

**Beitrag zur Erarbeitung von Steuerungsalgorithmen  
eines elektrischen Mehrmotorenantriebes  
für Fahrzeuge an einem Laborversuchsstand**

Von der Fakultät für

Maschinenbau, Elektrotechnik und Wirtschaftsingenieurwesen

der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Diplom-Ingenieur

Roland Uhlig

geboren am: 26.09.1966      in: Cottbus

Vorsitzender:      Prof. Dr.-Ing. Arnulf Kost

Gutachter:          Prof. Dr.-Ing. habil. Klaus Klinger

Gutachter:          Prof. Dr.-Ing. Peter Steinberg

Tag der mündlichen Prüfung:      4. Dezember 2001

**Beitrag zur Erarbeitung von Steuerungsalgorithmen eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge an einem Laborversuchsstand**

mit 150 Seiten, 32 Bilder und 5 Anlagen

**Für die Dokumentation:**

elektrischer Fahrzeugantrieb / elektrischer Mehrmotorenantrieb / Elektrofahrzeug / fahrzeugspezifische Zusammenhänge / Gleichstrom-Nebenschlussmaschine / Mehrmotorenantriebssystem / Permanenterrregte Axialflussmaschine / Radnabenmotor / Steuerungen / Steuerungsalgorithmen

**Zusammenfassung:**

Die zukunftsorientierte Umgestaltung eines herkömmlichen Fahrzeugantriebes in mehrere Elektroantriebe ist eine Möglichkeit aus der Vielzahl von Antriebsvarianten für Elektrofahrzeuge. Ein modernes elektrisches Antriebssystem ist aus einem Elektromotor, einem Stromrichter und einer übergeordneten Steuerung zusammengesetzt. Diese Erneuerung der Antriebskonzeption für den Einsatz in Kraftfahrzeugen bildet den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit. Ausgehend von den fahrzeugtechnischen Grundgleichungen werden programmierbare Strukturen und Algorithmen erarbeitet, die die Steuerung von zwei einzeln angetriebenen Rädern ermöglichen. Zur tiefgreifenden Untersuchungen der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge und zur Erprobungen des neuartigen Antriebssystems wird ein Laborversuchsstand errichtet. Der Aufbau und die Gestaltung dieses Versuchsstandes für elektrische Fahrzeugantriebe erfolgt mit handelsüblichen Geräten.

**Contribution to the development of control algorithms for an electrical multi-motor drive for vehicles at a laboratory-experimental equipment**

with 150 Pages, 32 Figures and 5 Attachments

**Keywords:**

control algorithms / control system / DC shunt-wound machine / electrical drive of vehicles / electrical multi-motor drive / electric vehicles hub motor / multi-motor-drive system / permanently excited axial-flux alternator / vehicle-specific connections

**Abstracts:**

The forward-looking partition of a conventional vehicle-drive into several electrical drives is one of numerous drive versions of electric vehicles. A modern electrical drive-system is composed of an electric motor, a converter and a higher-level control. The present thesis focuses on this modernisation of the drive-conception for the application in automobiles. According to the characteristic equations of the vehicle-technology programmable structures and algorithms have been developed, which permit the control of two separately driven wheels. For fundamental tests of the specific connections of vehicles and for testing the novel drive system a laboratory-experimental equipment has been installed. The installation and the designing of this experimental equipment for electrical vehicle-drives is done by commonly used devices.

# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl Elektrische Maschinen und Antriebstechnik der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus. Für die Unterstützung und Mitwirkung möchte ich mich bei folgenden Personen bedanken.

An erster Stelle gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. K. Klinger für die fachliche Betreuung und ständige Diskussionsbereitschaft, sowie für die wertvollen Anregungen und Hinweise, die maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Mein Dank gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Steinberg für das Interesse an dem Forschungsprojekt und für die sorgfältige Durchsicht der Dissertation.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Mitarbeitern am Lehrstuhl für die konstruktive Zusammenarbeit und das gute Arbeitsklima bedanken. Im besondern gilt mein Dank Herrn Dr.-Ing. S. König für die nutzbringende Kritik.

Bei meiner Frau Anja möchte ich mich für ihre Geduld und ihr Verständnis bedanken.

Cottbus, im Dezember 2001

Roland Uhlig



## Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	IX
Formelzeichenverzeichnis.....	XI
1 Einleitung .....	1
2 Analyse des fahrzeugspezifischen Verhaltens von Kraftfahrzeugen.....	3
2.1 Regelungstechnische Problematik .....	3
2.2 Fahrwiderstände .....	5
2.2.1 Einteilung der Fahrwiderstände.....	5
2.2.1.1 Radwiderstand .....	6
2.2.1.2 Luftwiderstand.....	9
2.2.1.3 Steigungswiderstand .....	11
2.2.1.4 Beschleunigungswiderstand .....	12
2.2.1.5 Kurvenwiderstand.....	14
2.2.2 Gesamtfahrwiderstand - Zugkraft.....	14
2.3 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn .....	17
2.3.1 Reifenkräfte.....	17
2.3.1.1 Hochkraft .....	17
2.3.1.2 Längskraft .....	18
2.3.1.3 Seitenkraft.....	18
2.3.2 Reifenschlupf.....	21
2.4 Lenkgeometrie .....	22
2.5 Bewegungsgleichungen .....	25
2.5.1 Einspurmodell.....	25
2.5.2 Bewegungsgleichung in Längsrichtung.....	27
2.5.3 Bewegungsgleichung in Querrichtung .....	27
2.5.4 Stationäre Kreisfahrt.....	28
2.5.5 Gier-, Wank- und Nickbewegungen.....	32

---

2.6	Sicherheitssysteme .....	33
2.6.1	Einteilung der Sicherheitssysteme .....	33
2.6.2	Fahrdynamikregelung (ESP).....	34
2.6.3	Antiblockiersystem (ABS).....	34
2.6.4	Antriebsschlupfregelung (ASR) .....	35
3	Umsetzung der fahrzeugspezifischen Algorithmen .....	37
3.1	Technisches Konzept der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge.....	37
3.2	Belastungseinrichtung .....	40
3.2.1	Aufgabe der Belastungseinrichtung.....	40
3.2.2	Vorgabe der Fahrwiderstände .....	41
3.2.2.1	Radwiderstand .....	41
3.2.2.2	Luftwiderstand .....	43
3.2.2.3	Steigungswiderstand .....	45
3.2.2.4	Beschleunigungswiderstand .....	45
3.2.2.5	Kurvenwiderstand .....	46
3.2.2.6	Gesamtfahrwiderstand .....	50
3.2.3	Aufteilung der Drehzahlen.....	52
3.2.4	Einstellung der Kraftübertragung .....	56
3.2.5	Berücksichtigung der dynamischen Radlasten (Gier-, Wank- und Nickbewegungen) .....	57
3.2.6	Berechnung der Drehmomente .....	60
3.2.7	Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung .....	61
3.3	Fahrzeugantrieb .....	65
3.3.1	Aufgabe des elektrischen Fahrzeugantriebes.....	65
3.3.2	Vorgabe des Drehmoments.....	65
3.3.3	Realisierung der Sicherheitssysteme .....	66
3.3.4	Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes.....	72
3.3.4.1	Hauptprogramm .....	73

---

3.3.4.2	Unterprogramm-Referenzdrehzahl .....	75
3.3.4.3	Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung.....	77
3.3.4.4	Unterprogramm-Antiblockiersystem.....	80
4	Versuchsstand eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge.....	83
4.1	Elektrischer Mehrmotorenantrieb .....	83
4.1.1	Begriffsbestimmung.....	83
4.1.2	Mehrmotorenantrieb für Fahrzeuge.....	84
4.2	Aufbau des Laborversuchsstandes .....	85
4.3	Mehrmotorenantrieb für die Belastungseinrichtung.....	89
4.3.1	Gleichstrom-Nebenschlussmaschine (GNM) .....	89
4.3.2	Stromrichterbetrieb der Gleichstrom-Nebenschlussmaschine ...	93
4.3.3	Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS).....	95
4.4	Mehrmotorenantriebe für Fahrzeuge .....	97
4.4.1	Permanenterregte Axialflussmaschine.....	97
4.4.1.1	Aufbau .....	97
4.4.1.2	Funktionsweise .....	99
4.4.2	Wechselrichter .....	103
4.4.3	Steuerung .....	106
5	Realisierungsstand und Weiterentwicklung des Laborversuchsstandes.....	109
5.1	Stand der Realisierung des Versuchsstandes .....	109
5.2	Weiterentwicklung des Laborversuchsstandes .....	115
5.2.1	Auswahl der Steuerung.....	115
5.2.2	Modifikation der Radantriebe.....	118
6	Zusammenfassung.....	121
7	Literaturverzeichnis.....	123
8	Anhang .....	133





**Abbildungsverzeichnis**

Bild 2-1:	Geschlossener Regelkreis des Systems Kraftfahrer-Fahrzeug-Umwelt .....	3
Bild 2-2:	Kräfte am unbeschleunigten rollendem Rad.....	6
Bild 2-3:	Rollwiderstandsbeiwert für unterschiedliche Reifenbauarten .....	8
Bild 2-4:	Grafische Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren .....	10
Bild 2-5:	Fahrzeug auf einer Steigung .....	11
Bild 2-6:	Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm .....	16
Bild 2-7:	Rad unter Schräglauf a) Darstellung der Kräfte (von vorn gesehen) b) Darstellung der Geschwindigkeiten (von oben gesehen) .....	19
Bild 2-8:	Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm.....	20
Bild 2-9:	Seitenkraft-Normalkraft-Diagramm .....	20
Bild 2-10:	Verlauf der Reibungszahlen.....	22
Bild 2-11:	Lenkgeometrie der Ackermann-Lenkung.....	23
Bild 2-12:	Geschwindigkeitsvektoren an den Rädern.....	24
Bild 2-13:	Einspurmodell .....	25
Bild 2-14:	Kinematische Größen am Einspurmodell .....	29
Bild 3-1:	Konzept zur Umsetzung der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge .....	39
Bild 3-2:	Grafische Darstellung der berechneten Rollwiderstandsbeiwerte mit dem Koeffizienten $f_{R,0}$ .....	42

---

Bild 3-3:	Kennlinien der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeiten ....	44
Bild 3-4:	Grafische Darstellung des Kurvenwiderstandsbeiwertes .....	48
Bild 3-5:	Kurvenradien der einzelnen Räder und des Fahrzeugschwerpunktes .....	53
Bild 4-1:	Aufbau des Laborversuchsstandes .....	86
Bild 4-2:	Ersatzschaltbild der fremderregten Gleichstrom-Nebenschlussmaschine .....	90
Bild 4-3:	Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinienfeld .....	92
Bild 4-4:	Vierquadrantenbetrieb .....	94
Bild 4-5:	Aufbau der permanenterregten Axialflussmaschine .....	98
Bild 4-6:	Feldverlauf des permanenterregten Axialflussmotors .....	99
Bild 4-7:	Ersatzschaltbild der permanenterregten Axialflussmaschine .....	101
Bild 4-8:	Zeigerbild der permanenterregten Axialflussmaschine a) Phasenlage $\vartheta = \varphi$ b) Phasenlage $\vartheta \neq \varphi$ .....	102
Bild 4-9:	Aufbau eines Umrichters .....	104
Bild 4-10:	Aufbau eines Pulsumrichters .....	105
Bild 5-1:	Errichtungsstand des Laborversuchsstandes .....	111
Bild 5-2:	Laborversuchsstand mit einem Digitalem Signalprozessor .....	117
Bild 5-3:	Modifizierter Laborversuchsstand .....	119

## Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
<i>Lateinische Großbuchstaben</i>		
A	$\text{m}^2$	angeströmte Projektionsfläche
A	$\text{m}^2$	Flächeninhalt der Magnetsegmente
B	$\text{V} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2} = \text{T}$	Magnetflussdichte
F	N	Kraft
$F_B$	N	Beschleunigungswiderstand
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_K$	N	Kurvenwiderstand
$F_L$	N	Luftwiderstand
$F_{Lag}$	N	Lagerreibungswiderstand
$F_N$	N	Normalkraft, Hochkraft, Reifenaufstandskraft
$F_R$	N	Rollwiderstand
$F_{Rad,ges}$	N	Radwiderstand
$F_{Sch}$	N	Schwallwiderstand
$F_{St}$	N	Steigungswiderstand
$F_{VS}$	N	Vorspurwiderstand
$F_x$	N	Kraft in x-Richtung, Längskraft
$F_y$	N	Kraft in y-Richtung, Seitenkraft, Seitenführungskraft
$F_Z$	N	Zugkraft, Antriebskraft
$F_z$	N	Kraft in z-Richtung, Radlast
$F_{zf}$	N	Zentrifugalkraft
I, i	A	Stromstärke
$I_1$	A	Ständerstrangstrom
J	$\text{kgm}^2$	Massenträgheitsmoment
$J_{red}$	$\text{kgm}^2$	reduziertes Massenträgheitsmoment
L	H	Induktivität
M	Nm	Drehmoment

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$M_i$	Nm	inneres Drehmoment
$M_{\text{korr}}$	Nm	korrigierter Drehmomentenwert
$M_{\text{Rb}}$	Nm	Reibmoment
$P$	W	Leistung
$R$	m	Kurvenradius
$R$	$\Omega$	Widerstand
$U$	V	Spannung
$U_p$	V	Polradspannung
$U_q$	V	Quellenspannung
$X_d$	$V \cdot A^{-1} = \Omega$	Synchronreaktanz

*Lateinische Kleinbuchstaben*

$a$	$m \cdot s^{-2}$	Beschleunigung
$a_{zp}$	$m \cdot s^{-2}$	Zentripetalbeschleunigung
$b$	m	Breite
$c$		Maschinenkonstante
$c_w$		Luftwiderstandsbeiwert
$e$	m	Abstand der angreifenden Kräfte
$f_G$		Getriebefaktor
$f_K$		Kurvenwiderstandsbeiwert
$f_L$	$kg \cdot m^{-1}$	Luftwiderstansfaktor
$f_m$		Drehmassenzuschlagsfaktor
$f_R$		Rollwiderstandsbeiwert
$f_{SP}$		Schwerpunktfaktor
$f_\alpha$		Schräglaufwinkelbeiwert
$f_\kappa$		Wankwinkelfaktor
$f_\mu$	$m^2 \cdot s^{-2}$	Kraftschlussbeanspruchungsfaktor
$f_v$		Nickwinkelfaktor
$g$	$9,81 m \cdot s^{-2}$	Erdbeschleunigung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
h	m	Höhe
j	m	Abstand der beiden Lenkachsen
l	m	Länge, Radstand
$l_h$	m	hinterer Abstand vom Schwerpunkt
$l_v$	m	vorderer Abstand vom Schwerpunkt
m	kg	Masse, Fahrzeugmasse
$m_B$	Nm	Beschleunigungsmoment
$m_p$	$\text{kg} \cdot (\text{kW})^{-1}$	Leistungsgewicht
$m_{\text{ref}}$	kg	Referenzmasse
$m_{\text{ref}}^*$		bezogene Referenzmasse
n	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
n	m	Wasserfilmdicke
$n_{\text{ref}}$	$\text{min}^{-1}$	Referenzdrehzahl
p		Wankparameter
$p_s$	Pa	Staudruck
q		Steigung
r	m	Radius
$r_{\text{dyn}}$	m	dynamischer Reifenhalmmesser, Radius des abrollenden Rades
s	m	Spurbreite
s	m	Weg
$t_z$	s	Zykluszeit
v	$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ , $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Geschwindigkeit, Fahr- bzw. Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{\text{ref}}$	$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ , $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Referenzgeschwindigkeit
$v_{\text{res}}$	$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ , $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	resultierende Anströmungsgeschwindigkeit
$v_W$	$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ , $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Windgeschwindigkeit
w		Führungsgröße
x		Regelgröße
x, y, z		fahrzeugfestes Koordinatensystem
$x_0, y_0, z_0$		ortsfestes Koordinatensystem

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
y		Stellgröße
z		Störgröße
<i>Griechische Buchstaben</i>		
$\alpha$	°	Schräglaufwinkel
$\alpha$	s <sup>-2</sup>	Winkelbeschleunigung
$\alpha_{St}$	°	Neigungswinkel
$\beta$	°	Schwimmwinkel
$\Delta$		Differenz
$\delta_v$	°	Vorderradeinschlagwinkel
$\vartheta$	°	Polradwinkel
$\kappa$	°	Wank- bzw. Querneigungswinkel
$\kappa$	°	Polradsteuerwinkel
$\lambda$		Schlupf, Reifenschlupf
$\mu_G$		Gleitreibungszahl
$\mu_H$		Haftreibungszahl, Kraftschlussbeanspruchung
$\mu\text{-split}$		ungleiche Fahrbahnoberflächen
$\mu_y$		Kraftschlussbeanspruchung
$\nu$	°	Nickwinkel
$\rho$	kg · m <sup>-3</sup>	Luftdichte
$\tau_L$	°	Anströmwinkel
$\tau'_L$	°	Winkel der Windrichtung
$\Phi$	Vs	magnetischer Fluss
$\varphi$	°	Phasenverschiebungswinkel
$\psi$	°	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	s <sup>-1</sup>	Gierwinkelgeschwindigkeit
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\omega}$	s <sup>-1</sup>	Winkelbeschleunigung

---

Formel- zeichen	Bedeutung
<i>Indizes</i>	
A	Anker-
A	Antriebs-
a	kurvenäußere
BE	Belastungseinrichtung
Br	Brems-
BW	Belastungswalze
E	Erreger-
FZ	Fahrzeug
ges	gesamt
grenz	Grenzwert einer Größe
h	hinten
i	kurveninnere
i, 0, 1, 2, 3	Zählvariablen
ist	Istwert einer Größe
K	Kurve-
L	Last-
l	links
M	Motor-
max	maximal
min	minimal
N	Nenn-
q, d	Raumzeigerkomponenten
Rad	Rad-
Reak	Reaktions-
r	rechts
ref	Referenz-
soll	Sollwert einer Größe

Formel- zeichen	Bedeutung
tol	Toleranzbereich
v	vorn
x	Längs-
y	Seiten-, seitlich, Quer-
z	Hoch-
<i>Abkürzungen</i>	
ABS	Antiblockiersystem
AC	Wechselstrom (Alternating Current)
AS	Ansteuersignale
ASR	Antriebsschlupfregelung
BG-BE	Bediengerät der Belastungseinrichtung
BG-FZ	Bediengerät des Fahrzeugantriebes
BUS	Bussystem
C	Steuerung
CPU	Zentraleinheit (Central Processing Unit)
DA I/O	digitale und analoge Ein- und Ausgabebaugruppe
DP	Druckpunkt
DSP	Digitaler Signalprozessor
ESP	Fahrdynamikregelung (Electronic Stability Program)
G	Tachogenerator
GM	Gleichstrommaschine
GNM	Gleichstrom-Nebenschlussmaschine
GR	Gleichrichter
GS-ZK	Gleichspannungs-Zwischenkreis
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor
IGR	Inkrementaler Geber
$\text{Im}\{\}, j$	Imaginärteil
LT	Leistungsteil



---

Formel- zeichen	Bedeutung
M	Mittelpunkt
MP	momentaner Mittelpunkt
N	Nordpol
PC	Personalcomputer
PKW	Personenkraftwagen
RAM	Datenspeicher (Random Access Memory)
Re{}	Realteil
ROM	Befehlsspeicher (Read Only Memory)
RS	Rechnerschnittstelle
S	Südpol
SM	Synchronmaschine
SP	Schwerpunkt
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
ST	Steuerteil
WR	Wechselrichter
$\vec{X}$	Darstellung von Vektoren
$\underline{X}$	Darstellung von Zeigern
X'	Darstellung von transformierten Größen



# 1 Einleitung

Die Forschungsergebnisse in den Gebieten der Energiespeicherung, der Brennstoffzelle bzw. der solaren Stromerzeugung eröffnen neue Perspektiven in der Energienutzung für Elektrofahrzeuge. Der robuste und wartungsfreie Elektromotor konnte sich auf Grund der mangelhaften Energiespeicherung bisher noch nicht in Straßenfahrzeugen durchsetzen. Doch viele Eigenschaften der Elektroantriebe gegenüber einem Verbrennungsantrieb, wie ein großes Moment im Stillstand und in niedrigen Drehzahlbereichen sowie eine getriebelose Drehmomentenregelung, sprechen für einen umweltfreundlichen Einsatz in den Automobilen.

Die zukunftsorientierte Umgestaltung eines herkömmlichen Fahrzeugantriebes in mehrere Elektroantriebe ist eine Möglichkeit aus der Vielzahl von Antriebsvarianten für Elektrofahrzeuge. Ein modernes elektrisches Antriebssystem ist aus einem Elektromotor, einem Stromrichter und einer übergeordneten Steuerung zusammengesetzt. Diese Antriebskonzeption für den Einsatz in Kraftfahrzeugen bildet den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit.

Die allgemeine Voraussetzung für die Erarbeitung von Steueralgorithmen für neue Antriebssysteme besteht in der Analyse der jeweiligen Prozessabläufe. Diesen wesentlichen Ausgangspunkt beinhaltet die Einführung in die Fahrzeugtechnik. Auf Grund der umfangreichen theoretischen Betrachtungen im Gebiet der Kraftfahrzeuge werden im ersten Teil der Arbeit die Grundlagen der Fahrdynamik, des Fahrverhaltens und der Fahrzeugsicherheit in einer sehr knappen Form aufgeführt.

Ausgehend von den fahrzeugtechnischen Grundgleichungen werden in den nachfolgenden Kapiteln programmierbare Strukturen und Algorithmen

erarbeitet, die die Steuerung von zwei einzeln angetriebenen Rädern ermöglichen. Die tiefgreifenden Untersuchungen der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge und die Erprobungen des neuartigen Antriebssystems werden mit Hilfe eines Modells an einem Laborversuchsstand erfolgen. Der Aufbau und die Gestaltung dieses Versuchsstandes für elektrische Fahrzeugantriebe wird mit der Nutzung eines Mehrmotorenantriebssystems realisiert und in einem eigenen Kapitel erläutert. Da die Untersuchung der Energieproblematik kein Bestandteil der Arbeit ist, werden in dem Versuchsstand handelsübliche Geräte mit einer genormten Nennspannung Einsatz finden.

Der Stand der Realisierung des Versuchstandes eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge beschreibt den momentanen Aufbau des Modells und schätzt diese Konzeption kritisch ein. Aus den gewonnenen Ergebnissen wird im fünften Kapitel ein Ausblick für weitere Entwicklungs- und Untersuchungsmöglichkeiten dargestellt.

## 2 Analyse des fahrzeugspezifischen Verhaltens von Kraftfahrzeugen

### 2.1 Regelungstechnische Problematik

Die gegenseitigen Beeinflussungen im Gesamtsystem Kraftfahrer-Fahrzeug-Umwelt charakterisieren das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges [35, 37]. Die aktiven Handlungen des Fahrzeugführers haben Auswirkungen auf das Fahrzeug, die erneute Tätigkeiten vom Fahrer verlangen.

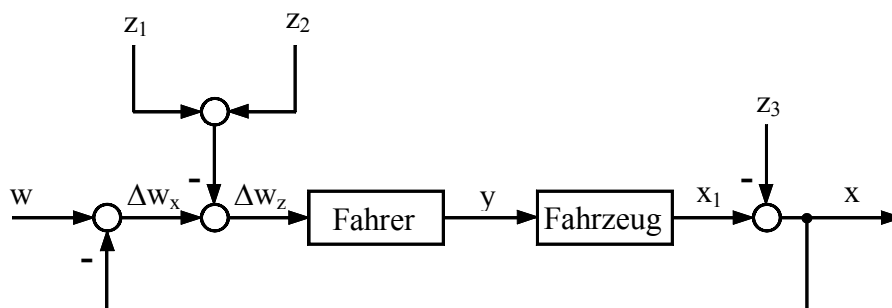


Bild 2-1: Geschlossener Regelkreis des Systems Kraftfahrer-Fahrzeug-Umwelt

$w$	beabsichtigte Fahrzeugbewegung (Ziel, Zeitplan)
$\Delta w_x$	Differenz zwischen beabsichtigter und tatsächlicher Fahrzeugbewegung
$z_1$	Insassen, Erschütterungen, Geräusche
$z_2$	Umwelteinflüsse, Verkehrsgeschehen
$\Delta w_z$	Abweichung der Fahrzeugbewegung nach den Störungen $z_1+z_2$
$y$	Richtungs- und Geschwindigkeitsvorgabe
$x_1$	Radbewegung und -geschwindigkeit
$z_3$	Wind, Fahrbahnbeschaffenheit
$x$	tatsächliche Fahrzeugbewegung (Richtung, Geschwindigkeit)

Diese mit einer Vielzahl von Störungen behaftete Wirkungsweise des Autofahrens kann durch einen geschlossenen Regelkreis [1, 29, 33, 42, 60] beschrieben werden. Der Wirkungsplan dieses Regelkreises ist im Bild 2-1 dargestellt.

Die Aufgabe des Fahrers besteht in einer Führung des Kraftfahrzeuges auf einer geplanten Fahrstrecke. Mit dem Ziel einen definierten Ort in einer bestimmten Zeit zu erreichen, legt der Fahrzeugführer die Fahrtrichtung und die Geschwindigkeit des Fahrzeuges fest. Auf diese Stellgrößen  $y$  reagiert das Fahrwerk mit der Regelgröße  $x_1$ , die sich in dem Radeinschlag, der Beschleunigungs- bzw. der Verzögerungsvorgabe und in den fahrzeugtypischen Eigenschaften, dem Neigen, dem Gieren, dem Wanken und dem Rollen, äußert. Änderungen der Windrichtung bzw. der Windgeschwindigkeit sowie wechselnde Steigungen oder Untergründe der Fahrbahn wirken auf die Fahrzeugbewegung als Störungen  $z_3$  und ergeben die Regelgröße  $x$ , die tatsächlich wirkende Bewegung. Der Kraftfahrer nimmt diesen wirklichen Bewegungsverlauf wahr und vergleicht diesen mit der beabsichtigten Bewegung, der Führungsgröße  $w$ . Die Abweichungen  $\Delta w_x$  zur Richtungs- und Geschwindigkeitsvorgabe veranlassen den Fahrer entsprechende Kurs- und Geschwindigkeitskorrekturen vorzunehmen. Diese Berichtigung der Bewegungsabläufe unterliegt wiederum einer großen Anzahl von Störungen  $z_1+z_2$ . Mitfahrende Fahrzeuginsassen, unvorhersehbare Erschütterungen und Geräusche und Unregelmäßigkeiten des Fahrwerkes lenken den Fahrzeugführer ab. Weiterhin müssen die Umwelteinflüsse, wie Witterungsbedingungen und Straßenbeschaffenheit sowie die Abläufe des Verkehrsgeschehen, wie Sicherheitsabstände, Beschilderungen und Gefahren von ihm registriert und ausgewertet werden.

Die Kraftfahrer in ihrer Individualität haben sich im Laufe der Zeit an die verschiedensten Fahrsituationen in sehr unterschiedlichem Maße angepasst. Aber auf Grund der gegenseitigen Beeinflussung zwischen der Umwelt, dem

Verkehrsgeschehen und dem Menschen ist dieser geschlossene Regelkreis kaum in ein mathematisches Gleichungssystem zu transformieren. Insbesondere zeigt der Mensch als „Regler“ [45] stark nichtlineare, zeitvariante und nur mit stochastischen Methoden zu beschreibende Parameter, welche im wesentlichen von der Tagesverfassung des Fahrers abhängen und reproduzierbare Ergebnisse verhindern.

Aus diesem Grund wird der Begriff Fahrverhalten im weiteren allein auf das Fahrzeug und physikalisch begründete Einflussfaktoren bezogen. Die Bewegungsabläufe können somit unter Berücksichtigung der physikalischen und fahrzeugtechnischen Beziehungen mit mathematischen Gleichungen beschrieben werden. Diese Modellierung des dynamischen Verhaltens gestaltet die Analyse der unterschiedlichsten, auch kritischen, Fahrsituationen unter Beachtung der Randbedingungen aus den Stellgrößen und der Umwelt.

## **2.2 Fahrwiderstände**

### **2.2.1 Einteilung der Fahrwiderstände**

Die Bewegungsabläufe eines Fahrzeuges werden durch die Eigenschaften von Wind und Fahrbahnbeschaffenheiten beeinflusst. Diese gegen die Fahrzeuggichtung und -geschwindigkeit wirkenden Größen sind Gegenkräfte, die als Fahrwiderstände bezeichnet werden [1, 3, 35, 48, 68]. Der Antriebsmotor des Fahrzeuges muss diese Gegenkräfte überwinden, um eine Fortbewegung zu ermöglichen. Die Einteilung der Fahrwiderstände beruht auf Kräften, die am Rad angreifen (Radwiderstände) und Kräften, die auf das gesamte Fahrzeug wirken (Luft-, Steigungs-, Beschleunigungs- und Kurvenwiderstand). Die aufgeführten Fahrwiderstände treten gleichzeitig auf und werden auf Grund einer einfacheren Darstellung aber als einzelne Widerstände unabhängig voneinander betrachtet.

### 2.2.1.1 Radwiderstand

Das Rad [1, 3, 35, 49, 51, 67, 68], bestehend aus Felge und Reifen, überträgt alle erforderlichen Antriebs- und Bremsmomente des Fahrzeuges über die handtellergroßen Reifenaufstandsflächen auf die Fahrbahn. Die entstehende Berührungsfläche zwischen dem Reifen und der Fahrbahn wird in der Fahrzeugtechnik als Latsch bezeichnet. Zur Erläuterung des Radwiderstandes wird von einem unbeschleunigten rollenden Rad ausgegangen, da die Antriebs- und Bremskräfte separat erfasst werden.

Beim Abrollen des Rades auf einem festen ebenen Untergrund entsteht eine Formänderungsarbeit im Reifen. Während des Einlaufens in den Latsch verändert sich das kreisförmige Umfangsband in ein gerades Teilstück. Diese gestauchte Fläche wandelt sich beim Auslaufen aus dem Latsch wieder zurück. Erfolgt eine Fahrt im unbefestigten Gelände so sinkt das Rad weiter ein und die Fahrbahn wird bleibend verformt. Die Verluste der mechanischen Verformung und der Reibung werden in Wärme umgesetzt und ergeben den Rollwiderstand. Die einzelnen Kräfte am unbeschleunigten rollendem Rad sind im Bild 2-2 dargestellt.

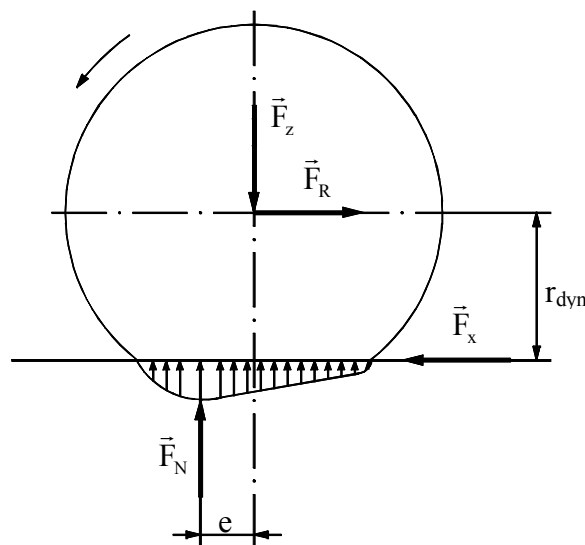


Bild 2-2: Kräfte am unbeschleunigten rollendem Rad



Da die Druckverteilung der Latschfläche unsymmetrisch ist, greift die Radlast  $\vec{F}_z$  als Normalkraft  $\vec{F}_N$  um die Strecke  $e$  vor der Latschmitte an und es entsteht ein Momentengleichgewicht:

$$0 = F_x \cdot r_{\text{dyn}} + F_N \cdot e. \quad (2.1)$$

Die Kraft in Längsrichtung  $\vec{F}_x$  ist dem Rollwiderstand  $\vec{F}_R$  entgegengerichtet und aus der Gleichung 2.1 ergibt sich die Berechnung des Rollwiderstandes zu

$$F_R = -F_x = \frac{e}{r_{\text{dyn}}} F_N. \quad (2.2)$$

Der Quotient aus der Strecke  $e$  und dem dynamischen Radius des abrollenden Rades  $r_{\text{dyn}}$ , in der Fahrzeugtechnik auch dynamische Reifenhalmesser genannt, wird als Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  bezeichnet. Mit der Annahme, dass der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  und die Normalkraft  $F_N$  an allen vier Rädern gleich groß sind, kann die Normalkraft für das auf einer Ebene stehende Fahrzeug durch die Gewichtskraft des Fahrzeuges  $F_G$  ersetzt werden:

$$F_R = f_R \cdot F_G. \quad (2.3)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert wächst mit einer höheren Geschwindigkeit weiter an. Aus der Wellenbildung über dem Reifenumfang und der größeren Verlusttemperatur auf Grund von Reibung ergibt sich ein progressiver Anstieg:

$$f_R = f_{R,0} + f_{R,1} \left( \frac{v}{100 \frac{\text{km}}{\text{h}}} \right) + f_{R,4} \left( \frac{v}{100 \frac{\text{km}}{\text{h}}} \right)^4. \quad (2.4)$$

In Abhängigkeit von der Abweichung des Reifendruckes zum Nenndruck bei jeweils konstanter Last berechnet sich der Rollwiderstandsbeiwert mit den unterschiedlichen Koeffizienten  $f_{R,0}$ ,  $f_{R,1}$ ,  $f_{R,4}$  [35] nach Gleichung 2.4, wenn die

Geschwindigkeit  $v$  in km/h eingesetzt wird. Das Bild 2-3 zeigt den Rollwiderstandsbeiwert für unterschiedliche Reifenbauarten.

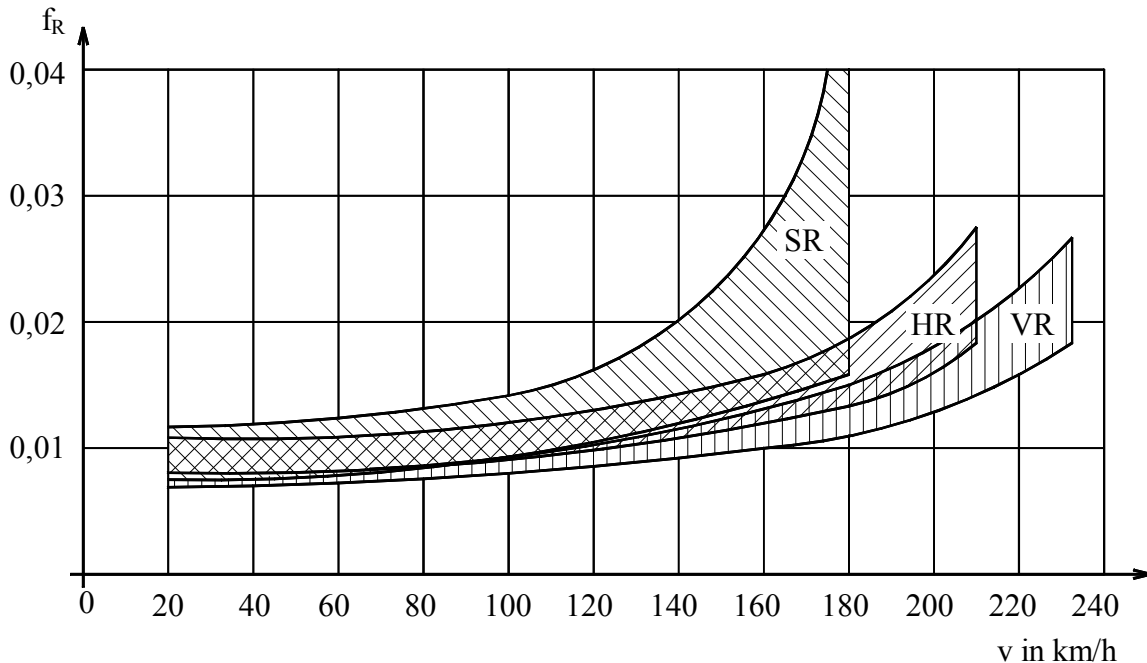


Bild 2-3: Rollwiderstandsbeiwert für unterschiedliche Reifenbauarten

- |   |                                       |
|---|---------------------------------------|
| S | Geschwindigkeitsbereich bis 180 km/h  |
| H | Geschwindigkeitsbereich bis 210 km/h  |
| V | Geschwindigkeitsbereich über 210 km/h |
| R | Radialreifen                          |

Auf einer nassen Fahrbahn bildet sich zwischen der Straße und dem Latsch ein Wasserkeil. Die Profile des Reifens müssen diesen Wasserfilm ableiten, um eine hohe Aufstandsfläche beibehalten zu können. Schafft der Reifen es nicht mehr die Wassermengen zu verdrängen, schwimmt der Reifen auf der Fahrbahn, es kommt zum sogenannten Aquaplaning. Dieser Radwiderstandsanteil, Schwallwiderstand  $F_{Sch}$  genannt, hängt von der Fahrgeschwindigkeit  $v$ , der Reifenbreite  $b$  und der Wasserfilmdicke  $n$  ab:

$$F_{Sch} \sim bv^n. \quad (2.5)$$

In den Radlagern eines Fahrzeuges treten Reibungsverluste auf. Diese zu überwindende Reibarbeit der Lager  $F_{Lag}$  fließt in den Radwiderstand ein. Die Vorderräder weisen eine gewollte Schrägstellung beim geradeausfahrenden Kraftfahrzeug auf. Durch die am Reifen angreifenden Längskräfte kompensiert diese Vorspur die elastokinematischen Effekte. Die Komponenten der Längskräfte wirken der Fahrtrichtung entgegen und werden im Vorspurwiderstand  $F_{VS}$  zusammengefasst.

Der Radwiderstand  $F_{Rad,ges}$  setzt sich aus dem Rollwiderstand  $F_R$ , dem Schwallwiderstand  $F_{Sch}$ , den Verlusten aus der Lagerreibung  $F_{Lag}$  und dem Vorspurwiderstand  $F_{VS}$  zusammen.

$$F_{Rad,ges} = F_R + F_{Sch} + F_{Lag} + F_{VS} \quad (2.6)$$

Werden die einzelnen Komponenten des Radwiderstandes zahlenmäßig betrachtet, ist der Radwiderstand bei der Geradeausfahrt auf einer trockenen Fahrbahn praktisch gleich dem Rollwiderstand:

$$F_{Rad,ges} \approx F_R = f_R \cdot F_G \quad (2.7)$$

Die Einflüsse einer nassen Fahrbahn werden in dem Kraftschlussbeiwert oder der sogenannten Haftreibungszahl  $\mu_H$  (Kapitel 2.2.3) berücksichtigt.

### 2.2.1.2 Luftwiderstand

In einem eigenen Gebiet der Kraftfahrzeugtechnik wird die Aerodynamik an Fahrzeugen [20] intensiv untersucht. Der Fahrtwind umströmt ein Kraftfahrzeug entgegengesetzt seiner Fahrtrichtung. An dem umströmten Fahrzeugkörper entsteht eine Luftwiderstandskraft, die sich aus dem Form- und Druckwiderstand, dem Oberflächenwiderstand (Reibungswiderstand) und dem Durchströmwiderstand (Strömung durch den Motorraum) zusammensetzt. Die Druck-

erhöhung an Hindernissen bzw. Körpern, auch Staudruck  $p_s$  in der Aerodynamik genannt [10, 15, 44], berechnet sich bei turbulenten Strömungen aus dem Produkt der halben Luftdichte und dem Quadrat der Geschwindigkeit:

$$p_s = \frac{\rho}{2} v^2. \quad (2.8)$$

Die Form des Körpers, die angeströmte Projektionsfläche  $A$  in Bewegungsrichtung, die Luftdichte  $\rho$  und das Quadrat der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit  $v_{res}$  ergeben den Luftwiderstand  $F_L$  [1, 35, 48, 67, 68]:

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{res}^2. \quad (2.9)$$

Der dimensionslose Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$ , begründet durch die Fahrzeuggestaltung [3], ist die Vergleichsgröße zur relativen Angabe des Luftwiderstandes bei Geradeausfahrt. Der Flächenschwerpunkt der angeströmten Projektionsfläche in Bewegungsrichtung wird als Druckpunkt DP eines Fahrzeuges bezeichnet. Bei seitlich einwirkendem Wind, der in diesem Druckpunkt angreift, setzt sich die resultierende Anströmungsgeschwindigkeit  $v_{res}$  mit dem Anströmwinkel  $\tau_L$  aus der vektoriellen Addition [9] der negativen Fahrgeschwindigkeit  $\vec{v}$  und der Windgeschwindigkeit  $\vec{v}_w$  (Bild 2-4) zusammen.

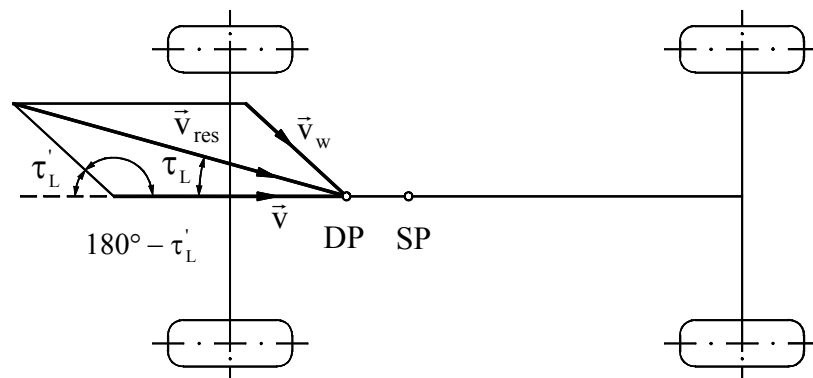


Bild 2-4: Grafische Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren

$$\vec{v}_{\text{res}} = \vec{v} + \vec{v}_W \quad (2.10)$$

Die grafische Darstellung der Gleichung 2.10 zeigt das Bild 2-4. Eine Berechnung der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit  $v_{\text{res}}$  wird aus den Geschwindigkeiten des Fahrzeuges und des Windes sowie aus dem Winkel der Windrichtung  $\tau'_L$  mit Hilfe des Kosinussatzes [6] ermöglicht:

$$v_{\text{res}} = \sqrt{v^2 + v_W^2 - 2 \cdot v \cdot v_W \cdot \cos(180^\circ - \tau'_L)}. \quad (2.11)$$

### 2.2.1.3 Steigungswiderstand

Beim Befahren von Straßenneigungen (Bild 2-5) muss der Steigungswiderstand [1, 35, 48, 67, 68], in der Physik [10, 15] als Hangabtriebskraft bezeichnet, überwunden werden. Aus dem Produkt der Gewichtskraft des Fahrzeuges  $F_G$  und dem Sinus des Neigungswinkels  $\alpha_{\text{St}}$  ergibt sich nach Gleichung 2.12 der Steigungswiderstand  $F_{\text{St}}$ .

$$F_{\text{St}} = F_G \cdot \sin \alpha_{\text{St}} \quad (2.12)$$

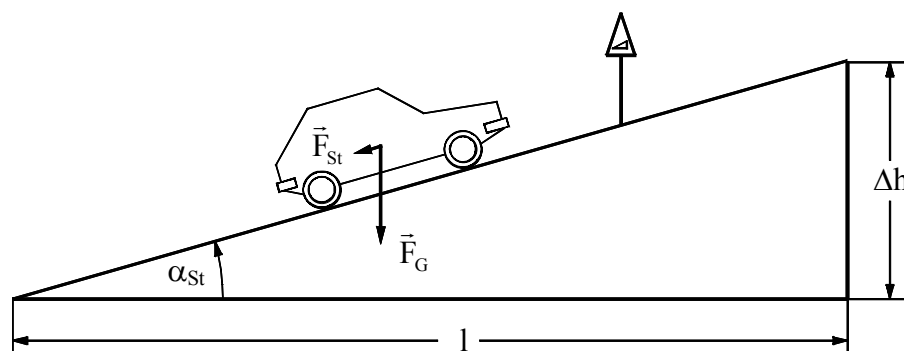


Bild 2-5: Fahrzeug auf einer Steigung

Die Steigung  $q$  berechnet sich:

$$q = \tan \frac{\Delta h}{100\text{m}} = \tan \alpha_{\text{St}}. \quad (2.13)$$

Mit der Vereinfachung für kleine Winkel ( $\alpha \leq 5^\circ$ )

$$\tan \alpha_{St} \approx \sin \alpha_{St} \quad (2.14)$$

ergibt sich der Steigungswiderstand aus Gleichung 2.12 zu

$$F_{St} = F_G \cdot q. \quad (2.15)$$

#### 2.2.1.4 Beschleunigungswiderstand

Die Veränderung der Fahrzeuggeschwindigkeit erfordert eine translatorische und rotatorische Beschleunigung bzw. Verzögerung der Massen, die im Beschleunigungswiderstand  $F_B$  [1, 35, 48, 67, 68] zusammengefasst werden:

$$F_B = m \cdot a + \frac{m_B}{r_{dyn}}, \quad (2.16)$$

$$F_B = m \cdot a + \frac{\sum_{i=1}^n J_i \cdot \dot{\omega}_i}{r_{dyn}}. \quad (2.17)$$

Der erste Summand des Beschleunigungswiderstandes wird aus der Fahrzeugmasse und der Geschwindigkeitsänderung pro Zeiteinheit bestimmt. Die Summe der Massenträgheitsmomente des zweiten Summanden beinhaltet alle mit den Rädern gekoppelten rotierenden Massen wie Reifen, Bremstrommeln, Gelenkwellen, Getrieberäder, Motorschwungrad, Triebwerksteile etc.. Diese verschiedenen Trägheitsmomente und deren unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten werden mit den Übersetzungsverhältnissen der zwischengeschalteten Getriebe auf die Winkelgeschwindigkeit des Rades bezogen [25, 31, 54, 57, 64]. Es ergibt sich mit den reduzierten Massenträgheitsmomenten:

$$F_B = m \cdot a + \frac{\sum_{i=1}^n J_{i,\text{red}} \cdot \dot{\omega}_R}{r_{\text{dyn}}}, \quad (2.18)$$

$$F_B = m \cdot a + \frac{\sum_{i=1}^n J_{i,\text{red}}}{r_{\text{dyn}}^2} a. \quad (2.19)$$

Die Summe des Beschleunigungswiderstandes wird mit der Umrechnung auf die Gewichtskraft

$$F_B = \left( 1 + \frac{\sum_{i=1}^n J_{i,\text{red}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}^2} \right) \cdot m \cdot a, \quad (2.20)$$

$$F_B = \left( 1 + \frac{\sum_{i=1}^n J_{i,\text{red}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}^2} \right) \cdot F_G \cdot \frac{a}{g} \quad (2.21)$$

und mit der Einführung des Drehmassenzuschlagsfaktors  $f_m$

$$f_m = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n J_{i,\text{red}}}{m \cdot r_{\text{dyn}}^2} \quad (2.22)$$

vereinfacht und in Gleichung 2.23 überführt:

$$F_B = f_m \cdot F_G \cdot \frac{a}{g}. \quad (2.23)$$

Die Größenordnung des dimensionslosen Drehmassenzuschlagsfaktors  $f_m$  in Abhängigkeit von den Übersetzungsverhältnissen (unterschiedliche Gänge) zwischen dem Motor und den Antriebsrädern liegen für verschiedene Fahrzeugtypen [35, 68] in dem Bereich von 1,05 bis 1,5.

### 2.2.1.5 Kurvenwiderstand

Die Änderung der Bewegungsrichtung des Fahrzeuges erfolgt über die Aufnahme von Seitenkräften an den Rädern. Zur Kurshaltung während einer Kurvenfahrt sind diese Seitenführungskräfte des Luftreifens (siehe Kapitel 2.3) von großer Bedeutung und verursachen den Kurvenwiderstand  $F_K$  [35, 37, 68]. Diese Widerstandskraft kann von jedem Kraftfahrer bei einer unbeschleunigten Kurvenfahrt durch eine Verminderung der Geschwindigkeit wahrgenommen werden. Aus dem Kräftegleichgewicht des sich bewegenden Fahrzeuges, das erst im Kapitel 2.5 Bewegungsgleichungen erläutert wird, ergibt sich der Kurven- bzw. Krümmungswiderstand  $F_K$ :

$$F_K = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \left( \frac{l_h}{l} \sin \alpha_v + \frac{l_v}{l} \sin \alpha_h \right). \quad (2.24)$$

Das Produkt aus der Zentripetalbeschleunigung [20] und den Achsabständen zum Schwerpunkt wird unter Einbeziehung der Gewichtskraft  $F_G$  mit dem Kurvenwiderstandsbeiwert  $f_k$  ersetzt

$$f_k = \frac{v^2}{g \cdot R} \cdot \left( \frac{l_h}{l} \sin \alpha_v + \frac{l_v}{l} \sin \alpha_h \right) \quad (2.25)$$

und vereinfacht somit die Berechnungsgleichung des Kurvenwiderstandes:

$$F_K = f_k \cdot F_G. \quad (2.26)$$

## 2.2.2 Gesamtfahrwiderstand - Zugkraft

Der Gesamtfahrwiderstand setzt sich aus den einzelnen Fahrwiderständen zusammen und wird als Zugkraft  $F_Z$  [1, 35, 48, 68] bezeichnet:

$$F_Z = F_{\text{Rad,ges}} + F_L + F_{\text{St}} + F_B + F_K. \quad (2.27)$$



Das vom Fahrzeugmotor aufzubringende Gesamtmoment  $M_M$  bezogen auf den dynamischen Reifenhalmmesser  $r_{\text{dyn}}$  ergibt die Antriebskraft, die betragsmäßig gleich der Zugkraft ist und zur Überwindung der einzelnen Widerstände dient.

$$F_Z = \frac{M_M}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.28)$$

Werden die Einzelwiderstände aus den Gleichungen 2.7, 2.9, 2.15, 2.23 und 2.26 in die obige Gleichung 2.27 eingesetzt, dann kann die Zugkraft aus

$$F_Z = f_R \cdot F_G + c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{res}}^2 + F_G \cdot q + f_m \cdot F_G \cdot \frac{a}{g} + f_k \cdot F_G \quad (2.29)$$

oder in der vereinfachten Schreibweise aus

$$F_Z = \left( f_R + q + f_m \frac{a}{g} + f_k \right) F_G + c_w A \frac{\rho}{2} v_{\text{res}}^2 \quad (2.30)$$

berechnet werden. Somit entsteht eine der wichtigsten Gleichungen der Fahrzeugtechnik.

Eine beabsichtigte Geschwindigkeit, die durch eine eingestellte Antriebskraft hervorgerufen wird, erreicht der Fahrzeugführer über die Bedienelemente Gaspedal, Kupplung und Schaltgetriebe [1, 35, 68]. Die Gaspedalstellung gibt dem Motor ein bestimmtes Drehmoment vor. Mit Hilfe der Kupplung kann die Motorleistung (siehe Gleichung 2.31) bei einem konstanten Motordrehmoment von der Drehzahl Null bis zur Motordrehzahl gedrosselt an das Schaltgetriebe abgegeben werden:

$$P_M = M_M \cdot 2\pi n_M \quad (2.31)$$

Die einzelnen Gänge des Schaltgetriebes besitzen feste Übersetzungsverhältnisse, die jeweils einen Geschwindigkeitsbereich für minimale und maximale

Motordrehzahlen ergeben. Jeder Gang kann annähernd mit der maximalen Motorleistung betrieben werden. Auf Grund der beispielsweise vier festen Drehzahlverhältnisse ergibt sich aus der Gleichung 2.31 mit den Grundgleichungen

$$M = F \cdot r \quad (2.32)$$

$$\omega = 2\pi n = \frac{v}{r} \quad (2.33)$$

eine bestimmte Zugkraft pro Gang:

$$P_M = F_Z \cdot v. \quad (2.34)$$

Das Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm im Bild 2-6 stellt die Gleichung 2.34 grafisch dar. Die gestrichelte Linie im  $F_Z$ - $v$ -Diagramm zeigt das ideale Zugkraftkennfeld, welches von den Getriebegängen nur teilweise erreicht wird.

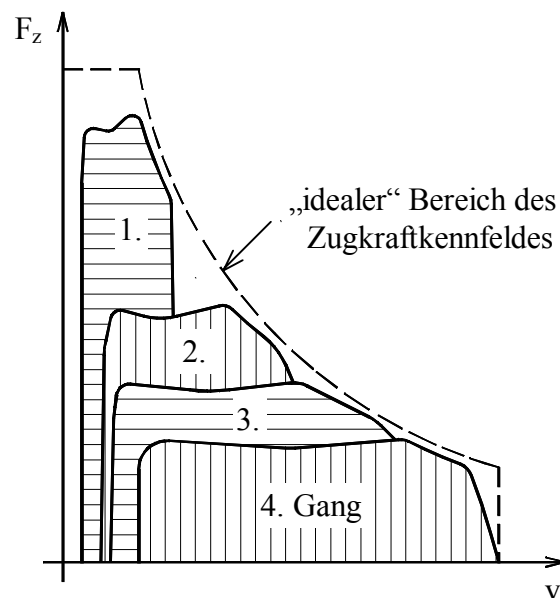


Bild 2-6: Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm

An das Schaltgetriebe schließt sich das Differentialgetriebe an. Dieses Ausgleichsgetriebe ermöglicht unterschiedliche Raddrehzahlen bei Kurvenfahrt

(Kapitel 2.4) und sorgt für eine gleichmäßige Verteilung der Motordrehmomente an den einzelnen Antriebsrädern. Jedes der angetriebenen Räder, ausgehend von einem gleichen dynamischen Reifenhalmmesser, überträgt somit den selben Anteil der Antriebskraft auf die Fahrbahn.

## **2.3 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn**

### **2.3.1 Reifenkräfte**

Die Reifen sind das Verbindungselement zwischen Fahrzeug und Fahrbahn und tragen entscheidend zur Sicherheit des Fahrzeuges bei. Dabei werden Antriebs-, Brems- und Seitenkräfte von ihnen übertragen. Die Beurteilungsmerkmale für einen Reifen sind der Geradeauslauf, die Kurvenstabilität, die Haftung auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen, die Haftung bei unterschiedlicher Witterung, das Lenkverhalten, die Haltbarkeit und die Wirtschaftlichkeit. Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften des Reifens besitzen weiterhin eine große Bedeutung für das Schwingungsverhalten und die Laufruhe des Fahrzeuges [36]. Die Reifenkräfte setzen sich aus der Reifenaufstands- bzw. Hochkraft, der Längskraft und einer Seitenkraft zusammen.

#### **2.3.1.1 Hochkraft**

Die Hochkraft  $F_N$  [35, 68] eines Rades, auch Reifenaufstandskraft oder Normalkraft genannt, wirkt senkrecht zur Fahrbahn zwischen Reifen und Straße. Sie ist ein Teil der gesamten Gewichtskraft des Fahrzeuges einschließlich seiner Ladung und abhängig vom Steigungs- und Neigungswinkel der Fahrbahn, auf der das Fahrzeug steht. Diese Belastung bewirkt ein Zusammendrücken des elastischen Luftreifens. Im Kontaktbereich mit der Fahrbahn bildet sich dadurch

eine Aufstandsfläche, der sogenannte Latsch. Da auch die Seitenwände des Reifens von der entstehenden Verformung betroffen sind, kann sich die Aufstandskraft nicht gleichmäßig verteilen. Es liegt eine trapezförmige Druckverteilung vor. Die Seitenwände des Reifens nehmen die Kräfte auf und der Reifen verformt sich je nach Belastung.

### 2.3.1.2 Längskraft

Der Reifen überträgt die Antriebs- und Bremskräfte in Umfangsrichtung, als Längskräfte  $F_x$  [35, 68] bezeichnet, auf die Fahrbahn. Bei der kraftschlüssigen Verbindung zwischen Reifen und Fahrbahn ist der Maximalwert der Kräfte in Längsrichtung durch die Reibungsverhältnisse in der Aufstandsfläche begrenzt. Diese Reibung wird durch sandige, lose Untergründe oder zusätzliche Nässe (Regen, Pfützenbildung) verringert oder durch Glatteis sogar fast aufgehoben. Die maximal übertragbare Längskraft  $F_{x,\max}$  ist proportional zur Normalkraft  $F_N$  und hängt von der Haftreibungszahl  $\mu_H$  ab:

$$F_{x,\max} = \mu_H \cdot F_N, \quad (2.35)$$

$$F_{x,G} = \mu_G \cdot F_N. \quad (2.36)$$

Wird am Rad ein größeres Antriebs- oder Bremsmoment als zulässig angelegt, dreht das Rad durch oder blockiert. Es tritt zwischen Reifen und Fahrbahn ein Gleiten auf. Die beim Gleiten übertragene Kraft wird durch die Gleitreibungszahl  $\mu_G$ , die kleiner als die Haftreibungszahl ist, bestimmt (Gleichung 2.36).

### 2.3.1.3 Seitenkraft

Zum Kurshalten eines Fahrzeuges und zur Aufnahme der Fliehkräfte sind die Seitenführungskräfte [1, 3, 37, 49, 51, 68] von entscheidender Bedeutung. Über die Luftreifen müssen die zur Änderung der Bewegungsrichtung erforderlichen

seitlichen Kräfte aufgebracht werden. Bei einer Veränderung des Lenkwinkels wird das Rad zu seiner ursprünglichen Bewegungsrichtung verdreht. Durch diese Verdrehung wird der elastische Reifen im Bereich der Aufstandsfläche seitlich deformiert und es entsteht eine Seitenkraft  $F_y$  (Bild 2-7a), die von der Reifenaufstandskraft abhängig ist. Wird diese Seitenkraft auf die Normalkraft bezogen, kann eine seitliche Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_y$ , oder auch seitliche Reibungszahl genannt, definiert werden:

$$F_y = \mu_y \cdot F_N. \quad (2.37)$$

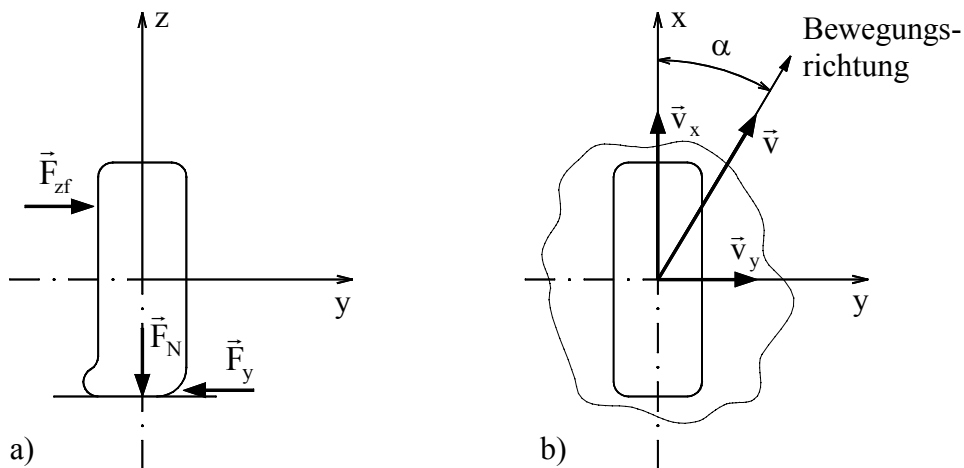


Bild 2-7: Rad unter Schräglauflauf

- a) Darstellung der Kräfte (von vorn gesehen)
- b) Darstellung der Geschwindigkeiten (von oben gesehen)

Das Rad läuft unter einem Schräglauflaufwinkel  $\alpha$  von der Richtung der Felgenebene  $x$  weg. Der Geschwindigkeitsvektor im Radaufstandspunkt schließt im Radmittelpunkt, wie im Bild 2-7b gezeigt, den Schräglauflaufwinkel ein. In der Reifenaufstandsfläche entsteht eine seitliche Gleitgeschwindigkeit:

$$v_y = v \cdot \sin \alpha. \quad (2.38)$$

Die Seitenkraft  $F_y$  und der Schräglauflaufwinkel  $\alpha$  sind nicht proportional zueinander. Deshalb wird die Seitenkraft direkt über dem Schräglauflaufwinkel, mit der

Normalkraft als Parameter, aufgetragen. Bei einer Vergrößerung des Schräglaufwinkels bleiben nicht mehr alle Punkte der Reifenaufstandsfläche auf der Fahrbahn haften, sondern beginnen zu gleiten. Während des Gleitens wächst die Seitenkraft  $F_y$  langsamer an als der Schräglaufwinkel. Es ergibt sich ein degenerativer Verlauf im Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm, siehe Bild 2-8. Neben dem Diagramm des Bildes 2-8 ist auch die im Bild 2-9 gezeigte Darstellung der Seitenkraft  $F_y$  über der Normalkraft  $F_N$ , mit Schräglaufwinkel  $\alpha$  als Parameter, üblich.

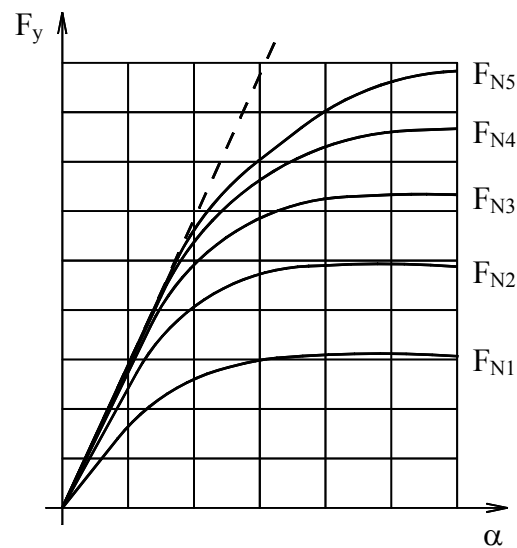


Bild 2-8: Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm

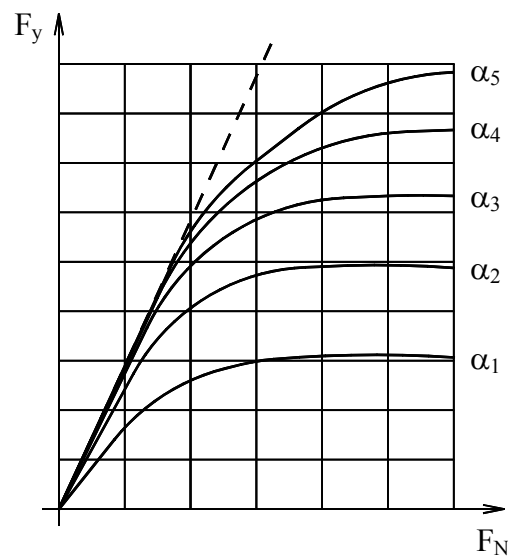


Bild 2-9: Seitenkraft-Normalkraft-Diagramm

### 2.3.2 Reifenschlupf

Beim Beschleunigen sowie beim Bremsen des Fahrzeuges kommt es zu Veränderungen in der Radgeometrie der angetriebenen Räder. Der Abstand  $e$  zwischen der Kraftwirkungslinie der Normalkraft und der Symmetrieachse des Rades ändert sich durch die unterschiedlichen Druckverhältnisse im Latsch des Reifens. Auf Grund der variablen Radbelastungen nimmt auch der dynamische Reifenhalmmesser  $r_{\text{dyn}}$  andere Werte an, der unterschiedliche Geschwindigkeiten an den Antriebsrädern und an den nicht angetriebenen Rädern hervorruft. Diese auf die größere Geschwindigkeit bezogene Differenz zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und der Radgeschwindigkeit  $v_{\text{Rad}}$  wird Reifenschlupf genannt [36, 37, 49, 68]. Bei dem in Längsrichtung wirkende Schlupf, als Längsschlupf  $\lambda_x$  bezeichnet, wird zwischen Antriebsschlupf

$$\lambda_{x,A} = \frac{v_{\text{Rad}} - v}{v_{\text{Rad}}} \cdot 100\% \quad (2.39)$$

und Bremsschlupf

$$\lambda_{x,Br} = \frac{v - v_{\text{Rad}}}{v} \cdot 100\% \quad (2.40)$$

unterschieden. Die Reibungszahl  $\mu$  ist unter anderem vom Schlupf abhängig (Bild 2-10). Die maximale Kraftschlussbeanspruchung ist durch die Haftreibungszahl  $\mu_H$  gegeben. Bei heutigen PKW-Reifen liegt sie bei 10 % bis 25 % Schlupf. In diesem Bereich arbeiten Antiblockiersystem und Antriebsschlupfregelung. Bei einem Wert von 100 % sinkt die Reibungszahl auf die Gleitreibungszahl  $\mu_G$ . Die Strecke zwischen Haftreibungszahl  $\mu_H$  und Gleitreibungszahl  $\mu_G$  ist ein instabiler Bereich, d. h. dass der Schlupf nach Überschreiten des Kurvenmaximums sofort auf 100 % anwächst und das Rad in den Gleitzustand übergeht.

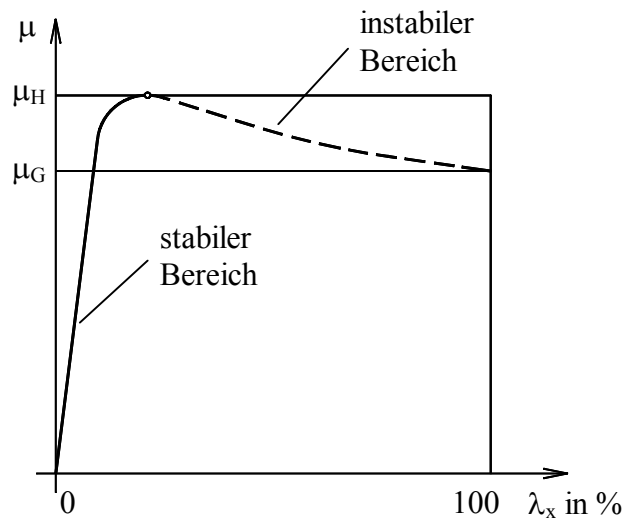


Bild 2-10: Verlauf der Reibungszahlen

Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn wird durch den Schlupf beeinflusst. Die Reibung des Reifens verhält sich zu seinem Schlupf beim Bremsen und Beschleunigen etwa gleich. Bei einem geringen Schlupfwert bewegen sich Brems- und Beschleunigungsvorgänge im stabilen Bereich. Erreicht der Schlupfwert einen zu hohen Wert, gerät das Fahrverhalten in den instabilen Bereich. Eine weitere Erhöhung des Schlupfes bewirkt eine Verkleinerung des Kraftschlusses. Beim Bremsen neigt das Rad zum Blockieren. Beim Beschleunigen wiederum liegt ein zu hohes Antriebsmoment vor, das Rad neigt zum Durchdrehen.

## 2.4 Lenkgeometrie

Bei langsamer Kurvenfahrt, z. B. beim Einparken, sind die Fliehkräfte gleich Null und es treten an den Rädern keine Seitenkräfte und somit auch keine Schräglaufwinkel auf. Dabei müssen die Vorderräder so eingeschlagen werden, dass sich die Verlängerung der Achsen in einem gemeinsamen Punkt M auf der Verlängerung der un gelenkten Hinterachsen treffen. Aus dieser klassischen



Lenkung (Bild 2-11), der sogenannten Ackermann-Lenkung [37, 49, 50], ergeben sich sehr große Radeinschläge mit unterschiedlichen Vorderradeinschlagwinkeln.

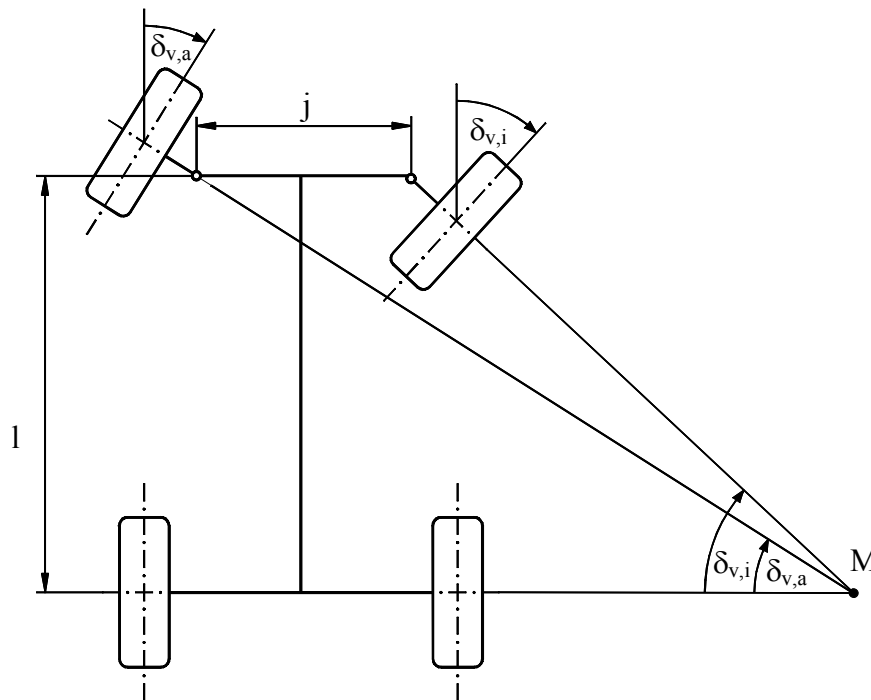


Bild 2-11: Lenkgeometrie der Ackermann-Lenkung

Mit dem Abstand der beiden Lenkachsen  $j$  und dem Radstand  $l$  kann ausgehend von dem größeren, inneren Winkel  $\delta_{v,i}$ , der Sollwert der Lenkung des äußeren Winkels  $\delta_{v,a}$ , auch Ackermannwinkel genannt, berechnet werden:

$$\cot \delta_{v,a} = \cot \delta_{v,i} + \frac{j}{l}. \quad (2.41)$$

Dieser Winkel hat eine große Bedeutung für die Berechnung des Spurbreitesdurchmessers, der wiederum den Wendekreis eines Fahrzeuges bestimmt.

Bei modernen Lenkungen [37, 49, 50, 68] wird das kurvenäußere Rad stärker und das kurveninnere Rad schwächer als bei der Ackermann-Lenkung eingeschlagen, es entstehen zwei gleichgroße Winkel an den Vorderrädern. Dieses

begründet sich in einer zu erhöhenden Seitenführung der Reifen und in einer verbesserten Platzausnutzung im Kotflügel. Die Verlängerungen der Achsen treffen sich nun nicht mehr in einem Punkt, sondern laufen parallel zu einander.

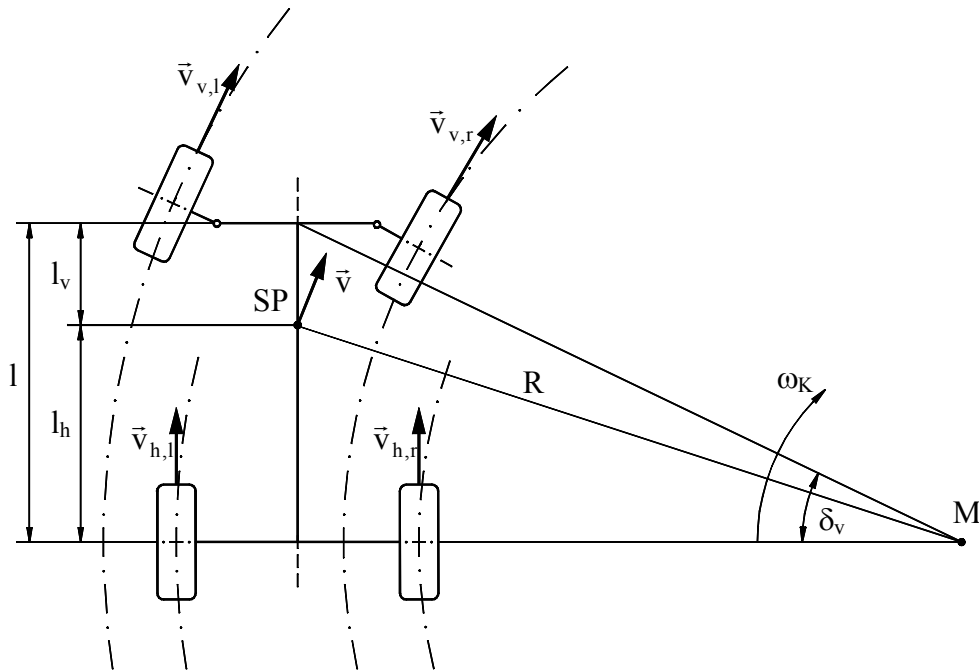


Bild 2-12: Geschwindigkeitsvektoren an den Rädern

Der für beide Räder gleiche Vorderradeinschlagwinkel  $\delta_v$  berechnet sich mit dem in Bild 2-12 dargestellten rechtwinkligen Dreieck.

$$\delta_v = \arctan \frac{l}{\sqrt{R^2 - l_h^2}} \quad (2.42)$$

Auf Grund der unterschiedlichen Radien zwischen den einzelnen Rädern und dem Kurvenmittelpunkt ergibt sich aus der Winkelgeschwindigkeit der Kurvenfahrt  $\omega_K$  an jedem Rad mit gleichem dynamischen Reifenhalmmesser eine andere Geschwindigkeit (Bild 2-12). Bei den Antriebsrädern werden diese verschiedenen Radgeschwindigkeiten bei einem Drehmoment gleicher Größe mit Hilfe des Differentialgetriebes erreicht.

## 2.5 Bewegungsgleichungen

### 2.5.1 Einspurmodell

Zur besseren Erklärung der fahrdynamischen Zusammenhänge und zur einfacheren Untersuchung des Fahrverhaltens bei Kurvenfahrten werden in der Fahrzeugtechnik theoretische Ersatzmodelle verwendet. Anhand der vereinfachten Lenkgeometrie (Kapitel 2.4) werden die linken und rechten Räder in einem Rad pro Achse zusammengefasst. Es entsteht das in Bild 2-13 dargestellte Einspurmodell [37, 68]. In diesem Modell liegt der Schwerpunkt SP des Fahrzeuges in Fahrbahnhöhe und die Radlaständerungen (Wank- und Nickbewegungen) werden vernachlässigt.

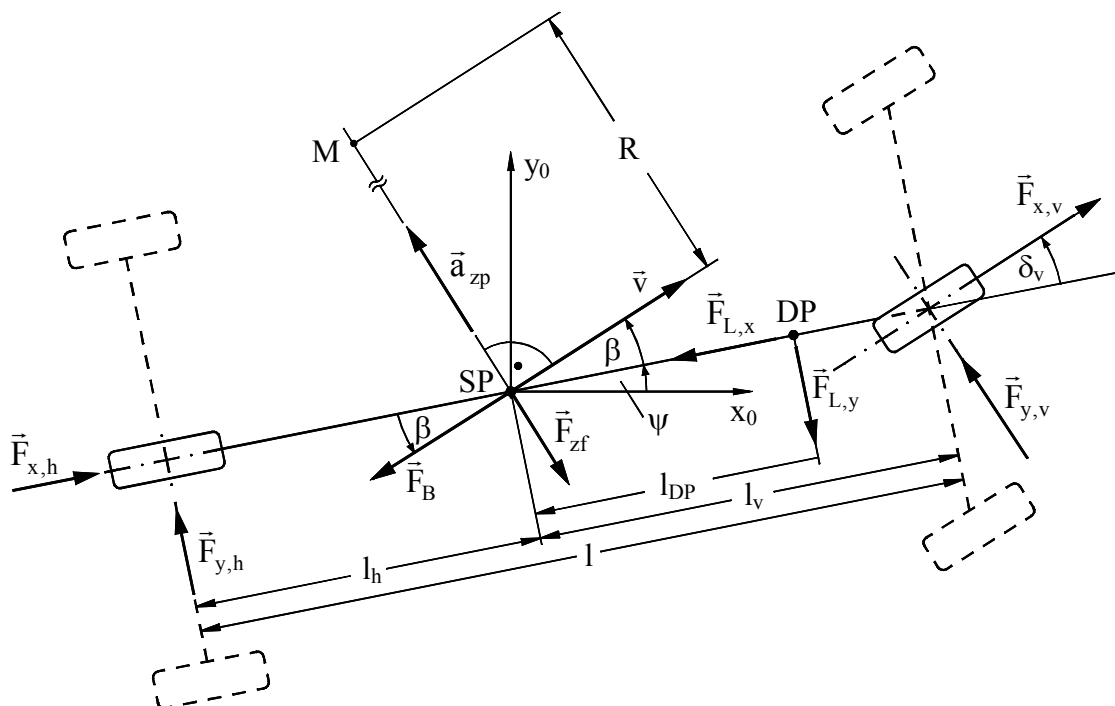


Bild 2-13: Einspurmodell

Das Fahrzeug führt bei der Kurvenfahrt eine Kreisbewegung mit dem Kurvenradius  $R$  um den momentanen Mittelpunkt  $M$  durch. Mit dem Vorderradeinschlagwinkel  $\delta_v$ , der einer ständigen Änderung unterliegt, wird die Lenk-

bewegung und somit die Kurvenbahn aktualisiert. Die zur Beschreibung der Kurvenbewegung notwendigen physikalischen Größen werden im Schwerpunkt des Fahrzeuges angetragen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit  $\bar{v}$  und die Beschleunigungskraft  $\vec{F}_B$  des Fahrzeuges sind tangentielle Größen zur Bahnkurve. Die Zentripetalbeschleunigung  $\bar{a}_{zp}$  zeigt zum Mittelpunkt hin und die sich daraus ermittelte Zentrifugal- bzw. Fliehkraft  $\vec{F}_{zf}$  ist entgegengerichtet. Die Beträge dieser Größen [10, 15] berechnen sich aus den Gleichungen 2.43 bis 2.45:

$$F_B = ma \quad (\text{mit } f_m \rightarrow 1) \quad (2.43)$$

$$a_{zp} = \frac{v^2}{R} \quad (2.44)$$

$$F_{zf} = m \frac{v^2}{R}. \quad (2.45)$$

Der sich zwischen dem Geschwindigkeitsvektor und der Fahrzeugmittellinie ergebene Winkel wird in der Fahrzeugtechnik als Schwimmwinkel  $\beta$  bezeichnet. Der Gierwinkel  $\psi$  ergibt sich aus der Drehung des Fahrzeuges von dem ortsfesten Koordinatensystem  $x_0, y_0$  zur Fahrzeugmittellinie. Die Gegenkraft des Windes, die im Druckpunkt DP angreift, sowie die Kräfte der vorderen und hinteren Räder sind in die Längs- und Querkomponenten zerlegt. Aus dem Einspurmodell mit den eingezeichneten physikalischen Größen lassen sich die Bewegungsgleichungen aus dem Kräftegleichgewicht in Längsrichtung

$$m \frac{v^2}{R} \sin \beta - ma \cos \beta + F_{x,h} - F_{L,x} + F_{x,v} \cos \delta_v - F_{y,v} \sin \delta_v = 0 \quad (2.46)$$

und in Querrichtung aufstellen.

$$m \frac{v^2}{R} \cos \beta + ma \sin \beta - F_{y,h} + F_{L,y} - F_{x,v} \sin \delta_v - F_{y,v} \cos \delta_v = 0 \quad (2.47)$$

## 2.5.2 Bewegungsgleichung in Längsrichtung

Die Bewegungsgleichung in Längsrichtung 2.46 kann als geradlinige und beschleunigte Bewegung in einer Ebene behandelt werden, wenn der Schwimmwinkel und Vorderradeinschlagwinkel Null gesetzt werden ( $\beta = 0$ ,  $\delta_v = 0$ ). Es ergibt sich die Gleichung 2.48.

$$F_{x,v} + F_{x,h} = ma + F_{L,x} \quad (2.48)$$

Bei einem ideal rollendem Rad ( $\lambda_x \rightarrow 0$ ) ist der Rollwiderstand vernachlässigbar klein. Der Steigungs- und Kurvenwiderstand haben auf Grund der oben genannten Bedingungen keinen Einfluss. Aus dieser vereinfachten Bewegungsgleichung 2.48 kann eine Identität zur Berechnung der Zugkraft in Gleichung 2.27 hergestellt werden. Dieser Zusammenhang verdeutlicht, dass nur die Längskräfte der Antriebsräder die aufzubringende Kraft des Fahrzeuges auf die Fahrbahn übertragen können.

## 2.5.3 Bewegungsgleichung in Querrichtung

Bei einer unbeschleunigten ( $a = 0$ ) und gegenwindfreien ( $F_{Ly} = 0$ ) Kurvenfahrt mit einem großen Kurvenradius werden der Schwimmwinkel und der Vorderradeinschlagwinkel sehr klein ( $\beta \rightarrow 0$ ,  $\delta_v \rightarrow 0$ ). Diese einfache Betrachtung wird in der Gleichung 2.47 angewandt und beschreibt eine Übernahme der Fliehkraft allein durch die Seitenführungskräfte der Reifen:

$$m \frac{v^2}{R} = F_{y,v} + F_{y,h} \quad (2.49)$$

Aus dieser Gleichung können weitere vereinfachte Größen der Fahrzeugtechnik gebildet werden. Ausgehend von der Gleichgewichtsbeziehung der Querkräfte

können mit Hilfe der Momentengleichung für die vordere bzw. hintere Achse die Achsseitenkräfte  $F_{y,v}$  und  $F_{y,h}$  bestimmt werden.

$$l_v \cdot m \frac{v^2}{R} - l \cdot F_{y,h} = 0 \Rightarrow F_{y,h} = \frac{l_v}{l} \cdot m \frac{v^2}{R} \quad (2.50)$$

$$l_h \cdot m \frac{v^2}{R} - l \cdot F_{y,v} = 0 \Rightarrow F_{y,v} = \frac{l_h}{l} \cdot m \frac{v^2}{R} \quad (2.51)$$

Die in der Gleichung 2.37 eingeführte Berechnung der Seitenkraft aus dem Produkt der seitlichen Reibungszahl und der Normalkraft wird in die Gleichung 2.49 eingesetzt:

$$m \frac{v^2}{R} = \mu_{y,v} \cdot F_{N,v} + \mu_{y,h} \cdot F_{N,h} \quad (2.52)$$

Mit der Annahme einer gleichen seitlichen Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_y$

$$\mu_y = \mu_{y,v} = \mu_{y,h} \quad (2.53)$$

einer gleichen Normalkraftverteilung an den Achsen und einer ebenen Fahrbahn,

$$F_{N,v} + F_{N,h} = m \cdot g \quad (2.54)$$

kann die seitliche Kraftschlussbeanspruchung auch aus dem Quotient der Zentripetalbeschleunigung und der Erdbeschleunigung ermittelt werden:

$$\mu_y = \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (2.55)$$

## 2.5.4 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt [37, 68] beschreibt vorerst eine Kurvenfahrt auf einem konstanten Radius  $R$  mit einer konstanten Geschwindigkeit  $v$ , somit entsteht eine

Gierwinkeländerung in einer bestimmten Zeit. Die sich daraus ergebene Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  berechnet sich aus der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und dem Kurvenradius  $R$ .

$$\dot{\psi} = \frac{v}{R} \quad (2.56)$$

Für kleine Fahrgeschwindigkeiten wurde im Kapitel 2.4 die Lenkgeometrie hergeleitet. Bei höheren Geschwindigkeiten verschiebt sich der Kurvenmittelpunkt aus der gedachten Verlängerung der Hinterachse auf einen momentanen Mittelpunkt MP. Der Kurvenradius  $R$  bleibt konstant und beschreibt den Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt SP und Kurvenmittelpunkt M bzw. MP. Der Fahrzeugführer stellt über die Lenkung den sich aus der Lenkgeometrie ergebenden Vorderradeinschlagwinkel  $\delta_v$  ein. Auf Grund der momentanen Mittelpunktlage rollen die Reifen unter den Schräglaufwinkeln  $\alpha_v$  und  $\alpha_h$  in die sich ergebenden Geschwindigkeitsrichtungen. Die kinematischen Größen am Einspurmodell für die stationäre Kurvenfahrt zeigt das Bild 2-14.

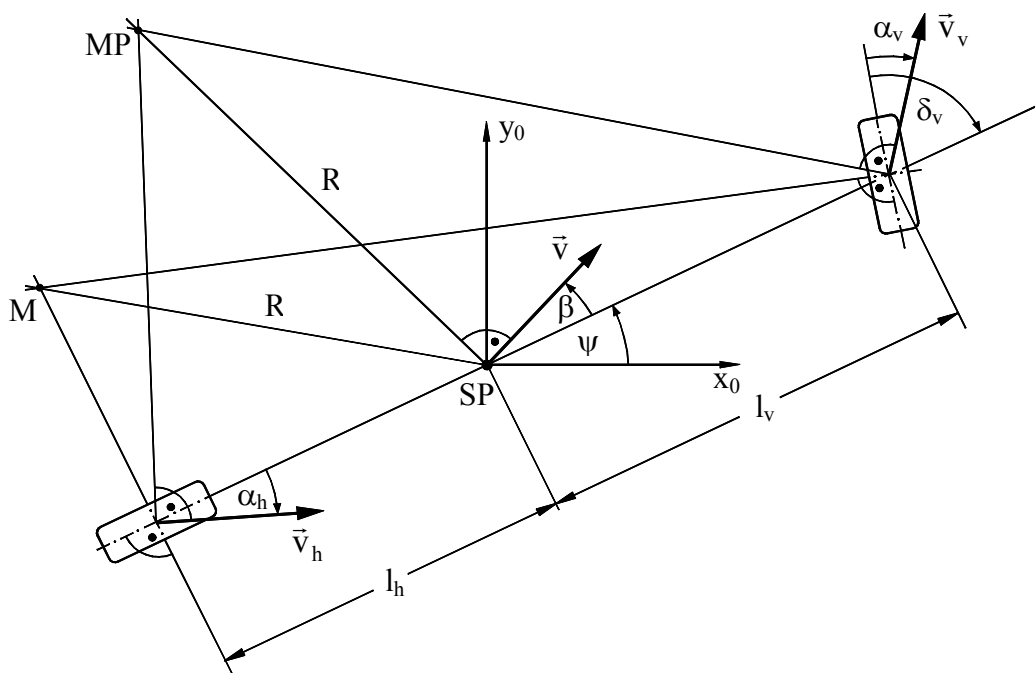


Bild 2-14: Kinematische Größen am Einspurmodell

Die im Bild 2-14 eingetragenen Geschwindigkeitsvektoren ergeben gleiche Geschwindigkeitskomponenten in Längsrichtung, da das Fahrzeug ein starrer Körper ist und sich nicht dehnt.

$$v \cos \beta = v_h \cos \alpha_h \quad (2.57)$$

$$v \cos \beta = v_v \cos(\delta_v - \alpha_v) \quad (2.58)$$

Die Geschwindigkeitskomponenten in Querrichtung unterscheiden sich von den Geschwindigkeitskomponenten in Längsrichtung durch die Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$ , die eine Drehung des Fahrzeuges um den Schwerpunkt verursacht.

$$v \sin \beta = l_h \dot{\psi} - v_h \sin \alpha_h \quad (2.59)$$

$$v \sin \beta = v_v \sin(\delta_v - \alpha_v) - l_v \dot{\psi} \quad (2.60)$$

Aus den vier Gleichungen 2.57 bis 2.60 können die zwei Gleichungen zur Bestimmung der Winkel gebildet werden:

$$\tan \alpha_h = \frac{l_h \dot{\psi} - v \sin \beta}{v \cos \beta}, \quad (2.61)$$

$$\tan(\delta_v - \alpha_v) = \frac{l_v \dot{\psi} + v \sin \beta}{v \cos \beta}. \quad (2.62)$$

Da die Winkel in diesem Geschwindigkeitsbereich meistens kleiner als  $5^\circ$  sind, werden die Vereinfachungen für kleine Winkel aus der Gleichung 2.14 und die Näherungsgleichung für kleine Winkel im Bogenmaß

$$\sin x \approx x \quad (2.63)$$

genutzt. Aus den Gleichungen 2.61 und 2.62 ergeben sich nach den Vereinfachungen das Gleichungspaar:



$$\alpha_h = -\beta + l_h \frac{\dot{\psi}}{v}, \quad (2.64)$$

$$\alpha_v = -\beta + \delta_v - l_v \frac{\dot{\psi}}{v}. \quad (2.65)$$

Der Quotient aus der Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  und der Geschwindigkeit  $v$  wird in den zwei oberen Gleichungen eliminiert, indem die Gleichung 2.64 in die Gleichung 2.65 eingesetzt wird.

$$\alpha_v = -\beta + \delta_v - l_v \left( \frac{\alpha_h + \beta}{l_h} \right) \quad (2.66)$$

Diese Gleichung wird mit Hilfe des Radstandes  $l$  und der Vereinfachung 2.63 umgestellt.

$$l = l_v + l_h \quad (2.67)$$

$$\sin \beta = \frac{l_h}{l} \sin \delta_v - \frac{l_h}{l} \sin \alpha_v - \frac{l_v}{l} \sin \alpha_h \quad (2.68)$$

Die Bewegungsgleichung für eine stationäre Kreisfahrt kann aus der Bewegungsgleichung des Kräftegleichgewichts in Längsrichtung (Gleichung 2.46) und den Gleichungen 2.51 und 2.68 gebildet werden:

$$F_{x,h} + F_{x,v} \cos \delta_v = F_{L,x} + m a \cos \beta + m \frac{v^2}{R} \left( \frac{l_h}{l} \sin \alpha_v + \frac{l_v}{l} \sin \alpha_h \right). \quad (2.69)$$

Der letzte Summand der rechten Seite wird in der Fahrzeugtechnik als Kurvenwiderstand  $F_K$  bezeichnet und wird in dem Gesamtfahrwiderstand (Abschnitt 2.2.2) berücksichtigt. Auch anhand der Gleichung 2.69 kann die Analogie zur Zugkraft hergestellt werden.

Eine weitere Einschätzung der stationären Kreisfahrt im fahrdynamischen Verhalten bei einer langsam steigenden Fahrzeuggeschwindigkeit bieten das Eigenlenkverhalten, das sich in Unterbegriffe Unter-, Neutral und Übersteuern [1, 3, 37, 49, 51, 67, 68] aufteilt. Beim Untersteuern sind die vorderen Schräglaufwinkel größer als die hinteren. Zur Aufnahme einer höheren Zentripetalbeschleunigung fährt das Fahrzeug einen größeren Kurvenradius als es dem Vorderradeinschlagwinkel entspricht. Die Schräglaufwinkel sind beim Neutralsteuern an den hinteren und vorderen Rädern gleich groß. Das Kraftfahrzeug folgt der Kurvenbahn entsprechend der Lenkstellung. Das Übersteuern entsteht durch größere Schräglaufwinkel an den Hinterrädern als an den vorderen Rädern. Das Fahrzeug bewegt sich auf einem kleineren Radius als der eingestellte Vorderradeinschlagwinkel vorgibt.

### **2.5.5 Gier-, Wank- und Nickbewegungen**

Die Bewegungen des Fahrzeuges können in einem ortsfesten Koordinatensystem  $x_0$ ,  $y_0$  und  $z_0$  beschrieben werden. Um jede dieser Achsen erfolgen Winkelbewegungen [1, 3, 35, 36, 37, 49, 68].

Die Veränderung des Winkels um die Hochachse ( $z_0$ -Richtung) wird Gieren genannt. Der Gierwinkel  $\psi$  führt zu Abweichungen der Fahrtrichtung und wurde im vorhergehenden Abschnitt anhand des Einspurmodells angegeben. Das Gieren ist von der Aufnahme der Seitenkräfte der Bereifung und der unterschiedlichen Beschaffenheit des Untergrundes der parallelen Fahrspuren ( $\mu$ -split) abhängig.

Für das Wanken und Nicken reichen die Betrachtungen am Einspurmodell nicht mehr aus. Der Fahrzeugschwerpunkt befindet sich in einem Abstand zur Fahrbahnhöhe und werden somit durch die Radlaständerungen hervorgerufen. Der

Wank- bzw. Querneigungswinkel  $\kappa$  definiert eine Winkelbewegung um die Längsachse ( $x_0$ -Richtung) des Fahrzeuges, die bei Kurvenfahrten mit einer hohen Fliehkraft oder bei unebenen Fahrbahnen in Abhängigkeit von der Fahrwerkskonstruktion wahrgenommen werden kann. Die Bewegung des Fahrzeuges um die Querachse ( $y_0$ -Richtung) wird Nicken genannt. Der Nickwinkel  $\nu$  kann bei starken Anfahr- und Bremsmanövern und auf Grund von Fahrzeugschwingungen bei Fahrten auf ungleichmäßigen Straßenbelag festgestellt werden.

Die Neigung des Fahrzeugaufbaus um die Längs- und Querachse wird gegenüber den Rädern auf Federn abgestützt. Auf Grund der unterschiedlichen Federelemente zwischen der Karosserie, dem Rahmen und den Rädern sowie dem Reifen selbst, lassen sich die schwingenden Normalkraftänderungen an den einzelnen Rädern nicht in anschauliche mathematische Beziehungen für das Fahrverhalten zusammenfassen.

## **2.6 Sicherheitssysteme**

### **2.6.1 Einteilung der Sicherheitssysteme**

Die Fahrsicherheit im normalen Straßenverkehr ist von verschiedenen Einflussfaktoren gekennzeichnet. Der Zustand des Fahrzeuges mit einer Vielzahl von verschleißbehafteten Teilen, wechselnde Wetter-, Straßen- und Verkehrsverhältnisse sowie die Qualifikation des Fahrers mit seinen Fähigkeiten und Befindlichkeiten tragen zu einer Sicherheit im Kraftfahrzeug bei.

Eine erhöhte Fahrsicherheit wird durch ständig weiterentwickelte aktive und passive Fahrsicherheitssysteme [1, 3, 35, 68] erreicht. Zu den aktiven Fahrsicherheitssystemen zählen die Fahrdynamikregelung (ESP), das Antiblockier-

system (ABS) und die Antriebsschlupfregelung (ASR). Diese Systeme dienen zur Unfallvermeidung, indem kritische Fahrsituationen stabilisiert und eine Lenkbarkeit weiterhin erhalten wird. Trotz zunehmender aktiver Sicherheitssysteme im Fahrzeug sind Unfälle nicht zu vermeiden. An dieser Stelle greifen passive Sicherheitssysteme, wie z. B. der Airbag, zum Schutz der Insassen vor schweren Verletzungen ein. Im Folgenden werden die aktiven Sicherheitssysteme zur Stabilisierung des Fahrverhaltens aufgeführt.

### **2.6.2 Fahrdynamikregelung (ESP)**

Ein Regelsystem zur Verbesserung des Fahrverhaltens ist die Fahrdynamikregelung, auch ESP (Electronic Stability Program) genannt. Das Gesamtsystem greift einerseits in das Bremssystem mit dem Antiblockiersystem und andererseits in den Antriebsstrang mit der Antriebsschlupfregelung so ein, dass ein stabileres Lenkverhalten in Gefahrensituationen gewährleistet und ein seitliches Ausbrechen des Fahrzeuges verhindert wird. Das Fahrzeug soll unter allen Umständen möglichst stabil in der Spur gehalten werden. Diese Forderung wird mit einem gezielten Bremsen einzelner Räder oder mit einer beabsichtigten Beschleunigung der Antriebsräder erreicht.

### **2.6.3 Antiblockiersystem (ABS)**

Die modernen Bremsanlagen bringen ein Fahrzeug auch bei hohen Geschwindigkeiten sicher zum Stehen. Entstehen aber extreme Bremssituationen, neigen die Räder des Fahrzeuges zum Blockieren und machen es dadurch lenkunsfähig, das Fahrzeug kann ins Schleudern geraten und sogar Unfälle verursachen. Kritische Situationen können durch eine plötzlich nasse oder glatte Fahrbahn, durch eine schreckhafte Reaktion des Fahrers oder durch das Fahrverhalten anderer Verkehrsteilnehmer ausgelöst werden. Das Antiblockiersystem (ABS)

des Fahrzeuges erkennt bei kritischen Bremssituationen die Blockierneigung des Rades, reduziert den Bremsdruck und sorgt dafür, dass das Fahrzeug stabil in der Spur bleibt und zum Stehen kommt.

Eine der Hauptanforderungen an das Antiblockiersystem ist die Erfüllung aller Sicherheitsanforderungen der Bremsdynamik und der Bremsgerätetechnik. Die Haftreibungszahl zwischen Rad und Fahrbahn soll optimal für jede Fahrbahnbeschaffenheit (trockene Straße bzw. Aquaplaning) ausgenutzt werden. Eine hohe Fahrstabilität und eine zuverlässige Lenkbarkeit des Fahrzeuges haben Vorrang gegenüber einer Verkürzung des Bremsweges. Es ist der gesamte Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeuges ab 5 km/h abzusichern. Die Bremsregelung muss sich möglichst schnell an Änderungen der Fahrbahngriffigkeit anpassen, wie sie z. B. bei einer trockenen Straße mit kleinen Eisflächen auftreten. Beim Bremsen auf ungleicher Fahrbahnoberfläche (auch  $\mu$ -split genannt), bei der sich die rechten Räder auf fester Straße und die linken Räder auf losem Untergrund befinden, sollen die unvermeidlich auftretenden Giermomente so langsam ansteigen, dass der Fahrer ein gezieltes Gegenlenken mühelos einleiten kann. Durch das Betätigen der Bremsanlage dürfen keine zusätzlichen Schwingungen erzeugt werden, die das Fahrzeug aufschaukeln. Das Antiblockiersystem unterliegt einer ständigen Überwachung, bei der Fehlfunktionen sofort abgeschaltet und dem Fahrer über Informationslampen signalisiert werden.

#### **2.6.4 Antriebsschlupfregelung (ASR)**

Die Antriebsschlupfregelung (ASR) ist eine wichtige Möglichkeit zur Optimierung des Fahrverhaltens. Durch die Regelung des Radschlupfes wird das Durchdrehen von Antriebsrädern, welches aus der Schlupfdifferenz der Räder ermittelt wird, infolge einer Änderung des Drehmomentes verhindert. Ein durch-

drehendes Rad kann genauso wenig wie ein blockierendes Rad Seitenführungskräfte übertragen und führt deshalb zu einem Stabilitätsverlust des Fahrzeuges. Bei einem Durchdrehen beider Antriebsräder ist das Anfahren bzw. Beschleunigen nicht mehr möglich. Gerät ein schlupfbehaftetes Rad schlagartig auf griffigen Untergrund, kommt es zu einem hohen Verschleiß an den Reifen und der Antriebstechnik (z. B. Differenzial). Eine Regelung des Antriebsschlupfes vermeidet diese Gefahr. Die Antriebsschlupfregelung hat die Aufgabe, beim Beschleunigen die Stabilität und die Lenkfähigkeit des Fahrzeuges zu sichern. Für diesen Zweck passt die ASR das Motordrehmoment rechtzeitig an das jeweils auf die Straße übertragbare Antriebsmoment an. Eine Antriebsschlupfregelung ist immer in Bereitschaft und greift bei Bedarf automatisch ein.

## **3 Umsetzung der fahrzeugspezifischen Algorithmen**

### **3.1 Technisches Konzept der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge**

Die Reaktion des Fahrzeuges auf das Lenken des Fahrers, auf das Beschleunigen und das Verzögern über das Fahr- und Bremspedal während einer Kurvenfahrt und auf äußere Störungen wird als Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges bezeichnet. Die Auslegung und Bewertung des Fahrverhaltens eines Fahrzeuges ist an einige Kriterien gebunden. Das Fahrzeug muss vom Fahrer leicht kontrollierbar sein und darf den Fahrer auch bei auftretenden Störungen nicht überraschen. Die Fahrgrenzen sollten sich deutlich erkennen lassen. Die Änderungen der Fahreigenschaften durch Beladung, Bereifung oder verschiedene Fahrbahnen müssen auf Grund der Fahrzeuggestaltung auch möglichst klein gehalten werden. Die Erneuerung der Antriebskonzeption darf demzufolge auch keine großen Veränderungen im Fahrverhalten eines herkömmlichen Fahrzeuges erzeugen.

Im Teilgebiet der Physik, der Dynamik, werden die Wirkungen der Kräfte ohne deren Ursache untersucht. Die Fahrdynamik beschreibt das Fahrverhalten und dessen Reaktionen unter allen einwirkenden Kräften. In dem vorangegangenen Kapitel wurden die unterschiedlichen Kräfte am Fahrzeug und die Kraftübertragung sowie die Bewegungsgleichungen analysiert. Die Zug- bzw. Antriebskraft ist betragsmäßig gleich der Gegenkräfte, die in Form der einzelnen Fahrwiderstände auf das Fahrzeug wirken.

Diese an einem Kraftfahrzeug auftretenden Kräfte werden in diesem Kapitel in die beiden existierenden Kraftwirkungsrichtungen zur Konzeption einer Umsetzung der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge unterteilt. Der Antrieb eines herkömmlichen Fahrzeuges, bestehend aus dem Verbrennungsmotor, dem Schaltgetriebe und dem Differentialgetriebe, wird in diesem Konzept durch zwei separate Radantriebe mit einer übergeordneten Steuerung ersetzt. Die modernen Elektroantriebe weisen im Vergleich zu Verbrennungsmaschinen einen idealen Bereich des Zugkraftkennlinienfeldes (Bild 2-6) mit einem hohen Drehmoment bei geringen Drehzahlen auf. Die komfortablen Regelungsmöglichkeiten der Elektroantriebe ermöglichen einen verlustarmen, wirtschaftlichen und umweltfreundlichen Betrieb, welcher auch beim Stillsetzen durch die Nutzung der Bremsenergie aufrecht erhalten werden kann. Diese Vorteile des elektrischen Antriebssystems werden durch die günstige Bauform und das geringe Massenträgheitsmoment der Radnabenmotoren bekräftigt. Die den beiden Elektroantrieben übergeordnete Steuerung übernimmt in dem fortschrittlichen Antriebskonzept die Funktionen des Schalt- und Ausgleichsgetriebes, der Fahrsicherheitssysteme und der Umsetzung der Drehmomentenvorgabe. Unabhängig von der energetischen Versorgung des Antriebssystems wird das Modell des Fahrzeugantriebes entwickelt, an dem die tiefgreifenden Untersuchungen der elektrischen Mehrmotorenantriebe für Fahrzeuge durchgeführt werden können.

Zur Erarbeitung von qualitativen Steuerungsalgorithmen für einen elektrischen Fahrzeugantrieb ist eine in der Praxis identische Belastung des Antriebssystems notwendig. Aus diesem Grund muss in der Konzeption zur Umsetzung der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge das Modell des Fahrzeugantriebes mit einer realistischen Belastungseinrichtung versehen werden. Das Bild 3-1 zeigt das Konzept zur Umsetzung der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge, aus dem im Kapitel 4.2 der Aufbau des Laborversuchsstandes abgeleitet wird.



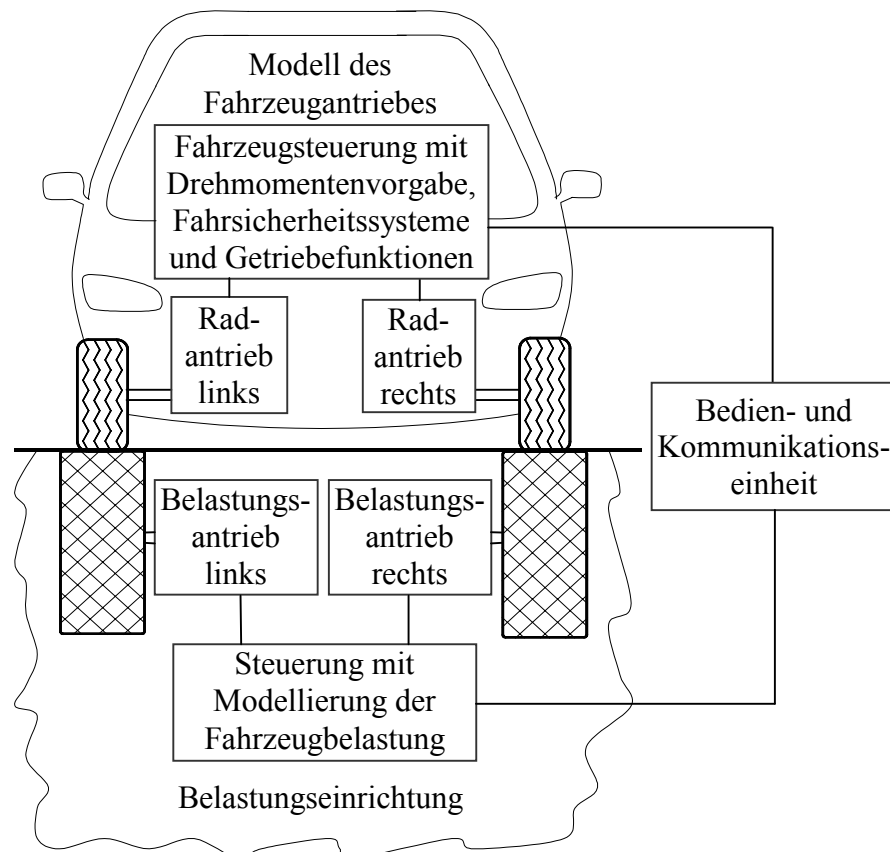


Bild 3-1: Konzept zur Umsetzung der fahrzeugspezifischen Zusammenhänge

Die fahrzeugspezifischen Zusammenhänge der Belastungseinrichtung setzen sich aus der aufwendigen Nachbildung der Fahrbahn, der Umwelteinflüsse und der Kraftwirkungen auf die Fahrzeugkarosserie zusammen. Da in dem dargestellten Konzept nur das Modell des Fahrzeugantriebes über die Antriebsräder belastet werden kann, müssen die auf das Fahrzeug wirkenden Fahrwiderstände auf die Räder des Fahrzeugmodells umgerechnet werden. Der Gesamtfahrwiderstand, bestehend aus dem Radwiderstand, dem Luftwiderstand, dem Steigungswiderstand, dem Beschleunigungswiderstand und dem Kurvenwiderstand, wird in einer Steuerung rechentechnisch nachgebildet. Die unterschiedlichen Kraftschlussbeanspruchungen auf den parallelen Fahrbahnpuren ( $\mu$ -split) sowie die Drehzahldifferenzen während einer Kurvenfahrt erfordern eine Aufteilung der Belastungseinrichtung in zwei Belastungswalzen. Es entsteht für die Belastungseinrichtung ebenfalls ein Mehrmotorenantrieb. In der übergeordneten Steuerung der beiden Belastungsantriebe ist ein zu entwickelnder Steuerungsalgorithmus

der Belastungseinrichtung hinterlegt, der die Modellierung der Fahrzeugbelastung beinhaltet und für die beiden Belastungsantriebe ein gezieltes Drehmoment mit einer bestimmten Drehzahl berechnet. Die Vorgabe der benötigten Parameter für die beiden separat arbeitenden Steuerungen sowie der Austausch spezifischer Daten zwischen der Belastungseinrichtung und dem Fahrzeugmodell werden über eine Bedien- und Kommunikationseinheit ermöglicht.

## **3.2 Belastungseinrichtung**

### **3.2.1 Aufgabe der Belastungseinrichtung**

Die Modellierung von bestimmten Fahrsituationen wird in dem Modell des Fahrzeugantriebes mit den gesteuerten Belastungsmaschinen durchgeführt. Der Wind, die Steigung, die Massenträgheit, die Fahrbahnbeschaffenheit und die Kurvenfahrt können nachgebildet werden. Die erstrebenswerte Gegenkraft, die vom Fahrzeugantrieb überwunden werden soll, wird durch die Vorgabe der Fahrwiderstände, die direkt von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fahrzeugmasse abhängen, erzeugt. Die momentanen und fahrzeugspezifischen Werte der Masse und der Geschwindigkeit werden als Bezugsgrößen bzw. als Referenzgrößen bezeichnet. Die einzelnen Antriebsräder weisen bei einer Kurvenfahrt unterschiedliche Radgeschwindigkeiten auf. Für die Festlegung der Drehzahlen, für die linke bzw. rechte Walze der Belastungseinrichtung, werden der Vorderradeinschlagwinkel und die Referenzgeschwindigkeit des Fahrzeuges berücksichtigt. Mit der Variation der Zugkraft wird die Übertragung der Kräfte vom Fahrzeug auf die Straße mit unterschiedlichen Reibwerten vorgesehen. Die Änderung der Normalkraft der Räder beim Anfahren bzw. Bremsen und bei der Kurvenfahrt wird auf Grund der Referenzmasse des Fahrzeuges mit einem einstellbaren Verhältnis an den zwei Belastungsmaschinen nachgebildet.

## 3.2.2 Vorgabe der Fahrwiderstände

### 3.2.2.1 Radwiderstand

Die Kriterien, die einen Radwiderstand beschreiben, wurden in dem Kapitel 2.2 aufgeführt. Der Radwiderstand  $F_R$  berechnet sich nach der Gleichung 2.7 aus dem Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  und der Gewichtskraft  $F_G$  des Fahrzeuges. Zur Bestimmung des Rollwiderstandsbeiwertes sind die unterschiedlichen Koeffizienten  $f_{R,0}$ ,  $f_{R,1}$ ,  $f_{R,4}$  von großer Bedeutung. Da diese Koeffizienten von der Reifenbauart, dem Geschwindigkeitsbereich, der Reifentemperatur sowie von der Abweichung des Reifendrucks vom Nenndruck abhängen, ist deren Festlegung nur näherungsweise möglich. Diese Abhängigkeiten werden in der Fahrzeugtechnik mit der Gleichung 2.4 angenähert und mit dem Bild 2-3 grafisch dargestellt. Bei niedrigen Geschwindigkeiten ergibt sich der Rollwiderstandsbeiwert aus dem Koeffizienten  $f_{R,0}$ . Dieser Koeffizient liegt bei PKW-Reifen in dem Bereich von  $f_{R,0} = 0,013$  bei Asphalt oder Beton und bis zu  $f_{R,0} = 0,035$  bei weicheren Untergründen. Dieser Koeffizient des Rollwiderstandsbeiwertes soll in dem Versuchsstand manuell, mit einem Potentiometer, vorgegeben und in der Steuerung zum wirkenden Radwiderstand berechnet werden. Die beiden anderen Koeffizienten  $f_{R,1}$  und  $f_{R,4}$ , die den Rollwiderstandsbeiwert bei höheren Geschwindigkeiten beeinflussen, werden aus dem eingestellten Koeffizienten  $f_{R,0}$  mit den folgenden Gleichungen näherungsweise bestimmt:

$$f_{R,1} = 0,01 \cdot f_{R,0} \quad (3.1)$$

$$f_{R,4} = 0,22 \cdot f_{R,0} \quad (3.2)$$

Die Gleichung 2.4 des Rollwiderstandsbeiwert mit den unterschiedlichen Koeffizienten aus der Fahrzeugtechnik ergibt zur Berechnung des Rollwiderstandsbeiwertes in der Steuerung mit den Näherungsgleichungen 3.1 und 3.2

und der in m/s eingesetzten Referenzgeschwindigkeit  $v_{\text{ref}}$  die zugeschnittene Größengleichung

$$f_R = f_{R,0} \left( 1 + 0,01 \cdot \left( \frac{v_{\text{ref}}}{27,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \right) + 0,22 \cdot \left( \frac{v_{\text{ref}}}{27,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \right)^4 \right). \quad (3.3)$$

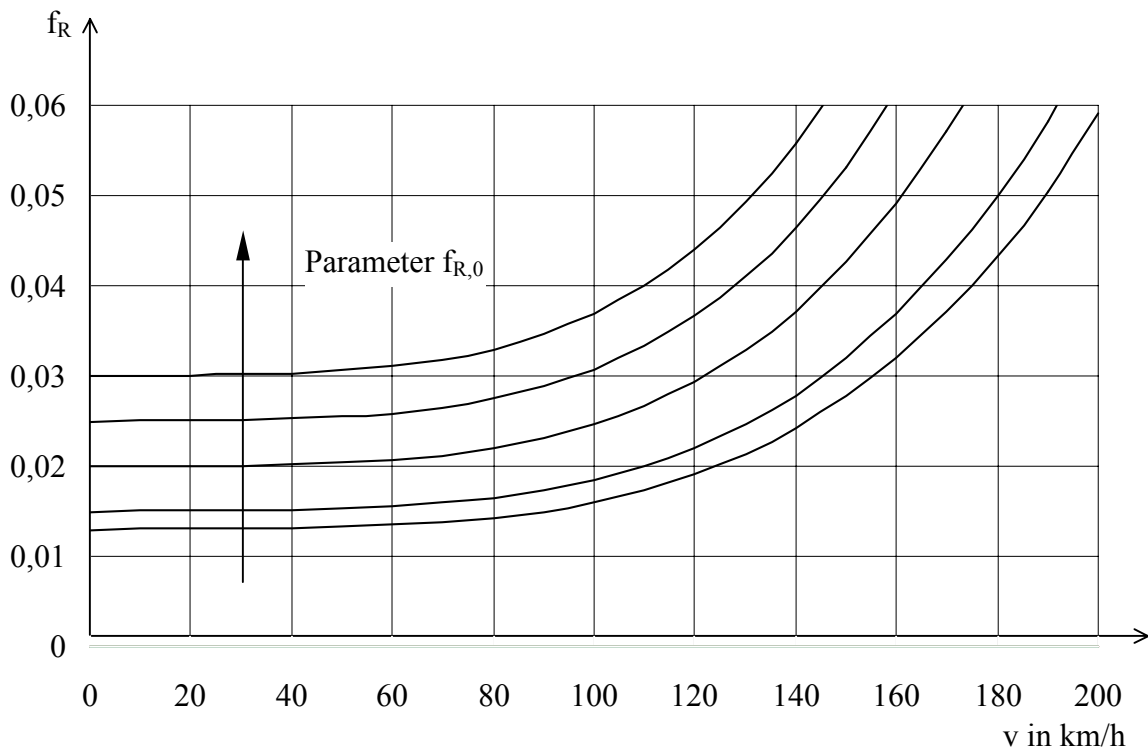


Bild 3-2: Grafische Darstellung der berechneten Rollwiderstandsbeiwerte mit dem Koeffizienten  $f_{R,0}$

Der progressive Anstieg der Kennlinien des Rollwiderstandsbeiwertes, wird im Bild 3-2 dargestellt und ist das Berechnungsergebnis aus der Gleichung 3.3 mit dem oben zahlenmäßig angegebenen Koeffizienten  $f_{R,0}$ . Der Vergleich mit dem Bild 2-3, indem der Rollwiderstandsbeiwert für unterschiedliche Reifenbauarten eines Untergrundes dargestellt ist, ergibt eine hinreichend genaue Übereinstimmung des Rollwiderstandsbeiwertes  $f_R$  für das Fahrzeugmodell.

### 3.2.2.2 Luftwiderstand

Der Luftwiderstand  $F_L$  hängt von einigen konstanten geometrischen Größen des Fahrzeuges ab. Für einen PKW können diese Werte aus einem Tabellenbuch [1] entnommen werden. Für die Berechnung des Luftwiderstandes werden der dimensionslose Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  mit  $c_w = 0,35$ , die angeströmte Projektionsfläche in Bewegungsrichtung  $A$  mit  $A = 2 \text{ m}^2$  und die Luftdichte  $\rho$  mit  $\rho = 1,226 \text{ kg/m}^3$  gewählt. Mit dem Produkt dieser Werte, das als Luftwiderstandsfaktor  $f_L$  bezeichnet werden soll,

$$f_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \quad (3.4)$$

$$f_L = 0,35 \cdot 2 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,226 \text{ kg}}{2 \text{ m}^3} = 0,4291 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (3.5)$$

wird die Gleichung 2.9 in eine zugeschnittene Größengleichung umgewandelt:

$$\frac{F_L}{\text{N}} = f_L \cdot \left( \frac{v_{\text{res}}}{\frac{\text{m}}{\text{s}}} \right)^2 \quad (3.6)$$

Eine Modellierung der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit  $v_{\text{res}}$  erfolgt mit Hilfe der Gleichung 2.11 und der grafischen Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren aus dem Bild 2.4 des Abschnittes 2.2.1.2. Dabei werden die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , die Windgeschwindigkeit  $v_w$  und der Winkel der Windrichtung  $\tau'_L$  definiert vorgegeben und die momentane resultierende Anströmungsgeschwindigkeit  $v_{\text{res}}$  berechnet. Mit jedem Rechenschritt werden die Ausgangswerte variiert und ergeben eine neue resultierende Anströmungsgeschwindigkeit. Im Bild 3-3 wird zur Übersichtlichkeit nur eine stark begrenzte Anzahl der Berechnungsergebnisse abgebildet.

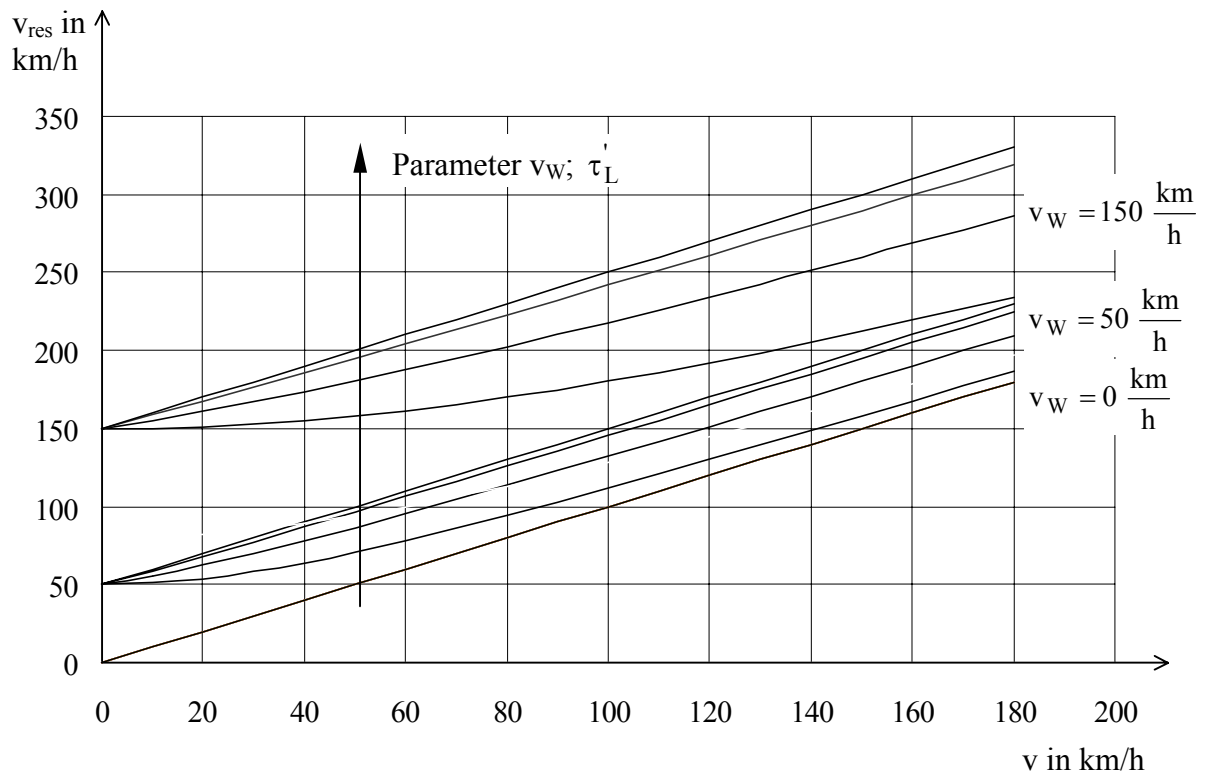


Bild 3-3: Kennlinien der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeiten

Aus der Kennliniendarstellung der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit, bestehend aus den drei Windgeschwindigkeiten ( $v_w = 0 \text{ km/h}$ ,  $v_w = 50 \text{ km/h}$  und  $v_w = 150 \text{ km/h}$ ) und den vier Winkeln der Windrichtung ( $\tau'_L = 0^\circ$ ,  $\tau'_L = 30^\circ$ ,  $\tau'_L = 60^\circ$  und  $\tau'_L = 90^\circ$ ), kann die Näherungsgleichung zur Modellierung der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit aufgestellt werden:

$$v_{res} = v_{ref} + v_w \cdot \quad (3.7)$$

Alle weiteren Möglichkeiten der auftretenden Windgeschwindigkeiten bei den unterschiedlichsten Winkeln der Windrichtung würden im Diagramm eine Schar von Kennlinien ergeben. Jede beliebige Zuordnung liegt innerhalb eines Parallelogrammes. Aus diesem Grund können zur Modellierung der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit nur die Windgeschwindigkeiten herangezogen und die Winkel der Windrichtung vernachlässigt werden. Die Windgeschwindigkeit kann in dem gewählten Bereich von  $v_w = 0 \text{ m/s}$  bis

$v_w = 150 \text{ km/h} = 41,67 \text{ m/s}$  über ein Potentiometer mit einer linearen Widerstandsänderung vorgegeben und steuerungstechnisch zur Referenzgeschwindigkeit des Fahrzeuges addiert werden. Das Ergebnis der resultierenden Anströmungsgeschwindigkeit fließt in die Berechnung des Luftwiderstandes ein.

### 3.2.2.3 Steigungswiderstand

Die Überwindung des Höhenunterschiedes einer Steigungs- bzw. Gefällestrecke kennzeichnet der Steigungswiderstand. Die in Prozent angegebenen Neigungen der Fahrbahn von  $q = -30 \%$  bis  $q = 30 \%$  wird im Versuchsstand mit einem linear veränderlichen Widerstand vorgegeben. In der Steuerung erfolgt die Auswertung des Spannungswertes und die Berechnung des Steigungswiderstandes aus dem ermittelten Anstieg und der Gewichtskraft des Fahrzeuges.

### 3.2.2.4 Beschleunigungswiderstand

Die zu überwindende Massenträgheit eines Fahrzeuges während der Beschleunigung oder Verzögerung wird mit dem Beschleunigungswiderstand beschrieben. Bei dem neuen Antriebssystem, dessen Aufbau im nachfolgenden Kapitel erläutert wird, werden die Massen der rotierenden Teile geringer sein als bei einem herkömmlichen Kraftfahrzeug. Für das Modell des Fahrzeugantriebes wird der im Kapitel 2.2 eingeführte Drehmassenzuschlagsfaktor  $f_m$  auf Grund des neuen getriebelosen Antriebssystem mit einem Wert von

$$f_m = 1,1 \quad (3.8)$$

gewählt. Die in diesem Fahrwiderstand eingehende Beschleunigung wird aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Zykluszeit der Steuerung berechnet. In jedem Steuerungszyklus wird die aktuelle Geschwindigkeit des Fahrzeuges gespeichert. Die Differenz der aktuellen (Index 1) und der vorhergehenden

(Index 0) Referenzgeschwindigkeit bezogen auf die Zykluszeit der Steuerung  $t_z$  ergibt die Beschleunigung des Fahrzeuges:

$$a = \frac{v_{\text{ref},1} - v_{\text{ref},0}}{t_z}. \quad (3.9)$$

Bei einer Verzögerung wird der Beschleunigungswiderstand negativ und vermindert den zu überwindenden Gesamtfahrwiderstand.

### 3.2.2.5 Kurvenwiderstand

Der Kurvenwiderstand  $F_K$  wird vorwiegend aus dem Kurvenwiderstandsbeiwert bestimmt. Die Definition des sich aus der stationären Kurvenfahrt berechnenden Faktors wird mit der Gleichung 2.25 beschrieben. Bei der Betrachtung einer neutralsteuernden Kurvenfahrt, bei der die Schräglaufwinkel der vorderen und hinteren Radachsen gleich groß sind, ergibt sich die folgende Gleichung zur Berechnung des Kurvenwiderstandsbeiwertes  $f_K$ :

$$f_K = \frac{v^2}{g \cdot R} \cdot \sin \alpha. \quad (3.10)$$

Der Kurvenradius  $R$  einer Fahrzeugbahn lässt sich während der Bewegung nur rechnerisch aus der Lenkgeometrie ermitteln. Bei mittleren und großen Kurvenradien kann die Gleichung 2.42 mit der Beziehung  $R \gg l_h$  vereinfacht werden:

$$R \approx \frac{l}{\tan \delta_v}. \quad (3.11)$$

Der Radius hängt somit von dem für ein Fahrzeug konstanten Radstand und dem aktuellen Vorderradeinschlagwinkel ab. Folglich verändert sich die Berechnungsgleichung des Kurvenwiderstandsbeiwertes:

$$f_K = \frac{v^2}{g \cdot l} \tan \delta_v \cdot \sin \alpha. \quad (3.12)$$



Da die in Gleichung 3.12 enthaltenen Winkel, außer beim Einparken, unter  $5^\circ$  liegen, können die Vereinfachungen für kleine Winkel aus den Gleichungen 2.14 und 2.63 angewendet werden:

$$f_k = \frac{v^2 \cdot \delta_v}{g \cdot l} \cdot \alpha. \quad (3.13)$$

Mit der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_y$ , die sich aus den Gleichungen 2.55 und 3.11 ergibt,

$$\mu_y = \frac{v^2 \cdot \delta_v}{g \cdot l} \quad (3.14)$$

erhält die Gleichung 3.13 die Schreibweise:

$$f_k = \mu_y \cdot \alpha. \quad (3.15)$$

Die Größe des Schräglaufwinkels hängt von der aufzunehmenden Seitenkraft des Luftreifens und der Normalkraft des Rades ab. Diese Abhängigkeit

$$F_y = f(\alpha) \quad (3.16)$$

zeigt das Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm im Bild 2-8. Die Umwandlung der Kennlinie in eine Gleichung erfolgt mit der Normalkraft des Rades als ein konstanter Parameter und mit der Einführung des Nichtlinearitätsfaktors  $f_\alpha$ , der als Schräglaufwinkelbeiwert bezeichnet werden soll:

$$F_y = F_N \cdot f_\alpha \cdot \alpha. \quad (3.17)$$

Die Normalkraft kann mit der Gleichungen 2.37 ersetzt werden und der Schräglaufwinkel kann über die nachfolgende Gleichung ermittelt werden:

$$\alpha = \frac{\mu_y}{f_\alpha}. \quad (3.18)$$

Der Schräglaufwinkelbeiwert beinhaltet die nichtlinearen Zusammenhänge des Reifens, wie Temperatur, Gummimischung, Profiltiefe und Reifenluftdruck, und die Abhängigkeiten zur Geschwindigkeit und des Vorderradeinschlagwinkels, die in der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung enthalten sind. Die Näherungsgleichung:

$$f_{\alpha} \approx 40 \cdot e^{-2 \cdot |\mu_y|} \quad (3.19)$$

konnte aus den Reifenkennlinien der Fachliteratur [1, 3, 37, 49, 51, 68] erworben werden. Werden die Gleichung 3.15, 3.18 und 3.19 ineinander eingesetzt, kann der Kurvenwiderstandsbeiwert aus der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung berechnet werden:

$$f_K \approx \frac{(\mu_y)^2}{40 \cdot e^{-2 \cdot |\mu_y|}} \quad (3.20)$$

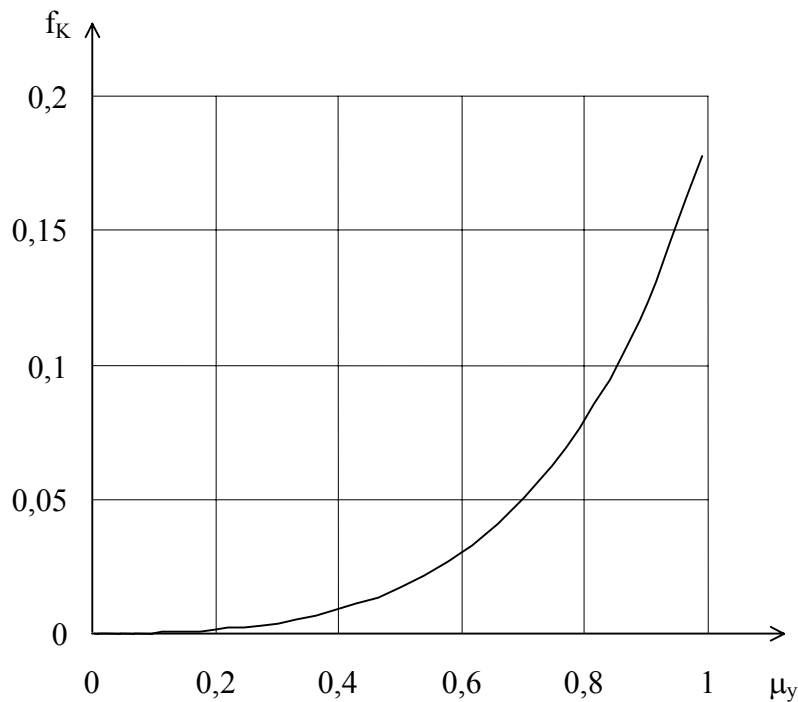


Bild 3-4: Grafische Darstellung des Kurvenwiderstandsbeiwertes

Die Kennlinien des Kurvenwiderstandes zeigt die grafische Darstellung der Gleichung 3.20 im Bild 3-4. Der Vergleich der Kennlinie aus dem Bild 3-4 mit der Theorie der Fahrzeugtechnik ergibt eine gute und ausreichende Übereinstimmung. Zur Berechnung der dimensionslosen seitlichen Kraftschlussbeanspruchung im Modell des Fahrzeugantriebes wird aus dem Produkt der Erdbeschleunigung und dem gewählten Wert des Radstandes  $l$  von

$$l = 2,5 \text{ m} \quad (3.21)$$

der Kraftschlussbeanspruchungsfaktor  $f_\mu$  eingeführt:

$$f_\mu = g \cdot l = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2,5 \text{ m} = 24,52 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}. \quad (3.22)$$

Mit der Gleichung 3.14 und der Anwendung dieses konstanten Faktors wird in der Steuerung aus der in m/s eingesetzten Referenzgeschwindigkeit und dem an einem Potentiometer eingestellten Vorderradeinschlagwinkel in einem Bereich von  $\delta_v = -10^\circ$  bis  $\delta_v = 10^\circ$  die seitliche Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_y$  ermittelt:

$$\mu_y = \frac{v_{\text{ref}}^2 \cdot \delta_v}{f_\mu} = \frac{1}{24,52} \cdot \left( \frac{v_{\text{ref}}}{\frac{\text{m}}{\text{s}}} \right)^2 \cdot \delta_v. \quad (3.23)$$

Eine maximale seitliche Kraftschlussbeanspruchung liegt während einer Rechts- bzw. Linkskurve bei einem Wert von

$$\mu_{y,\text{max}} = |\pm 0,96| \quad (3.24)$$

vor und ist mit der Kraftschlussgrenze begründet. Ein zu großer Vorderradeinschlagwinkel erzeugt bei hohen Geschwindigkeiten eine Überschreitung des Grenzwertes, der in der Steuerung bei der Berechnung überwacht und eingehalten wird. Der Kurvenwiderstandsbeiwert kann mit der Näherungsgleichung

3.20 und der Gleichung 3.14 direkt aus der Referenzgeschwindigkeit und dem Vorderradeinschlagwinkel gebildet werden.

### 3.2.2.6 Gesamtfahrwiderstand

Die Summe der einzelnen Fahrwiderstände ergibt den Gesamtfahrwiderstand. Diese sogenannte Zugkraft muss von den zwei Antriebsmotoren des Fahrzeugmodells überwunden werden. Die gesamte Gegenkraft der Belastungsmaschinen berechnet sich aus der Gleichung 2.30. Die erforderlichen Beiwerte der oben genannten Fahrwiderstände werden mit den definierten Werten, die in der Steuerung für die Belastungsmaschinen als veränderliche Größen abgelegt sind, und aus den aktuellen Potentiometereinstellungen bestimmt. Der Gesamtfahrwiderstand des Fahrzeuges wird rechnerisch in der Steuerung auf beide Antriebe der Belastungseinrichtung aufgeteilt. Dazu dienen die nachfolgenden Gleichungen, die auf der Gleichung 2.30 des Gesamtfahrwiderstandes beruhen:

$$F_{Z,r} = \left( f_{R,r} + q + f_m \frac{a}{g} + f_k \right) \cdot \frac{F_G}{2} + \frac{f_L \cdot v_{res}^2}{2}, \quad (3.25)$$

$$F_{Z,l} = \left( f_{R,l} + q + f_m \frac{a}{g} + f_k \right) \cdot \frac{F_G}{2} + \frac{f_L \cdot v_{res}^2}{2}. \quad (3.26)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert kann für die beiden Antriebsräder unterschiedlich sein und wird nach der Gleichung 3.3 anhand der Potentiometerstellung für den rechten und linken Antrieb der Belastungseinrichtung separat ermittelt. Die anderen in Gleichung 3.25 und 3.26 enthaltenden Größen sind festgelegte bzw. mit einem Potentiometer eingestellte Werte und werden mit Hilfe der Gleichungen 3.5, 3.7, 3.8, 3.9 und 3.20 berechnet. Da die gesamt benötigte Antriebskraft von zwei Elektromotoren aufgebracht werden soll und der Schwerpunkt sowie der Druckpunkt in der längsseitigen Fahrzeugmittellinie liegen, werden die Gewichtskraft und der Luftwiderstand des Fahrzeuges

halbiert. Die Elemente des Fahrverhaltens, die eine Veränderung der Normalkraft auf den Rädern verursachen, werden bei der Ermittlung der Zugkraft erst in einem späteren Abschnitt berücksichtigt. Die Gewichtskraft des Fahrzeuges berechnet sich mit der physikalischen Grundgleichung aus dem Produkt der Fahrzeugmasse und der Konstanten der Erdbeschleunigung:

$$F_G = m \cdot g. \quad (3.27)$$

Für das Modell des elektrischen Fahrzeugantriebes muss die Masse des Fahrzeuges definiert werden. In den Kenndaten der Personenkraftfahrzeuge ist die Kenngröße des Leistungsgewichtes enthalten. Das Leistungsgewicht berechnet sich aus dem Quotient der Fahrzeugmasse zur Motorleistung des Fahrzeuges:

$$m_p = \frac{m}{P_M}. \quad (3.28)$$

Das Leistungsgewicht liegt bei handelsüblichen PKW mit einer Motorleistung von  $P_M = 50 \text{ kW}$  bis  $P_M = 100 \text{ kW}$  und einer ungefähren Fahrzeugmasse von

$$m = 1000 \text{ kg} \quad (3.29)$$

im Bereich von  $m_p = 10 \text{ kg/kW}$  bis  $m_p = 20 \text{ kg/kW}$ . Die beiden im Fahrzeugmodell eingesetzten Motoren werden eine Leistung von je  $P_M = 4 \text{ kW}$  besitzen. Aus der Summe der Nennleistungen von den zwei Elektromotoren kann über ein gewähltes Leistungsgewicht von  $m_p = 12,5 \text{ kg/kW}$  mit der Gleichung 3.29 die Referenzmasse des Modells  $m_{\text{ref}}$  von

$$m_{\text{ref}} = 100 \text{ kg} \quad (3.30)$$

bestimmt werden. Mit der auf die Fahrzeugmasse bezogenen Referenzmasse

$$m_{\text{ref}}^* = \frac{m_{\text{ref}}}{m} \quad (3.31)$$

und mit der Gleichung 3.27 können die Berechnungsgleichungen 3.25 und 3.26 für die zu erzeugende Gegenkraft in der rechten und linken Belastungseinrichtung auf das Fahrzeugmodell angepasst werden:

$$F_{Z,r} = \left( f_{R,r} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot \frac{m_{\text{ref}} \cdot g}{2} + m_{\text{ref}}^* \frac{f_L \cdot v_{\text{res}}^2}{2}, \quad (3.32)$$

$$F_{Z,l} = \left( f_{R,l} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot \frac{m_{\text{ref}} \cdot g}{2} + m_{\text{ref}}^* \frac{f_L \cdot v_{\text{res}}^2}{2}. \quad (3.33)$$

### 3.2.3 Aufteilung der Drehzahlen

In dem Abschnitt Lenkgeometrie des vorangegangenen Kapitels wurden unterschiedliche Geschwindigkeiten der einzelnen Räder während einer Kurvenfahrt herausgearbeitet. Die Modellierung von einander abweichenden Radgeschwindigkeiten soll über die Drehzahldifferenzen der beiden Belastungswalzen durchgeführt werden. Aus der Grundgleichung 2.33 kann bei einer konstanten Winkelgeschwindigkeit der Kurvenfahrt die folgende Verhältnisgleichung gebildet werden:

$$\frac{v}{R} = \frac{v_{v,r}}{R_{v,r}} = \frac{v_{v,l}}{R_{v,l}}. \quad (3.34)$$

Die vorderen Radien des linken und rechten Rades sowie die gedachten Kurvenverläufe des Mittelpunktes der Lenkachse und des Schwerpunktes wurden im Bild 2-12 ergänzt und sind im Bild 3-5 dargestellt. Da der Schwerpunkt SP des Fahrzeuges nicht auf der Lenkachse liegt, sind die Differenzen der rechten und linken Kurvenradien der Vorderräder nicht gleich groß. Zusätzlich zu der halben Spurbreite  $s$  muss die Differenz der Spurbreite  $\Delta s$  zwischen der Mitte der Lenkachse und dem Schwerpunkt beachtet werden. Aus dem Bild 3-5 lassen sich für die Radien der vorderen Räder die folgenden zwei Gleichungen aufstellen:

$$R_{v,r} = R - \left( \frac{s}{2} - \Delta s \right), \quad (3.35)$$

$$R_{v,l} = R + \left( \frac{s}{2} + \Delta s \right). \quad (3.36)$$

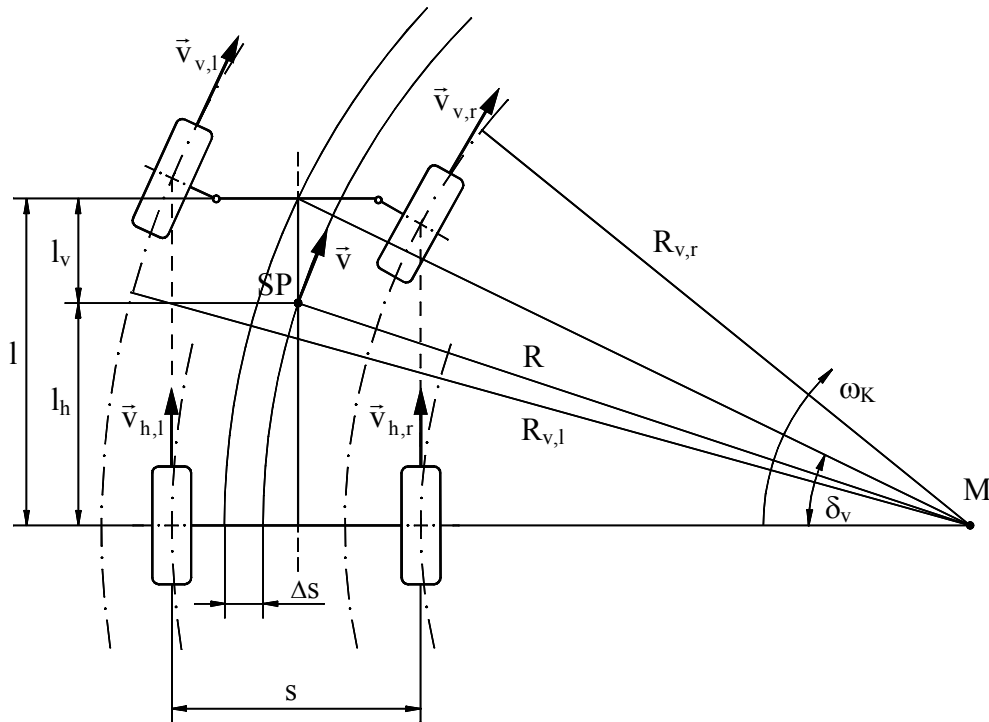


Bild 3-5: Kurvenradien der einzelnen Räder und des Fahrzeugschwerpunktes

Werden die Gleichungen 3.35 und 3.36 in die Gleichung 3.34 eingesetzt, können aus der Geschwindigkeit des Fahrzeuges  $v$  die Geschwindigkeiten der linken bzw. rechten Vorderräder ermittelt werden:

$$v_{v,r} = \frac{R - \frac{s}{2} + \Delta s}{R} v, \quad (3.37)$$

$$v_{v,l} = \frac{R + \frac{s}{2} + \Delta s}{R} v. \quad (3.38)$$

Die Differenz der Spurbreite  $\Delta s$  kann aus dem sich am Schwerpunkt bildenden rechtwinkligem Dreieck berechnet werden:

$$\sin \delta_v = \frac{\Delta s}{l_v}. \quad (3.39)$$

Aus der Lenkgeometrie und unter Anwendung der Gleichungen 2.42 und 3.39 sowie der Vereinfachungen 2.14 und 2.63 ergibt sich die detaillierte Geschwindigkeitsbestimmung der rechten und linken Vorderräder:

$$v_{v,r} = \left( 1 - \frac{s \cdot \delta_v}{2 \cdot l \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{l_h}{l}\right)^2 \cdot \delta_v^2}} + \frac{l_v \cdot \delta_v^2}{l \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{l_h}{l}\right)^2 \cdot \delta_v^2}} \right) \cdot v, \quad (3.40)$$

$$v_{v,l} = \left( 1 + \frac{s \cdot \delta_v}{2 \cdot l \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{l_h}{l}\right)^2 \cdot \delta_v^2}} + \frac{l_v \cdot \delta_v^2}{l \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{l_h}{l}\right)^2 \cdot \delta_v^2}} \right) \cdot v. \quad (3.41)$$

Da die vorderen und hinteren Abstände des Fahrzeugschwerpunktes in der Praxis nicht zu bestimmen sind, werden diese Längenangaben für das Fahrzeugmodell vorgegeben. Aus diesem Grund werden die Schwerpunktfaktoren  $f_{SP}$  eingeführt, die in der Steuerung für weitere Versuchsreihen variiert werden können:

$$f_{SP,1} = \frac{s}{2 \cdot l}, \quad (3.42)$$

$$f_{SP,2} = \frac{l_v}{l}. \quad (3.43)$$

In dem Modell des Fahrzeugantriebes wird die Spurweite des Fahrzeuges  $s$  mit einer Länge von

$$s = 1,5 \text{ m} \quad (3.44)$$



festgelegt. Der Radstand  $l$  fließt mit dem bereits bestimmten Wert von  $l = 2,5$  m in diese Berechnung ein. Für den vorderen Abstand  $l_v$  wird ein Drittel der Radstandslänge

$$l_v = 0,33 \cdot l \quad (3.45)$$

gewählt. Aus der Gleichung 2.67 resultiert der hintere Abstand  $l_h$  von zwei Drittel des Radstandes  $l$  ( $l_h = 0,67 \cdot l$ ). Aus diesen geometrischen Größen des Fahrzeuges können in der Steuerung die Schwerpunktfaktoren zur Bestimmung von konstanten Größen genutzt werden:

$$f_{SP,1} = \frac{1,5 \text{ m}}{2 \cdot 2,5 \text{ m}} = 0,3, \quad (3.46)$$

$$f_{SP,2} = \frac{0,33 \cdot l}{l} = 0,33. \quad (3.47)$$

Mit diesen gewählten Werten nähert sich der Wurzelausdruck in den Gleichungen 3.40 und 3.41 der Zahl 1 an. Die Geschwindigkeiten der vorderen Räder hängen demzufolge nur von dem Vorderradeinschlagwinkel ab:

$$v_{v,r} = (1 - f_{SP,1} \cdot \delta_v + f_{SP,2} \cdot \delta_v^2) \cdot v, \quad (3.48)$$

$$v_{v,l} = (1 + f_{SP,1} \cdot \delta_v + f_{SP,2} \cdot \delta_v^2) \cdot v. \quad (3.49)$$

In der Antriebstechnik werden die Drehbewegungen vorrangig mit Drehzahlen oder Winkelgeschwindigkeiten ausgedrückt. Zur Modellierung der Fahrbahn bei dem Versuchsstand des Fahrzeugantriebes müssen die Walzen der Belastungsmaschinen die Geschwindigkeiten erzeugen. Aus der Gleichung 2.33 ergibt sich die Umrechnung von der Geschwindigkeit auf die Drehzahl bzw. von der Referenzgeschwindigkeit auf die Referenzdrehzahl:

$$v_{\text{ref}} = 2\pi n_{\text{ref}} \cdot r_{\text{dyn}}, \quad (3.50)$$

$$v_v = 2\pi n_w \cdot r_w. \quad (3.51)$$

Die Referenzgeschwindigkeit des Fahrzeuges wird mit den wirksamen Radien auf die Drehzahlen der Belastungseinrichtung umgerechnet. Im Fahrzeugversuchsstand betragen die Radien der Belastungswalzen  $r_{\text{BW}} = 0,2 \text{ m}$  und die dynamischen Reifenhalmmesser des Rades  $r_{\text{dyn}} = 0,125 \text{ m}$ . Mit diesen Zahlenwerten, den Gleichungen 3.50 und 3.51 und der in m/s eingesetzten Referenzgeschwindigkeit können die Drehzahlen der Belastungseinrichtung mit den zugeschnittenen Größengleichungen berechnet werden:

$$\frac{n_{v,r}}{\frac{1}{\text{s}}} = \left(1 - f_{\text{SP},1} \cdot \delta_v + f_{\text{SP},2} \cdot \delta_v^2\right) \cdot \frac{1}{1,256} \cdot \frac{v_{\text{ref}}}{\frac{\text{m}}{\text{s}}}, \quad (3.52)$$

$$\frac{n_{v,l}}{\frac{1}{\text{s}}} = \left(1 + f_{\text{SP},1} \cdot \delta_v + f_{\text{SP},2} \cdot \delta_v^2\right) \cdot \frac{1}{1,256} \cdot \frac{v_{\text{ref}}}{\frac{\text{m}}{\text{s}}}. \quad (3.53)$$

### 3.2.4 Einstellung der Kraftübertragung

Die Reibungsverhältnisse der kraftschlüssigen Verbindung zwischen Reifen und Fahrbahn begrenzen die Kraftübertragung in Umfangsrichtung beim Antreiben und Bremsen. Die größte Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_H$  für ein Rad wird mit der Gleichung 2.35 beschrieben. Die vom Fahrzeugmotor aufzubringende Längskraft  $F_x$  ist bei einem Kraftschlussbeiwert von  $\mu = \mu_H = 1$  betragsmäßig gleich der Zugkraft  $F_Z$  bzw. der Gesamtfahrwiderstände. Mit einer kleineren Reibungszahl  $\mu$  nimmt die mögliche zu übertragende Kraft des Rades auf die Straße nach der folgenden Gleichung ab.

$$F_x = \mu \cdot F_Z. \quad (3.54)$$

Im Versuchsstand des Fahrzeugantriebes wird die Reibungszahl  $\mu$  für jede kraftschlüssige Verbindung zwischen einem Antriebsrad und der dazugehörigen Belastungswalze mit einem Potentiometer, dessen Spannungswert in der Steuerung ausgewertet wird, vorgegeben. So können die Fahrbahnzustände laut der Literatur [1, 35, 51, 68] für trockenen Asphalt ( $\mu = 1$ ), nassen Asphalt ( $\mu = 0,8$ ), losen Sand ( $\mu = 0,5$ ) sowie Schnee ( $\mu = 0,2$ ) und Eis ( $\mu = 0,1$ ) modelliert werden. Die mit Hilfe der Belastungseinrichtung nachgeahmten Gegenkräfte nach den Gleichungen 3.32 und 3.33 werden mit der Gleichung 3.54 so verändert, dass an jedem Antriebsrad bei sich ändernden Reibwerten die entsprechende Zugkraft eingestellt wird:

$$F_{Z,r} = \mu_r \cdot \left( \left( f_{R,r} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot \frac{m_{\text{ref}} \cdot g}{2} + m_{\text{ref}}^* \frac{f_L \cdot v_{\text{res}}^2}{2} \right), \quad (3.55)$$

$$F_{Z,l} = \mu_l \cdot \left( \left( f_{R,l} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot \frac{m_{\text{ref}} \cdot g}{2} + m_{\text{ref}}^* \frac{f_L \cdot v_{\text{res}}^2}{2} \right). \quad (3.56)$$

Weicht die Längskraft des Antriebsrades auf Grund der Vorgabe des Drehmomentes von dem erforderlichen Moment ab, entsteht eine Geschwindigkeitsdifferenz, die zwischen Rad und Fahrbahn einen Schlupf oder im extremen Fall ein Durchdrehen bzw. Blockieren der Räder hervorruft.

### 3.2.5 Berücksichtigung der dynamischen Radlasten (Gier-, Wank- und Nickbewegungen)

Die Gierbewegung führt auf Grund der Zentripetalbeschleunigung zu einer Abweichung der Fahrtrichtung, die mit der Änderung des Vorderradeinschlagwinkels korrigiert werden kann. Das Gieren wurde in den Betrachtungen der stationären Kreisfahrt berücksichtigt.

Die Wank- und Nickbewegungen werden durch eine Radlaständerung am Fahrzeug verursacht. Da beide Bewegungsformen nicht mit anschaulichen mathematischen Beziehungen beschrieben werden können, werden für das Fahrzeugmodell Näherungsgleichungen aufgestellt, die mit Proportionalitätsfaktoren in den Untersuchungen zu variieren sind. Für die Berechnungen der unterschiedlichen Normalkräfte an den einzelnen Rädern werden der Wankwinkelfaktor  $f_k$  und der Nickwinkelfaktor  $f_v$  eingeführt:

$$F_{N, \text{Rad}} = f_k \cdot f_v \cdot \frac{m \cdot g}{2}. \quad (3.57)$$

Der Steigungswinkel wird in dem Versuchsstand des Fahrzeugantriebes so berücksichtigt, dass sich nur die Referenzmassen der Antriebsräder verändern:

$$m_{\text{ref}, \text{Rad}} = f_k \cdot f_v \cdot \frac{m_{\text{ref}}}{2}. \quad (3.58)$$

Der Wankwinkelfaktor  $f_k$  ist von der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung und somit von der Referenzgeschwindigkeit und dem Vorderradeinschlagwinkel nach der Gleichung 3.23 abhängig. Mit einer höheren Zentripetalbeschleunigung, die in der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung auf die Erdbeschleunigung bezogen wird, nimmt die Wankneigung zu. Bei der Vorgabe des dimensionslosen Wankwinkelfaktors  $f_k$  wird der Vorderradeinschlagwinkel vorzeichenbehaftet in die Berechnungsgleichung 3.23 der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung eingesetzt. Eine Rechtskurve wird mit einem positiven Winkel und eine Linkskurve mit einem negativen Winkel der eingeschlagenen Vorderräder definiert. Während der Wankbewegung wird das kurveninnere Rad weniger als das kurvenäußere Rad belastet. Die Intensität des Wankens wird mit dem Potenzieren der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung eingestellt. Ein ungerader Exponent, als Wankparameter  $p$  bezeichnet, bewahrt das Vorzeichen des

Vorderradeinschlagwinkels und bewirkt somit die entsprechende Normalkraftverteilung der Antriebsräder. Der gewählte Wankparameter  $p$  zur Bestimmung der Wankwinkelfaktoren  $f_{\kappa,r}$  und  $f_{\kappa,l}$  beträgt

$$p = 3. \quad (3.59)$$

$$f_{\kappa,r} = 1 - \mu_y^p \quad (3.60)$$

$$f_{\kappa,l} = 1 + \mu_y^p \quad (3.61)$$

Der Nickwinkelfaktor  $f_v$  beschreibt die Änderung der Referenzmassen während der Anfahr- und Bremsmanöver und ist demzufolge von der Beschleunigung bzw. Verzögerung abhängig. In dem Fahrzeugmodell wird das Anfahren bzw. das Bremsen mit dem in Gleichung 3.9 berechneten Beschleunigungswert vorzeichenbehaftet bewertet. Eine Verzögerung bewirkt entgegen der Beschleunigung eine höhere Radlast an den vorderen Rädern. Mit einem gewählten und in der Steuerung veränderlichen Neigungsfaktor  $f_{v,1}$  von

$$f_{v,1} = 0,001 \text{ s}^2/\text{m} \quad (3.62)$$

und mit der in  $\text{m/s}^2$  ermittelten Beschleunigung wird der dimensionslose Nickwinkelfaktor  $f_v$  berechnet:

$$f_v = 1 - f_{v,1} \cdot a. \quad (3.63)$$

Aus den Gleichungen 3.58 bis 3.63 können die Referenzmassen des rechten und linken Rades des Fahrzeugmodells bestimmt werden:

$$m_{\text{ref},r} = f_{\kappa,r} \cdot f_v \cdot \frac{m_{\text{ref}}}{2}, \quad (3.64)$$

$$m_{\text{ref},l} = f_{\kappa,l} \cdot f_v \cdot \frac{m_{\text{ref}}}{2}. \quad (3.65)$$

Diese unterschiedlichen Referenzmassen werden in der Berechnung der einzustellenden Zugkraft an der rechten bzw. linken Belastungswalze in den Gleichungen 3.55 und 3.56 berücksichtigt:

$$F_{Z,r} = \mu_r \cdot \left( \left( f_{R,r} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot m_{ref,r} \cdot g + m_{ref}^* \frac{f_L \cdot v_{res}^2}{2} \right), \quad (3.66)$$

$$F_{Z,l} = \mu_l \cdot \left( \left( f_{R,l} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot m_{ref,l} \cdot g + m_{ref}^* \frac{f_L \cdot v_{res}^2}{2} \right). \quad (3.67)$$

### 3.2.6 Berechnung der Drehmomente

Für die Programmierung der Belastungseinrichtung werden die bisher ermittelten Gegenkräfte der beiden Antriebsmotoren auf die in der Antriebstechnik gebräuchlicheren Drehmomente umgerechnet. Das Drehmoment der rechten bzw. linken Belastungswalze wird nach der Gleichung 2.28 aus dem Produkt der entsprechenden Zugkraft und dem festgelegten Radius der Belastungswalze bestimmt:

$$M_{BE,r} = F_{Z,r} \cdot r_{BW}, \quad (3.68)$$

$$M_{BE,l} = F_{Z,l} \cdot r_{BW}. \quad (3.69)$$

In den vorangegangenen Abschnitten wurden die Zahlenwerte für die Faktoren und Größen zur Ermittlung der Zugkraft festgelegt. Die Berechnung mit diesen Wertebereichen ergibt eine maximale Zugkraft von  $F_{Z,max} = 900 \text{ N}$ , aus der das maximale Drehmoment von  $M = 180 \text{ Nm}$  ermittelt werden. Die Elektromotoren des Fahrzeugmodells besitzen eine Nennleistung von  $P_N = 4 \text{ kW}$ , die im Nennpunkt nur ein Drehmoment von  $M_N = 19 \text{ Nm}$  erzeugen. Auf Grund der fehlenden Schaltgetriebe werden die Drehmomente und Drehzahlen an den Rädern direkt

vom Motor aufgebracht. Da die berechneten Drehmomente für diese Motoren zu groß sind, müssen die Momente der Belastungseinrichtung auf das Fahrzeugmodell angepasst werden. Für die Reduzierung der Zugkräfte wird ein Umrechnungsfaktor, als Getriebefaktor  $f_G$  bezeichnet, eingeführt. Dieser gewählte Faktor, der in der Steuerung neu parametrisiert werden kann, beträgt

$$f_G = 0,1 \quad (3.70)$$

und wird in die Zugkraftgleichungen 3.66 und 3.67 eingesetzt, die als Voraussetzung zur Drehmomentenbestimmung der Belastungseinrichtung nach den Gleichungen 3.68 und 3.69 dienen:

$$F_{Z,r} = f_G \cdot \mu_r \cdot \left( \left( f_{R,r} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot m_{ref,r} \cdot g + m_{ref}^* \frac{f_L \cdot v_{res}^2}{2} \right), \quad (3.71)$$

$$F_{Z,l} = f_G \cdot \mu_l \cdot \left( \left( f_{R,l} + q + f_m \frac{a}{g} + f_K \right) \cdot m_{ref,l} \cdot g + m_{ref}^* \frac{f_L \cdot v_{res}^2}{2} \right). \quad (3.72)$$

### 3.2.7 Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung

Die beiden Antriebe der Belastungseinrichtung im Versuchsstand des Fahrzeugantriebes erhalten über eine Steuerung die Informationen der durchzuführenden Bewegungen. Das Drehmoment und die Drehzahl, die jeder Antrieb für die Regelung der elektrischen Maschine (weitere Ausführungen im Kapitel 4) benötigt, wird in der Steuerung aus den hergeleiteten in Klammern gesetzten Gleichungen berechnet. Der Programmablaufplan [12, 52, 56, 65], der die grafische Darstellung des Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung beinhaltet, ist im Anhang in der Anlage 1 abgebildet.

An der Steuerung wird ein Display angeschlossen, welches die Kommunikation mit der Steuerung ermöglicht. Zum Beginn einer Untersuchung können die vom

versuchsdurchführenden Personal festgelegten Parameter mit der geforderten Einheit über dieses Steuerungsdisplay eingeben werden. Der Luftwiderstandsfaktor  $f_L$  (3.5), der Drehmassenzuschlagsfaktor  $f_m$  (3.8), die Fahrzeugmasse  $m$  (3.29) und die Referenzmasse  $m_{\text{ref}}$  (3.30) werden zur Vorgabe der Zugkraft benötigt. Die wichtigen Längenangaben des Fahrzeugmodells sind in dem Radstand  $l$  (3.21), der Spurweite  $s$  (3.44) und dem vorderen Abstand  $l_v$  (3.45) enthalten und charakterisieren die geometrischen Einflüsse auf das Fahrzeug. Zur Modulation der dynamischen Radlasten wurde die Variation des Wankparameters  $p$  (3.59) und des Neigungsfaktors  $f_{v,1}$  (3.62) eingeführt. Eine Unterdrückung dieser Modulation wird mit den Werten des Wankparameters  $p=0$  und des Neigungsfaktors  $f_{v,1}=0$  erreicht. Die Anpassung des Drehmomentes der Belastungseinrichtung auf das Fahrzeugmodell bestimmt der Getriebefaktor  $f_G$  (3.70). Jeder dieser eingetragenen Konstanten wird auf eine Fehleingabe kontrolliert und falsche Werte werden signalisiert. Mit diesen gewählten und eingegeben Parametern erfolgt die Berechnung des Kraftschlussbeanspruchungsfaktor  $f_\mu$  (3.22), der bezogenen Referenzmasse  $m_{\text{ref}}^*$  (3.31) sowie der Schwerpunktfaktoren  $f_{\text{SP},1}$  (3.42) und  $f_{\text{SP},2}$  (3.43).

Nach der Eingabeprozedur ist ein zyklisches Abarbeiten der folgenden Anweisungen notwendig. Zu Beginn von jedem Zyklus werden die Potentiometerstellungen für den rechten und linken Rollwiderstandskoeffizient  $f_{R,0,r}$  und  $f_{R,0,l}$ , die Windgeschwindigkeit  $v_w$ , die Steigung  $q$ , der Vorderradeinschlagwinkel  $\delta_v$  und die rechte und linke Reibungszahl  $\mu_r$  und  $\mu_l$ , die an den analogen Eingabebaugruppen angeschlossen sind, in die Steuerung eingelesen. In der Steuerung wird aus jedem eingestellten Spannungswert der aktuelle Zahlenwert bestimmt und auf dem Display dargestellt. Eine digitale Eingabebaugruppe erfasst die auf die Drehzahl umgerechnete Fahrzeuggeschwindigkeit, die von der



Steuerung des Fahrzeugantriebes ausgegeben wird. Aus dieser sogenannten Referenzdrehzahl  $n_{\text{ref}}$  kann mit der Gleichung 3.50 die Referenzgeschwindigkeit  $v_{\text{ref}}$  in m/s ermittelt werden.

Die resultierende Anströmungsgeschwindigkeit  $v_{\text{res}}$  ergibt sich aus der Addition (3.7) der Referenzgeschwindigkeit und dem eingestellten Wert der Windgeschwindigkeit. Aus dem Zahlenwert des rechten bzw. linken Rollwiderstandskoeffizienten und der Referenzgeschwindigkeit werden nach der Gleichung 3.3 die Rollwiderstandsbeiwerte  $f_{R,0,r}$  bzw.  $f_{R,0,l}$  bestimmt. Mit Hilfe der Referenzgeschwindigkeit  $v_{\text{ref}}$  wird weiterhin die Beschleunigung  $a$  berechnet. In jedem Zyklus der Steuerung, der in einem definierten Zeitbaustein mit beispielsweise  $t_z = 10 \text{ ms}$  abläuft, wird die vorhergehende (Index 0) und die aktuelle (Index 1) Referenzgeschwindigkeit nach den Gleichungen

$$v_{\text{ref},0} := v_{\text{ref},1} \quad (3.73)$$

$$v_{\text{ref},1} := v_{\text{ref}} \quad (3.74)$$

ermittelt. Die Geschwindigkeitsdifferenz wird durch die festgesetzte Zykluszeit dividiert und ergibt nach der Gleichung 3.9 die Beschleunigung bzw. die Verzögerung:

$$a = \frac{v_{\text{ref},1} - v_{\text{ref},0}}{0,01 \text{ s}} \quad (3.75)$$

Anschließend wird die seitliche Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_y$  aus den eingestellten Werten des Vorderradeinschlagwinkels  $\delta_v$  und der Referenzgeschwindigkeit  $v_{\text{ref}}$  nach der Gleichung 3.23 und mit dem bereits ermittelten Faktor  $f_\mu$  bestimmt. Zur Einhaltung des positiven bzw. negativen Grenzwertes der maximalen seitlichen Kraftschlussbeanspruchung erfolgen zwei Abfragen.

Bei einer Überschreitung des maximalen Wertes, laut der Gleichung 3.24, wird der Zahlenwert der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung auf den höchst zulässigen positiven bzw. negativen Wert von  $\mu_y = 0,96$  bzw.  $\mu_y = -0,96$  festgesetzt und eine Meldung der Winkelüberschreitung sowie eine Aufforderung zur Änderung des Vorderradeinschlagwinkels erscheint im Display. Nach der Bestimmung der seitlichen Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_y$  kann der Kurvenwiderstandsbeiwert  $f_K$  mit der Näherungsgleichung 3.20 berechnet werden.

Vor der Bestimmung der Wankwinkelfaktoren wird der Wankparameter  $p$  abgefragt. Bei einem eingegebenen Wert von  $p = 0$  entsteht kein Wanken und die beiden Wankwinkelfaktoren werden in der Steuerung auf den Wert von  $f_{k,r} = f_{k,l} = 1$  gesetzt. Zur Modellierung des Wankens werden die Wankwinkelfaktoren  $f_{k,r}$  und  $f_{k,l}$  nach den Gleichungen 3.60 und 3.61 mit dem im Display eingetragenen konstanten Wert ermittelt. Der Nickwinkelfaktor  $f_v$  wird nach dem selben Abfrageprinzip bestimmt. Der Neigungsfaktor  $f_{v,l}$  wird überprüft und bei einem Wert von  $f_{v,l} = 0$  wird der Nickwinkelfaktor auf den Zahlenwert von  $f_v = 1$  gesetzt. Die Nachbildung des Nickens erfolgt mit einem ausgewählten Neigungsfaktor, der in die Berechnung des Nickwinkelfaktors  $f_v$  nach Gleichung 3.63 eingeht. Aus den Wank- und Nickwinkelfaktoren sowie der eingetragenen Referenzmasse werden zur Modellierung der Radlaständerungen die rechte und linke Referenzmasse  $m_{ref,r}$  und  $m_{ref,l}$  nach den Gleichungen 3.64 bzw. 3.65 bestimmt.

Mit den bereits vorgegebenen Konstanten und berechneten Faktoren werden die Drehmomente  $M_{BE,r}$  und  $M_{BE,l}$  für die Antriebsmaschinen an der rechten und linken Belastungswalze aus den im vorangegangenen Abschnitt erarbeiteten

Gleichungen der Zugkräfte 3.71 bzw. 3.72 und der Drehmomente 3.68 bzw. 3.69 berechnet. Die Drehzahlen  $n_{v,r}$  und  $n_{v,l}$  für die Belastungsmaschinen werden aus den Gleichungen 3.52 und 3.53 ermittelt. Zum Abschluss von jedem Zyklus werden die Drehzahl und das Drehmoment von der Steuerung an den rechten und linken Antrieb der Belastungseinrichtung ausgegeben.

## **3.3 Fahrzeugantrieb**

### **3.3.1 Aufgabe des elektrischen Fahrzeugantriebes**

Der Elektroantrieb des Fahrzeuges bringt über die Gaspedalstellung das benötigte Antriebsmoment auf, um die am Fahrzeug angreifende Gegenkraft zu überwinden. Der elektrische Mehrmotorenantrieb übernimmt auch die Aufgabe des Ausgleichs- bzw. Differentialgetriebes. Die Aufteilung des gleichwertigen Drehmomentes an die einzelnen Antriebsräder erfolgt in dem Steuerungsalgorithmus, der ebenfalls die Funktionsweise der aktiven Sicherheitssysteme realisiert.

### **3.3.2 Vorgabe des Drehmoments**

Das rollende Rad auf der Fahrbahn bildet die kraftschlüssige Verbindung zwischen dem Fahrzeug und der Straße. Bei einem Elektrofahrzeug mit einem Mehrmotorenantriebssystem wird das erzeugte Drehmoment vom Motor über das Rad direkt auf die Straße übertragen. Sämtliche Getriebefunktionen mit der Wandlung der Drehzahl und des Momentes des herkömmlichen Kraftfahrzeuges sind in der übergeordneten Steuerung enthalten.

Über ein Bedienelement wird das Drehmoment des Elektrofahrzeuges von dem Wert Null bis zum maximalen Wert stufenlos eingestellt. In einem Regler, der

sich in jedem Stromrichter des Radantriebes befindet, stellt sich bei einem vorgegebenen Drehmoment eine Drehzahl ein. Der zu erreichende Arbeitsbereich eines Elektromotors entspricht dem idealen Bereich des Zugkraftfeldes in dem Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm (Bild 2-6). Die gleichmäßige Verteilung der Drehmomente an den einzelnen Antriebsrädern übernimmt die Steuerung, indem jeder Radantrieb von der Steuerung die gleiche Drehmomentenvorgabe erhält.

In dem Versuchsstand des Fahrzeugantriebes wird das Drehmoment mit Hilfe eines linearen Potentiometers vorgegeben. Dieser erzeugte Sollwert wird in die Steuerung eingelesen und in einen Drehmomentenwert für die Antriebe umgerechnet. Wird während des Betriebes der Radantriebe das Potentiometer auf den Nullpunkt zurückgesetzt, d. h. ein Kraftfahrer nimmt seinen Fuß vom Gaspedal, dann bleibt die Drehmomentenvorgabe an dem Antrieb aus. Das Antriebsmoment des Fahrzeugmodells wird nicht mehr aktualisiert und kann somit die Gegenkraft nicht mehr überwinden. Der Fahrzeugantrieb wird durch die auftretenden Fahrwiderstände abgebremst. Die Dauer des Auslaufens modelliert die Fahrzeugträgheit im Laborversuchsstand.

Da das Modell des Elektrofahrzeuges keine zusätzliche Bremseinrichtung besitzt, wird ein gezieltes Stillsetzen der Fahrzeugantriebe mit einer negativen Drehmomentenvorgabe erreicht. Ein Wiederanlaufen in die umgekehrte Drehrichtung wird in der Steuerung programmtechnisch verhindert.

### **3.3.3 Realisierung der Sicherheitssysteme**

Die Fahrsicherheitssysteme bei Kraftfahrzeugen bestehen aus einer Kombination der Fahrdynamikregelung, des Antiblockiersystems und der Antriebs-schlupfregelung. Die Verknüpfung der elektronisch und hydraulisch arbeitenden

Systeme beinhalten die gemeinsame Nutzung der Radsensoren und des Reglers der Antriebs- und Bremsanlage des Fahrzeuges.

Diese Vermischung der zahlreichen Komponenten eines herkömmlichen Kraftfahrzeuges ist bei der Erarbeitung des Fahrzeugmodells nicht möglich. Das Modell des Elektrofahrzeuges besitzt nur die beiden angetriebenen Vorderräder mit dem übergeordneten Steuerungssystem. Somit kann eine Kontrolle bzw. Auswertung der Raddrehzahlen der momentan los laufenden Hinterräder sowie des Bremssystems in dem Steuerungsalgorithmus des Elektrofahrzeuges nicht genutzt werden. Die Erkenntnis über das Blockieren bzw. das Durchdrehen der Räder muss allein mit den in den Elektroantrieben enthaltenen Parametern realisiert werden.

Das Modell des Elektrofahrzeuges kann über die Vorgabe des Drehmomentes beliebig beschleunigt oder abgebremst werden. Kommt es während einer Beschleunigungsphase zu einem Abriss der Kraftübertragung zwischen dem Rad und der Belastungswalze, z. B. durch die Verringerung des Reibungswertes, wird der Elektromotor durch die hohe Drehmomentenvorgabe zu stark beschleunigt und das Antriebsrad dreht durch. Bei einem Bremsvorgang kann die erforderliche Reibung zwischen der kraftschlüssigen Verbindung ebenfalls zu klein werden und das eingestellte Bremsmoment wird nicht mehr vollständig auf die Walze der Belastungseinrichtung übertragen. Die Kraftübertragung reißt ab und das Rad blockiert. Die Vorstufe des Durchdrehens bzw. des Blockierens eines Rades ist in einer Erhöhung des Reifenschlupfes in Längsrichtung (Abschnitt 2.3.2) zu erkennen.

Die ständige Überwachung des Antriebs- bzw. Bremsschlupfes ermöglicht eine Charakterisierung der Neigung zum Durchdrehen oder Blockieren eines Rades. Mit einer Regelung des Drehmomentes und einer Kontrolle eines zulässigen

Drehzahlbereiches kann der Betrieb der Radantriebe in den modellierten Grenzsituationen aufrecht erhalten werden.

In dem Versuchsstand des elektrischen Fahrzeugantriebes werden für unterschiedliche Versuche einstellbare Grenzwerte des Schlupfes eingeführt, die als Antriebsschlupfschwelle  $\lambda_{A,max}$  bzw. Bremsschlupfschwelle  $\lambda_{Br,max}$  bezeichnet werden. Da bei der Realisierung der Sicherheitssysteme nur der Reifenschlupf in die Fahrtrichtung betrachtet wird, wird auf eine zusätzliche Indizierung der Längsrichtung (Index  $x$ ) verzichtet. Beide Schwellwerte werden in der Steuerung des Fahrzeugantriebes mit einem Wert von

$$\lambda_{A,max} = 0,1 \quad , \quad (3.76)$$

$$\lambda_{Br,max} = 0,1 \quad (3.77)$$

festgelegt. Zur Ermittlung der aktuellen Reifenschlupfwerte ist nach den Gleichungen 2.39 und 2.40 die Referenzgeschwindigkeit des Fahrzeugmodells notwendig. Im Modell des Fahrzeugantriebes existieren keine freilaufenden und nichtangetriebenen Räder, aus denen eine Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt werden kann. Aus diesem Grund kann die Referenzgeschwindigkeit nur abgeschätzt werden. Beim ungestörten Antreiben bzw. Bremsen der beiden Radantriebe, d. h. es tritt kein Schlupf über dem festgesetzten Grenzbereich auf, wird die Referenzgeschwindigkeit aus den beiden Drehzahlen der Radantriebe und den dynamischen Reifenhalmessern der gewählten Antriebsräder von  $r_{dyn} = 0,125 \text{ m}$  ausgehend von der Gleichung 2.33 mit der zugeschnittenen Größengleichung berechnet:

$$\frac{v_{ref}}{\frac{m}{s}} = 2\pi \cdot 0,125 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{(n_{v,r} + n_{v,l})}{\frac{1}{s}} \quad (3.78)$$

Bei einem über den Schwellwert liegenden schlupfbehafteten Rad wird die Referenzgeschwindigkeit aus der Drehzahl des Rades, welches sich innerhalb einer zulässigen Schlupfschwelle bewegt, ermittelt:

$$\frac{v_{\text{ref}}}{\frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2\pi \cdot 0,125 \text{ m} \cdot \frac{n_v}{\frac{1}{\text{s}}} \quad (3.79)$$

Bewegen sich beide Antriebsräder über den Grenzwerten der Schlupfschwelle, so wird der gespeicherte im Toleranzbereich liegende Wert der Referenzgeschwindigkeit aus den Gleichungen 3.78 oder 3.79 in den Berechnungen des Reifenschlupfes genutzt. Die Ungenauigkeiten der näherungsweise Ermittlung der Referenzgeschwindigkeit werden im Vergleich der berechneten Schlupfwerte mit den festgesetzten Schlupfschwellen, indem der Vorgabewert der Schwellgrenze etwas höher gewählt wird, berücksichtigt.

Zur Beurteilung der Raddrehzahlen, die sich innerhalb einer zulässigen Schlupfschwelle bewegen, wird die Winkelbeschleunigung der einzelnen Räder herangezogen. Eine Beschleunigung des Fahrzeuges wird mit der Geschwindigkeitsänderung während einer Zeiteinheit nach Gleichung 3.9 ermittelt. Bei leistungsstarken Fahrzeugen kann eine maximale Beschleunigung von

$$a_{\text{FZ,max}} = 4 \text{ m/s}^2 \quad (3.80)$$

erreicht werden. Diese Beschleunigung wird mit der Grundgleichung

$$\alpha = \frac{a}{r} \quad (3.81)$$

und den Gleichungen 2.33 und 3.9 auf die Winkelbeschleunigung umgerechnet:

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot (n_1 - n_0)}{\Delta t} \quad (3.82)$$

Aus der Gleichung 3.81 und der maximalen Fahrzeugbeschleunigung (3.80) ergibt sich für den festgelegten dynamischen Reifenhalmmesser die maximale Winkelbeschleunigung eines leistungsstarken Fahrzeuges von

$$\alpha_{\text{FZ,max}} = 32 \frac{1}{\text{s}^2} . \quad (3.83)$$

Der Vergleich zwischen der berechneten Winkelbeschleunigung eines Rades mit der maximal eingestellten Winkelbeschleunigung  $\alpha_{\text{max}}$  ermöglicht eine Einschätzung über die Radbewegung. In jedem Zyklus der Steuerung kann die Änderung der Winkelgeschwindigkeit eines Rades pro Zeiteinheit bestimmt werden. Ein berechneter Wert der Winkelbeschleunigung, der über der festgesetzten Grenze und somit nicht im Toleranzbereich liegt, zeigt die Eventualität zum Durchdrehen eines Rades an. Eine Blockierneigung kann mit dem negativen Wert einer minimal eingestellten Winkelbeschleunigung  $\alpha_{\text{min}}$  überprüft werden. Da diese Grenzwerte der Winkelbeschleunigung von der Zykluszeit abhängen, können momentan noch keine genauen Zahlenwerte vorgegeben werden. Die Berechnung der Referenzgeschwindigkeit erfolgt mit den überschlagsmäßig bzw. grob eingeschätzten Drehzahlen.

Die vorzeichenbehaftete Änderung der Referenzgeschwindigkeit pro Zeiteinheit, die in der Berechnung der Beschleunigung  $a$  mit der Gleichung 3.9 erfolgt, entscheidet über einen möglichen Antriebs- bzw. Bremsschlupf. Bei einer positiven Änderung liegt eine Beschleunigungsphase des Fahrzeuges vor und eine Überwachung des Antriebsschlupfes muss erfolgen. Eine Verzögerungsphase liegt bei einer negativen Beschleunigungsänderung vor und erfordert eine Kontrolle des Bremsschlupfes.

Die Antriebsschlupfregelung wird im Modell des Fahrzeugantriebes mit einem Vergleich des Schwellwertes und dem berechneten Wert des Antriebsschlupfes



realisiert. Beim Überschreiten dieser Antriebsschlupfschwelle, wird ein zu hohes und nicht übertragbares Antriebsmoment signalisiert. Eine Rücknahme der Vorgabe des Drehmomentes in der Steuerung ist zur Verhinderung des Durchdrehens des Antriebsrades bei einer sehr großen Schlupfänderung erforderlich. Dabei wird das Drehmoment bis zur Erreichung der eingestellten Antriebsschlupfschwelle reduziert. In jedem Zyklus der Steuerung wird das Drehmoment um einen vom Schlupf abhängenden Faktor minimiert. Eine weitere Möglichkeit der Unterbindung des Durchdrehens besteht in der zusätzlichen Regelung der Drehzahl des Radantriebes. Es wird dem Antrieb des gestörten Rades eine Drehzahlgrenze vorgegeben, die nur eine sehr eingeschränkte Überschreitung der umgerechneten Referenzgeschwindigkeit zulässt. Dieser Wert der maximalen Drehzahlgrenze  $n_{\text{max, grenz}}$  beträgt:

$$n_{\text{max, grenz}} = 1,05 \quad (3.84)$$

und wird in der Steuerung vorgegeben. Die Vorgabe der Grenzdrehzahl ermöglicht eine geringere Reduzierung des Drehmomentes. Dieser Vorgang entspricht der Kombination der Antriebs- und Bremsanlage bei herkömmlichen Kraftfahrzeugen.

Mit einem ähnlichen Regelungsprinzip erfolgt die Arbeitsweise des Antiblockiersystems. Der berechnete Wert des Bremsschlupfes wird mit dem vorgegebenen Schwellwert verglichen. Eine Unterschreitung der Bremsschlupfschwelle zeigt ein zu hohes Bremsmoment an. Das Rad neigt zum Blockieren. In der Steuerung wird eine schlupfabhängige Reduzierung des Bremsmomentes realisiert. Mit der Einführung der minimalen Drehzahlgrenze kann eine Drehzahl des Radantriebes in Abhängigkeit der umgerechneten Referenzgeschwindigkeit eingestellt werden. Der Zahlenwert der minimalen Drehzahlgrenze  $n_{\text{min, grenz}}$  wird in der Steuerung als Konstante vereinbart und beträgt:

$$n_{\text{min, grenz}} = 0,95. \quad (3.85)$$

Das gebremste Rad kann auf Grund der Drehzahlgrenze nicht blockieren und ist in der Lage ein gezieltes Bremsmoment an die Belastungswalze abzugeben.

### 3.3.4 Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes

Die übergeordnete Steuerung des Fahrzeugantriebes beinhaltet den komplexen Algorithmus zur Übergabe der berechneten Drehmomente an den rechten und linken Radantrieb unter Einhaltung der Getriebefunktionen und der Sicherheitssysteme. In dem Steuerungsprozess werden die Vorgabe des Drehmomentes am Bediengerät und die Istwerte der Radantriebe ständig registriert und berücksichtigt. Der Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes beinhaltet die Eingabe der konstanten Parameter und das zyklisch arbeitende Hauptprogramm mit den drei Unterprogrammen. Der Programmablaufplan [12, 52, 56, 65] mit den genannten Programmteilen ist im Anhang in den Anlagen 2 bis 5 abgebildet.

Bei der Entwicklung von einem Steuerungsalgorithmus des elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge wird im Laborbetrieb eine regelmäßige Aktualisierung des Steuerungsprogrammes verlangt. Eine Kommunikation zwischen der Steuerung und dem versuchsdurchführenden Personal wird über einen Personalcomputer verwirklicht. Die Parameter und die Näherungsgleichungen des Programmes können über diese Verbindung fortwährend an den Fahrzeugantrieb angepasst werden.

Über den Personalcomputer werden zu Beginn des Steueralgorithmus die gewählten Parameter, die in einem Teilversuch konstant bleiben, eingegeben. Zu diesen Konstanten zählen die Antriebsschlupfschwelle  $\lambda_{A, \max}$  (3.76), die Bremschlupfschwelle  $\lambda_{Br, \max}$  (3.77), die maximale Winkelbeschleunigung  $\alpha_{\max}$ , die

minimale Winkelbeschleunigung  $\alpha_{\min}$ , die maximale Drehzahlgrenze  $n_{\max, \text{grenz}}$  (3.83) und die minimale Drehzahlgrenze  $n_{\min, \text{grenz}}$  (3.84).

### 3.3.4.1 Hauptprogramm

Nach der Eingabe der im vorhergehenden Abschnitt genannten Parameter erfolgt die Abarbeitung des Hauptprogrammes (Anlage 2) mit einer festgelegten und konstanten Zykluszeit. Jeder Zyklus in der Steuerung beginnt mit dem Einlesen der am Potentiometer eingestellten Sollwert zur Drehmomentenvorgabe und dem Erfassen der rechten und linken Drehzahl  $n_r$  und  $n_l$  aus den Radantrieben. Die in dem vorangegangenen Zyklus eingelesenen bzw. berechneten Werte der Drehzahlen und der Referenzgeschwindigkeit werden zur Differenzbestimmung mit dem Index 0 und die aktuellen Zahlenwerte der Größen mit dem Index 1 gespeichert.

$$n_{r,0} := n_{r,1} \quad (3.86)$$

$$n_{r,1} := n_r \quad (3.87)$$

$$n_{l,0} := n_{l,1} \quad (3.88)$$

$$n_{r,1} := n_r \quad (3.89)$$

$$v_{\text{ref},0} := v_{\text{ref},1} \quad (3.90)$$

Das Modell des Fahrzeugantriebes besteht nur aus den Vorderrädern. Aus diesem Grund wird auf die Indizierung mit dem Index  $v$  verzichtet. Die aktuellen Drehzahlen werden vor der Berechnung der Referenzdrehzahl in dem Unterprogramm-Referenzdrehzahl (Anlage 3) anhand der minimalen und maximalen Winkelbeschleunigung verglichen.

In dem sich anschließenden Berechnungsteil des Hauptprogrammes werden das Drehmoment  $M$ , die aktuelle Referenzgeschwindigkeit  $v_{\text{ref},1}$  mit der Gleichung 3.50 und die Beschleunigung  $a$  des Modellfahrzeuges nach der Gleichung 3.9 bestimmt. In der Steuerung ist für jeden Spannungswert der eingelesenen Potentiometerstellung ein Zahlenwert für die Drehmomentenvorgabe an die beiden Radantriebe festgelegt.

Der Beginn und das Ende einer Fahrt besitzt den charakteristischen Geschwindigkeitswert von  $v_{\text{ref},1} = 0$ . Zur Vorgabe des Drehmomentes wird dieser Wert in jedem Zyklus abgefragt. Bei einer Referenzgeschwindigkeit über dem Wert Null befindet sich das virtuelle Fahrzeug in Bewegung und die Geschwindigkeit des Fahrzeugmodells kann beschleunigt oder verzögert werden. Die berechnete Beschleunigung unterscheidet diese mögliche Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsphase. Wird in der Abfrage bei einem Zyklus eine positive Geschwindigkeitsänderung festgestellt, so wird das Unterprogramm-Antriebs-schlupfregelung (Anlage 4) aufgerufen. Bei einer negativen Geschwindigkeitsänderung erfolgt die Überwachung des Bremsvorganges und es wird das Unterprogramm-Antiblockiersystem (Anlage 5) gestartet. Die beide Unterprogramme enden mit der Festlegung der auszugebenen Werte, was im letzten Teil des Hauptprogrammes erfolgt.

Weist das Fahrzeugmodell den Wert der Referenzgeschwindigkeit von  $v_{\text{ref},1} = 0$  auf, so ist eine Unterscheidung der Drehmomentenvorgabe notwendig. Bei einer positiven Vorgabe des Drehmomentes soll das virtuelle Fahrzeug vom Stillstand in Bewegung gesetzt werden. Ein eingestelltes Drehmoment mit dem Wert Null und kleiner deutet auf ein Stillsetzen der Fahrzeuggeschwindigkeit hin. Der Wert Null zeigt ein Austrudeln an, indem die Momentenvorgabe plötzlich zurückgenommen wurde und das vorzustellende Fahrzeug ausrollen würde. Ein negativer Wert gibt ein Bremsmoment vor und das gedachte Fahrzeug wird

gezielt abgebremst. Die in den Radantrieben verwendeten elektrischen Maschinen laufen bei dieser Drehmomentenvorgabe nach dem Erreichen der Drehzahl Null in umgekehrter Drehrichtung wieder an. Aus diesem Grund wird beim Erlangen des Stillstandes das negative Drehmoment auf den Wert Null gesetzt und das virtuelle Fahrzeug bleibt stehen. Beide Verzweigungen der Drehmomentenabfrage münden in den Ausgabeteil des Hauptprogrammes.

Die in den unterschiedlichen Programmpfaden korrigierten Drehmomente  $M_{\text{korr}}$  und festgelegten Grenzdrehzahlen  $n_{r,\text{grenz}}$  und  $n_{l,\text{grenz}}$  werden am Ende des Hauptprogrammes in jedem Zyklus an die beiden Radantriebe ausgegeben.

#### **3.3.4.2 Unterprogramm-Referenzdrehzahl**

In jedem Zyklus des Hauptprogrammes wird zur Abschätzung der im Toleranzbereich liegenden Drehzahlen das Unterprogramm-Referenzdrehzahl (Anlage 3) aufgerufen. In diesem Unterprogramm wird die rechte und linke Radbewegung auf die maximal mögliche Beschleunigung bzw. Verzögerung überprüft. Diese kontrollierten Drehzahlen, wenn sie innerhalb der maximalen und minimalen Winkelbeschleunigung liegen, bilden die Referenzdrehzahl, die im Hauptprogramm des weiteren zur Berechnung der Referenzgeschwindigkeit dient.

Das Unterprogramm beginnt mit dem Rücksetzen der zuletzt an die Radantriebe ausgegebenen Grenzdrehzahlen, die während einer Neigung zum Durchdrehen oder Blockieren die Drehzahlen der einzelnen Räder in einem vorgegebenen Bereich beschränken. Da dieser Toleranzbereich nur bei größeren Schlupfwerten in Anspruch genommen wird, erfolgt vor dem erneuten Überprüfen der Rad-drehzahlen das Löschen der voreingestellten Werte und somit ein Deaktivieren der Grenzdrehzahlen.

Die Winkelbeschleunigungen des rechten und linken Rades werden anschließend mit der festgelegten Zykluszeit der Steuerung und den im Hauptprogramm gespeicherten Drehzahlen der Räder nach der Gleichung 3.82 ermittelt:

$$\alpha_r = \frac{2\pi \cdot (n_{r,1} - n_{r,0})}{t_z}, \quad (3.91)$$

$$\alpha_l = \frac{2\pi \cdot (n_{l,1} - n_{l,0})}{t_z}. \quad (3.92)$$

Der Vergleich zwischen der berechneten mit der im Toleranzbereich liegenden Winkelbeschleunigung bestimmt die Berechnung der Referenzdrehzahl. Befinden sich die rechte und die linke Winkelgeschwindigkeit innerhalb der beiden Grenzwerte, ergibt sich die Referenzdrehzahl aus der Mittelwertbildung der beiden Raddrehzahlen:

$$n_{\text{ref}} = \frac{n_r + n_l}{2}. \quad (3.93)$$

Der berechnete Wert der Referenzdrehzahl wird für einen eventuell plötzlichen und beidseitig auftretenden Reifenschlupf als Referenzdrehzahl im Toleranzbereich  $n_{\text{ref,tol}}$  gespeichert. Mit dieser Speicherung endet das Unterprogramm.

Eine Überschreitung der maximalen Winkelbeschleunigung von den berechneten Winkelbeschleunigungen der Rädern veranlasst zwei weitere Abfragen der Überhöhung der Winkelbeschleunigung. In der ersten Abfrage erfolgt die Überprüfung, ob der Maximalwert von dem linken Rad überschritten wird. In der zweiten Abfrage wird eine Überschreitung der Winkelbeschleunigung vom rechten Rad oder von beiden Rädern entschieden. Weist ein Rad einen Betrieb innerhalb des maximalen Grenzwertes auf, wird die Referenzdrehzahl aus dieser Raddrehzahl

$$n_{\text{ref}} := n_r \quad (3.94)$$

bzw.

$$n_{\text{ref}} := n_l \quad (3.95)$$

bestimmt. Ebenfalls wird dieser Wert zur Speicherung der Referenzdrehzahl im Toleranzbereich  $n_{\text{ref,tol}}$  genutzt. Überschreiten beide Räder die zulässige Winkelbeschleunigung ergibt sich die Referenzdrehzahl aus dem Wert der zuletzt gespeicherten Referenzdrehzahl im Toleranzbereich:

$$n_{\text{ref}} := n_{\text{ref,tol}} \quad (3.96)$$

Übersteigen die berechneten Werte den Grenzwert der minimalen Winkelbeschleunigung wird eine Überprüfung der Drehzahlen außerhalb dieses Grenzbereiches eingeleitet. Diese Kontrolle erfolgt mit den minimalen Grenzbereichen nach dem Prinzip der Überschreitung der maximalen Winkelbeschleunigung. Demzufolge wird ebenfalls die Referenzdrehzahl aus dem Drehzahlwert des Rades innerhalb des minimalen Grenzwertes oder aus dem Wert der zuletzt gespeicherten Referenzdrehzahl im Toleranzbereich bestimmt.

Mit der Festlegung der Referenzdrehzahl wird das Unterprogramm beendet und im Hauptprogramm erfolgt aus diesem Drehzahlwert die Berechnung der Referenzgeschwindigkeit.

### 3.3.4.3 Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung

Bei einer Beschleunigung mit einem Wert größer oder gleich Null wird dieses Unterprogramm (Anlage 4) zur Überwachung des Antriebsschlupfes im Hauptprogramm aufgerufen. In diesem Programmteil wird beginnend der Antriebschlupf des rechten und linken Rades  $\lambda_{A,r}$  und  $\lambda_{A,l}$  ermittelt. Die Berechnungs-

grundlage des Antriebsschlupfes ergibt sich, indem die Gleichung 2.33 in die Gleichung 2.39 eingesetzt wird, aus der jeweiligen Raddrehzahl und der Referenzdrehzahl. Aus dieser Gleichung, unter Verzicht der Multiplikation mit 100 %, kann der Reifenschlupf jedes Rades als Absolutwert bestimmt werden:

$$\lambda_{A,\text{Rad}} = \frac{n_{\text{Rad}} - n_{\text{ref}}}{n_{\text{Rad}}} \quad (3.97)$$

Die Absolutwerte der berechneten Schlupfgrößen  $\lambda_{A,r}$  und  $\lambda_{A,l}$  werden mit der Antriebsschlupfschwelle  $\lambda_{A,\text{max}}$  (3.76) verglichen. Die Einhaltung des Reifenschlupfes in dem vorgegeben Grenzwert signalisiert eine ungestörte Beschleunigungsphase beider Antriebe. Der im Hauptprogramm berechnete Wert des Drehmomentes wird als korrigierter Drehmomentenwert

$$M_{\text{korr}} := M \quad (3.98)$$

wieder zurückgegeben.

Eine Überschreitung der vorgegebenen Antriebsschlupfschwelle wird mit einer Meldung „Antriebsschlupfregelung aktiv“ signalisiert. Die beiden nachfolgenden Vergleiche beurteilen, welches der Räder, ob das rechte Rad, das linke Rad oder beide Räder gleichzeitig, einen Reifenschlupf außerhalb des zulässigen Grenzbereiches aufweisen.

Die Abarbeitung der nachfolgenden Programmanweisungen bei einem auftretenden Reifenschlupf über der Antriebsschlupfschwelle an einem rechten oder linken Rad sind identisch. Der Antriebsschlupf des zum Durchdrehen neigenden Rades wird mit der doppelten Schlupfschwelle verglichen. Wird diese doppelte Grenzschwelle eingehalten, ergibt sich das korrigierte Drehmoment aus dem minimierten berechneten Drehmoment, welches um die Differenz des berechneten Radschlupfes und der Antriebsschlupfschwelle verringert wird:



$$M_{\text{korr}} = (1 - (\lambda_A - \lambda_{A,\text{max}})) \cdot M. \quad (3.99)$$

Dem gestörten Rad wird zusätzlich eine Grenzdrehzahl vorgegeben. In Abhängigkeit der unterschiedlichen Raddrehzahlen bei der Lenkung wurde die maximale Drehzahlgrenze  $n_{\text{max,grenz}}$  in der Steuerung bei der Eingabe der Konstanten anhand der Gleichung 3.84 festgelegt. Die Grenzdrehzahl wird aus der maximalen Drehzahlgrenze und der Drehzahl des Rades, welches sich innerhalb der Schlupfschwelle bewegt, nach der entsprechenden Gleichung 3.100 oder 3.101 berechnet:

$$n_{r,\text{grenz}} = n_{\text{max,grenz}} \cdot n_l, \quad (3.100)$$

$$n_{l,\text{grenz}} = n_{\text{max,grenz}} \cdot n_r. \quad (3.101)$$

Bei der Überschreitung der doppelten Antriebsschlupfschwelle wird das berechnete Drehmoment um den gesamten und somit höheren Wert des Antriebsschlupfes minimiert:

$$M_{\text{korr}} = (1 - \lambda_A) \cdot M. \quad (3.102)$$

Mit der Vorgabe der Grenzdrehzahl nach der Gleichung 3.100 oder 3.101 wird weiterhin das Durchdrehen des Rades verhindert.

Neigen beide Räder zum Durchdrehen wird über einen Vergleich der beiden berechneten Antriebsschlupfwerte der größere Wert ermittelt. Anhand des größeren Antriebsschlupfes wird das Drehmoment nach der Gleichung 3.102 verringert.

Am Ende des Unterprogrammes werden das korrigierte Drehmoment und die entsprechende Grenzdrehzahl dem Hauptprogramm übergeben.

### 3.3.4.4 Unterprogramm-Antiblockiersystem

Mit einer festgestellten Verzögerung im Hauptprogramm wird das Unterprogramm-Antiblockiersystem (Anlage 5) zur Kontrolle des Bremsvorganges gestartet. Die Struktur des Programmes ähnelt dem Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung. Nach dem Start werden die beiden Bremsschlupfwerte berechnet. Die Gleichung 2.33 wird in die Berechnungsgleichung 2.40 eingesetzt und ergibt mit der Referenzdrehzahl und der jeweiligen Raddrehzahl den Absolutwert des Bremsschlupfes:

$$\lambda_{\text{Br,Rad}} = \frac{n_{\text{ref}} - n_{\text{Rad}}}{n_{\text{ref}}} . \quad (3.103)$$

Die berechneten Absolutwerte des Bremsschlupfes  $\lambda_{\text{Br,r}}$  und  $\lambda_{\text{Br,l}}$  werden mit der Bremsschlupfschwelle  $\lambda_{\text{Br,max}}$  (3.77) verglichen. Ein Bremsbetrieb ohne eine Überschreitung der Schlupfgrenzwerte ermöglicht eine Übergabe des berechneten Drehmomentes in Form der Gleichung 3.98 an das Hauptprogramm.

Eine Ablehnung der Abfrage nach der Einhaltung der Grenzwerte, aktiviert das Antiblockiersystem und die gleichnamige Meldung „Antiblockiersystem aktiv“ erfolgt. Eine weitere Kontrolle des Bremsschlupfes schließt sich an und ermittelt die Blockierneigung des rechten Rades, des linken Rades oder der beiden Räder. Neigt das rechte oder linke Rad zum Blockieren, werden die übereinstimmenden Programmschritte abgearbeitet. In der Verzweigung entscheidet sich, ob der Bremsschlupfwert unterhalb oder oberhalb der doppelten Schlupfgrenze liegt. Ist der Bremsschlupf kleiner als der doppelte Grenzwert, wird das Bremsmoment geringfügig minimiert:

$$M_{\text{korr}} = (1 - (\lambda_{\text{Br}} - \lambda_{\text{Br,max}})) \cdot M . \quad (3.104)$$

Befindet sich der Schlupfwert über der zweifachen Grenze wird das Bremsmoment um den gesamten und somit höheren Wert des Bremsschlupfes verkleinert:

$$M_{\text{korr}} = (1 - \lambda_{\text{Br}}) \cdot M. \quad (3.105)$$

In beiden Programmpfaden wird die entsprechende Grenzdrehzahl zur Verhinderung der Blockierung an dem jeweiligen Rad aus der minimalen Drehzahlgrenze  $n_{\text{min,grenz}}$  (3.85) des anderen Rades festgelegt:

$$n_{\text{r,grenz}} = n_{\text{min,grenz}} \cdot n_1, \quad (3.106)$$

$$n_{\text{l,grenz}} = n_{\text{min,grenz}} \cdot n_r. \quad (3.107)$$

Weisen auf Grund der Überprüfung beide Räder eine Blockierneigung auf, so wird mit einer Abfrage der größere berechnete Bremsschlupf ermittelt. Mit diesem bestimmten Wert erfolgt nach der Gleichung 3.105 die Korrektur des Drehmomentes.

Das Unterprogramm wird mit der Korrektur des Bremsmomentes und der Festlegung der entsprechenden Grenzdrehzahl beendet.



## **4 Versuchsstand eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge**

### **4.1 Elektrischer Mehrmotorenantrieb**

#### **4.1.1 Begriffsbestimmung**

In den verschiedensten technologischen Prozessen wirken mehrere Antriebsachsen zur Bearbeitung eines Arbeitsgutes zusammen. Bei der Herstellung von Drähten, Bändern, Folien, Papier- oder Stoffbahnen erzeugen Walzen, Rollen und Aufwickler eine unterschiedliche Geschwindigkeit des Arbeitsgutes am Ein- und Ausgang des jeweiligen Herstellungsaggregates. Um einen kontinuierlichen Prozess zu ermöglichen dienen Schlingen zur Entkopplung von Antrieben und als Speicher des Arbeitsgutes.

In den Fertigungsverfahren der Metall- und Maschinentechnik und in weiten Gebieten der herstellenden Industrie kann diese Entkopplung der Arbeitsaggregate nur selten genutzt werden. Die benötigten Werkzeuge müssen in einem festen Drehzahlverhältnis geführt werden, um hochpräzise Teile produzieren zu können. Das Betreiben der Arbeitsaggregate mit einzelnen Antrieben und einem definierten Zwanglaufverhalten wird als Mehrmotorenantrieb [27, 64] bezeichnet.

Eine übergeordnete Steuerung, oft auch elektronisches Getriebe genannt, realisiert die starren Drehzahlverhältnisse der Getriebe, die in Form von Gleichungen mit den Zwanglaufeigenschaften der jeweiligen Antriebsachsen niedergeschrieben sind. Dieser Gleichlauf der Antriebe muss während des stationären und dynamischen Betriebes sowie deren Einschwingvorgängen,

hervorgerufen durch die Änderung der Sollwerte und der Belastung, abgesichert werden. Jeder Antrieb bekommt in einer bestimmten Zykluszeit von der zentralen Bewegungssteuerung einen berechneten Drehzahlwert, der sich aus den vorgegebenen Konstanten und den Größen des Istzustandes zusammensetzt und die gewünschte mechanische Bewegung in allen Betriebszuständen gewährleistet.

## 4.1.2 Mehrmotorenantrieb für Fahrzeuge

Die Entwicklung der Elektrofahrzeuge ist sehr stark von der Betrachtung der Energieversorgung im Inselbetrieb [30, 32, 46, 70, 71] abhängig und lässt die Gestaltung der Fahrzeugantriebe mit den vielen möglichen Typen von Elektromotoren in den Hintergrund rücken.

Im Vordergrund bei der Erforschung des Elektroautomobils steht der parallele oder serielle Hybridantrieb. Der Parallelhybridantrieb [43] nutzt die Kombination eines konventionellen Verbrennungsmotors und eines batteriegespeisten Elektromotors. Beim seriellen Hybridantrieb [2] wird das Fahrzeug ständig von einem Elektromotor angetrieben. Der Motor bekommt seine Energie aus dem Bordnetz, welches aus einer Batterie oder einem vom Verbrennungsmotor betriebenen Generator aufrechterhalten wird. In den meisten Varianten dieser Hybridfahrzeuge werden Einzelantriebe, bestehend aus einem Motor mit einem nachgeschalteten Getriebe, angewendet. Die Palette der eingesetzten elektrischen Maschinen reicht von der Gleichstrommaschine [69] über die Drehstromasynchronmaschine [73] bis zur permanentenerregten Synchronmaschine [14].

Der Einsatz der getriebelosen Antriebstechnik unter Verwendung mehrerer separater Antriebe [5, 17, 66] mit der Integration [72] der Fahrsicherheits-

systeme ist in der Vielzahl von Forschungsberichten von Automobilfirmen selten zu finden. Die Nutzung der vielen Vorteile von Elektroantrieben und deren Steuerungsmöglichkeiten bildet die Grundlage für die umfangreiche Untersuchung eines Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge. Die übergeordnete Steuerung der einzelnen Radantriebe fasst bei diesem Antriebssystem die unterschiedlichen Getriebefunktionen und die Sicherheitssysteme der modernen Fahrzeugtechnik zusammen.

Für die Nutzung der Mehrmotorenantriebssysteme in einem Fahrzeug ergibt sich aus den fahrzeugtechnischen Grundlagen eine abweichende Regelungsart der Antriebe. Bei den herkömmlichen verketteten Antrieben werden die festen Drehzahlverhältnisse und deren Zwanglauf durch den drehzahleregelten Betrieb realisiert. An den einzelnen Rädern des Fahrzeuges werden die gleichen Werte des Drehmomentes gefordert. Die separaten Radantriebe müssen demzufolge momentengeregt betrieben werden, indem ein Zwanglauf mit einem vorgegebenen Drehmoment erreicht wird.

## 4.2 Aufbau des Laborversuchsstandes

In den vorangegangenen Abschnitten wurden die einzelnen Baugruppen des Versuchsstandes für Fahrzeuge unabhängig voneinander aufgeführt. Aus der Umsetzung der fahrzeugspezifischen Algorithmen und den Verknüpfungen der einzelnen Bauelemente ergibt sich die konstruktive Gestaltung für den Aufbau des Laborversuchsstandes, die anhand des Bildes 4-1 erläutert wird.

Im oberen Bereich des Bildes 4-1 ist die Belastungseinrichtung, bestehend aus den Belastungswalzen, den Gleichstrommotoren und den Gleichrichtern, dargestellt. Die Belastungswalzen mit einem gewählten Radius von  $r_{BW} = 0,2 \text{ m}$  werden von zwei Lagerböcken gehalten, die auf einer Grundplatte gemeinsam

mit der Gleichstrommaschine GM befestigt sind. Die drehsteife Kupplung überträgt die Drehbewegung der Gleichstrommaschine auf die Wellen der Belastungswalzen. Der Gleichstrommotor wird über einen Gleichrichter GR betrieben.

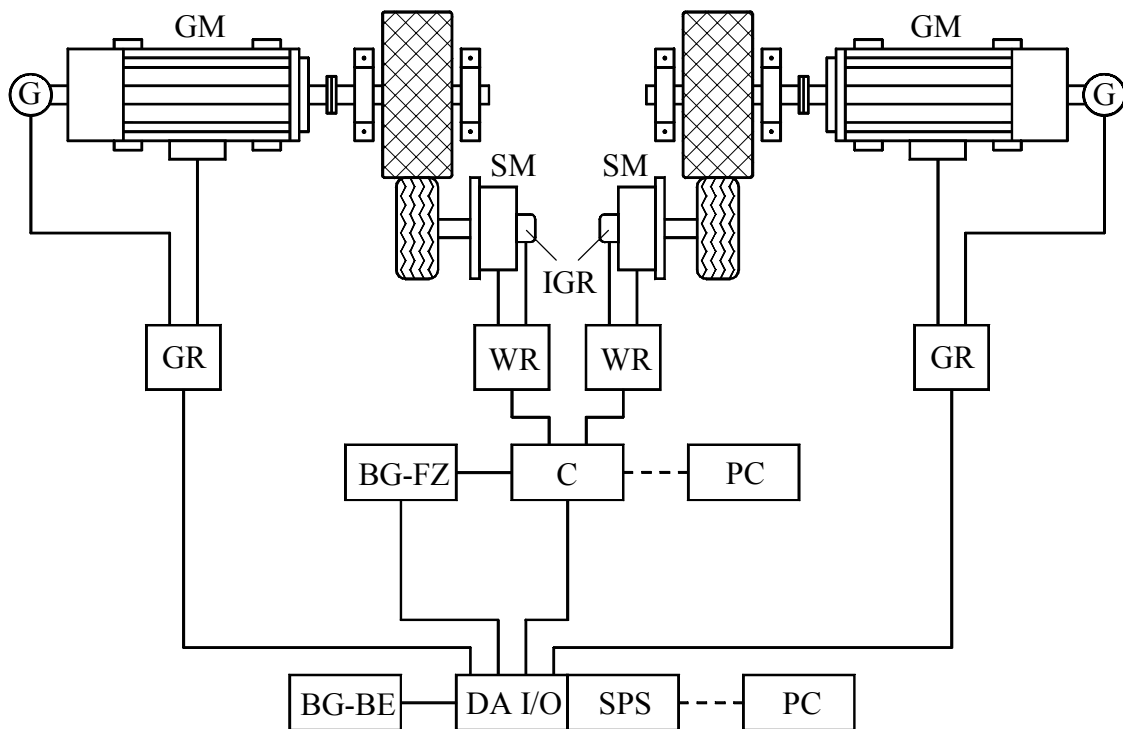


Bild 4-1: Aufbau des Laborversuchsstandes

BG-BE	Bediengerät der Belastungseinrichtung
BG-FZ	Bediengerät des Fahrzeugantriebes
C	Steuerung
DA I/O	Digitale und Analoge Ein- und Ausgabebaugruppe
G	Tachogenerator
GM	Gleichstrom-Nebenschlussmaschine
GR	Gleichrichter
IGR	Inkrementaler Geber
PC	Personalcomputer
SM	Permanenterregte Axialflussmaschine (Synchronmaschine)
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
WR	Wechselrichter



Der Tachogenerator G, der mit der Welle des Motors verbunden ist, liefert dem vorgeschalteten Stromrichter den Drehzahlwert des Motors. In dem Gleichrichter werden die von der Steuerung vorgegebenen Soll Drehzahlen mit den vom Tachogenerator erfassten Istdrehzahlen ausgewertet und in neue Antriebsgrößen für den Gleichstrommotor umgerechnet und übergeben. Die beiden Antriebe der Belastungseinrichtung sind identisch aufgebaut und werden über eine übergeordnete Steuerung mit den erforderlichen Informationen versorgt.

Die Speicherprogrammierbare Steuerung SPS der Belastungseinrichtung, die im unteren Teil des Bildes 4-1 dargestellt ist, erfasst über die digitalen und analogen Ein- und Ausgabebaugruppen DA I/O alle Einstellungen des Bediengerätes der Belastungseinrichtung BG-BE, die Werte der Referenzdrehzahl aus der Steuerung des Fahrzeugantriebes C und des Vorderradeinschlagwinkels aus dem Bediengerät des Fahrzeugantriebes BG-FZ. Das Bediengerät der Belastungseinrichtung ist an die analoge Eingabebaugruppe der Steuerung angeschlossen und enthält die Potentiometer für den rechten und linken Rollwiderstandskoeffizienten, die Windgeschwindigkeit, die Steigung und die rechte und linke Reibungszahl. Zur Bestimmung der einzelnen Belastungszustände muss im Fahrzeugmodell die zur Modellierung der Fahrwiderstände benötigte Referenzdrehzahl aus dem Fahrzeugantrieb gewonnen werden. Dieser berechnete Digitalwert wird über die digitale Eingabebaugruppe an die SPS weitergeleitet. Auf dem Bediengerät des Fahrzeugantriebes befinden sich zwei Potentiometer, an denen die Sollwerte des Drehmomentes und des Vorderradeinschlagwinkels für das Fahrzeugmodell vorgegeben werden. Da im Laborversuchsstand keine Lenkung der Achsen erfolgt, wird der über die analoge Eingabebaugruppe eingelesene Vorderradeinschlagwinkel nur in der Steuerung der Belastungseinrichtung berücksichtigt.

Der Personalcomputer PC dient als Kommunikationsschnittstelle zwischen der Steuerung und dem Bedienpersonal, indem in einer Richtung die festgelegten konstanten Werte zur Bestimmung der Gegenkraft eingegeben und in der anderen Richtung die ermittelten Größen der Steuerung sowie die erfassten Istwerte des Gleichrichters visualisiert werden. Die gesamten in der Steuerung aufgenommenen Parameter werden anhand des Steuerungsprogrammes aus dem vorangegangenen Kapitel zum Berechnen des Drehmomentes und der Drehzahlen an den Belastungswalzen verwendet. Diese berechneten Daten werden auf Grund einer Kostenminderung über die analogen Ausgabebaugruppen der Steuerung an die analogen Eingänge der Gleichrichter übertragen. Kostenintensivere Möglichkeiten bestehen in der Nutzung eines Feldbussystems.

In der Mitte des Bildes 4-1 ist der Aufbau des Fahrzeugantriebes dargestellt. Dieses Mehrmotorenantriebssystem besteht aus den zwei Radnabenmotoren, den dazugehörigen Wechselrichtern und einer übergeordneten Steuerung. Die angewandten Radnabenmotoren sind permanenterrechte Axialflussmotoren, die eine hohe Leistungsdichte aufweisen. Ein Spezialträger realisiert die Lagerung der Antriebswelle an der die lagerlose permanenterrechte Synchronmaschine SM und das Antriebsrad mit einem gewählten dynamischen Reifenhalmes von  $r_{\text{dyn}} = 0,125 \text{ m}$  befestigt ist. Zur Aufnahme der Istdrehzahl und der für die Wechselrichtung erforderlichen Kommutierungssignale wird an das andere Wellenende ein inkrementaler Geber IGR angebaut. Diese Trägerkonstruktion wird auf einem Stahlgitterrost montiert, so dass das Antriebsrad in der Mitte der Belastungswalze läuft. Eine Variation des Anpressdruckes begünstigt in der kraftschlüssigen Verbindung die Erzeugung des Reifenschlupfes. Zusätzlich zu diesem konstruktiven Aufbau gehört zu jedem Radantrieb ein Wechselrichter WR, indem die Informationen der Steuersignale in die für den Axialflussmotor erforderlichen Strom- und Spannungswerte umgewandelt werden.

Zwischen der übergeordneten Steuerung C und den beiden Antrieben des Elektrofahrzeuges erfolgt ein Datenaustausch, der einerseits den Wechselrichtern die Sollwerte, bestehend aus dem berechneten Drehmoment und der festgelegten Grenzdrehzahl, vorgibt und andererseits der Steuerung die Drehmoment- und Drehzahlwerte übergibt. Das Bediengerät des Fahrzeugantriebes BG-FZ ist mit der Fahrzeugsteuerung verbunden und gibt über ein Potentiometer das gewünschte Drehmoment am Fahrzeugmodell vor. Die vom Bedienpersonal bestimmten maximalen und minimalen Grenzwerte des Steuerungsprogrammes werden mit Hilfe eines Personalcomputers PC an die Steuerung übergeben. In der Steuerung werden anhand der eingelesenen Werte und unter Berücksichtigung der Fahrsicherheitssysteme die Drehmomentwerte berechnet und die Grenzdrehzahlen festgelegt. Die ebenfalls ermittelte Referenzdrehzahl wird nach jedem Zyklus der Fahrzeugsteuerung an die digitale Eingabebaugruppe der Belastungseinrichtung weitergegeben. Die aktuellen Parameter des Wechselrichters und die berechneten Werte der Steuerung werden unter Verwendung des Personalcomputers visualisiert.

## **4.3 Mehrmotorenantrieb für die Belastungseinrichtung**

### **4.3.1 Gleichstrom-Nebenschlussmaschine (GNM)**

In dem Laborversuchsstand des Fahrzeugantriebes wird als Antriebsmaschine der Belastungswalzen eine fremderregte Gleichstrom-Nebenschlussmaschine GNM verwendet. Die Gleichstrom-Nebenschlussmaschine [8, 11, 25, 40, 62, 64] besitzt trotz der großen Konkurrenz der Drehstromantriebe noch heute einen bedeutenden Marktanteil im Bereich der drehzahlgeregelten Antriebe. Die mit Stromrichtern betriebenen Gleichstrommaschinen bieten auf Grund ihrer

Kennlinien und ihres stationären und dynamischen Betriebsverhaltens eine verlustarme Drehzahlstellung und einfache Drehmomentensteuerung mit einer vorauszubestimmenden großen Genauigkeit.

Die zwei Hauptteile einer fremderregten Gleichstrommaschine sind der Stator und der rotierende Anker. Der feststehende Ständer der Maschine ist aus dem geblechten Rückschlussjoch, den Kohlebürstenhalterungen, der Hauptpol-, der Wendepol- und der Erregerwicklung sowie den Lagerschilden zusammengesetzt. Der Rotor besteht aus der Motorwelle und dem Ankerblechpaket mit der Ankerwicklung, die in den Kommutatorlammellen enden.

Die Funktionsweise der Gleichstrommaschine beruht auf der Kraftwirkung im magnetischen Feld. Eine an die Erregerwicklung angelegte Gleichspannung bewirkt auf Grund des durch die Wicklung fließenden Stromes ein magnetisches Gleichfeld. Die stromdurchflossene Ankerwicklung baut ein Ankerquerfeld auf, welches zusammen mit dem Erregerfeld das Motordrehmoment erzeugt. Eine stete räumliche Zuordnung zwischen dem Erreger- und dem Ankerquerfeld wird durch den Kommutator und die Bürsten erreicht.

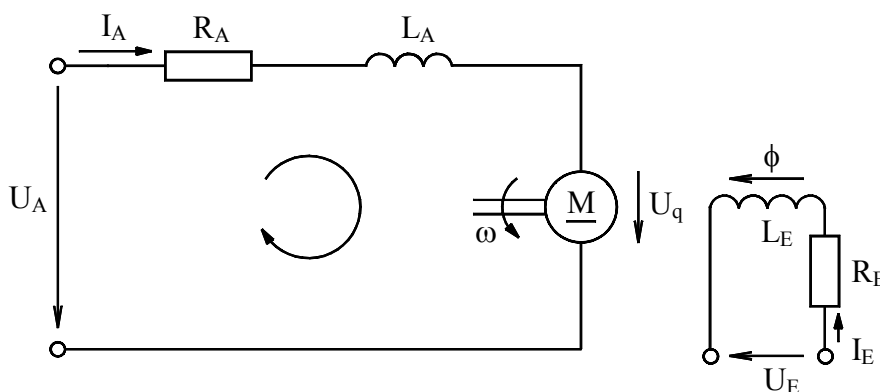


Bild 4-2: Ersatzschaltbild der fremderregten Gleichstrom-Nebenschlussmaschine

Die charakteristischen Gleichungen für das stationäre Betriebsverhalten können aus dem im Bild 4-2 dargestellten Ersatzschaltbild der fremderregten Gleich-

strom-Nebenschlussmaschine hergeleitet werden. Aus der Maschengleichung der Ersatzschaltung:

$$U_A = U_q + I_A \cdot R_A + L_A \cdot \frac{dI_A}{dt} \quad (4.1)$$

ergibt sich unter Vernachlässigung des Bürstenspannungsabfalls und der Ableitung des konstanten Stromes

$$\frac{dI_A}{dt} = 0 \quad (4.2)$$

die Spannungsgleichung der Gleichstrommaschine

$$U_A = U_q + I_A \cdot R_A \quad (4.3)$$

Die im Anker induzierte Spannung  $U_q$ , auch als Quellenspannung bezeichnet, berechnet sich aus der Grundgleichung der Bewegungsinduktion mit der sich aus der Geometrie ergebenden Maschinenkonstante  $c$ , dem in der Erregerwicklung erzeugten magnetischen Fluss  $\Phi$  und der Winkelgeschwindigkeit des Läufers  $\omega$ :

$$U_q = c \cdot \Phi \cdot \omega \quad (4.4)$$

Das innere Drehmoment des Motors  $M_i$  lässt sich mit der Grundgleichung 2.31 und der inneren Gleichstromleistung des Läufers, die sich aus Produkt der induzierten Spannung  $U_q$  und dem Ankerstrom  $I_A$  ergibt, bestimmen:

$$M_i = c \cdot \Phi \cdot I_A \quad (4.5)$$

Die in der Gleichung 4.5 gezeigte direkte Proportionalität zwischen dem inneren Drehmoment  $M_i$  und dem Ankerstrom  $I_A$  stellt einen Vorteil der stromrichter-gespeisten Gleichstrom-Nebenschlussmaschine dar. Das Drehmoment an der

Motorwelle kann unter Berücksichtigung des Reibmomentes  $M_{Rb}$  direkt aus dem Ankerstrom und der Proportionalitätskonstanten, die sich aus dem Produkt der Maschinenkonstanten  $c$  und dem magnetischen Fluss  $\Phi$  ergibt, berechnet werden:

$$M = M_i - M_{Rb}. \quad (4.6)$$

Aus diesem Grund wird im Versuchsaufbau auf eine kostspielige Drehmomentenmesswelle verzichtet und der Ankerstrom ausgewertet.

Die Gleichungen 4.3 bis 4.5 und die Gleichung 2.33 ergeben die Geradengleichung der Drehzahl  $n$  in Abhängigkeit vom inneren Drehmoment  $M_i$  für den stationären Betrieb:

$$n = \frac{U_A}{2\pi \cdot c\Phi} - \frac{R_A}{2\pi \cdot (c\Phi)^2} M_i. \quad (4.7)$$

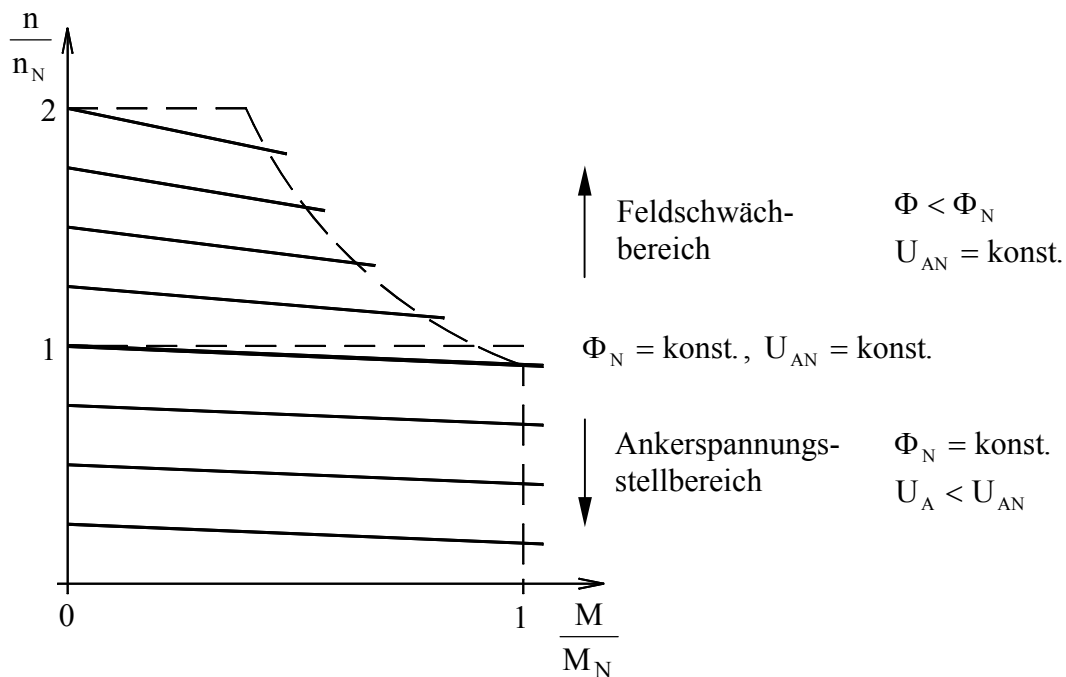


Bild 4-3: Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinienfeld

Anhand der Gleichung 4.7 sind die Varianten zur Drehzahländerung, der Ankerstellbereich und der Feldschwächbereich, einer fremderregten Gleichstrom-Nebenschlussmaschine für den Betrieb an einem Stromrichter zu erkennen.

Der Stellbereich für den ersten Quadranten wird im Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinienfeld des Bildes 4-3 gezeigt und kann entsprechend des Ankerstromes  $I_A$ , der das Drehmoment einstellt, mit der Verkleinerung der Ankerspannung  $U_A$  und mit der Verminderung des Erregerstromes  $I_E$ , der das Erregerfeld  $\Phi$  erzeugt, erreicht werden.

### **4.3.2 Stromrichterbetrieb der Gleichstrom-Nebenschlussmaschine**

Die Entwicklung der Leistungselektronik und der hochintegrierten Mikroelektronik gestattet den drehzahlvariablen Betrieb der Gleichstrommaschinen am Drehstromnetz. Die Regelung der fremderregten Gleichstrom-Nebenschlussmaschine erfolgt vorwiegend mit den netzgeführten Stromrichtern [18, 19, 26, 31, 58, 59], die in einer vollgesteuerten Sechspuls-Brückenschaltung über die Phasenanschnittsteuerung der Halbleiterventile die gewünschte Gleichspannung erzeugen können.

Die netzgeführten Stromrichter stellen im Leistungsteil die Spannungen des Anker- und Erregerkreises mit vernachlässigbaren geringen Verlusten, steuern das Anker- bzw. das Erregerfeld und kehren die Energierichtung des Gleichstromantriebes um. Diese in Betrag und Richtung geänderten Werte der Ankerspannung  $U_A$  und des Ankerstromes  $I_A$  bei einem Erregerfeld  $\Phi > 0$  ermöglichen ohne eine Schaltungsänderung einen Arbeitspunkt in einem der vier Quadranten (Bild 4-4).

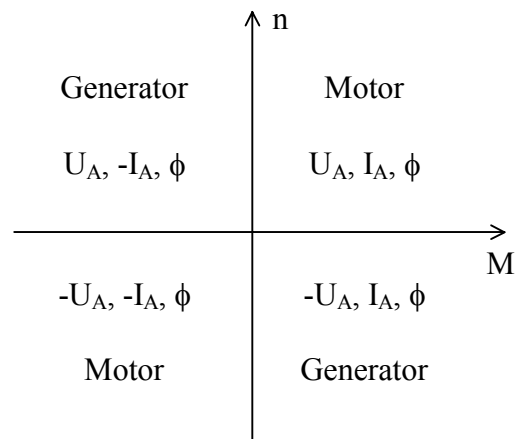


Bild 4-4: Vierquadrantenbetrieb

Im Vierquadrantenbetrieb kann unter den im Bild 4-4 gezeigten Voraussetzungen der variablen elektrischen Größen ein Wechsel zwischen dem Motor- und dem Generatorbetrieb stattfinden. In dem zweiten und vierten Quadrant arbeitet die Gleichstrommaschine als Generator und es kann eine Rückspeisung der elektrischen Energie über den Stromrichter an das Netz erfolgen.

Der Informationsverarbeitungsteil des Stromrichters beinhaltet die Drehzahl- und Ankerstromregelung sowie die Feld- bzw. Erregerstromregelung des Gleichstromantriebes. Über die Sensoren werden die Istwerte der Drehzahl und des Ankerstromes messtechnisch erfasst und in einem Analog-Digital-Wandler digitalisiert. Die von der Steuerung oder von der Bedieneinheit des Stromrichters aufgenommenen Sollwerte der Drehzahl oder des Drehmomentes werden gegebenenfalls in digitale Signale umgewandelt. Zur Stabilisierung und Optimierung der einzelnen Regelkreise mit mehreren Regelgrößen wird die Kaskadenstruktur als eine effektive Methode der Regelungstechnik verwendet. Mit den Algorithmen der Drehzahl- und der Erregerstromregelung (drehzahl geregelter Antrieb) bzw. der Ankerstromregelung (momentengeregelter Antrieb) werden aus den Soll- und Istwerten die aktuellen Ansteuerwinkel für den Leistungsteil ermittelt und über eine Synchronisationssoftware in netzsynchrone Steuerimpulse umgesetzt.



Aus den fahrzeugspezifischen Zusammenhängen wurde für den Fahrzeugantrieb eine Vorgabe und Regelung des Drehmomentes herausgearbeitet. Zur Erlangung eines stabilen Arbeitspunktes im Laborversuchsstand müssen auf Grund der momentengeregelten Radantriebe die beiden Belastungsmaschinen drehzahl-geregelt betrieben werden. In dem Versuchsstand des Elektrofahrzeuges wird für die Belastungseinrichtung ein drehzahlgeregelter Vierquadrantenstromrichter mit einer unterlagerten Ankerstromregelung verwendet. Diese Regelungsart sichert trotz möglicher Störeinflüsse die Einhaltung der berechneten Solldrehzahlen der Belastungswalzen und begrenzt auch den vorgegebenen Ankerstrom, welcher das aus den Fahrwiderständen ermittelte Drehmoment an der Belastungseinrichtung gewährleistet.

### **4.3.3 Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)**

Die beiden Stromrichter der Gleichstrom-Nebenschlussmaschinen erhalten die notwendigen Bewegungsinformationen für die jeweiligen Belastungswalzen von der Speicherprogrammierbaren Steuerung [4, 22, 23, 52, 65]. Dieses Automatisierungsgerät besitzt die Vorteile eines handelsüblichen, modularen und sogleich robusten Geräteaufbaus sowie einer komplexen Gestaltung für den spezifischen Anwendungsfall des Versuchsaufbaus. Eine strukturierte Programmierung mit einer einfachen Programmiersprache ermöglicht eine stete Modifizierung des Programmes und eine exakte Anpassung an die gestellten Steuerungsaufgaben im Laborversuchsstand.

Der Aufbau dieses Automatisierungsgerätes besteht aus der Eingangsbaugruppe, der Zentraleinheit, der Ausgangsbaugruppe und dem Programmiergerät. Eine vorgeschaltete Sensorik erfasst die Werte der für den Prozess erforderlichen Rückmeldungen und der verschiedenen Bedienelemente, die über die Eingabe-baugruppe in Form von analogen oder digitalen Signalen an das Kernstück der

funktionalen Steuerung, die Zentraleinheit, weitergeleitet werden. In der Zentraleinheit werden die Eingabesignale in einem Zwischenspeicher abgelegt und anschließend im Rechenwerk, in dem arithmetische und logische Operationen ausgeführt werden, verknüpft. Über einen Taktgenerator erhält das Steuerwerk die Impulse zur Abarbeitung der einzelnen im Rechenwerk auszuführenden Anweisungen des Programmes. Das abzuarbeitende Programm wird in einem Programmiergerät erstellt und in einem Compiler in der Steuerung oder in dem Programmiergerät übersetzt. In den Merkern werden Zwischenergebnisse, Signalzustände oder Informationen, die für nachfolgende Verknüpfungen benötigt werden, gespeichert. Am Ende des Anwenderprogrammes werden die berechneten Signale im Zwischenspeicher auf die Ausgangsmerker gesetzt, die anschließend über die Ausgangsbaugruppe an die Aktoren und Stellglieder übertragen werden. Die lineare Programmabarbeitung ist in dem vorwärtszählenden Adresszähler begründet und beginnt nach einem Programmdurchlauf von vorn. Die sich daraus ergebene Zykluszeit setzt sich aus der Systemzeit, die das Einlesen der Eingänge, das Beschreiben der Ausgänge und den Datentransport beinhaltet, und der Programmabarbeitungszeit, welche sich aus der Abarbeitung der Anweisungen und dem Speichern und Aufrufen der Zwischenergebnisse ergibt, zusammen. Da jede Anweisung eine bestimmte Abarbeitungszeit benötigt, ist die Zykluszeit der Speicherprogrammierbaren Steuerung von der Größe des Programmes abhängig und liegt im ms-Bereich. Der Informationsgehalt der Eingangsbaugruppen wird nur zu Beginn in jedem Zyklus erfasst und nachfolgend bearbeitet. Ändern sich die Eingangswerte erst nach dem Einlesen der Sensoren, so werden diese Werte erst im nächsten Zyklus bearbeitet. Diese sich verdoppelnde Zykluszeit wird als Reaktionszeit der Steuerung bezeichnet.

Für die Steuerungsaufgaben des als Belastungseinrichtung genutzten Mehrmotorenantriebssystems ist dieser Bereich der Reaktionszeit vollkommen ausreichend und begründet die Auswahl einer Speicherprogrammierbaren Steuerung im Laborversuchsstand. Als Programmiergerät für die Steuerung wird ein Personalcomputer mit der notwendigen Software verwendet. Zusätzlich übernimmt dieser PC während der Versuchsdurchführung die Kommunikation zwischen der Steuerung und dem Bedienpersonal, indem die Konstanten der Fahrzeugtechnik über die Tastatur eingegeben und die aktuellen Parameter der Belastungseinrichtung über den Monitor visualisiert werden können.

## **4.4 Mehrmotorenantriebe für Fahrzeuge**

### **4.4.1 Permanenterregte Axialflussmaschine**

#### **4.4.1.1 Aufbau**

Elektrische Motoren, die sich als Radnabenmotoren in Fahrzeugen eignen, fordern eine kurze Baulänge bei einem vergrößerten Durchmesser und einen sehr robusten Aufbau. Diese verlangte und günstige Bauform erreicht die Axialflussmaschine auf Grund des magnetischen Flusses parallel zur Antriebswelle. Mit einer Permanentmagneterregung kann die Axialflussmaschine auf die verschleißbehafteten Schleifringe und Kohlebürsten, wie sie bei den Gleichstrommaschinen und Synchronmotoren mit elektrischer Erregung erforderlich sind, verzichten. Diese Erregungsart weist keine Erregerverluste auf und besitzt gegenüber elektrisch erregten Elektromaschinen eine geringe Gesamtverlustleistung, die wiederum einen höheren Wirkungsgrad dieses Maschinentypes bewirkt. Ein weiterer Vorteil des Radnabenmotors besteht in der Montage baugleicher Komponenten, die eine kompakte und modulare Gestaltung dieser modernen Antriebsmaschine bieten.

Der im Bild 4-5 gezeigte prinzipielle Aufbau der permanentenerregten Axialflussmaschine besteht aus dem bewickelten Ringkern, der als Stator der Maschine die Ständerwicklung trägt, und den an den Stirnseiten des Spulenringes rotierenden Magnetscheiben. Der Ringkern mit den einzelnen Ständerspulen ist zur isolierten Befestigung am Gehäuse in einen Kunststoffring eingegossen. Die Befestigungsnahe verbindet die beiden Rotorscheiben mit den aufgeklebten Permanentmagnetsegmenten zum Rotor der Axialflussmaschine. Auf Grund der beidseitigen Anordnung der Rotorscheiben werden die Feldlinien des magnetischen Kreises praktisch vollständig innerhalb der Maschine geschlossen und die magnetischen Anziehungskräfte weitgehend aufgehoben. Eine Durchflutung anderer Teile, die nicht zum magnetischen Kreis gehören, kann ebenfalls minimiert werden.

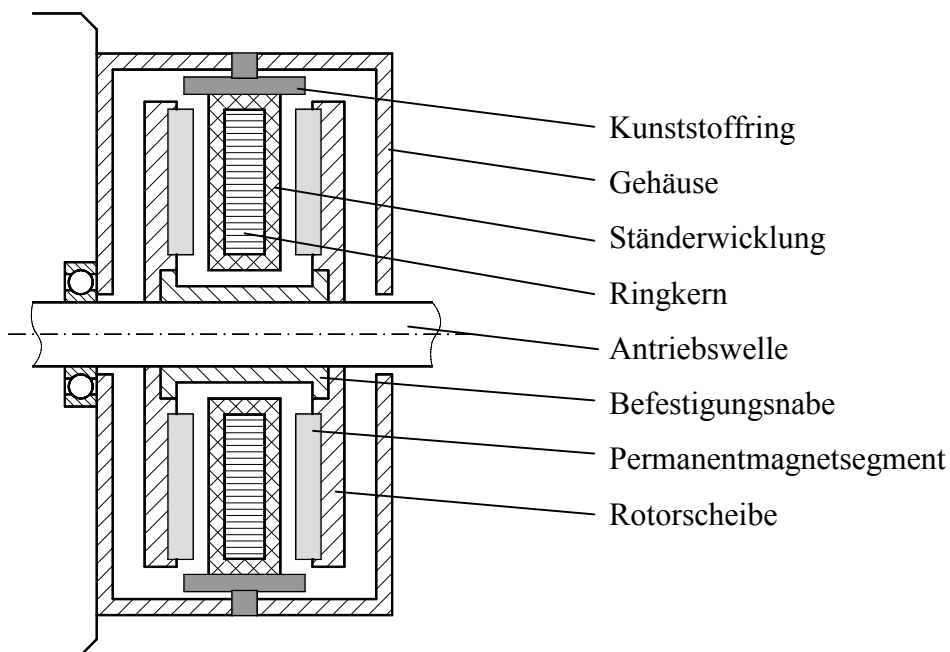


Bild 4-5: Aufbau der permanentenerregten Axialflussmaschine

Ein bedeutender Vorteil des im Bild 4-5 gezeigten Aufbaus besteht in der Kompaktheit des Antriebssystems. Die permanentenerregte Axialflussmaschine benötigt demzufolge keine eigene Lagerung. Der Ständer wird mit seinem

Gehäuse direkt an der Arbeitsmaschine angeflanscht. Der Rotor wird auf Grund seiner sehr kurzen Baulänge mit der Befestigungsnahe direkt in den Mechanismus der Arbeitsmaschine integriert und auf einer einheitlichen Antriebswelle befestigt. Die permanenterregte Axialflussmaschine ist eine luftgekühlte Maschine, die innerhalb eines großen Temperaturbereiches von  $\vartheta = -40\text{ °C}$  bis  $\vartheta = 130\text{ °C}$  betrieben werden kann.

#### 4.4.1.2 Funktionsweise

Die nach dem Konstruktionsprinzip einer Synchronmaschine aufgebaute permanenterregte Axialflussmaschine arbeitet mit Hilfe eines Stromrichters als Elektronikmotor [24, 38, 53, 63, 64]. Diese Motoren sind elektronisch kommutierende Gleichstrommotoren mit einem permanenterregten Läufer und einer mehrsträngigen Ständerwicklung, welche in Abhängigkeit von der Läuferstellung umgeschaltet wird.

Die Funktionsweise des permanenterregten Axialflussmotors wird anhand der schematischen Darstellung des im Bild 4-6 gezeigten Feldverlaufes zwischen den Permanentmagneten und der Ständerwicklung erläutert [13, 34, 39, 47].

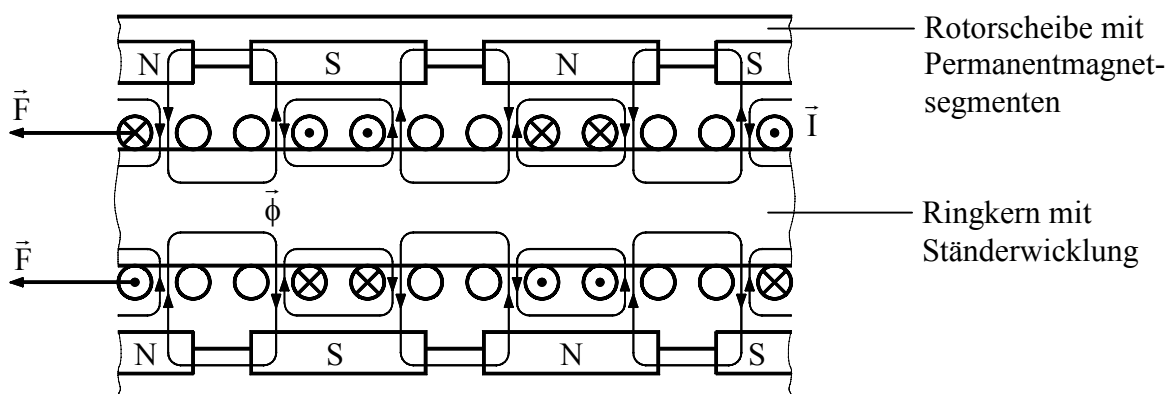


Bild 4-6: Feldverlauf des permanenterregten Axialflussmotors

Die Permanentmagneten bauen zwischen den Nordpolen und den benachbarten Südpolen der gleichen Rotorscheibe einen konstanten magnetischen Fluss  $\vec{\Phi}$  auf, der sich über den geblechten Ringkern schließt. Durch jede Teilspule der Ständerwicklung, die als ein einzelner Leiter im Bild 4-6 dargestellt ist, fließt ein Strom  $I$ , dessen Betrag und Richtung von einem Wechselrichter vorgegeben wird. Diese stromdurchflossenen Leiter bewirken um sich ein elektromagnetisches Feld. Die beiden Magnetfelder überlagern sich in der Leiterlänge  $\vec{l}$  und ergeben ein resultierendes Feld, welches Bereiche der Feldschwächung und der Feldverstärkung aufweist und eine Kraftwirkung nach der Gleichung 4.8 in die Richtung des geringeren Feldes hervorruft:

$$\vec{F} = I \cdot (\vec{l} \times \vec{B}) \quad (4.8)$$

Die magnetische Induktion  $B$  berechnet sich aus dem Quotienten des magnetischen Flusses  $\Phi$  und der Fläche der Magnetsegmente  $A$ . Da auf Grund der geometrischen Anordnung der Permanentmagnete und der Ständerwicklung die Vektoren der magnetischen Induktion  $B$  und der Leiterlänge  $l$  senkrecht aufeinander stehen wird der Betrag der Kraft mit der Gleichung 4.9 ermittelt:

$$F = l \cdot \frac{\Phi}{A} \cdot I \quad (4.9)$$

Diese Kraft erzeugt eine Bewegung der drehbar gelagerten Rotorscheiben. Eine Multiplikation der Kraft mit dem mittleren Radius der Rotorscheibe  $r$  der Axialflussmaschine ergibt analog der Gleichung 2.32 ein Drehmoment des Motors:

$$M = \frac{l \cdot r}{A} \cdot \Phi \cdot I. \quad (4.10)$$

Werden die geometrischen Größen in einer Maschinenkonstanten  $c$  zusammengefasst, so ist eine Analogie zur Drehmomentenbildung einer Gleichstrom-Nebenschlussmaschine festzustellen:

$$M = c \cdot \Phi \cdot I. \quad (4.11)$$

In der Gleichung 4.11 ist die Abhängigkeit des Drehmomentes der permanenterregten Axialflussmaschine vom Strom zu erkennen. Diese Proportionalität bezieht sich auf die Wirkkomponente des momentenbildenden Stromes. Aus dem Ersatzschaltbild der permanenterregten Axialflussmaschine, welches im Bild 4-7 dargestellt ist, kann die Maschengleichung 4.12 aufgestellt werden.

$$\underline{U}_1 = \underline{U}_p + \underline{I}_1(R + jX_d) \quad (4.12)$$

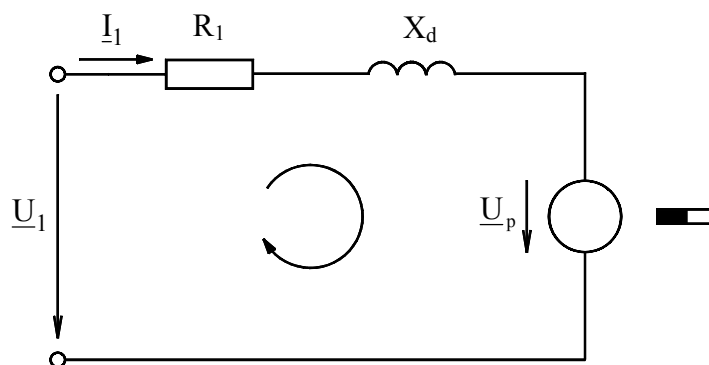


Bild 4-7: Ersatzschaltbild der permanenterregten Axialflussmaschine

Im Gegensatz zu einer Gleichstrommaschine tritt beim Elektronikmotor im stationären Betrieb bereits ein Spannungsabfall über die synchrone Reaktanz  $X_d$  auf, welcher beim polradorientierten Betrieb im Leistungssteller berücksichtigt werden muss.

Auf Grund des synchronen Umlaufes des Polrad- und des Ständerfeldes sind im stationären Betrieb die Darstellungen der Raumzeiger ( $q$ -,  $d$ -Komponenten) und der Zeitzeiger ( $\text{Re}\{I\}$  und  $-\text{Im}\{I\}$ ) identisch. Der zur Erzeugung des

Drehmomentes wirkende Realteil des Ständerstromes erhält seinen maximalen Wert, wenn die Polradspannung  $\underline{U}_p$  und der Strangstrom des Ständers  $\underline{I}_1$  in Phase liegen. Anhand der Spannungsgleichung und der geforderten Phasenlage, dass der Polradwinkel  $\vartheta$  gleich dem Phasenverschiebungswinkel  $\varphi$  ist, kann das im Bild 4-8a dargestellte Zeigerbild der permanenterrregten Synchronmaschine konstruiert werden.

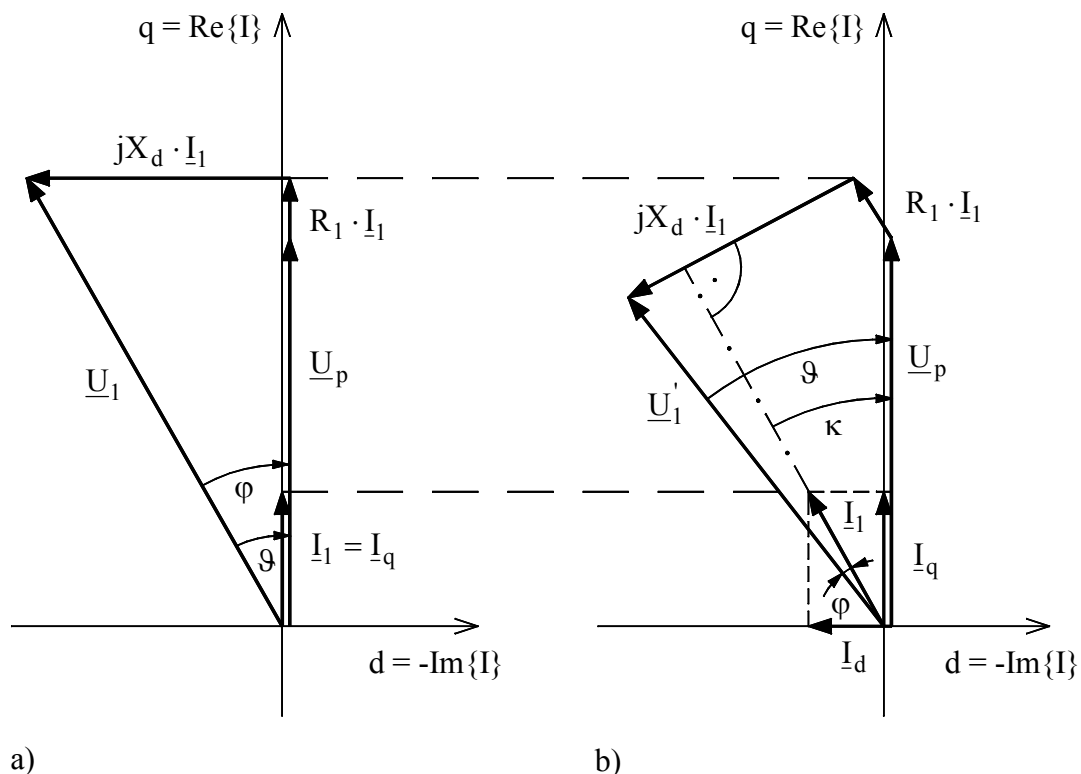


Bild 4-8: Zeigerbild der permanenterrregten Axialflussmaschine

- a) Phasenlage  $\vartheta = \varphi$
- b) Phasenlage  $\vartheta \neq \varphi$

Ein Feldschwächbetrieb des Elektronikmotors zur Vergrößerung des Drehzahlstellbereiches wird mit einer Veränderung der Phasenlage (Bild 4-8b) ermöglicht. Der Ständerstrom  $\underline{I}_1$  wird um einen Polradsteuerwinkel  $\kappa$  verdreht und im Bereich eines zulässigen Wertes erhöht. Die daraus entstandenen unterschiedlichen Stromkomponenten ( $\underline{I}_q$ ,  $\underline{I}_d$ ) verursachen bei der gleichen



Polradspannung  $\underline{U}_p$  und einer konstanten elektrischen Leistung eine kleinere im Zeigerbild sichtbare Ständerspannung  $\underline{U}'_1$ . Wird die Ständerspannung in einem Wechselrichter auf die maximale Wechselrichterausgangsspannung angehoben, erhöht sich die Polradspannung und es folgt eine höhere Drehzahl. Das Drehmoment des permanenterregten Synchronmotors wird beim Feldschwächbetrieb nur aus der q-Komponente des Ständerstromes eines Stranges gebildet.

Die Reihenfolge und der Zeitpunkt der Bestromung der einzelnen Ständerwicklungen erfolgt im Wechselrichter, indem die Position des Läufers und die Ständerstromkomponenten jedes Stranges ausgewertet und mit den Sollgrößen des Antriebes verglichen werden. Ein Lagegeber, im Versuchsstand ein inkrementaler Geber IGR, erfasst die aktuelle Winkellage des Rotors. Die erforderlichen Strom- und Spannungsverläufe einer einzelnen Teilspule werden anschließend im Leistungssteller erzeugt und bewirken somit einen im Bild 4-6 dargestellten Feldverlauf, der dem Motor eine gezielte Drehzahl gestattet. Aus der Funktionsweise einer stromrichterbetriebenen permanenterregten Axialflussmaschine lässt sich das Betriebsverhalten sowie die charakteristischen Motor-kennlinien (Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie und Strom-Drehmomenten-Kennlinie) erarbeiten, die denen der fremderregten Gleichstrom-Nebenschlussmaschine (Bild 4-3) entsprechen.

## 4.4.2 Wechselrichter

Der Einsatz der permanenterregten Axialflussmaschine im drehzahl- bzw. drehmomentengeregelten Betrieb erfordert die Stellung der Amplitude der dreiphasigen Spannung, der Frequenz und der Phasenlage bezüglich des Rotors der Synchronmaschine des speisenden Netzes. Zur Realisierung dieser Forderungen wird ein leistungselektronisches Stellglied eingesetzt. Am häufigsten kommen Umrichter [7, 21, 28, 59] des Bildes 4-9 zum Einsatz.

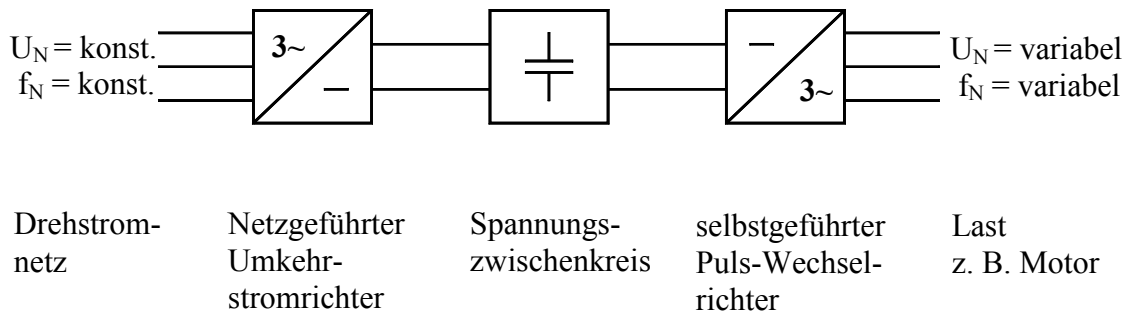


Bild 4-9: Aufbau eines Umrichters

Im Allgemeinen werden Umrichter aus einem Drehstromnetz über einen netzgeführten Stromrichter (Umkehrstromrichter) gespeist und besitzen einen Gleichspannungszwischenkreis (Kondensator), an dem ein selbstgeführter Wechselrichter angeschlossen ist. Die den Wechselrichter speisende Gleichspannung kann auch aus einem Batterienetz zur Verfügung gestellt werden. Kann das Netz die entstehende Bremsenergie aufnehmen, wird mit den genannten Umkehrstromrichter diese Energie in das Drehstromnetz zurückgespeist.

Die gewünschten Parameter der Ausgangsgrößen des Umrichters, Amplitude der Grundschiwingung der Spannung, Frequenz der Grundschiwingung bzw. der Ströme und deren Phasenlage zum Rotor der Synchronmaschine, wird durch die Steuerung der Ventile des Wechselrichters realisiert. Es kommen Puls-Steuerverfahren der Halbleiter-Leistungsschalter zur Anwendung, bei denen durch höherfrequente Pulsung ein hoher Grundschiwingungsgehalt der Ausgangsspannung bzw. ein nahezu sinusförmiger Verlauf des Stromes erzielt wird. Daraus resultiert auch die gebräuchliche Bezeichnung „Puls“-Umrichter.

Der Aufbau eines Pulsumrichters, der im Bild 4-10 dargestellt ist, besteht aus dem Mikroprozessorsystem als Steuerteil ST und den leistungselektronischen Bauelementen als Leistungsteil LT.

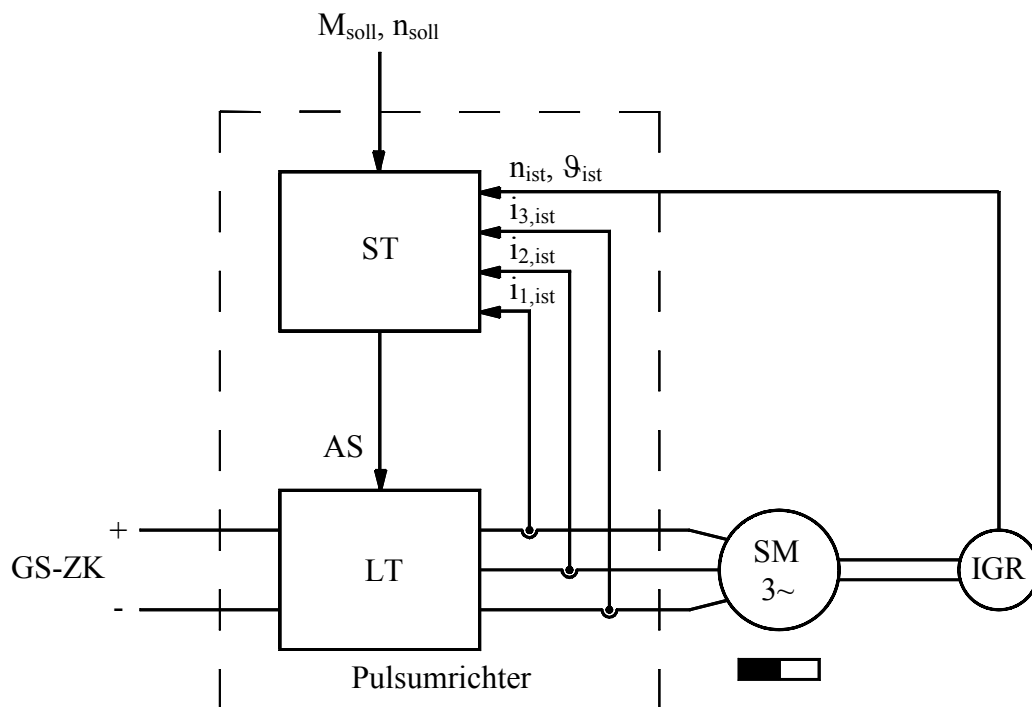


Bild 4-10: Aufbau eines Pulsumrichters

Im Leistungsteil LT wird die am Wechselrichter anliegende Gleichspannung über die Stromrichterschaltung in diese vorgegebenen elektrischen Größen umgewandelt. Die leistungselektronischen Ventile werden in einer Periode mehrfach gezündet und gelöscht, so dass eine pulsierende Ausgangsspannung entsteht. Die Sechspuls-Brückenschaltung erhält vom Steuerteil ST die berechneten Ansteuersignale AS für die abschaltbaren leistungselektronischen Halbleiterbauelemente, die in den meisten Geräten IGBT's (Insulated Gate Bipolar Transistor) [16] mit den erforderlichen Schutzbeschaltungen sind.

Die von der übergeordneten Steuerung vorgegebenen Sollwerte und die Drehzahl- und Stromistwerte des Antriebes werden vom Steuerteil ST des Pulsumrichters erfasst. Gegebenenfalls werden diese Werte über einen Digital-Analog-Wandler in digitale Eingangswerte umgeformt. Die Überwachung und Steuerung dieser vorgegebenen und gemessenen Größen erfolgt im Mikroprozessorsystem. Die Software für diesen schnellen und leistungsfähigen digitalen Regler beinhaltet die internen Regelungsfunktionen der Drehzahl, des

Stromes (Drehmomentenregelung) und der Motorsteuerung sowie eine Vielzahl von einstellbaren Parametern. Über zusätzliche Module können weitere Berechnungsalgorithmen im Steuerteil integriert werden, die die Funktion einer dezentralen Steuerung des Antriebssystem übernehmen können. Unter Berücksichtigung aller am Pulsrichter existierenden Parameter werden die Ansteuersignale für die Stromrichterschaltung erzeugt.

Im Laborversuchsstand des elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge werden zwei handelsübliche volldigitale Pulsrichter verwendet. Die Energie für die beiden selbstgeführten Pulsrichter der beiden Antriebsmotoren wird aus dem Drehstromnetz über einen Umkehrstromrichter und einen gemeinsamen Gleichspannungszwischenkreis zur Verfügung gestellt. Aus den fahrzeugtechnischen Grundlagen wird für die Radantriebe eine Vorgabe der Drehmomente gefordert. Somit arbeiten die Wechselrichter der beiden Radnabenmotoren in der Drehmomentenregelung mit einer vorzugebenen Drehzahlgrenze. Der Realisierungsstand des Fahrzeugantriebes und deren kritische Einschätzung wird in dem nachfolgenden Kapitel 5 ausführlicher erläutert.

### **4.4.3 Steuerung**

In der Steuerung des Fahrzeugantriebes wird aus dem über ein Potentiometer vorgegebenen Widerstandswert und den aktuellen Strom- und Drehzahlgrößen der Radantriebe ein Drehmomentwert berechnet und an die beiden Pulsrichter übergeben. In dem Kapitel 2 „Analyse des fahrzeugspezifischen Verhaltens von Kraftfahrzeugen“ wurde eine gleichmäßige Aufteilung der Drehmomente an jedem Antriebsrad herausgearbeitet, die im Abschnitt 3.3.4 „Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes“ in dem Programmablaufplan bereits berücksichtigt wurde. Die übergeordnete Steuerung der beiden Antriebe

übernimmt eine zyklische Abarbeitung dieses Steuerungsprogrammes. Auf Grund der Bewegung eines Fahrzeuges ergibt sich für das Einlesen der Istwerte und deren Verarbeitung unter Beachtung der Fahrsicherheitssysteme sowie für die Ausgabe der Sollwerte, bestehend aus Drehmoment und Grenzdrehzahl, eine maximal zulässige Zykluszeit. Da sich der Laborversuchsstand des Fahrzeugantriebes erst im Aufbau befindet, wurde noch keine Steuerung ausgewählt. Die drei möglichen Steuerungen (Speicherprogrammierbare Steuerung, Mikrocontroller und Digitaler Signalprozessor), die bei einer Nutzung im Fahrzeugantrieb in Frage kommen könnten, werden anschließend kurz aufgeführt. Eine Entscheidung der empfehlenswertesten Steuerungsvariante wird anhand des Realisierungsstandes im Kapitel 5 diskutiert.

Eine Speicherprogrammierbare Steuerung SPS übernimmt die Aufgaben von Rechenfunktionen, Regelaufgaben sowie Bedien- und Beobachtungsfunktionen bei einer hohen Kommunikationsfähigkeit. Der Aufbau der einzelnen Baugruppen und deren Funktionsweise dieses Steuerungssystems wurde bereits im Gliederungspunkt 4.3.3 beschrieben.

Ein Mikrocontroller [22, 41, 55] dient zur Steuerung von kleineren Geräten bis zu großen Anlagen. Er integriert einen kompletten Mikrocomputer, der aus dem Mikroprozessor, dem Zentralspeicher und den Ein- und Ausgabe-Baugruppen besteht, auf einen Chip. Dieser Prozessrechner kann im Echtzeitbetrieb, d. h. zeitlich synchron bzw. schritthaltend zum Prozessablauf unter Beachtung dessen Dynamik, arbeiten. In der Zentraleinheit (Central Processing Unit CPU), die als Mikroprozessor bezeichnet wird, werden die sich im Speicherbereich befindenden Daten (RAM) und Befehle (ROM) verarbeitet. Der gesamte Ablauf im Rechner wird über ein Programm, welches die abzuarbeitenden Reihenfolge der Adressen des Rechen- und Befehlswerkes festlegt, und einem Taktgeber, der alle Arbeitsschritte synchronisiert, gesteuert. Auf diese Signale der CPU

reagieren die anderen Baugruppen des Mikrocomputers, die über die Daten-, Adress- und Steuerbusse miteinander verbunden sind. Die Mikrocontroller beruhen auf der von-Neumann-Architektur. Bei dieser Rechnerstruktur greift der Mikroprozessor nacheinander auf die Programm- und Datenspeicher zu.

Ein Digitaler Signalprozessor DSP [41] ist ein spezieller Rechner, der zusätzlich zu Digitalsignalen auch Analogsignale einliest und diese nach einer analog digitalen Umsetzung in dem digital arbeitenden Signalprozessor verarbeitet und notwendigerweise nach einer digital analogen Umsetzung wieder modifizierte Analogsignale ausgibt. Dazu wird jeder periodisch abgetastete Eingangswert von einem Analog-Digital-Wandler in den entsprechenden binären Zahlenwert umgesetzt und dem Rechenwerk zugeführt. Der Signalprozessor ist nach der Harvard-Architektur aufgebaut. Der Zugriff auf den Programm- und Datenspeicher kann über die zwei getrennten Busse wesentlich schneller als über einen Systembus wie beim Mikrocontroller erfolgen. Diese Prozessoren beinhalten zusätzlich eine effektive Adressierung von Tabellen und eine Einheit zur Multiplikation mit anschließender Summenbildung. Auf Grund der Befehlsstruktur weisen alle Befehle die gleiche Länge auf, die in einem festen Befehlszyklus ausgeführt werden. Mit der Nutzung von Multifunktionsanweisungen und Schleifenprogrammierung kann die Verarbeitungsgeschwindigkeit weiterhin erhöht werden. Die Ergebnisse der Berechnung durchlaufen gegebenenfalls einen Digital-Analog-Umsetzer und werden über schnelle Ports übertragen. Die praktisch zeitgleiche Eingabe, Verarbeitung und Ausgabe von Signalen wird mit einem Signalprozessor in Echtzeit realisiert, wodurch Vorgänge, wie beispielsweise Modulation, Filterung und Impulsformung, programmgesteuert durchgeführt werden können.

## **5 Realisierungsstand und Weiterentwicklung des Laborversuchsstandes**

### **5.1 Stand der Realisierung des Versuchsstandes**

In Vorbereitung auf die Errichtung eines Laborversuchsstandes für die Fahrzeugsimulation wurden unterschiedliche Versuchsreihen an einem einzelnen handelsüblichen AC-Servoantrieb durchgeführt. An diesem AC-Servoversuchsstand wurde das dynamische Verhalten und dessen Betrieb an einer dezentralen Steuerung untersucht. Die Vorgabe des Drehmomentes erfolgte dabei über ein Potentiometer, dessen eingestellter Spannungswert in der Steuerung umgerechnet wurde. Der Wechselrichter, der diese Information von der SPS über ein Bussystem erhielt, wandelte die Sollwerte des Drehmomentes in Ansteuersignale für den AC-Servomotor um. Die von einer starr gekoppelten Belastungsmaschine erzeugten Gegenmomente riefen Zustände eines plötzlichen Lastanstieges sowie eines Lastabfalles am Servoantrieb hervor. Diese Lastzustände spiegelten das Blockieren bzw. das Durchdrehen der Räder an einem Fahrzeug wider. In einem zusätzlichen Modul im Steuerteil des Wechselrichters, welches die Funktion der dezentralen Steuerung des Antriebssystems übernahm, wurden weitere Berechnungsalgorithmen zur Anpassung der Drehmomente an die Lastschwankungen hinterlegt. Aus den Istwerten des Wechselrichters wurde für die einzelnen Belastungsfälle ein korrigierter Drehmomentenwert ermittelt, welcher eine kontinuierliche Drehbewegung des Motors gewährleistet.

Die im Wechselrichtermodul berechneten Drehmomente für die unterschiedlichen Belastungen und das Zusammenwirken der dezentralen Steuerung mit der Speicherprogrammierbaren Steuerung über ein Bussystem erbrachten am

AC-Servoversuchsstand positive Resultate. Die starre Verbindung zwischen der Antriebs- und der Belastungsmaschine stellte sich bei den Untersuchungen an diesem Versuchsstand als ein nachteiliges Ergebnis heraus. Die Maschine mit einem größeren Drehmoment zog den Motor mit einem kleineren Drehmoment mit. Ein Schlupf zwischen dem AC-Servoantrieb und der Belastungsmaschine, der bei der Fahrzeugmodellierung eine entscheidende Rolle spielt und in den fahrzeugtechnischen Grundlagen nicht vernachlässigt werden darf, konnte auf Grund der starren Kopplung bei den vorbereitenden Experimenten nicht erzeugt werden.

Ausgehend von dem Aufbau und den Ergebnissen des AC-Servoversuchsstandes wurde der Laborversuchsstand eines Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge konzipiert. Die beiden Fahrzeugantriebe wurden aus je einem AC-Servoantrieb, bestehend aus dem permanenterrregten Axialflussmotor und einem handelsüblichen Wechselrichter, errichtet. Die bei Fahrzeugen existente kraftschlüssige Verbindung zwischen der Fahrbahn und den Antriebsrädern wurde mit der Anordnung des laufenden Rades auf einer Belastungswalze nachgebildet. Mit dem Anpressdruck dieser Rad-Walze-Anordnung können unterschiedliche Empfindlichkeiten für die Erzeugung des Reifenschlupfes eingestellt werden. Diese veränderliche kraftschlüssige Verbindung und die verwirklichte Konstruktion der im Kapitel 4 beschriebenen Belastungseinrichtung ermöglichen eine detaillierte Untersuchung der erarbeiteten Steuerungsalgorithmen des schlupfbehaftenden Antriebssystems.

Abweichend von dem dargestellten Versuchsaufbau des Kapitels „Versuchsstand eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge“ wird für den Fahrzeugantrieb die im AC-Servoversuchsstand getestete dezentrale Steuerung des Wechselrichters angewandt. Das Bussystem verbindet die beiden Module der Wechselrichter mit der übergeordneten Steuerung und realisiert den



Austausch der erforderlichen Soll- und Istwerte des Drehmomentes und der Drehzahlen.

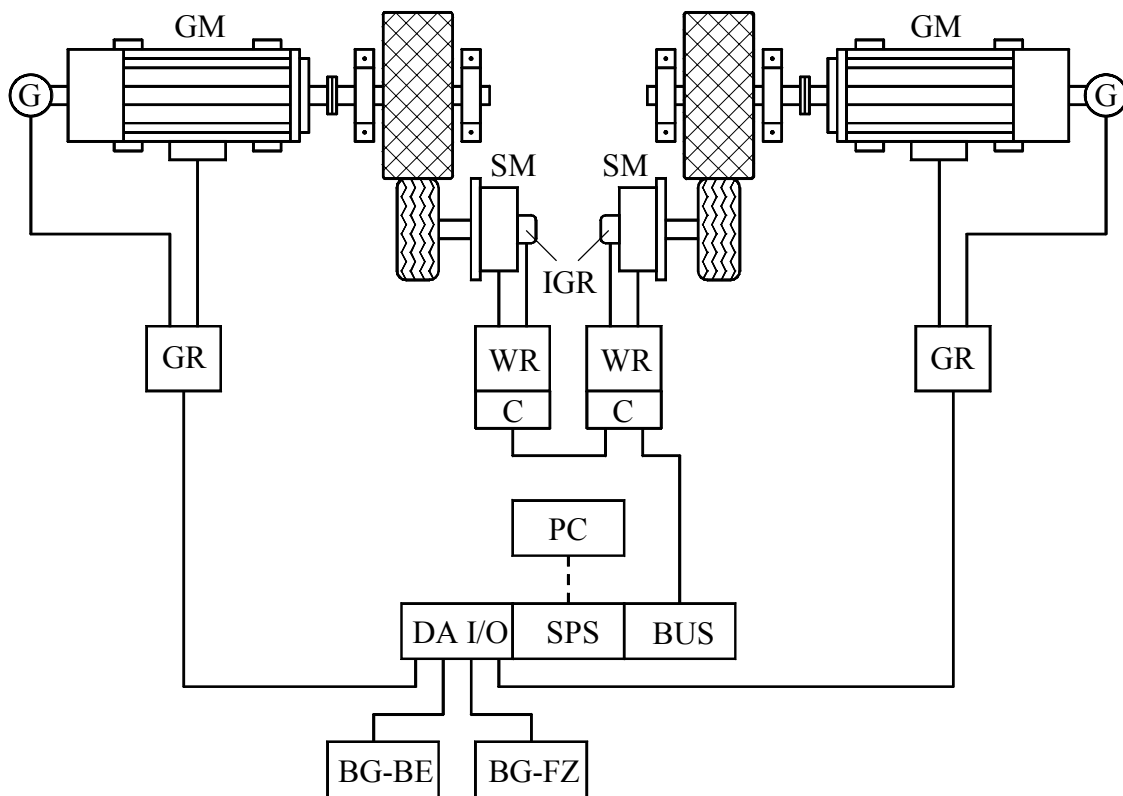


Bild 5-1: Errichtungsstand des Laborversuchsstandes

BG-BE	Bediengerät der Belastungseinrichtung
BG-FZ	Bediengerät des Fahrzeugantriebes
BUS	Bussystem
C	Steuerung
DA I/O	Digitale und Analoge Ein- und Ausgabebaugruppe
G	Tachogenerator
GM	Gleichstrom-Nebenschlussmaschine
GR	Gleichrichter
IGR	Inkrementaler Geber
PC	Personalcomputer
SM	Permanenterregte Axialflussmaschine (Synchronmaschine)
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
WR	Wechselrichter

Zur weiteren Untersuchung der dezentralen Steuerungen in einem Mehrmotorenantriebssystem bei einer vorläufigen Nutzung vorhandener Ressourcen wurde für die Steuerungsaufgaben des Fahrzeugantriebes die Speicherprogrammierbare Steuerung SPS der Belastungseinrichtung verwendet. Der errichtete Laborversuchsstand für Fahrzeuge wird im Bild 5-1 schematisch dargestellt.

Ein weiterer großer Vorteil des Versuchsaufbaus besteht in dem unverzögerten Erkennen einer Neigung zum Blockieren bzw. zum Durchdrehen eines Antriebrades, da die dezentrale Steuerung des Wechselrichtermoduls im Echtzeitbetrieb arbeitet. Als Ausgangswert für den Bewegungsverlauf nimmt der Wechselrichter den von der übergeordneten Steuerung berechneten und mit dem Bussystem übertragenen Sollwert des Drehmomentes auf. Anhand des im Kapitel 3 aufgeführten Steuerungsalgorithmus werden die auftretenden Schlupfwerte bereits im Wechselrichtermodul bestimmt und mit der eingestellten Schlupfschwelle verglichen. Entsprechend der momentanen Belastung des Radnabenmotors wird der aus der Potentiometerstellung der Drehmomentenvorgabe berechnete Wert verringert oder vergrößert. Dieser im Antrieb korrigierte Drehmomentenwert verhindert ein Blockieren bzw. Durchdrehen an jedem Antriebsrad und ermöglicht eine ungestörte Traktion des Fahrzeuges.

Die Überprüfung der Kommunikationszeit zwischen den beiden dezentralen Steuerungen und der Speicherprogrammierbaren Steuerung ergibt einen beträchtlichen Wert, der für die Fahrstabilität des Fahrzeuges einen gravierenden Nachteil beinhaltet. Die übergeordnete Steuerung gibt über das Bussystem den Wechselrichtern zur gleichen Zeit einen neuen Drehmomentenwert vor. Neigt ein Rad zum Blockieren bzw. zum Durchdrehen, wird in der dezentralen Steuerung des gestörten Radantriebes ein korrigierter Drehmomentenwert ermittelt und dem Motor erteilt. Beide Radantriebe arbeiten nun mit unter-

schiedlichen Drehmomentenwerten. Bevor aus den Istwerten der beiden Wechselrichter in der übergeordneten Steuerung ein neuer vorzugebener Drehmomentenwert bestimmt werden kann, verläuft eine gesamte Zykluszeit  $t_{Z,ges}$ , die sich aus der Addition der internen Verarbeitungs- und Übergabezeiten des Wechselrichters  $t_{Z,WR}$  von

$$t_{Z,WR} \approx 2 \text{ ms}, \quad (5.1)$$

der Zykluszeit des Bussystems  $t_{Z,BUS}$  von

$$t_{Z,BUS} \approx 3 \text{ ms} \quad (5.2)$$

und aus der doppelten Zykluszeit der SPS  $t_{Z,SPS}$  von

$$t_{Z,SPS} \approx 10 \text{ ms} \quad (5.3)$$

ermitteln lässt:

$$t_{Z,ges} = t_{Z,WR} + t_{Z,BUS} + 2 \cdot t_{Z,SPS}. \quad (5.4)$$

Diese gesamte Zykluszeit  $t_{Z,ges}$  im errichteten Versuchsstand beträgt somit

$$t_{Z,ges} \approx 25 \text{ ms}. \quad (5.5)$$

Die Reaktionszeit der SPS  $t_{Reak,SPS}$  von

$$t_{Reak,SPS} \approx 20 \text{ ms} \quad (5.6)$$

verursacht für den hochdynamischen Antrieb einen bedenklich großen Anteil an der gesamten Zykluszeit. Wird eine Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  von

$$v = 100 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 27,78 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.7)$$

angenommen, erfolgt eine Aktualisierung der Drehmomentenvorgabe erst nach einem zurückgelegten Weg  $s$  von

$$s = 69,45 \text{ cm} . \quad (5.8)$$

Bei den Fahrsituationen mit einer stark veränderlichen Streckenführung erhalten die beiden Radantriebe zu wenig neu berechnete Drehmomentenwerte. Der Zustand der unterschiedlichen Drehmomentenaufteilung am linken und rechten Rad kann in diesen Geschwindigkeitsbereichen einen zu langen Zeitraum bestehen bleiben. Die Räder des Fahrzeuges bringen im gestörten Betrieb verschiedene Antriebskräfte auf die Fahrbahn, die schwer zu beherrschende Giermomente zur Folge haben. Das Fahrzeug weist ein instabiles Fahrverhalten auf. Eine eventuelle Verlagerung der Steuerungsalgorithmen der dezentralen Steuerungen in die Speicherprogrammierbare Steuerung kann auf Grund der gleichbleibenden Baugruppen des Versuchsaufbaus keine Verkürzung der Zykluszeit bewirken. Dieser geänderte Steuerungsaufbau des Versuchsstandes wird das neu berechnete Drehmoment an beide Wechselrichter mit dem gleichen Betrag und der gleichen Zykluszeit übergeben, aber der gestörte Betrieb bleibt innerhalb der verhältnismäßig langen Wegstrecke bestehen.

Aus dieser beschriebenen Problematik des Fahrverhaltens kann für eine Steuerung des elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge mit den hochdynamischen Radantrieben eine gesamte und maximale Zykluszeit  $t_{Z,\text{ges,max}}$  von

$$t_{Z,\text{ges,max}} \leq 5 \text{ ms} \quad (5.9)$$

abgeleitet und für die Integration der Fahrsicherheitssysteme in einem modernen Fahrzeugantrieb gefordert werden.

Bei der Untersuchung der Drehmomentenvorgabe an die beiden Wechselrichter wurde eine Lücke in der Produktionspalette der Wechselrichterhersteller

entdeckt. Die meisten technologischen Prozesse fordern einen Zwanglauf mit der Verkettung von Drehzahlen. Somit ist ein Mehrmotorenbetrieb mit einem festen Drehzahlverhältnis von den Herstellern vorgesehen und eine Kommunikation der Wechselrichter untereinander möglich. Der erforderliche Zwanglauf des Drehmomentes, wie er beim Fahrzeugantrieb notwendig ist, kann mit den handelsüblichen Wechselrichtern leider nicht untereinander erfolgen, sondern muss mit einer übergeordneten Steuerung realisiert werden. Eine kritische Betrachtung des derzeit verwirklichten Fahrsicherheitssystems spricht auf Grund der Zeitproblematik gegen eine weitere Anwendung der Speicherprogrammierbaren Steuerung im Laborversuchsstand für Fahrzeuge. Der Einsatz schnellerer Steuerungs- und Kommunikationssysteme bietet eine Lösung des genannten Problems. Im Anschluss an diesen Abschnitt werden zwei Möglichkeiten zur Weiterentwicklung des Versuchsstandes für Fahrzeuge vorgeschlagen.

## **5.2 Weiterentwicklung des Laborversuchsstandes**

### **5.2.1 Auswahl der Steuerung**

Im vorangegangenen Abschnitt wurde eine Realisierung der Steuerungsaufgaben anhand der Verknüpfung der dezentralen Steuerungen und der Speicherprogrammierbaren Steuerung untersucht. Auf Grund der sich ergebenden Zykluszeit, die sich aus den einzelnen Verarbeitungs- und Übergabezeiten der SPS, des Bussystems und der Wechselrichter zusammensetzt, ist dieses Automatisierungsgerät mit den dezentralen Steuerungen für die weiterführenden Untersuchungen der hochdynamischen Vorgänge im Laborversuchsstand für Fahrzeuge ungeeignet.

Eine Verkürzung der Zykluszeit bei der Steuerung knüpft an die bereits erlangten Versuchsergebnisse an und wird mit dem Einsatz eines Mikro-

controllers oder eines Digitalen Signalprozessors DSP erreicht. Zur Beurteilung der beiden Steuerungen werden die im Abschnitt 4.4.3 beschriebenen Unterschiede herangezogen. Der DSP weist gegenüber dem Mikrocontroller eine schnellere, vorteilhafte und obendrein preiswerte Signalverarbeitung auf. Des weiteren beinhaltet der DSP auf den handelsüblichen Bords mindestens einen Analog-Digital-Wandler, der z. B. die Vorgabe des Drehmomentes in einen binären Zahlenwert umsetzt. Die Berechnung der Drehmomente und der Grenzdrehzahlen erfolgt im Echtzeitbetrieb. Somit stehen diese ermittelten Werte ohne eine sich auswirkende Zykluszeit an den Ausgangsports zur Verfügung. Das Steuerungsprogramm für den Laborversuchsstand eines Fahrzeugantriebes wird in einem Personalcomputer erstellt bzw. korrigiert und über die seriellen Schnittstellen im Speicher des Digitalen Signalprozessors abgelegt. Der Aufbau des Laborversuchsstandes für Fahrzeuge mit einem DSP als Steuerung ist im Bild 5-2 abgebildet.

Die Kommunikation des Digitalen Signalprozessors mit den Wechselrichtern erfolgt über eine RS 485-Schnittstelle [61]. Diese Digitale Schnittstelle ermöglicht eine dreimal schnellere Wandlungszeit der Signale in den Wechselrichtern als die Busmodule der Wechselrichter. Der Austausch, der im vorangegangenen Abschnitt 5.1 beschriebenen Ansteuerung durch die eben vorgestellte Steuerung, wird eine Verkürzung der gesamten Zykluszeit  $t_{Z,ges}$  auf

$$t_{Z,ges} \approx 2 \text{ ms} \quad (5.10)$$

bewirken. Bei der angenommenen Geschwindigkeit mit dem Wert der Gleichung 5.7, verkleinert sich der zurückgelegte Weg  $s$  der aktualisierten Drehmomentenwerte auf

$$s = 5,6 \text{ cm} . \quad (5.11)$$

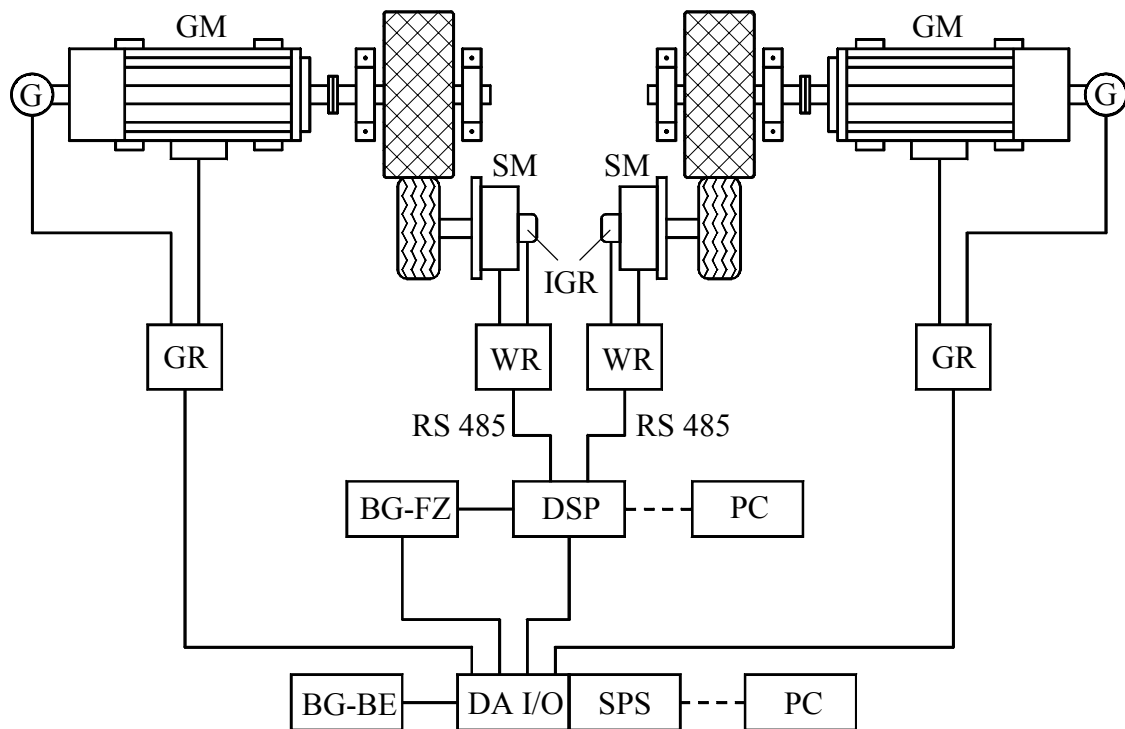


Bild 5-2: Laborversuchsstand mit einem Digitalen Signalprozessor

BG-BE	Bediengerät der Belastungseinrichtung
BG-FZ	Bediengerät des Fahrzeugantriebes
DA I/O	Digitale und Analoge Ein- und Ausgabebaugruppe
DSP	Digitaler Signalprozessor
G	Tachogenerator
GM	Gleichstrom-Nebenschlussmaschine
GR	Gleichrichter
IGR	Inkrementaler Geber
PC	Personalcomputer
RS 485	RS 485-Schnittstelle
SM	Permanenterregte Axialflussmaschine (Synchronmaschine)
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
WR	Wechselrichter

Mit dieser zurückgehenden Kommunikationsdauer zwischen der Steuerung und den Wechselrichtern werden die Untersuchungen der Steuerungsalgorithmen in einer übergeordneten Steuerung oder in zwei dezentralen Steuerungen weiter-

geführt. Auf Grund einer effizienten Auslastung des Digitalen Signalprozessors empfiehlt sich eine Zentralsteuerung mit dem im Kapitel 3 erarbeiteten Steuerungsalgorithmus. Mit diesem Steuerungskonzept wird im Laborversuchsstand für Fahrzeuge ein Zwanglauf mit einem gleichen Drehmoment in einer technisch realisierbaren und akzeptablen Zykluszeit erreicht.

## **5.2.2 Modifikation der Radantriebe**

Die Auswahl eines Digitalen Signalprozessors als Steuerung eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge bietet eine tiefgreifende Veränderung des Versuchsstandes an. Die handelsüblichen Wechselrichter werden durch IGBT-Module und inklusive Treiber ersetzt und die Ansteuerung der Halbleiterbauelemente wird von einem leistungsfähigen Signalprozessor übernommen. Das Bild 5-3 zeigt den Aufbau des modifizierten Laborversuchsstand.

Bei diesem komplexen Versuchsaufbau werden die beiden Leistungsteile LT der Pulsumrichter von einer gemeinsamen Steuerung versorgt. Die Rotorlage und die Istwerte des Stromes jedes Antriebes wird separat ermittelt und fließen in den Berechnungsalgorithmus des Digitalen Signalprozessors ein. Anhand der ausgelesenen Drehmomentenvorgabe und unter Berücksichtigung der Fahrsicherheitssysteme übernimmt der DSP bei diesem modifizierten Aufbau die Steuerung der Leistungsteile. Mit diesem Ansteuerungssystem arbeiten die Radantriebe mit den integrierten Fahrsicherheitssystemen im Echtzeitbetrieb.

An dem Steuerungskonzept des modifizierten Laborversuchsstandes für Fahrzeuge lassen sich weitere Forschungs- und Entwicklungsthemen für den elektrischen Fahrzeugantrieb ableiten. Die Inkrementalen Geber können durch Hallsensoren ersetzt und direkt in der permanenterregten Axialflussmaschine integriert werden. In weiteren Untersuchungen können die Theorien der



sensorlosen Antriebstechnik aufgegriffen und in einem kompakten und leistungsfähigen Antrieb verwirklicht werden. Die Digitalen Signalprozessoren bieten dabei eine ideale hardwaremäßige Voraussetzung für die fahrzeugspezifische elektrische Antriebstechnik.

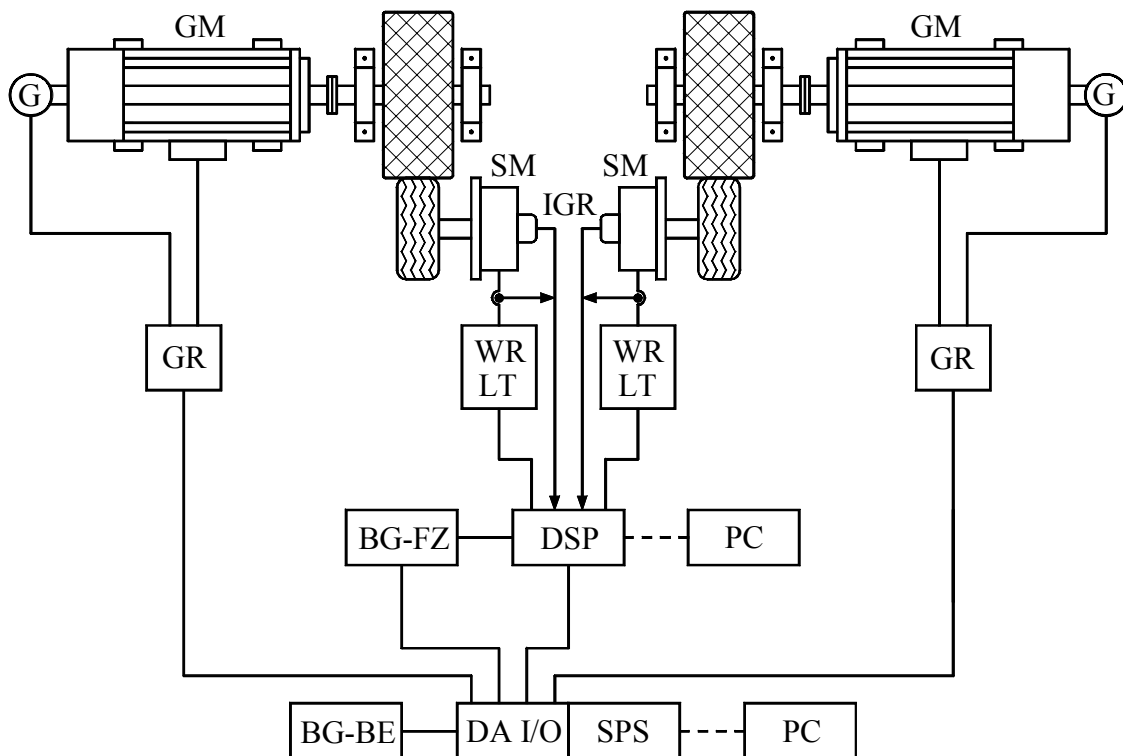


Bild 5-3: Modifizierter Laborversuchsstand

BG-BE	Bediengerät der Belastungseinrichtung
BG-FZ	Bediengerät des Fahrzeugantriebes
DA I/O	Digitale und Analoge Ein- und Ausgabebaugruppe
DSP	Digitaler Signalprozessor
G	Tachogenerator
GM	Gleichstrom-Nebenschlussmaschine
GR	Gleichrichter
IGR	Inkrementaler Geber
PC	Personalcomputer
SM	Permanenterregte Axialflussmaschine (Synchronmaschine)
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
WR LT	Wechselrichter-Leistungsteil

In weiteren Entwicklungsetappen des Versuchsstandes für Fahrzeuge kann eine Modifikation der permanenterregten Axialflussmaschine an einen fahrzeug-internen Energiespeicher erfolgen. Dazu werden die Parameter der Ständerspule sowie der Dauermagnete an die entsprechende Bordspannung eines zukünftigen Fahrzeuges angepasst. Eine große konstruktive Herausforderung bei der Weiterentwicklung von Radnabenmotoren für Fahrzeuge liegt in der Erlangung des erforderlichlich hohen Drehmomentes an den Antriebsrädern. Um die Baugröße der permanenterregten Axialflussmaschinen zu optimieren, kann in den kommenden Forschungsarbeiten die Gestaltung der Motoren in der Radnabe mit einem denkbaren Einsatz eines Planetengetriebes untersucht werden.

## 6 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Beitrag zur Entwicklung eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge erbracht. Die notwendigen Programmierungsalgorithmen der übergeordneten Steuerungen des Fahrzeugantriebes sowie der Belastungseinrichtung wurden aus den fahrzeugspezifischen Zusammenhängen und den bekannten Fahrsicherheitssystemen erarbeitet. Zur Untersuchung des elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge und zur Weiterentwicklung der Steuerungsalgorithmen wurde ein Laborversuchsstand konzipiert und errichtet.

In Vorbereitung auf die Erarbeitung der Steuerungsalgorithmen für Fahrzeuge musste zuerst eine entsprechende Belastungseinrichtung zur Eignungsprüfung des Fahrzeugantriebes entwickelt werden. Dazu wurden die Grundlagen der Fahrdynamik, des Fahrverhaltens und der Fahrzeugsicherheit speziell für die auf das Fahrzeug wirkende Belastung analysiert und in elektrisch steuerbare Parameter umgesetzt. Diese Umsetzung mit elektrischen Stellgliedern bewerkstelligt eine frei wählbare Vorgabe der gewünschten Belastungsform. Anhand der Konzeption für eine Belastungseinrichtung sowie für den Fahrzeugantrieb entstand ein komplexer Laborversuchsstand mit je einem elektrischen Mehrmotorenantriebssystem. Diese in der Arbeit ausführlich beschriebene Belastungseinrichtung mit den sich verändernden kraftschlüssigen Verbindungen zwischen der modellierten Fahrbahn und den Antriebsrädern gestattet eine detaillierte Untersuchung der erarbeiteten Steuerungsalgorithmen am schlupfbehafteten Antriebssystem.

Die Montage des Versuchsstandes aus den vorhandenen Ressourcen wurde bedauerlicherweise und unabhängig vom Bearbeiter erst mit der Einreichung

dieser Dissertation abgeschlossen, so dass nur eine sehr geringe Anzahl von Messergebnissen in der Aufbauphase aufgenommen wurden und in dieser Arbeit einfließen konnten.

Für die weiteren Untersuchungen des elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge wurde ausgehend von der momentanen Steuerungsproblematik ein geeignetes Steuerungssystem ausgewählt. Der daraus resultierende und ausführlich beschriebene Versuchsaufbau mit einem Digitalen Signalprozessor unter Verwendung handelsüblicher Wechselrichter reicht zur experimentellen Überprüfung der Steuerungsalgorithmen vollkommen aus.

Nach einer detaillierten Überarbeitung der programmtechnischen Realisierung von den Steuerungsalgorithmen eines elektrischen Mehrmotorenantriebes für Fahrzeuge können an diesem Laborversuchsstand weiterführende Forschungs- und Entwicklungsthemen zur Modifikation der Radantriebe bearbeitet werden.

## 7 Literaturverzeichnis

### Fachbücher

- [1] Adler, U.  
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch (BOSCH)  
VDI Verlag Düsseldorf, 1991
  
- [2] Antony, P. und A.  
Der serielle Hybridantrieb von Mercedes Benz  
Innovative Fahrzeugantriebe; VDI Berichte 1418; S. 125...145  
VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 1998
  
- [3] Bauer, H.  
Fahrsicherheitssysteme (BOSCH)  
Vieweg Verlag Braunschweig; Wiesbaden, 1998
  
- [4] Benda, D.  
Speicherprogrammierbare Steuerungen  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1991
  
- [5] Billisch, F. R. u. a.  
Abenteuer Elektrotechnik  
Eurotax AG Freienbach, 1994
  
- [6] Bronstein, I. N. und Semendjajew, K. A.  
Taschenbuch der Mathematik  
Teubner Verlagsgesellschaft Stuttgart Leipzig, 1991
  
- [7] Bystron, K.  
Leistungselektronik  
Carl Hanser Verlag München Wien, 1979

- 
- [8] Constantinescu-Simon, L.; Fransua, A. und Saal, K.  
Elektrische Maschinen und Antriebssysteme  
Vieweg Verlag Braunschweig Wiesbaden, 1999
- [9] Dirschmid, H. J.  
Mathematische Grundlagen der Elektrotechnik  
Vieweg Verlag Braunschweig Wiesbaden, 1990
- [10] Dobrinski, P.  
Physik für Ingenieure  
Teubner Verlag Stuttgart, 1990
- [11] Fischer, R.  
Elektrische Maschinen  
Carl Hanser Verlag München Wien, 1992
- [12] Friedrich, W.  
Tabellenbuch Elektrotechnik Elektronik  
Ferd. Dümmers Verlag Bonn, 1989
- [13] Frohne, H.  
Elektrische und magnetische Felder  
B. G. Teubner Stuttgart, 1994
- [14] Hadji-Minaglou, J.-R.  
Antriebskonzepte mit permanenterregten Synchronmotoren  
für den Einsatz im Elektrofahrzeug.  
Shaker Verlag Aachen, 1994
- [15] Hering, E.  
Physik für Ingenieure  
VDI Verlag Düsseldorf, 1989

- 
- [16] Heumann, K.  
Leistungselektronik  
B. G. Teubner Stuttgart, 1991
- [17] Hofer, K.  
Drehstrom-Linearantriebe für Fahrzeuge  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1993
- [18] Hofer, K.  
Moderne Leistungselektronik und Antriebe  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1995
- [19] Hofer, K.  
Regelung Elektrischer Antriebe  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1998
- [20] Hucho, W.-H.  
Aerodynamik des Automobils  
VDI Verlag Düsseldorf, 1994
- [21] Jäger, R.  
Leistungselektronik  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1993
- [22] Konhäuser, W.  
Industrielle Steuerungstechnik  
Carl Hanser Verlag München Wien, 1998
- [23] Krätzig, J.  
Speicherprogrammierbare Steuerungen  
Carl Hanser Verlag München Wien, 1992

- [24] Kremser, A.  
Grundzüge elektrischer Maschinen und Antriebe  
B. G. Teubner Stuttgart, 1997
- [25] Kümmel, F.  
Elektrische Antriebstechnik Teil 1: Maschinen  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1986
- [26] Kümmel, F.  
Elektrische Antriebstechnik Teil 2: Leistungsstellglieder  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1986
- [27] Kümmel, F.  
Elektrische Antriebstechnik Teil 3:  
Antriebsregelung - feldorientierte Drehstromantriebe - Busvernetzung  
VDE-Verlag Berlin Offenbach, 1998
- [28] Lappe, R.; Conrad, H. und Kronberg, M.  
Leistungselektronik  
Verlag Technik GmbH Berlin, 1991
- [29] Latzel, W.  
Einführung in die digitale Regelung  
VDI Verlag Düsseldorf, 1995
- [30] Ledjeff, K  
Energie für Elektroautos: Batterien und Brennstoffzellen  
C.F. Müller Verlag GmbH Karlsruhe, 1993
- [31] Leonhard, W.  
Control of Electrical Drives  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996



- [32] Lexen, G. und Gruber, Ch.  
MAN Stadtbusse mit Brennstoffzellenantrieb  
Innovative Fahrzeugantriebe; VDI Berichte 1565; S. 413...426  
VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 2000
- [33] Ludyk, G.  
Theoretische Regelungstechnik 1  
Springer Verlag Berlin, 1995
- [34] Marinescu, M.  
Elektrische und magnetische Felder  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996
- [35] Mitschke, M.  
Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band A  
Springer Verlag Berlin, 1995
- [36] Mitschke, M.  
Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B  
Springer Verlag Berlin, 1997
- [37] Mitschke, M.  
Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band C  
Springer Verlag Berlin, 1997
- [38] Moczala, H.  
Elektrische Kleinmotoren  
Expert-Verlag Ehningen, 1987
- [39] Moeller, F.; Frohne, H.; Löcherer, K.-H. und Müller, H.  
Grundlagen der Elektrotechnik  
B. G. Teubner Stuttgart, 1996

- [40] Müller, G.  
Elektrische Maschinen: Grundlagen, Aufbau und Wirkungsweise  
VEB Verlag Technik Berlin, 1989
- [41] Müller, H. und Walz, L.  
Mikroprozessortechnik  
Vogel Verlag Würzburg, 1999
- [42] Müller, K.  
Entwurf robuster Regelungen  
Teubner Verlag Stuttgart, 1996
- [43] Naunin, D. u. a.  
Elektrische Straßenfahrzeuge: Technik, Entwicklungsstand und Einsatzgebiete  
Expert Verlag Renningen-Malmsheim, 1994
- [44] Netz, H. und Paul, A.  
Formeln der Technik  
Hanser-Verlag München, 1983
- [45] Oppelt, W. und Vossius, G.  
Der Mensch als Regler  
VEB Verlag Technik Berlin, 1970
- [46] Panik, F. und Dietrich, G.  
Brennstoffzellenbusse im Feldtest  
Innovative Fahrzeugantriebe; VDI Berichte 1418; S. 69...92  
VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 1998
- [47] Philippow, E.  
Grundlagen der Elektrotechnik  
Verlag Technik GmbH Berlin München, 1992

- 
- [48] Reimpell, J.  
Fahrwerktechnik: Fahrzeugmechanik  
Vogel Verlag Würzburg, 1989
- [49] Reimpell, J.  
Fahrwerktechnik: Grundlagen  
Vogel Verlag Würzburg, 1988
- [50] Reimpell, J.  
Fahrwerktechnik: Lenkung  
Vogel Verlag Würzburg, 1984
- [51] Reimpell, J.  
Fahrwerktechnik: Reifen und Räder  
Vogel Verlag Würzburg, 1988
- [52] Reinhardt, H.  
Automatisierungstechnik  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996
- [53] Richter, C.  
Servoantriebe kleiner Leistung  
VCH-Verlag GmbH Weinheim, 1993
- [54] Riefenstahl, U  
Elektrische Antriebstechnik  
B. G. Teubner Stuttgart Leipzig, 2000
- [55] Schmitt, G.  
Mikrocomputertechnik mit dem Controller C167  
Oldenbourg Verlag München Wien, 2000

- 
- [56] Schönfeld, R. und Habiger, E.  
Automatisierte Elektroantriebe  
VEB Verlag Technik Berlin, 1990
- [57] Schröder, D.  
Elektrische Antriebe 1: Grundlagen  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1994
- [58] Schröder, D.  
Elektrische Antriebe 2: Regelung von Antrieben  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1995
- [59] Schröder, D.  
Elektrische Antriebe 4: Leistungselektronische Schaltungen  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998
- [60] Schulz, G.  
Regelungstechnik  
Springer Verlag Berlin, 1995
- [61] Schummy, H. und Ohl, Rainer  
Handbuch digitaler Schnittstellen  
Vieweg Verlag Braunschweig Wiesbaden, 1994
- [62] Seinisch, H.-O.  
Grundlagen elektrischer Maschinen und Antriebe  
B. G. Teubner Stuttgart, 1993
- [63] Stölting, H.-D. und Beisse, A.  
Elektrische Kleinmaschinen  
B. G. Teubner Stuttgart, 1987

- [64] Vogel, J.  
Elektrische Antriebstechnik  
Hüthig Verlag Heidelberg, 1991
- [65] Wellenreuther, G. und Zastrow, D.  
Steuerungstechnik mit SPS  
Vieweg Verlag Braunschweig Wiesbaden, 1998
- [66] Werner, E. u.a.  
3 Jahre Linienbetrieb mit dem ZF EE-Drive, Erfahrungen und Konsequenzen  
Innovative Fahrzeugantriebe; VDI Berichte 1565; S. 455...471  
VDI Verlag GmbH Düsseldorf, 2000
- [67] Willumeit, H.-P.  
Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugtechnik  
Teubner Verlag Stuttgart, Leipzig, 1998
- [68] Zomotor, A.  
Fahrwerkstechnik: Fahrverhalten  
Vogel Verlag Würzburg, 1991

### **Internetadressen**

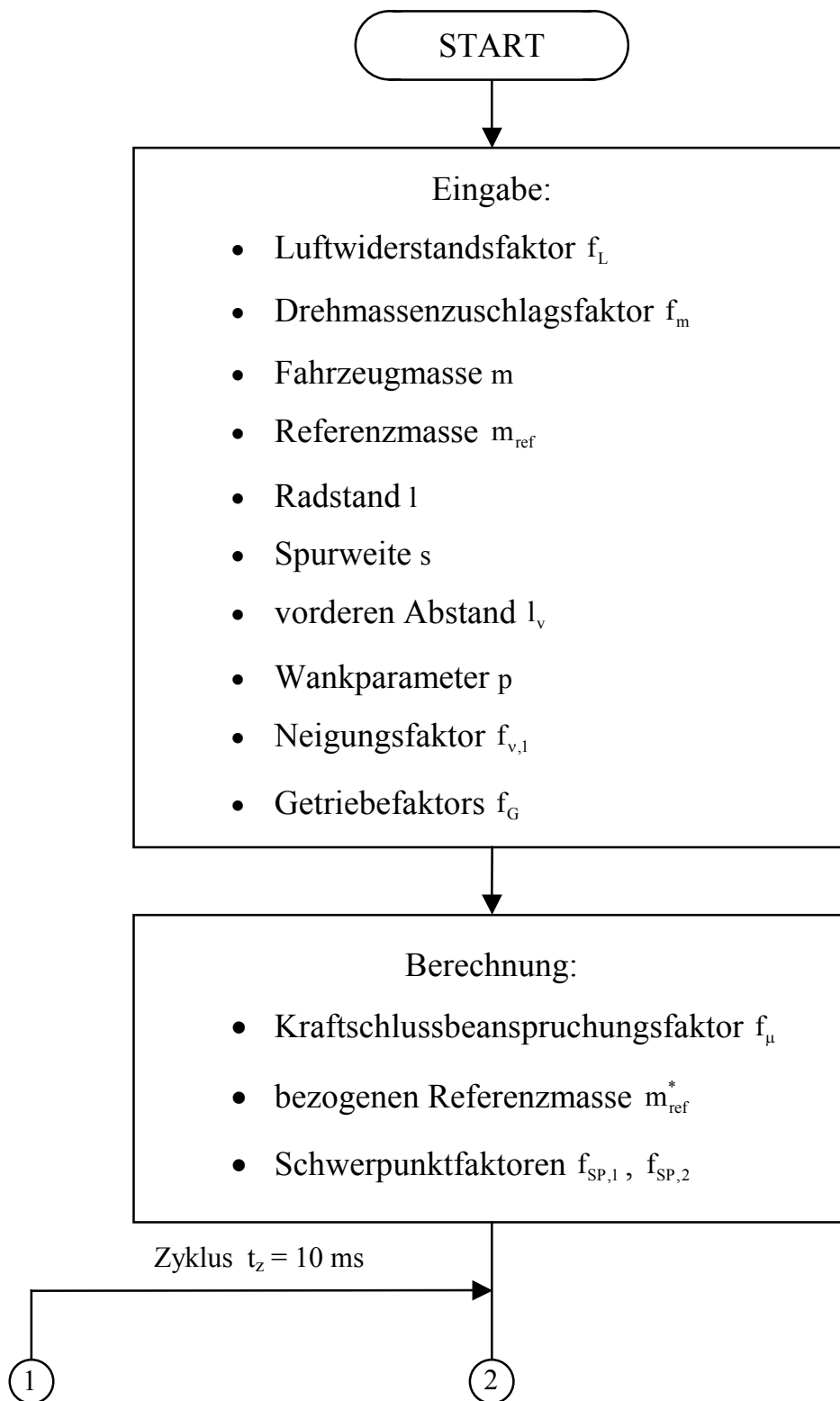
- [69] <http://www.elektrofahrzeug.net/> (12.05.2001)
- [70] <http://www.hydrogen.org/h2cars/> (29.05.2001)
- [71] <http://www.ika.rwth-aachen.de/publikat/by0298/index.htm> (30.04.01)
- [72] <http://www.magnetmotor.de> (16.05.2001)
- [73] <http://www.mercedes-benz.com/d/ecars/omnibus/produkte/alternativ/0405gnd/default.htm> (13.05.2001)



## 8 Anhang

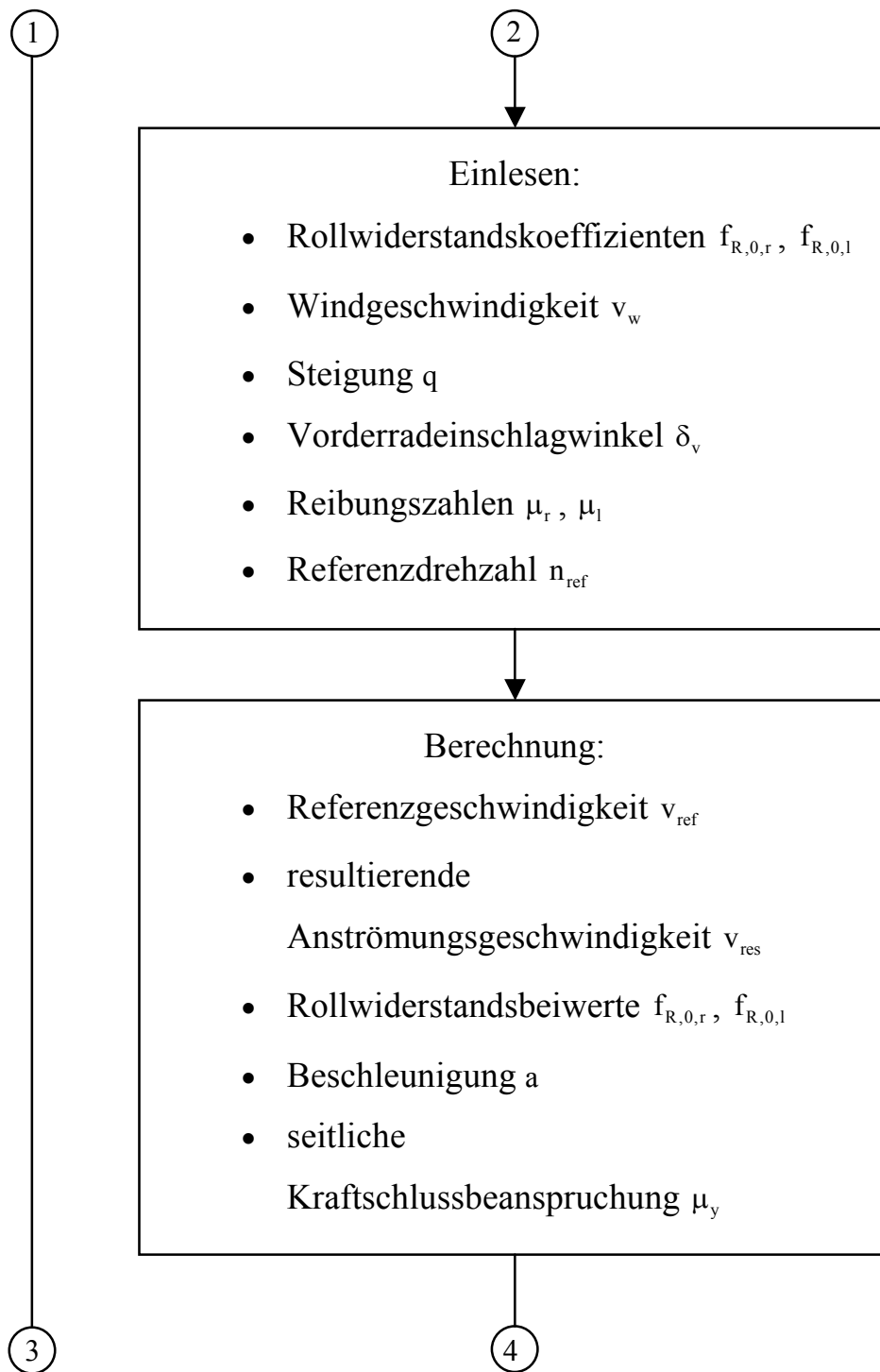
### Anhangsverzeichnis

Anlage 1:	Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung.....	134
Anlage 2:	Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes -Hauptprogramm.....	138
Anlage 3:	Unterprogramm-Referenzdrehzahl .....	140
Anlage 4:	Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung.....	143
Anlage 5:	Unterprogramm-Antiblockiersystem .....	147

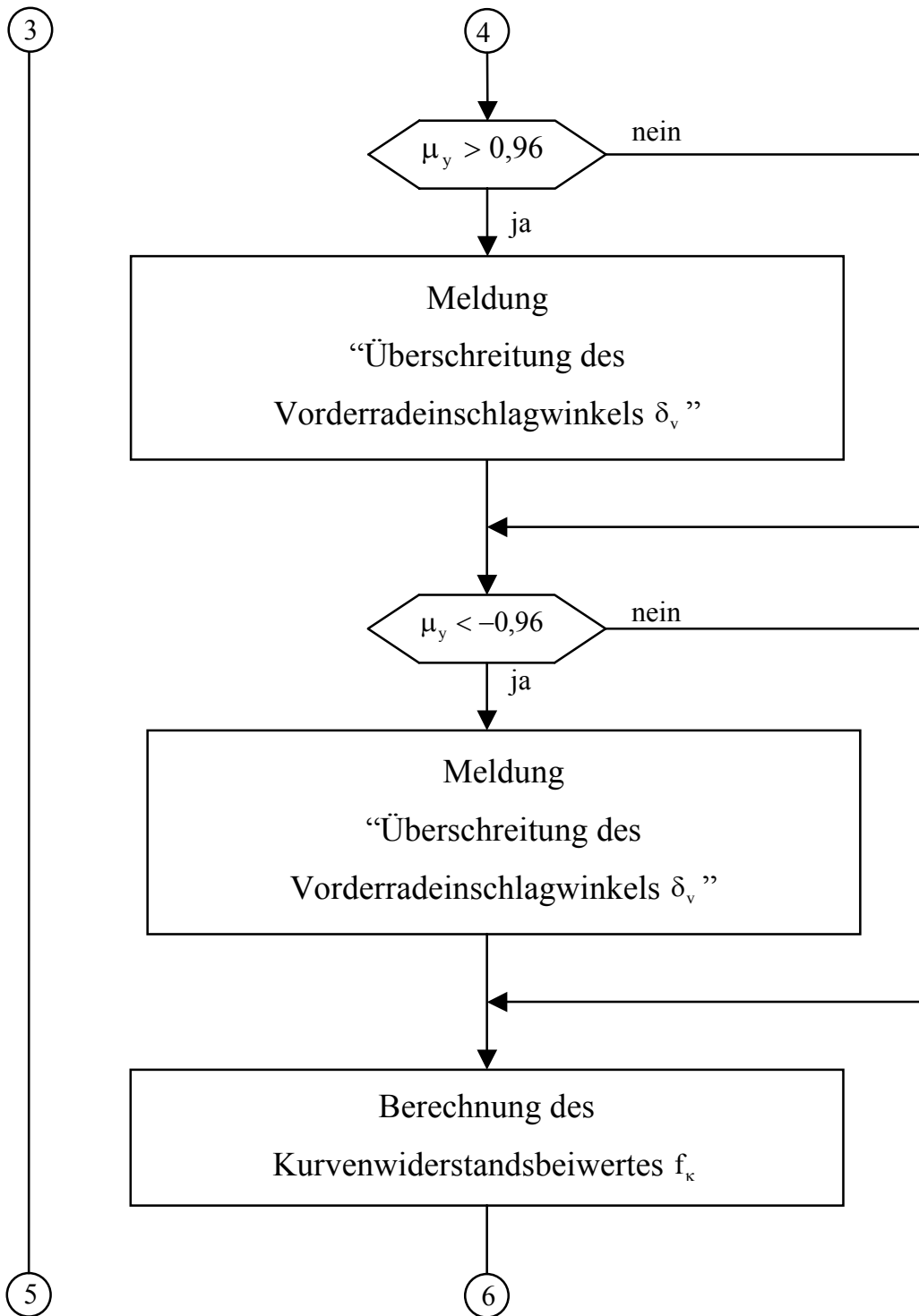


Anlage 1: Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung - Teil 1

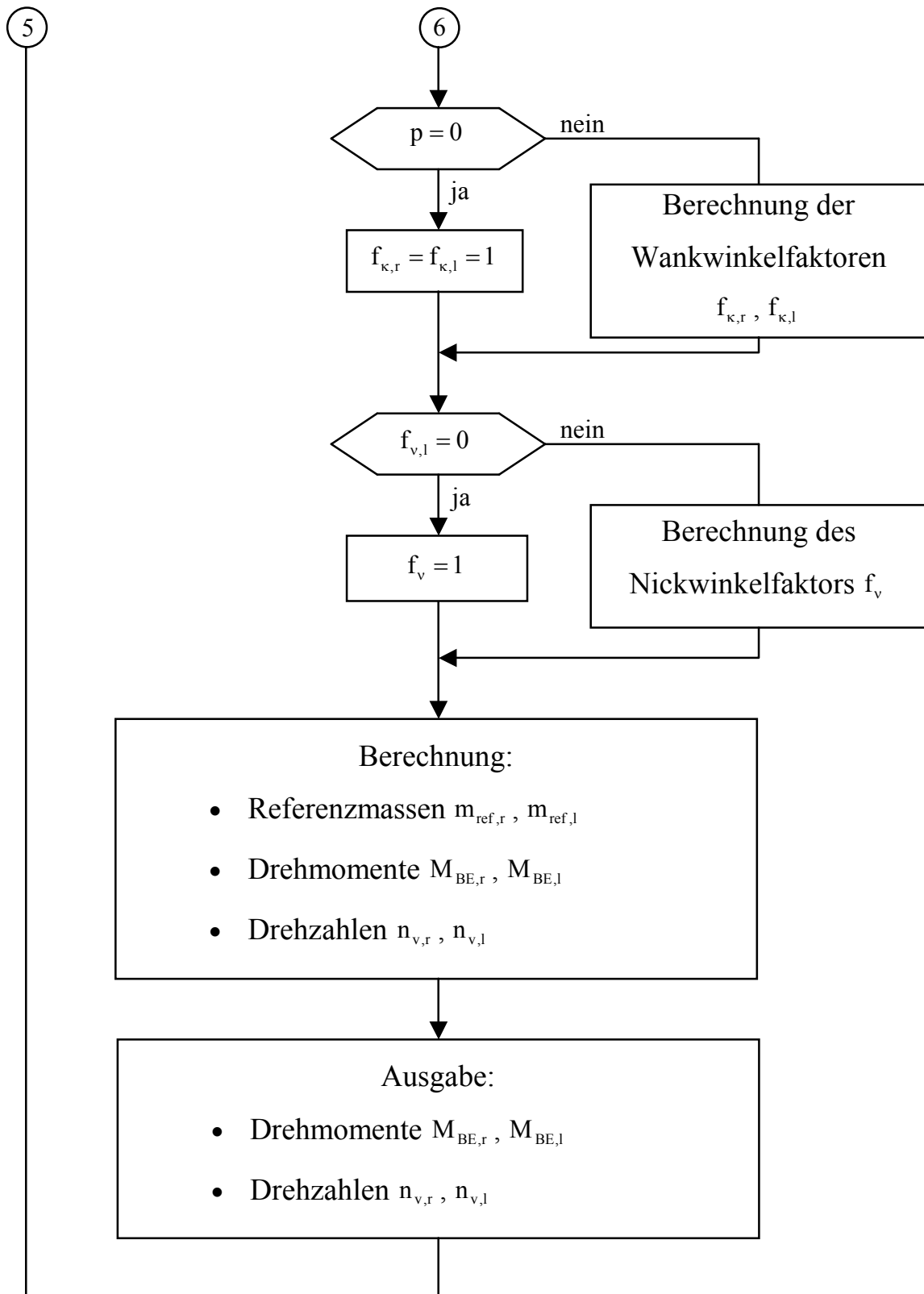




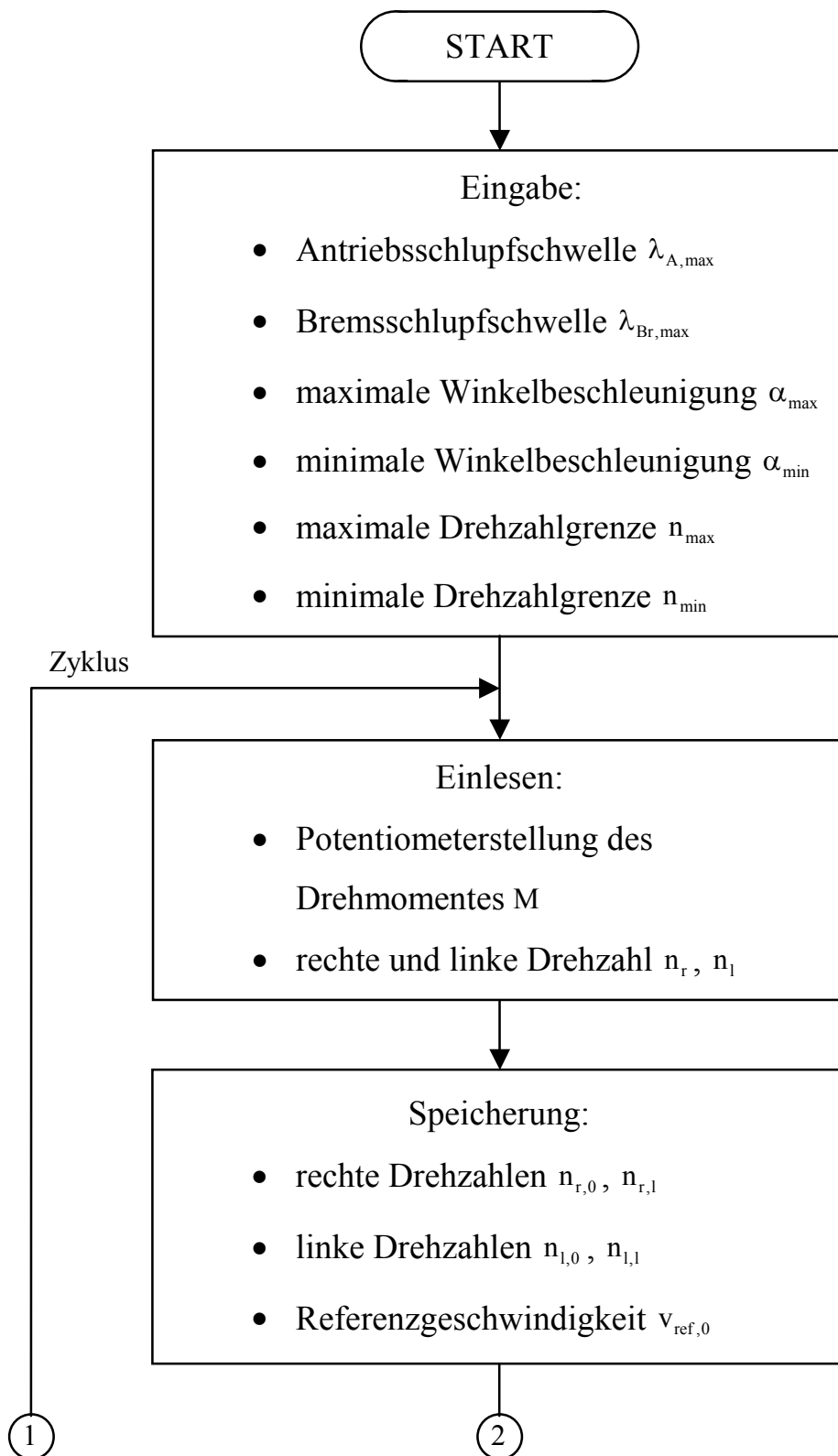
Anlage 1: Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung - Teil 2



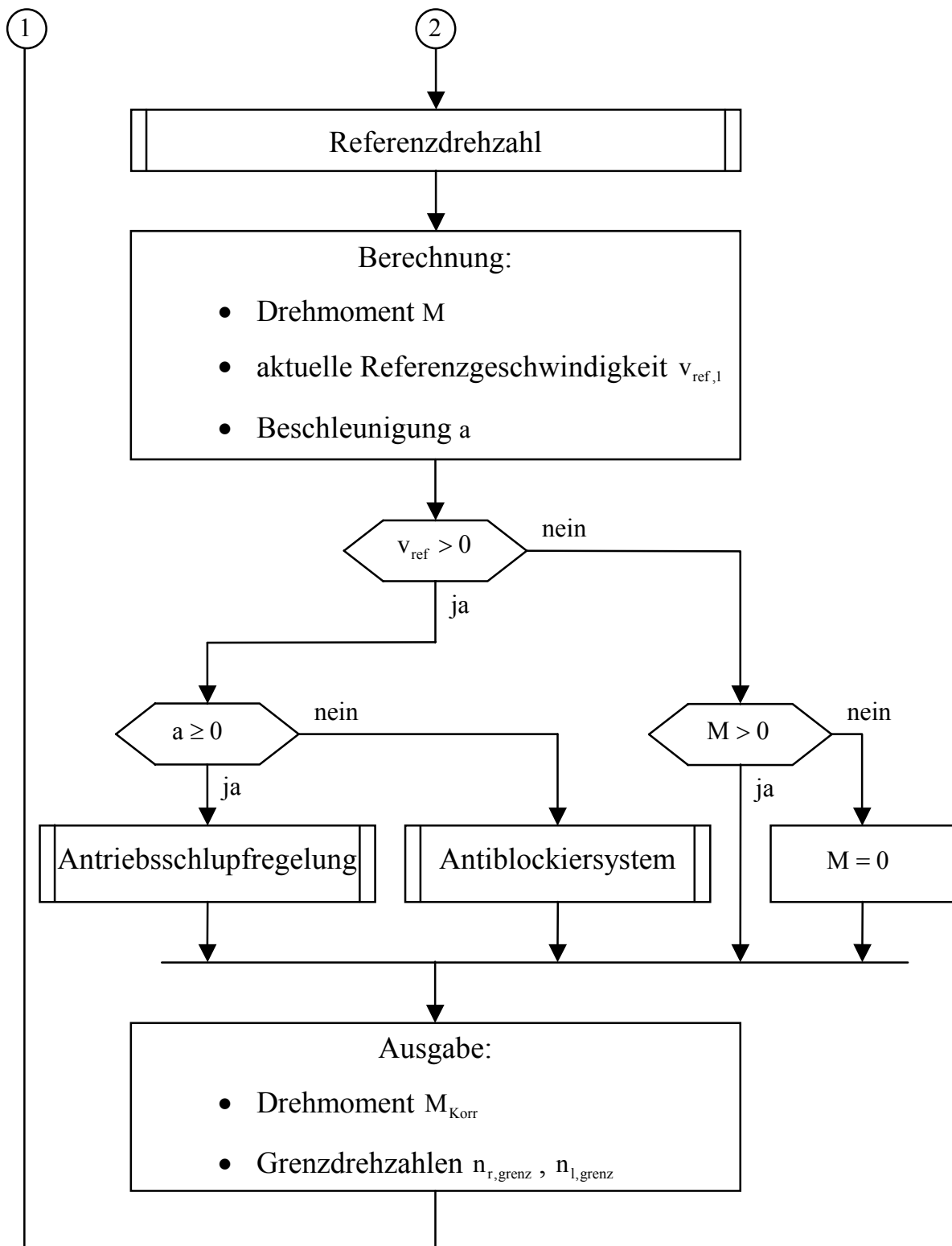
Anlage 1: Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung - Teil 3



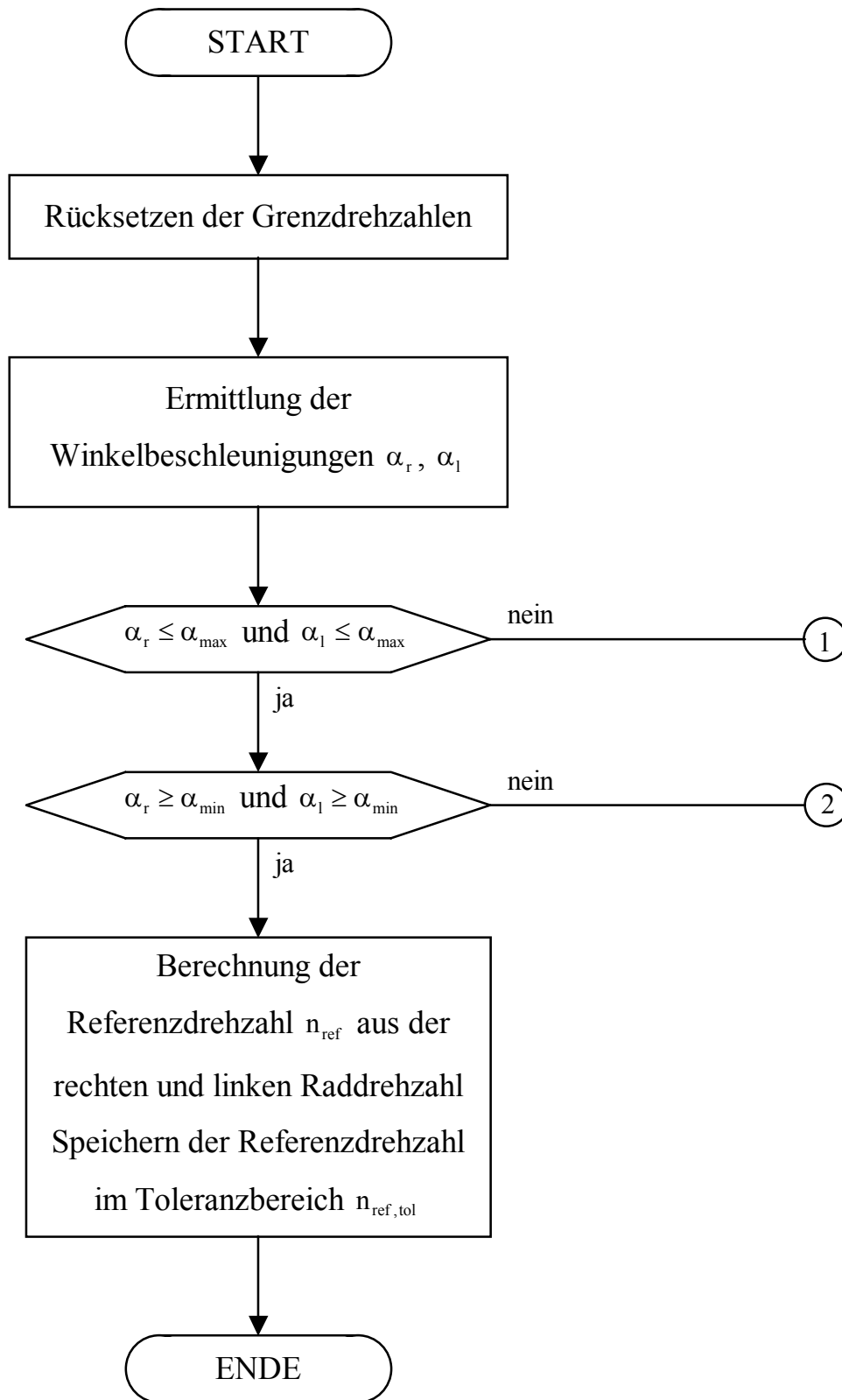
Anlage 1: Steuerungsalgorithmus der Belastungseinrichtung - Teil 4



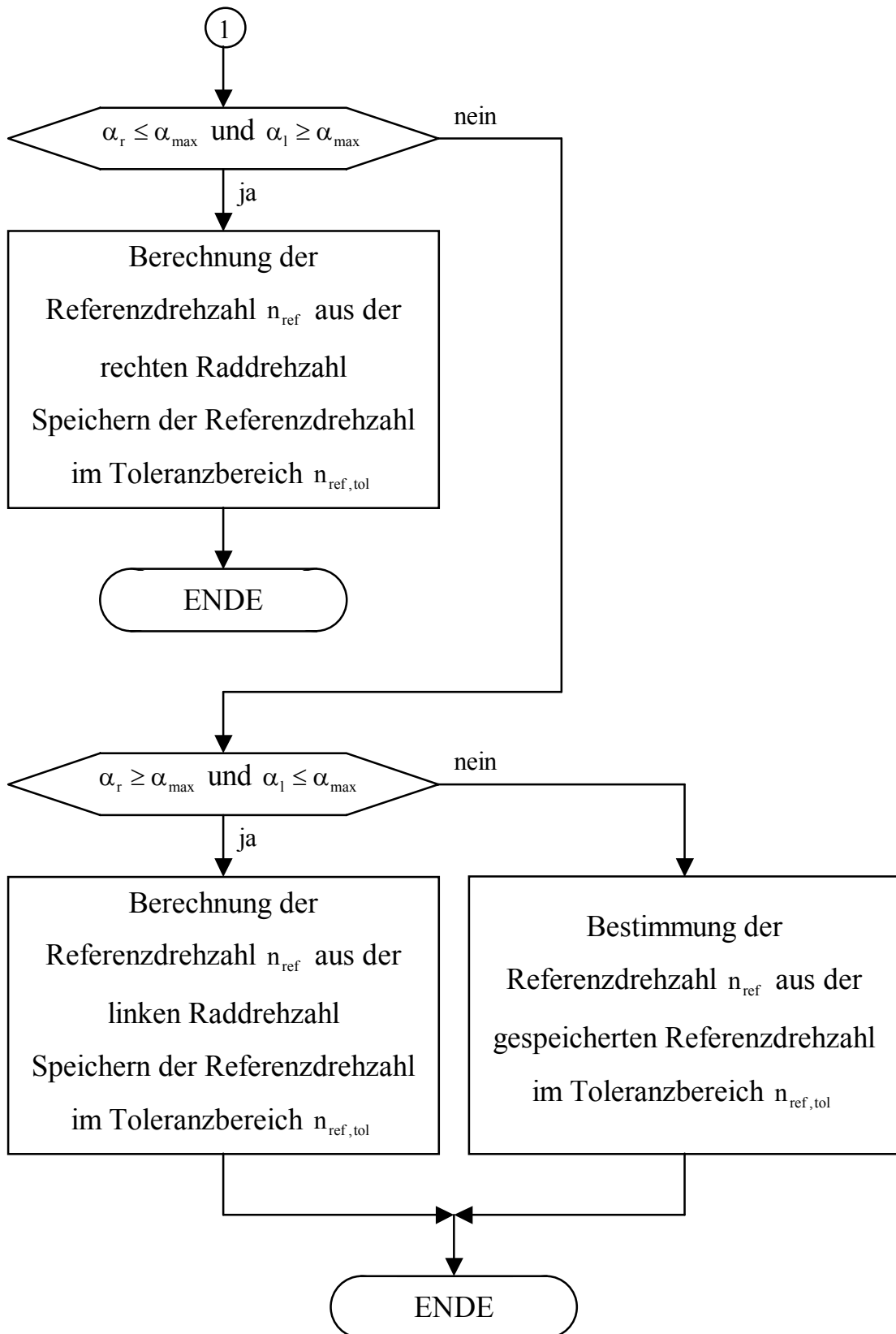
Anlage 2: Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes-Hauptprogramm - Teil 1



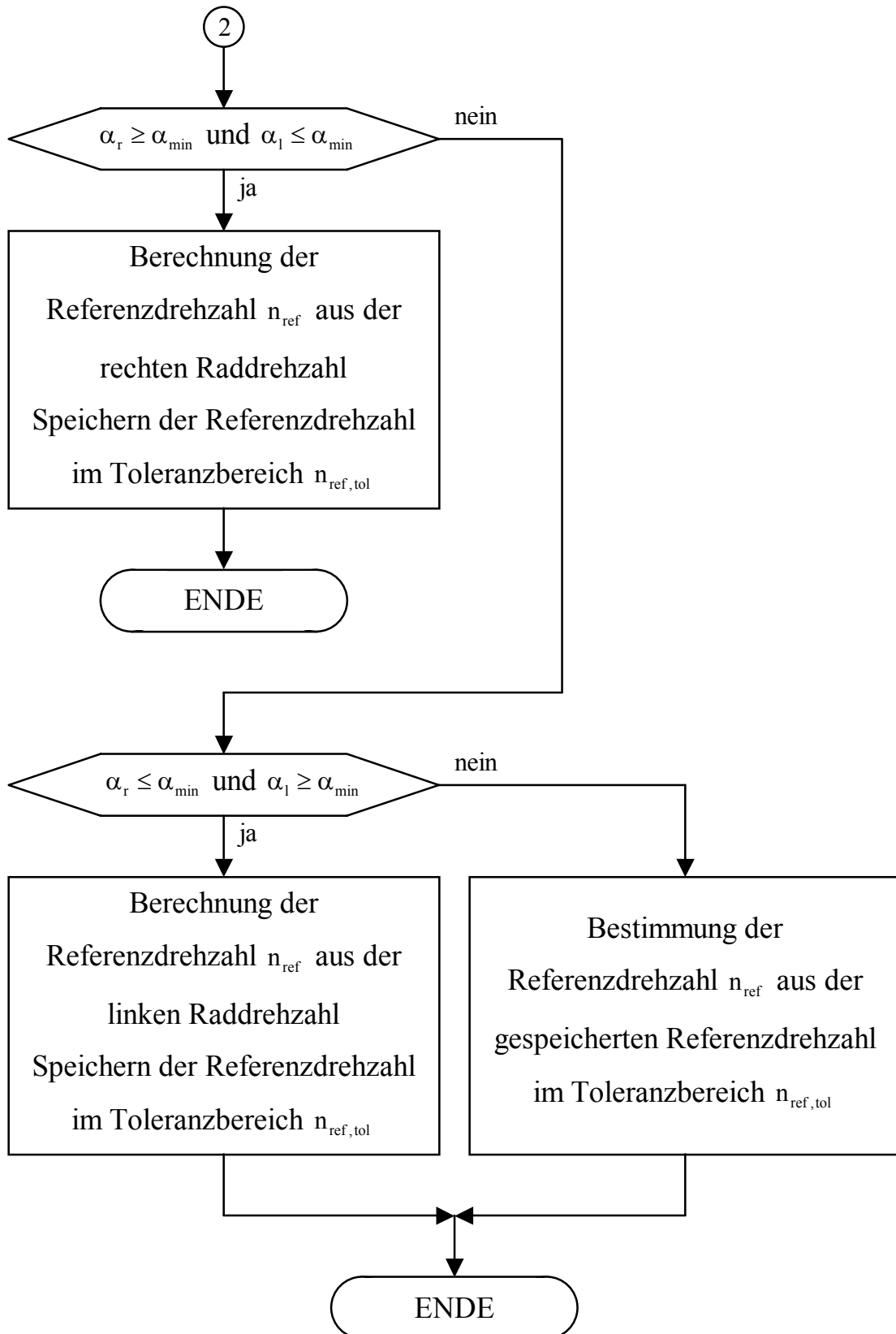
Anlage 2: Steuerungsalgorithmus des Fahrzeugantriebes-Hauptprogramm - Teil 2



Anlage 3: Unterprogramm-Referenzdrehzahl - Teil 1

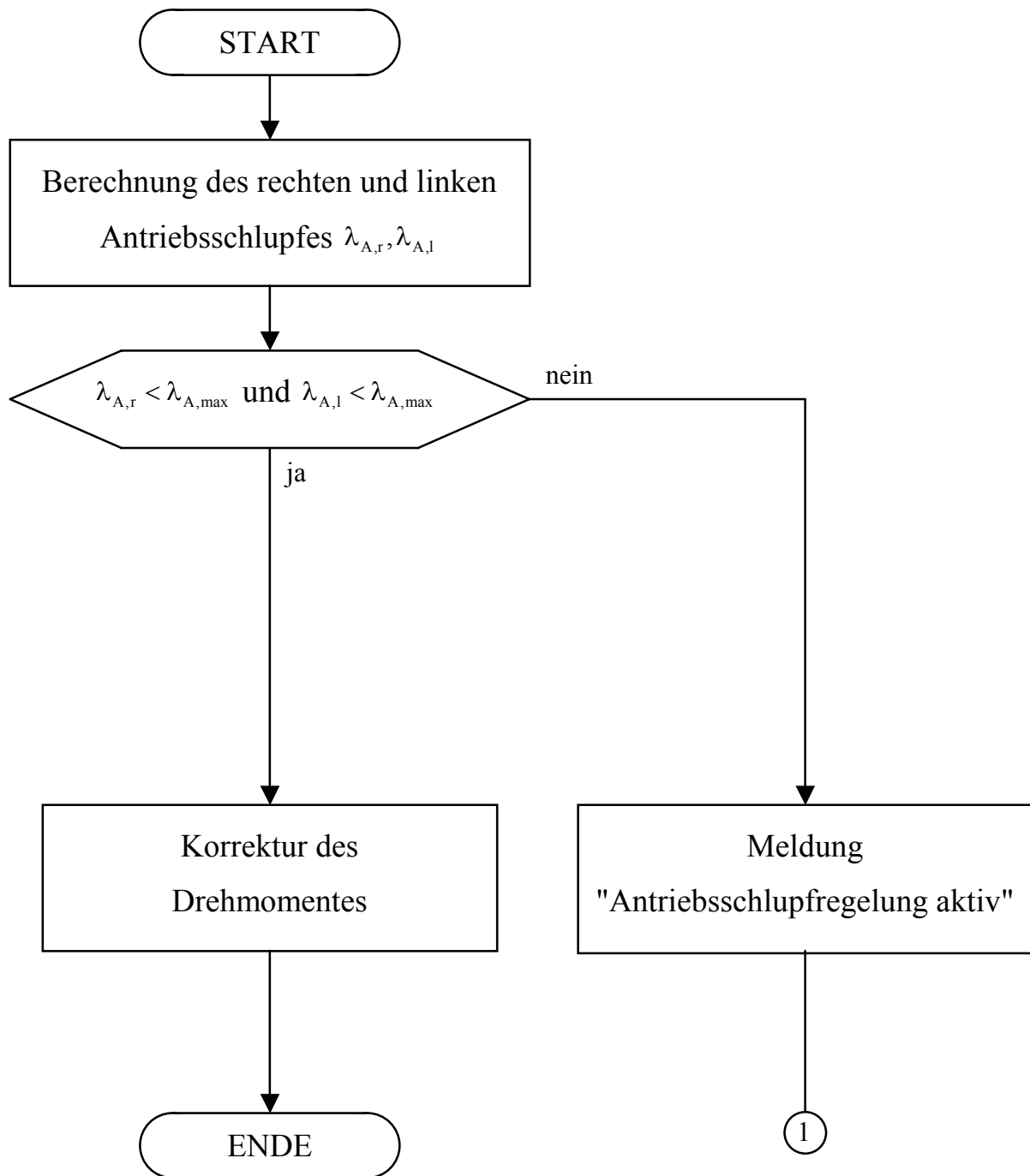


Anlage 3: Unterprogramm-Referenzdrehzahl - Teil 2

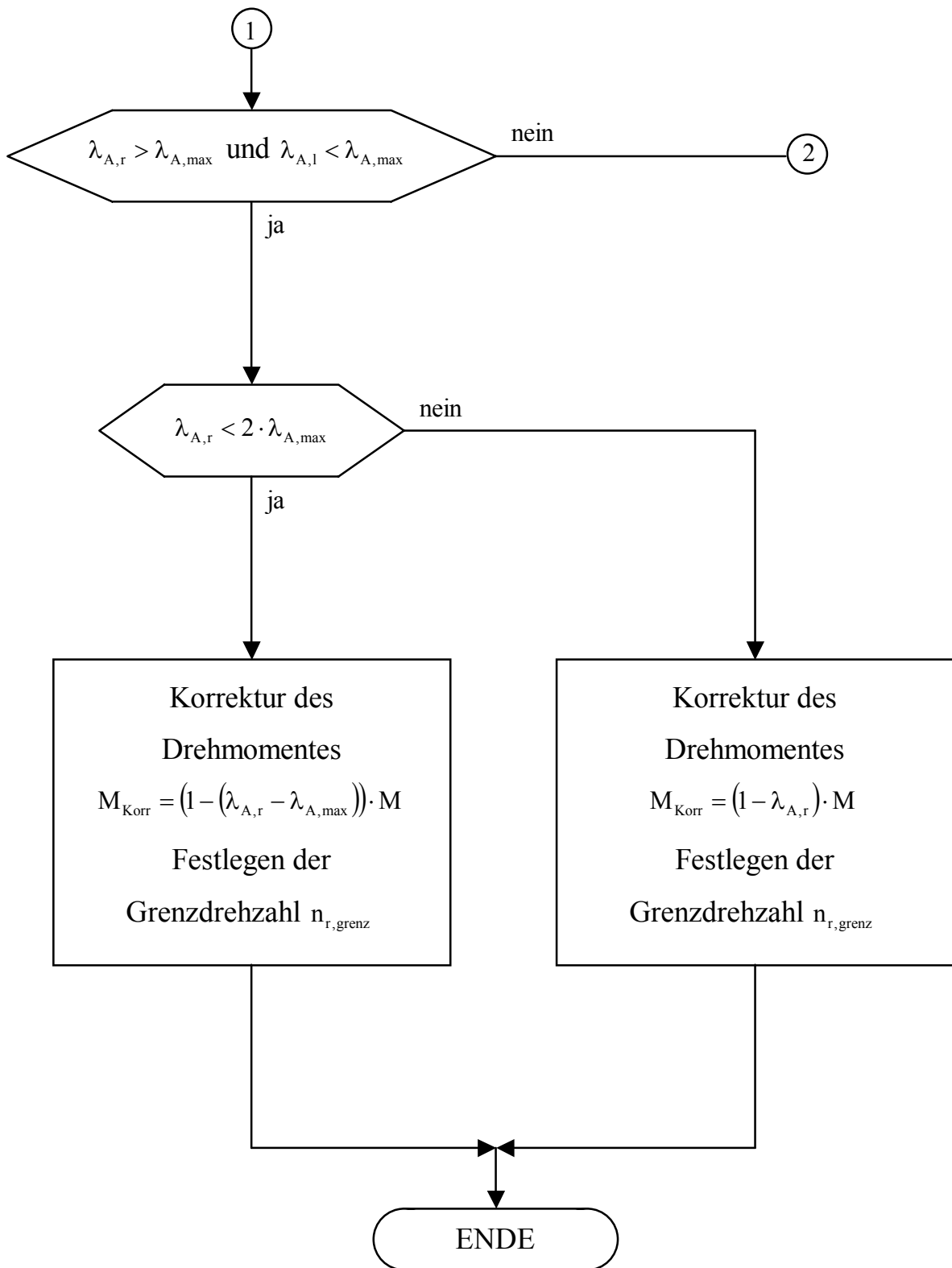


Anlage 3: Unterprogramm-Referenzdrehzahl - Teil 3

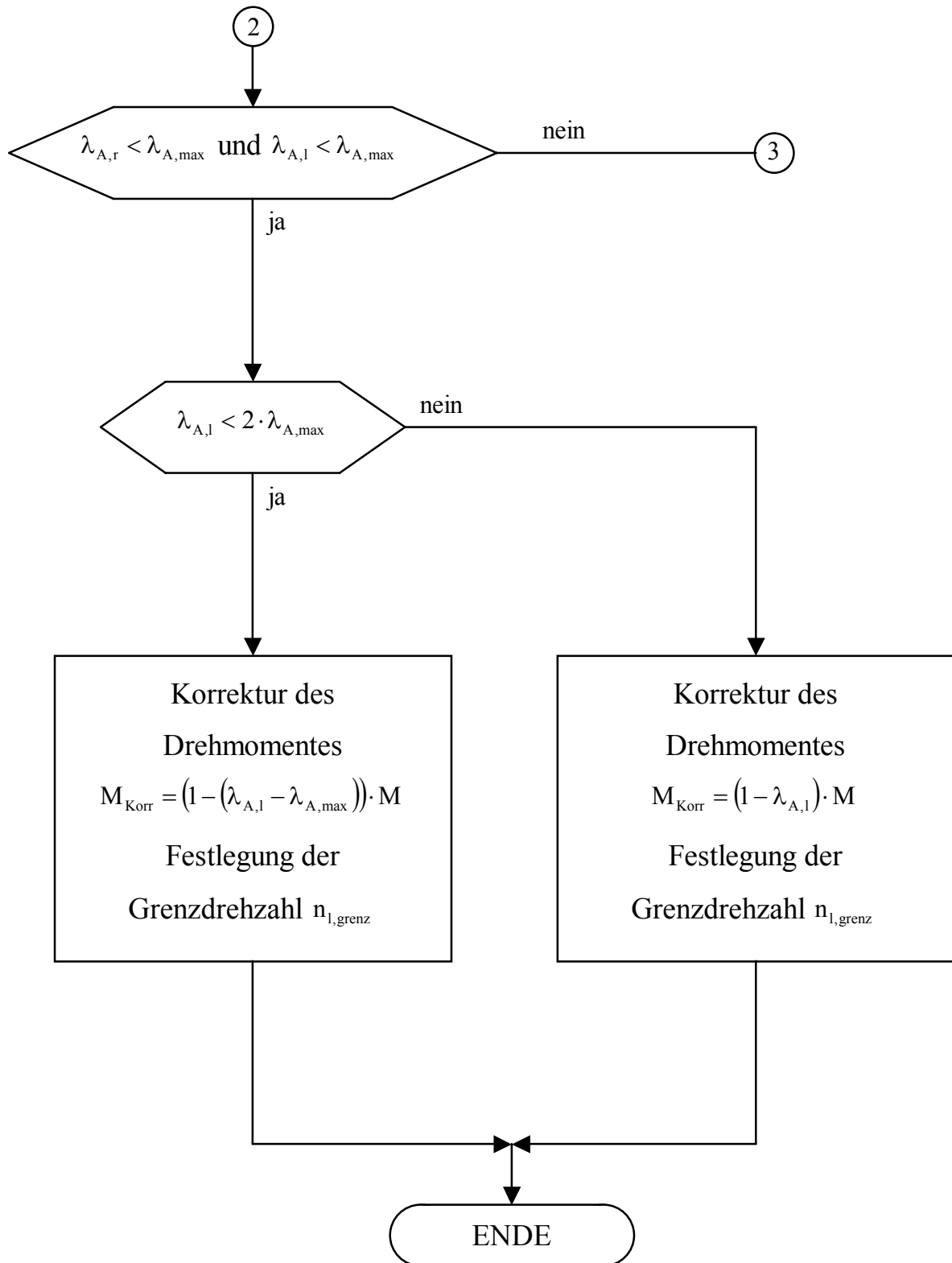




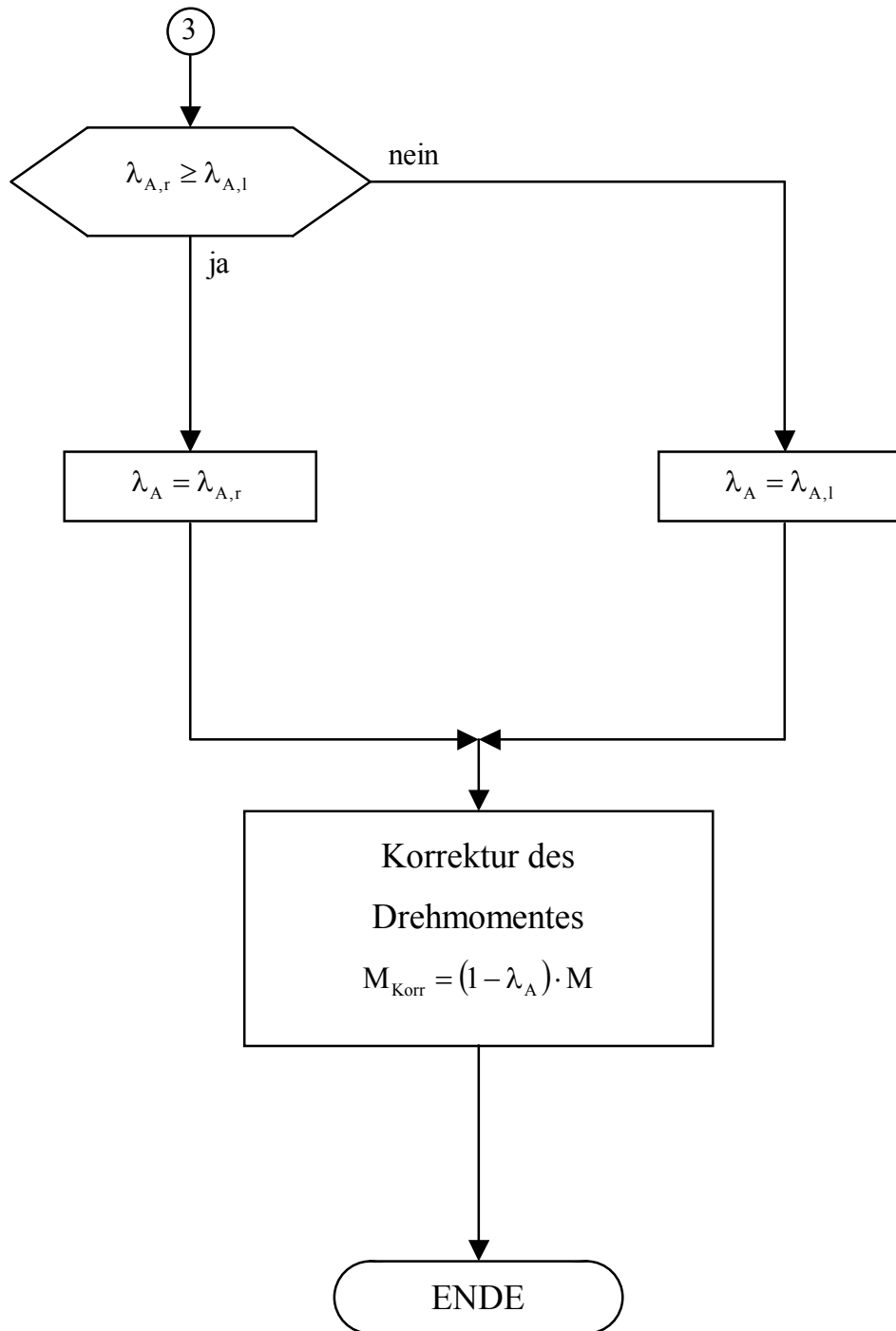
Anlage 4: Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung - Teil 1



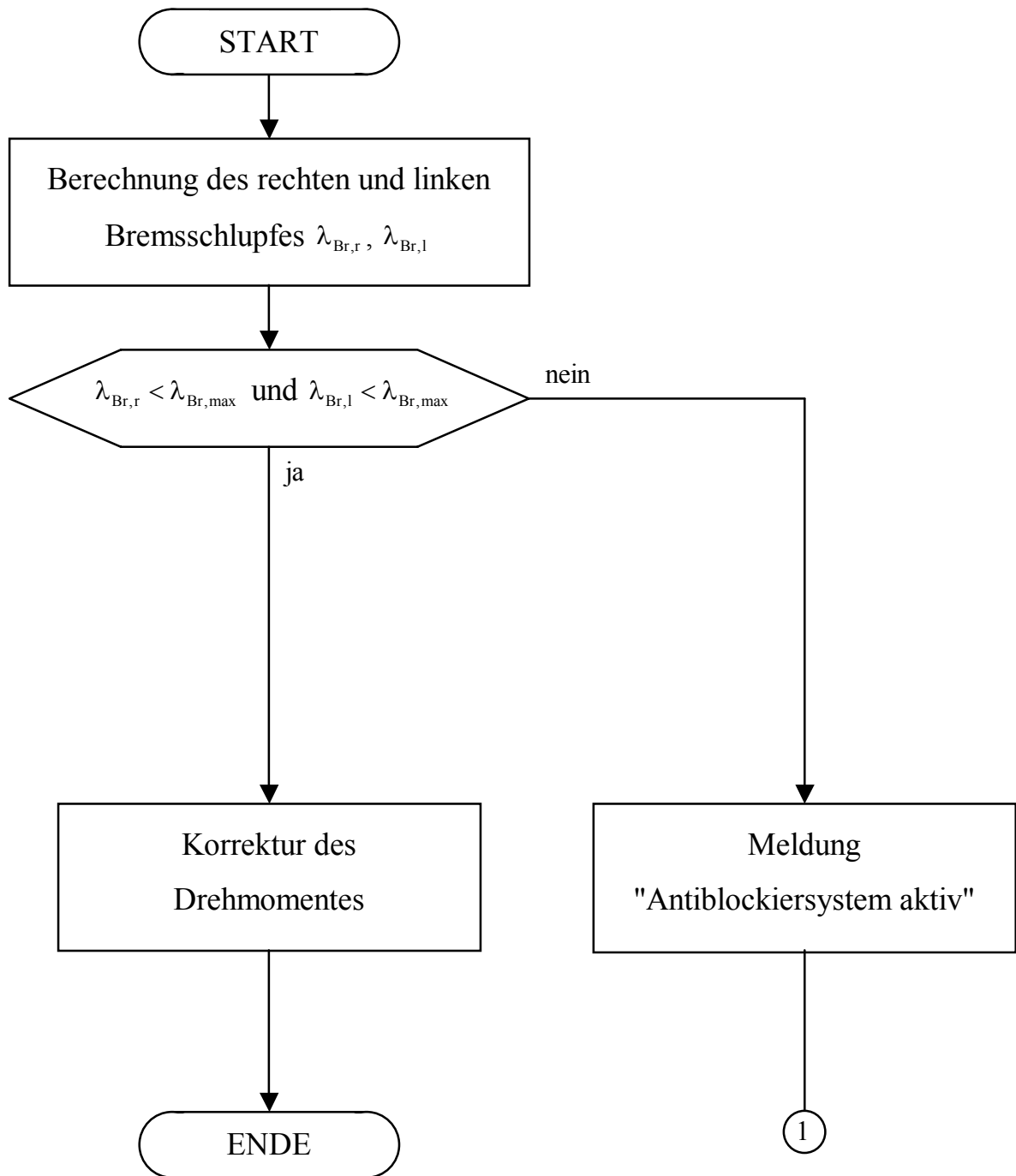
Anlage 4: Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung - Teil 2



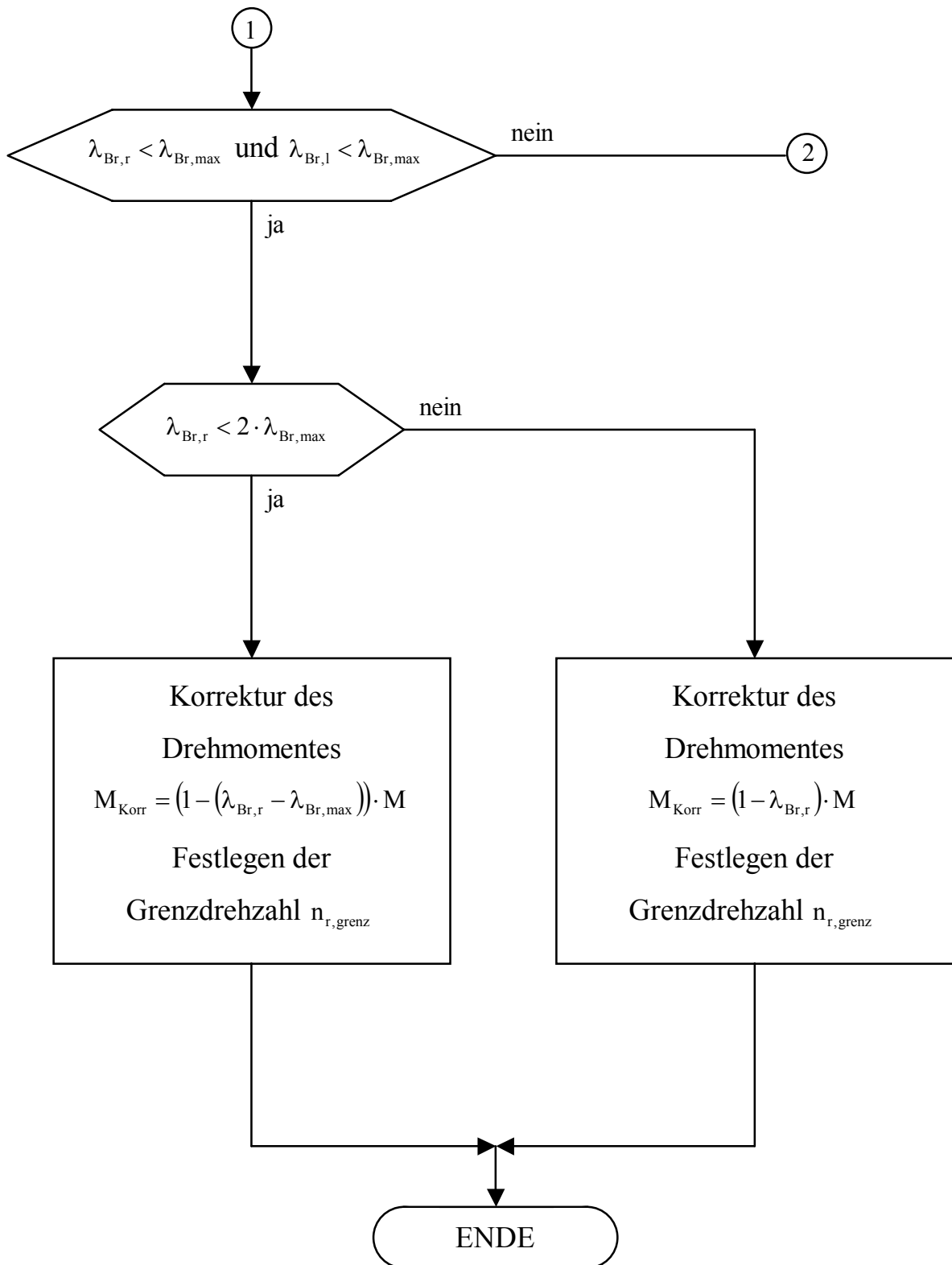
Anlage 4: Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung - Teil 3



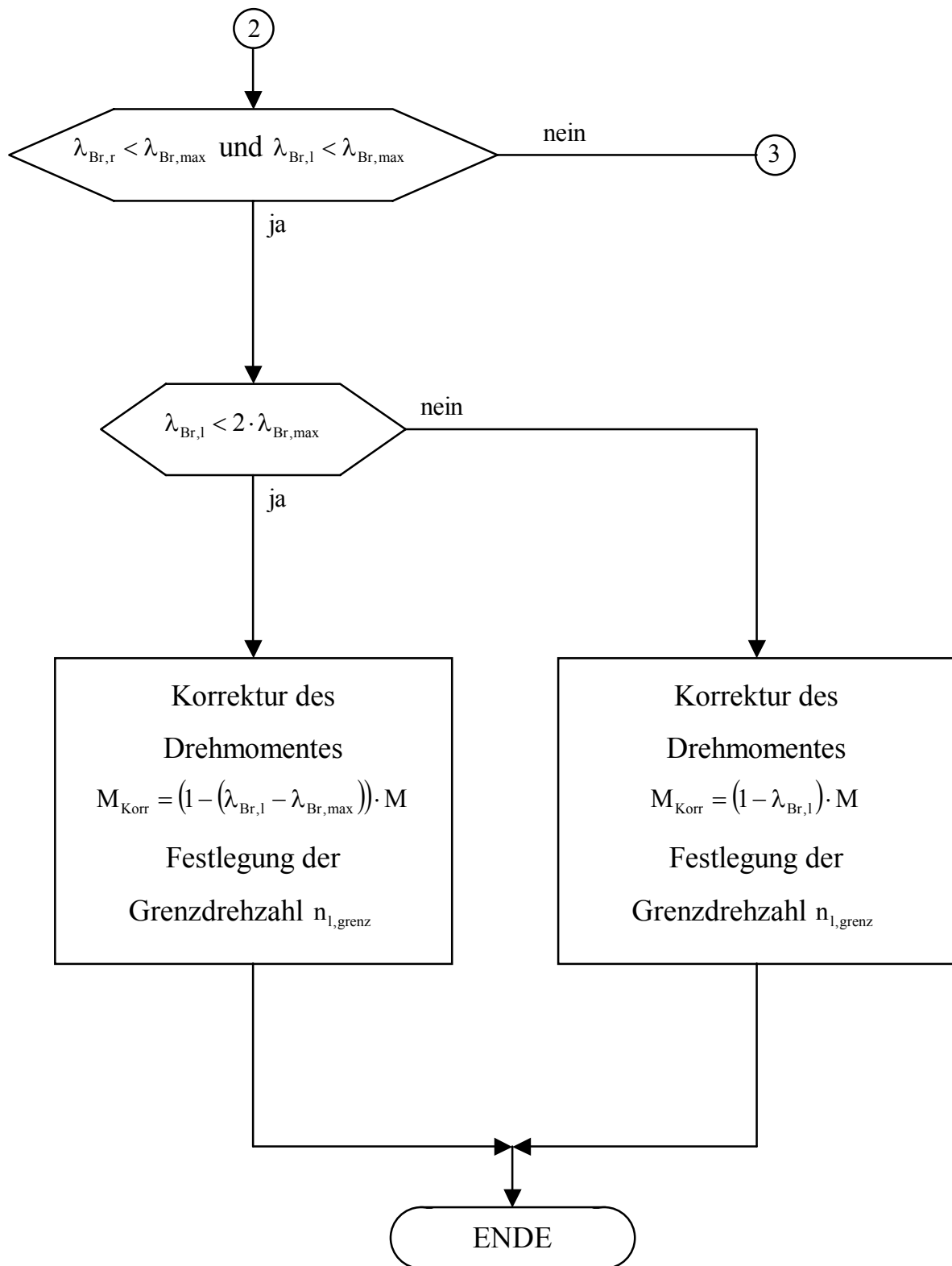
Anlage 4: Unterprogramm-Antriebsschlupfregelung - Teil 4



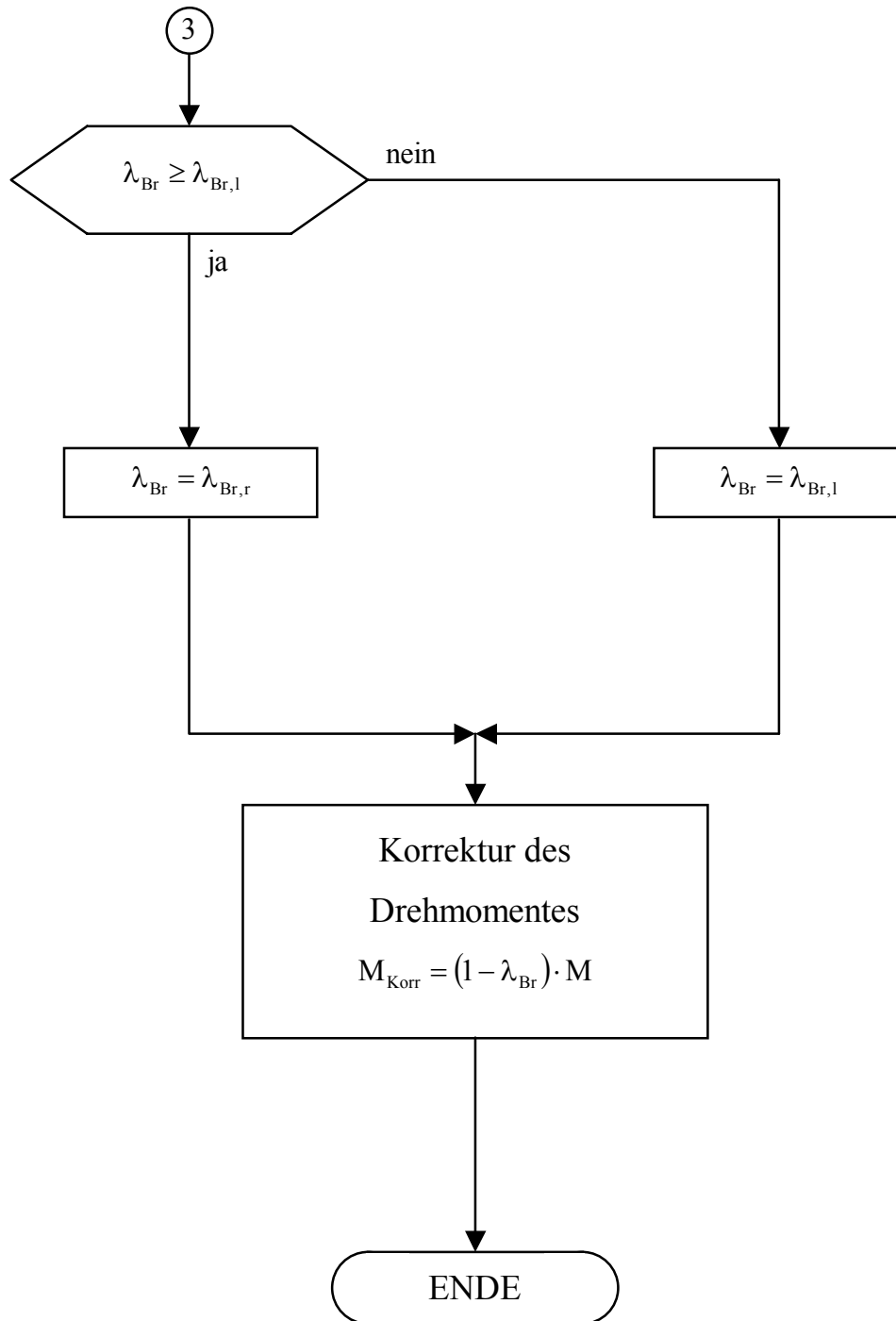
Anlage 5: Unterprogramm-Antiblockiersystem - Teil 1



Anlage 5: Unterprogramm-Antiblockiersystem - Teil 2



Anlage 5: Unterprogramm-Antiblockiersystem - Teil 3



Anlage 5: Unterprogramm-Antiblockiersystem - Teil 4