikationskanäle des Navigationsmoduls werden dekodiert. Die dabei entstehenden Positionsdaten liegen dabei zunächst in unterschiedlichen Koordinatensystemen vor und werden in UTM-Koordinaten der Zone 32 transformiert. Außerdem werden die Zeitformate aufeinander abgestimmt.
4. *trimble2m_pXXX.pl*: Nach der Ergänzung um die Startzeiten der Versuchsläufe, die mit *inspectSieFile.pl* ausgelesen werden, sowie um die Ordnerpfade der zu verwendenden Daten aus dem Navigationsmodul, die durch *trimbleCaptureSerial7PostProcess.pl* erzeugt wurden, generiert dieses Skript ein Octave-Skript (*get_pXXXserial.m*), mit dem die Navigationsdaten in das Gesamtprojekt importiert werden.
5. *candump2m_pXXX.pl* muss ebenfalls je Messprojekt ergänzt werden um die Datenpfade zu den *candump*-Daten und um deren Zeitoffset zu den eDAQ-Daten, bevor analog zum vorgenannten Skript ein Octave-Skript (*get_pXXXcandump.m*) für den Import der *candump*-Daten in das Gesamtprojekt angelegt wird.

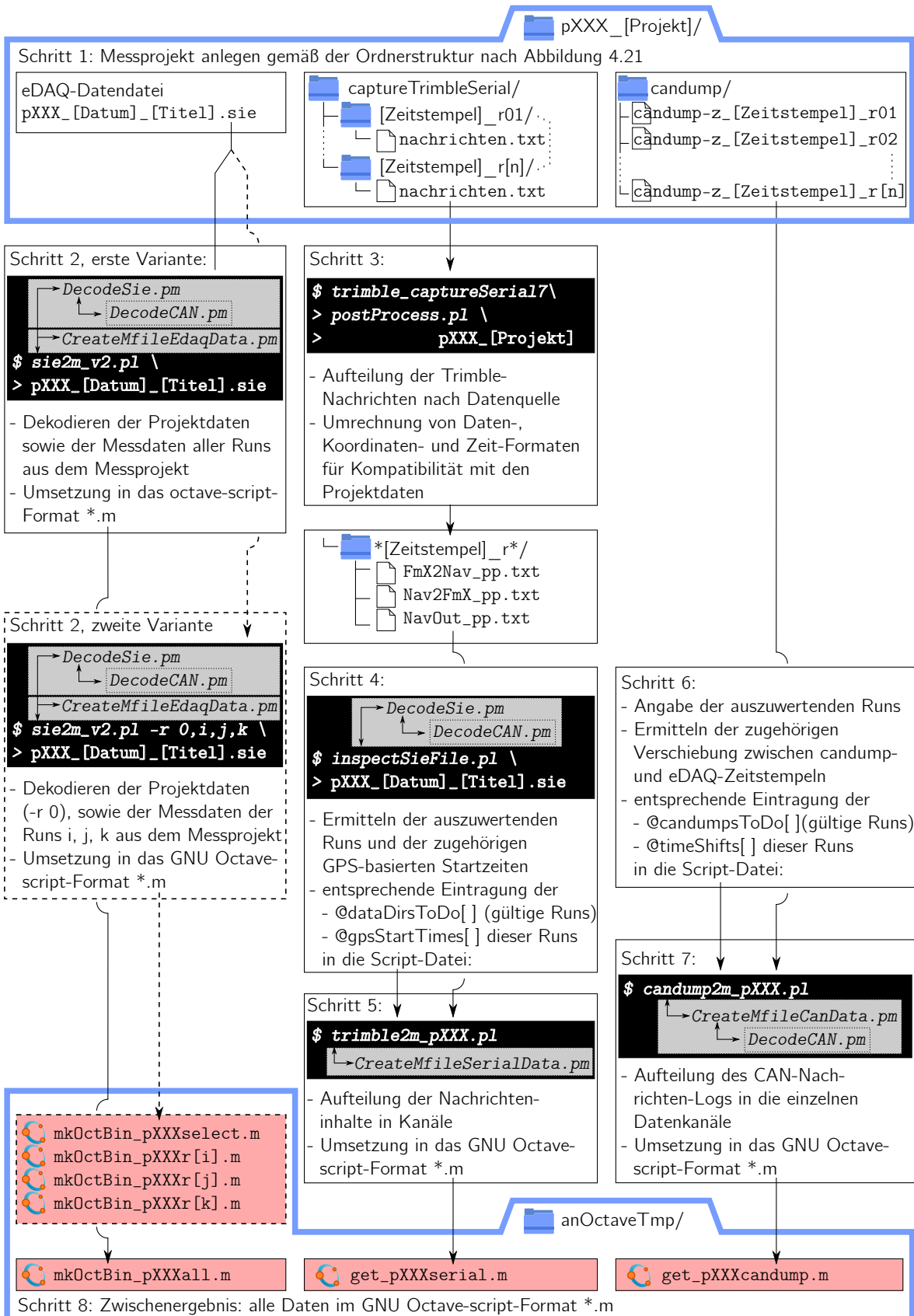


Abbildung 4.24: Schritte zur Konvertierung der unterschiedlichen Messdaten in ein einheitliches Format, um die Daten in ein GNU Octave Projekt importieren zu können. Konsolenbefehle sind schwarz hinterlegt, implizit aufgerufene Module grau, die Zieldateien im GNU Octave-Format rot.

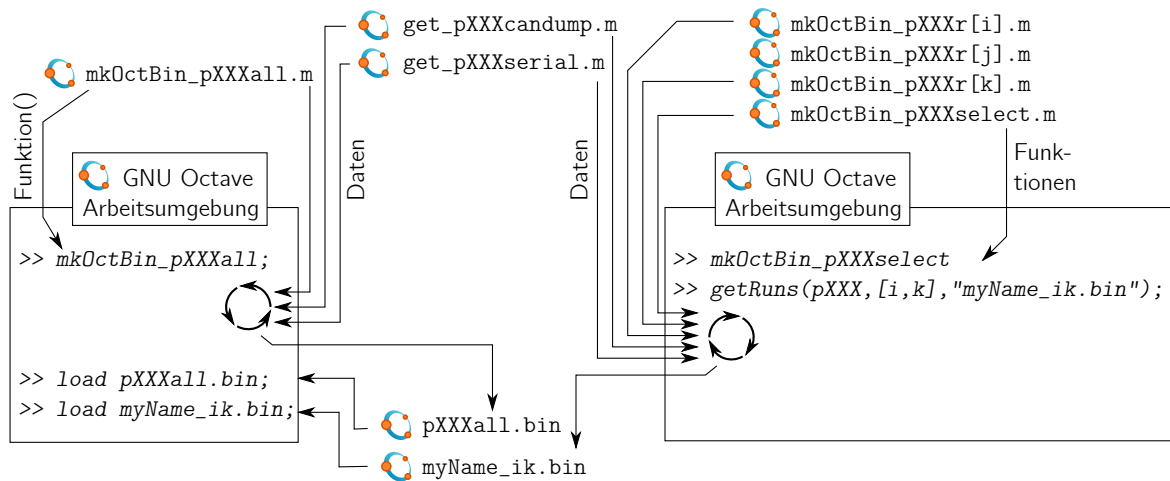


Abbildung 4.25: Import und Zusammenführung der konvertierten Messdaten in ein GNU Octave Messprojekt, links für ein gesamtes Versuchsprojekt, rechts für eine Zusammenstellung einzelner Runs (i, j, k).

Abbildung 4.24 zeigt am unteren Rand die Ordnerstruktur der nun vorliegenden Octave Skriptdateien, mit deren Hilfe in einem finalen Schritt die gesamte Messprojektstruktur erstellt, die vorhandenen Daten darin abgelegt und das Projekt am Ende in einer Datei (`pXXXall.bin`) im Octave Binärformat abgespeichert wird. Auch dieser letzte Schritt kann entweder in einem Schritt für das gesamte Versuchsprojekt (Abb. 4.25 links) oder für eine anzugebende Auswahl an Versuchsläufen durchgeführt werden (Abb. 4.25 rechts), falls es sich um ein sehr großes Projekt handelt.

Einmal erstellte Projektdateien können in der Octave Arbeitsumgebung mit dem `load` Befehl geladen werden. Damit stehen dort sowohl die Informationen als auch die Daten für eine weitere Verarbeitung, Darstellung und Auswertung zur Verfügung, wie sie zum Beispiel auch im nächsten Abschnitt vorgenommen wird.

4.2.2 Grafische Aufbereitung der Messdaten

Der experimentelle Charakter des Projekts im Zusammenspiel mit den Messmethoden, die erst entwickelt werden mussten, machen standardisierte Versuche mit standardisierter statistischer Auswertung unmöglich. Die Fahrversuchsdaten werden daher nach einem gemeinsamen Schema grafisch aufbereitet und ausgewertet. Diese Aufbereitung erfolgt in Octave anhand von Skripten, die auf die Rohdaten der Messprojekt-Datenstruktur zugreifen. Auf diese Weise können die Diagramme jederzeit aus den Grunddaten neu generiert und nachvollzogen werden. Die Skripte kopieren zunächst die nötigen Daten aus dem Messprojekt. Die Daten werden auf den Zeitraum begrenzt, der in einer Konfigurationsdatei explizit für jeden Versuchslauf als relevante Versuchszeit angegeben ist. GPS-Daten werden geglättet und auf Positionssprünge überprüft. Abhängig vom Lenkwinkel und der Antennenposition auf dem Fahrzeug während der Versuchsfahrten werden die GPS basierten Fahrstrecken mit drei Bezugspunkten berechnet: Der erste Bezugspunkt liegt in der Mitte der Antriebsachse, die beiden weiteren jeweils in der Mitte der linken und der rechten Antriebswalze. Weiter werden die Radimpulszähler jeweils auf Abrollstrecken umgerechnet. Für die Berechnung des Radschlupfs u wird nach STEINKAMPF (1971) die Strecke der

tatsächlichen Fortbewegung s_f (hier aus der GPS Messung) ins Verhältnis zur Abrollstrecke s_r der Räder gesetzt, die sich über die Radimpulszähler ergibt:

$$u = 1 - \frac{s_f}{s_r} \quad (4.3)$$

Der Aufbau der Diagrammblätter folgt dem beschriebenen Rechenweg:

1. links oben ein GPS-Plot mit dem vom GPS-Empfänger aufgezeichneten Kurs in einem lokalen, relativen, metrischen Koordinatensystem. Gesondert markiert sind der Startpunkt sowie die Positionen zu allen Zeitpunkten, die durch das Hauptgitternetz der Zeitachsen in den weiteren Diagrammen gegeben sind. So können Datenverläufe in den zeitbasierten Messdiagrammen genau den entsprechenden Streckenabschnitten im GPS-Plot zugeordnet werden.
2. Im Diagramm darunter werden die mit der Versuchsdauer auflaufenden, auf den Radimpulszählern basierenden Abrollstrecken aller vier Antriebswalzen sowie die auf die Mitte der linken und rechten Antriebswalze umgerechnete GPS Strecke aufgezeichnet. Im rechten Teil wird ein Ausschnitt herausgegriffen und oberhalb des Diagramms vergrößert dargestellt. Dies macht die über eine Versuchsfahrt aufgelaufenen Strecken besser sichtbar. Außerdem werden in diese Vergrößerung zwei Kreisumfänge eingetragen, die im Falle nicht verwertbarer GPS-Messungen ersatzweise Anhaltspunkte zur Fahrstrecke s_f geben können:
 - Umfang des Sollkreises (innen/außen) ($Umf_{Sollkr.i./a.}$): der Umfang des Kreises der Sollfahrstrecke, die mit dem Fahrversuch anvisiert wurde, jeweils bezogen auf die in der Kreisfahrt innen- und außenliegende Antriebswalze. Würde kein Radschlupf auftreten und der Sollkreis genau eingehalten, müssten die Rad- und GPS-Strecken genau auf diese Markierung im Diagramm zulaufen.
 - Umfang des Kreises, der sich theoretisch ergibt, wenn der gesamte Versuchslauf mit einem fixierten Knicklenkungswinkel gefahren worden wäre, der dem durchschnittlichen vom Lenkwinkelsensor gemessenen Lenkwinkel dieser Versuchsfahrt entspricht ($Umf_{LWsi./a.}$). Dieses Maß dient der Plausibilitätskontrolle und wird ebenfalls für die innere und äußere Antriebswalze angegeben. Im Idealfall müsste es dem Umfang des Sollkreises entsprechen.
3. Nach dem Streckendiagramm folgt das Radschlupfdiagramm, mit einem Graphen für jede Antriebswalze: HR (hinten rechts), VR (vorne rechts), VL (vorne links) und HL (hinten links).
4. Das vierte Diagramm zeigt mit den Hauptspannungen unter DMS 7 die seitlichen Materialbelastungen während der Fahr- und Lenkmanöver. Da es an dieser Stelle um die Materialbelastung beim Lenken geht, wird der unten liegende DMS 8 hier nicht berücksichtigt.
5. Ist-Lenkwinkel und, wenn vorhanden, Soll-Lenkwinkel bilden den Inhalt des fünften Diagramms. Im Falle der Skidlenkung gibt es keine Lenkwinkel, daher wird an dieser Stelle die

Fahrstufe und Fahrtrichtung (vorwärts/rückwärts) eingezeichnet, um die Fahrmanöver zu verdeutlichen.

6. Das unterste Diagramm veranschaulicht das Steuersignal, das an den Hydraulikblock zur Umsetzung der Lenkbewegungen übermittelt wird.

4.2.3 Versuchsprojekte p150 und p160: Vergleich zwischen Skid- und Knicklenkung

Im Versuchsprojekt p150 (Knicklenkung) und p160 (Skidlenkung) werden die beiden Lenksysteme, abgesehen vom hydraulischen Stromteiler, mit gleichen Konfigurationseinstellungen einander gegenübergestellt. Für die Skidlenkung ist der hydraulische Stromteiler permanent aktiviert, für die Knicklenkung durchgängig deaktiviert. Die Lenkwinkelregelung ist noch nicht implementiert. Daher werden die Hydraulikkreise des Fahrzeugs vollständig manuell und direkt über die Fernbedienung gesteuert. In unterschiedlichen Fahrt- und Lenkrichtungen wird versucht, einer auf einer ebenen Wiesenfläche markierten Kreisbahn zu folgen. Entlang der Kreisbahn ist ein Reflektor aufgestellt, der beim Passieren von einer Lichtschranke auf dem Versuchsfahrzeug registriert wird. Dieser Impuls wird über den CAN-Bus zeitsynchron zu den übrigen Messwerten gespeichert. Ein Auswertungsdiagramm in der Form der folgenden Abbildungen bezieht sich genau auf die Zeit zwischen zwei Impulsen und deckt damit eine Kreisrunde ab.

Für die Bewertung des Lenkverhaltens als solches können die Diagramme zum Ist-Lenkwinkel und zur Joystickausrückung herangezogen werden. Je regelmäßiger diese Diagramme verlaufen, umso stringenter ist das Fahrzeug dem Soll-Kurs gefolgt, so dass stärkere Korrekturen nicht notwendig waren.

Das Versuchsergebnis wird exemplarisch an den Abbildungen 4.26 und 4.27 erläutert. Wie sich bei der Auswertung der Versuche zeigt, sind die GPS-Daten des am eDAQ verwendeten GPS-Empfängers (Garmin GPS18x-5Hz) nur sehr eingeschränkt verwendbar. Auch bei unterbrechungsfrei und gleichmäßig verlaufenen Kreisfahrten lässt sich aus den GPS-Daten bei manchen Versuchsfahrten der gefahrene Kurs nicht einmal ansatzweise erkennen. Die vermeintlich gefahrene GPS-Strecke übersteigt teilweise bei weitem die Strecke, die sich aus den Radimpulszählern oder dem Umfang des Soll-Kreises ergibt. Die Positionsdaten sind gleichzeitig so verrauscht und schlecht aufgelöst, dass auch eine Signalaufbereitung nicht zu zuverlässig verwertbaren Streckenangaben führt.

In den Fahrversuchen p160 (Skidlenkung) wiegen die fehlenden verlässlichen GPS-Daten noch schwerer, da bei der Skidlenkung auch kein Lenkwinkel verfügbar ist. Ein kontinuierlicher Messwert für den aktuell gefahrenen Kurvenradius lässt sich mit der im Versuchsprojekt p160 vorhandenen Messtechnik nicht ermitteln. Eine sinnvolle kontinuierliche Radschlupfberechnung ist damit ausgeschlossen. Verglichen werden können also nur die sich über die Impulszähler ergebenden Abrollstrecken der rechten und linken Walzen. Diese Abrollstrecken können dann ins Verhältnis zum Umfang U_{soll} des abzufahrenden Sollkreises gesetzt werden, um zu einem durchschnittlichen Radschlupf zu kommen. Dabei lässt sich jedoch (aufgrund der fehlenden GPS-Daten) nicht unterscheiden, ob stark ausgeprägte Ergebnisse auf stark ausgeprägten Radschlupf oder auf starke Abweichungen vom Soll-Kurs zurückzuführen sind.

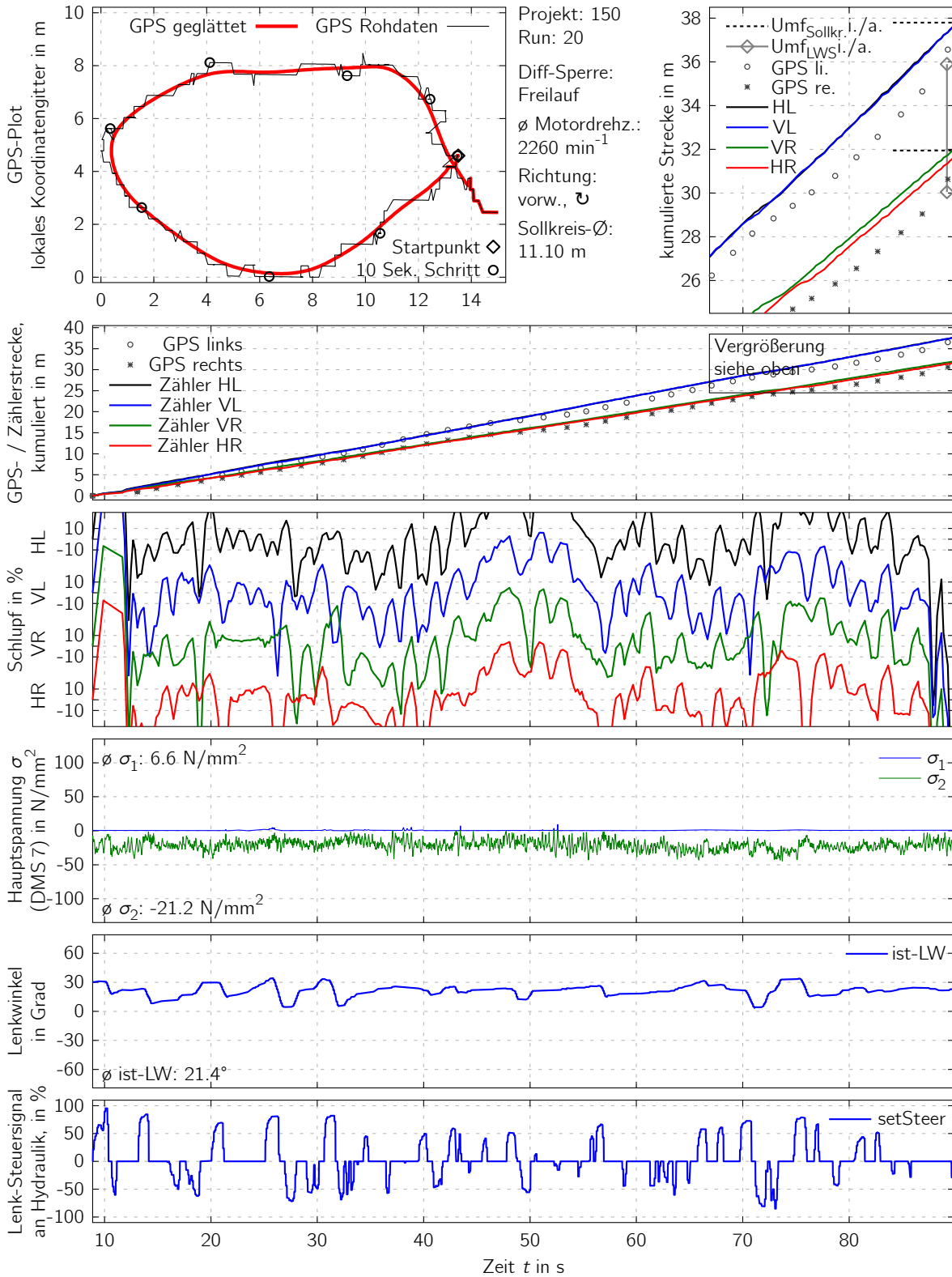


Abbildung 4.26: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler“, Projekt p150, Run 20. Der sich aus dem durchschnittlichen Lenkwinkel ($21,4 \text{ Grad}$) ergebende Fahrkreisradius von $10,5 \text{ m}$ deckt sich in etwa mit dem Sollkreisradius von $11,1 \text{ m}$. Die aufsummierte Radzählerstrecke der Außenräder (38 m) und der Innenräder (32 m) stehen dem Sollkreisumfang von $37,5 \text{ m}$ bzw. $32,2 \text{ m}$ gegenüber. Trotz der sichtlich schlechten GPS-Qualität liegt für diesen Versuchslauf die aufsummierte GPS-Strecke ca. zwei Meter unterhalb der Radimpulsstrecken und damit in einer Größenordnung, die einen Radschlupf von knapp fünf Prozent vermuten lassen würde. Die Hauptspannung liegt mit Werten zwischen null und -40 N/mm^2 in einem niedrigen Bereich.

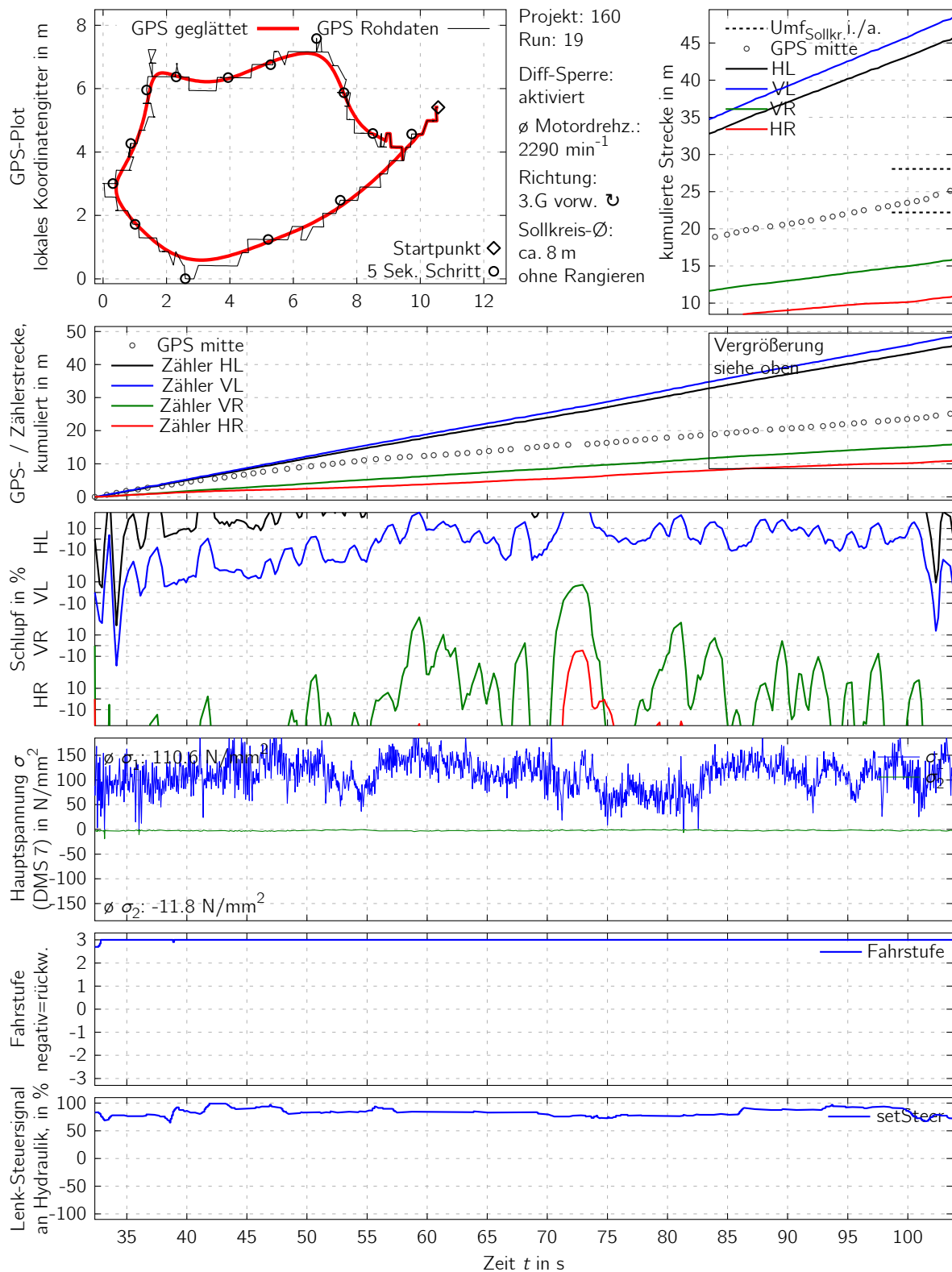


Abbildung 4.27: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Skidlenkung und Stromteiler“, Projekt p160, Run 19. Der sich aus dem gefahrenen Kreisdurchmesser von ca. 7,5 m ergebende Außen- bzw. Innenumfang beträgt ca. 26 m bzw. 21 m. Aus dem Verhältnis zu den aufgelaufenen Radzählerstrecken innen (11 m und 16 m) und außen (46 m und 48 m) ergeben sich Radschlupfwerte von -91% bis $+48\%$. Trotz der ebenfalls erkennbar schlechten GPS-Qualität liegt für diesen Versuchslauf die aufsummierte, über der Außenwalze gemessene GPS-Strecke mit 27 m gut im Bereich des Fahrkreisumfangs und bestätigt den Radschlupf. Die Materialbelastung liegt mit ca. 50 N/mm^2 bis zu 200 N/mm^2 rund drei bis fünf mal höher im Vergleich zur Knicklenkung. Gut sichtbar ebenfalls die permanente Ansteuerung der Lenkhydraulik mit 75% , um dem Sollkreis folgen zu können.

4.2.4 Versuchsprojekte p330–p332: Lenkwinkelregler und Stromteiler

Bei den Versuchsprojekten p330–p332 handelt es sich ausschließlich um Fahrversuche mit Knicklenkung, da aufgrund der Ergebnisse aus dem Versuchsprojekt p160 die Skidlenkung für den Versuchsträger nicht weiter verfolgt wurde. Für die Versuche wird für die Positionsaufzeichnung ein hochwertiger Zweifrequenz- und RTK-fähiger Trimble-GPS-Empfänger eingesetzt. Zwar stehen aufgrund eines älteren und nicht vollständig kompatiblen Korrektursignals von der Basisstation nur DGPS-Daten zur Verfügung. Diese sind jedoch ausreichend genau aufgelöst, so dass Positionssprünge ausgefiltert werden können und nicht in die Streckenberechnung eingehen. Trotzdem bleibt der Kurvenverlauf des Radschlupfs schwierig zu interpretieren, da die Fortbewegung der einzelnen Trommeln nicht nur aus der gefahrenen Kreisbahn besteht, sondern zusätzlich überlagert wird durch Lenkbewegungen und Schwingungen im Fahrzeugrahmen.

Das Lenksystem betreffend, ist der Versuchsträger nun mit dem PID Lenkwinkelregler ausgestattet, dessen Sollwertvorgabe neben dem Joystick außerdem auch, mit Hilfe von *qGeisi*-Einstellungen und einem Bedienschalter auf der Fernsteuerung, in Form fixierter Sollwerte erfolgen kann. Variiert wird bei diesen Versuchen auch der Zustand des Stromteilers zwischen „aktiviert“ und „Freilauf“. Neben Kreisstrecken werden auch Achterparcours gefahren, um den Lastwechsel beim Übergang des Lenkeinschlags aus der einen in die andere Richtung zu erfassen. Konkrete Aspekte des Versuchsergebnisses werden in den Abbildungen 4.28 und 4.29 beschrieben.

4.2.5 Versuchsprojekt p390: Autonavigation

Für die Versuchsfahrten p390 steht mit dem GPS-Empfänger Trimble R10 inzwischen eine Referenzstation zur Verfügung, die zum Navigationsempfänger auf der Versuchsmaschine kompatible Korrekturdaten sendet. Sobald sich der Fahrzeugempfänger im Empfangsmodus „RTK-fixed“ befindet, kann die Vorgabe der Soll-Lenkwinkel vom Navigationsmodul des Trimble-FmX-Terminals übernommen werden, welches über den CAN-Bus mit der Fernsteuerung und der *qGeisi*-Software in Verbindung steht. Die Versuchsfahrten (zum Beispiel Abb. 4.30) zeigen die vom Autopiloten gesteuerten Fahrten entlang einer AB-Linie bei unterschiedlicher Einstellung des Parameters „Aggressivität“.

4.2.6 Übersichtsdigramme Schlupf und Materialbelastung

In den vorausgehenden Abschnitten werden spezifische Ergebnisdetails anhand einzelner Versuchsfahrten herausgegriffen und erläutert. Um aus der Vielzahl der Fahrversuche unter meist unterschiedlichen Versuchsbedingungen und mit zwangsläufig unterschiedlichen Entwicklungs- und Ausbaustufen des Versuchsträgers auch zu einem übergreifenden Ergebnisfazit zu kommen, werden einerseits die Fahrten aus den Versuchsprojekten p150, p160, p330, p331 und p332 in einer Übersichtstabelle im Anhang G zusammengefasst. Andererseits werden die Versuchsfahrten

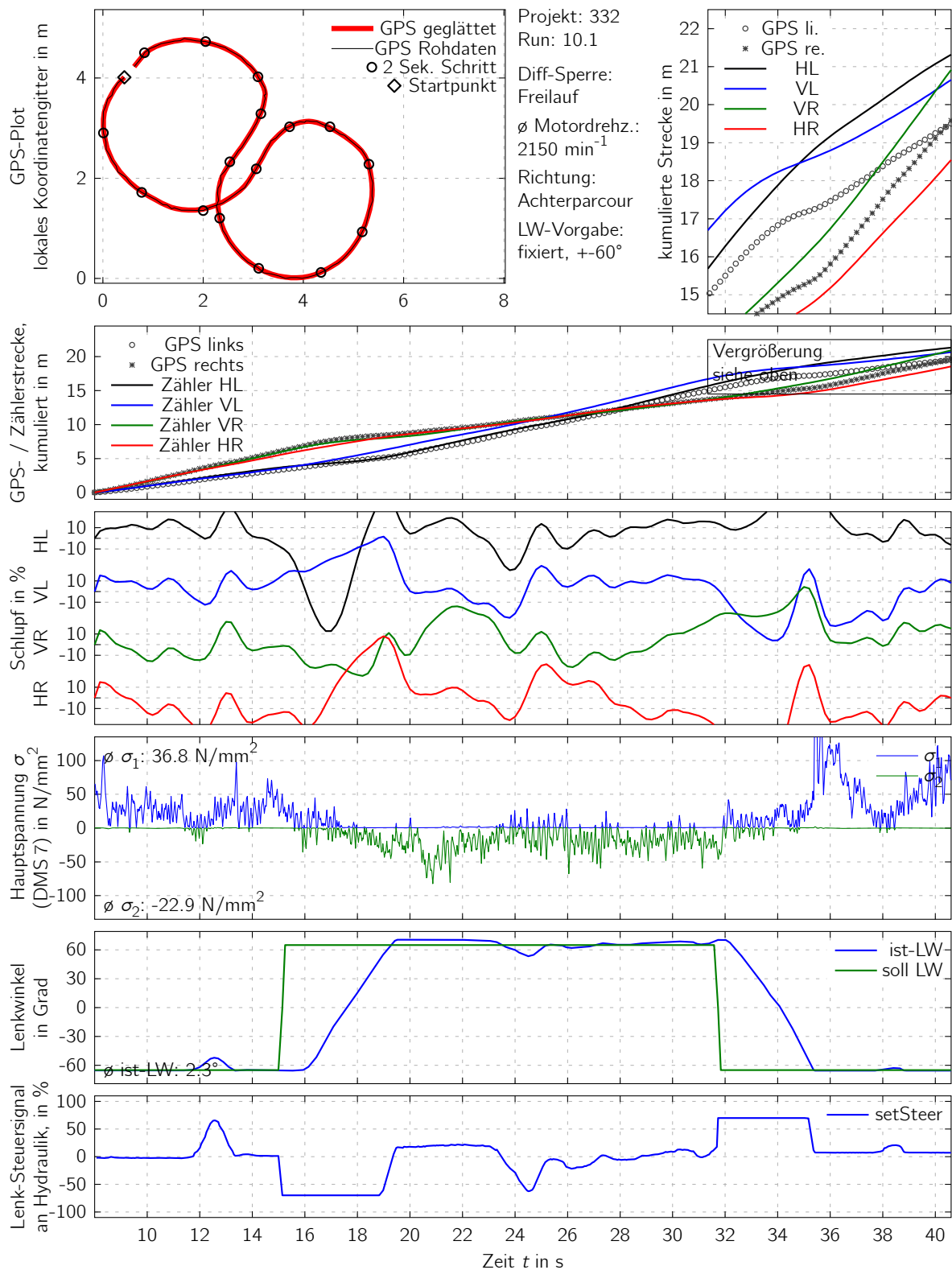


Abbildung 4.28: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Knicklenkung, mit Lenkwinkelregler, ohne Stromteiler“, Projekt p332, Run 10, Abschnitt 1. Der Verlauf des gefahrenen Achterparcours spiegelt sich sowohl im GPS-Plot als auch in den kumulierten GPS- und Zählerstrecken wider. Die trotz der guten GPS-Werte großen Schwankungen im Radschlupfdiagramm sind auf überlagerte Schwingungs- und Lenkbewegungen zurückzuführen. Die Hauptspannungen liegen sowohl für die Links- als auch die Rechtskurve mit meist unter 50 N/mm^2 im aus p150 bekannten Bereich. Dennoch weist dieser Fahrversuch zum Zeitpunkt $t = 83 \text{ s}$ mit einer (hier im Diagramm abgeschnittenen) Spitzenspannung von 236 N/mm^2 den höchsten punktuellen Maximalspannungswert *aller* Fahrversuche auf, einschließlich derjenigen mit Skidlenkung.

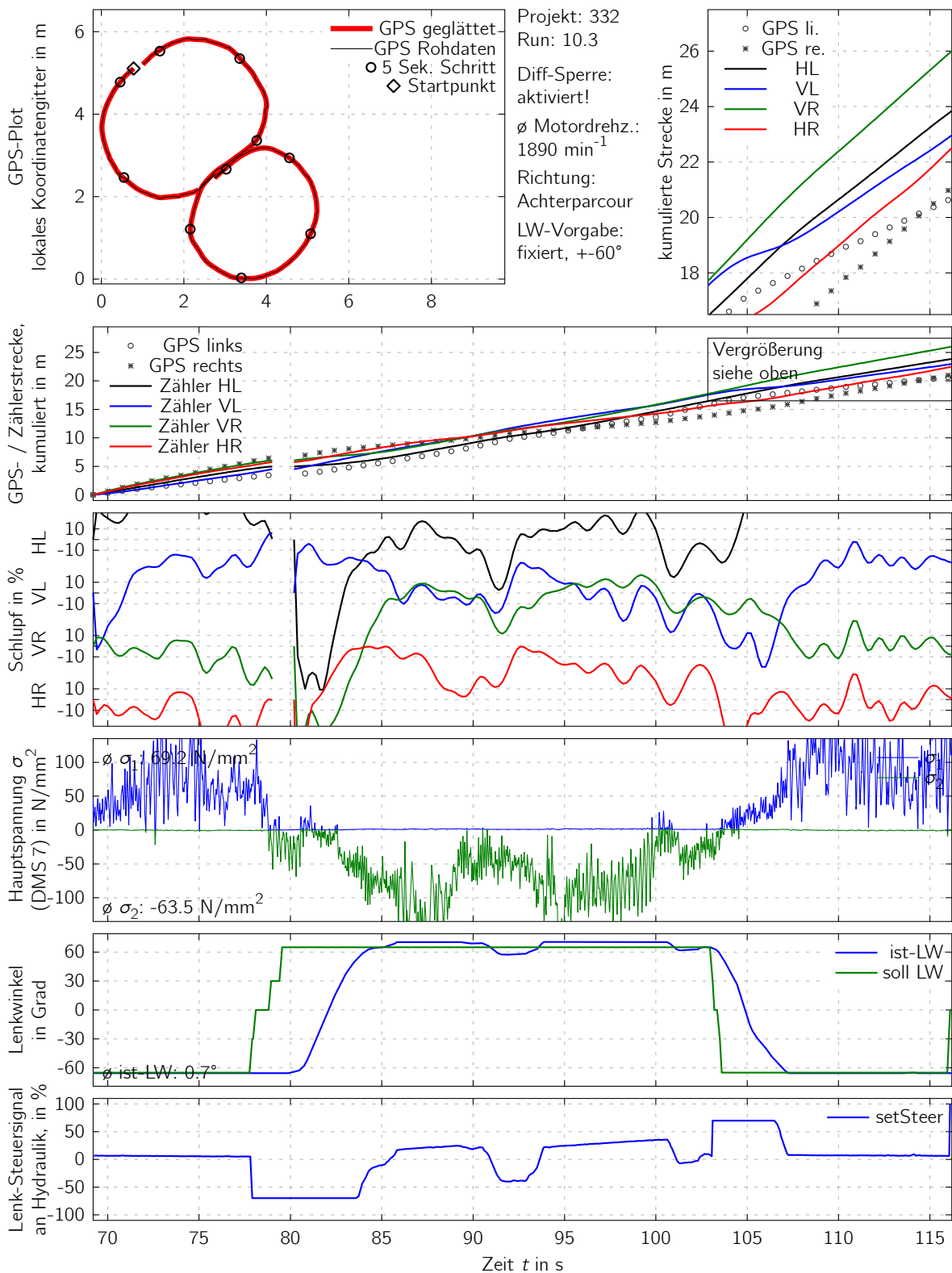


Abbildung 4.29: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Knicklenkung, mit Lenkwinkelregler, mit Stromteiler“, Projekt p332, Run 10, Abschnitt 3. Die Zuschaltung des Stromteilers bewirkt eine Erhöhung des Radschlupfs, sichtbar in den kumulierten Radstrecken, die alle zwischen 1,5 m und 6 m über der GPS-Strecke liegen, im Gegensatz zu -1 m bis 2 m in Abb. 4.28. Parallel dazu zeigt sich auch annähernd eine Verdoppelung der Materialspannungen. Der Lenkwinkelregler sorgt mit ausgeprägten Lenk-Steuersignalen an die Hydraulik für ein schnelles Erreichen des Soll-Lenkswinkels (ca. 4 s von Vollausschlag links bis Vollausschlag rechts) und kompensiert das integrierende Lenkverhalten des Fahrzeugs, indem das Lenk-Steuersignal reduziert wird, wenn Soll- und Ist-Lenkswinkel übereinstimmen.

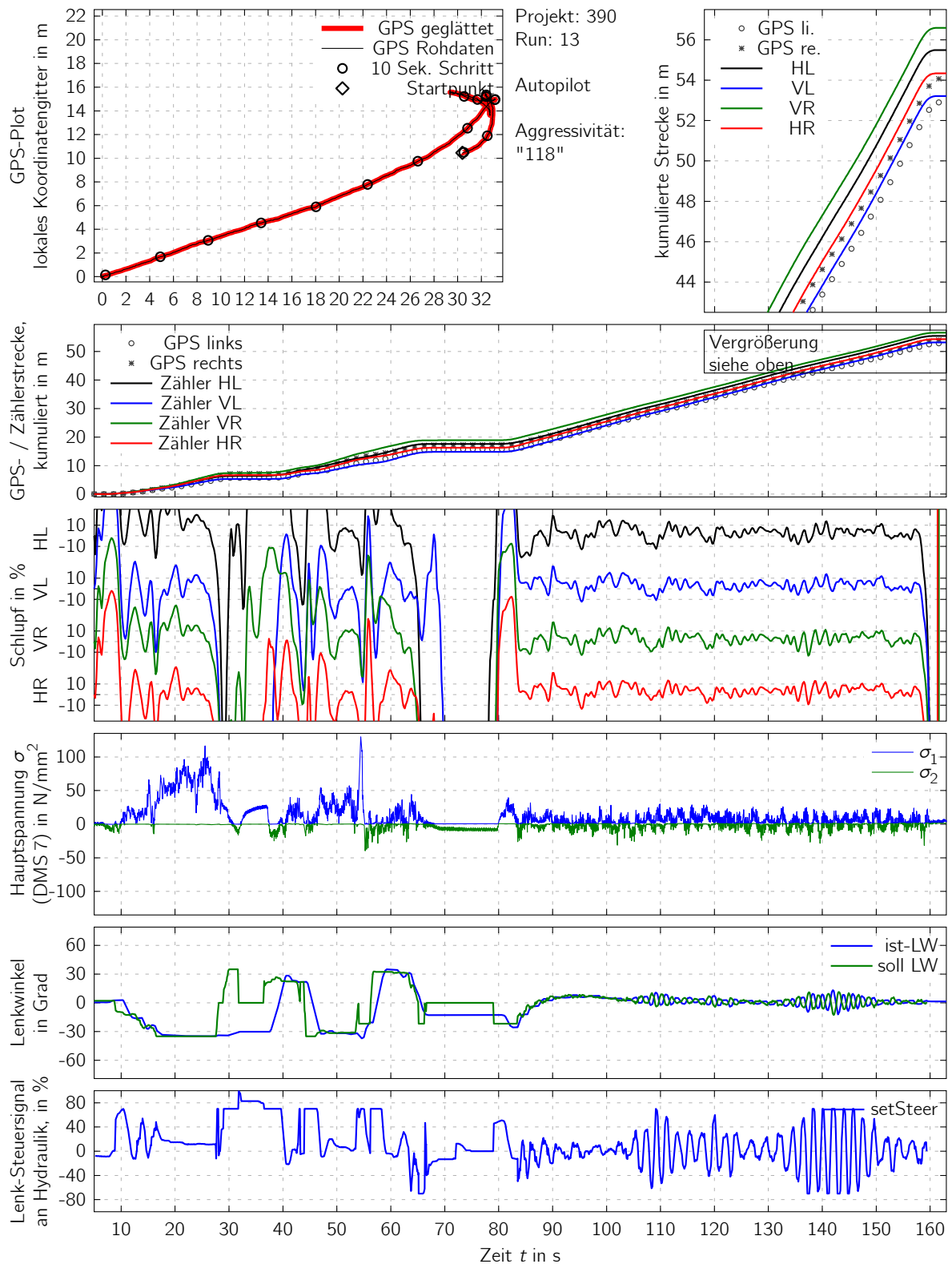


Abbildung 4.30: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Knicklenkung, AB-Linie mit GPS-Navigation“, Projekt p390, Run 13. Sehr gut zu erkennen ist die Übernahme der Lenkungs-kontrolle durch das Navigationsmodul zur Zeit $t = 83$ s. Mit der Aggressivitätseinstellung von „118“ in diesem Versuchslauf gerät die hydraulische Lenkungsansteuerung teilweise knapp in die Sättigung. Entsprechend könnte der Parameter weiter reduziert werden, um die Tendenz des Aufschwingens (wie z. B. bei $t = 135$ s bis $t = 148$ s) weiter zu verringern. Die Materialbelastung liegt mit ± 25 N/mm² im aus den Versuchen p150 und p330–p332 bekannten niedrigen Bereich. Radschlupf ist aufgrund der Geradeausfahrt hier vernachlässigbar.

für den abschließenden Vergleich zwischen Skid- und Knicklenkung hinsichtlich der Radschlupf- und Materialbelastungseigenschaften in drei Gruppen eingeteilt:

- Skidlenkung mit Stromteiler
- Knicklenkung mit Stromteiler
- Knicklenkung ohne Stromteiler

Weitere Faktoren, wie Fahrt- und Lenkrichtung, Lenkwinkel, Fahrgeschwindigkeit, Lenkwinkelregler und Versuchsdatum, spielen für die Gruppeneinteilung keine Rolle. Diese drei Gruppen werden im Folgenden in X-Y-Diagrammen einander gegenübergestellt. Der durchschnittliche Radschlupf je Antriebswalze innerhalb jeder der drei Gruppen (Abbildungen 4.31, 4.32 und 4.33), sowie die auftretende durchschnittliche (Abb. 4.34) und maximale (Abb. 4.35) Hauptspannung werden dabei über den jeweils gefahrenen Kreisdurchmesser abgetragen.

Aufgrund der genannten Heterogenität der Versuche ergeben sich dabei Punktwolken mit großer Streuung, die die Ableitung statistisch abgesicherter mathematischer Zusammenhänge nicht erlauben. Dennoch werden beim Blick auf die Diagramme klare Trends und Größenordnungen erkennbar, die in den zugehörigen Bildunterschriften erläutert und in Kapitel 5.2 diskutiert werden.

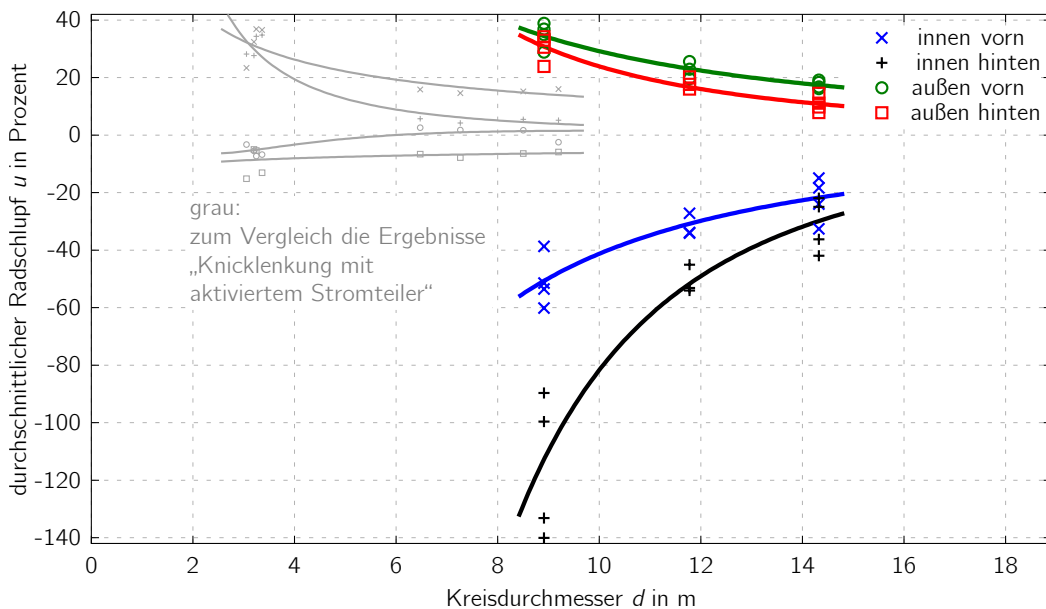


Abbildung 4.31: Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: Schlupf bei Skidlenkung. Aus allen Einzelfahrten mit Skidlenkung werden die durchschnittlichen Radschlupfwerte je Antriebsstrommel ermittelt und über dem gefahrenen Kreisdurchmesser der jeweiligen Einzelfahrt abgetragen. Gut zu erkennen ist der negative Radschlupf der innenliegenden und der positive der außenliegenden Walzen. Die Größenordnung des Radschlupfs nimmt mit abnehmendem Kreisdurchmesser zu. In Grau die Vorschau auf das Diagramm aus Abb. 4.32, um einen maßstäblichen Vergleich zu ermöglichen.

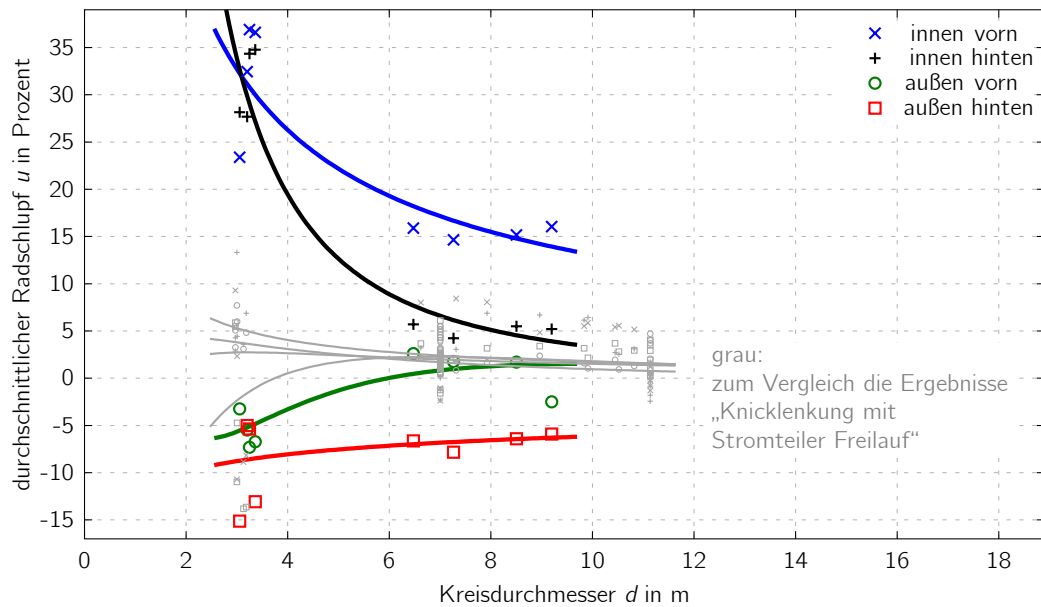


Abbildung 4.32: Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: Schlupf bei Knicklenkung mit aktiviertem Stromteiler. Aufbau des Diagramms wie in Abb. 4.31. Die positiven Radschlupfwerte reichen zwar beinahe an diejenigen der Skidlenkung heran, jedoch erst bei Kreisradien von 3 m anstelle von 9 m. In Grau die Vorschau auf das Diagramm aus Abb. 4.33, um einen maßstäblichen Vergleich zu ermöglichen.

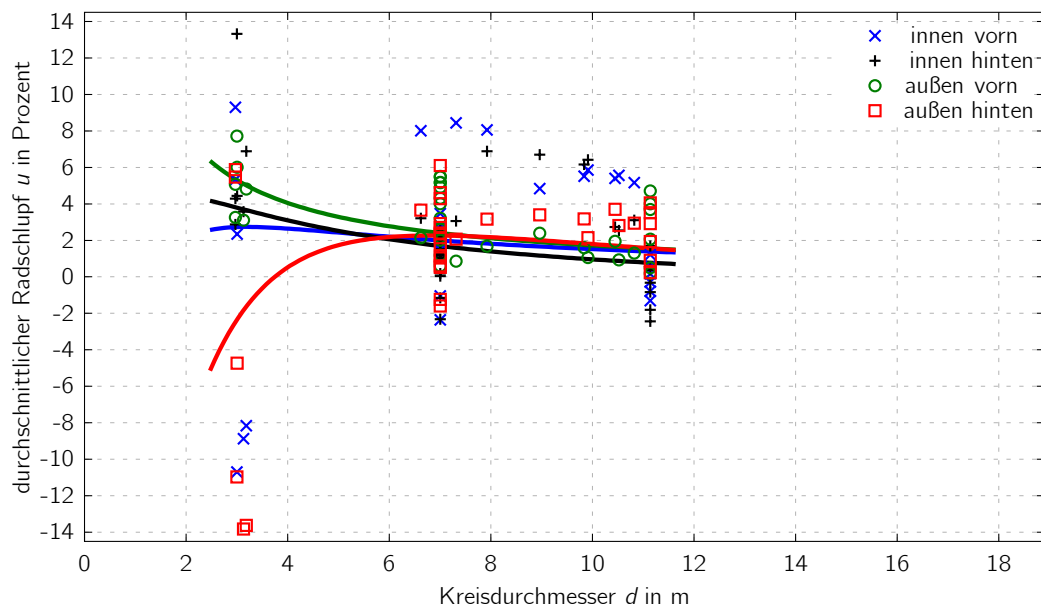


Abbildung 4.33: Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: Schlupf bei Knicklenkung mit deaktiviertem Stromteiler (Freilauf). Aufbau des Diagramms wie in Abb. 4.31. Die Trendlinien dürfen nicht überbewertet werden, wie aus der Struktur der Punktwolke ersichtlich ist. Wesentlich ist hier stattdessen, dass, von wenigen Ausreißern abgesehen, bei einem Kreisradius > 4 m alle Schlupfwerte in einer Spanne zwischen -2% bis 7% liegen. In diesem Bereich kann, unter anderem auch vor dem Hintergrund der den Berechnungen zugrunde liegenden GPS-Daten von schlechter Qualität (vgl. Abschnitt 4.2.3) nicht von einer relevanten Schlupferhöhung durch das Lenksystem ausgegangen werden. Bei sehr engem Kreisradius gibt es auch größere Werte, die mit $\pm 15\%$ für solche Lenkmanöver aber ebenfalls als niedrig eingestuft werden können.

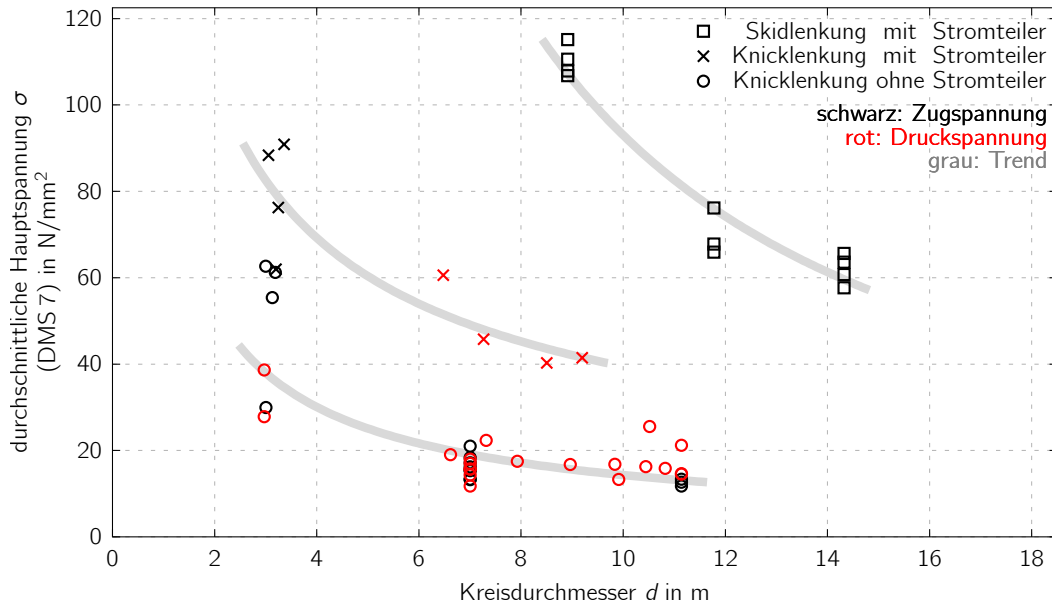


Abbildung 4.34: Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: durchschnittliche Materialbelastung (Hauptspannung unter DMS 7). Aus allen Einfahrten werden die Durchschnittswerte der Hauptspannungen σ_1 und σ_2 berechnet und über dem zugehörigen gefahrenen Kreisradius eingetragen. Messwerte zwischen $-5 \text{ N}/\text{mm}^2$ und $+5 \text{ N}/\text{mm}^2$ werden dabei ignoriert, um durchschnittminderndes Signalrauschen um den Nullpunkt auszugrenzen. Negative Hauptspannungen (Druckspannungen) erscheinen zur Verdeutlichung des Trends ebenfalls mit positivem Vorzeichen, aber in roter Farbe im Diagramm. Gut zu erkennen ist die Zunahme der Materialbelastung mit enger werdendem Kreisradius sowie mit dem Übergang von der Knicklenkung mit deaktiviertem Stromteiler zur Knicklenkung mit aktiviertem Stromteiler, und noch ausgeprägter mit dem Übergang von der Knicklenkung auf die Skidlenkung.

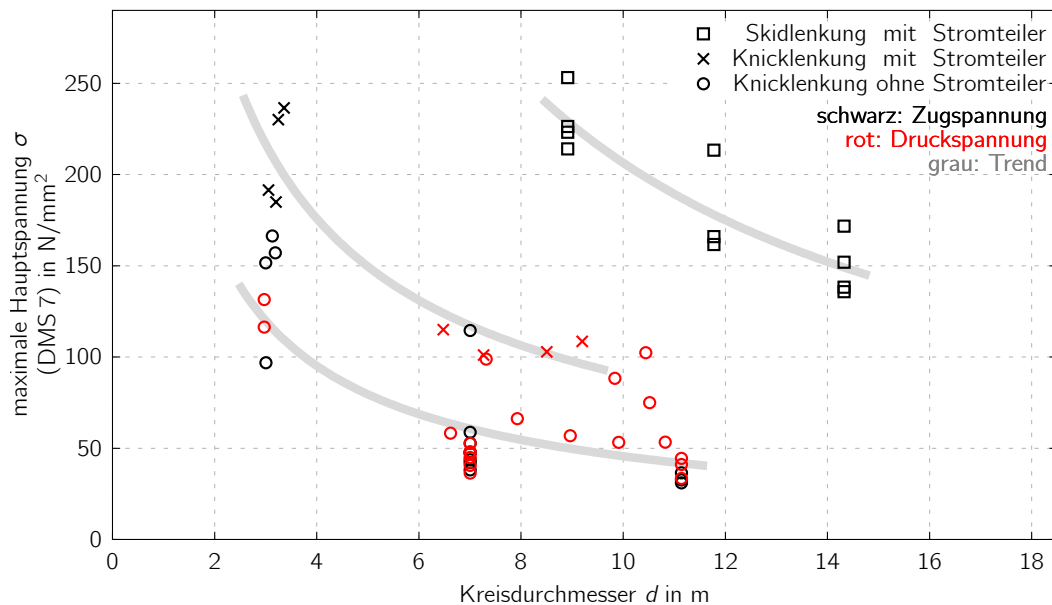


Abbildung 4.35: Ergebnisdiagramm Lenkungsvergleich: maximale Materialbelastung (Hauptspannung unter DMS 7). Aufbau des Diagramms wie in Abb. 4.34, nur mit den aufgetretenen Hauptspannungsmaxima anstelle der Durchschnittswerte. Die Maximalwerte betragen das etwa Zwei- bis Dreifache der Durchschnittswerte. Die Trends bestätigen die Beobachtungen aus Abbildung 4.34.

5 Diskussion

Anhand der in der Einleitung zu dieser Arbeit aufgestellten Thesen werden die Ergebnisse und Erfahrungen aus den Untersuchungen zum Lenkverhalten des Versuchsträgers diskutiert.

5.1 Eignung der Q1-Antriebsachse für die Verwendung im fahrerlosen Trägerfahrzeug für Weinbausteillagen

These 1: *Die CAN-Bus-Steuerung und das hydraulische Antriebssystem des Q1-Einachsers ermöglichen es, dessen Antriebsachse als Basiskomponente für ein zwei- oder dreiachsiges Trägerfahrzeug mit Skid- oder Knicklenkung zu verwenden. Die Lenkbefehle können darüber hinaus mittels einer Fernsteuerung an das Fahrzeug übermittelt oder durch ein handelsübliches ISOBUS-Navigationsmodul auf dem Fahrzeug generiert werden, so dass ein fahrerloser Betrieb möglich ist.*

Diese These kann durch die Ergebnisse uneingeschränkt bestätigt werden. Sowohl zwei- als auch dreiaxsiges Fahrzeugvarianten sind realisierbar. Unterschiede zeigen sich jedoch in der Nutzbarkeit der Varianten. Bei der dreiachsigen Version ist hier in erster Linie die große Fahrzeuglänge zu nennen, die in Kombination mit den starren Antriebsachsen zu einer schlechten Wendigkeit führt, die durch eine eingeschränkte Lenkbarkeit zusätzlich verstärkt wird. Die mangelnde Wendigkeit kommt nicht nur in der horizontalen Ebene beim Lenken zum Tragen, sondern auch in der vertikalen Richtung, die sich ergibt, wenn beispielsweise aus einem ebenen Fahrweg in eine Rebzeile in Steillage eingebogen werden soll. Zur Steigerung der Wendigkeit wären zusätzliche Gelenke oder zusätzliche Freiheitsgrade in den bestehenden Gelenken nötig. Dies wäre mit der passiven Knicklenkung nicht mehr vereinbar, die Maschine würde konstruktiv komplexer und dabei voraussichtlich schwerer und instabiler. Ein eventueller Vorteil des Dreiachsers, am Steilhang durch die dritte Achse mehr Zugkraft aufbringen zu können, würde dadurch wieder zunichte gemacht. Ob ein Steilhangtauglichkeitsvorteil durch die dritte Antriebsachse gegeben ist, lässt sich mit dem aufgebauten Dreiachser nicht nachweisen, da die gegebene hydraulische Antriebskraft nicht dafür ausreicht, das Mehrgewicht durch den erweiterten Fahrzeughahmen und die Antriebsachse zu kompensieren.

Alle Versuchsfahrzeugvarianten können über eine Fernsteuerung gesteuert werden, ein physischer Kontakt zwischen Fahrer und Fahrzeug ist zu dessen Führung nicht notwendig. Damit ist die erste und grundlegende Stufe eines fahrerlosen Betriebs gewährleistet. Darüber hinaus konnte mit dem knickgelenkten Zweiachser auch ein erweiterter automatisierter Fahrbetrieb umgesetzt werden, bei dem das Trimble-Navigationsmodul im Zusammenspiel mit dem Steuerungsprogramm auf dem Versuchsträger die erforderlichen Fahrbefehle generiert, um eine vorgegebene AB-Linie zu verfolgen.

Damit ist bestätigt, dass die auf CANopen beruhende Steuerung des Q1 mit dem Trimble-Navigationsmodul, welches das ISOBUS-Protokoll verwendet, kombinierbar ist. Dabei ist jedoch als Mittler die *qGeisi*-Steuerungssoftware unabdingbar, welche die auf dem CANopen Bus vorliegenden Fahrzeugstatuswerte in eine entsprechende ISOBUS-Nachricht übersetzt und umgekehrt. Auch die Lenkvorgaben des Navigationsmoduls in Form von Soll-Kurvaturen müssen in *qGeisi* entsprechend der Fahrzeuggeometrie umgerechnet werden. Da das Navigationsmodul ein geschlossenes und nicht offen dokumentiertes System ist, sind einer optimalen Abstimmung zwischen Navigationsmodul und Fahrzeug enge Grenzen gesetzt. Das für die Versuche verwendete Fahrzeugprofil „AGCO MF 86xxCAN“ folgt zumindest nach außen hin soweit dem ISOBUS-Standard, dass die Kommunikation mit *qGeisi* möglich ist. Dennoch ist die Fahrzeug- und Lenkungsgeometrie der AGCO MF86xx Traktoren mit Vorderachslenkung von derjenigen des Geisi Versuchsträgers mit Knicklenkung grundverschieden. Dass die Autopilot-Steuerung dennoch im Grundsatz funktioniert, zeugt von der Robustheit der jeweils zugrunde liegenden Algorithmen. Es lässt sich aber vermuten, dass sich mit Hilfe einer genaueren Kenntnis der internen Navigationssystemparameter noch ein großes Optimierungspotential ergeben würde. Die Ergebnisse aus Versuch p390 zeigen aber auch, dass mit den öffentlichen Parametern und gegebenenfalls mit den Reglerparametern in *qGeisi* Verbesserungen in der Abstimmung möglich sind.

Als weitere Ebene, deren nicht optimale Abstimmung die Experimente zur Autopilot Steuerung erschwert hat, ist die Thematik der Korrekturdaten für die RTK Positionsbestimmung zu nennen. Trotz der laut den technischen Daten gegebenen Kompatibilität des Korrekturdatenprotokolls zwischen dem Navigationsmodul und der zunächst verwendeten Referenzstation einer älteren Generation waren zahlreiche Unterbrechungen des RTK-fixed Zustands zu verzeichnen. Jede Unterbrechung dieses Zustands, auch für nur wenige Millisekunden, führt dazu, dass das Navigationsmodul die automatische Lenkung abbricht und der Bediener die Lenkung per Fernsteuerung übernehmen muss, bis der Autopilot wieder aktiviert werden kann. Ebenfalls aufgrund fehlender Informationen und Loggingmöglichkeiten am Navigationsmodul konnte die Ursache für die Unterbrechungen nicht herausgearbeitet werden. Im Verdacht stehen:

- Ungereimtheiten in der Implementierung des Korrekturdatenprotokolls zwischen Referenzstation und Navigationsmodul,
- Zustände, die sich einstellen könnten, wenn das Navigationsmodul aufgrund von Abschätzungen die für die Positionslösung verwendeten Satelliten ändert und dabei kurzzeitig GLONASS Satelliten einbezieht, für die die Referenzstation keine Korrekturdaten liefert.

In den wenigen Versuchsfahrten, die gegen Ende des Projekts in Verbindung mit einer Referenzstation neuerer Bauart (Trimble R10) durchgeführt werden konnten, waren die zahlreichen Unterbrechungen des RTK-fixed Zustands nicht zu verzeichnen.

5.2 Unterschiede in der Materialbelastung beim Lenken mit Skid- und Knicklenkung

These 2: *Bedingt durch die Bauform der Q1-Antriebsachse kommt für den Versuchsträger nur eine Skid- oder eine Knicklenkung in Frage. Mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen lassen sich Unterschiede in der Materialbelastung beim Lenken mit den beiden Lenksystemen nachweisen. Es wird davon ausgegangen, dass die Skidlenkung sowohl mit höherer Materialbelastung als auch mehr Radschlupf einhergeht.*

Der erste Teil dieser These wurde schon in Kapitel 2.3.3 auf Seite 43 bei der Erläuterung der Fahrzeugkonzeption bestätigt. Für die Diskussion des zweiten Teils werden die Ergebnisse der Kreisfahrten herangezogen. Diese Versuche zeigen eindeutige Unterschiede in der Materialbelastung zwischen Knick- und Skidlenkung. Auf den ersten Blick ist, wie im Vorfeld angenommen, die mittlere Materialbelastung durch die Skidlenkung höher, und zwar etwa um den Faktor fünf gegenüber der Knicklenkung ohne Stromteiler. Auch bei Knicklenkungsfahrten mit aktiviertem Stromteiler zeigen sich in den auftretenden Materialspannungen noch Unterschiede, allerdings mit einem Faktor von 1,5 bis zwei merklich geringer. Bemerkenswert sind jedoch die beiden folgenden Beobachtungen:

1. Die Wirkrichtung der Materialbelastung korrespondiert weder mit dem Vorzeichen des Lenkwinkels noch mit der Fahrtrichtung, sondern mit dem Drehsinn der gefahrenen Kurvenbahn. Für die Knicklenkung bedeutet eine Kreisfahrt im mathematisch positiven Drehsinn¹ eine vorwiegend positive Hauptspannung, also eine Zugspannung unter dem Sensor DMS 7. Für die Skidlenkung gilt das Gegenteil, hier führt die Fahrt im mathematisch negativen Drehsinn zur Zugspannung. Eine geometrische Betrachtung der entsprechenden Fahrzustände mit dem Skidlenker zeigt für alle Konstellationen aus Lenk- und Fahrtrichtung, dass die Materialspannung aus dem Moment resultiert, mit dem sich die Antriebsachse aufgrund der unterschiedlichen Walzendrehzahlen gegenüber der Fahrzeuglängsachse verdrehen möchte, wobei die unterschiedlichen Walzendrehzahlen hierbei Bestandteil des Skidlenkungsvorgangs sind. Bei der Knicklenkung wird das Verdreh-Moment, das auf die Antriebsachse aufgrund der Drehzahldifferenzen ihrer eigenen Walzen wirkt, durch einen weiteren Effekt überlagert: Vor allem beim Rückwärtsfahren übt die Fahrzeugvorderachse über ihren Teil des Zentralholms und das angewinkelte Knickgelenk eine seitlich wirkende Kraft auf den Zentralholmteil der Hinterachse aus. Dadurch erfährt die Längsachse, an der die Hinterachse befestigt ist, eine starke seitliche Biegebelastung, die größer werden kann als das genannte Verdreh-Moment der Antriebsachse selbst.
2. Die *maximale* Materialspannung *aller* Fahrversuche tritt, entgegen der formulierten These, bei einem Fahrversuch mit Knicklenkung und freilaufendem Stromteiler auf (p332, Run 10, Abschnitt 1). Die zugrunde liegende Situation ist eine Fahrstrecke in Form einer Acht. Die Spannungsspitze tritt auf, als beim Wechsel vom maximalen positiven zum maximalen negativen Lenkwinkel der Zentralholm im Knickgelenk gegen den Anschlag läuft. Dadurch wird die im vorherigen Punkt beschriebene Kraftwirkung zusätzlich verstärkt.

¹ccw, counter clockwise, entgegen dem Uhrzeigersinn

Im Gegensatz zur Materialbelastung lässt sich die zweite These hinsichtlich des Radschlupfs eindeutig bestätigen. Die über weite Strecken schlechte Qualität der GPS-Daten führt zwar zu so erheblichen Schwankungsbreiten und Sprüngen im zeitlichen Verlauf des Radschlupfs während der einzelnen Versuche, dass eine Auswertung parallel zum Lenkwinkel- bzw. Kurvenverlauf nicht sinnvoll ist. Dennoch beweist die Gegenüberstellung von Sollfahrstreckenlängen und Radimpulszählerstrecken die Annahme:

Der Streckenunterschied zwischen kurvenäußerer und kurveninnerer Fahrstrecke ist bei der Skidlenkung gegenüber der Knicklenkung um etwa den Faktor vier überhöht. In den Kreisfahrten mit Knicklenker und Stromteilerfreilauf entspricht er hingegen der Differenz, die durch die unterschiedlichen Kreisradien für die innen- und außenliegenden Walzen zustande kommt. Mit enger werdendem Kreisumfang steigt der positive² Radschlupf auf knapp 40 Prozent beim kleinstmöglich fahrbaren Wendekreis mit der Skidlenkung von knapp neun Metern. Der negative Radschlupf der innenliegenden Walzen liegt dabei bei ca. –50 Prozent an der Vorderachse und ca. –100 Prozent an der Hinterachse. Mit der Knicklenkung liegen die tatsächlichen Fahrzeug- und die Walzenabrollstrecken bei deaktiviertem Stromteiler selten mehr als zehn Prozent auseinander. Das bedeutet, der Radschlupf tritt maximal in einer Größenordnung auf, die in den Messunsicherheiten der Fahrversuche untergeht. Bei aktiviertem Stromteiler steigen die Werte, bleiben für negativen Schlupf mit –15 Prozent aber in einem niedrigen Bereich. Die Größenordnung des positiven Schlupfs reicht zwar an diejenige der Skidlenkung heran, dies jedoch erst bei einem minimalen Wenderadius, der nur ein Drittel dessen der Skidlenkung beträgt.

Speziell bei der eingehenden Analyse der Radimpulszählerdiagramme zu den einzelnen Versuchsfahrten mit aktiviertem Stromteiler ist festzustellen, dass trotz des hydraulisch erzwungenen Gleichlaufs der jeweils überkreuz verbundenen Antriebswalzen Abrolldifferenzen von mehreren Metern, beziehungsweise bis zu knapp 30 Prozent zu verzeichnen sind. Es ist zu vermuten, dass die Ursache dafür in Effekten begründet liegt, die sich aus dem Zusammenspiel der vielen hydraulischen Regelventile des Fahrtriebs ergeben. Zum einen dürften hierbei die Auswirkungen der mit dem negativen Radschlupf verbundenen Umkehr der Druckverhältnisse in einzelnen Hydraulikzweigen eine Rolle spielen. Zum andern führt die hydraulische Verknüpfung der diagonal gegenüberliegenden Walzen, und damit deren angestrebte identische Drehzahl, auch zu einer Verspannung während einer gleichmäßigen Kurvenfahrt. Denn diese identische Drehzahl ist zwar nützlich für die *Einstellung* eines Lenkwinkels mit dem passiven Knicklenkungsprinzip. Für die *Beibehaltung* dieses Lenkeinschlags muss jedoch, über Nachgiebigkeiten im mechanischen Fahrzeugaufbau oder eben im hydraulischen System sowie über entsprechenden Radschlupf, kontinuierlich die Verspannung abgebaut werden, die daraus folgt, dass jeweils eine Walze, die auf der kürzeren inneren Kurvenbahn läuft, mit einer Walze auf der längeren Kurvenaußenbahn verknüpft ist.

²Vorzeichen bei Radschlupfangaben:

- positiv: Walzenumdrehungsgeschwindigkeit größer als Fahrzeuggeschwindigkeit, die Walzen drehen durch
- negativ: Walzenumdrehungsgeschwindigkeit kleiner als Fahrzeuggeschwindigkeit, die Walzen werden vom Fahrzeug geschoben

5.3 Eignung der Lenksysteme für ein Trägerfahrzeug mit Stachelwalzen für Weinbausteillagen

These 3: *Dennoch ist die Skidlenkung im Weinbau zu bevorzugen, da sie:*

- a) *sehr wendig ist und theoretisch ein Drehen auf der Stelle ermöglicht.*
- b) *passend zu den gerade verlaufenden Rebzeilen stabile Geradeauslaufeigenschaften besitzt.*

Trotz der zunächst plausibel und durch die genannten Teilaspekte begründet erscheinenden Annahme wird diese These durch die vorliegenden Ergebnisse klar widerlegt. Die von Hofladern, Raupenfahrzeugen, kleinen Robotern, Einachsmähern usw. bekannte Fähigkeit der Skidlenkung, auf der Stelle drehen zu können, ist mit dem Konzept eines mehrachsigen Fahrzeugs mit Stachelwalzenantrieb aus drei Gründen nicht mehr gegeben:

1. Das für diesen Vorgang notwendige Ausmaß an rutschender Seitwärtsbewegung der Stachelwalzen steht im unauflösbaren Widerspruch zur punktuellen Verzahnung der Stacheln mit dem Untergrund.
2. Bei den üblichen Fahrzeugen mit Skidlenkung liegen die Kontaktflächen zur Antriebskraftübertragung in Form der Räder oder Raupenlaufwerke möglichst weit außen und verteilen sich über die Längsausdehnung des Fahrzeugs. Die Hebelwirkung, die sich aus dem seitlichen Abstand der Antriebselemente zur Fahrzeugmitte und damit zum Drehpunkt ergibt, kommt dadurch der gesamten Antriebskraft zugute. Beim Stachelwalzenfahrzeug hingegen verläuft die Antriebskontaktfläche quer zur Fahrzeuglängsachse. Der zur Fahrzeugmitte hin liegende Teil der Antriebsstrommeln verfügt über praktisch keinen Hebelarm für die Drehbewegung des Fahrzeugs. Der volle Hebelarm, der bei den genannten Skidfahrzeugen für die gesamten Antriebselemente zur Wirkung kommt, erfasst beim Stachelwalzenfahrzeug nur die außen liegenden Enden der Antriebswalzen.
3. Die notwendigen Kräfte, um den aus der Verzahnung resultierenden Widerstand gegen die seitliche Verschiebung zu überwinden, werden durch die erläuterte Hebelgeometrie noch zusätzlich erhöht und können vom gegebenen hydraulischen Antriebssystem nicht aufgebracht werden. Eine Steigerung des Drehmoments des hydraulischen Antriebs wäre dabei keine Lösung. Denn diese würde zu einer noch stärkeren Belastung des konstruktiven Hauptschwachpunkts des Versuchsträgers führen, nämlich der mittigen Anflanschung der Antriebswalze am Fahrzeugrahmen.

Während sich die Wendigkeit des Skidlenkers als mangelhaft herausgestellt hat, erweist sich der Knicklenker, insbesondere im Zusammenspiel mit dem implementierten Lenkwinkelregler, als feinfühlig und flexibel steuerbar. Der minimale Wendekreisdurchmesser von drei Metern würde auch in engen Rebzeilen einen Wendevorgang zumindest von der einen zur übernächsten Zeile in einem Zug erlauben. Überdies weist das passive Knicklenkungssystem den Vorteil auf, dass auch im Stand ohne nennenswerte Fahrzeugrahmenverspannung oder Wühlvorgänge im Boden die einzuschlagende Richtung für die Weiterfahrt eingestellt werden kann.

Der bei der Skidlenkung prinzipbedingt nicht einsetzbare Lenkwinkelsensor ermöglicht mit der Knicklenkung ebenfalls in Verbindung mit dem Lenkwinkelregler eine sehr gute Geradeausfahrt,

wie auch die Fahrversuche mit dem Navigationssystem als Autopilot zeigen. Das Signal des Lenkwinkelsensors zeigt dem Navigationssystem frühzeitig die Tendenz an, in welche Richtung sich das Fahrzeug bewegen *wird*, während mit der Skidlenkung ohne Lenkwinkelsensor das Navigationssystem erst im Nachhinein anhand der aufgezeichneten Positionen Rückschlüsse ziehen könnte, ob eine Kurve gefahren *wurde*. Mit einem erweiterten Softwarealgorithmus könnte das Lenkwinkelsignal darüber hinaus genutzt werden, um die aktuelle Traktionssituation zu erfassen, indem die Steuerbefehle für die passive Knicklenkung mit dem sich einstellenden Lenkwinkel abgeglichen werden.

Das mit am schwersten wiegende Argument jedoch, das für den Einsatz der Knicklenkung auf dem Versuchsträger spricht, ist der geringere auftretende Antriebsschlupf. Gerade im Grenzbe-
reich am Steilhang muss zusätzlicher Schlupf so weit es geht vermieden werden. Zusätzliche Rutschbewegungen, wie sie die Skidlenkung auch für Richtungskorrekturen bei Geradeausfahrt gegebenenfalls einleiten muss, können einerseits zum Eingraben der Walzen im Boden führen, oder andererseits mit einem beginnenden Traktionsverlust ein Abrutschen des Fahrzeugs bewirken.

Die Abwägung aller Versuchsergebnisse und Erkenntnisse aus den Untersuchungen zum Lenkverhalten des Trägerfahrzeugs für Weinbausteillagen führt zur eindeutigen Empfehlung der passiven Knicklenkung anstelle der Skidlenkung. Mit dem *qGeisi*-Steuerungsprogramm und dem darin implementierten Lenkwinkelregler werden systemimmanente Nachteile der Knicklenkung weitgehend ausgeglichen. Darüber hinaus eröffnet diese Konzeption Perspektiven für zukünftige Entwicklungen, die in erster Linie auf weitere Verbesserungen des Fahrtriebs fokussiert sein sollten. Insbesondere durch eine Einzelansteuerung jeder Antriebswalze, eventuell im Zusammenhang mit einer Umstellung auf elektrische Antriebe, könnten sich Fahr- und Steuerungsmodi realisieren lassen, die das Potential haben, Radschlupf und Materialbelastungen weiter zu senken und damit die Manövrierfähigkeit und Steilhangtauglichkeit weiter zu verbessern.

6 Zusammenfassung

Seit vielen Jahren ist die Bewirtschaftung von extremen Weinbausteillagen stark rückläufig. Dieser Trend erfasst auch Weltkulturerbelagen. Um dieser Entwicklung entgegen zu wirken, sind neben gesellschaftspolitischen Maßnahmen auch Verbesserungen in der Steillagenmechanisierung notwendig. Einen Beitrag dazu stellt „Geisi“ dar, ein fahrerloses Träger- und Antriebsfahrzeug mit Stachelwalzen für Weinbausteillagen. Die Untersuchung und Bewertung des Lenkverhaltens dieses Versuchsträgers ist Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Dabei werden die Skid- oder Panzerlenkung und die Knicklenkung einander gegenübergestellt und im Hinblick auf Radschlupf und Materialbelastungen verglichen. Da in diesem Projekt Entwicklungs- und Untersuchungsarbeiten eng miteinander verzahnt sind und sich gegenseitig bedingen, ergibt sich ein spezifischer thematischer Aufbau.

In einer umfangreichen Literaturrecherche werden einerseits die Entwicklungen der Steillagenmechanisierung der letzten Jahrzehnte dargestellt, andererseits aber auch Forschungsgebiete zu Fahrzeugkonzeptionen, Antriebs- und Lenkungssystemen. Die Recherchen bestätigen das Potential eines Steillagenfahrzeugs mit Stachelwalzen. Für dessen Realisierung wurde auf Antriebsachsen des Brielmaier Einachsmähers Q1 zurückgegriffen. Diese zeichnen sich, aufgrund ihrer Bauform mit einem Fahrantrieb, der vollständig im Innern der Achse untergebracht ist, durch einen extrem tief liegenden Schwerpunkt aus; darüber hinaus sind sie über den CAN-Bus vollständig elektronisch ansteuerbar. Es wurden drei Prototypen aufgebaut: Geisi I, indem zwei Antriebsachsen über einen starren Rahmen zu einem Fahrzeug mit Skidlenkung verbunden wurden; Geisi II, ebenfalls mit zwei Achsen, die mittels eines Zentralholms mit Knickgelenk kombiniert sind, sowie Geisi III mit drei Achsen und einer hybriden Lenkung aus Skid- und Knickelementen. Geisi III erwies sich schon in Vorversuchen als schlecht manövrierfähig und zu groß. Untersuchungen zu dieser Variante wurden daher nicht weiterverfolgt.

Die Knicklenkung des Geisi II wurde als „passive Knicklenkung“ umgesetzt, d. h. unter Verzicht auf einen Lenkzylinder werden die Lenkbewegungen durch unterschiedliche Raddrehzahlen der paarweise überkreuz hydraulisch miteinander verbundenen Antriebswalzen bewirkt. Mit *qGeisi* wurde für dieses Lenksystem eine konfigurierbare Steuerungsapplikation einschließlich eines PID Lenkwinkelreglers entwickelt, die, auf einem Netbook installiert und über den CAN-Bus an das Fahrzeug angeschlossen, dessen ursprüngliche Bedieneinheit ersetzt.

Parallel zum Aufbau des Fahrzeugs und zur Entwicklung der Steuerung erfolgte die Installation der Messtechnik und -sensorik in Form eines SoMat-eDAQ-Messverstärkers und -Datenloggers zur Aufzeichnung von DMS-Messsignalen, eines Lenkwinkelsensors, einer Lichtschranke je Antriebswalze zur Erfassung der Radstreckenimpulse, sowie eines RTK-fähigen Trimble-FmX-Navigationsmoduls zur genauen Positions- und Beschleunigungserfassung, bzw. auch zur späteren selbsttätigen Navigation des Versuchsträgers. Die *qGeisi*-Applikation besitzt Schnittstellen zur Messtechnik und kann außerdem den CAN-Bus-Datenverkehr speichern. Die DMS wurden am

Verbindungsstück zwischen dem Antriebsachskörper und dem Fahrzeugrahmen aufgeklebt – einem konstruktionsbedingten absehbaren Schwachpunkt des Fahrzeugs, an dem überdies aufgrund der Fahrzeuggeometrie mit hohen Belastungen zu rechnen ist.

In Vorversuchen wurden die DMS mit gezielt eingeleiteten Kräften beaufschlagt. Nach einer qualitativen Begutachtung der gemessenen Signale erfolgte eine quantitative Verifizierung. Dafür wurden mit den Methoden der Technischen Mechanik bzw. der Elastostatik die Beziehungen zwischen eingeleiteten Kräften, dem geometrischen Versuchsaufbau, den sich ergebenden Materialspannungen und -dehnungen und den daraus folgenden DMS-Signalen hergeleitet und in einer Reihe von Faktoren quantifiziert. Die daran anschließende Gegenüberstellung der theoretisch zu erwartenden und der erhaltenen Messwerte ergab eine hervorragende Übereinstimmung. Die gezeigte hohe Qualität der DMS-Installation erlaubt es in den folgenden Versuchen, anhand der Dehnungswerte der DMS-Rosetten auf die auftretenden Hauptspannungen zu schließen, die als Maß für die Materialbelastung dienen.

Mit den Zwischenergebnissen in Form der aufgebauten Prototypen und der messtechnischen Installationen konnten die Versuchsfahrten durchgeführt werden. Im Fokus standen hierbei Kreisfahrten, zunächst in den Variationen Skidlenkung und Knicklenkung. In diesen Versuchen wurden die Grenzen der Einsatzfähigkeit der Skidlenkungsvariante schnell deutlich: Die guten Traktionseigenschaften setzen den für die Skidlenkung notwendigen seitlichen Rutschbewegungen so viel Widerstand entgegen, dass anstelle eines Drehens auf der Stelle bestenfalls eine Kurvenfahrt entlang eines Kreises mit neun Metern Durchmesser möglich ist. Dabei treten mit -100 bis $+40$ Prozent Radschlupf für einen sicheren Betrieb am Steilhang inakzeptabel hohe Werte auf. Weitere Kreis- und Achterparcours-Fahrversuche wurden daher nur noch mit dem Knicklenker unternommen. Variiert wurde hierbei neben dem gefahrenen Kreisradius auch der Status des hydraulischen Stromteilers zwischen „aktiviert“ und „Freilauf“. Die Wirkung des Stromteilers besteht in einer Mischung aus Differentialsperre und Allradzuschaltung. Diese Versuche haben die gute Funktion des Lenkwinkelreglers und die mit einem minimalen Wendekreis von drei Metern sehr gute Manövrierfähigkeit gezeigt. Auch die meist um den Faktor zwei bis fünf niedrigere Materialbelastung im Verhältnis zur Skidlenkung bei vergleichbaren Kreisdurchmessern wurde bestätigt. Die Zuschaltung des Stromteilers bewirkt eine Erhöhung sowohl des Schlupfs als auch der Materialspannungen. Das Niveau der Werte lag jedoch trotzdem näher bei dem der Knicklenkung ohne Stromteiler als bei dem der Skidlenkung. Allerdings wurde festgestellt, dass auch mit der Knicklenkung punktuelle Spannungsspitzen auftreten können, die die Werte der Skidlenkung sogar übertreffen.

In einem letzten Versuch konnte gezeigt werden, dass für den fahrerlosen Betrieb das Fahrzeug nicht nur über die Fernbedienung vom Benutzer gesteuert werden kann, sondern der Versuchsträger auch in der Lage ist, die Lenkbefehle von einem ISOBUS-konformen Navigationsmodul zu übernehmen und umzusetzen. Mit einer Umstellung des bis jetzt zweimal jeweils auf ein Walzenpaar wirkenden Fahrentriebs auf Einzelwalzenantriebe könnten in einer zukünftigen Weiterentwicklung des Versuchsträgers die Radschlupfwerte beim Lenken und die Feinfühligkeit der Steuerung nochmals verbessert werden. Somit steht mit dem Geisi eine neue und ausbaufähige Steillagenmechanisierungslösung zur Verfügung, die zukünftig eine flexible Alternative zu bisherigen Seilzuglösungen darstellen kann.

7 Summary

For many years the area of extremely steep sloped vineyards in cultivation has been decreasing rapidly. This trend also affects world cultural heritage areas. In order to counter this process, socio-political measures need to be accompanied by improvements in steep slope mechanization. “Geisi” as a driverless carrier vehicle with studded roller wheels for steep sloped vineyards is a contribution thereto. The subject of this work is the study and evaluation of the steering behavior of this experimental vehicle. Therefore skid steering and articulated steering are compared with regard to slip and material stress. The mutual dependencies of development and test tasks within this project lead to a specific thematic structure of the thesis.

The long-term evolution of steep slope mechanization during the past decades is shown in the context of an extensive literature research, as well as other fields of research covering vehicle conceptions, driving and steering systems. This research confirms the potential of a steep slope vehicle with studded roller wheels. For its realization, driving axles of the Brielmaier Q1 single-axle mower were used.

Because the drive train is completely installed inside the roller wheels these axles feature an ultra low center of gravity and the possibility to be completely controlled by wire via CAN-bus. Three prototypes were built: Geisi I by connecting two driving axles by means of a rigid frame, resulting in a skid steered vehicle; Geisi II also combining two axles but using a center beam in combination with an articulated joint; finally Geisi III as a three axle vehicle combining elements of skid and articulated steering. Preliminary tests quickly showed Geisi III as being insufficiently maneuverable and too large, therefore this variation was abandoned.

The articulated steering of Geisi II is realized as “passively articulated steering”. Lacking a steering cylinder, steering movements are effectuated by differing rotational speeds of the driving roller wheels. This is achieved by hydraulically connecting two pairs of diagonally opposite roller wheels, forming two hydraulic circuits that can be operated at different speeds.

A configurable control application (*qGeisi*) including a PID controller was developed for this steering system. Installed on a netbook and connected to the vehicle via CAN-bus this application replaces the original operating panel.

Measurement equipment and sensors were implemented in parallel to the assembly of the vehicle and to the development of the software. Using a SoMat eDAQ measurement amplifier and data logger, signals of strain gauges, a steering angle sensor, light barrier sensors and an RTK capable Trimble FmX navigation module are recorded. The light barrier sensors, one per roller wheel, capture wheel distance pulses. The navigation module serves as a sensor for position and acceleration data. At a later stage of the project this module was used to realize auto steering of the vehicle. Interfaces of the *qGeisi* application to the measurement equipment facilitate the recording of the measurement signals as well as the logging of the

CAN-bus traffic. The strain gauges were applied to the interconnection between the driving axle's body and the center beam. This location was expected to be a weak point in the design of the vehicle, additionally suffering from high stress due to the vehicle's geometry.

Preliminary tests were performed to expose the strain gauges to defined forces. Following a qualitative assessment, the measured signals were quantitatively verified. Based on methods of technical mechanics respectively elastostatics, relations between applied forces, the geometry of the experimentation setup, as well as the resulting material stresses and strains yielding in strain gauge signals were derived and quantified into several factors. Comparing the theoretically expected values to the obtained ones revealed a very high degree of conformance. The proven good quality of the strain gauge installation allows their use in subsequent tests to deduce principal tensions from strain gauge signals as a measure for occurring material stresses.

The intermediate results in the form of the built-up prototypes and measuring equipment installations served as a starting point for the driving tests. The focus was set on circular tests to compare the skid steering to the articulated steering variant. These tests revealed the limit of the usability of the skid steering vehicle: instead of being able to turn on the spot, the good traction properties of the roller wheels go hand in hand with strong resistance to sideward slipping motion. Consequently a turning circle of nine meters in diameter is achievable at best. Wheel slip rates of -100 to $+40$ percent in this situation are unacceptable for safe driving on steep slopes. Therefore only the articulated vehicle was examined in further circular and figure eight driving tests, varying turning radius and the state of the hydraulic flow divider valve between „activated“ and „free running“. The effect of the flow divider valve is similar to a mixture of differential lock and all-wheel drive activation. These experiments showed both the proper function of the steering angle controller and the very good maneuverability expressed by the ability to follow turning circles of diameters down to three meters.

When driving circles of similar diameter, material stress measured on the articulated steering vehicle was lower mostly by a factor of two to five compared to the skid steering variant.

Increasing wheel slip rates as well as material stresses can be observed when activating the flow divider valve. Nevertheless the values are closer to the values of the articulated steering variant with free running flow divider than to those of the skid steering variant. However it has to be stated that punctually occurring stress peaks on articulated steering may exceed values found on skid steering.

In a last trial it was shown that the driverless operation of the vehicle is not only possible by means of steering commands given by the user via remote control but also by steering commands sent by an ISOBUS compliant navigation module, which are received and applied by the control software of the test vehicle.

Changing the drive train arrangement from how it is now, namely two channels each acting on a pair of roller wheels, to a single-roller-wheel drive system in future versions could further improve wheel slip rates and the sensitivity and responsiveness of the steering system. In this way Geisi provides an innovative and expandable mechanization solution for steep slopes with the potential to offer a flexible alternative to existing cable-based solutions.

Literatur

- Adams Jr., W. J. (1959):** *Steering and Traction Characteristics of Rubber-Tired and Crawler Vehicles*. SAE Technical Paper 590038. DOI: 10.4271/590038.
- Ahmadi, I. (2011):** „Dynamics of tractor lateral overturn on slopes under the influence of position disturbances (model development)“. In: *Journal of Terramechanics* 48.5, S. 339–346. DOI: 10.1016/j.jterra.2011.07.001.
- Alhimdani, F. F. (1982):** „Steering analysis of articulated tracked vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 19.3, S. 195–209. DOI: 10.1016/0022-4898(82)90004-0.
- Andersson, U. (2013):** „Automation and Traction Control of Articulated Vehicles“. Diss. Luleå University of Technology, Department of Computer Science, Electrical, Space Engineering, Division of Systems und Interaction. URL: http://pure.ltu.se/portal/files/64134184/Ulf_Andersson.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Apostolopoulos, D. S. (2001):** „Analytical Configuration of Wheeled Robotic Locomotion“. Diss. Pittsburgh, PA: Carnegie Mellon University, Robotics Institute. URL: http://www.ri.cmu.edu/pub_files/pub2/apostolopoulos_dimitrios_2001_1/apostolopoulos_dimitrios_2001_1.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Azad, N., A. Khajepour und J. McPhee (2006):** *An Active Control Device Based on Differential Braking for Articulated Steer Vehicles*. SAE Technical Paper 2006-01-3568. DOI: 10.4271/2006-01-3568.
- Bäcker, G. (1980):** *Einschienebahnen im Weinbau am Steilhang*. KTBL-Schrift 246. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL).
- Bäcker, G. (1983):** „Pflanzenschutz in Steillagen – Ausdehnung des Direktzugs durch extreme Wassermengenreduzierung“. In: *Der Deutsche Weinbau* 25/1983, S. 1349–1351.
- Bäcker, G. (1985):** „Erste Erfahrungen mit einem selbstlenkenden Spritzgerät im Steillagenweinbau“. In: *Der Deutsche Weinbau* 19/1985, S. 876–878.
- Bäcker, G. (1987):** „Pflanzenschutz in Seilzuglagen mit dem selbstlenkenden Spritzgerät“. In: *Der Deutsche Weinbau* 19/1987, S. 845–850.
- Bäcker, G. und W. Struck (1978):** „Das Triebkraftverhalten von Niederdruckreifen“. In: *Landtechnik* 01/1978, S. 34–38.
- Bahle, R. (2008):** „Effizientes Mähen in extremen Lagen ausserhalb des Gefahrenbereichs mit dem ferngesteuerten «Deltrak»“. In: *Landtechnik im Alpenraum*. Hrsg. von R. Kaufmann und G. Hützl. ART-Schriftenreihe Nr. 7. Francisco Josephinum FJ-BLT. Wieselburg, Österreich, S. 51–54.
- Barraquand, J. und J.-C. Latombe (1989):** „On nonholonomic mobile robots and optimal maneuvering“. In: *Proceedings of IEEE International Symposium on Intelligent Control, 1989*. IEEE, S. 340–347. DOI: 10.1109/ISIC.1989.238696.

- Beckhoff (2014):** *CANopen Verkabelung*. online. URL: http://infosys.beckhoff.com/content/1031/fc510x/html/co_inswirbus.htm (Abruf 11.06.2016).
- Bekker, M. G. (1956):** *Theory of Land Locomotion: the Mechanics of Vehicle Mobility*. Ann Arbor: University of Michigan Press. URL: <http://hdl.handle.net/2027/mdp.39015000986904> (Abruf 11.06.2016).
- Bekker, M. G. (1960):** *Off-The-Road Locomotion: Research and Development in Terramechanics*. Ann Arbor: University of Michigan Press.
- Bekker, M. G. (1969):** *Introduction to Terrain-Vehicle Systems*. Ann Arbor: University of Michigan Press.
- Betz, A. (2006):** „Innovation im Motormäherbereich“. In: *Landtechnik im Alpenraum*. Hrsg. von R. Kaufmann und G. Hütl. FAT-Schriftenreihe Nr. 68. agroscope. Tänikon, Schweiz, S. 47–50.
- Boersch, J. (o. J.):** *Temperaturkompensation von Dehnungsmessstreifen – Theorie und die Umsetzung in der Praxis*. Techn. Anweisung. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH. URL: <http://www.hbm.com/de/menu/tipps-tricks/experimentelle-spannungsanalyse/temperaturkompensation-von-dehnungsmessstreifen/> (Abruf 11.06.2016).
- Böge, A. (2015):** *Technische Mechanik*. 31., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer-Vieweg.
- Böhme, A. (2003):** „Umweltgerechte Technik für den Steillagenweinbau“. Diss. Justus-Liebig-Universität Gießen, Fachbereich 09 Agrarwissenschaften, Institut für Landtechnik.
- BOSCH (1991):** *CAN Specification Version 2.0*. Postfach 30 02 40, D-70442 Stuttgart: Robert Bosch GmbH. URL: http://www.bosch-semiconductors.de/media/ubk_semiconductors/pdf_1/canliteratur/can2spec.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Brielmaier (2009):** *Betriebsanleitung Brielmaier Motormäher*. Alt Eggenweiler 11, 88048 Friedrichshafen: Brielmaier Motormäher GmbH.
- Broström, F., U. Andersson und T. Gustafsson (2014):** „Scale-Model Articulated Vehicle with Individual Wheel Drives for Traction Control Studies“. In: *Reglermöte 2014, Linköping, Sweden*. URL: <http://pure.ltu.se/portal/files/100691571/request7.php.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- Brunner, D., R. Keicher, R. Müller et al. (2012):** „Untersuchung verschiedener Lenkstrategien für ein Trägerfahrzeug in extremen Weinbau-Steillagen“. In: *70. Internationale Tagung LAND. TECHNIK 2012 in Karlsruhe*. VDI-Berichte 2173. Max-Eyth-Gesellschaft für Agrartechnik (VDI-MEG). Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 299–305.
- Butterfield, T. L. H. (1965):** „Design and Development of Fighting Tanks“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division* 180.1, S. 159–189. DOI: 10.1243/PIME_AUTO_1965_180_017_02.
- Caracciolo, L., A. De Luca und S. Iannitti (1999):** „Trajectory Tracking Control of a Four-Wheel Differentially Driven Mobile Robot“. In: *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1999*. Bd. 4. IEEE, S. 2632–2638. DOI: 10.1109/ROBOT.1999.773994.

- Cheng, S. (2012):** *CanFestival-plusplus – C++ wrapper of CanFestival*. Sourcecodepaket. URL: <https://github.com/cnhzcy14/CanFestival-plusplus> (Abruf 11.06.2016).
- CiA (1999):** *CAN Physical Layer*. Präsentation. Am Weichselgarten 26, D-91058 Erlangen: CiA. URL: <http://www.inp.nsk.su/~kozak/canbus/canphy.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- CiA 301 (2011):** *CANopen application layer and communication profile, CiA Standard 301, V. 4.2.0*. Spezifikation. Kontumazgarten 3, D-90429 Nürnberg: CiA. URL: <http://www.can-cia.org/index.php?id=specifications> (Abruf 11.06.2016).
- CiA 401 (2008):** *CANopen Device profile for generic I/O modules, CiA Standard 401, V. 3.0.0*. Spezifikation. Kontumazgarten 3, D-90429 Nürnberg: CiA. URL: <http://www.can-cia.org/index.php?id=specifications> (Abruf 11.06.2016).
- Creedy, A. P. (1984):** *Skid Steering of Wheeled and Tracked Vehicles - Analysis with Coulomb Friction Assumptions*. Techn. Ber. ADA149826. Fort Belvoir: Defense Technical Information Center. URL: <http://handle.dtic.mil/100.2/ADA149826> (Abruf 11.06.2016).
- Crolla, D. A. und H. Schwanghart (1992):** „Vehicle Dynamics – Steering I“. In: *Journal of Terramechanics* 29.1, S. 7–17. DOI: 10.1016/0022-4898(92)90011-8.
- Dietrich, J. (1995):** *Mechanisierung und Produktionsplanung im Steillagenweinbau*. KTBL-Schrift 366. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL).
- Dietrich, J., W. Uhl und W. Rühling (1995):** „Steillagenweinbau: Neue Mechanisierungssysteme“. In: *Der Deutsche Weinbau* 6/1995, S. 12–15.
- Djukic, D. (2008):** „Sliding mode avoidance in passively articulated vehicles“. In: *15th International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice, M2VIP 2008*, S. 569–574. DOI: 10.1109/MMVIP.2008.4749593.
- Djukic, D., M. Ke und Y. S. Chan (2007):** „Steering of passively articulated vehicles with independently powered wheels“. In: *14th Electronics New Zealand Conference ENZCon 2007*. Wellington, S. 37–42. URL: http://www-ist.massey.ac.nz/enzcon/Past_Proceedings/Proceedings_2007.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Dubbel (2011):** *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. Hrsg. von K.-H. Grote und J. Feldhusen. 23. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Dudziński, P. A. (1983):** „Problems of turning process in articulated terrain vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 19.4, S. 243–256. DOI: 10.1016/0022-4898(83)90030-7.
- Dudziński, P. A. (1984):** „Steering: State-of-the-art report“. In: *Journal of Terramechanics* 21.2, S. 215–235. DOI: 10.1016/0022-4898(84)90022-3.
- Dudziński, P. A. (1986):** „The problems of multi-axle vehicle drives“. In: *Journal of Terramechanics* 23.2, S. 85–93. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0022-4898\(86\)90016-9](http://dx.doi.org/10.1016/0022-4898(86)90016-9).
- Dudziński, P. A. (1988):** „Steering“. In: *Journal of Terramechanics* 25.1, S. 25–41. DOI: 10.1016/0022-4898(88)90060-2.
- Dudziński, P. A. (1989):** „Design characteristics of steering systems for mobile wheeled earth-moving equipment“. In: *Journal of Terramechanics* 26.1, S. 25–82. DOI: 10.1016/0022-4898(89)90025-6.

- Dudziński, P. A. (2009):** „Virtuelle und experimentelle Untersuchungen der Fahrstabilität von Baumaschinen mit Knicklenkung“. In: *Fachtagung Baumaschinentechnik 14.–15.05.2009*. Dresden, S. 99–106.
- Dudziński, P. A. (2012):** „Directional dynamics problems of an articulated frame steer wheeled vehicles“. In: *Journal of KONES* 19.1, S. 89–98. URL: <http://www.kones.eu/ep/2012/vol19/no1/12.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- Fischer, C. (2014):** „Physikalisch-mechanische Auswirkungen ausgewählter Schlepperfahrwerke auf das Bodengefüge im Weinbau unter besonderer Berücksichtigung neuartiger Vier-raupenfahrwerke“. Diss. Justus-Liebig-Universität Gießen, Fachbereich 09 – Agrarwissenschaft, Ökotoxikologie und Umweltmanagement, Institut für Pflanzenbau und Pflanzenzüchtung I. URL: http://geb.uni-giessen.de/geb/volltexte/2014/11157/pdf/FischerChristian_2014_09_23.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Foltyn, O. (1976):** „In- und ausländische Erfahrungen mit dem Bau von Querterrassen im Weinbau“. In: *Der Deutsche Weinbau* 25/1976, S. 982–990.
- Gajdoš, M. (2008):** „CAN bus communication protocol support and monitoring“. Diplomarbeit. Czech Technical University in Prague, Faculty of Electrical Engineering. URL: http://support.dce.felk.cvut.cz/mediawiki/images/d/d2/Dp_2008_gajdos_milos.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Gajdoš, M. (2013):** *qCANalyzer – CAN network monitoring tool programmed in Qt 4.3*. Sourcecodepaket. URL: <http://sourceforge.net/projects/qcanalyzer/> (Abruf 11.06.2016).
- Gibson, H. G. und C. J. Biller (1974):** „Side-Slope Stability of Logging Tractors and Forwarders“. In: *Transactions of the ASAE* 17.2, S. 245–250. DOI: 10.13031/2013.36833.
- Gibson, H. G., K. C. Elliott und S. P. E. Persson (1971):** „Side slope stability of articulated-frame logging tractors“. In: *Journal of Terramechanics* 8.2, S. 65–79. DOI: 10.1016/0022-4898(71)90006-1.
- Grečenko, A. (1984):** „Operation on steep slopes: State-of-the-art report“. In: *Journal of Terramechanics* 21.2, S. 181–194. DOI: 10.1016/0022-4898(84)90020-X.
- Gross, D., W. Hauger, J. Schröder und W. A. All (2014):** *Technische Mechanik 2, Elastostatik*. 12., aktualisierte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Guo, T. und H. Peng (2013):** „A Simplified Skid-Steering Model for Torque and Power Analysis of Tracked Small Unmanned Ground Vehicles“. In: *American Control Conference (ACC) 17.–19.06.2013*. Washington, DC: IEEE, S. 1108–1113. DOI: 10.1109/ACC.2013.6579984.
- Hanamoto, B. und P. Spanski (1969):** „“Cobra” – Positive pitch control, multi-unit articulated test bed“. In: *Journal of Terramechanics* 6.4, S. 39–53. DOI: 10.1016/0022-4898(69)90016-0.
- Hartkopp, O. (2007):** „Fahrzeuganbindungen durch Standard-IT-Verfahren“. In: *Gesellschaft für Informatik, 5. Workshop „Automotive Software Engineering“*. URL: subs.emis.de/LNI/Proceedings/Proceedings110/gi-proc-110-090.pdf (Abruf 11.06.2016).

- Hartkopp, O. (2011):** „Programmierschnittstellen für eingebettete Netzwerke in Mehrbenutzerbetriebssystemen am Beispiel des Controller Area Network“. Diss. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Informatik. URL: http://edoc.bibliothek.uni-halle.de/servlets/MCRFileNodeServlet/HALCoRe_derivate_00004667/Dissertation-Hartkopp-Onlineversion.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Hartkopp, O. (2012):** „The CAN networking subsystem of the Linux kernel“. In: *CiA Can in Automation, Proceedings of the 13th iCC 2012 at Hambach Castle (Germany)*. URL: http://www.can-cia.de/fileadmin/resources/documents/proceedings/2012_hartkopp.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Heiler, B., J. Morhard, M. Ströbel und K. Köller (2012):** „Fahrmechanische Eigenschaften einer Stachelwalze im Vergleich zu einem AS-bereiften Rad“. In: *Landtechnik* 03/2012, S. 179–183.
- Hering, E. (1984):** „Software-Engineering“. In: *Viewegs Fachbücher der Technik: Reihe Informationstechnik*. Hrsg. von H. Schumny. Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. Kap. 3, S. 18–25. ISBN: 978-3-322-86222-8. DOI: 10.1007/978-3-322-86222-8.
- Herrmann, K. (2011):** „Es war einmal... Wie die Technik in die Weinberge kam“. In: *das deutsche weinmagazin* 11/2011, S. 20–25.
- Al-Himdani, F. F., N. Hasson und H. F. H. Al-Abosi (2013):** „The Effect of Weight Distribution on the Required Steering Track-Forces in Tracked Vehicles“. In: *Journal of Engineering and Development* 17.1, S. 300–316. URL: <http://www.iasj.net/iasj?func=fulltext&aId=71227> (Abruf 11.06.2016).
- Hoffmann, K. (1987):** *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- Holm, I. C. (1970):** „Articulated, wheeled off-the-road vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 7.1, S. 19–54. DOI: 10.1016/0022-4898(70)90048-0.
- Hum, S. (2015):** „Entwicklung eines selbstfahrenden Transport- und Antriebsfahrzeuges zur Unterstützung von Arbeiten in Weinbausteillagen“. Diss. Justus-Liebig-Universität Gießen, Fachbereich 09 – Agrarwissenschaft, Ökotoxikologie und Umweltmanagement. URL: http://geb.uni-giessen.de/geb/volltexte/2015/11664/pdf/HumSandor_2015_05_08.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Hunter, A. G. M. (1982):** „A physical model for demonstrating tractor accidents on slopes“. In: *Journal of Agricultural Engineering Research* 27.2, S. 163–168. DOI: 10.1016/0021-8634(82)90102-0.
- Hylar, J. (1966):** *Drive Systems Development for Off-Highway Transport*. Techn. Ber. SAE Technical Paper 660580. DOI: 10.4271/660580.
- Isermeyer, H. G. (1976):** „Möglichkeiten und Grenzen technischer Fortschritte im Weinbau“. In: *Der Deutsche Weinbau* 25/1976, S. 947–950.
- Ishimoto, H., T. Tsubouchi, S. Sarata und S. Yuta (1998):** „A Practical Trajectory Following of an Articulated Steering Type Vehicle“. In: *Field and Service Robotics*. Hrsg. von A. Zelinsky. Springer London, S. 397–404. DOI: 10.1007/978-1-4471-1273-0_60.

- ISO-11783 (2015):** *Tractors and machinery for agriculture and forestry – Serial control and communications data network – Part 1–14*. Spezifikation. Chemin de Blandonnet 8, CP 401, CH-1214 Vernier, Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization. URL: <http://www.iso.org> (Abruf 11.06.2016).
- ISO-11783-7 (2015):** *Tractors and machinery for agriculture and forestry – Serial control and communications data network – Part 7: Implement messages application layer*. Spezifikation. Chemin de Blandonnet 8, CP 401, CH-1214 Vernier, Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization. URL: http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm?csnumber=59380 (Abruf 11.06.2016).
- ISO-11898-1 (2003):** *Road vehicles – Controller area network (CAN)*. Spezifikation. 1, ch. de la Voie-Creuse, CP 56, CH-1211 Genf, Schweiz: International Organization for Standardization. URL: http://www.iso.org/iso/iso_catalogue/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?csnumber=33422 (Abruf 11.06.2016).
- ISO/IEC 7498-1 (1994):** *Information Technology – Open Systems Interconnection – Basic Reference Model: The Basic Model*. Spezifikation ISO/IEC 7498-1:1994(E). International Organization for Standardization. URL: [http://standards.iso.org/ittf/PubliclyAvailableStandards/s020269_ISO_IEC_7498-1_1994\(E\).zip](http://standards.iso.org/ittf/PubliclyAvailableStandards/s020269_ISO_IEC_7498-1_1994(E).zip) (Abruf 11.06.2016).
- Ito, N. (1990):** „Practical method of improving the turnability of terrain vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 27.4, S. 331–341. DOI: 10.1016/0022-4898(90)90032-H.
- Junger, W. (1976):** „Mechanisierung am Steilhang unter Berücksichtigung von Weinbergsaufzügen“. In: *Der Deutsche Weinbau* 20/1976, S. 721–722.
- Kang, J., W. Kim, J. Lee und K. Yi (2010):** „Skid Steering-Based Control of a Robotic Vehicle with Six in-Wheel Drives“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 224.11, S. 1369–1391. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1405.
- Kar, M. K. (1987):** „Prediction of track forces in skid-steering of military tracked vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 24.1, S. 75–84. DOI: 10.1016/0022-4898(87)90060-7.
- Keil, S. (1972):** „Analyse ebener Spannungszustände mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen“. In: *Meßtechnische Briefe* 8.Heft 1 und 2, S. 1–4, 21–26.
- Kemp, H. R. (1990):** „Climbing ability of four-wheel-drive vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 27.1, S. 7–23. DOI: 10.1016/0022-4898(90)90020-M.
- Kim, K. U. und G. E. Rehkugler (1987):** „A Review of Tractor Dynamics and Stability“. In: *Transactions of the ASAE* 30.3, S. 615–623. DOI: 10.13031/2013.30449.
- Kitano, M. und H. Jyozaki (1976):** „A theoretical analysis of steerability of tracked vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 13.4, S. 241–258. DOI: 10.1016/0022-4898(76)90045-8.
- Kleine-Budde, M. (2012):** „SocketCAN – The official CAN API of the Linux kernel“. In: *CiA Can in Automation, Proceedings of the 13th iCC 2012 at Hambach Castle (Germany)*. URL: http://www.can-cia.org/fileadmin/resources/documents/proceedings/2012_kleine-budde.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Kohler (2008):** *KOHLER COMMAND CH11-16 Werkstatthandbuch*. TP-2599. Wisconsin 53044: ENGINE DIVISION, KOHLER CO.

- Kotelnikov, V. A. (1933):** „On the transmission capacity of the 'ether' and cables in electrical communications“. In: *Proceedings of the first All-Union Conference on the technological reconstruction of the communications sector and the development of low-current engineering*. Hrsg. von C. C. Bissel und V. E. Katsnelson (Nachdruck, Vorwort und englische Übersetzung). Moskau. URL: <http://ict.open.ac.uk/classics/1.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- Kozłowski, K. und D. Pazderski (2004):** „Modeling and control of a 4-wheel skid-steering mobile robot“. In: *International Journal of Applied Mathematics and Computer Science* 14.4, S. 477–496. URL: <http://matwbn.icm.edu.pl/ksiazki/amc/amc14/amc1445.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- Läpple, V. (2011):** *Einführung in die Festigkeitslehre*. 3., verbesserte und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg & Teubner.
- Laughery, S., G. Gerhart und R. Goetz (1990):** *Bekker's Terramechanics Model for Off-Road Vehicle Research*. Techn. Ber. ADA457955. Fort Belvoir: Defense Technical Information Center. URL: <http://handle.dtic.mil/100.2/ADA457955> (Abruf 11.06.2016).
- Laughery, S., G. Gerhart und P. Muench (2000):** *Evaluating Vehicle Mobility Using Bekker's Equations*. Techn. Ber. ADA457941. Fort Belvoir: Defense Technical Information Center. URL: <http://handle.dtic.mil/100.2/ADA457941> (Abruf 11.06.2016).
- Leimbrock, F. (1984):** „Möglichkeiten der Querterrassierung im Steillagenweinbau“. Diss. Justus Liebig Universität Gießen, Fachbereich 20, Nahrungswirtschafts- und Haushaltswissenschaften.
- Löhr, L. (1950):** *Der Seilzug im Bergbauernbetrieb – eine Anleitung zu allen Feldarbeiten am Steilhang im Fallinienseilzug*. Graz: Leopold Stocker Verlag.
- Löhr, L. (1951):** „Kritik und Leistungen des Bergbauerntums“. In: *Carinthia II* 141/61, S. 77–93. URL: http://www.biologiezentrum.at/pdf_frei_remote/CAR_141_61_0077-0093.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Löhr, L. (1952):** „Der Getreidebau als Faktor bergbäuerlicher Dauersiedlung“. In: *Carinthia II* 142/62/1, S. 56–73. URL: http://www.biologiezentrum.at/pdf_frei_remote/CAR_142_62_0056-0073.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Löhr, L. (1954):** „Bergheugewinnung im Glocknergebiet“. In: *Carinthia II* 144/64, S. 55–68. URL: http://www.biologiezentrum.at/pdf_frei_remote/CAR_144_64_0055-0068.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Löhr, L. (1957 (ca.)):** *Neue Fortschritte im Seilzugbetrieb – Ergänzungsschrift zum Buche "Der Seilzug im Bergbauernbetrieb"*. Graz: Leopold Stocker Verlag.
- Low, C. Y., R. Fua-Nizan, K. Azmi und N. A. Cz (2012):** „Steering Behavior of a Track-Driven Paintball Robot“. In: *Procedia Engineering* 41. International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012), S. 1516–1523. DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.344.
- Maclaurin, B. (2008):** „Comparing the steering performances of skid- and Ackermann-steered vehicles“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 222.5, S. 739–756. DOI: 10.1243/09544070JAUT0567.
- Maclaurin, B. (2011):** „A skid steering model using the Magic Formula“. In: *Journal of Terramechanics* 48.4, S. 247–263. DOI: 10.1016/j.jterra.2011.04.002.

- Mandow, A., J. L. Martinez, J. Morales et al. (2007):** „Experimental kinematics for wheeled skid-steer mobile robots“. In: *IROS 2007. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2007*. S. 1222–1227. DOI: 10.1109/IROS.2007.4399139.
- Mang, H. A. und G. Hofstetter (2013):** *Festigkeitslehre*. 4. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Vieweg.
- Marschak, S. V. und W. M. Goldstein (1966):** „Die Kippsicherheit von einachsigen Schleppern beim Lenkeinschlag“. In: *Landtechnische Forschung* 16 (1966), Heft 1, S. 22–25. Übersetzung aus der sowjetischen Fachzeitschrift *Automobilindustrie* 31 (1965), H. 10, S. 23–26. URL: <http://440ejournals.uni-hohenheim.de/index.php/LTF/article/download/8816/8746> (Abruf 11.06.2016).
- Martínez, J. L., A. Mandow, J. Morales et al. (2005):** „Approximating Kinematics for Tracked Mobile Robots“. In: *The International Journal of Robotics Research* 24.10, S. 867–878. DOI: 10.1177/0278364905058239.
- McKenzie, D. W. und B. Y. Richardson (1978):** „Feasibility study of self-contained tether cable system for operating equipment on slopes of 20 to 75%“. In: *Journal of Terramechanics* 15.3, S. 113–127. DOI: 10.1016/0022-4898(78)90015-0.
- Merritt, H. E. (1946):** „The Evolution of a Tank Transmission“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 154.1, S. 412–428. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1946_154_052_02.
- Michalsky, A. (1976):** *Die Terrassierung im Weinbau*. KTBL-Schrift 213. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL).
- Muro, T. (1997):** „Comparison of the traffic performance of a two-axle four wheel drive (4WD), rear wheel drive (RWD), and front wheel drive (FWD) vehicle on loose sandy sloped terrain“. In: *Journal of Terramechanics* 34.1, S. 37–55. DOI: 10.1016/S0022-4898(97)00016-5.
- Neipperg, G. (1976):** „Querterrassierung seit 1648“. In: *Der Deutsche Weinbau* 25/1976, S. 972–978.
- Nuttall Jr., C. J. (1964):** „Some notes on the steering of tracked vehicles by articulation“. In: *Journal of Terramechanics* 1.1, S. 38–74. DOI: 10.1016/0022-4898(64)90123-5.
- Oida, A. (1978):** „Geometrische Spur eines Knickschleppers“. In: *Grundlagen der Landtechnik* 28.5, S. 192–196. URL: <http://440ejournals.uni-hohenheim.de/index.php/Grundlagen/article/download/497/443> (Abruf 11.06.2016).
- Oida, A. (1983):** „Turning behavior of articulated frame steering tractor – I. Motion of tractor without traction“. In: *Journal of Terramechanics* 20.3–4, S. 153–165. DOI: 10.1016/0022-4898(83)90046-0.
- Oida, A. (1985):** „Bewegung eines Knickschleppers unter Zugbelastung beim Kurvenfahren“. In: *Grundlagen der Landtechnik* 35.3, S. 81–89. URL: <http://440ejournals.uni-hohenheim.de/index.php/Grundlagen/article/download/199/154> (Abruf 11.06.2016).
- Oida, A. (1987):** „Turning behavior of articulated-frame-steering tractors – part 2. Motion of tractors with drawbar pull“. In: *Journal of Terramechanics* 24.1, S. 57–73. DOI: 10.1016/0022-4898(87)90059-0.

- Ordonez, C., N. Gupta, W. Yu et al. (2012):** „Modeling of Skid-Steered Wheeled Robotic Vehicles on Sloped Terrains“. In: *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Conference, 17.–19.10.2012*. Fort Lauderdale, FL. URL: http://www.ciscor.org/s/camilo_MODELING_OF_SKID-STEERED_WHEELED_ROBOTIC_VEHICLES_ON_SLOPED_TERRAINS.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Orlemann, E. C. (2001):** *LeTourneau earthmovers*. St. Paul, MN: Motorbooks International (MBI). ISBN: 0-7603-0840-3.
- Pacejka, H. B. und E. Bakker (1992):** „THE MAGIC FORMULA TYRE MODEL“. In: *Vehicle System Dynamics* 21.S1, S. 1–18. DOI: 10.1080/00423119208969994.
- Parker (2003):** *Torqmotor Series TF/TG/TH/TK*. Catalogue HY11-3213/EU. Kaarst, Germany: Parker Hannifin GmbH, Hydraulic Controls Division.
- Pavesi, U. (1920):** „Vehicle with Two or More Pairs of Driving Wheels“. Patent 1353848. URL: <http://www.google.com/patents/US1353848> (Abruf 11.06.2016).
- Pfeiffer, O., A. Ayre und C. Keydel (2008):** *Embedded Networking with CAN and CANopen*. Greenfield, Massachusetts, USA: Copperhill Media Corporation.
- Porten, M. und E. Kohl (2010):** „Neuerungen beim RMS“. In: *das deutsche weinmagazin* 5-6/2010, S. 86–91.
- Porten, M., E. Kohl und C. Jung (2012):** „Neue Geräte für den Steilhang“. In: *das deutsche weinmagazin* 21/2012, S. 30–31.
- Porten, M. und H.-P. Schwarz (2008):** „Nach SMS kommt RMS“. In: *das deutsche weinmagazin* 16-17/2008, S. 26–30.
- Powell, H. (1942):** „He Welds Everything“. In: *Popular Science*, S. 52–57, 220. URL: <https://books.google.de/books?id=DCcDAAAAMBAJ&pg=PA54#v=onepage&q&f=false> (Abruf 11.06.2016).
- Preuschen, G. (1977):** „Direktzug am Steilhang“. In: *Der Deutsche Weinbau* 19/1977, S. 765–766.
- Puente León, F. und U. Kiencke (2012):** *Messtechnik – Systemtheorie für Ingenieure und Informatiker*. 9. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.
- Rackham, D. H. und D. P. Blight (1985):** „Four-wheel drive tractors – A review“. In: *Journal of Agricultural Engineering Research* 31.3, S. 185–201. DOI: 10.1016/0021-8634(85)90087-3.
- Ramer, U. (1972):** „An iterative procedure for the polygonal approximation of plane curves“. In: *Computer Graphics and Image Processing* 1.3, S. 244–256. DOI: 10.1016/S0146-664X(72)80017-0.
- Reddy, M. (2011):** *API design for C++*. 1st edition. Morgan Kaufmann / Elsevier. URL: <http://www.apibook.com> (Abruf 11.06.2016).
- Reichmann, E. (1972):** *Kippgrenzen von Drei- und Vierradfahrzeugen bei Fahrt auf ebenem Hang*. Hangstabilität landwirtschaftlicher Fahrzeuge Teil 1. Forschungsberichte der Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Wieselburg, Österreich.

- Ren, F., X. Liu, J. Chen et al. (2015):** „Analysis of Skid Steer Loader Steering Characteristic“. In: *Advances in Mechanical Engineering* 7.1. DOI: 10.1155/2014/245713.
- Rückrich, K. (2016):** *Schriftliche Mitteilung per Mail vom 02.02.2016*. Aussage beruhend auf Weinbauerhebungen der Jahre 1972/1973, 1979/1980, 1989/1990, eigenen Berechnungen für 2003, sowie Daten des statistischen Landesamts Rheinland-Pfalz (beruhend auf der Weinbaukartei) für die Jahre 1999–2015.
- Rühling, W. (1976):** „Möglichkeiten der Mechanisierung am Steilhang zur Senkung des Arbeitsaufwands“. In: *Der Deutsche Weinbau* 25/1976, S. 952–962.
- Rühling, W. (1977):** „Grenzsteigungen für den Direktzug“. In: *Der Deutsche Weinbau* 22/1977, S. 890–891.
- Rühling, W. (1980):** „Schlepper für Weinbau-Steillagen“. In: *Der Deutsche Weinbau* 12/1980, S. 522–528.
- Rühling, W. (1987):** „Mechanisierungsmöglichkeiten in Hang- und Steillagen“. In: *Der Deutsche Weinbau* 15/1987, S. 674–675.
- Rühling, W. (1991):** „Mechanisierung von Steillagen auf der Basis handgeführter Kleinraupen“. In: *Der Deutsche Weinbau* 16/1991, S. 631–638.
- Rühling, W. (2002):** *Untersuchungen zur Weiterentwicklung seilgezogener Mechanisierungssysteme*. ATW-Bericht 117. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL).
- Rühling, W. und J. Dietrich (1993a):** „Neues Mechanisierungssystem für Seilzuglagen“. In: *Der Deutsche Weinbau* 10/1993, S. 16–20.
- Rühling, W. und J. Dietrich (1993b):** *Untersuchungen zur Eignung eines seilgezogenen Mechanisierungssystems für offene und begrünzte Steillagen*. ATW-Nr. 47. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL).
- Rühling, W. und W. Struck (1988):** „Schmalspur-Kettenschlepper für den Steillagenweinbau“. In: *Der Deutsche Weinbau* 12/1988, S. 597–601.
- Salsbery, B. P. und B. R. Hartsough (1993):** „Control of a cable-towed vehicle to minimize slip“. In: *Journal of Terramechanics* 30.5, S. 325–335. DOI: 10.1016/0022-4898(93)90009-M.
- Sasaki, S., T. Yamada und E. Miyata (1991):** „Articulated tracked vehicle with four degrees of freedom“. In: *Journal of Terramechanics* 28.2–3. Special Issue: Breaking New Ground, S. 189–199. DOI: 10.1016/0022-4898(91)90033-3.
- Schäfer, B. und A. C. Leite (2014):** „Planetary robotics exploration activities at DLR“. In: *Computational and Applied Mathematics*, S. 1–16. DOI: 10.1007/s40314-014-0122-2.
- Schenk, W. und F. Cappel (1974):** *Maschinen, Geräte und technische Anlagen für den Weinbau im Seilzuggelände – Bestandsaufnahme und Entscheidungshilfe*. Trier: Landes- Lehr- und Versuchsanstalt für Weinbau, Gartenbau und Landwirtschaft.
- Schnekenburger, F. (1987):** „Das selbstlenkende Spritzgerät aus der Sicht des Arbeitsaufwands“. In: *Der Deutsche Weinbau* 19/1987, S. 854–855.

- Schwarz, H.-P. und C. Fischer (2012):** „Rad oder Raupe?“ In: *das deutsche weinmagazin* 11/2012, S. 26–29.
- Seegmiller, N. und D. Wettergreen (2011):** „Control of a passively steered rover using 3-D kinematics“. In: *2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, S. 607–612. DOI: 10.1109/IROS.2011.6094930.
- Shamah, B., M. D. Wagner, S. Moorehead et al. (2001):** „Steering and Control of a Passively Articulated Robot“. In: *SPIE, Sensor Fusion and Decentralized Control in Robotic Systems IV*. Bd. 4571. URL: https://www.ri.cmu.edu/pub_files/pub3/shamah_benjamin_2001_1/shamah_benjamin_2001_1.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Shannon, C. E. (1949):** „Communication in the Presence of Noise“. In: *Proceedings of the IRE* 37.1, 10–21. Nachdruck in: *Proceedings of the IEEE* 86.2 (1998), S. 447–457. DOI: 10.1109/JPROC.1998.659497.
- Sharma, A., N. Gupta und E. G. Collins Jr. (2011):** „Energy efficient path planning for skid-steered autonomous ground vehicles“. In: *Unmanned Systems Technology XIII*. Hrsg. von D. W. Gage, C. M. Shoemaker, R. E. Karlsen und G. R. Gerhart. Bd. 8045. Orlando, Florida, 80450P. DOI: 10.1117/12.885265.
- Shigley, J. E. und J. J. Uicker Jr. (1981):** *Theory of Machines and Mechanisms*. Singapore: McGraw-Hill Book Company.
- Sieg, R. (1981):** „Die Aussenmechanisierung der Bergbauernbetriebe“. In: *Landtechnische Schriftenreihe*. Bd. 79. FG Technik 24.053. Wien: Österreichisches Kuratorium für Landtechnik.
- SoMat (2010):** *User Manual SoMat eDAQ with TCE Software*. P/N DOC 0004-02. Darmstadt: HBM, S. 202.
- Spencer, H. B. (1978):** „Stability and control of two-wheel drive tractors and machinery on sloping ground“. In: *Journal of Agricultural Engineering Research* 23.2, S. 169–188. DOI: 10.1016/0021-8634(78)90047-1.
- Spencer, H. B. und G. M. Owen (1981):** „A device for assessing the safe descent slope of agricultural vehicles“. In: *Journal of Agricultural Engineering Research* 26.3, S. 277–286. DOI: 10.1016/0021-8634(81)90110-4.
- Spencer, H. B., G. M. Owen und C. A. Glasbey (1985):** „On-site measurement of the stability of agricultural machines“. In: *Journal of Agricultural Engineering Research* 31.1, S. 81–91. DOI: 10.1016/0021-8634(85)90126-X.
- Sreenivasan, S. V., P. K. Dutta und K. J. Waldron (1994):** „The Wheeled Actively Articulated Vehicle (WAAV): An Advanced Off-Road Mobility Concept“. In: *Advances in Robot Kinematics and Computational Geometry*. Hrsg. von J. Lenarčič und R. Bahram. Springer Netherlands. Kap. Kinematics of Mobile Robots, S. 141–150. DOI: 10.1007/978-94-015-8348-0.
- Steeds, W. (1950):** „Tracked vehicles“. In: *Automobile engineer : design, materials, production, methods, and works-equipment* 40.4, 5, 6, S. 143–148, 187–190, 219–222.
- Steinkampf, H. (1971):** „Zur Methodik der Rollradien- und Radschlupfmessung“. In: *Grundlagen der Landtechnik* 21.2, S. 40–44. URL: <http://440ejournals.uni-hohenheim.de/index.php/Grundlagen/article/download/1039/930> (Abruf 11.06.2016).

- Steinmetz, H. (1985):** *Grenzhängerschließung im Weinbau*. ATW-Nr. 47. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL), S. 722–723.
- Steinmetz, H. und W. Rühling (1985):** „Schleppereinsatz im Hang“. In: *Der Deutsche Weinbau* 6/1985, S. 248–253.
- Stumm, G. (1987):** „Auswirkungen der Steilhangmechanisierung auf den Betriebserfolg“. In: *Der Deutsche Weinbau* 15/1987, S. 674–675.
- Süntinger, P. (2014):** „Steigeisen für den Motormäher“. In: *Landwirt – Die Fachzeitschrift für die bäuerliche Familie* Heft 6, März 2014. Graz: Leopold Stocker Verlag, S. 68–70.
- Thulasiraman, B. K. S., G. Arumugam, N. G. Sadali und I. Neelamegan (2013):** „Steering Linkage Optimization of Articulated Construction Equipment“. In: *Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), 18.–20.12.2013*. IIT Roorkee, India, S. 404–411. URL: http://www.inacomm2013.ammindia.org/Papers/058-inacomm2013_submission_19.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Vable, M. (2014):** *Mechanics of Materials*. Second Edition. Michigan: Michigan Technological University.
- Vantsevich, V., K. Augsburg, B. Shyrokau und V. Ivanov (2010):** *Kinematic Discrepancy Minimization for AWD Terrain Vehicle Dynamics Control*. Techn. Ber. SAE Technical Paper 2010-01-1895. DOI: 10.4271/2010-01-1895.
- Vidoni, R., M. Bietresato, A. Gasparetto und F. Mazzetto (2015):** „Evaluation and stability comparison of different vehicle configurations for robotic agricultural operations on side-slopes“. In: *Biosystems Engineering* 129, S. 197–211. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2014.10.003.
- Vlugt, P. van der (2013):** „The AEF – Ag Industry’s initiative in electronic standards implementation“. In: *XXIV Member’s Meeting „International Standards: Opportunity or Problem“*. Club of Bologna. URL: http://www.clubofbologna.org/ew/ew_proceedings/1.3_Van_der_Vlugt.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Voss, W. (2008):** *A Comprehensible Guide to J1939*. 1. Auflage. Greenfield, MA 01301, USA: Copperhill Media Corporation.
- Wagner, M. D., S. Heys, D. Wettergreen et al. (2005):** „Design and Control of a Passively Steered, Dual Axle Vehicle“. In: *8th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space*. URL: https://www.ri.cmu.edu/pub_files/pub4/wagner_michael_d_2005_1/wagner_michael_d_2005_1.pdf (Abruf 11.06.2016).
- Watanabe, K. und M. Kitano (1986):** „Study on steerability of articulated tracked vehicles — Part 1. Theoretical and experimental analysis“. In: *Journal of Terramechanics* 23.2, S. 69–83. DOI: 10.1016/0022-4898(86)90015-7.
- Watanabe, K., M. Kitano und A. Fugishima (1995):** „Handling and stability performance of four-track steering vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 32.6, S. 285–302. DOI: 10.1016/0022-4898(95)00022-4.
- Weinverordnung (1995):** In der Fassung der Bekanntmachung vom 21. April 2009 (BGBl. I S. 827), die durch Artikel 1 der Verordnung vom 12. Oktober 2013 (BGBl. I S. 3862) geändert worden ist. URL: http://www.gesetze-im-internet.de/bundesrecht/weinv_1995/gesamt.pdf (Abruf 11.06.2016).

- Weiss, E. und P. Wohlfarth (1987):** „Erfahrungen mit dem selbstlenkenden Spritzgerät für Seilzuglagen“. In: *Der Deutsche Weinbau* 19/1987, S. 850–854.
- Weiss, K. R. (1971):** „Skid-steering“. In: *Automobile engineer : design, materials, production, methods, and works-equipment* 61.4, 6, 9, S. 22–25, 36–38, 36–39.
- Wescott, T. (2000):** „PID Without a PhD“. In: *Embedded Systems Programming* 13.11, S. 86–108. URL: <http://m.eet.com/media/1112634/f-wescot.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- Wong, J. Y. (2001):** *Theory of Ground Vehicles*. 3rd Edition. Wiley-Interscience. New York, Chichester, Weinheim, Brisbane, Singapore, Toronto: John Wiley & Sons, Inc.
- Wong, J. Y. und C. F. Chiang (2001):** „A general theory for skid steering of tracked vehicles on firm ground“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 215.3, S. 343–355. DOI: 10.1243/0954407011525683.
- Wu, X., M. Xu und L. Wang (2013):** „Differential speed steering control for four-wheel independent driving electric vehicle“. In: *2013 IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*, S. 1–6. DOI: 10.1109/ISIE.2013.6563667.
- Yamakawa, J., A. Kojima und K. Watanabe (2007):** „A method of torque control for independent wheel drive vehicles on rough terrain“. In: *Journal of Terramechanics* 44.5, S. 371–381. DOI: 10.1016/j.jterra.2007.10.006.
- Yamakawa, J. und K. Watanabe (2006):** „A method of optimal wheel torque determination for independent wheel drive vehicles“. In: *Journal of Terramechanics* 43.3, S. 269–285. DOI: 10.1016/j.jterra.2005.05.004.
- Yeomans, B. und C. M. Saaj (2011):** „Progress Towards Robust Mobility Analysis for a Legged Planetary Fetch Rover“. In: *ASTRA 2011, Noordwijk, Netherlands, 12.–14.04.2011*. ESA. URL: <http://epubs.surrey.ac.uk/27658/2/FCXNL-11A06-2137954-1-2137954yeomans.pdf> (Abruf 11.06.2016).
- Yi, J., H. Wang, J. Zhang et al. (2009):** „Kinematic Modeling and Analysis of Skid-Steered Mobile Robots With Applications to Low-Cost Inertial-Measurement-Unit-Based Motion Estimation“. In: *IEEE Transactions on Robotics* 25.5, S. 1087–1097. DOI: 10.1109/TRO.2009.2026506.
- Yong, R. N. (1976):** „Some further problems in the design of wheels and tracks“. In: *Journal of Terramechanics* 13.2, S. 63–73. DOI: 10.1016/0022-4898(76)90014-8.
- Zhang, Y., J. Hu und X. Li (2014):** „Steady-state characteristics of skid steering for wheeled vehicles“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 228.9, S. 1095–1104. DOI: 10.1177/0954407013516105.
- Zheng, S., H. Tang, Z. Han und Y. Zhang (2006):** „Controller design for vehicle stability enhancement“. In: *Control Engineering Practice* 14.12, S. 1413–1421. DOI: 10.1016/j.conengprac.2005.10.005.

A Versuchsnotizen (Run-Descriptions)

Der SoMat-eDAQ-Messverstärker und -Datenlogger speichert zu jedem Versuchslauf (Run)

1. den Start- und Endzeitpunkt und die Dauer des Versuchs in lokaler Systemzeit,
2. den Startzeitpunkt in GPS-Zeit, falls ein GPS-Signal empfangen wird,
3. eine Kurzbeschreibung (Run Description) zum Versuchslauf, sofern sie eingegeben wurde.

Auf den folgenden Seiten werden die genannten Versuchslaufinformationen für die Versuchsprojekte aufgelistet, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgewertet wurden. Dabei handelt es sich um die Projekte:

- p110, Versuche zur DMS-Bewertung, Lastfall „Seitenzug links“,
- p120, Versuche zur DMS-Bewertung, Lastfall „Seitenzug rechts“,
- p150, Kreisfahrversuche mit Knicklenkung, ohne Lenkwinkelregler, Stromteiler Freilauf,
- p160, Kreisfahrversuche mit Skidlenkung, mit Stromteiler,
- p190, Versuche zur DMS-Bewertung, Lastfall „Längszug“,
- p200, Versuche zur DMS-Bewertung, Lastfälle „Torsion“, „Biegung vertikal“ und „Biegung horizontal“,
- p210, Versuche zur DMS-Bewertung, Lastfall „vertikale Biegung zur Beladungssimulation, mittels Gewindestangen“,
- p330, Kreisfahrversuche mit Knicklenkung und Lenkwinkelregler, Stromteiler teils aktiviert, teils Freilauf, Abtastrate 20 kHz,
- p331, Kreisfahrversuche mit Knicklenkung und Lenkwinkelregler, Stromteiler Freilauf, Abtastrate 100 Hz,
- p332, Fahrversuche Kreisfahrten und Achterparcours mit Knicklenkung und Lenkwinkelregler, Stromteiler teils aktiviert, teils Freilauf.


```

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p110_20120902_quer_links_rosette8statt3
20120902_geisi_quer_linkszug_r8statt3.sie
Run 01: 02.09.2012, 03:56:17-130-03:58:28: GPS: ----none-----: Geisi aufKugeln,ziehe li.Walzen zusammen, Rosette 8 statt 3!
Run 02: 02.09.2012, 03:58:45-148-04:01:14: GPS: ----none-----: Wiederholung

=====
Projekt p110, Seitenzug

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p120_20120902_quer_rechts_rosette8statt3
20120902_geisi_quer_rechtszug_r8statt3.sie
Run 01: 02.09.2012, 04:16:56-102-04:18:39: GPS: 02:19:23.3005: Geisi aufKugeln,ziehe rechteWalzen zusammen, Rosette 8 statt 3!
Run 02: 02.09.2012, 04:19:20-112-04:21:13: GPS: 02:21:47.4810: Wiederholung; gibt sehr nach auf dieser Seite...

=====
Projekt p120, Seitenzug

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
150_20120902_Kreisfahrt_wiese_knick_v1
0120902_geisi_Kreisfahrt_wiese_knick_v1.sie
Run 01: 02.09.2012, 20:06:57-136-20:09:13: GPS: 18:09:24.5078: Kreisradius 4,5m +ca. 20cm Abstand, vorw,linksrum, ohne Beladg.
Run 02: 02.09.2012, 20:10:12-128-20:12:21: GPS: 18:12:40.1448: Wiederholung
Run 03: 02.09.2012, 20:14:56-158-20:17:34: GPS: 18:17:23.5194: Wiederholung
Run 04: 02.09.2012, 20:19:51-089-20:21:20: GPS: 18:22:18.6796: Jetzt innen im Kreis, also4,5m-20cm, etw mehr gas
Run 05: 02.09.2012, 20:24:29-069-20:25:39: GPS: 18:26:57.0472: Steine jetzt innen, 2,5m;Rumpler vorhin wohl ueberfahrene Steine
Run 06: 02.09.2012, 20:26:09-073-20:27:23: GPS: 18:28:36.7742: Wdh.
Run 07: 02.09.2012, 20:27:59-069-20:29:08: GPS: 18:30:26.3340: Wdh
Run 08: 02.09.2012, 20:30:13-077-20:31:31: GPS: 18:32:41.1657: dito,aber rueckw.rechtsrum, also immer noch Lichtschr.aussen
Run 09: 02.09.2012, 20:32:25-073-20:33:39: GPS: 18:34:53.0581: wdh
Run 10: 02.09.2012, 20:34:06-072-20:35:18: GPS: 18:36:33.6871: Wdh
Run 11: 02.09.2012, 20:37:27-088-20:38:55: GPS: 18:39:54.8096: Jetzt vorwaerts rechtsrum,Lichtschr. innen
Run 12: 02.09.2012, 20:39:26-069-20:40:35: GPS: 18:41:53.4342: Wdh
Run 13: 02.09.2012, 20:41:04-072-20:42:16: GPS: 18:43:31.6161: Wdh
Run 14: 02.09.2012, 20:42:54-034-20:43:29: GPS: 18:45:21.9634: Fahrtr.rueckw., also linksrum, Lichtschr. innen
Run 15: 02.09.2012, 20:44:10-095-20:45:46: GPS: 18:46:37.9551: nochmals, vorig Fehlversuch (2x Lichtschr.impuls, Stein?)
Run 16: 02.09.2012, 20:48:58-034-20:49:33: GPS: 18:51:25.3737: Wdh, vorig war nicht ganz so toll, 1-2Steine erwischt
Run 17: 02.09.2012, 20:50:45-069-20:51:54: GPS: 18:53:12.9858: nochmal, vorig Fehlstart, Lichtschr.etc. umpositioniert
Run 18: 02.09.2012, 20:52:28-075-20:53:44: GPS: 18:54:55.8900: Wdh
Run 19: 02.09.2012, 20:54:15-074-20:55:29: GPS: 18:56:42.9091: Wdh
Run 20: 02.09.2012, 21:00:41-103-21:02:24: GPS: 19:03:08.5003: wieder 4,5mKreis, vorw.,rechtrum, Li-Schr.innen
Run 21: 02.09.2012, 21:03:19-108-21:05:07: GPS: 19:05:46.8741: Wdh. Schon recht dunkel, noch nicht wirkkl. Tau
Run 22: 02.09.2012, 21:05:46-113-21:07:39: GPS: 19:08:13.5325: Wdh.

```

```

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p160_20120903_Kreisfahrt_wiese_skid
20120903_geisi_Kreisfahrt_wiese_skid v1.sie
Run 01: 03.09.2012, 11:14:16-630-11:24:46: GPS: 09:16:44.5514: Fahrt aus der Werkstatt
Run 02: 03.09.2012, 11:42:28-340-11:48:08: GPS: 09:44:56.1258: Vorversuch, vorwaerts, linksrum, Lichtschr. aussen
Run 03: 03.09.2012, 12:05:37-231-12:09:28: GPS: 10:08:05.2100: 2.Vers;rechtes geeiere,schafft 4,5mKreis nicht->rangieren noeti
Run 04: 03.09.2012, 12:13:49-177-12:16:47: GPS: 10:16:17.4866: 3.Vers.; Kreis ca. 15m, trotzdem rangieren; versuchsw.z.T.3.Gang
Run 05: 03.09.2012, 12:21:25-129-12:23:35: GPS: 10:23:53.0171: Vorw.rechtsrum, LiSchr.innen
Run 06: 03.09.2012, 12:24:05-003-12:24:09: GPS: 10:26:33.3553: 2.Vers. vorig 2
Run 07: 03.09.2012, 12:24:31-003-12:24:35: GPS: 10:26:59.7156: jetzt 2.Vers.(vorigFehlbedin
Run 08: 03.09.2012, 12:25:19-145-12:27:45: GPS: 10:27:47.6078: JETZT2.Vers(2xFehlbed.)-nun 2.Gang, vorhin 3.Gang
Run 09: 03.09.2012, 12:30:23-159-12:33:03: GPS: 10:32:51.5439: nochmal. Vorig unguenst.Startpos.Run8 eher Bsp fuer Rangier.
Run 10: 03.09.2012, 12:34:28-159-12:37:08: GPS: 10:36:56.5797: Wdh.,noch2.Gang;Run 9 nur 1mal rangieren!
Run 11: 03.09.2012, 12:38:38-172-12:41:30: GPS: 10:41:06.3877: Wdh. Run10ohne Rangieren!Innenkreis gut12m
Run 12: 03.09.2012, 12:42:04-203-12:45:28: GPS: 10:44:32.9104: Wdh.Run11 ohne Rangieren. Nun 3. Gang
Run 13: 03.09.2012, 12:46:46-124-12:48:50: GPS: 10:49:14.3292: Wdh.Run12warOK.Zwdurch immer auch ein Stueck Splitweg
Run 14: 03.09.2012, 12:59:25-123-13:01:28: GPS: 11:01:53.1110: Wdh. Innenkreis ist etw. oval, 0-W:10m, N-S:9,20m
Run 15: 03.09.2012, 13:01:42-114-13:03:36: GPS: 11:04:10.0829: Wdh.
Run 16: 03.09.2012, 13:06:13-200-13:09:33: GPS: 11:08:41.3131: Versuche noch enger.Run15:Steine ueberfahren,Kreis war etw.enger
Run 17: 03.09.2012, 13:50:45-121-13:52:47: GPS: 11:53:13.2982: Wdh, versuche eng, Run16 war ca. 6m
Run 18: 03.09.2012, 13:54:10-111-13:56:02: GPS: 11:56:38.8389: Wdh
Run 19: 03.09.2012, 14:04:30-123-14:06:34: GPS: 12:06:58.2540: Wdh. Run18 Kreis spiralmuessig.anfangs 5 hat sich geoeffnet auf 6m
Run 20: 03.09.2012, 14:24:06-262-14:28:29: GPS: 12:26:34.3432: rueckw.linksrum,LiSchr.innen.R19:Kreis spiral 5m->6m
Run 21: 03.09.2012, 14:30:54-299-14:35:54: GPS: 12:33:22.3717: Rangieruebungen. Run20:dieRichtgNurM.ExtrRangier.WgnV-Achs.krum?
Run 22: 03.09.2012, 14:37:14-394-14:43:49: GPS: 12:39:42.5063: Rueckfahrt in die Werkstatt
=====
Projekt p160, Kreisfahrt Skidlenkung
=====

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p190_20121003_Streckbank2_nurLaengszug10V_b
20121003_geisi_streckbank2_Hinterachse10V.sie
Run 01: 03.10.2012, 19:56:28-197-19:59:46: GPS: -----: wdh vom Vortest.4xReRueckwVorw,4xReHoch;MitteSchwenkenHochRunter
Run 02: 03.10.2012, 20:00:10-027-20:00:37: GPS: -----: FortsetzungRun1, Spannung ablassen
Run 03: 03.10.2012, 20:00:57-222-20:04:40: GPS: -----: wdh
=====
Projekt p190, Streckbank Längszug
=====

```

```

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p200_20121003_Streckbank2_alleKrafrtrichtungen
20121003_geisi_streckbank2_Hinterachse10V.sie
Run 01: 03.10.2012, 20:12:44-257-20:17:01: GPS: ----none-----: Wdh.vom Vortest,jetzt aber DMS genuellt,u.zwdurch schuetteln
Run 02: 03.10.2012, 20:21:06-341-20:26:48: GPS: ----none-----: wdh
Run 03: 03.10.2012, 20:39:03-503-20:47:27: GPS: ----none-----: Winkel der vor-/zurueck und hoch-Bewegungen messen
Run 04: 03.10.2012, 21:06:41-074-21:07:56: GPS: ----none-----: Torsion;Stab50cm;Dose -5bis-8im Leerlauf
Run 05: 03.10.2012, 21:10:12-098-21:11:50: GPS: ----none-----: Wdh
Run 06: 03.10.2012, 21:13:41-219-21:17:21: GPS: ----none-----: Wdh.Vorig auch mit rueckw.; beachte bei rueckw:falsche Auflagerg!
Run 07: 03.10.2012, 21:20:05-125-21:22:10: GPS: ----none-----: Wdh
Run 08: 03.10.2012, 22:25:34-143-22:27:58: GPS: ----none-----: Biegg.senkr:Stange185cm.+80N an Dose entspr. 0 Biegg.!
Run 09: 03.10.2012, 22:39:33-147-22:42:01: GPS: ----none-----: Wdh
Run 10: 03.10.2012, 22:45:20-040-22:46:00: GPS: ----none-----: Wdh. Kugeln u.Waagenheber etw. korrigiert
Run 11: 03.10.2012, 22:46:47-136-22:49:04: GPS: ----none-----: vorig Fehlversuch; Korrektur nur noch um -70N!
Run 12: 03.10.2012, 23:41:27-180-23:44:28: GPS: ----none-----: BiegungSeitlich. Stange bis erstes Gummilager: 203cm
Run 13: 03.10.2012, 23:48:56-184-23:52:00: GPS: ----none-----: Wdh
Run 14: 03.10.2012, 23:56:03-178-23:59:01: GPS: ----none-----: Wdh
Run 15: 04.10.2012, 00:02:14-085-00:03:40: GPS: ----none-----: Wdh
Run 16: 04.10.2012, 00:05:17-083-00:06:41: GPS: ----none-----: Biegung diagonal 45Grad, in Fahrtr. re-oben <--> li-unten
Run 17: 04.10.2012, 00:07:26-083-00:08:49: GPS: ----none-----: Wdh
Run 18: 04.10.2012, 00:12:49-090-00:14:20: GPS: ----none-----: Biegung diagonal 45Grad.In Fahrtr. li-ob <--> re-unten
Wdh.Mehr Prinzip als exakt! Li-ob Schlaeuche,unten Rahmen im Weg

=====
Projekt p200, Streckbank alle Krafrtrichtungen =====

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p210_20121006_Gewindestangen_Achse-dran-und-weg
20121003_geisi_Gewindestange10V_v01.sie
Run 01: 06.10.2012, 22:59:34-500-23:07:55: GPS: ----none-----: Beladung simulieren mit Gewindestangen.Achsen am Rahmen
Run 02: 06.10.2012, 23:12:11-464-23:19:55: GPS: ----none-----: Wdh.
Run 03: 06.10.2012, 23:26:58-264-23:31:22: GPS: ----none-----: Wdh. Am Ende jeweils unter Rahme kurz anheben fuer DMS5 ca.0uV
Run 04: 06.10.2012, 23:53:48-043-23:54:31: GPS: ----none-----: quasi Zustand entspannt, Achse noch am Rahmen
Run 05: 07.10.2012, 00:20:22-050-00:21:13: GPS: ----none-----: jetzt ist die Walze vom Rahmen abgebaut, Stummel entspannt
Run 06: 07.10.2012, 00:41:14-052-00:42:07: GPS: ----none-----: PreRun0 ausgefuehrt.Stummel liegt 9cm vor Kraffeinleitg. auf
Run 07: 07.10.2012, 00:50:46-295-00:55:41: GPS: ----none-----: nochmal, vorhin Fehlstart
Run 08: 07.10.2012, 01:01:08-192-01:04:21: GPS: ----none-----: Wdh.Schwankgn.sind,wenns ueb.die Totpkte kippt.Aufl. jetzt9,7cm
Run 09: 07.10.2012, 01:04:53-156-01:07:30: GPS: ----none-----: Wdh.
Run 10: 07.10.2012, 01:19:23-054-01:20:17: GPS: ----none-----: Run09:Aufl.war doch10cm!Nun nochmal Stummel entsp.v.Achsmontage
Run 11: 07.10.2012, 01:56:09-043-01:56:52: GPS: ----none-----: Achse ist wieder angebaut, Geisi steht entspannt.
Run 12: 07.10.2012, 01:58:40-010-01:58:51: GPS: ----none-----: Transducers rezeroed.

=====
Projekt p210, Gewindestangen =====

```

```

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p330 20141016 20kHz mFilter
20141016_20000Hz_mFilter.sie
Run 01: 16.10.2014, 22:25:34-036-22:26:11: GPS: 20:32:16.4000: Klopfen, in Fahrtr. v.o., v.l, v.r, v.u., draufstehen
Run 02: 16.10.2014, 22:26:42-093-22:28:15: GPS: 20:33:24.4001: kreis holz
Run 03: 16.10.2014, 22:30:52-049-22:31:41: GPS: 20:37:34.0001: gegen mauer grad
Run 04: 16.10.2014, 22:33:26-078-22:34:46: GPS: 20:40:08.6001: kreis, bisher alles o. allrad wie bisher
Run 05: 16.10.2014, 22:35:31-076-22:36:49: GPS: 20:42:13.8001: kreis wdh m. allrad
Run 06: 16.10.2014, 22:40:11-075-22:41:27: GPS: 20:46:53.4000: kreis m. allrad, stufen-LW30
Run 07: 16.10.2014, 22:41:40-070-22:42:51: GPS: 20:48:22.4001: kreis m. allrad, stufen-LW30, wdh
Run 08: 16.10.2014, 22:43:18-072-22:44:31: GPS: 20:50:00.2001: kreis ohne allrad, stufen-LW30
Run 09: 16.10.2014, 22:44:51-060-22:45:52: GPS: 20:51:33.4000: kreis ohne allrad, stufen-LW30, wdh
Run 10: 16.10.2014, 22:47:01-034-22:47:36: GPS: 20:53:43.4001: kreis ohne allrad, stufen-LW max, vorhin kurz aus versehen max
Run 11: 16.10.2014, 22:47:52-033-22:48:25: GPS: 20:54:34.0001: kreis ohne allrad, stufen-LW max, wdh
Run 12: 16.10.2014, 22:48:39-128-22:50:48: GPS: 20:55:21.4000: kreis mit allrad, stufen-LW max
Run 13: 16.10.2014, 22:50:55-091-22:52:27: GPS: 20:57:37.4000: kreis mit allrad, stufen-LW max,jetzt links rum
Run 14: 16.10.2014, 22:52:40-045-22:53:26: GPS: 20:59:22.6000: kreis mit allrad, stufen-LW max, links rum, vorh. OHNE ALLRAD!
Run 15: 16.10.2014, 22:53:48-058-22:54:47: GPS: 21:00:30.6000: kreis mit allrad, stufen-LW max, links rum,wdh mehr Gas
Run 16: 16.10.2014, 23:23:00-033-23:23:34: GPS: 21:29:42.2001: wand 3.gang gerade m,Allrad
Run 17: 16.10.2014, 23:23:48-045-23:24:34: GPS: 21:30:30.2001: wand 2.gang gerade m,Allrad
Run 18: 16.10.2014, 23:24:56-033-23:25:30: GPS: 21:31:38.6001: wand 1.gang gerade m,Allrad
Run 19: 16.10.2014, 23:25:50-035-23:26:26: GPS: 21:32:32.0000: wand 1.gang gerade m,Allrad, bissle schwung
Run 20: 16.10.2014, 23:26:30-003-23:26:34: GPS: 21:33:12.6000: wand 1.gang gerade m,Allrad, bissle schwung
Run 21: 16.10.2014, 23:27:00-040-23:27:40: GPS: 21:33:41.8000: wand 2.gang gerade m,Allrad, bissle schwung
Run 22: 16.10.2014, 23:29:10-052-23:30:03: GPS: 21:35:52.4000: wand 2.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung
Run 23: 16.10.2014, 23:30:17-022-23:30:40: GPS: 21:36:59.6001: wand 3.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung
Run 24: 16.10.2014, 23:38:15-042-23:38:57: GPS: 21:44:57.2000: wand 2.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung, motorwalze,also hL
Run 25: 16.10.2014, 23:41:48-039-23:42:28: GPS: 21:48:30.0001: wand 2.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung, motorwalze,also hR
Run 26: 16.10.2014, 23:52:21-029-23:52:50: GPS: 21:59:02.8000: 2. gang ueber steine mittig rueckw
Run 27: 16.10.2014, 23:53:08-032-23:53:41: GPS: 21:59:50.6000: 2. gang ueber steine mittig vorw
Run 28: 16.10.2014, 23:53:55-034-23:54:30: GPS: 22:00:37.0000: 2. gang ueber steine mittig rueck vorw
Run 29: 16.10.2014, 23:54:42-059-23:55:42: GPS: 22:01:23.8001: 3. gang ueber steine mittig rueck vorw
Run 30: 17.10.2014, 00:09:02-082-00:10:25: GPS: 22:15:44.2001: 3. gang kreis 1. Haelfte pflaster, dann splitt, 30grad fix,allr
Run 31: 17.10.2014, 00:13:08-107-00:14:56: GPS: 22:19:50.2001: 3. gang kreis 1. Haelfte pflaster, dann gras, 30grad fix,allr
Run 32: 17.10.2014, 00:17:23-001-00:17:25: GPS: 22:24:05.2000: info vorh. split am Ende. Gras zwischen zwei stops. sehr weich.
Run 33: 17.10.2014, 00:19:26-106-00:21:12: GPS: 22:26:07.8000: Gras 30grad und max. mit Allr. jetzt wieder vorw.
Run 34: 17.10.2014, 00:21:27-102-00:23:10: GPS: 22:28:09.4000: Gras 30grad und max. o. Allr. jetzt wieder vorw.
Run 35: 17.10.2014, 00:31:15-051-00:32:07: GPS: 22:37:57.4000: gas rauf runter, mot. aus u. an, aus
Run 36: 17.10.2014, 00:32:44-019-00:33:08: GPS: ----none-----: gas rauf runter, mot. aus u. an, aus
Run 37: 17.10.2014, 00:33:37-002-00:33:40: GPS: 22:40:19.8000: info, vorh. nach motor aus Eisenbahn
Run 38: 17.10.2014, 00:33:58-001-00:34:00: GPS: 22:40:40.4001: info, vorh. nach motor aus Eisenbahn, ganz letzte 10 sek. Ruhe
Run 39: 17.10.2014, 00:35:35-040-00:36:15: GPS: 22:42:17.4001: Holz klopfen, mot. aus. In Fahrt. vl, vo, vr, vu, draufstehn
=====
Projekt p330, Knicklenkung Lenkwinkelregler
=====

```

```

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p331_20141016_100Hz_oFilter
20141016_100Hz_oFilter.sie
Run 01: 16.10.2014, 22:10:52-114-22:12:47: GPS: 20:17:34.2001: holzschlag, in Fahrtr. v.o., v.l., v.r., v.u., draufstehn
Run 02: 16.10.2014, 22:13:02-149-22:15:32: GPS: 20:19:44.6000: ovalfahrt, holz
Run 03: 16.10.2014, 22:15:44-124-22:17:48: GPS: 20:22:26.0000: kreisfahrt ruckeln
Run 04: 16.10.2014, 22:17:58-161-22:20:40: GPS: 20:24:40.6000: kreisfahrt
Run 05: 16.10.2014, 22:20:53-088-22:22:22: GPS: 20:27:35.6000: wdh
Run 06: 17.10.2014, 00:41:34-006-00:41:45: GPS: ----none-----: Motor an, gas rauf runter, motor aus
Run 07: 17.10.2014, 00:42:26-001-00:42:32: GPS: ----none-----: Motor an, gas rauf runter, motor aus
Run 08: 17.10.2014, 00:42:44-066-00:43:55: GPS: 22:49:31.0425: Holz klopfen, mot. aus. In Fahrt. vl, vo, vr, vu, draufstehn
Run 09: blacklisted! 17.10.2014, 01:08:38-4250-02:19:33: GPS: 23:15:24.5809: Motor an, gas rauf runter, motor aus
=====
Projekt p331, Knicklenkung Lenkwinkelregler
=====

CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p332_20141016_100Hz_mFilter
20141016_100Hz_mFilter.sie
Run 01: 16.10.2014, 21:53:31-069-21:54:40: GPS: 20:00:13.0000: vorversuch, motor laeuft, in garage
Run 02: 16.10.2014, 21:55:10-208-21:58:38: GPS: 20:01:52.0000: fahre garage parkplatz
Run 03: 16.10.2014, 21:58:44-101-22:00:26: GPS: 20:05:26.2001: inzw auf Parkpl., kreis
Run 04: 16.10.2014, 22:00:31-070-22:01:42: GPS: 20:07:13.4001: wdh
Run 05: 16.10.2014, 22:02:10-084-22:03:34: GPS: 20:08:52.2001: wdh, ruckeln, Holz
Run 06: 16.10.2014, 22:04:05-081-22:05:27: GPS: 20:10:47.8000: wdh, jetzt erst Holz
Run 07: 16.10.2014, 22:07:23-052-22:08:15: GPS: 20:14:05.0001: holzschlag, in Fahrtr. v.o., v.l., v.r., v.u., draufstehn
Run 08: 16.10.2014, 23:03:57-148-23:06:25: GPS: 21:10:39.4001: kreis ohne allrad, stufen-LW max, links rum, vorh. 2runden
Run 09: 16.10.2014, 23:07:47-002-23:07:49: GPS: 21:14:29.0000: zurInfo vorhin 2rund o.Allr,wohl 1 mit,dann mehr drehz.,wied.ma
Run 10: 16.10.2014, 23:08:47-176-23:11:44: GPS: 21:15:29.4001: eine acht mit max LW ohne allr, dann mit
Run 11: 16.10.2014, 23:11:51-175-23:14:48: GPS: 21:18:33.6001: eine acht mit 30 LW ohne allr, dann mit
Run 12: 16.10.2014, 23:18:41-003-23:18:45: GPS: 21:25:23.4000: wand 1.gang gerade
Run 13: 16.10.2014, 23:19:05-056-23:20:02: GPS: 21:25:47.0001: wand 1.gang gerade m,Allrad
Run 14: 16.10.2014, 23:20:07-012-23:20:20: GPS: 21:26:49.0001: wand 1.gang gerade m,Allrad
Run 15: 16.10.2014, 23:20:25-052-23:21:18: GPS: 21:27:07.6001: wand 2.gang gerade m,Allrad
Run 16: 16.10.2014, 23:21:34-034-23:22:09: GPS: 21:28:16.6001: wand 3.gang gerade m,Allrad
Run 17: 16.10.2014, 23:33:23-051-23:34:15: GPS: 21:40:05.4000: wand 2.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung
Run 18: 16.10.2014, 23:36:28-037-23:37:05: GPS: 21:43:10.0001: wand 2.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung, motorwalze,also hL
Run 19: 16.10.2014, 23:44:28-044-23:45:12: GPS: 21:51:09.8000: wand 2.gang 45grad m,Allrad, bissle schwung, motorwalze,also hR
Run 20: 17.10.2014, 00:03:19-060-00:04:19: GPS: 22:10:00.8001: 3. gang ueber steine mittig rueck vorw
Run 21: 17.10.2014, 00:24:02-101-00:25:44: GPS: 22:30:44.4001: Gras 30grad und max. o. Allr., vorw.
Run 22: 17.10.2014, 00:25:59-152-00:28:31: GPS: 22:32:40.8000: Gras 30grad und max. m. Allr., vorw.
Run 23: 17.10.2014, 00:37:00-030-00:37:30: GPS: 22:43:42.2001: Holz klopfen, mot. aus. In Fahrt. vl, vo, vr, vu, draufstehn
Run 24: 17.10.2014, 00:37:58-001-00:38:00: GPS: 22:44:40.4001: Info vorh. war nur Zug.
Run 25: 17.10.2014, 00:38:14-050-00:39:04: GPS: 22:44:56.4000: Holz klopfen, mot. aus. In Fahrt. vl, vo, vr, vu, draufstehn
Run 26: 17.10.2014, 00:39:37-009-00:39:47: GPS: 22:46:19.8001: Motor an, gas rauf runter, motor aus
Run 27: 17.10.2014, 00:40:25-008-00:40:38: GPS: ----none-----: Motor an, gas rauf runter, motor aus
=====
Projekt p332, Knicklenkung Lenkwinkelregler
=====

```

```

=====
CreateMfile.pm Vers. 2.2, multi thTime, r*.dE, empty-Bug
p390_20151004_Hinterhof_TrimbleR10
p390_201510-10-02_DMS8r-auf-c11-statt-c08_HinterhofR10.sie
Run 01: 02.10.2015, 14:00:46-095-14:02:26: GPS: ---none-----
Run 02: 02.10.2015, 14:05:10-013-14:05:28: GPS: ---none-----
Run 03: 02.10.2015, 14:17:33-022-14:18:00: GPS: ---none-----
Run 04: 02.10.2015, 14:23:43-910-14:38:58: GPS: ---none-----
Run 05: 02.10.2015, 14:45:19-456-14:52:59: GPS: ---none-----
Run 06: 02.10.2015, 14:53:30-239-14:57:34: GPS: ---none-----
Run 07: 02.10.2015, 15:43:40-270-15:48:15: GPS: ---none-----
Run 08: 02.10.2015, 15:49:45-393-15:56:23: GPS: ---none-----
Run 09: 02.10.2015, 16:03:55-252-16:08:12: GPS: ---none-----
Run 10: 02.10.2015, 16:14:26-807-16:27:58: GPS: ---none-----
Run 11: 02.10.2015, 16:28:27-257-16:32:49: GPS: ---none-----
Run 12: 04.10.2015, 21:31:02-197-21:34:20: GPS: 19:31:25:0000:
Run 13: 04.10.2015, 21:35:31-193-21:38:45: GPS: 19:35:54:0001:
Run 14: 04.10.2015, 21:39:12-240-21:43:13: GPS: 19:39:35:2001:
Run 15: 04.10.2015, 21:43:33-388-21:50:02: GPS: 19:43:55:6000:

=====
Projekt p390, Knicklenkung Lenkwinkelregler, GPS-Navigation
=====
ersterTest Jost, inkl R10 etc, leapSec17,c11stattc08
ersterTest Jost, inkl R10 etc, leapSec17,c11stattc08
kurzer run, motor aus, vortest ohne schwingungen
kurzer run, motor laeuft, test:reicht zeilenbreite?
seitlich runterRauf, nun Kisten oben. geht AB-Linie?
war nur runter, AB aufgezeichnet, nun versuch hoch.
navi Fzg.MF74xx.Versuch AB-folgen,bergab,
war abw o. navi,-auf mit.Stoerg n.ausgeglichen?. nun mit allrad
run8 david mitgefahren.SollKurv.kont.-0.25!? nun Test auf ebene
immer mitfahren.NaviLED zeigt Soll-Lenkrichtgt.,Geisi lenkt nich
inzw.MF86xx.Sprubr18m.Lenkt seltsam.
hinterhof, r10 basis, test alles, ab-linie abfahren
hinterhof, r10 basis, ab-linie abfahren, aggres.118statt150
hinterhof, r10 basis, ab-linie abfahren, aggres.98statt118
fahrt zurueck in werkstatt

```


B Ramer-Douglas-Peucker-Algorithmus

Die Abstraten für die Datenaufzeichnung bei den Versuchsprojekten reichen bis zu 20 kHz. Würden die Diagramm-Plots in dieser Auflösung gespeichert, ergäben sich aufgeblähte Diagrammgrafiken, die zu einem trägen Aufbau am Bildschirm oder aufwendigen Druckjobs führen, ohne zusätzlichen Informationsmehrwert beizusteuern. Eine Datenreduktion durch Mittelwertbildungen oder die Berücksichtigung nur jedes n-ten Wertes hat stets eine Veränderung der Kurvencharakteristik zur Folge, da Spitzenwerte verloren gehen können oder schnelle Schwankungen sich gegenseitig ausgleichen. Bei der Erstellung der datenintensiven Grafiken wird in dieser Arbeit daher eine Vereinfachung des Polygonzugs der jeweiligen Plots in den entsprechenden Octave-Skripten mittels des Ramer-Douglas-Peucker-Algorithmus (RAMER (1972)) vorgenommen. Bei diesem Verfahren werden Datenpunkte verworfen, die für den Polygonzug keine nennenswerte Information beinhalten, da sie genau auf der direkten Verbindungslinie zwischen benachbarten Datenpunkten liegen oder maximal einen vorzugebenden Toleranzabstand zu dieser Linie aufweisen. Die Toleranzvariable wird in den Skripten dabei jeweils auf die Hälfte der Plotlinienstrichstärke gesetzt. Dies hat zur Folge, dass der vereinfachte, in seiner Strichstärke gezeichnete, Linienzug sämtliche Datenpunkte des ursprünglichen Datensatzes abdeckt, ohne jedoch Datenpunkte als Ankerpunkte zu nutzen, die aufgrund der Strichstärke und ihrer Lage zwischen benachbarten Punkte ohnehin schon auf dem vereinfachten Linienzug liegen. Dadurch wird die Liniencharakteristik nicht verändert und es lässt sich weder im Papierausdruck noch bei üblichen Vergrößerungen am Bildschirm der Unterschied zwischen vereinfachtem und nicht vereinfachtem Linienzug erkennen. Die nachstehende Abbildung B.1 macht dies deutlich.

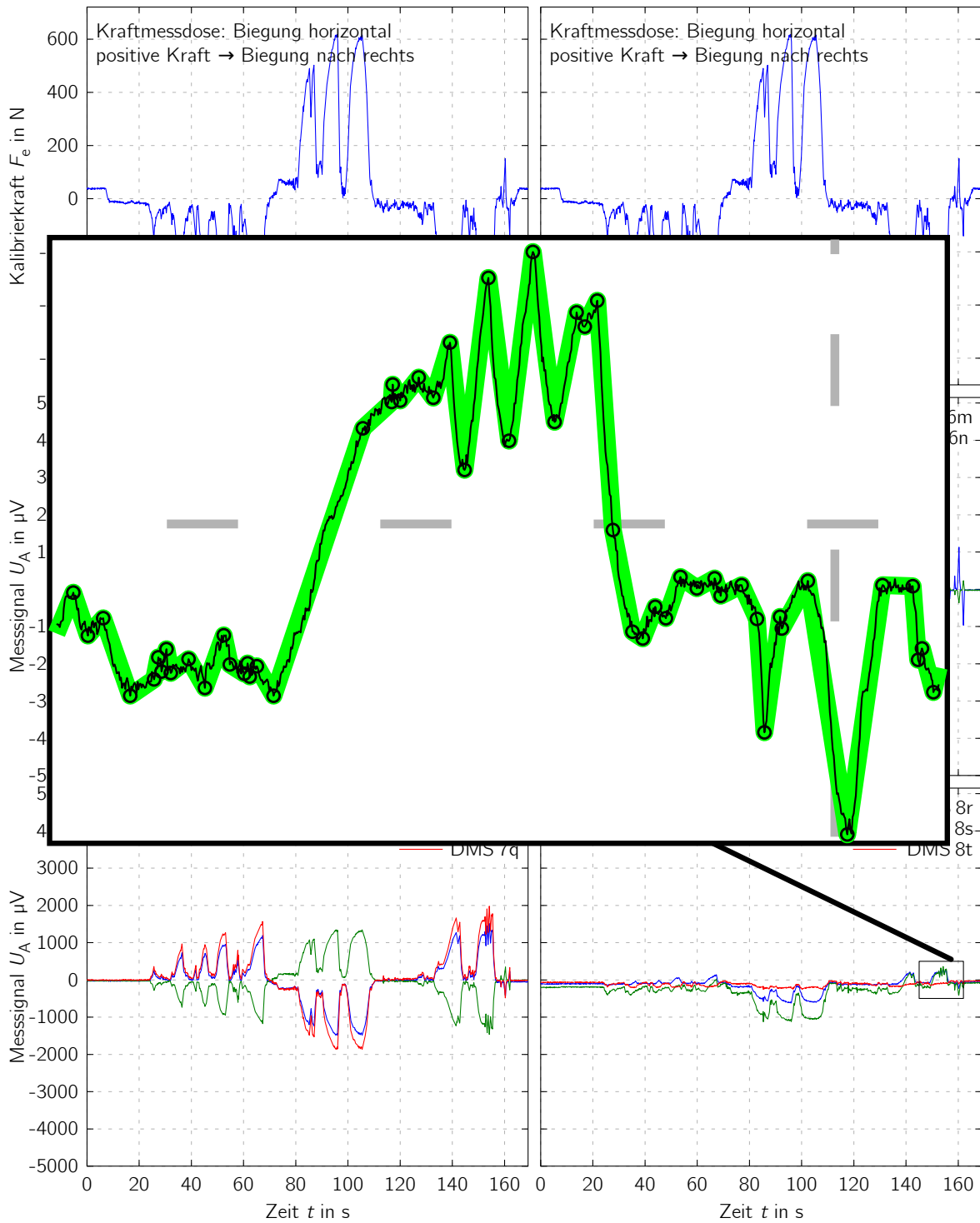


Abbildung B.1: Der Effekt des Ramer-Douglas-Peucker-Algorithmus, dargestellt in einem 20-fach vergrößerten Ausschnitt aus einem Datenplot. Die feine schwarze Linie in der Vergrößerung beschreibt den aus allen Datenpunkten der Messung erstellten Polygonzug, die schwarzen Kreise markieren die Datenpunkte, die nach Anwendung des Ramer-Douglas-Peucker-Algorithmus für den vereinfachten Polygonzug (grün) verwendet werden. Es ist zu erkennen, dass der vereinfachte Kurvenzug allen Schwankungen des ursprünglichen Kurvenzugs folgt, die größer sind als die Strichstärke des vereinfachten Polygons. Die im Papierausdruck und am Bildschirm erkennbare Liniencharakteristik einschließlich Minimal- und Maximalwerten und schnellen Schwankungen wird nicht verfälscht.

C Auswertungsdiagramme Rohdaten

Nachfolgend einige Beispiele für Rohdaten-Diagramme für eine erste qualitative Plausibilitätsbewertung der DMS (siehe Kapitel 3.4.2, Seite 100).

Bei den Beispielen handelt es sich um:

1. p190, Run 03, ein Längszugversuch mit überlagerten Schwenkbewegungen,
2. p200, Run 04, ein Torsionsversuch,
3. p200, Run 08, Biegevversuch mit vertikaler Biegeungsrichtung,
4. p200, Run 12, Biegevversuch mit horizontaler Biegeungsrichtung,
5. p210, Run 01, Versuch zur Simulation eines Beladungszustands.

Projekt 190: p190_20121003_Streckbank2_nurLaengszug10V_b

Run 03: wdh

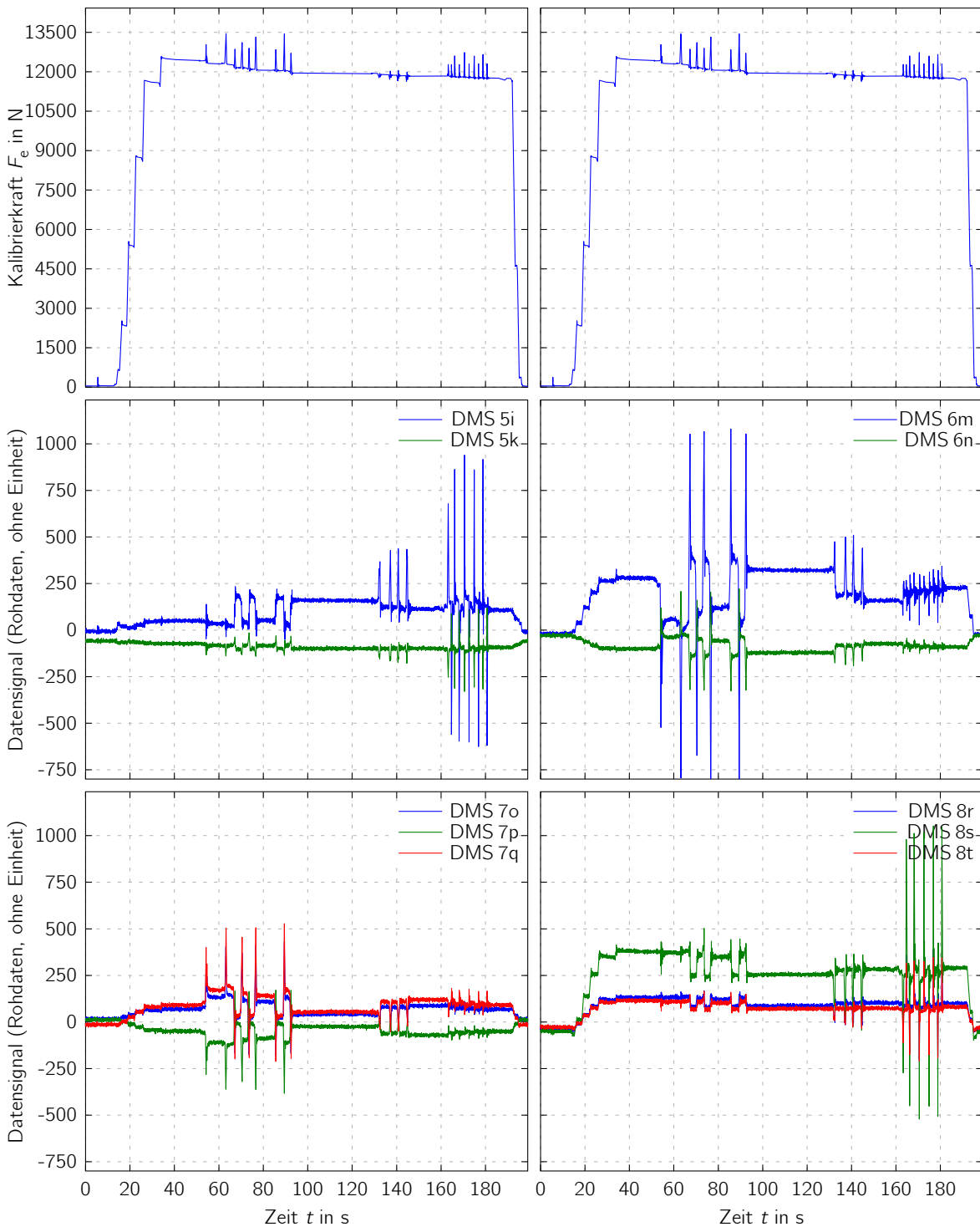


Abbildung C.1: Rohdatendiagramm Längszugversuch mit überlagerten Schwenkbewegungen, als Wiederholung des Run 01. Schwenkbewegungen: rechte Antriebswalze vier mal rückwärts-vorwärts ($t = 60\text{ s} \dots 90\text{ s}$), rechte Antriebswalze vier mal hoch ($t = 130\text{ s} \dots 150\text{ s}$), Antriebsachse als ganzes mehrmals nach oben gedreht ($t = 160\text{ s} \dots 180\text{ s}$).

Projekt 200: p200_20121003_Streckbank2_alleKraftrichtungen

Run 04: Torsion;Stab50cm;Dose -5bis-8im Leerlauf

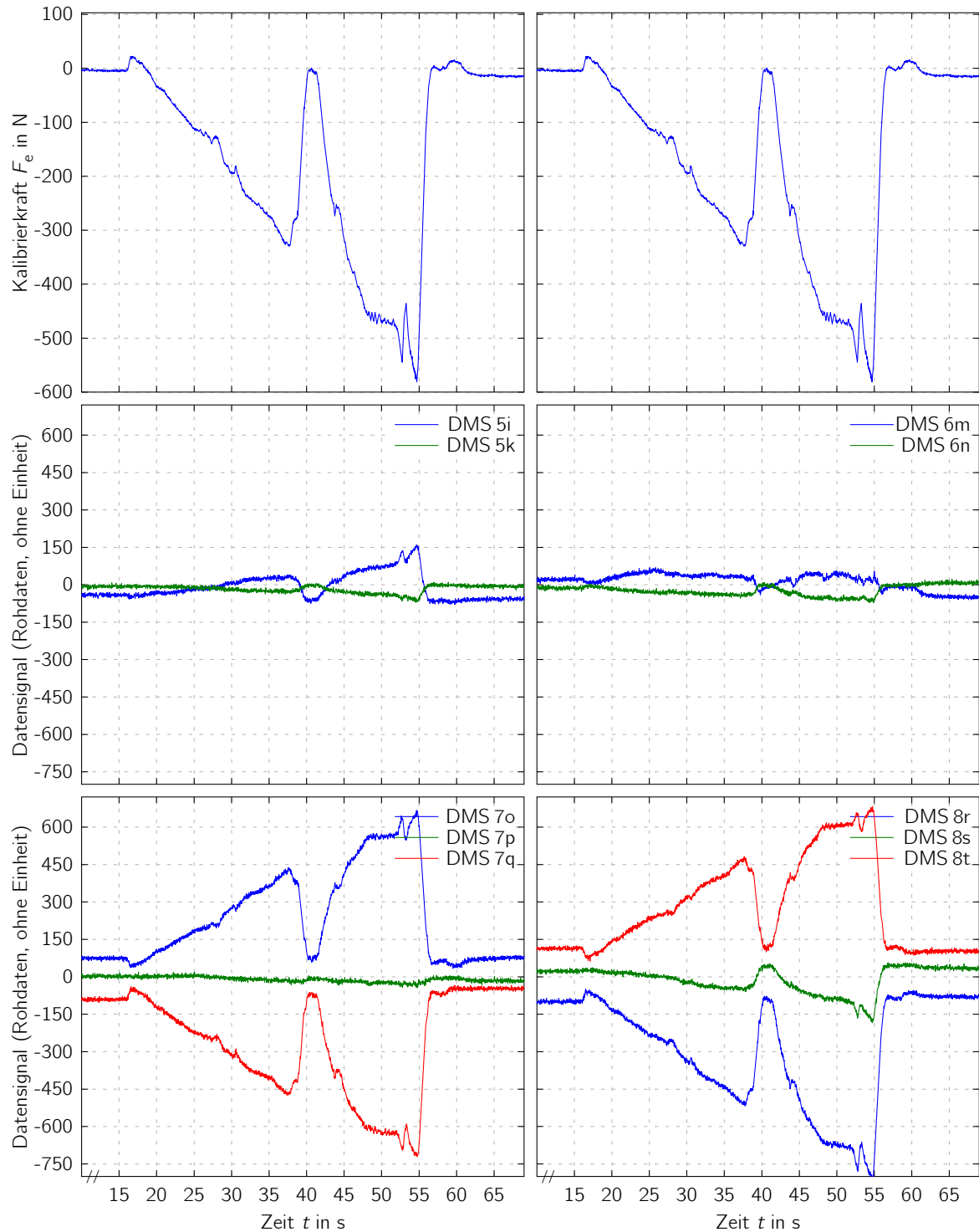


Abbildung C.2: Rohdatendiagramm Torsionsversuch, gut erkennbar die symmetrisch verlaufenden Messsignale der Dreifachrosetten.

Projekt 200: p200_20121003_Streckbank2_alleKraftrichtungen
 Run 08: Biegg.senkr:Stange185cm.+80N an Dose entspr. 0 Biegg.!

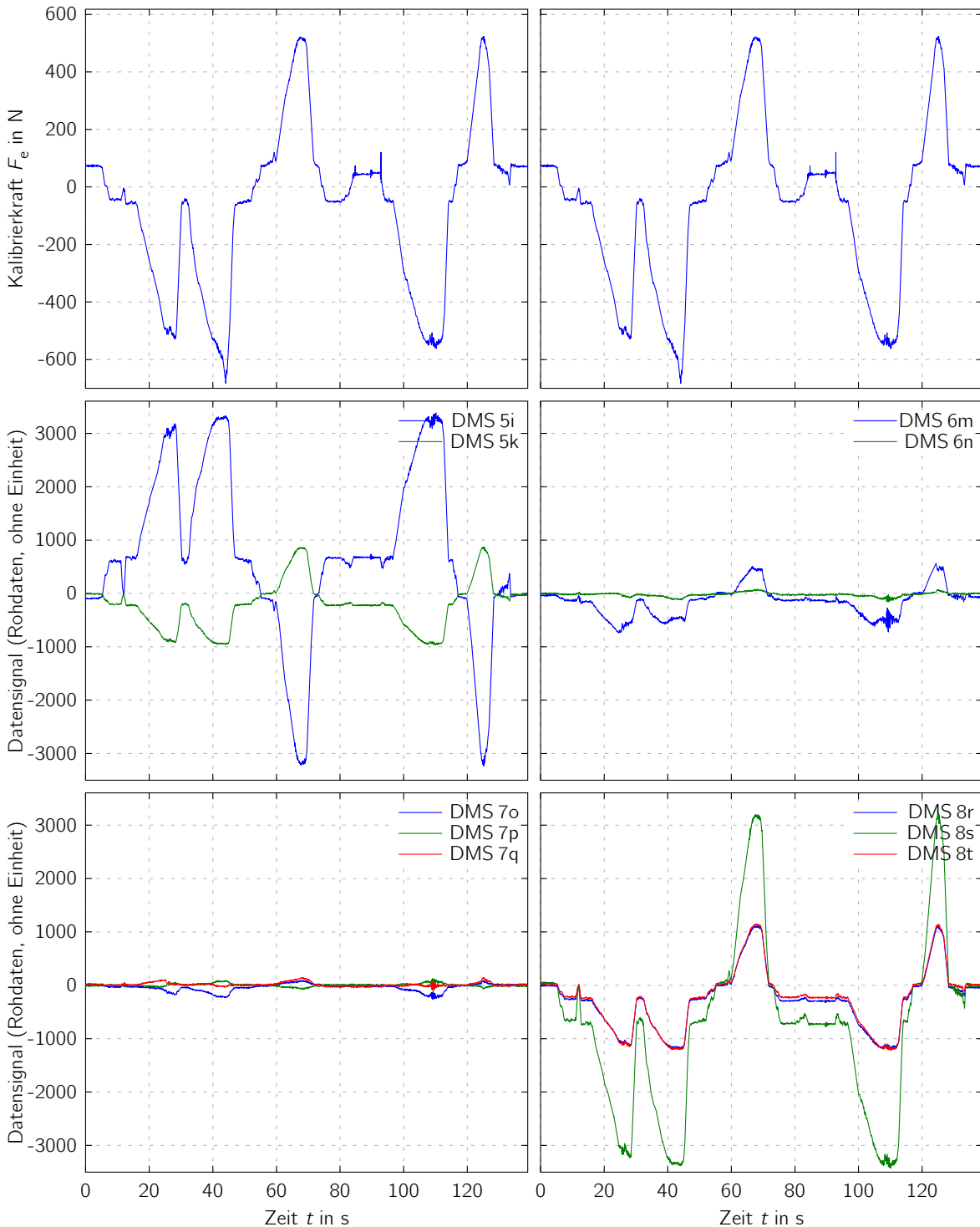


Abbildung C.3: Rohdatendiagramm Biegungsversuch mit vertikaler Biegeungsrichtung. DMS 5 (oben installiert) und DMS 8 (unten installiert) zeigen die ausgeprägtesten Signale. Die in der Hauptdehnungsrichtung verlaufenden Komponenten DMS 5i und DMS 8s weisen jeweils die größten sowie zueinander symmetrische Signale auf. DMS 5k erfasst nur Querkontraktion, DMS 8r und 8t verlaufen in einem Winkel von 45 Grad zur Hauptdehnungsrichtung, daher sind die jeweiligen Signalstärken auf knapp 30 Prozent (DMS 5k) bzw. (aufgrund des zweiachsigen Dehnungszustands) auf ca. 35 Prozent (DMS 8r und 8t) reduziert.

Projekt 200: p200_20121003_Streckbank2_alleKraftrichtungen
 Run 12: BiegungSeitlich. Stange bis erstes Gummilager: 203cm

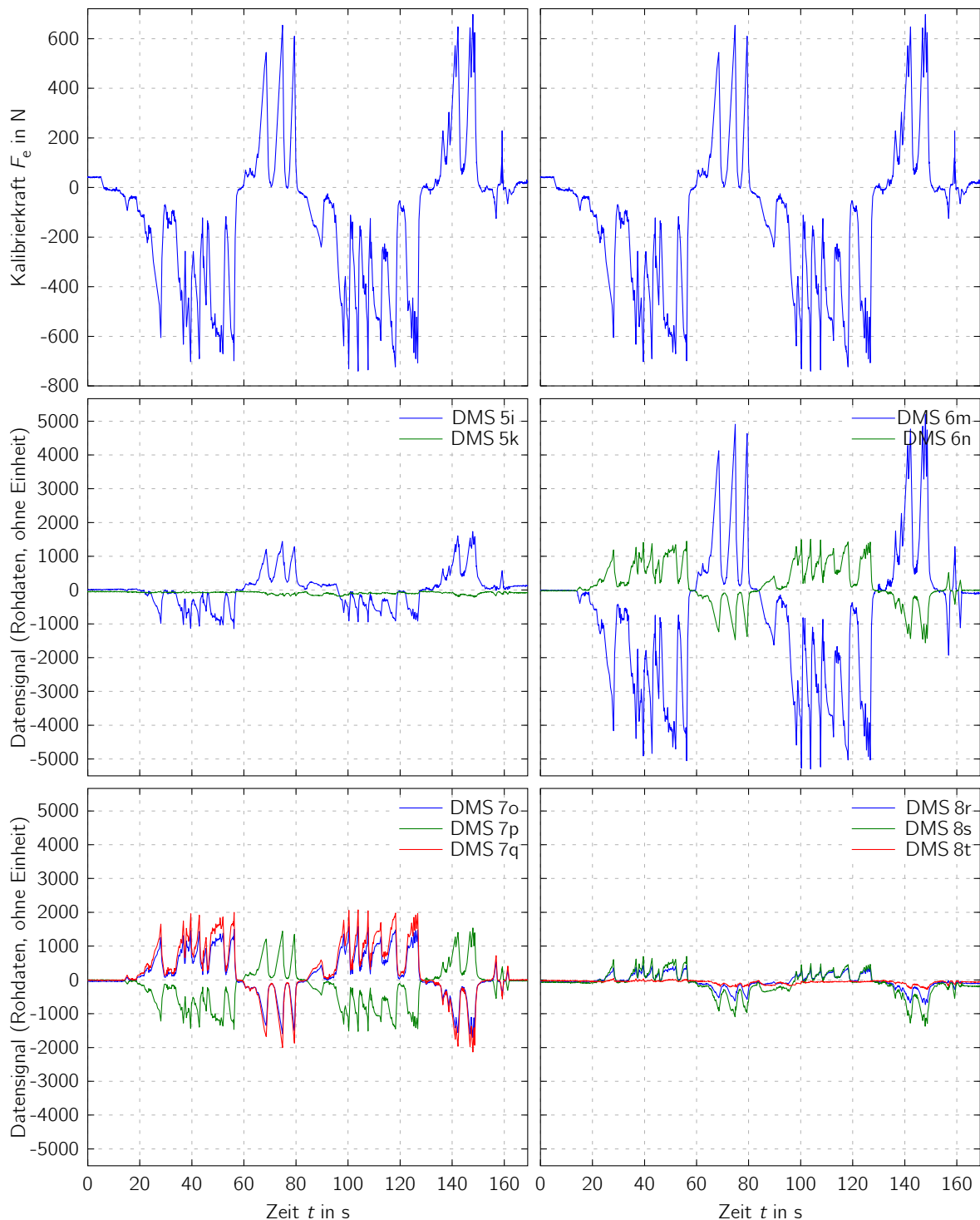


Abbildung C.4: Rohdatendiagramm Biegungsversuch mit horizontaler Biegeungsrichtung. DMS 6 (links installiert) und DMS 7 (rechts installiert) mit den ausgeprägtesten Signalen; die in der Hauptdehnungsrichtung verlaufende Komponente DMS 6m weist das größte Signal auf. DMS 6n und DMS 7p (je um 90 Grad gegenüber DMS 6m verdreht) erfassen die Querkontraktion, die Signalstärken betragen daher knapp 30 Prozent im Vergleich zu DMS 6m. DMS 7o und 7q (je um 45 Grad gegenüber DMS 6m verdreht) müssten identisch sein und aufgrund des zweiachsigen Dehnungszustands bei ca. 35 Prozent von DMS 6m liegen. Dass die Signale von DMS 7o und 7q nicht genau gleich groß sind, deutet auf eine nicht exakte Ausrichtung der Kalibrierkraft oder eine überlagerte leichte Torsion hin.

Projekt 210: p210_20121006_Gewindestangen_Achse-dran-und-weg
 Run 01: Beladung simulieren mit Gewindestangen.Achsen am Rahmen

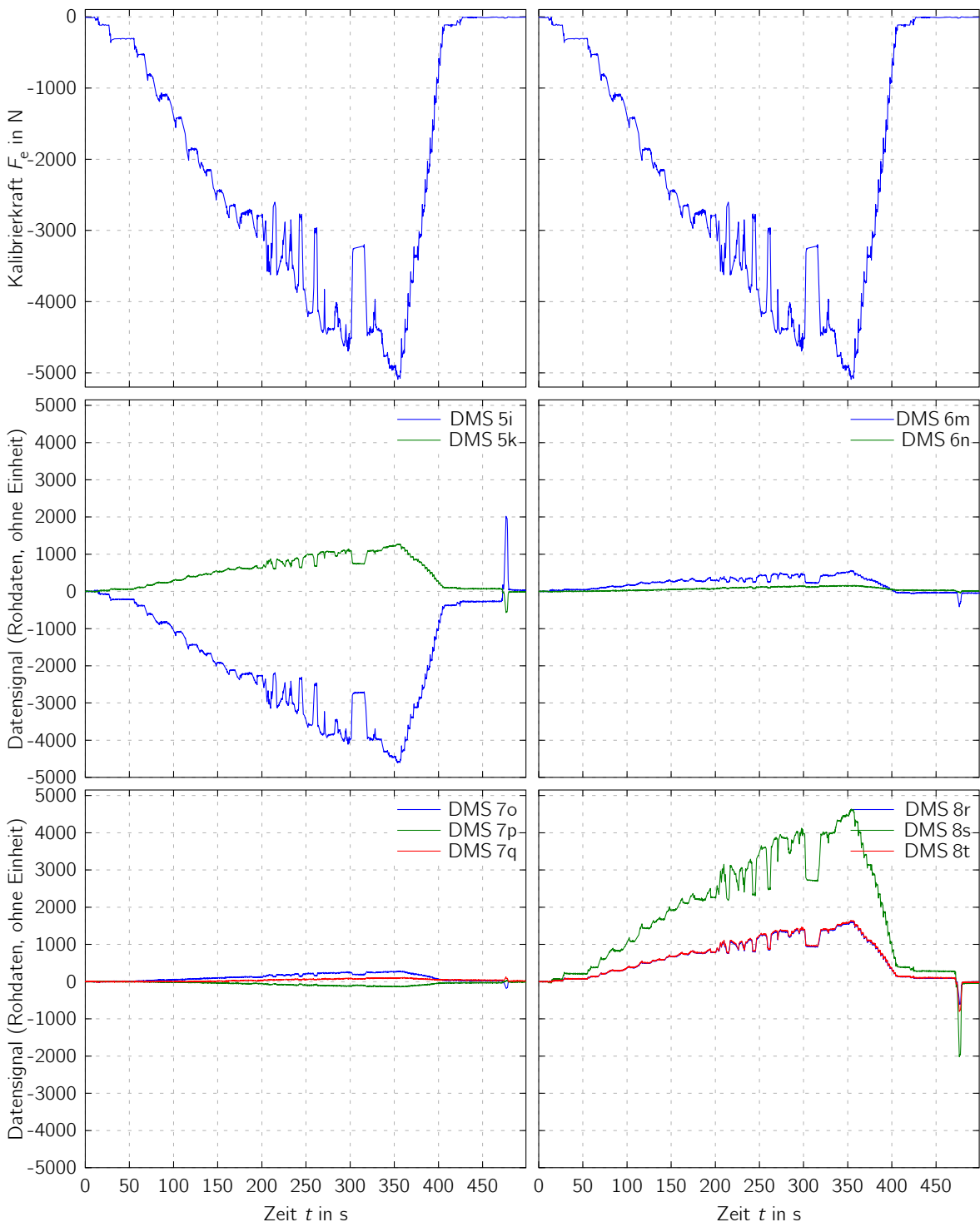


Abbildung C.5: Rohdatendiagramm eines Versuchs zur Simulation eines Beladungszustands mit Hilfe von im Boden verankerten Gewindestangen. Die Diagrammcharakteristik und -interpretation entspricht derjenigen in Abbildung C.3, da es sich ebenfalls um den Lastfall einer vertikalen Biegung handelt. Die geänderte Geometrie der Versuchsanordnung führt jedoch zu einem Größenverhältnis zwischen Kalibrierkraft und DMS-Signalen.

D Beispiel-Skript zur DMS-Bewertung mittels linearer Regression

Die Octave-Skripte zur quantitativen Bewertung der DMS mittels linearer Regression (vgl. Kapitel 3.4.3 auf Seite 102) sind für die unterschiedlichen Lastfälle in ihrer Grundstruktur gleich aufgebaut. Sie differieren lediglich in den Variablen und deren konkreter Verrechnung, die dem jeweils zugrunde liegenden Kräftesystem angepasst werden muss. Beispielhaft wird nachstehend das Skript *Auswertung_DMS_Verifizierung_Regression_BieggHoriz.m* für den Lastfall „Biegung horizontal“ aufgeführt.

```
% Skript zur Berechnung der Regressionsfaktoren für
% DMS 6m, 6n, 7p, 7q, 7r bei horizontaler Biegung
% DMS 7o immer ca. 13-15% zu klein
% DMS 7p immer ca. 5% zu klein
% DMS 7q immer ca. 12-13% zu groß,
% DMS 6m ca. 2-3% zu klein, 6n ca. 5% zu klein

clear all;
close all;
projekt = "p200";
runs = [12:14]; % Biegg horizontal: r12-r14
minTime(runs) = [10, 20, 20];
maxTime(runs) = [165, 165, 162];

eval(sprintf("load %sall.bin", projekt));

% ===== Faktoren für die Berechnung =====
m=1; % Faktor, mit dem F_e als wirksame Kraft eingeht
L1 = 1900; % wirksame Länge, in mm
biegg=1; laengs=2; torsion=3;
%f_d: Biegung: 7.582e-10; Längszug: 3.788e-9; Torsion: 4.926e-10;
f_d_alle = [7.582e-10, 3.788e-9, 4.926e-10];
f_d = f_d_alle(biegg);
f_sE=5.075;
f_sM=1000000;
toDo=0;

% ===== Kanalindex der zu berechnenden DMS-Komponenten, =====
% ===== sowie deren Lagefaktor für die konkrete Berechnung
colDose=11;
%DMS 5 oben
% f_l([toDo+1, toDo+2]) = [-1, 0.3]; % Biegg Vert.
% colDMS([++toDo, ++toDo]) = [1, 2];
%DMS 6 seitl.
% f_l([toDo+1, toDo+2]) = [-1, 0.3]; % Biegg Horiz. als Torsionserror
f_l([toDo+1, toDo+2]) = [1, -0.3]; % reine Biegg Horiz.
colDMS([++toDo, ++toDo]) = [3, 4];
```



```

%DMS 7 seitl.
%f_l([todo+1, todo+2, todo+3]) = [0.35, -0.3, 0.35]; % Biegung horiz. als
% Torsionserror
%f_l([todo+1, todo+2, todo+3]) = [-0.35, +0.3, -0.35]; % reine Biegung horiz.
%colDMS([++todo, ++todo, ++todo]) = [5, 6, 7];
%f_l([todo+1, todo+2]) = [-1, 1]; % reine Torsion
%colDMS([++todo, ++todo]) = [5, 7];
%DMS 8 unten
%f_l([todo+1, todo+2, todo+3]) = [0.35, 1, 0.35]; % Biegg vert. als
% Torsionserror
%colDMS([++todo, ++todo, ++todo]) = [8, 9, 10];
%f_l([todo+1, todo+2]) = [1, -1]; % reine Torsion
%colDMS([++todo, ++todo]) = [8, 10];

for run=runs
data{run} = eval(sprintf("%s.r%02d.dE.t1c", projekt, run));
time{run} = eval(sprintf("%s.r%02d.dE.t1", projekt, run));

% ===== use: Werte, die für die Regression zu benutzen sind =====
use=find(time{run}>minTime(run) & time{run}<maxTime(run) | time{run} > 1000 &
time{run} < 1000);
%use=find(data{r}{:,11}>80);

for i=1:todo
%plotyy(time(use), data(use, colDose), time(use), data(use, colDMS(i)));
%figure
x=data{run}(use,colDose).*m.*f_d.*L1.*f_l(i).*f_sE.*1e6; % die Million, um V
% nach µV umzurechnen
y=data{run}(use,colDMS(i))./f_sM.*1e6;
F = [ones(size(x),1), x];
[b_tmp, bint, r, rint, stats_tmp] = regress (y, F);
offset{run}(i) = b_tmp(1);
scale{run}(i) = b_tmp(2);
r2{run}(i) = stats_tmp(1);

plot (time{run}(use), data{run}(use,colDMS(i))./f_sM.*1e6, 'linewidth', 2,
'r;Messwerte;";
time{run}(use), data{run}(use,colDose).*m.*f_d.*L1.*f_l(i).*f_sE.*1e6.*scale{run}
(i)+offset{run}(i), ";erwartete Werte;");
% Ausgabe:
printf("Run %02ld, todo% 2ld: scale: %8.3f, offset: %6.1f, r2: %5.3f\n",
run, i, scale{run}(i), offset{run}(i), r2{run}(i));
input("weiter mit ENTER");

endfor
endfor

printf("\n\nZusammenfassung:\nf_sM=%0f\nf_sE=%0.4f\nf_d=%g\nm=%f\nL1=%0f\n", f_sM,
f_sE, f_d, m, L1);
for i=1:todo
printf("\n");
for run=runs
printf("DMS: %d f_l %0.3f run: %02d f_m: %0.3f offset: %0.3f r2: %0.3f\n",
i, f_l(i), run, scale{run}(i), offset{run}(i), r2{run}(i));
endfor
endfor

```

E Ergebnistabellen der quantitativen DMS-Bewertungen

Die nachstehenden Tabellen zeigen zu jedem Lastfall

1. die Faktoren, anhand derer die Messdaten für die lineare Regression vorbereitet werden (vgl. Kapitel 3.4.3 auf Seite 102),
2. die Skalierungs- und Offsetwerte als Ergebnis der durchgeführten Regressionen zur quantitativen Bewertung der DMS (vgl. Kapitel 3.4.3.4 auf Seite 108).

Bei den Lastfällen handelt es sich um:

- Seitenzug links, Tabelle E.1 auf der nächsten Seite,
- Seitenzug rechts, Tabelle E.2 auf der nächsten Seite,
- Längszug, Tabelle E.3 auf Seite 207,
- Torsion, Tabelle E.4 auf Seite 208,
- Biegung horizontal, Tabelle E.5 auf Seite 208,
- Biegung vertikal mit Biegeungsrichtung nach oben, Tabelle E.6 auf Seite 209,
- Biegung vertikal mit Biegeungsrichtung nach unten, Tabelle E.7 auf Seite 209,
- Biegung vertikal, Beladungssimulation mittels Gewindestangen, Antriebsachse am Holm montiert, Tabelle E.8 auf Seite 210,
- Biegung vertikal, Beladungssimulation mittels Gewindestangen, Antriebsachse demontiert, Tabelle E.9 auf Seite 210.

Tabelle E.1: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Seitenzug links“, p110. Zu-
grunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.23 auf Seite 100, Kräftesystem
und Bemaßung siehe Abbildung 3.28 auf Seite 107.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f_l Biegung Längs	Run	f_m (scale)	Offset a	R ²
p110 Seitenzug links	H5	-1,3*60/850 -1,3	1	1,111	22,4	0,958
			2	1,186	22,1	0,978
f_sM=400000 f_sE=2,5375	H6	-1,3 -1,3	1	0,937	73,0	0,997
			2	0,940	103,4	0,998
f_d(biegg)=7,582e-10 f_d(laengs)=3,788e-09	7o	0,35 -0,35	1	0,787	-15,7	0,997
			2	0,793	-25,4	0,998
m=1,0 L1=850	7p	-0,30 0,30	1	0,895	15,8	0,997
			2	0,898	21,4	0,998
	7q	0,35 -0,35	1	1,083	-24,8	0,997
			2	1,086	-32,9	0,998
	8r	0,075 -0,35	1	0,953	-10,9	0,986
			2	0,970	-9,9	0,994
	8s	60/850 -1	1	0,722	-16,5	0,882
			2	0,816	-15,8	0,938
	8t	-0,035 -0,35	1	0,985	-5,3	0,979
			2	0,894	-2,0	0,978

Tabelle E.2: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Seitenzug rechts“, p120. Zu-
grunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.23 auf Seite 100, Kräftesystem
und Bemaßung siehe Abbildung 3.28 auf Seite 107.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f_l Biegung Längs	Run	f_m (scale)	Offset a	R ²
p120 Seitenzug rechts	H5	1,3*60/850 -1,3	1	1,096	-7,9	0,844
			2	1,136	7,2	0,917
f_sM=400000 f_sE=2,5375	H6	1,3 -1,3	1	0,883	-51,5	0,991
			2	0,905	-61,6	0,996
f_d(biegg)=7,582e-10 f_d(laengs)=3,788e-09	7o	-0,35 -0,35	1	0,745	16,7	0,995
			2	0,754	13,6	0,998
m=1,0 L1=850	7p	0,30 0,30	1	0,845	-13,1	0,991
			2	0,864	-13,3	0,996
	7q	-0,35 -0,35	1	1,031	18,6	0,989
			2	1,063	21,0	0,995
	8r	-0,075 -0,35	1	0,931	4,4	0,947
			2	0,986	1,5	0,964
	8s	-60/850 -1	1	0,726	6,5	0,749
			2	0,745	-7,6	0,864
	8t	0,035 -0,35	1	0,955	0,0	0,852
			2	1,050	-8,6	0,943

Tabelle E.3: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Längszug“, p190. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.22 auf Seite 99.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f _l	Run	f _m (scale)	Offset a	R ²
p190 Längszug	5i	1	1	0,185	-30,0	0,841
			2	0,456	21,6	0,743
			3	0,187	3,5	0,767
f _{sM} =1000000 f _{sE} =5,075	5k	-0,3	1	0,247	-48,1	0,670
			2	0,404	-65,8	0,581
			3	0,158	-60,7	0,422
f _d =3,788e-09 m=1,0	6m	1	1	0,790	-17,7	0,985
			2	1,133	-30,2	0,988
			3	1,248	-15,7	0,996
L1=1	6n	-0,3	1	0,550	-26,6	0,901
			2	0,914	-27,6	0,931
			3	0,992	-30,7	0,969
	7o	0,35	1	1,056	18,7	0,975
			2	0,698	14,6	0,921
			3	0,628	15,4	0,943
	7p	-0,3	1	1,279	10,5	0,981
			2	0,915	11,9	0,935
			3	0,877	14,4	0,959
	7q	0,35	1	1,714	-11,6	0,990
			2	1,348	-17,7	0,976
			3	1,269	-17,4	0,983
	8r	0,35	1	2,001	-24,1	0,994
			2	1,743	-43,2	0,964
			3	2,024	-37,5	0,993
	8s	1	1	1,817	-25,9	0,998
			2	1,578	-82,9	0,972
			3	1,851	-61,2	0,997
	8t	0,35	1	1,706	-14,4	0,991
			2	1,488	-38,0	0,951
			3	1,759	-31,6	0,991

Tabelle E.4: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Torsion“, p200. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.21 auf Seite 99.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f _l	Run	f _m (scale)	Offset a	R ²
p200 Torsion	7o	-1	4	0,863	64,6	0,998
			5	0,854	68,3	0,997
			6	0,799	94,7	0,983
			7	0,808	97,1	0,982
f _{sM} =1000000 f _{sE} =5,075 f _d =4,926e-10	7q	1	4	0,975	-61,2	0,990
			5	0,911	-80,0	0,995
			6	1,089	-73,3	0,985
m=1,0 L1=500	8r	1	4	1,039	-79,0	0,997
			5	1,001	-103,6	0,999
			6	1,038	-115,0	0,995
			7	1,058	-121,0	0,989
	8t	-1	4	0,864	104,8	0,994
			5	0,822	103,4	0,994
			6	0,924	100,0	0,993
			7	0,922	109,1	0,989

Tabelle E.5: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Biegung horizontal“, p200. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.19 auf Seite 98, Kräftesystem und Bemaßung siehe Abbildung 3.25 auf Seite 104.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f _l	Run	f _m (scale)	Offset a	R ²
p200 Biegung horizontal	6m	1	12	0,981	86,7	0,996
			13	1,002	30,2	0,999
			14	0,995	66,1	0,998
f _{sM} =1000000 f _{sE} =5,075 f _d =7,582e-10	6n	-0,3	12	0,993	-61,3	0,996
			13	0,966	-56,5	0,999
			14	0,962	-57,5	0,998
m=1,0 L1=1900	7o	-0,35	12	0,868	-92,1	0,997
			13	0,882	-78,6	0,999
			14	0,875	-89,3	0,998
	7p	0,3	12	0,950	34,8	0,996
			13	0,965	23,3	0,999
			14	0,959	24,7	0,998
	7q	-0,35	12	1,120	-70,2	0,996
			13	1,132	-59,3	0,999
			14	1,128	-64,1	0,999

Tabelle E.6: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Biegung vertikal, nach oben“, p200. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.19 auf Seite 98, Kräftesystem und Bemaßung siehe Abbildung 3.26 auf Seite 104.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f _l	Run	f _m (scale)	Offset a	R ²
p200 Biegung vertikal, nach oben f _{sM} =1000000 f _{sE} =5,075 f _d =7,582e-10 m=1,0 L1=1942	5i	-1	8	0,948	504,8	0,998
			9	0,981	470,8	0,998
			11	0,975	491,4	0,998
	5k	0,3	8	0,883	-175,1	0,998
			9	0,907	-165,6	0,998
			11	0,905	-171,0	0,998
	8r	0,35	8	0,970	-223,4	0,997
			9	1,012	-221,8	0,997
			11	0,998	-224,0	0,997
8s	1	8	0,960	-562,0	0,998	
		9	0,990	-526,7	0,998	
		11	0,988	-550,0	0,997	
8t	0,35	8	0,969	-188,0	0,998	
		9	0,990	-168,7	0,997	
		11	1,001	-189,1	0,997	

Tabelle E.7: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Biegung vertikal, nach unten“, p200. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.19 auf Seite 98, Kräftesystem und Bemaßung siehe Abbildung 3.26 auf Seite 104.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f _l	Run	f _m (scale)	Offset a	R ²
p200 Biegung vertikal, nach oben f _{sM} =1000000 f _{sE} =5,075 f _d =7,582e-10 m=1,0 L1=1942	5i	-1	8	0,948	504,8	0,998
			9	0,981	470,8	0,998
			11	0,975	491,4	0,998
	5k	0,3	8	0,883	-175,1	0,998
			9	0,907	-165,6	0,998
			11	0,905	-171,0	0,998
	8r	0,35	8	0,970	-223,4	0,997
			9	1,012	-221,8	0,997
			11	0,998	-224,0	0,997
8s	1	8	0,960	-562,0	0,998	
		9	0,990	-526,7	0,998	
		11	0,988	-550,0	0,997	
8t	0,35	8	0,969	-188,0	0,998	
		9	0,990	-168,7	0,997	
		11	1,001	-189,1	0,997	

Tabelle E.8: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Biegung vertikal mittels Gewindestangen, Antriebsachse am Holm montiert“, p210. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.20 auf Seite 99, Kräftesystem und Bemaßung siehe Abbildung 3.27 auf Seite 105.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f_l	Run	f_m (scale)	Offset a	R ²
p210 Gewindestangen, mit Holm	5i	1	1	1,007	93,7	0,990
			2	0,965	-164,0	0,996
			3	0,987	-42,2	0,995
f_sM=1000000 f_sE=5,075 f_d=7,582e-10	5k	-0,3	1	0,923	-24,4	0,991
			2	0,887	32,2	0,996
			3	0,910	13,7	0,993
m=0,806 L1=286	8r	-0,35	1	0,999	-31,7	0,989
			2	0,958	59,2	0,995
			3	0,980	16,7	0,991
	8s	-1	1	1,010	-96,2	0,989
			2	0,967	158,3	0,995
			3	0,990	50,8	0,993
	8t	-0,35	1	1,020	-33,9	0,988
			2	0,978	55,9	0,996
			3	1,000	21,3	0,994

Tabelle E.9: Faktoren und Regressionsergebnisse für den Lastfall „Biegung vertikal mittels Gewindestangen, Antriebsachse demontiert“, p210. Zugrunde liegender Versuchsaufbau siehe Abbildung 3.20 auf Seite 99, Kräftesystem und Bemaßung siehe Abbildung 3.27 auf Seite 105.

Projekt Lastfall Faktoren	DMS	Lagefaktor f_l	Run	f_m (scale)	Offset a	R ²
p210 Gewindestangen, mit Holm	5i	1	1	1,007	93,7	0,990
			2	0,965	-164,0	0,996
			3	0,987	-42,2	0,995
f_sM=1000000 f_sE=5,075 f_d=7,582e-10	5k	-0,3	1	0,923	-24,4	0,991
			2	0,887	32,2	0,996
			3	0,910	13,7	0,993
m=0,806 L1=286	8r	-0,35	1	0,999	-31,7	0,989
			2	0,958	59,2	0,995
			3	0,980	16,7	0,991
	8s	-1	1	1,010	-96,2	0,989
			2	0,967	158,3	0,995
			3	0,990	50,8	0,993
	8t	-0,35	1	1,020	-33,9	0,988
			2	0,978	55,9	0,996
			3	1,000	21,3	0,994

F Auswertungsdiagramme Hauptspannungen

Auswertungsdiagramme für die Hauptspannungen sind für die Lastfälle Längszug, vertikale Biegung, horizontale Biegung und Torsion in den Hauptteil der Arbeit eingebunden. Nachstehend werden, in Anlehnung an die Auswahl in Anhang C, drei weitere Beispiele aufgeführt, wobei die schon im Hauptteil (Abschnitt 3.5.2, ab Seite 111) enthaltenen Diagramme hier nicht wiederholt werden. Bei den Beispielen handelt es sich um:

1. p200, Run 04, ein Torsionsversuch,
2. p200, Run 12, Biegungsversuch mit horizontaler Biegungsrichtung,
3. p210, Run 01, Versuch zur Simulation eines Beladungszustands.

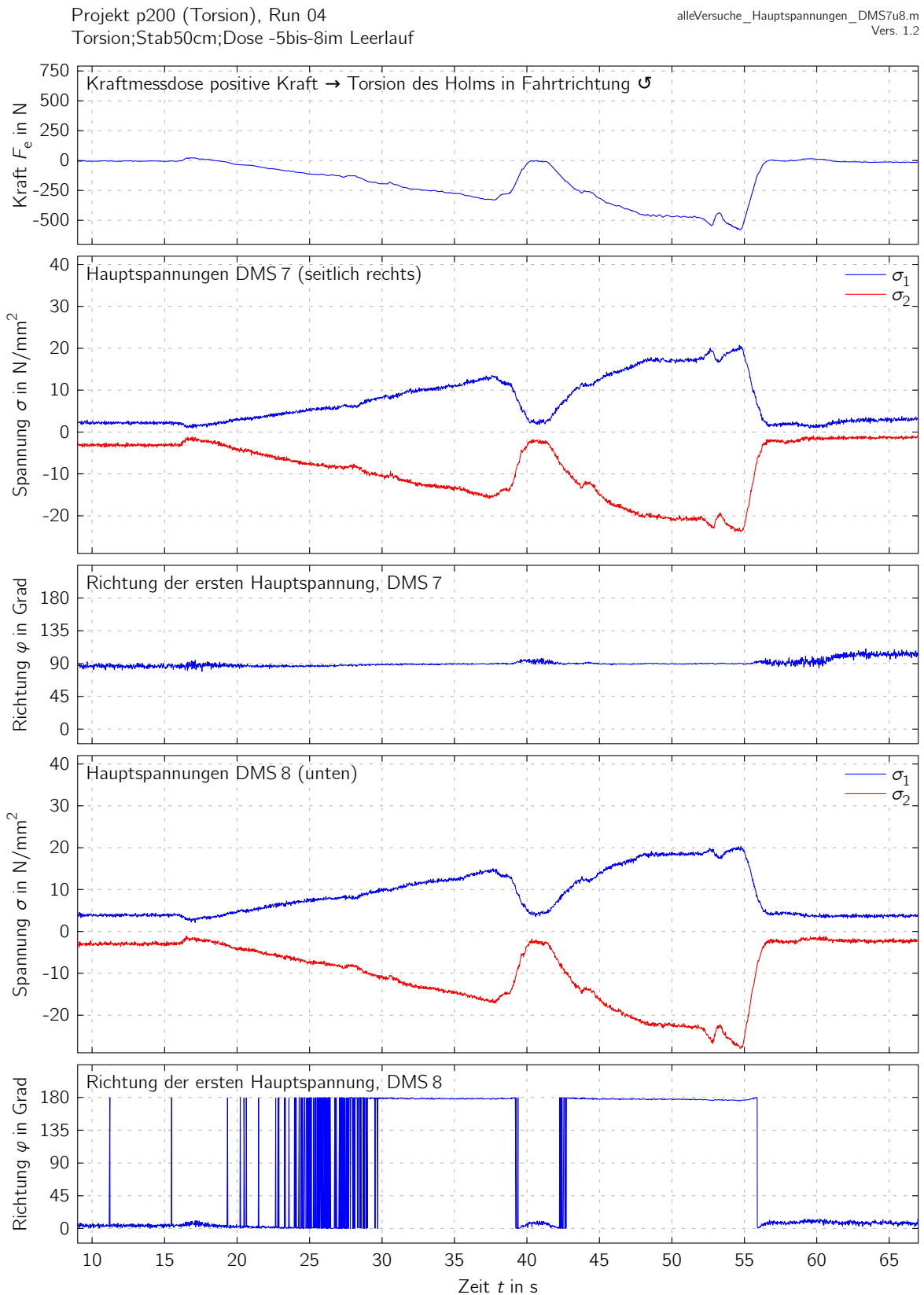


Abbildung F.1: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS 7 und DMS 8 im Torsionsversuch p200, Run 04; sehr gut sichtbar die reine Torsionsbelastung ohne weitere Überlagerungen: die Hauptspannungen verlaufen annähernd exakt symmetrisch, die Winkel der Hauptspannungsrichtungen liegen sehr dicht bei null bzw. 180 Grad und 90 Grad. Werden diese Winkel um die Abweichung der Bezugsrichtung der DMS von der Fahrzeuglängsachse (45 Grad) korrigiert, ergeben sich mit 45 Grad bzw. 135 Grad genau die Steigungen, in denen sich Hauptspannungsverläufe um die Längsachse winden.

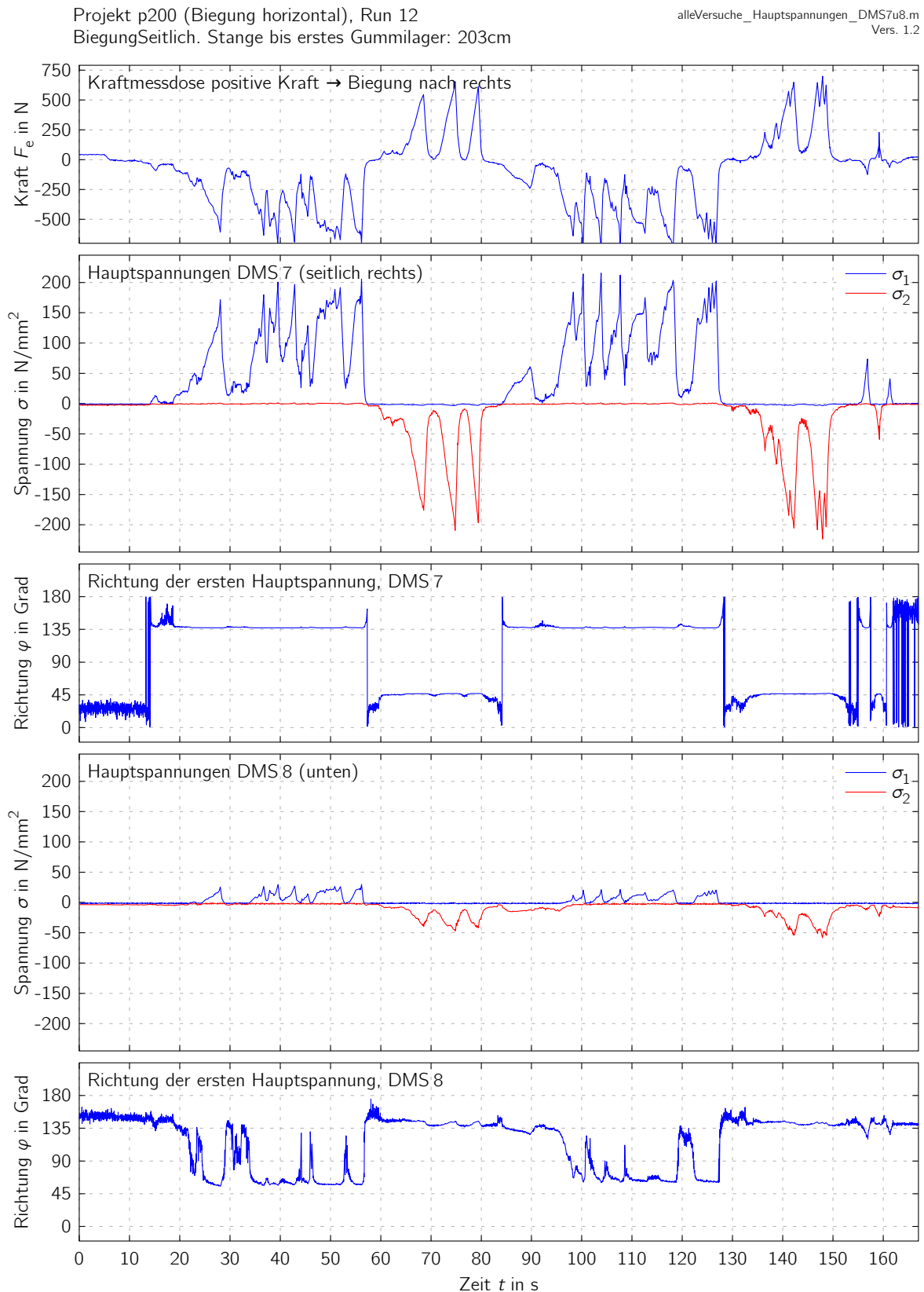


Abbildung F.2: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS 7 und DMS 8 im horizontalen Biegungsversuch p200, Run 12; wie an DMS 8 zu erkennen, ist die Ausrichtung der Kalibrierkraft nicht ganz optimal: wird die Längsachse nach rechts gebogen, erfährt sie auch einen gewissen Druck nach unten und umgekehrt. Dennoch ist klar ersichtlich, dass die horizontale Biegung weit überwiegt.

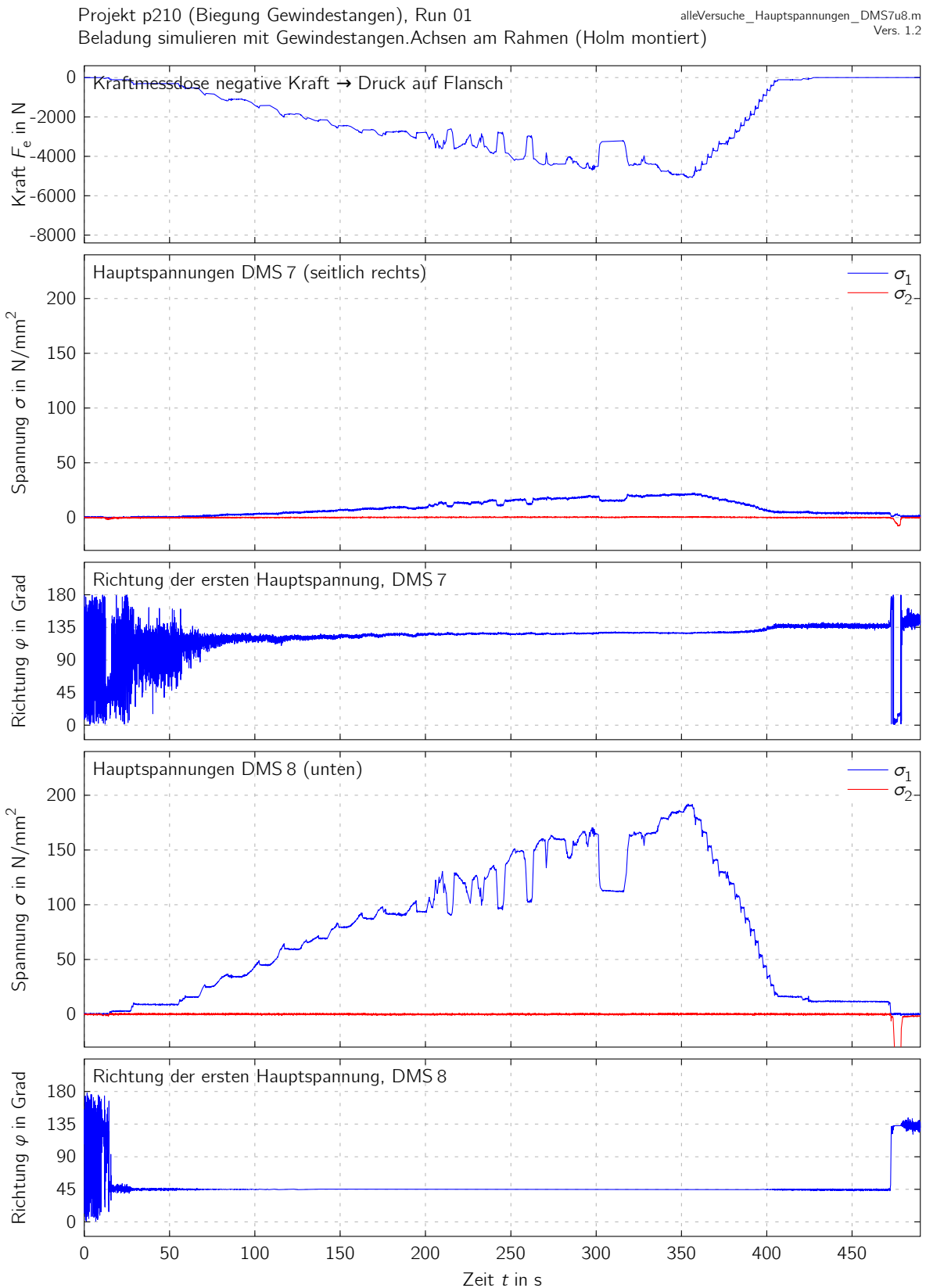


Abbildung F.3: Größen und Richtungen der Hauptspannungen unter DMS7 und DMS 8 beim Versuch zur Simulation eines Beladungszustands mit Hilfe von im Boden verankerten Gewindestangen, p210, Run 01; mit 45 Grad zur Bezugsrichtung, also null Grad zur Längsachse, optimaler Verlauf der Hauptspannung unter DMS 8. DMS 7 registriert eine leichte Zugspannung (knapp 10 Prozent gegenüber DMS 8), die, nach Umrechnung des Winkels von der Bezugsrichtung auf die Richtung der Fahrzeuglängsachse, mit einer geringfügigen Abweichung nach unten entlang dieser verläuft.

G Ergebnistabellen der Fahrversuche

In den beiden nachstehenden Tabellen werden die Ergebnisse der Fahrversuche kompakt zusammengefasst. Die Bezeichnungen in den Spaltenköpfen haben folgende Bedeutung:

GPS links, GPS mitte, GPS rechts: Streckenlänge des gefahrenen Parcours, berechnet anhand der gespeicherten GPS-Positionen; erkannte Positionssprünge gehen nicht in die Berechnung ein; die Streckenlängen beziehen sich auf die linke und auf die rechte Antriebswalze sowie auf die Fahrzeugmitte; Angaben in Meter.

Cnt HL, Cnt VL, Cnt VR, Cnt HR: Streckenlänge des gefahrenen Parcours, berechnet anhand der Radimpulszählerwerte der vier Antriebswalzen (HL hinten links, VL vorne links, VR vorne rechts, HR hinten rechts); zur Umrechnung der Impulszahl in die Streckenlänge wird ein Walzenumfang von 0,75 m angenommen; eine vollständige Walzenumdrehung erzeugt 90 Impulse; es wird nicht zwischen Rückwärts- und Vorwärtsbewegung unterschieden; Angaben in Meter.

max σ_1 , min σ_2 , mean σ_1 , mean σ_2 : Spitzen- und Durchschnittswerte der auftretenden Hauptspannung unter DMS7. Dabei ist σ_1 eine Zugspannung (positive Werte) und σ_2 eine Druckspannung (negative Werte); um das Signalrauschen um den Nullpunkt herum nicht in die Mittelwertberechnung mit einfließen zu lassen, werden nur Spannungen berücksichtigt, deren Betrag 5 N/mm^2 übersteigt; Angaben in N/mm^2 .

mean LWi: Mittelwert des Lenkwinkels, positive Werte beim Lenken nach rechts; Angaben in Grad.

diffGPS, diff(V-H), diff(L-R): Streckendifferenzen zwischen linker und rechter GPS-Streckenlänge, zwischen der mittleren Streckenlänge der vorderen Radimpulszähler und der mittleren Streckenlänge der hinteren Radimpulszähler, sowie zwischen der mittleren Streckenlänge der linken Radimpulszähler und der mittleren Streckenlänge der rechten Radimpulszähler; die Werte dienen der Plausibilitätskontrolle und einer ersten Einschätzung der Radschlupf-Situation; Angaben in Meter.

Umf. aus LW: theoretische Umfangstrecke des gefahrenen Kreises, berechnet auf Grundlage der Fahrzeuggeometrie und dem gemessenen durchschnittlichen Lenkwinkel mean LWi; Angaben in Meter.

Umfang aus GPS: Umfangstrecke des gefahrenen Kreises, basierend auf den GPS-Positionen; entspricht GPS Mitte, siehe oben; in Meter.

Umfang aus Cnt: Umfangstrecke des gefahrenen Kreises, ermittelt als Durchschnittswert der Radimpulszählerstrecken aller vier Antriebswalzen; in Meter.

Umfang aus Log mittig: Umfangstrecke des gefahrenen Kreises, bezogen auf die Fahrzeugmitte, berechnet aus den Notizen in den Versuchsbeschreibungen (Run Descriptions), Angaben in Meter.

Durchm. aus LW/GPS/Cnt/Log: Durchmesser des gefahrenen Kreises, jeweils korrespondierend zu den vorgenannten Umfangstrecken, in Meter.

Erläuterung der Angaben in den Zeilenköpfen:

r[Zahl]: Nummer des Versuchslaufs (Run) innerhalb des Versuchsprojekts, vom SoMat-eDAQ-Messverstärker in aufsteigender Reihenfolge vergeben. Fehlgeschlagene und sonstige für die Fahrversuchsauswertung untaugliche Runs werden in den Tabellen nicht aufgeführt.

g[Zahl]: Fahrstufe („Gang“), in dem der Versuchslauf gefahren wurde.

Vcw, Vccw, Rcw, Rccw: Fahrtrichtung des Fahrzeugs (V: vorwärts; R: rückwärts) und Drehrichtung, mit der der Versuch gefahren wurde (cw: clockwise/im Uhrzeigersinn / mathematisch negativer Drehsinn; ccw: counterclockwise/gegen den Uhrzeigersinn / mathematisch positiver Drehsinn).

fx, fr, [Gradangabe]: Art (fx, fr) und Höhe (Gradangabe) der Lenkwinkelvorgabe; fx bedeutet eine auf Stufen (-60° , -30° , 0° , 30° , 60°) fixierte Lenkwinkelvorgabe, fr eine frei über den Joystick eingestellte ungefähre Gradangabe.

d0, d1: Stromteiler („Differentialsperre“) ausgeschaltet (Freilauf) bzw. eingeschaltet (aktiviert).

Lw+, Lw-: Im Versuchslauf ist ein überwiegend positiver (LW+) bzw. überwiegend negativer (LW-) Lenkwinkel aufgetreten.

$\sigma+$, $\sigma-$: Im Versuchslauf ist unter DMS 7 eine überwiegend positive (Zug-)Spannung bzw. eine überwiegend negative (Druck-)Spannung aufgetreten.

Tabelle G.2: Ergebnistabelle Fahrversuche Knicklenkung (p330–p332). Erläuterungen zu den Angaben in den Spalten- und Zeilenköpfen siehe vorstehende Seiten.

run	GPS links	GPS Mitte	GPS rechts	Cnt HL	Cnt VL	Cnt VR	Cnt HR	max σ_1	min σ_2	mean σ_1	mean σ_2	mean LWi	diffGPS diff(V-H)diff(L-R)	Umf. aus LW	Umfang aus Cnt	Durchm. aus LW	Durchm. aus GPS	Durchm. aus Cnt			
p330																					
r2, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	2	30,7	27,9	25,1	31,6	30,9	26,5	88,8	-58,7	20,0	-13,0	22,9	-5,6	4,9	30,7	27,9	28,8	9,8	8,9	9,2	
r4, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	4	31,1	28,1	25,0	31,8	31,4	26,3	25,5	34,3	11,4	-12,9	25,6	-6,0	5,7	27,3	28,1	28,7	8,7	8,9	9,2	
r5, g3, Vcw, fr-30°, d1, Lw+, σ	5	29,9	26,7	23,5	28,1	30,4	27,7	24,9	16,2	-102,8	8,2	40,3	29,0	2,6	3,0	24,1	26,7	7,7	8,5	8,8	
r6, g3, Vcw, fx30°, d1, Lw+, σ	6	22,9	20,3	17,8	21,5	23,5	21,2	18,9	2,6	-115,0	0,0	60,6	29,8	-5,1	2,2	25,3	20,3	7,4	6,5	6,8	
r7, g3, Vcw, fx30°, d1, Lw+, σ	7	25,7	22,8	20,0	23,8	26,1	23,4	20,9	4,6	-101,0	0,0	45,8	29,6	-5,7	2,4	22,5	22,8	7,5	7,3	7,5	
r8, g3, Vcw, fx30°, d0, Lw+, σ	8	23,4	20,8	18,2	24,3	23,9	19,8	18,8	21,9	-58,2	8,5	-19,0	30,6	-5,2	0,3	4,8	22,7	20,8	7,2	6,6	6,9
r9, g3, Vcw, fx30°, d0, Lw+, σ	9	26,0	23,0	20,0	26,5	26,2	21,8	20,6	18,3	-98,8	8,8	-22,3	31,8	-6,0	0,4	5,2	21,8	23,0	6,9	7,3	7,6
r10, g3, Vcw, fx60°, d0, Lw+, σ	10	12,2	9,3	6,5	12,9	12,8	6,9	6,8	16,1	-116,4	8,2	-27,8	65,5	-5,7	0,0	6,0	9,7	9,3	3,1	3,0	3,1
r11, g3, Vcw, fx60°, d0, Lw+, σ	11	12,1	9,3	6,6	12,8	12,5	7,2	6,8	4,9	-131,5	0,0	-38,6	64,4	-5,5	0,1	5,7	9,9	9,3	3,1	3,0	3,1
r12, g3, Vcw, fx60, d1 → d0, Lw+, σ	12	13,0	10,0	6,9	13,3	13,1	11,8	8,1	36,2	-159,1	15,5	-46,2	66,5	-6,1	1,7	3,2	9,5	10,0	3,0	3,2	3,7
r13, g3, Vccw, fx-60°, d0, Lw-, σ	13	6,6	9,4	12,2	7,0	6,8	13,0	11,7	96,9	-51,7	29,9	-14,4	-64,2	5,6	0,6	-5,5	9,9	9,4	3,2	3,0	3,1
r14, g3, Vccw, fx-60°, d1, Lw-, σ	14	7,0	10,1	13,1	9,7	10,4	12,4	12,5	184,9	-14,0	62,0	-9,3	-65,4	6,1	0,3	-2,4	9,7	10,1	3,1	3,2	3,6
r15, g3, Vccw, fx-60°, d1, Lw-, σ	15	7,1	10,2	13,3	10,8	11,3	12,4	12,6	230,1	-13,1	76,3	-11,7	-65,4	6,2	0,1	-1,4	9,7	10,2	3,1	3,2	3,7
r30, g3, Vcw, fr-30°, d1, Lw+, σ	30	31,9	28,9	25,9	30,1	31,1	30,9	27,4	14,4	-108,6	8,1	-41,5	24,9	-5,9	2,3	1,4	28,2	28,9	9,0	9,2	9,5
r31, g3, Vcw, fx+-30°, d1, Lw+, σ	31	43,2	40,7	38,2	42,6	43,3	43,6	38,3	87,2	-101,6	21,6	-43,0	14,8	-5,1	3,0	2,0	48,0	40,7	15,3	13,0	13,4
r33, g3, Vcw, fx+-60°, d1, Lw+, σ	33	46,9	44,0	41,2	47,6	47,1	48,5	41,9	154,9	-204,7	52,5	-51,8	18,5	-5,6	3,1	2,2	38,3	44,0	12,2	14,0	14,7
r34, g3, Vcw, fx+-60°, d1, Lw+, σ	34	52,3	49,3	46,3	55,6	54,3	50,3	46,0	168,3	-136,6	26,9	-23,1	13,3	-6,0	1,5	6,8	53,5	49,3	17,0	15,7	16,4
p331																					
r2, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	2	35,6	32,8	30,0	37,0	36,3	31,7	30,8	66,4	-102,4	13,8	-16,3	20,6	-5,6	0,1	5,4	34,2	32,8	10,9	10,4	10,8
r3, g3, Vcw, fx+-0/30/60°, d0, Lw+, σ	3	31,7	28,7	25,8	33,0	33,2	28,0	27,2	205,5	-115,0	14,5	-17,1	23,0	-5,9	0,5	5,6	30,6	28,7	9,7	9,1	9,7
r4, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	4	36,2	33,0	29,9	37,3	36,6	31,6	30,7	17,0	-75,0	9,0	-25,5	22,7	-6,3	0,1	5,8	31,0	33,0	9,9	10,5	10,8
r5, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	5	37,1	34,0	30,9	38,2	37,6	32,6	31,9	44,7	-53,4	9,9	-15,9	21,6	-6,2	0,0	5,7	32,7	34,0	10,4	10,8	11,2
p332																					
r2, g3, Vcw, fr-0-30 d0, Lw+, σ	2	43,1	52,3	40,6	55,5	54,7	53,0	53,5	20,9	-55,1	8,8	-13,1	7,5	-2,5	-0,6	1,8	95,5	52,3	30,4	16,6	17,2
r3, g3, Vcw, fr-0-60°, d0, Lw+, σ	3	34,2	31,1	28,1	34,9	34,6	29,8	30,0	49,5	-53,2	11,9	-13,3	23,2	-6,1	-0,3	4,8	30,3	31,1	9,6	9,9	10,3
r4, g3, Vcw, fr30°, d0, Lw+, σ	4	31,3	28,2	25,0	32,4	32,1	26,3	26,8	24,5	-56,8	8,9	-16,7	26,1	-6,3	-0,4	5,7	26,8	28,2	8,5	9,0	9,4
r5, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	5	27,8	24,9	22,0	28,7	28,2	24,0	23,7	41,4	-66,2	11,8	-17,5	26,2	-5,7	-0,1	4,6	26,8	24,9	8,5	7,9	8,3
r6, g3, Vcw, fr-30°, d0, Lw+, σ	6	34,2	30,9	27,6	35,3	34,8	29,2	29,4	63,2	-88,3	14,2	-16,8	25,3	-6,6	-0,4	5,7	27,7	30,9	8,8	9,8	10,2
r8, g3, Vccw, fx-60°, d0, Lw-, σ	8	6,6	9,4	12,2	7,6	6,0	13,3	11,0	151,7	-0,8	62,7	0,0	-64,5	5,6	0,3	-5,4	9,9	9,4	3,1	3,0	3,0
r8, g3, Vccw, fx-60°, d0, Lw-, σ	8	7,0	10,0	13,0	7,5	6,5	13,7	11,5	157,1	-16,9	61,2	-12,9	-65,0	6,0	0,6	-5,6	9,8	10,0	3,1	3,2	3,1
r8, g3, Vccw, fx-60°, d1, Lw-, σ	8	6,7	9,6	12,5	9,3	8,7	12,1	10,8	191,5	-1,7	88,4	0,0	-65,4	5,8	0,3	-2,4	9,7	9,6	3,1	3,1	3,3
r8, g3, Vccw, fx-60°, d1, Lw-, σ	8	7,4	10,6	13,7	11,3	11,6	12,9	12,2	236,5	-4,3	90,9	0,0	-65,3	6,4	0,5	-1,0	9,7	10,6	3,1	3,4	3,8
r8, g3, Vccw, fx-60, d1 → 0, Lw-, σ	8	7,1	10,1	13,0	7,4	6,9	13,7	12,4	132,4	-5,5	48,3	-5,5	-64,2	5,9	0,4	-5,9	9,9	10,1	3,2	3,2	3,2
r8, g3, Vccw, fx-60°, d0, Lw-, σ	8	6,9	9,8	12,8	7,2	6,3	13,2	11,2	166,4	-3,9	55,4	0,0	-64,5	5,8	0,6	-5,4	9,9	9,8	3,1	3,1	3,0
r10, g3, V 8er60°, d0	10	19,5	19,5	19,6	21,3	20,7	20,9	18,5	261,7	-82,4	36,8	-22,9	2,3	0,1	0,9	1,3					
r10, g3, V 8er60°, d0	10	14,5	13,5	12,4	16,3	15,1	13,5	12,1	232,6	-99,9	38,2	-26,1	5,4	-2,1	0,1	2,9					
r10, g3, V 8er60°, d1	10	20,7	20,9	21,1	23,8	23,0	26,0	22,5	206,9	-212,2	69,2	-63,5	0,7	0,4	1,3	-0,9					
r11, g3, V 8er30°, d0	11	41,7	41,4	41,2	42,4	42,1	43,4	40,4	48,7	-54,4	14,9	-16,9	0,4	-0,4	1,4	0,4					
r11, g3, V 8er30°, d1	11	48,1	48,0	47,9	48,4	48,0	52,5	46,8	78,4	-90,6	29,6	-35,5	0,1	-0,2	3,6	-0,5					
r21, g3, Vcw-, fx+-60°, d0	21	44,7	41,4	38,0	47,7	46,7	41,4	37,3	174,3	-126,6	26,4	-23,7	18,6	-6,7	1,5	7,9					
r22, g3, Vcw-, fx+-60°, d1	22	53,5	51,4	49,2	55,4	55,8	57,6	49,7	154,2	-169,3	47,0	-47,0	13,8	-4,3	4,2	1,9					

H Auswertungsdiagramme Fahrversuche

Markante Auswertungsdiagramme der unterschiedlichen Fahrversuche sind in den Hauptteil der Arbeit eingebunden und werden dort erläutert (Abschnitte 4.2.3 bis 4.2.5, ab Seite 153). An dieser Stelle werden weitere ergänzende Beispiele aufgeführt. Dabei handelt es sich um die Versuche:

1. p150, Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler
 - a) Run 03, GPS-Plot von optisch schlechter Qualität, jedoch plausible GPS-Streckenlänge; starke manuelle Lenkaktivität des Bedieners, um den Lenkeinschlag zu halten; Sollkreisdurchmesser 11,1 m, Abb. H.1, Seite 220
 - b) Run 05, GPS-Plot erscheint optisch plausibel, jedoch ist die GPS-Streckenlänge deutlich zu groß und würde negativen Schlupf an allen Rädern bedeuten; Sollkreisdurchmesser 7,1 m, Abb. H.2, Seite 221
 - c) Run 08, Fahrtrichtung rückwärts, sowohl GPS-Plot als auch GPS-Streckenlänge unplausibel, Abb. H.3, Seite 222
2. p160, Skidlenkung (ohne Lenkwinkelregler, mit Stromteiler)
 - a) Run 12, Kreisfahrt mit einem Durchmesser von 14 m, GPS-Plot und GPS-Fahrstrecke plausibel, Abb. H.4, Seite 223
 - b) Run 20, Rückwärtsfahrt im Gegenuhrzeigersinn auf einem Sollkreis mit einem Durchmesser von 8 m nicht möglich ohne ausgeprägte Rangiermanöver, Abb. H.5, Seite 224
3. p330, Knicklenkung mit Lenkwinkelregler
 - a) Run 07, Stromteiler aktiviert, Lenkwinkelvorgabe 30 Grad, sehr gutes GPS-Signal, Abb. H.6, Seite 225
 - b) Run 08, Stromteiler Freilauf, Lenkwinkelvorgabe 30 Grad, sehr gutes GPS-Signal, Abb. H.7, Seite 226
4. p390, Run 14, Knicklenkung, AB-Linie mit GPS-Navigation, kein Aufschwingen des Reglers bei verringerter Aggressivitätseinstellung, Abb. H.8, Seite 227

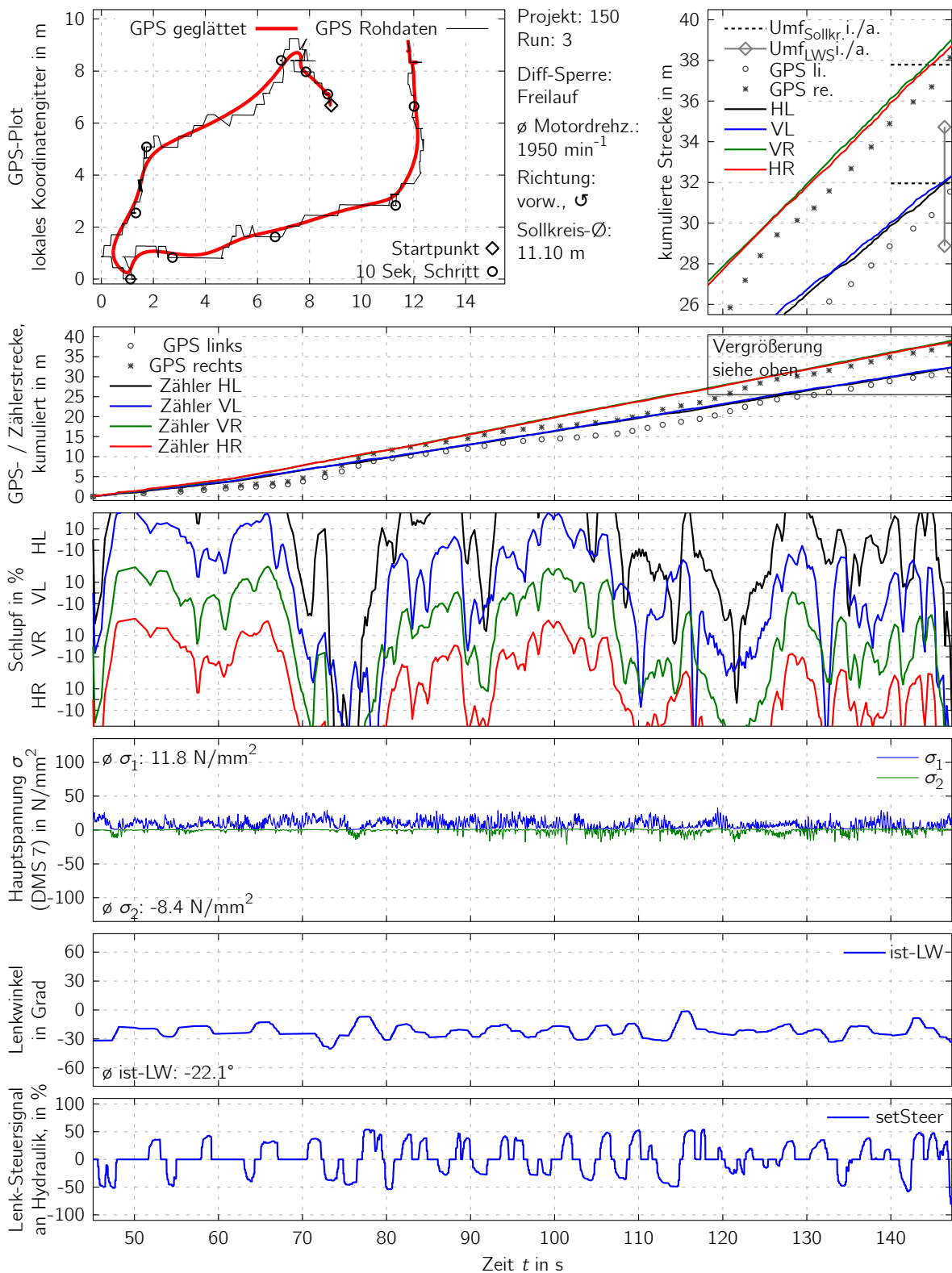


Abbildung H.1: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler“, Projekt p150, Run 03. Die Form des GPS-Plots gibt die gefahrene Kreisstrecke mit einem Durchmesser von 11,1 m sehr schlecht wieder. Die über GPS ermittelte Fahrstrecke stimmt jedoch gut mit dem Sollkreisumfang und den Radstreckenzählern überein, rechnerisch ergäbe sich ein Radschlupf von etwa zwei Prozent. Aufgrund des fehlenden Lenkwinkelreglers sind zahlreiche manuelle Lenkungskorrektureingriffe notwendig, um den durchschnittlichen Lenkwinkel von -22 Grad zu halten, wie ganz unten an der setSteer-Kurve zu erkennen ist.

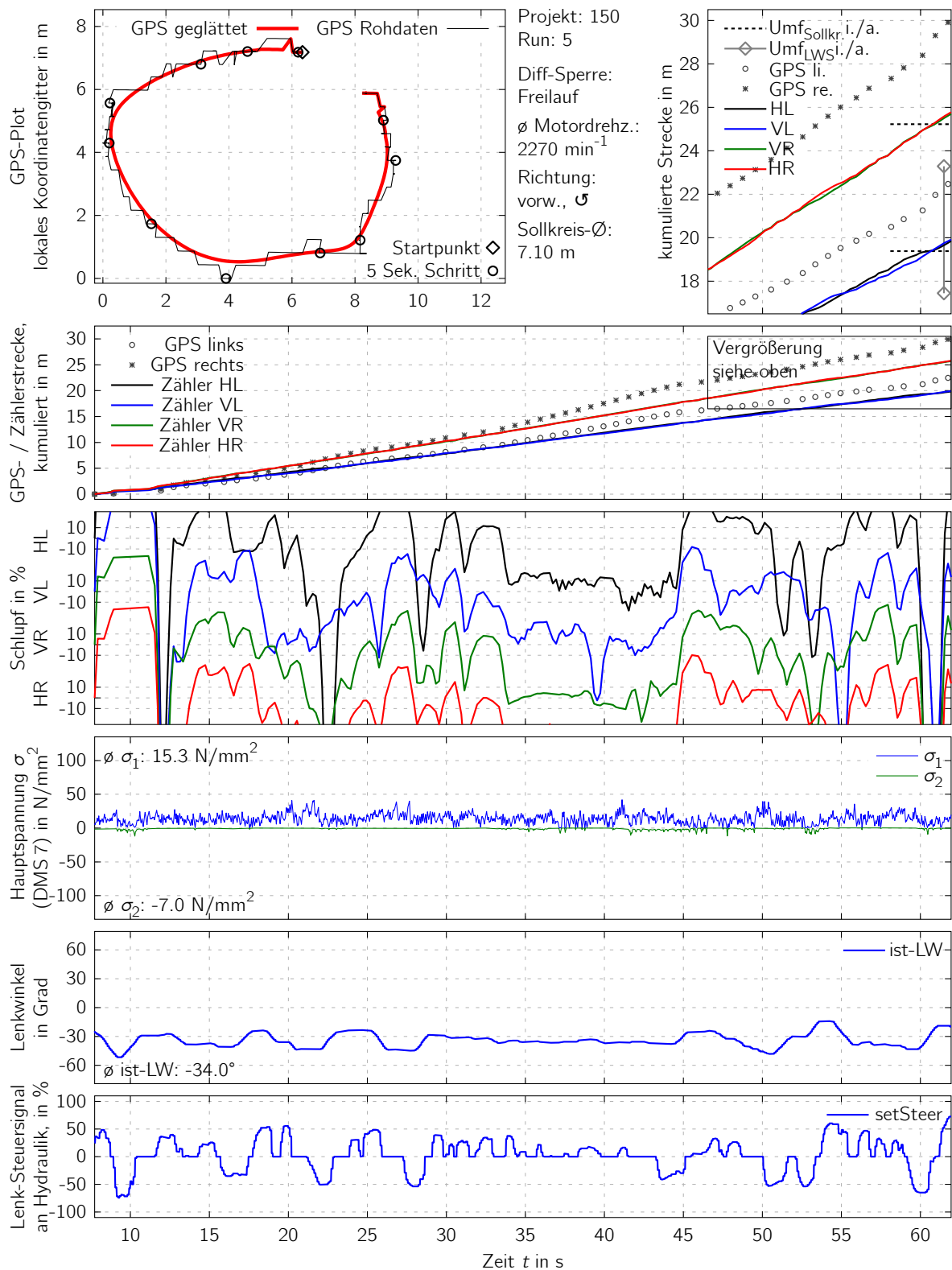


Abbildung H.2: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler“, Projekt p150, Run 05. Die Form des GPS-Plots gibt die gefahrene, leicht gestauchte Kreisstrecke mit einem Durchmesser von 7,1 m gut wieder. Die über GPS ermittelte Fahrstrecke ist jedoch unplausibel, da sie sowohl den Sollkreisumfang als auch die Radstreckenzähler weit übersteigt. Rechnerisch ergäbe sich ein *negativer* Radschlupf von 10 – 15 Prozent für alle Räder. Dies ist physikalisch nicht möglich, wenn das Fahrzeug ausschließlich von den eigenen Antriebswalzen angetrieben wird. Entsprechend dem geringeren Fahrkreisdurchmesser im Vergleich zu Abbildung H.1 stellt sich mit ca. -34 Grad ein größerer Lenkwinkel ein, die Materialbelastung bleibt dabei aber in einem ähnlichen Bereich.

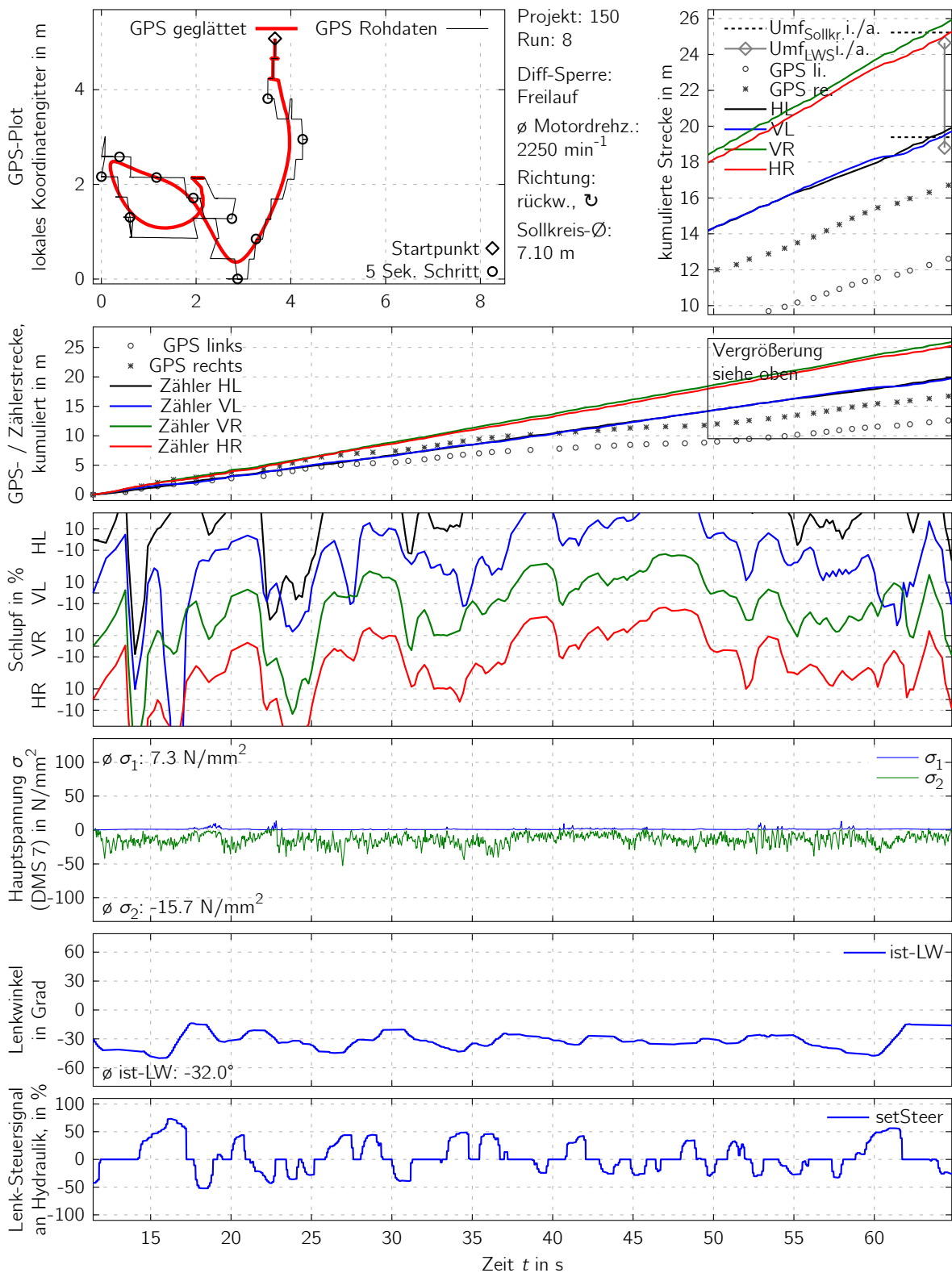


Abbildung H.3: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Knicklenkung ohne Lenkwinkelregler und Stromteiler“, Projekt p150, Run 08. Die Rückwärtsfahrt auf einem Sollkreis mit einem Durchmesser von 7,1 m führt sowohl im GPS-Plot als auch bei der GPS-Streckenbestimmung zu nicht nachvollziehbaren Ergebnissen. Die Radzählerstrecken hingegen liegen nur leicht über dem Umfang sowohl des Sollkreises als auch des Kreises, der sich aus dem durchschnittlichen Lenkwinkel abschätzen lässt. Aus den Kreisumfängen und den Radzählerstrecken ergibt sich ein plausibler Radschlupf von etwa zwei Prozent. Der Fahrtrichtungswechsel im Vergleich zu Abbildung H.2 führt auch zu einem Wechsel der Materialbelastung: anstelle der Zug- tritt nun eine Druckspannung auf.

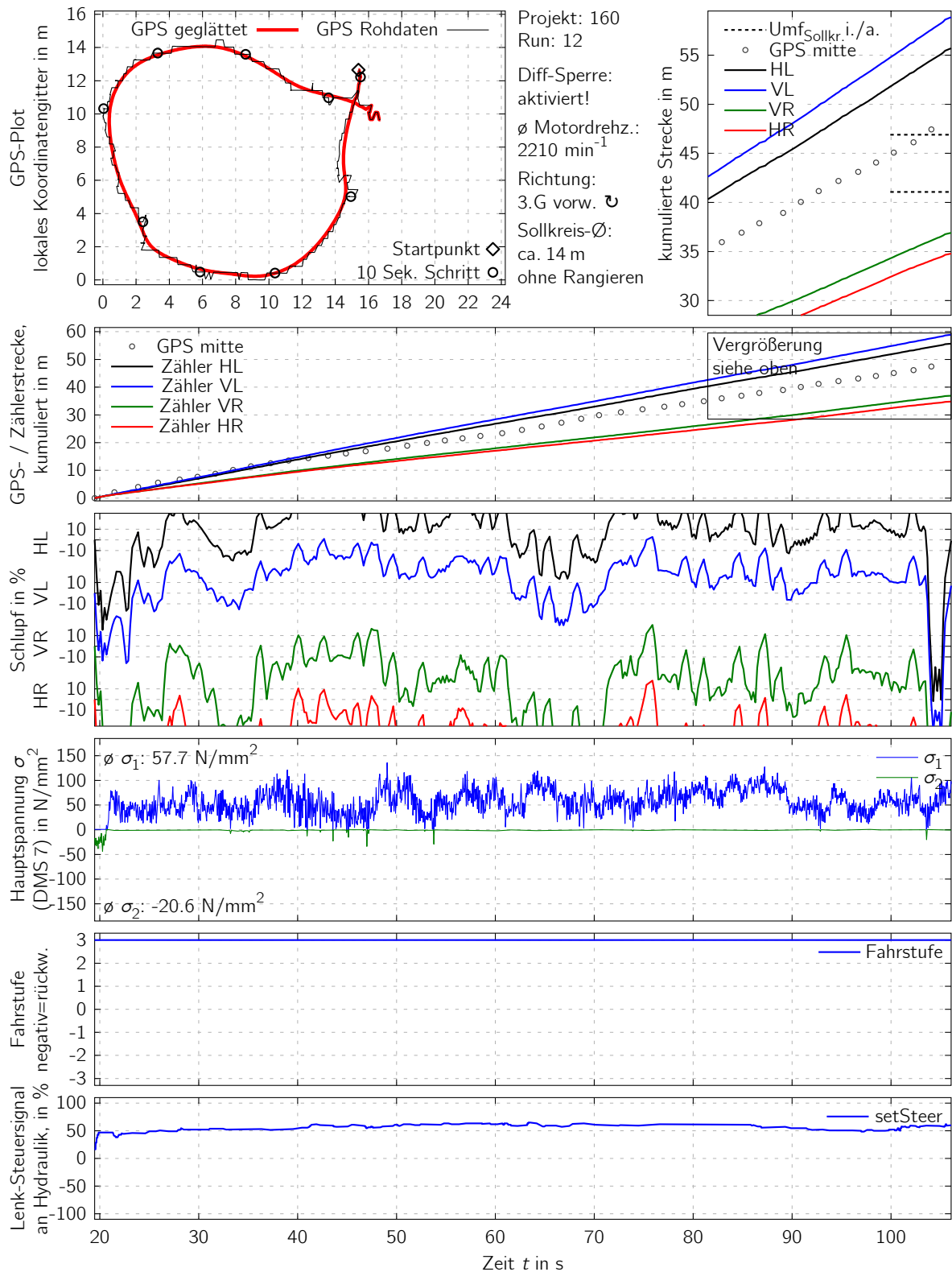


Abbildung H.4: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Skidlenkung ohne Lenkwinkelregler, mit Stromteiler“, Projekt p160, Run 12. Im Vergleich zu Abbildung 4.27 auf Seite 155 liegt hier ein größerer Sollkreis mit einem Durchmesser von 14 m zugrunde. Die Materialbelastung reduziert sich auf etwas mehr als die Hälfte, das erforderliche Lenk-Steuersignal von 75 auf 50 Prozent. Sowohl der GPS-Plot als auch die GPS-Streckenmessung zeigen einen plausiblen Verlauf. Die Radschlupfwerte liegen bei etwa 12 Prozent für die kurvenäußeren und ca. -31 Prozent für die kurveninneren Antriebswalzen.

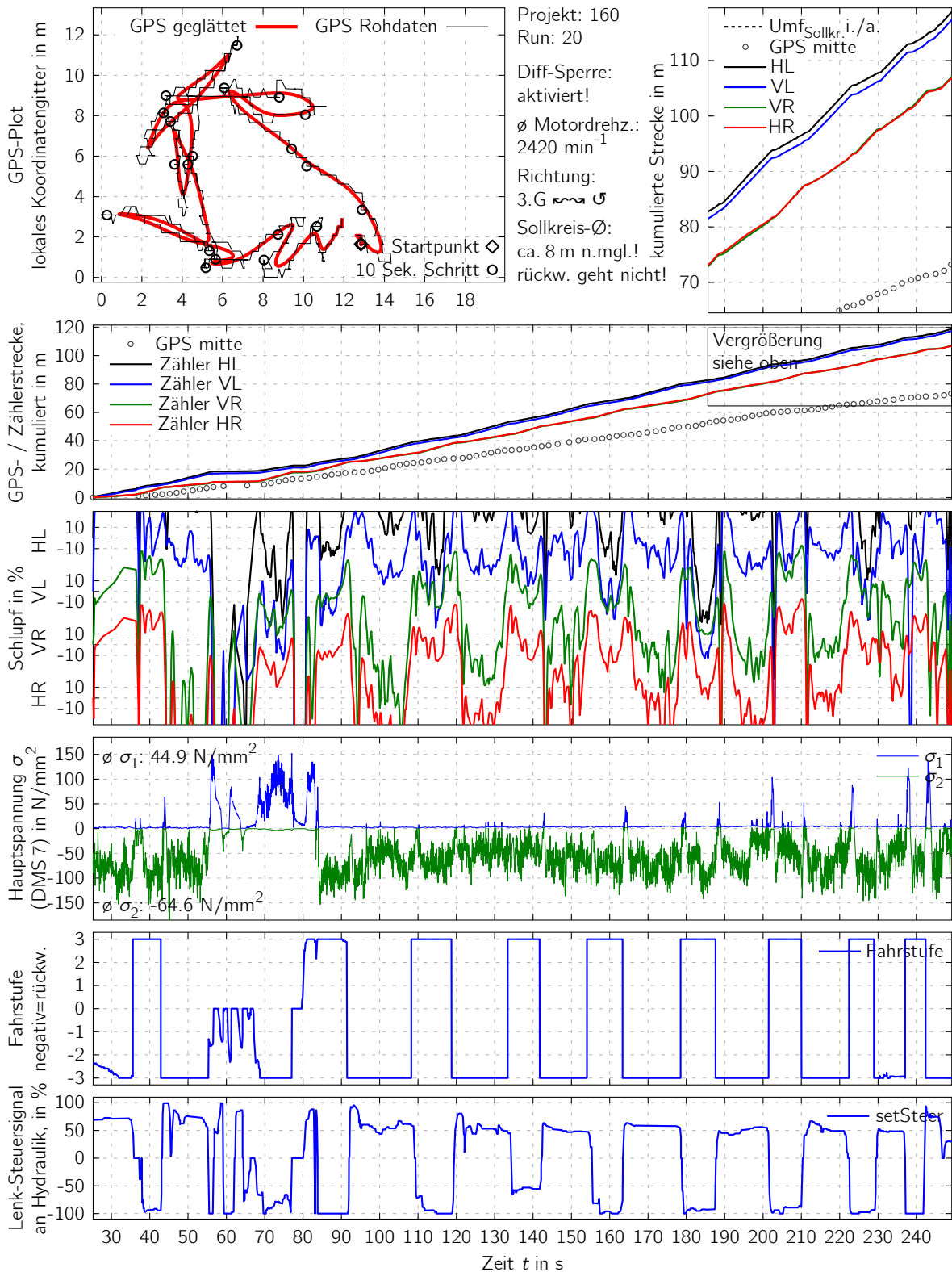


Abbildung H.5: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Skidlenkung ohne Lenkwinkelregler, mit Stromteiler“, Projekt p160, Run 20. Wie der GPS-Plot und die beiden Kurven „Fahrstufe“ und „setSteer“ eindrücklich zeigen, ist die Rückwärtsfahrt auf einem Sollkreis mit einem Durchmesser von 8 m nur in inakzeptabler Annäherung möglich, indem ausgeprägte Korrektur- und Rangiermanöver durchgeführt werden.

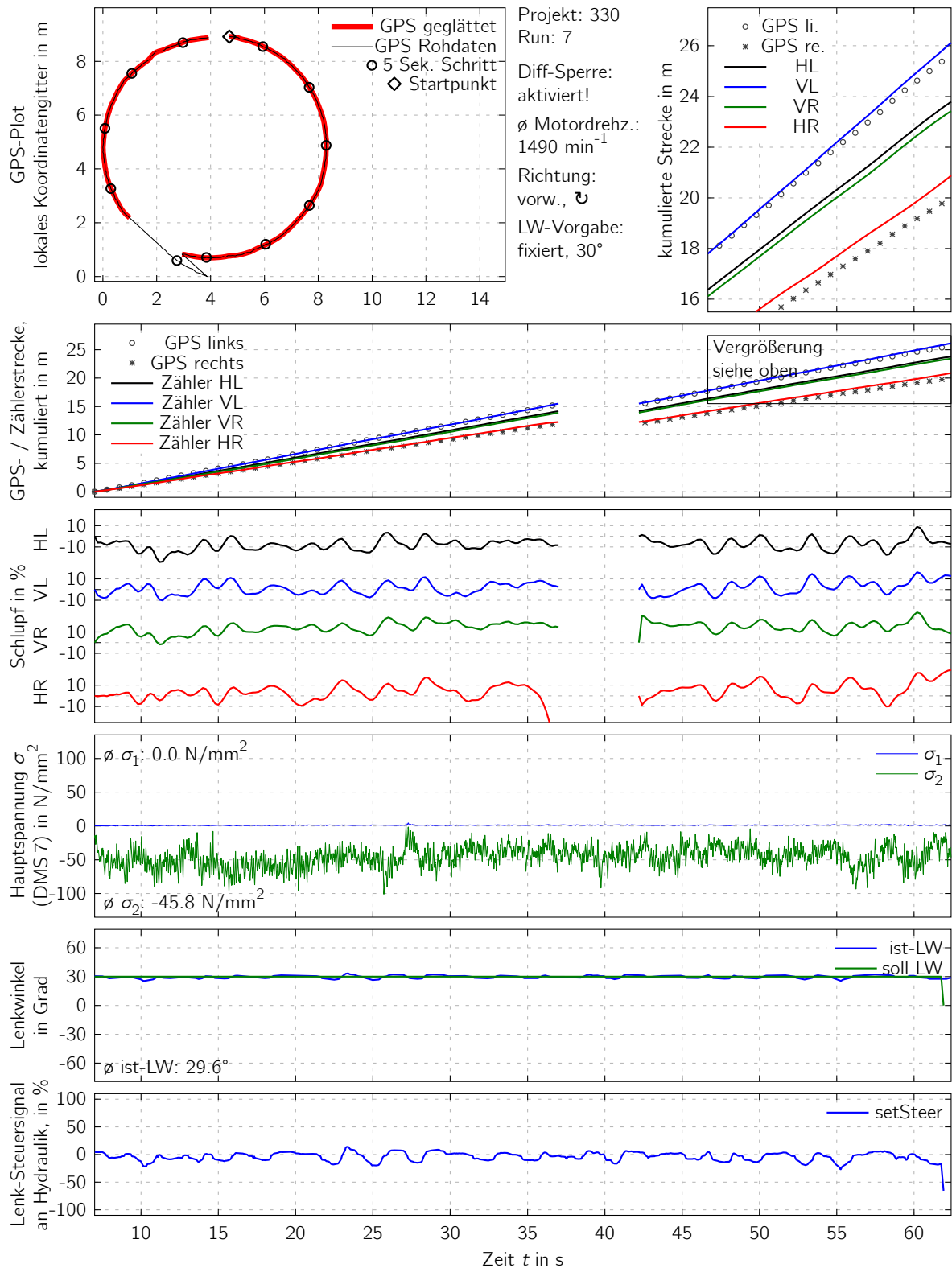


Abbildung H.6: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Knicklenkung, mit Lenkwinkelregler und Stromteiler aktiviert“, Projekt p330, Run 07. Im Vergleich zu Abbildung 4.28 auf Seite 157 beträgt in diesem Versuch der vorgegebene Lenkwinkel nur 30 statt 60 Grad. Entsprechend erhöht sich der Kreisdurchmesser auf knapp 8 m, die Materialbelastung reduziert sich um ein Drittel. Der Lenkwinkelregler führt gegenüber Abbildung H.1 auf Seite 220 (ähnlicher Kreisdurchmesser, aber ohne Lenkwinkelregler) zu einem deutlich ruhigeren und gleichmäßigeren Lenk-Steuersignal.

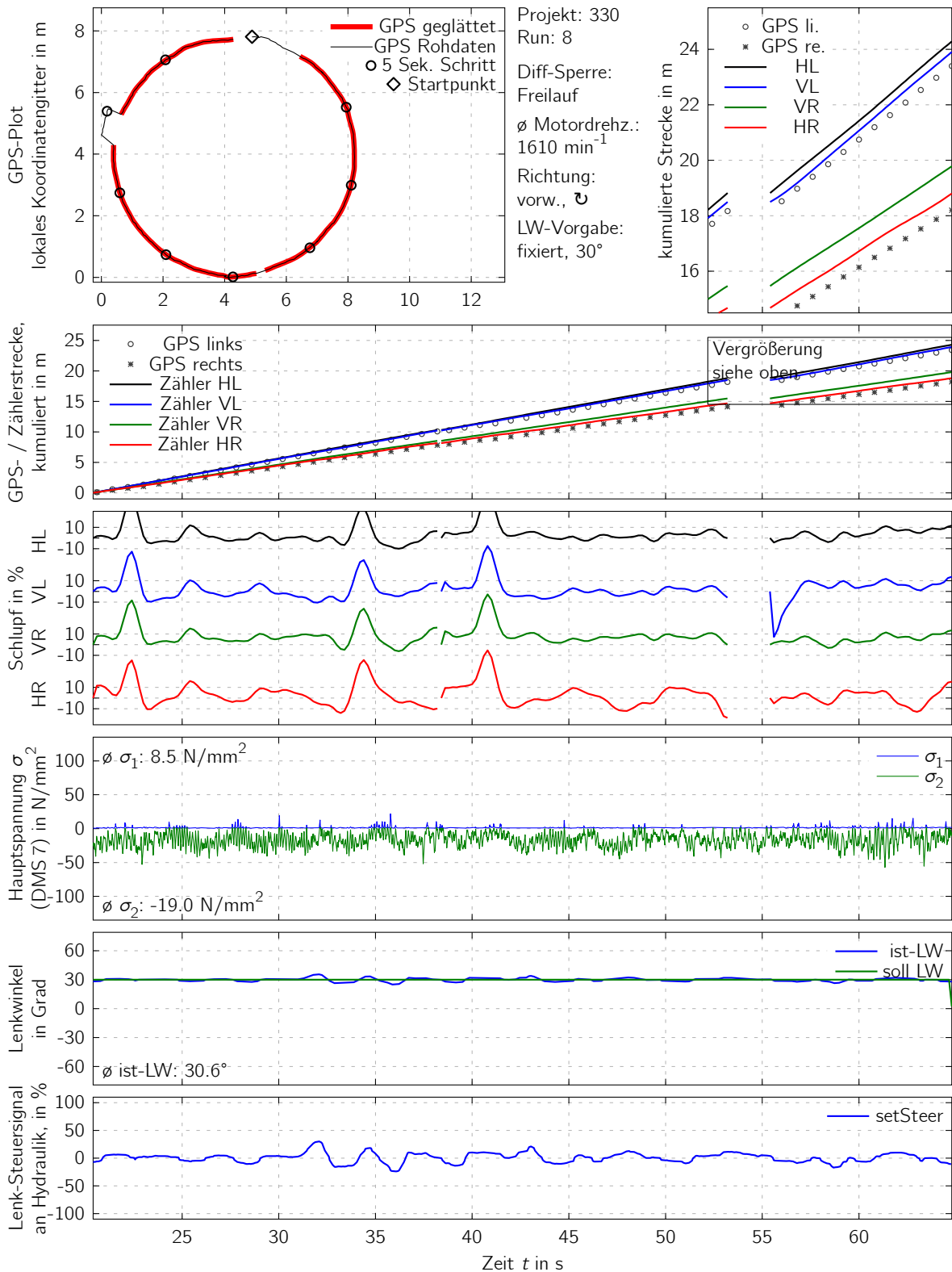


Abbildung H.7: Ergebnisdigramm zum Fahrversuch „Kreisfahrt mit Knicklenkung, mit Lenkwinkelregler und Stromteiler Freilauf“, Projekt p330, Run 08. Die Deaktivierung des Stromteilers führt zu einer im Vergleich zu Abbildung H.6 auf der vorherigen Seite auf weniger als die Hälfte reduzierten Materialbelastung. Beide Versuche weisen aufgrund des Lenkwinkelreglers und der fixierten Soll-Lenkwinkelvorgabe annähernd optimal kreisrunde GPS-Plots auf. Diese sind lediglich durch Positionssprünge unterbrochen, die auf Satellitenabschattungen durch Bäume auf dem Versuchsgelände zurückzuführen sind.

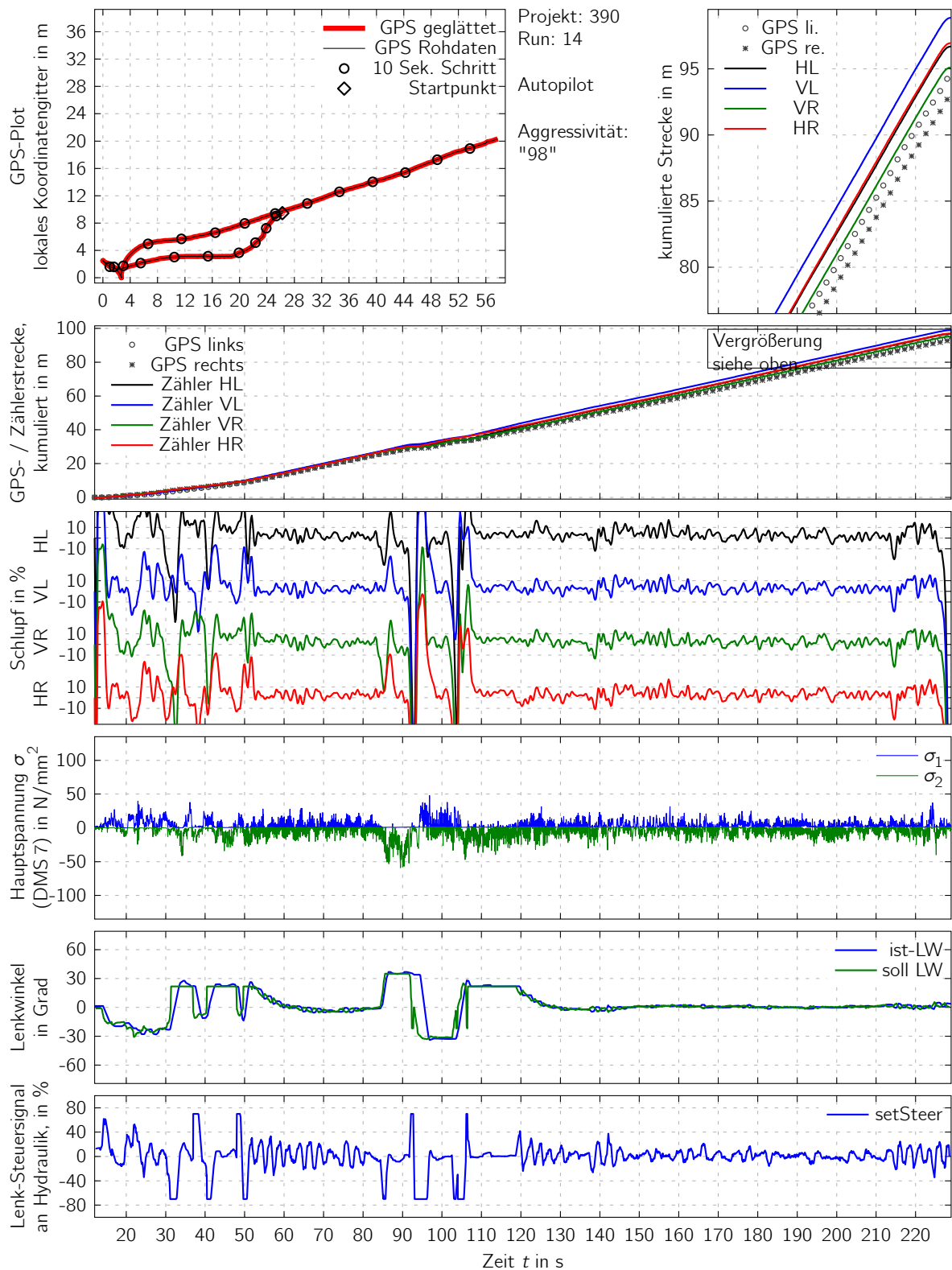


Abbildung H.8: Ergebnisdiagramm zum Fahrversuch „Knicklenkung, AB-Linie mit GPS-Navigation“, Projekt p390, Run 14. Nach der Reduzierung der Aggressivitätseinstellung von „118“ (vgl. Run 13, Abb. 4.30, S. 159) auf „98“ kommt es nicht mehr zum Aufschwingen des Lenksystems, der Lenkwinkel liegt für die Geradeausfahrt stabil um null Grad.

VDI-
MEG
584

ISSN 0931-6264

David Brunner