

**Konzept einer fehlertoleranten,  
elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung  
für langsam fahrende Fahrzeuge**

**Dirk Wroblewski**

Abdruck der von der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität  
Rostock zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)**

genehmigte Dissertation.

Berichterstatter Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Hirschmann

Mitberichterstatter Prof. Dr.-Ing. Harald Aschemann

Dr.-Ing. Wolfgang Reinelt

Tag der Verteidigung 15. Juli 2010



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Antriebstechnik und Mechatronik der Universität Rostock im Rahmen eines Forschungsvorhabens über steer-by-wire Lenksysteme für langsam fahrende Fahrzeuge.

Dem ehemaligen Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Hirschmann, möchte ich ganz herzlich für die engagierte Betreuung und Förderung dieser Arbeit danken sowie für das in mich gesetzte Vertrauen während der Bearbeitung des Forschungsvorhabens. Die Zusammenarbeit mit ihm hat wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Harald Aschemann, Leiter des Lehrstuhls für Mechatronik der Universität Rostock, danke ich herzlich für sein Interesse an der Arbeit sowie für seine wertvollen Hinweise und Anregungen. Herrn Dr.-Ing. Wolfgang Reinelt danke ich ebenfalls herzlich für die freundliche Übernahme des Mitberichtes.

Für eine sehr gute und intensive Zusammenarbeit bedanke ich mich bei meinen ehemaligen Kollegen vom Institut sowie allen Studenten, die durch Studien- und Diplomarbeiten Ihren Teil zu dieser Arbeit beigesteuert haben. Besonders hervorheben möchte ich Stefan Bockholt, der maßgeblich zum Erfolg der Arbeit beigetragen hat. Auch möchte ich mich sehr herzlich bei den ehemaligen Mitarbeitern der Firma Hydraulik Nord Fluidtechnik, Stephan Knües und André Knaack sowie Markus Posch von der Firma Bosch Rexroth für die großartige Unterstützung bei der Erstellung von Funktionsmustern sowie bei der Durchführung der Fahrzeugexperimente bedanken. Auch gebührt ein herzlicher Dank meinen Eltern, die mich stets in allem unterstützt und gefördert haben.

Abschließend möchte ich mich in besonderer Weise bei meiner Partnerin Simone für die liebevolle Unterstützung bedanken. Ihrer steten Ermutigung und Aufmunterung verdanke ich die Motivation und auch den familiären Rückhalt, ohne den das Schreiben dieser Dissertation deutlich schwieriger gewesen wäre.



# Inhalt

Abkürzungen und Formelzeichen .....	VIII
Kurzfassung.....	XI
1 Einführung .....	1
1.1 Stand der Technik.....	3
1.2 Ziel und Inhalt der Arbeit .....	6
2 Grundlagen zu steer-by-wire Fahrzeugsystemen .....	9
2.1 Überblick über heutige Fahrzeuglenkungen .....	10
2.1.1 Servolenkungen für Straßenfahrzeuge .....	11
2.1.2 Hydrostatische Lenkungen für langsam fahrende Fahrzeuge.....	12
2.2 Klassifizierung von steer-by-wire Lenkungen .....	13
2.2.1 Steer-by-wire Lenkung mit mechanischer Rückfallebene .....	14
2.2.2 Steer-by-wire Lenkung ohne mechanische Rückfallebene .....	15
2.3 Sicherheit von elektronischen Systemen ohne mechanische Rückfallebene .....	18
2.3.1 Begriffe und Definitionen.....	19
2.3.2 Systeme mit sicherem Zustand nach einem Fehler.....	20
2.3.3 Redundante Systeme ohne sicheren Zustand .....	22
2.3.4 Ableitung von Sicherheitsstrategien für steer-by-wire Lenkungen ....	25
2.4 Methoden zur Erkennung von Fehlern.....	27
2.4.1 Grenzwertüberwachung und Plausibilitätsprüfungen.....	28
2.4.2 Fehlerdiagnose mittels Prozessmodell .....	29
2.4.3 Zusammenfassung .....	30
3 Grundsätzliches zum Entwerfen von sicherheitskritischen Systemen.....	31
3.1 Risikobeurteilung.....	32
3.1.1 Gefährdungsanalyse.....	32
3.1.2 Risikoeinschätzung .....	34

3.2	Risikominderung.....	35
3.2.1	Der Sicherheitsintegritätslevel.....	36
3.2.2	Verbindung von Risiko und Sicherheitsintegritätslevel.....	39
4	Entwurf eines steer-by-wire Pilotlenksystems für Gabelstapler .....	42
4.1	Konzept der elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung.....	43
4.2	Analyse der fahrzeugspezifischen Sicherheitsanforderungen.....	44
4.3	Einschätzung des Risikos von steer-by-wire gelenkten Gabelstaplern .....	46
4.3.1	Gefährdungsanalyse.....	47
4.3.2	Bewertung des Risikos .....	49
4.4	Maßnahmen zur Minderung des Risikos.....	50
4.4.1	Ableitung der Sicherheitsfunktionen.....	51
4.4.2	Abschätzung des erforderlichen Sicherheitsintegritätslevel der identifizierten Sicherheitsfunktionen .....	52
4.5	Entwurf des Pilotlenksystems.....	54
4.5.1	Architektur des Pilotlenksystems.....	55
4.5.2	Bewertung des Systementwurfs .....	59
5	Entwicklung des elektrohydraulischen Lenkventils.....	61
5.1	Aufbau der hydraulischen Stelleinheit .....	62
5.1.1	Funktionsweise des Drehschieberventils.....	63
5.1.2	Dimensionierung des Drehschieberventils.....	65
5.2	Entwicklung des elektromagnetischen Drehantriebs .....	67
5.2.1	Wirkungsweise elektromagnetischer Antriebe .....	68
5.2.2	Erzeugung einer Drehbewegung .....	70
5.2.3	Entwurf des Drehantriebs .....	72
5.2.4	Leistungselektronik des Drehantriebs.....	76
5.3	Integration des Drehantriebs in das Lenkventil .....	78
5.4	Regelung des elektromagnetischen Drehantriebs .....	80
5.4.1	Modell des elektromagnetischen Drehantriebs.....	81
5.4.2	Kompensation des nichtlinearen Drehmomentkennfeldes .....	84
5.4.3	Auswahl der Reglerstruktur .....	90
5.4.4	Lineare Analyse im geschlossenen Regelkreis.....	92
5.5	Bewertung des elektromagnetischen Drehantriebs.....	96
6	Validierung der steer-by-wire Pilotlenkung.....	98
6.1	Beschreibung des Lenkungsprüfstandes .....	99

6.1.1	Konzept.....	100
6.1.2	Konstruktive Ausführung.....	102
6.1.3	Ansteuerung des Servozyllinders .....	104
6.2	Aufbau des Pilotlenksystems.....	107
6.2.1	Struktur des Lenkregelkreises.....	109
6.2.2	Steuerungsprogramm des Lenksystems .....	113
6.3	Experimentelle Analyse des Systemverhaltens der Pilotlenkung.....	117
6.3.1	Versuchsdurchführung.....	119
6.3.2	Erfassung der Daten.....	120
6.3.3	Untersuchung des Führungsverhaltens bei konstanten Lastfaktoren.....	121
6.3.4	Untersuchung des Führungsverhaltens bei sich ändernden Lastfaktoren.....	124
6.3.5	Untersuchung des Lenkregelkreises im Frequenzbereich .....	128
6.4	Bewertung des Systemverhaltens der Pilotlenkung.....	129
7	Zusammenfassung und Ausblick .....	132
A	Funktionale Sicherheit .....	136
A. 1	Gefährdungsanalyse (Hazard and Risk Analysis) .....	136
A.2	Fehler-, Möglichkeits- und Effektanalyse (FMEA).....	139
A.3	Risikoparameter des Risikographen .....	154
B	Labora Aufbau der steer-by-wire Pilotlenkung .....	155
B.1	Funktionsmuster des elektromagnetischen Drehantriebs.....	155
B.2	Drehwinkelsensor KMA 200 .....	156
B.3	Funktionsmuster der hydraulischen Stelleinheit.....	158
B.4	Lenksteuergerät eZdsp F2812 .....	159
B.5	Test in einem Funktionsträger .....	161
C	Servohydraulischer Lenkungsprüfstand .....	163
C.1	Hydraulischer Schaltplan .....	163
C.2	Leistungsdaten der Anlage .....	164
C.3	Prüfstandssteuerung.....	165
D	Modell des Pilotlenksystems .....	167
	Literatur.....	170

## Abkürzungen und Formelzeichen

### Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System
CCA	Gemeinschaftsfehler-Ursachenanalyse (Common Cause Analysis)
DSP	Digitaler Signalprozessor
ECU	Elektronisches Steuergerät (Electronic Control Unit)
EHPS	Elektrohydraulische Servolenkung
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FMEA	Fehler-, Möglichkeits- und Effektanalyse
FTA	Fehlerbaumanalyse (Fault Tree Analysis)
HiL	Hardware in the Loop
KMA 200	Magnetoresistiver Winkelsensor
LAG	Hydrostatisches Lenkaggregat der Firma Bosch Rexroth
PHA	Vorab-Gefährdungsanalyse (Preliminary Hazard Analysis)
PID	Proportional-Integral-Differential Regler
RPZ	Risikoprioritätszahl
SBW	Steer-by-Wire
SFF	Anteil ungefährlicher Ausfälle (Safe Failure Fraction)
SIL	Sicherheitsintegritätslevel
StVZO	Straßenverkehrs- und Zulassungsordnung
TDF	Drehmoment-Verteilungs-Funktion (Torque Distribution Function)
$\mu\text{C}$	Mikrokontroller, Steuergerät

### Indizes

EH	elektrohydraulisch
FB	Force Feedback
H	Hand-, manuell erzeugt



L	Last
LR	Lenkrad
N	normal, in Normalrichtung wirkend
Ph	Phase
S	Servo-
T	tangential, in Tangentialrichtung wirkend
a	ausgerichtet
ext	von außen wirkend
ist	Istwert
max	maximal
min	minimal
ref	Referenz, Sollwert
soll	Sollwert
u	unausgerichtet

### Formelzeichen

A	Fläche allgemein, Kolbenfläche
$B_s$	Magnetische Flußdichte im Luftspalt
C	Kapazität allgemein, Kompressibilitätsfaktor der Druckflüssigkeit
D	Statordurchmesser
$D_0$	Dämpfungskonstante
F	Kraft allgemein
J	Massenträgheitsmoment Drehschieber
$K_{CC}$	Stromreglerverstärkung
L	Induktivität allgemein
$M_{wf}$	Drehmoment aufgrund magnetischer Koenergie
$M_E$	Bemessungsdrehmoment
N	Windungszahl einer Spule
Q	Volumenstrom, Arbeitsbereich
R	Ohmscher Widerstand, Radius Drehschieber
$R_s$	Messwiderstand
U	Spannung allgemein
V	Volumen des Lenkzylinders
$V_{DC}$	Gleichspannung
$W'_f$	Magnetische Koenergie
b	Hilfsparameter Berechnung Öffnungsfläche

d	Geschwindigkeitsproportionaler Reibkoeffizient, Öffnungsbohrung Steuerhülse
e	Regelfehler
h	Hilfsparameter Berechnung Öffnungsfläche
i	Strom allgemein
$k_d$	Reibkoeffizient der Lenkreibung
$k_L$	Lastkoeffizient
$k_{LR}$	Lenkreglerverstärkung
$k_Q$	Volumenstromverstärkung
m	Drehmoment allgemein, Masse
p	Druck allgemein
r	Radius des Rotors
s	Luftspalt, Laplace Variable, Hilfsparameter bei der Berechnung der Öffnungsfläche
u	universell einsetzbare Variable
x	Lenkzylinderposition, Ankerposition

### Griechische Formelzeichen

$\beta_r$	Rotorpolwinkel
$\beta_s$	Statorpolwinkel
$\beta_z$	Zwischenraumwinkel zwischen Stator- und Rotorpol
$\Delta$	Differenz, Änderung
$\theta$	Drehschieber-, Rotorwinkel allgemein
$\theta_0$	Rotorwinkel zwischen ausgerichteter und unausgerichteter Position
$\mu_0$	Magnetische Feldkonstante (Permeabilitätszahl)
$\Phi, \varphi$	Lenkwinkel
$\varphi_M$	Motorwinkel
$\varphi_R$	Ritzelwinkel
$\Psi$	verketteter, magnetischer Fluss
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz des Drehwinkelregelkreises
$\omega_1$	reelle Polstelle des Drehwinkelregelkreises

## Kurzfassung

Zukünftige steer-by-wire Lenksysteme haben ein großes Potential, das Fahr- und Lenkverhalten von Fahrzeugen stetig zu individualisieren. Die bei steer-by-wire Systemen typische, mechanische Entkopplung von Lenkrad und gelenkter Achse, verbunden mit einem elektrischem Stelleingriff der Lenkachse, erlaubt die Implementierung von neuen Funktionen, die bislang für konventionelle Lenkungssysteme nicht oder nur sehr schwer zu realisieren sind. Diese Systeme ermöglichen neben funktionellen, operationellen und sicherheitstechnischen Vorteilen die individuelle und kundenspezifische Anpassung der Lenkung an das jeweilige Fahrzeug.

In der vorliegenden Arbeit wird ein neues Konzept für eine fehlertolerante, elektrohydraulische steer-by-wire Lenkung vorgestellt, bei der in Verbindung mit einem Hydrozylinder ein direkt angetriebenes Drehschieberventil als Stellglied einer steer-by-wire Lenkung eingesetzt wird. Das Besondere an dieser neuartigen Lösung ist die Verbindung von Drehschieber und elektrischem Drehantrieb zu einer integrierten, elektrohydraulischen Stelleinheit. Die bisherige Druckflüssigkeitsversorgung, ein Teil der Hydraulikleitungen und die Lenkachse werden auch weiterhin bei der steer-by-wire Lenkung verwendet. Das Konzept ist insbesondere für langsam fahrende Fahrzeuge geeignet, da diese bereits standardmäßig mit einem Hydrozylinder als Aktuator zur Einstellung eines Lenkwinkels ausgerüstet sind.

Es konnte in Form eines Pilotlenksystems für Gegengewichtstapler demonstriert werden, dass durch die Implementierung eines direkt angetriebenen Drehschieberventils in den geschlossenen Regelkreis einer steer-by-wire Lenkung der Lenkwinkel einer Lenkachse präzise eingestellt wird. Dass hierbei keine hydraulische Vorsteuerung des Drehschieberventils notwendig ist, unterstreicht das breite Leistungsspektrum eines derartigen Lenkventils. Die Fehlertoleranz der vorgestellten Lenkung ergibt sich aus der redundanten elektrischen Betätigung des Drehschiebers. Dies wurde anhand prinzipieller Überlegungen gezeigt. Insgesamt kann das Konzept der fehlertoleranten, elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung auch auf andere langsam fahrende Fahrzeuge erweitert werden.



# 1 Einführung

Die unter dem Begriff x-by-wire zusammengefassten Systeme bieten den Fahrzeugherstellern die Möglichkeit, die bisherigen mechanischen Funktionsträger für das Lenken, Schalten, Bremsen u.a. durch flexible und individuell auf die Kundenwünsche anpassbare mechatronische Baugruppen zu ersetzen. Mit so genannten steer-by-wire Lenkungen, bei denen der Lenkwunsch des Fahrers elektrisch übertragen wird, kann das fahrdynamische Fahrzeugverhalten gezielt und kundenspezifisch eingestellt und die Fahrsicherheit durch automatische Lenkeingriffe aktiv erhöht werden.

In absehbarer Zukunft sind steer-by-wire Lenkungen ohne mechanische Rückfallebene bei schnell fahrenden Straßenfahrzeugen wegen des damit verbundenen Sicherheitsrisikos und dem Aufwand, dieses zu minimieren, nicht zu erwarten. Bei langsam fahrenden Fahrzeugen, die nicht der StVZO unterliegen, sondern der Europäischen Maschinenrichtlinie und die ein an das Fahrzeug individuell angepasstes Lenkverhalten benötigen, besteht jedoch wegen der großen Fahrzeugvielfalt ein hohes Potential.

Heute werden bei diesen Fahrzeugen, wie z.B. Gabelstaplern und Baumaschinen, bis auf wenige Ausnahmen hydrostatische Hilfskraftlenkungen eingesetzt. Das sind Lenkungen, bei denen die Lenkradbewegung bereits nicht mehr mechanisch, sondern hydraulisch zur gelenkten Achse übertragen wird. Ein schwerwiegender Nachteil der hydrostatischen Lenkung ist der erhebliche mechanische und hydraulische Aufwand, der betrieben werden muss, um sie an jeden einzelnen Fahrzeugtyp anzupassen. Bei Gabelstaplern stehen der Lenkkomfort und der Energieverbrauch im Vordergrund. Selbst fahrende Landmaschinen benötigen eine unterschiedliche Lenkcharakteristik für Straßen- und Feldfahrt. Für Baumaschinen wird wegen der geringen Stückzahlen ein Baukasten mit möglichst wenigen unterschiedlichen Baugrößen benötigt. Ein zweiter gravierender Nachteil ist der erhebliche Installationsaufwand von hydrostatischen Lenkungen in Fahrzeugen mit großen Distanzen zwischen Lenkrad und Lenkachse.

Die geforderte Flexibilität in der Installation und in der Anpassung des Lenkverhaltens lässt sich mittels eines programmierbaren bzw. parametrierbaren elektronischen Steuergerätes in Verbindung mit einer steer-by-wire Lenkung erzielen.

Der vom Fahrer vorgegebene Lenkwinkel wird von einem Sensor elektrisch erfasst und durch einen elektromechanischen bzw. einen elektrohydraulischen Lenkaktuator an der Lenkachse eingestellt.

Zunächst werden steer-by-wire Lenkungen bevorzugt bei großen, schweren Fahrzeugen eingesetzt, bei denen sehr große bzw. unüberbrückbare Distanzen zwischen Lenkrad und gelenkter Achse bestehen. Für langsam fahrende Fahrzeuge werden wegen der großen Achslasten und den damit verbundenen großen Lenkkräften elektrohydraulische Lösungen für den Lenkaktuator favorisiert. Das Signal des Steuergerätes wirkt hierbei auf ein elektrisch angesteuertes Proportional- oder Servoventil. Über die elektrische Ansteuerung wird das Druckflüssigkeitsvolumen mit dem Ventil dosiert und in Verbindung mit einem Hydraulikzylinder der gewünschte Lenkwinkel eingestellt.

Eine kritische Anforderung an derartige Lenksysteme ist die Sicherstellung der ständigen Verfügbarkeit des Lenksystems. Das bedeutet, dass eine fehlende Energieversorgung oder fehlerhafte Komponenten keine einschränkenden Auswirkungen auf die Lenkbarkeit des Fahrzeuges haben dürfen. Aufgrund der fehlenden mechanischen Verbindung müssen bei steer-by-wire Lenkungen neue Konzepte erarbeitet werden, die eine ständige Verfügbarkeit garantieren. Es scheint sich das Konzept durchzusetzen, steer-by-wire Systeme aus fehlertoleranten Baugruppen aufzubauen. Derartige Systeme sind in der Lage, Fehler zu erkennen, zu lokalisieren und deren Einfluss auf das System zu unterdrücken.

Zwar werden in der Literatur [26, 45, 51] diverse Ansätze zu fehlertoleranten x-by-wire Systemen diskutiert, jedoch führen die meisten Konzepte zu hohen Anforderungen an die Systemkomponenten, die sich in den Entwicklungskosten niederschlagen. Im Rahmen der Arbeit wird eine steer-by-wire Lenkung entwickelt, die diesbezüglich Vorteile hat.

## 1.1 Stand der Technik

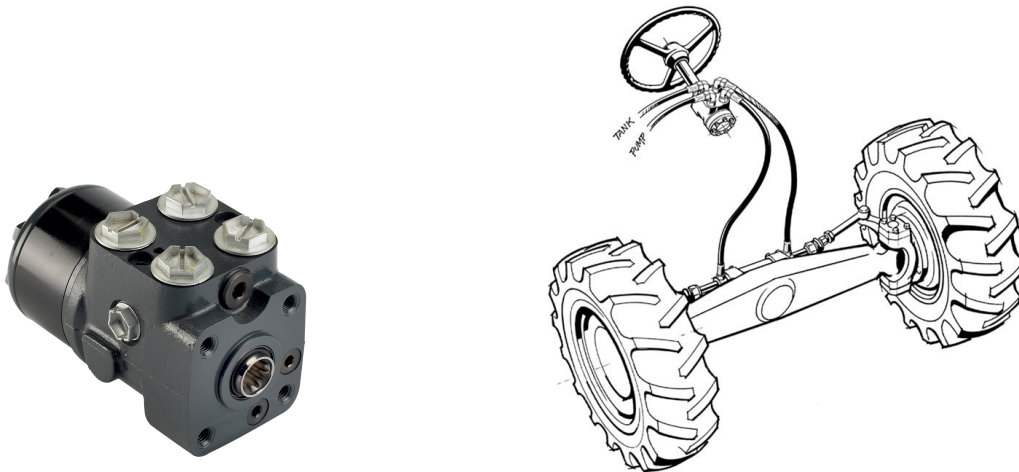
Bereits in den Siebzigerjahren sind erste Patente zu elektrischen Lenkungen in Kraftfahrzeugen angemeldet worden. In einer Patentschrift aus dem Jahr 1971 wird beispielsweise ein Lenksystem für Fahrzeuge beschrieben [93], bei dem die mechanische Verbindung der Lenksäule mit der hydraulischen Servolenkeinheit durch eine Kupplung getrennt werden kann. Die Ansteuerung der hydraulischen Servolenkung soll nach dem Vorbild von elektrisch angesteuerten Servoventilen durch elektrische Signale erfolgen. Diese Erfindung wurde jedoch nicht in Fahrzeugen eingesetzt.

Eine Intensivierung der Entwicklung von elektrischen Lenksystemen begann in den Neunzigerjahren. Durch den verstärkten Einsatz von elektronischen Assistenzsystemen in Kraftfahrzeugen, wie z.B. ABS, ESP u.a., rückten elektronische Eingriffe in das Lenksystem wieder in den Blickpunkt [5, 6, 9, 22, 50, 61]. Die Sicherheit der Fahrzeuginsassen durch elektronische Lenkeingriffe zu erhöhen und Kraftstoffersparungen zu erzielen, waren zunächst die Triebfedern dieser Entwicklung. Später entstand zusätzlich der Wunsch, das Lenkverhalten der Fahrzeuge individuell einstellen zu können. Unter dem Namen AFS („Active Front Steering“) [14] bzw. EPHS („Electrically Powered Hydraulic Steering“) [78] wurden derartige Systeme bis zur Serienreife entwickelt und in Serienfahrzeugen eingesetzt. Auf die völlige mechanische Trennung von Lenkrad und Lenkachse wird bei Straßenfahrzeugen aus Sicherheitsgründen aber nicht verzichtet. Das Lenkverhalten kann zwar individuell eingestellt werden, dennoch wird die damit verbundene Flexibilität bei der Installation der Lenkung im Fahrzeug nicht genutzt. Ein anderes Ziel verfolgt das Projekt „joysteer“ der Hochschule Biel [56]. Auch Personen mit körperlichem Handicap soll die Möglichkeit eröffnet werden, einen Pkw zu führen. Deshalb hat das Projektteam ein steer-by-wire System entwickelt, bei dem ausschließlich die Handkräfte des Fahrzeugführers von einem Joystick erfasst und als Lenkwinkel an den gelenkten Fahrzeugrädern wirksam werden.

Die Entwicklung bei langsam fahrenden Fahrzeugen verlief ähnlich wie bei den Straßenfahrzeugen. Mechanische und hydraulische Funktionen bei Flurförderzeugen sowie Land- und Baumaschinen werden durch elektronische Eingriffe unterstützt, verbessern den Komfort und erhöhen so die Arbeitsleistung der Fahrzeugführer.

Zahlreiche Anwendungen für Lenkungen mit ausschließlich elektrischer Lenkwinkelübertragung gibt es bereits dort, wo z. B. große, schwer überwindbare Distanzen zwischen Lenkrad und Lenkachse bestehen (mobile Hafenkranen) bzw. eine Vielzahl von Lenkachsen (Schwerlasttransportmodule) eine mechanische Lösung unmöglich machen. Ein weiteres Anwendungsfeld für elektrische Lenkungen sind Lager- und Kommissioniergeräte wie z.B. Elektrohubwagen und Schubmaststapler. Bei diesen Fahrzeugen wirkt aus Bauraumgründen ein platz sparender Elektromotor als Lenkstellglied. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von weniger als 6 km/h dürfen elektrische Lenksysteme bei diesen langsam fahrenden Fahrzeugen ohne Einschränkung eingesetzt werden.

Langsam fahrende Fahrzeuge mit Geschwindigkeiten größer als 10 km/h verwenden bisher aus Sicherheitsgründen eine hydrostatische Hilfskraftlenkung. Bei dieser Lenkung erfolgt bereits die mechanische Trennung zwischen Lenkrad und Lenkachse, indem die Lenkradbewegung hydraulisch zur Lenkachse übertragen wird. Das Lenkventil, das mit dem Lenkrad mechanisch verbunden ist, dosiert einen Druckflüssigkeitsstrom, so dass sich entsprechend der Bewegungsrichtung des Lenkrades eine Auslenkung der gelenkten Räder einstellt, Bild 1.1.



**Bild 1.1** Lenkventil der hydrostatischen Lenkung (links) und Darstellung des hydrostatischen Lenksystems [74]

Der Übergang von dieser hydraulischen Lenkung zum steer-by-wire System vollzieht sich in Etappen. Zunächst werden die hydrostatischen Lenkungen durch elektrische bzw. elektro-hydraulische Komponenten ergänzt; die mechanisch-hydraulische Verbindung zwischen Lenkrad und gelenkten Rädern besteht aber weiterhin. Bereits erfolgreich in den Markt eingeführte Systeme, wie z.B. EHPS („Electro-Hydraulic Power Steering“), werden in [52, 75] beschrieben.



Bei dieser Variante betätigt der Fahrer wie bei der hydrostatischen Lenkung über das Lenkrad das Lenkventil und reguliert somit einen Druckflüssigkeitsstrom zum Lenkzylinder. Zusätzlich wird in Abhängigkeit von einer gewünschten Lenkkennlinie dieser Ölstrom durch Parallelschalten eines zweiten elektrohydraulisch regulierten Ölstromes im Sinne des gewünschten Lenkverhaltens ergänzt.

Anwendung finden derartige Systeme in erster Linie bei Land- und Baumaschinen, die unterschiedliche Lenkcharakteristiken für Straßenfahrt und Arbeitseinsatz benötigen. Beim Fahren im öffentlichen Straßenverkehr wird die elektrohydraulische Parallellenkung deaktiviert und das Fahrzeug wird ausschließlich mit der hydrostatischen Lenkung gelenkt. Abseits der öffentlichen Straßen wird die elektrohydraulische Lenkfunktion eingeschaltet, um den Arbeitsprozess effizienter zu gestalten. Erntefahrzeuge wie Mähdrescher, Roder und andere sind beispielsweise mit Ultraschall- und Tastsensoren ausgestattet, die die Pflanzreihen erkennen und Signale an die elektrohydraulische Zusatzlenkung senden, welche das Fahrzeug genau in der Spur hält. Baumaschinen im Straßenbau werden mit Sensoren ausgestattet, deren Signale auf die elektrohydraulische Zusatzlenkung wirken, um die Trassenführung exakt einzuhalten. Hier sind automatisierte Abläufe teilweise möglich [54].

Um die volle Funktionalität und Flexibilität von steer-by-wire Lenkungen auszunutzen, wurden Systeme entwickelt, die keine mechanische Rückfallebene mehr besitzen und folglich tolerant gegenüber Fehlern sein müssen. Lösungsansätze hierzu wurden in [9, 18, 27, 30, 44] vorgestellt. Diese Systeme verwenden die bekannten elektrohydraulischen Längsschieberventile, die für Industrieapplikationen entwickelt wurden. Bei diesen Lösungen dosiert ausschließlich das elektrisch betätigte Längsschieberventil den Druckflüssigkeitsstrom zum Lenkzylinder. Die Ansteuerung des Lenkventils erfolgt im offenen wie auch im geschlossenen Regelkreis. Ein Lenkregler wertet Signale vom Lenkrad und der Lenkachse aus und steuert das Lenkventil entsprechend an.

Beispielsweise wird in [44] eine elektrohydraulische Lenkung beschrieben, mit der vergleichende Untersuchungen zur hydrostatischen Lenkung durchgeführt worden sind. Die Ergebnisse dieser Arbeiten zeigen, dass allein durch die elektronische Parametereinstellung bei elektrohydraulischen Lenkungen das Lenkspiel und die Lenkübersetzungskennlinie frei definiert werden können.

Abweichend zu dem Lösungsansatz mit einem Längsschieberventil existieren Konzepte [98], bei denen der hydraulische Kreislauf aus einer elektrisch angetriebenen reversierbaren Hydraulikpumpe und dem Lenkzylinder besteht. Am elektrischen Pumpenantrieb kann die Drehrichtung und Drehzahl verändert werden und somit die Lenkrichtung bzw. die Lenkgeschwindigkeit eingestellt werden.

Die größten Hindernisse für einen serienmäßigen Einsatz von steer-by-wire Einheiten sind derzeit die Unsicherheiten über die Zuverlässigkeit der elektrischen Lenksysteme und die Kosten, um derartige Systeme auf das gleiche Sicherheitsniveau wie konventionelle hydraulische Lenksysteme zu bringen. Die Technologie mit Längsschieberventilen ist zwar anerkannter Stand der Technik; bislang konnte sie sich aber nicht in der Breite bei steer-by-wire Konzepten durchsetzen. Wegen der großen Betätigungskräfte beim elektromagnetischen Aktuator reduziert sich der Gesamtwirkungsgrad. Den Vorteilen eines erprobten Längsschieberventils für Industrieanwendungen stehen die Unsicherheiten über die Zuverlässigkeit dieser komplexen Ventile gegenüber. Soll das Potential der steer-by-wire Technologie für langsam fahrende Fahrzeuge mit allen Vorzügen ausgeschöpft werden, müssen Konzepte erarbeitet werden, bei denen die Randbedingungen Funktionalität, Zuverlässigkeit, Sicherheit und Kosten von Beginn an ganzheitlich in den Entwicklungsprozess einbezogen werden.

## 1.2 Ziel und Inhalt der Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist es, eine fehlertolerante, elektrohydraulische Lenkung für langsam fahrende Fahrzeuge zu entwickeln und das Konzept in Form eines Pilotlenksystems zu demonstrieren. Zu diesem Zweck wird die bekannte hydrostatische Lenkung im mechatronischen Sinn weiterentwickelt, d.h. die bereits zuverlässigen Komponenten werden weiterverwendet, und mit wenigen zusätzlichen Komponenten wird eine fehlertolerante, elektrohydraulische steer-by-wire Lenkung für langsam fahrende Fahrzeuge aufgebaut.

Als Schlüsselkomponente wurde das bisher eingesetzte Lenkventil identifiziert, das zur elektrisch angetriebenen hydraulischen Stelleinheit reduziert wird und in bewährter Drehschieberbauweise ohne hydraulische Vorsteuerung mit möglichst wenigen Varianten das ganze Leistungsspektrum abdeckt. Die bisherige Druckflüssigkeitsversorgung, ein Teil der Hydraulikleitungen und die Lenkachse werden weiterhin auch bei der steer-by-wire Lenkung verwendet.

Das Besondere an dieser neuartigen Lösung ist die Verbindung von Drehschieberventil und elektrischem Drehantrieb zu einer elektrohydraulischen Stelleinheit. Weil die zusätzlichen elektrischen Komponenten weniger zuverlässig sind als die mechanischen Komponenten, muss der Drehantrieb redundant ausgeführt werden. Dafür werden zwei unabhängige elektrische Antriebe in einem Statorgehäuse untergebracht, die über einen geblechten Rotor gemeinsam oder allein auf den Drehschieber des Lenkventils wirken.

Beim Entwerfen des steer-by-wire Systems besteht die größte Herausforderung darin, das System für eine möglichst große Bandbreite von Fahrzeugtypen auszulegen, die unterschiedliche Anforderungen an Sicherheit und Komplexität stellen. Das heißt, das System muss so entworfen werden, dass je nach Anforderungen zusätzliche Module in den gesamten Entwurf eingebunden werden können, ohne dass dies einschränkende Wirkungen auf die Zuverlässigkeit des Lenksystems hat.

Eine weitere große Herausforderung bei der Konstruktion von sicherheitskritischen Fahrzeugsystemen besteht darin, die von dem jeweiligen System ausgehende Gefährdung und das damit verbundene Risiko bereits während der frühen Konzept- und Entwurfsphase in Form von Risikominderungsmaßnahmen zu berücksichtigen. Idealerweise sollte nach dem Arbeitsschritt Konzipieren eine Beurteilung des Risikos erfolgen, das von dem zu entwerfenden System ausgeht. Übersteigt das tatsächliche Risiko das durch die Gesellschaft tolerierbare Risiko, müssen unbedingt strukturelle Maßnahmen, so genannte Sicherheitsfunktionen, im Systementwurf eingearbeitet werden, die das Risiko mindern.

Entsprechend dieser Zielsetzung ist die Arbeit aufgebaut. Im folgenden Kapitel 2 wird das Grundprinzip von hydromechanischen Servolenkungen und steer-by-wire Lenkungen ausführlich dargestellt. Dabei wird auch auf die Unterschiede von by-wire Lenkungen mit und ohne mechanische Rückfallebene eingegangen. Für Systeme ohne mechanische Rückfallebene werden besondere Strategien zur Sicherheit vorgestellt und bewertet. Die Begriffe Zuverlässigkeit, Fehlertoleranz und Redundanz werden für das weitere Verständnis definiert und an Beispielen erläutert. Ein weiteres Thema in diesem Kapitel ist die Diagnose von Fehlern in elektronischen Baugruppen. Dafür geeignete Methoden werden vorgestellt.

Die Grundsätze zum Entwerfen von sicherheitskritischen Systemen werden in Kapitel 3 behandelt. Im Mittelpunkt steht die Risikobeurteilung des zu entwerfenden Systems, welche die Ableitung von entsprechend benötigten Sicherheitsfunktionen erlaubt.

Die Sicherheitsfunktionen werden mit dem Sicherheitsintegritätslevel (SIL) klassifiziert, der angibt, mit welcher Wahrscheinlichkeit die Sicherheit von dem System erreicht wird.

In Kapitel 4 wird ein steer-by-wire Pilotlenksystem für Gabelstapler entwickelt. Zunächst wird eine Anforderungs- und Risikoanalyse durchgeführt. Mit den Ergebnissen erfolgt dann der Entwurf des fehlertoleranten elektrohydraulischen Lenksystems, das aus den Modulen Lenkradaktuator, Lenkaktuator und Steuergerät aufgebaut ist. Der Drehantrieb des Lenkventils in Drehschieberbauweise wird redundant ausgelegt. Die Steuerung sowie die Sensoren für den Lenkradwinkel und den Lenkachswinkel sind aufgrund der Verwendung einer reinen steer-by-wire Lenkung bei Gabelstaplern einfach redundant ausgelegt. Für langsam fahrende Fahrzeuge, die der StVZO unterliegen, muss gegebenenfalls das entworfene Pilotlenksystem um weitere redundante Komponenten erweitert werden.

In Kapitel 5 wird das Kernstück des Pilotlenksystems, das elektrohydraulische Lenkventil, detailliert vorgestellt. Der Aufbau und die Funktionsweise der hydraulischen Stelleinheit mit dem elektrischen Drehantrieb werden erläutert. Damit die Zuverlässigkeit des Lenkventils ausreicht, wird der Antrieb redundant ausgeführt, d.h. die weniger zuverlässigen Komponenten sind doppelt vorhanden, um im Fehlerfall die Funktion der Baugruppe aufrechtzuerhalten. Das dynamische Verhalten des elektrischen Drehantriebs wird ausführlich untersucht und dargestellt.

Die Validierung der Lenkfunktion anhand des statischen und dynamischen Systemverhaltens der im Labor aufgebauten Pilotlenkung erfolgt in Kapitel 6. Das statische Systemverhalten der Lenkung wird im Allgemeinen durch die Lenkübersetzung definiert. Das dynamische Lenkverhalten wird vorrangig durch das elektrohydraulische Lenkventil und durch den Lenkregler bestimmt. Das stabile Verhalten des geschlossenen Regelkreises wird anhand von Versuchsergebnissen nachgewiesen.

Im abschließenden Kapitel 7 werden die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und bewertet.

## 2 Grundlagen zu steer-by-wire Fahrzeugsystemen

Wesentliches Merkmal heutiger Hilfskraftlenkungen von Straßenfahrzeugen und langsam fahrenden Fahrzeugen ist die direkte mechanische bzw. hydraulische Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkachse, die es erlaubt, bei einem Ausfall der Servounterstützung das Fahrzeug unter erhöhtem Kraftaufwand zu lenken. Die Servounterstützung wird in den meisten Fällen durch einen hydraulischen Aktuator gewährleistet, der abhängig von der Differenz zwischen Lenkradwinkel und Lenkwinkel eine Lenkunterstützungskraft auf die Lenkachse ausübt und somit den Fahrer bei der Betätigung der Lenkung unterstützt. Die Hilfskraftlenkungen von Straßenfahrzeugen und langsam fahrenden Fahrzeugen unterscheiden sich dadurch, dass bei den mechanischen Servolenkungen von Straßenfahrzeugen die Rückführung des Lenkwinkels über ein Ritzel-Zahnstangen-Getriebe mechanisch erfolgt, während bei den hydrostatischen Servolenkungen der Lenkwinkel indirekt über den Volumenstrom an die Lenkunterstützungseinheit zurückgeführt wird.

In einem steer-by-wire System wird der Lenkwinkel durch einen Sensor erfasst, in einem elektronischen Lenksteuergerät mit dem Lenkradwinkel verglichen und durch einen elektrisch angesteuerten Aktuator eingestellt. Wegen der elektrischen Übertragung des Lenkwinkels werden steer-by-wire Systeme zunächst nicht in dem gleichen Maße als zuverlässig eingeschätzt wie mechanische oder hydraulische Lenksysteme. Selbst bewährte hydrostatische Lenksysteme – ohne mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkachse – sind nur für eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h zugelassen [83]. Bereits zugelassene elektrische oder elektro-hydraulische Lenkungen haben aus diesem Grund eine mechanische bzw. hydraulische Rückfallebene. Bei einem fehlerhaften Verhalten der elektrischen Funktionen sichert diese Rückfallebene weiterhin die Lenkfunktion und damit die Verfügbarkeit der Lenkung.

Eine Voraussetzung für die ständige Verfügbarkeit von steer-by-wire Systemen ohne mechanische Rückfallebene ist die Fähigkeit, Fehler in einzelnen Baugruppen zu tolerieren und gegebenenfalls auf redundante Komponenten umzuschalten.

## 2.1 Überblick über heutige Fahrzeuglenkungen

Per Definition werden Fahrzeuglenkungen nach Art ihrer Übertragungseinrichtung eingeteilt. Übertragungseinrichtungen sind dabei alle Teile der Lenkung, die zur Übertragung der Lenkradbewegung zu den gelenkten Rädern des Fahrzeuges dienen. Erfolgt diese Übertragung mechanisch, hydraulisch oder elektrisch, so wird unterschieden in:

- Mechanische Lenkung,
- Hydraulische Lenkung,
- Elektrische Lenkung

In der Praxis haben sich Lenkungen mit kombinierten Übertragungseinrichtungen (Hybridübertragungseinrichtung) durchgesetzt, bei denen die Lenkraddrehung durch zwei oder mehr Übertragungsmittel zur Lenkachse des Fahrzeugs weitergeleitet wird. Bedeutsam sind hierbei folgende Kombinationen:

- Hydromechanische Lenkung (hydraulische Servolenkung),
- Elektrohydraulische Lenkung,
- Elektromechanische Lenkung.

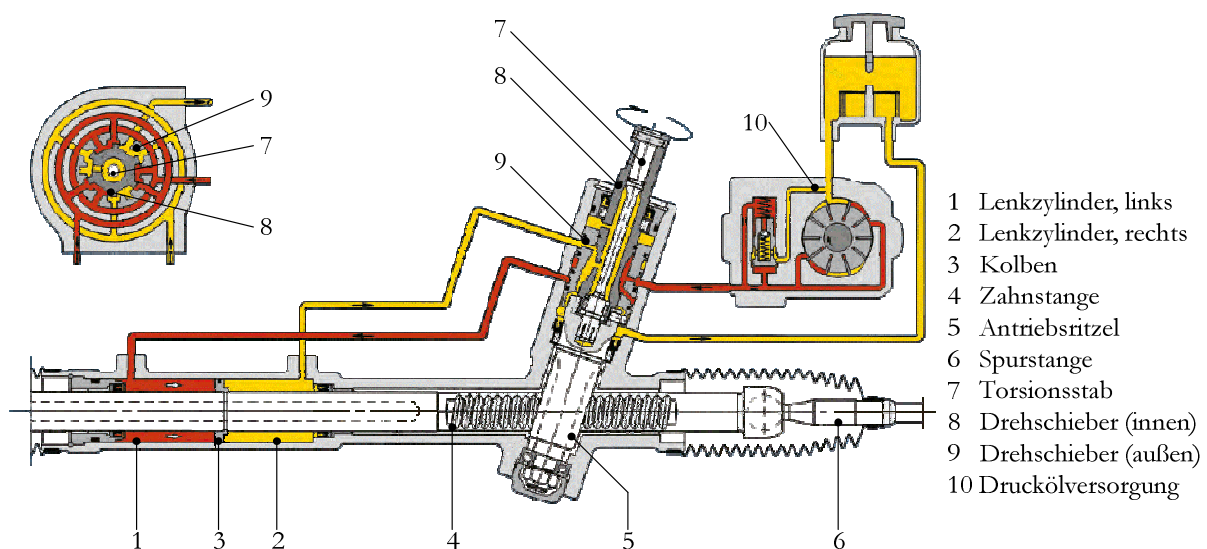
Weiterhin werden Lenkanlagen nach Art der Erzeugung der Lenkkräfte unterschieden. Man spricht von *Hilfskraft-Lenkanlagen*, wenn die Lenkkräfte sowohl durch die Muskelkraft des Fahrzeugführers als auch durch eine zusätzliche Energiequelle erzeugt werden. Die Reduzierung der Lenkarbeit steht hier im Vordergrund. Ein Beispiel für derartige Lenkungen sind die als Servolenkungen bekannten Lenksysteme für Straßenfahrzeuge. Die Lenkkräftunterstützung wird sowohl elektrisch als auch hydraulisch erzeugt. Lenkanlagen, die normalerweise die Lenkkräfte ausschließlich über eine Energiequelle erzeugen, aber im Störfall auch über die Muskelkraft des Fahrzeugführers gelenkt werden können, werden ebenfalls als Hilfskraft-Lenkanlagen bezeichnet. Hierzu zählen insbesondere die hydrostatischen Lenksysteme, die vorrangig bei langsam fahrenden Fahrzeugen, wie z.B. Land- und Baumaschinen, eingesetzt werden.

*Fremdkraft-Lenkanlagen* erzeugen die Lenkkräfte ausschließlich über die Energieversorgung des Lenksystems.

Eine mechanische bzw. hydraulische Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkachse, die im Störfall der Energieversorgung die Lenkfunktion aufrechterhalten könnte, gibt es bei diesem Typ nicht. Steer-by-wire Systeme mit elektrischer Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkachse werden demzufolge den Fremdkraft-Lenkungen zugeordnet.

### 2.1.1 Servolenkungen für Straßenfahrzeuge

Im Bereich der Hilfskraftlenkungen für PKW haben sich in den letzten Jahrzehnten hydro-mechanische Servolenkungen durchgesetzt, die nicht nur in schwere Fahrzeuge, sondern auch in Kleinwagen eingebaut werden. Das Prinzip der hydromechanischen Servolenkung soll an dem Beispiel einer Zahnstangenlenkung verdeutlicht werden (Bild 2.1).



**Bild 2.1** Abbildung einer Zahnstangen-Hydraulenlenkung [79]

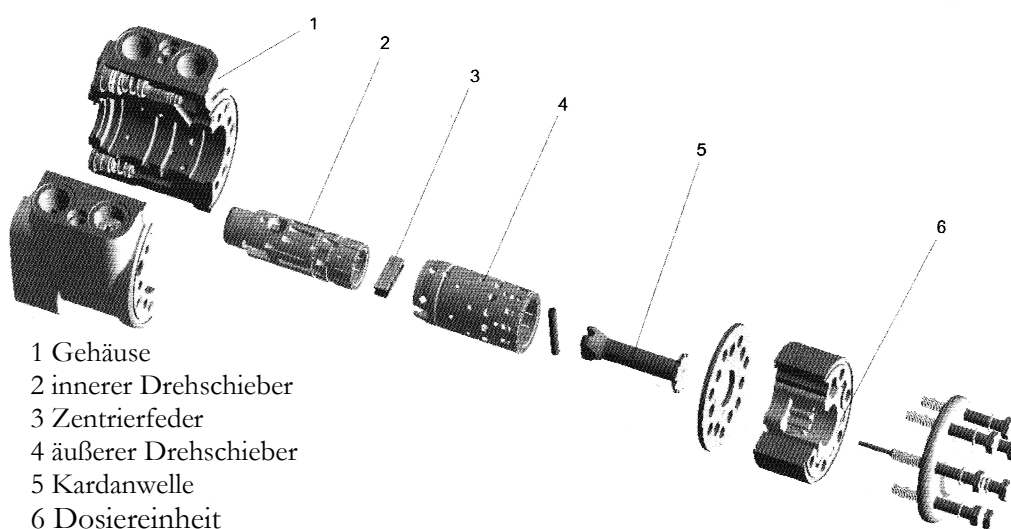
Die Zahnstangenlenkung besteht aus einem zweiteiligen Steuerventil mit innerem und äußerem Drehschieber, einem Torsionsstab und einem Hydrozylinder, der direkt auf ein Ritzel-Zahnstangen-Getriebe wirkt. Der innere Drehschieber ist mit der Lenksäule verbunden, während der äußere Drehschieber mit dem Ritzel gekoppelt ist. Der Torsionsstab verbindet beide Schieber miteinander und zentriert diese zueinander. Eine Drehung am Lenkrad geht direkt über den Torsionsstab in das Lenkgetriebe. Dabei ergeben sich am Lenkrad ein Lenkmoment sowie ein zum Lenkmoment proportionaler Torsionswinkel.

Der Torsionswinkel (Winkeldifferenz von innerem und äußerem Drehschieber) öffnet das hydraulische zweiteilige Steuerventil, wodurch mittels einer Druckölversorgung eine Druckdifferenz in den Kammern des Hydrozylinders aufgebaut wird. Die am Kolben des Hydrozylinders wirkende Druckdifferenz und das anliegende Drehmoment des Torsionsstabes lenken diesen aus. Da die Kolbenstange des Hydrozylinders über das Lenkgetriebe mit dem äußeren Drehschieber fest verbunden ist, bewegt sich dieser im gleichen Sinn und gleicht den Torsionswinkel wieder aus, sobald die Lenkradbewegung stoppt.

Bei Ausfall der Druckölversorgung dient der Torsionsstab zur alleinigen Drehmomentübertragung von der Lenksäule zum Lenkzylinder. Die vom Fahrer aufzubringenden Lenkmomente sind aufgrund der dann direkten mechanischen Verbindung aber viel höher als im Normalbetrieb.

### 2.1.2 Hydrostatische Lenkungen für langsam fahrende Fahrzeuge

Hydrostatische Lenkungen werden dort eingesetzt, wo mechanische Lenkungen aufgrund der großen Entfernungen zwischen Lenkrad und Lenkachse nicht vorteilhaft sind. Sie haben im Gegensatz zu den hydromechanischen Servolenkungen keine mechanischen Übertragungselemente zwischen dem Lenkrad und der gelenkten Achse. Die Bewegungs- und Kraftübertragung erfolgt ausschließlich hydraulisch. Die dazu benötigte Hydraulikflüssigkeit wird in der Lenkeinheit (siehe Bild 2.2) dosiert, die direkt mit dem Lenkrad verbunden ist.



**Bild 2.2** Komponenten der Lenkeinheit einer hydrostatischen Lenkung [74]



Die Lenkeinheit besteht aus dem inneren und äußeren Drehschieber (Steuerhülse), der Kardanwelle und der Dosiereinheit (Verdränger). Die Kardanwelle verbindet den Rotor der Dosiereinheit drehsteif mit der Steuerhülse, während der innere Drehschieber über die Lenksäule mit dem Lenkrad fest verbunden ist. Die genaue Zentrierung beider Drehschieberelemente wird durch eine Zentrierfeder erreicht.

Ausgelöst durch die Lenkradbewegung wird der innere Ventilschieber gegenüber dem äußeren verdreht. Dadurch werden die Steuerkanten geöffnet, so dass ein Druckflüssigkeitsstrom zur Dosiereinheit geleitet wird, deren Rotor sich dadurch mit gleicher Drehrichtung wie das Lenkrad dreht. Der Rotor treibt über die Kardanwelle die Steuerhülse an, die den Durchfluss unterbricht sobald die Lenkradbetätigung aufhört. Ein mechanischer Anschlag zwischen Kardanwelle und innerem Drehschieber begrenzt die Auslenkung des Drehschiebers. Dadurch wird ein „Durchdrehen“ des inneren Drehschiebers verhindert, was unkontrollierte Lenkbewegungen zur Folge hätte. Versagt die Druckölversorgung, erfolgt über den mechanischen Anschlag des Drehschiebers an der Steuerhülse der mechanische Durchgriff vom Lenkrad zum Verdränger. Dieser wird dann zu einer vom Fahrer direkt betätigten Notlenkpumpe. Unter erhöhtem Kraftaufwand fördert der Fahrer die Druckflüssigkeit über das integrierte Nachsaugventil durch die geöffneten Steuerschlitze in den Lenkzylinder. Die Lenkbarkeit des Fahrzeuges ist eingeschränkt sichergestellt.

## 2.2 Klassifizierung von steer-by-wire Lenkungen

Gemeinsames Merkmal aller steer-by-wire Lenkungen ist die elektrische Erfassung und Übertragung der Lenkradbewegung an einen Stellantrieb zur Auslenkung von lenkbaren Rädern. In Verbindung mit einer steer-by-wire Lenkung sind auch andere Eingabegeräte als das Lenkrad vorstellbar, z.B. Joysticks. Um die bereits genannten Vorteile der steer-by-wire Technologie in Straßenfahrzeugen zu nutzen, werden bestehende mechanische bzw. hydraulische Servolenkungen mit parallel wirkenden elektromechanischen oder elektrohydraulischen Lenkaktuatoren ausgestattet. Diese Systeme mit mechanischer Rückfallebene bieten den Entwicklern einen zusätzlichen Freiheitsgrad bei der gezielten Beeinflussung des Lenkverhaltens. Zusätzlich können neue Funktionen, wie z. B. eine geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung oder das automatische Einparken, in die Lenkung integriert werden.

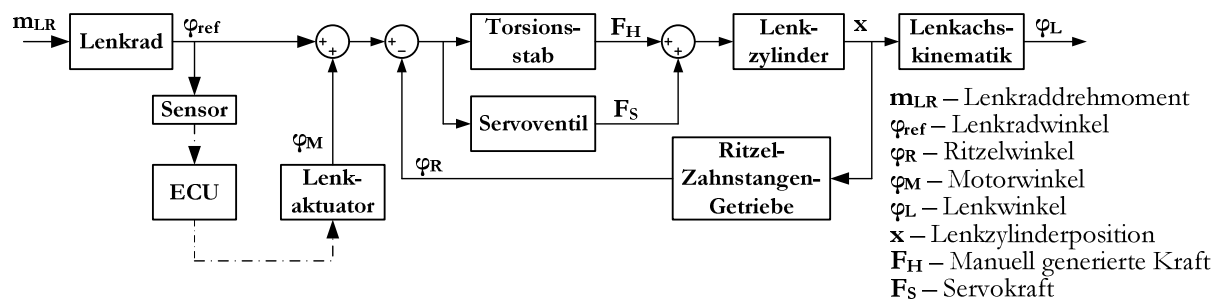
Sollten die zusätzlich eingebauten elektronischen Komponenten versagen, verhalten sie sich fehlerpassiv und das Fahrzeug bleibt aufgrund der festen mechanischen bzw. hydraulischen Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkachse trotzdem lenkbar.

Der zukünftige Trend geht zu Lenksystemen ohne mechanische Rückfallebene. Derartige Systeme bieten aufgrund der rein elektrischen Übertragung des Lenkradwinkels den größtmöglichen Freiheitsgrad hinsichtlich Funktionalität und Installation der Lenkung im Fahrzeug. Aufgrund der bis dato bestehenden Unsicherheit bei der Beurteilung der Zuverlässigkeit von elektronischer Hardware und Software, werden diese Systeme bis jetzt nur dort eingesetzt, wo das Gefährdungspotential sehr gering ist.

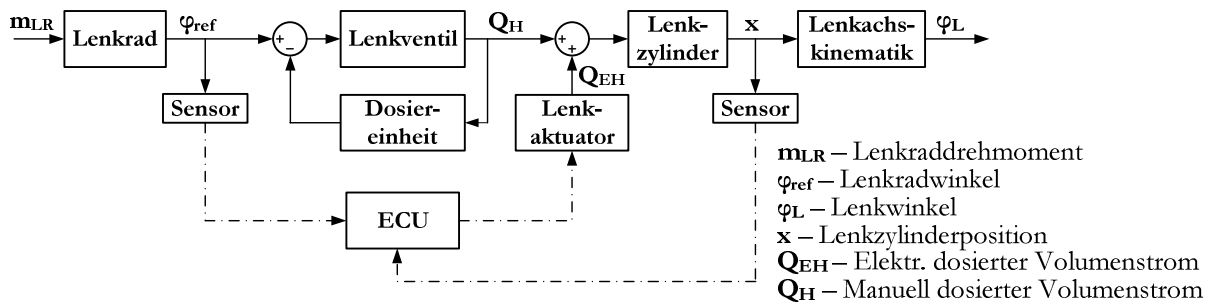
### 2.2.1 Steer-by-wire Lenkung mit mechanischer Rückfallebene

Steer-by-wire Systeme mit mechanischer Rückfallebene werden sowohl bei Pkw's als auch bei langsam fahrenden Fahrzeugen eingesetzt. Während bei Straßenfahrzeugen Verbesserungspotenziale hinsichtlich Verbrauchsreduzierung aber auch Sportlichkeit angestrebt werden, liegt in der Offroad-Industrie der Entwicklungsschwerpunkt in der Erweiterung der Lenkfunktion unter Beibehaltung des bisherigen hydrostatischen Lenksystems. Die meisten der Konzepte beruhen auf dem Prinzip der Überlagerung lenkung, bei dem mittels eines Überlagerungsgetriebes ein zusätzlicher Lenkwinkel in den Lenkungsstrang eingepreßt wird oder ein zusätzlicher Ölstrom dem Lenkzylinder zugeführt wird.

Exemplarisch für Überlagerung lenkungen mit parallelen Strukturen sind in Bild 2.3 und in Bild 2.4 die Funktionspläne von steer-by-wire Lenkungen auf der Basis der hydromechanischen Servolenkung sowie der hydrostatischen Lenkung dargestellt.



**Bild 2.3** Funktionsplan einer steer-by-wire Lenkung mit mechanischer Rückfallebene (Überlagerung des Lenkradwinkels)



**Bild 2.4** Funktionsplan einer steer-by-wire Lenkung mit hydraulischer Rückfallebene (Überlagerung des manuell generierten Ölstromes)

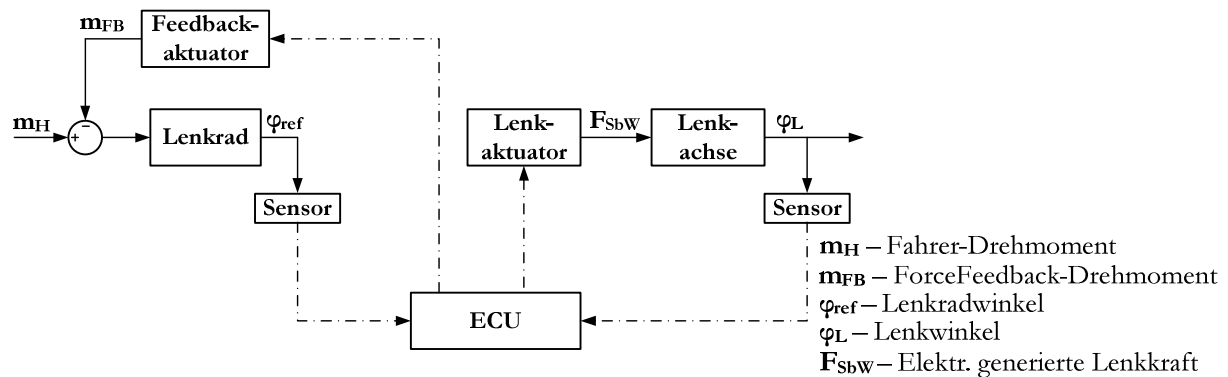
Das Lenkrad ist direkt mit der Servolenkung bzw. mit der hydrostatischen Lenkeinheit mechanisch verbunden. Parallel dazu wirkt ein elektrischer Lenkaktuator auf das Lenksystem, der abhängig vom gewählten Lenkprogramm und von weiteren Sensorsignalen durch das Lenksteuergerät ECU angesteuert wird. Bei der ersten Variante erfolgt der elektronische Eingriff an dem Eingang des Lenksystems, indem zusätzlich zum mechanischen Lenkradwinkel ein elektrisch erzeugter Lenkradwinkel auf die Servoeinheit mit Torsionsstab und Lenkventil geschaltet wird [81]. Bei dem hydrostatischen System wird ein elektrisch erzeugter Volumenstrom am Ausgang des Systems, dem Lenkzylinder zugeführt [76].

Bedingt durch die ständige mechanische Verbindung des Lenkrades mit der Lenkachse lassen sich rein elektrisch erzeugte Lenkbewegungen nur dann darstellen, wenn das Lenkrad nicht betätigt wird. Funktionen wie das bereits erwähnte automatische Einparken oder das satellitengestützte Lenken von Agrarfahrzeugen werden so realisiert. Andere Funktionen wie z.B. die automatische Anpassung der Lenkübersetzung an die Fahrgeschwindigkeit werden durch die parallele Aktivierung des elektrischen Lenkungsstranges während der mechanisch erzeugten Lenkbewegung verwirklicht.

### 2.2.2 Steer-by-wire Lenkung ohne mechanische Rückfallebene

Der Schritt zum steer-by-wire System ohne mechanische Rückfallebene ist wegen der geringeren Zuverlässigkeit und dem zufälligen Ausfallverhalten elektronischer Komponenten im Vergleich zu mechanischen Komponenten beträchtlich. Deshalb finden diese Systeme derzeit nur dort Anwendung, wo das Gefährdungspotential aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeit und des begrenzten Publikums, wie z. B. in Lagerhäusern und Hafenanlagen, sehr gering ist.

Das Bild 2.5 zeigt den prinzipiellen Funktionsplan einer steer-by-wire Fahrzeuglenkung ohne mechanische Rückfallebene auf funktionaler Ebene.



**Bild 2.5 Funktionsplan einer steer-by-wire Lenkung ohne mechanische bzw. hydraulische Rückfallebene**

Der wesentliche Unterschied dieser Struktur zu den vorherigen ist die konsequente mechanische Trennung von Lenkrad und Lenkachse. Somit entfallen die mechanische Erfassung des tatsächlichen Lenkwinkels und die Generierung einer Servokraft basierend auf dem Lenkraddrehmoment. Bei diesem Konzept wird der Lenkradwinkel ( $\varphi_{ref}$ ) ausschließlich durch einen Sensor elektrisch erfasst und an das Lenksteuergerät ECU übertragen. Das Lenkrad mit seiner Sensorik bildet mit dem Steuergerät einen Regelkreis, ebenso der Lenkaktor mit der Sensorik und dem Steuergerät. In Abhängigkeit vom eingestellten Lenkprogramm und vom gemessenen Lenkwinkel ( $\varphi_L$ ) der Lenkachse berechnet das Steuergerät eine Stellgröße für den elektrohydraulischen bzw. elektromechanischen Lenkaktor.<sup>1</sup> Die proportional zur Stellgröße generierte Kraft ( $F_{sbw}$ ) wirkt auf die Lenkachse und stellt über die Lenkinematik einen Lenkwinkel ( $\varphi_L$ ) ein. Der Lenkwinkel wird von der Sensorik an das Steuergerät zurückgemeldet. Ist der angestrebte Lenkwinkel erreicht, geht der Lenkaktor wieder in einen neutralen Zustand zurück. Grundsätzlich sind auch offene Regelkreisstrukturen ohne Rückführung des Lenkwinkels denkbar. Hierbei wird das Lenkradwinkelgeschwindigkeitssignal für die proportionale Ansteuerung des Stellgliedes genutzt.

<sup>1</sup> Aus Sicherheitsgründen können mehr als ein Lenkaktor oder bestimmte Komponenten von einem Lenkaktor parallel angeordnet sein. Da diese auf Funktionsebene die gleiche Funktion tragen, werden sie hier wie ein Aktuator zusammengefasst dargestellt.

Bei einer elektrohydraulischen Variante für den Lenkaktuator wirkt das Signal des Steuergerätes auf ein Proportionalventil. In [95] wird beispielsweise ein hydraulisches Lenksystem für Kraftfahrzeuge vorgeschlagen, bei dem ein elektrisch angesteuertes Drehschieberventil einen Hydrozylinder bzw. einen Hydromotor mit einem dem Lenkwinkel proportionalen Hydraulikölvolumen speist. Bei der elektromechanischen Ausführung des Stellantriebes wird über einen Elektromotor in Verbindung mit einem Getriebe die Lenkbewegung erzeugt. Grundsätzlich stehen alle Typen von Elektromotoren zur Verfügung. Für eine Umsetzung der Rotations- in eine Translationsbewegung bieten sich das Zahnstangenprinzip, dargestellt in [96, 97], sowie das Rollengewindespindelprinzip an [94].

Für die Rückführung der wirkenden Lenkkräfte an den Rädern verwenden die meisten steer-by-wire Konzepte einen so genannten Feedback-Aktuator. Der Fahrer spürt bei konventionellen Lenkungen während des Lenkens und teilweise auch beim Halten des Lenkrades im ausgelenkten Zustand ein stetiges Drehmoment am Lenkrad. Bei einer steer-by-wire Lenkung ohne mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkachse kann kein Drehmoment übertragen werden. Aus diesem Grund wird das Drehmoment durch den so genannten Feedback-Aktuator am Lenkrad eingepreßt. Auf der Basis der tatsächlichen Lenkkräfte oder weiterer Kenngrößen stellt dieser ein Drehmoment ( $m_{FB}$ ) am Lenkrad ein.

Indem mechanischen Komponenten eine höhere Zuverlässigkeit unterstellt wird als elektronischen Komponenten<sup>2</sup> [83], entsteht durch die Substitution der mechanischen Lenksäule eine Zuverlässigkeitslücke im Lenksystem. Da zudem die Zuverlässigkeit technischer Systeme eng mit der Aufrechterhaltung der Funktionsfähigkeit, der Sicherheit und dem Gefahrenpotential, das von dem technischen System ausgeht, verknüpft ist [17, 40] führt diese Lücke – isoliert betrachtet – zu weniger Sicherheit bzw. zu einem höheren Gefährdungspotential. Folglich sind besondere Maßnahmen nötig, um diese Zuverlässigkeitslücke von steer-by-wire Systemen ohne mechanische Rückfallebene zu schließen bzw. das dadurch aufgebaute Gefährdungspotential zu reduzieren.

---

<sup>2</sup> ECE R 79 Rev.2: Abschnitt 5.3 Failure Provisions: "Where the failure of any such part would be likely to result in loss of control of the vehicle, that part must be made of metal..."

## 2.3 Sicherheit von elektronischen Systemen ohne mechanische Rückfallebene

Sicherheit ist gemeinhin ein Zustand, der als gefahrenfrei angesehen wird bzw. der zumindest durch vertretbare Risiken gekennzeichnet ist. Sicherheit bedeutet nicht, dass Beeinträchtigungen oder Gefahren vollständig ausgeschlossen sind, sondern lediglich dass das ungewollte zu einer Gefährdung führende Ereignis unwahrscheinlich ist. Bezogen auf technische Systeme kann Sicherheit auch als Wahrscheinlichkeit aufgefasst werden, dass von einer Betrachtungseinheit während einer bestimmten Zeitdauer keine Gefährdung ausgeht [39].

Die Sicherheit und Zuverlässigkeit technischer Systeme wird im Allgemeinen erreicht durch eine Kombination von Fehlervermeidung, Fehlerbehebung, Fehlertoleranz, Fehlererkennung und Diagnose, automatische Überwachung und automatischen Schutz. Fehlervermeidung und –behebung müssen im Wesentlichen während des Entwurfs und der Testphase behandelt werden. Dafür wurden eine Reihe von Analysemethoden entwickelt:

- Gefährdungsanalyse
- Ereignisablaufanalyse
- Fehlerbaumanalyse
- Fehlermöglichkeits- und Effektanalyse

Einzelheiten hierzu sind u.a. in [53, 60] beschrieben<sup>3</sup>.

Fehlertoleranzmethoden nutzen im Allgemeinen die Redundanz. Das heißt, dass bestimmte Baugruppen eines technischen Systems um ein oder mehrere Module ergänzt werden. Redundante Strukturen führen zu fehlertolerantem Verhalten, wenn eine fehlerhafte Komponente keinen negativen Einfluss auf das Übertragungsverhalten der weiteren, funktionierenden Komponenten hat. Um dies sicherzustellen, muss sich die fehlerhafte Komponente fehlerpassiv verhalten oder isoliert werden. Eine Voraussetzung für die Isolierung ist die Identifikation der fehlerhaften Komponente mittels geeigneter Diagnosemethoden.

---

<sup>3</sup> Das Kapitel 3 dieser Arbeit geht näher ein auf die Anwendung dieser Methoden beim Entwerfen von sicherheitskritischen Systemen.

### 2.3.1 Begriffe und Definitionen

Die Betrachtung von elektronischen Systemen zeigt, dass für die Beurteilung der Sicherheit und des Systemverhaltens eine eindeutige Zuordnung von Systemzuständen und Systemeigenschaften notwendig ist. In diesem Zusammenhang wurden u.a. von ISERMANN ET AL. [26, 45, 51] Begriffe geprägt, die Eigenschaften und Strukturen von drive-by-wire Systemen charakterisieren, die in Tabelle 2.1 zusammengefasst dargestellt sind.

**Tabelle 2.1 Definitionen der Systemzustände und Systemeigenschaften**

Begriffe	Definition
sicherer Zustand (safe state)	Von einer Komponente bzw. einem System geht keine Gefährdung für die Umgebung aus.
operativer Zustand (operative state)	Die Komponente bzw. das System ist betriebsfähig, d.h. es können alle bestimmungsgemäßen Funktionen ausgeführt werden.
fehler-sicher (fail-safe)	Nach einem Fehler besitzt eine Komponente bzw. ein System direkt einen sicheren Zustand (passives fehler-sicher) oder wird durch eine besondere Aktion in einen sicheren Zustand gebracht (aktives fehler-sicher).
fehler-operativ (fail-operational)	Nach einem Fehler besitzt eine Komponente bzw. ein System direkt einen operativen Zustand oder wird durch eine Aktion in einen operativen Zustand gebracht.
fehler-passiv (fail-silent)	Nach einem Fehler verhält sich eine Komponente nach außen hin ruhig, d.h. sie bleibt passiv und beeinflusst deshalb nicht die anderen Komponenten in einer möglicherweise falschen Art und Weise.
fehlertolerant (fault-tolerant)	Die Komponente bleibt betriebsfähig nach einem Fehler, d.h. der Fehler wird toleriert. Dies ist erforderlich, wenn kein sicherer Zustand unmittelbar nach dem Ausfall einer Komponente existiert oder hergestellt werden kann.
statische Redundanz (static redundancy)	Zwei oder mehr Komponenten eines Systems sind parallel angeordnet und sind gleichzeitig aktiv, d.h. die Komponenten erhalten die identischen Eingangssignale und produzieren identische Ausgangssignale. Ein so genannter Voter entscheidet sich nach dem demokratischen Mehrheitsprinzip für die richtige Lösung.
dynamische Redundanz (dynamic redundancy)	Bei Systemen mit dynamisch redundanten Strukturen sind die Eingangs- bzw. Ausgangsgrößen der redundanten Module im normalen Betriebsmodus deaktiviert. Bei Auftreten eines Fehlers im Hauptmodul werden die der redundanten Module aktiviert um ein fehleroperatives Verhalten herbeizuführen. Hierbei wird unterschieden in Systeme mit „heißer“ und „kalter“ dynamischer Redundanz. Bei Systemen mit „heißer“ Redundanz ist das redundante Modul ständig aktiv, die Ausgangsgröße ist lediglich deaktiviert. Bei Systemen mit „kalter“ Redundanz ist das gesamte Modul deaktiviert und wird erst im Fehlerfall aktiviert.
analytische Redundanz (analytical redundancy)	Wenn das Modell einer Komponente bekannt ist und keine beträchtlichen Störungen auf die Komponente einwirken, kann das Verhalten der Komponente mit Hilfe des Modells rekonstruiert werden. Die rekonstruierte Komponente ist dann analytisch redundant zu realen Komponenten.

Zur Verdeutlichung einiger Begriffe wird als Beispiel ein federzentriertes, elektromagnetisch betätigtes Hydraulikventil betrachtet. Der sichere Zustand ist gegeben, wenn der Schieber sich in der Neutralstellung befindet und somit kein Ölstrom durch das Ventil bereitgestellt wird. Der operative Zustand ist gegeben, wenn das Ventil an eine elektrische Spannungsversorgung angeschlossen ist und der Ventilschieber elektromagnetisch bewegt werden kann. Bei einem Fehler in der Spannungsversorgung besitzt das Ventil direkt einen sicheren Zustand. Durch die Federkraft wird der Schieber in der Neutralstellung zentriert und ein fehlwirkender Volumenstrom wird verhindert. Die Spannungsversorgung kann dabei durch eine Stromsicherung (passiv fehler-sicher) oder durch einen externen Schalter (aktiv fehler-sicher) unterbrochen worden sein.

### 2.3.2 Systeme mit sicherem Zustand nach einem Fehler

Beim Auftreten eines Fehlers in elektronischen Komponenten bzw. Subsystemen soll eine sicherheitsgerichtete Aktion erfolgen, indem ein übergeordneter Prozess in einen sicheren Zustand überführt wird. Meist wird diese Aktion durch die Deaktivierung des Prozesses umgesetzt. Die verschiedenen Möglichkeiten der Umsetzung dieser Sicherheitsstrategie werden im Folgenden an einer allgemeingültigen Struktur veranschaulicht. Die gezeigten Beispielsysteme sind gekennzeichnet durch ein Eingabemodul, dessen Ausgangssignal durch ein Modul verarbeitet und einem Prozess zugeführt wird. Die als Modul bezeichneten Funktionsblöcke repräsentieren beispielsweise elektronische Steuergeräte oder elektrische Aktuatoren eines elektronischen Systems. Auch einzelne Funktionen innerhalb dieser Komponenten können durch ein Modul verkörpert werden.

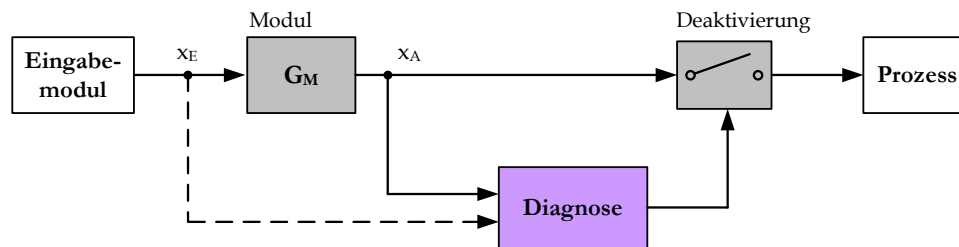
#### **Einkanalige Struktur mit Diagnose**

Das Bild 2.6 zeigt die Struktur eines einkanaligen elektronischen Systems mit einer Diagnoseeinrichtung. Die Diagnose soll Abweichungen im System ermitteln und die Zielfunktion gegebenenfalls deaktivieren.

Das dargestellte Modul  $G_M$  verarbeitet Ausgangsgrößen  $x_E$  eines Eingabemodules zu Stellgrößen  $x_A$  für den Prozess. Die Diagnoseeinrichtung wirkt auf einen Schaltmechanismus, um ggf. die Übertragung der Stellgröße an den Prozess zu unterbrechen. Dazu erhält sie die Eingangs- und Ausgangsgrößen des zu überwachenden Moduls. Eine einfache Form der Überwachung ist eine statische Prozessüberwachung, wie z. B. das Detektieren von Signalbereichsgrenzen.



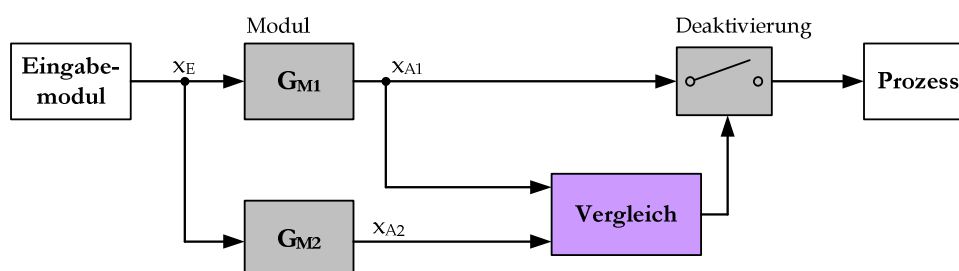
Ist die Übertragungsfunktion des Moduls bekannt, wird eine Referenz - Ausgangsgröße berechnet und mit der Ausgangsgröße des Moduls verglichen. Eine Abweichung führt zu einem Fehler und wenn nötig zur Abschaltung des Signals, mit dem Ziel, das Gesamtsystem in einen sicheren Zustand zu überführen.



**Bild 2.6** Einkanaliges elektronisches System mit Selbstdiagnose

### Zweikanalige Struktur mit Vergleich

Zweikanalige Strukturen besitzen zwei voneinander unabhängige Funktionseinheiten ( $G_{M1}$  und  $G_{M2}$ ), die beide die gleiche Aufgabe bearbeiten. Zusätzlich beinhalten solche Systeme eine Einrichtung zum Vergleich von Ausgangs- und/oder Eingangssignalen zum Zwecke der Fehlererkennung. In dem in Bild 2.7 dargestellten System liefert das obere der beiden Module die Stellgröße für den Prozess. Das untere Modul läuft unter Bearbeitung der gleichen Aufgabe parallel mit, um ein für den Vergleich benötigtes Referenzsignal der Ausgangsgrößen zu erhalten. Beim Vergleich beider Signale wird mit Hilfe des Referenzsignals  $x_{A2}$  die Stellgröße  $x_{A1}$  geprüft. Weichen die Signale zu sehr voneinander ab, wird das System durch Abschaltung in einen sicheren Zustand überführt.



**Bild 2.7** Zweikanaliges elektronisches System mit Vergleich der Ausgangsgrößen zweier Module

Im Vergleich zur vorherigen Struktur ist die Fehlererkennung noch präziser, da beide Module identisch sind und demzufolge keine weite Toleranz beim Vergleich notwendig ist. Ein weiterer Vorteil ist die Überwachung des als Diagnoseeinheit genutzten zweiten Moduls.

Sollte im zweiten Modul ein Fehler zu einer falschen Ausgabe von  $x_{A2}$  führen, würde das Ergebnis des Vergleiches negativ ausfallen, was ebenfalls zur Abschaltung führt. Somit wird nicht nur ein Fehler in der betrachteten Arbeitsfunktionseinheit aufgedeckt, sondern auch gleichzeitig die Integrität des als Diagnoseeinheit wirkenden zweiten Moduls überprüft.

### 2.3.3 Redundante Systeme ohne sicheren Zustand

Existiert unmittelbar nach der Deaktivierung einer Komponente bzw. eines Subsystems kein sicherer Zustand, werden redundante Strukturen zur Aufrechterhaltung des Prozesses eingesetzt. Wesentliches Merkmal von dynamisch redundanten Strukturen sind die Mechanismen zur Deaktivierung von Komponenten bzw. deren Signalen. Diese sind nötig, um das System im Fehlerfall zu rekonfigurieren und so fehleroperatives Verhalten sicherzustellen. Das setzt voraus, dass ein Fehler in der entsprechenden Komponente zweifelsfrei erkannt wird, um dann mit einer neuen Konfiguration von Signalübertragungen zu reagieren. Es muss nicht nur der Fehler an sich erkannt werden, sondern auch das fehlerhafte Modul muss identifiziert werden. Dazu bedarf es einer Vielzahl an Informationen, um sämtliche Systemzustände zu überwachen. Der Signalübertragung kommt hierbei eine Schlüsselrolle zu. Damit die Integrität der zu überwachenden Module zeitnah beurteilt werden kann, müssen die Signale sehr schnell und fehlerfrei übermittelt werden.

#### Zweikanalige Struktur mit dynamischer Redundanz („hot stand-by“)

Bei dieser Struktur erhalten zwei Module mit gleicher Funktion identische Eingangssignale und geben entsprechende Ausgangssignale aus. Ein Kanal ist mit dem Prozess verbunden, der andere ist stand-by geschaltet, siehe Bild 2.8.

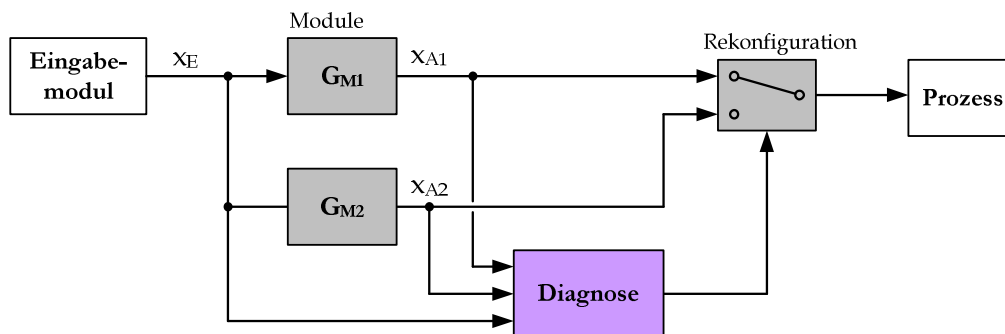
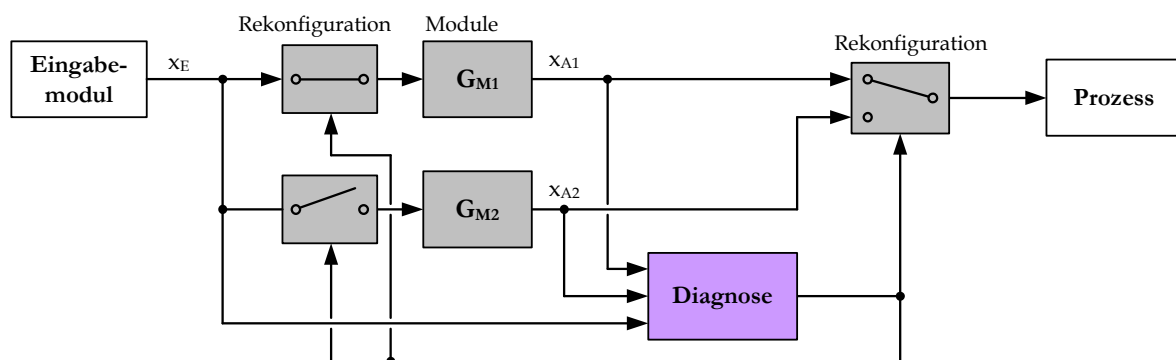


Bild 2.8 Zweikanalige Struktur (hot standby)

In der dargestellten Schaltungskonstellation ist das Modul  $G_{M1}$  über einen Schaltmechanismus mit dem Prozess direkt verbunden. Das parallel angeordnete Modul  $G_{M2}$  bezieht ebenfalls die Eingangsgröße  $x_E$ . Der Ausgang dieses Moduls ist ebenso mit dem Schaltmechanismus verknüpft und könnte bei entsprechender Konfiguration auf den Prozess wirken. Die korrekte Funktion der beiden Module wird durch ein Diagnosemodul kontrolliert, das in der Lage ist, Fehler in jedem Modul individuell zu identifizieren. Der Ausgang des Diagnosemoduls wirkt auf den Schaltmechanismus, um eine Deaktivierung / Aktivierung der Modulausgangsgrößen herbeizuführen. Wird ein Fehler im ersten Verarbeitungskanal festgestellt, schaltet die Überwachungseinrichtung auf den zweiten Kanal um, so dass der Prozess mit der korrekten Stellgröße weiter bedient werden kann.

### Zweikanalige Struktur mit dynamischer Redundanz („cold stand-by“)

Bei dieser Struktur bearbeiten ebenfalls zwei Module die gleiche Aufgabe und geben als Ergebnis entsprechende Ausgangsgrößen aus. Im Gegensatz zur vorherigen Schaltung ist der zweite Kanal zum Eingabemodul und zum Prozess stand-by geschaltet, siehe Bild 2.9. Das Modul kann demnach gänzlich deaktiviert sein. Beispielsweise wird ein redundantes Steuergerät nicht in Betrieb genommen, solange der erste Kanal voll funktionsfähig ist.



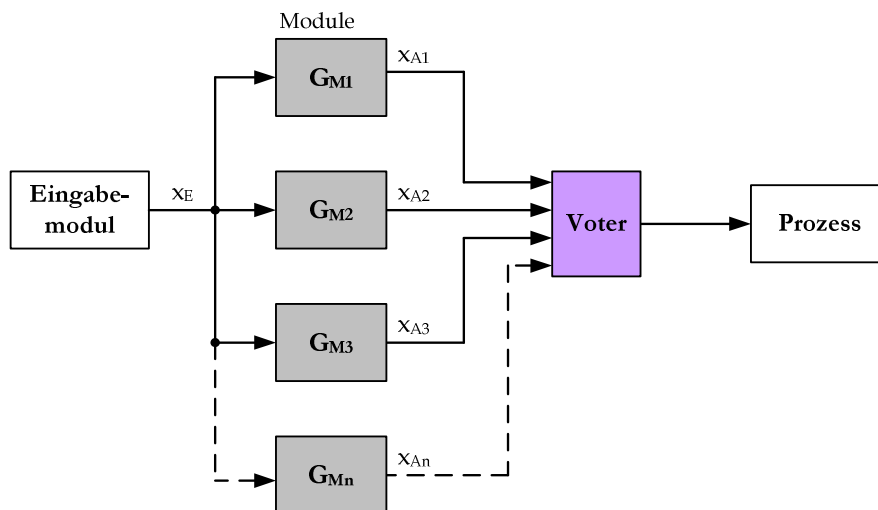
**Bild 2.9** Zweikanalige Struktur (cold stand-by)

Da im Unterschied zum vorherigen Schaltungsbeispiel das redundante Modul  $G_{M2}$  während des normalen Betriebs passiv ist und erst bei einem Fehler im Modul  $G_{M1}$  durch die Diagnoseeinrichtung aktiviert wird, leitet sich der Term „kalte Bereitschaft“ ab. Bedingt durch die Unterbrechung des redundanten Moduls von dem voran gestellten Eingabemodul kann das Diagnosemodul nur das Modul  $G_{M1}$  überprüfen. Eine Diagnose von Modul  $G_{M2}$  kann nicht erfolgen. Die eigentliche Überprüfung des jeweils aktivierten Moduls findet nach dem bereits bekannten Schema statt.

Mit Hilfe der Prozessgröße  $x_E$  wird ein Referenzwert für die Modulausgangsgröße berechnet und mit dieser verglichen. Ein negatives Vergleichsergebnis führt dann zur Aktivierung des redundanten Kanals. Praktisch können die Module abwechselnd oder nach definierten Betriebsstundenintervallen aktiviert und deaktiviert werden. Somit werden beide Kanäle gleichmäßig eingefahren und die Ausfallwahrscheinlichkeit eines einzelnen Moduls, aufgrund von Ermüdung, sinkt.

### Mehrkanalige Struktur mit statischer Redundanz

Bei diesem Schaltungskonzept stehen mindestens drei Module zur Verfügung, die alle die gleiche Funktion ausüben und deren Ausgangssignale in einem so genannten Voter zu einer Stellgröße für den Prozess zusammengefasst werden, siehe Bild 2.10.



**Bild 2.10** Mehrkanalige Struktur mit statischer Redundanz

Der Voter trifft eine Mehrheitsentscheid derart, dass bei einer dreikanaligen Struktur mindestens die Ergebnisse zweier Kanäle übereinstimmen müssen, damit das entsprechende Signal freigegeben werden kann. In der dargestellten Schaltung werden die Ausgangsgrößen der einzelnen Module direkt miteinander verglichen, ohne zusätzliche Einrichtungen zur Isolierung des fehlerhaften Moduls. Bei abweichenden Werten einer Größe wird deren Ergebnis überstimmt, d.h. das Modul verhält sich fehlerpassiv. Dadurch entfallen eine spezielle Fehlererkennungseinrichtung sowie die notwendigen Mechanismen zur Isolierung des fehlerhaften Moduls. Das führt zur einer erheblichen Vereinfachung des Systems, insbesondere bei der Kommunikation. Im Idealfall wird keine Kommunikation zwischen den jeweiligen Modulen benötigt.

### 2.3.4 Ableitung von Sicherheitsstrategien für steer-by-wire Lenkungen

Die straßenverkehrliche Infrastruktur unserer Gesellschaft ist darauf ausgerichtet und auch derart aufgebaut, dass die Personen- und Warenströme zeit- und kostenoptimal auf mehrspurigen Verkehrswegen erfolgen, mit parallelen Fahrbahnen für gleichgerichteten und entgegengerichteten Verkehr. Dadurch besteht ein erhebliches Gefahrenpotential falls ein Fahrzeugführer die Kontrolle über Fahrtrichtung und Geschwindigkeit seines Fahrzeuges verliert. Er könnte beispielsweise in den Gegenverkehr fahren, einen Auffahrunfall verursachen bzw. mit Radfahrern oder Fußgängern kollidieren. Abseits öffentlicher Straßen auf Feld- und Waldwegen sowie auf privatem Grund ist das Gefahrenpotential deutlich geringer. Aufgrund mangelnder Verkehrsteilnehmer würde hier ein unkontrollierbares Fahrzeug nicht zu einem gleichen Schadensausmaß führen wie auf öffentlichen Straßen. Offensichtlich besteht ein Zusammenhang zwischen dem Mindestmaß an Zuverlässigkeit der Lenkung und dem Gefährdungspotential.

Für Fahrzeuge ist der sichere Zustand gegeben, wenn sie sich im Stillstand befinden. In einem kritischen Fehlerfall, wie z. B. ein Motorschaden, wird das Fahrzeug kontrolliert abgebremst und gefahrenfrei abgestellt. Vorausgesetzt, dass alle anderen vitalen Fahrzeugsysteme funktionsfähig sind, wie z.B. Bremse und Lenkung, ist der sichere Zustand sofort erreichbar, ohne dass der Motorschaden signifikante Auswirkungen auf diesen Übergangsprozess vom operativen zum sicheren Zustand hat. Würde dieses Beispiel auf ein Lenkversagen übertragen werden, würde die Antwort zweideutig ausfallen. Bei geringer Fahrgeschwindigkeit und begrenztem Bewegungsspielraum ist es möglich, mit einem unlenkbarem Fahrzeug den sicheren Zustand nahezu gefahrenfrei zu erreichen. Hingegen ist es bei hohen Fahrgeschwindigkeiten nicht mehr möglich mit einer defekten Fahrzeuglenkung den sicheren Zustand gefahrenfrei zu erreichen.

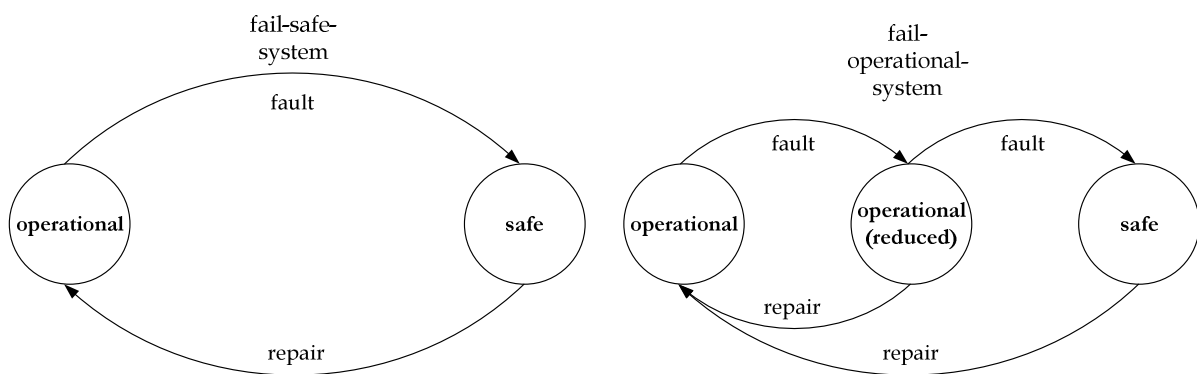
Aus dieser Erkenntnis lassen sich zwei prinzipielle Sicherheitsstrategien für steer-by-wire Systeme ohne mechanische Rückfallebene ableiten. Für sehr langsam fahrende Fahrzeuge<sup>4</sup> mit eingeschränktem Aktionsradius wird das elektronische Lenksystem im Versagensfall deaktiviert und das Fahrzeug kontrolliert abgebremst.

---

<sup>4</sup> nach STVZO darf die Geschwindigkeit nicht höher als 6 km/h sein

Bei schneller fahrenden Fahrzeugen mit höherem Gefährdungspotential wird gefordert, dass die Lenkfunktion von steer-by-wire Systemen auch im Fehlerfall, unter Umständen auch nur reduziert, verfügbar sein muss. Das heißt, steer-by-wire Systeme für derartige Anwendungen müssen fehlertolerant sein.

Diese Überlegungen werden in einem Zustands-Modell (Bild 2.11) dargestellt. Für die Betrachtung einer Fahrzeuglenkung werden drei Systemzustände *operational*, *operational (reduced)* und *safe* definiert.



**Bild 2.11** Modell von Systemzuständen auf Fahrzeugebene

Entsprechend der ersten Strategie nimmt das Lenksystem direkt nach einem Fehler im Lenksystem den sicheren Zustand ein. Auf der nächst höheren Ebene, der Fahrzeugebene, wird ebenfalls der sichere Zustand erreicht. Nach erfolgter Reparatur wird das Lenksystem wieder in den operativen Zustand zurückkehren.

In der zweiten Strategie soll das Lenksystem nach einem Fehler in den reduzierten operativen Status übergehen. Das Fahrzeug ist aufgrund der reduzierten, aber vorhandenen Funktionalität weiterhin lenkbar. Da ein weiterer Fehler zu einem unsicheren Zustand führen würde, müssen aus diesem Grund die Bedingungen auf ein fail-safe System herabgesetzt werden, beispielsweise durch Verringern der Fahrgeschwindigkeit und Aufsuchen des Service. Tritt zu diesem Zeitpunkt das nächste Fehlerereignis ein, muss das Fahrzeug den sicheren Zustand annehmen können. Nach erfolgter Reparatur wird der operative Status wieder aufgenommen. Sind die Verfügbarkeitsanforderungen noch höher, wie zum Beispiel bei Luftfahrzeugen, müssen gegebenenfalls weitere reduzierte operative Zustände hinzugefügt werden.

Da fehleroperative steer-by-wire Lenksysteme deutlich teurer sind als die damit verbundenen Vorteile, wird für Fahrzeuge ein erforderliches, fehleroperatives Verhalten in kurzfristiges und langfristiges Verhalten unterschieden [53].

Dieser Kompromiss kann akzeptiert werden, da Fahrzeuge relativ schnell durch Herabsetzung der Fahrgeschwindigkeit in eine sichere Umgebung gebracht werden können. Das heißt, das zur Verfügung stehende Zeitfenster für die Aufrechterhaltung des fehleroperativen Systemzustands wird bei Fahrzeugen eher in Minuten (kurzfristig) als in Stunden (langfristig) gesehen.

## 2.4 Methoden zur Erkennung von Fehlern

In [25, 51] wird ein Überblick über verschiedene Methoden zur Erkennung von Fehlern in technischen Systemen gegeben. Die Aufgabe der Fehlererkennung ist das Aufspüren unzulässiger Veränderungen von Messgrößen oder Parametern, die aus mathematischen Prozessmodellen gewonnen werden. Damit eventuelle Fehlfunktionen beherrschbar bleiben, müssen die Fehler im System zuverlässig erkannt und bewertet werden. Fehlererkennungsmethoden basieren auf gemessenen und geschätzten Signalen und können typischerweise klassifiziert werden in

- Grenzwertüberwachung und Plausibilitätsprüfungen
- Parameterschätzverfahren
- Prozessmodellbasierte Methoden

Die Überwachung technischer Systeme erfolgt zum großen Teil durch Grenzwertkontrollen von wichtigen Prozessvariablen. Hierbei werden Alarme gegeben, wenn bestimmte Grenzwerte überschritten werden. Dies reicht im Allgemeinen aus, um größere Schäden zu verhindern. Fehler werden aber so relativ spät erkannt und eine detaillierte Fehlerdiagnose ist mit diesen einfachen Methoden oft nicht möglich. Durch die systematisierte Verwendung von Prozessmodellen und Signalmodellen ergeben sich hier neue Möglichkeiten, indem die im Prozess vorhandenen Abhängigkeiten der Signale ausgenutzt werden, um Fehler besser zu erkennen. Aufgrund der Messung von mindestens einem Eingangssignal und zugehörigem Ausgangssignal können dann auch interne Größen des Prozesses, wie z.B. Parameter und Zustandsgrößen, geschätzt und Abweichungen lokalisiert werden. In Kombination mit dem Ausgangssignal kann man dann auch von analytischer Redundanz sprechen. Wegen der verschiedenen Eigenschaften der einzelnen Fehlererkennungsmethoden bietet es sich an, verschiedene Methoden zu kombinieren, um einen möglichst großen Umfang von Fehlern zu erkennen [51].

### 2.4.1 Grenzwertüberwachung und Plausibilitätsprüfungen

Bei der Grenzwertüberwachung wird zunächst überprüft, ob der erfasste Sensorwert  $Y$  in einem sinnvollen Wertebereich liegt. Sobald ein einstellbarer Größtwert  $Y_{max}$  überschritten oder ein Kleinstwert  $Y_{min}$  unterschritten wird, erfolgt eine Fehlermeldung. Der fehlerfreie Zustand ist gegeben, wenn gilt:

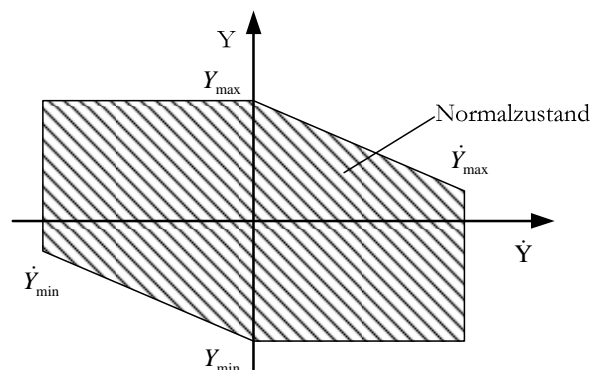
$$Y_{min} < Y < Y_{max}$$

Die Grenzwerte werden so eingestellt, dass einerseits noch ein genügend großer Abstand bis zum Auftreten einer Gefährdung bleibt, andererseits unnötige Störungsmeldungen vermieden werden.

Nicht nur der Sensorwert selbst, sondern auch die zeitliche Änderung des Signals kann einer Grenzwertkontrolle unterzogen werden. Bei genügend klein eingestellten Grenzwerten kann die Störungsmeldung im Gegensatz zur Sensorwertkontrolle rechtzeitig erfolgen, da der Trend eine gewisse Vorhersage des Signalverlaufs erlaubt. Diese Methode wird oft zur Plausibilitätsüberprüfung des Signals genutzt. Bei vielen Prozessen kann eine maximale, physikalisch sinnvolle Signaländerung a priori abgeschätzt werden. Ändert sich hingegen der Signalwert schneller als vorhergesagt, kann auf ein Fehlverhalten geschlossen werden. Der fehlerfreie Zustand ist gegeben, wenn gilt:

$$\dot{Y}_{min} < \dot{Y} < \dot{Y}_{max}$$

Grenzwertüberwachung und Trendkontrolle können auch gemeinsam durchgeführt werden. Dann sind jedoch die Grenzwerte aufeinander abzustimmen. Man kann auch beide Kontrollen so kombinieren, dass die Absolutgrenzwerte in Abhängigkeit von der Änderungsgeschwindigkeit eingestellt werden. Damit größere Störungen möglichst früh erkannt werden und geringfügige Störungen keine unnötigen Falschmeldungen auslösen, kann z.B. nach Bild 2.12 verfahren werden.



**Bild 2.12** Kombination von Absolutwertkontrolle und Trendkontrolle [25]



### 2.4.2 Fehlerdiagnose mittels Prozessmodell

Mit der Annahme, dass sowohl die Struktur als auch die Parameter des Prozessmodells bekannt seien, können zur Fehlerdiagnose auch Zustandsschätzverfahren eingesetzt werden. Die bekannten Verfahren [8, 23, 35, 47] basieren im Prinzip auf der Bestimmung des Prozessverhaltens durch Modellbildung des technischen Prozesses und nutzen die darin enthaltene analytische Redundanz zur Erkennung von Fehlern.

Zur Abschätzung der Zustände eines Prozesses bietet sich eine Modellrepräsentation im Zustandsraum an. Für lineare Systeme mit einer Eingangsgröße und einer Ausgangsgröße gilt die gebräuchliche Form des Zustandsraummodells:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}u(t) \\ y(t) &= \mathbf{c}^T \mathbf{x}(t)\end{aligned}\tag{Gl. 1}$$

In dem Gleichungssystem beschreibt  $\mathbf{x}(t)$  den Zustandsvektor des technischen Prozesses,  $u(t)$  die Eingangsgröße und  $y(t)$  die Ausgangsgröße. Die Matrix  $\mathbf{A}$  ist die Systemmatrix,  $\mathbf{b}$  ist der Eingangsvektor und  $\mathbf{c}^T$  ist der Ausgangsvektor des technischen Prozesses. Mit solch einer Modelldescription lassen sich im fehlerfreien Fall die Zustandsgrößen eines technischen Prozesses rekonstruieren.

Der in Gl. 1 beschriebene Zusammenhang ist in Bild 2.13 durch ein Blockschaltbild beispielhaft dargestellt.

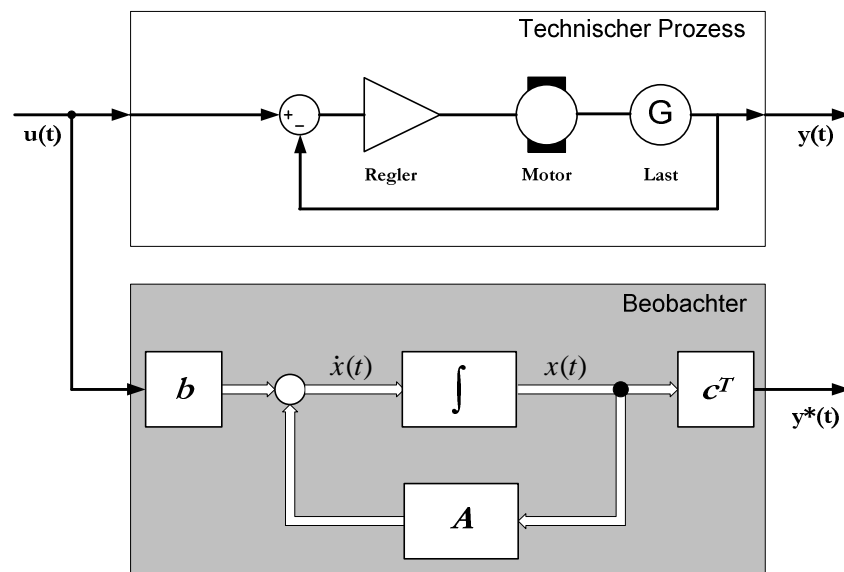


Bild 2.13 Modellgestützter Beobachter eines geregelten technischen Prozesses

Tritt ein Fehler im zu untersuchenden System auf, hat dies Änderungen des Ausgangssignals zur Folge. Diese Abweichung des Systemverhaltens vom Beobachtermodell wird dazu genutzt, um Residuen zu erzeugen, indem das geschätzte Signal mit dem gemessenen Signal verglichen wird. Im fehlerfreien Fall sollte sich ein sehr kleiner Residuenwert ergeben. Bei signifikanten Parameteränderungen bzw. Störgrößeneinwirkungen hingegen weicht dieser Wert dann deutlich von Null ab, woraufhin ein Alarm ausgelöst werden kann.

### **2.4.3 Zusammenfassung**

Die meisten der bisher betrachteten Methoden der Fehlererkennung gehen von der Betrachtung der Änderungen einzelner Signale aus. Dabei kann man oft nicht unterscheiden, ob die Signaländerungen durch Störungen am Eingang bzw. Ausgang oder durch Parameteränderungen entstanden sind. Aus diesem Grund müssen die Toleranzen der Grenzwertkontrollen meist relativ groß gewählt werden, um Fehlalarme zu vermeiden. Zur Verbesserung der Prognosequalität können zusätzlich mathematische Prozessmodelle eingesetzt werden. Diese Modelle erlauben die Berücksichtigung des prozessbedingten Zusammenhanges eines gemessenen Ausgangssignals von den Eingangssignalen und Parameteränderungen.

### **3 Grundsätzliches zum Entwerfen von sicherheitskritischen Systemen**

Grundsätzlich unterscheidet sich der Konstruktionsprozess von sicherheitskritischen Systemen nicht von Systemen, bei denen es auf keine besonderen Sicherheitsmaßnahmen ankommt. Er ist im Wesentlichen untergliedert in einen Analyseteil, mit dem Ziel der Informationsgewinnung und dem Erkennen von Zusammenhängen, und einen Syntheseteil, wo die gewonnenen Informationen und Erkenntnisse verarbeitet und zu neuen Strukturen zusammengesetzt werden. Basierend auf einer Idee für ein neues Produkt oder ein neues System wird in der Regel sehr schnell ein Konzept erstellt, bei dem teilweise schon konkrete, technische Lösungsvorschläge für Teilfunktionen des Systems im Vorfeld festgelegt werden. Die methodischen Arbeitsschritte des klassischen Konstruktionsprozesses, erst Konzipieren, dann Entwerfen und Ausarbeiten, verschmelzen, klare Grenzen können nicht mehr gezogen werden. Bei dieser Vorgehensweise verbirgt sich besonders bei sicherheitskritischen Systemen die Gefahr, dass die von dem neu entwickelten System ausgehende Gefährdung nicht frühzeitig und umfassend eingeschätzt wird. Wenn das Produkt später in den Markt eingeführt wird, wird mitunter festgestellt, dass die Gefährdung zu hoch oder die Zuverlässigkeit des Systems zu niedrig ist. Die nachträgliche Minderung dieses Risikos durch zusätzliche Maßnahmen erfordert im Allgemeinen einen hohen zeit- und kostenmäßigen Aufwand, der a priori vermeidbar ist.

Deshalb ist es gerade bei der Konstruktion von sicherheitskritischen Systemen wichtig, die vom System ausgehende Gefährdung und damit verbundene Risikominderungsmaßnahmen schon während des Entwurfs zu beurteilen. Idealerweise sollte nach dem Arbeitsschritt Konzipieren, mit dem Aufstellen von Funktionsstrukturen und dem Suchen von Wirkprinzipien, eine Beurteilung der Gefährdung erfolgen, die von dem zu entwerfenden System ausgeht.

Die Gefährdung spiegelt das Risiko wieder, dem die Benutzer des Produktes ausgesetzt sind. Übersteigt das tatsächliche Risiko das durch die Gesellschaft tolerierbare Risiko, müssen strukturelle Maßnahmen im Systementwurf eingearbeitet werden, die helfen, das Risiko zu mindern. Werden diese Maßnahmen, auch Sicherheitsfunktionen genannt, bereits während der Konzeptphase berücksichtigt, gelingt es den späteren Redesign-Aufwand gering zu halten.

### 3.1 Risikobeurteilung

Allgemein formuliert ist die Risikobeurteilung eine Folge von logischen Schritten, welche die systematische Untersuchung von Gefährdungen erlauben, die von Maschinen ausgehen. Eine Wiederholung dieses Vorgangs führt zu einem iterativen Prozess, in dem Gefährdungen soweit wie möglich beseitigt und Schutzmaßnahmen getroffen werden. Die Risikobeurteilung umfasst die Risikoanalyse mit der Bestimmung der Grenzen einer Maschine, der Identifizierung von Gefährdungen und der Risikoeinschätzung sowie der abschließenden Risikobewertung. Die Risikoanalyse liefert die erforderlichen Informationen zur Risikobewertung, mit deren Hilfe wiederum Aussagen zur Sicherheit des betrachteten Systems gemacht werden können. Wo erforderlich, folgt der Risikobeurteilung eine Risikominderung. Die Leitsätze zur Risikobeurteilung sind in der Norm DIN EN 1050 festgelegt.

#### 3.1.1 Gefährdungsanalyse

Die Risikoanalyse beginnt mit der Bestimmung der Grenzen der Maschine. Dabei muss die bestimmungsgemäße Verwendung sowohl beim korrekten Einsatz als auch beim Missbrauch berücksichtigt werden. Der gesamte vorhersehbare Einsatzbereich (z. B. Industrie, Gewerbe, Haushalt) sowie das vorauszusetzende Ausbildungsniveau der potentiellen Anwender werden in Betracht gezogen. Ebenso müssen Personen berücksichtigt werden, die den Gefährdungen der Maschine ausgesetzt sein können.

Die Identifizierung von Gefährdungen ist in der EG-Maschinenrichtlinie als Forderung fest verankert [82]:

„Der Hersteller ist verpflichtet, eine Gefahrenanalyse vorzunehmen, um alle mit seiner Maschine verbundenen Gefahren zu ermitteln; er muss die Maschine dann unter Berücksichtigung seiner Analyse entwerfen und bauen.“

Für die systematische Untersuchung von Gefährdungen wurde eine Reihe von Verfahren entwickelt, mit dem Ziel, Gefährdungsuntersuchung und Risikoeinschätzung zu verbinden. Beispielsweise wird in [1] ein sehr guter Überblick über Gefahrenanalysetechniken für sicherheitskritische automobile Systeme gegeben, die bekanntesten sind in diesem Zusammenhang aufgeführt:

- PHA – Preliminary Hazard Analysis
- FTA – Fault Tree Analysis
- FMEA – Failure Mode and Effect Analysis
- CCA – Common Cause Analysis

Das Ziel der **Gefährdungsanalyse (PHA)** ist, für das betrachtete System sämtliche Gefährdungssituationen und Gefährdungsereignisse festzustellen und das Ausmaß daraus resultierender potentieller Unfälle zu bestimmen. Die Bewertung des Ausmaßes erfolgt durch eine qualitative Einschätzung des Grades einer möglichen Verletzung. Die PHA wird in der frühen Entwicklungsphase durchgeführt, so dass die Sicherheitsanforderungen für die identifizierten Gefährdungen bestimmt und in den Entwurf des Systems eingearbeitet werden können.

Bei der **Fehlerbaumanalyse (FTA)** wird ein Schlussereignis angenommen und diejenigen Ereignisse gesucht, die dieses Schlussereignis hervorrufen können. Dadurch wird der Anwender in die Lage versetzt, alle kritischen Pfade herauszufinden, die zum unerwünschten Ereignis führen. Gefährliche oder besonders wichtige Ereignisse werden zuerst identifiziert. Dann werden alle Kombinationen von Einzel Fehlern, die zu einem Gefährdungsereignis führen können, im logischen Aufbau des Fehlerbaums gezeigt. Mittels der Einschätzung der Einzelfehlerwahrscheinlichkeiten kann die Häufigkeit des unerwünschten bzw. eines besonders wichtigen Ereignisses berechnet werden.

Der Zweck der **FMEA** ist die qualitative Bewertung von Systementwürfen hinsichtlich des Ausfallrisikos einzelner Baugruppen. Dabei steht das Auffinden von Schwachstellen im Vordergrund. Die Analyse ermöglicht Entwurfsverbesserungen bezüglich der Zuverlässigkeit, der Instandhaltung und der Sicherheit. Für die Fehlerbaumanalyse und die Ereignisablaufanalyse liefert die FMEA nützliche Vorabinformationen über Ausfallarten und Ausfalleffekte. Die Bewertung der Auswirkungen des Baugruppenausfalls kann nach verschiedenen Kriterien vorgenommen werden, insbesondere der Sicherheit und der Zuverlässigkeit.

Gegebenenfalls müssen zusätzliche Schutzmaßnahmen abgeleitet werden. Zur Beurteilung der Notwendigkeit dieser Maßnahmen sollte die Häufigkeit der Ausfallart hinzugezogen werden.

Die **CCA** wird verwendet, um Gefährdungssituationen zu identifizieren, bei denen zwei oder mehr unerwünschte Ereignisse durch einen gemeinsamen Fehler gleichzeitig auftreten. Der Fehler kann beispielsweise durch einen Herstellungsfehler oder durch einen Fehler in der Spezifikation verursacht werden. Da die Common-Cause-Analyse potentielle Multifehler identifiziert, die eine gemeinsame Ursache haben, können auch die Fehler aufgedeckt werden, die durch die FMEA und FTA nicht erfasst werden.

### 3.1.2 Risikoeinschätzung

Nach der Identifizierung der Gefährdungen ist für jede Gefährdung eine Risikoeinschätzung durchzuführen. Allgemein formuliert ist das mit einem bestimmten technischen System zusammenhängende Risiko eine Funktion des Schadensausmaßes, das durch die betrachtete Gefährdung verursacht werden kann und der Wahrscheinlichkeit des Eintritts dieses Schadens. Diese Wahrscheinlichkeit setzt sich zusammen aus den drei Elementen Häufigkeit bzw. Dauer, mit der Personen der Gefährdung ausgesetzt sind, Möglichkeit zur Vermeidung des Schadens und der Eintrittswahrscheinlichkeit eines Gefährdungsereignisses.

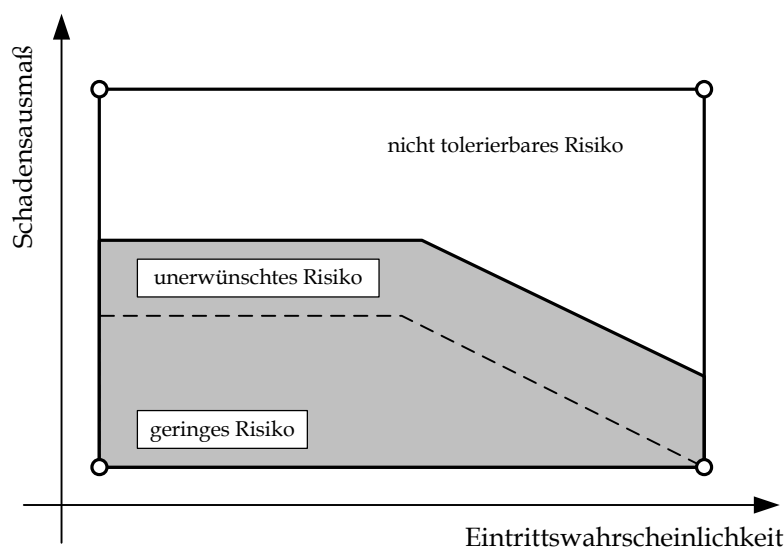
Eine Möglichkeit das Risiko einzuschätzen ist, eine Anzahl von Auswirkungen von Schadensfällen zu bestimmen und ihnen Wahrscheinlichkeiten für den Eintritt des Schadens zuzuweisen. Das Ergebnis spiegelt das Risiko wieder, das in Kategorien, den so genannten Risikoklassen, klassifiziert wird.

Oberhalb einer bestimmten Stufe wird das Risiko als nicht tolerierbar betrachtet und kann unter keinen Umständen gerechtfertigt werden. Je höher das Risiko, desto mehr Aufwand kann erwartet werden, um dieses zu verringern. Darunter gibt es den Bereich, indem die Risiken zwar unerwünscht hoch, aber noch tolerierbar sind. Unter der Voraussetzung, dass die zugehörigen Risiken vernünftigerweise gemindert worden sind, wird der Betrieb des technischen Systems erlaubt. In diesem Zusammenhang findet das ALARP<sup>5</sup>-Prinzip Anwendung [88].

---

<sup>5</sup> ALARP: As low as reasonably practicable.

Unterhalb des unerwünschten Risikobereichs entsprechen die Risiken dem täglichen Risiko. Die dargelegten Überlegungen werden in Bild 3.1 illustriert.



**Bild 3.1 Risiko als Kombination von Schadensausmaß und Eintrittswahrscheinlichkeit**

Das tolerierbare Risiko erhöht sich nicht automatisch bei geringen Eintrittswahrscheinlichkeiten des unerwünschten Ereignisses. Das ist darin begründet, dass Schäden mit geringen Auswirkungen und hohen Eintrittswahrscheinlichkeiten in der Gesellschaft eher akzeptiert werden als Schäden mit hohen Auswirkungen und geringen Eintrittswahrscheinlichkeiten [17]. Selbst bei einer sehr niedrigen Eintrittswahrscheinlichkeit gibt es eine relativ niedrige Akzeptanz für so genannte Großschäden.

Nach der Risikoeinschätzung muss eine Risikobewertung [86, 90] durchgeführt werden, um zu entscheiden, ob eine Risikominderung notwendig ist oder ob ausreichende Sicherheit erreicht wurde. Wenn das Risiko weiter vermindert werden muss, sind geeignete Schutzmaßnahmen, so genannte Sicherheitsfunktionen, auszuwählen und anzuwenden, und die Risikobeurteilung ist zu wiederholen.

## 3.2 Risikominderung

Nach der Risikobeurteilung des Systems wird in einem nächsten Schritt entschieden, welcher Beitrag zur Minderung der jeweiligen Risiken benötigt wird. Die notwendige Risikominderung ist die Minderung des Risikos, die erreicht werden muss, um das tolerierbare Risiko für eine bestimmte Situation zu erreichen.

Hierbei ist sicherzustellen, dass das verbleibende Restrisiko, kleiner oder gleich dem tolerierbaren Risiko ist. Folgende Schutzmaßnahmen sind zu ergreifen [91]:

- Sichere Konstruktion
- Technische Schutzmaßnahmen
- Benutzerinformation hinsichtlich des Restrisikos

Die Wirkungen dieser Maßnahmen müssen darin bestehen, eine „tatsächliche Risikominderung“ zu erzielen, die größer als die notwendige Risikominderung ist. Beispielsweise bietet eine detaillierte Benutzerinformation nur dort einen signifikanten Beitrag zur Risikominderung, wo ausschließlich der Benutzer selbst durch die jeweilige Maschine gefährdet wird. Die sichere Konstruktion der sicherheitsrelevanten Komponenten wird im Allgemeinen vorausgesetzt. Diese werden üblicherweise überdimensioniert, um die Wahrscheinlichkeit eines Versagens zu senken. Solch eine Maßnahme greift nicht unbedingt bei elektronischen Komponenten, die ganz oder teilweise durch Softwarefunktionen gesteuert sind. Hier sind weitergehende strukturelle Schutzmaßnahmen notwendig, um das Risiko zu mindern.

Auf der Basis der gesetzlichen Sicherheitsanforderungen und den Ergebnissen der Risikoanalyse werden Sicherheitsfunktionen abgeleitet, um die Häufigkeit und die Auswirkungen von Gefahr bringenden Vorfällen zu mindern. Werden elektrische bzw. elektronisch programmierbare Sicherheitsfunktionen vorgesehen, ist ein Maß für die Zuverlässigkeit dieser sicherheitstechnischen Funktionen erforderlich. Dieses Vertrauensmaß ist in Stufen untergliedert und wird als Sicherheitsintegritätslevel (SIL) bezeichnet.

### 3.2.1 Der Sicherheitsintegritätslevel

Die Sicherheitsintegrität bezieht sich auf die Leistungsfähigkeit des Systems, die Sicherheitsfunktion auszuführen. Sie ist definiert als die „Wahrscheinlichkeit eines sicherheitsbezogenen Systems, die geforderten Sicherheitsfunktionen unter allen festgelegten Bedingungen innerhalb eines festgelegten Zeitraumes zufriedenstellend auszuführen“ [88]. Um diese Wahrscheinlichkeit über einen weiten Bereich zu quantifizieren, ist es sinnvoll über eine gewisse Anzahl von Level zu verfügen; die Sicherheitsintegritätslevel (SIL). In der Norm DIN EN 61508-1 sind vier Level festgelegt, wobei der SIL 4 die höchste und der SIL 1 die niedrigste Stufe ist.



Um die Sicherheitsintegrität einer sicherheitstechnischen Funktion zu kategorisieren, werden zwei Aspekte berücksichtigt: die Ausfallwahrscheinlichkeit und die Systemstruktur.

Die Ausfallwahrscheinlichkeit bezeichnet die Wahrscheinlichkeit des gefährlichen Versagens der Sicherheitsfunktion, im Grunde der Kehrwert der SIL-Definition. Es ist einfacher, die möglichen Ursachen, die zu einem Ausfall der Sicherheitsfunktion führen, zu quantifizieren, als die gewünschte Aktion einer sicherheitstechnischen Funktion zu garantieren. Je nachdem wie häufig die Sicherheitsfunktionen im betrachteten System aktiv sind, werden zwei Klassen von SIL unterschieden:

- Für sicherheitstechnische Funktionen, die auf Anforderung aktiviert werden, wird hier die Ausfallwahrscheinlichkeit der Funktion im Anforderungsfall angegeben.
- Für sicherheitstechnische Funktionen, die kontinuierlich aktiv sind, wird hier die Ausfallwahrscheinlichkeit der Funktion innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne (pro Stunde) angegeben.

Die Ausfallwahrscheinlichkeiten sind für die vier Sicherheitsintegritätslevels festgelegt, siehe Tabelle 3.1.

**Tabelle 3.1 SIL Level in Abhängigkeit von Betriebsart der Sicherheitsfunktion [88]**

Versagenswahrscheinlichkeit		
Sicherheits-Integritätslevel (SIL)	Betriebsart mit niedriger Anforderungsrate (mittlere Versagenswahrscheinlichkeit der Funktion im Anforderungsfall)	Betriebsart mit kontinuierlicher Anforderungsrate (Wahrscheinlichkeit eines Gefahr bringenden Versagens pro Stunde)
4	$\geq 10^{-5}$ bis $< 10^{-4}$	$\geq 10^{-9}$ bis $< 10^{-8}$
3	$\geq 10^{-4}$ bis $< 10^{-3}$	$\geq 10^{-8}$ bis $< 10^{-7}$
2	$\geq 10^{-3}$ bis $< 10^{-2}$	$\geq 10^{-7}$ bis $< 10^{-6}$
1	$\geq 10^{-2}$ bis $< 10^{-1}$	$\geq 10^{-6}$ bis $< 10^{-5}$

*Beispiel: Die betrachtete Sicherheitsfunktion ist die Plausibilitätsüberprüfung eines Sensorsignals. Sie soll erkennen, ob das Signal innerhalb der zulässigen Bandbreite liegt und bei Nichtzutreffen den Prozess abschalten. Diese Überprüfung erfolgt kontinuierlich mit der Ausübung der jeweiligen Arbeitsfunktion, d.h. für die Beurteilung der Sicherheitsintegrität wird die rechte Spalte hinzugezogen. Damit ein SI-Level 2 für diese betrachtete Sicherheitsfunktion gerechtfertigt ist, muss die Ausfallwahrscheinlichkeit kleiner als  $10^{-6}$  sein.*

Nicht nur die mittlere Versagenswahrscheinlichkeit wird für die Bewertung des SI-Levels herangezogen, sondern auch der Anteil ungefährlicher Ausfälle, kurz SFF (Safe Failure Fraction). Dieser ist definiert als das Verhältnis der Ausfallrate der ungefährlichen Fehler plus der Ausfallrate aller erkannten, Gefahr bringenden Fehler zur gesamten Ausfallrate. Beispielsweise sind bei einem System mit einem SFF-Wert von 90%, 10% aller Fehler nicht erkannte, Gefahr bringende Ausfälle. Folgerichtig wird die Sicherheitsintegrität eines Systems eng verbunden mit einem hohen SFF-Wert.

Obwohl die mittlere Versagenswahrscheinlichkeit für systematische Ausfälle und der Anteil ungefährlicher Ausfälle vorhergesagt werden können, führen die durch Entwurfsfehler und Ausfälle infolge gemeinsamer Ursachen resultierenden Ausfalldaten zu einer unsicheren Prognose in den Berechnungen der Ausfallwahrscheinlichkeiten für bestimmte Situationen.

Daher wird zusätzlich eine strukturelle Unterscheidung zwischen hinreichend bekannten Teilsystemen und Teilsystemen mit unsicherem Ausfallverhalten unternommen. Das führt zu einem Bewertungsabschlag bei der Sicherheitsintegrität für letztgenannte Teilsysteme.

Ein Teilsystem vom Typ A liegt vor, wenn:

- das Ausfallverhalten gut definiert ist, und
- das Verhalten des Teilsystems unter Fehlerbedingungen vollständig ermittelt werden kann und
- ausreichende Ausfalldaten aus dem Feldeinsatz vorliegen.

Ein Teilsystem vom Typ B liegt vor, wenn:

- das Ausfallverhalten mindestens einer Komponente nicht ausreichend definiert ist, oder
- das Verhalten des Teilsystems unter Fehlerbedingungen nicht vollständig ermittelt werden kann, oder
- nur unzureichende Daten für die Ausfallraten erkannter und unerkannter Gefahr bringender Ausfälle aus dem Feldeinsatz vorliegen.

Eine Aufwertung in der Sicherheitsintegrität erfolgt grundsätzlich durch die Verwendung von fehlertoleranter Hardware um die jeweilige Sicherheitsfunktion auszuüben. Mit jedem zusätzlichen Grad an Fehlertoleranz steigt der SIL um eine Stufe an, siehe nachstehende Tabelle 3.2.

**Tabelle 3.2 Sicherheitsintegrität der Hardware: Architektureinschränkungen für sicherheitstechnische Systeme [88]**

Anteil ungefährlicher Ausfälle (SFF) Typ A	Fehlertoleranz der Hardware N		
	0	1	2
< 60%	SIL1	SIL2	SIL3
60% ... 90%	SIL2	SIL3	SIL4
90% ... 99%	SIL3	SIL4	SIL4
> 99%	SIL4	SIL4	SIL4

Anteil ungefährlicher Ausfälle (SFF) Typ B	Fehlertoleranz der Hardware N		
	0	1	2
< 60%	nicht erlaubt	SIL1	SIL2
60% ... 90%	SIL1	SIL2	SIL3
90% ... 99%	SIL2	SIL3	SIL4
> 99%	SIL3	SIL4	SIL4

*Anmerkung: Eine Fehlertoleranz der Hardware von N bedeutet, dass N+1 Fehler einen Verlust der sicherheitstechnischen Funktion verursachen können. Wenn ein Teilsystem zum Beispiel eine Fehlertoleranz von 1 aufweist, dann geht die sicherheitstechnische Funktion erst bei Auftreten eines zweiten Fehlers verloren.*

Auch wenn statistisch eine höhere Zuverlässigkeit für eines der Teilsysteme infolge der Ausfallwahrscheinlichkeiten errechnet werden kann, wird die maximale SIL-Klasse, die beansprucht werden kann, trotzdem durch die „Sicherheitsintegrität der Hardware“ und dem zutreffenden Anteil ungefährlicher Ausfälle eingeschränkt.

### 3.2.2 Verbindung von Risiko und Sicherheitsintegritätslevel

Nach den Ausführungen zu Risiko und Sicherheitsintegrität stellt sich für den Systemingenieur die Frage, wie der relevante Sicherheitsintegritätslevel mit der sicherheitstechnischen Funktion verknüpft werden soll, die zur Reduzierung eines bestimmten Risikos eingesetzt wird. Die Norm DIN EN 61508-5 informiert über zwei Möglichkeiten (quantitative und qualitative Methode) um eine Verbindung zwischen Risiko und Sicherheitsintegritätslevel für die sicherheitstechnische Funktion herzustellen [90]. Auf die quantitative Methode, bei deren Anwendung Häufigkeiten des tolerierbaren Risikos und Ausfallraten bekannt sein müssen, wird hier nicht näher eingegangen.

Die qualitative Methode („Risikograph“) ermöglicht es hingegen, den Sicherheitsintegritätslevel aus der Kenntnis der Risikofaktoren zu bestimmen (siehe Bild 3.2). Diese Vorgehensweise ist insbesondere anwendbar, wenn keine aussagekräftigen Daten zur Ausfallrate von den verwendeten Komponenten vorhanden sind.

Zur Vereinfachung wird eine begrenzte Anzahl von Parametern eingeführt, welche die Gefährdungssituation beschreiben, wenn sicherheitstechnische Funktionen versagen oder nicht vorhanden sind. Diese Parameter werden dann kombiniert, um den Sicherheitsintegritätslevel, der den sicherheitstechnischen Funktionen zugeordnet wird, festzulegen.

### Risikoparameter

#### Schadensausmaß

- $S_1$  leichte Verletzung oder leichter Schaden  
 $S_2$  schwere, irreversible Verletzung oder Tod einer Person  
 $S_3$  Tod mehrerer Personen, langfristiger Schaden  
 $S_4$  viele Tote, katastrophale Auswirkungen

#### Häufigkeit/Aufenthaltsdauer

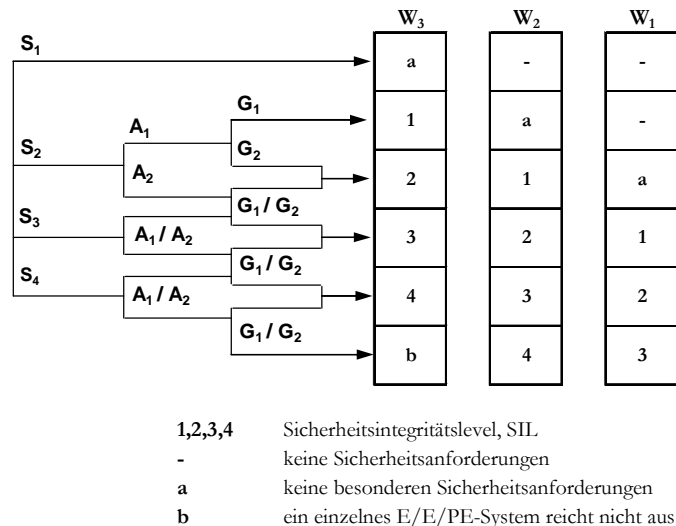
- $A_1$  seltener bis häufiger Aufenthalt im Gefahrenbereich  
 $A_2$  häufiger bis dauernder Aufenthalt im Gefahrenbereich

#### Gefahrenabwehrung

- $G_1$  möglich  
 $G_2$  nicht möglich

#### Eintrittswahrscheinlichkeit des unerwünschten Ereignisses

- $W_1$  sehr gering, kaum  
 $W_2$  gering  
 $W_3$  hoch, häufig



**Bild 3.2 Risikograph zur Bestimmung des SIL für Sicherheitsfunktionen [90]**

Das Verfahren des in [90] beschriebenen Risikographen basiert auf dem Modell zur Risikoermittlung (Abschnitt 3.1.2). Dort wird das Risiko als Kombination aus Auswirkung des gefährlichen Vorfalls und Häufigkeit des gefährlichen Vorfalls geschildert. Die Häufigkeit wird untergliedert in drei Faktoren:

- 1) Häufigkeit des Aufenthalts im Gefahrenbereich,
- 2) Möglichkeit, den gefährlichen Vorfall zu vermeiden und
- 3) Wahrscheinlichkeit des Auftretens des gefährlichen Vorfalls ohne das Vorhandensein eines sicherheitsbezogenen Systems, jedoch mit externen Einrichtungen zur Risikominderung.

Dies führt zu den folgenden vier Risikoparametern:

- Auswirkung des gefährlichen Vorfalls ( $S$ )
- Häufigkeit des Aufenthalts im Gefahrenbereich ( $A$ )
- Möglichkeit, den gefährlichen Vorfall zu vermeiden ( $G$ )
- Wahrscheinlichkeit des Auftretens des gefährlichen Vorfalls ( $W$ )

Die Kombination dieser Parameter ermöglicht es einen Risikographen wie in Bild 3.2 zu entwickeln. Die Verwendung der Risikoparameter  $S$ ,  $A$  und  $G$  für verschiedene gefährliche Vorfälle führt zu einer Anzahl von Ergebnissen, die auf eine von drei möglichen Skalen  $W$  abgebildet werden. Jeder Punkt dieser Skalen ist ein Anhaltspunkt für die erforderliche Sicherheitsintegrität, die durch das betrachtete sicherheitsbezogene System bzw. die sicherheitsbezogene Funktion erreicht werden muss. Die Abbildung auf die Skale  $W$  lässt eine Beurteilung der Maßnahmen zur Risikominderung zu.

Der beschriebene Prozess zur Ermittlung von Sicherheitsfunktionen wird auf das Pilotlenksystem dieser Arbeit angewendet. Ausgehend von dem Konzept wird eine Gefährdungsanalyse für Gabelstapler durchgeführt, mit dem Ziel das Risiko von elektronisch gelenkten Staplern zu bestimmen und eventuelle Risikominderungsmaßnahmen aus der Gefährdungsanalyse abzuleiten. Zusammen mit dem Konzept für eine steer-by-wire Lenkung von Staplern werden die Sicherheitsfunktionen zu einem Systementwurf ausgearbeitet.

## 4 Entwurf eines steer-by-wire Pilotlenksystems für Gabelstapler

Die grundlegende Idee hinter der Entwicklung einer fehlertoleranten, elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung für langsam fahrende Fahrzeuge ist die Verwendung eines elektrisch betätigten Drehschieberventils für die Dosierung der zum Lenken benötigten Druckflüssigkeit. Lenkventile nach dem Drehschieberprinzip arbeiten bereits seit Jahrzehnten zuverlässig in hydrostatischen Lenkungen. Aus diesem Grund wird erwartet, dass bei der späteren Gestaltung der steer-by-wire Lenkung auf ein redundantes hydraulisches Lenkventil verzichtet werden kann. Um die Funktion eines derartigen Lenksystems zu demonstrieren, wird exemplarisch für Gabelstapler ein Pilotlenksystem entworfen.

Wird ausgehend von einer Idee bzw. einem Konzept eine steer-by-wire Lenkung für ein bestimmtes Fahrzeug realisiert, müssen die jeweiligen fahrzeugspezifischen Anforderungen hinsichtlich Leistungsfähigkeit aber auch Sicherheit berücksichtigt werden. Langsam fahrende Fahrzeuge sind, was die Einsatzgebiete, die Leistungsfähigkeit und somit auch die Sicherheitsanforderungen anbelangen, sehr unterschiedlich. Dies erfordert zum Teil unterschiedliche Sicherheitsstrategien und demnach auch unterschiedliche Sicherheitsfunktionen. Der Ansatz, die Sicherheitsstrategien einer steer-by-wire Lenkung an der Fahrzeugklasse mit den höchsten Anforderungen zu orientieren, führt zur einer Überdimensionierung, wenn die Lenkung bei Fahrzeugen mit geringen Sicherheitsanforderungen eingesetzt wird. Es ist daher ökonomisch nicht sinnvoll, für alle Typen langsam fahrender Fahrzeuge ein identisches steer-by-wire Lenksystem zu entwickeln. Flurförderzeuge, insbesondere Gegengewichtsstapler, stellen geringere technische Anforderungen an das Störungs- und Ausfallverhalten der Lenkung als langsam fahrende Fahrzeuge mit Straßenzulassung. Gabelstapler werden im Allgemeinen als Maschine betrachtet und fallen somit in den Geltungsbereich der Europäischen Maschinenrichtlinie. Ein mögliches Zulassungsverfahren wäre nicht an die Verordnungen für Straßenfahrzeuge gekoppelt und würde mit erheblich weniger Aufwand verbunden sein.

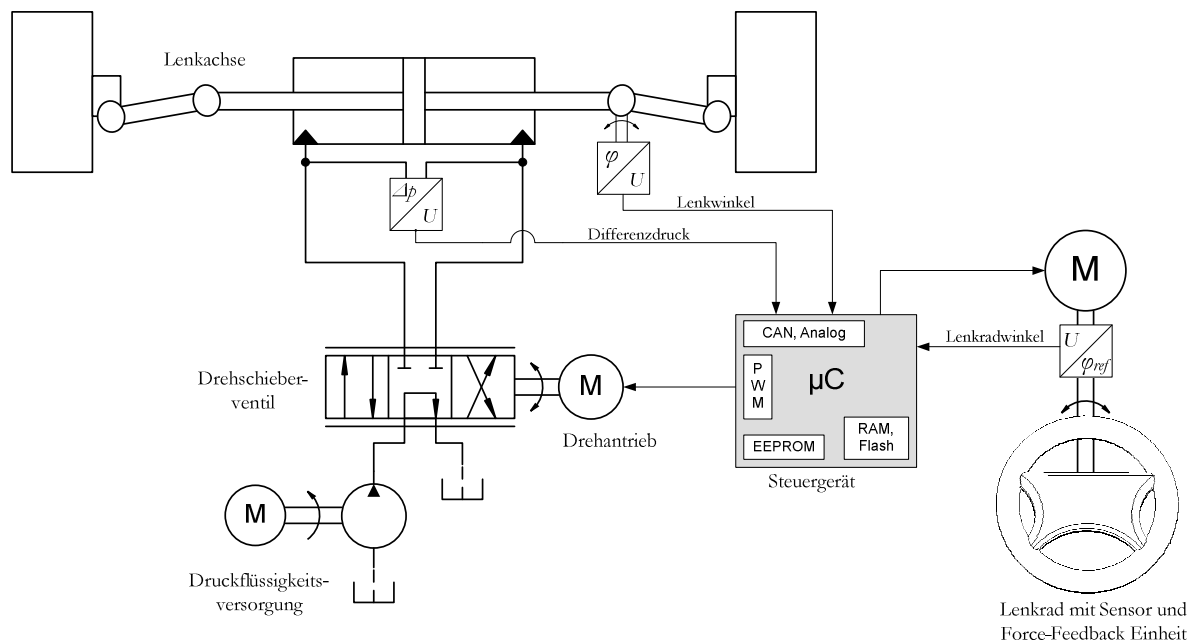
Auch sind die mit einer steer-by-wire Lenkung verbundenen Risiken bei einem Gabelstapler im Allgemeinen niedriger als bei einem Schlepper oder Radlader. Wenn die Funktion, Sicherheit und Zuverlässigkeit über einen längeren Zeitraum nachgewiesen worden sind, kann das Pilotlenksystem auch auf andere Fahrzeugtypen erweitert werden.

#### **4.1 Konzept der elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung**

Das Konzept dieser elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung orientiert sich an der hydrostatischen Lenkung für langsam fahrende Fahrzeuge. Das mechanisch-hydraulische Lenkventil wird hierbei durch ein elektrohydraulisches Lenkventil ersetzt, das nunmehr eine einfache elektrisch betätigte Stelleinrichtung für die Steuerung des Druckflüssigkeitsstroms darstellt. Die Ventilgeometrien des neuen Lenkventils sollen nur noch einen untergeordneten Einfluss auf das Lenkverhalten haben. Die Dosierung des Druckflüssigkeitsvolumens erfolgt im Gegensatz zur hydrostatischen Lenkung durch das direkte Messen des Lenkwinkels an der Lenkachse. Der vom Fahrer vorgegebene Lenkradwinkel wird ebenfalls mit einem Sensor erfasst. Damit ist ein präziser, geregelter Lenkvorgang in Verbindung mit einem elektronischen Steuergerät möglich.

Der Drehschieber des neuen Lenkventils wird von einem elektromotorischen Drehwinkelsteller direkt angetrieben. Eine aufwendige und spielbehaftete Anpassung des Ventilantriebs über ein Getriebe entfällt somit. Zusätzlich soll das Drehschieberventil mit möglichst wenigen Varianten das ganze Leistungsspektrum abdecken. Im Vergleich zu Längsschieberventilen werden dazu keine hydraulische Vorsteuerung sowie kein leistungsintensiver Ventilantrieb benötigt. Um die Funktion eines derartigen Lenkventils zu demonstrieren, wird exemplarisch für Gabelstapler ein Pilotlenksystem entworfen (Bild 4.1).

Einige Komponenten der hydrostatischen Lenkung bleiben unverändert bzw. müssen nur geringfügig modifiziert werden. Die bestehende Druckflüssigkeitsversorgung von Gabelstaplern, ein Teil der Hydraulikleitungen und die Lenkachse dieser Fahrzeuge werden weiterhin benötigt.



**Bild 4.1** Konzept des Pilotlenksystems

Die Funktion ist wie folgt: Abhängig vom Lenkradwinkel und vom Lenkwinkel dreht der Drehantrieb das Drehschieberventil aus der Neutralposition, so dass die Druckflüssigkeit zum Lenkzylinder fließen kann. Ist der angestrebte Lenkwinkel erreicht, geht der Steller wieder in die Neutralposition zurück und der Durchfluss wird unterbrochen. Für die Rückführung der wirkenden Lenkmomente an den Rädern wird der Differenzdruck in den Zylinderkammern gemessen und an den Regler für das Lenkradmoment in der ECU übertragen. Mittels der Force-Feedback-Einheit wird ein dem Lenkmoment proportionales Drehmoment am Lenkrad eingestellt.

## 4.2 Analyse der fahrzeugspezifischen Sicherheitsanforderungen

In der Europäischen Maschinenrichtlinie werden die Grundsätze für die Sicherheit von Maschinen festgelegt. Sobald eine Maschine vom Anwendungsbereich der Maschinenrichtlinie erfasst wird, bedeutet dies, dass für das Inverkehrbringen und die Inbetriebnahme dieser Maschine, die Erfüllung der grundlegenden Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen des Anhangs I der Maschinenrichtlinie erforderlich ist.



Um den Herstellern den Nachweis über die Übereinstimmung mit den im Anhang I enthaltenen Anforderungen zu erleichtern und um die Übereinstimmung überprüfen zu können, wurden auf europäischer Ebene harmonisierte Normen über die Vermeidung von Gefahren, die durch eine Maschine entstehen können, erarbeitet. Die Übereinstimmung mit den harmonisierten Normen lässt die Übereinstimmung mit den grundlegenden Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen der Maschinenrichtlinie vermuten [49].

Für die Sicherheit von Flurförderzeugen ist die Norm DIN EN 1726 anzuwenden. Entsprechend dieser Norm muss das Fahrzeug bei Störung oder Ausfall der Energieversorgung des Lenksystems die Fahrtrichtung bis zu einem kontrollierten Stopp beibehalten können [87]. Neben den fahrzeugspezifischen Normen sind ebenso Normen anzuwenden, die grundlegende Sicherheitsanforderungen an die elektrischen Komponenten der steer-by-wire Lenkung definieren. Die Norm DIN EN ISO 13849-1 bzw. die Normenreihe DIN EN 61508 sind in diesem Zusammenhang einschlägig. Beide Normen beschreiben einen allgemeinen Lösungsweg für die Spezifikation der Sicherheitsanforderungen von elektrischen bzw. elektronischen Systemen.

### **Besonderheiten im öffentlichen Straßenverkehr**

Kraftfahrzeuge mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von mehr als 6 km/h sind am öffentlichen Verkehr zugelassen, wenn sie dem §38 der StVZO<sup>6</sup> entsprechen [84].

Gabelstapler mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von 20 km/h sind von dieser Regelung ausgenommen. Eine gültige Betriebserlaubnis oder EG-Typengenehmigung genügt für das Fahren im öffentlichen Verkehr. Oberhalb dieser bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit sind die Vorschriften der StVZO uneingeschränkt zu beachten [19].

Bei einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit über 25 km/h und unter 40 km/h, gelten nach §38 StVZO die Vorschriften für Lastkraftwagen nach der EG-Richtlinie 70/311/EWG bzw. ECE 79 Release 2. Hier gilt die Anforderung, dass im Störfall noch jeweils 25 Rechts- und Linkseinschläge mit der Lenkung ausführbar sein müssen.

---

<sup>6</sup> besonderes Interesse hier auf § 38 StVZO: „...Einlenken auf einen Halbkreis mit Durchmesser 12 Meter muss unter jeden Umständen möglich sein.“

In der Tabelle 4.1 werden die wesentlichen Anforderungen für Flurförderzeuge zusammengefasst.

**Tabelle 4.1 Anforderungen an Lenksysteme für Flurförderzeuge (Stand 2006)**

Geschwindigkeitsbereich	nichtöffentlicher Verkehr	öffentlicher Verkehr
< 10 km/h	ohne Einschränkungen	
10 km/h - 25 km/h	98/37/EG und DIN EN 1726-1  (Bei Versagen der Energieversorgung des Lenksystems muss der Stapler mit eingeschlagenem Lenkwinkel kontrolliert zum Stillstand kommen)	ab 6 km/h Betriebserlaubnis und EG-Typengenehmigung
		ab 20 km/h StVZO §18 und §38  (Nach einem Fehler im Lenksystem muss das Einlenken in einen Halbkreis von 12m Durchmesser durchführbar sein)
> 25 km/h	70/311/EWG bzw. ECE 79 R2  (Nach einem Fehler im Lenksystem müssen noch jeweils 25 Links- und Rechtseinschläge durchführbar sein)	

### Zusammenfassung der Rahmenbedingungen für das Pilotlenksystem

Das Pilotlenksystem wird für einen Gegengewichtsstapler mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von 20 km/h konzipiert. Eine Verwendung des Gerätes auf öffentlichen Straßen wird ausgeschlossen. Daraus ergeben sich die Gestaltungsgrundsätze für die Sicherheitsfunktionen der Pilotlenkung nach der Europäischen Maschinenrichtlinie, der Norm für Flurförderzeuge DIN EN 1726 sowie der Normen für die Sicherheit von Maschinen.

### 4.3 Einschätzung des Risikos von steer-by-wire gelenkten Gabelstaplern

Da die einwandfreie Funktion der Lenkung eng mit der Fahrzeugsicherheit verknüpft ist, erfolgt mittels einer Risikoanalyse die Einschätzung der von einem Stapler ausgehenden Gefährdung. Damit werden die Auftretenswahrscheinlichkeit und das Ausmaß von potentiellen Schäden beurteilt, die durch ein defektes Lenksystem verursacht worden könnten. Das in Abschnitt 3.1 beschriebene Verfahren zur Beurteilung des Risikos wird auf das vorliegende steer-by-wire Konzept angewendet. Die für die Ermittlung des Risikos benötigten Eintrittswahrscheinlichkeiten der betrachteten Gefährdungen werden qualitativ abgeschätzt.

### 4.3.1 Gefährdungsanalyse

Mittels der Gefährdungsanalyse werden sämtliche Gefährdungssituationen und Gefährdungsereignisse im Zusammenhang mit Gabelstaplern festgestellt und die Folgen daraus resultierender potentieller Unfälle bestimmt. Typische Situationen sind der langsame und schnelle Transport von Lasten sowie Rangierarbeiten beim Absetzen bzw. Anheben der Last. Daraus ergibt sich eine Anzahl an Gefährdungen für den Staplerfahrer und für Personen, die im Aktionsradius des Gabelstaplers agieren. Das zur Gefährdung führende Ereignis wird auf eine Fehlfunktion des Lenksystems des Staplers bezogen, in diesem Fall auf einen Fehler in der steer-by-wire Lenkung. Eventuelles Fehlverhalten des Fahrzeugführers, das ebenfalls zu Gefährdung führen kann, wird hierbei nicht betrachtet. Folgende drei Gefahr bringende Ereignisse wurden identifiziert:

- (1) Keine Lenkreaktion auf die Lenkradbetätigung,
- (2) Unkontrollierte Lenkbewegung des Fahrzeugs,
- (3) Änderung der Lenkfunktion während des Lenkvorganges.

Eine Gefährdung für den Gabelstaplerfahrer und seine Umgebung entsteht zum Einen, wenn ein Fahrtrichtungswechsel eingeleitet wird, aber das Fahrzeug bzw. die Fahrzeuglenkung nicht auf diese Aktion reagiert und seinen ursprünglichen Kurs beibehält (1). Zum Anderen entsteht eine weitere Gefährdung, wenn der Staplerfahrer geradeaus fährt, aber der Stapler seinen Kurs unkontrolliert ändert (2). Befindet sich das Fahrzeug in einem Lenkmanöver und das Lenksystem verstärkt bzw. vermindert unkontrollierbar den Kurvenradius, resultiert ebenfalls eine Gefährdung (3).

Die Folgen derartiger Gefahr bringender Ereignisse in Kombination mit den verschiedenen Einsatzsituationen der Gabelstapler sind sehr vielfältig. Eine unbeabsichtigte Kursänderung des Fahrzeuges kann selbstverständlich zu Kollisionen führen. Kollidiert das Fahrzeug mit Personen bzw. fest stehenden Einrichtungen, sind Verletzungen dieser Personen bzw. des Staplerfahrers kaum zu vermeiden. Die Schwere der Verletzung hängt immer von den besonderen Umständen im Einzelfall ab.

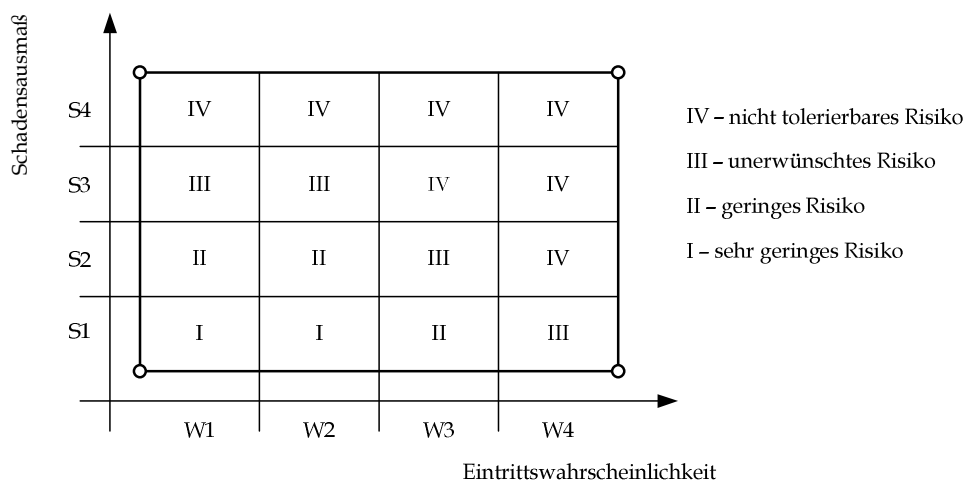
Prinzipiell kann jedoch gesagt werden: Je schneller der Stapler fährt, desto höher ist tendenziell der Verletzungsgrad. Eine Sonderstellung in dieser Betrachtung nimmt der vierte Punkt – Umkippen des Staplers – ein.

Gegengewichtsstapler besitzen mit ihrer Pendel-Lenkachse eine dreiecksförmige Aufstandfläche zwischen der Starrachse und dem Pendellager der Pendelachse. Wird aufgrund eines Fehlers in der steer-by-wire Lenkung der Kurvenradius unkontrolliert verringert, nimmt die Querbeschleunigung bei entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten ggf. einen zu hohen Wert ein. Die daraus resultierende Seitenkraft lässt den Aufbau um das Pendellager wanken bzw. bewirkt ein Umkippen des Staplers.

Das Gefährdungspotential lässt sich wie folgt auflisten:

- (1) Kollision des Staplers mit Personen,
- (2) Kollision des Staplers mit fest stehenden Einrichtungen,
- (3) Kollision mit anderen Fahrzeugen
- (4) Umkippen des Staplers.

Im nächsten Schritt wird ausgehend von den potentiellen Unfällen das Risiko bestimmt. Im Abschnitt 3.1.2 wird dazu eine Methode vorgestellt, mit der das Risiko durch die Definition von Risikoklassen und eine anschließende Bewertung der Risikoklassen eingeschätzt wird. Im Hinblick auf das hier beschriebene elektrohydraulische Lenksystem für Gabelstapler sind die Risikoklassen wie folgt festgelegt (Bild 4.2): Die Risikoklassen I und II sind im annehmbaren Bereich, weitere Risikominderungen sind nicht notwendig. Die Risikoklasse III ist ein unerwünschtes Risiko, das nur tolerierbar ist, wenn der Aufwand zur Minderung des Risikos unverhältnismäßig hoch ausfällt. Die Risikoklasse IV ist nicht tolerierbar, wobei unbedingt Maßnahmen zur Risikominderung getroffen werden müssen.



**Bild 4.2** Risikoklassifizierung für die Gefährdungsanalyse steer-by-wire gelenkter Gabelstapler

Das Schadensausmaß bezieht sich auf die Verletzung von Personen und wird in vier Stufen von S1 bis S4 unterteilt, wobei S1 eine leichte Verletzung und S4 den Unfalltod mehrerer Personen bedeuten. Die Eintrittswahrscheinlichkeit, dass der Schaden nach einem technischen Versagen in dem genannten Ausmaß auch tatsächlich eintritt, wird qualitativ mit den Parametern W1 bis W4 angegeben, siehe auch Anhang A.1.

Im Rahmen der Gefährdungsanalyse werden die potenziellen Folgen eines Unfalls den aufgezeigten Ereignissen zugeordnet. Die sich daraus ergebende Gefährdung wird mit einem Schadensausmaß und einer Eintrittswahrscheinlichkeit einzeln bewertet. Die Eintrittswahrscheinlichkeit der Gefährdung wird hier mit drei weiteren Subparametern abgeschätzt: 1) Aufenthalt im Gefährdungsbereich, 2) Entwicklung der Gefährdung und 3) Möglichkeit der Vermeidung. Aus der Kombination der beiden Parameter Schadensausmaß und Eintrittswahrscheinlichkeit wird die Risikoklasse für die jeweilige Gefährdung bestimmt. Das Bild 4.3 zeigt einen Ausschnitt aus der Hazard & Risk-Analyse für einen Gabelstapler mit steer-by-wire Lenkung. Die vollständige Analyse ist in dem Anhang A.1 dieser Arbeit dargestellt.

Gefährdung			Schadensausmaß	Aufenthalt im Gefährdungsbereich	Entwicklung der Gefährdung	Möglichkeit der Vermeidung	Schadensausmaß	Eintrittswahrscheinlichkeit	Risikoklasse	Bemerkung
Fahrzeugsituation	Ereignis	Folgen								
schneller Transport von Gütern auf dem Fabrikgelände	keine Lenkreaktion auf Lenkradbetätigung	Kollision mit Personen	Tod einer Person	gelegentlich	rasch	unmöglich	S3	W3	IV	Wegen Fahrgeschwindigkeit haben sowohl Staplerfahrer als auch Person keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden, fehlende Lenkreaktion kann aber 'zeitnah' bemerkt werden
		Kollision mit feststehenden Einrichtungen	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	gelegentlich	rasch	unmöglich	S2	W3	III	Wegen Fahrgeschwindigkeit hat der Staplerfahrer keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden, fehlende Lenkreaktion kann aber 'zeitnah' bemerkt werden
		Kollision mit anderen Fahrzeugen	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	gelegentlich	rasch	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W2	II	Entgegenkommendes Fahrzeug kann eventuell ausweichen
	unkontrollierte Lenkbewegung des Fahrzeuges	Kollision mit Personen	Tod einer Person	gelegentlich	plötzlich	unmöglich	S3	W4	IV	Sowohl Staplerfahrer als auch Person haben keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden; Gefährdung kann nicht vorher erkannt werden

Bild 4.3 Ausschnitt aus der Gefährdungsanalyse (Hazard & Risk Analysis)

### 4.3.2 Bewertung des Risikos

Mittels der Gefährdungsanalyse wurden für einen steer-by-wire gelenkten Stapler geringe, unerwünschte und nicht tolerierbare Risiken identifiziert. Geringe Risiken wurden mehrheitlich bei denjenigen Ereignissen ermittelt, bei denen die Fahrgeschwindigkeit des Staplers gering ist. Die durch ein Versagen der Lenkung hervorgerufenen Gefährdungen können in der Regel schnell gemindert werden, indem das Fahrzeug bei geringen Geschwindigkeiten schnell angehalten werden kann.

Die Eintrittswahrscheinlichkeit des gefährlichen Ereignisses wird als niedrig eingeschätzt. Unerwünschte Risiken sind zu konstatieren, wenn der Aufenthalt im Gefahrenbereich als gelegentlich eingestuft wird und die Entwicklung der Gefährdung plötzlich eintritt oder die Vermeidung der Gefährdung unmöglich ist. Diese Risiken können toleriert werden, da das Schadensausmaß nicht in jedem Fall zum Unfalltod von beteiligten Personen führt sowie die Aufenthaltsdauer im Gefährdungsbereich begrenzt ist.

Nicht tolerierbare Risiken bestehen in Situationen, wo die Fahrgeschwindigkeit bezogen auf das Fahrzeug hoch ist. Aufgrund der hohen Fahrgeschwindigkeit ist der Reaktions- und Bremsweg viel größer als bei geringen Geschwindigkeiten. Eine in dieser Situation unerwartete Fahrtrichtungsänderung kann zum Unfalltod von Passanten führen. Weiterhin besteht ein nicht tolerierbares Risiko, wenn durch ein unkontrolliertes Auslenken des Lenkzylinders der Kurvenradius stark verringert wird. Dies führt bei entsprechend hohen Fahrgeschwindigkeiten zum Umkippen von Gabelstaplern, ohne dass der Fahrer Möglichkeiten zur Vermeidung hat.

Als Ergebnis der Risikobewertung werden zwei wesentliche Szenarien identifiziert, bei denen eine Risikominderung als notwendig angesehen wird:

1. Der Stapler ändert unkontrolliert seine Fahrtrichtung,
2. Der Stapler kippt aufgrund eines unkontrollierten Lenkvorgangs um.

#### **4.4 Maßnahmen zur Minderung des Risikos**

Die typischen anerkannten Maßnahmen zur Reduzierung des Risikos von sicherheitskritischen Systemen sind die sichere Konstruktion der einzelnen Systemkomponenten, die gezielte Information bzw. Einweisung der zukünftigen Systembenutzer sowie das Aufstellen von Sicherheitsfunktionen. Die Summe dieser Maßnahmen besteht darin, eine „tatsächliche Risikominderung“ zu erzielen, die größer als die notwendige Risikominderung ist.

Eine detaillierte Benutzerinformation bietet in diesem Fall keinen signifikanten Beitrag zur Risikominderung. Bedingt durch die Anwendung von Gabelstaplern in Produktionsanlagen halten sich viele nicht eingewiesene Personen in der Umgebung des Fahrzeuges auf.

Über eine Begrenzung der Fahrgeschwindigkeit und die gesonderte Kennzeichnung von Fahrwegen wird das Verletzungsrisiko bereits reduziert. Die sichere Konstruktion der Komponenten wird derart berücksichtigt, dass das vorgestellte steer-by-wire Konzept einen Großteil der bereits bewährten Lenksystemkomponenten übernimmt. Zum Beispiel müssen die Hydraulikverbindungen von der Pumpe zum Lenkventil und vom Lenkventil zum Lenkzylinder dem dreifachen Maximaldruck standhalten, d.h. die Komponenten werden überdimensioniert, um die Wahrscheinlichkeit eines Versagens zu senken. Das Prinzip des Drehschieberventils ist durch den Einsatz in hydrostatischen Lenkaggregaten anerkannter Stand der Technik.

Um die dargestellten Risiken weiter zu mindern, werden auf der Basis der gesetzlichen Sicherheitsanforderungen und den Ergebnissen der Risikoanalyse Sicherheitsfunktionen abgeleitet.

#### 4.4.1 Ableitung der Sicherheitsfunktionen

Die Risikoanalyse eines Staplers mit steer-by-wire Lenkung hat gezeigt, dass zwei verschiedene Folgen eines gefährlichen Ausfalls zu einem nicht tolerierbaren Risiko führen: Einerseits tendiert das Fahrzeug zum Kippen, wenn während der Fahrt das Lenkventil voll angesteuert wird. Andererseits ist das Fahrzeug nach einem Ausfall der Druckflüssigkeitsversorgung nicht mehr lenkfähig und kann eine unkontrollierbare Fahrtrichtung einschlagen. Diese Risiken können durch zwei Sicherheitsfunktionen reduziert werden.

- (1) Bei einer Störung der hydraulischen Energieversorgung muss verhindert werden, dass der Lenkzylinder selbsttätige, den Fahrzeugkurs ändernde Bewegungen ausführt. Dazu wird der Drehschieber des Lenkventils in die Mittelstellung gebracht.
- (2) Bei einer Störung der elektronischen Drehschieberansteuerung wird die Lenkfunktion zeitlich begrenzt aufrechterhalten, mit dem Ziel, einen Gefahr bringenden Zustand des Fahrzeuges zu verhindern. Hierzu wird die Drehschieberansteuerung redundant ausgelegt.

Die Sicherheitsfunktion (1) kann bereits nach Analyse der Norm DIN EN 1726 abgeleitet werden; sie stellt somit eine Mindestanforderung an das Lenksystem dar. Dort heißt es, dass bei einer Störung der Energieversorgung der Lenkanlage das Fahrzeug bis zu einem kontrollierten Halt seine Fahrtrichtung beibehalten können muss.

Das bedeutet, dass der Lenkwinkel und somit die Position des Lenkzylinders sich nicht ändern dürfen. Diese Mindestanforderung wird gelöst, indem im Störfall das Ölvolumen im Lenkzylinder eingeschlossen wird. Dazu wird der Drehschieber des Lenkventils in die neutrale Position gebracht, die den Durchfluss verhindert. Voraussetzung hierfür ist ein Drehschieber mit einer positiven Überdeckung der Steuerkanten, welche die hydraulischen Verbindungen zwischen dem Pumpen- bzw. dem Tankanschluss und dem Lenkzylinder unterbrechen. Um die Sicherheitsfunktion zu gewährleisten, muss die Verfügbarkeit der Druckflüssigkeitsversorgung ständig überwacht werden. Ist diese nicht mehr gegeben, wird der Drehschieber durch seinen elektrischen Antrieb in seine Neutralstellung gebracht. Zusätzlich wird der Fahrer alarmiert, um das Fahrzeug kontrolliert anzuhalten.

Neben der Mindestanforderung wird bei einem steer-by-wire gelenkten Gabelstapler eine weitere Sicherheitsfunktion benötigt, um das Risiko bei einer Störung der elektronischen Drehschieberansteuerung zu reduzieren. Weil bei deren Ausfall ein sicherer Zustand nicht unmittelbar erreicht werden kann, wird ein fehleroperativer Systemzustand definiert, bei dem der Drehschieber trotz einer Störung funktionsfähig bleibt. Dazu wird die Drehschieberansteuerung redundant ausgelegt, d.h. es werden zwei unabhängige elektronische Ansteuerungen samt elektrischen Antrieben für die Drehschieberverstellung vorgesehen. Bei Störung eines Antriebs wird auf den redundanten Antrieb umgeschaltet. Dadurch wird das Erreichen eines gefährlichen Kippzustandes bzw. das unkontrollierte Ändern der Fahrtrichtung vermieden. Für diese Sicherheitsfunktion wird ein Systemüberwachungsmechanismus benötigt, der ein Fehlverhalten in den Sensoren, dem elektronischen Steuergerät und elektrischem Antrieb rechtzeitig erkennt und auf das redundante Steuerungssystem umschaltet.

#### **4.4.2 Abschätzung des erforderlichen Sicherheitsintegritätslevel der identifizierten Sicherheitsfunktionen**

Wie bereits erläutert, erfordert die Norm DIN EN 61508, dass jeder Sicherheitsfunktion ein Sicherheitsintegritätslevel (SIL) zugeordnet werden muss. Die erforderliche Sicherheitsintegrität der Sicherheitsfunktion zur Minderung des Risikos muss sicherstellen, dass die Häufigkeit von Ausfällen der Sicherheitsfunktion ausreichend niedrig ist und die Sicherheitsfunktion die Auswirkungen eines Systemausfalls in dem erforderlichen Maß verhindern, um das tolerierbare Risiko zu erreichen.



Das heißt, für jede Sicherheitsfunktion muss ein *erforderlicher* Sicherheitsintegritätslevel bestimmt werden. In Abschnitt 3.2.2 dieser Arbeit wird eine Methode für eine qualitative Bestimmung des SIL–Levels vorgestellt, die eine Verbindung zwischen Risiko und Sicherheitsintegritätslevel nutzt, um die Sicherheitsfunktion zur Minderung des Risikos zu qualifizieren. Mittels eines Risikographen kann der erforderliche SIL–Level der Sicherheitsfunktionen abgeschätzt werden. Die Grafik in Bild 4.4 zeigt dazu die Anwendung der Methode für die identifizierten Sicherheitsfunktionen des Stapler-Lenksystems. Die spezifischen Risikoparameter dieses Risikographen werden ausführlich in Anhang A.3 dargestellt.

**Risikoparameter**

**Schadensausmaß**

- S<sub>1</sub> leichte Verletzung oder leichter Schaden
- S<sub>2</sub> schwere, irreversible Verletzung oder Tod einer Person
- S<sub>3</sub> Tod mehrerer Personen, langfristiger Schaden
- S<sub>4</sub> viele Tote, katastrophale Auswirkungen

**Häufigkeit/Aufenthaltsdauer**

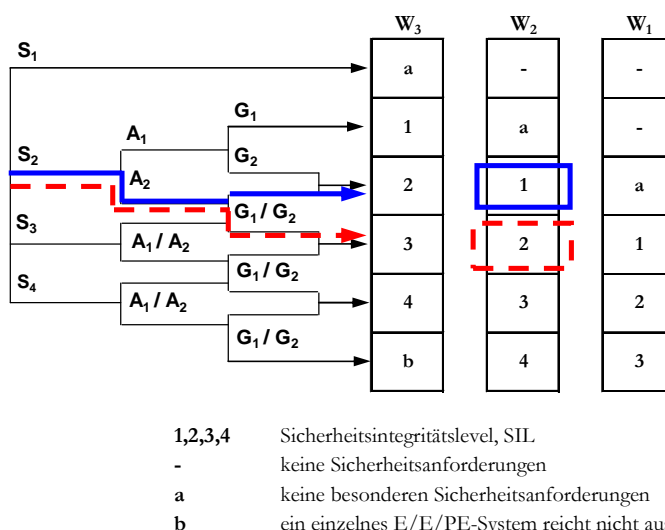
- A<sub>1</sub> seltener bis häufiger Aufenthalt im Gefahrenbereich
- A<sub>2</sub> häufiger bis dauernder Aufenthalt im Gefahrenbereich

**Gefahrenabweindung**

- G<sub>1</sub> möglich
- G<sub>2</sub> nicht möglich

**Eintrittswahrscheinlichkeit des unerwünschten Ereignisses**

- W<sub>1</sub> sehr gering, kaum
- W<sub>2</sub> gering
- W<sub>3</sub> hoch, häufig



**Bild 4.4**      **Erforderlicher Sicherheitsintegritätslevel für Sicherheitsfunktion (1) (durchgezogen) und Sicherheitsfunktion (2) (gestrichelt)**

Die meisten Risikoparameter der beiden Sicherheitsfunktionen können identisch bewertet werden, sie unterscheiden sich nur bei dem Parameter Gefahrenabweindung. Die Möglichkeit, den gefährlichen Vorfall zu vermeiden, ist bei Sicherheitsfunktion (1) eher gegeben. Bei dem Risiko „Umkippen des Staplers“, das die Sicherheitsfunktion (2) reduzieren soll, besteht aber keine Möglichkeit mehr, die Schadensauswirkungen abzuwenden.

Für die Sicherheitsfunktion (2) wird ein erforderlicher Sicherheitsintegritätslevel SIL2 bestimmt. Daraus ergeben sich hohe Anforderungen an die Komponenten des Lenksystems. So muss beispielsweise die Wahrscheinlichkeit eines Gefahr bringenden Versagens pro Stunde kleiner als 10<sup>-6</sup> sein, siehe hierzu Tabelle 3.1 in Abschnitt 3.2.1.

Für die Sicherheitsfunktion (1) wird aufgrund des geringeren Risikos ein erforderlicher Sicherheitsintegritätslevel SIL1 ermittelt. Diese Anforderungen sind hier etwas geringer, wobei die Wahrscheinlichkeit eines Gefahr bringenden Versagens pro Stunde kleiner als  $10^{-5}$  sein soll.

Die abgeschätzten Sicherheitsintegritätslevels stellen nur das Maß für eine notwendige Integrität der Sicherheitsfunktionen dar. Erst nachdem alle Komponenten des gesamten technischen Systems spezifiziert sind, kann gezeigt werden, ob die Anforderungen des jeweiligen Sicherheitsintegritätslevels tatsächlich erfüllt sind. Das heißt, es muss im Anschluss des Entwurfsprozesses der Nachweis geführt werden, dass der erforderliche SIL-Level auch tatsächlich erreicht wird<sup>7</sup>.

## 4.5 Entwurf des Pilotlenksystems

Eines der Ergebnisse der Analyse der normativen Sicherheitsanforderungen und der bestehenden Risiken lautet, dass Gegengewichtsstapler bei Auftreten einer Störung der Energieversorgung der Lenkeinrichtung durch kontrolliertes Abbremsen zum Halt gebracht werden müssen; unter Beibehaltung des eingeschlagenen Lenkwinkels. Dadurch kann ein sicherer Zustand für das Fahrzeug erreicht werden, von dem aus keine Gefährdung aufgrund einer defekten Lenkanlage ausgehen kann. Folglich ist eine redundante Druckflüssigkeitsversorgung nicht zwingend notwendig, weil in diesem Fehlerfall das Ölvolumen im Lenkzylinder lediglich eingeschlossen werden muss.

Es wurde auch festgestellt, dass die bestimmungsgemäße Operation des Lenkventils bei Störung oder Fehler der Steuerungsfunktionen aufrechterhalten bleiben muss. Dadurch wird nach Auftreten des Fehlers ein weiterer operativer Zustand für die Steuerungsfunktion des Lenkventils erreicht, womit eine als fehler-operativ klassifizierte Sicherheitsstrategie für diese Funktion gefordert wird, siehe dazu Abschnitt 2.3.4.

---

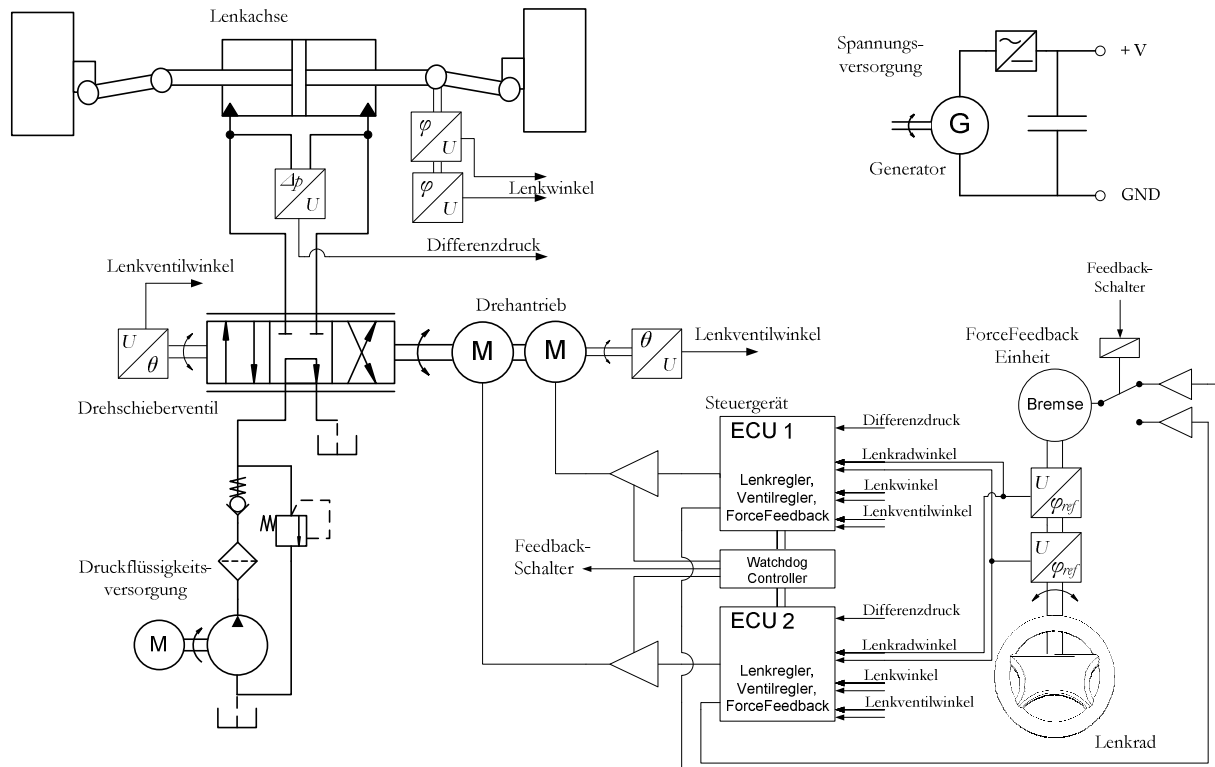
<sup>7</sup> Mit diesem Nachweis verbunden sind unter anderem die genaue Kenntnis über Ausfallraten der Komponenten, Effizienz der Fehlererkennung (SFF) sowie Organisation der Produktentwicklung des Unternehmens. Die hier vorgestellte Analyse soll ausschließlich eine Indikation für einen benötigten Sicherheitsintegritätslevel der Sicherheitsfunktionen für ein steer-by-wire System in einem Gabelstapler geben.

Dies erfordert im Wesentlichen redundante Strukturen für alle mit der Steuerungsfunktion des Lenkventils im Zusammenhang stehende Komponenten.

Diese Erkenntnisse bestimmen somit die Systemarchitektur der elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung. Der für die Durchführung der Lenkfunktion notwendige Druckflüssigkeitsstrom wird dem Lenkzylinder einkanalig zugeführt, d.h. es wird eine Quelle für den Druckflüssigkeitsstrom bereitgestellt sowie eine Steleinrichtung für die Dosierung des Volumens (Lenkventil) sowie ein hydraulischer Antrieb (Lenkzylinder). Dieser Funktionskanal wird um einen Beobachter für die Verfügbarkeit der hydraulischen Energie ergänzt. Für das Drehschieberventil und den Lenkzylinder wird hier eine besonders hohe Zuverlässigkeit gefordert, die ein zufälliges Fehlverhalten bzw. Versagen ausschließt. Die Argumentation hierfür stützt sich auf den breiten Einsatz der bekannten hydrostatischen Lenkung in langsam fahrenden Fahrzeugen, bei der die Zuverlässigkeit von Drehschieberventil und Lenkzylinder vielfach nachgewiesen wurde. Deshalb wird auf eine zweikanalige Zuführung einer zum Lenken benötigten Druckflüssigkeit verzichtet. Die Ansteuerung des Lenkventils, d.h. der elektrische Antrieb und sämtliche Sensoren, werden hingegen redundant ausgelegt.

#### **4.5.1 Architektur des Pilotlenksystems**

In Bild 4.5 ist der Systementwurf der elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung dargestellt. Das Pilotlenksystem besteht aus einem offenen hydraulischen Kreislauf mit Konstantstrompumpe, Druckbegrenzungsventil, einem Proportionalventil in Drehschieberbauweise mit offener Mitte und einem Gleichlaufzylinder. Der Gleichlaufzylinder ist mit den gelenkten Rädern mechanisch verbunden und stellt die zum Lenken benötigten Kräfte bereit.



**Bild 4.5** Systementwurf der elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung

Der Drehschieber des Lenkventils wird von einem elektrischen Drehantrieb direkt angetrieben. Ein zweiter, baugleicher Antrieb ist ebenfalls mit dem Drehschieber fest verbunden. Im Gegensatz zu der hydrostatischen Lenkung ist der Hub des hier beschriebenen Drehschieberventils begrenzt. Bei dieser Ausführung dreht der Drehschieberkolben nicht unendlich in dem Lenkventil, sondern ist in beiden Drehrichtungen durch einen mechanischen Anschlag begrenzt.

Für die Ansteuerung der zwei elektrischen Drehantriebe werden zwei unabhängige Steuergeräte (ECU 1 bzw. ECU 2) eingesetzt. Jede ECU steuert über die zugeordnete Leistungselektronik den jeweiligen elektrischen Drehantrieb an. Überwacht wird der Antrieb mit einem Temperatursensor sowie über die in der Leistungselektronik integrierten Stromsensoren für jede Wicklung<sup>8</sup>. Mit im Steuergerät abgelegten Toleranzen für zulässige Stromwerte kann z.B. ein Kurzschluss oder Kabelbruch festgestellt werden. Somit kann bei Ausfall eines Antriebs bzw. der zugehörigen Leistungselektronik auf die redundante Baugruppe umgeschaltet werden.

<sup>8</sup> Temperatursensor und Stromsensor sind aus Übersichtsgründen nicht dargestellt. Als Stromsensor wird der ebenso für die Ansteuerung des Drehantriebs benötigte Messwiderstand in der Leistungselektronik verwendet.

Die zwei Steuergeräte ECU 1 und ECU 2 werden durch ein drittes Steuergerät kontrolliert, den so genannten Watchdog-Controller. Dieser bestimmt, welche der beiden Lenkventilansteuerungen jeweils aktiv ist. Über eine geeignete Schnittstelle wird die ordnungsgemäße Funktion der zwei Lenksteuergeräte durch kontinuierliches Abfragen eines Codes überprüft. Im Fehlerfall wird die Leistungselektronik des fehlerhaften Gerätes deaktiviert und eine Fehlermeldung an den Fahrzeugführer ausgegeben.

Der Lenkradwinkel und der tatsächliche Lenkwinkel des Fahrzeuges werden durch jeweils zwei Sensoren ermittelt und an jedes Lenksteuergerät redundant übertragen. Ein Signal des redundanten Paares ist der so genannte Master-Wert, das komplementäre Signal ist der so genannte Slave-Wert. Unter normalen Bedingungen wird nur das jeweilige Mastersignal für die Berechnung einer benötigten Drehschieberstellung verwendet. Die Steuerungseinheit schaltet nur dann vom Mastersignal auf das Slave-Signal um, wenn das Mastersignal den Plausibilitätscheck nicht bestanden hat. Mit dem Plausibilitätscheck wird geprüft, ob das Signal innerhalb des zulässigen Wertebereiches ist und ob die Signaländerung pro betrachtete Zeiteinheit plausibel ist. Sollte eines der beiden komplementären Signale den Plausibilitätscheck nicht bestehen, wird eine Fehlermeldung an den Fahrzeugführer ausgegeben. Über die analytische Redundanz des Lenksystemmodells kann zusätzlich der Lenkwinkel rekonstruiert werden, so dass eine dreifach redundante Ermittlung des Lenkwinkels möglich ist. Aufgrund der Zuordnung von Drehschieberwinkel und Volumenstrom kann unter Einbeziehung des dynamischen Systemverhaltens der Lenkwinkel geschätzt werden. Das verbessert noch einmal die Prognosesicherheit über die Integrität des Sensorsignals, insbesondere eine langsame Signaldrift kann so detektiert werden.

Mittels Vergleich von gewünschtem und tatsächlichem Lenkwinkel wird der Regelkreis für die Einstellung des Lenkwinkels geschlossen. Das Ergebnis dieses Vergleiches ist ein erforderlicher Volumenstrom, der benötigt wird, um den Regelfehler zu kompensieren. Der erforderliche Volumenstrom wiederum kann einer Drehschieberposition zugeordnet werden, die durch einen unterlagerten Regelkreis eingestellt wird. Hierfür ist ebenfalls die Ermittlung des tatsächlichen Drehschieberwinkels notwendig.

Der für die präzise Positionierung des Drehschiebers benötigte Winkelsensor wird ebenfalls redundant ausgeführt. Diese Signale werden nach denselben, bereits beschriebenen Prinzipien auf ihre Plausibilität überprüft.

Weil die Funktion der kontrollierten Drehschieberbetätigung ständig gesichert sein soll und die Wahrscheinlichkeit eines gleichzeitigen Ausfalls bei baugleichen Sensoren höher ist als bei nicht baugleichen Sensoren, erfolgt bei diesen Signalen eine Diversifikation des Sensortyps. Als Mastersignal wird ein mit dem Drehschieber verbundener Sensor eingesetzt, der die Drehbewegung in ein Signal umsetzt. Der Slave-Sensor wird in den Drehantrieb integriert und erfasst die Änderung des magnetischen Flusses in Abhängigkeit von der Position. Sollte hier bei beiden Signalen ein Fehler vorliegen, kann der elektrische Drehantrieb auch sensorlos die definierte Neutralposition einnehmen.

Damit dem Fahrzeugführer ein vertrautes Lenkgefühl vermittelt werden kann, muss am Lenkrad einer steer-by-wire Lenkung ein so genannter Force-Feedback-Aktuator installiert sein. Dieser ist bei diesem Entwurf in Form einer Magnetpulverbremse vorgesehen. Diese Form von Bremse enthält eine Ringspule, welche mit Gleichstrom gespeist wird. Beim Aktivieren der Spule formieren sich magnetisierte Pulverkörner zu einer Art Kette, wobei die Steifigkeit dieser Kette mit dem magnetischen Feld variiert und direkt proportional zur Höhe des angelegten Stroms ist. Auf diese Weise entsteht ein drehrichtungsunabhängiges und stromproportionales Übertragungsmoment.

Die elektrische Energieversorgung für die Sensoren, die Steuergeräte und auch für den elektrischen Drehantrieb erfolgt aus einer primären Gleichspannungsquelle, die direkt mit dem Generator des Fahrzeugs bzw. mit der Batterie verbunden ist. Um den Betrieb der elektrischen und elektronischen Baugruppen auch bei einem Ausfall der primären Gleichspannungsquelle zu gewährleisten, wird eine zeitlich begrenzte elektrische Energieversorgung in Form von Notlaufbatterien bereitgestellt.

Die Verfügbarkeit der Druckflüssigkeitsversorgung wird durch einen Druckschalter überwacht<sup>9</sup>. Unterschreitet der Versorgungsdruck einen kritischen Schwellenwert, wird ein Ausfall der Druckquelle angenommen und der Drehschieber wird in die Neutralstellung positioniert. Eine zusätzliche Maßnahme zur Verhinderung einer selbsttätigen Lenkzylinderbewegung im Falle eines Ausfalls der Druckflüssigkeitsversorgung ist der Einsatz von Doppelrückschlagventilen. Diese werden in die Leitungen vom Lenkventil zum Lenkzylinder eingesetzt und isolieren die Druckflüssigkeit im Lenkzylinder, wenn der Versorgungsdruck auf Null sinkt.

---

<sup>9</sup> Der Druckschalter ist aus Übersichtsgründen nicht dargestellt.

### 4.5.2 Bewertung des Systementwurfs

Der Systementwurf wurde mittels der Methode der Fehler-, Möglichkeits- und Einflussanalyse untersucht. Dabei wurden ausschließlich Einzelfehler berücksichtigt, die während des Betriebs auftreten können. Doppel- und Mehrfachfehler bzw. Fehler, die durch die Fertigung, Montage oder Missbrauch entstehen können, wurden nicht betrachtet. Die vollständige Analyse ist dem Anhang dieser Arbeit beigelegt (vgl. Anhang A.2).

Bei der Analyse der hydraulischen Komponenten hat sich gezeigt, dass Fehlerfolgen gravierend sind, aber die Auftretswahrscheinlichkeit für ein Fehlverhalten als gering einzustufen ist. Begründet wird letzteres damit, dass die Schlauch- und Rohrverbindungen auf ein Vielfaches des Betriebsdruckes ausgelegt werden. Weiterhin sind Lenkventile nach dem Drehschieberprinzip anerkannter Stand der Technik. Die beweglichen Teile des Lenkventils können in umfangreichen Lebensdaueruntersuchungen auf ihr Ausfallverhalten optimiert werden. Aufgrund der geringen Auftretswahrscheinlichkeit von Fehlern sind keine redundanten Strukturen vorgesehen.

Elektronische Komponenten fallen im Vergleich zu mechanischen Bauteilen meist häufiger aus [40]. Dieser Sachverhalt wurde in der FMEA-Analyse entsprechend bewertet. Die Diagnose von Fehlern in elektronischen Komponenten ist differenziert zu sehen. Fehler in einzelnen Elementen können nur schwer erkannt werden, wo hingegen Fehler, die zu einem Ausfall ganzer Baugruppen führen, leichter zu detektieren sind. Beispielsweise können Ausfälle in der Leistungselektronik gut am Stromverlauf der einzelnen Phasen diagnostiziert werden. Die Auswirkung dieser Fehler reicht von auswirkungslos bis hin zum Totalversagen der Lenkung. Aus diesem Grund sind diejenigen Komponenten, deren Ausfall zum Versagen der Lenkung führen kann, redundant ausgelegt.

Die Auftretswahrscheinlichkeit von Fehlern in der Software kann nur sehr schwer abgeschätzt werden. Obwohl die abschließende Software des Lenksteuergerätes umfangreichen Testreihen unterzogen wird, kann ein Programmierfehler nicht gänzlich ausgeschlossen werden.

Die Entdeckbarkeit eines solchen Fehlverhaltens ist naturgemäß sehr gering. Sie erhöht sich, wenn damit die Auswirkung eines Versagens der Lenkung verbunden ist. Weil das Risiko beherrschbar scheint, werden keine weiteren Maßnahmen zur Verringerung des Risikos berücksichtigt.

Die gewählte Architektur für die Pilotlenkung ist in besonderer Weise geeignet die formulierten Anforderungen zu erfüllen. Um die angestrebte Risikoreduktion zu erzielen, wurde entsprechend der Definition in Kapitel 2 eine fehler-operative Sicherheitsstrategie für die Ansteuerung des Lenkventils gewählt. Zur Umsetzung dieser Strategie wurden dynamisch redundante Strukturen für die Regelung und Erfassung des Lenkwinkels eingesetzt. Die Bereitstellung der hydraulischen Energie wird nicht redundant vorgenommen. Hier wird auf die normativen Mindestanforderungen verwiesen [87], indem der Lenkwinkel im Fehlerfall beibehalten wird und das Fahrzeug sicher abgebremst wird. Die Sicherheitsstrategie für diese Funktion wird demnach als fehler-sicher eingeordnet.

Soll das Konzept für langsam fahrende Fahrzeuge mit Straßenzulassung erweitert werden, sind weitere strukturelle Maßnahmen zur Risikoreduzierung erforderlich. Aufgrund der wahrscheinlich höheren Risikoeinstufung, ist für diese Gruppe von Fahrzeugen ein höherer Grad an Fehlertoleranz und Verfügbarkeit notwendig als für Gabelstapler. Daher muss ebenso die Druckflüssigkeitsversorgung redundant ausgelegt sein und in Form eines zweiten Hilfshydraulikkreislaufes in das Konzept eingebunden werden. Des Weiteren muss der Diagnosegrad von Sensor- und Steuerungsfehlern erhöht werden, um eine robuste und zuverlässige Fehlererkennung sicherzustellen.



## 5 Entwicklung des elektrohydraulischen Lenkventils

Die Schlüsselkomponente des neuen Konzeptes einer fehlertoleranten, elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung ist das elektrohydraulische Lenkventil. Im hydraulischen Teilbereich des Lenkventils reguliert ein hydrostatisch gelagerter Drehschieberkolben den Druckflüssigkeitsstrom und stellt damit den Lenkwinkel an der Lenkachse ein.

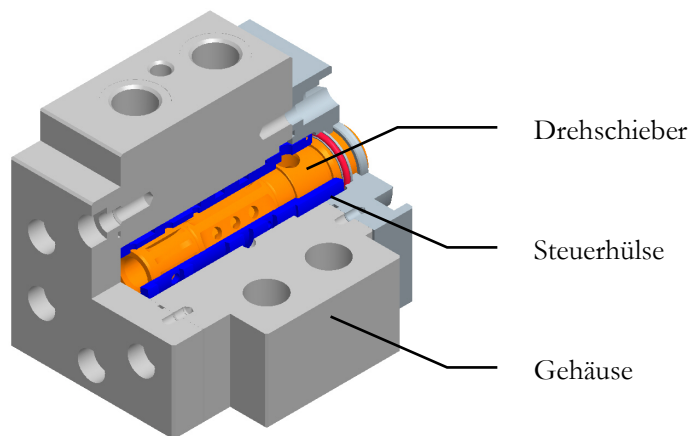
Angetrieben wird der Drehschieberkolben von einem elektromagnetischen Drehantrieb in Reluktanzbauweise. Der Reluktanzantrieb ist einfach und robust aufgebaut. Es können zwei unabhängige Wicklungsstränge in einem Gehäuse untergebracht werden. Mit einer Rotor-Stator-Kombination lassen sich so zwei unabhängige, redundante elektrische Antriebe in einem Gehäuse realisieren. Der Antrieb stellt nur geringe Ansprüche an die Leistungselektronik, ein Schaltkreis mit einem Schalttransistor pro Phase genügt bereits. Für die Kommutierung und die Positionsregelung des Drehantriebs wird ein Drehwinkelsensor benötigt. Aufgrund der eindeutigen Zuordnung von magnetischem Fluss und Position kann der Antrieb aber auch sensorlos angesteuert werden.

Die Qualität der Dosierung des Druckflüssigkeitstromes, und damit die Einstellung des Lenkwinkels, hängt direkt von der Güte der Positionsregelung ab. Aufgrund des nichtlinearen Zusammenhanges zwischen magnetischer Flussverkettung und Drehmoment, infolge der ausgeprägten Pole, führt ein klassischer kaskadierter Regelkreis mit Proportionalregler nicht zur gewünschten Genauigkeit. Das Streckenverhalten wird deshalb durch die Vorgabe eines Referenzdrehmomentes linearisiert. Diese Linearisierung ist Voraussetzung für die Anwendung des Kompensationsverfahrens. Mit diesem kann das dynamische Verhalten des Regelkreises durch die Vorgabe des Übertragungsverhaltens gezielt vorgegeben werden. Bei bekannten Übertragungsfunktionen für Regelstrecke und geschlossenem Regelkreis, wird so die Reglerübertragungsfunktion für die Positionsregelung berechnet.

## 5.1 Aufbau der hydraulischen Stelleinheit

Bei der hydraulischen Stelleinheit fließt der Druckflüssigkeitsstrom durch sich öffnende radiale Steueröffnungen eines Drehschieberkolbens. Die Drosselung des Ölstroms zwischen den Steuerkanten des Drehschiebers und dem Gehäuse ist dabei abhängig vom Verdrehwinkel des Drehschiebers zum Gehäuse und von der anliegenden Druckdifferenz über der Drosselstelle.

Bei den bekannten technischen Lösungen von steer-by-wire Lenkungen werden bisher elektro-hydraulische Längsschieberventile verwendet, obwohl Drehschieberventile für diese Anwendung erprobt sind und in diesem Fall Vorteile im Vergleich zu Längsschieberventilen aufweisen. Bei Längsschieberventilen wirken auf den Schieber prinzipbedingte rückstellend wirkende Druckkräfte und volumenstromabhängige Strahlkräfte, die den Kolben im Ventilgehäuse exzentrisch lagern und damit zu Reibung führen. Folglich werden bei elektromagnetisch angesteuerten Längsschieberventilen für große Volumenströme mehrstufige Ausführungen verwendet, um die Betätigungs- und Rückstellkräfte für den elektromagnetischen Antrieb auf ein Mindestmaß zu beschränken. Im Gegensatz dazu können einstufige, elektrisch angesteuerte Drehschieberventile kleinere und größere Volumenströme mit ein und derselben Antriebskonfiguration drosseln. Weil der Volumenstrom radial aus dem Drehschieberkolben austritt, kann eine symmetrische Aufteilung mehrerer Austritte vorgenommen werden. Im Idealfall heben sich die beim Austritt auftretenden Strahlkräfte auf, wodurch die Reibung stark vermindert wird und als Folge nur geringe Verstellkräfte nötig sind. Das Bild 5.1 zeigt den Drehschieberkolben in der hydraulischen Stelleinheit.



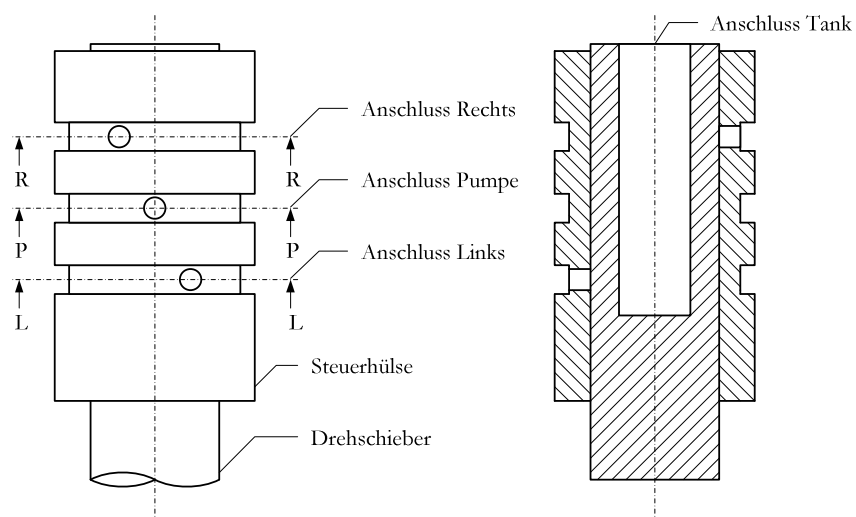
**Bild 5.1**      **Hydraulische Stelleinheit bestehend aus dem Drehschieber, Steuerhülse und Gehäuse**

Der Drehschieberkolben wird in der Steuerhülse fliegend gelagert. Ein Axiallager am oberen Ende verhindert ein Anlaufen des Drehschiebers am Ventildeckel. Die Steuerhülse wiederum ist drehfest mit dem Gehäuse verbunden. Die Steuerschlitze auf dem Drehschieberkolben sind über den Umfang symmetrisch verteilt.

Auf den Drehschieberkolben selbst wirken ständig zwei verschiedene Druckbereiche, die abwechselnd um den Umfang des Drehschieberkolbens verteilt sind. Einer der zwei Bereiche ist die so genannte Druckzone, die mit dem Pumpenanschluss des Lenkventils ständig verbunden ist. Der andere Bereich ist die so genannte Tankzone, die mit dem drucklosen Tankanschluss direkt verbunden ist. Unabhängig von der Lage des Drehschieberkolbens wirken die Druck- und die Tankzone immer auf den jeweils gleichen Bereich des Drehkolbens.

### 5.1.1 Funktionsweise des Drehschieberventils

Die Funktionsweise der hydraulischen Stelleinheit ist in den Bildern (Bild 5.3, Bild 5.4, Bild 5.5) auf der folgenden Seite schematisch dargestellt. Die Bildüberschriften kennzeichnen die Schnittdarstellung für den jeweiligen Ventilanschluss. Zur Verdeutlichung der örtlichen Position der jeweiligen Schnitte wird in Bild 5.2 die Skizze für die Lenkventilanordnung in der Neutralstellung gezeigt.

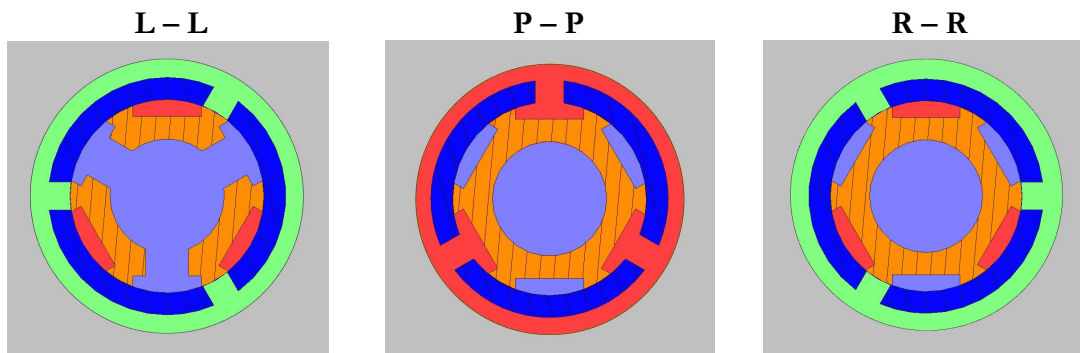


**Bild 5.2** Skizze des Drehschieberkolbens und Steuerhülse; rechts in der Schnittdarstellung

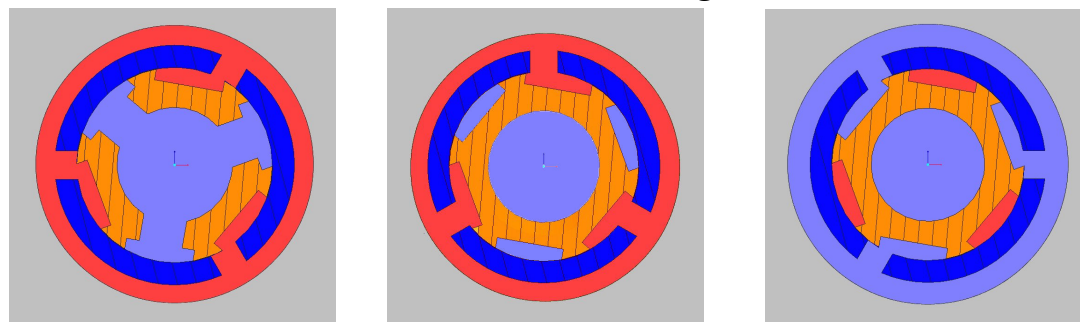
Die Zuordnung der Druckbereiche für Drehschieber und Steuerhülse erfolgt mittels unterschiedlichen Farben. Die Tabelle 5.1 enthält die dafür notwendige Farblegende der Schnittdarstellungen.

**Tabelle 5.1 Farblegende zu den Schnittdarstellungen des Lenkventils**

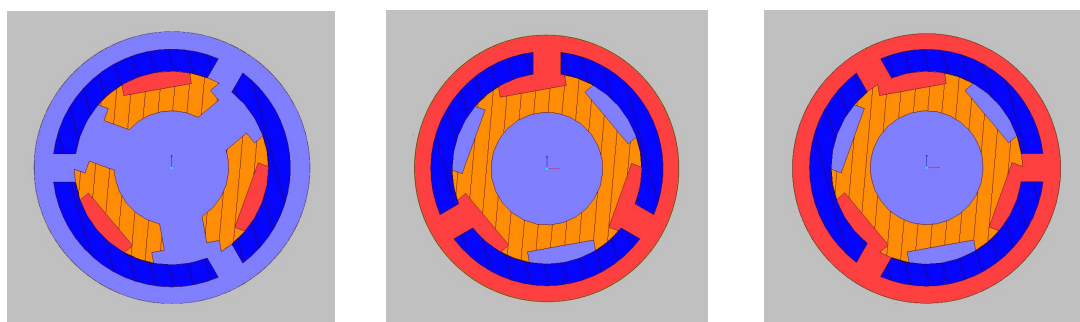
Farbe	Bedeutung
orange	Drehschieberkolben
dunkelblau	Steuerhülse
grau	Ventilgehäuse
rot	Betriebsdruckbereich
hellblau	Druckbereich Tankanschluss
grün	eingeschlossene Druckflüssigkeit



**Bild 5.3 Drehschieberkolben in der Neutralstellung**



**Bild 5.4 Drehschieberkolben in der ausgelenkten Position zum Ventilanschluss links**



**Bild 5.5 Drehschieberkolben in der ausgelenkten Position zum Ventilanschluss rechts**

In der Neutralstellung des Drehschieberkolbens sind der links- und rechtsseitige Anschluss zum Lenkzylinder hin blockiert, d.h. das Ölvolumen in den Lenkzylinderkammern ist eingeschlossen. Der Lenkzylinderkolben kann seine Position nur im Rahmen der Ölsteifigkeit ändern. Das gesamte Ölvolumen, das von der Hydraulikpumpe gefördert wird, wird durch eine offene Verbindung zwischen Druckanschluss und Tankanschluss in den Tank geleitet (nicht dargestellt).

Beginnend mit der Auslenkung des Drehschieberkolbens aus seiner neutralen Lage heraus, wird die Verbindung vom Druckanschluss zum Tank stetig gedrosselt und die Verbindung zum Lenkzylinder geöffnet. Dabei überdecken sich die Öffnungen des Druckanschlusses mit dem Anschluss einer Seite des Lenkzylinders, d.h. beide Steuerschlitze sind mit der Druckzone verbunden. Gleichzeitig ist der andere Lenkzylinderanschluss mit dem Tank über die Tankzone hydraulisch verbunden. Abhängig vom Öffnungswinkel fließt der gedrosselte Ölstrom durch die freigegebene Öffnung vom Druckanschluss zum Lenkzylinder und beschleunigt den Lenkzylinderkolben. Die Bewegung des Lenkzylinderkolbens wird verlangsamt, wenn der Öffnungswinkel reduziert wird, bis schließlich die Neutralstellung erreicht ist. Der Lenkzylinderkolben stoppt aufgrund der geschlossenen Öffnungen.

Soll der Lenkzylinder in die entgegengesetzte Richtung ausgelenkt werden, wird der Drehschieberkolben ausgehend von der Neutralstellung nach links gedreht. In diesem Fall wird der rechte Lenkzylinderanschluss mit dem Druckanschluss hydraulisch verbunden. Der linke Lenkzylinderanschluss erhält eine Verbindung zum Tank.

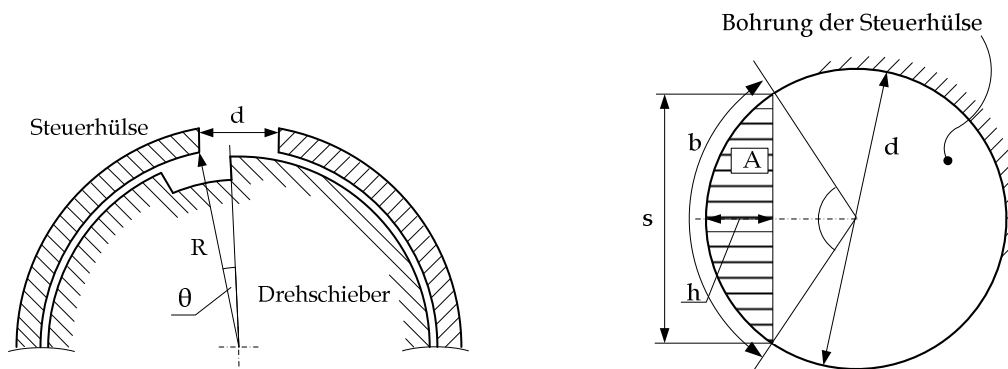
### 5.1.2 Dimensionierung des Drehschieberventils

Aus der vorangestellten Funktionsbeschreibung des Drehschieberprinzips geht hervor, wie durch Drehung des Drehschieberkolbens die Öffnungen freigegeben und geschlossen werden. Die Öffnungsfläche selbst wird über die Geometrie von Drehschieberkolben und Steuerhülse definiert. Sie ist eine Funktion des Drehwinkels sowie des Drehschieberdurchmessers und der Bohrung in der Steuerhülse. Das Bild 5.6 zeigt die geometrischen Verhältnisse der Öffnung zwischen Drehschieber und Steuerhülse in zwei Ansichten. Um die Öffnungsfläche  $A$  zu berechnen, wird folgende Formel zur Berechnung eines Kreissegmentes herangezogen [13]:

$$A = \frac{1}{2} \left[ b \cdot \frac{d}{2} - s \cdot \left( \frac{d}{2} - h \right) \right] \quad \text{Gl. 2}$$

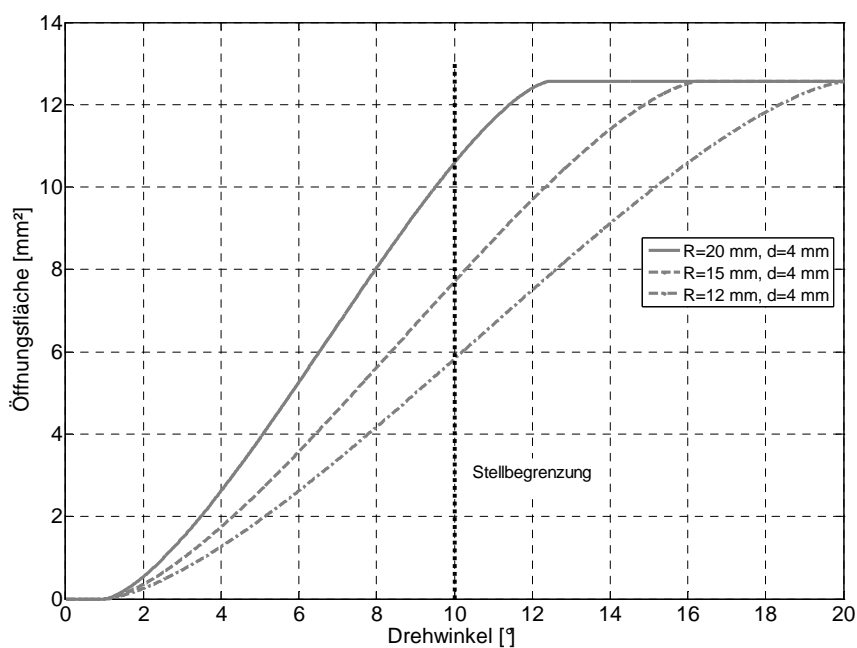
Unter der Voraussetzung, dass  $R \gg d/2$  ist, kann der Parameter  $b$  der Gleichung als Bogenlänge des Öffnungswinkels betrachtet werden. Die weiteren Parameter der Gleichung ergeben sich aus der Anwendung des Satzes von Pythagoras:

$$h = R \cdot \theta, \quad s = 2 \cdot \sqrt{h \cdot d - h^2} \quad \text{und} \quad b = d \cdot \arcsin\left(\frac{s}{d}\right).$$



**Bild 5.6** Darstellung der geometrischen Verhältnisse an der Steuerhülse

Durch die Wahl der Parameter  $d$  und  $R$  wird die maximale Öffnungsfläche sowie der Gradient der Fläche zum Drehwinkel  $\theta$  bestimmt. Insgesamt kann über einen großen Stellbereich ein annähernd lineares Öffnungsverhalten erzielt werden, vgl. Bild 5.7.



**Bild 5.7** Öffnungsfläche des Drehschieberventils als Funktion des Drehwinkels

Im Bereich der Überschreitung der Steuerkantenüberdeckung ist die Funktion naturgemäß nichtlinear. Hier wirkt sich das Profil der kreisbogenähnlichen Öffnungsfläche aus, die eine stark progressive Kennlinienform in diesem Bereich verursacht. Jedoch ist dieser Winkelbereich zu gering, als dass die Auswirkungen dieser Nichtlinearität auf das Stellverhalten deutlich werden. Mit fortschreitender Drehung des Drehschieberkolbens vergrößert sich die Öffnungsfläche mit einer leicht degressiven Tendenz stetig, bis die Bohrung vollständig geöffnet ist. Dieser nichtlineare Bereich wird verhindert, indem ein maximaler Öffnungswinkel definiert wird, der sich in dem näherungsweise linearen Bereich befindet.

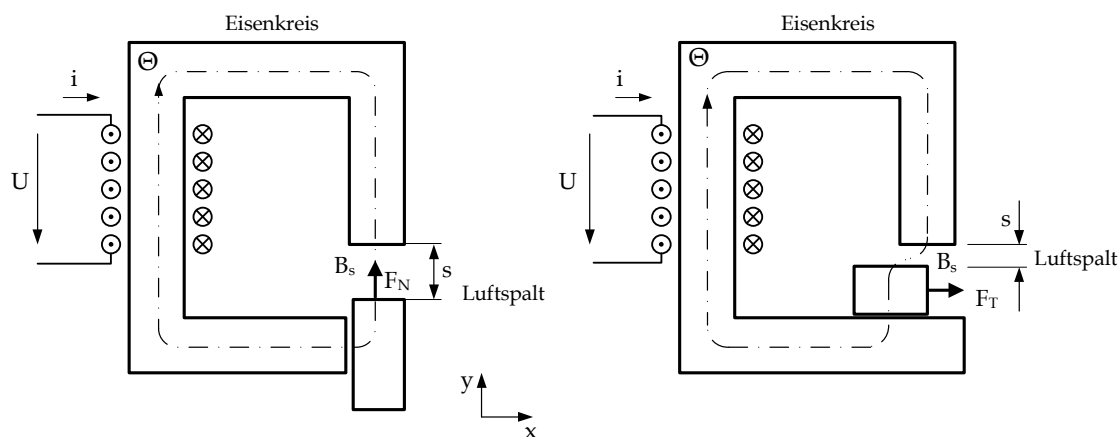
## 5.2 Entwicklung des elektromagnetischen Drehantriebs

Der Drehschieber der hydraulischen Stelleinheit soll von einem Drehantrieb in Reluktanzbauweise angetrieben werden. Reluktanzmaschinen basieren auf dem elektromagnetischen Prinzip, bei dem sich der Rotor nach dem geringsten magnetischen Widerstand (engl. reluctance) ausrichtet. Die im Luftspalt zwischen Rotor und Stator gespeicherte magnetische Energie ist ursächlich für die Erzeugung eines Drehmomentes. Damit unterscheiden sich diese Antriebe grundsätzlich von AC- bzw. DC-Antrieben, die nach dem elektrodynamischen Prinzip arbeiten. Weil der Rotor des Reluktanzantriebs mit dem spielarm gelagerten Drehschieber starr verbunden ist, kann der Luftspalt sehr klein gewählt werden. Daraus resultiert ein hohes Drehmoment bei kompakter Bauweise. Wesentliches Merkmal von Reluktanzantrieben ist die mit einer Rotordrehung einhergehende Induktivitätsänderung der elektromagnetischen Pole. Da ein antreibendes Drehmoment nur in Bereichen steigender Induktivität wirksam wird, ist eine sequentielle Ansteuerung der Phasen erforderlich, um eine kontinuierliche Drehbewegung zu erzeugen. Dafür wird eine sensorische Erfassung des Rotorwinkels benötigt.

Eine besondere Eigenschaft von Reluktanzantrieben wird genutzt, um den zuvor formulierten Anforderungen an einen redundanten Drehantrieb für das elektrohydraulische Lenkventil zu entsprechen: Weil sich die Induktivitäten zwischen den Polen nicht gegenseitig beeinflussen, ist jede einzelne Phase elektrisch unabhängig von den anderen Phasen [34]. Demzufolge können bei diesem Antrieb voneinander unabhängige redundante Wicklungsstränge in einem Stator platziert werden.

### 5.2.1 Wirkungsweise elektromagnetischer Antriebe

Die Erzeugung eines Drehmomentes bei Reluktanzantrieben wird anhand des elementaren Prinzips der Umwandlung elektromagnetischer in mechanische Energie erläutert. Das Bild 5.8 zeigt dazu die Grundkonfiguration eines elektromagnetischen Kreises.



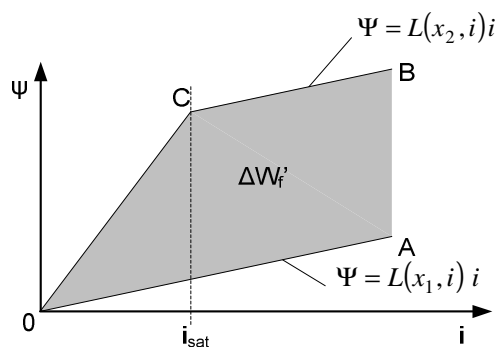
**Bild 5.8 Grundkonfigurationen elektromagnetischer Kreise mit beweglichem Anker**

Wird an die Wicklung eine elektrische Spannung  $U$  angeschlossen, fließt ein Strom  $i$ , der ein Magnetfeld im Eisenkreis und Luftspalt aufbaut. Grundlage hierfür ist das Durchflutungsgesetz.

Das Magnetfeld ist stets bestrebt den geringsten magnetischen Widerstand anzunehmen. Das ist der Fall, wenn die magnetische Leitfähigkeit ihr Maximum erreicht, d.h. wenn der Luftspalt im Eisenkreis minimiert ist bzw. wenn die Feldlinien ohne Ablenkung den kürzesten Weg im Eisenkreis zurücklegen. Befinden sich bewegliche ferromagnetische Körper im Eisenkreis, treten somit zwei Krafrichtungen auf. Eine Normalkraft, die bestrebt ist den Luftspalt zu verkleinern und eine Tangentialkraft, die die Feldlinien im Luftspalt ausrichtet, mit dem Ziel, die magnetische Flussdichte  $B_s$  im Luftspalt zu maximieren, vgl. Bild 5.8.

Ursächlich für die mechanische Arbeit im elektromagnetischen Kreis ist die magnetische Energie im Luftspalt, die so genannte magnetische Koenergie. Der Zusammenhang zwischen magnetischer Koenergie und mechanischer Energie lässt sich mit dem verketteten Fluss als Funktion des Spulenstroms grafisch darstellen [34]. Das Bild 5.9 zeigt schematisch, wie der verkettete Fluss  $\Psi$  als Funktion des Spulenstroms für zwei Ankerpositionen  $(x_1, x_2)$  verläuft.





**Bild 5.9** Schematische Darstellung des verketteten Flusses im elektromagnetischen Kreis

Unter der Voraussetzung eines konstanten Spulenstroms  $i$  entspricht die inkrementelle mechanische Arbeit der Änderung der magnetischen Ko-Energie ( $\Delta W_f'$ ), die durch die Fläche 0ABC0 beschrieben wird [3, 34]. In allgemeingültiger Form wird die Änderung der magnetischen Ko-Energie durch folgenden Term ausgedrückt:

$$\Delta W_f' = W_{f|x_2}' - W_{f|x_1}' = \int \Psi_{x_2} di - \int \Psi_{x_1} di = \int L(x_2, i) i di - \int L(x_1, i) i di, \quad \text{Gl. 3}$$

mit der Flussverkettung  $\Psi(x, i)$  und der Induktivität  $L(x, i)$  als Funktionen von Position  $x$  und Spulenstrom  $i$ . Bei konstantem Spulenstrom ändert sich die Ko-Energie demzufolge nur zwischen zwei Ankerpositionen. Die Ableitung der Änderung der magnetischen Ko-Energie nach der Ankerposition ergibt die in diese Richtung wirkende Kraft:

$$F_T = \frac{\partial W_m}{\partial x} = \frac{\partial W_f'}{\partial x}. \quad \text{Gl. 4}$$

Wenn die Spule maximal bis zur Sättigungsgrenze  $i_{sat}$  bestromt wird, kann der verkettete Fluss als lineare Funktion aufgefasst werden, d.h. die Induktivität ist eine Funktion der Ankerposition:

$$L = f(x).$$

Dann ergibt sich die Tangentialkraft  $F_T$  vereinfachend zu:

$$F_T = \frac{i^2}{2} \frac{dL}{dx}. \quad \text{Gl. 5}$$

Die Wirkung der Tangentialkraft im elektromagnetischen Kreis wird bei Reluktanzantrieben mit rotierendem Ankerjoch (Rotor) zur Drehmomentenerzeugung genutzt.

Die Ankerposition  $x$  wird durch  $x = \theta \cdot r$  ersetzt und die Induktivitätsänderung  $dL$  ist in dieser Konfiguration eine Funktion des Rotorwinkels  $\theta$ . Der Rotorradius wird mit  $r$  angegeben. Für das Drehmoment gilt der bekannte Zusammenhang:

$$M_{wf} = F_T r. \quad \text{Gl. 6}$$

Wird die Gl. 5 in Gl. 6 eingesetzt, ergibt sich das Drehmoment<sup>10</sup> des Rotors zu:

$$M_{wf} = \frac{1}{2} i^2 \frac{dL}{dx} \frac{dx}{d\theta} = \frac{1}{2} i^2 \frac{dL}{d\theta}. \quad \text{Gl. 7}$$

Das erzeugte Drehmoment wird neben dem Spulenstrom durch die Änderung der Induktivität in Abhängigkeit von der Rotorposition bestimmt. Da das Drehmoment sich proportional zum Quadrat des Spulenstromes verhält, ist das Vorzeichen des Stromes völlig unabhängig für die Richtung des Drehmomentes. Das Vorzeichen des Drehmomentes wird ausschließlich durch den Induktivitätsgradienten bestimmt. Zur Erzeugung eines motorischen Drehmomentes muss ein Strom in der Phase steigender Induktivität fließen. Fließt ein Strom in einer Phase mit negativem Induktivitätsgradienten, wird ein Bremsmoment erzeugt.

### 5.2.2 Erzeugung einer Drehbewegung

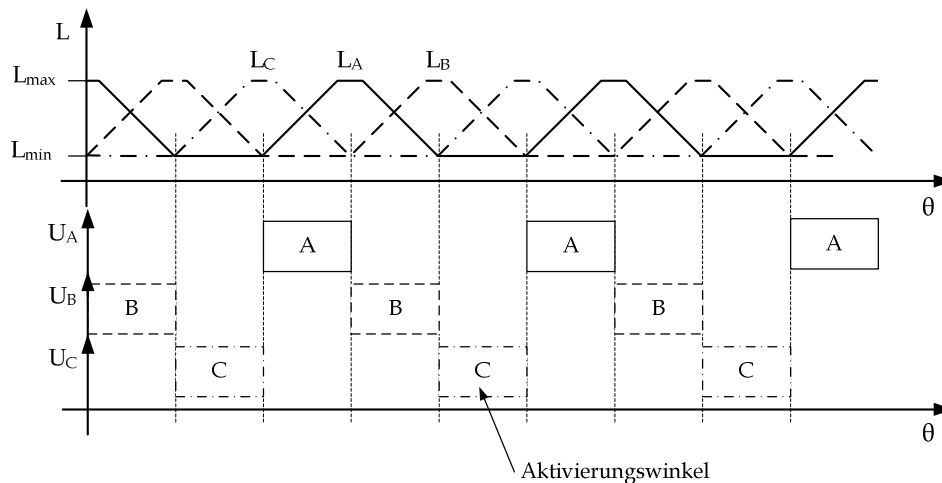
Um eine kontinuierliche Drehbewegung zu erzeugen, müssen mehrere Pole über dem Statorumfang verteilt und die Phasen mit positiven Induktivitätsgradienten abwechselnd angesteuert werden. Damit nicht alle Statorpole gleichzeitig eine maximale Induktivität aufweisen, muss sich die Anzahl der Statorpole von der Anzahl der Rotorpole unterscheiden. Bei Drehung des Rotors ändert sich die Induktivität für jeden Statorpol individuell. In diesem Zusammenhang wird bei Reluktanzantrieben auch in ausgerichteter und unausgerichteter Rotorposition unterschieden.

Von der ausgerichteten Position des Rotors wird gesprochen, wenn der betrachtete Rotorpol einem Statorpol genau gegenübersteht. Der bei der ausgerichteten Position minimale magnetische Widerstand bedingt eine maximale Induktivität  $L_{\max}$ .

---

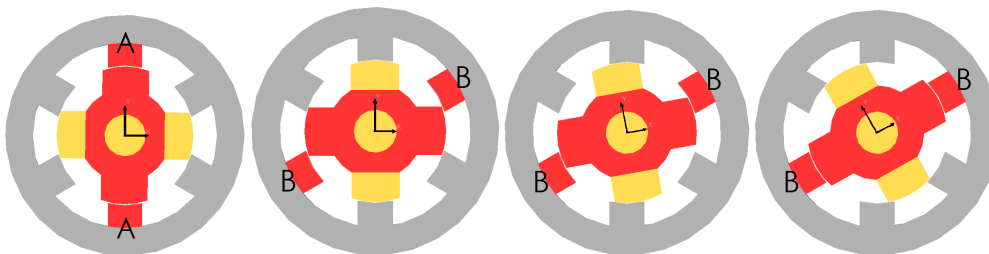
<sup>10</sup> Es wird vorausgesetzt, dass der magnetische Streufluss vernachlässigt werden kann und dass ein linearer Zusammenhang zwischen magnetischer Feldstärke und magnetischer Flussdichte besteht.

Gegensätzlich verhält es sich bei der unausgerichteten Position des Rotors mit einer minimalen Induktivität  $L_{\min}$ . Ein allgemeiner, idealisierter Induktivitätsverlauf eines dreiphasigen Antriebs (Phase A, B, C) wird in Bild 5.10 gezeigt. Erfolgt eine sequentielle Ansteuerung der Phase in den Bereichen steigender Induktivität entsteht eine Drehbewegung.



**Bild 5.10** Sequenzielle Phasenaktivierung einer geschalteten Reluktanzmaschine

Die Ansteuerungssequenz für einen Reluktanzantrieb mit 6 Statorpolen und 4 Rotorpolen ist in Bild 5.11 dargestellt. Zwei gegenüberliegende Statorpole werden jeweils zu einer Phase verschaltet.



**Bild 5.11** Schnitt durch eine 6/4 Reluktanzmaschine [67]

In der Ausgangslage ist der Rotor bezüglich der eingeschalteten Phase A ausgerichtet. Um die Drehbewegung zu initiieren, wird die Phase A abgeschaltet und Phase B eingeschaltet. Die zur Phase B nächstgelegenen Rotorpole drehen sich in Richtung der Phase. Befindet sich der Rotor nach endlicher Zeit in ausgerichteter Position bezüglich Phase B, stoppt die Bewegung. Soll die Drehbewegung fortgesetzt werden, muss Phase B rechtzeitig abgeschaltet und die nächstfolgende Phase C eingeschaltet werden. Der Rotor richtet sich dann erneut nach dem geringsten magnetischen Widerstand aus. Insgesamt dreht sich der Rotor synchron mit der Schaltfrequenz des Erregungsfeldes.

### 5.2.3 Entwurf des Drehantriebs

Beim Entwerfen von elektrischen Maschinen ist es Stand der Technik, neue Anordnungen mittels numerischer Magnetfeldberechnungen zu untersuchen. Die grundlegenden Maschinenparameter wie z. B. Rotordurchmesser, Polanzahl und Wicklungszahl müssen allerdings bekannt sein, um eine Berechnung durchführen zu können. Wenn wie im vorliegenden Fall keine Referenzmodelle, Referenzberechnungen und keine Erfahrungswerte für die Validierung von numerischen Magnetfeldberechnungen vorliegen, empfiehlt es sich, den Antrieb näherungsweise analytisch auszulegen. Ziel dieses Vorgehens ist, ein möglichst hohes Drehmoment bei kompakten Abmessungen zu gewinnen. In [34] wird dafür ein iterativer Entwurfprozess vorgeschlagen, der im Folgenden skizziert wird.

Grundlage für die analytische Vorgehensweise ist die Bemessungsgleichung für das Drehmoment eines Reluktanzantriebs, (Gl. 7). Der für die Höhe des Drehmomentes wichtige Parameter Induktivitätsgradient kann mittels einiger Vereinfachungen auf die Maschinenparameter Innendurchmesser und Länge des Stators, Luftspalt und Windungszahl der Spulen bezogen werden. Damit kann der Einfluss der wichtigsten Größenparameter auf das Drehmoment abgeschätzt werden. In einem weiteren Schritt werden im Hinblick auf die Mindestanforderungen sowie aus den bestehenden sicherheitsgetriebenen Anforderungen aus dem Systementwurf die Anzahl der Pole festgelegt. Anschließend wird die Geometrie der Pole definiert, deren Bedeutung für das Anlaufverhalten und für den Verlauf des Drehmomentes wichtig ist.

Wird wie in Gleichung Gl. 7 eine lineare Induktivitätsänderung einer Reluktanzmaschine angenommen, kann das Drehmoment einer Phase auch durch folgenden Term angegeben werden:

$$M_E = \frac{1}{2} i^2 \cdot \frac{L_a - L_u}{\theta_0} = \frac{1}{2} i^2 \cdot \frac{L_a}{\theta_0} \cdot \left( 1 - \frac{L_u}{L_a} \right). \quad \text{Gl. 8}$$

Der Induktivitätsgradient wird als Differenz der Induktivität in der ausgerichteten Position  $L_a$  und der Induktivität in der unausgerichteten Position  $L_u$  betrachtet. Der Winkelbereich zwischen den beiden Extrema wird mit  $\theta_0$  bezeichnet. Wird das Verhältnis zwischen  $L_u$  zu  $L_a$  als konstant angenommen, wird das Drehmoment beschrieben mit:

$$M_E = \frac{1}{2} k \cdot i^2 \cdot \frac{L_a}{\theta_0}. \quad \text{Gl. 9}$$

Die Induktivität  $L_a$  in der ausgerichteten Position wird durch die Dimensionen des magnetischen Kreises bestimmt. Bei einer Spule mit Eisenkern und zwei gleich großen Luftspalten ist sie eine Funktion des Statorpolwinkels, der Windungszahl  $N$ , des Luftspalts  $s$ , des Bohrungsdurchmessers des Stators  $D$  und der Länge des Statorpols  $L$ . Wenn der Winkelbereich zwischen unausgerichteter und ausgerichteter Position näherungsweise dem Statorpolwinkel entspricht, kann die Induktivität  $L_a$  wie folgt ausgedrückt werden<sup>11</sup>:

$$L_a = \frac{N^2 \cdot D \cdot L \cdot \mu_0}{4 \cdot s} \cdot \theta_0 . \quad \text{Gl. 10}$$

Werden die Gleichungen Gl. 9 und Gl. 10 kombiniert, so ergibt sich das elektromagnetische Drehmoment im Luftspalt zu:

$$M_E = \left[ \frac{1}{8} k \cdot \mu_0 \right] \cdot \left[ \frac{N^2 \cdot D \cdot L}{s} \right] \cdot i^2 . \quad \text{Gl. 11}$$

Die in der Gleichung enthaltenen Größen für Statorlänge, Statorinnendurchmesser, Luftspalt und Windungszahl definieren einen Großteil der Entwurfsparameter des Drehantriebs. Somit bildet diese neue Bemessungsgleichung eine gute Basis für den iterativen Entwurfsprozess.

### Durchmesser und Länge

Innendurchmesser und Länge des Stators verhalten sich jeweils proportional zum Drehmoment. Demzufolge bewirkt ein Zuwachs der äußeren Dimensionen des Antriebs eine Steigerung des erzielbaren Drehmoments. Im vorliegenden Entwurf bestehen einige Restriktionen bei der Wahl des Durchmessers. Der Drehantrieb darf in seinen äußeren Abmessungen nicht die Breite und Tiefe der hydraulischen Stelleinheit überschreiten. Unter Berücksichtigung eines Mindestquerschnittes für das Statorjoch ist der maximal mögliche Innendurchmesser des Stators somit größtenteils vorgegeben. Der größte Freiheitsgrad besteht bei der Dimensionierung der Länge des Stators. Daher bietet es sich grundsätzlich an, das gewünschte Drehmoment bei Kenntnis aller anderen Entwurfsparameter über die Statorlänge auszulegen.

---

<sup>11</sup> Es wird hier vorausgesetzt, dass für das Verhältnis von Eisenkreislänge zu Permeabilität des Materials gilt:  $\frac{l}{\mu_r} \approx 0$

### **Luftspalt**

Entsprechend der Gleichung 11 ist der Luftspalt im magnetischen Kreis umgekehrt proportional zum Drehmoment, d.h. der Luftspalt muss minimiert werden um das erzielbare Drehmoment bei gegebenen Abmessungen zu steigern. Weil der Luftspalt die äußeren Dimensionen des Antriebs nicht sonderlich beeinflusst, ist er somit der entscheidende Entwurfsparameter für einen kompakten Antrieb. Das kleinstmögliche Maß des Luftspaltes wird vorrangig durch die Fertigungstoleranzen während des Herstellungsprozesses sowie durch die Toleranzen der Rotorlagerung bestimmt. Zusammen resultieren diese in einer Exzentrizität des Rotors bezüglich zum Stator, welche zu einem Ungleichgewicht der am Rotor angreifenden magnetischen Kräfte führt. Zudem darf die Drehbewegung des Rotors nicht durch eine exzentrische Lagerung gehemmt werden.

### **Windungszahl**

Eine hohe Windungszahl erhöht die Induktivität und damit die magnetische Energie im Luftspalt in der ausgerichteten Position. Die Windungszahl geht zudem quadratisch in die Bemessungsgleichung des Drehmoments mit ein. Begrenzt wird die Windungszahl durch den zur Verfügung stehenden Wicklungsraum und den Leitungsquerschnitt. Je geringer der Leitungsquerschnitt und je höher die Windungszahl gewählt werden, desto höher wird der Ohmsche Widerstand der Spule. Bei einer a priori definierten Versorgungsspannung wird der maximale Spulenstrom durch den höheren Ohmschen Widerstand limitiert. Ausgehend von diesen gegensätzlichen Bedingungen muss bei der Dimensionierung der Windungszahl – unter Beachtung der Wärmeableitung – zwischen Windungszahl und Spulenstrom abgewägt werden.

### **Anzahl der Stator- und Rotorpole**

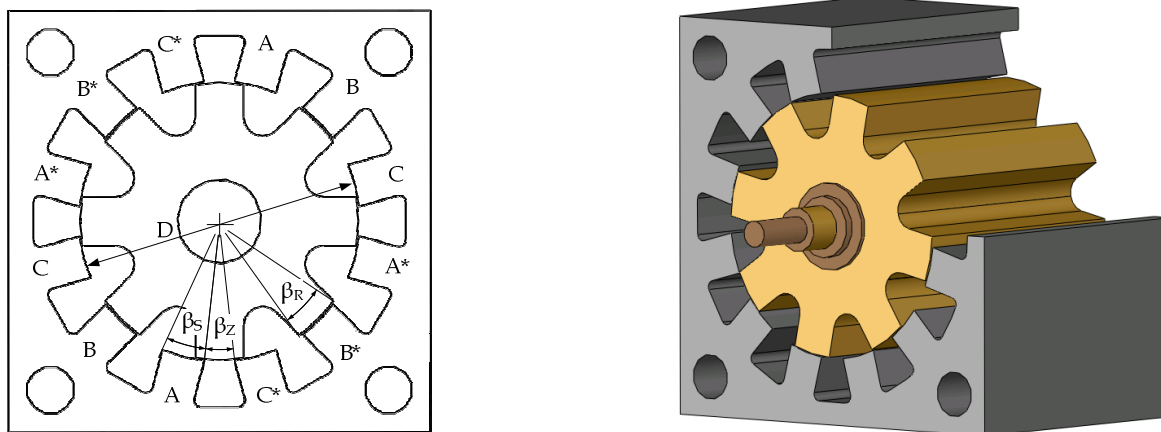
Die Polanzahl richtet sich zunächst nach den Mindestanforderungen für die allgemeine Funktion. Demnach müssen das Starten von beliebigen Positionen und der Richtungswechsel der Rotordrehbewegung gewährleistet sein. Diese Forderungen werden durch einen dreiphasigen Antrieb erfüllt. Des Weiteren ergeben sich weitere Anforderungen aus dem vorgestellten Entwurf für das Pilotlenksystem. Der Antrieb soll etwa in der Lage sein, ohne eine winkelabhängige Ansteuerung eine definierte Position einzunehmen, die der Neutralstellung des Lenkventils entspricht. Durch kontinuierliche Aktivierung einer einzelnen Phase wird der Rotor zu dieser Phase hin ausgerichtet. Zur Erfüllung einer weiteren sicherheitsgerichteten Anforderung wird die Anzahl der mindestens notwendigen Phasen verdoppelt.

Damit wird unter Ausnutzung eines einzigen Statorgehäuses ein zweiter, redundanter Drehantrieb dargestellt. Mit weiteren zusätzlichen Polpaaren würde sowohl die Laufruhe des Rotors als auch der Redundanzgrad erhöht werden. Hochpolige Maschinen haben aber den Nachteil, dass aufgrund des ungünstigen Wicklungsraumes weniger magnetische Energie insgesamt in den Luftspalt gebracht wird und zusätzliche Kosten für die Leistungselektronik entstehen. Dementsprechend wird als Basis der verwendeten Auslegung eine Maschine mit 12 Stator- und 8 Rotorpolen mit sechs unabhängigen Phasen weiterverfolgt, wobei jeweils drei Phasen als ein allein stehender Drehantrieb aufgefasst werden.

### **Polgeometrien**

Die wesentlichen Kriterien für die Gestaltung der Polgeometrien von Stator- und Rotorpol sind die Selbststartfähigkeit und der Verlauf des Induktivitätsgradienten über dem Rotorwinkel. Damit ein Selbstanlauf von jeder Rotorposition möglich ist, müssen zwei Bedingungen erfüllt sein. Der Statorpolwinkel muss mindestens so groß sein wie der Zwischenraumwinkel zwischen zwei Statorpolen. Als zweite Bedingung muss der Rotorpolwinkel gleich oder größer als der Statorpolwinkel sein, d.h. es erfolgt eine Überlappung des Rotor- gegenüber dem Statorpol. Diese beiden Bedingungen verhindern Konstellationen bei denen der Rotor zu einer Phase ausgerichtet ist, die nächstfolgende Phase aber kein Antriebsmoment generieren kann, weil der Induktivitätsverlauf auf unausgerichtetem Niveau konstant ist. Mit dem Maß der Überlappung wird der Induktivitätsverlauf im Bereich der ausgerichteten Position abgeflacht und auch konstant ausgelegt. Das ergibt Vorteile während des späteren Betriebs, indem die Drehmomentwelligkeit und Geräuschbildung dadurch verringert wird. Eine genaue Positionierung des Rotors ist unter Umständen in diesem Bereich dann nicht mehr möglich.

Ausgehend von den zuvor beschriebenen Entwurfskriterien wird der Entwurf für ein Funktionsmuster abgeleitet. Das Bild 5.12 zeigt dazu den Querschnitt sowie eine räumliche Darstellung des Funktionsmusters. Der Stator des Funktionsmusters weist 12 elektromagnetische Pole auf, bei denen zwei gegenüberliegende Pole zu einer Phase verschaltet werden. Daraus ergeben sich insgesamt 6 unabhängige Phasen, wobei nur 3 von ihnen für die Funktion als Drehantrieb benötigt werden. Die übrigen drei Phasen sind redundant zu der ersten Antriebskonfiguration.



**Bild 5.12** Querschnitt (links) und räumliche Darstellung (rechts) des 6-phasigen Drehantriebs, die Wicklungen sind aus Übersichtsgründen nicht dargestellt

Der Rotor wird als achtpoliger Rotor entworfen, so dass höchstens zwei Polpaare gleichzeitig zu einer Phase ausgerichtet sein können. Das Starten des Rotors wird von jeder Rotorposition gewährleistet, indem der Rotorpolwinkel  $\beta_R$  größer als der Statorpolwinkel  $\beta_S$  und der Statorpolwinkel größer als der Zwischenraumwinkel  $\beta_Z$  ausgelegt wird. Die Entwurfparameter Statorlänge, Statorinnendurchmesser, Luftspalt und Windungszahl werden entsprechend Gl. 11 so ausgelegt, dass für eine Antriebskonfiguration, bestehend aus drei Phasen, mindestens ein Drehmoment von 1 Nm erzielt wird. Eine zusammenfassende Übersicht der technischen Daten des elektromagnetischen Drehantriebs wird in Anhang B.1 gegeben.

#### 5.2.4 Leistungselektronik des Drehantriebs

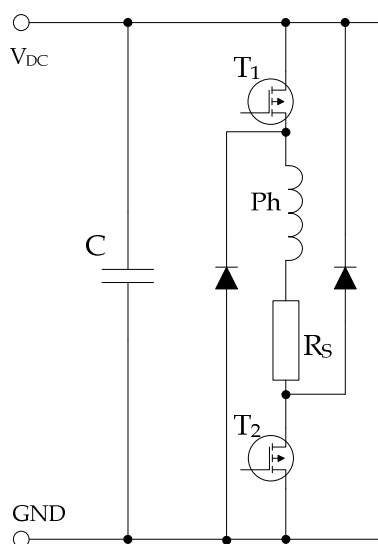
Bei Reluktanzantrieben ist die Richtung des Drehmomentes unabhängig von der Polarität des Phasenstromes. Demzufolge erfordert der Antrieb prinzipiell nur einen Schalter, der in Serie mit der jeweiligen Phase geschaltet ist. Ein Mechanismus zur Umkehrung der Stromrichtung wird nicht benötigt.

Dennoch existieren mehrere Schaltungsvarianten, welche in [34, 42, 63] beschrieben werden. Der am häufigsten in der Praxis angewendete Schaltkreis ist die asymmetrische Halbbrücke, welche ebenso für den hier vorgestellten Drehantrieb verwendet wird. Diese Schaltung hat den Vorteil, dass zwei oder drei Phasen gleichzeitig mit verschiedenen Schaltmustern angesteuert werden können.



Die für jede Phase unabhängige Ansteuerung erlaubt eine große Flexibilität bei der späteren Regelung des Antriebs. Indem der Abbau der magnetischen Energie kontrolliert werden kann, können verschiedene Strategien zur Beherrschung der Drehmomentwelligkeit dargestellt werden. Wenn einer der zwei Schalter pro Phase derart beschädigt ist, dass er ständig eingeschaltet ist, kann mit dem zweiten Schalter die Funktionsfähigkeit der Phase eingeschränkt aufrechterhalten werden.

Die asymmetrische Halbbrückenschaltung ist gekennzeichnet durch zwei unabhängige Schalttransistoren pro Phase, die vom Steuergerät diskret durch Pulsweitenmodulation angesteuert werden. Dadurch sind mit dieser Anordnung vier verschiedene Varianten für den Stromfluss in der Phase möglich. Beispielhaft ist die asymmetrische Halbbrückenschaltung für eine Phase in Bild 5.13 dargestellt.



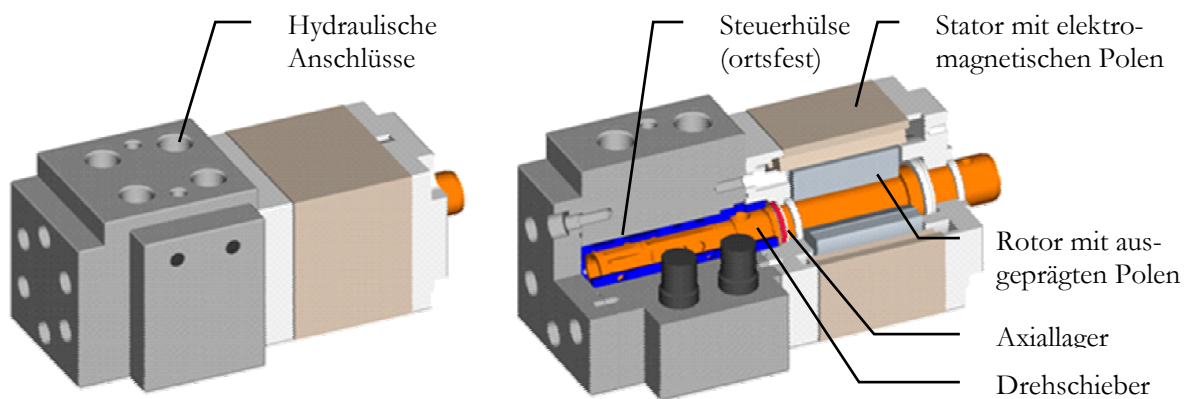
**Bild 5.13** Schaltplan der Leistungselektronik

Werden die Transistoren  $T_1$  und  $T_2$  gleichzeitig eingeschaltet, liegt die Zwischenkreisspannung  $V_{DC}$  an der Phase an und ein Strom fließt durch die Spulen über  $T_2$  zum Nullpotential. Entspricht der Spulenstrom dem Sollwert, wird  $T_1$  abgeschaltet und  $T_2$  bleibt eingeschaltet. Die Energie wird in der Spule gespeichert und der Strom baut sich langsam über der Freilaufdiode ab. Um den Spulenstrom auf einen Sollwert zu erhalten, wird  $T_1$  periodisch ein- und ausgeschaltet. Wird die Phase im Rahmen der Kommutation deaktiviert, werden beide Transistoren gleichzeitig abgeschaltet. Die in der Spule gespeicherte Energie treibt den Strom über beide Dioden in den Kondensator  $C$  und wird dort gespeichert.

### 5.3 Integration des Drehantriebs in das Lenkventil

Um den Entwurfsprozess für das elektrohydraulische Lenkventil abzuschließen, werden die hydraulische Stelleinheit und der elektromagnetische Drehantrieb zu einer Baugruppe integriert. Dabei wird der Drehschieber der hydraulischen Stelleinheit verlängert um den Rotor des Drehantriebs aufzunehmen. Zusammen mit dem Rotor bildet der Drehschieber eine Einheit. Die Anbindung des Stators an das Lenkventilgehäuse erfolgt über eine Zwischenplatte, in der das Lager für die Abstützung der axialen Drehschieberbewegung sowie die Wellendichtung angeordnet sind. Die Wellendichtungen an den axialen Enden des Rotors schützen den Innenraum des Stators vor Verunreinigungen.

Die radiale Lagerung der Rotor-Drehschieber-Einheit erfolgt, wie bereits von der hydraulischen Stelleinheit bekannt, in der ortsfest gelagerten Steuerhülse. Um zu verhindern, dass der nichtlineare Bereich der Öffnungscharakteristik des Drehschieberventils erreicht wird, muss der Drehwinkel des Drehschiebers durch einen mechanischen Anschlag auf  $\pm 10^\circ$  begrenzt werden. Die CAD-Darstellung in Bild 5.14 illustriert die Integration von elektromagnetischem Drehantrieb und hydraulischer Stelleinheit zum elektrohydraulischen Lenkventil.



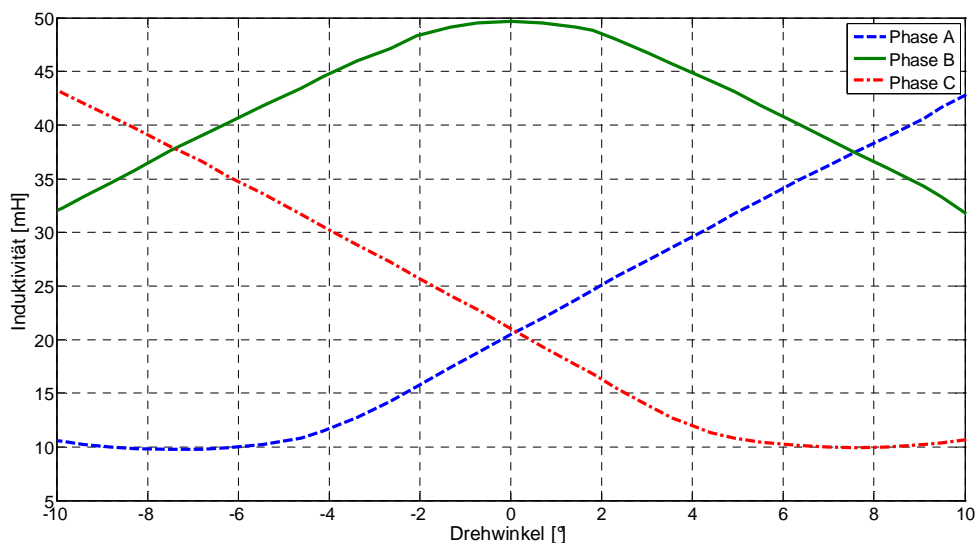
**Bild 5.14** CAD-Darstellung des elektrohydraulischen Lenkventils

Sowohl für die Positionsregelung als auch für die Kommutierung des Drehantriebs wird die Rotorposition benötigt, die mit einem kontaktlosen Drehwinkelsensor erfasst wird. Der hier verwendete Winkelsensor KMA 200, vgl. Anhang B.2, basiert auf dem anisotropen, magneto-resistiven Effekt, bei dem der elektrische Widerstand ferromagnetischer Materialien abhängig von der Ausrichtung des Magnetfeldes ist.

In Kombination mit einem Permanentmagneten ist damit eine kontaktlose Winkelbestimmung möglich. Um den Winkelsensor KMA 200 als Rotorpositionserfassung des Drehantriebs einzusetzen, wird der Drehschieber aus dem Lenkventil herausgeführt. Auf der Stirnseite des Drehschiebers wird ein Permanentmagnet befestigt, der sich direkt im Wirkungsbereich des magnetoresistiven Sensorelements befindet. Zusätzlich zu dem Drehwinkelsensor soll die Drehschieberposition über die eindeutige Beziehung zwischen der Rotorposition und dem verketteten magnetischen Fluss bzw. der Induktivität ermittelt werden. In [3, 34] werden Verfahren vorgestellt, wie die Induktivität von Reluktanzantrieben über Beobachteransätze während des Betriebes bestimmt werden kann. Diese Information wird dann genutzt, um die Rotorposition über so genannte Look-up Tabellen zu bestimmen. Da die Rotorposition nicht direkt gemessen werden kann, handelt es sich genau genommen um eine modellgestützte Schätzung der Rotorposition. Abhängig von dem gewählten Verfahren wird allerdings im Allgemeinen eine hinreichende Genauigkeit erzielt, um die Positionierung des Drehschiebers bei Ausfall des Winkelsensors zu gewährleisten.

Zwei der zuvor benannten Entwurfskriterien des Drehantriebs können ebenso mittels des Induktivitätsverlaufs verifiziert werden. Zum einen muss der Rotor in jeder Position uneingeschränkt starten können, d.h. der Rotor muss in jeder Position mindestens zu einer Phase steigender Induktivität bezüglich zur Bewegungsrichtung ausgerichtet sein. Das zweite Kriterium bezieht sich auf die Selbstzentrierung des Drehschiebers in der neutralen Position durch alleiniges Aktivieren einer einzelnen Phase.

Um dieses Kriterium zu erfüllen, muss diese Phase das Induktivitätsmaximum in der neutralen Rotorposition einnehmen. Weiterhin muss diese Phase über den gesamten Stellbereich des Drehschiebers einen Bereich steigender Induktivität in Richtung der neutralen Position aufweisen, so dass jederzeit, ohne Kommutation, ein Zentrieren des Drehschiebers möglich ist. Das Bild 5.15 zeigt dazu die Induktivitätsverläufe von drei Phasen des Funktionsmusters, die mit dem Resonanzkreisverfahren ermittelt wurden (siehe Anhang B.1).



**Bild 5.15** Induktivitätsverlauf der drei Phasen A (gestrichelt), B (durchgezogen) und C (Strich-Punkt)

Entsprechend der vorgenannten Kriterien erzielt eine der Phasen (Phase B) ihr Induktivitätsmaximum in der neutralen Position bei  $0^\circ$ . Die Induktivitäten der zwei weiteren Phasen (A und C) sind annähernd gleich in dieser Position, so dass von einer symmetrischen Ausrichtung der Stator- und Rotorpole ausgegangen werden kann. Abseits der neutralen Position wird im gesamten Winkelbereich durch alleiniges Aktivieren der Phase B ein antreibendes Drehmoment erzeugt, das den Drehschieber in die neutrale Position bewegt.

## 5.4 Regelung des elektromagnetischen Drehantriebs

Viele Reluktanzantriebe für Low-Cost-Anwendungen, bei denen keine exakte Drehzahlen und Drehmomente erforderlich sind, werden als Steuerung im offenen Kreis betrieben. Durch jeweiliges Ein- und Ausschalten der einzelnen Phasen richtet sich der Rotor nach dem umlaufenden Magnetfeld aus und stellt so eine Drehzahl entsprechend der Schaltfrequenz ein.

Bei Servo- und Positionierantrieben hingegen ist eine Regelung der Drehzahl bzw. der Position unumgänglich. Wegen der über einen großen Betriebsbereich konstanten Parameter ist bei elektrodynamischen Antrieben eine lineare Reglerauslegung relativ einfach. Bei Reluktanzmaschinen ist für die Drehmomenterzeugung die magnetische Flussverkettung entscheidend.

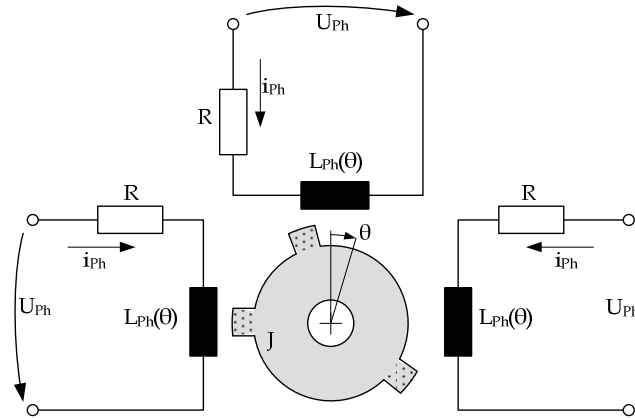
Weil diese nicht nur mit dem Strom, sondern auch über den Rotorwinkel variiert, ist die Reglerauslegung von Reluktanzantrieben deutlich aufwändiger. Die aus der Literatur [29, 34, 58, 64] bekannten Regelungskonzepte beziehen sich zumeist auf die Drehzahlregelung von Reluktanzantrieben, nur in vereinzelt Fällen auch auf die Lageregelung [7, 65]. Hierbei wird der innere Drehzahlregelkreis um einen äußeren Lageregelkreis mit Proportionalverhalten überlagert.

Eine besondere Herausforderung an die Positionsregelung bei dieser Anwendung als Lenkventilantrieb ist der kleine Stellbereich von maximal  $20^\circ$ . Hier führt ein klassischer Lageregler mit Proportionalverhalten, wie er von anderen elektrischen Antrieben bekannt ist, zu unbefriedigenden Ergebnissen. Um eine geeignete Reglerstruktur und die entsprechenden Reglerparameter festlegen zu können, muss zunächst das Übertragungsverhalten des Antriebs ermittelt werden. Nicht zu berechnende Parameter des Modells werden geschätzt und am Prototyp validiert. Anschließend erfolgen die Implementierung des Reglers auf dem Steuergerät und die Verifizierung des Regelkreises.

Die Linearisierung von geschalteten Reluktanzantrieben wird in [29, 34] diskutiert. Dort wird die Computed-Torque-Methode vorgestellt, die hier ebenfalls eingesetzt wird. Dazu muss der Induktivitätsverlauf über dem Rotorwinkel bekannt sein. Aufgrund des für jede Phase individuell bestimmten Referenzdrehmomentes wird ein Referenzphasenstrom berechnet und durch einen unterlagerten Stromregelkreis eingestellt. Dadurch wird ein der Phase zugeordnetes Drehmoment induziert, das in Summe dem Referenzdrehmoment entspricht und so den nichtlinearen Induktivitätsverlauf kompensiert.

#### 5.4.1 Modell des elektromagnetischen Drehantriebs

Das Modell des Drehantriebs hat den Zweck, das Übertragungsverhalten des Antriebs qualitativ einschätzen zu können um daraufhin geeignete Regelungsfunktionen für eine Drehbewegung abzuleiten. Die mathematische Beschreibung des Drehantriebs erfolgt auf der Basis von Differenzialgleichungen des elektrischen und mechanischen Teilsystems. Grundlage für die Modellierung des elektrischen Teilsystems sind die Kirchhoff'schen Sätze und das Induktionsgesetz. Dazu zeigt das Bild 5.16 das elektrische Ersatzschaltbild des Drehantriebs mit den drei Phasen  $P_h = 1, 2, 3$ .



**Bild 5.16** Elektrisches Ersatzschaltbild des elektromagnetischen Drehantriebs

Jede Phase ist eine unabhängige Masche, bestehend aus dem Ohmschen Widerstand  $R$  und der Induktivität  $L_{Ph}$ . Der Rotor mit dem Winkel  $\theta$  weist das Trägheitsmoment  $J$  auf. Die Spannungsgleichung für eine einzelne Phase lautet:

$$U_{Ph} = R \cdot i_{Ph} + \frac{d\Psi_{Ph}(\theta, i_{Ph})}{dt}. \quad \text{Gl. 12}$$

Durch das Einführen von  $\frac{\partial \Psi_{Ph}(\theta, i_{Ph})}{\partial i_{Ph}}$  und  $\frac{\partial \Psi_{Ph}(\theta, i_{Ph})}{\partial \theta}$  ergibt sich für die Spannung  $U_{Ph}$ :

$$U_{Ph} = R \cdot i_{Ph} + \frac{\partial \Psi_{Ph}(\theta, i_{Ph})}{\partial i_{Ph}} \cdot \frac{di_{Ph}}{dt} + \frac{\partial \Psi_{Ph}(\theta, i_{Ph})}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}. \quad \text{Gl. 13}$$

Der erste Term dieser Gleichung repräsentiert den Spannungsabfall am Ohmschen Widerstand der Phase, der zweite Term die in der Spule induzierte Spannung und der dritte Term die durch die Rotorbewegung induzierte Gegenspannung.

Die Erzeugung eines Drehmomentes aufgrund der magnetischen Energie im Luftspalt wurde bereits in Abschnitt 5.2.1 hergeleitet. Unter der Voraussetzung, dass die Spule maximal bis zur Sättigungsgrenze bestromt wird, ist die Induktivität der Spule eine Funktion des Rotorwinkels, siehe Bild 5.9. Das Drehmoment einer Phase entspricht gemäß Gl. 7:

$$m_{Ph} = \frac{1}{2} \cdot i_{Ph}^2 \cdot \frac{dL_{Ph}}{d\theta}. \quad \text{Gl. 14}$$

Die jeweiligen elektromagnetisch erzeugten Drehmomente der drei Phasen werden nachfolgend zu einem inneren Drehmoment addiert:

$$m_i = \sum_{Ph=1}^3 m_{Ph} . \quad \text{Gl. 15}$$

Grundlage für die Modellierung des mechanischen Teilsystems ist die Bewegungsgleichung des Rotors nach der das innere Drehmoment des Rotors gleich der Summe aus Beschleunigungsmoment und Reibmoment ist. Das Reibmoment setzt sich zusammen aus einem geschwindigkeitsproportionalen Anteil und einem Coulomb'schen Reibmoment  $m_L$ . Diese Vorgehensweise beschreibt das nichtlineare Reibmoment von Drehantrieben ausreichend genau [10]. Ausgehend von diesen Randbedingungen wird die Differentialgleichung für das mechanische Teilsystem abgeleitet:

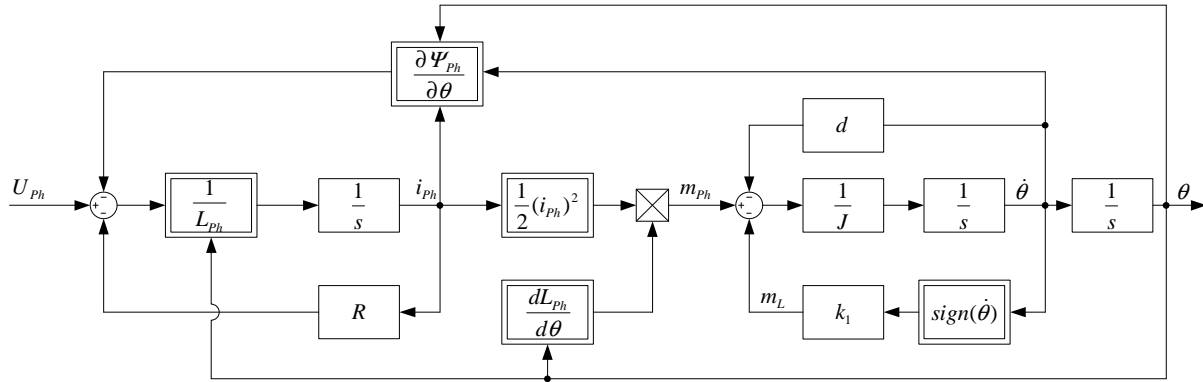
$$m_i = J \frac{d^2\theta}{dt^2} + d \frac{d\theta}{dt} + m_L . \quad \text{Gl. 16}$$

$$m_L = k_1 \cdot \text{sign}\left(\frac{d\theta}{dt}\right) . \quad \text{Gl. 17}$$

Da der Rotor mit dem Drehschieberkolben fest verbunden ist, dominieren beim Reibmoment die Reibung des Drehschiebers im Gehäuse sowie hydraulische Kräfte auf den Drehschieber, die im Sinne eines Coulomb'schen Reibmoments wirken. Es wird erwartet, dass das Reibmoment in Abhängigkeit von der hydraulischen Belastung auf den Drehschieber variiert. Um diesen Zusammenhang im Modell zu berücksichtigen, wird der Parameter  $k_f$  eingeführt.

Die Eingangsgrößen des Modells sind die angelegten Spannungen der drei Phasen, die Modellausgangsgröße wird durch den Drehwinkel  $\theta$  beschrieben. Als zeitinvariante Parameter des Modells gelten der Ohmsche Widerstand der Phasen  $R$ , die Trägheit des Rotors  $J$  und der drehgeschwindigkeitsproportionale Reibungskoeffizient  $d$ . Die variablen Parameter des Modells sind das Lastmoment  $m_L$  und der verkettete magnetische Fluss  $\Psi_{Ph}(\theta, i_{Ph})$ .

Zur besseren Veranschaulichung wird das Modell des Drehantriebs in Bild 5.17 als Blockschaltbild dargestellt. Der Übersichtlichkeit halber, wird das Übertragungsverhalten nur für eine Phase gezeigt.



**Bild 5.17** Zusammenfassung des Streckenverhaltens

Die Stromeinprägung in die Wicklung entspricht einem Verzögerungsverhalten erster Ordnung, ebenso das Übertragungsverhalten vom inneren Drehmoment zur Drehgeschwindigkeit. Somit würde sich – bei konstanter Quellen-Spannung – im stationären Fall eine konstante Drehgeschwindigkeit des Rotors einstellen.

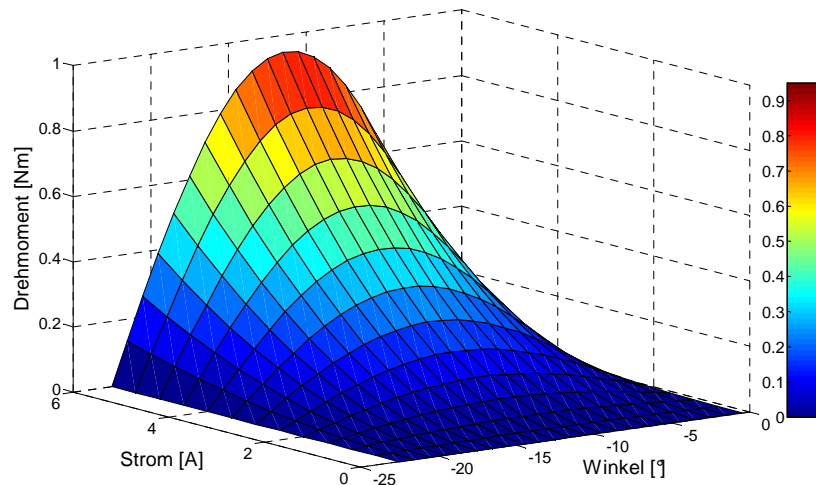
Tatsächlich wird das Übertragungsverhalten von Phasenspannung  $U_{ph}$  zu Rotorwinkel  $\theta$  durch die Änderung des verketteten magnetischen Flusses dominiert, die sich durch die Rotationsbewegung ergibt. Die nichtlineare bewegungsinduzierte Gegenspannung verringert den Phasenstrom bei gegebener Quellen-Spannung, so dass wiederum das innere Drehmoment reduziert wird. Die Induktivitätsänderung, die als zweite Größe in die Erzeugung des inneren Drehmoments einfließt, ist ebenfalls eine nichtlineare Funktion des Rotorwinkels. Demzufolge variieren Phasenstrom und Induktivitätsgradient mit fortlaufender Rotordrehung mit dem Ergebnis, dass keine gleichförmige Drehbewegung erzielt wird. Dieser Zusammenhang erschwert die Auslegung eines Positionsreglers. Ein annähernd lineares Verhalten des elektromagnetischen Drehantriebs ist hierfür erstrebenswert.

### 5.4.2 Kompensation des nichtlinearen Drehmomentkennfeldes

Der nichtlineare Zusammenhang zwischen Phasenstrom und Drehmoment wird in Bild 5.18 grafisch dargestellt. Ausgehend von der unausgerichteten Rotorposition bei  $-22,5^\circ$  nimmt das Drehmoment mit sich drehendem Rotor ein Maximum ein und klingt wieder ab, wenn der Rotor sich der ausgerichteten Position bei  $0^\circ$  nähert. Verstärkt wird das Maximum der Drehmomentkurve durch die parabelförmige Kennlinie des Spulenstromes. Die Grafik verdeutlicht, dass für bekannte Rotorpositionen eine eindeutige Beziehung zwischen dem Strombetrag und dem Drehmoment existiert.



Unter der Voraussetzung des bekannten Induktivitätsprofils und der Kenntnis der Rotorposition lässt sich somit der Phasenstrom berechnen, der benötigt wird, um ein vorgegebenes Drehmoment zu erzielen. Dieses Verfahren, auch als „Computed Torque“-Methode<sup>12</sup> bezeichnet, wird eingesetzt, um das Übertragungsverhalten von Reluktanzantrieben zu linearisieren [29, 34].



**Bild 5.18** Nichtlineares Verhalten zwischen Drehwinkel, Phasenstrom und Drehmoment

Kern des Verfahrens ist, die bereits dargestellte Regelungsstrecke des Drehantriebs durch die Vorschaltung des inversen Modells zu erweitern. Demzufolge wird nicht die Phasenspannung  $U_{ph}$ , sondern ein Referenz-Drehmoment  $m_{ref}$  als neue Eingangsgröße der erweiterten Regelstrecke verwendet. Durch Umstellung der Bemessungsgleichung für das Drehmoment (Gl. 7) wird der Referenzphasenstrom  $i_{ref}$  wie folgt berechnet:

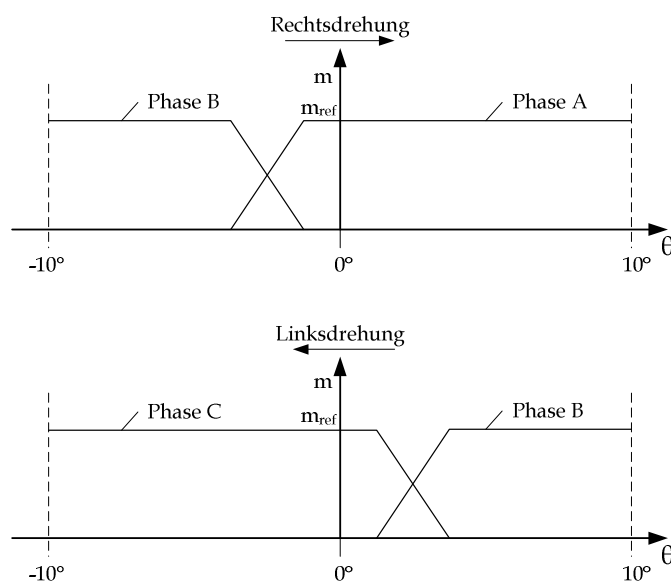
$$i_{ref} = \sqrt{2 \cdot m_{ref} \cdot \left(\frac{dL}{d\theta}\right)^{-1}}. \quad \text{Gl. 18}$$

Der Referenzphasenstrom wird durch einen unterlagerten Stromregelkreis eingestellt, der den Einfluss der Gegenspannung auf den Phasenstrom entkoppelt. Die schnellen, bewegungsinduzierten Spannungsänderungen erfordern einen Regler, der sehr schnell auf diese Störgröße reagiert und die Spannung an der Phase ständig anpasst.

<sup>12</sup> Computed Torque umfasst eigentlich ein Invertieren eines nichtlinearen Systems; hier wird ein nichtlineares statisches Kennfeld invertiert.

Deshalb wird statt eines Reglers mit Integralanteil ein reiner Proportionalregler bevorzugt. Das nichtlineare Übertragungsverhalten der bewegungsinduzierten Gegenspannung auf die Regelstrecke wird somit teilweise kompensiert.

Der Anwendung des beschriebenen „Computed Torque“-Verfahren sind allerdings bei der Realisierung Grenzen gesetzt. Aufgrund des sehr niedrigen Induktivitätsgradienten in der ausgerichteten bzw. unausgerichteten Position würde ein sehr großer Referenzstrom für die jeweilige Phase berechnet werden. Wegen der begrenzten Spannungsversorgung kann der angeforderte Phasenstrom nicht in unbegrenzter Höhe eingestellt werden. Deshalb ist eine Verteilungsfunktion für das Referenzdrehmoment („Torque Distribution Function“-TDF) sinnvoll, die in diesen Winkelabschnitten das vorgegebene Referenzdrehmoment auf zwei Phasen verteilt. Jeder Phase wird so ein individuelles Referenzphasendrehmoment bzw. Referenzphasenstrom zugeordnet. Damit wird sichergestellt, dass der Übergang von einer Phase zur nächsten kontinuierlich erfolgt. Das Bild 5.19 veranschaulicht das Prinzip der Verteilungsfunktion.



**Bild 5.19** Kommutierung der Phasen mittels der Verteilungsfunktion für das Referenzdrehmoment

In den genannten Bereichen, bei denen der Induktivitätsgradient bei einer Phase sehr niedrig ist, wird der zu erbringende Anteil am gesamten Referenzdrehmoment verringert und gleichzeitig bei der folgenden Phase erhöht. Die Summe der Referenzphasendrehmomente entspricht dabei immer dem Referenzdrehmoment. Dieses Verfahren verhindert den als Torque-Ripple bekannten Effekt von Reluktanzmaschinen und stellt einen gleichmäßigen Verlauf der Drehbewegung sicher.

Mit der Festlegung der Bereiche, in denen der Phasenübergang vollzogen wird, erfolgt gleichzeitig die Kommutierung des Drehantriebs.

Die genannten Überlegungen zur Kompensation des nichtlinearen Streckenverhaltens werden zusammengefasst dargestellt. Dazu zeigt das Bild 5.20 das Blockschaltbild der erweiterten Regelstrecke des Drehantriebs mit der Vorschaltung der Drehmoment–Verteilungsfunktion TDF, der Berechnung des Referenzphasenstroms sowie den dazugehörigen Regelkreis zur Einstellung des Phasenstroms.

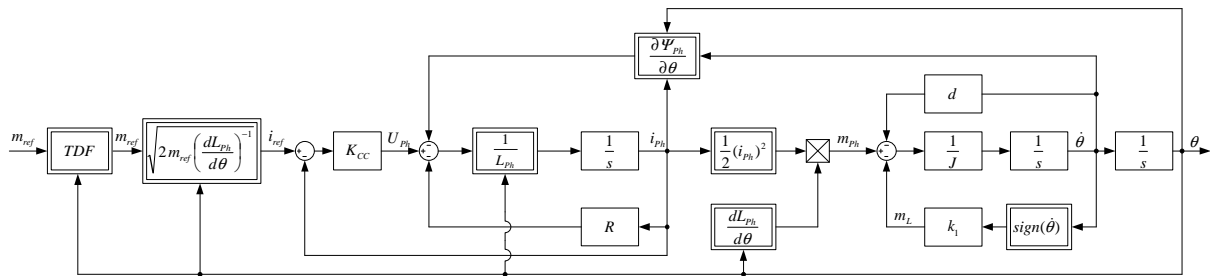


Bild 5.20 Blockschaltbild der erweiterten Strecke des Drehantriebs

Aus dem Blockschaltbild wird im weiteren Vorgehen ein lineares Modell abgeleitet, mit dem eine Reglersynthese für den Rotorwinkelregelkreis erfolgen soll. Das lineare Modell des Drehantriebs soll einfach strukturiert sein und zugleich das reale Streckenverhalten näherungsweise repräsentieren.

In Gl. 19 wird das lineare Modell als s-Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich angegeben. Das Übertragungsverhalten des linearen Modells wird bestimmt durch zwei Zeitkonstanten: die mechanische Zeitkonstante als Verhältnis von Trägheitsmoment zu Reibungskoeffizient sowie die elektrische Zeitkonstante als Verhältnis von Induktivität zu Ohmschen Widerstand. Für die rotorwinkelabhängige Induktivität wird hierbei ein Mittelwert angenommen. Das unbekannte Lastmoment  $m_L$  wird in diesem Modell nicht berücksichtigt. Der Proportionalitätsfaktor des Stromreglers wird mit  $K_{CC}$  angegeben. Die Übertragungsfunktion lautet:

$$G_S(s) = \frac{\theta}{m_{ref}} = \frac{K_{el}}{(T_{el}s + 1)} \cdot \frac{K_m}{(T_m s + 1)} \cdot \frac{1}{s}, \quad \text{Gl. 19}$$

mit

$$K_{el} = K_{CC}, \quad T_{el} = \frac{\hat{L}}{R}, \quad K_m = \frac{1}{d}, \quad T_m = \frac{J}{d}.$$

Einige der physikalischen Parameter des Modells können an dem vorhandenen Funktionsmuster sofort bestimmt werden, siehe Anhang B.1. Beispielsweise kann der Ohmsche Widerstand einer Phase durch Anlegen einer konstanten Phasenspannung direkt identifiziert werden.

Die durch die Drehung des Rotors verursachte Induktivitätsänderung wird ebenfalls experimentell ermittelt. Die Untersuchungen dazu haben ergeben, dass für das gegebene Funktionsmuster ein annähernd sinusförmiger Verlauf der Induktivität über dem Rotorwinkel vorliegt. Die Parameter für das Trägheitsmoment und den Reibungskoeffizienten sind hingegen unsicher. Mit Kenntnis der Masse und Dimensionen des Rotors wird das Massenträgheitsmoment näherungsweise rechnerisch ermittelt. Der Reibungskoeffizient muss a priori geschätzt werden und später mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen validiert werden.

Die Tabelle 5.2 zeigt zusammenfassend die Werte der Modellparameter.

**Tabelle 5.2 Parameter für das lineare Modell des Drehantriebs**

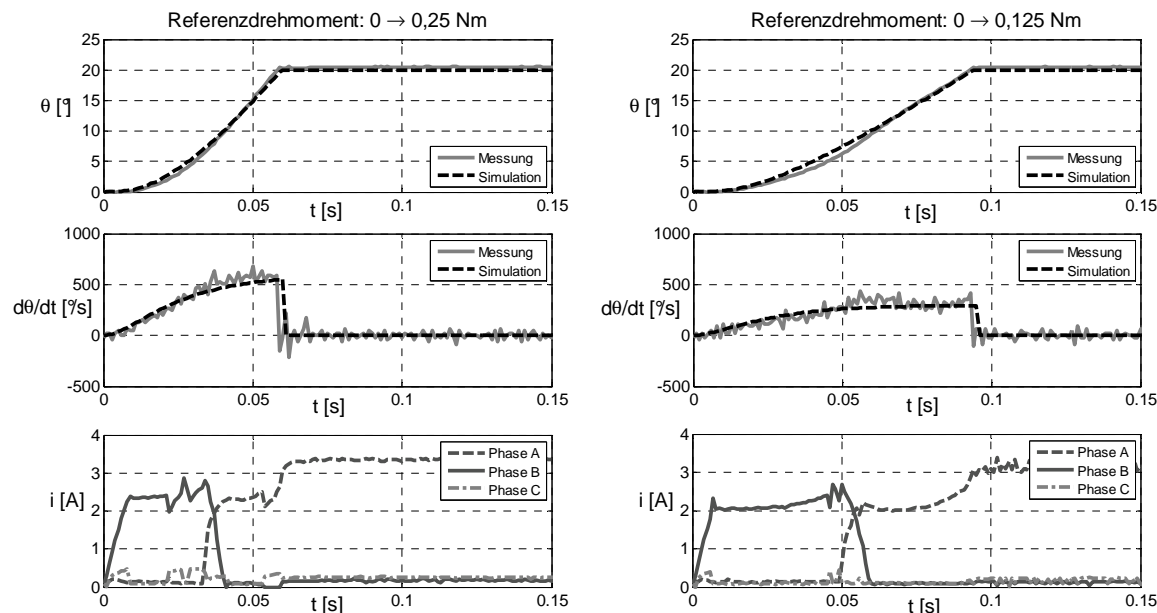
$R$	$10 \Omega$	Ohmscher Widerstand
$\hat{L}$	$0,1 H$	Induktivität
$J$	$0,000455 \frac{Nm}{rad / s^2}$	Trägheitsmoment des Rotors
$d$	$0,02 \frac{Nm}{rad / s}$	Reibkoeffizient des Rotors
$K_{cc}$	$0,923$	Proportionalitätskonstante des Stromregelkreises

Um die Gültigkeit des gewählten Ansatzes zur Kompensation der nichtlinearen Strukturen des Drehantriebs und die Ableitung dieser in ein lineares Modells zu verifizieren, wird das Streckenverhalten im Experiment untersucht. Dazu wird dem Drehantrieb durch das Steuergerät ein konstantes Referenzdrehmoment vorgegeben<sup>13</sup>. Die Coulomb'sche Reibung, ausgedrückt durch das Lastmoment, wird kompensiert durch die Aufschaltung eines zusätzlichen, konstanten Beitrags auf das Referenzdrehmoment.

Wegen der größeren Aussagefähigkeit wurde der Versuch mit zwei verschiedenen großen Referenzdrehmomenten durchgeführt. Das nächste Bild 5.21 zeigt dazu die Antworten des Rotors auf sprungförmige Änderungen des Referenzdrehmomentes.

<sup>13</sup> Aufbau und Programmfunktionen des Steuergerätes werden in Abschnitt 6.2.2 erörtert.

In der oberen Reihe sind die Werte für den Drehwinkel, in der zweiten Reihe sind die Werte für die Drehwinkelgeschwindigkeit und in der unteren Reihe sind die Werte für die gemessenen Phasenströme abgebildet. Für Drehwinkel und Drehwinkelgeschwindigkeit sind die Ergebnisse der Simulation mit den gemessenen Werten vergleichend dargestellt.



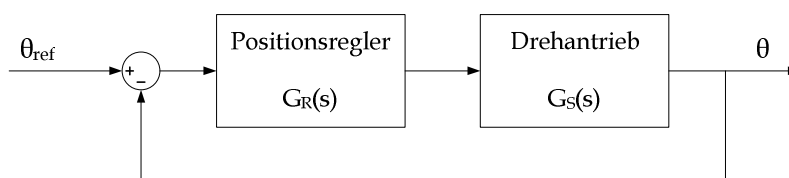
**Bild 5.21** Darstellung der Sprungantwort auf Änderungen des Referenzdrehmomentes von 0 auf 0,25 Nm sowie von 0 auf 0,125 Nm

Insgesamt kann die Gültigkeit des Modells aufgrund der sehr guten Übereinstimmung der Messwerte mit den Simulationsergebnissen festgestellt werden. Der Verlauf des gemessenen Drehwinkels stimmt sehr gut mit den simulierten Werten überein. Wie erwartet, zeigt das Übertragungsverhalten von Referenzdrehmoment zu Drehgeschwindigkeit ein approximiertes Proportionalverhalten 2. Ordnung. Mit Erreichen der Stellwinkelbegrenzung fällt die Drehgeschwindigkeit auf Null. Eine asymptotische Annäherung der Drehgeschwindigkeit an die drehmomentproportionale Geschwindigkeit ist deshalb nicht darstellbar.

Das Prinzip der Verteilungsfunktion (TDF) ist an den Verläufen für die Phasenströme gut zu erkennen. Während der Strom der Phase B im Übergangsbereich reduziert wird, steigt der Strom in der Phase A stetig an. Sobald die Phase B gänzlich ausgeschaltet ist, passt sich der Phasenstrom der Phase A dem Induktivitätsverlauf an, mit dem Ziel, ein konstantes Drehmoment zu erzeugen. Wird der maximale Stellwinkel erreicht, wird der Strom entsprechend konstant ausgegeben, da das Referenzmoment nach wie vor gilt.

### 5.4.3 Auswahl der Reglerstruktur

In einem weiteren Schritt muss eine Reglerstruktur für die Positionsregelung gefunden werden, die den Antrieb schnell und genau auf die Referenzposition einstellt. In der Literatur [7, 34, 65] bekannte Ansätze für die Regelung von Reluktanzantrieben beschreiben den klassischen Standard-Regelkreis mit Rückführung der Ausgangsgröße und P- bzw. PI-Übertragungsverhaltens des Reglers. Das Bild 5.22 auf der folgenden Seite zeigt den Standard-Regelkreis, bei dem  $G_R(s)$  für die Übertragungsfunktion des Reglers und  $G_S(s)$  für die Übertragungsfunktion des linearisierten Drehantriebs stehen.



**Bild 5.22** Standardregelkreis mit Rückführung der Ausgangsgröße

Die allgemeine Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit von der Regler- und Streckenübertragungsfunktion lautet:

$$G(s) = \frac{G_R(s) \cdot G_S(s)}{1 + G_R(s) \cdot G_S(s)}. \quad \text{Gl. 20}$$

Wenn die gewünschte Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises vorgegeben wird, kann beim Standard-Regelkreis die Reglerstruktur ohne weiteres bestimmt werden. Dafür bietet sich das Kompensationsverfahren an [15]. Es beruht auf einer realisierbaren Kompensation des Streckenverhaltens und zielt darauf ab, ein gewünschtes Führungsübertragungsverhalten einzuhalten. Daraus folgt für die Reglerübertragungsfunktion:

$$G_R(s) = \frac{G(s)}{G_S(s) \cdot [1 - G(s)]}. \quad \text{Gl. 21}$$

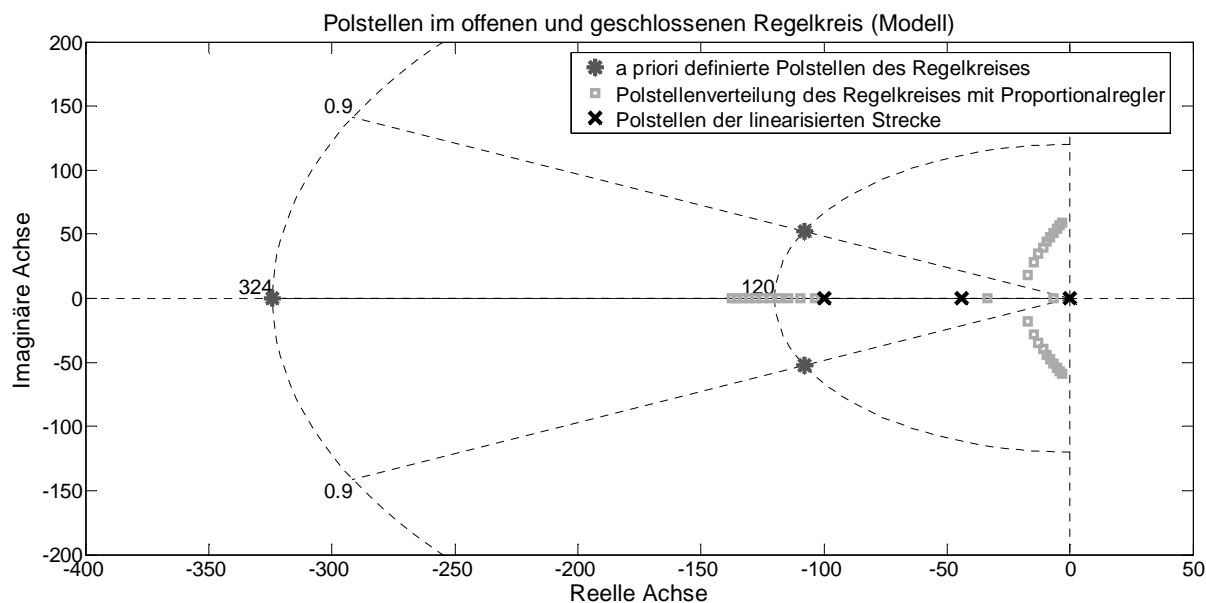
Mit den bekannten Übertragungsfunktionen für den Drehantrieb und für den geschlossenen Regelkreis kann der Regler berechnet werden. Damit dieser in einem realen Regelkreis verwendet werden kann, muss der Grad der Führungsübertragungsfunktion größer oder gleich dem Grad der Streckenübertragungsfunktion sein.

Üblicherweise soll die Sprungantwort der Führungsübertragungsfunktion sehr schnell gegen den Referenzwert konvergieren, ein kurzes Überschwingen über die Referenzposition wird jedoch zugelassen. Um unnötigen Aufwand zu vermeiden, wird der Grad der Führungsübertragungsfunktion so niedrig wie möglich gewählt. Im konkreten Fall wird eine Funktion mit einem konjugiert komplexen Polpaar und einer reellen Polstelle gewählt:

$$G(s) = \frac{kD_0\omega_0^3}{(s^2 + 2D_0\omega_0 s + \omega_0^2) \cdot (s + kD_0\omega_0)}. \quad \text{Gl. 22}$$

Durch eine geeignete Wahl der drei Parameter  $\omega_0$ ,  $D_0$  und  $k$  werden die Anforderungen u.a. an Stabilität, Dämpfung und Einschwingzeit als Pol-Wunschgebiet in der Eigenwertebene formuliert. Mit der Verschiebung der Polstellen in den komplexen Bereich der linken Halbebene wird der geschlossene Regelkreis so ausgelegt, dass sowohl eine hohe Dynamik als auch eine sehr gute Dämpfung erzielt wird. Die Vorzüge dieses systematischen Verfahrens bestehen darin, dass es quantitative Forderungen an das Zeitverhalten des Regelkreises erfüllt und dass die Übertragungsfunktion des Reglers einfach zu berechnen ist.

Das Bild 5.23 zeigt die Polstellen der Strecke sowie die a priori definierten Polstellen des geschlossenen Regelkreises. Um die Flexibilität bei der Einstellung des dynamischen Verhaltens deutlich zu machen, sind außerdem die Pole des geschlossenen Regelkreises mit Proportionalregler dargestellt.



**Bild 5.23** Polstellen der Strecke, des geschlossenen Regelkreises mit Polvorgabe und des geschlossenen Regelkreises mit Proportionalregler

Mit Zunahme des Verstärkungsfaktors wandern dessen dominante Polstellen entlang einer vorgegebenen Trajektorie vom grenzstabilen in den instabilen Bereich, der durch die imaginäre Achse abgegrenzt ist. Die reellen Polstellen des Modells des Drehantriebs  $G_S(s)$  verdeutlichen den seriellen Charakter des Streckenverhaltens.

#### 5.4.4 Lineare Analyse im geschlossenen Regelkreis

Die Analyse der Positionsregelung erfolgt im Zeitbereich durch die Analyse von gemessenen Sprungantworten und im Frequenzbereich durch die Ermittlung des Frequenzganges. Um die Auswirkungen von verschiedenen Belastungszuständen auf den Drehschieber zu untersuchen, wird das Experiment mit zwei Belastungszuständen durchgeführt. Parallel zum Versuch wird das Verhalten des geschlossenen Regelkreises auf sprungartige Änderungen des Referenzdrehwinkels in der Simulation untersucht. Mit Hilfe des linearisierten Modells und der Reglerfunktion wird dazu ein Simulationsmodell des geschlossenen Regelkreises erstellt.

Die Tabelle 5.3 zeigt die Übertragungsfunktionen und zugehörigen Parameter, die beim Experiment und bei der Simulation verwendet worden sind. Abweichend von der Simulation wurde für den Versuch ein Regler erster Ordnung in das Steuergerät implementiert. Damit war eine vereinfachte Realisierung und Feinjustierung der Reglerparameter an die reale Strecke verbunden.

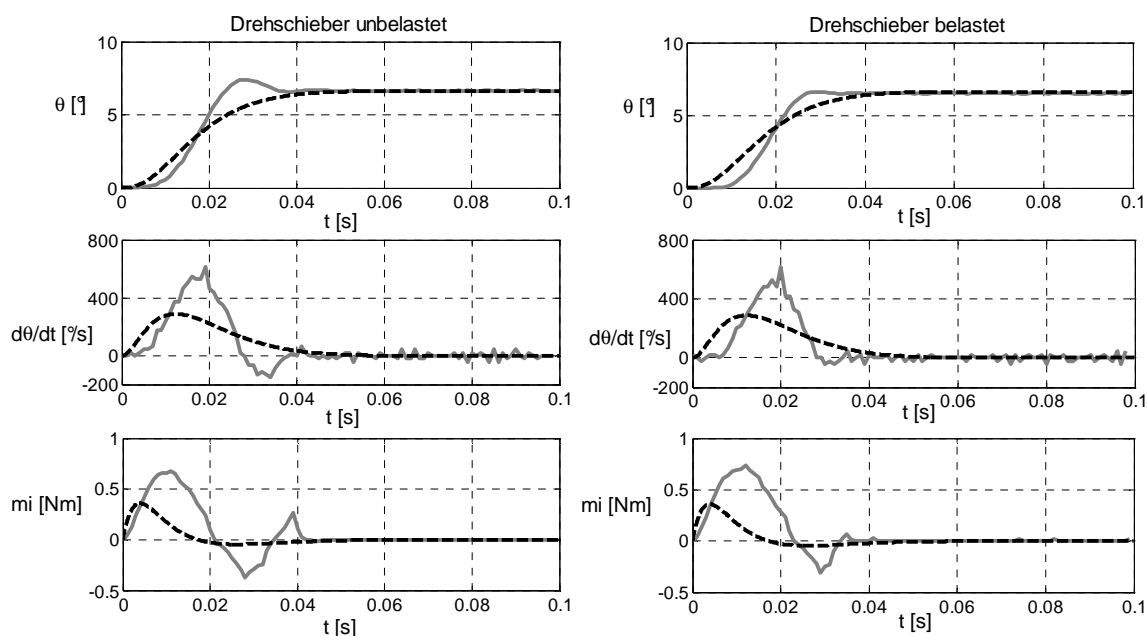
**Tabelle 5.3** Übertragungsfunktionen und Parameter für die in Bild 5.23 bis Bild 5.26 dargestellten Simulations- und Versuchsergebnisse

	Funktion	Parameter
Regelkreis (Simulation)	$\frac{K}{s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}$	$K = 4665600$ $b_2 = 540$ $b_1 = 84380; b_0 = K$
Regelstrecke (Simulation)	$\frac{K}{s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}$	$K = 202830$ $b_2 = 144$ $b_1 = 4395; b_0 = 0$
Regler (Simulation)	$K \frac{s^2 + a_1 s + a_0}{s^2 + b_1 s + b_0}$	$K = 23$ $a_1 = 144; a_0 = 4395$ $b_1 = 540; b_0 = 84380$
Regler (Steuergerät)	$K \frac{s + a_0}{s + b_0}$	$K = 184$ $a_0 = 222$ $b_0 = 1278$



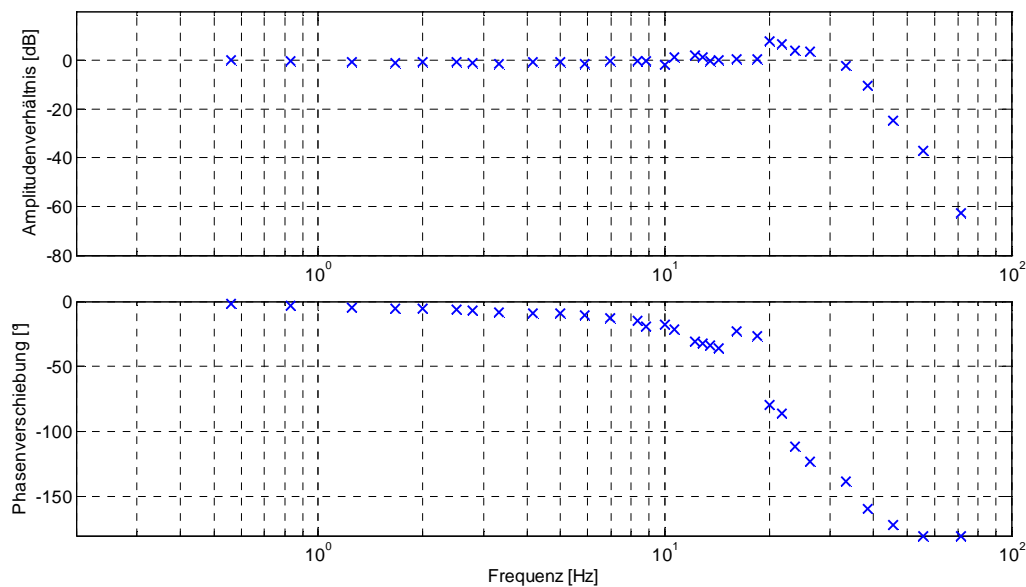
Zur Ermittlung der Sprungantwort wird der Referenzdrehwinkel – ausgehend von der Neutralstellung des Drehschiebers – sprunghaft erhöht. Das Bild 5.24 zeigt dazu die entsprechenden Antworten des Drehschiebers unter zwei verschiedenen Belastungszuständen. Zusätzlich zu den Ergebnissen des Experimentes werden die Ergebnisse der Simulation vergleichend dargestellt. Als Referenzposition wurde ein Drehwinkel gewählt, der ausgehend von der neutralen Position ca. zwei Drittel des maximalen Stellbereichs entspricht.

In den Diagrammreihen von oben nach unten sind der Drehwinkel, die Drehgeschwindigkeit und das Drehmoment zu sehen. Das ermittelte Drehmoment wurde aus den gemessenen Phasenströmen und unter Einbeziehung des jeweiligen Induktivitätsgradienten berechnet.

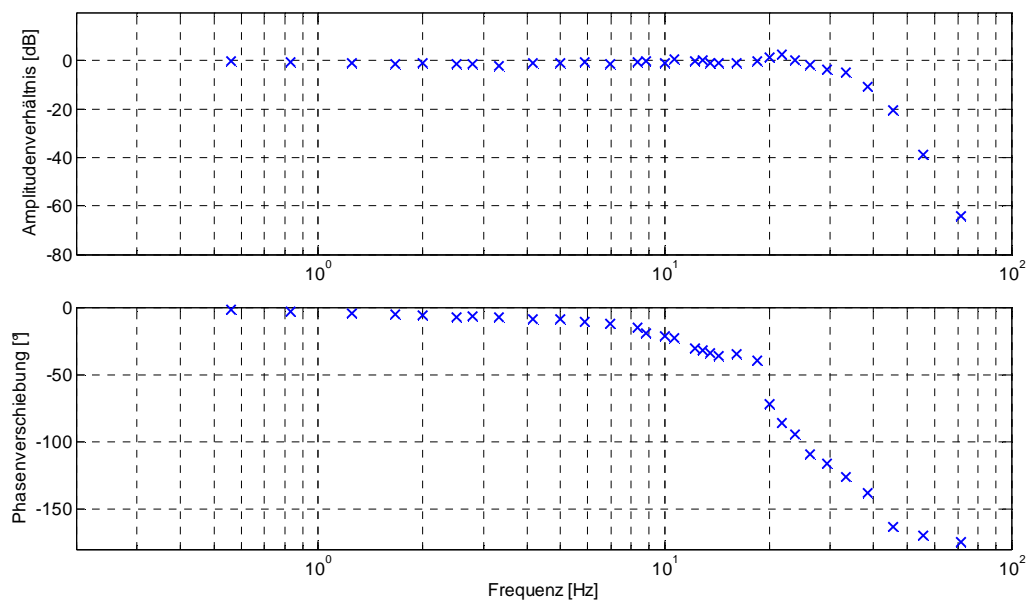


**Bild 5.24** Darstellung der Sprungantworten auf Änderungen des Drehwinkels von 0 auf  $6,6^\circ$  im unbelasteten (links) und belasteten Zustand (rechts). Die Ergebnisse der Simulation (gestrichelt) sind vergleichend mit den Ergebnissen des Experimentes (durchgezogen) abgebildet.

Zur Ermittlung des Frequenzganges wird der Drehantrieb in diskreten Schritten mit einer konstanten Anregungsfrequenz periodisch angesteuert. Anschließend werden das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung bestimmt und in einem Bode-Diagramm aufgetragen. In Bild 5.25 und Bild 5.26 sind die Bode-Diagramme für zwei untersuchte Lastfälle dargestellt.



**Bild 5.25** Bode-Diagramm vom Drehantrieb mit hydraulischer Belastung auf den Drehschieber



**Bild 5.26** Bode-Diagramm vom Drehantrieb ohne hydraulische Belastung auf den Drehschieber

### **Analyse der Sprungantwort**

Anhand der dargestellten Verläufe in Bild 5.24 ist gut zu erkennen, dass die Ergebnisse von Simulation und Experiment im transienten Bereich nur ungenügend übereinstimmen. Das zeitliche Erreichen des stationären Zustandes entspricht zwar der Simulation und der Drehwinkel konvergiert gegen den Referenzwert, doch der reale Verlauf ist geprägt durch ein Totzonenverhalten, das im Modell nicht berücksichtigt und demzufolge in dem Ergebnis der Simulation nicht dargestellt ist. Dieses Verhalten, das in dem Versuch mit Belastung noch ausgeprägter auftritt, resultiert vermutlich aus der „fliegenden“ Lagerung des Drehschieberkolbens in dem Lenkventilgehäuse und der damit verbundenen Kontaktreibung. Das Überwinden dieser Reibung erfordert ein Losbrechmoment, das mit zunehmender Druckbelastung auf den Drehschieberkolben ansteigt. Für diese Annahme spricht die Tatsache, dass die Drehgeschwindigkeiten bei beiden Versuchen ähnliche maximale Werte aufweisen, so dass nicht von einer Erhöhung des Reibbeiwertes mit zunehmender Druckbelastung auf den Drehschieberkolben auszugehen ist.

Für eine Weiterentwicklung der Lenkventilansteuerung empfiehlt es sich, der Drehbewegung des Ventils eine Drehfrequenz zu überlagern, d.h. das sogenannte Dithering dazu verwenden, um das Losbrechmoment zu minimieren.

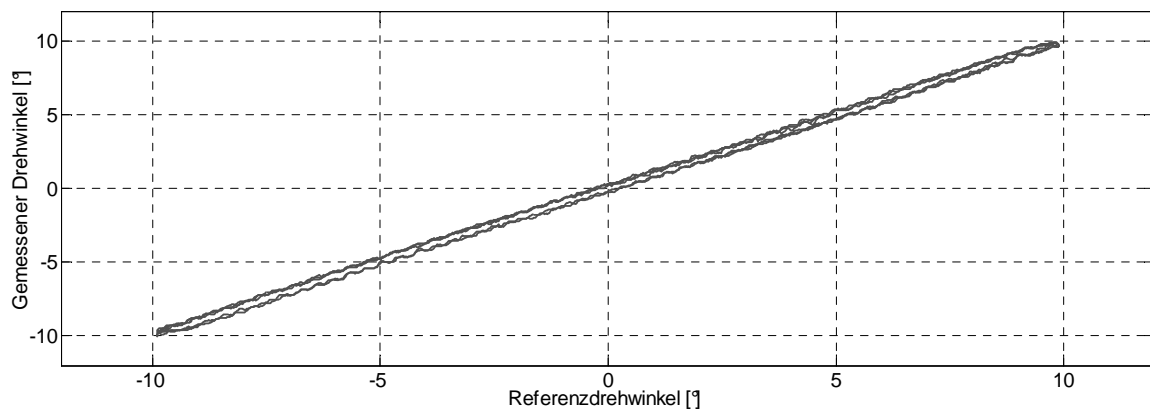
### **Analyse der Bode-Diagramme**

An den Verläufen von Bild 5.25 und Bild 5.26 ist zu erkennen, dass der Regelkreis in beiden untersuchten Lastfällen dasselbe Verhalten aufweist. Begründet durch das approximierte Verzögerungsverhalten zweiter Ordnung zeigt der Regelkreis insgesamt ein tiefpassähnliches Verhalten. Besonders interessant ist jedoch der Vergleich für den Frequenzbereich um 20 Hz, dem Übergang von proportionalem zu integralem Verhalten. Das Experiment mit Last in Bild 5.25 zeigt hier eine leichte Amplitudenüberhöhung, die auf einen niedrigen Dämpfungsgrad hindeutet. Im zweiten Experiment ist diese Amplitudenüberhöhung nur noch marginal vorhanden, der Stellantrieb besitzt im unbelasteten Zustand eine höhere Dämpfung.

Dieses Ergebnis widerspricht offensichtlich den Ergebnissen der Sprungantworten. Dieser scheinbare Widerspruch lässt sich mit der Art des Experimentes und mit der Konstruktion des Lenkventils erklären. Im Gegensatz zu den Sprungantwort-Versuchen wird der Stellantrieb hier nicht aus dem Stillstand heraus angetrieben, sondern durch eine periodische Drehbewegung. Dadurch werden die Kontaktflächen durch das Hydrauliköl geschmiert. Folglich minimiert sich auch der Einfluss des Losbrechmomentes bei jedem Richtungswechsel.

Bedingt durch die symmetrische Aufteilung der Einlass- und Auslasskanäle auf dem Drehschieber erfolgt mit steigendem Druck eine Zentrierung des Drehschiebers im Ventilgehäuse, die Coulombsche Reibung und somit die Dämpfung nehmen ab.

Diese These wird durch die Grafik in Bild 5.27 untermauert. Es zeigt die Hystereseurve des Drehantriebs bei einer periodischen Drehbewegung von 0,5 Hz. Bereits bei dieser Frequenz ist eine annähernd lineare Zuordnung zwischen Referenzdrehwinkel und gemessenem Drehwinkel zu erkennen. Die Hysterese des Antriebs in der Größenordnung von  $0,5^\circ$  fällt somit sehr gering aus.



**Bild 5.27** Hystereseurve des Drehantriebs bei einer periodischen Drehbewegung von 0,5 Hz

## 5.5 Bewertung des elektromagnetischen Drehantriebs

Der elektromagnetische Drehantrieb nach dem Reluktanzprinzip überzeugt durch seinen einfachen Aufbau. Die aus fest stehendem Stator und beweglichen Rotor bestehende Einheit kann ohne großen Aufwand in ein hydraulisches Ventil integriert werden. Im Stator sind die Spulen zur Ausprägung von elektromagnetischen Polen gelagert, der Rotor ist Bestandteil des hydraulischen Drehschiebers. Eine aufwändige und spielbehaftete Getriebeanpassung zwischen Rotor und hydraulischem Aktuator entfällt somit. Die Größe des Luftspaltes zwischen Rotor und Stator bestimmt im wesentlichen Maße das übertragbare Drehmoment und somit die Leistungsdichte des Antriebs. Aufgrund der spielarmen Lagerung des Drehschiebers im Ventilgehäuse konnte der Luftspalt sehr klein gewählt werden, was zu hohen Energiedichten im Luftspalt führt. Daraus resultieren, bezogen auf das maximal erzielbare Drehmoment von ca. 1 Nm pro Strang, kleine Abmessungen für den Reluktanzantrieb.

Den genannten Vorteilen stehen auch kostenmäßige Nachteile gegenüber. Bedingt durch die Änderung des magnetischen Flusses mit dem Rotorwinkel und der damit verbundenen nichtlinearen Beziehung zwischen Strom und Drehmoment ist eine nichtlineare Kompensation notwendig. Um den Drehantrieb präzise positionieren zu können ist deshalb auch eine Erfassung der Position erforderlich. Dafür werden Sensoren benötigt, die in einem begrenzten Winkelbereich eine hohe Auflösung bieten.

Der elektromagnetische Drehantrieb soll den Drehschieber des Lenkventils möglichst schnell und präzise auf eine bestimmte Position einstellen. Denn je höher die Präzision und Dynamik ist, desto besser lässt sich der Antrieb für verschiedene Lenksysteme über eine softwareseitige Einstellung konfigurieren. Die experimentellen Ergebnisse haben gezeigt, dass die genannten Forderungen nach hoher Bandbreite durch diesen Drehantrieb unterstützt werden. Mit der Kompensation des nichtlinearen Verhaltens zwischen Strom und Drehmoment durch Vorgabe eines Referenzdrehmomentes können die für geschaltete Reluktanzantriebe typischen Drehmomentspitzen bei der Umschaltung von einer Phase zur anderen deutlich geglättet werden. Das führt zu einer insgesamt ruhigen Drehbewegung und erhöht die Dynamik des Antriebs. Das ist besonders deutlich in den Ergebnissen der Frequenz- und Hystereseuntersuchungen zu sehen. Bereits bei einer Anregungsfrequenz von 0,5 Hz ist die Hysterese mit  $0,5^\circ$  nur marginal vorhanden. Die Ergebnisse der Frequenzuntersuchungen zeichnen ein ähnlich gutes Bild. Die Bandbreite proportionalen Verhaltens reicht bis 20 Hz. Das ist der Bereich, wo Regelventile als Vorstufe von Servoventilen angesiedelt sind.

Die Dynamik aus der ruhenden Position heraus ist konträr zu den vorgenannten Ergebnissen. Hier ist ein deutliches Totzonenverhalten in der Antwort des Drehantriebs beobachtbar, das isoliert betrachtet eine lineare Approximation der Regelstrecke, wie vorgestellt, nicht erlaubt. Weil davon ausgegangen werden kann, dass im Fahrbetrieb der einzustellende Lenkwinkel aufgrund von häufigen Lenkradkorrekturen sich ständig ändert, wird der Drehantrieb quasi kontinuierlich angesteuert. Damit verliert die Beurteilung von Sprungantworten für den Betrieb an Bedeutung. Um das Stellverhalten des Drehantriebs dennoch zu verbessern, empfiehlt es sich, als weiterführende Optimierungsmaßnahme, eine „Dither“-Ansteuerung zu implementieren.

## 6 Validierung der steer-by-wire Pilotlenkung

Um die Funktion des elektrisch angesteuerten Drehschieberventils in Zusammenhang mit einer steer-by-wire Lenkung demonstrieren zu können, wird exemplarisch ein Pilotsystem, bestehend aus Lenkradeinheit, Steuergerät, Lenkventil in Drehschieberbauweise und Lenkzylinder, aufgebaut. Im Gegensatz zu den hydromechanischen und hydrostatischen Servolenkungen wird bei der steer-by-wire Lenkung die Lenkradposition sowie die Lenkzylinderposition elektrisch erfasst und dem elektronischen Steuergerät zugeführt wird. Die Differenz beider Signale wird dort durch einen proportionalen Lenkregler verstärkt und als Stellsignal für das Lenkventil ausgegeben. Die Anforderungen an den geschlossenen Regelkreis sind ein sehr gutes Führungsverhalten sowie Stabilität über den gesamten Betriebsbereich der Lenkung. Eine besondere Herausforderung bei der Reglerauslegung ist die positive Überdeckung der Lenkventilsteuerkanten, die eine bleibende Regelabweichung bewirkt. Diese Nichtlinearität in der Regelstrecke wird durch eine Anpassung des Stellsignals berücksichtigt.

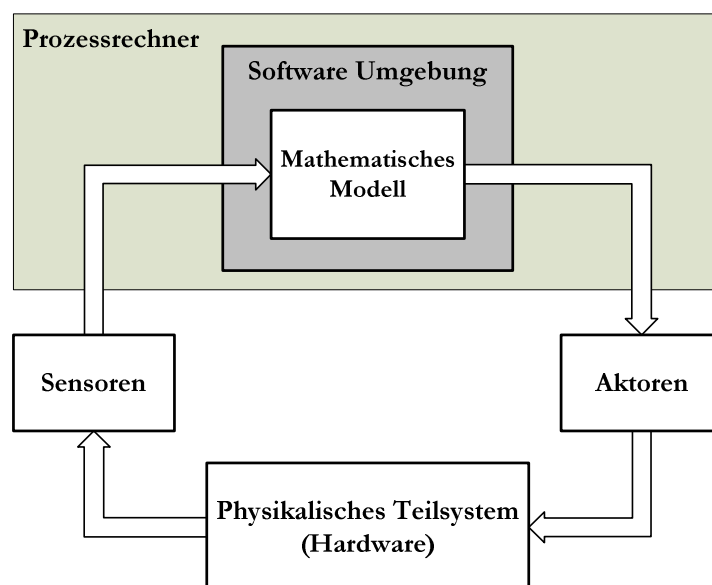
Im Fokus der Validierung steht hierbei ausschließlich das Verhalten des geschlossenen Lenkregelkreises. Die Sicherheitsfunktionen zur Aufrechterhaltung der Lenkfunktion im Fehlerfall werden in diesem Abschnitt nicht überprüft. Hierzu sind gesonderte Arbeiten notwendig. Mittels verschiedener Testszenarien und Belastungen erfolgt die Analyse des statischen und dynamischen Systemverhaltens der Pilotlenkung. Dazu wird das Pilotsystem sowohl durch manuell als auch automatisch erzeugte Verlaufsprofile angeregt. Anhand von ausgewählten Versuchsergebnissen wird die Funktion der Pilotlenkung exemplarisch dargestellt.

Um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen, wird ein spezieller Prüfaufbau zum Testen der steer-by-wire Lenkung benötigt, bei dem ein möglichst fahrzeugnahes Verhalten der auftretenden Belastungen abgebildet werden kann. Die während des Lenkvorganges zwischen Reifen und Fahrbahn auftretenden Lenkmomente und Reibungskräfte werden hierbei durch einen servohydraulischen Aktuator auf den Lenkzylinder der Pilotlenkung aufgeschaltet.

## 6.1 Beschreibung des Lenkungsprüfstandes

Um das Lenkverhalten der Pilotlenkung darstellen und bewerten zu können, bietet sich ein Prüfstand nach dem Hardware-in-the-Loop Konzept [5, 12, 30] an. Auf diese Weise werden fahrzeugähnliche und reproduzierbare Prüfbedingungen im Labor geschaffen.

Das zu untersuchende physikalische Teilsystem (Hardware) wird hierbei zusammen mit einem mathematischen Modell in einer geschlossenen Wirkkette (Loop) betrieben. Im mathematischen Teilsystem erfolgt die Berechnung der Reaktion der Umgebung, in die das physikalische Teilsystem sonst eingebettet wäre. Ein Prozessrechner erfasst über Sensoren die zur Berechnung der virtuellen Umgebung wichtigen Zustände des physikalischen Teilsystems und berechnet aus diesen das Verhalten der Umgebung. Daraus resultierende Größen lässt man dann wieder über entsprechende Aktoren auf das physikalische Teilsystem einwirken, siehe Bild 6.1.



**Bild 6.1** Hardware-in-the-Loop Konzept

Die Aufgabe des Prüfstandes ist es, eine geeignete Plattform zur sicheren Erprobung der Pilotlenkung bereitzustellen, indem das statische und dynamische Lenkverhalten möglichst realistisch abgebildet wird. Beim statischen Lenkverhalten wird die Belastungsfähigkeit des Lenksystems überprüft. Dafür sind im vorliegenden Fall Lenkkräfte bis zu 12 kN erforderlich. Das dynamische Lenkverhalten beschreibt die Lenkbewegungen und die damit verbundenen sich schnell ändernden Lenkkräfte. Diese müssen in Echtzeit eingestellt werden.

### 6.1.1 Konzept

Während des Lenkvorganges wirken unterschiedliche Belastungen auf den Lenkzylinder eines Gabelstaplers. Diese bestehen aus Lagerreibungskräften, Radkräften und Beschleunigungskräften, deren Anteile zusammengesetzt eine resultierende Lenkreaktionskraft auf die Kolbenstange des Lenkzylinders bewirken.

Lagerreibungskräfte entstehen durch die Führung der Kolbenstange im Zylindergehäuse sowie durch die Achsschenkellagerung des Radträgers. Der Begriff Radkräfte umfasst alle Belastungen, die durch den Radkontakt zur Fahrbahn entstehen. Das sind in erster Linie das Lenkmoment sowie Seitenkräfte infolge von Schräglaufwinkeln. Das Lenkmoment hat den höchsten Anteil an der resultierenden Lenkreaktionskraft. Es wird hervorgerufen durch die Deformation des so genannten Reifenlatsches, die durch die Radbewegung auf der Fahrbahn entsteht. Die Wirkung der Beschleunigungskräfte ist aufgrund der niedrigen Beschleunigung (max.  $1,5 \text{ m/s}^2$ ) während des Auslenkens vergleichsweise sehr gering. Diese werden nicht weiter betrachtet.

Aus diesen Erkenntnissen lässt sich das Konzept ableiten, die während des Lenkvorganges zwischen Reifen und Fahrbahn auftretenden Lenkmomente sowie die Reibungskräfte auf eine resultierende, eindimensionale Lenkreaktionskraft zu reduzieren. Mittels einer Prüfeinrichtung soll dann der Lenkzylinder der Pilotlenkung mit dieser Lenkreaktionskraft belastet werden. Untersuchungen in diesem Zusammenhang [2, 11, 55] haben gezeigt, dass die Lenkreaktionskraft von einer Vielzahl von Parametern abhängt, unter anderem von der Lenkkinematik der Lenkachse, der Achslast und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Zudem ist sie eine Funktion von Lenkwinkel und Lenkwinkelgeschwindigkeit des gelenkten Rades. Der Lenkwinkel wiederum ist aufgrund der Lenkkinematik eindeutig zur Lenkzylinderkolbenposition zugeordnet. Sind die genannten Größen und Zusammenhänge bekannt, kann demnach durch Messung von Lenkzylinderkolbenposition und –geschwindigkeit eine theoretische Lenkreaktionskraft berechnet werden, die durch einen Stellantrieb eines Prüfstandes entsprechend aufgebracht wird.

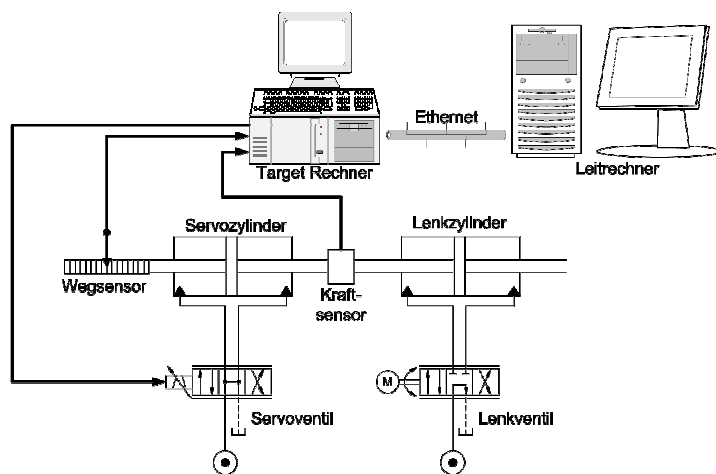
Zur Berechnung des Lenkmomentes auf der Basis von Lenkwinkel und Lenkgeschwindigkeit wird ein vereinfachter Ansatz gewählt, wie er beispielsweise in [55] beschrieben ist. Diesem zufolge ist der Längsschlupf eines Reifenlatsches während des Lenkvorganges nicht konstant, sondern er ändert sich mit der Breite des Reifenlatsches. Wird der zu berechnende, virtuelle Reifenlatsch in diskrete Abschnitte



unterteilt, kann zu jedem Abschnitt ein Längsschlupf sowie eine entsprechende Umfangskraft berechnet werden. In einem weiteren Rechenschritt werden die diskreten Umfangskräfte zu dem am Reifenlatsch wirkenden Lenkmoment aufsummiert. Die Reibungskräfte der Kolbenstange werden hingegen mit einem geschwindigkeitsproportionalen Ansatz berechnet.

### Umsetzung

Das Bild 6.2 zeigt die Umsetzung des vorangestellten HiL-Prinzips für den Prüfstand. Das physikalische Teilsystem umfasst das elektrohydraulische Lenkventil, den Lenkzylinder sowie die Druckölversorgung. Diese Komponenten würden ebenfalls bei einem Test der Lenkung im Fahrzeug verwendet werden. Der Fahrbahnkontakt der gelenkten Räder und das daraus resultierende Lastmodell werden auf dem Target Rechner simuliert (mathematisches Modell). Mit dem Servozylinder wird die Lenkreaktionskraft generiert, die auf den Lenkzylinder der Pilotlenkung wirkt. Beide Zylinder sind in dieser Anordnung starr über einen Kraftsensor miteinander verbunden, der die tatsächliche, am Lenkzylinder wirkende, Lenkreaktionskraft ermittelt.



**Bild 6.2** Schema vom Prüfstands Aufbau

Durch Drehung am Lenkrad der Pilotlenkung bzw. durch eine zeitabhängige Vorgabe eines Lenkwinkels wird der Lenkzylinder aus der Ruheposition ausgelenkt. Weil der Servozylinder starr mit dem Lenkzylinder verbunden ist, ändert sich gleichzeitig mit der Position des Lenkzylinders auch die Position des Servozylinders. Diese Lageänderung wird von dem Wegsensor erfasst und im Target-Rechner ausgewertet. In Abhängigkeit vom ausgewählten Fahrzeug, der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Auslenkung und der Lenkgeschwindigkeit wird die entsprechende Lenkreaktionskraft berechnet.

Diese Größe wird dem Lenkkraftregler zugeführt, der eine entsprechende Stellgröße berechnet und an das Servoventil ausgibt. Das Servoventil regelt die Lenkreaktionskraft am Lenkzylinder, die mit dem Kraftsensor bzw. mit Druckaufnehmern gemessen wird.

### 6.1.2 Konstruktive Ausführung

Der Prüfstand wird durch zwei Pumpenaggregate mit je 8 kW hydraulischer Leistung versorgt. Als Druckquelle wird eine Radialkolbenpumpe eingesetzt, die durch einen Asynchronmotoren mit Kurzschlussläufer angetrieben wird. Der Maximaldruck ist durch ein Druckbegrenzungsventil auf 200 bar fest eingestellt. Damit kann der Servozylinder eine maximale Kraft von 32 kN erzeugen. Die technischen Daten der Anlage sowie der hydraulische Schaltplan sind in Anhang C zusammengefasst dargestellt.

Das Bild 6.3 zeigt den konstruktiven Aufbau des Lenkungsprüfstandes. Der gesamte Prüfaufbau besteht aus zwei unabhängigen, hydraulischen Kreisläufen, wobei eine Druckquelle die Belastungseinrichtung mit Druckflüssigkeit versorgt, eine zweite den Lenkkreislauf. Der Lenkzylinder kann wahlweise von zwei Lenkventilen angesteuert werden.



**Bild 6.3** Aufbau des Lenkungsprüfstandes

Der von der Druckquelle ausgehende Systemdruck wird über einen hydraulisch realisierten Druckregler eingestellt. Die Regelung des Druckes erfolgt hierbei über eine kontrollierte Zuführung des Ölvolumens, das notwendig ist, um den eingestellten Systemdruck aufrechtzuerhalten. Dazu verfügen die verwendeten Radialkolbenpumpen über eine hydraulische Verstelleinrichtung, mit welcher das Verdrängungsvolumen der Pumpe stufenlos eingestellt werden kann. Vorab wurde geprüft, ob eine unmittelbare Verwendung der Druckregelung zur Einstellung von Lenkreaktionskräften geeignet ist, d.h. es wurde das dynamische Verhalten dieses Druckregelkreises in vorbereitenden Arbeiten [57] untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass die Dynamik dieser Druckregelung zu niedrig ist, um simulierte Lenkreaktionskräfte auf dem Prüfstand abzubilden. Daher wurde eine Belastungseinrichtung, bestehend aus Servozylinder und Servoventil aufgebaut, um das steer-by-wire Pilot-system zu prüfen.

Besonderes Merkmal von Servoventilen ist die sehr hohe Dynamik mit Eckfrequenzen von über 150 Hz und Stellzeiten bis zu 3 ms im Kleinsignalbereich [72]. Durch einen elektro-mechanischen Umformer (z.B. Torquemotor) werden die Steuerströme hydraulisch so verstärkt, dass sehr hohe Beschleunigungen des Ventilschiebers und damit äußerst geringe Stellzeiten ermöglicht werden. Um die dynamische Leistungsfähigkeit des Servoventils auf den Stellzylinder zu übertragen, ist das Servoventil möglichst nahe am Zylinder anzubringen. Hierdurch werden die dämpfenden Einflüsse der Kapazität der Ölsäule zwischen Servoventil und Stellzylinder minimiert.

Wenn das Ventil plötzlich mehr Druckflüssigkeit anfordert als von der Quelle gefördert wird, kommt es zu einem Druckabfall in der Versorgung, den die Druckquelle nicht so schnell ausregeln kann. Deshalb wird zwischen Druckquelle und Servoventil ein Hydrospeicher eingesetzt, der fehlendes Druckflüssigkeitsvolumen kurzfristig ausgleichen kann. Die Dynamik der Zylinderbewegung wird somit nicht durch die Dynamik der wesentlich langsameren Druckregelung beeinträchtigt. Durch den Hydrospeicher werden zudem Volumenstropfungen gedämpft, die durch die Anzahl an Radialkolben hervorgerufen werden.

Als Stellglied für die Belastungseinrichtung wird ein Servozylinder mit reibungsarmer, hydrostatischer Lagerung der Kolbenstange verwendet [71]. Aufgrund der hydrostatischen Kolbenstangenlagerung hat dieser Servozylinder über einen weiten Bereich eine annähernd konstante, geschwindigkeitsunabhängige Reibung und ist somit in der Lage, Querkräfte ohne zusätzliche Reibbelastung aufzunehmen.

Losbrechkräfte und damit verbundene stick-slip-Effekte werden dadurch weitestgehend eliminiert. Der Zylinder weist zudem Anschlüsse auf, um die Drücke in den beiden Zylinderkammern während des Betriebs zu messen. Diese Informationen werden für die Regelung der Lenkreaktionskraft genutzt.

### 6.1.3 Ansteuerung des Servozylinders

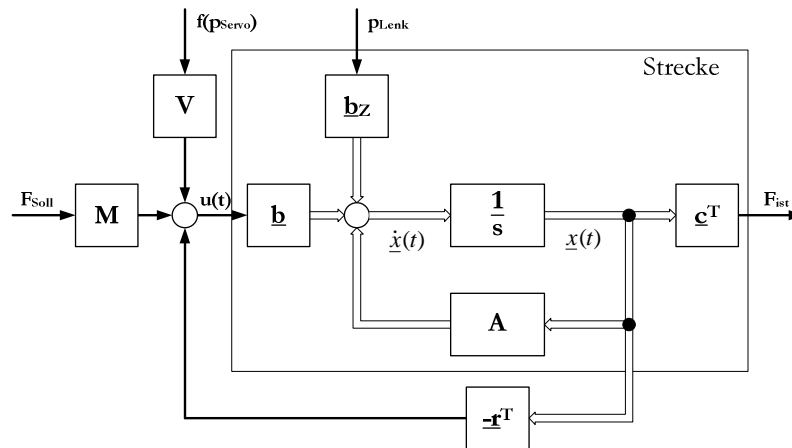
Der Prüfstand wird mit dem Echtzeitbetriebssystem xPC-Target von THE MATHWORKS betrieben, mit dem Steuerungs- und Regelungsabläufe in Echtzeit realisiert werden können. Die für den Regelkreis benötigten Aktoren und Sensoren sind über eine Messkarte mit der xPC-Target-Hardware verbunden. Das Programm zur Regelung der Lenkreaktionskraft wird mit MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> auf dem Leit-rechner offline erstellt und via Ethernet auf das Echtzeitsystem des Target-Rechners geladen. Die Überwachung des Prüfablaufes erfolgt über eine grafische Programmoberfläche am Leit-rechner, vgl. Anhang C.3. Damit können beispielsweise die Parameter der Regelstrecke ggf. geändert werden sowie aktuelle Messwerte angezeigt werden.

Für die Regelung der berechneten Lenkreaktionskraft wird ein linearer Zustandsregler mit Störgrößenaufschaltung eingesetzt. Mit diesem Regelungsverfahren kann die Dynamik der Regelung durch Eigenwertvorgabe direkt beeinflusst werden, indem die Wunsch-Eigenwerte in den Reglerentwurf einfließen. Dabei erfolgt kein klassischer Soll-Ist-Vergleich zwischen der Führungsgröße  $F_{\text{soll}}$  und der Regelgröße  $F_{\text{ist}}$ . Der Zustandsregler regelt lediglich Störungen an den Zustandsgrößen  $x_i(t)$  aus und gewährleistet asymptotische Stabilität [15]. Mit einem entsprechenden Vorfilter kann allerdings das Führungsverhalten verbessert werden.

Da der Servozylinder mit dem Lenkzylinder starr verbunden ist, verursachen Lenkbewegungen eine Änderung des Druckverhältnisses in den Kammern des Servozylinders und damit eine Änderung der Lenkreaktionskraft. Somit stellt der Lenkausschlag eine Störung dar, die durch den fehlenden integralen Anteil des Zustandsreglers zunächst nicht ausgeregelt wird. Um diese Störung zu kompensieren, muss das Druckniveau im Servozylinder angepasst werden.

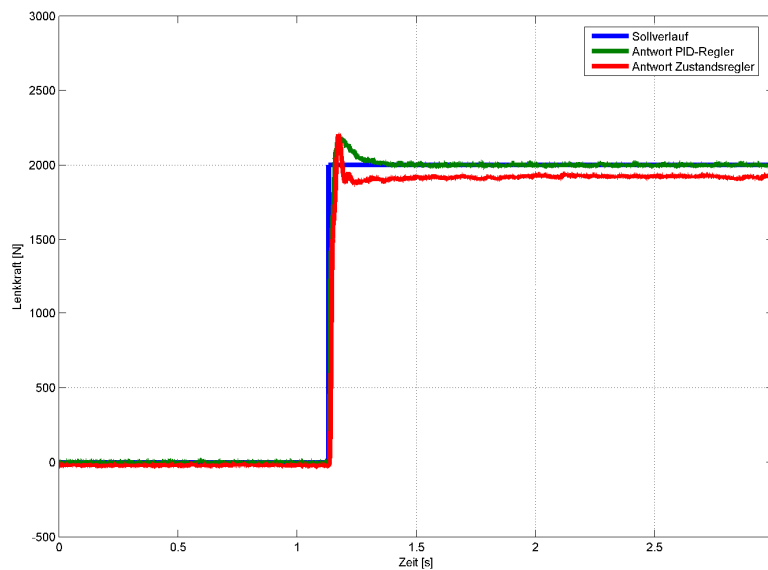
Dazu wird das durch die Störung veränderte Druckniveau des Servozylinders sensorisch erfasst und zur Stellgröße des Servoventils hinzu addiert, was zu einer modifizierten Ventilposition führt. Über den Parameter Verstärkung kann die Störgrößenkompensation an die Strecke angepasst werden.

Das Bild 6.4 zeigt die Regelungsstruktur des Zustandsreglers mit einer statischen Störgrößenaufschaltung. Die Systemmatrix  $\mathbf{A}$ , der Steuervektor  $\mathbf{b}$ , der Beobachtungsvektor  $\mathbf{c}^T$  und der Störvektor  $\mathbf{b}_z$  charakterisieren die Regelungsstrecke. Der Rückführvektor  $-\mathbf{r}^T$ , das Vorfilter  $\mathbf{M}$  und die Verstärkung  $\mathbf{V}$  sind aus dem Reglerentwurf ermittelte Größen.



**Bild 6.4** Regelungsstruktur des Zustandsreglers mit Störgrößenaufschaltung [69]

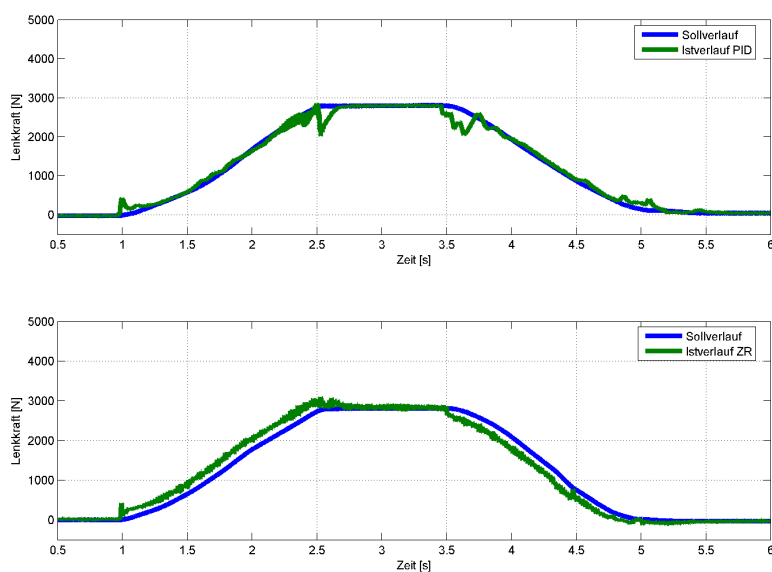
Nachfolgend sollen die Kriterien Stabilität, bleibende Regelabweichung und Verhalten auf Störungseinflüsse des Zustandsreglers mit Störgrößenaufschaltung mit einem konventionellen PID-Regler verglichen werden. In Bild 6.5 sind dazu die Sprungantworten des PID-Reglers und des Zustandsreglers vergleichend dargestellt.



**Bild 6.5** Vergleich der Dynamik von PID-Regler und Zustandsregler bei sprungförmiger Anregung [69]

Beide Reglerkonfigurationen zeigen ein stabiles Regelverhalten auf sprungförmige Änderungen der Sollgröße. Bei der Sprungantwort des Zustandsreglers ist eine bleibende Regelabweichung deutlich zu erkennen, der stationäre Zustand wird schneller erreicht als bei der PID-Reglerkonfiguration. Aufgrund des integralen Anteils wird bei Verwendung eines PID-Reglers die Regelabweichung minimiert.

Das Bild 6.6 zeigt die Antworten von PID-Regler und Zustandsregler bei einem instationären Lenkkraftverlauf.



**Bild 6.6** Vergleich des Regelverhaltens von PID-Regler und Zustandsregler bei instationären Lenkkraftverläufen [69]

Bei einem instationären Lenkkraftverlauf ist beim Zustandsregler erneut eine deutliche, bleibende Regelabweichung zu konstatieren. Trotzdem wird der Sollverlauf sehr gut abgebildet, lediglich ein leichter Vorhalteeffekt tritt durch die Störgrößenaufschaltung auf. Der PID-Regler zeigt Probleme bei abrupten Änderungen des Lenkkraftverlaufes. In solchen Phasen treten größere Regelabweichungen auf, die den Sollverlauf nur ungenügend abbilden.

Es konnte gezeigt werden, dass der verwendete Zustandsregler mit Störgrößenaufschaltung eine hohe Dynamik bei gleichzeitig sehr guter Robustheit aufweist. Nachteilig ist eine gewisse Regelabweichung, deren Ausmaß die Prüfung von Fahrzeuglenkungen aber nicht wesentlich beeinträchtigt.

## 6.2 Aufbau des Pilotlenksystems

Grundlage für die Realisierung der Pilotlenkung ist der in Abschnitt 4.5 vorgestellte Entwurf mit einem hydraulischen Kreislauf, bestehend aus Druckölversorgung, Lenkventil und Lenkzylinder, sowie zwei redundanten elektronischen Kanälen für die Drehschieberbetätigung des Lenkventils. Je ein Kanal besteht aus Drehantrieb, Steuergerät und für die Steuerung benötigten Sensoren. Weiterhin sieht dieser Entwurf ein drittes Steuergerät vor, das die Lenksteuergeräte beider Kanäle auf ihre Funktion hin überprüft. Diese gewählte Systemarchitektur ist erforderlich, um das ermittelte Risiko von elektronischen Lenkungen zu reduzieren. Die Redundanz in der Ansteuerung des Lenkventils stellt somit eine Sicherheitsfunktion dar, die primär keinen Einfluss auf die Funktion dieser Lenkung hat. In dieser Arbeit steht die Überprüfung der prinzipiellen Funktion des elektrohydraulischen Lenkregelkreises im Vordergrund. Die Wirkungsweise der vorgestellten Sicherheitsfunktionen wird in weiteren Arbeiten analysiert und bewertet werden.

Die Pilotlenkung wird im Labor als einschleifiger, elektrohydraulischer Regelkreis aufgebaut, ohne die im Entwurf aufgezeigten redundanten Steuergeräte bzw. redundanten Sensorpaare. Für die Betätigung des Drehschiebers wird ebenso nur ein elektromagnetischer Drehantrieb aktiviert. Die genannten Sicherheitsfunktionen können in einer zweiten Realisierungsphase ergänzt werden, um ebenso das fehler-tolerante Verhalten des steer-by-wire Lenksystems darzustellen. Das Pilotlenk-system besteht im Wesentlichen aus dem elektrohydraulischen Lenkventil, einem Gleichlauflenkzylinder mit Sensor, einer Lenkradeinheit mit Bremse und Sensor sowie einem Steuergerät ECU.

Das elektrohydraulische Lenkventil wird bei dem Laboraufbau der Pilotlenkung durch eine druckgeregelte Verstellpumpe versorgt<sup>14</sup>. Direkt an die Verstellpumpe ist ein mechanisch-hydraulischer Regler angeschlossen, der den am Lenkventil anliegenden Systemdruck auf einen konstanten Wert regelt, unabhängig von dem durch das Lenkventil durchfließenden Volumenstrom.

---

<sup>14</sup> Bei der Validierung der Pilotlenkung in einem Versuchsträger wurde das elektrohydraulische Lenkventil durch eine Konstantstrompumpe versorgt.

Der durch das Lenkventil eingestellte Volumenstrom wird auf einen für Gabelstapler typischen Gleichlauflenkzylinder geschaltet, so dass sich für die Auslenkung nach links bzw. rechts ein symmetrischer Volumenstrom einstellt.

Das Lenkrad ist über die Lenksäule direkt mit einer elektrischen Magnetpulverbremse verbunden, die ein stromproportionales Bremsmoment erzeugt. Bei diesem Aufbau wird die Bremse über einen Ohmschen Widerstand mit einer Batterie verschaltet, so dass während des Lenkvorganges ein konstantes Bremsmoment auf das Lenkrad wirkt. Grundsätzlich ist eine variable Gleichspannung als Funktion von weiteren Messgrößen ebenso denkbar.

Die steer-by-wire Pilotlenkung ist als digitaler Lageregelkreis aufgebaut, bei dem der Lenkradwinkel der Sollwert und die Lenkzylinderposition der Istwert des Lageregelkreises sind. Beide Werte werden dem digitalen Steuergerät zugeführt, in dem der Lenkregler implementiert ist. Bei Auftreten einer Regelabweichung zwischen Soll- und Istwert wird das elektrohydraulische Lenkventil entsprechend angesteuert, um diese Regelabweichung auszugleichen.

In dem Steuergerät der Pilotlenkung wird der digitale Signalprozessor TMS320F2812 verwendet [77]. Ein gespeichertes Steuerungsprogramm berechnet die Signale zur Ansteuerung des elektromagnetischen Lenkventilantriebs. Diese werden in Form von pulsbreitenmodulierten Signalen ausgegeben und in der Leistungselektronik in geschaltete Anschluss-Spannungen umgesetzt.

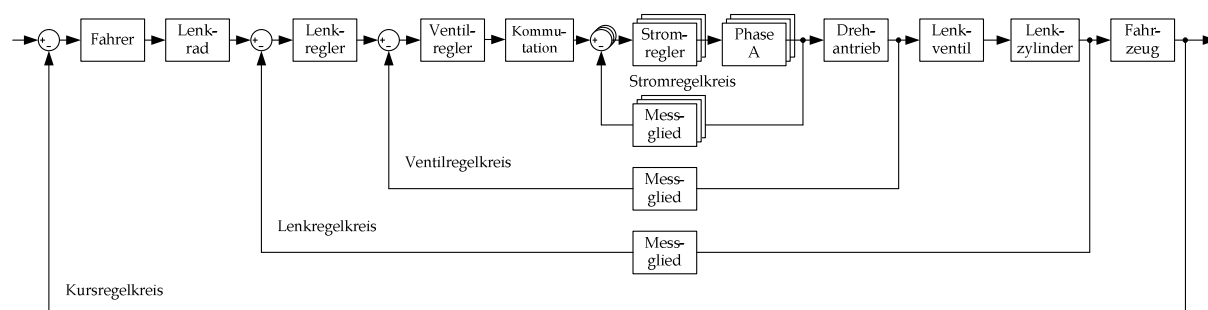
Die Lenkradwinkelmessung erfolgt durch einen inkrementalen Drehwinkelgeber. Bei Drehung des Lenkrades erzeugt dieser Drehwinkelgeber Impulse, die einem im Steuergerät enthaltenen Zähler zugeführt werden. Dieser addiert die Impulse, um eine absolute Position des Lenkrades zu ermitteln. Die Synchronisierung des Lenkrades mit der Lenkachse erfolgt während der Initialisierung des Programms. Die Position des Lenkzylinders wird mit einem potentiometrischen Aufnehmer direkt erfasst und an das Steuergerät weitergeleitet. Über einen im Steuergerät integrierten A/D – Wandler erfolgt die Diskretisierung des Signals.

Die wesentlichen Konstruktionsmerkmale und technischen Daten der Pilotlenkung sind in Anhang B zusammenfassend dargestellt.



### 6.2.1 Struktur des Lenkregelkreises

Die steer-by-wire Lenkung ist als kaskadierter, digitaler Lageregelkreis aufgebaut, bestehend aus Lenkregelkreis, Ventilregelkreis und den drei Stromregelkreisen (Bild 6.7). Dem Lenkregelkreis übergeordnet existiert ein weiterer Regelkreis, der so genannte Kursregelkreis, der durch den Fahrzeugführer geschlossen wird. Der Fahrzeugkurs wird ihm in der Regel durch den Fahrbahnverlauf vorgegeben. Soll eine Kursänderung herbeigeführt werden oder stimmt der tatsächliche Kurs nicht mit dem gewünschten Kurs überein, betätigt der Fahrzeugführer das Lenkrad und korrigiert den Lenkradwinkel entsprechend. Auf diese Weise wird ständig ein Sollwert für den Lenkregelkreis generiert.



**Bild 6.7** Blockschaltbild des kaskadierten Regelkreises

Dem Kursregelkreis unterlagert ist der Lenkregelkreis mit dem Lenkradwinkel als Sollwert und der Lenkzylinderposition als Istwert dieses Regelkreises. Die Differenz beider Werte entspricht einem gewünschten Drehschieberwinkel, mit dem ein Volumenstrom freigegeben wird, um diese Regeldifferenz zu reduzieren, dem Sollwert für den Ventilregelkreis. Der Ventilregelkreis wird geschlossen, indem der tatsächliche Drehschieberwinkel zurückgeführt wird. Der Regelfehler dieses Regelkreises entspricht einem Drehmoment, das benötigt wird, um den Drehschieber auf den gewünschten Drehschieberwinkel einzustellen. Mittels der nachgelagerten Drehmomentverteilungsfunktion erfolgt die Zuordnung eines Stromsollwertes auf jede der drei Phasen des Drehantriebs. Die drei individuellen Stromsollwerte werden wiederum durch die unterlagerten Stromregler eingeregelt.

Für den Lenkregelkreis wird ein Regelgesetz gesucht, mit dem die Lenkzylinderposition möglichst schnell und stabil auf den zugehörigen Sollwert eingestellt wird. Die bleibende Regelabweichung, die sich nach endlicher Zeit eventuell einstellt, soll minimal sein.

Um zu beurteilen, welche Reglerstruktur für den Lenkregler geeignet ist, wird die Regelstrecke des Lenkregelkreises analysiert. Da einige der Streckenparameter, wie z.B. die Kolbenreibung, unsicher bzw. unbekannt sind, kann die Betrachtung nur qualitativ erfolgen. Die Regelstrecke besteht im Wesentlichen aus der Druckölversorgung, dem Lenkventil inklusive Reluktanzantrieb, dem Lenkzylinder und der Belastung auf den Lenkzylinder. Als Streckeneingang wird der Sollwert für den Ventilregelkreis genommen, die Kolbenposition des Lenkzylinders ist der Streckenausgang. Von dieser Regelstrecke wird ein stark vereinfachtes, lineares Modell abgeleitet, mit dem die Dynamik der Strecke beschrieben werden kann. Die Vorgehensweise und die mathematischen Funktionen sind in Anhang D dargestellt.

Folgende wesentliche Vereinfachungen bestimmen dieses Modell: Der durch das Lenkventil dosierte Volumenstrom ist ausschließlich eine lineare Funktion des Drehschieberwinkels. Die ebenfalls den Volumenstrom bestimmende Druckdifferenz vor und nach einer Drosselstelle wird als konstant angenommen. Die Kompressibilität der Druckflüssigkeit wird ebenfalls als invariant betrachtet. Damit werden druck- und temperaturabhängige Schwankungen des Druckanstiegs nicht berücksichtigt. Zusätzlich zu diesen Annahmen wird die Belastung auf den Lenkzylinder als linear betrachtet. Die Belastung wird als viskose Reibung, proportional zur Kolbengeschwindigkeit, modelliert.

Zusammengefasst besteht dieses Modell aus einer Reihenschaltung der Teilmodelle von Reluktanzantrieb, Durchflussfunktion und Lenkzylinder. Der Reluktanzantrieb wird mit einem Proportionalverhalten 3. Ordnung nachgebildet. Zwischen dem Drehschieberwinkel und dem Volumenstrom wird ein proportionaler Zusammenhang angenommen. Die Übertragungsfunktion zwischen Volumenstrom und Kolbengeschwindigkeit entspricht einem Proportionalverhalten 2. Ordnung. Bei einer sprungförmigen Änderung des Streckeneinganges stellt sich entsprechend den Zeitkonstanten ein proportionaler Volumenstrom bzw. eine zum Drehschieberwinkel proportionale Kolbengeschwindigkeit ein. Da das Lenkventil als Stellglied dem Lenkzylinder einen Ölstrom zuführt und die Lenkzylinderposition als Streckenausgang betrachtet wird, besitzt die Strecke des Lenkregelkreises integrales Verhalten. Insgesamt handelt es sich folglich um eine Regelstrecke ohne Ausgleich.

Wird eine derartige Strecke in einem geschlossenen Regelkreis betrieben, genügt theoretisch bereits ein Regelgesetz mit proportionaler Verstärkung der Regeldifferenz, um einen stabilen Regelkreis zu erhalten.

Aufgrund des integralen Charakters führt eine ermittelte Regeldifferenz immer zu einem Volumenstrom und somit zu einer Änderung des Streckenausganges, mit dem Ziel, die Regeldifferenz zu reduzieren. Wenn keine Störungen in die Regelstrecke eingreifen, wird mit einem Proportionalregler im stationären Zustand keine bleibende Regelabweichung auftreten. Die Stabilität des geschlossenen Regelkreises kann sehr gut über den Verstärkungsfaktor eingestellt werden. Damit wären beide oben genannten Anforderungen mit einem proportionalen Regelgesetz erfüllbar.

Bei der praktischen Realisierung des geschlossenen Regelkreises sind die bei der Streckenanalyse getroffenen Annahmen hinsichtlich der Durchflussfunktion nur bedingt gültig. Hier muss das nichtlineare Verhalten des Lenkventils berücksichtigt werden, wenn ein zufriedenstellendes Ergebnis bei der Performance des Proportionalreglers erzielt werden soll. Aufgrund der positiven Überdeckung der Steuerkannten des Drehschiebers ist die Drosselstelle nicht nur in der Nullstellung geschlossen, d.h. eine Positionsänderung des Drehschiebers innerhalb dieser Überdeckung bewirkt keinen Durchfluss. Dieser auch in der Literatur [21] mit Totzone bezeichnete Bereich hat einen bedeutenden Einfluss hinsichtlich der Regelabweichung und Stabilität des Regelkreises.

Bei Verwendung eines proportionalen Regelgesetzes entspricht der Überdeckungsbereich einem Regelfehler, der zunächst aufgebaut werden muss, bevor ein Volumenstrom tatsächlich zustande kommt. Ein spätes Anlenkverhalten und eine bleibende Regelabweichung, die genau der Totzone entspricht, sind die Folge. Im regelungstechnischen Sinn kann diese Totzone auch als Totzeitelement interpretiert werden, das Änderungen am Streckeneingang verzögert weiterleitet und somit bei sich schnell wechselnden Vorzeichen am Streckeneingang zu einer ausgeprägten Phasenverschiebung des Streckenausganges führt.

Ein Regelgesetz mit integralem Bestandteil ist auf Grund seiner theoretisch unendlichen Verstärkung ein genauer, aber langsamer Regler. Er hinterlässt keine bleibende Regelabweichung. Weil er eine zusätzliche Nullstelle mit einem Phasenwinkel von  $-90^\circ$  in den aufgeschnittenen Regelkreis einfügt, kann nur eine schwache Verstärkung bzw. eine große Zeitkonstante eingestellt werden. Da jedoch der Fahrzeugführer ein Lenksystem erwartet, mit dem das Fahrzeug ohne merkliche Verzögerung Kursänderungen ausführt, ist aus Stabilitätsgründen ein Lenkregler mit integralem Anteil kein geeigneter Regler für diese Art Regelstrecke.

Eine weit verbreitete Methode, um dennoch einen schnellen und stabilen Regelkreis mit einem Proportionalregler zu erzielen, ist die Anpassung der Lenkreglerausgangsgröße an die Kennlinie des Lenkventils. Der Lenkreglerausgang, der einem erforderlichen Volumenstrom entspricht, wird an den Drehschieberwinkel angepasst, bei dem der erforderliche Volumenstrom auch bereitgestellt wird. Das geschieht, indem die inverse Drehschieberwinkel–Durchfluss–Kennlinie auf den Lenkreglerausgang geschaltet wird. Ändert sich beispielsweise die Regeldifferenz von Null auf einen Wert ungleich Null, „überspringt“ der Sollwert für den Drehschieberwinkel sofort den Überdeckungsbereich, in dem kein Volumenstrom durch das Lenkventil fließt.

Diese Unstetigkeit im Regelkreis wirkt sich nachteilig aus, wenn das Vorzeichen des Regelfehlers permanent wechselt. Als Folge dessen wird der Drehschieber ständig im Bereich dieser Unstetigkeit bewegt, was mit erhöhtem Verschleiß verbunden ist. Bei Überkompensation der Totzone kann diese Methode zudem zu unbeabsichtigten Lenkbewegungen führen und somit ein instabiles Lenkverhalten bewirken.

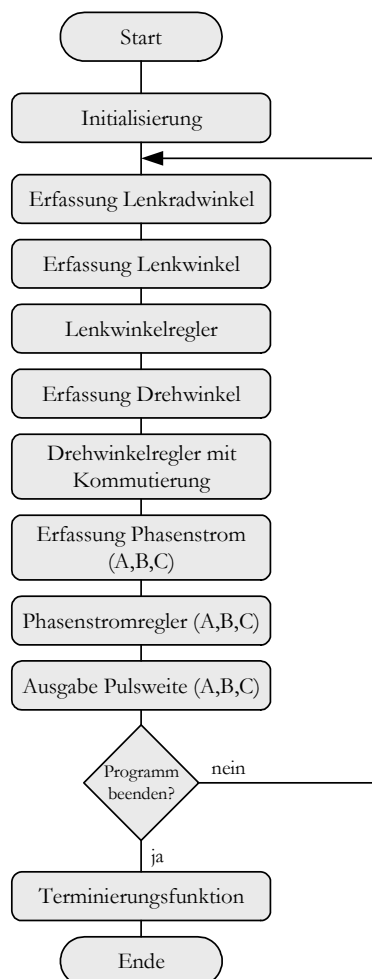
Eine Alternative zur Aufschaltung der inversen Kennlinie bietet die Methode des Gain-Scheduling [28, 35]. Hierbei wird in Abhängigkeit von bestimmten Scheduling-Variablen die Reglerverstärkung variiert, um eine Adaption des Regelkreises hinsichtlich veränderter Streckenbedingungen zu ermöglichen. Die Übertragung dieses Verfahrens auf das hier betrachtete Pilotlenksystem verhindert die angesprochene Unstetigkeit im Regelkreis und die damit verbundenen Nachteile.

Bei einer Anpassung der Reglerverstärkung in Abhängigkeit von der Regeldifferenz zwischen Soll- und Istwert wird sowohl eine hinreichende Kompensation der Lenkventil-Totzone als auch eine stetige Positionierung des Drehschiebers innerhalb dieser Totzone erzielt. Das heißt, eine sehr geringe Regeldifferenz mit einer sehr hohen Reglerverstärkung führt ebenso zu einer schnellen Überwindung der Lenkventil-Totzone. Überschreitet die Regeldifferenz einen a priori definierten Bereich wird die Verstärkung auf Normalmaß reduziert. Hingegen führen wechselnde Vorzeichen der Regeldifferenz nicht zu permanenten Drehschieberbewegungen wie sie bei einer Aufschaltung der inversen Kennlinie der Fall wären.

### 6.2.2 Steuerungsprogramm des Lenksystems

Das Steuerungsprogramm setzt sich aus den Teilen Initialisierung, Echtzeitprogramm und sonstigen Laufzeitfunktionen zusammen. Durch die Aufteilung des Programms in periodische Funktionen, die mit unterschiedlicher Frequenz aufgerufen werden, ist der streng serielle Ablauf nicht gegeben. Vielmehr werden niedrig priorisierte Funktionen von höher priorisierten Funktionen unterbrochen. Diese wiederum geben nach Abarbeitung ihres Echtzeitcodes den Prozessorzugriff für die niedrig priorisierten Prozesse wieder frei.

Das Bild 6.8 zeigt dazu den Programmablaufplan in vereinfachter Form. Die Tabelle 6.1 gibt Aufschluss über die Häufigkeit, mit der die Programmfunktionen ausgeführt werden. Diese werden nachstehend im Detail erläutert.



**Bild 6.8** Programmablaufplan des Steuerungsprogramms

Tabelle 6.1 Programmfunktionen, gelistet nach deren Ausführungsfrequenz

Ausführungsfrequenz	Programmfunktionen	Ausgangsgröße
10 kHz	Erfassung Phasenstrom (A, B, C) Phasenstromregler (A, B, C)	Pulsweite (A, B, C)
5 kHz	Erfassung Drehwinkel	
500 Hz	Drehwinkelregler mit Kommutierung	Sollwert Phasenstrom (A, B, C)
400 Hz	Erfassung Lenkradwinkel Erfassung Lenkwinkel Lenkwinkelregler	Sollwert Drehwinkel

### Erfassung Lenkradwinkel

Im Prinzip erfolgt die Erfassung des Lenkradwinkels durch Addition der Impulse des Drehwinkelgebers am Lenkrad. Wenn das Lenkrad mehr als eine Umdrehung absolviert, läuft der Zähler über und beginnt von Null an zu zählen. Allein betrachtet ist damit noch keine eindeutige Zuordnung der Lenkradposition gegeben. Dafür wird eine Referenz benötigt, deren Lage eindeutig bestimmbar ist. Im vorliegenden Fall wird als Referenzpunkt die Position des Lenkzylinders genommen, die mit einem Potentiometer absolut erfasst wird. Die Anzahl und Richtung der Zählerüberläufe werden ebenfalls erfasst.

Während der Initialisierung wird mittels der bekannten Lenkübersetzung ein maximaler Bereich für den Lenkradwinkel definiert, das Lenkradwinkelband. Der minimale Wert für den Lenkradwinkel wird als Zahlenwert vorgegeben. Anschließend wird die tatsächliche Position des Lenkzylinders eingelesen und das Verhältnis von gemessener Position zu maximal möglicher Lenkzylinderposition ermittelt. Dieses Verhältnis wird mit dem Lenkradwinkelband multipliziert. Das Ergebnis dieser Prozedur ist der auf die Lenkzylinderposition bezogene Lenkradwinkel.

Wird durch das Addieren der Impulse der minimale bzw. maximale Lenkradwinkel erreicht bzw. überschritten, erfolgt eine Beschränkung auf den minimalen bzw. maximalen Lenkradwinkel, auch bei fortgesetzter Betätigung des Lenkrades. Aufgrund der fehlenden mechanisch begrenzten Endlage des Lenkrades wird bei dem hier angewandten Verfahren geprüft, ob das Lenkrad weiter betätigt wurde, als der Hub des Lenkzylinders dies erlaubt.

Ist dies der Fall, so wird der Zählerwert auf den minimalen bzw. maximalen Lenkradwinkel zurückgesetzt. Diese „Anti-Windup“<sup>15</sup> Strategie ist notwendig, damit bei einer Gegenbewegung des Lenkrades auch der Lenkzylinder sofort seine Richtungsänderung vollzieht.

### **Erfassung Lenkwinkel**

Der Lenkwinkel wird mittels eines Potentiometers erfasst und über die analoge Schnittstelle des Steuergerätes eingelesen.

### **Lenkwinkelregler**

Innerhalb der Funktion Lenkregler wird die Soll-Ist-Differenz bezüglich der Lenkzylinderposition mit einem konstanten Faktor, der Reglerverstärkung, multipliziert. Physikalisch betrachtet ist das Ergebnis ein erforderlicher Volumenstrom, der benötigt wird, um die Regeldifferenz zu korrigieren. Weil der Volumenstrom nur mit einem entsprechenden Öffnungswinkel im Lenkventil zustande kommt, kann dieser Wert als Solldrehwinkel des Drehschiebers betrachtet werden. Der Solldrehwinkel wird anschließend angepasst, um die Totzone zwischen Neutralstellung und Öffnung der Steuerkanten zu kompensieren, siehe Abschnitt 6.2.1.

Aufgrund von Fertigungstoleranzen ist diese Totzone nicht symmetrisch in beide Auslenkrichtungen, d.h. ausgehend von der sensorisch erfassten Nullposition existiert eine unterschiedliche Totzone für Links- und Rechtsdrehung. Mittels eines Offset-Parameters wird der Solldrehwinkel verschoben, um ihn an die tatsächliche Totzone anzupassen<sup>16</sup>. Das Ergebnis dieser gesamten Ventilkennlinienanpassung ist ein Referenzdrehwinkel für den Drehantrieb, der durch den unterlagerten Ventilregelkreis eingestellt wird.

---

<sup>15</sup> Eine „Anti-Windup“ Strategie wird in der Regel bei PI-Reglern angewendet um das Übersteuern des integralen Anteils zu begrenzen. Der Anteil des I-Reglers wird so berechnet, dass der PI-Regler gerade an der Übersteuerungsgrenze ist.

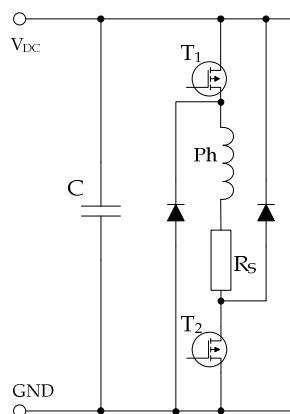
<sup>16</sup> Üblicherweise wird anstatt des Referenzwertes (Sollwert) der zurückgeführte Sensorwert mit einem Offset Parameter korrigiert um eine symmetrische Anpassung des Totbandes herbeizuführen. Hier in dieser Anwendung jedoch wird der Sensorwert ebenso für die Phasensteuerung des Reluktanzantriebs benötigt. Die Kalibrierung des Nullwertes des Winkelsensors orientiert sich hier nach der Lage der elektromagnetischen Pole des Antriebs.

### Erfassung Drehwinkel

Der Drehschieberwinkel wird durch einen magnetoresistiven Sensor erfasst, vgl. Anhang B. Die Initialisierung und Auslesung des Winkelwertes erfolgt hierbei mit einem eigenständigen, unabhängigen Mikrokontroller. Das Lenksteuergerät kommuniziert mit diesem Mikrokontroller über das CAN-Bus Protokoll und sendet zyklisch die Anforderung des zuletzt ausgelesenen Winkelwertes. Die gesendeten Daten werden anschließend im Speicher des Lenksteuergerätes abgelegt, wo sie schließlich vom Programmteil Motorlageregler zur Weiterverarbeitung genutzt werden.

### Drehwinkelregler mit Kommutierung

Diese Funktion stellt den Drehschieber auf einen vom Lenkregler angeforderten Drehwinkel ein. Das gewählte Regelgesetz, das hier zur Anwendung kommt, entspricht einer  $PDT_1$ -Übertragungsfunktion. Für die Implementierung dieses Regelgesetzes auf dem Steuergerät wurde eine Diskretisierung der Reglerfunktion vorgenommen. Das Ergebnis der Berechnung entspricht einem Referenzdrehmoment, das benötigt wird, um den angeforderten Drehwinkel einzunehmen. In einem weiteren Schritt erfolgt die Kommutierung, d.h. die Verteilung des Referenzdrehmomentes auf die drei Phasen des Drehantriebs. Dabei wird die aus Abschnitt 5.4.2 bekannte Distributionsfunktion angewendet. In Abhängigkeit vom jeweiligen Induktivitätsgradienten wird jeder Phase ein Phasenreferenzdrehmoment so zugeordnet, dass die Summe der drei Phasenreferenzdrehmomente das geforderte Referenzdrehmoment ergibt. In den Bereichen, in denen der Induktivitätsgradient gegen Null geht, werden zwei Phasen gleichzeitig aktiviert. Mit Gl. 18 werden aus den Phasenreferenzdrehmomenten drei Referenzströme für die jeweiligen Phasen berechnet, die durch den nachfolgenden Stromregler eingestellt werden.



**Bild 6.9** Schematische Darstellung der Leistungselektronik einer einzelnen Phase



### **Erfassung Phasenstrom**

Zur Bestimmung des Stromwertes der jeweiligen Phase wird ein Messwiderstand  $R_s$  zwischen der Wicklung  $Pb$  und dem Transistor  $T_2$  eingesetzt (siehe Bild 6.9). Der Spannungsabfall am Messwiderstand ist proportional zum durchflossenen Strom und wird mittels des analogen Eingangs im Steuergerät direkt erfasst.

### **Phasenstromregler**

Als Reglerfunktion kommt ein Regelgesetz mit proportionaler Verstärkung des Regelfehlers zum Einsatz. Das Ergebnis entspricht einer Pulsweite innerhalb einer definierten Pulsfrequenz, mit der die Schalttransistoren aktiviert werden. Ist der Regelfehler negativ, d.h. durch die Phase fließt mehr Strom als angefordert, wird die Pulsweite für den „High Side“-Transistor ( $T_1$ ) auf ein Minimum reduziert und der „Low Side“-Transistor ( $T_2$ ) bleibt eingeschaltet. Dadurch wird der Phase weit weniger Energie zugeführt als über die Freilaufdiode abfließt, der Strom durch die Spule reduziert sich entsprechend. Ist der Stromsollwert null, werden beide Transistoren deaktiviert, woraufhin ein verbleibender Strom schnell über beide Dioden in den Kondensator zurückgeführt wird.

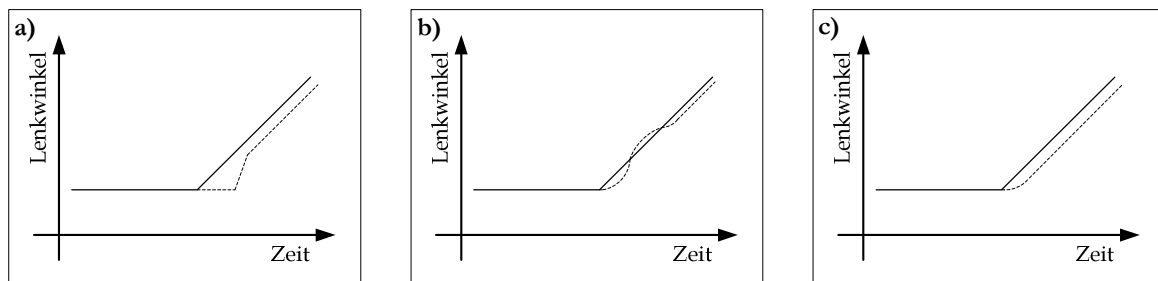
## **6.3 Experimentelle Analyse des Systemverhaltens der Pilotlenkung**

Zur Analyse des Systemverhaltens eignen sich die aus der Regelungstechnik bekannten Begriffe statisches und dynamisches Systemverhalten, die für die Untersuchung der Pilotlenkung herangezogen werden.

Das statische Verhalten ist vorrangig durch die Positionierungsgenauigkeit des Lenkzylinderkolbens gekennzeichnet. Bekannte Beschreibungen für das dynamische Verhalten eines Regelkreises sind die Sprungantwort im Zeitbereich und der Frequenzgang im Frequenzbereich. Die Sprungantwort wird bei dem vorliegenden System durch die Stellwegbegrenzung und Stellgeschwindigkeitsbegrenzung des Lenkventils bestimmt [4, 47]. In der Fahrzeugtechnik werden daher sowohl rampenförmige als auch sinusförmige Lenkwinkelvorgaben zur Beschreibung des Fahrverhaltens von Fahrzeugen verwendet [43, 44]. Mit einer rampenförmigen Anregung des Lenkradwinkels, d.h. mit einem linear steigenden Sollwertverlauf, wird praktisch die Antwort des Lenksystems auf sprungförmige Änderungen der Lenkgeschwindigkeit ermittelt.

Da zwischen Lenkgeschwindigkeit und Volumenstrom bzw. Drehschieberwinkel ein proportionaler Zusammenhang besteht, kann die Referenzlenkgeschwindigkeit so gewählt werden, dass es nicht zu einer Stellwegbegrenzung des Drehschiebers im Lenkventil kommt, siehe dazu auch Anhang D.

Die Anforderungen an das dynamische Verhalten einer Fahrzeuglenkung sind in erster Linie komfortgetrieben. Der Fahrzeugführer erwartet eine Lenkung, bei der die Lenkradbewegung schnell und ohne merkliche Zeitverzögerung in eine Lenkbewegung des Fahrzeugs umgesetzt wird. Dabei soll dieser Vorgang möglichst spiel- und ruckfrei vonstatten gehen. Das Bild 6.10 zeigt qualitativ, welchen Einfluss die Einstellungen für den Lenkregler und die Totzonenkompensation auf das dynamische Systemverhalten haben können.



**Bild 6.10** Sollwertverlauf (durchgezogen) und Antwort (gestrichelt) des Lenksystems für rampenförmige Anregung  
a) ruckartig, b) oszillierend, c) ideal

Bei Vorgabe eines rampenförmigen Lenkradwinkelverlaufs wird der Lenkwinkel mit einer Zeitverzögerung und einem Schleppfehler dem Sollwertverlauf folgen. Wird die Totzone des Lenkventils unvollständig oder gar nicht kompensiert, führt das zu großen, zeitverzögerten Reaktionen des Lenksystems Bild 6.10 a).

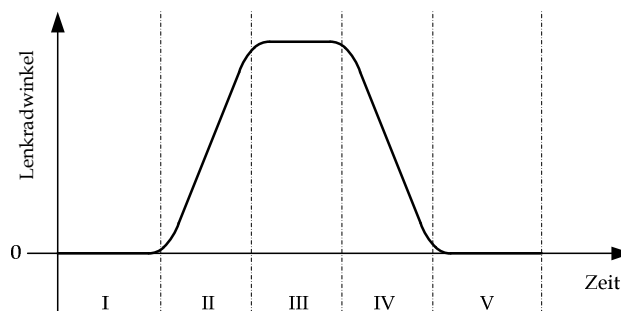
Ein weiterer Nebeneffekt ist die ruckartige Bewegung des Lenkzylinders aus der Ruheposition heraus und die damit verbundenen unangenehmen Beschleunigungen des Lenkzylinderkolbens. Eine zu hoch eingestellte Lenkreglerverstärkung ist in Bild 6.10 b) exemplarisch dargestellt. Die Kreisverstärkung des Regelkreises ist zu hoch, was sich in einer gedämpften Schwingung während des Übergangs niederschlägt. In Bild 6.10 c) wird der anzustrebende Verlauf der Systemantwort abgebildet.

### 6.3.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche zur Beurteilung des Lenkverhaltens werden auf dem zuvor beschriebenen Lenkungsprüfstand durchgeführt. Dabei werden zwei verschiedene Formen der Sollwertgenerierung gewählt. Bei der ersten Versuchsreihe wird das Lenkrad durch die Versuchsperson betätigt, um eine Lenkzylinderbewegung auszulösen. Hierbei ist zu beachten, dass auf dem Lenkungsprüfstand die Reaktion des Fahrzeugs, d.h. die Giergeschwindigkeit, auf eine Lenkradbewegung fehlt. Die Versuchsperson gibt lediglich einen Sollwertverlauf für den Lenkwinkel vor. Diese Versuche werden benutzt, um das Führungsverhalten des Lenkregelkreises unter Einbeziehung aller Lenksystemkomponenten und unter verschiedenen Belastungen auf den Lenkzylinder zu untersuchen.

Bei der zweiten Versuchsreihe wird der Lenkzylinder durch ein automatisch erzeugtes Lenkradsignal angesteuert. Dazu wird im Lenksteuergerät ein periodisches Signal für die Vorgabe des Lenkradwinkels generiert, mit dem unter anderem der Frequenzgang des Lenksystems ermittelt werden kann.

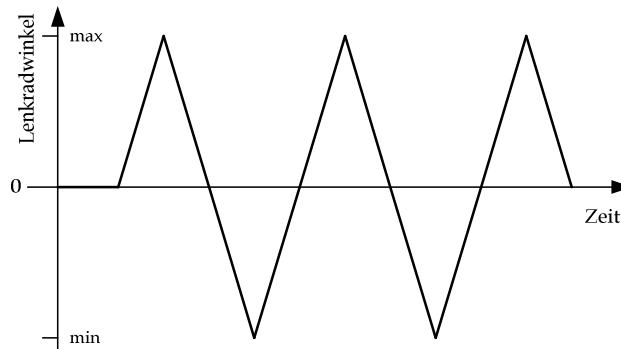
Das Bild 6.11 zeigt das Profil für eine manuell erzwungene Lenkbewegung.



**Bild 6.11** Profil einer manuell erzwungenen Lenkbewegung

Das skizzierte Profil orientiert sich an einer typischen Kurvenfahrt. Es ist gekennzeichnet durch insgesamt fünf Phasen. Ausgehend von der Geradeausfahrt (I), d.h. das Lenkrad befindet sich in Nullstellung, wird das Lenkrad ausgelenkt. Der zweite Abschnitt (II) ist gekennzeichnet durch eine Phase des Übergangs, bei dem die Fahrzeuggiergeschwindigkeit stetig gesteigert wird, um eine Richtungsänderung des Fahrzeugs herbeizuführen. Mit Erreichen der gewünschten Fahrzeuggiergeschwindigkeit wird die Lenkradbewegung gestoppt und in der erreichten Position (III) gehalten.

Unter Vernachlässigung der auftretenden Querschleunigung am Fahrzeug fährt es nun eine Kreisbahn mit konstantem Radius. Wird der Kurvenausgang erreicht, dreht der Fahrzeugführer das Lenkrad zurück (IV), um die Geradeausfahrt fortzusetzen. In dieser Phase wird die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs bis auf Null reduziert. Die Kurvenfahrt ist abgeschlossen mit dem Erreichen der letzten Phase (V). Für die Untersuchung des frequenzabhängigen Verhaltens wird das in Bild 6.12 dargestellte Anregungsprofil verwendet.



**Bild 6.12** Profil einer automatisch erzwungenen Lenkbewegung

Hierbei wird das Lenksystem durch einen sägezahnförmigen Sollwertverlauf des Lenkradwinkels angeregt. Hierbei wird der Lenkzylinder mit einer konstanten Lenkgeschwindigkeit angeregt bis der minimalen bzw. maximalen Lenkwinkel erreicht ist. Anschließend wechselt das Vorzeichen der Lenkgeschwindigkeit und die Prozedur wiederholt sich. Bei den Versuchen zur Ermittlung des frequenzabhängigen Verhaltens wird die Frequenz dieses Sollwertverlaufs in diskreten Schritten erhöht. Die Amplitude der Antwort wird mit zunehmender Frequenz der Anregungsfunktion abnehmen und die Phasenverschiebung zwischen Anregung und Antwort wird zunehmen. Beides lässt sich im Bode-Diagramm darstellen. Die Beschreibung des dynamischen Verhaltens erfolgt mittels der Ermittlung des Frequenzganges des Systems.

### 6.3.2 Erfassung der Daten

Folgende Messgrößen werden erfasst und in der Auswertung als zeitlicher Verlauf dargestellt:

- Lenkradwinkel
- Lenkzylinderposition
- Lenkreaktionskraft

Weiterhin werden folgende, rechnerisch bestimmte Größen als zeitlicher Verlauf dargestellt:

- Regelabweichung zwischen Lenkradwinkel und Lenkzylinderposition
- Lastdruck im Lenkzylinder als Druckdifferenz von linker und rechter Zylinderkammer

Die Messwerte für die Lenkzylinderposition werden unter Berücksichtigung der Lenkübersetzung auf den Lenkradwinkel umgerechnet. Die Diagramme für die Lenkreaktionskraft und die Druckdifferenz am Lenkzylinder dokumentieren den Belastungsverlauf während der Lenkbewegung. Die während des Experimentes aufgezeichneten Daten von Lenkradwinkel und Lenkwinkel werden im Lenksteuergerät abgespeichert. Die Daten der Lenkreaktionskraft sowie der Lenkzylinderdrücke werden durch den Prüfstandsrechner ermittelt und abgespeichert. Da die Daten von Prüfstandssteuerung und Lenksteuergerät nicht synchron erfasst werden, erfolgt in der Auswertung nur eine qualitative Zuordnung der Belastung des Lenksystems zur jeweiligen Auslenkung.

Die Parameter für wichtige Kenngrößen, wie z.B. Lenkreglerverstärkung und Totzonenkompensation, wurden in Vorversuchen ermittelt. Diese wurden so gewählt, dass das Lenksystem stabil und ruckfrei auf rampenförmige Sollwertvorgaben reagiert.

### 6.3.3 Untersuchung des Führungsverhaltens bei konstanten Lastfaktoren

Das Ziel dieser Untersuchung ist die Beobachtung des Führungsverhaltens des gesamten elektrohydraulischen Pilotlenksystems. Dazu wird die Pilotlenkung durch die Versuchsperson mit dem bereits beschriebenen Profil für eine Kurvenfahrt betätigt. Ausgehend von der Geradeausfahrt wird das Lenkrad um einen definierten Lenkwinkel eingeschlagen, kurz gehalten und wieder zurückgelenkt.

Beim ersten Versuch (siehe Bild 6.13) soll die Genauigkeit der Lenkregelung speziell bei einer kleinen Auslenkung beobachtet werden. Hierbei wird das Lenkrad maximal bis  $50^\circ$  ausgelenkt. Anhand der bleibenden Regelabweichung zwischen Lenkradwinkel und Lenkzylinderposition kann dann beurteilt werden, ob auch geringe Sollwertänderungen am Lenkrad durch das Lenkventil eingestellt werden. Die Lenkkraft steigt bei diesem Versuch proportional zur Auslenkung des Lenkzylinders an.

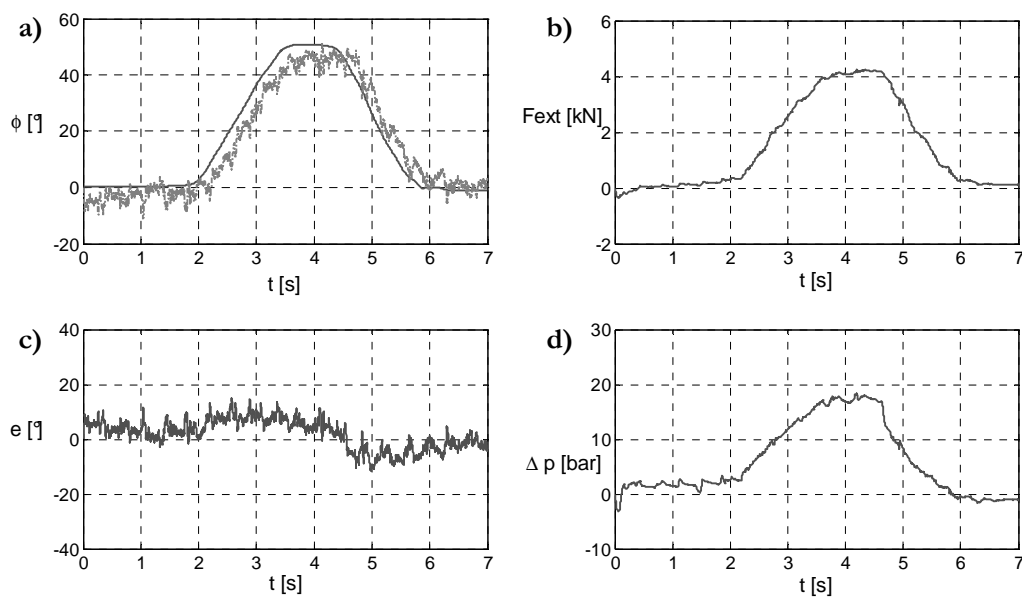
Beim zweiten Versuch (siehe Bild 6.14) werden sowohl die Lenkgeschwindigkeit als auch der Lenkradwinkel deutlich erhöht, mit dem Ziel, das Führungsverhalten bei schnellen Lenkradbewegungen zu untersuchen. Als Belastungsprofil des Lenkzylinders wird eine proportional zur Lenkgeschwindigkeit wirkende Lenkkraft gewählt. Derartige Lenkkräfte dominieren das Lenkmoment, wenn der Reifenlatsch eine überwiegend gleitende Bewegung ausführt.

### **Auswertung der Messergebnisse**

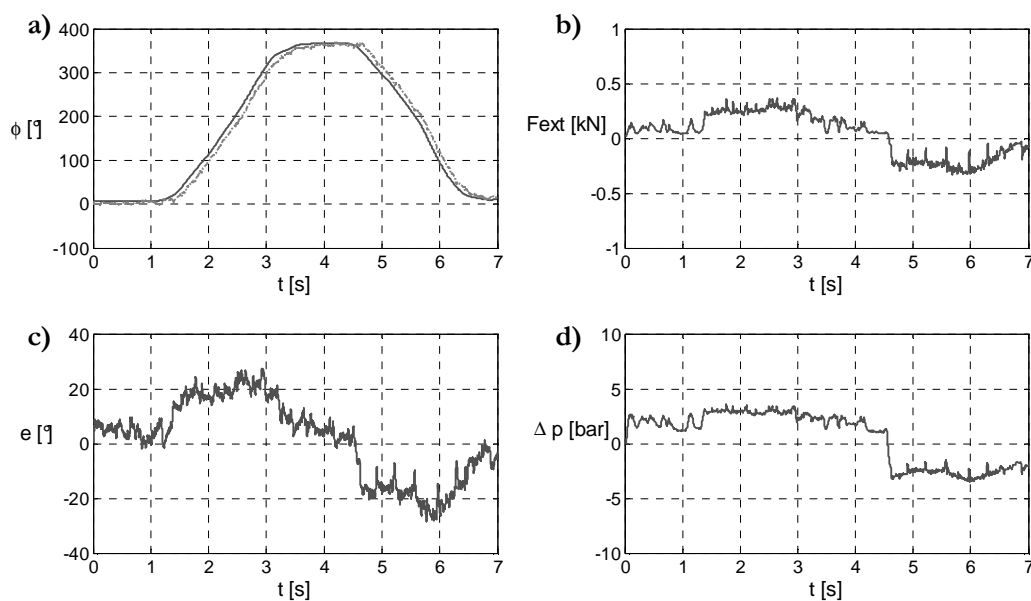
Dem Bild 6.13 kann entnommen werden, dass der Lenkregler geringe Sollwertänderungen am Lenkrad stabil und nahezu genau einstellt. Bezogen auf den Lenkradwinkel beträgt die maximale Abweichung des Istwertes vom Sollwert während des Lenkvorganges im Durchschnitt  $10^\circ$ . Im statischen Zustand der Referenzgröße sinkt die Regeldifferenz auf einen Mittelwert von  $5^\circ$ . Bei der Rückwärtsbewegung des Lenkrads ergeben sich gleiche Zahlenwerte, so dass von einer symmetrischen Kompensation der Totzone des Lenkventils ausgegangen werden kann. Der Versuch zeigt, dass die Regeldifferenz im statischen Zustand nicht vollständig ausgeglichen wird. Bezogen auf den maximalen Lenkradwinkel beträgt sie ca. 10 %.

In Bild 6.14 ist das Verhalten für eine größere Lenkradauslenkung dargestellt. Der Lenkregler stellt auch hier den Lenkzylinder stabil und genau auf die Referenzposition ein. Aufgrund der höheren Lenkgeschwindigkeit ist in diesem Versuch die Regeldifferenz während des Lenkvorganges größer. Bezogen auf den Lenkradwinkel beträgt sie im Durchschnitt  $20^\circ$ . Im statischen Zustand des Sollwertes pendelt sich die Abweichung wie im Versuch zuvor auf den Mittelwert von  $5^\circ$  ein. Bezogen auf den maximalen Lenkradwinkel relativiert sich die Abweichung, so dass von einer genauen Regelung gesprochen werden kann.

Erwartungsgemäß ist während des Lenkvorganges die Regeldifferenz eine Funktion der Lenkgeschwindigkeit. Hingegen nimmt sie im statischen Zustand des Referenzwertes einen konstanten Betrag an. Der Wert der Regeldifferenz im statischen Zustand indiziert damit, wie gut die elektronische Kompensation des Überdeckungsbereiches im Lenkventil gelingt. Je geringer die Lenkradausschläge sind, umso mehr macht sich eine unvollständige Totzonenkompensation in dem Führungsverhalten bemerkbar. Die Positionsregelung des Lenkzylinders wird weniger genau. Bei großen Lenkradausschlägen ist der Effekt einer unvollständigen Totzonenkompensation zu vernachlässigen. Hier ist der durch die Überdeckung hervorgerufene Positionsfehler - bezogen auf den Lenkradwinkel - für den Fahrzeugführer nicht mehr von Bedeutung.



**Bild 6.13** Geringe Auslenkung am Lenkrad (Max. Lenkradwinkel  $50^\circ$ )



**Bild 6.14** Große Auslenkung am Lenkrad (Max. Lenkradwinkel  $360^\circ$ )

Zu den Bildern 6.13 und 6.14:

- Messwerte für den Lenkradwinkel  $\Phi$  (durchgezogen) und die Lenkzylinderposition. Die Lenkzylinderposition wird mittels der eingestellten Lenkübersetzung auf die Dimension des Lenkradwinkels skaliert.
- Lenkreaktionskraft  $F_{ext}$
- Regelabweichung  $e$  als Differenz von Lenkradwinkel und skaliertes Lenkzylinderposition
- Lastdruck  $\Delta p$  des Lenkzylinders

### 6.3.4 Untersuchung des Führungsverhaltens bei sich ändernden

#### Lastfaktoren

Das Ziel dieser Untersuchung ist die Analyse des Führungsverhaltens der Pilotlenkung unter variierenden Lastbedingungen. Abhängig von Achslast, Fahrbahnbeschaffenheit und Lenkgeschwindigkeit ändert sich entsprechend das Lenkmoment und damit die auf den Lenkzylinder wirkenden Lenkkräfte. Unter anderem ist die Achslast der gelenkten Achse ein Parameter, der im besonderen Maße bei Gegengewichtstaplern wesentlich variiert. In Abhängigkeit von der zu transportierenden Nutzlast verschiebt sich die Achslastverteilung ständig zwischen Vorderachse und gelenkter, hinterer Achse. Die Herausforderung für den Lenkregler besteht darin, den Lenkzylinder weitestgehend unabhängig von den wirkenden Lenkkräften stabil und genau auf den vorgegebenen Sollwert einzustellen.

Für diese Untersuchung des Führungsverhaltens wird ein Arbeitsbereich definiert, der durch zwei der genannten Belastungsfaktoren – Lenkgeschwindigkeit sowie Achslast der Lenkachse – aufgespannt wird. Weitere Faktoren, wie z.B. die Fahrbahnbeschaffenheit und Reifenmaterial, die ebenso einen Einfluss auf das Lenkmoment haben, werden weiter nicht berücksichtigt. Für diese Untersuchung werden vier Arbeitspunkte in diesem Arbeitsbereich definiert: Zwei verschiedene Lenkradgeschwindigkeiten, jeweils kombiniert mit zwei verschiedenen Achslasten.

Arbeitspunkt 1: Lenkradgeschwindigkeit: ca. 10 U/min; Achslast: niedrig

Arbeitspunkt 2: Lenkradgeschwindigkeit: ca. 60 U/min; Achslast: niedrig

Arbeitspunkt 3: Lenkradgeschwindigkeit: ca. 10 U/min; Achslast: hoch

Arbeitspunkt 4: Lenkradgeschwindigkeit: ca. 60 U/min; Achslast: hoch

Als Belastungsmodell wird der bereits in Abschnitt 6.3.3 skizzierte Ansatz gewählt, bei dem die auf den Lenkzylinder wirkende Lenkkraft proportional zur Lenkgeschwindigkeit generiert wird. Entsprechend den zwei Einstufungen der Achslast wird der Proportionalitätsfaktor an die jeweilige Achslast angepasst. Das heißt, die Lenkkraft ist bei diesen Untersuchungen proportional zur Lenkgeschwindigkeit sowie zur Achslast. Ebenso wie bei den vorherigen Versuchen wird bei diesen Versuchen das Profil einer manuell erzwungenen Lenkradbewegung angewendet.



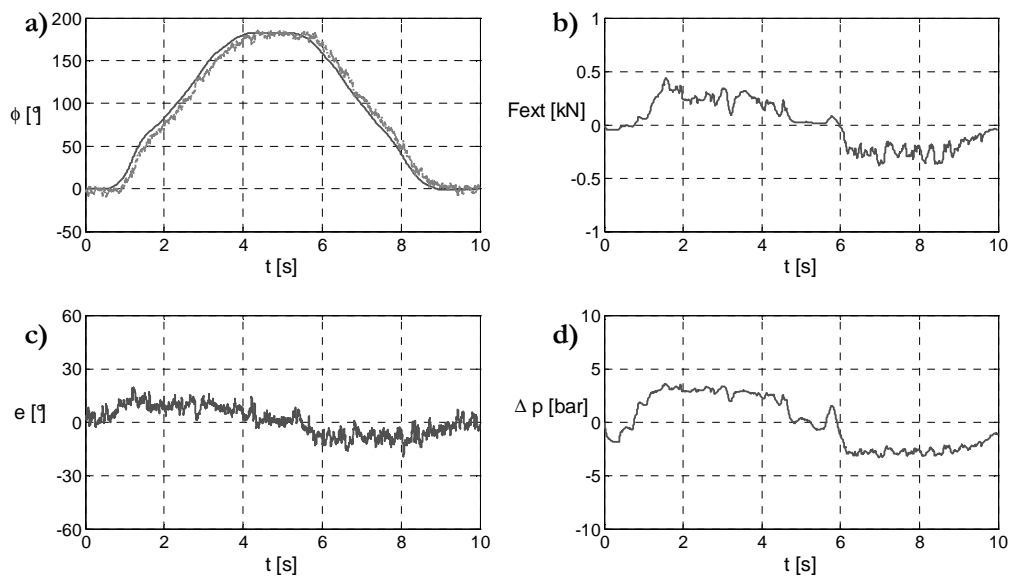


Bild 6.15 Experiment des Arbeitspunktes 1

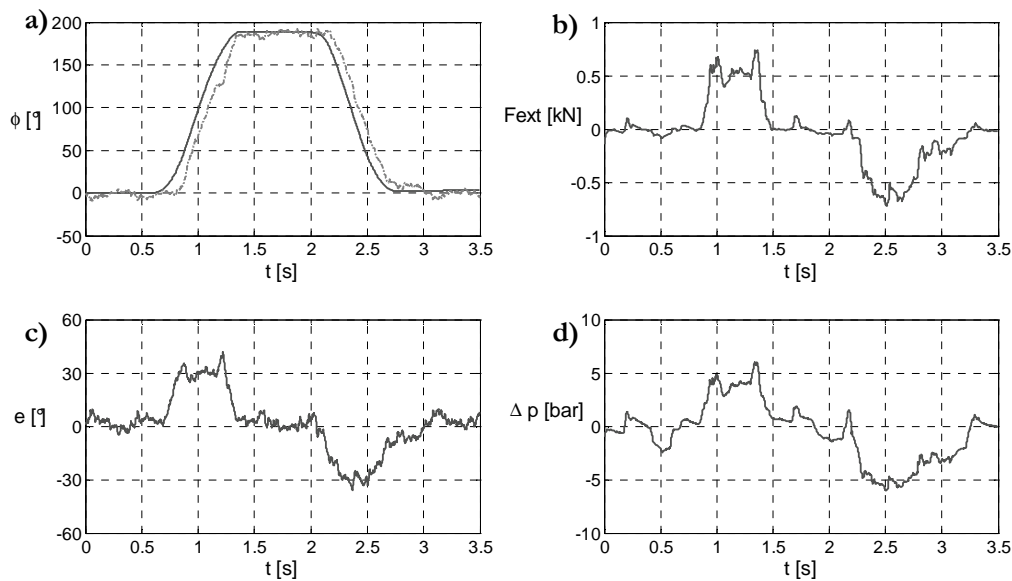


Bild 6.16 Experiment des Arbeitspunktes 2

Zu den Bildern 6.15 und 6.18:

- a) Messwerte für den Lenkradwinkel  $\Phi$  (durchgezogen) und die Lenkzylinderposition. Die Lenkzylinderposition wird mittels der eingestellten Lenkübersetzung auf die Dimension des Lenkradwinkels skaliert
- b) Lenkreaktionskraft  $F_{ext}$
- c) Regelabweichung  $e$  als Differenz von Lenkradwinkel und skaliertem Lenkzylinderposition
- d) Lastdruck  $\Delta p$  des Lenkzylinders

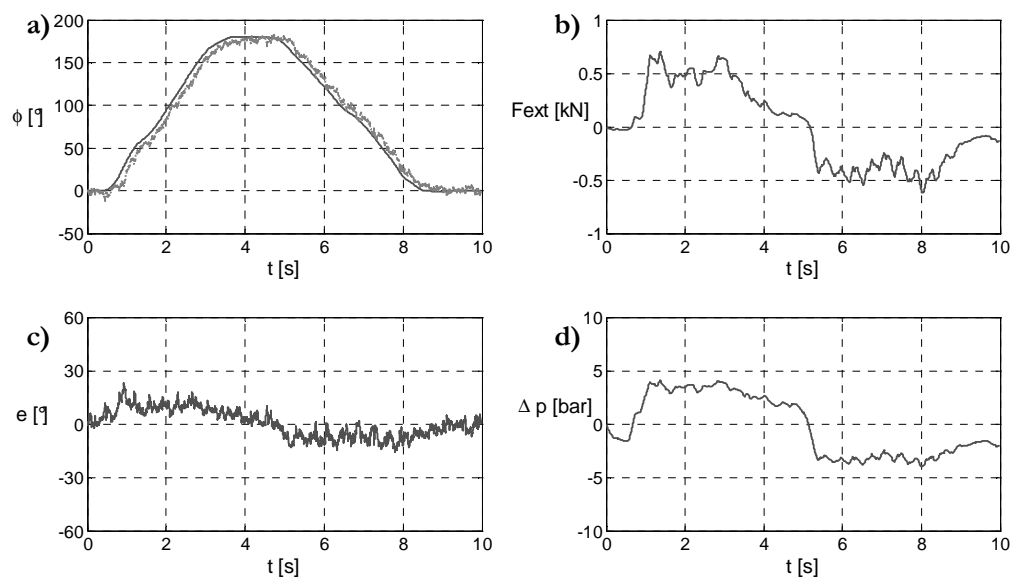


Bild 6.17 Experiment des Arbeitspunktes 3

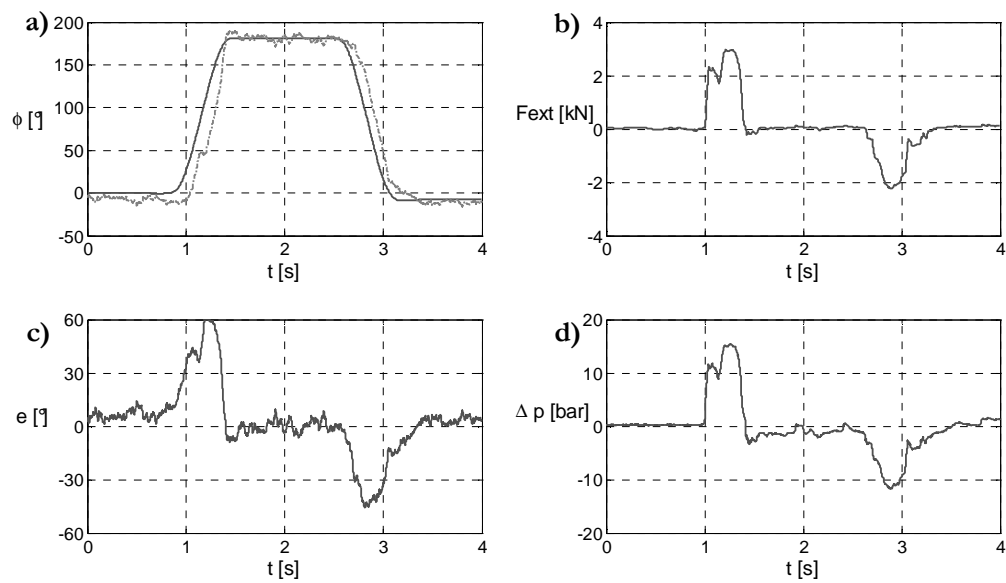


Bild 6.18 Experiment des Arbeitspunktes 4

### **Auswertung der Messergebnisse**

Das Führungsverhalten der Pilotlenkung ist bei allen vier untersuchten Arbeitspunkten als insgesamt gut einzustufen. Die Ergebnisse der Experimente der Arbeitspunkte 1 und 3 in Bild 6.15 und in Bild 6.17 zeichnen ein einheitliches Bild, obwohl die Achslast in den beiden Arbeitspunkten verschieden ist. Offenbar wirkt sich hier bei geringen Lenkgeschwindigkeiten die unterschiedliche Achslast nicht so sehr auf die Höhe der maximalen Belastung aus. Den Diagrammen ist ein normal verzögertes, ruckfreies Anlenken zu entnehmen, die Regeldifferenz entspricht mit durchschnittlich  $10^\circ$  – bezogen auf den Lenkradwinkel – den Werten aus dem vorherigen Versuch zum Führungsverhalten.

Dass das Verhalten des Lenkregelkreises mit den Lastbedingungen variiert, zeigen die Ergebnisse der Versuche in Bild 6.16 und in Bild 6.18 deutlich. Während des Anlenkens kommt es zu einer größeren zeitlichen Verzögerung der Lenkzylinderbewegung, erkennbar an der steil ansteigenden Regeldifferenz. Aufgrund der höheren Lenkgeschwindigkeit im Vergleich zu den vorangegangenen Arbeitspunkten nimmt der Betrag der Regeldifferenz bei diesen beiden Experimenten ebenfalls zu. Abgesehen von einem kurzzeitigen Anstieg der Regeldifferenz im Arbeitspunkt 4, ist die Regeldifferenz bei beiden Experimenten tendenziell gleich. Eine signifikante Verzögerung des Regelkreises aufgrund der vielfach höheren Belastung im Arbeitspunkt 4 kann nicht eindeutig festgestellt werden.

In der statischen Phase pendelt die Regeldifferenz bei allen Arbeitspunkten um den Nullpunkt und unterstreicht somit in allen betrachteten Arbeitspunkten die gelungene Kompensation der Ventilüberdeckung. Die Stabilität des Regelkreises kann in den untersuchten Arbeitspunkten ebenfalls als sehr gut eingeschätzt werden. Lediglich im Experiment mit der höchsten Belastung ist ein kurzes Überschreiten des Lenkwinkels über den Referenzwert zu beobachten. Dieses Verhalten wird aber nicht kritisch gesehen, weil die Bewegung mit Überschreiten des Referenzwertes sehr gedämpft wird und sich sofort ein statischer Zustand einstellt.

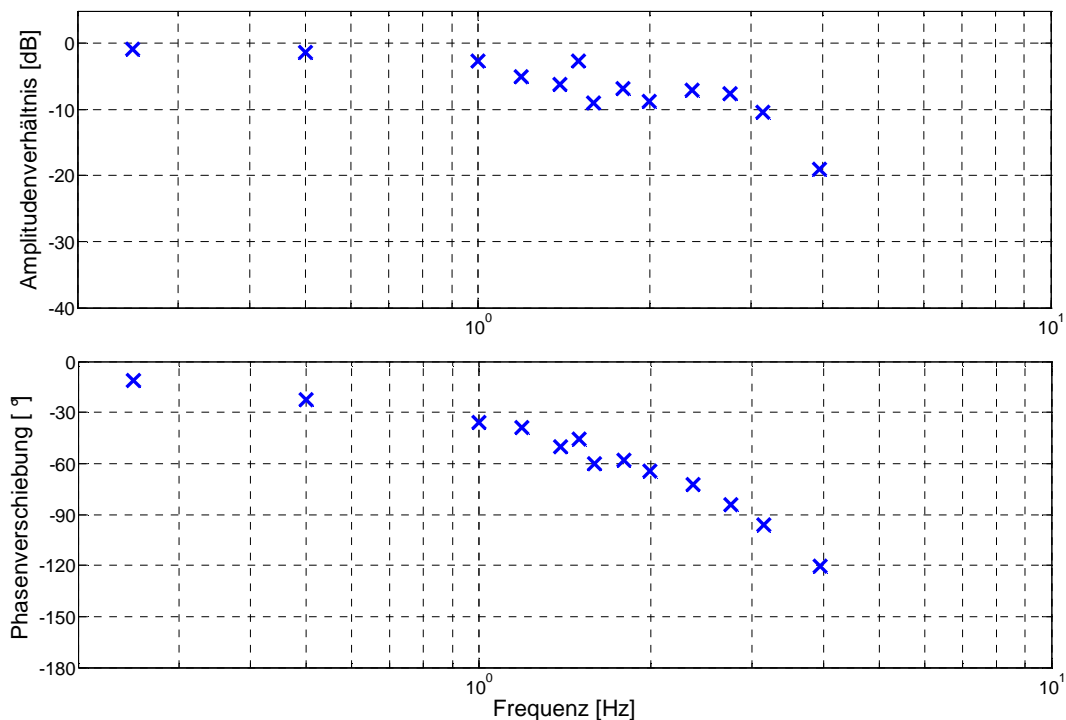
Mit zunehmender Lenkgeschwindigkeit erhöht sich die Regeldifferenz während der Auslenkphase und damit die Verzögerung des Lenkregelkreises. Der Einfluss des zweiten Parameters Achslast auf die Dynamik des Lenkregelkreises wird bei den betrachteten Arbeitspunkten hingegen als untergeordnet eingeschätzt. Eine eindeutige Tendenz kann anhand der Versuchsergebnisse nicht abgeleitet werden.

### 6.3.5 Untersuchung des Lenkregelkreises im Frequenzbereich

Das Ziel dieser Untersuchung ist die Analyse des Verhaltens der Pilotlenkung im Frequenzbereich. Die Untersuchungsergebnisse sollen zeigen, wie robust das Lenksystem gegenüber periodischen Anregungen ist. Unter anderem wird eine Grenzfrequenz ermittelt, ab welcher sich das zeitliche Verhalten des Lenksystems ändert.

Für diesen Versuch wird im Steuergerät eine periodische, rampenförmige Führungsgröße für den Lenkwinkel erzeugt. Um eine Lenksystemantwort in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz zu erhalten, wird die Frequenz des Führungssignals in diskreten Schritten erhöht. Anschließend erfolgt im Rahmen der Auswertung dieses Experimentes die Ermittlung von Amplitudenverhältnis und Phasenverschiebung zwischen der Führungsgröße und Antwort bei jeder diskret eingestellten Frequenz.

Mit den Daten wird ein Bode-Diagramm (Bild 6.19) erstellt, in dem sowohl das Amplitudenverhältnis als auch die Phasenverschiebung als Funktion der Anregungsfrequenz aufgetragen wird.



**Bild 6.19** Bode-Diagramm der Pilotlenkung

*Anmerkung: Im Experiment erfolgt eine maximale Anregung der Lenkung von 4 Hz. Mit höheren Anregungsfrequenzen nimmt die Signalqualität deutlich ab, so dass keine reproduzierbaren Ergebnisse erzielt werden können.*

### **Auswertung der Messergebnisse**

Entsprechend dem Bode-Diagramm in Bild 6.19 ist festzustellen, dass bis zu einer Frequenz von 1 Hz ein proportionales Verhalten des Lenksystems erwartet werden kann. Ab dieser Frequenz schließt sich ein Übergangsbereich bis ca. 2,5 Hz an, der geprägt ist von einer nicht eindeutigen Zuordnung der Messpunkte. Zwar nimmt das Amplitudenverhältnis in diesem Bereich tendenziell ab, aber nicht so stark wie es für integrales Verhalten typisch wäre. Ebenso indiziert der flache Verlauf der Phasenverschiebung eher ein proportionales Verhalten in diesem Frequenzbereich. Ab einer Frequenz von 3 Hz ist dann eindeutig integrales Verhalten für das Lenksystem zu konstatieren.

Insgesamt zeigt das Bode-Diagramm somit das erwartete tiefpassähnliche Verhalten der Lenkung, d.h. höhere Anregungsfrequenzen werden durch das System gedämpft. Eine eindeutige Eckfrequenz, bei der sich das zeitliche Verhalten des Lenksystems ändert, kann mittels dieses Versuchs nicht bestimmt werden. Vielmehr wird ein Bereich zwischen 1 – 2,5 Hz identifiziert, bei dem der Übergang von proportionalem zu integralem Verhalten erfolgt. Es wird hier vermutet, dass die für den Laboraufbau gewählte Druckölversorgung die dynamische Leistungsfähigkeit der Pilotlenkung begrenzt. Diese Vermutung muss noch in weiteren Untersuchungen bestätigt werden.

## **6.4 Bewertung des Systemverhaltens der Pilotlenkung**

Anhand der exemplarisch ausgewählten Versuchsergebnisse konnte die Funktion der steer-by-wire Pilotlenkung nachgewiesen werden. Sie besteht wie bei allen hydraulisch unterstützten Lenkungen aus einem einschleifigen Regelkreis, bei dem die Abweichung zwischen Referenzlenkwinkel und tatsächlichem Lenkwinkel durch einen Ölstrom solange verstärkt wird, bis eben diese Abweichung Null beträgt. Bei dem hier vorgestellten Lenksystem wird der Regelkreis nicht mechanisch, sondern elektrisch geschlossen, indem der Referenzlenkwinkel und der Lenkzylinderhub elektrisch erfasst und einem elektronisch programmierbaren Steuergerät zugeführt werden. Die sich aus beiden Signalen ergebende Differenz wird nach einem proportionalen Regelgesetz verstärkt und als Steuersignal für das elektrohydraulische Lenkventil ausgegeben.

Die hydraulische Überdeckung der Steuerkanten im Lenkventil hat einen dominanten Einfluss auf das Führungsverhalten des Lenkregelkreises. Nach erfolgter Betätigung des Lenkrades entsteht ein durch diese Totzone hervorgerufener Positionsfehler des Lenkzylinders, der zu einem ungenauen Stellverhalten führt. Dieses Verhalten wirkt sich gerade bei geringen Sollwertänderungen am Lenkrad nachteilig aus, d.h. feine Korrekturen am Lenkrad werden nur ungenau vom Lenkzylinder eingestellt. Durch elektronische Kompensation des Überdeckungsbereiches mittels der Gain-Scheduling Methode gelingt es diesen Fehler zu minimieren und damit die Regelgenauigkeit zu verbessern. Mit großen Lenkradausschlägen verringern sich die Auswirkungen des Positionierungsfehlers deutlich. Bezogen auf den Lenkradwinkel ist der durch die Überdeckung hervorgerufene Positionsfehler nicht mehr signifikant für den Fahrzeugführer.

Das Führungsverhalten des Lenkregelkreises wurde in mehreren Szenarien mit verschiedenen Belastungen untersucht. Dazu wurden die erforderlichen Lenkkräfte und die Lenkgeschwindigkeit derart variiert, dass ein möglichst weiter Anwendungsbereich der Lenkung abgedeckt wird. Dieser erstreckt sich bei Gabelstaplern von sehr geringen Belastungen, wenn bspw. die Lenkachse vollständig entlastet ist, bis zu sehr großen Belastungen, die ein Vielfaches der minimalen Belastung betragen. Die Anforderung an den Regelkreis besteht darin, in allen Arbeitspunkten ein sehr gutes Führungsverhalten und Stabilitätsverhalten zu zeigen. Das ist mit dieser Pilotlenkung gelungen. Die bleibende Regelabweichung beträgt ca. 0,7 %, bezogen auf den gesamten Lenkzylinderhub. Die Stabilität des Regelkreises konnte bei allen durchgeführten Experimenten gezeigt werden. Eine signifikante Änderung des Führungsverhaltens aufgrund zunehmender Achslasten konnte nicht abgeleitet werden. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen wurde der Einfluss von Störgrößen auf den Lenkzylinder nicht untersucht. Störgrößen können in Form von externen Lenkkräften auftreten, die bei Gabelstaplern aufgrund des einfachen Fahrwerkes zu vernachlässigen sind. Gegebenenfalls können diese in Abhängigkeit von der jeweiligen Fahrsituation abgeschätzt und mittels einer speziellen Kompensation im Regelkreis berücksichtigt werden.

Die Ergebnisse der Frequenzganguntersuchung bestätigen die Stabilitätsbeobachtungen aus den vorangegangenen Untersuchungen. Der Verlauf des Amplitudenverhältnisses zeigt keine Überhöhung, die auf einen instabilen Bereich deutet. Im Gegenteil, das Systemverhalten stellt sich als sehr gut gedämpftes System dar.

Bis zu einem Frequenzbereich von 1,5 Hz kann ein proportionales Verhalten bescheinigt werden. Nach MITSCHKE [43] beträgt die ergonomisch begrenzte Lenkradanregung durch einen Fahrer ebenfalls ca. 1,5 Hz. Die hier vorgestellte Pilotlenkung erreicht diesen Grenzwert, eine Reserve besteht aber nicht zu diesem Kriterium. Das war nach den sehr guten Ergebnissen bei der Dynamik des Lenkventilantriebs nicht zu erwarten. Offensichtlich hat die Dynamik der Druckölversorgung des Prüfstandes einen größeren Einfluss als ursprünglich vermutet.

Die Verifizierung der Laborergebnisse erfolgte anhand von Fahrversuchen mit einem Funktionsträger [32, 70]. Dazu wurde ein Gegengewichtsstapler mit der steer-by-wire Pilotlenkung ausgerüstet (siehe Anhang B.5). Auf der Basis einer subjektiven Beurteilung des Lenkverhaltens durch den jeweiligen Fahrzeugführer konnte die Funktion der steer-by-wire Pilotlenkung nachgewiesen werden. Die Einstellung eines vom Fahrer angeforderten Lenkwinkels erfolgte durch das Lenkventil bei großen Lenkausschlägen zuverlässig und stabil. Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten, wie z.B. bei Rangierarbeiten machte sich das direkte Lenkverhalten mit einer geringen Lenkübersetzung positiv bemerkbar. Hingegen konnte bei maximaler Fahrgeschwindigkeit ein leicht instabiles Lenkverhalten beobachtet werden. Um bei diesen Bedingungen den Kurs des Fahrzeuges zu kontrollieren, werden nur sehr geringe Lenkradkorrekturen gefordert, die jedoch aufgrund des Überdeckungsverhaltens nicht in dem gleichen Maße an der Lenkachse eingestellt werden. Die Fahrzeugreaktion erfolgte dann entsprechend träge, so dass sich der Fahrer gezwungen sah, häufige und hektische Korrekturen am Lenkrad vorzunehmen, um eine tatsächliche Kursänderung zu erzwingen.

Das beobachtete Verhalten der Pilotlenkung während der Testfahrten mit dem Funktionsträger stimmte grundsätzlich überein mit den Ergebnissen der Laboruntersuchungen. Zusammenfassend kann geschlussfolgert werden, dass bei kleinen Lenkradkorrekturen die Überdeckung der Steuerkanten des Lenkventils einen signifikanten Einfluss auf die genaue Positionierung der Lenkachse und damit auf das Fahrverhalten hat. Insgesamt konnte sowohl im Labor als auch im Fahrversuch gezeigt werden, dass mit dem neuartigen direkt angetriebenen Lenkventil in Drehschieberbauweise in Verbindung mit einer robusten Lageregelung eine leistungsfähige Stelleinheit für steer-by-wire Systeme bereitgestellt werden kann.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Zukünftige steer-by-wire Lenksysteme haben ein großes Potential, wenn es darum geht, das Fahr- und Lenkverhalten von Fahrzeugen individuell anzupassen. Die bei steer-by-wire Systemen typische, mechanische Entkopplung von Lenkrad und gelenkter Achse verbunden mit einem elektrischem Stelleingriff an der Lenkachse ermöglicht die Implementierung von neuen Funktionen, die bislang für konventionelle Lenkungssysteme nicht oder nur sehr schwer und mit großem Aufwand zu realisieren sind. Fahrzeuglenkungen mit elektrischem Stelleingriff sind bereits Stand der Technik. Sowohl im PKW-Bereich als auch bei langsam fahrenden Fahrzeugen wurden bereits elektromechanische und elektrohydraulische Lenksysteme in den Markt eingeführt, die mehrheitlich auf dem Prinzip der Überlagerungslenkung basieren.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neues Konzept für eine fehlertolerante, elektrohydraulische steer-by-wire Lenkung vorgestellt, bei der in Verbindung mit einem Hydrozylinder ein direkt angetriebenes Drehschieberventil als Stellglied einer steer-by-wire Lenkung eingesetzt wird. Das Besondere an dieser neuartigen Lösung ist die Verbindung von Drehschieber und elektrischem Drehantrieb zu einer integrierten, elektrohydraulischen Stelleinheit. Die bisherige Druckflüssigkeitsversorgung, ein Teil der Hydraulikleitungen und die Lenkachse werden auch weiterhin bei der steer-by-wire Lenkung verwendet. Das Konzept ist insbesondere für langsam fahrende Fahrzeuge geeignet, da diese bereits standardmäßig mit einem Hydrozylinder als Aktuator zur Einstellung eines Lenkwinkels ausgerüstet sind. Die Fehlertoleranz der vorgestellten Lenkung ergibt sich aus der redundanten elektrischen Betätigung des Drehschiebers. Dass dies in effizienter Weise möglich ist, wurde anhand prinzipieller Überlegungen gezeigt. Insgesamt kann das Konzept der fehlertoleranten, elektrohydraulischen steer-by-wire Lenkung auch bei anderen langsam fahrenden Fahrzeugen eingesetzt werden.



Die Schlüsselkomponente dieser Lenkung ist das direkt angetriebene Drehschieberventil. Dazu wurde im Rahmen dieser Arbeit ein neuartiges Lenkventil durch die Firma Hydraulik Nord Fluidtechnik konstruiert [32]. Es ist gekennzeichnet durch ein weitestgehend lineares Verhalten zwischen Drehwinkel und Öffnungsquerschnitt sowie durch eine positive Überdeckung der Drehschieber-Steuerkanten.

Der Antrieb des Drehschiebers erfolgt durch einen ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit entwickelten elektromagnetischen Drehantrieb [67]. Dieser arbeitet nach dem Reluktanzprinzip, bei dem sich der bewegliche Rotor nach dem geringsten magnetischen Widerstand ausrichtet. Zudem können bei diesem Antriebstyp unabhängige Wicklungsstränge mehrerer Phasen in einem Stator angeordnet werden. Infolgedessen lassen sich zwei unabhängige, redundante elektrische Antriebe in einem Gehäuse realisieren. Der Drehschieber ist im Rotor dieses Antriebs gelagert und bildet zusammen mit dem Rotor eine Einheit. Eine aufwändige und spielbehaftete Getriebeanpassung zwischen Rotor und Drehschieber entfällt somit. Aufgrund der spielarmen Lagerung des Drehschiebers im Ventilgehäuse konnte der Luftspalt zwischen Rotor und Stator sehr klein gewählt werden, was zu einem vergleichsweise kompakten Drehantrieb geführt hat.

Die Qualität der Dosierung des Druckflüssigkeitsstromes und damit die Einstellung des Lenkwinkels hängt direkt von der Güte der Positionsregelung des Drehschiebers ab. Aufgrund des nichtlinearen Zusammenhanges zwischen magnetischer Flussverkettung und Drehmoment, führte ein klassischer, kaskadierter Regelkreis mit Proportionalregler nicht zur gewünschten Genauigkeit. Mit der Kompensation dieses nichtlinearen Verhaltens konnten die für geschaltete Reluktanzantriebe typischen Drehmomentspitzen bei der Umschaltung von einer Phase zur anderen deutlich geglättet werden. Das führte zu einer insgesamt ruhigen Drehbewegung und erhöhte die Dynamik und Genauigkeit des Antriebs. Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Forderungen nach hoher Bandbreite durch diesen Drehantrieb erfüllt werden. Bei der Auslenkung aus der Ruheposition heraus ist eine deutliche Verzögerung in der Antwort des Drehantriebs beobachtbar, das isoliert betrachtet eine lineare Approximation der Regelstrecke, wie vorgestellt, nicht erlaubt. Weil davon ausgegangen werden kann, dass sich im Fahrbetrieb der einzustellende Lenkwinkel aufgrund von häufigen Lenkradkorrekturen ständig ändert, ist mit einer vernachlässigbaren Verzögerung zu rechnen.

Um die Funktion des direkt angetriebenen Drehschieberventils im Zusammenhang mit einer steer-by-wire Lenkung zu demonstrieren, wurde exemplarisch ein Pilotlenksystem für Gegengewichtsstapler aufgebaut. Die hydraulische Überdeckung der Steuerkanten im Lenkventil hat einen dominanten Einfluss auf das Führungsverhalten des Lenkregelkreises. Dieser als Totzone bekannte Bereich verursacht einen Positionierungsfehler des Lenkzylinders, der zu einem ungenauen Stellverhalten führt. Durch die Kompensation des Überdeckungsbereiches mittels der Gain-Scheduling Methode gelingt es, diesen Fehler zu minimieren und damit die Regelgenauigkeit entscheidend zu verbessern. Das Führungsverhalten des Lenkregelkreises wurde sowohl durch manuell als auch automatisch erzeugte Verlaufsprofile untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass sowohl bei langsamen und schnellen Lenkradanregungen als auch bei großen Achslasten die Funktion der Lenkung erfüllt wird. Unabhängig von den sich daraus ergebenden Belastungen wurde der Lenkzylinder genau und stabil auf seinen Sollwert eingestellt. Diese Ergebnisse wurden durch die Untersuchungen im Frequenzbereich bestätigt. Das Pilotlenksystem stellt sich als sehr gut gedämpftes System dar, das mit einer proportionalen Bandbreite bis zu 2 Hz eine ausreichende Performance für ein gutes Fahrzeughandling liefert.

Bei den durchgeführten Experimenten wurde ein Störgrößeneinfluss in Form einer am Lenkzylinder angreifenden Kraft nicht untersucht. Signifikante Belastungen dieser Art treten nur bei extremen Fahrmanövern auf, bei denen hohe Seitenkräfte auf die gelenkten Räder wirken. Die Auswirkungen dieser Einflüsse auf die Genauigkeit der Lenkregelung bieten interessante Aspekte, die in weiteren Arbeiten behandelt werden können.

Die aktuellste Entwicklung in der Fahrzeugindustrie geht dahin, die unterschiedlichen Fahrdynamik- und Fahrwerksysteme aufeinander abzustimmen und in ein übergeordnetes Konzept zu integrieren. Hierdurch soll verhindert werden, dass die einzelnen Systeme gegeneinander arbeiten. Als Erweiterungsmöglichkeiten für das hier vorgestellte steer-by-wire System kommen u.a. die Kombination einer Gierstabilisierung durch robuste Lenkregelung sowie eine Bedämpfung der Wankdynamik zur Reduzierung der Kippgefahr in Frage [50]. Insbesondere für hinterradgelenkte Gabelstapler ergeben sich diesbezüglich deutliche Vorteile in Bezug auf Sicherheit und Fahrkomfort. Der Entwurf des Pilotlenksystems erfolgte unter der Voraussetzung einer spezifischen Anwendung, das Konzept kann aber auch auf andere Fahrzeugtypen übertragen werden.

Um beispielsweise das Konzept auf einem Traktor darzustellen, ist eine erneute Gefahrenanalyse mit daraus resultierenden Sicherheitsfunktionen erforderlich. Besonders für Straßenfahrzeuge wird aufgrund der höheren Risikoeinstufung ein höherer Sicherheitsintegritätslevel für die Sicherheitsfunktionen notwendig sein, der zusätzliche Anforderungen an die Zuverlässigkeit des Lenksystems stellt. Denkbar ist eine hydromechanische Redundanz in Form eines zweiten Hilfshydraulikkreislaufes in das Konzept einzubinden bzw. das Lenksystem durch eine hydromechanische Rückfallebene in einen fehlersicheren Zustand zu versetzen. Interessant wird hier zu beobachten sein, welches Prinzip der Fehlertoleranz (statische vs. dynamische Redundanz) sich durchsetzen wird. Weitere interessante, wissenschaftliche Aspekte ergeben sich darüber hinaus bei der Umsetzung von Fehlererkennungsstrategien.

## A Funktionale Sicherheit

### A.1 Gefährdungsanalyse (Hazard and Risk Analysis)

Tabelle A.1 enthält die Auflistung der Parameter, die bei der Gefährdungsanalyse von steer-by-wire gelenkten Gabelstaplern verwendet worden sind. Der Parameter Eintrittswahrscheinlichkeit kann in der Regel nicht genau angegeben werden. Deshalb wird in den zugrunde liegenden Normen empfohlen, diesen Parameter qualitativ zu bestimmen. Ausgangspunkt dieser qualitativen Bestimmung ist der Aufenthalt von Personen im Gefährdungsbereich. Wird dieser als häufig bewertet, ist das zur Gefährdung führende Ereignis zunächst deutlich wahrscheinlicher als bei einem seltenen Aufenthalt. Die weiteren Parameter Entwicklung der Gefährdung und Vermeidung verstärken bzw. mindern die Eintrittswahrscheinlichkeit, indem die Reaktionsfähigkeit der Personen mit berücksichtigt wird.

**Tabelle A.1 Risikoparameter für die Gefährdungsanalyse**

Schadensausmaß der Folgen des Gefährdungsereignisses	
leichte Verletzung	S1
schwere Verletzung	S2
Unfalltod einer Person	S3
Unfalltod mehrerer Personen	S4

Eintrittswahrscheinlichkeit der Gefährdung	
$A + E + V \leq 1$	W1
$A + E + V = 2$	W2
$A + E + V = 3$	W3
$A + E + V \geq 4$	W4

Aufenthalt im Gefährdungsbereich (A)		Entwicklung der Gefährdung (E)		Möglichkeit der Vermeidung (V)	
selten	1	langsam	-1	möglich	-1
gelegentlich	2	rasch	0	möglich unter bestimmten Bedingungen	0
häufig	3	plötzlich	1	unmöglich	1

Tabelle A.2 Gefährdungsanalyse (Teil 1)

Fahrzeug-situation	Gefährdung		Schadens-ausmaß	Möglichkeit der Vermeidung	Entwicklung der Gefährdung	Aufenthalt im Gefährdungs-bereich	Schadens-ausmaß	Entwicklung der Gefährdung	Möglichkeit der Vermeidung	Schadens-ausmaß	Eintrittswahr-scheinlichkeit	Risikoklasse	Bemerkung	
	Ereignis	Folgen												
langsamere Transport von Gütern in Lagerhäusern, Fabrikhallen, o.ä.	keine Lenkreaktion auf Lenkradbetätigung	Kollision mit Personen	schwere Verletzungen mehrerer Personen	häufig	rasch	häufig	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	rasch	möglich	S2	W2	II	Wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit kann der Stapler schnell angehalten werden.	
		Kollision mit feststehenden Einrichtungen	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	häufig	rasch	häufig	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	rasch	möglich	S2	W2	II	Wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit kann der Stapler schnell angehalten werden.	
		Kollision mit anderen Fahrzeugen	schwere Verletzungen mehrerer Personen	gelegentlich	rasch	gelegentlich	schwere Verletzungen mehrerer Personen	gelegentlich	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W2	II	Siehe oben; zudem kann ein entgegenkommendes Fahrzeug eventuell ausweichen	
	unkontrollierte Lenkbewegung des Fahrzeuges	Kollision mit Personen	schwere Verletzungen mehrerer Personen	häufig	plötzlich	plötzlich	häufig	schwere Verletzungen mehrerer Personen	plötzlich	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W4	IV	Fahrzeuichtung nicht kontrollierbar, wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit kann die Gefährdung eventuell vermieden werden
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	häufig	plötzlich	plötzlich	häufig	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	plötzlich	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W4	IV	Fahrzeuichtung nicht kontrollierbar, wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit kann die Gefährdung eventuell vermieden werden
			schwere Verletzungen mehrerer Personen	gelegentlich	plötzlich	plötzlich	gelegentlich	schwere Verletzungen mehrerer Personen	plötzlich	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W3	III	Fahrzeuichtung nicht kontrollierbar, wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit kann die Gefährdung eventuell vermieden werden
	Änderung der Lenkfunktion während des Lenkvorganges	Kollision mit Personen	schwere Verletzungen mehrerer Personen	häufig	langsam	langsam	häufig	schwere Verletzungen mehrerer Personen	langsam	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W2	II	Lenkübersetzung ändert sich, der Fahrer kann eventuell gegensteuern um Gefährdung zu vermeiden
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	häufig	langsam	langsam	häufig	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	langsam	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W2	II	Lenkübersetzung ändert sich, der Fahrer kann eventuell gegensteuern um Gefährdung zu vermeiden
			schwere Verletzungen mehrerer Personen	gelegentlich	langsam	langsam	gelegentlich	schwere Verletzungen mehrerer Personen	langsam	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W1	II	Lenkübersetzung ändert sich, der Fahrer kann eventuell gegensteuern um Gefährdung zu vermeiden
			schwere Verletzungen mehrerer Personen	gelegentlich	langsam	langsam	gelegentlich	schwere Verletzungen mehrerer Personen	langsam	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W1	II	Lenkübersetzung ändert sich, der Fahrer kann eventuell gegensteuern um Gefährdung zu vermeiden

Tabelle A.3 Gefährdungsanalyse (Teil 2)

Fahrzeug-situation		Gefährdung		Schadens-ausmaß	Aufenthalt im Gefährdungs-bereich	Entwicklung der Gefährdung	Möglichkeit der Vermeidung	Schadens-ausmaß	Eintrittswahr-scheinlichkeit	Risikoklasse	Bemerkung
		Ereignis	Folgen								
schneller Transport von Gütern auf dem Fabrikgelände	keine Lenkreaktion auf Lenkradbetätigung	Kollision mit Personen	Tod einer Person	gelegentlich	rasch	unmöglich	S3	W3	IV	Wegen Fahrgeschwindigkeit haben sowohl Staplerfahrer als auch Person keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden, fehlende Lenkreaktion kann aber 'zeitnah' bemerkt werden	
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	gelegentlich	rasch	unmöglich	S2	W3	III	Wegen Fahrgeschwindigkeit hat der Staplerfahrer keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden, fehlende Lenkreaktion kann aber 'zeitnah' bemerkt werden	
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	gelegentlich	rasch	möglich; unter bestimmten Bedingungen	S2	W2	II	Entgegenkommendes Fahrzeug kann eventuell ausweichen	
	unkontrollierte Lenkbewegung des Fahrzeuges	Kollision mit Personen	Tod einer Person	gelegentlich	plötzlich	unmöglich	S3	W4	IV	Sowohl Staplerfahrer als auch Person haben keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden; Gefährdung kann nicht vorher erkannt werden	
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	gelegentlich	plötzlich	unmöglich	S2	W4	IV	Staplerfahrer hat keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden; Gefährdung kann nicht vorher erkannt werden	
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	häufig	plötzlich	unmöglich	S2	W4	IV	Staplerfahrer hat keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden; Gefährdung kann nicht vorher erkannt werden	
	Änderung der Lenkfunktion während des Lenkvorganges	Kollision mit Personen	Tod des Staplerfahrers	häufig	plötzlich	unmöglich	S3	W4	IV	Wird der Kurvenradius verringert erhöht sich die Kippgefahr, der Staplerfahrer kann i.d.Regel nicht reagieren	
			Tod einer Person	gelegentlich	rasch	unmöglich	S3	W3	IV	Wegen Fahrgeschwindigkeit haben sowohl Staplerfahrer als auch Person keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden	
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	gelegentlich	rasch	unmöglich	S2	W3	III	Wegen Fahrgeschwindigkeit hat der Staplerfahrer keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden	
		Kollision mit anderen Fahrzeugen	schwere Verletzungen des Staplerfahrers	häufig	rasch	unmöglich	S2	W4	IV	Wegen Fahrgeschwindigkeit haben sowohl Staplerfahrer als auch Fahrzeugführer keine Möglichkeit um Gefährdung zu vermeiden	
			schwere Verletzungen des Staplerfahrers	häufig	plötzlich	unmöglich	S3	W4	IV	Wird der Kurvenradius verringert erhöht sich die Kippgefahr, der Staplerfahrer kann i.d.Regel nicht reagieren	
			Tod des Staplerfahrers	häufig	plötzlich	unmöglich	S3	W4	IV	Wird der Kurvenradius verringert erhöht sich die Kippgefahr, der Staplerfahrer kann i.d.Regel nicht reagieren	

## A.2 Fehler-, Möglichkeits- und Effektanalyse (FMEA)

Die FMEA ist eine anerkannte systematische Analyse­methode, um Fehler und Schwachstellen eines gegebenen Systementwurfes zu analysieren und zu identifizieren. Bei der hier vorliegenden FMEA wurden ausschließlich Einzelfehler berücksichtigt, die während des Betriebs des Lenksystems auftreten können. Doppel- und Mehrfachfehler werden nicht betrachtet. Ebenso werden Defekte, die aufgrund von Herstellungs- bzw. Montagefehlern auftreten können, nicht in die Analyse mit einbezogen.

Bewertet werden die möglichen Fehlerursachen und Fehlerfolgen mit drei Parametern: Bedeutung, Auftreten und Entdeckbarkeit. Die Multiplikation der Wertungskennziffern aller drei Parameter ergibt die Risikoprioritätszahl (RPZ), die möglichst minimal sein soll, um systematische Fehler auszuschließen bzw. die Auswirkungen von Defekten zu begrenzen. Übersteigt die Risikoprioritätszahl hingegen einen definierten Wert, können Handlungsanweisungen abgeleitet werden, um die jeweiligen Fehlerursachen genauer zu untersuchen.

Der Parameter Bedeutung ist eine Bewertung der Wahrnehmbarkeit und der Auswirkungen, die durch einen Defekt entstehen. Mittels einer Skala von 1 (bedeutungslos) bis 10 (gravierende Auswirkung) wird der Parameter gewertet, vgl. Tabelle A.2. Die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten einer spezifischen Fehlerursache während des gesamten Lebenszyklus' des betrachteten Systems wird mit dem Parameter Auftreten bewertet. Der Parameter Entdeckbarkeit bewertet die Möglichkeit, die jeweiligen Fehlerursachen vor oder während des Betriebes zu erkennen.

**Tabelle A.2 Wertungskennziffern für die drei FMEA Parameter**

Auftreten		Bedeutung		Entdeckbarkeit	
Nicht vorhanden	1	Nicht wahrnehmbar	1	Hoch	1
Sehr gering	2 – 3	Geringe Auswirkung	2 – 3	Mäßig	2 – 5
Gering	4 – 6	Mäßig schwere Auswirkung	4 – 6	Gering	6 – 8
Mäßig	7 – 8	Schwere Auswirkung	7 – 8	Sehr gering	9
Hoch	9 – 10	Äußerst schwere Auswirkung	9 – 10	Nicht vorhanden	10

Die kritische Risikoprioritätszahl wird mit  $RPZ=100$  angegeben.

Tabelle A.5 FMEA (1)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstelmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen	
Ventil	hydraulischer Steller	Dichtung defekt ..... Innen	übermäßiger Verschleiß durch Partikel / Verschmutzung	verminderter Volumenstrom	Einsatz eines Filters	2	4	8	64	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	4	6	48	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische	
				Druckverlust	Einsatz eines Filters, Drucksensor	2	5	4	40		2	5	5	50		
				kein Volumenstrom	Einsatz eines Filters, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40		
				Öl fließt in den Tank zurück, (bei Verstellpumpe: Erhöhung des Volumenstroms)	Einsatz eines Filters	4	2	9	72		4	2	9	72		
			Bruch / mechanischer Fehler	verminderter Volumenstrom	keine		2	5	8	80	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	5	6	60	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				Druckverlust	Drucksensor	2	6	4	48		2	6	5	60		
				kein Volumenstrom	Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40		
				Öl fließt in den Tank zurück, (bei Verstellpumpe: Erhöhung des Volumenstroms)	keine	3	2	9	54		3	2	9	54		
				Ölverlust-> Umweltschäden, Entflammbarkeit	Wartung, Sichtprüfung	4	2	8	64		4	3	8	96		
				kein Volumenstrom	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	3	10	2	60		2	10	2	40		
				verminderter Volumenstrom	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	3	4	8	96	Beobachtermodell für Volumenstrom	3	4	6	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische	
				Ölverlust-> Umweltschäden, Entflammbarkeit	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	2	5	7	70		2	5	7	70		
			Bruch / mechanischer Fehler	kein Volumenstrom	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40		
				verminderter Volumenstrom	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	2	4	6	48	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	4	6	48	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische	
				Ölverlust-> Umweltschäden, Entflammbarkeit	Wartung, Sichtprüfung	2	8	4	64		2	8	4	64		
				kein Volumenstrom	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	2	10	1	20		2	10	1	20		
Gehäusebruch- riß	mechanische Überlast	verminderter Volumenstrom	Wartung, Sichtprüfung, Drucksensor	2	6	5	60	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	4	56	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische			
		kein Volumenstrom	Einsatz eines Filters, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40				
		verminderter Volumenstrom	Einsatz eines Filters, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	6	8	96	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	6	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische			
		erhöhter Volumenstrom	Einsatz eines Filters, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	6	8	96	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	6	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische			
Klemmen	mechanische Überlast	maximaler Volumenstrom	Einsatz eines Filters, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40				
			Einsatz eines Filters, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40				



Tabelle A.6 FMEA (2)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstelmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen			
Ventil	hydraulischer Steller		Bruch / mechanischer Fehler	kein Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40				
				verminderter Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	7	8	112	6	72	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	6	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische	
				erhöhter Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	7	8	112	6	72	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	6	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische	
				maximaler Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40	10	2	40		2	10	2	40	
				kein Volumenstrom	DBV, Wartung, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	3	10	2	60	10	2	60		3	10	2	60	
				verminderter Volumenstrom	DBV, Wartung, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	3	6	3	54	6	3	54	Beobachtermodell für Volumenstrom	3	5	4	60	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				erhöhter Volumenstrom	DBV, Wartung, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	3	6	3	54	6	3	54	Beobachtermodell für Volumenstrom	3	5	4	60	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				maximaler Volumenstrom	DBV, Wartung, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	3	10	2	60	10	2	60		3	10	2	60	
				kein Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40	10	2	40		2	10	2	40	
				verminderter Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	6	8	96	6	8	96	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	7	84	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				erhöhter Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	6	8	96	6	8	96	Beobachtermodell für Volumenstrom	2	6	7	84	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				maximaler Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40	10	2	40		2	9	2	36	
				kein Volumenstrom	reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	4	6	2	48	6	2	48	Verbesserte Kabelführung und Steckverbindungen	3	6	2	36	
				maximaler Volumenstrom	reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	4	6	2	48	6	2	48	Verbesserte Kabelführung und Steckverbindungen	3	6	2	36	
elektrischer Steller	Klemmen	weniger Moment eines Motors	kein Strom	kein Volumenstrom	Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40				
				maximaler Volumenstrom	reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	4	6	5	120	6	5	120	Beobachtermodell für Volumenstrom	4	6	4	96	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				erhöhter Volumenstrom	reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	4	6	5	120	6	5	120	Beobachtermodell für Volumenstrom	4	6	4	96	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				maximaler Volumenstrom	reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	2	10	2	40	10	2	40		2	10	2	40	
				Schäden an Leistungselektronik/SG	reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	5	7	4	140	7	4	140	Schutzschaltung für SG	4	3	4	48	
					reduzierter Aufbau, Strommessung, Winkelsensor, Drucksensor	5	7	4	140	7	4	140	Schutzschaltung für SG	4	3	4	48	

Tabelle A.7 FMEA (3)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhaltens- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstelmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen					
Ventil	elektrischer Steller	weniger Moment eines Motors	thermische Überlast	verminderter Volumenstrom  kein Volumenstrom  erhöhter Volumenstrom  maximaler Volumenstrom  Schäden an Wicklung	Teilen der Last auf beide Motoren, Temperatursensor  Teilen der Last auf beide Motoren, Temperatursensor  Teilen der Last auf beide Motoren, Temperatursensor  Teilen der Last auf beide Motoren, Temperatursensor	6	6	4	144	Notlauf, Kühlrippen am Gehäuse	2	6	3	36	Notlauf: vermeidet thermische Überlast					
						3	10	2	60	Notlauf, Kühlrippen am Gehäuse	2	9	2	36	Notlauf: vermeidet thermische Überlast					
						6	7	4	168	Notlauf, Kühlrippen am Gehäuse	2	6	3	36	Notlauf: vermeidet thermische Überlast					
						3	10	2	60	Notlauf, Kühlrippen am Gehäuse	2	9	2	36	Notlauf: vermeidet thermische Überlast					
						4	7	5	140	Notlauf, Kühlrippen am Gehäuse	2	6	4	48	Notlauf: vermeidet thermische Überlast					
						3	10	2	60	Controller registriert Ausfall	3	10	2	60						
						4	7	8	224	Controller registriert bei Extremfällen Ausfall	3	6	5	90	EMV-Schutz, Beobachtermo- del aus Lenkwinkel- messung, Notlauf	3	6	5	90	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
						3	10	2	60	Controller registriert Ausfall	2	10	2	40	EMV-Schutz, Beobachtermo- del aus Lenkwinkel- messung, Notlauf	2	10	2	40	
						2	7	8	112	Controller registriert bei Extremfällen Ausfall	2	7	8	72	Beobachtermo- del aus Lenkwinkel- messung, Notlauf	2	6	6	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
						3	10	2	60	Controller registriert Ausfall	3	10	2	60		3	10	2	60	
Temperatur- sensor	keine Messung	Ausfall der Auswertelektronik	keine Spannungs- versorgung	kein Signal  Schäden am SG  kein Signal  kein Signal	Controller registriert Ausfall  keine  Controller registriert Ausfall  Controller registriert Ausfall	3	10	2	60		3	10	2	60						
						3	8	8	192	Schutzschaltung für SG	2	7	4	56						
						3	10	2	60	Controller registriert Ausfall	3	10	2	60						
						3	10	2	60	Controller registriert Ausfall	3	10	2	60						
						3	5	2	30	Controller registriert Ausfall	3	5	2	30						
						4	5	8	160	Controller registriert bei Extremfällen Ausfall	4	5	8	96	EMV-Schutz	2	6	8	96	
						3	5	2	30	Controller registriert Ausfall	3	5	2	30	EMV-Schutz	3	5	2	30	
						3	5	2	30	Controller registriert Ausfall	3	5	2	30		3	5	2	30	
						3	5	8	120	Schäden am SG  kein Signal	3	5	8	40	Schutzschaltung für SG	2	4	5	40	
						3	5	2	30	Controller registriert Ausfall	3	5	2	30		3	5	2	30	
3	5	2	30	Controller registriert Ausfall	3	5	2	30		3	5	2	30							



Tabelle A.9 FMEA (5)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen	
Lenk- kinematik		Magnetfeld- änderung	mechanische Beschädigung	kein Signal	Sichtprüfung, Controller registriert Ausfall, redundantes System	5	5	2	50	geschützte Einbauposition	2	5	2	20		
			EMV / Störung d. Meßprinzips	falsches Signal	Controller registriert bei Extremfällen Ausfall, redundantes System	4	8	4	128	EMV- Schutz, Beobachtermodell aus Volumenstrommessung	2	6	4	4	48	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	2	6	2	24	EMV-Schutz	2	6	2	24		
			Positions-änderung	falsches Signal	Controller registriert bei Extremfällen Ausfall, redundantes System	5	8	4	160	Beobachtermodell aus Volumenstrommessung, geschützte Einbauposition	3	6	4	4	72	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
			keine Spannungs- versorgung	kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	6	2	36		3	6	2	36		
			Kurzschluß	Schäden am SG	redundantes System	3	9	8	216	Schutzschaltung für SG	3	4	3	36		
				kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	8	3	72	Schutzschaltung für SG	3	4	3	36		
			kein Signal (offener Ausgang)	kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	4	2	24		3	4	2	24		
			mechanische Beschädigung	kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	5	3	45		3	5	3	45		
			EMV/Störung d. Meßprinzips	falsches Signal	Controller registriert bei Extremfällen Ausfall	3	7	9	189	EMV-Schutz	2	4	8	64		
Drucksensor		keine Messung		kein Signal	Controller registriert Ausfall	1	3	3	9	EMV-Schutz	1	3	3	9		
			keine Spannungsversorgu ng	kein Signal	Controller registriert Ausfall	3	4	3	36		3	4	3	36		
			Kurzschluß	Schäden am SG	keine	3	8	8	192	Schutzschaltung für SG	3	4	3	36		
			kein Signal (offener Ausgang)	kein Signal	Controller registriert Ausfall	3	4	3	36		3	4	3	36		
				kein Signal	Controller registriert Ausfall	3	4	4	48		3	4	48			





Tabelle A.12 FMEA (8)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen
Ver- sorgung	Filter (Pumpe)	Dichtung defekt	übermäßiger Verschleiß durch Partikel / Verschmutzung	Ölverlust-> Umweltschäden	Wartung, Drucksensor	2	3	8	48		2	3	8	48	
				Druckverlust	Wartung, Drucksensor	2	4	9	72		2	4	9	72	
				kein Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	1	10	2	20		1	10	2	20	
				verminderter Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	2	3	9	54		2	3	7	42	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
			Bruch / mechanischer Fehler	Ölverlust-> Umweltschäden	Wartung, Drucksensor	2	4	8	64		2	4	8	64	
				Druckverlust	Wartung, Drucksensor	2	5	8	80		2	5	8	80	
				kein Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40	
				verminderter Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	2	4	8	64		2	4	6	48	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				Ölverlust-> Umweltschäden	Wartung, Drucksensor	2	7	5	70		2	7	5	70	
				Druckverlust	Wartung, Drucksensor	2	8	5	80		2	8	5	80	
Filter	Bruch, Riß		mechanische Überlast	Druckverlust	Wartung, Drucksensor	1	6	6	36		1	6	6	36	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				verminderter Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40	
Tank	zu geringer Füllstand	Bruch	übermäßiger Verschleiß durch Partikel / Verschmutzung	kein Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	2	10	2	40		2	10	2	40	
				verminderter Volumenstrom	Wartung, Drucksensor	2	6	4	48		2	6	4	48	kleine Veränderungen werden nicht registriert, jedoch kritische
				Ölverlust-> Umweltschäden	Wartung, Füllstandsschalter bei minimalen Füllstand	3	5	3	45		3	5	3	45	
				zu wenig Öl	Wartung, Füllstandsschalter bei minimalen Füllstand	3	6	3	54		3	6	3	54	
Elektrik	keine Spannung		mechanische Überlast	Ölverlust-> Umweltschäden	Wartung, Füllstandsschalter bei minimalen Füllstand	1	9	1	9		1	9	1	9	
				zu wenig Öl	Wartung, Füllstandsschalter bei minimalen Füllstand	1	9	1	9		1	9	1	9	
				kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung	3	7	2	42		3	7	2	42	
				kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung	1	7	2	14		1	7	2	14	
Fahrzeug- batterie	zu geringer Füllstand		zu geringer Füllstand	kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung, Wartung	2	7	2	28		2	7	2	28	
				kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung	4	7	3	84		4	7	3	84	

Tabelle A.13 FMEA (9)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhaltens- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen				
Ver- sorgung	Fahrzeug- batterie	keine Spannung	Über- beanspruchung	kein Strom	Pufferbatterie, Sicherung, Überwachung der Bordspannung	4	7	3	84		4	7	3	84					
				Explosion der Batterie-> Umweltschäden	Pufferbatterie, Sicherung, Überwachung der Bordspannung	1	10	1	10	1	10								
	Pufferbatterie (in Normalbetrie- b nicht im Einsatz)	keine Leistung	Kurzschluß  zu geringer Fullstand  Tiefentladen  kein Ladestrom	kein Strom	Pufferbatterie, Sicherung, Überwachung der Bordspannung	2	7	3	42				2	7	3	42			
				kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung, Wartung	3	7	3	63						3	7	3	63	
				kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung	2	7	2	28						2	7	2	28	
				kein Strom	Pufferbatterie, Überwachung der Bordspannung	3	7	2	42						3	7	2	42	
				kein Strom	Überwachung der Bordspannung	3	7	3	63						3	7	3	63	
				kein Strom	Überwachung der Bordspannung	1	7	3	21						1	7	3	21	
				kein Strom	Überwachung der Bordspannung	2	7	3	42						2	7	3	42	
				kein Strom	Überwachung der Bordspannung	4	7	3	84						4	7	3	84	
Generator	keine Leistung	kein Ladestrom	kein Strom	Sicherung, Überwachung der Bordspannung	2	7	3	42				2	7	3	42				
			kein Strom	Überwachung der Bordspannung	4	7	3	84						4	7	3	84		
			kein Strom	Überwachung der Bordspannung	2	7	3	42						2	7	3	42		
			kein Strom	Überwachung der Bordspannung	4	7	3	84						4	7	3	84		
			kein Strom	Überwachung der Bordspannung	2	7	3	42						2	7	3	42		
			kein Strom	Überwachung der Bordspannung	3	7	3	63						3	7	3	63		
Generator	keine Spannung	Wicklung defekt Laderegler defekt Stillstand des Kurzschluß	kein Ladestrom	Ladestromkontrolle Stاپlersg	2	3	2	12				2	3	2	12				
			kein Ladestrom	Ladestromkontrolle Stاپlersg	4	3	2	24						4	3	2	24		
			kein Ladestrom	Ladestromkontrolle Stاپlersg	3	3	2	18						3	3	2	18		
			kein Ladestrom	Ladestromkontrolle Stاپlersg	3	2	2	12						3	2	2	12		
Generator	keine Leistung	Laderegler defekt	kein Ladestrom	Ladestromkontrolle Stاپlersg	3	2	2	12				3	2	2	12				
			kein Ladestrom	Ladestromkontrolle Stاپlersg	5	3	2	30						5	3	2	30		



Tabelle A.14 FMEA (10)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstelmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen		
Steuer- gerät	Prozessor	physikalischer Defekt	Bruch/ mechanischer Fehler	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	6	2	24		2	6	2	24			
				Versorgungsspannungseinbruch	redundantes System, Watchdog	2	10	9	180	9	180	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	6	3	36	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	8	9	144	8	144	EMV-Schutz	1	8	2	16	Getrennte Gehäuse für SG
				Versorgungsspannungseinbruch	redundantes System, Watchdog	1	10	9	90	10	90	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	6	3	18	Getrennte Gehäuse für SG
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	3	10	10	300	10	300	Temperatursensor auf der Platine	3	7	3	63	Temperatursensor erkennt kritische Temperaturanstieg, Voraussetzung: langsamer Anstieg
				Versorgungsspannungseinbruch	redundantes System, Watchdog	2	10	10	200	10	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	6	3	36	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	3	7	6	126	7	126	Schutzschaltung für SG	3	6	3	54	
				Versorgungsspannungseinbruch	redundantes System, Watchdog	3	10	10	300	10	300	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG, Schutzschaltung für SG	3	7	4	84	
				Schäden am Prozessor	redundantes System, Watchdog	4	7	9	252	7	252	Schutzschaltung für SG	2	6	4	48	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	3	6	3	54	6	54		3	6	3	54	
Elektrolyt Kondensator	Kapazitätsverlust t		Überspannung	Versorgungsspannungseinbruch	redundantes System, Watchdog	3	10	10	300	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	4	60			
				Schäden am Prozessor	redundantes System, Watchdog	4	7	9	252	7	252	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	6	90	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	3	6	3	54	6	54		3	6	3	54	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	5	10	10	500	10	500	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	6	3	54	
			eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	5	5	10	250	10	250	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	6	90		

Tabelle A.15 FMEA (11)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen		
Steuer- gerät	Elektrolyt Kondensator	Kapazitätsverlust t	Bruch/mechanischer Fehler/Vibration	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	10	10	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	6	3	36			
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	5	10	100	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	5	6	60			
			thermische Überlast	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	10	400	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	6	3	54				
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	5	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	6	90				
			Kurzschluß	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	3	10	300	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	6	3	54				
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	3	5	150	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	5	75				
			sonstige Konden- satoren	Kapazitätsverlust t	Überstrom/ Kurzschluß	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	10	400	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	6	54			
						eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	5	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	75			
					Bruch/mechanischer Fehler/Vibration	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	10	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	6	3	36		
						eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	5	100	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	5	5	50		
						thermische Überlast	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	10	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	6	3	54	
							eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	5	100	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	5	75	

Tabelle A.16 FMEA (12)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen
Steuer- gerät	sonstige Konden- satoren	Kurzschluß	Überspannung	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	10	10	200	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	6	3	54	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	5	10	100	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	3	5	5	75	
	Widerstände	Widerstands- änderung	Überstrom/ Kurzschluß	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	5	10	100	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	5	3	30	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	4	10	80	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	4	5	40	
				zu hohe Leitfähigkeit	redundantes System, Watchdog	1	4	10	40	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	3	5	15	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	5	10	100	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	5	3	30	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	4	10	80	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	2	4	5	40	
				zu hohe Leitfähigkeit	redundantes System, Watchdog	1	4	10	40	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	3	5	15	
			Bruch / mechanischer Fehler/Vibration	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	1	5	10	50	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	5	3	15	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	1	4	10	40	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	4	5	20	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	1	4	10	40	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	3	5	15	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	1	4	10	40	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	3	5	15	

Tabelle A.17 FMEA (13)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen
Steuer- gerät	Induktivitäten	Kurzschluß	Überspannung	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	1	7	10	70	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	6	3	18	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	1	6	10	60	Entkoppeln der Versorgungs- spannung der redundanten SG	1	5	5	25	
FET		Kurzschluß	Überspannung	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	7	5	140	Überspannungsschutz	2	6	3	36	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	5	7	5	175	Kühlung, Temperatursensor	3	6	3	54	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	5	6	7	210	Kühlung, Temperatursensor	3	5	5	75	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	7	3	42		2	7	3	42	
Leistungs- dioden		Kurzschluß	thermischer mechanischer Fehler/Vibration Überspannung	eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	6	5	60		2	6	5	60	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	8	5	160	Überspannungsschutz	2	7	3	42	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	7	7	196	Überspannungsschutz	2	7	5	70	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	5	8	5	200	Kühlung, Temperatursensor	3	7	3	63	
Lötstellen		physikalischer Defekt	thermische Überlast	keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	5	7	7	245	Kühlung, Temperatursensor	3	6	5	90	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	6	3	36		2	6	3	36	
				eingeschränkte Funktion SG	redundantes System, Watchdog	2	6	5	60		2	6	5	60	
				keine Funktion SG	redundantes System, Watchdog	4	10	8	320	QM, Optimiert nach Lebensdauertest	2	6	3	36	
Steckverbind- ungen (IC- Sockel, Platinen- verbinder, etc.)		keine Verbindung	mechanische Überlast Korrosion	sporadische Fehlfunktion	redundantes System, Watchdog	4	7	8	224	QM, Optimiert nach Lebensdauertest	2	5	8	80	
				verminderte Leitfähigkeit	redundantes System	1	5	10	50		1	5	10	50	
				keine Funktion SG	redundantes System	1	7	3	21		1	7	3	21	
				verminderte Leitfähigkeit	redundantes System	2	5	10	100	Gehäuse Schutzklasse IP65	1	5	10	50	
		Kurzschluß		keine Funktion SG	redundantes System	2	3	8	48	Gehäuse Schutzklasse IP65	1	6	3	18	
				Kurzschluß	redundantes System	1	6	8	48	Gehäuse Schutzklasse IP65	1	6	8	48	

Tabelle A.18 FMEA (14)

Bau- gruppe	Element	Fehlerart	Fehlerursache	Fehlerfolge	Verhütungs- und Prüfmaßnahmen	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Abstellmaßnahme	Auftreten	Bedeutung	Entdeck- barkeit	RPZ	Bemerkungen		
Steuer- gerät	Software	Softwarefehler	Programmier-fehler	falsche Adressierung	keine	2	7	10	140		2	7	10	140			
				sporadische Fehlfunktion	redundantes System, Watchdog	2	7	4	56								
Gehäuse	Bruch		mechanisches Versagen	Systemabsturz	redundantes System, Watchdog	1	9	4	36		1	9	4	36			
				Zerstörung der Hardware	Wartung	2	10	9	180		geschützte Einbauposition	1	10	9	90		
Mensch- Maschine- Interface (MMI)	Benutzer	Fehlbedienung	menschlicher Fehler	Verlust EMV-Schutz	Wartung	2	6	9	108		1	5	9	45			
				Sach- und/oder Personenschäden	Einweisung, Handbuch	6	8	10	480								
				Sach- und/oder Personenschäden	Einweisung, Handbuch	2	8	10	160								
				eingeschränkte Bewegung (Infolge von keine Bewegung)	Durch Benutzer feststellbar	2	3	2	12								
Lenkrad/ Lenkstellteil	Klemmen		Lager defekt	Totalausfall	Durch Benutzer feststellbar	2	8	1	16		2	8	1	16			
				Sach- und/oder Personenschäden	Durch Benutzer feststellbar	1	8	1	8								
Winkelsensor	keine Messung		mechanische EMV/Störung d. Meßprinzips	kein Signal	Durch Benutzer feststellbar	1	8	1	8		1	8	1	8			
				falsches Signal	Controller registriert Ausfall,	2	6	3	36								
Ausfall der Auswertelektronik			keine Spannungsversorgung	kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	6	6	108		3	6	6	108			
				kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	2	5	3	30								
				kein Signal	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	6	2	36								
				Versorgungsspannungseinbruch	SG registriert Absenkung der Versorgungsspannung	3	9	8	216		Entkoppeln der Versorgungs- spannung	2	7	4	56		
			Kurzschluß	Schäden am SG	redundantes System	3	8	3	72		3	7	3	63			
				kein Signal	Controller registriert Ausfall,	3	5	2	30		Schutzschaltung für SG	3	5	2	30		
				kein Signal (offener Ausgang)	Controller registriert Ausfall, redundantes System	3	5	3	45			3	5	3	45		

### A.3 Risikoparameter des Risikographen

Tabelle A.3 Risikoparameter des Risikographen

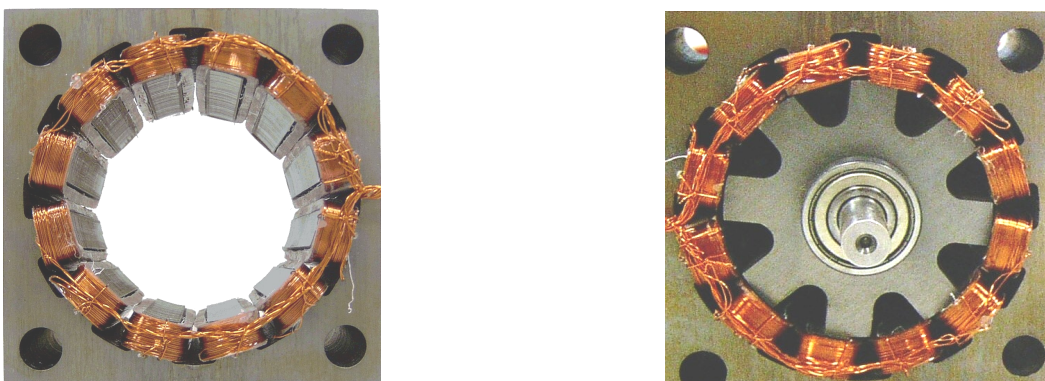
Risikoparameter		Klassifizierung	Erläuterungen
Auswirkung (S)	S1	Geringe Verletzung	Die Klassifizierung berücksichtigt nur Verletzungen und Tod von Personen, sie gilt nicht für Umwelt- und Materialschäden.
	S2	Schwere irreversible Verletzung einer oder mehrerer Personen; Tod einer Person	
	S3	Tod mehrerer Personen	
	S4	Tod sehr vieler Personen	
Häufigkeit und Aufenthaltsdauer im gefährlichen Bereich (A)	A1	Seltener bis öfterer Aufenthalt im gefährlichen Bereich	Der Parameter "A" qualifiziert die Anwesenheitsdauer von Personen im gefährlichen Bereich des Systems
	A2	Häufiger bis dauernder Aufenthalt im gefährlichen Bereich	
Möglichkeit, den gefährlichen Vorfall zu vermeiden (G)	G1	Möglich unter bestimmten Bedingungen	Dieser Parameter berücksichtigt a) die Geschwindigkeit der Entwicklung des gefährlichen Vorfalls, b) die Leichtigkeit der Erkennung der Gefahr, c) zur Verfügung stehende Maßnahmen den Vorfall zu vermeiden
	G2	Beinahe unmöglich	
Wahrscheinlichkeit des unerwünschten Ereignisses (W)	W1	Eine sehr geringe Wahrscheinlichkeit, dass die unerwünschten Ereignisse auftreten, und nur wenige unerwünschte Ereignisse sind wahrscheinlich.	Der Parameter "W" dient zur Bestimmung der Häufigkeit des unerwünschten Ereignisses, ohne die Berücksichtigung jeglicher sicherheitsbezogener Systeme bzw. Funktionen, aber unter der Berücksichtigung externer Einrichtungen zur Risikominderung  Wenn wenige oder gar keine Erfahrungen mit dem elektronischem Steuerungssystem bestehen, kann die Bestimmung des Parameters "W" durch Berechnung erfolgen. In solchen Fällen muss eine "worst case"-Vorhersage gemacht werden.
	W2	Eine geringe Wahrscheinlichkeit, dass die unerwünschten Ereignisse auftreten, und wenige unerwünschte Ereignisse sind wahrscheinlich.	
	W3	Eine relativ hohe Wahrscheinlichkeit, dass die unerwünschten Ereignisse auftreten, und häufige unerwünschte Ereignisse sind wahrscheinlich.	

## B Laboraufbau der steer-by-wire Pilotlenkung

### B.1 Funktionsmuster des elektromagnetischen Drehantriebs

Ausgehend von den genannten Entwurfskriterien wurde ein Funktionsmuster für den elektromagnetischen Drehantrieb angefertigt. Die Rotorpole überlappen die Statorpole deutlich, so dass der Antrieb aus jeder Rotorposition gestartet werden kann. Für eine Minimierung der Eisenverluste werden der Rotor und der Stator aus lamellierten Elektroblechen gefertigt. Die Statorpole tragen die zur Erregung benötigten Spulen, der Rotor trägt keine Wicklungen und besitzt weder Stäbe noch Magneten. Die einzelnen Spulen werden separat angefertigt und in einem nächsten Arbeitsschritt auf den Statorpol geschoben und fixiert. Anschließend werden dann jeweils zwei gegenüberliegende Statorspulen zu einer Phase zusammenschaltet.

Das Bild B.1 zeigt das Funktionsmuster des Drehantriebs. Bei diesem hier dargestellten Muster ist der Rotor noch nicht mit dem Drehschieber des Lenkventils zu einer Einheit integriert worden.



**Bild B.1** Funktionsmuster vom elektromagnetischen Drehantrieb; links in der Darstellung ohne Rotor

Wichtige Voraussetzung für die Positionsregelung des Drehantriebs ist die genaue Kenntnis des Induktivitätsverlaufs der einzelnen Phasen.

Dieser wurde an dem vorhandenen Funktionsmuster nach dem Resonanzkreisverfahren ermittelt. Bei diesem Verfahren wird die jeweilige Phase mit einem frequenzmodulierten Signal angeregt, um eine Resonanzschwingung zu erzeugen. Dazu wird eine Kapazität in Reihe mit der Phase geschaltet und der gesamte elektrische Kreis durch einen Frequenzgenerator angeregt. Die jeweiligen Impedanzen können als Spannungsabfall gemessen und ausgewertet werden. Nur bei der Resonanzfrequenz sind die Scheinwiderstände von Kapazität und Induktivität gleich groß und die Phasenverschiebung beträgt zwischen den Signalen genau  $90^\circ$ .

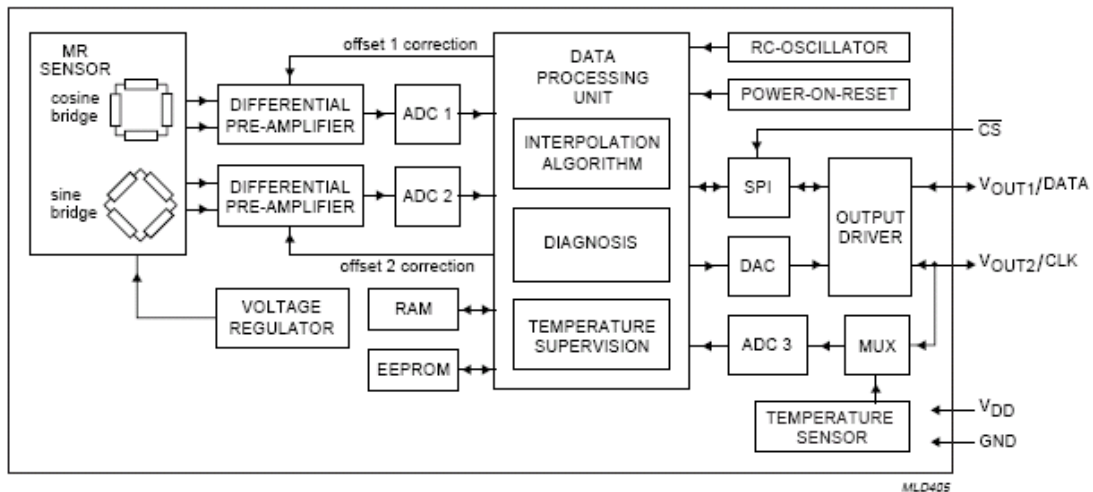
Nachfolgend werden die technischen Daten des Funktionsmusters zusammenfassend dargestellt.

Polanzahl	12 / 8 (Stator- / Rotorpole)
Breite, Tiefe, Länge	90 x 90 x 65 mm
Rotordurchmesser	59,4 mm
Luftspalt	0,3 mm
Windungszahl	200
Widerstand pro Phase	$\sim 10 \Omega$
Induktivität (min, max)	(10, 50) mH
Nominelles Drehmoment (1 Antrieb)	$\sim 1,5 \text{ Nm}$
Spannungsversorgung	24 – 36 Volt

## B.2 Drehwinkelsensor KMA 200

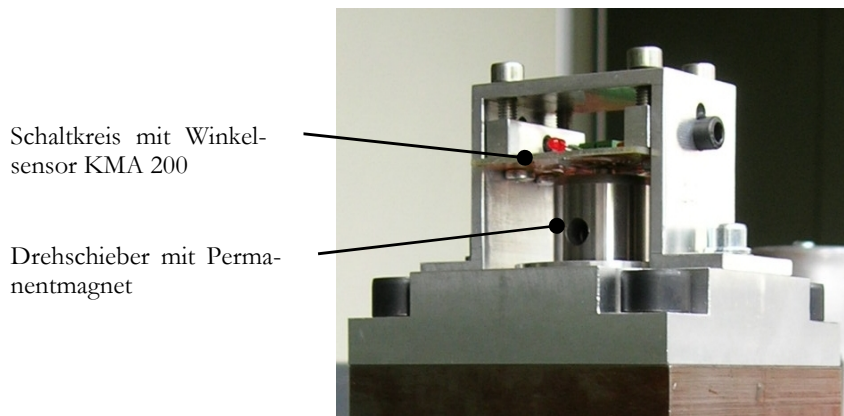
Das Sensorelement des KMA 200 enthält zwei Wheatstone-Brücken aus ferromagnetischem Material, die die Änderung des elektrischen Widerstands erfassen [73]. Abhängig von der Magnetfeldausrichtung eines im Einflussbereich befindlichen Permanentmagneten liefern diese zwei Sinussignale mit einer Phasenverschiebung von  $90^\circ$ . Der integrierte Schaltkreis wandelt diese analogen Signale um in einen linearen Winkelwert mit einer Auflösung von 13 Bit. Die Daten können mittels des SPI („Serial Peripheral Interface“) entweder analog oder digital ausgegeben werden (Bild B.2).





**Bild B.2** Blockdiagramm des Sensorschaltkreises KMA 200 [73]

Um den Winkelsensor KMA 200 als Rotorpositionserfassung des Reluktanzantriebs zu verwenden, wird der mit dem Rotor fest verbundene Drehschieber nach außen geführt. Auf der Stirnseite des Drehschiebers wird ein Permanentmagnet befestigt, der sich direkt unter dem Sensorelement des KMA 200 befindet, vgl. Bild B.3.



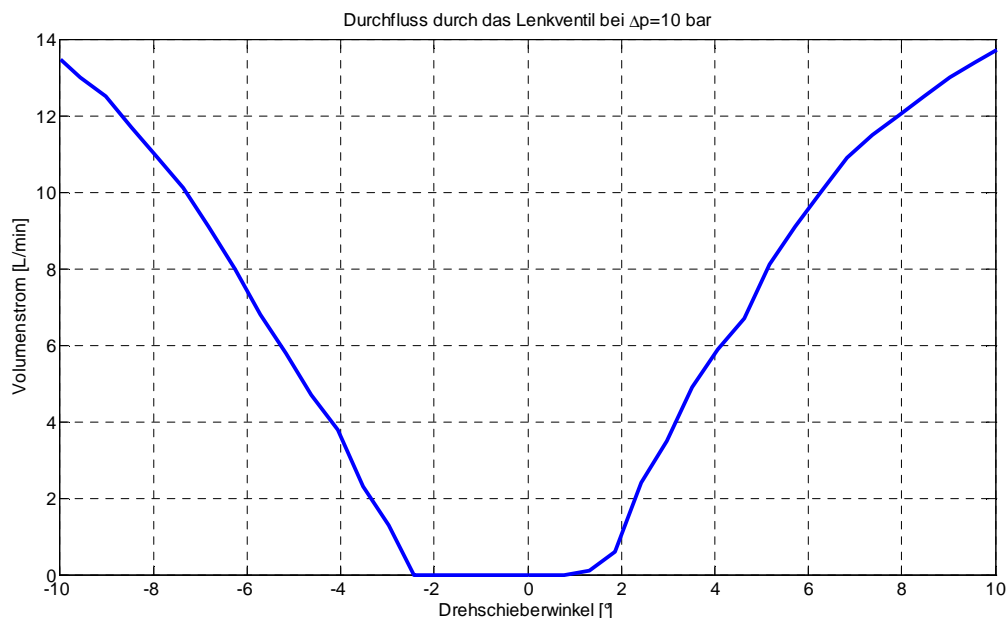
**Bild B.3** Halterung und Winkelsensor KMA 200 am Reluktanzantrieb

Mittels eines weiteren Mikrokontrollers wird der integrierte Schaltkreis KMA 200 initialisiert und für die Erfassung und Ausgabe von Winkeldaten vorbereitet. Die gesamte Kommunikation erfolgt hierbei über die digitale SPI-Schnittstelle. Das Lenksteuergerät wiederum sendet via CAN-Bus eine Anforderung an den Mikrokontroller für die Übertragung des jeweils letzten gemessenen Winkelwertes.

### B.3 Funktionsmuster der hydraulischen Stelleinheit

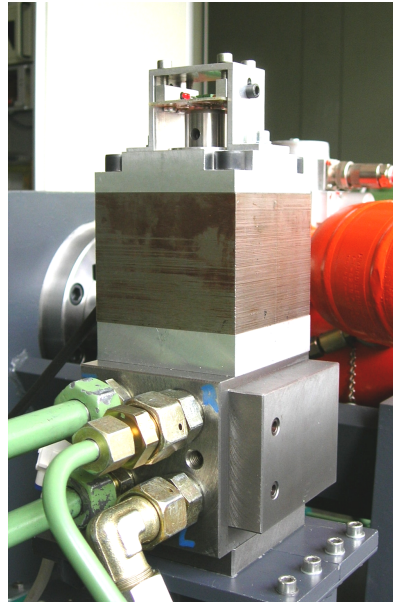
Die hydraulische Stelleinheit des elektrohydraulischen Lenkventils wurde durch das Unternehmen Hydraulik Nord Fluidtechnik in Parchim entworfen und gefertigt [32]. Ausgehend von dem Lenkventil der bekannten hydrostatischen Lenkung wurde hierfür ein vereinfachtes Drehschieberventil konzipiert, bestehend aus Drehschieber und Steuerhülse. Die Bohrungen und Öffnungen von Drehschieber und Steuerhülse wurden so dimensioniert, dass daraus eine nahezu lineare Öffnungskennlinie des Lenkventils folgt. Die Steuerhülse wird ortsfest in dem Lenkventilgehäuse platziert, der mit dem Rotor des Drehantriebs verbundene Drehschieber wird in der Steuerhülse "fliegend" gelagert.

Im Bild B.4 ist die experimentell ermittelte Öffnungskennlinie des Lenkventils dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der Überdeckungsbereich in der Neutralstellung, der zu der bereits beschriebenen Totzone führt. Abgesehen vom Überdeckungsbereich kann die Öffnungskennlinie bis ca.  $7^\circ$  Öffnungswinkel als lineare Funktion des Drehschieberwinkels approximiert werden. Über diesen Bereich hinaus nimmt der Verlauf eine degressive Form an, die eine lineare Beschreibung nicht mehr rechtfertigt.



**Bild B.4** Öffnungskennlinie der hydraulischen Stelleinheit bei einem Druckabfall über der Steuerkante von 10 bar

Das folgende Bild B.5 zeigt das elektrohydraulische Lenkventil, bei dem der elektromagnetische Drehantrieb und die hydraulische Stelleinheit zu einer Einheit integriert sind.



**Bild B.5** Elektrohydraulisches Lenkventil auf dem Lenkungsprüfstand

## B.4 Lenksteuergerät eZdsp F2812

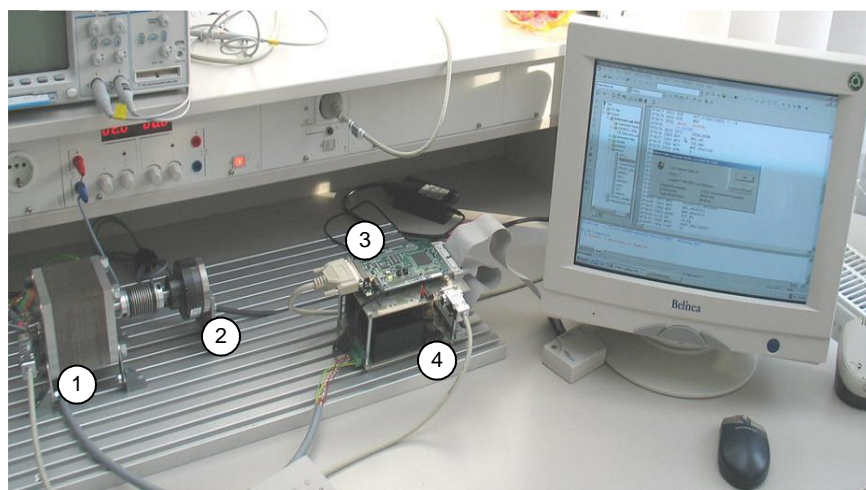
Als Lenksteuergerät der Pilotlenkung wird das Controller–Entwicklungssystem **eZdsp™ F2812** von Spectrum Digital verwendet. Kern des Systems ist der digitale Signal Prozessor TMS320F2812 von Texas Instruments, der mit der Entwicklungsoftware Code Composer Studio programmiert wird. Der Programmcode wird dazu mit der Programmiersprache C erstellt, kompiliert und auf den Controller geladen. Der Controller ist umfangreich ausgestattet, wie z.B. 16 Analogkanäle, 16 PWM Ausgänge, SPI und CAN Schnittstelle.

Für die Ansteuerung des Reluktanzantriebs wird die in dieser Arbeit vorgestellte Halbbrückenschaltung mit je zwei Schalttransistoren pro Phase eingesetzt. Der dafür benötigte Schaltkreis wurde von Mitarbeitern der Universität Rostock eigenständig entworfen und aufgebaut. Die Schalttransistoren werden nicht direkt vom Controller, sondern über einen Zwischenschaltkreis angesteuert. Dieser setzt die Pulsweiten modulierten Signale des Controllers in ein entsprechendes Schaltsignal für den Schalttransistor um.

Das Programm zur Einstellung eines Lenkwinkels läuft innerhalb des für DSP optimierten, skalierbaren Echtzeitbetriebssystems DSP/BIOS. Dieses bietet die Möglichkeit, ein Programm in verschiedene Laufzeitkomponenten, wie Tasks (Prozesse), periodische Funktionen, Software- und Hardwareinterrupts zu gliedern. Weiterhin bietet das Echtzeitbetriebssystem Funktionen zur Synchronisation der einzelnen Komponenten untereinander. Dadurch wird die Aufteilung des Programms in echtzeitkritische und weniger zeitkritische Programmteile möglich. Das Programm setzt sich zusammen aus den Teilen Initialisierung, Echtzeitprogramm und sonstigen Laufzeitfunktionen. Dabei ist zu beachten, dass einzig die Initialisierung einen eigenen, abgeschlossenen Programmteil darstellt. Das Echtzeitprogramm und die sonstigen, nicht echtzeitkritischen Funktionen werden in einem gemeinsamen Laufzeitkontext, bis zur Beendigung des Programms, parallel ausgeführt.

**Tabelle B.1** Technische Daten des Controllers (Auszug) [77]

Frequency	150 MHz
RAM	36 kB
Flash	256 kB
PWM	16 Channels
CAP/QEP	6/2
ADC	16 Channels 12 Bit
ADC Conversion Time	80 ns
UART	2 SCI
SPI	1
CAN	1
Timers	3 32-Bit GP, 1 WD
GPIO	56



**Bild B.6** Arbeitsplatz für die Entwicklung des Lenksteuergeräts  
 1 Reluktanzantrieb  
 2 Magnetpulverbremse  
 3 Entwicklungsboard eZdspF2812  
 4 Leistungselektronik

## B.5 Test in einem Funktionsträger

Als Versuchsträger wurde ein Gegengewichtstapler mit einer Nennt Tragfähigkeit von 2,5 t ausgewählt. Der Stapler ist mit einem Elektroantrieb an der Vorderachse ausgestattet und einer Pendelachse als Lenkachse. Das Lenksystem wird durch eine Konstantstrompumpe im offenen Kreislauf mit hydraulischer Energie versorgt.

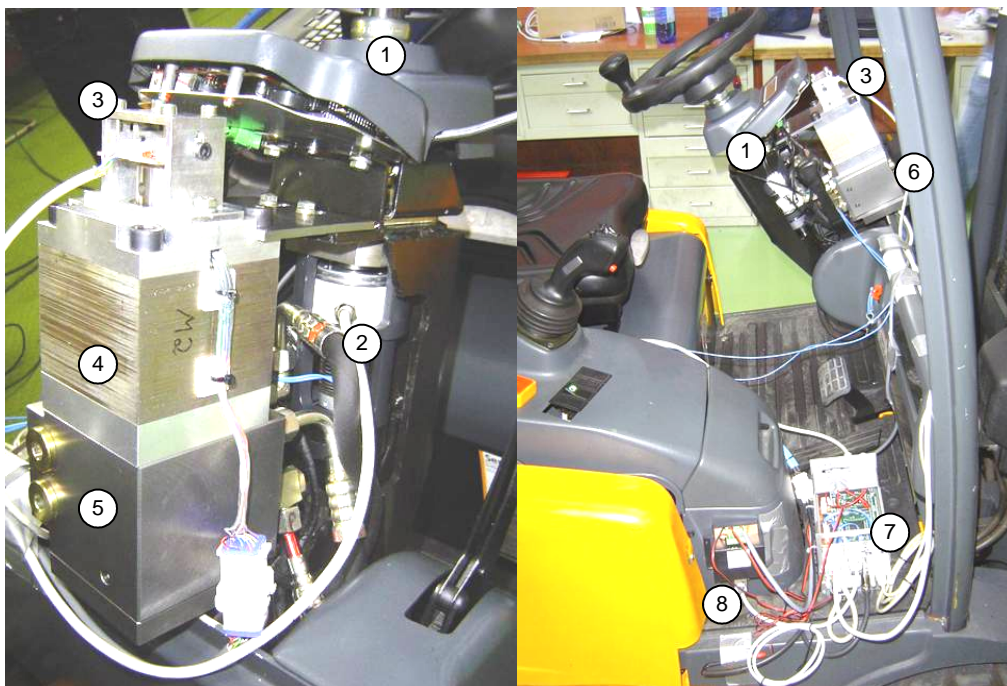
Um den Stapler mit der Pilotlenkung auszurüsten, wurde das hydrostatische Lenkaggregat durch das elektrohydraulische Lenkventil ersetzt. Um den Rüstaufwand für den hydraulischen Anschluss gering zu halten, wurde das elektrohydraulische Lenkventil in unmittelbarer Nähe des substituierten Lenkaggregates platziert. Für die Ermittlung des Lenkachswinkels stand fahrzeugseitig ein analoger Winkelsensor zur Verfügung. Die Position des Lenkradswinkels wurde mittels eines zusätzlich eingesetzten Inkrementalgebers erfasst und an das Lenksteuergerät weitergeleitet. Das Bild B.7 zeigt die Anordnung der Komponenten im Fahrzeug.

Das Verhalten der Pilotlenkung in dem Funktionsträger wurde hauptsächlich nach subjektiven Kriterien beurteilt. In einem Versuch „Geradeausfahrt“ wurde insbesondere die Fahrzeugkontrolle bei hohen Fahrgeschwindigkeiten bewertet. Ein zügiges und ruckfreies Anlenkverhalten wird hierbei angestrebt. Zusätzlich wurden die Versuche „Kreisfahrt“ und „Lastspiel“ durchgeführt, um die Lenkung in Kombination mit anderen Fahrfunktionen zu testen. Bei der Kreisfahrt wurde der Lenkwinkel konstant gehalten und die Fahrgeschwindigkeit stetig erhöht. Beim Lastspiel wurde eine Arbeitssituation simuliert, bei der das Fahrzeug abwechselnd beladen und unbeladen von einem Ort zu einem anderen Ort bewegt wurde und die Last aufgenommen bzw. abgeladen wurde. Eine allgemeine Beurteilung des Lenk- und Fahrgefühls stand hier im Vordergrund.

Die Experimente an dem Funktionsträger haben gezeigt, dass die hydraulische Überdeckung der Steuerkanten im Lenkventil sowie der relativ geringe Öffnungswinkel erhebliche Auswirkungen auf das Ansprechverhalten der Lenkung haben. Das Verhältnis von Überdeckungswinkel zu maximaler Öffnungswinkel ist mit ca. 10% sehr hoch für eine feinfühliges Dosierung von geringen Ölvolumenströmen. Diese Schwäche offenbart sich gerade bei geringen Lenkradkorrekturen. Hierbei kommt es zunächst zu keiner Lenkreaktion des Fahrzeugs. Der Fahrzeugführer versucht dann intuitiv diesen Malus durch eine größere Auslenkung zu korrigieren. Dies führt zu ruckartigen Bewegungen der Lenkachse und zu leicht instabilem

Lenkverhalten. Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten oder bei Rangierarbeiten mit größeren Lenkhüben hatte dieser Effekt keine Auswirkungen. Im Gegenteil, es gelang erstaunlich gut das Fahrzeug mühelos und zielgenau zu navigieren. Insgesamt war der subjektive Eindruck vom Lenkverhalten ähnlich dem Verhalten der hydrostatischen Lenkung. Mittels der im Verlauf dieser Arbeit beschriebenen Kompensation der hydraulischen Überdeckung konnte das ruckbehaftete Anlenkverhalten deutlich gemindert werden. Die Verzögerung der Lenkreaktion wurde aber weiterhin noch als negativ empfunden.

Die praktischen Erfahrungen bei den Fahrzeugversuchen haben generell gezeigt, dass wegen der Fahrsicherheit alle steer-by-wire Systeme mit einem Feedbacklenkrad ausgestattet sein sollten. Wenn das Fahrzeug durch Unebenheiten in der Fahrbahn erschüttert wird und der Fahrzeugführer sich naturgemäß am Lenkrad abstützt, würden damit verbundene unbeabsichtigte Lenkbewegungen gedämpft werden. Der Einfluss und die Auswirkung von unterschiedlichen Feedbackmomenten am Lenkrad wurden hier nicht weiter untersucht. Sowohl im Labor als auch im Fahrzeug wurde das Lenksystem ausschließlich mit einer Magnetpulverbremse als Stelleinrichtung für das Feedbackmoment ausgestattet.



**Bild B.7** Installation des elektrohydraulischen Lenkventils im Funktionsträger  
 1 Lenksäule,  
 2 Inkrementalgeber,  
 3 Sensor für Drehschieberwinkel,  
 4 Geblechtes Statorgehäuse  
 5 Gehäuse der hydr. Stelleinheit  
 6 Elektrohydraulisches Lenkventil  
 7 Lenksteuergerät  
 8 Spannungsversorgung für Sensorik

## C Servohydraulischer Lenkungsprüfstand

### C.1 Hydraulischer Schaltplan

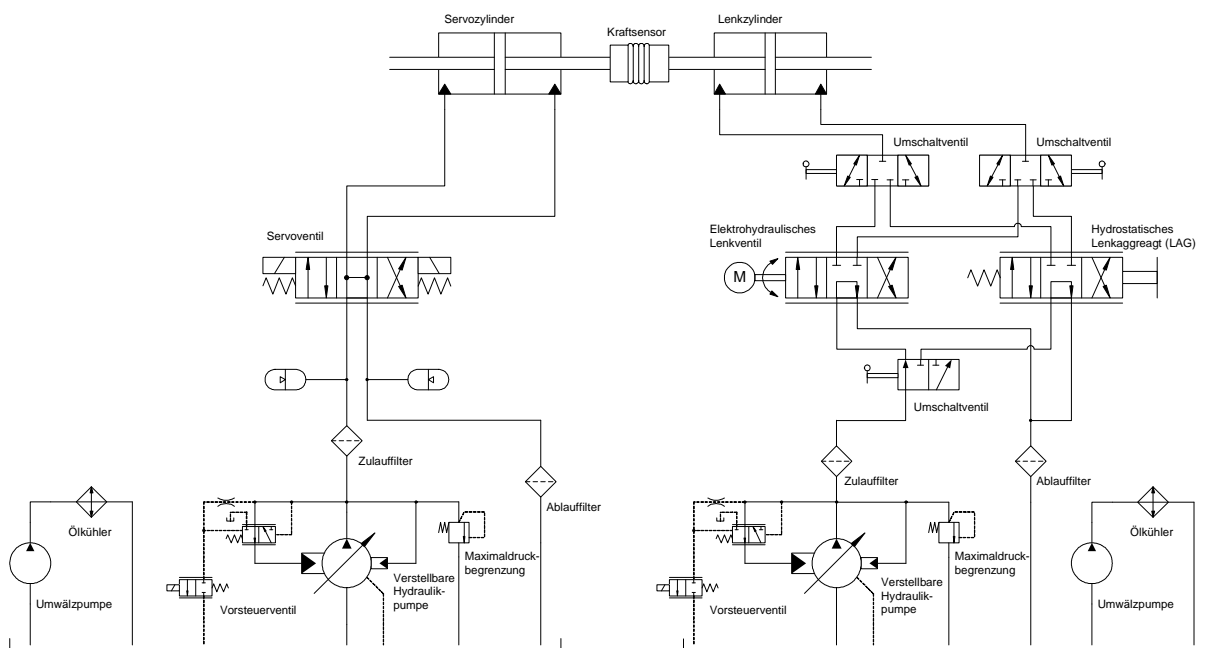


Bild C.1 Hydraulischer Schaltplan des Lenkungsprüfstandes

## C.2 Leistungsdaten der Anlage

Es steht je eine Druckölversorgung für die Belastungseinrichtung (Servozylinder) und für die Pilotlenkung zur Verfügung. Die Leistungsdaten sind jeweils gleich.

### Druckölversorgung

Hersteller	Bosch
Pumpentyp	Radialkolbenpumpe
Nenndrehzahl	1450 U/min
Nennleistung	7,5 kW
Max. Verdrängungsvolumen	16 U/cm <sup>3</sup>
Druckbegrenzung	200 bar
Sonstiges	Elektrisch vorgesteuerte Druckregelung

### Servozylinder

Hersteller	Hähnchen Hydraulik
Typ	Baureihe 326 – Servofloat Qualität
Kolben-/Kolbenst. Ø	60/40 mm
Kolbenhub	200 mm

### Servoventil

Hersteller	Moog
Typ	D 765H
Nennvolumenstrom @ 70 bar	38 L/min
Betriebsdruck	< 315 bar
Eckfrequenz	70 Hz @ ± 90 % Eingangssignal, 210 bar
Sonstiges	Schieberpositionsrückführung elektrisch, interne Schieberregelung

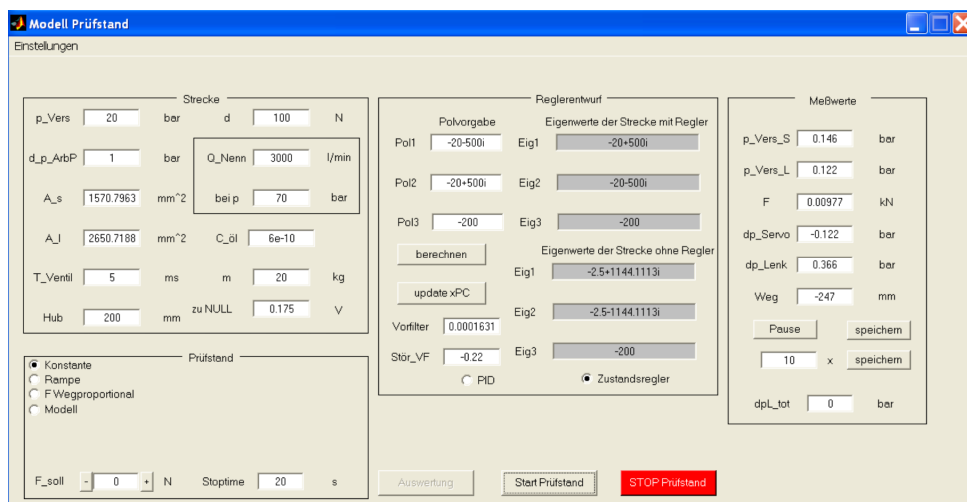
### Lenkzylinder

Hersteller	STILL GmbH
Kolbenstangendurchmesser	55 mm
Kolbendurchmesser	80 mm
Hub	140 mm



### C.3 Prüfstandssteuerung

Die Prüfstandssteuerung besteht im Wesentlichen aus einer Steuerungseinheit mit zwei Rechnern, dem Leitrechner und dem Zielrechner. Auf dem Leitrechner wird ein Modell zur Regelung der Lenkreaktionskraft mit MATLAB®/Simulink® erstellt und als ausführbares Programm kompiliert. Das Modell beinhaltet Funktionen zur Erfassung der Messgrößen, zur Berechnung und Regelung der Lenkreaktionskraft und zur Ausgabe der Stellgröße an das Servoventil. Anschließend wird das Programm via Ethernet auf den Zielrechner mit dem dort installierten Betriebssystem xPC-Target® geladen und deterministisch in Echtzeit ausgeführt. Die für den Regelkreis benötigten Sensoren sowie das Servoventil selbst sind über eine PC-Messkarte mit dem xPC-Target System verbunden. Das Starten und Überwachen des Prüfablaufes erfolgt wiederum am Leitrechner. Um diesen Vorgang benutzerfreundlich zu gestalten, wurde dafür eine grafische Benutzeroberfläche entwickelt (Bild C.2).



**Bild C.2 Grafische Benutzeroberfläche zur Einstellung der Modell- und Reglerparameter**

Das Bedienfeld gliedert sich in vier Bereiche: Strecke, Reglerentwurf, Messwerte und Prüfstand. In dem Feld Strecke werden die relevanten physikalischen Parameter für die Regelstrecke eingetragen. In dem Feld Reglerentwurf werden die Eigenwerte der Strecke – bezogen auf ein lineares Modell – angezeigt. Der Benutzer kann den Zustandsregler mittels Polvorgabe gezielt einstellen. Der Parameter Vorfilter wird für die Anpassung des Istwertes an den Sollwert benötigt. Der Parameter Stör\_Vorfilter dient der Kompensation der Störeinflüsse.

Der Benutzer kann außerdem wählen, welche Reglerfunktion für den jeweiligen Testablauf verwendet werden soll. Im Feld Messwerte werden die aktuell gemessenen Sensorwerte angezeigt. Diese Werte können auch, währenddessen das Programm läuft, gespeichert werden. Im Feld Prüfstand erfolgt die Sollwertvorgabe für die Lenkkraft.

Das Programm, das auf dem Zielrechner periodisch abläuft, besteht im Wesentlichen aus den Funktionen

- Erfassung der Sensorsignale,
- Bereitstellung bzw. Berechnung des Sollwertes für die Lenkreaktionskraft,
- Berechnung der Stellgröße für das Servoventil (Reglerfunktion) und
- Ausgabe der Stellgröße.

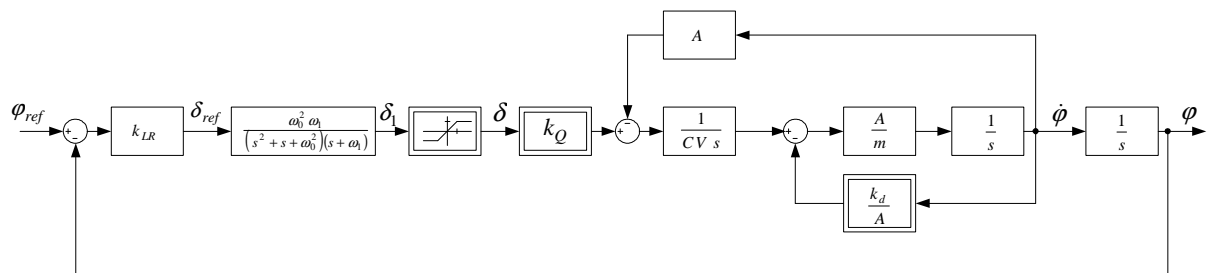
Die Sensorsignale vom Kraftsensor und den Drucksensoren werden mittels der PC-Messkarte analog erfasst und durch das Programm weiterverarbeitet. Das Signal des Wegsensors wird als Zählwert digital erfasst. Zusätzlich werden die Sensorsignale gespeichert und können nach Beendigung des Programms ausgewertet werden. Der verwendete Wegsensor für die Erfassung der Servozyylinderposition ist so aufgebaut, dass er ein periodisches Signal für den Messvorgang benötigt. Dieses Signal wird durch einen softwareseitigen Puls-Generator im Programm bereitgestellt.

Die Sollwertvorgabe erfolgt entweder durch einen konstanten Wert, durch einen sich zeitlich ändernden Wert (Rampenfunktion), durch einen sich hubabhängig ändernden Wert (federähnliche Belastung) oder durch Berechnung der Lenkkräfte mittels Fahrwerkmodells. Die Sollwertvorgaben Konstante und Rampe erfolgen unabhängig von den Messwerten. Die Sollwertvorgabe „Hubabhängig“ nutzt das Wegsignal, die modellgestützte Sollwertvorgabe nutzt mehrere Sensorgrößen, wie z.B. Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Lenkzylinderkolbens.

Die Berechnung der Stellgröße für das Servoventil erfolgt durch eine lineare Zustandsrückführung. Entsprechend der eingestellten Dynamik wird der Differenzdruck im Servozyylinder, die Kolbengeschwindigkeit und die Position des Servoventils geeignet verstärkt. Alternativ kann aber auch ein PID-Regler eingesetzt werden. Bei diesem wird die Differenz zwischen Sollkraft und gemessener Kraft gebildet und entsprechend den proportionalen, integralen und differenzierenden Anteilen verstärkt. Der entsprechende Reglerausgang wird als Stellgröße für das Servoventil ausgegeben.

## D Modell des Pilotlenksystems

Das Bild D.1 zeigt das stark vereinfachte Modell der Pilotlenkung, bestehend aus den Teilmodellen des Reluktanzantriebes, des Ventilmodells und des Lenkzylinders. Die Bezeichnungen und numerische Werte der Modellparameter sind in Tabelle D.1 angegeben. Die dort angegebenen Werte wurden a priori angenommen bzw. in Voruntersuchungen ermittelt.



**Bild D.1** Struktur des Modells der Pilotlenkung

Die Dynamik des Reluktanzantriebes wird durch ein Proportionalverhalten 3. Ordnung beschrieben. Das Ventilmodell ist eine nichtlineare Funktion des Drehwinkels und der wirkenden Druckdifferenz vor und nach der Ventilsteuerkante. Die Belastung des Lenkzylinders wird als nichtlineare viskose Reibung modelliert.

Die Annahmen und Vereinfachungen des Modells werden zusammenfassend dargestellt:

- Alle Übertragungselemente sind masselos, ideal steif und spielfrei.
- Coulombsche Reibung an Dichtungselemente und Gelenken bleibt unberücksichtigt.
- Die Kompressibilität des Hydraulikfluids ist unveränderlich gegenüber Temperatur und Druck.
- Leckagen sind vernachlässigbar gering.
- Symmetrische Öffnungsflächen im Lenkventil für Zulauf und Ablauf
- Kleine Auslenkungen um die Mittellage, so dass das Volumen beider Zylinderkammern annähernd gleich ist.

Die nichtlineare Winkelbegrenzung des Drehschiebers entspricht einer Begrenzung der Lenkgeschwindigkeit. Stationär und unter Berücksichtigung eines konstanten Druckverhältnisses von  $\Delta p = 10 \text{ bar}$  beträgt das Verhältnis zwischen Lenkgeschwindigkeit und Drehschieberwinkel:

$$\frac{\dot{\phi}}{\delta} = k_Q \frac{1}{A}$$

Nach Einsetzen der numerischen Werte aus der Tabelle ergibt sich somit die maximale Lenkgeschwindigkeit zu

$$\dot{\phi}_{\max} = 0,126 \frac{m}{s}$$

**Tabelle D.4** Bezeichnungen und numerische Werte des Lenksystem-Modells

$k_{LR}$	0,1875	Reglerverstärkung des Lenkregelkreises (Lenkübersetzung = 6)
$k_Q$	$2 \frac{L}{\text{min}} \cdot \frac{1}{\circ}$	Volumenstromverstärkung @ 10 bar
$k_d$	$16 \frac{Ns}{mm}$	Reibungskoeffizient Lenkzylinder
$C$	$6e-10 \frac{1}{Pa}$	Kompressibilitätsfaktor
$V$	$371100 \text{ mm}^3$	Lenkzylindervolumen
$A$	$2650 \text{ mm}^2$	Kolbenfläche des Lenkzylinders
$m$	50 kg	Masse der Kolbenstange
$\omega_0$	120	Eigenkreisfrequenz des Drehwinkelregelkreises
$\omega_1$	324	reelle Polstelle des Drehwinkelregelkreises
$D_0$	0,9	Dämpfungskonstante des Drehwinkelregelkreises
$\delta_{\max}$	$10^\circ$	Maximaler Drehwinkel

Die Übertragungsfunktion des linearisierten Modells ergibt sich aus Bild D.1 und unter Vernachlässigung der Drehwinkelbegrenzung zu

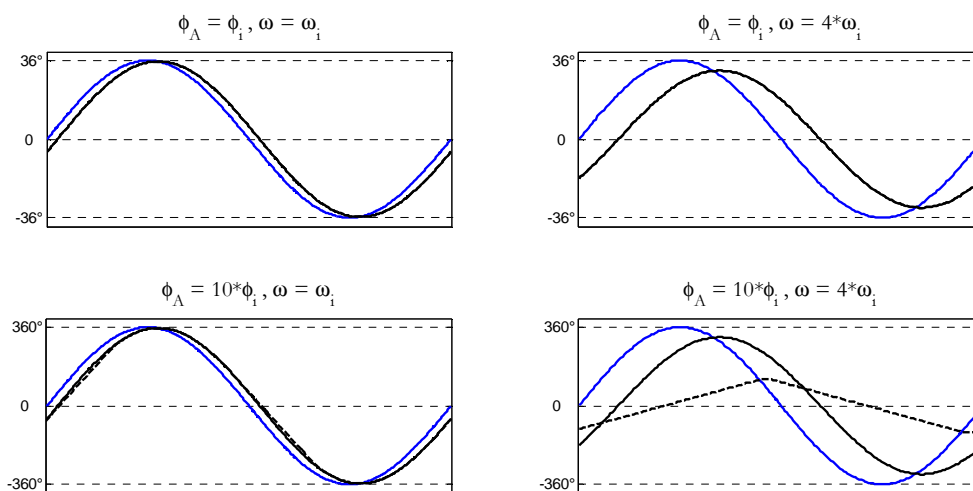
$$G(s) = \frac{\omega_0^2 \omega_1 \omega_z^2 k_{LR} k_Q K_Z}{(s^2 + 2D_0 \omega_0 s + \omega_0^2)(s + \omega_1)(s^2 + 2D_Z \omega_z s + \omega_z^2) s + \omega_0^2 \omega_1 \omega_z^2 k_{LR} k_Q K_Z}$$

mit den Koeffizienten der Lenkzylinder – Übertragungsfunktion.

$$K_Z = \frac{1}{A}, \quad \omega_z^2 = \frac{A^2}{CVm} \quad \text{und} \quad D_Z = \frac{k_d \sqrt{CVm}}{2Am}.$$

Um die Wirkungsweise der Drehwinkelbegrenzung und ihren Einfluss auf das Systemverhalten zu verdeutlichen, wird das Modell mit sinusförmigen Eingangssignalen unterschiedlicher Frequenz angeregt.

Dazu ist in Bild D.2 der zeitliche Verlauf des Eingangssignals  $\phi = \Phi_A \sin(\omega t)$  sowie der Verlauf der Zeitantworten des eingeschwungenen Modells im Vergleich mit und ohne Begrenzung dargestellt.



**Bild D.7** Zeitantworten des eingeschwungenen Lenksystemmodells ohne Drehwinkelbegrenzung (durchgezogen, schwarz) und mit Drehwinkelbegrenzung (gestrichelt, schwarz) für unterschiedliche Werte von  $\omega$  und  $\Phi_A$

Für sinusförmige Auslenkungen mit kleinen Amplituden hat die Drehwinkelbegrenzung praktisch keine Auswirkungen auf das Stellverhalten des Lenkaktuators. Die Zeitantworten beider Modellkonfigurationen sind nahezu identisch. Hingegen führt bei großen Amplituden und Anregungsfrequenzen die Drehwinkelbegrenzung zu einem verstärkten Tiefpassverhalten des Lenksystems.

Ein weiterer nichtlinearer Effekt, der zu Grenzyklen führen kann, jedoch hier vernachlässigt wurde, ist die Strombegrenzung für den Reluktanzantrieb. Diese entspricht einer Begrenzung des Antriebsmomentes und dient als Überlastschutz.

## Literatur

- [1] Amberkar, Sanket et al.: A Comprehensive Hazard Analysis Technique for Safety-Critical Automotive Systems. SAE paper 2001-01-0674, 2001
- [2] Barten, Stefan: Modellierung des Fahrwerks von Gabelstaplern zur Berechnung Lenkreaktionskräften. Studienarbeit, Universität Rostock, Fak. f. Maschinenbau, 2003
- [3] Bekiesch, Joanna: Sensorloser Betrieb einer geschalteten Reluktanzmaschine. Dissertation, Universität Siegen, 2007
- [4] Berbuer, J.: Neuartige Servoantriebe mit primärer Verdrängersteuerung. Dissertation, RWTH Aachen, 1988
- [5] Bootz, Andreas: Konzept eines energiesparenden elektrohydraulischen closed-center-Lenkensystems für PKW mit hoher Lenkleistung. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2004
- [6] Bünte, Tilman: Beiträge zur robusten Lenkregelung von Personenkraftwagen. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Nr. 366. Düsseldorf: VDI Verlag, 1998
- [7] Cheung, Norbert C.; Gan, Wai-Chuen; Qiu, Li: Short Distance Control for Linear Switched Reluctance Motors: A Plug-in Robust Compensator Approach. In: Industry Applications Conference, 2001. Thirty-Sixth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2001 IEEE, vol 4, S. 2329-2336
- [8] Deibert, Rüdiger: Methoden zur Fehlererkennung an Komponenten im geschlossenen Regelkreis. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 8, Nr. 650. Düsseldorf: VDI Verlag, 1997
- [9] Dilger et al.: X-by-Wire: Design von verteilten, fehlertoleranten und sicherheitskritischen Anwendungen in modernen Kraftfahrzeugen. VDI-Berichte Nr. 1374, Düsseldorf: VDI Verlag, 1997

- [10] Ehlert, Olrik: Modellbildung einer Reluktanzmaschine. Studienarbeit, Universität Rostock, Institut Elektrische Energietechnik, 2004
- [11] Eichler, Enrico: Erfassung des Übertragungsverhaltens hydrostatischer Lenksysteme von Gabelstaplern. Studienarbeit, Universität Rostock, Fak. f. Maschinenbau, 2003
- [12] Eicker, Christoph: Elektro-hydraulisches „Steer-by-Wire“-Lenksystem. In: O+P-Zeitschrift für Fluidtechnik, Nr.9 (2003), S. 584 ff.
- [13] Fischer, Karl-Friedrich (Hrsg.): Taschenbuch der technischen Formeln. Leipzig: Carl Hanser Verlag, 1999
- [14] Fleck, Reidar: Methodische Entwicklung mechatronischer Lenksysteme mit Steer-by-wire Funktionalität. Tagungsbeitrag, Tagung „fahrwerk.tech 2003“, München, 2003
- [15] Föllinger, Otto: Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung. Heidelberg: Huethig Verlag, 1994
- [16] Forster, Ingbert: Elektrohydraulische Lastsimulation. Dissertation, RWTH Aachen, 1988
- [17] Fricke, Hans; Pierick, Klaus: Verkehrssicherung. Stuttgart: Teubner Verlag, 1990
- [18] Friedrichsen, Welm: Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von hydrostatischen Lenkungen in unterschiedlichen Schlepperhydrauliksystemen. Fortschritts-Berichte VDI: Reihe 14, Nr. 49. Düsseldorf: VDI Verlag, 1991
- [19] Gerono, Johannes: Entwerfen einer sicheren, fehlertoleranten steer-by-wire Lenkung für langsam fahrende Fahrzeuge. Diplomarbeit, Universität Rostock, Fak. f. Maschinenbau, 2006
- [20] Gies, Stefan: Fahr- und Lenkverhalten von Radladern. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW, 1993
- [21] Götz, Werner (Hrsg.): Elektrohydraulische Proportional- und Regelungstechnik in Theorie und Praxis. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 1989
- [22] Graßmann, O. et al.: Variable Lenkunterstützung für eine elektromechanische Servolenkung. 23. Tagung „Elektronik im Kfz“, Haus der Technik - Essen 17./18. Juni 2003

- [23] Hammer, Willi: Fahrlenkstabilität von Gabelstaplern. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW, 1989
- [24] Isermann, Rolf: Schätzung physikalischer Parameter für dynamische Prozesse. In: Automatisierungstechnik at 39 (1991), Nr. 9+10, S.323ff. und 371ff.
- [25] Isermann, Rolf: Überwachung und Fehlerdiagnose: Moderne Methoden und ihre Anwendung bei technischen Systemen. Düsseldorf: VDI Verlag, 1994
- [26] Isermann, Rolf: Fehlertolerante Komponenten für drive-by-wire Systeme. In: Automobiltechnische Zeitschrift 4/2002, S. 382 – 393
- [27] Jensen, Kjeld B.; Thomsen, S.: New Ways with Electro Hydraulic Steering Concepts. In: 3. Kolloquium Mobilhydraulik, 11./12. November 2002, Braunschweig
- [28] Kaminer, I. et al.: A Velocity Algorithm for the Implementation of Gain-Scheduled Controllers. Automatica 31 (1995), S. 1185 - 1191
- [29] Kjaer, P. C.; Gribble, J. J.; Miller, T. J. E.: High-grade control of switched reluctance machines. In: IEEE Trans. on Industrial Electronics (1997), vol. 33, Nr. 6, S. 1585 - 1593
- [30] Klein, Ascan: Entwicklung eines elektrohydraulischen Lenkventils. Forschungsberichte Mechatronik und Maschinenakustik. Aachen: Shaker Verlag, 2000
- [31] Knepper, R.: Der Sicherheits- und Zuverlässigkeitsprozess in der zivilen Luftfahrt-industrie. VDI-Bericht 1546. Düsseldorf: VDI Verlag, 2000
- [32] Knües, Stephan: Elektrohydraulisches Lenksystem für langsam fahrende Fahrzeuge. Schlussbericht, Förderprogramm InnoRegio. Parchim: Hydraulik Nord Fluidtechnik GmbH, 2006
- [33] Koziara, B. et al.: Optimierung des dynamischen Verhaltens von Lenksystemen durch Kopplung von Simulation und Versuch. VDI-Bericht 1153, Düsseldorf: VDI Verlag, 1994
- [34] Krishnan, Ramu: Switched Reluctance Motor Drives – Modeling, Simulation, Analysis, Design and Applications. Boca Raton: CRC press, 2001
- [35] Lawrence, D. A. et al.: Gain Scheduling Dynamic Linear Controllers for a Nonlinear Plant. Automatica 31 (1995), S. 381 - 390



- [36] Luenberger, D. G.: Observing the state of a linear system. IEEE Transaction on Military Electronics. vol. 8 (1964), S. 74-80
- [37] Manring, Noah D.: Hydraulic Control Systems. Hoboken: John Wiley&Sons, 2005
- [38] Matthies, Hans J.: Einführung in die Ölhydraulik. 2. Auflage. Stuttgart: Teubner Verlag, 1991
- [39] Meyna, Arno: Einführung in die Sicherheitstheorie. München: Carl Hanser Verlag, 1982
- [40] Meyna, A. et al.: Taschenbuch der Zuverlässigkeitstechnik, Quantitative Bewertungsverfahren. München: Carl Hanser Verlag, 2003
- [41] Miller, Timothy J. E.: Switched Reluctance Motors and their Control. Hillsboro, Ohio: Magna Physics [u.a.], 1993
- [42] Miller, Timothy J. E.: Electronic Control of Switched Reluctance Machines. Oxford: Newns, 2001
- [43] Mitschke, Manfred: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Bd. C - Fahrverhalten. 2. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 1990
- [44] Möller, Jens: Untersuchungen zur Entwicklung und Optimierung einer elektrohydraulischen Traktorlenkung. Fortschritt-Berichte: Reihe 14, Nr. 64. Düsseldorf: VDI Verlag, 1993
- [45] Moseler, Olaf: Mikrocontrollerbasierte Fehlererkennung für mechatronische Komponenten am Beispiel eines elektromechanischen Stellantriebs. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 8, Nr. 908. Düsseldorf: VDI Verlag, 2001
- [46] Murrenhoff, H. et al.: Steuerungstechnik und Mikrorechneranwendung in der Fluidtechnik. Reihe Fluidtechnik. Bd. U6. Aachen: Shaker Verlag, 2001
- [47] Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik. Reihe Fluidtechnik. Bd. U4. Aachen: Shaker Verlag, 2002
- [48] Nold, S.: Identifiability of Process Coefficients for Technical Failure Diagnosis. 25th IEEE Conference on Decision and Control. Athens, 1986
- [49] Oehmann, M.: Europäische und deutsche Bestimmungen für Flurförderzeuge, Auswirkung auf Konstruktion und Anwendung. VDI-Berichte 1327. Düsseldorf: VDI Verlag, 1997

- [50] Odenthal, Dirk: Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen. Dissertation, Technische Universität München, 2002
- [51] Pfeufer, Thomas: Modellgestützte Fehlererkennung und Diagnose am Beispiel eines Kraftfahrzeugaktors. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 8, Nr. 749. Düsseldorf: VDI Verlag, 1999
- [52] Pudszuhn, Raimund: Automatische Lenkung für Traktoren und Erntemaschinen mit Unterstützung von Ultraschallsensoren. VDI-Bericht 1503. Düsseldorf: VDI Verlag, 1999
- [53] Reichart, G.: Sichere Elektronik im Kraftfahrzeug, Automatisierungstechnik, vol. 46 (1998), no. 2, Seite 78-83
- [54] Reichhardt, Andreas: Elektronische Lenksysteme – Erhöhte Effizienz bei gleichzeitiger Fahrerentlastung. In: Praktiker-Seminar Elektronische Lenksysteme für mobile Arbeitsmaschinen, Mannheim 18./19. Oktober 2005
- [55] Rill, G.: Simulation von Kraftfahrzeugen. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1994
- [56] Rohner, Linus: X-by-wire Technologien. In: Praktiker-Seminar Elektronische Lenksysteme für mobile Arbeitsmaschinen, 18./19. Oktober 2005, Mannheim
- [57] Schmidt, Hendrik: Entwerfen eines Hardware-in-the-Loop Prüfstandes für „steer-by-wire“ – Lenkungen. Studienarbeit, Universität Rostock, Fak. f. Maschinenbau, 2003
- [58] Schüttler, J.: Drehzahl- und Momentregelung eines permanentmagneterregten Transversalflussmotors für Direktantriebsanwendungen, ASB-Kongress, Stuttgart, 2006
- [59] Stoll, Helmut: Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1992
- [60] Storey, N.: Safety – critical computer systems. Essex: Addison Wesley Longman Ltd., 1997
- [61] Theis, Irina: Das steer-by-wire System im Kraftfahrzeug – Analyse der menschlichen Zuverlässigkeit. Dissertation, Technische Universität München, 2002

- [62] Ulrich, Hartmut: Elektrohydraulische Druckregelung mit Verstellpumpe für unterschiedliche Verbraucher und Leitungsnetze. Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [63] Vijayraghavan, P.: Design of Switched Reluctance Motors and Development of a Universal Controller for Switched Reluctance and Permanent Magnet Brushless DC Motor Drives. Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, 2001
- [64] Wolff, J.; Rahner, R.; Späth, H.: Sensorless Speed Control of a Switched Reluctance Motor for Industrial Applications. In: Optimization of Electrical and Electronic Equipments, Brasov, vol. 2 (1998), S. 457 - 462
- [65] Wolff, J.; Späth, H.; Klaus, C.: Positionieraufgaben mit geschaltetem Reluktanzantrieb. In: Fachtagung Leistungselektronik und intelligente Bewegungssteuerungen, Magdeburg, 1999, S. 143 - 148
- [66] Wroblewski, Dirk; Hirschmann, Karl-Heinz: Elektrohydraulisches Lenksystem für langsam fahrende Fahrzeuge: Teilvorhaben C: Entwicklung einer fehlersicheren „steer-by-wire“ – Lenkung. Schlussbericht, Förderprogramm InnoRegio. Rostock: Universität Rostock, 2004
- [67] Wroblewski, Dirk; Hirschmann, Karl-Heinz: Direkt angetriebenes Drehschieberventil zur elektro-hydraulischen Lenkung von langsam fahrenden Fahrzeugen. Tagungsbericht Mechatronik 2005 – Innovative Produktentwicklung. VDI Bericht 1892. Bd.2, S. 757 – 778
- [68] Wroblewski, Dirk; Hirschmann, Karl-Heinz: Elektrohydraulische Gabelstapler – Lenkung. Hebezeuge und Fördermittel, vol. 12 (2005), Seite 670 - 672
- [69] Wroblewski, Dirk; Hirschmann, Karl-Heinz: Servohydraulischer Prüfstand für Fahrzeuglenkungen. Konstruktion – Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur Werkstoffe, 6-2006, Seite 60-63
- [70] Wroblewski, Dirk; Bockholt, Stefan; Hirschmann, Karl-Heinz: Elektrohydraulisches Lenksystem für langsam fahrende Fahrzeuge: Teilvorhaben C: Entwicklung einer fehlersicheren „steer-by-wire“ – Lenkung. Schlussbericht, Förderprogramm InnoRegio. Rostock: Universität Rostock, 2006

**Firmenschriften**

- [71] Herbert Hänchen GmbH: Hydraulik-Zylinder RATIO-TEST® Test-Zylinder Premium-Baureihe 326, Economy-Baureihen 126/306. Firmenschrift
- [72] Moog Inc.: D765 Series, Servovalves with Electronic Feedback and Integrated Electronics, Datenblatt CDL6563 Rev E 500-300 601
- [73] Phillips: KMA200 – Programmable angle sensor. Spezifikation, 2002
- [74] Sauer-Danfoss Inc.: OSPB, OSPC, OSPR, OSPD Open Center Steering units; OSPB Closed Center Steering units; TAD Torque amplifiers – Technical Information, Katalog-Nr. 520L0502
- [75] Sauer-Danfoss Inc.: EHPS Steering Valve, PVE Actuation Module, OSPCX CN Steering Unit – Technical Information, Katalog-Nr. 520L0521
- [76] Sauer-Danfoss Inc.: Electro Hydraulic Steering, EH Valve – Technical Information, Katalog-Nr. 520L0680
- [77] Texas Instruments: TMS320F2810, TMS320F2811, TMS320F2812, TMS320C2810, TMS320C2811, TMS320C2812 Digital Signal Processors – Data Manual. Spezifikation, SPRS174P, 2001
- [78] TRW: Die elektrohydraulische Servolenkung (EPHS). Produktinformation, nicht katalogisiert
- [79] ZF Lenksysteme: ZF-Zahnstangen-Hydrolenkungen für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge. Produktinformation, ZFLS 7830 P – DK 2/05 d
- [80] ZF Lenksysteme: ZF-Servolectric, Die elektrische Servolenkung für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge. Produktinformation, ZFLS 7802 P – MBA 08/09 d
- [81] ZF Lenksystem: ZF-Aktivlenkung für Pkw der Mittel- und Oberklasse. Produktinformation, ZFLS 7882 P – KB 8/03 d

**Richtlinien und Normen**

- [82] Richtlinie 98/37/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 22. Juni 1998 zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften der Mitgliedstaaten für Maschinen. Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 1998, Nr. L 207, S.1-46

- [83] Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles with Regard to Steering Equipment, Regulation No. 79 Revision 2, 2005
- [84] Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung in der Fassung der Bekanntmachung vom 28. September 1988 (BGBl. I S. 1793)
- [85] Council Directive of 8 June 1970 on the approximation of the laws of the Member States relating to the steering equipment for motor vehicles and their trailers, 70/311/EEC, 1970
- [86] Norm DIN EN 1050 November 1996. Sicherheit von Maschinen – Leitsätze zur Risikobeurteilung.
- [87] Norm DIN EN 1726 November 1999. Sicherheit von Flurförderzeugen. Teil1 Motorkraftbetriebene Flurförderzeuge bis einschließlich 10000 kg Tragfähigkeit und Schlepper bis einschließlich 20000 N Zugkraft.
- [88] Norm DIN EN 61508 November 2002. Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme. Teil 1: Allgemeine Anforderungen.
- [89] Norm DIN EN 61508 November 2002. Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme. Teil 4: Begriffe und Abkürzungen.
- [90] Norm DIN EN 61508 November 2002. Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme. Teil 5: Beispiele zur Ermittlung der Stufe der Sicherheitsintegrität (safety integrity level).
- [91] Norm DIN EN ISO 12100-1 April 2004. Sicherheit von Maschinen - Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze. Teil 1 :Grundsätzliche Terminologie, Methodologie.
- [92] Norm DIN EN ISO 13849-1 Februar 2007. Sicherheit von Maschinen – Sicherheits-bezogene Teile von Steuerungen. Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleitsätze.

**Schutzrechtsschriften**

- [93] Patentschrift US 3 580 352 (1971-05-25). General Motors Corporation.
- [94] Patentschrift US 5 347 458 (1994-09-13). Honda Giken Kogyo Kabushiki Kaisha..
- [95] Patentschrift DE 195 41 752 C2 (1997-09-04). Mercedes-Benz Aktiengesellschaft.
- [96] Offenlegungsschrift DE 198 33 460 A1 (2000-01-27). Robert Bosch GmbH.
- [97] Offenlegungsschrift DE 198 34 870 A1 (2000-02-03). Robert Bosch GmbH.
- [98] Offenlegungsschrift DE 10 2004 029 409 A1 (2005-01-05). Jungheinrich AG.