

Modell- und signalbasierte Fehlerdiagnose eines automatisierten Nutzfahrzeuggetriebes für den Off-Board und On-Board Einsatz

Vom Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. (FH) Sebastian Alfes M.Sc. (Uni)

geboren am 26. Juni 1984 in Lennestadt

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
Korreferenten: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht
Prof. Dr.-Ing. Tran Quoc Khanh

Tag der Einreichung: 13. Mai 2016
Tag der mündlichen Prüfung: 31. Oktober 2016



D 17

Darmstadt 2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Vorentwicklung Daimler Trucks, Abteilung Zuverlässigkeit, Wartung und Diagnose in Stuttgart-Untertürkheim.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Rolf Isermann, Professor emeritus am Institut für Automatisierungstechnik an der Technischen Universität Darmstadt und Leiter des Fachgebietes Regelungstechnik und Prozessautomatisierung, für seine Unterstützung und stetige Förderung bei der Durchführung der Arbeit. Seine wertvollen Anregungen trugen maßgeblich zu meiner wissenschaftlichen Weiterentwicklung und damit zu dem Gelingen dieser Arbeit bei.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht, dem Leiter des Instituts für Mechatronische Systeme im Maschinenbau und Herrn Prof. Dr.-Ing. Tran Quoc Khanh, dem Leiter des Fachgebiets für Lichttechnik, möchte ich für die freundliche Übernahme des Koreferates und die damit verbundenen Bemühungen sowie für sein entgegengesetztes Interesse an dieser Arbeit bedanken.

Erwähnen möchte ich das sehr gute Arbeitsklima und die freundschaftliche Atmosphäre in der Abteilung der Vorentwicklung Daimler Trucks sowie am Institut für Automatisierungstechnik an der Technischen Universität Darmstadt. Allen Kolleginnen und Kollegen, insbesondere der Getriebeentwicklung und -werkstatt, sei an dieser Stelle für die fruchtbaren Gespräche und die anregenden Impulse gedankt. Ein besonderer Dank geht an meine Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Arno von Querfurth und Herrn Dipl.-Ing. Hartmut Raiser, für die unzähligen fachlichen und persönlichen Diskussionen.

Nicht zuletzt haben auch meine Familie und Freunde wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen, indem sie mir stets den nötigen Rückhalt gaben. An dieser Stelle einen herzlichen Dank dafür! Besonders meinen Eltern und Geschwister danke ich für ihre permanente Unterstützung.

Schließlich geht mein ganz besonderer Dank an meine Verlobte Carolina, ohne ihre Liebe und Unterstützung wäre die Dissertation sicher nicht so gut gelungen. Mit ihrer Hilfe konnte ich den ab und zu notwendigen Abstand zur Arbeit gewinnen und die Dinge immer wieder aus einem anderen Blickwinkel betrachten.

Kurzfassung

In modernen Nutzfahrzeugen sind Schaltabläufe und Gangwechsel im Gruppengetriebe durch elektromechanische Aktuatoren automatisiert worden, sodass Schaltzeiten und Zugkraftunterbrechungen reduziert werden. Die automatisierten Gruppengetriebe verbessern das Fahrzeughandling, entlasten den Fahrer, steigern die passive Sicherheit und unterstützen eine wirtschaftliche, kraftstoffsparende und geräuscharme Fahrweise. Um diese Vorteile der modernen Getriebe zu gewährleisten, ist eine fehlerfreie Funktion der einzelnen Aktuatoren notwendig. Durch die Verbauung der zusätzlichen elektromechanischen Aktuatoren ist allerdings die Komplexität gestiegen, sodass Fehlerursachen immer differenzierter und komplizierter geworden sind, was den Einsatz von modernen Diagnosemethoden erforderlich macht.

In dieser Arbeit werden verschiedene Diagnosemethoden für das automatisierte Getriebe in schweren Nutzfahrzeugen beschrieben, implementiert und miteinander verglichen. Ein mögliches Anwendungsgebiet der Fehlererkennung des automatisierten Getriebes ist die interaktive und flexible Ferndiagnose. Im Gegensatz zur klassisch lesenden Ferndiagnose, handelt es sich hierbei um eine Telematik-Anbindung zum Fahrzeug, bei der aktive Systemeingriffe mittels Diagnoseroutinen durchführbar sind. Durch die Diagnoseroutinen können einzelne Systeme separat angesteuert und in einen einheitlichen Betriebszustand gebracht werden. Bezüglich der Diagnoseroutinen muss der Fahrer informiert werden, zudem ist eine Interaktion durch Unterstützung und Bestätigung des Fahrers zwingend erforderlich. Das gesamte Konzept der interaktiven und flexiblen Ferndiagnose und ein Prototyp ist zu Beginn dieser Arbeit beschrieben worden.

Eine Diagnosemethode für das automatisierte Nutzfahrzeuggetriebe ist die entwickelte modellbasierte Fehlererkennung für die elektromechanischen Getriebeaktuatoren, die den automatisierten Schaltvorgang und die Synchronisierung durchführen. Die modellbasierte Fehlererkennung bietet die Möglichkeit zu einer dynamischen Fehlererkennung während der Diagnoseroutinen, aber auch während der Fahrt. Dazu ist das dynamische Prozessverhalten der Getriebeaktuatoren, wie Kupplungsausrücker, Kupplung, Split- und Rangemodul mit Synchronisierungseinheiten, Gassen- und Gangaktuatoren, Getriebelamellenbremse und das eigentliche mechanische Getriebe mit Klauenmuffen in einem Simulationsmodell nachgebildet worden. Die Symptomgenerierung der modellbasierten Fehlererkennung erfolgt durch entwickelte Paritätsgleichungen oder einer Parameterschätzung. Die ermittelten Paritätsgleichungen für verschiedene Luftdruck-, Positions- und Drehzahl-signalen werden anhand einer Grenz- und Schwellwertüberwachung weiter verarbeitet. Innerhalb der Parameterschätzung sind mittels des Rekursiven Least Squares Algorithmus u.a. pneumatische Leitwert-, mechanische Reibungs-, Feder- und Dämpfungsparameter zur Fehlererkennung ermittelt worden.

Neben der modellbasierten Fehlererkennung ist eine signalbasierte Fehlererkennung speziell zur Auswertung der Diagnoseroutinen entwickelt worden. Für alle verbauten Getriebeaktuatoren des G281 Gruppengetriebes sind Diagnoseroutinen erstellt worden, die die einzelnen Systeme in einen

reproduzierbaren Betriebszustand bringen, um vergleichbare Messsignalverläufe zu erzeugen. Die Auswertungen der Messdaten erfolgt über eine Berechnung der Flächen unterhalb der Signalverläufe. Die ermittelten Flächen dienen als Symptome und sind für alle Getriebekomponenten in Fehler-Symptom-Tabellen dargestellt. Indem die Fehler-Symptom Zusammenhänge durch Fuzzy-Mengen interpretiert werden, ist eine Auswertung mit Fuzzy-Logik im Anschluss der Flächenberechnung entwickelt worden.

Die signal- und modellbasierte Fehlererkennung ist anhand eines Prüfstandes des automatisierten Mercedes PowerShift-Gruppengetriebe G281 mit 12 Gängen für das schwere Nutzkraftfahrzeug Actros verifiziert und validiert worden. Verschiedene Fehlerarten wie beispielsweise Leckagen, Verstopfungen, poröse Zylinderkolbenmanschetten, gebrochene Federn oder verschlissene Bremslamellen sind gezielt am Getriebeprüfstand eingebaut und für die Diagnoseroutinen untersucht worden. Am Ende dieser Arbeit sind die umgesetzten Diagnosemethoden auch für den Fahrbetrieb evaluiert worden.

Outline

Shift processes and gear changes are automated by electromechanical actuators in modern commercial vehicles. The automation reduces shifting times and interruptions of traction to reduce fuel consumption and relieve the driver. According to prognoses, the market share of automatized gearboxes for commercial vehicles is continuously increasing. A fault free function of all different gearbox actuators is necessary to grant the advantage of automated gearboxes. The increased complexity and the resulting increased failure rate of automated gearboxes make modern diagnosis and fault detection methods absolutely essential.

In this research work, a model- and a signal-based fault detection of automated gearboxes in heavy commercial vehicles is presented. The fault detection is designed for a flexible and interactive remote diagnosis. For such remote diagnosis sessions test routines are transferred to vehicles as OTX-scripts. These test routines enable isolated and reproducible diagnosis checks for a higher diagnosis standard. The driver has to be informed about the diagnosis check and guided through the complete process by specific HMI-systems. A prototype and the concept of the proposed remote diagnosis are described at the beginning of this research work.

The fault detection of automated gearboxes is developed by model-based parity equations, parameter estimation and a signalbased area calculation. The model-based fault detection is designed for remote test routines and also for normal driving mode. A model simulates pressures, positions and speeds of all gearbox actuators during a gear change. Simulated components of commercial vehicle gearboxes are a clutch with an integrated clutch controller, a split- and range-module with synchronizer, a gear- and select-actuator and a layshaft brake. This model serves as a reference of fault-free state of the gearbox. Differences concerning model and measured signals are symptoms of failures inside the gearbox. System parameters like frictions, pneumatic resistances, spring or damping factors are calculated using parameter estimation with a weighted least squares algorithm. Limits of parameter changes are also defined for the fault and fault-free state. Changes of calculated signal-based areas below measured signals describe a different system behavior during test routines. A database of faulty-free areas is deposited for specific test routines. Based on calculated areas a diagnosis in Fuzzy-Logic is developed. The diagnosis classified failure types and gave a percentage statement of the fault possibility.

Pneumatic failures like leakage or blockage; and mechanical failures like porous sealing gaskets, broken return cylinder springs or worn-out attrited lamellar brake discs are placed at a gearbox test bench. An unsynchronized gearbox G281 with 12 gears for commercial vehicles is used as the test bench. At this unsynchronized gearbox the complete model- and signal-based fault detection and diagnosis is verified. The fault detection methods are evaluated for the remote diagnosis by test routines. At the end of this research work the fault detection is evaluated during the drive mode.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iv
Outline	vi
Symbole und Abkürzungen	xi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Inhalt und Ziel der Arbeit	2
1.3 Aufbau der Arbeit	6
2 Ferndiagnose	7
2.1 Die interaktive und flexible Ferndiagnose	8
2.1.1 Konzept der flexiblen und interaktiven Ferndiagnose	9
2.1.2 Prototypische Umsetzung	10
2.2 Diagnoseroutinen für aktive Systemeingriffe	11
3 Fehlererkennung und Diagnosemethoden	13
3.1 Methoden zur Fehlererkennung	13
3.1.1 Konventionelle Fehlererkennungsmethoden	14
3.1.2 Signalmodellbasierte Fehlererkennungsmethoden	14
3.1.3 Prozessmodellbasierte Fehlererkennungsmethoden	14
3.2 Aktive und passive Fehlererkennung	16
3.3 Symptomgenerierung	17
3.4 Methoden zur Fehlerdiagnose	18
4 Bekannte Methoden zur Fehlererkennung des automatisierten Getriebes	20
4.1 Vibrations- und Schwingungsanalysen am Getriebe	20
4.2 Simulationen von automatisierten Schaltgetrieben	22
4.3 Konventionelle Fehlererkennung am automatisierten Getriebe	23
4.4 Modellbasierte Fehlererkennung am automatisierten Getriebe	24
5 Das automatisierte NFZ-Getriebe	26
5.1 Funktionsweise und Aufbau des automatisierten NFZ-Getriebes G281	26
5.1.1 Getriebeaktuatoren für den automatisierten Schaltablauf	27
5.1.2 Ablauf eines Hochschaltvorganges	31
5.1.3 Elektronisches Management des automatisierten NFZ-Getriebes	32
5.2 Aufbau des Prüfstands	34
5.2.1 Simulation der Nutzfahrzeugumgebung	35

5.3	Bearbeitung der Messsignale	37
5.3.1	Signalvorverarbeitung	37
5.3.2	Zustandsvariablenfilter	38
5.4	Fokussierte Fehlerarten	40
5.5	Entwicklung von individuellen Diagnoseroutinen am Getriebeprüfstand	43
6	Modellbildung und Fehlererkennung der automatisierten Kupplung	45
6.1	Modellbildung des Kupplungsausrückers	45
6.1.1	Modellbildung des pneumatischen Teilsystems	46
6.1.2	Modellbildung des mechanischen Teilsystems	48
6.2	Modellbildung der Einscheibentrockenkupplung	49
6.2.1	Haftphase	51
6.2.2	Rutschphase	52
6.2.3	Reibungsmoment der Getriebeeingangswelle	55
6.3	Diagnoseroutine der Kupplung	55
6.4	Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen	56
6.5	Fehlererkennung durch Parameterschätzung	61
6.5.1	Problemstellung der Parameterschätzung	61
6.5.2	Ein Beispiel für die separate Parameterschätzung	62
6.5.3	Prinzip der separaten Parameterschätzung	64
6.5.4	Validierung der separaten Parameterschätzung	65
6.5.5	Parameterschätzung des mechanischen Teilsystems des Ausrückers	66
6.5.6	Parameterschätzung des pneumatischen Teilsystems des Ausrückers	67
6.5.7	Parameterschätzung der Einscheibentrockenkupplung	70
6.5.8	Diskussion der separaten Parameterschätzung	72
6.6	Signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung	72
7	Modellbildung und Fehlererkennung des Gang- und Gassenaktuators	74
7.1	Modellbildung des Gang- und Gassenaktuators	74
7.1.1	Modellbildung der pneumatischen Teilsysteme	75
7.1.2	Modellbildung des mechanischen Teilsystems des Gangaktuators	76
7.1.3	Modellbildung des mechanischen Teilsystems des Gassenaktuators	79
7.2	Diagnoseroutinen des Gang- und Gassenaktuators	80
7.3	Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen	83
7.4	Fehlererkennung durch Parameterschätzung	86
7.5	Signalbasierte Fehlererkennung	92
7.5.1	Flächenberechnung zur Fehlererkennung	92
7.5.2	Totzeitberechnung zur Fehlererkennung	92
8	Modellbildung und Fehlererkennung des Split- und Rangemoduls	95
8.1	Modellbildung des Split- und Rangemoduls	95
8.1.1	Aufbau und Funktionsweise eines Synchronisationssystems	96

8.1.2	Modellbildung des Synchronisationssystems	98
8.2	Diagnoseroutine des Split- und Rangemoduls	100
8.3	Modell- und signalbasierte Fehlererkennung des Splitmoduls	100
8.3.1	Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen	102
8.3.2	Fehlererkennung durch Parameterschätzung	103
8.3.3	Signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung	107
9	Die Getriebelamellenbremse und das mechanische Getriebe	108
9.1	Aufbau und Funktion der Getriebelamellenbremse	108
9.2	Modellbildung der Getriebelamellenbremse mit Schnellentlüftungsventil	110
9.3	Modellbildung des mechanischen Getriebes	111
9.3.1	Modellbildung der Zahnradpakete	112
9.3.2	Modellbildung der veränderlichen Übersetzungsverhältnisse	113
9.3.3	Simulationsaufbau des mechanischen Getriebes	113
9.4	Diagnoseroutine der Getriebelamellenbremse	117
9.5	Modell- und signalbasierte Fehlererkennung der Getriebelamellenbremse	117
9.5.1	Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen	118
9.5.2	Fehlererkennung durch Parameterschätzung	119
9.5.3	Signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung	121
10	Vergleichende Bewertung und weiterführende Fehlererkennung	123
10.1	Bewertung der entwickelten Fehlererkennung	123
10.1.1	Auswertung der modellbasierten Paritätsgleichungen	123
10.1.2	Auswertung der modellbasierten Parameterschätzung	124
10.1.3	Auswertung der signalbasierten Flächenberechnung	124
10.1.4	Bewertung der Fehlererkennung mittels aktiver Systemeingriffe	125
10.2	Modellbasierte Fehlererkennung im Fahrbetrieb	125
10.2.1	Simulationsänderung der Federkraft des Gassenaktuators für den Fahrbetrieb	125
10.2.2	Bewertung und Ausblick	127
10.3	Konzept der signalbasierten Fehlererkennung mittels Flächenberechnung	129
10.3.1	Gezieltes Datenlogging mittels Trigger	130
10.3.2	Diagnose mittels Fuzzy-Logik für die ermittelten Flächen	131
10.3.3	Bewertung und Ausblick	132
11	Zusammenfassung	134
A	Anhang	137
A.1	Herleitung Massenflussgleichungen	137
A.1.1	Massenflussgleichung bei der Entlüftung der Luftdruckkammer	137
A.1.2	Massenflussgleichung bei der Belüftung der Luftdruckkammer	139
A.1.3	Kritisches Druckverhältnis und die Ausflussfunktion	139
A.2	Technische Daten zum Getriebe G281	141

A.3	Auffistung der verbauten Komponenten im automatisierten NFZ-Getriebe G281 . . .	142
A.4	Technische Daten zum Getriebeprüfstand	144
A.4.1	Bedienoberfläche des Leitrechners	144
A.4.2	Asynchronmaschinen	145
A.5	Simulationsmodell in MATLAB Simulink	146
A.6	Parameter des Simulationsmodells	147
A.7	Gesamtheitliche Parameterschätzung am Beispiel des mechanischen Kupplungs- ausrückers	149
A.8	Separate Parameterschätzung am Beispiel des mechanischen Kupplungsausrückers	151
A.9	Approximation der Federkraft mittels Polynome	154
A.10	Zusätzliche Gleichungen für die Parameterschätzung des Gassen- und Gangaktuators	157
A.11	Zusätzliche Fehler-Symptom-Tabellen	159
A.12	Ergänzung zur Diagnoseroutine des Splitmoduls	161
Literaturverzeichnis		162

Symbole und Abkürzungen

Allgemeine Formelzeichen

b	Grenze, Grenzwerte	S	Symptom
e	Abweichung	u	Eingangs- und Ansteuerungssignal
F	Fehler	y	Ausgangssignal
G	Übertragungsfunktion	\hat{y}	Simulationsmodellausgang
k	Diskretisierte Abtastzeit	θ	Prozessparameter
k_C	Diskrete Berechnungsschritte	$\hat{\theta}$	Modellparameter
K	Statische Verstärkung	μ	Zugehörigkeitsfunktion
n	Systemordnung	ψ	Datenvektor
r	Residuum	λ	Least Squares Vergessensfaktor
s	Laplace-Operator	ξ	Bedingung

Technische und physikalische Größen

A	$[m^2]$	Fläche
a	$[m/s^2]$	Beschleunigung
C	[1]	Pneumatischer Leitwert
c_p	$[J/(kg K)]$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	$[J/(kg K)]$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
c	[1]	Steifigkeit
d	$[m]$	Durchmesser
d	[1]	Dämpfung
E	$[J]$	Innere Energie
F	$[N]$	Kraft
f	$[Hz]$	Frequenz
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
H	$[J]$	Enthalpie
h	$[J/kg]$	Spezifische Enthalpie
i	[1]	Übersetzungsverhältnis
J	$[kgm^2]$	Trägheitsmoment
M	$[Nm]$	Drehmoment
m	$[kg]$	Masse
\dot{m}	$[kg/s]$	Massenfluss
n	$[1/min]$	Drehzahl
p	$[Pa]$	Druck
R	$[J/molK]$	Universelle Gaskonstante

R_s	[J/kgK]	Spezifische Gaskonstante
r	[m]	Radius
s	[m]	Stellweg, Position
T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
t_0	[s]	Abtastzeit
U	[V]	Spannung
V	[m ³]	Volumen
v	[m/s]	Fließgeschwindigkeit
z	[m]	Höhe
ϱ	[kg m ³]	Dichte
κ	[1]	Isentropenexponent
φ	[rad]	Rotationswinkel
Ψ	[1]	Ausflussfunktion
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

Air	<i>air</i>	Luft
Amb	<i>ambient</i>	Umgebung
BSG	<i>back shaft group</i>	Nachschaltgruppe
CD	<i>clutch damper</i>	Kupplungstorsionsdämpfer
Ch	<i>chamber</i>	Kammer
Cl	<i>close</i>	Schließen
Clt	<i>clutch actuator</i>	Kupplungsaktuator
CSp	<i>clutch spring</i>	Kupplungstorsionsfeder
E	<i>engine</i>	Antriebsmaschine
Fa	<i>fast</i>	Schnell
F, Fric	<i>friction</i>	Reibung
FSG	<i>front shaft group</i>	Vorschaltgruppe
Gea	<i>gear actuator</i>	Gangaktuator
Gr	<i>gradient</i>	Steigung
GW	<i>gear-wheel</i>	Zahnrad (-paket)
H	<i>hit</i>	Stoß
Hi	<i>chamber Hi</i>	Kammer Hi
HS	<i>hard stop</i>	Aufprall
IS	<i>inputshaft</i>	Eingangswelle
Lo	<i>chamber Lo</i>	Kammer Lo
LS	<i>layshaft</i>	Vorgelegewelle
MS	<i>mainshaft</i>	Hauptwelle
MSG	<i>main shift group</i>	Hauptschaltgruppe

MV	<i>magnetic valve</i>	Magnetventil
N	<i>neutral</i>	Neutral
NL	<i>no load</i>	Leerlast
O	<i>output</i>	(Getriebe-) Ausgang
ODB	<i>output drive belt</i>	Zahnriemen an der Ausgangswelle
Op	<i>open</i>	Öffnen
OS	<i>outputshaft</i>	Ausgangswelle
Pl	<i>pull</i>	Zug
Ps	<i>push</i>	Schub
Rng	<i>range actuator</i>	Rangeaktuator
Ro	<i>roll</i>	Rollen
Sel	<i>select actuator</i>	Gassenaktuator
Sl	<i>slow</i>	Langsam
Sns	<i>sensor</i>	Sensor
Spr	<i>spring</i>	Feder
Splt	<i>split actuator</i>	Splitaktuator
Supl	<i>supply</i>	Versorgung
Sync	<i>synchronisation</i>	Synchronisierung
T	<i>torsion</i>	Torsion
Tbr	<i>transmissionbrake</i>	Getriebebelamellenbremse (Vorgelegewellenbremse)
Vis	<i>viscose friction</i>	Viskose Reibung

Abkürzungen

ASM	Asynchronmaschine
AR	Auto Regression (-Modelle)
AUTOSAR	AUTomotive Open System ARchitecture
CAN	Controller Area Network
CDD	Conserved Domain Database
CPC	Common Powertrain Controller
D	Direktgang
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DOBT	On-Board Tester
DTC	Diagnostic Trouble Code
ECU	Electronic Control Unit
E/E	Elektrik- und Elektronik
FDI	Fault Detection and Isolation
FFT	Fast Fourier-Transformation
GPRS	General Packet Radio Service
HiL	Hardware in the Loop
HMI	Human Machine Interface

ISO	International Organization for Standardization
MA	Moving Average (-Modelle)
NFZ	Nutzfahrzeug
NTF	No trouble found
ODX	Open Diagnostic data eXchange
OTX	Open Testsequenz eXchange
PrH	Preisach-Hysterese
RDA	Remote Diagnosis Application
RG	Rangegruppe
RLS	Recursive Least Squares
RW	Rückwärtsgang
SiL	Software in the Loop
TCM	Transmission Control Module
TCO	Total Cost of Ownership
WLAN	Wireless Local Area Network
ZVF	Zustandsvariablenfilter

1 Einleitung

1.1 Motivation

Für den Käufer eines modernen Nutzfahrzeugs ist die *Servicewertigkeit in Reparatur- und Pannenfällen* ein wichtiges Kaufkriterium. Flottenhalter interessieren sich zunehmend für Ausfallzeiten und Reparaturqualität. Wie die Studie von Oliver Wyman [101] zeigt, ist die Servicequalität für den Käufer in Deutschland das drittwichtigste Kaufkriterium, nach der verfügbaren Fahrzeugbetriebszeit und dem Kraftstoffverbrauch.

Die erhöhte Priorität der Servicequalität liegt an der zunehmenden Verbauung von *komplexen Komponenten im Nutzfahrzeug*, die die Pann ursache immer variantenreicher und komplizierter gestalten. Ursachen für Defekte am Fahrzeug kann der Fahrer nicht selbst erkennen und erst recht nicht beheben, sodass die Kosten und Ausfallzeiten wesentlich schwerer zu kalkulieren sind. Der steigende Druck des Wettbewerbs zwingt die Unternehmer dazu ihre Nutzfahrzeuge im Pannenfall schnellstmöglich wieder betriebsbereit zu bekommen, siehe ADAC TruckService [2]. Doch auch die wachsende Komplexität von Defekten erschwert die Aufgabe der Pannenhelfer vor Ort und des Werkstatttechnikers.

Innerhalb der *Garantiezeiten* kommen die Automobilhersteller für die Reparaturkosten auf. In diesem Zusammenhang sind zwei wirtschaftliche Kennzahlen für die Hersteller interessant:

- **Fixed first time** ist ein Wert, der die Anzahl von erfolgreichen Reparaturmaßnahmen an Fahrzeugen bereits im ersten Reparaturanlauf angibt.
- **No trouble found (NTF)** ist eine Phrase, die benutzt wird, wenn ein unregelmäßiges Problem von keiner standardisierten Diagnose erkannt worden ist.

Schätzungen für globale Aufwendungen im Garantiefall in der Automobilbranche belaufen sich im Jahr 2006 nach Bearing Point [10] auf 45 bis 50 Mrd. Dollar. Einen großen Anteil von mehr als 50% an diesen Kosten entstehen durch NTF.

Ein Teil der Fahrzeugbesitzer muss somit häufig in die Werkstatt kommen, um die Problemursache an ihren Fahrzeugen endgültig beheben zu lassen. Die *vermehrten Werkstattbesuche* sind für den Kunden zeitaufwändig und verursachen hohe Kosten für den Automobilhersteller innerhalb der Garantiezeit.

Somit ist es für den Käufer und den Hersteller wichtig, im Fehlerfall eine *schnelle und qualitativ hochwertige Fehlererkennung* durchzuführen, damit NTF und Ausfallzeiten so gering wie möglich bleiben, und für den Kunden eine *optimale Fahrzeugverfügbarkeit* gewährleistet wird. Um dies zu realisieren, sind *effiziente Diagnosegeräte* und ein *perfektes Servicenetz* von hoher Bedeutung.

1.2 Inhalt und Ziel der Arbeit

Neben der Optimierung der Diagnosegeräte und dem Ausbau des Servicenetzes haben die Automobilhersteller in den letzten Jahren eine drahtlose Vernetzung zum Fahrzeug entwickelt, die sogenannte *Telematikanbindung*. Besonders bei Nutzfahrzeugen ist diese neue Technologie sehr gefragt. Hintergrund hierfür ist der steigende Kosten- und Wettbewerbsdruck, der die Truck-Kunden zur Reduktion der Total Cost of Ownership (TCO), Effizienzsteigerung und Maximierung der verfügbaren Fahrzeug-Betriebszeit in immer größer werdenden Flotten zwingt, siehe Studie Wyman Connected Trucks [100]. Zudem treiben Senkungen der Kosten zur mobilen Datenübertragung und die Akzeptanz der Kunden für derartige technische Lösungen immer mehr die Vernetzung voran.

In dieser Arbeit wird die Telematikanbindung zum Fahrzeug für die Fehlererkennung genutzt. Diese *Ferndiagnose* ist so gestaltet, dass sie die Diagnosequalität fast wie in einer Werkstatt erreicht. Dabei ist eine Herausforderung die Verknüpfung der modernen Vernetzung der Fahrzeuge mit der Fehlererkennung von klassischen Fahrzeugsystemen.

Das Auslesen von Fehlercodes innerhalb der Ferndiagnose oder die Fehlererkennung elektronischer Steuergeräte steht in dieser Arbeit nicht im Fokus, vielmehr die *Diagnose mechatronischer Komponenten* deren Komplexität in den letzten Jahren zugenommen hat und die eine hochwertige Diagnose erfordern. Denn die hohe Variantenmöglichkeit der Fahrzeugtypen durch unterschiedliche Baumuster in Kombination mit der Vielfältigkeit der mechanischen, elektronischen, pneumatischen oder hydraulischen Komponenten erschwert selbst für gelernte Werkstattmechaniker die Diagnose.

Die Fehlererkennung in der vorliegenden Arbeit ist für das *automatisierte NFZ-Getriebe* umgesetzt worden, da immer häufiger schwere Nutzfahrzeuge für den Güterverkehr mit automatisierten Schaltgetrieben ausgerüstet werden. Erste NFZ-Baureihen sind bereits mit serienmäßiger Automatik verbaut worden. Insgesamt entwickelt sich ein Trend zur automatischen Schaltung in Nutzfahrzeugen, nicht nur in schweren, sondern auch in leichten und mittleren Verteilerfahrzeugen. Der Trend lässt sich begründen, da automatische Getriebesysteme es dem Fahrer erlauben, sich besser auf den Straßenverkehr zu konzentrieren. Neben der Bedienungsvereinfachung und der Komfortsteigerung wird durch eine optimierte Schaltstrategie der Verschleiß im Getriebe vermindert und die Zugkraftunterbrechung verkürzt, was zur Senkung der Kraftstoffkosten führt. Für die automatisierten Schaltabläufe und Gangwechsel sind verschiedene *elektromechanische und pneumatische* Aktuatoren notwendig. Durch die Zunahme der ausgereiften und verfeinerten Komponenten im Getriebe ist die Komplexität stark gestiegen und die damit einhergehende *vermehrte Fehlerhäufigkeit*. Somit sind moderne Fehlerdiagnose- und Fehlererkennungsmethoden für das automatisierte Getriebe unabdingbar.

Zusammengefasst wird in dieser Arbeit eine effektive Ferndiagnose des automatisierten Getriebes entwickelt. Dabei sind die vielfältigen Möglichkeiten der Telematikanbindung für die Diagnose des Schaltgetriebes zu untersuchen. Die Fehlererkennung soll einen einheitlichen Qualitätsstandard in den weltweit unterschiedlichen Werkstätten und Pannenfällen ermöglichen.

Folgende praxisrelevante Anforderungen sind dabei zu berücksichtigen:

- **Einsatzart und Parameterunsicherheiten**

Ein Fahrzeug wird unterschiedlich belastet und eingesetzt. Ein stationärer Betrieb wie bei vielen technischen Anlagen liegt nicht vor, sondern vielmehr eine dynamische Belastung der einzelnen Fahrzeugkomponenten während der Fahrt, die sich aus Beschleunigungs- und Abbremsvorgängen zusammen setzt. Darüber hinaus ändern sich einige Parameter dynamisch, sodass während der gesamten Fahrzeuglebensdauer unterschiedliche Einsatzarten vorliegen und Parameterunsicherheiten möglich sind.

- **Fehlerdiagnose**

Die Fehlererkennung und -diagnose muss die Art des Fehlers und den Fehlerort eindeutig identifizieren, sodass einzelne Bauteile ausgetauscht werden können.

- **Robustheit vs. Empfindlichkeit**

„Bei dem Entwurf der Fehlererkennung ist auf eine Abwägung zwischen einem gewissen Robustheits- und Empfindlichkeitsgrad zu achten“ Frank [32]. Durch die Robustheit sollen Fehlalarme und falsche Fehlerisolationen vermieden werden, indem die Fehlererkennung und Diagnose nur tatsächlich aufgetretene Fehler detektiert und isoliert. Die Robustheit und Empfindlichkeit stellen gegensätzliche Forderungen dar, denn Messungenauigkeiten oder Messrauschen soll das Verfahren bei der Auswertung berücksichtigen, aber andererseits sollen keine Fehler übersehen werden.

- **Begrenzte Sensorik**

Die verbaute Sensorik ist bezüglich Umfang und Leistungsfähigkeit im Fahrzeug stark begrenzt. Um nicht zusätzliche Kosten zu verursachen, soll die zu entwickelnde Fehlererkennung mit den vorhandenen Sensoren auskommen.

- **Variantenvielfalt und Kalibrationsaufwand**

In der Nutzfahrzeugbranche sind Fahrzeuge je nach Kundenwunsch und Einsatzzweck unterschiedlich konfiguriert, sodass verschiedene Baugruppen einzelner Teilsysteme bzw. Komponenten existieren. Die Fehlererkennung sollte automatisiert einzelne Parameter im fehlerfreien Fall identifizieren, um die Referenzwerte bzw. -modelle anzupassen, damit ein geringer Kalibrationsaufwand entsteht.

- **Transparenz und Interpretierbarkeit**

Der Einfluss von Fehlern auf Symptome muss nachvollziehbar und begründbar sein, damit kein Eindruck von einem Black-Box Verfahren entsteht.

- **Entwicklungsaufwand und Modularisierung**

Fahrzeuge unterliegen bestimmten Produktlebenszyklen, sodass einzelne Komponenten weiterentwickelt oder von einem Nachfolgemodell abgelöst werden. Eine Fehlererkennung mit modularer Struktur bietet sich an, um auch nachträglich Softwarebausteine mit den neuen

Produktlebenszyklen zu aktualisieren. Aufgrund komplexer Systeme ist oftmals eine aufwendige Fehlererkennung notwendig, die die Detektion aller Fehler abdeckt. Um der Komplexität entgegen zu wirken, muss direkt bei der Entwicklung der Fehlererkennung die spätere serienmäßige Integration berücksichtigt werden.

Die Anforderungen an die Fehlererkennung sind hoch und gleichzeitig vielfältig, was das Erreichen einer allgemeingültigen und idealen Lösung schwer macht. Einzelne Anforderungen stehen zudem im Widerspruch, wie beispielsweise der Entwicklungsaufwand und die Variantenvielfalt.

Aus diesem Grund sind verschiedene Fehlererkennungsverfahren zu entwickeln und miteinander zu vergleichen. Es soll eine Aussage getroffen werden, welche Anforderungen erfüllbar sind und was ggf. im Getriebe oder bei der Vernetzung der Fahrzeuge verändert werden muss, um eine optimale Diagnose zu ermöglichen. Bei der Entwicklung der Fehlererkennung sind die Vorteile der Telematikanbindung hinsichtlich der großen Ressourcen von Rechenleistung und Speicherkapazitäten, sowie des potentiellen Vergleichs ähnlicher Fahrzeuge mit gleichem Kilometerstand, zu nutzen.

Um Parameterunsicherheiten und unterschiedliche Einsatzarten des Fahrzeuges bei der Diagnose zu berücksichtigen, sollen die einzelnen Getriebeaktuatoren mittels der *Diagnoseroutinen* in einen reproduzierbaren Betriebszustand gebracht werden, um die Diagnoseergebnisse besser vergleichen zu können. Diese speziellen Diagnoseroutinen sind für jeden Aktuator individuell zu entwickeln. Zur Fehlererkennung während dieser Diagnoseroutinen ist ein leicht anwendbares und einfach zu erweiterndes Verfahren notwendig. Der Fokus hierbei liegt auf den *signalbasierten Methoden der Fehlererkennung*, weshalb eine Einarbeitung in die aktuell verwendeten Verfahren zur Fehlererkennung notwendig ist.

Neben den signalbasierten Verfahren sind noch die aufwändigeren *modellbasierten Methoden* zu untersuchen, inwiefern sie sich zur Fehlererkennung am automatisierten Schaltgetriebe eignen. Die Offboard-Analyse ermöglicht durch die hohen Speicher- und Rechenkapazitäten die Entwicklung eines *detaillierten Simulationsmodells des Gangwechsels*. Das zu entwickelnde Modell ist zur Nutzung der modellbasierten Fehlererkennung zu verwenden und ist anhand der Diagnoseroutinen sowie Messdaten vom reinen Fahrbetrieb zu validieren.

Insgesamt ist die gesamte Fehlererkennung des automatisierten Getriebes zu verifizieren und zu validieren. Dafür ist ein Prüfstand des automatisierten Getriebes in Betrieb zu nehmen, um das Simulationsmodell anzupassen und einen Einbau verschiedener Fehler durchzuführen.

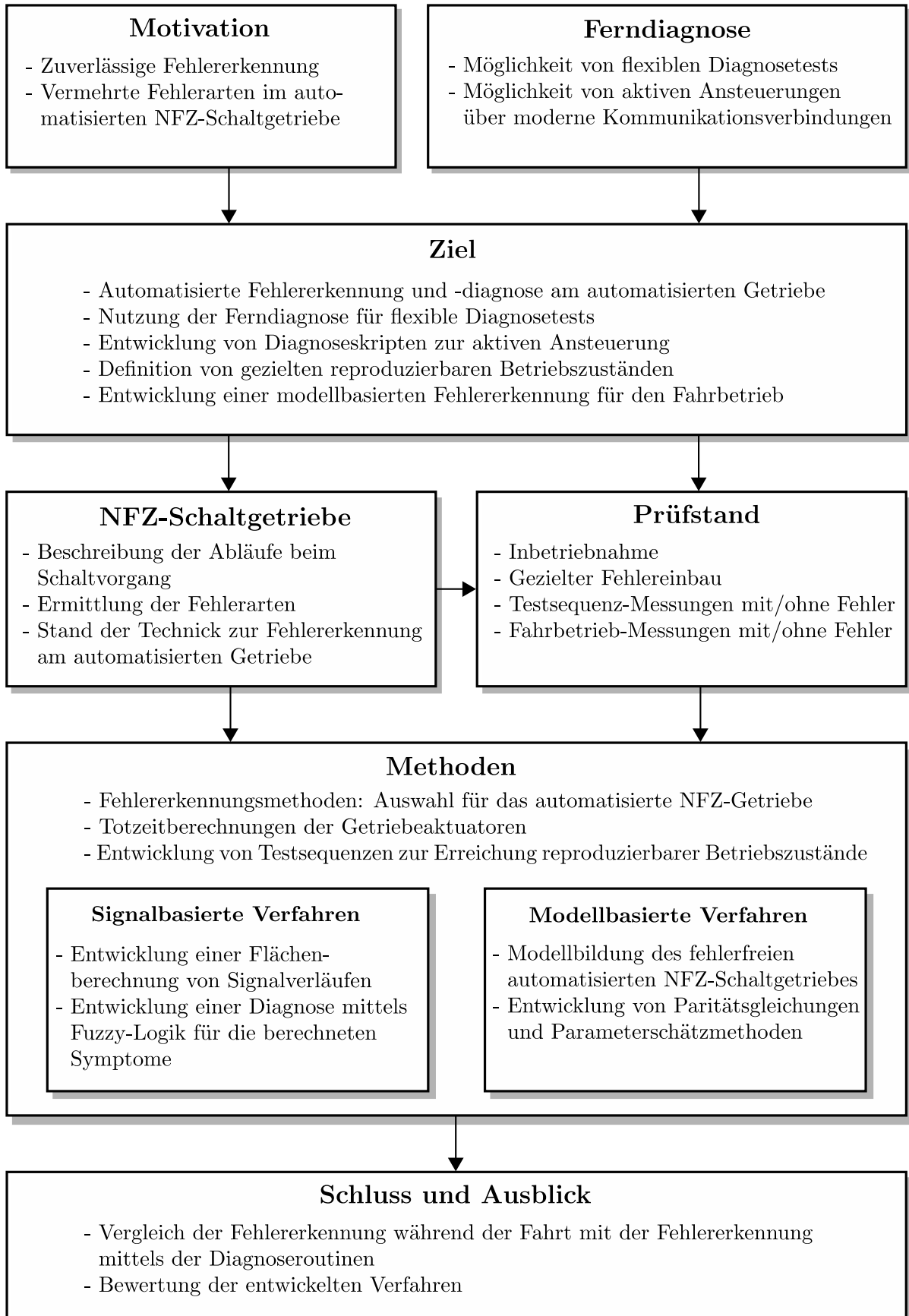


Bild 1.1: Übersichtsgrafik der vorliegenden Forschungsarbeit

1.3 Aufbau der Arbeit

Das Bild 1.1 zeigt eine Übersicht der vorliegenden Arbeit. Im nächsten Kapitel 2 der Arbeit wird die interaktive und flexible Ferndiagnose mit ihrem Konzept und den ersten Prototypen erläutert. Im darauf folgenden Kapitel 3 werden verschiedene Methoden der Fehlererkennung und Diagnose beschrieben, die später zur Diagnose des automatisierten Getriebe verwendet werden. Der Fokus liegt neben den signalbasierten Methoden auf den *Paritätsgleichungen* und der *Parameterschätzung* zur Fehlererkennung. Nach anschließender *Symptomgenerierung* befasst sich das Kapitel 3 mit der Diagnose durch die *Fuzzy-Logik*.

In den Kapiteln 4 und 5 werden die Funktionsweise des Schaltgetriebes G281, die bisher angewandte Getriebediagnose, die verschiedenen Simulationen des Automatikgetriebes, der Aufbau des Getriebeprüfstandes und die fokussierten Fehlerarten erläutert.

Eine umfassende Beschreibung der Modellbildung und der Fehlererkennung erfolgt in den Kapiteln 6 bis 9. Das rein mechanische Getriebe ist als ein Mehrmassenschwinger mit veränderlichen Übersetzungsverhältnissen simuliert worden, welches das Eingangsdrehmoment über die modellierte Reibkupplung erhält. Die Rutsch- und Haftphase der Kupplung ist nachgebildet worden, wie auch der Ausrückweg des Kupplungsaktuators. Der Massendurchfluss der einzelnen Wege-Ventile zu den verschiedenen Stellzylindern wie Gang-, Gassenaktor, Range- oder Splitmodul und die jeweilige Druckentwicklung in den Zylinderkammern, sowie die mechanische Bewegung der Kolben mit den Reibungseffekten der Klauen- und Synchronisierungsmuffen, werden beschrieben. Die beim Hochschaltvorgang verwendete Getriebebelamellenbremse mit Schnellentlüftungsventil ist ebenfalls modelliert worden.

Die Fehlererkennung und -diagnose erfolgt nach der Modellbildung in den jeweiligen Kapiteln der Getriebeaktuatoren. Die Fehlererkennung teilt sich auf in die *Paritätsgleichungen*, die *Parameterschätzung* und eine *signalbasierte Flächenberechnung*.

Das entwickelte Simulationsmodell und die Fehlererkennung sind an einem *Getriebeprüfstand* des Mercedes PowerShift Gruppengetriebe G281 mit 12 Gängen validiert worden. Verschiedene Fehlerarten sind am Prüfstand eingebaut, um im Anschluss die entwickelten Methoden zu bewerten.

In Kapitel 10 werden die entwickelten Methoden zur Fehlererkennung und -diagnose miteinander verglichen und bewertet. Weiterführende Methoden der Fehlererkennung werden erläutert und ein Ausblick für zukünftige Arbeiten wird dargestellt. Im Anschluss fasst das Kapitel 11 den Inhalt der Arbeit zusammen.

2 Ferndiagnose

Um eine erfolgreiche Diagnose zu realisieren, werden unterschiedlichste Methoden und Technologien angewandt. In der Automobilbranche sind zur Fehlererkennung standardmäßig die *Diagnostic Trouble Codes* (DTC) implementiert worden, die Fehlfunktionen während des Fahrbetriebs identifizieren und im Fehlerspeicher der verbauten Steuergeräte speichern. In der Werkstatt besteht später die Möglichkeit die Daten auszulesen und zu analysieren.

Die Ferndiagnose stellt eine Erweiterung des Servicesangebots dar. Sie dient zur Optimierung des Wartungsmanagements, der Vorbereitung von Werkstattaufenthalten und der Diagnose im Pannenfalle. Standardmäßig werden von Steuergeräten permanent Daten generiert, wie DTC, Statuswerte oder Lastkollektive. Mit der Telematikanbindung können diese Daten vom Fahrzeug direkt an ein Backend-Gerät zur Datenanalyse übermittelt werden.

Das Auslesen der Daten erfolgt über einen Ferndiagnoseservice, welcher keinen direkten Eingriff auf das Fahrzeug bewirkt. Das gebündelte Übermitteln der Wartungsdaten zur Werkstatt ermöglicht eine vorausschauende Werkstattplanung und eine Datenauswertung zur Anpassung der Serviceintervalle, um unnötige Werkstattbesuche zu vermeiden. Im Pannenfalle dient die Telematikanbindung zur reaktiven Diagnose. Für den Techniker bietet das Auslesen des Fehlerspeichers eine Möglichkeit zur Erkennung der Pannursache, bevor sich der 24h-Techniker auf die Fahrt zum liegengebliebenen Fahrzeug macht. Es lassen sich somit die Ausfallzeiten minimieren und schnellere Entscheidungen über Reparatur oder Abschleppen treffen. Ein verallgemeinerter Serviceablauf im Pannenfalle am Straßenrand eines Nutzfahrzeuges ist im Bild 2.1 dargestellt.

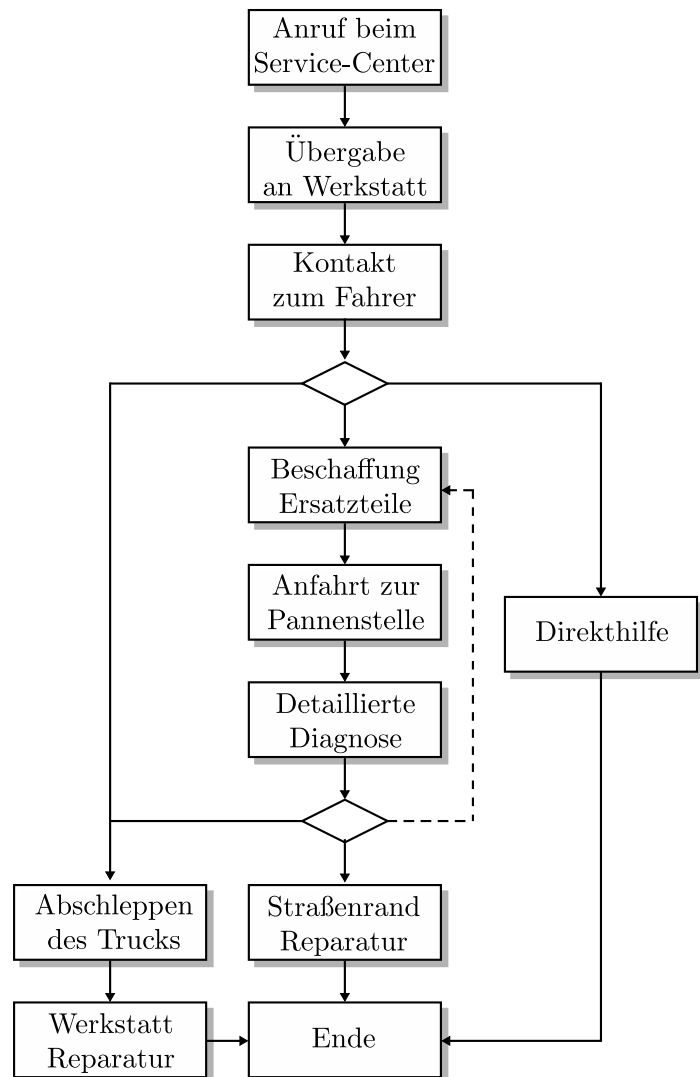


Bild 2.1: Serviceablauf ohne Ferndiagnose im Pannenfalle

Laut ADAC TruckService [1] beträgt die durchschnittliche Standzeit im Pannenfall in Deutschland 2h:10, während in Italien die Standzeit 3h und in Südosteuropa 4h:35 beträgt. Im ungünstigsten Fall sind deutlich höhere Standzeiten zu erwarten, dennoch ist der zeitliche Unterschied zwischen den Ländern sehr stark ausgeprägt. Neben den kürzeren Standzeiten kann eine automatisierte Ferndiagnose den Qualitätsstandard in den unterschiedlichen Ländern erhöhen und vereinheitlichen, indem für die Diagnose Off-Board mehr Rechenleistung zur Verfügung steht als On-Board.

Laut Wyman Connected Trucks [100] werden weltweit mehr als drei von fünf neu verkauften Trucks im Jahr 2020 mit Telematiklösungen ausgestattet sein. Vor dem Hintergrund des immer stärker vernetzten Fahrzeugs, der steigenden Abdeckung von mobilen Breitbandnetzen und zunehmenden Bandbreiten der Datenübertragung bietet sich eine Weiterentwicklung der aktuellen Ferndiagnose an.

2.1 Die interaktive und flexible Ferndiagnose

Um die standardmäßig verfügbare Ferndiagnose weiter zu entwickeln, muss das Potential der Telematikanbindung voll ausgeschöpft werden. Als *Benchmark* für eine effektive Ferndiagnose gelten die heutigen *Möglichkeiten der Werkstattdiagnose*. Die Werkstattdiagnose verfügt über die Möglichkeiten notwendige Konfigurationsdaten, DTC, Status- oder Messdaten auszulesen. Um eine zielgerichtete Instandsetzung und Reparatur durchzuführen, können in der Werkstatt Diagnoseroutinen und -services gestartet werden. Manuelle Tests durch den Mechaniker und ggf. Testfahrten runden die Möglichkeiten der Werkstattdiagnose ab.

Anhand der Werkstattdiagnose lassen sich laut Kokes u.a. [63] drei unterschiedliche Arbeitskategorien ableiten, um die Ferndiagnose zu optimieren, siehe Tabelle 2.1.

Ferndiagnose	Werkstattdiagnose
Lesende Telediagnose	Auslesen der Konfigurationsdaten
	Auslesen der DTCs, Lastkollektive
Aktive Telediagnose	Reset von DTCs /ECUs
	Start von Diagnoseroutinen
Wartung & Kalibrierung per Ferndiagnose	Parametrierung
	Software-Update

Tabelle 2.1: Kategorisierung der Werkstattdiagnosemöglichkeiten für die Ferndiagnose

Die Hardwarekomponenten für das Auslesen von Konfigurationsdaten und Fehlercodes sind bereits heute standardmäßig verbaut, sodass der Service der *lesenden Telediagnose* zur Verfügung steht. Die ersten Prototypen wurden bereits im Jahr 2004 vorgestellt, beispielsweise in Kuschel [66].

Unter der *aktiven Werkstattdiagnose* ist ein Zurücksetzen der Fehlercodes, der Steuergeräte oder das Ansteuern von Diagnoseroutinen zu verstehen. Eine Diagnoseroutine wird in der Werkstatt angewendet um mechatronische Komponenten zu testen. Ein Beispiel hierfür ist der Kupplungstest, bei der die Kupplung vollständig getrennt und anschließend wieder geschlossen wird. Unter Berücksichtigung sicherheitsbedingter Voraussetzungen erfolgt die Ansteuerung der Kupplung durch einen Werkstatttester, der über eine CAN-Schnittstelle mit dem Steuergerät verbunden wird. Nach Abschluss des Tests stehen Messdaten zur Verfügung, die eine Auskunft über die aktuelle Funktionalität des Systems geben.

Die *Wartung und Kalibrierung per Ferndiagnose* beinhaltet die Möglichkeit, ein Softwareupdate der verbauten Steuergeräte durchzuführen und das Ändern bestimmter Grenz- oder Statuswerte.

2.1.1 Konzept der flexiblen und interaktiven Ferndiagnose

Die aktive und die kalibrierende Ferndiagnose wird momentan entwickelt und steht in Nutzfahrzeugen nicht serienmäßig zur Verfügung. Das Gesamtkonzept der flexiblen und interaktiven Ferndiagnose ist bereits in einer früheren Veröffentlichung von Alfes u.a. [5] vorgestellt worden.

Für die aktive und kalibrierende Ferndiagnose ist eine *skriptbasierte Datenübertragung* notwendig, welche die Mobilfunkverbindung des Fahrzeugs nutzt. Das Konzept der Datenübertragung zeigt das Bild 2.2.

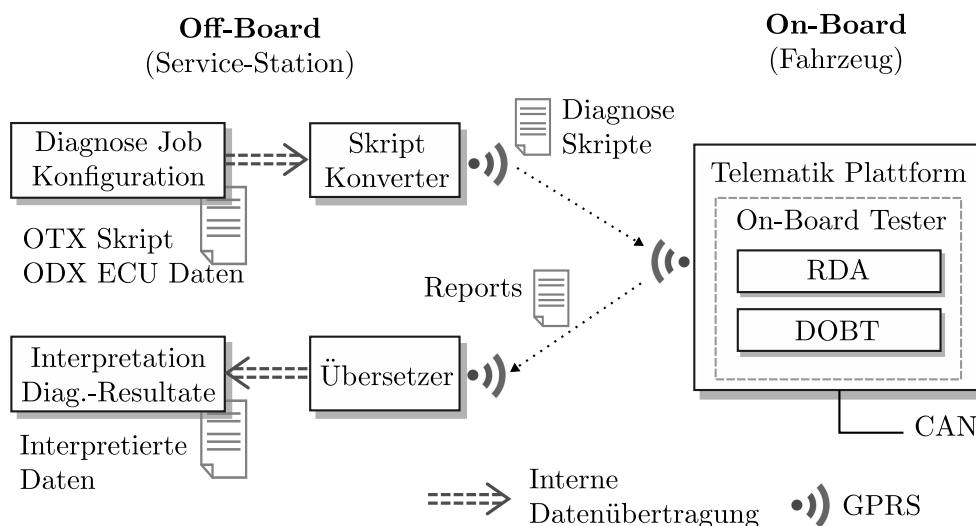


Bild 2.2: Konzept der skriptbasierten Mobilfunk Datenübertragung für die Ferndiagnose

Der *Diagnosejob* wird auf Basis des internationalen OTX Standards (Open Testsequence eXchange, ISO 13209) programmiert und bezieht sich direkt auf die entsprechenden ODX Steuergerätedaten (Open Diagnostic Data Exchange). Der Diagnosejob ist beispielsweise das *Verändern eines Systemparameters* in einem Steuergerät oder eine *Diagnoseroutine zum Ansteuern verschiedener Fahrzeugkomponenten*. Durch den Skript-Konverter wird der erstellte OTX Ablauf mit den ODX Bezugsdaten in eine Diagnoseskriptsprache für den On-Board Tester konvertiert.

Der *On-Board Tester* innerhalb der Telematik Plattform im Fahrzeug besteht aus dem Modul Remote Diagnosis Application (RDA) und Diagnosis On-Board Tester (DOBT). Das RDA-Modul übernimmt die Interpretation der Diagnoseskripte und die Weitergabe der Diagnosebefehle zum DOBT. Das DOBT setzt dann die Diagnosebefehle in entsprechende CAN Diagnosebotschaften um und ist zuständig für die fahrzeuginterne Buskommunikation.

Um CAN-Botschaften und Daten aus den Steuergeräten oder Messkurven zu sammeln, wurde ein Datenlogger als AUTOSAR basiertes Softwaremodul mit Zugriff auf relevante Bussysteme innerhalb des internen Fahrzeugbussystem integriert. Das Aufzeichnen der Daten erfolgt durch Triggerereignisse, welche durch das Diagnoseskript vorgegeben sind. Die gespeicherten Daten und Diagnoseantworten innerhalb der verschiedenen Fahrzeugsteuergeräten werden an den DOBT übermittelt.

Der DOBT gibt die Daten und Diagnoseantworten an das RDA zurück, welches Reports erstellt und diese zur Off-Board Seite sendet. Ein Übersetzer bereitet die übermittelten Reports zur besseren Interpretation für den Endnutzer auf, siehe Bild 2.2.

Um unautorisierte Zugriffe zu verhindern, ist ein *Sicherheitskonzept* notwendig. Die Prüfung auf Authentizität und Integrität der Diagnoseskripte erfolgt in zwei Schritten. Standardmäßig muss zunächst die Skriptsignatur und -verschlüsselung in der Telematik Plattform kontrolliert werden. Im zweiten Schritt prüft eine Firewall, ob ein Diagnoseservice ausgeführt werden darf. Die Diagnoseskripte sind unter Berücksichtigung gewisser Richtlinien frei programmierbar, sodass das erarbeitete Konzept sich jederzeit dem Anwendungsfall anpassen lässt. Die Flexibilität steht aber auch immer im Verhältnis zur Sicherheit, daher sind bis zur Serienreife weitere Langzeittests, Untersuchungen und Studien notwendig.

2.1.2 Prototypische Umsetzung

Innerhalb des rein lesenden Diagnosemodus ist von dem Fahrer kein Mitwirken notwendig. Im Spezialfall der aktiven und kalibrierenden Telediagnose ist allerdings eine Interaktion durch Unterstützung und Bestätigung des Fahrers zwingend erforderlich.

Für diesen Fall muss eine *Bedienoberfläche* zur Verfügung stehen, die Eingabeaufforderungsanweisungen, relevante Diagnoseschritte oder Ergebnisse darstellt. Bei der Gestaltung der grafischen Benutzerschnittstelle dieser Applikation wird der *intuitiven Bedienbarkeit* großes Gewicht beigegeben. Dies begründet sich durch den komplexen Nutzungskontext der Anwendung. Hier wird ein ungeschulter Nutzer zum ersten Mal mit einem ihm neuen Verfahren konfrontiert, dessen fehlerarme Bedienung für einen aussagekräftigen und ökonomischen Diagnoseablauf notwendig ist. Um diese Problematik zu lösen, wurden bekannte Effekte aus der Kognitionstheorie, Wahrnehmungspsychologie, der Sozial- und Designforschung genutzt, um eine gebrauchstaugliche Benutzerschnittstelle für die Applikation zu entwerfen, siehe Niehaus [77]. Für den Prototyp ist als HMI ein Tablet-PC verwendet worden, der über einen CAN/WLAN-Adapter mit dem On-Board Tester kommuniziert, siehe Bild 2.3.

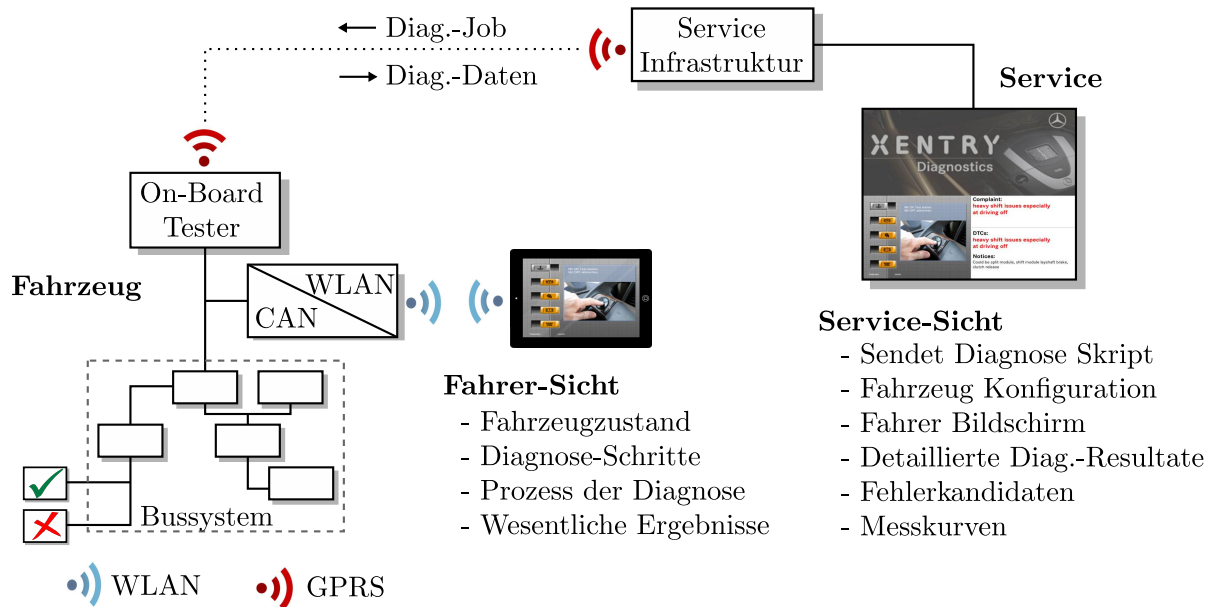


Bild 2.3: Aufbau der interaktiven Diagnose als Prototyp

Über ständig wiederkehrende *Videosequenzen* im Tablet und dem telefonischen Support der Servicestelle erhält der Fahrer alle notwendigen *Prozessanweisungen*. Für die Servicestelle ist eine Anzeige mit detaillierteren Informationen vorgesehen. Neben der Darstellung der Prozessanweisungen wie beim Fahrer, bekommt die Werkstatt zusätzliche Fahrzeugkonfigurationsdaten angezeigt. Eine Auswahl fest vorprogrammierter Diagnoseskripte und relevanter Messkurven müssen ebenfalls im Servicebildschirm dargestellt sein.

Die Aufzeichnung der *Signalverläufe* erfolgt über einen *Datenlogger*, der Zugriff auf alle relevanten CAN-Bussysteme hat. Das servicebezogene Datenlogging ermöglicht ein verbessertes Eingrenzen möglicher Fehlerkandidaten.

2.2 Diagnoseroutinen für aktive Systemeingriffe

Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf den *aktiven Diagnoseroutinen*, siehe Bild 2.4. Im Gegensatz zur On-Board Fehlererkennung während der Fahrt oder der Off-Board Analyse von zahlreichen Betriebs- und Messdaten, erlauben die Diagnoseroutinen eine *gezielte, einheitliche* und *reproduzierbare* Betrachtung des im Fokus stehenden Systems.

Fahrzeuge werden sehr unterschiedlich belastet und eingesetzt, sodass keine definierten Betriebspunkte vorliegen. Die Fahrart des Fahrzeugführers und das Einsatzgebiet der Fahrzeuge variieren, was das Erzielen von reproduzierbaren und einheitlichen Diagnoseergebnissen stark erschwert. Durch die unterschiedliche Nutzung und Belastung über die Fahrzeuglebensdauer und den äußeren Parameterunsicherheiten, z. B. Temperaturänderungen, ist eine zuverlässige Diagnose während des Fahrbetriebs schwer realisierbar.

Die Diagnoseroutinen testen ein System *gezielt* und ermöglichen die Akquise reproduzierbarer Messkurven. Die Diagnoseergebnisse sind über die Telematikanbindung mit weiteren Fahrzeugen vergleichbar, die ein ähnliches Einsatzprofil besitzen. Die reproduzierbaren Messungen und der Vergleich der Fehlersymptome mit anderen Fahrzeugen ermöglichen eine Verbesserung der Fehlerdiagnose.

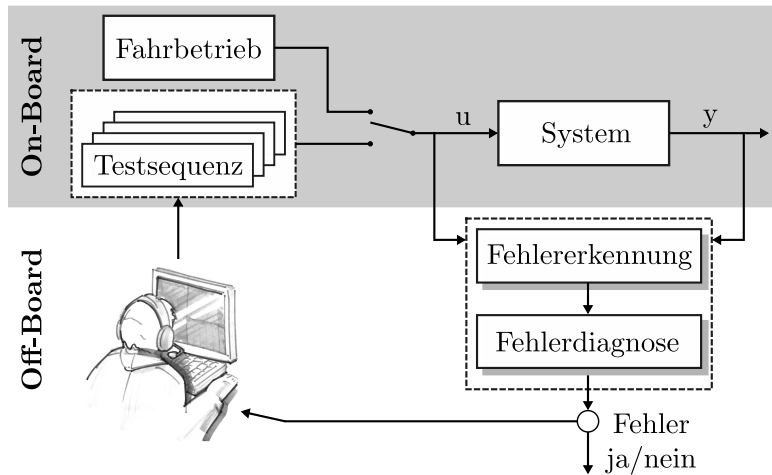


Bild 2.4: Aktive Ferndiagnose mittels Diagnoseroutinen

Neben dem einheitlichen Betriebszustand ist das System durch die Diagnoseroutinen so angesteuert, dass Fehler besser erkennbar sind. Einzelne Teilkomponenten vom Gesamtsystem können durch verschiedene Routinen *sequentiell* geprüft werden. Die vorgefertigten Routinen ermöglichen den Einsatz für die Ferndiagnose.

Eine automatisierte Fehlererkennung und -diagnose wertet die Messungen aus und prüft, ob die Komponente, die von der Testsequenz angesteuert worden ist, defekt ist. Es muss also für jeden Teilbereich, bzw. jede Komponente im System, eine Testsequenz existieren. Durch die ersten Informationen des Fahrers über den Pannenfall, ausgelesene DTC oder Statusmeldungen kann der Servicetechniker die notwendige Testsequenz im Fahrzeug starten, falls das Fahrzeug in einen sicheren Zustand gebracht wurde.

Durch die paketweise Übertragung der Diagnoseroutinen und das anschließende Übermitteln der geloggtten Daten als Paket, ist eine *zentrale Auswertung* der Messungen offboardseitig umsetzbar, wie im Bild 2.4 dargestellt, allerdings ist eine direkte On-Board Auswertung (Bild 3.4 auf Seite 17) ebenfalls denkbar.

3 Fehlererkennung und Diagnosemethoden

In diesem Kapitel wird eine Übersicht verschiedener Fehlererkennungs- und Diagnosemethoden, sowie die Verarbeitung gewonnener Merkmale der Fehlererkennung vorgestellt. Die Prinzipien einzelner Methoden, die in späteren Kapiteln verwendet wurden, stehen verstärkt im Fokus.

Notwendige Definitionen für Begriffe der Fehlererkennung und -diagnose sind hier nicht aufgeführt, da zahlreiche Publikationen sich mit dieser Terminologie befassen haben. Diese Arbeit orientiert sich an die im Rahmen der SAFEPROCESS-Initiative definierten Begriffe. Weitere Informationen sind dazu beispielsweise in Isermann und Ballé [53] sowie Chen und Patton [17] zu finden.

3.1 Methoden zur Fehlererkennung

Eine frühzeitige und korrekte Erkennung von Fehlern in technischen Systemen erfordert ein spezielles und auf das System abgestimmtes Verfahren. Eine getrennte Betrachtung zwischen Fehlererkennung und Anwendungszweck ist daher nicht zielführend.

Aus diesem Grund existieren eine Vielfalt von unterschiedlichen Ansätzen, die sich jedoch trotz ihrer unterschiedlichen Vorgehensweise in bestimmte Kategorien einordnen lassen. Weit verbreitet in der Literatur, wie Nyberg [78], Chen und Patton [17] oder Isermann [49], ist die Einteilung in *signalgestützte* Fehlererkennung mit einem einzelnen Signal (hier „konventionelle Methoden“) und *modellgestützte* Methoden, siehe Bild 3.1.

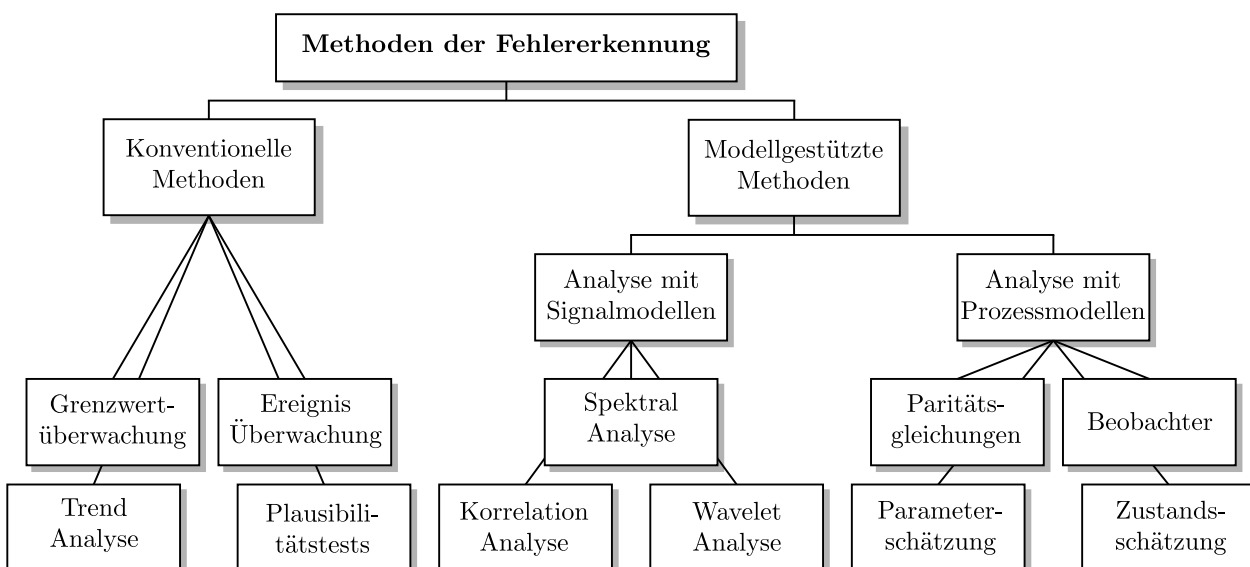


Bild 3.1: Übersicht und Eingliederung verschiedener Methoden der Fehlererkennung

3.1.1 Konventionelle Fehlererkennungsmethoden

Die als konventionell bezeichneten Methoden betrachten einzelne Signale zur Fehlererkennung. Aufgrund der vergleichsweise einfachen Anwendung und den vergleichsweise geringen Anforderungen an Rechenleistung und Systemkenntnissen, sind diese Verfahren in der Industrie weit verbreitet.

Die einfachste und am häufigsten verwendete Methode ist die *Grenzwertüberwachung* des gemessenen Ausgangssignals eines Systems $y(t)$. Solange das gemessene Signal $y(t)$ innerhalb der oberen y_{max} und unteren Grenze y_{min} liegt,

$$y_{min} < y(t) < y_{max} \quad (3.1)$$

befindet sich der Prozess im Normalzustand, siehe Isermann [49]. Ein Überschreiten der Grenzbe-
reiche signalisiert einen Fehler im Prozess. Ein zu klein gewählter Toleranzbereich führt zu häufigen Fehlalarmen, während ein zu groß gewählter Bereich zu einer späten Fehlererkennung führt.

3.1.2 Signalmodellbasierte Fehlererkennungsmethoden

„Eine Fehlerisolation mit rein signalbasierten Verfahren ist häufig schwierig und Fehler, die sich auf die Dynamik eines Systems auswirken, oft nicht zu erkennen“ Wolff [98]. Eine Alternative zu den konventionellen Methoden der Fehlererkennung sind daher die signalmodellgestützten Verfahren.

Für oszillierende und periodische Signale bildet eine Analyse mit einem Signalmodell eine weitere Informationsquelle. Bezüglich der *Fourieranalyse* und dem Superpositionsprinzip lassen sich zyklische Signale in harmonische Schwingungen aufteilen. Jede Schwingung ist durch eine Amplitude, Frequenz, einen Phasenwinkel und Dämpfungsfaktor beschrieben. So können beliebige Grundsignale und Effekte wie Rauschen modelliert werden und die fehlerrelevanten Merkmale über z. B. eine Bandpassfilterung erzeugt werden. Azyklische Signale lassen sich mittels einer *Wavelet-Transformation* verarbeiten und stochastische Signale über *Korrelations- und Spektralanalysen*.

Für die Überwachung von Vibrationen und Geräuschen am *Getriebe* kommen verstärkt Analysen mit Signalmodellen zum Einsatz, um fehlerhafte Systembestandteile zu detektieren. In der Literatur ist dies als *Vibrations- und Schwingungsanalyse* bezeichnet und wird im Kapitel 4.1 näher erläutert.

3.1.3 Prozessmodellbasierte Fehlererkennungsmethoden

Die signal- oder prozessmodellbasierten Methoden bilden eine analytische Redundanz der Stell- und Messsignale aufgrund des entwickelten Simulationsmodells. „Im Gegensatz zur Hardware-Redundanz, bei der Sensoren oder Aktuatoren zwei- oder mehrfach vorhanden sind, drückt sich die analytische Redundanz darin aus, dass ein und dieselben Größen auf unterschiedlichen Wegen oder auf Basis unterschiedlicher Informationsquellen berechnet werden können“ Schwarte [92].

Ein Beispiel für die *analytische Redundanz* ist ein Prozessmodell, das den Wert eines Sensorsignals rekonstruiert. Umso größer die Prozessmodellgüte und die Sensorgenauigkeit, desto höherwertig ist die analytische Redundanz. Liegt eine hinreichend hochwertige analytische Redundanz vor, können Methoden der Paritätsgleichungen oder Parameterschätzung zur Fehlererkennung verwendet werden.

Paritätsgleichungen

In zahlreichen Veröffentlichungen wie Gertler [35], Höfling [45], Isermann [47] und Pfeufer [86] ist die Methode der Paritätsgleichungen beschrieben.

Die Grundlage der Paritätsgleichungen ist ein Simulationsmodell mit physikalischen Prozesskenntnissen, das ein gemessenes Signal abbildet. Das Modell mit konstanten Parametern läuft parallel zum Prozess, um einen Vergleich des Messsignals $y(t)$ mit dem berechneten Modellsignal $\hat{y}(t)$ machen zu können. Die Differenz des Prozesssignals und des Modellsignals wird als *Residuum* $r(t)$ bezeichnet,

$$r(t) = y(t) - \hat{y}(t). \quad (3.2)$$

Das Residuum beschreibt die Diskrepanz zwischen Prozess und Modell, und ist somit im fehlerfreien Systemzustand auch eine Güte der analytischen Redundanz. Das Residuum sollte nahezu Null sein, sodass durch einen Fehler hervorgerufenen verändertes Prozessverhalten, zu einer eindeutigen Erhöhung des Residuums führt. Typischerweise wird für jeden verbauten Sensor im Prozess ein Residuum ermittelt, sodass ein Set von Paritätsgleichungen entsteht. Mit diesem Set von Residuen versucht man die unterschiedlichen Fehlerarten zu erkennen, da jeder Fehler eine andere Auswirkung auf den Prozess besitzt. Im Normalfall konvergiert das berechnete Residuum nicht zu Null, sodass eine Filterung der Residuen zur *Symptomerzeugung* notwendig ist (siehe Kapitel 3.3).

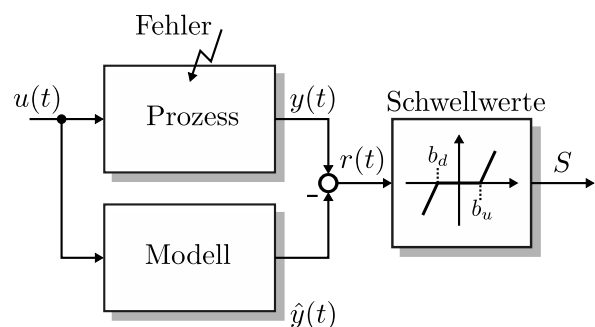


Bild 3.2: Prinzip der Symptomerzeugung mit Paritätsgleichungen

Parameterschätzung

Die Methode der Parameterschätzung (siehe Isermann [46], Münchhof und Isermann [54], Juang [58] und Nelles [75]) ermöglicht es, die Parameter aus dem Prozessverhalten der Ein- und Ausgangssignale zu extrahieren. Dazu sind physikalische Kenntnisse über das System zwingend erforderlich, die das Verhalten beschreiben.

Ein *zeitdiskretes Systemverhalten* (gemessenes Signal zu den diskreten Zeitpunkten kt_0 (im Folgenden abgekürzt zu k) mit $k = 0, 1, 2, \dots, N$ und der Abtastzeit t_0) wird über einen Datenvektor ψ , bestehend aus den gemessenen Ein- und Ausgangsdaten, und den Modellparameter θ ermittelt.

$$\hat{y}(k) = \psi^T(k) \theta(k-1) \quad (3.3)$$

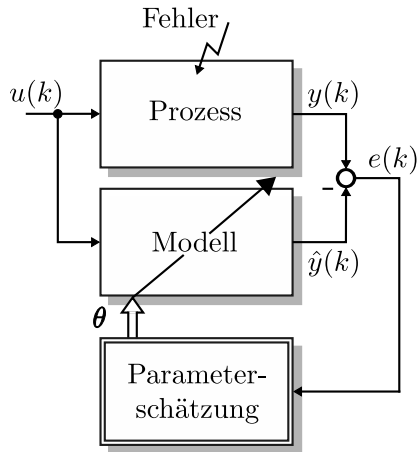


Bild 3.3: Prinzip der Parameterschätzung

Die Aufgabe ist es nun die unbekannt Modellparameter zu finden, bei denen das Modell dem Prozessverhalten am ehesten entspricht. Die geeignetsten Parameter führen dazu, dass die Abweichung e für alle Messpunkte N nahe Null liegt,

$$e(k) = y(k) - \hat{y}(k). \quad (3.4)$$

Eine Möglichkeit ist die Summe aller quadratischen Abweichungen nach den bereits gemessenen Werten zu minimieren,

$$V = \sum_{k=1}^N e^2(k) \stackrel{!}{=} 0. \quad (3.5)$$

Dies ist die Basis des Rekursiven *Least Squares (RLS) Algorithmus* zur Berechnung der Modellparameter. In dieser Arbeit ist der gewichtete RLS-Algorithmus verwendet worden:

$$\begin{aligned} \theta(k) &= \theta(k-1) + \gamma(k) e(k), & e(k) &= y(k) - \psi^T(k) \theta(k-1) \\ \gamma(k) &= \frac{1}{\psi^T(k) P(k-1) \psi(k) + \lambda} P(k-1) \psi(k) \\ P(k) &= \frac{1}{\lambda} (I - \gamma(k) \psi^T(k)) P(k-1), & \theta(0) &= 0 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Dieser Algorithmus eignet sich zur Online-Identifikation und ermöglicht durch die Einführung eines Vergessensfaktor $\lambda \leq 1$ eine Gewichtung des Einflusses der zuletzt berechneten Werte, siehe Nelles [75].

3.2 Aktive und passive Fehlererkennung

Bei der Fehlererkennung geht man im wesentlichen davon aus, dass das System im laufenden Betrieb diagnostiziert wird. Die Fehlererkennung läuft parallel zur eigentlichen Regelung bzw. Steuerung des Prozesses und beeinflusst durch das reine Messen der Ein- und Ausgangssignale nicht das Systemverhalten. Neben der Fehlererkennung im laufenden Prozess ist aber auch eine *gezielte Ansteuerung* des Systems bzw. von einzelnen Komponenten in bestimmten Betriebszuständen möglich. Anwendungsfälle solcher aktiven Diagnoseverfahren sind in Förstner u.a. [31] und Schwarte [92] zu finden.

Die gezielten Anregungen greifen in die Stellsignale des Systems ein, um die Ein- und Ausgangssignale für die Fehlererkennung anzupassen. Durch die verbesserte Korrelation des Systems und Diagnose lassen sich gewisse Toleranzen und Modellunsicherheiten verringern. Die gewonnen Fehlermerkmale charakterisieren sich durch geringere Schwankungen, sodass Schwellwerte bei der Symptomerzeugung entsprechend klein gewählt werden können.

Das Schema für die Umschaltung von der passiven zur aktiven Diagnose am automatisierten Schaltgetriebe ist in Bild 3.4 dargestellt. Die Fehlererkennung und Steuerung/Regelung greifen auf die identische Datenbank des Steuergeräts zu. In der Datenbank sind u.a. baugruppenabhängige Parameter spezifischer Aktuatoren hinterlegt oder Namen sowie Einheiten der einzelnen Ein- und Ausgangssignale. Bei der Schalterstellung „passiv“ ist die Fehlererkennung mit den Ausgangssignalen des Prozesses und mit den Stellsignalen der Steuerung/Regelung verbunden; sie ist also parallel zu Steuerung/Regelung verschaltet. Wird der Schalter auf „aktiv“ umgelegt, bleibt die Verbindung mit den Ausgangssignalen bestehen. Die Fehlererkennung kann jedoch nun selbst die Stellsignale vorgeben. Für diese Möglichkeit ist die Fehlererkennung in der Lage vordefinierte hinterlegte Diagnoseroutinen abzuspielen oder neu übermittelte Routinen von der Telematik-Plattform auszuführen.

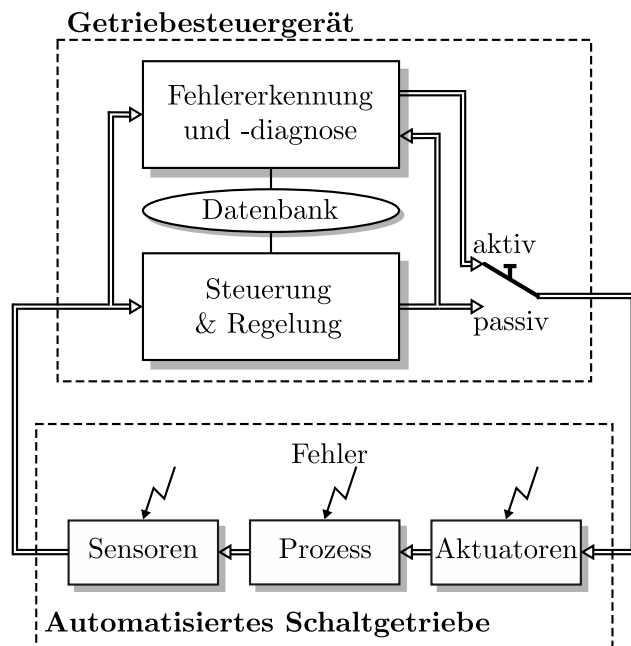


Bild 3.4: Umschaltung zwischen passiver und aktiver Fehlererkennung/-diagnose

3.3 Symptomgenerierung

Die Aufgabe der Symptomgenerierung ist es die gewonnenen Merkmale der Fehlererkennung wie u.a. Residuen $r(t)$ oder Parameter $\theta(k)$ zu filtern, um Abweichungen trotz verfahrensabhängiger Toleranzen festzustellen. Für die Überwachung der Merkmale sind verschiedene Methoden bekannt, siehe Münchhof und Isermann [73] und Schwarte [92].

In dieser Arbeit sind *Grenz- bzw. Schwellwerte* entwickelt worden, die ein Merkmal erreichen muss, damit von einem Fehler gesprochen werden kann, siehe Bild 3.2.

$$S(t) = \begin{cases} r(t) - b_u, & r(t) > b_u \\ 0, & b_d \leq r(t) \leq b_u \\ r(t) - b_d, & 0 > b_d > r(t) \end{cases} \quad (3.7)$$

Die Schwellwerte mit einer definierten oberen und unteren Grenze (b_u, b_d) sind abhängig von der Wertigkeit der *analytischen Redundanz*. Die ermittelten Symptome $S(t)$ aus den gefilterten Merkmalen sind die Eingangsgrößen der späteren Diagnose, siehe Bild 3.6.

3.4 Methoden zur Fehlerdiagnose

Die Aufgabe einer Fehlerdiagnose ist es Art, Größe, Ort und Zeitpunkt des Auftretens eines Fehlers zu bestimmen, nachdem ein Fehler erkannt worden ist, siehe Definition nach SAFEPROCESS [53]. Demzufolge beinhaltet eine Diagnose die Fehlerisolation und -identifikation und folgt auf die Symptomgenerierung der Fehlererkennung.

Bei der Entwicklung der Fehlererkennung entsteht eine klare Vorstellung wie sich die Fehler auf unterschiedlicher Weise auf das System auswirken. In der Diagnose wird genau dieses *Expertenwissen* implementiert, um auf den Fehler zu schließen.

Zum Diagnostizieren der Fehler wurden zahlreiche Methoden entwickelt, die sich unterteilen lassen in *Klassifizierungs- und Inferenzmethoden*. Ein grober Auszug bekannter Methoden ist im Bild 3.5 dargestellt, detaillierte Angaben zu Diagnosemethoden haben Isermann [49, 52], Blanke u.a. [11] und Ding [25] veröffentlicht.

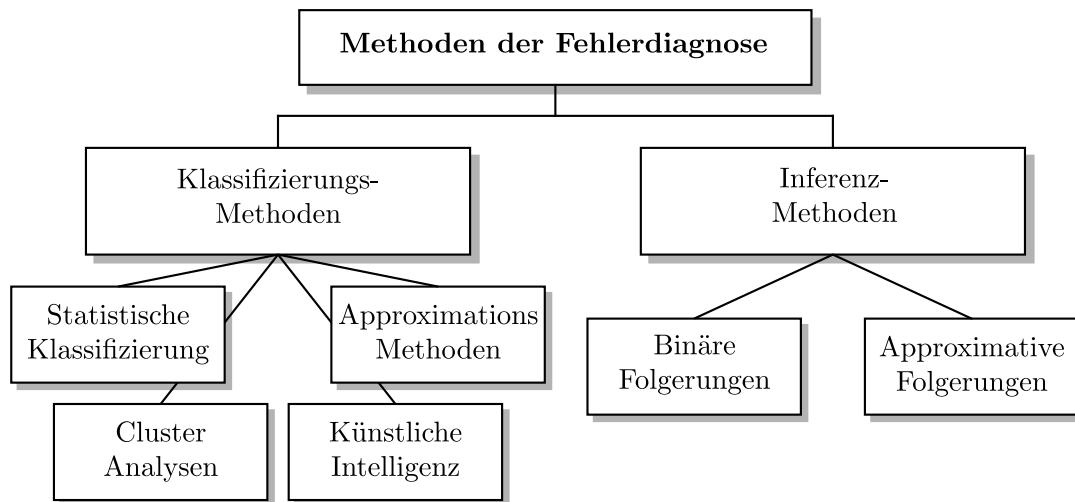


Bild 3.5: Übersicht und Eingliederung verschiedener Methoden der Fehlerdiagnose

Bei den Klassifizierungsmethoden ermittelt man aus *empirisch gewonnenen Informationen* von Experimenten und Messdaten den wahrscheinlichsten Fehler, ohne dabei strukturelle Kenntnisse über den Prozess zu kennen. Strukturelle Kenntnisse über den *kausalen Zusammenhang* zwischen Symptom und Fehler sind allerdings bei den Inferenzmethoden notwendig. Die Kausalitäten sind in Form von Wenn-Dann-Regeln in der Wissensbasis hinterlegt,

$$WENN < Symptom1 UND Symptom2 > DANN < Fehler1 > . \quad (3.8)$$

„Je nach Eigenschaften der Fehler kann zwischen schleichenden, abrupten und sporadischen Fehlern unterschieden werden“ Nyberg [78]. Die graduelle Ausprägung bei schleichenden Fehlern und mögliche Unsicherheiten bei der Symptomgenerierung (z. B. Modellungenauigkeiten) lassen keine adäquate Umsetzung der binären Schlussfolgerungen zu. Das approximierte und unscharfe Schließen ermöglicht hingegen ein grobes binäres Schließen und eine Schlussfolgerung auf Basis einer Wahrscheinlichkeitsberechnung.

Fuzzy-Logik

Eine häufig verwendete Methode des unscharfen Schließens ist die Fuzzy-Logik, beispielhafte Anwendungen sind in Clever [20], Schwarte [92], Pfeufer [86], Moseler [72], Wolfram [99] und Kimmich [61] zu finden. Grundlagen der Fuzzy-Logik sind u.a. in Driankov u.a.[28], Pedrycz [82], Yager und Filev [102] oder Reusch [88] beschrieben.

Die Entwicklung eines Fuzzy-Systems wird unterteilt in die *Fuzzifizierung*, der Inferenz auf Basis von Regeln, der *Akkumulation* und der *Defuzzifizierung*, siehe Isermann [48]. Ein Schema des gesamten Ablaufes ist in Bild 3.6 dargestellt.

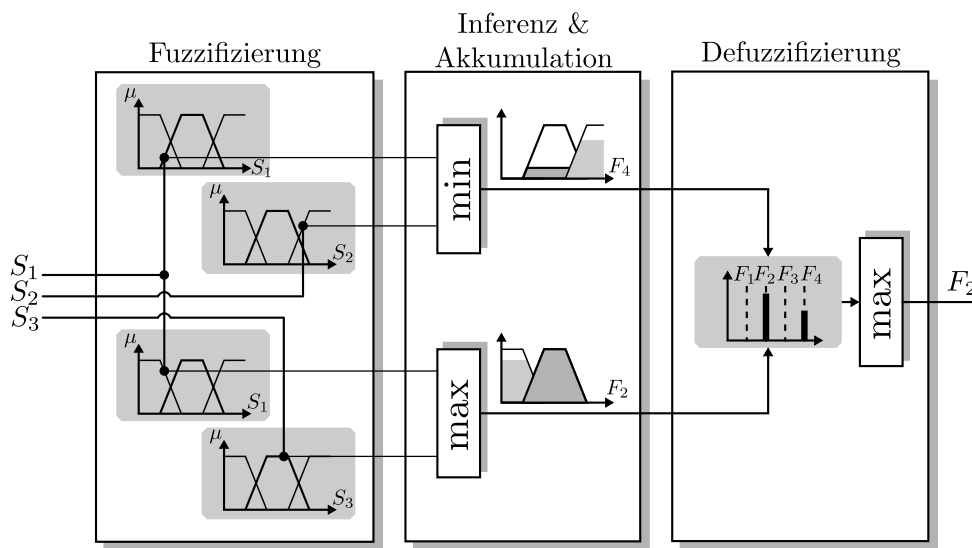


Bild 3.6: Schematischer Aufbau einer Fuzzy-Diagnose

Die Fuzzifizierung beinhaltet die Überführung der Symptome S in linguistische Terme, den Fuzzysets. Diese geben für jeden scharfen Eingangswert einen Erfüllungsgrad in *Zugehörigkeitsfunktionen* $\mu(S)$ an. In der Inferenz erfolgt eine Verarbeitung der Fuzzysets anhand der Regelbasis, wie sie beispielhaft in Gleichung 3.8 angegeben ist. Basierend auf der Fuzzifizierung ist ein UND- als MIN-Operator und ein ODER- als MAX-Operator definiert, um Bedingungen der Mengenzugehörigkeit aufzustellen.

$$\mu_A(S) \cap \mu_B(S) := \text{MIN}(\mu_A(S), \mu_B(S)) \quad (3.9)$$

$$\mu_A(S) \cup \mu_B(S) := \text{MAX}(\mu_A(S), \mu_B(S)) \quad (3.10)$$

Die Effektivität und Präzision des Fuzzy-Systems hängt von der Anzahl und Qualität der definierten Regeln ab. Eine Bündelung der Schlussfolgerungen entsprechender Regeln erfolgt in der Akkumulation, worauf anschließend in der Defuzzifizierung die Berechnung des Ausgangs als scharfer Wert über Verfahren wie Mean of Maximum, Maximum-Height oder dem Flächenschwerpunktverfahren stattfindet. Für die Diagnose ist es manchmal aber auch sinnvoll mehrere Fehler in Form einer „Möglichkeit“ am Ausgang des Fuzzy-Systems auszugeben.

4 Bekannte Methoden zur Fehlererkennung des automatisierten Getriebes

Der Stand der Technik für die Fehlererkennung am Getriebe wird in diesem Kapitel vorgestellt. Dazu stehen die etablierten Vibrations- und Schwingungsanalysen sowie die heutigen konventionell eingesetzten Methoden im Fokus. Verschiedene Echtzeit-Simulationen des automatisierten Getriebes und eine Veröffentlichung zur modellbasierten Fehlererkennung eines Getriebeaktuators werden ebenfalls erläutert.

4.1 Vibrations- und Schwingungsanalysen am Getriebe

Vibrations- und Schwingungsanalysen sind die am meisten verbreiteten und bekanntesten Methoden für eine Fehlererkennung an drehenden Maschinen, z. B. dem Getriebe. Bestimmte Vibrationen können auf einen fehlerfreien Zustand einer Maschine hinweisen. Die Vibrationsanalyse zur Überwachung von *rotierenden Maschinen* ist durch intensive und lang andauernde Forschung sehr etabliert. Übersichten und Grundlagen zu verschiedenen Analyse-Verfahren sind in der Literatur zahlreich vertreten, z. B. Isermann [49], Aherwar und Khalid [3] und Lebold u.a. [67]. An dieser Stelle wird ein kleiner Überblick verschafft und anschließend auf aktuelle Forschungsberichte eingegangen.

Die *Vibrationsanalyse* ist eine signalgestützte Methode mit Signalmodellen zur Detektion von mechanischen Fehlern, siehe Tabelle 4.1. Üblicherweise werden am Maschinengehäuse Sensoren orthogonal zur axialen Richtung angebracht, um die Vibration als Beschleunigung zu messen. Zur Dämpfung von Niedrigfrequenzen und hochfrequenten Störungen folgen direkt Hochpass-, Tiefpass- oder Anti-Aliasing Filter. Um die Signaleigenschaften zu untersuchen, kann eine Analyse im Zeit- oder Frequenzbereich durchgeführt werden. *Methoden im Zeitbereich* versuchen die Informationen über Amplitude und Phase des Vibra-

Komponente	Fehlerart
Zahnrad	Zahnfußbruch
	Pitting (Rissiger/ Spröder Zahn)
Getriebewelle	Unwucht
	Plastische Verformung
	Flucht- und Ausrichtungsfehler
Getriebelager	Materialermüdung, Rissbildung
	Lochfraßkorrosion der Laufringe
	Abplatzungen
Kupplung	Lose Schraubverbindungen
	Unwuchten
	Flucht- und Ausrichtungsfehler

Bild 4.1: Typisch erkannte Fehler durch die Vibrations- und Schwingungsanalysen am Getriebe

tions signals zu gewinnen, um eine Fehlererkennung durchzuführen. Scheitelwerte, Effektivwerte oder der Crest-Faktor werden häufig zur weiteren Quantifizierung des Zeitsignals verwendet. Zur statistischen Auswertung der Vibration kann der Kurtosis-Wert oder die Schiefe (Skewness) bestimmt werden, um die Faktoren mit dem Signalkomponenten im fehlerfreien Zustand zu vergleichen. Der Kurtosis-Wert ist eine Maßzahl für die Steilheit einer Wahrscheinlichkeitsfunktion, einer statistischen Dichtefunktion oder einer Häufigkeitsverteilung. Die Schiefe ist eine Angabe, ob und wie stark eine statistische Verteilung nach rechts oder nach links geneigt ist.

„Mit der *Frequenzanalyse* eines Signals bestimmt man das Leistungsspektrum (periodische Signale), das Leistungsdichtespektrum (Zufallssignale) oder das Energiedichtespektrum (zeitlich begrenzte Signale)“ Meyer [70]. Häufig interessiert man sich nur für den Betrag des Spektrums, manchmal aber auch noch für die Phase. Methoden der Analyse im Frequenzbereich sind z. B. die diskrete Fourier-Transformationen (DFT), die Fast Fourier-Transformationen (FFT) oder die parametrische Spektralschätzung. Die DFT bildet ein zeitdiskretes und endlich langes Signal $Y(i), i = 0, 1, \dots, N - 1$ in ebenso viele Spektralkoeffizienten $Y(k), k = 0, 1, \dots, N - 1$ im Frequenzspektrum ab. „Der Aufwand für die direkte Berechnung der DFT steigt quadratisch mit der DFT-Länge“ Mertins [69]. Die FFT ist eine Klasse von Algorithmen, die den Rechenaufwand reduzieren. Sie stellt somit keine neue Transformation dar, sondern eine effizientere Implementierung der DFT. Um letztlich Fehler zu erkennen, werden *Impulse im Spektralband* mit fehlercharakteristischen Frequenzen verglichen. Bei Zufallssignalen kann man das Frequenzspektrum nur schätzen. Die parametrische Spektralschätzung, bei der man den Entstehungsprozess des Signals mit Hilfe adaptiver Filter modelliert, ist eine Möglichkeit den Signalverlauf zu bestimmen. Diese Filter werden in MA-Modellen (Moving Average), AR-Modellen (Auto Regression) oder ARMA-Modellen, einer Mischung aus MA- und AR-Modellen, unterschieden.

In aktuellen Veröffentlichungen z. B. Yang u.a. [104], Cai u.a. [14], Liu u.a. [68] oder Han-Xin und Zuo [43] sind zur Fehleridentifizierung häufig *künstliche Neuronale Netze* (Artificial Neural Networks) eingesetzt. Diese sind besonders geeignet, wenn wenig Wissen über das System vorhanden ist. Dabei wird als Eingangssignal ein Vibrationssignal in der Zeit- oder Frequenzbasis genutzt. Da das zu einem Fehler gehörende Vibrationsmuster eines Signals oft schwach ist und zusätzlich von Rauschen oder anderen strukturellen Vibrationen überlagert wird, ist oftmals die *Wavelet-Analyse*, eine Sonderform der Fourier-Analyse, verwendet worden, um die benötigten fehlercharakteristischen Anteile des Signals herauszufiltern. Vorbild für die neuronalen Netze ist das menschliche Lernen, welches durch Subjektivität und Erfahrung geprägt ist. Die Netze müssen ausreichend eingelernt werden, damit eine gute Fehlerdiagnose möglich ist. Dazu werden Trainingssymptome durch die Signalanalyse gebildet und diese mit entsprechenden simulierten Getriebefehlern eines Filter-Modells verglichen. Ziel ist es Fehler aus dem Vibrationssignal durch eingelerntes Expertenwissen zu extrahieren. Es gibt eine Reihe verschiedener Methoden zum Einlernen/Trainieren Neuronaler Netze, die für die Aufgabe der Getriebediagnose eingesetzt werden. Zu der am häufigsten verwendeten Methode gehört das Backpropagation.

Die genannten Veröffentlichungen diagnostizieren Zahnbrüche, schiefe Zähne, fehlende Zähne oder Zahnverschleiß. In Wang und Makis [96] ist darüber hinaus ein Bruch der Getriebewelle er-

kannt worden. Bei den betrachteten Arbeiten werden immer periodisch auftretende Fehler mittels Signalmodellen diagnostiziert. In Jingwei u.a. [56] ist zusätzlich zur Vibrationsanalyse eine Ölanalyse durchgeführt worden. Es werden die Ergebnisse miteinander kombiniert, um so den Abnutzungsgrad zu bestimmen und die Diagnose der periodisch auftretenden Fehler leistungsfähiger zu gestalten.

4.2 Simulationen von automatisierten Schaltgetrieben

Die Komplexität der Steuergerätesoftware ist durch die steigenden Anforderungen an ein modernes Kraftfahrzeug stark gestiegen. Für die Entwicklung und Bedienung der Steuergeräte ist aufgrund des zunehmenden Kostendrucks eine ausschließliche Prüfung im Fahrversuch nicht möglich. Heutzutage wird für die Softwareentwicklung und Applikation verstärkt die Simulation eingesetzt, die sogenannte Software-in-the-Loop (*SiL*).

Dagegen dient eine *HiL* (Hardware-in-the-Loop) zum Testen und zur Unterstützung während der Entwicklung, sowie zur vorzeitigen Inbetriebnahme von Maschinen und Anlagen. Bei der *HiL* handelt es sich um Echtzeit-Simulationen, die über eine Plattform z. B. dSPACE direkt mit der Anlage verbunden sind. Im Rahmen der *SiL* und der *HiL* liegen Simulationen des Automatikgetriebes vor. Mit diesen Simulationen werden die Transmission Control Modules (TCM) geprüft, einzelne Komponenten im Antriebsstrang geprüft oder Schaltvorgänge optimiert.

Die zahlreichen dynamischen Modellierungen des automatisierten Getriebes beschränken sich auf die *Drehmomentenübertragung* und das *Drehzahlverhalten* bei einem *Schaltwechsel* zur Gesamtbetrachtung des Triebstrangverhaltens, siehe Hay-Fraj und Pfeiffer [42], Bataus u.a. [8, 9], Joachim [57], Isernhagen [55], Gühmann [39], Gruhle [38] oder Guzzella und Sciarretta [40].

Für diese Untersuchungen existieren von Modelica (akausale objektorientierte Beschreibungssprache für physikalische Modelle) verschiedene grafische Entwicklungsumgebungen wie z. B. Dymola, SimulationX oder ITI-Sim mit vorgefertigten Bibliotheken für die Antriebsstrang-Simulationen, siehe Otter u.a. [81]. In den verschiedenen Veröffentlichungen sind diese *Bibliotheken von Modelica* oftmals verwendet, um so den gesamten Schaltvorgang zu vereinfachen und sich nicht auf einzelne Aktuatoren zu fokussieren.

In Rinderknecht u.a. [89] ist beispielsweise das Drehschwingverhalten des Antriebsstrangs mit einem automatisierten Schaltgetriebe durch das Programm ITI-Sim erstellt. Das Simulationsmodell beinhaltet Bauteile wie den Verbrennungsmotor, das Zweimassenschwungrad, die Kupplung, das Getriebe mit Antriebs-, Vorgelege- und Abtriebswelle und entsprechende Dämpfungselemente, das Hinterachsgetriebe, die Seitenwellen, die Räder und die Fahrzeugmasse. Der Fokus des Modells liegt in der *Antriebsstrangsimulation*, um auftretende Schwingungsphänomene des Antriebsstrangs erkennen und erläutern zu können. Das Modell wird zur Abstimmung des Antriebsstrangs eingesetzt, um die Geräuschentwicklung während eines Schaltvorgangs und starke Lastwechsel zu reduzieren.

In Yousif u.a. [105] ist ebenfalls ein nichtlineares Modell des Antriebsstrangs zur Simulation der Fahrdynamik während eines Schaltvorgangs mit einem automatisierten Schaltgetriebe entwickelt worden. Es ist zusätzlich der Einfluss der Reifen und der Steigung simuliert. Das entwickelte Modell dient zur Untersuchung der Wirkungen von *Parametervariationen* auf die Eigenschaften des Antriebsstrangs und zur Untersuchung der Auswirkungen von Gangwahloptionen auf den *Fahrkomfort*.

Ein weiteres Beispiel für eine Simulation des Antriebsstrangs mit einem automatisierten Getriebe ist in Rot u.a. [90] zu finden. Dort sind zwei *Black Box Modelle* entwickelt worden. Das erste Black Box Modell ist nach dem Gauß-Prozess und das zweite Modell ist mit Hilfe der künstlichen neuronalen Netze berechnet worden. Die Modelle dienen zur Bestimmung des auf die Fahrzeugräder wirkende *Seitenwellenmoments*, welches mit dem Schaltkomfort korreliert.

Im Gegensatz zu den vorgestellten Veröffentlichungen, ist zur *Fehlererkennung* des automatisierten NFZ-Schaltgetriebes ein detailliertes Simulationsmodell mit Fokus auf die Getriebeaktuatoren notwendig. Die einzelnen Getriebeaktuatoren wie Gang- und Gassenaktuator, Split- und Rangemodul mit den jeweiligen Synchronisationssystemen, Kupplung und Kupplungsausrücker sowie die Getriebelamellenbremse stehen im Fokus, um eine Erkennung der Fehler vornehmen zu können.

4.3 Konventionelle Fehlererkennung am automatisierten Getriebe

Die konventionell verwendete Fehlererkennung einzelner Getriebeaktuatoren bezieht sich auf die *implementierten DTC im Steuergerät*. Zu den Fehlercodes gehört unter anderem eine *Temperaturüberwachung des TCM und des Öls*. Bei der Temperaturüberwachung wird ein Bit gesetzt wenn die Temperatur einen Schwellwert überschreitet (Übertemperatur). Neben der Temperaturüberwachung erfolgt die Betrachtung von Ausfällen der *Weg- und Drehzahlsensoren*, eine *Über- und Unterspannungskontrolle* sowie eine *Versorgungsluftdrucküberwachung*, siehe Sommer [93].

Fehler einzelner Aktuatoren werden über *Abbruchzähler* ermittelt. Für einen Gangwechsel werden die Getriebeaktuatoren über elektromagnetische Wegeventile angesteuert. Während des Schaltvorgangs erfolgt eine Positionsüberwachung der Zylinderkolben. Ist die gewünschte Position nach einem *definierten Zeitintervall* nicht erreicht, pulst das Steuergerät das Wegeventil nochmals an. Der inkrementelle Abbruchzähler erfasst das erneute Anpulsen, welches als *Schaltabbruch* definiert ist. Die Zielposition ist durch jeweilige Schwellwerte definiert. Für die *Endpositionen Lo und Hi* liegt jeweils ein Schwellwert vor, während für die *Mittelposition* zwei Werte für die obere und untere Grenze notwendig sind. Folgende Abbruchzähler liegen im automatisierten NFZ-Getriebe vor, um Hinweise auf defekte Bauteile zu geben:

- Abbruchzähler des Rangemoduls, für die Positionen *Lo* und *Hi*
- Abbruchzähler des Gangaktuator, für die Positionen *Hi*, *N* und *Lo* in jeweiliger Abhängigkeit der Gassenaktuatorposition
- Abbruchzähler des Gassenaktuator, für die Positionen *Lo*, *Hi* und *federzentriert*
- Abbruchzähler des Splitmoduls, für die Positionen *Lo* und *Hi*

Bei *geschlossener Kupplung* berechnet das TCM eine Drehzahl um einen *Schlupf* zu erkennen, siehe Sommer [93]. Ein komplexerer Abbruchzähler ist für die Kupplung ebenfalls implementiert, der ungewünschte Situationen wie eine nicht ausreichend trennende Kupplung, ein ungewolltes Schließen oder eine zufallende Kupplung während der Fahrt erkennt und diese Situationen zählt.

Bei *Klauengetrieben* findet während des Schaltvorgangs eine Drehzahlsynchronisierung zwischen Ist- und Zielgang statt, um das Einspuren zu ermöglichen. Bei einer zu hohen Drehzahldifferenz zwischen Haupt- und Vorgelegewelle kann es aufgrund der großen Drehmassen und des hohen Differenzdrehimpulses auch zum Ratschen kommen. Eine implementierte *Ratscherkennung* vergleicht die Zieldrehzahlen für den gewünschten Gang mit den Istdrehzahlen.

4.4 Modellbasierte Fehlererkennung am automatisierten Getriebe

Die gegenwärtigen Forschungsarbeiten z. B. in Isermann [49, 53], Chen und Patton [17], Blanke u.a. [11], Korbicz u.a. [64] und Gertler [35] konzentrieren sich allgemein auf Methoden der modellgestützten Fehlererkennung und -diagnose. Obwohl es zahlreiche erfolgreiche Anwendungsgebiete der modellbasierten Fehlererkennung und -diagnose für einzelne Fahrzeugkomponenten gibt, wie beispielsweise Clever [20], Fischer [29], Pfeufer [86], Busshardt [13], Griesser [36], Weispfennig [97] oder Zanten [106], *stand das automatisierte Schaltgetriebe bisher nicht im Fokus.*

Aktuell arbeiten Chen u.a. [18, 19] an der *modellbasierten Diagnose von elektrisch und mechanischen Getriebesystemen für zukünftige elektrische Fahrzeuge („EcoCar2“)*. Ein solches Getriebesystem besteht aus einer Gleichstrommaschine, die über eine Umwandlungskette eine Schaltstange translatorisch verschiebt, um letztlich den Getriebeaktuator zu verschalten. Die Autoren unterscheiden bei der Diagnose im gesamten Getriebesystem lediglich zwischen *drei Fehlern, eine defekte Gleichstrommaschine, eine gebrochene Schaltstange und einen defekten Getriebeaktuator.* Die Fehlererkennung erfolgt über die Residuen eines einfachen linearen Modells.

Eine weitere bekannte Veröffentlichung, die sich mit *modellgestützten Methoden* für Getriebeaktuatoren beschäftigt, ist Flohr [30]. Dort wird ein einzelner *elektropneumatischer Schaltaktuator* bestehend aus zwei elektrisch angesteuerten Wegeventile, dem pneumatischen Zylinder und der Synchronisierungseinheit mittels einer Levenberg-Marquardt Parameteridentifikation und der Erprobung des Sliding-Mode-Oberservers auf Leckagen diagnostiziert.

Eine *gesamtheitliche und modellbasierte Fehlererkennung* und -diagnose am automatisiertem Nutzfahrzeuggetriebe mit den relevanten Komponenten Kupplung, Getriebebremse, Gassen- und Gangaktuator, Range- und Splitmodul sowie dem eigentlichen mechanischen Getriebe für verschiedene pneumatische und mechanische Fehler *existiert nicht.* Somit bleiben *verschiedene Fehler* wie z. B. *undichte Zylinderkolbenmanschetten, Verstopfungen oder Leckagen in Druckluftleitungen, verschlissene Lamellen der Getriebebremse oder beschädigte Synchronisationseinrichtungen vom Getriebebesteuergerät unentdeckt.* Aus diesem Grund ist in der vorliegenden Arbeit ein neues Verfahren

zur gesamtheitlichen Fehlererkennung an elektropneumatischen und hydrodynamischen Aktuatoren in automatisierten Nutzfahrzeuggetrieben entwickelt worden.

5 Das automatisierte NFZ-Getriebe

Die Funktionsweise des automatisierten Nutzfahrzeug-Getriebes, welches am Getriebeprüfstand verbaut und zur Fehlererkennung verwendet worden ist, wird in diesem Kapitel erläutert. Der Aufbau des Prüfstands mit den implementierten Steuergeräten und der entwickelten Nutzfahrzeugumgebung wird mit der Erfassung, Filterung und Vorverarbeitung der Messsignale, der Erstellung von Diagnoseroutinen und den eingebauten Fehlerarten ebenfalls beschrieben.

5.1 Funktionsweise und Aufbau des automatisierten NFZ-Getriebes G281

Die Umsetzung der von leistungsstarken Turbomotoren bereitgestellten hohen Drehmomente erfolgt mit entsprechend ausgelegten Getrieben. Im Nutzfahrzeugbereich sind häufig *unsynchronisierte Klauengertriebe* oder *Synchrongetriebe* in Gruppenbauweise eingesetzt, siehe Naunheimer u.a. [74]. In der *Mehr-Gruppenbauweise* wird zwischen Vorschalt-, Nachschaltgruppe und Hauptgetriebe unterschieden.

Bei dem zu diagnostizierenden Getriebe handelt es sich um das *Mercedes PowerShift-Gruppengetriebe G281 mit 12 Gängen für das schwere Nutzkraftfahrzeug Actros*, siehe Bild 5.3. Das Hauptgetriebe ist als unsynchronisiertes 3-Gang Klauengertriebe ausgelegt, um die breiteren und damit höher belastbaren Zahnräder zu nutzen. Eine *vorgeschaltete synchronisierte Splitgruppe* verfeinert die Stufensprünge der Gänge des Hauptgetriebes und bietet damit eine zusätzliche Abstufung für jeden Gang. Durch eine *nachgeschaltete* hohe Übersetzung bestimmt die *Rangegruppe* in Bauweise eines *Planetengetriebes* den Geschwindigkeitsbereich. Es stehen somit $2 \times 3 \times 2 = 12$ geometrisch abgestufte Fahrgänge und vier Rückwärtsgänge zur Verfügung. Bei dem unsynchronisierten Klauengertriebe sind sowohl die auf der Getriebehauptwelle angebrachten Zahnräder als auch die danebenliegenden axial verschiebbaren Schiebemuffen, mit Klauen an den Seitenflanken versehen, siehe Bild 5.1. Die starr angeordneten Zahnräder auf der Vorgelegewelle besitzen keine Klauen an den Seiten, sie sind mit den entsprechenden Zahnrädern der Hauptwelle ständig verbunden. Um eine formschlüssige Verbindung zwischen dem klauenverzahnten Gangrad und der klauenverzahnten Schiebemuffe herzustellen, ist das zu verbindende Gangrad so zu verzögern bzw. beschleunigen, dass die Klauen der Schiebemuffe und des Gangrads optimal ineinander greifen (*Einspurvorgang*). Dabei kann eine *Zahn-auf-Zahn Stellung* der

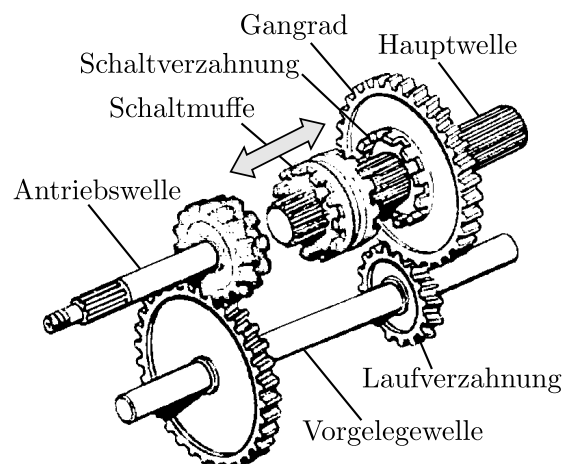


Bild 5.1: Prinzip Klauengertriebe

Klauenverzahnung des Zahnrades und der Schiebemuffe auftreten, sodass keine vollständige Verbindung entsteht. Um solche Situationen zu vermeiden, sind die Klauenverzahnungen auf definierte Drehzahlbereiche zu steuern, siehe Daimler [22, 23]. Im unsynchronisierten und klauengeschalteten Handschaltgetriebe ist daher für jede Rückschaltung das Doppelkuppeln mit Zwischengas zur Drehzahlanpassung aller Zahnräder notwendig, was je nach Fahrer zu langen Schaltzeiten führen kann.

5.1.1 Getriebeaktuatoren für den automatisierten Schaltablauf

Zur Übertragung von hohen Drehmomenten, Reduzierung der Schaltzeiten und Entlastung des Fahrers ist der Schaltablauf im G281 Getriebe automatisiert. Für den automatisierten Gangwechsel sind unterschiedliche elektropneumatische Getriebeaktuatoren verbaut, die im Systembild 5.3 dargestellt und im Anhang A.3 auf Seite 142 aufgelistet sind. Im Folgenden sind die Getriebekomponenten näher betrachtet worden:

Direktgesteuerte Wegeventile

Im Getriebe sind insgesamt 13 *direktgesteuerte Wegeventile* in zwei unterschiedlichen Bauarten eingesetzt. Zum Steuern der verschiedenen Getriebeaktuatoren sind vier 2/2 Wegeventile für die automatisierte Kupplung und 3/2 Wegeventile für die weiteren Komponenten verbaut. Die Ventile werden über das *Getriebesteuergerät* so angepult (Steuersignal u), dass der verbaute Elektromagnet den gekoppel-

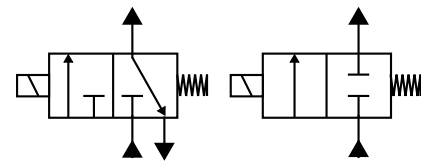


Bild 5.2: 3/2 und 2/2 verbaute pneumatische Wegeventile

ten Schieber anzieht. Die Luft aus dem *Druckluftbehälter* strömt nun zu dem jeweiligen Aktuator, was zum kurzzeitigen Absinken des Versorgungsdrucks p_{Supl} führt, siehe Bild 5.15 auf Seite 40. Nach Beenden der Ansteuerung stellt die verbaute Rückstellfeder den Schieber zurück in Anfangsposition, woraufhin der Massenstrom abrupt endet.

Schaltung des Klauengetriebes

Gassen- und der Gangaktuator verändern über die *Querverschaltung* die Position der Klauen im Hauptgetriebe, siehe Systembild 5.3. Die Querverschaltung besteht aus der Schaltwelle, der Verschaltsicherung und zwei Schaltschienen. Die Bewegung der Kolbenstange des *Gassenaktuator* s_{Sel} führt zu einer translatorischen Bewegung der Schaltwelle. Eine Positionsveränderung des Kolbens vom Gangaktuator s_{Gea} lässt die Welle eine rotatorische Bewegung vollziehen.

Durch die translatorische Schaltwellenbewegung verschiebt sich ebenfalls die Verschaltsicherung und wählt so eine Schaltschiene aus. Eine Schaltschiene ist für den 1./2. Gang und die weitere für den 3. Gang im Hauptgetriebe ausgelegt. Durch die Konstruktion kann die *Verschaltssicherung*

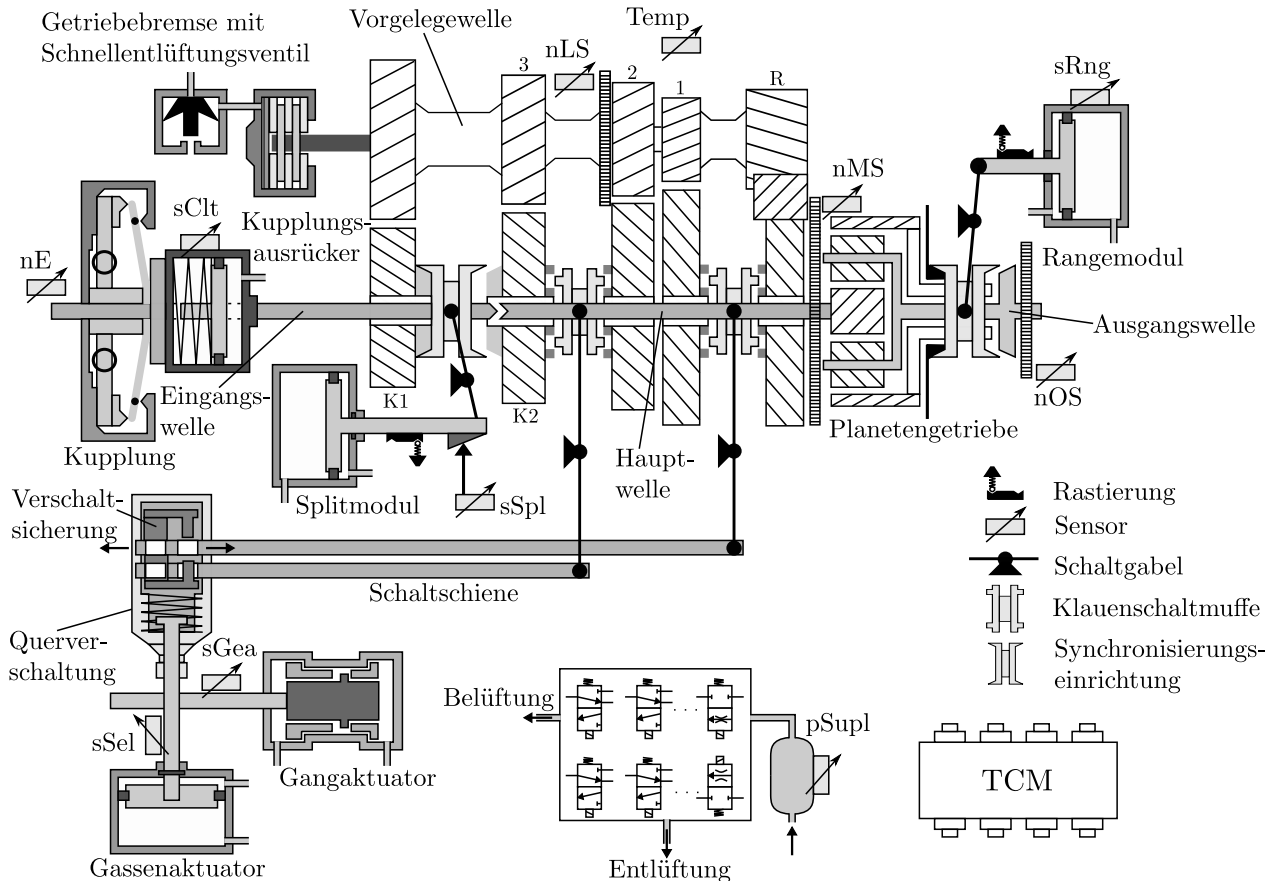


Bild 5.3: Systembild des Getriebes G281, siehe Alfes u.a. [4]

nur eine Schaltschiene auswählen. Es erfolgt somit über den Gassenaktuator, Schaltwelle und Verschaltssicherung die Auswahl einer Schaltschiene. Die Umschaltung der Schaltschienen erfolgt nur bei Neutralstellung des Gangaktuators, denn sonst greift die Verschaltssicherung in die Schaltschienen, sodass die Verschaltssicherung keine translatorische Bewegung der Schaltschienen zulässt.

Die Betätigung des *Gangaktuators* führt über ein federbelastetes Kugellager zur rotatorischen Bewegung der Schaltwelle. Durch eine Rastierung kann der Gangaktuatorkolben nur in definierte Positionen fahren, sodass die Schaltwelle ebenfalls nur bestimmte Drehwinkel einnimmt. Ist eine Schaltschiene ausgewählt, kann durch die rotatorische Bewegung der Schaltwelle über Spannstift und Schaltfinger die Schaltschiene direkt translatorisch bewegt werden. Über ein Gelenk am Ende der Schiene erfolgt die Bewegung auf die mittig gelagerte Schaltgabel. Die an der Schaltgabel wirkende Kraft hat eine entgegengesetzte translatorische Bewegung, die dazu führt, dass die Schiebemuffe eine Bewegung zum linken bzw. rechten Zahnrad ausführt, siehe Bild 5.4.

Die Schiebemuffe ist über den Gleichlaufkörper direkt mit der Hauptwelle formschlüssig verbunden, sodass immer ein Gleichlauf zwischen Schiebemuffe und Welle vorliegt. Die Zahnräder sind über Nadellager und Buchse drehbar auf der Welle gelagert. Erst über die Verschiebung der Schiebemuffe erfolgt der Formschluss der Zahnräder mit der Welle.

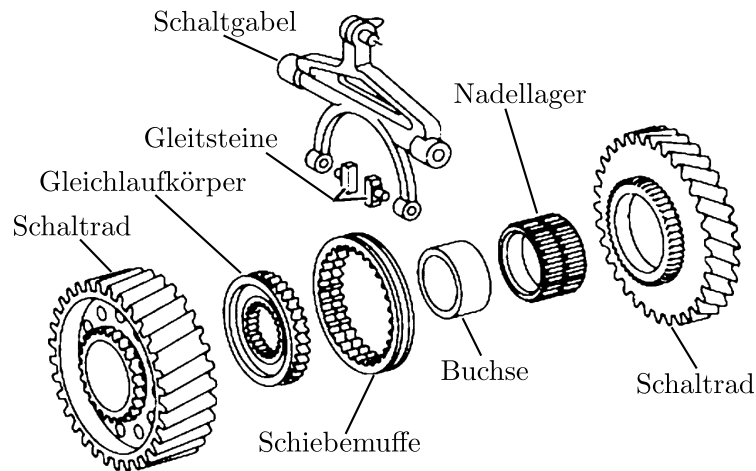


Bild 5.4: Komponenten eines Klauengetriebes, Daimler Informationsbroschüre [22]

Vor- und Nachschaltgruppe

Die Vorschaltgruppe, bestehend aus dem *Splitaktuator* und einer *Synchronisierungseinheit*, ist stets über ein Zahnradpaar geschaltet. Für den Schaltvorgang öffnet sich die Kupplung und trennt den Verbrennungsmotor von der Getriebeeingangswelle, jedoch muss nicht der Neutralgang im Hauptgetriebe eingelegt sein. Die Schaltung erfolgt wie ein unelastischer Stoß zwischen den Drehmassen des Zahnradpakets mit der Kupplungsscheibe und der Hauptwelle mit der Fahrzeugmasse. Die Fahrzeugmasse ist dabei als translatorische Masse auf die Hauptwelle reduziert.

Ein *zweistufiges synchronisiertes Planetengetriebe* ist als Rangegruppe abtriebsseitig verbaut, um große Übersetzungssprünge zu ermöglichen. Das Sonnenrad des Planetengetriebes ist mit der Hauptwelle verbunden, während die Planetenräder mit der Ausgangswelle gekoppelt sind (siehe Bild 5.3). Der angesteuerte *Rangeaktuator* verändert über seiner Kolbenposition s_{Rng} die Stellung der Synchronisierungseinheit. In der linken Stellung der Synchronisierungseinheit ist das Hohlrad mit dem Gehäuse verbunden, sodass das Hohlrad fixiert ist und fest steht. Zur Umschaltung des Übersetzungsverhältnisses ist das Hohlrad in der rechten Stellung der Synchronisierungseinheit mit den Planetenrädern verkoppelt.

Automatisierte Kupplung

Die verbaute *Einscheibentrockenkupplung* überträgt das Motordrehmoment M_E kraftschlüssig auf die Getriebeeingangswelle durch Reibungskräfte. Sie besteht u.a. aus einer Kupplungsscheibe mit integriertem Torsionsdämpfer zur Schwingungsreduzierung, einer Druckplatte die am Schwungrad des Verbrennungsmotors befestigt ist, und einem zur Kupplungsbetätigung notwendigen Ausrücker, siehe Bild 6.6 auf Seite 50. Der *Ausrücker* ist ein Kolbenzylinder, der aufgrund der Rückstellfeder nur eine Luftdruckkammer besitzt. Über das Ausrücklager und die Membranfeder wird der zurückgelegte Kolbenweg s_{Cl} (Ausrückweg) auf die Druckplatte übertragen. Die an das Motorschwungrad angepresste Druckplatte erzeugt ein Reibungsmoment, welches das Motordrehmoment überträgt.

Getriebe-Lamellenbremse

Zur *Drehzahl*synchronisierung im *Klauengetriebe* ist für jede *Hochschaltung* die Aktivierung einer Getriebebremse notwendig, um kurze Zugkraftunterbrechungen zu erreichen. Es handelt sich hierbei um eine elektronisch angesteuerte, pneumatisch betätigte und in den Ölkreislauf integrierte Lamellenbremse, die die *Vorgelegewellendrehzahl* verringert. Sie wird daher auch als *Vorgelegewellenbremse* bezeichnet. Für die Schaltung in einen niedrigeren Gang ist das gezielte Abbremsen der rotierenden Drehmassen durch die Getriebe-Lamellenbremse nicht notwendig. Für das Herunterschalten erfolgt eine Beschleunigung der rotierenden Zahnradpakete und Getriebewellen über das „Befeuern“ des Verbrennungsmotors.

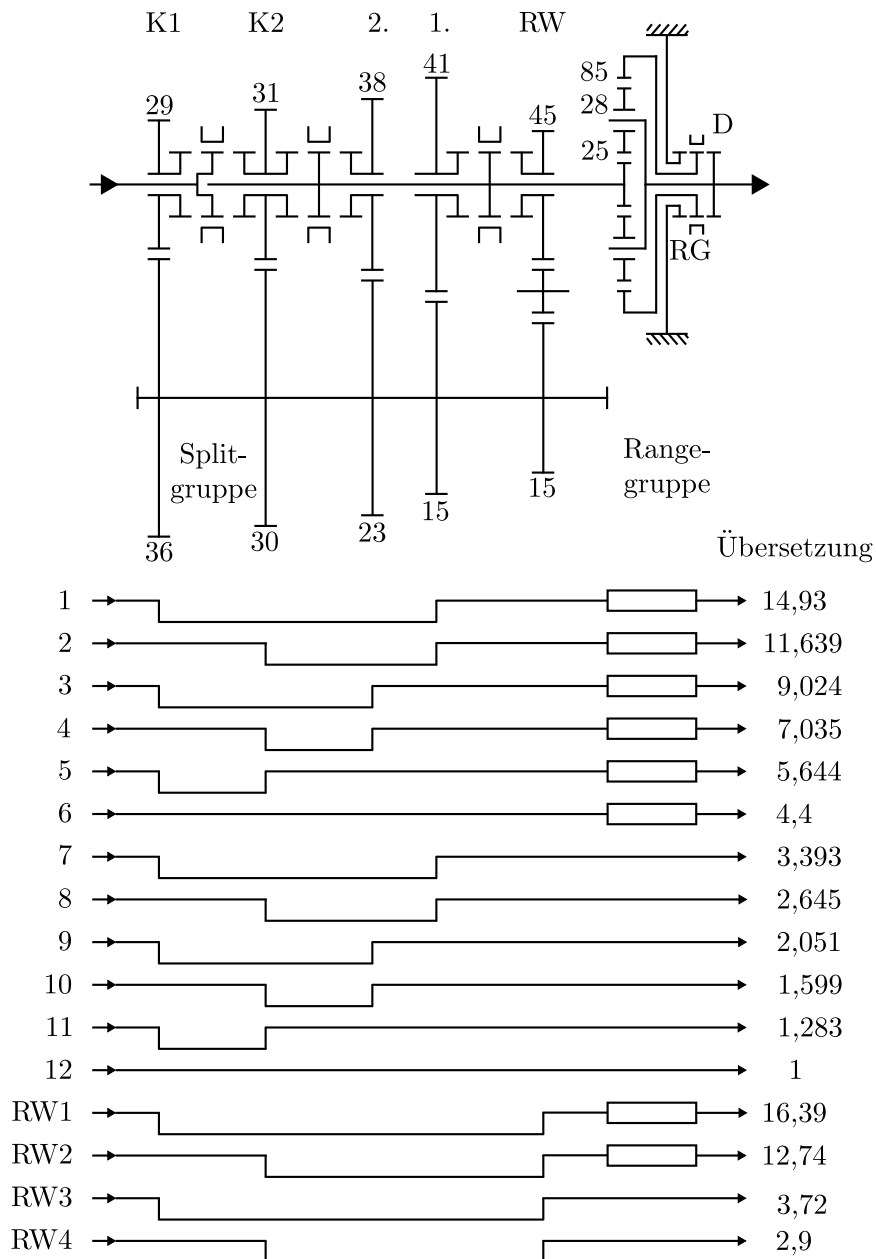


Bild 5.5: Leistungsfluss des Getriebes G281

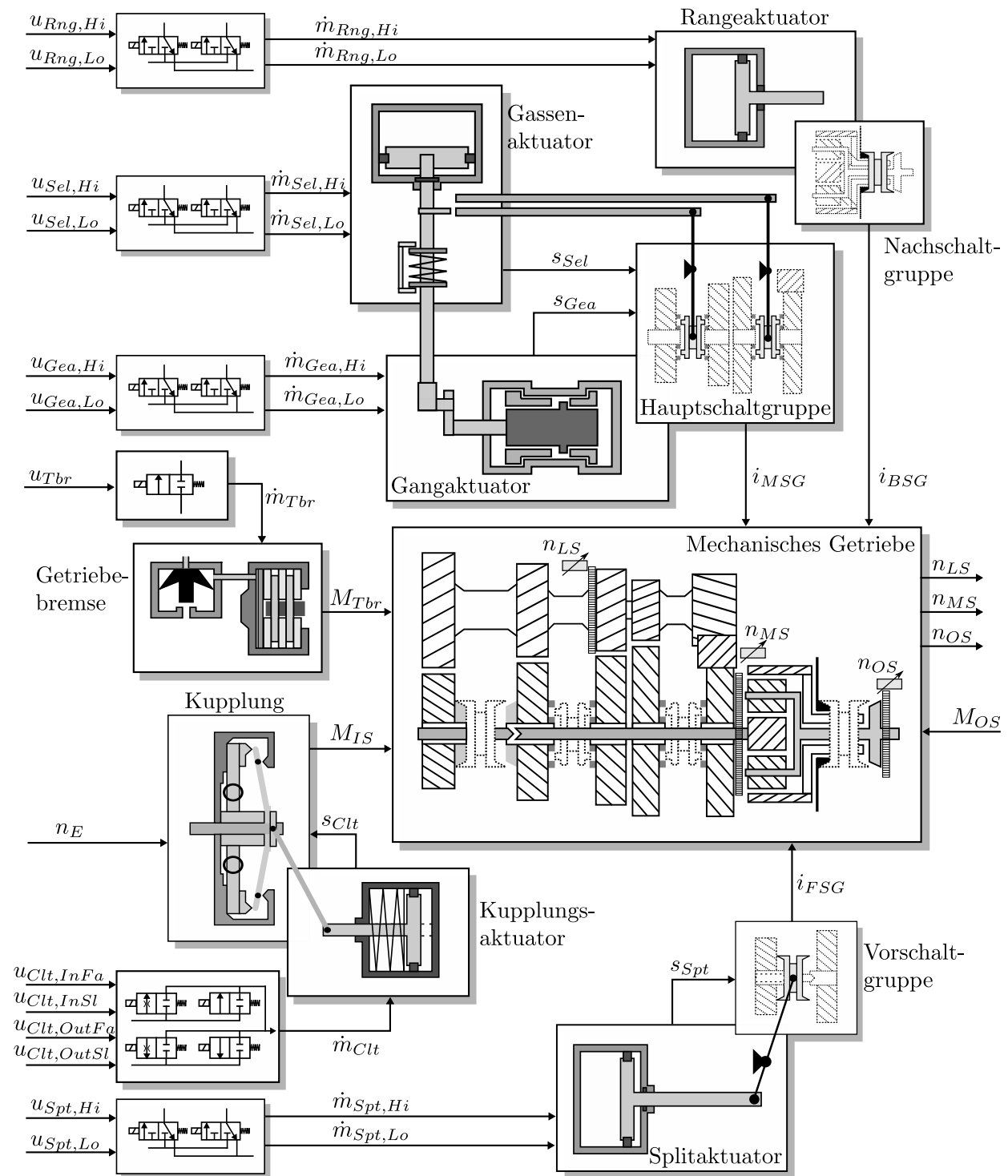


Bild 5.6: Signalflussbild der einzelnen Aktuatoren im automatisierten Getriebe G281

5.1.2 Ablauf eines Hochschaltvorganges

Das Bild 5.5 stellt für alle Schaltvorgänge die notwendigen Ansteuerungen der Aktuatoren als Leistungsfluss dar, während das Bild 5.6 die *regelungs- und steuerungstechnischen Zusammenhänge der einzelnen Aktuatoren* beschreibt.

Ein automatisierter Gangwechsel umfasst die *hintereinander ablaufende Ansteuerung der einzelnen Komponenten*. Ein Hochschaltvorgang z. B. vom zweiten in den dritten Gang erfolgt zunächst über den Drehmomentenabbau am Verbrennungsmotor, bis das innere Moment des Triebstrangs abgebaut ist. Anschließend wird die Trockenkupplung durch den Kupplungsausrücker betätigt, so dass keine Zugkraftübertragung stattfindet. Es erfolgt daraufhin eine Reglerumschaltung am Verbrennungsmotor. Es wird vom *momentengesteuerten Betrieb* in den *drehzahlgeregelten Betrieb* gewechselt, um die Zieldrehzahl des Motors herzustellen. Für den Schaltvorgang vom zweiten in den dritten Gang ist eine *Split-Schaltung* notwendig. Diese erfolgt direkt nach Entkuppeln des Verbrennungsmotors. Da die Split-Gruppe mit einer *Synchronisierungseinheit* verbaut ist, muss keine gesonderte Drehzahlanpassung durchgeführt werden. Nachdem die Vorschaltgruppe geschaltet hat, fährt der Gangaktor in die *Neutralstellung* um das Zahnradpaket des 2. Gangs von der Hauptwelle zu entkoppeln. Die *Drehzahlsynchronisierung* der Eingangs- und der Vorgelegewelle startet, indem die *Getriebe-Lamellenbremse* beide Wellen abbremst. Die Zieldrehzahl der Vorgelegewelle ist die Übersetzung des neuen Gangradpaares multipliziert mit der Drehzahl der Hauptwelle. Bei einem definiertem Drehzahlunterschied zwischen den Klauenverzahnungen der Schiebemuffe und des neuen Gangradpaares, drückt der *Gangaktor* die Schiebemuffe in das Zahnradpaket des 3. Gangs zur formschlüssigen Verbindung. Nach Einlegen des neuen Gangs wird die Kupplung geschlossen. Die eingestellte Zieldrehzahl des Motors entspricht der Eingangswellendrehzahl.

5.1.3 Elektronisches Management des automatisierten NFZ-Getriebes

In diesem Kapitel wird die Funktion und der Datenaustausch der verbauten elektronischen Komponenten am Getriebeprüfstand (siehe Bild 5.7), wie das *Getriebesteuergerät* und das *Steuergerät der Fahrregelung*, erläutert. Informationen zum gesamten elektronischen Management sind in der Daimler Informationsbroschüre [22] zu finden. Weiteres Hintergrundwissen zur Steuerung und Regelung von Automatikgetrieben ist in Isermann [51] beschrieben. Eine vollständige *E/E-Fahrzeugarchitektur* ist in Appel und Dunke [6] dargestellt.

Getriebesteuergerät

Das Getriebesteuergerät (TCM) erfasst alle getriebeseitigen *Schalt- und Betriebszustände*. Neben der Speicherung des Getriebetyps ist eine Tabelle mit den typabhängigen Übersetzungen hinterlegt. Aus den Sensorwerten und der *Tabelle* wird die *Istübersetzung* berechnet. Das Steuergerät der Fahrregelung (CPC) sendet berechnete Fahrbahnsteigungen dem TCM zu, woraufhin das TCM entsprechende Sollübersetzungen für den neuen Gang auswählt. Darüber hinaus erstellt das TCM *Prognosen der Schaltzeiten* und leitet diese weiter zur Fahrregelung, damit die Fahrregelung den Sollgang ermitteln kann. Den Sollgangwunsch der Fahrregelung setzt das TCM um. Auf Basis der Sensorwerte erfolgt nach dem Gangwechsel eine Auswertung, ob die berechnete Gangposition auch dem gewünschten Sollgang entspricht. Wurde die angeforderte Schaltung nicht korrekt beendet, sendet die Getriebesteuerung eine Botschaft an die Fahrregelung mit der *Schaltabbruch-Information*.

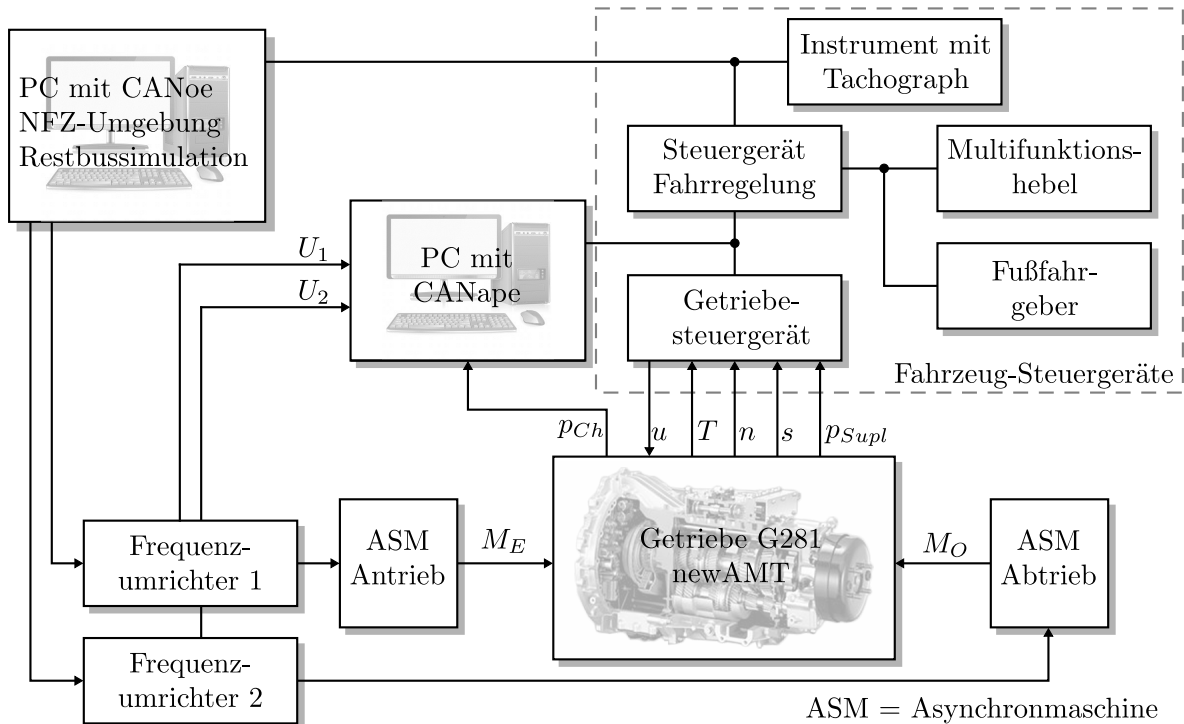


Bild 5.7: Komponenten des Getriebeprüfstandes

Das Getriebesteuergerät kennzeichnet bestimmte Getriebestufen als nicht schaltbar, falls beispielsweise eine Funktionsstörung vorliegt. Die Steuerung deklariert auch einen Gang für ein bestimmtes Zeitintervall als nicht schaltbar, wenn das Drehzahlfenster des Verbrennungsmotors und die aktuelle Fahrbahnsteigung eine Drehzahlsynchronisation für den entsprechenden Sollgang bei gefordertem Schaltkomfort nicht zulässt. Die geforderte Schaltkomfortstufe erhält die Steuerung von der Fahrregelung. Sie ist unterteilt in fünf Stufen und beeinflusst den Auf- und Abbau des Motordrehmoments sowie die Drehzahlregelung des Verbrennungsmotors. Das TCM ermittelt also *mögliche Gänge passend zur Fahrsituation* und sendet das *Portfolio an Gängen* zur Fahrregelung.

Vom Motorsteuergerät erhält die Getriebesteuerung CAN-Botschaften über den Status der Motorbremse, die Motordrehzahl, die aktuelle Motorabregeldrehzahl, die Motorschutzfunktionen, sowie aktuelle Istwerte des Antriebs- und Bremsmoments.

Steuergerät der Fahrregelung

Um *fahrzeugseitige Betriebszustände* und *schaltungsrelevante Informationen* zu erfassen und an das TCM weiterzuleiten, ist das Steuergerät der Fahrregelung (CPC) im Fahrzeug implementiert.

Wenn der Fahrregelung eine gültige und zulässige Getriebe-Sollübersetzung, eine Schaltzeit sowie mögliche schaltbare Gänge vorliegen, gibt das CPC eine Schaltungsfreigabe mit Sollgang an das TCM weiter und löst damit einen Schaltvorgang aus. Das erhaltene Portfolio möglicher Gänge passt das CPC unter der Maßgabe der entsprechenden Schaltstrategie an und wählt unter Berücksichtigung des *Istgangs*, der *Istübersetzung*, der *Fahrzeugmasse* und des *Fahrwiderstands* den Sollgang.

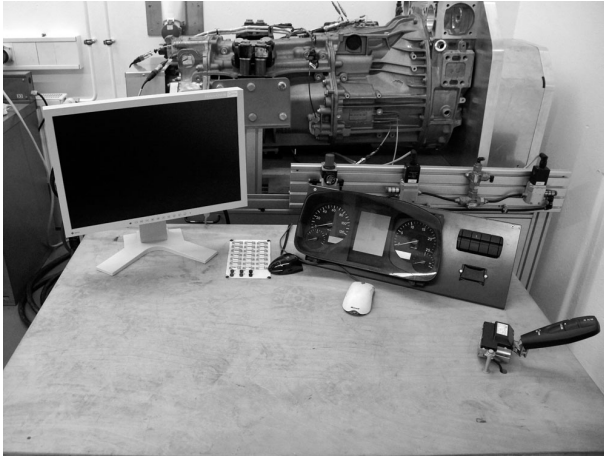


Bild 5.8: Bedien- und Anzeigeelement

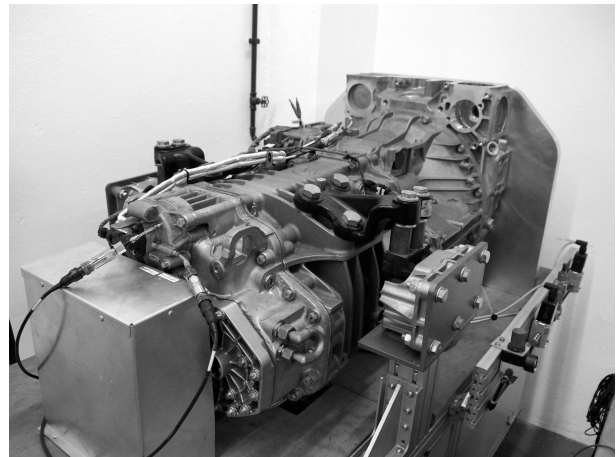


Bild 5.9: Seitenansicht des Getriebes



Bild 5.10: Zahnriemenverbindung

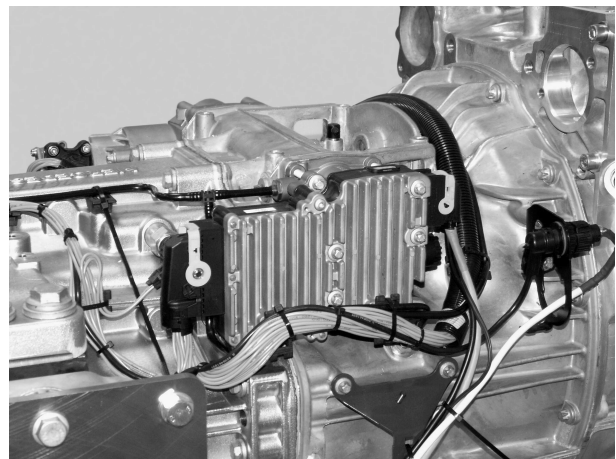


Bild 5.11: Getriebesteuergerät

Neben den TCM-Botschaften zur Ermittlung des Sollgangs erhält die Fahrregelung Informationen über den Automatikbetrieb, den Kupplungsstatus und die Fahrtrichtung. Eine Anforderung zur Kupplungsbetätigung leitet das CPC weiter zum Motorsteuergerät, welches daraufhin die Motorbremse schaltet. Die Fahrregelung und das Getriebesteuergerät können den Motordrehzahlgradienten zur Einstellung der Motorsolldrehzahl beeinflussen, um Vorgaben des Schaltkomforts umzusetzen. Das Schalten der Motorbremse kann vollständig verhindert werden, um starke Motordrehzahlabfälle zu umgehen und Triebstrangschwingungen zu vermeiden.

5.2 Aufbau des Prüfstands

Am Getriebeprüfstand ist für den Antrieb des automatisierten NFZ-Getriebes G281 und zur Erzeugung einer *Nutzfahrzeugumgebung* (Last) jeweils eine *Asynchronmaschine* (ASM) verbaut. Neben den serienmäßig integrierten Sensoren (siehe Systembild 5.3) sind zusätzliche *Luftdrucksensoren* mit piezoresistiver Siliziummesszelle für die Zylinderkammern implementiert. Die Drucksensoren besitzen eine Abtastzeit von 1 ms, einen Messbereich von -1 bis 40 bar und eine Genauigkeit von

$\pm 1,5\%$ vom Messbereich. Für die *7 bar Druckluftversorgung* ist ein schallgedämpfter Kompressor und ein 10 Liter Vorratsbehälter verbaut worden.

Das im Fahrzeug verbaute Steuergerät zur Fahrregelung und das Getriebesteuergerät sind ebenfalls am Prüfstand eingesetzt worden; sie kommunizieren über einen Getriebe-CAN miteinander, siehe Bild 5.7 auf Seite 33. Der *Fußfahrgeber* zur Vorgabe der Motordrehzahl, der *Multifunktionshebel* für den Wunsch eines Schaltwechsels und das *Instrument* mit integrierten Tachographen zur Anzeige des Ist- und Sollgangs sind als Bedien- und Anzeigeelement integriert worden, siehe Bild 5.8.

Das Mitschreiben notwendiger Messsignale erfolgt genau wie die Entwicklung der Diagnoseroutinen über einen PC mit *CANape*. Dieser besitzt Zugriff auf den Getriebe-CAN, dem Restbussystem, die Steuerspannungen und die Werte der Drucksensoren. Das Restbussystem ist eine speziell entwickelte *CANoe Simulation*, die das Verbrennungsmotorsteuergerät und die elementaren Botschaften des Chassis-, Cabin-, Exterior-, Diagnose- und Powertrain-CAN nachbildet.

5.2.1 Simulation der Nutzfahrzeugumgebung

In Demir [24] ist die Nutzfahrzeugumgebung für das Klauengetriebe am Prüfstand entwickelt worden. Sie unterteilt sich in der *Nachbildung des Verbrennungsmotors* und der *Längsfahrdynamik*. Die gesamte Nutzfahrzeugumgebung ist als HiL-Simulation realisiert, indem es mit Hilfe von *Matlab Real Time Workshop* in *CANoe* eingebunden ist, um eine echtzeitfähige Kommunikation zwischen Steuergerät und Simulation herzustellen.

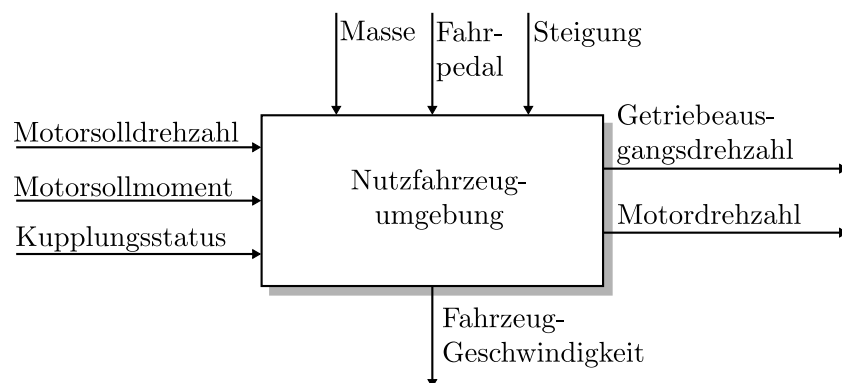


Bild 5.12: Generierung der Solldrehzahlen für die ASM mit der Nutzfahrzeugumgebung

Die Eingangssignale des Modells enthalten Informationen über den Kupplungsstatus, die Stellung des Fußfahrgebers, die eingestellte Fahrbahnsteigung und die eingestellte Fahrzeugmasse. Die Messgrößen der Motorsolldrehzahl und des Solldrehmoments des Motors dienen ebenfalls als Eingangssignale. Es wird die Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet und die Solldrehzahlen für die ASM. Für die antriebsseitige ASM ist eine Drehzahlregelung am Getriebeprüfstand implementiert, für den Abtrieb eine Drehzahlsteuerung. Das aktuelle Übersetzungsverhältnis und die Fahrzeuggeschwindigkeit ist zur Versendung an das CPC über den CAN-Bus berechnet.

In der Modellbildung der Fahrzeugumgebung ist die Fahrzeuglängsdynamik simuliert. Die Querdynamik und Hubdynamik des Fahrzeugs sind nicht implementiert, da diese Bewegungen am Getriebeprüfstand auch nicht realisiert werden können. Die Drehmassen von Reifen, Achsen und Motor sind vernachlässigbar, da die Gesamtmasse des Nutzfahrzeugs viel größer ist als die genannten Teilmassen und somit keinen wesentlichen Einfluss ausüben. Die Längsdynamik beschreibt die verschiedenen Kräfte, die während der Fahrt auf das Fahrzeug wirken. Folgende Kräfte sind modelliert:

- Luftwiderstand F_{Air}
- Rollwiderstand F_{Ro}
- Steigungswiderstand F_{Gr}
- Antriebskraft F_E

Der Luftwiderstand umfasst äußere Umströmungen des Fahrzeuges, die einen Druck- und Reibungswiderstand entstehen lassen und innere Umströmungen zur Motorkühlung und zur Fahrzeugklimatisierung.

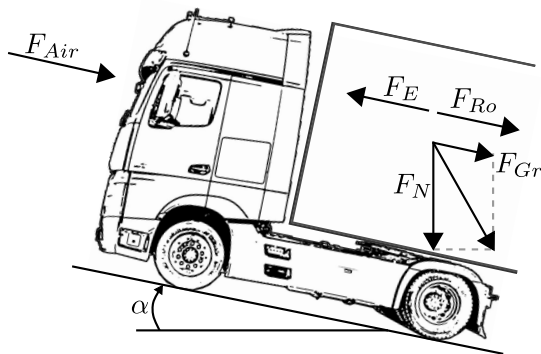


Bild 5.13: Fahrzeuglängsdynamik in der Steigung

Luftwiderstände des Rades und Reibungen im Radlager sind aufgrund des kleinen Einflusses vernachlässigt. Jedoch ist der Widerstand beim Abrollen des Rades, der durch Formänderungsarbeit im Reifen entsteht, in der Simulation berücksichtigt, da dieser linear abhängig von der Radlast ist und die bei einem Nutzfahrzeug entsprechend groß ausfällt. Über ein *Control Panel* in der Simulation kann die Fahrzeugmasse zwischen 7,8 bis 40 Tonnen und die Fahrbahnsteigungen im Bereich von +/-10% eingestellt werden. Aus der Neigung der Fahr-

bahn α entwickelt sich der Steigungswiderstand, der proportional zur Hangabtriebskraft ist. Die Nachbildung des momentengesteuerten und drehzahlgeregelten Verhaltens des Verbrennungsmotors erfolgt am Prüfstand über eine 11 KW Asynchronmaschine. Während des Schaltvorgangs im Fahrzeug befindet sich der Verbrennungsmotor im *drehzahlgeregelten Betrieb*, bei geschlossenem Antriebsstrang ist der Verbrennungsmotor *momentengesteuert*. Motorsollmoment und -sollzahl werden von der Fahrregelung in Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung, der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem aktuell eingelegten Gang gesendet. Die Vorgaben der Fahrregelung stehen am Prüfstand ebenfalls zur Verfügung.

In der Nachbildung der Antriebskraft werden Sollmoment und -drehzahl des Verbrennungsmotors in die Sollzahl für die Asynchronmaschine umgewandelt. Die Modellierung berücksichtigt die entsprechende Verzögerung der Momentenentwicklung am Verbrennungsmotor und die Umschaltung der Regelungsart des CPC. Aus der Sollzahl der asynchronen Antriebsmaschine wird die Steuerspannung U_1 für die Frequenzumrichter generiert. In Abhängigkeit der Steuerspannung verändert der Frequenzumrichter die Statorzahl n_s der ASM.

Zur Identifizierung der Prozessparameter und Validierung des gesamten Nutzfahrzeugumgebungsmodells sind Messungen an *zwei Versuchsfahrzeugen* mit unterschiedlichen Massen auf bekannten und möglichst konstant steigenden Fahrbahnen (A8 zwischen Karlsruhe und Stuttgart) durchgeführt. Trotz nicht gemessenen Windes und kleineren Schwankungen der Fahrbahnsteigungen treten tolerierbare Abweichungen zwischen dem Modell und dem realen Verhalten auf, siehe *Demir* [24].

Die resultierende Kraft der Fahrzeuglängsdynamik dient unter Berücksichtigung der berechneten Kraftübertragung im Differentialgetriebe der Fahrzeughinterachse zur Berechnung der Abtriebsdrehzahl der 4-quadrantenbetriebenen ASM. Die abtriebsseitige ASM ist über einen Zahnriemen (siehe Bild 5.10) an das automatisierte Getriebe montiert. Als *Abtriebsmaschine* ist ein 3-Phasen Induktionsmotor der Cantoni Group [15] mit 3 KW verbaut, technische Daten siehe Anhang A.4.2. Die abtriebsseitige ASM ist sehr *schwach ausgelegt*, sodass das erzeugte Abtriebsmoment nicht vollständig die Vorgaben der entwickelten Nutzfahrzeugumgebung in den niedrigen Gängen umsetzen kann. Während der Ausführung der Diagnoseroutinen sind die einzelnen Komponenten jedoch isoliert angesteuert, sodass das Abtriebsmoment keinen Einfluss auf die einzelnen Bauteile hat und es deshalb nicht zu Störeffekten kommt. Für die zu entwickelnde *Fehlererkennung während der Fahrt* steht zur Modellvalidierung noch ein *Mercedes-Benz Actros 4 1851* mit identischem Getriebe G281 zur Verfügung. Da jedoch kein Fehlereinbau am Fahrzeug möglich ist und keine zusätzlichen Drucksensoren verbaut worden sind, ist der Actros zur Modellvalidierung im Fahrbetrieb verwendet worden.

5.3 Bearbeitung der Messsignale

5.3.1 Signalvorverarbeitung

Gemessene Signale oder ausgelesene Parameter des Steuergeräts weisen einen *langen Identifizierungscode* auf, der auf das Steuergerät bzw. das CAN-Bussystem, den eigentlichen Parameter- oder Signalnamen und auf die zugehörigen Zeitachse referenziert.

```
CAN1_TCM_TST_MSG_100_64h_sSptSns_t4  
TCM006200_20081118_094334_ds_vd_nvmem_areaRngPistHi_t0
```

Um das zu entwickelnde Simulationsmodell am Fahrzeug und Prüfstand zu validieren, wo unterschiedliche Steuergeräte- oder CAN-Bezeichnungen vorliegen, ist in Matlab der Identifizierungscode auf den eigentlichen Parameter- oder Signalname zur weiteren Verarbeitung einheitlich gekürzt. Dabei wird bei jedem einzelnen Code nach den entsprechenden Schlagwörtern gesucht. Neben der Namensänderung sind eine Einheitenumrechnung und eine direkte Zuweisung der Signalwerte zu den entsprechenden Zeitstempel implementiert, sodass ein Vektor bestehend aus Signal- und Zeitachse entsteht.

5.3.2 Zustandsvariablenfilter

Die gemessenen Signale weisen manchmal *hochfrequente Störungen* auf, die durch *Zustandsvariablenfilter* (ZVF) gedämpft werden. Die Zustandsvariablenfilter sind in MATLAB Simulink implementiert und filtern alle gemessene Signale, wie Drücke, Positionen oder Drehzahlen, um eine einheitliche Signalbearbeitung zu erhalten. Die Filter weisen ein Tiefpaß-Verhalten auf, die alle Frequenzen ab einer vorgegebenen Grenzfrequenz $f > f_G$ unterdrücken. Eine numerische Differentiation der gefilterten Signale ist durch die Realisierung in *Regelungs-Normalform* zudem möglich, sodass die Filterzustände den Ableitungen des Ausgangssignals entsprechen, siehe Höfling [45] und Peter [84].

Als Grundlage für die Zustandsvariablenfilter ist der Butterworth-Tiefpaß verwendet worden, sodass der Amplitudengang möglichst lange konstant verläuft. Die Koeffizienten der Übertragungsfunktion des Butterworth-Filters

$$G(s) = \frac{K}{\prod_i (1 + \alpha_i s + \beta_i s^2)} \quad (5.1)$$

lassen sich über folgende Bedingungen herleiten:

- Ordnung n gerade:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_i = 2 \cos \frac{(2i-1)\pi}{2n} \\ \beta_i = 1 \end{array} \right\} i = 1, \dots, \frac{n}{2} \quad (5.2)$$

- Ordnung n ungerade:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_1 = 1; \alpha_i = 2 \cos \frac{(i-1)\pi}{n} \\ \beta_1 = 0; \beta_i = 1 \end{array} \right\} i = 2, \dots, \frac{n+1}{2} \quad (5.3)$$

Es sind Butterworth-Filter dritter Ordnung ($n = 3$) entwickelt worden, die mit ausmultipliziertem Nenner und statischer Verstärkung $K = 1$ folgende Übertragungsfunktion aufweisen.

$$G(s) = \frac{K}{1 + a_1 s + \dots + a_n s^n} = \frac{1}{1 + 2s + 2s^2 + s^3} \quad (5.4)$$

Damit eine Ableitung der Signale möglich ist, wird die Übertragungsfunktion in die Regelungs-Normalform überführt

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_k \mathbf{x}(t) + \mathbf{b}_k u(t) \quad (5.5)$$

mit der Systemmatrix \mathbf{A} , dem Steuervektor \mathbf{b} und den Zustandsvektor \mathbf{x} .

$$\mathbf{A}_k = \begin{pmatrix} 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \\ -\frac{1}{a_n} & -\frac{a_1}{a_n} & \dots & -\frac{a_{n-1}}{a_n} \end{pmatrix} \quad \mathbf{x}(t) = \begin{pmatrix} y \\ \frac{dx_1}{dt} = \frac{dy}{dt} \\ \vdots \\ \frac{dx_{n-1}}{dt} \end{pmatrix} \quad \mathbf{b}_k = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \frac{1}{a_n} \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

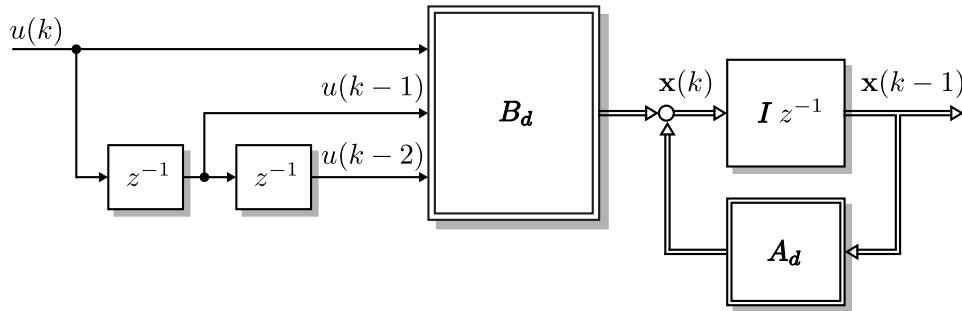


Bild 5.14: Zeitdiskreter Zustandsvariablenfilter dritter Ordnung

Die Ausgangsgleichung $y(t) = \mathbf{c}_k^T \mathbf{x}(t) + \mathbf{d}_k u(t)$ entfällt, da die Zustände die gewünschten Ausgangsgrößen sind. Der Index k steht für die kontinuierliche Darstellung des Zustandsraums.

Für die digitale Signalverarbeitung ist jedoch eine zeitdiskrete Realisierung (Index d) des Zustandsvariablenfilters notwendig, siehe Bild 5.14. Zur Diskretisierung ist die Differentialgleichung 5.5 im Intervall $[(k-1)t_0, kt_0]$ zu lösen. Die ausführliche Approximation ist in Vogt [95] sowie Isermann und Münchhof [54] zu finden, hier ist das Ergebnis zusammengefasst.

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d u(k) = e^{\mathbf{A}_k t_0} \mathbf{x}(k) + \mathbf{\Gamma} \mathbf{T} u(k) \quad (5.7)$$

Die Matrix $\mathbf{\Gamma} = (\boldsymbol{\gamma}_0 \boldsymbol{\gamma}_1 \cdots \boldsymbol{\gamma}_r)$ berechnet sich aus den Bedingungen:

- Für $i = 0$:

$$\boldsymbol{\gamma}_0 = \mathbf{A}_k^{-1} (e^{\mathbf{A}_k t_0} - \mathbf{I}) \mathbf{b}_k \quad (5.8)$$

- für $i = 1, \dots, r$:

$$\boldsymbol{\gamma}_i = \mathbf{A}_k^{-1} \left(e^{\mathbf{A}_k t_0} \mathbf{b}_k - \frac{i}{t_0} \boldsymbol{\gamma}_{i-1} \right) \quad (5.9)$$

Bei der Approximation zur diskreten Realisierung steht t_0 für die Abtastzeit und r für den Interpolationsgrad. Die Einträge der Matrix \mathbf{T} für den Approximationsgrad $r = 2$ lauten

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ \frac{1}{2} & -1 & \frac{1}{2} \end{pmatrix}. \quad (5.10)$$

In Bild 5.15 ist die *Filterung des Versorgungsdrucks* und in Bild 5.16 die *numerische Differentiation der Gassenaktorposition* dargestellt. Für alle gemessenen Signale ist ein Zustandsvariablenfilter dritter Ordnung mit dem Interpolationsgrad $r = 2$ verwendet worden. Die Grenzfrequenz für den Versorgungsdruck liegt bei 20Hz , während für die restlichen Signale einheitlich $f_G = 50\text{Hz}$ gewählt worden ist.

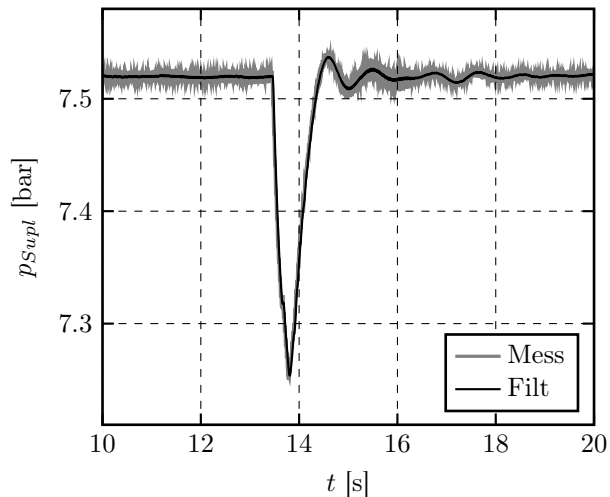


Bild 5.15: Filterung des Versorgungsdrucks

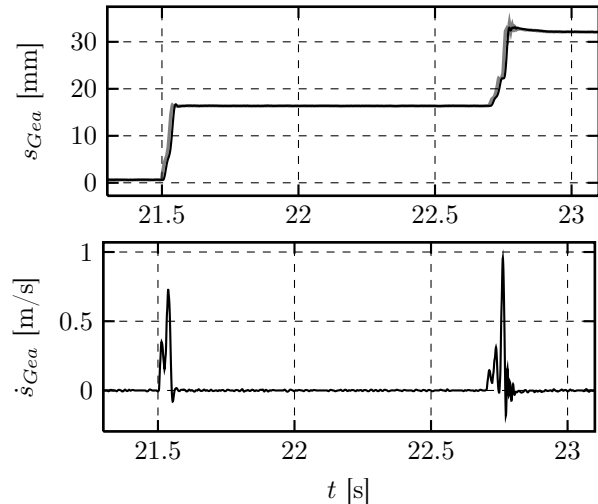


Bild 5.16: Differential der Position des Gangaktuators

5.4 Fokussierte Fehlerarten

Unterschiedliche Fehlerarten sind nacheinander am *Getriebepfprüfstand* eingebaut worden, um die entwickelte Fehlererkennung zu validieren. Dabei werden auftretende Fehler betrachtet, die bisher im Getriebesteuergerät (TCM) nicht oder nicht direkt erkannt werden. Zur Untersuchung der Auswirkungen einzelner Fehlertypen ist jeweils nur ein Fehler pro Komponente umgesetzt worden. In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Fehler erläutert. Für einige Fehlerarten sind extra Bohrungen am Getriebegehäuse vorgenommen worden, um *Drosselventile* an den jeweiligen Zylinderkammern anzubringen, siehe Bild 5.17 auf Seite 41.

Eine vollständige Übersicht betrachteter Fehlerarten wird in *Tabelle 5.1* auf Seite 42 dargestellt.

a) Undichte/poröse Zylinderkolbenmanschette der pneumatischen Aktuatoren

- Die Kolbenmanschette ist ein Dichtring, die sich zwischen den zwei Zylinderkammern befindet, um einen Massenstrom zwischen den Kammern zu vermeiden. Ist diese Manschette undicht oder porös, entsteht bei Ansteuerung des jeweiligen Aktuators nicht nur ein langsamer Druckaufbau in der gewünschten Zylinderkammer, es führt auch dazu, dass die Luft ebenfalls in die gegenüberliegende Kammer einströmt, was ein verzögertes Aus- bzw. Einfahren des Zylinderkolbens verursacht. Ist der Dichtring so zerstört, dass seine eigentliche Funktion nicht mehr erfüllt ist, kommt es zum nahezu gleichmäßigen Füllen beider Kammern. Aufgrund des identischen Luftdrucks stoppt der Zylinderkolben die Positionsveränderung.
- Durch den Einbau eines Drosselventils (1) zwischen der Zylinderkammer Lo und Hi ist die undichte/poröse Zylinderkolbenmanschette umgesetzt worden, siehe Bild 5.17. Durch die manuelle Veränderung des Querschnittes sind unterschiedlich starke Ausprägungen des Fehlers möglich.

b) Verstopfung der Druckluftleitung der pneumatischen Aktuatoren

- Zur Verstopfung der Druckluftleitung ist der Querschnitt der Hauptzuleitung des jeweiligen pneumatischen Aktuators verringert worden. Bei Verstopfung der Hauptzuleitung strömt die Luft langsamer in die Zylinderkammern ein, sodass sich der Kammerdruck langsamer aufbaut und der Zylinderkolben verzögert bzw. langsamer ausfährt.
- Durch das Drosselventil (2) ist die Verstopfung der Hauptzuleitung am Prüfstand erzeugt worden. Das Drosselventil ist direkt nach dem Versorgungsluftdruckbehälter und vor dem Wegeventile verbaut worden, siehe Bild 5.17.

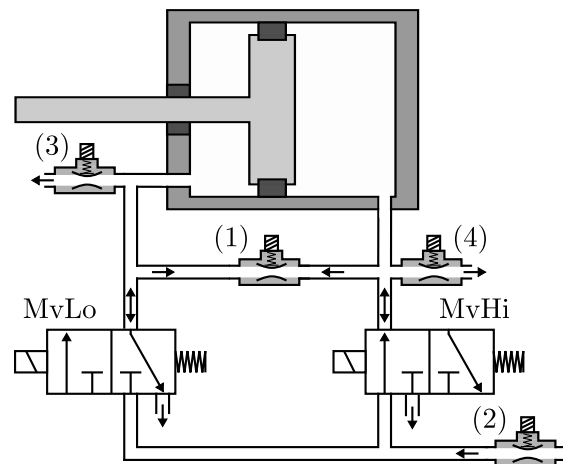


Bild 5.17: Einbau von Drosselventilen zur Fehlerrealisierung aller pneumatischen Aktuatoren am Prüfstand

c) Leckagen in den Zylinderkammern der pneumatischen Aktuatoren

- Eine Leckage bewirkt einen Druckabfall in den Zylinderkammern, indem unkontrolliert Luft zur Umgebung ausströmt. Dadurch nimmt die Druckkraft auf den Zylinderkolben ab, was zu einem verzögerten bzw. langsameren Aus- bzw. Einfahren des Zylinderkolbens führen kann.
- Wie bei den zwei vorherigen beschriebenen Fehlern sind auch die Leckagen über den Einbau von Drosselventilen realisiert worden, siehe Bild 5.17. Das Drosselventil (3) erzeugt die Leckage in der Zylinderkammer Lo und das Drosselventil (4) ist für die Leckage der Zylinderkammer Hi verbaut worden. Durch das Verstellen des Querschnitts an den Drosselventilen ist ein kontrolliertes Ausströmen der Kammerluft zur Umgebung möglich.

d) Gebrochene und verwickelte Rückstellfeder am Gassenaktor

- Die Rückstellfeder zentriert die Kolbenposition des Gassenaktuator bei nicht betätigten Wegeventilen, siehe Bild 7.1 auf Seite 74. Konstruktionsbedingt hat ein einfacher Bruch der Feder keine große Auswirkung auf die Kolbenzentrierung, denn die Feder ist in einer Führung verbaut, die kein Spiel von z. B. zwei Federteilen zulässt. Erst wenn sich die zwei Teilstücke der gebrochenen Feder ineinander verwickeln, verzögert bzw. verkleinert sich die Rückstellkraft. Die Verwicklung kann durch fahrbedingte Vibrationen entstehen.
- Am Prüfstand ist die Rückstellfeder zunächst ausgebaut, dann mittig gebrochen und die zwei Teilstücke ineinander verwickelt worden. Im Anschluss ist die Feder wieder in das Getriebe

eingebaut worden. Die Rückstellfeder befindet sich außerhalb des Gassenaktuators in der Querverschaltung, siehe Systembild 5.3 auf Seite 28.

Komponente	Fehlertyp	Fehler	Abk.	Auswirkung
		Fehlerfrei	F_0	
Wegeventile	mechanisch	Verschleiß oder Ablagerungen	F_1	Schaltzeitabweichungen
	elektrisch	Kontaktfehler, Kabelbruch	F_2	Kein Luftmassenfluss, direkter Schaltabbruch
Split-, Range-, Kupplungs-, Gasse- und Gangaktor	mechanisch	Undichte oder poröse Zylinderkolbenmanschette	F_3	Längere Schaltzeit
	pneumatisch	Verstopfung in der Druckluftzuleitung oder -ableitung	F_4	Schaltzeitabweichungen
		Leckage in der Druckluftzuleitung oder -ableitung, bzw. -kammer	F_5	Längere Schaltzeit, Schaltabbruch
Kupplungs- und Gassenaktor	mechanisch	Gebrochene Rückstellfeder	F_6	Direkter Schaltabbruch
Getriebe- lamellen- bremse	mechanisch	Verschlossene Innen- und Außenlamellen	F_7	Längere Drehzahl- synchronisierung
		Undichte oder poröse Zylinderkolbenmanschette	F_8	Verzögerte Drehzahl- synchronisierung
	pneumatisch	Undichtet Schnellentlüftungs- ventil	F_9	Keine Drehzahl-, synchronisierung
		Verstopfung Druckluft- zuleitung und -ableitung	F_{10}	Verzögerte bzw. längere Synchronisierung
		Leckage Druckluft- leitung oder -kammer	F_{11}	Längere Drehzahl- synchronisierung
Klauenmuffe	mechanisch	Verschlossene Gangradzähne, Zahn-auf-Zahn Stellung	F_{12}	Ungewollter Gangwechsel
Synchronisierungseinheit	mechanisch	Ringfederbruch	F_{13}	Ratschen, längere Synchronisierung
Sensoren	elektrisch	Kontaktfehler, Kabelbruch	F_{14}	Fehlendes Sensorsignal
	mechanisch	Positionsveränderung	F_{15}	Messrauschen, Offset

Tabelle 5.1: Übersicht der fokussierten Fehlerarten

e) Verstopfung der Druckluftzuleitung und -ableitung der Getriebebremse

- Bei der Verstopfung der Druckluftableitung für die Getriebebremse führt die Verringerung des Querschnitts zu einem verzögerten Löseverhalten der Getriebebremse, indem die Druckluft langsamer ausströmt. Die Verstopfung der Zuleitung verursacht ein langsames Einströmen der Druckluft und damit zu einer verzögerten bzw. langsameren Entwicklung des Bremsmomentes.

- Die Verstopfung der Druckluftableitung ist durch ein Drosselventil am unteren Ausgang des Schnellentlüftungsventils (Bild 9.3 auf Seite 110) realisiert worden. Die Verstopfung der Zuleitung ist hingegen durch ein Drosselventil zwischen Versorgungsluftdruckbehälter und Wegeventil der Getriebebremse erzeugt worden.

f) Verschlissene Lamellen der Getriebebremse

- Durch die Beanspruchung der Getriebebremse kann trotz der Langlebigkeit ein Verschleiß der einzelnen Lamellen entstehen. Zur Minderung des Verschleißes ist die Bremse im Getriebeölkreislauf angeschlossen. Allerdings kann durch eine fortgeschrittene Abnutzung von Welle und Zahnrädern mechanische Partikel ins Öl gelangen, die den Verschleiß der Bremse begünstigen. Bei verschlissenen Bremslamellen entwickelt sich ein permanent stärkeres Reibmoment an der Vorgelegewelle und bei Betätigung ein geringeres Bremsmoment.
- Die Bremslamellen der Getriebebremse (Schnittbild der Getriebebelamellenbremse 9.2 auf Seite 109) sind am Prüfstand ausgebaut und durch verschlissene bzw. stark abgenutzte Bremslamellen ersetzt worden.

g) Positionsveränderung eines Drehzahlsensors

- Fahr- und umgebungsbedingte Einflüsse, wie starke Vibrationen, können zur geringen Positionsveränderung der Sensoren führen. Durch den vergrößerten Abstand entstehen Messrauschen oder ggf. falsche Messwerte.
- Um einen Sensorfehler am Prüfstand einzubauen, ist vom Drehzahlsensor der Abstand zum Inkrementalrad an der Vorgelegewelle etwas vergrößert worden.

5.5 Entwicklung von individuellen Diagnoseroutinen am Getriebeprüfstand

Diagnoseroutinen für den Einsatz zur Ferndiagnose werden in OTX, einem internationalen Standard für die formale Beschreibung von Diagnose- und Prüfabläufen, erstellt. OTX ist eine Programmiersprache, die speziell für die Fahrzeugdiagnose entwickelt worden ist, um Diagnosesequenzen zu implementieren und auszuführen.

Am Prüfstand ist die Entwicklung der Testsequenzen im Diagnosemodus durch CANape erstellt worden. Neben der Parametrierung von elektronischen Steuergeräten bietet CANape den symbolischen Zugriff auf Diagnosedaten und -services. Die Beschreibungsdateien liegen im spezifischen CDD-Format vor und erlauben den Zugriff auf verschiedene Diagnosefunktionen und Rohdaten.

Zur Entwicklung der notwendigen Diagnoseroutinen werden die Funktionen der Sollwertvorgabe für die Kupplung und die Anpulsungsfunktion der Wegeventile für die weiteren Aktuatoren

verwendet. Bei der Ventilanpulsung kann die Pulsdauer, -pause und Anzahl der Ansteuerungen gewählt werden. Der Aufbau einer individuellen Testsequenz ist eine aneinander gekettete Ablauffolge unterschiedlicher Anpulsungen bzw. Sollwertvorgaben, die speziell für jeden Getriebeaktor entwickelt worden sind.

6 Modellbildung und Fehlererkennung der automatisierten Kupplung

Für die modellbasierte Fehlererkennung mittels Parameterschätzung und Paritätsgleichungen wird im folgenden Kapitel die Modellbildung des Kupplungsaustrückers und der Einscheibentrockenkupplung vorgestellt. Die Validierung des Modells und der Fehlererkennung erfolgt anhand einer entwickelten Diagnoseroutine am Getriebeprüfstand. Darüber hinaus wird eine signalbasierte Fehlererkennung durch die Berechnung der Fläche unterhalb der Signalverläufe für die Wegeventilansteuerung, den Kammerluftdruck, die Position und die Getriebeingangsdrehzahl erläutert.

6.1 Modellbildung des Kupplungsaustrückers

Wie aus dem Bild 6.1 hervorgeht, ermöglicht ein Kolbenzylinder über eine 6-Punkt Regelung das automatisierte Verstellen der Einscheibentrockenkupplung.

Die Position des Kupplungsaustrückers wird über vier elektromagnetische Ventile geregelt. Die Magnetventile MvInFa und MvInSl befüllen die Kammer Lo, damit der Kolben in die Open-Position fährt, um den Verbrennungsmotor zu entkoppeln. Das Wegeventil MvInFa ermöglicht mit einem großen Flächenquerschnitt für den Luftdurchfluss ein schnelles Ausfahren der Kolbenstange zur *groben Regelung* des Kupplungsweges. Das Wegeventil MvInSl besitzt einen kleineren Querschnitt und ermöglicht so eine *fein abgestufte Regelung* der Position des Kolbens. Ist kein Magnetventil betätigt, so bleibt die vorhandene Luft in den Kammern und der Kolben hält seine aktuelle Position. Werden die Magnetventile MvOutFa (zur Grob-Regelung) und MvOutSl (zur Feinjustierung) betätigt, kann die Druckluft der Zylinderkammer entweichen. Bei sinkendem Kammerluftdruck schiebt die entwickelte Kraft der Rückstellfeder den Kolben in die Close-Position zurück.

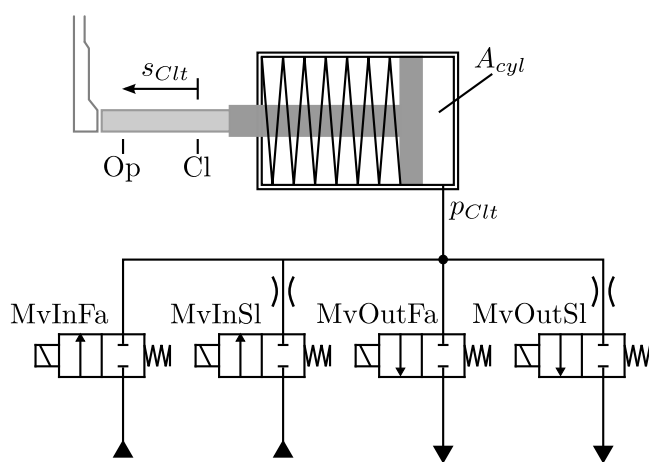


Bild 6.1: Pneumatischer Schaltungsplan des Kupplungsaktuators

6.1.1 Modellbildung des pneumatischen Teilsystems

Bei elektromagnetischen Ventilen entsteht ein verzögertes Lufteströmen nach dem Pulsungszeitpunkt der Steuerung $u(t)$, aufgrund des Magnetfeldaufbaus in der Induktivität und den zurückzulegenden Kolbenweg innerhalb des Ventils. Für die Modellierung aller verbauten *Wegeventile* im Getriebe ist daher das Verhalten mit einer *Totzeit* T_d vereinfacht beschrieben worden.

$$\tilde{u}(t) = u(t - T_d) \quad (6.1)$$

Die Totzeiten basieren auf empirisch bestimmten Durchschnittswerten, die das verzögerte Einströmenverhalten der Luft in die Zylinderkammer ausreichend abdecken. Die Totzeiten T_{d,Cl_t} der vier Wegeventile des Kupplungsausrückers betragen 25 ms.

Die thermodynamische Zustandsänderung in der Zylinderkammer wird als *adiabate* und *isentrop*e Kompression bzw. Expansion betrachtet, siehe Yahya [103] und Isermann [50]. Somit existiert keine Wärmeübertragung zur Umgebung und die Gase strömen wirbel- und reibungsfrei. Unter dieser Annahme lässt sich der Luftmassenfluss \dot{m} berechnen. Eine ausführliche Herleitung ist im Anhang A.1 hinterlegt.

Für die Modellbildung ist zwischen *ein- und ausströmendem Massenfluss* zu unterscheiden. Zur Entstehung des *Massenzufusses* \tilde{m}_{In} in die Zylinderkammer ist ein hoher Versorgungsdruck gegenüber dem inneren Zylinderkammerdruck erforderlich, $p_{Supl} > p_{Cl_t}$. Es gilt:

$$\tilde{m}_{In}(t) = \begin{cases} p_{Supl}(t) \Psi_{In} A_{In} \cdot \tilde{u}_{In}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, & \frac{p_{Cl_t}(t)}{p_{Supl}(t)} > \left(\frac{p_{Cl_t}}{p_{Supl}}\right)_{crit} \\ p_{Supl}(t) \cdot \tilde{u}_{In}(t) \frac{A_{In}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, & \frac{p_{Cl_t}(t)}{p_{Supl}(t)} \leq \left(\frac{p_{Cl_t}}{p_{Supl}}\right)_{crit} \end{cases} \quad (6.2)$$

$$\Psi_{In} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \left(\frac{p_{Cl_t}(t)}{p_{Supl}(t)}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{Cl_t}(t)}{p_{Supl}(t)}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (6.3)$$

Zur Ermittlung des *Massenflusses für die Zylinderkammererentlüftung* \dot{m}_{out} ist das Druckverhältnis zwischen äußerem Umgebungsluftdruck p_{Amb} und innerem Kammerdruck p_{Cl_t} notwendig. Es gilt:

$$\tilde{m}_{Out}(t) = \begin{cases} p_{Cl_t}(t) \Psi_{Out} A_{Out} \cdot \tilde{u}_{Out}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, & \frac{p_{Amb}(t)}{p_{Cl_t}(t)} > \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Cl_t}}\right)_{crit} \\ p_{Cl_t}(t) \cdot \tilde{u}_{Out}(t) \frac{A_{Out}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, & \frac{p_{Amb}(t)}{p_{Cl_t}(t)} \leq \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Cl_t}}\right)_{crit} \end{cases} \quad (6.4)$$

$$\Psi_{Out} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \left(\frac{p_{Amb}(t)}{p_{Cl_t}(t)}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_{Amb}(t)}{p_{Cl_t}(t)}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (6.5)$$

- Isentropenexponent κ
- Universelle Gaskonstante R
- Querschnittsfläche des Ventils A

Beim Massenfluss ist das Druckverhältnis entscheidend, da es die Strömungsgeschwindigkeit der Luft bestimmt. Unter dem *kritischen Druckverhältnis* von 0,53 ist die Ausflussfunktion Ψ maximal. Die Luftmasse breitet sich dort mit Schallgeschwindigkeit aus, was zur Fallunterscheidung in unter- und überkritischem Druckverhältnis führt. Bei Druckgleichheit strömt keine Luft ein bzw. aus.

Als Temperatur T ist in den Massenfluss- und Druckgleichungen die Außenlufttemperatur verwendet worden, $T = T_{Air}$.

Zur Beschreibung von *pneumatischen Widerständen* wie Rohrkrümmungen oder Querschnittsverengungen ist ein pneumatischer Leitwert C eingeführt worden, der experimentell (siehe Minxue u.a [71]) oder empirisch bestimmt werden kann.

$$\dot{m}(t) = C \cdot \tilde{m}(t) \quad (6.6)$$

Je nach *Bauvariante* eines Getriebes liegen verschiedene und unterschiedliche Rohrdurchmesser, -krümmungen oder Engstellen in einer Leitung zur jeweiligen Komponente vor. Die Annahme, dass eine adiabate und isentrope Zustandsänderung vorliegt, ist daher physikalisch nicht zwingend korrekt, jedoch notwendig um die Modellkomplexität zu begrenzen.

Um diese Problemstellung zu lösen, unterteilt sich der *pneumatische Leitwert* C in verschiedene *Werte- und Druckbereiche*. Die Ermittlung der Druckbereich abhängigen Parameter $C_i(p)$ erfolgt iterativ, um das Simulationsmodell optimal anhand des Messverlaufs anzupassen.

$$C_1(p_{Amb} \leq p(t) < p_{cr1}), C_2(p_{cr1} \leq p(t) < p_{cr2}) \dots C_i(p_{cr i-1} \leq p(t) \leq p_{Supl}) \quad (6.7)$$

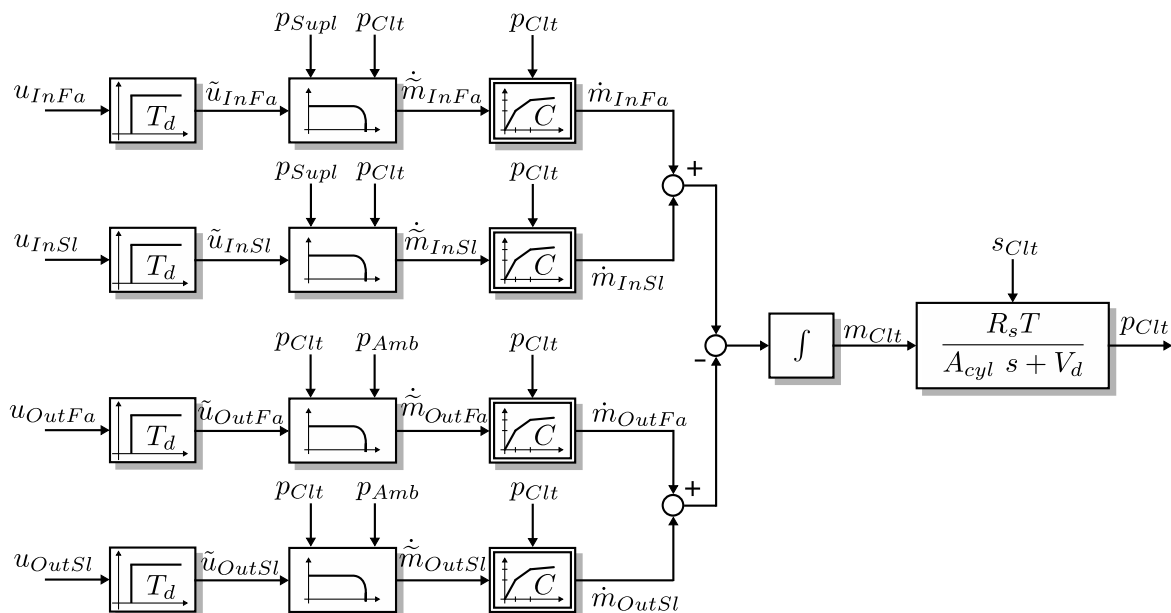


Bild 6.2: Pneumatisches Signalflussbild des Kupplungsausrückers

Um den Kammerdruck des Kupplungsaktuators zu berechnen ist vorerst die Luftmasse der Zylinderkammer m_{Cl_t} aus der Differenz des abströmenden und des zufließenden Mediums der vier Magnetventile zu ermitteln.

$$m_{Cl_t}(t) = \int (\dot{m}_{InFa}(t) + \dot{m}_{InSl}(t) - \dot{m}_{OutFa}(t) - \dot{m}_{OutSl}(t)) dt \quad (6.8)$$

Für die zwei einströmenden Massenflüsse verwendet man die Gleichung 6.2 mit 6.3. Der Unterschied zwischen dem Wegeventil $MvInFa$ für die grobe Positionsregelung und dem Ventil $MvInSl$ für die feine Regelung liegt im Querschnitt des Ventildurchmessers A und des pneumatischen Leitwerts C , der im Modell über die Gleichung 6.7 eingestellt werden kann. Analog zu dem Massenzufluss wird die abströmende Luft über Gleichung 6.4 mit 6.5 ermittelt.

Mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase und der spezifischen Gaskonstante R_s wird der Kupplungsdruck p_{Cl_t} berechnet. Das Volumen der Kammer V ist abhängig von der Position des Ausrückers s_{Cl_t} , der Querschnittsfläche der Zylinderkammer A_{cyl} und einem Restvolumen V_d .

$$p_{Cl_t}(t) = \frac{m_{Cl_t}(t) R_s T}{A_{cyl} s_{Cl_t}(t) + V_d} \quad (6.9)$$

6.1.2 Modellbildung des mechanischen Teilsystems

Der entwickelten Kraft durch den Luftdruck wirkt die Reibungskraft F_{Fric} und die Rückstellfederkraft F_{Spr} entgegen. Durch die *Impulsbilanzgleichung* kann die Position des Zylinderkolbens s_{Cl_t} über die resultierende Kraft und der Kolbenmasse m ermittelt werden.

$$m \ddot{s}_{Cl_t}(t) = p_{Cl_t}(t) A_{cyl} - F_{Fric}(t) - F_{Spr}(t) \quad (6.10)$$

Für die Reibungskraft wird der viskose d_v und der coulomb'sche F_C Anteil berücksichtigt.

$$F_{Fric}(t) = d_v \dot{s}_{Cl_t}(t) + F_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Cl_t}(t)) \quad (6.11)$$

Die Rückstellfeder drängt den Zylinderkolben bei der Entlüftung der Druckluftkammer in seine Ausgangsposition zurück. Die Federkraft F_{Spr} ist unterteilt in die Vorspannungskraft F_0 , die von der Bewegungsrichtung des Kolbens abhängig ist und der eigentlichen Spannkraft.

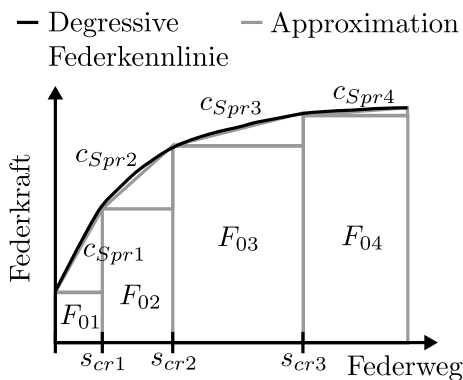


Bild 6.3: Nachbildung Federkraft

Die Spannkraft ist abhängig von der Federsteifigkeit c_{Spr} und der Auslenkung der Feder, also der Kolbenposition s_{Cl_t} .

$$F_{Spr}(t) = F_0 \operatorname{sgn}(s_{Cl_t}) + c_{Spr} s_{Cl_t} \quad (6.12)$$

Die verbaute Rückstellfeder weist ein *degressives* Verhalten auf, um dieses zu simulieren ist eine Approximation vorgenommen worden. Bei der Approximation ist die Vorspannung F_0 und die Federsteifigkeit c_{Spr} für verschiedene Aus-

lenkungen in unterschiedlichen Werte und Positionsbereiche unterteilt, siehe Bild 6.3.

$$F_{Spr}(t) = \begin{cases} F_{01} \operatorname{sgn}(s(t)) + c_{Spr1} s(t), & s_{min} \leq s(t) \leq s_{cr1} \\ F_{02} \operatorname{sgn}(s(t)) + c_{Spr2} (s(t) - s_{cr1}), & s_{cr1} < s(t) \leq s_{cr2} \\ F_{03} \operatorname{sgn}(s(t)) + c_{Spr3} (s(t) - s_{cr2}), & s_{cr2} < s(t) \leq s_{cr3} \\ F_{04} \operatorname{sgn}(s(t)) + c_{Spr4} (s(t) - s_{cr3}), & s_{cr3} < s(t) \leq s_{max} \end{cases} \quad (6.13)$$

Im Anhang auf Seite 154 sind im Kapitel A.9 die Parameter F_{0i} und c_{Spr_i} ermittelt worden, zudem wird eine alternative Approximation der Federkraft durch ein Polynom vorgestellt. In Bild 6.4 ist der Signalflussgraph des mechanischen Teilsystems dargestellt. Hervorgerufen durch die Motordrehzahl und leicht axial verschobenen Kupplungsscheiben entsteht ein Taumelschlag. Dieser Taumelschlag beeinflusst die Position des Ausrückers, siehe Bild 6.5 (Vergleich der Messungen mit (grau) und ohne (schwarz) Motordrehzahl). Verstärkt auftretende *Axialschwingungen* deuten auf verzogene oder falsch ausgerichtete Kupplungsscheiben hin. Diese Axialschwingungen sind nicht in der Modellierung berücksichtigt.

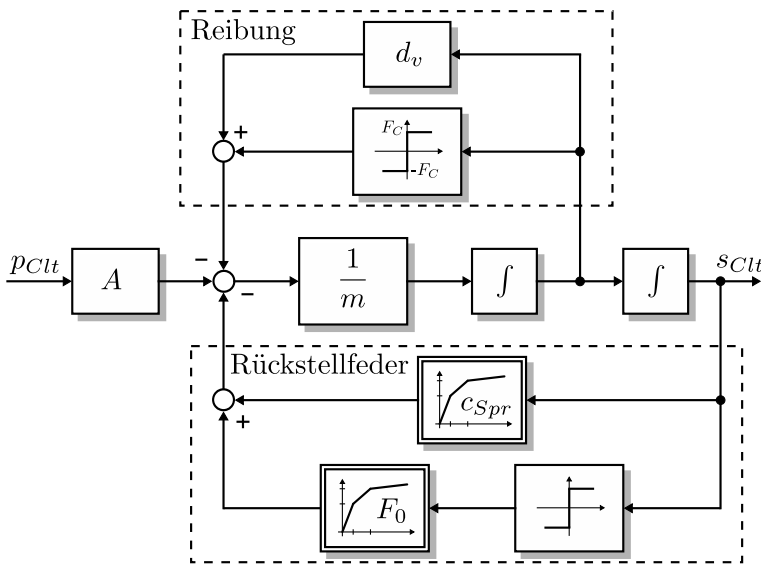


Bild 6.4: Mechanisches Signalflussbild des Kupplungsausrückers

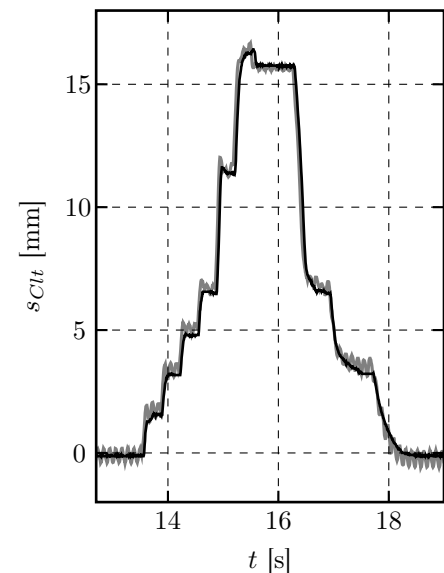


Bild 6.5: Einfluss des Taumelschlags

6.2 Modellbildung der Einscheibentrockenkupplung

Im untersuchten Automatikschaltgetriebe befindet sich eine *Einscheibentrockenkupplung*, die den Kraftschluss zwischen Verbrennungsmotor und Antriebsstrang unterbricht. Die in Bild 6.6 dargestellte Kupplung hat den bereits modellierten Kupplungsaktuator integriert.

Ist der Ausrücker nicht betätigt (CI-Position, Bild 6.1), so sind die Reibflächen der Kupplung über die Membranfeder zusammengedrückt. Die Membranfeder baut einen Druck auf, sodass die Druckplatte die axial verschiebbare Mitnehmerscheibe auf die Reibfläche des Motorschwungrades presst. So werden Reibkräfte erzeugt, die am effektiven Reibradius ein Drehmoment verursachen. Das Drehmoment, auch Rutschmoment genannt, wird an die Getriebeeingangswelle übertragen. Die

Rückstellfeder des Ausrückers bewirkt dagegen nur ein permanentes Anliegen des Ausrücklagers an der Membranfeder, um Vibrationen zu unterdrücken. Bei Betätigung des Ausrückers fährt der Zylinderkolben aus und drückt die rotierende Membranfeder hinein. Das dabei erzeugte *Stülpmoment* hebt das entgegen wirkende Moment der Membranfeder auf. Daraufhin werden die Druckplatten vom Schwungrad weg bewegt, sodass keine Reibung mehr an der Kupplungsscheibe vorhanden ist. Die Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe ist getrennt.

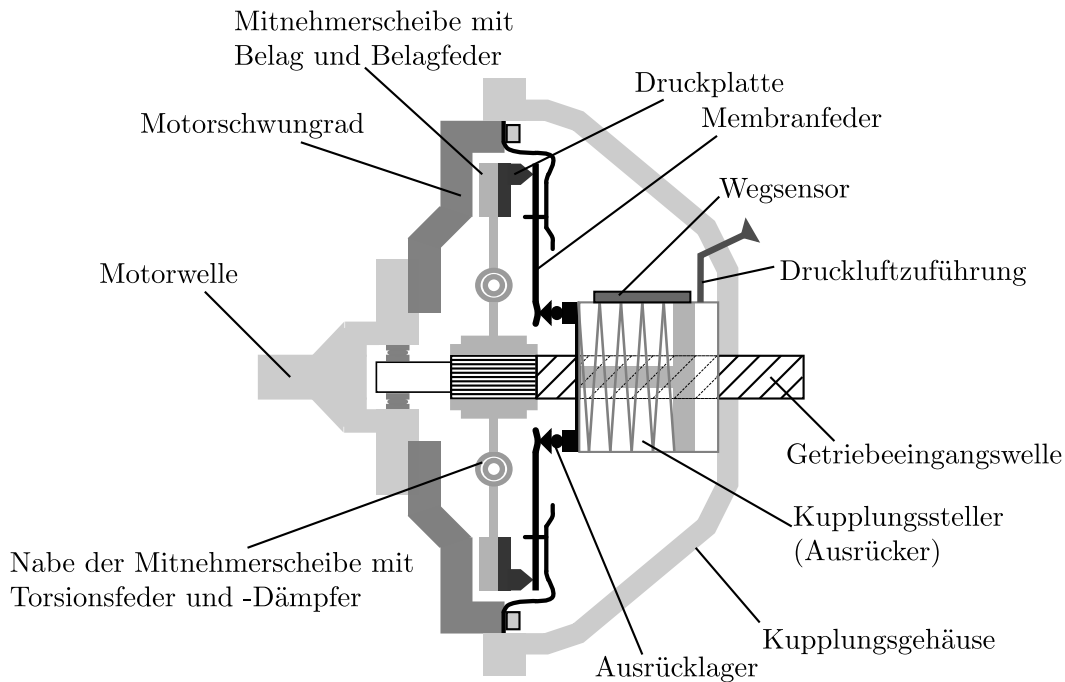


Bild 6.6: Schnittbild einer automatisierten Einscheibentrockenkupplung

Das Rutschmoment M_C ist nach Pfeiffer [85] abhängig von der Anpresskraft F_P , dem Ausrückweg $s_{Cl,t}$ und den konstruktiven Eigenschaften der Kupplung

$$M_C(s_{Cl,t}(t), \Delta\omega(t)) = F_P s_{Cl,t}(t) r_m z \mu(\Delta\omega(t)) \quad (6.14)$$

mit

- dem effektiven Reibradius r_m ,
- der Anzahl der wirksamen Reibflächen z und
- dem Reibungskoeffizient μ mit einer leichten Abhängigkeit von
- der Differenzgeschwindigkeit zwischen Motor- und Getriebeeingangswelle $\Delta\omega$ in [rad/s].

Mitnehmerscheibe und Eingangswelle sind über den *nichtlinearen Torsionsdämpfer* miteinander verbunden. Der Dämpfer greift in das Torsionsschwingungsverhalten des Antriebsstranges ein. Durch die Verdrehung der Kupplungsscheibe und Kupplungsnabe entsteht das Feder- und Dämpfermoment. Im Folgenden wird die Modellbildung einer Kupplung zusammengefasst nach dem Prinzip von Pfeiffer [85] erläutert. Die Modellbildung ist für das Simulationsmodell des automatisierten Getriebes verwendet worden. Dabei wird im Kupplungsmodell zwischen *Rutsch- und Haftphase* unterschieden, siehe Bild 6.7. Für die Rutschphase des Modells sind gezielte Erweiterungen entwickelt worden, um das Kupplungsmodell zu erweitern.

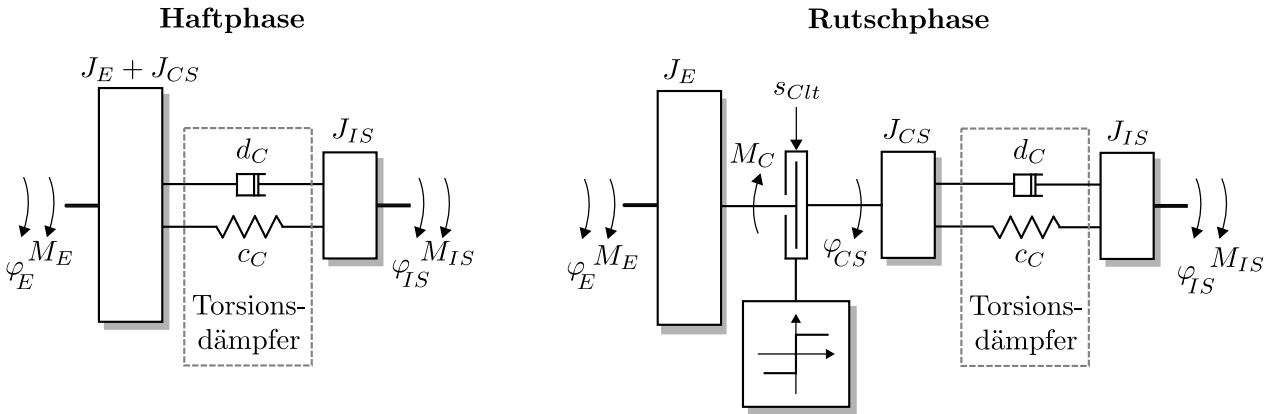


Bild 6.7: Ersatzschaltbild Kupplung für die Rutsch- und Haftphase

6.2.1 Haftphase

Sind die Reibflächen der Kupplungsscheibe mit dem Trägheitsmoment J_{CS} und des Verbrennungsmotors mit dem Trägheitsmoment J_E miteinander gekoppelt, gilt für die Haftphase die Drehmomentenbilanz:

$$0 = M_E - (J_E + J_{CS}) \ddot{\varphi}_E - M_{CD}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) - M_{CSp}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) \quad (6.15)$$

$$0 = J_{IS} \ddot{\varphi}_{IS} + M_{IS} + M_{F,IS} - M_{CD}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) - M_{CSp}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) \quad (6.16)$$

- M_E Motormoment
- M_{IS} Lastmoment an der Getriebeeingangswelle
- $M_{F,IS}$ Reibungsmoment der Getriebeeingangswelle
- M_{CD} Torsionsdämpfermoment abhängig vom Verdrehwinkel
- M_{CSp} Torsionsfedermoment abhängig vom Verdrehwinkel
- J_{IS} Trägheitsmoment der Getriebeeingangswelle

Das Blockschaltbild 6.8 stellt die modellierte Haftphase der Einscheibentrockenkupplung dar. Die Torsionsfeder koppelt die Zündfrequenzanregung des Verbrennungsmotors ab und beruhigt die Schwingungen bei nicht eingelegtem Gang und eingerückter Kupplung. Der Torsionssteifigkeitsverlauf des Federmoments ist unterteilt in eine Zug-, Schub- und Leerlaststufe, sodass eine stückweise stetige Funktion das *Torsionsfedermoment* approximiert:

$$M_{CSp}(t) = \begin{cases} c_{Ps} (\Delta\vartheta(t) + \Delta\vartheta_{Ps}) + c_{NL} \Delta\vartheta_{Ps}, & \Delta\vartheta(t) < \Delta\vartheta_{Ps} \\ c_{NL} \Delta\vartheta(t), & \Delta\vartheta_{Ps} \leq \Delta\vartheta(t) \leq \Delta\vartheta_{Pl} \\ c_{Pl} (\Delta\vartheta(t) - \Delta\vartheta_{Pl}) + c_{NL} \Delta\vartheta_{Pl}, & \Delta\vartheta(t) > \Delta\vartheta_{Pl} \end{cases} \quad (6.17)$$

- c_{NL} Federsteifigkeit der Leerlaststufe
- c_{Ps} Federsteifigkeit in der Schubstufe
- c_{Pl} Federsteifigkeit in der Zugstufe

- $\Delta\vartheta_{Ps}$ Verdrehwinkel für Übergang Schubstufe-Leerlaststufe
- $\Delta\vartheta_{Pl}$ Verdrehwinkel für Übergang Zugstufe-Leerlaststufe
- $\Delta\vartheta(t)$ Differenzdrehwinkel zwischen Motor- ϑ_E und Getriebeeingangswelle ϑ_{IS}

Die Torsionsdämpfung begrenzt Resonanzeffekte und unterdrückt das Getrieberasseln. Das *Torsionsdämpfermoment* M_{CD} ist als reine Festkörperreibung beschrieben:

$$M_{CD}(t) = |M_{CD}| \operatorname{sgn}(\omega_{CS}(t) - \omega_{IS}(t)) \quad (6.18)$$

- $\omega_{CS}(t)$ Drehzahl der Kupplungsscheibe
- $\omega_{IS}(t)$ Drehzahl der Getriebeeingangswelle

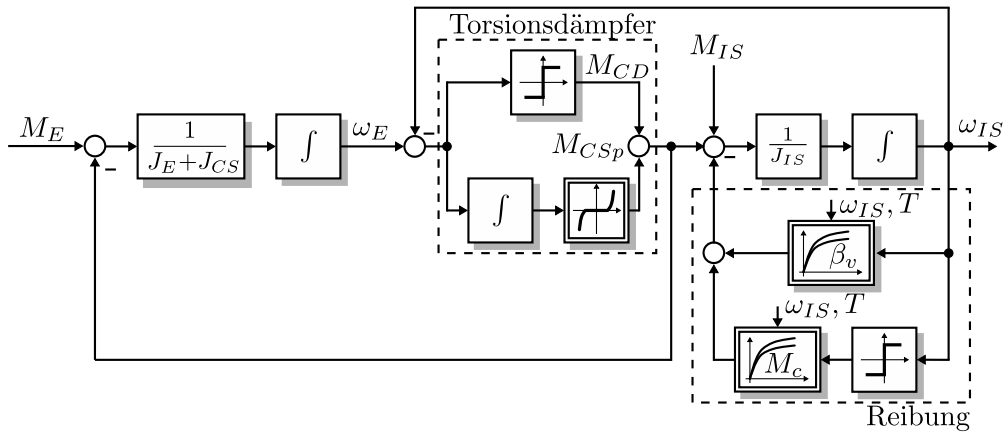


Bild 6.8: Blockschaltbild der Kupplung in der Haftphase

6.2.2 Rutschphase

Wenn das Rutschmoment M_C kleiner ist als das Drehmoment des Torsionsdämpfers M_{CD} und das Drehmoment der gestuften Torsionsfedern M_{CS_p} , dann befindet sich die Kupplung in der Rutschphase (Kupplung ist offen). Für die Rutschphase gilt:

$$M_C(s_{Clt}(t), \Delta\omega(t)) < M_{CD}(\omega_{CS}(t), \omega_{IS}(t)) + M_{CS_p}(\Delta\vartheta(t)) \quad (6.19)$$

Ist das Rutschmoment M_C größer als die Summe von M_{CD} und M_{CS_p} , so haftet die Kupplung (Haftphase). In der Rutschphase trennen sich die Reibflächen der Kupplungsscheibe J_{CS} und des Verbrennungsmotors J_E voneinander. Für die Drehmomentenbilanz gilt:

$$0 = M_E - J_E \ddot{\varphi}_E - M_C(s_{Clt}, \Delta\omega) \quad (6.20)$$

$$0 = M_C(s_{Clt}, \Delta\omega) - J_{CS} \ddot{\varphi}_{CS} - M_{F,CS} - M_{CD}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) - M_{CS_p}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) \quad (6.21)$$

$$0 = J_{IS} \ddot{\varphi}_{IS} + M_{IS} + M_{F,IS} - M_{CD}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) - M_{CS_p}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) \quad (6.22)$$

Um das Verhalten der NFZ-Kupplung in der Rutschphase zu optimieren, sind im Vergleich zu Pfeiffer [85] zwei weitere Effekte modelliert.

Beim Öffnen der Kupplung wird die Mitnehmerscheibe axial auf der Kerbverzahnung mit verschoben, sodass sich diese von dem Motorschwungrad trennt. Bei Schwergängigkeit entsteht ein schlechtes Trennverhalten. Unterschiedliche Effekte können eine zeitversetzte Verschiebung der Mitnehmerscheibe hervorrufen. Zu diesen schwer modellierbaren Effekten gehören

- ein Schleppmoment,
- die unterschiedlich stark ausgeprägten Motorvibrationen,
- der Taumelschlag und
- das Gleiten auf der Kerbverzahnung.

Das Schleppmoment ist ein permanentes Restmoment des Verbrennungsmotors, was über dem Pilotlager vom Motor zur Getriebeeingangswelle übertragen wird. Ist das Schleppmoment stark ausgeprägt, kann dies auf einen Fehler am Pilotlager deuten.

Ein vereinfachter Ansatz zur Modellierung des zeitversetzten Trennens ist die Darstellung des Rutschmoments M_C über den Ausrückweg als *Hysterese*. Die Hysterese bildet die Verzögerungsunterschiede für das Schließ- und Öffnungsverhalten im Mittel ab, sie beschreibt aber nicht gezielt die einzelnen Effekte, siehe Bild 6.9. Für die Modellbildung ist das nichtlineare *Rutschmoment* M_C aus Gleichung 6.14 nach Pfeiffer [85] als eine *stückweise stetige Kennlinie* approximiert.

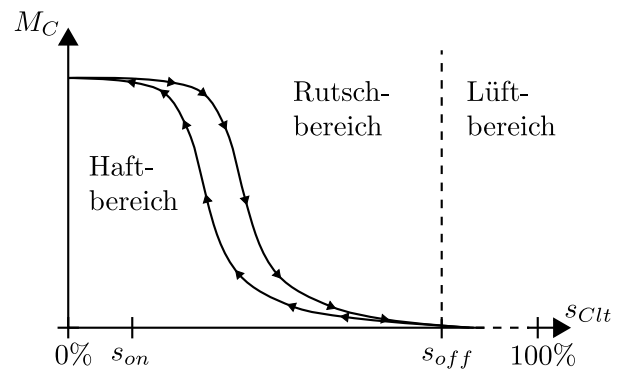


Bild 6.9: Rutschmoment als Funktion des Ausrückwegs

Es gilt:

$$M_C(s_{Cl t}(t), \Delta\omega(t)) = \begin{cases} |M_{C,max}| \operatorname{sgn}(\Delta\omega(t)), & s_{Cl t}(t) < s_{on} \\ |M_{C,max}| \frac{(s_{off} - s_{Cl t}(t))^{nn}}{(s_{off} - s_{on})^{nn}} \operatorname{sgn}(\Delta\omega(t)), & s_{on} \leq s_{Cl t}(t) \leq s_{off} \\ 0, & s_{Cl t}(t) > s_{off} \end{cases} \quad (6.23)$$

- $M_{C,max}$ Maximales Rutschmoment
- nn Belagfeder Konstante ($nn > 1$)
- s_{on} Ausrückerposition, für den Beginn des Rutschbereichs
- s_{off} Ausrückerposition, für den Beginn des Lüftbereichs

Zur Modellierung der Hysterese ist die klassische *Preisach-Hysterese* (PrH) herangezogen worden. Der elementare Baustein der PrH-Methode ist der sogenannte Relayoperator $\mathcal{R}_{a,b}[u(t)]$, siehe Pesotski [83] oder Klein [62]. Die Konstante a ist die untere und der Wert b die obere Grenze der Hysterese beim Relay-Operator, siehe Bild 6.10.

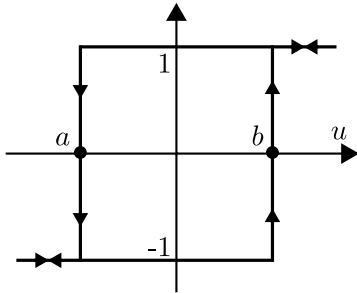


Bild 6.10: Relay-Operator

Das Kriterium $a < b$ muss erfüllt sein. Der Relay-Operator gibt die Rückgabewert $\{-1, 1\}$ zurück.

Das Rutschmoment M_C ist jeweils für die steigende und für die fallende Flanke des Relay-Operators mit unterschiedlichen Startwerten des Lüftbereichs s_{off} definiert. Die Ausrückposition $s_{on} = 15\%$ ist für beide Flanken identisch. Es ist also das Rutschmoment $M_C(s_{off,i})$ für die steigende Flanke und $M_C(s_{off,d})$ für die fallende Flanke modelliert.

Das erweiterte Rutschmoment lässt sich dann über die Gleichung 6.24 ermitteln und besitzt zwei unterschiedliche Startwerte für den Lüftbereich, $s_{off,i} = 75\%$ und $s_{off,d} = 49\%$.

$$M_C(s_{Clt}(t), \Delta\omega(t), s_{off}) = \begin{cases} M_{C,d}(s_{off,d}), & \mathcal{R}_{s_{off,d},s_{off,i}}[s_{Clt}(t)] = 1 \\ M_{C,i}(s_{off,i}), & \mathcal{R}_{s_{off,d},s_{off,i}}[s_{Clt}(t)] = -1 \end{cases} \quad (6.24)$$

Eine zusätzliche Erweiterung ist das entgegengewirkende Reibmoment an der Kupplungsscheibe $M_{F,CS}$ in Gleichung 6.21. Das Kupplungsscheibenreibmoment $M_{F,CS}$ ist implementiert, um ein schnelles Absinken der Getriebeeingangsdrehzahl zu simulieren. Analog zum Reibmoment der Getriebeeingangswelle (siehe Kapitel 6.2.3) sind die Parameter für die viskose und coulomb'sche Reibung in einem Kennfeld für definierte Temperatur- und Drehzahlbereiche ermittelt worden.

$$M_{F,CS}(t) = \beta_{v_{CS}}(\omega_{CS}(t), T) \omega_{CS}(t) + M_{C_{CS}}(\omega_{CS}(t), T) \operatorname{sgn}(\omega_{CS}(t)). \quad (6.25)$$

Die Erweiterungen (siehe Bild 6.11) der drehzahl- und temperaturabhängigen Reibung und das Hystereseverhalten des Rutschmomentes verbessern das Modellverhalten und ermöglichen eine Modellvalidierung durch die Kennlinienfelder.

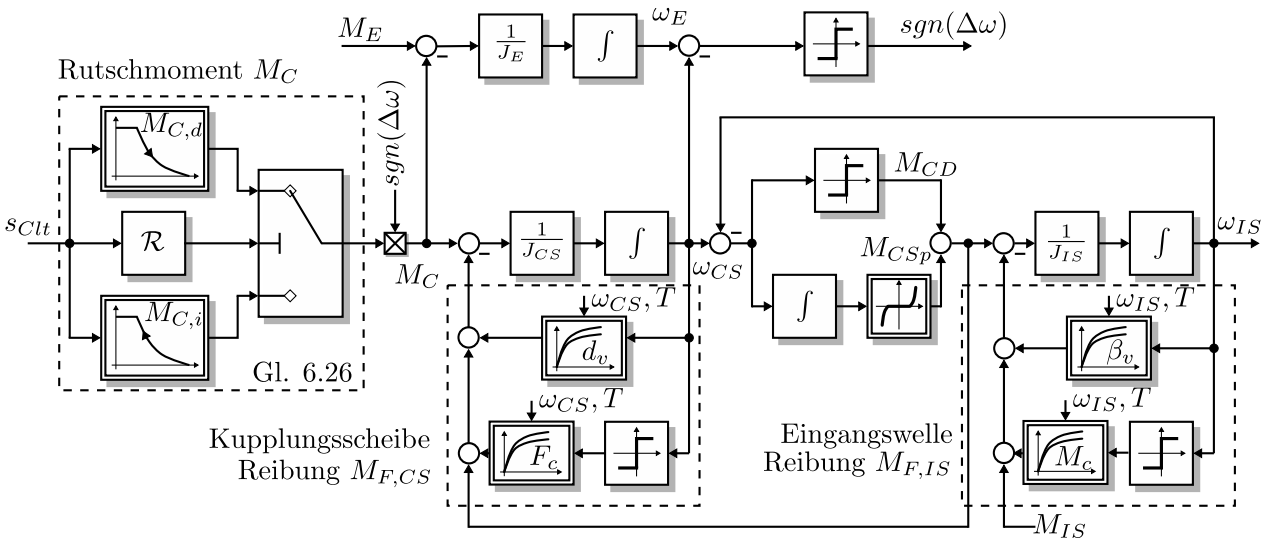


Bild 6.11: Blockschaltbild der Kupplung in der Rutschphase

6.2.3 Reibungsmoment der Getriebeeingangswelle

In dem Modell der Einscheibentrockenkupplung wird das Reibungsmoment der Getriebeeingangswelle $M_{F,IS}$ in der Haft- und Rutschphase berücksichtigt, siehe Gleichungen 6.16 und 6.22.

Es handelt sich dabei um eine hydrodynamische Reibung in Abhängigkeit von der Wellengeschwindigkeit, siehe Stribeck [94]. In der hydrodynamischen Reibungskurve von Stribeck (Bild 6.12) fließt eine Festkörperreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung ein. Die Festkörperreibung entspricht der coulomb'schen Reibung. Die Mischreibung ist eine Kombination aus coulomb'scher und viskoser Reibung. Die Reibungskraft multipliziert mit dem jeweiligen Wellenradius r_s ergibt das Reibungsmoment M_{Fric} .

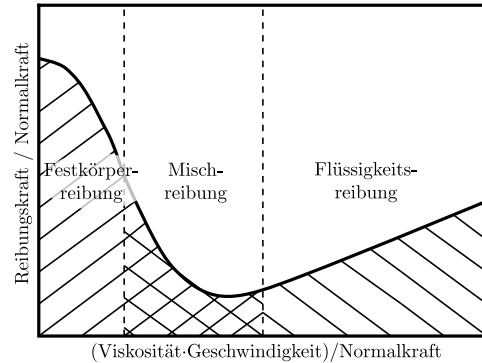


Bild 6.12: Hydrodynamische Reibungskurve von Stribeck, siehe Grote [37]

Im entwickelten Reibungsmodell (Gleichung 6.26) sollen zwei drehzahl- und temperaturabhängige Parameter (das coulomb'sche Reibungsmoment M_{Coul} und der viskose Reibungsanteil β_v) das nichtlineare Verhalten der hydrodynamischen Reibung näherungsweise beschreiben.

$$M_{Fric}(t) = \beta_v(\omega(t), T) \omega(t) + M_{Coul}(\omega(t), T) \operatorname{sgn}(\omega(t)) \quad (6.26)$$

- Viskoser Reibungsparameter: $\beta_v = d_v \cdot r_s$
- Coloumb'sches Reibungsmoment: $M_{Coul}(t) = F_C(t) \cdot r_s$

Die coloumb'schen und viskosen Parameter sind in einem *Kennfeld* für definierte Temperatur- und Drehzahlbereiche individuell für eine Getriebewelle empirisch bestimmt worden (siehe auch Kapitel 7.1.2 mit Gleichung 7.13 auf Seite 79). Somit gilt für die Reibung an der Getriebeeingangswelle $M_{F,IS}$:

$$M_{F,IS}(t) = \beta_{v_{IS}}(\omega_{IS}(t), T) \omega_{IS}(t) + M_{C_{IS}}(t)(\omega_{IS}(t), T) \operatorname{sgn}(\omega_{IS}(t)) \quad (6.27)$$

6.3 Diagnoseroutine der Kupplung

Neben zahlreichen Messungen am Getriebeprüfstand oder direkt am Fahrzeug, ist zur *Modellvalidierung* und *Fehlererkennung* eine dynamische Diagnoseroutine erstellt worden, siehe Simulationsergebnisse in Bild 6.13. Die Diagnoseroutine ist in drei Bereiche unterteilt, die unterschiedlich lange Rutschphasen besitzen. In der ersten Teilsequenz öffnet die Kupplung für 250 ms zu 80 %, im zweiten Abschnitt für 1 s zu 100 % und in der dritten Teilsequenz öffnet die Kupplung für 3 s ebenfalls vollständig. Alle drei Teilsequenzen besitzen die gleiche Dynamik, indem die Ausrückposition für definierte Zeitintervalle Sollwerte einnimmt. Vom ersten Sollwert (10 %) fährt der

Ausrücker die Positionsvorgaben 20, 30, 40 und 70 % ab, um anschließend die maximale Sollposition der Teilsequenz einzunehmen und dann abrupt auf 40, 30, 20 und 0 % abzufallen. In jeder Position verharrt der Ausrücker für 250 ms. Die Umsetzung der Positionssollwerte erfolgt durch die *6-Punkt-Kupplungsregelung* im TCM während die Sollwerte über CANape vorgegeben werden, siehe Kapitel 5.5.

6.4 Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen

Wie aus dem Systembild 5.3 erkennbar ist, sind im automatisierten Schaltgetriebe Sensoren zur Erfassung der Vorgelegewellendrehzahl n_{LS} und des Kupplungsausrückwegs s_{Clt} verbaut worden. Durch die Entwicklung des Simulationsmodelles des Ausrückers und der eigentlichen Kupplung ist eine einfache Redundanz zu den Messwerten geschaffen worden, die zur Residuenberechnung nach der Methode der Paritätsgleichungen, siehe Kapitel 3.1.3 auf Seite 15, verwendet wird.

Die Gleichung 6.10 auf Seite 48 bildet den gemessenen Ausrückweg s_{Clt} innerhalb des Referenzmodells $f_{s_{Clt}}$ nach. Über das Übersetzungsverhältnis der Vorschaltgruppe i_{FSG} ist im Steuergerät aus der Drehzahl der Vorgelegewelle die Getriebeeingangsdrehzahl n_{IS} berechnet worden. Die Umrechnung $\omega = 2\pi n$ ermöglicht den Vergleich zwischen der nachgebildeten Drehzahl $\hat{\omega}_{IS}$ im Referenzmodell $f_{\omega_{IS}}$ (siehe Blockschaltbild 6.8 und 6.11) und der vom Steuergerät ermittelten Drehzahl $n_{IS}(n_{LS})$. Durch die *zusätzlich verbauten Drucksensoren* (siehe Kapitel 5.2) kann am Prüfstand ebenfalls der Druckverlauf \hat{p}_{Clt} im entsprechenden Modell $f_{p_{Clt}}$, siehe Gleichung 6.9, berechnet werden. Folgende Residuen sind zur Fehlererkennung verwendet worden:

Residuum des Kupplungsdrucks $r_{p_{Clt}}$:

$$\begin{aligned}\hat{p}_{Clt}(t) &\cong f_{p_{Clt}}(u_{MV}(t), p_{Supl}(t), p_{Amb}(t), s_{Clt}(t), T) \\ r_{p_{Clt}}(t) &= p_{Clt}(t) - f_{p_{Clt}}(u_{MV}(t), p_{Supl}(t), p_{Amb}(t), s_{Clt}(t), T)\end{aligned}\quad (6.28)$$

Residuum des Kupplungsausrückwegs $r_{s_{Clt}}$:

$$\begin{aligned}\hat{s}_{Clt}(t) &\cong f_{s_{Clt}}(p_{Clt}(t), u_{MV}(t), T) \\ r_{s_{Clt}}(t) &= s_{Clt}(t) - f_{s_{Clt}}(p_{Clt}(t), u_{MV}(t), T)\end{aligned}\quad (6.29)$$

Residuum der Winkelgeschwindigkeit Eingangswelle $r_{\omega_{IS}}$:

$$\begin{aligned}\hat{\omega}_{IS}(t) &\cong f_{\omega_{IS}}(s_{Clt}(t), M_E, M_{IS}) \\ r_{\omega_{IS}}(t) &= 2\pi i_{FSG}(t) n_{LS}(t) - f_{\omega_{IS}}(s_{Clt}(t), M_E, M_{IS})\end{aligned}\quad (6.30)$$

Während der Diagnoseroutine befindet sich das Getriebe in Neutralstellung, sodass kein Lastmoment an der Eingangswelle vorliegt, $M_{IS} = 0$. Da die reinen Residuen Mess- und Modellunsicherheiten enthalten, sind sie ohne Toleranzen zur Fehleranzeige nicht geeignet. Eine weitere Aufbereitung mit der Definition von Toleranzbereichen ist durchgeführt worden, um Symptome S für unzulässige Abweichungen zu erzeugen. Die Wahl des *Toleranzbereiches* bzw. der *Schwellwerte*

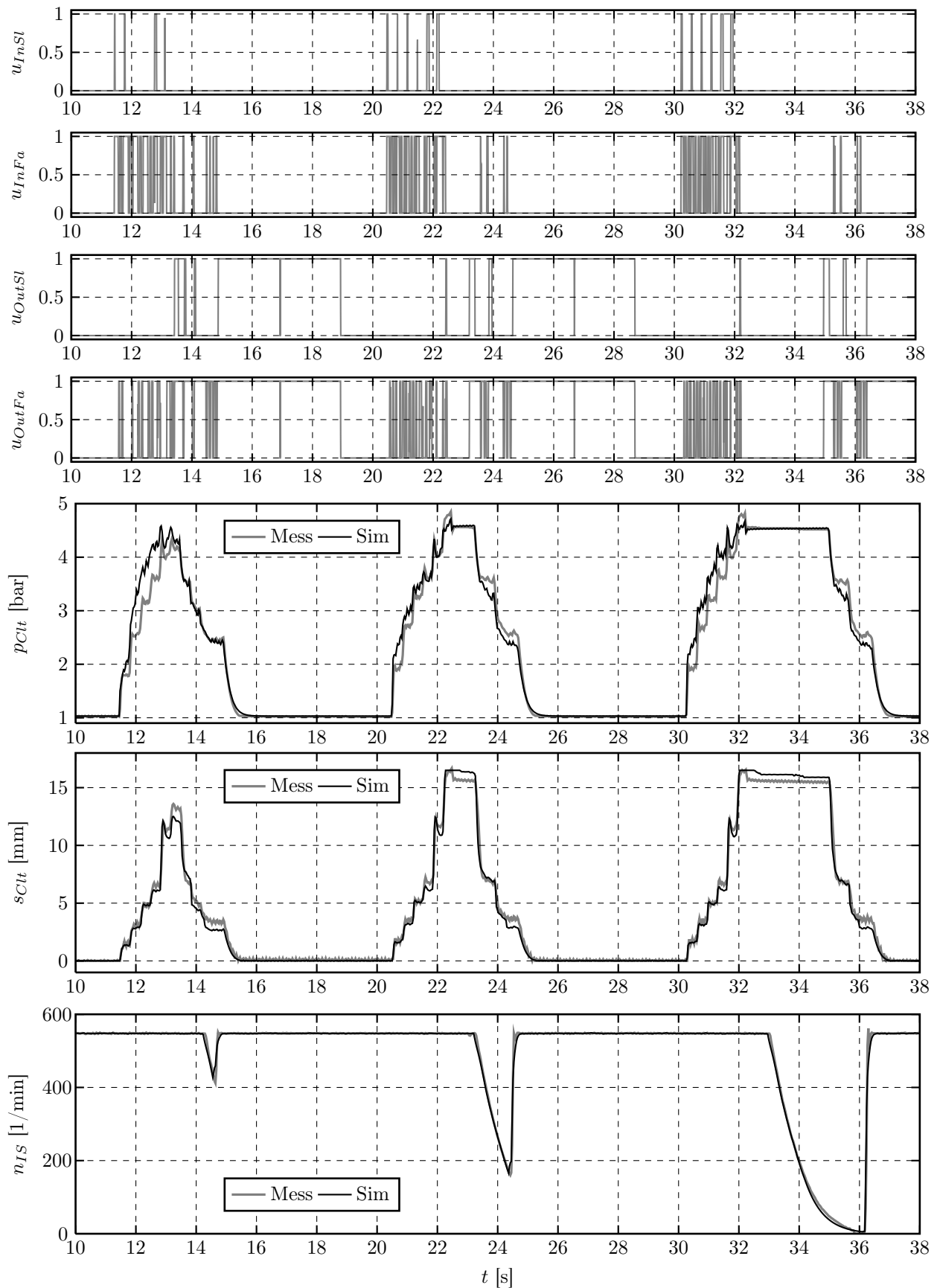


Bild 6.13: Diagnoseroutine des Kupplungsausrücker und der Einscheibentrockenkupplung zur Modellvalidierung und Fehlererkennung

ist dabei entscheidend für die Balance zwischen *Empfindlichkeit und Robustheit*. Beispielhaft wird hier die Definition für die Schwellwerte des Kupplungsausrückwegs aufgeführt, siehe Bild 6.15:

$$S_{s_{Clt}} = \begin{cases} ++, & \text{für } r_{s_{Clt}}(t) > 4 \text{ mm} \\ +, & \text{für } 3 \text{ mm} \leq r_{s_{Clt}}(t) \leq 4 \text{ mm} \\ 0, & \text{für } -2 \text{ mm} < r_{s_{Clt}}(t) < 3 \text{ mm} \\ -, & \text{für } -3 \text{ mm} \leq r_{s_{Clt}}(t) \leq -2 \text{ mm} \\ --, & \text{für } r_{s_{Clt}}(t) < -3 \text{ mm} \end{cases} \quad (6.31)$$

Die Schwellwerte für negative Abweichungen sind aufgrund des Modellverhaltens etwas kleiner gewählt worden als die oberen Grenzwerte. Überschreitet das Residuum die inneren Schwellwerte, verändert sich das Symptom, sodass es auf einen Fehler deutet, da Mess- und Modellunsicherheiten eliminiert sind. Wie für viele Bauteile im Fahrzeug, gibt es auch für die automatisierte Kupplung unterschiedliche Varianten und Hersteller. Für das G281 Getriebe werden Kupplungen der Firma Sachs und Valeo verwendet. Um den Einfluss der *Variantevielfalt* auf den Signalverlauf zu untersuchen, ist eine ältere Version der Sachs-Kupplung eingebaut worden, siehe Bild 6.14 und 6.15. Das Simulationsmodell ist für eine neuere Kupplungsversion der Firma Sachs ausgelegt, die am Prüfstand verwendet wird. Vergleicht man Bild 6.13 und 6.14 miteinander, so ist keine große Änderung im Signalverlauf zu erkennen, jedoch zeigt das Residuum leichte Differenzen auf, sodass die unterschiedlichen Bauteilvarianten mit in die Diagnose eingehen müssen. In der Symptombeschreibung ist daher der äußere Schwellwert eingeführt worden, der mit dem inneren Schwellwert eine Fläche zwischen den Schwellwerten bildet, die als *Grauzone* bezeichnet werden soll.

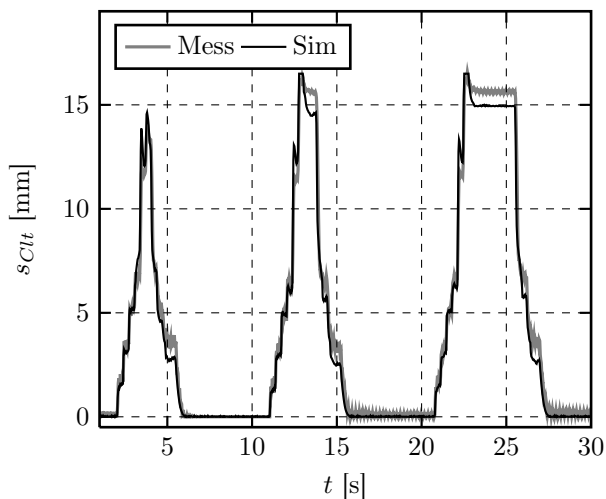


Bild 6.14: Vergleich des Positionsverlaufs der simulierten neuen Kupplungsvariante mit der gemessenen älteren Kupplungsvariante der Firma Sachs

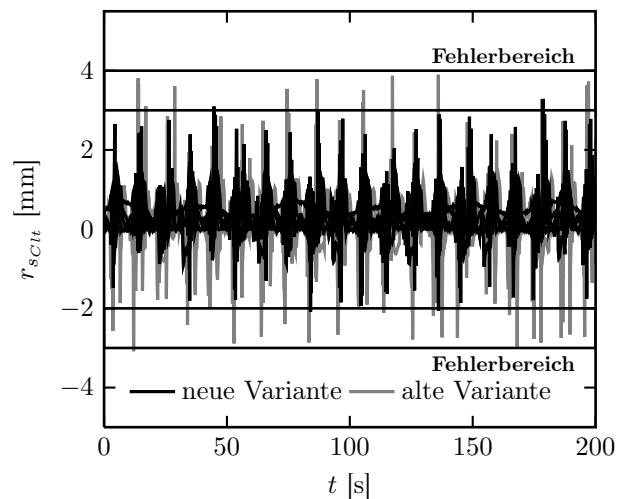


Bild 6.15: Vergleich des Positionsresiduums der neuen Kupplungsvariante mit der älteren Kupplungsvariante der Firma Sachs

In den Bildern 6.16 und 6.17 sind die Auswirkungen einer kleinen und mittelgroßen Leckage in der Druckluftkammer dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei der dritten Teilsequenz die Wegeventile häufiger gepulst sind als im fehlerfreien Betriebszustand. Die Positionsregelung gleicht

das Ausströmen der Luft durch die Leckage aus, indem sie mehr Luft in die Kammer über die Ventile einströmen lässt. Der Druckverlauf der Simulation steigt daher bei Erreichen des Sollwertes weiter an, während der Messverlauf den exakten Sollwert hält. Bei der kleinen Leckage sind erste Abweichungen des Residuums erkennbar, während bei der mittelgroßen Leckage eindeutige Differenzen auf einen Fehler schließen lassen.

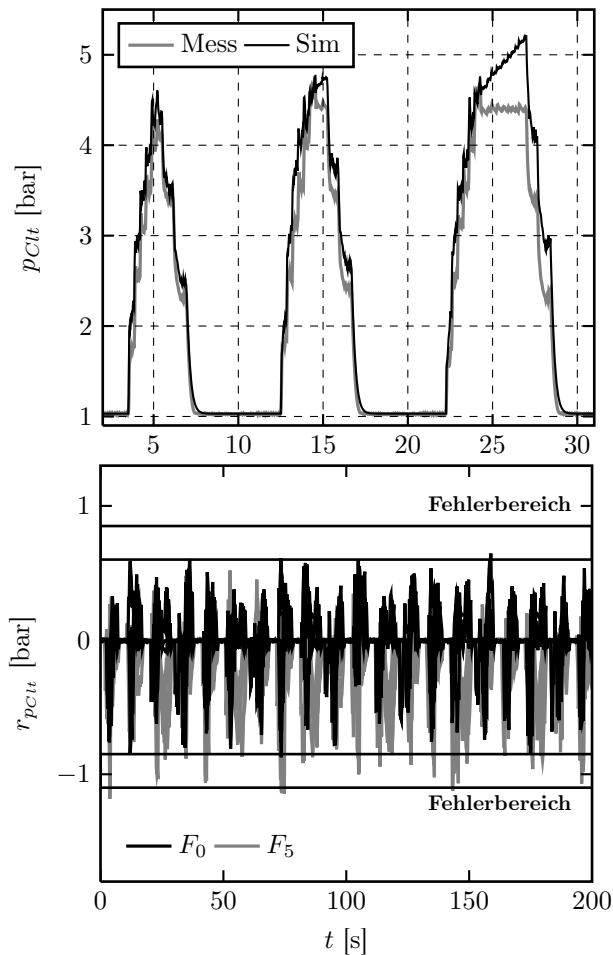


Bild 6.16: Auswirkung einer kleinen Leckage in der Luftkammer des Kupplungsausrückers

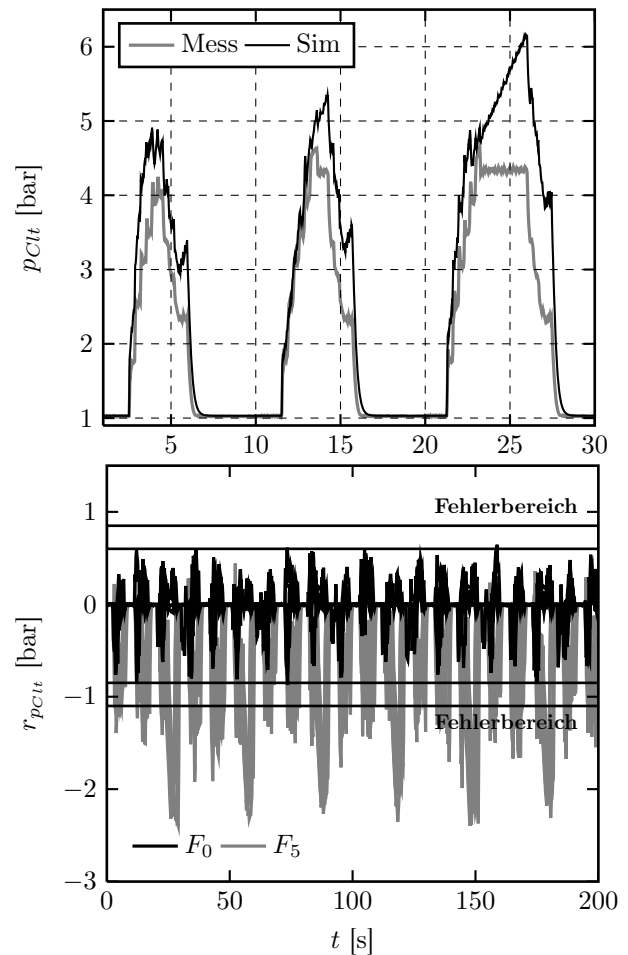


Bild 6.17: Auswirkung einer mittelgroßen Leckage in der Luftkammer des Kupplungsausrückers

Es bieten sich zur *Residuengenerierung* zwei unterschiedliche Verschaltungsarten der Teilmodelle an, die *Serienschaltung* und die *Parallelschaltung*, siehe Bild 6.18. Bei der Parallelschaltung dienen nur gemessene Signale als Eingangssignale der Teilmodelle. Bei der Serienschaltung setzt man hingegen die Teilmodelle direkt hintereinander und nutzt die jeweiligen Ausgänge eines Teilmodells im anschließenden Teilmodell als Eingänge.

Für einen Vergleich der zwei Verschaltungsarten zeigt die Tabelle 6.1 die drei Symptome S_{pCIt} , S_{sCIt} und $S_{\omega IS}$ für die unterschiedlichen Fehlerarten (Tabelle 5.1, Seite 42) bzw. Bauteilvarianten.

In der Serienschaltung werden durch das hintereinander Schalten der Teilmodelle *Modellunsicherheiten aufsummiert*, was zu erhöhten Residuen im fehlerfreien Zustand führt. So zeigt z. B. das Symptom S_{sCIt} für den Fehler „Bauteilvarianz bzw. -versionen“ in Tabelle 6.1 oben keine Ände-

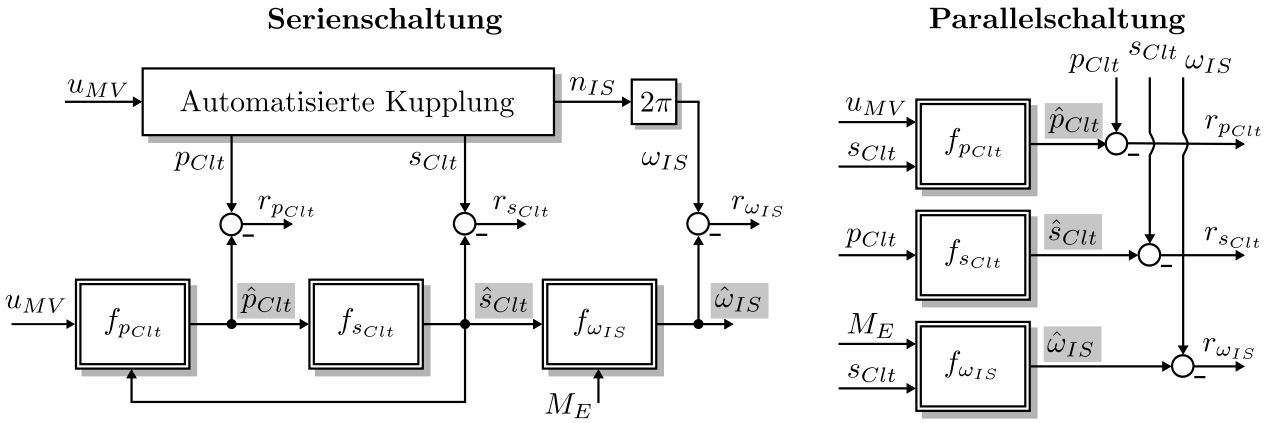


Bild 6.18: Serien- und Parallelschaltung der Modelle zur Residuengenerierung

Symbolbeschreibung: x = Reales Messsignal; \hat{x} = Berechnetes Simulationssignal;

ung, während das gleiche Symptom $S_{s_{Clt}}$ in der Parallelschaltung der Teilmodelle zur Fehlererkennung (Tabelle 6.1 unten) eine Veränderung erkennt.

In der Parallelschaltung sind Unterschiede im Signalverlauf deutlicher zu erkennen. Es werden reine Messsignale in die Teilmodelle gegeben, sodass *geringere Modellunsicherheiten* entstehen indem keine Modellfehler weiter gegeben werden. Allerdings fließen reale fehlerbehaftete Messsignale in der Parallelschaltung in die Teilmodelle mit ein, sodass *Folge-Symptome keine Veränderung* erkennen können. Das Symptom $S_{\omega_{IS}}$ in der Tabelle 6.1 unten gibt z. B. keine Veränderung der gemessenen Eingangsdrehzahl ω_{IS} im Fehlerfall an, da das Teilmodell $f_{\omega_{IS}}$ mit den gemessenen und fehlerbehafteten Positionssignal rechnet (siehe Bild Parallelschaltung 6.18).

Tabelle 6.1: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für *seriengeschaltete* Teilmodelle (oben) und *parallelgeschaltete* Teilmodelle (unten) der automatisierten Kupplung

	$S_{p_{Clt}}$	$S_{s_{Clt}}$	$S_{\omega_{IS}}$
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	--	++
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	--	++
Kleine Leckage Druckluftkammer, F_5	-	-	+
Mittlere Leckage Druckluftkammer, F_5	--	--	++
Große Leckage Druckluftkammer, F_5	--	--	++
Bauteilvarianz bzw. -versionen	0	0	0
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	0	0
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	0	0
Kleine Leckage Druckluftkammer, F_5	-	+	0
Mittlere Leckage Druckluftkammer, F_5	--	++	0
Große Leckage Druckluftkammer, F_5	--	++	0
Bauteilvarianz bzw. -versionen	0	+/-	0

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

6.5 Fehlererkennung durch Parameterschätzung

In diesem Kapitel wird die Parameterschätzung für die Einscheibentrockenkupplung mit automatisiertem Ausrücker durchgeführt. Die Parameterschätzung ist wie die Modellbildung in drei Teilsysteme aufgeteilt worden, in die Parameterschätzung des pneumatischen und des mechanischen Teilsystems des Ausrückers sowie die Parameterschätzung der Einscheibentrockenkupplung.

Darüber hinaus ist die vorgestellte gesamtheitliche Parameterschätzung aus Kapitel 3.1.3 aufgeteilt worden in eine separate Parameterschätzung, um die vielen unbekannt Prozessparameter der nichtlinearen Getriebeaktuatoren zu ermitteln. Das Prinzip und ein Beispiel der separaten Parameterschätzung, sowie die Problemstellung der gesamtheitlichen Parameterschätzung für die Getriebeaktuatoren werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

6.5.1 Problemstellung der Parameterschätzung

Die in Kapitel 3.1.3 auf Seite 15 vorgestellte zeitdiskrete Parameterschätzung ist für lineare Systeme und Systeme, die linear in den Parametern sind, ausgelegt worden. Bei der dort vorgestellten Schätzung werden die Parameter anhand der Prozesssignale über den rekursiven Least Squares Algorithmus geschätzt. Die Schätzung enthält eine Optimierung, da die geschätzten Parameter automatisch im Simulationsmodell angepasst werden und sich hierdurch das Modellverhalten dem realen Prozess mit zunehmender Messzeit immer weiter annähert. Dabei verringert sich die Abweichung e zwischen Prozess und Modell.

Bei den Getriebeaktuatoren handelt es sich um hochdynamische und nichtlineare Systeme mit vielen unbekannt Parametern. Aufgrund der unterschiedlichen Abtastzeiten von Drucksignal $p(k t_0)$ ($t_0=1\text{ms}$) und Positionssignal $s(k t_0)$ ($t_0=5\text{ms}$), sowie den vielen unbekannt Parametern eines einzelnen Getriebeaktuators, ist erfahrungsgemäß eine gesamtheitliche Parameterschätzung wenig erfolgsversprechend. Bei der theoretischen Analyse der Parameter an verschiedenen Getriebeaktuatoren ist bereits das Zusammenspiel aller Parameter erkannt worden. Beispielsweise besitzt der Kupplungsausrücker 26 unbekannt Parameter, davon 16 Parameter im pneumatischen Teilsystem (C_{InSl1} bis C_{InSl4} , C_{InFa1} bis C_{InFa4} , C_{OutSl1} bis C_{OutSl4} und C_{OutFa1} bis C_{OutFa4}) und 10 Parameter im mechanischen Teilsystem (d_v , F_C , c_{Spr1} bis c_{Spr4} und F_{01} bis F_{04}). In der gesamtheitlichen Beispielschätzung des mechanischen Teilsystem des Kupplungsausrückers im Anhang A.7 auf Seite 149 (bzw. im Anhang A.9 auf Seite 155) sind die 10 mechanischen Parameter geschätzt worden. Dadurch dass sich die geschätzten Parameter nicht auf einen Wertebereich einpendeln, sondern sich die Parameterschätzung bis zum Abbruch aufschwingt und nicht konvergiert, ist die gesamtheitliche Parameterschätzung für den modellierten Kupplungsausrücker so nicht brauchbar.

Insgesamt ist die gesamtheitliche Parameterschätzung an verschiedenen Getriebeaktuatoren umgesetzt worden. Wie beim Kupplungsausrücker pendeln sich die Parameter nicht in Wertebereiche ein, sondern schwingen sich bis zum Abbruch der gesamtheitliche Parameterschätzung aufgrund der vielen unbekannt Parameter auf. Aus diesem Grund ist eine separate Schätzung einzelner Parameter entwickelt worden, die im nächsten Kapitel anhand eines Beispiels erläutert wird.

6.5.2 Ein Beispiel für die separate Parameterschätzung

Als Beispiel ist die Schätzung der Federsteifigkeit c_{Spr1} im mechanischen System des Kupplungsausrückers erläutert und im Bild 6.19 dargestellt worden. Anhand der Gleichungen 6.10 bis 6.13 auf Seite 48 ist zunächst das Modell des mechanischen Kupplungsausrückers zusammengefasst, wobei die Terme $(s_i < s_{Clt}(t) \leq s_i)$ Eins ergeben wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null.

$$\begin{aligned}
p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) &= d_v \dot{s}_{Clt}(t) + F_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&+ (F_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&+ (F_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&+ (F_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&+ (F_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max})
\end{aligned} \tag{6.32}$$

Die gemessenen Ein- und Ausgangsgrößen des mechanischen Teilsystems des Kupplungsausrückers sind der Kupplungsdruck $p_{Clt}(t)$ und die Kupplungsposition $s_{Clt}(t)$. Die Kupplungsposition s_{Clt} wird durch das verbaute Getriebesteuergerät TCM zu diskreten Zeitpunkten $k t_0$ (im Folgenden abgekürzt als k) mit $k = 0, 1, 2, \dots, N$ ($N = \text{Anzahl der Messpunkte}$) und der Abtastzeit $t_0 = 5$ ms gemessen. Das Messsignal des Kupplungsdrucks p_{Clt} ist über den zusätzlich verbauten Drucksensor mit der Abtastzeit t_0 von 1 ms aufgezeichnet worden. Neben der eigentlichen Filterung werden die gemessenen zeitdiskreten Signale anhand einzelner Zustandsvariablenfilter (ZVF, siehe Kapitel 5.3.2) zu zeitkontinuierlichen Signalen rekonstruiert. Zudem wird von der Kupplungsposition s_{Clt} durch den ZVF die Ableitung erster Ordnung \dot{s}_{Clt} und zweiter Ordnung \ddot{s}_{Clt} berechnet.

Im nächsten Schritt werden die Datengröße $\psi_{c_{Spr1}}$ und die Ausgangsgröße $\hat{y}_{c_{Spr1}}$ berechnet, damit eine Parameterschätzung durch den rekursiven Least Squares Algorithmus (siehe Gleichung 3.6 auf Seite 16) möglich wird. Entsprechend der Beziehung

$$\hat{y}(k) = \psi^T(k) \theta(k-1) \tag{6.33}$$

mit

$$\theta(k) = (\psi^T(k) \psi(k))^{-1} \psi^T(k) y(k) \tag{6.34}$$

werden hierbei die Modellparameter \hat{d}_v , \hat{F}_C , \hat{F}_{01} , \hat{F}_{02} , \hat{F}_{03} , \hat{F}_{04} , \hat{c}_{Spr2} , \hat{c}_{Spr3} und \hat{c}_{Spr4} getrennt im voraus bestimmt. Erst dann wird der Prozessparameter $\theta_{c_{Spr1}}$ geschätzt. Die Parameter der Fläche A_{cyl} und der Masse m sind bekannt und im Anhang A.6 auf Seite 147 zu finden.

Datengröße und Ausgangsgröße des Prozessparameters der Federsteifigkeit $\theta_{c_{Spr1}}$:

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{c_{Spr1}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&- \hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&- (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&- (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&- (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{c_{Spr1}}(t) &= s_{Clt}(t)
\end{aligned} \tag{6.35}$$

Die Signale und deren Ableitungen werden direkt von den Zustandsvariablenfiltern genutzt. Die zu schätzende Federsteifigkeit c_{Spr1} unterteilt sich aufgrund der Federkennlinie aus Gleichung 6.13 in unterschiedliche positionsabhängige Wertebereiche. Aus diesem Grund ist eine Aktivierungsbedingung für den RLS-Algorithmus eingeführt,

$$\xi_{c_{Spr1}}(t) = s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1} \wedge \hat{y}_{c_{Spr1}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{c_{Spr1}}(t) \neq 0. \quad (6.36)$$

So wird der RLS-Algorithmus nur in dem Positionsbereich $s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}$ aktiviert. Durch diese Bedingung entsteht eine individuelle Schätzzeit bzw. Berechnungszeit k_C des Parameters.

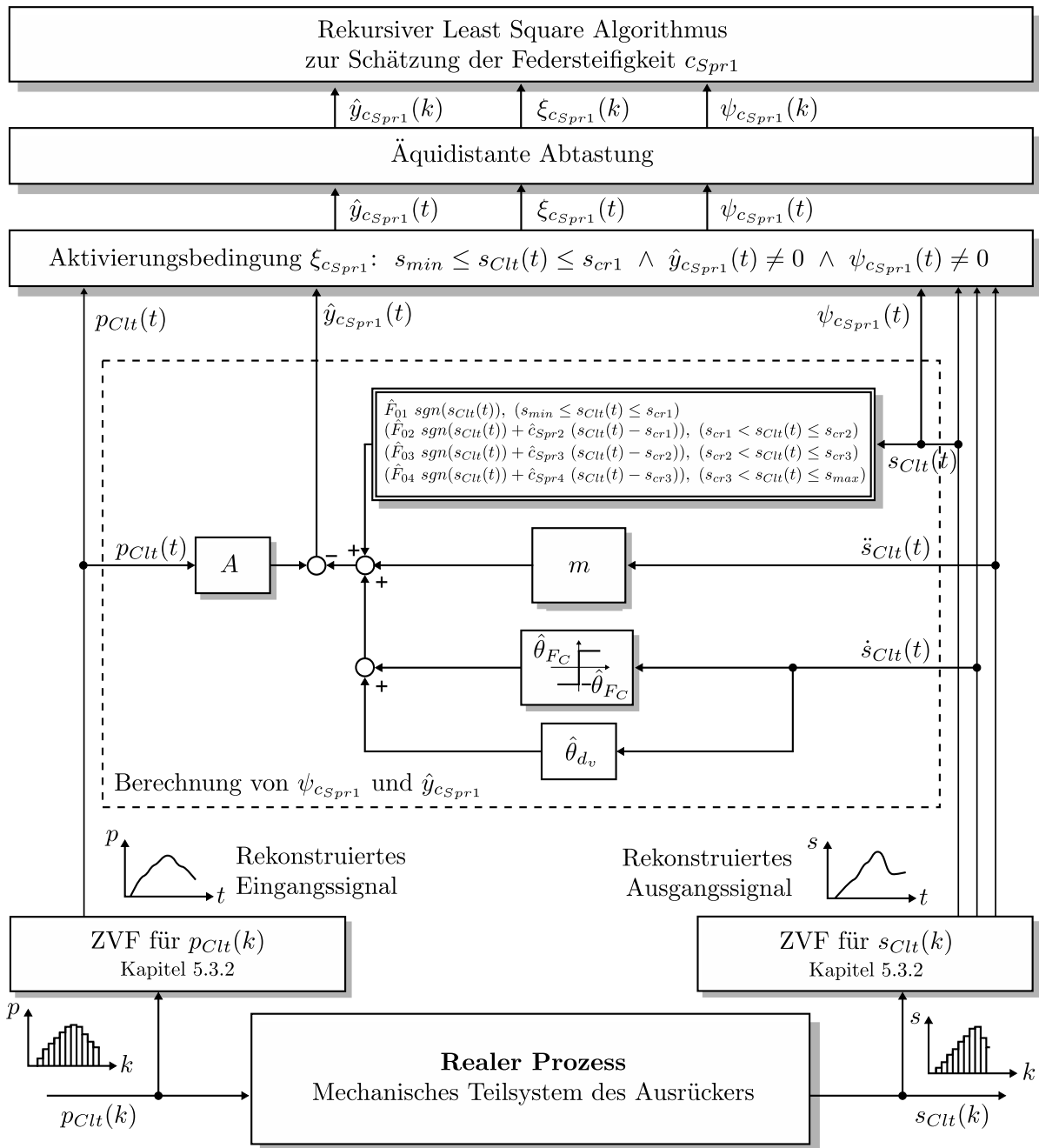


Bild 6.19: Beispiel zur separaten Schätzung der Federsteifigkeit c_{Spr1}

Nach der Ermittlung der Datengröße $\psi_{c_{Spr1}}(t)$, der Ausgangsgröße $\hat{y}_{c_{Spr1}}(t)$ und der Aktivierungsbedingung $\xi_{c_{Spr1}}(t)$ erfolgt eine äquidistante Abtastung mit einer Abtastzeit von $t_0 = 1$ ms. Die abgetasteten Signale $\psi_{c_{Spr1}}(k)$, $\hat{y}_{c_{Spr1}}(k)$ und $\xi_{c_{Spr1}}(k)$ werden im zeitdiskreten RLS-Algorithmus zur Parameterschätzung verwendet.

6.5.3 Prinzip der separaten Parameterschätzung

Im Folgenden wird zwischen Prozessparameter θ und Modellparameter $\hat{\theta}$ unterschieden. Die Prozessparameter sind die zu schätzenden Parameter aus dem realen Prozess. Die ermittelten Prozessparameter dienen zur Fehlererkennung, indem sie mit den Prozessparametern θ_{F0} des fehlerfreien Zustands verglichen werden, siehe beispielsweise Bild 6.24 auf Seite 71. Die Modellparameter sind hingegen die restlichen unbekannt Parameter, die zur Ermittlung der Datengröße ψ_i und der Ausgangsgröße \hat{y} benötigt werden. Sie werden getrennt im voraus bestimmt.

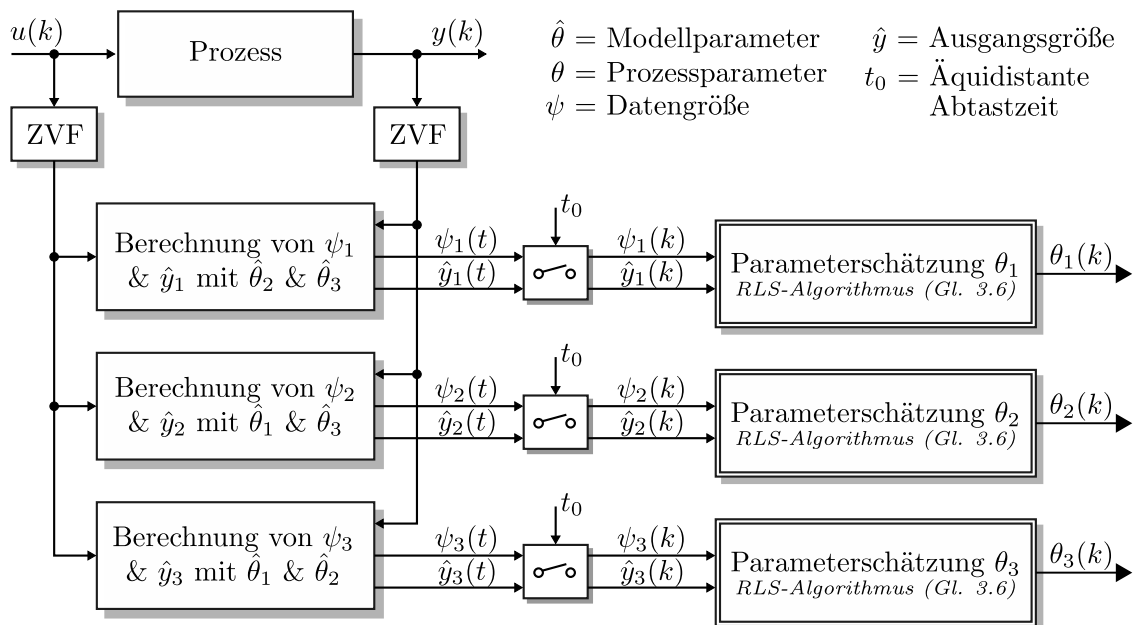


Bild 6.20: Prinzip der separaten Parameterschätzung

Die Prozessparameter θ sind separat und unabhängig zu den jeweils anderen Prozessparametern geschätzt worden, siehe Bild 6.20. Dazu werden i Daten- und Ausgangsgrößen berechnet, um i Prozessparameter θ schätzen zu können. In der jeweiligen Berechnung der Daten- und Ausgangsgrößen werden für die restlichen unbekannt Parameter die iterativ ermittelten Modellparameter $\hat{\theta}$ verwendet. So werden beispielsweise für die Schätzung des Prozessparameters θ_1 , die Modellparameter $\hat{\theta}_2$ und $\hat{\theta}_3$ zur Ermittlung der Datengröße ψ_1 und der Ausgangsgröße \hat{y}_1 genutzt. Damit ist der jeweils zu ermittelnde Prozessparameter θ mit Hilfe der anderen getrennt im voraus ermittelten Modellparametern $\hat{\theta}$ geschätzt worden. Für jeden Prozessparameter θ_i wird einzeln und individuell die Datengröße ψ_i und Ausgangsgröße \hat{y}_i berechnet.

Je nach zu schätzendem Prozessparameter θ ist die Parameterschätzung abhängig von bestimmten Aktivierungsbedingungen ξ , da die modellierten Parameter nur in definierten Positions- oder Drehzahlbereiche aktiv sind. Durch die individuellen Aktivierungsbedingungen entstehen unterschiedlich lange Schätzzeiten bzw. Berechnungszeiten k_C (Durchläufe des RLS-Algorithmus) der einzelnen Prozessparameter. Nach Ermittlung von ψ , \hat{y} und ξ erfolgt eine äquidistante Abtastung mit einer Abtastzeit von $t_0 = 1$ ms für den zeitdiskreten RLS-Algorithmus (siehe Gleichung 3.6 auf Seite 16).

Um eine erfolgreiche Fehlererkennung durch die Parameterschätzung zu gewährleisten, werden zunächst alle Prozessparameter eines Getriebeaktuators geschätzt. Anschließend ist aufgrund der vielen Parameter eine *Selektion* der relevanten Prozessparameter für die Fehlererkennung vorzunehmen, indem streuende Prozessparameter und sich nicht verändernde Prozessparameter trotz eingebauter Fehler nicht betrachtet werden.

Die Vorgehensweise zur Fehlererkennung am Getriebeprüfstand mit der separaten Parameterschätzung lautet zusammengefasst:

- (1) *Modellbildung*: Ermittlung aller physikalischer Zusammenhänge und notwendiger Modellparameter $\hat{\theta}$.
- (2) Definition eines zu schätzenden *Prozessparameters* θ_i .
- (3) Berechnung der *Datengröße* ψ_i und der *Ausgangsgröße* \hat{y}_i .
- (4) Ermittlung der *Aktivierungsbedingungen* ξ .
- (5) Implementierung der *äquidistanten Abtastung* aller notwendiger Signale.
- (6) Schätzung des *Referenzprozessparameters* $\theta_{i,F0}$ im fehlerfreien Systemzustand mit Hilfe des RLS-Algorithmus.
- (7) *Fehlereinbau* am Getriebeprüfstand.
- (8) Erneute Schätzung des Prozessparameters θ_i .
- (9) *Vergleich* des geschätzten Prozessparameters θ_i mit dem zuvor geschätzten Referenzprozessparameter $\theta_{i,F0}$. Ab einer definierten Differenz zwischen Prozessparameter θ_i und des Referenzprozessparameters $\theta_{i,F0}$ liegt ein Fehler vor.

6.5.4 Validierung der separaten Parameterschätzung

Aufgrund der Komplexität und der unterschiedlichen Abtastzeiten ist eine Validierung der Parameterschätzung sinnvoll. Bei der Ermittlung der Datengröße ψ_i und der Ausgangsgröße \hat{y}_i zur Schätzung des Prozessparameter θ_i ist stets auf *Verzögerungszeiten* $((k - j)t_0)$, $j \in \mathbb{R}$ zu achten, die aufgrund der Berechnung der Datengröße und Ausgangsgröße in Relation zum Modell bzw. zum realen Prozess entstehen können. Der Berücksichtigung von Verzögerungszeiten kommt eine hohe Bedeutung zu, da es bei Vernachlässigung zur Ermittlung falscher Werte oder einer erhöhten

Streuung der geschätzten Prozessparameter kommt. Um die korrekten Verzögerungszeiten zu ermitteln, ist die gesamte Parameterschätzung mit den Modellsignalen validiert worden, siehe Bild 6.21. Dabei sind die Parameter vom Modell mit der entwickelten Parameterschätzung ermittelt worden, um zu prüfen, ob das Ergebnis der Parameterschätzung $\hat{\theta}_P$ den Modellparametern $\hat{\theta}_M$ auch entspricht. Darüber hinaus sind einzeln berechnete Signale der Parametermodelle mit den entsprechenden Signalverläufen des Modells abgeglichen worden. Erst nach korrekter Validierung der Parameterschätzung anhand des Modells sind die Prozessparameter θ des realen Systems geschätzt worden.

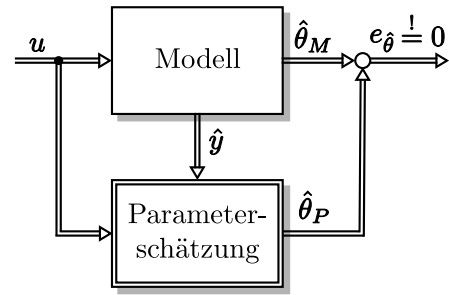


Bild 6.21: Validierung der entwickelten Parameterschätzung

6.5.5 Parameterschätzung des mechanischen Teilsystems des Ausrückers

Wie bereits im Kapitel 6.5.2 erläutert worden ist, erfolgt die Schätzung der mechanischen Prozessparameter anhand der Kräftebilanz des Gesamtmodells, siehe Gleichung 6.32.

Zur Übersicht sind für alle 10 Prozessparameter der Federsteifigkeit c_{Spr_i} , der Vorspannung F_{0_i} , der viskosen Reibung d_v und der coulomb'schen Reibung F_C des mechanischen Kupplungsausrückers die Herleitung der entsprechenden unterschiedlichen Datengrößen ψ , Ausgangsgrößen \hat{y} und Bedingungen ξ im Anhang A.8 auf Seite 151 in einzelnen Gleichungen zu sehen.

Aus allen 10 geschätzten Prozessparameter sind für die vollständige Fehlererkennung lediglich 3 Prozessparameter ausgewählt worden. Diese 3 Prozessparameter sind für eine erfolgreiche Fehlererkennung ausreichend, siehe Kapitel 6.5.8. Bei den selektierten Prozessparametern handelt es sich um $\theta_{c_{Spr_3}}$, $\theta_{F_{03}}$ und θ_{F_C} , deren Herleitung von der jeweiligen Datengröße ψ , Ausgangsgröße \hat{y} und Aktivierungsbedingung ξ hier gezeigt wird:

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federsteifigkeit $\theta_{c_{Spr_3}}$:

$$\begin{aligned}
 \hat{y}_{c_{Spr_3}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
 &\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), \quad (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
 &\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), \quad (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
 &\quad - \hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), \quad (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
 &\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), \quad (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
 \psi_{c_{Spr_3}}(t) &= s_{Clt}(t) \\
 \xi_{c_{Spr_3}}(t) &= s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3} \wedge \hat{y}_{c_{Spr_3}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{c_{Spr_3}}(t) \neq 0
 \end{aligned} \tag{6.37}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federvorspannungskraft θ_{F03} :

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{F03}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2}), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{F03}(t) &= \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) \\
\xi_{F03}(t) &= s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3} \wedge \hat{y}_{F03}(t) \neq 0 \wedge \psi_{F03}(t) \neq 0
\end{aligned} \tag{6.38}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der coulomb'schen Reibung θ_{FC} :

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{FC}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{FC}(t) &= \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t))
\end{aligned} \tag{6.39}$$

Für den Reibungsparameter θ_{FC} ist keine Bedingung zur Aktivierung des RLS-Algorithmus implementiert worden, da sich der Modellparameter nicht in Wertebereiche unterteilt. Die Federsteifigkeit c_{Spr} und die Federvorspannungskraft F_0 unterteilen sich hingegen in positionsabhängige Wertebereiche, um die Federkennlinie aus Gleichung 6.13 zu approximieren.

6.5.6 Parameterschätzung des pneumatischen Teilsystems des Ausrückers

Als Parameter des pneumatischen Teilsystems des Ausrückers sind in diesem Kapitel die 16 pneumatischen Leitwerte (C_{InSl1} bis C_{InSl4} , C_{InFa1} bis C_{InFa4} , C_{OutSl1} bis C_{OutSl4} und C_{OutFa1} bis C_{OutFa4}) geschätzt worden. Zur Schätzung der pneumatischen Leitwerte $C(p)$ wird zunächst das Gesamtmodell nach Kapitel 6.1.1 ermittelt:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{Clt}(t) &= [\dot{s}_{Clt}(t) p_{Clt}(t) + s_{Clt}(t) \dot{p}_{Clt}(t)] \frac{A_{cyl}}{T R_s} + \dot{p}_{Clt}(t) \frac{V_d}{T R_s} \\
&= \dot{m}_{InFa}(t) + \dot{m}_{InSl}(t) - \dot{m}_{OutFa}(t) - \dot{m}_{OutSl}(t)
\end{aligned} \tag{6.40}$$

mit

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{InFa}(t) &= [C_{InFa1}, (p_{Amb} < p(t) < p_{cr1}) + C_{InFa2}, (p_{cr1} \leq p(t) < p_{cr2}) \\
&\quad + C_{InFa3}, (p_{cr2} \leq p(t) < p_{cr3}) + C_{InFa4}, (p_{cr3} \leq p(t) < p_{Supl}(t))] \\
&\quad [p_{Supl}(t) \Psi_{InFa} A_{InFa} \cdot \tilde{u}_{InFa}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, \left(\frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} > \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \right) \\
&\quad + \left(p_{Supl}(t) \cdot \tilde{u}_{InFa}(t) \frac{A_{InFa}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right), \left(\frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} \leq \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \right)]
\end{aligned} \tag{6.41}$$

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{InSl}(t) = & [C_{InSl1}, (p_{Amb} < p(t) < p_{cr1}) + C_{InSl2}, (p_{cr1} \leq p(t) < p_{cr2}) \\
& + C_{InSl3}, (p_{cr2} \leq p(t) < p_{cr3}) + C_{InSl4}, (p_{cr3} \leq p(t) < p_{Supl}(t))] \\
& [p_{Supl}(t) \Psi_{InSl} A_{InSl} \cdot \tilde{u}_{InSl}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, \left(\frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} > \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \right) \\
& + \left(p_{Supl}(t) \cdot \tilde{u}_{InSl}(t) \frac{A_{InSl}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right), \left(\frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} \leq \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \right)] \quad (6.42)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{OutFa}(t) = & [C_{OutFa1}, (p_{Amb} < p(t) < p_{cr1}) + C_{OutFa2}, (p_{cr1} \leq p(t) < p_{cr2}) \\
& + C_{OutFa3}, (p_{cr2} \leq p(t) < p_{cr3}) + C_{OutFa4}, (p_{cr3} \leq p(t) < p_{Supl}(t))] \\
& [p_{Clt}(t) \Psi_{OutFa} A_{OutFa} \cdot \tilde{u}_{OutFa}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, \left(\frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} > \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \right) \\
& + \left(p_{Clt}(t) \cdot \tilde{u}_{OutFa}(t) \frac{A_{OutFa}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right), \left(\frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} \leq \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \right)] \quad (6.43)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{OutSl}(t) = & [C_{OutSl1}, (p_{Amb} < p(t) < p_{cr1}) + C_{OutSl2}, (p_{cr1} \leq p(t) < p_{cr2}) \\
& + C_{OutSl3}, (p_{cr2} \leq p(t) < p_{cr3}) + C_{OutSl4}, (p_{cr3} \leq p(t) < p_{Supl}(t))] \\
& [p_{Clt}(t) \Psi_{OutSl} A_{OutSl} \cdot \tilde{u}_{OutSl}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, \left(\frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} > \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \right) \\
& + \left(p_{Clt}(t) \cdot \tilde{u}_{OutSl}(t) \frac{A_{OutSl}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right), \left(\frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} \leq \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \right)] \quad (6.44)
\end{aligned}$$

Wobei die Terme $(p_{cr_{i-1}} \leq p(t) < p_{cr_i})$, $[(p_{Amb}(t)/p_{Clt}(t)) > (p_{Amb}(t)/p_{Clt}(t))_{crit}]$ und $[(p_{Amb}(t)/p_{Clt}(t)) \leq (p_{Amb}(t)/p_{Clt}(t))_{crit}]$ Eins ergeben wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null.

Zur Parameterschätzung werden die ventilabhängigen Massenflüsse \dot{m}_{InSl} , \dot{m}_{InFa} , \dot{m}_{OutSl} und \dot{m}_{OutFa} als jeweilige Ausgangsgröße \hat{y} verwendet. Die ein- und ausströmenden Massenflüsse \tilde{m}_{InSl} , \tilde{m}_{InFa} , \tilde{m}_{OutSl} und \tilde{m}_{OutFa} nach Gleichung 6.1 bis 6.5 ohne Berücksichtigung der pneumatischen Leitwerte $C(p)$ dienen als Datengrößen ψ_C . Bezüglich der zu schätzenden Prozessparametern, ergeben sich nach Kapitel 6.5.3 individuelle Datengrößen ψ_C und Ausgangsgrößen \hat{y}_C .

Parameterschätzung des Prozessparameters des pneumatischen Leitwerts $\theta_{C_{InSl_i}}$:

$$\hat{y}_{C_{InSl_i}}(t) = \left[\dot{s}_{Clt}(t) p_{Clt}(t) + s_{Clt}(t) \dot{p}_{Clt}(t) \right] \frac{A_{cyl}}{T R_s} + \dot{p}_{Clt}(t) \frac{V_d}{T R_s} \quad (6.45)$$

$$\psi_{C_{InSl_i}}(t) = \begin{cases} p_{Supl}(t) \Psi_{In} A_{InSl} \cdot \tilde{u}_{InSl}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, & \frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} > \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \\ p_{Supl}(t) \cdot \tilde{u}_{InSl}(t) \frac{A_{InSl}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, & \frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} \leq \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \end{cases} \quad (6.46)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des pneumatischen Leitwerts $\theta_{C_{InFa_i}}$:

$$\hat{y}_{C_{InFa_i}}(t) = \left[\dot{s}_{Clt}(t) p_{Clt}(t) + s_{Clt}(t) \dot{p}_{Clt}(t) \right] \frac{A_{cyl}}{T R_s} + \dot{p}_{Clt}(t) \frac{V_d}{T R_s} \quad (6.47)$$

$$- \dot{m}_{InSl}(t) + \dot{m}_{OutFa}(t) + \dot{m}_{OutSl}(t)$$

$$\psi_{C_{InFa_i}}(t) = \begin{cases} p_{Supl}(t) \Psi_{In} A_{InFa} \cdot \tilde{u}_{InFa}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, & \frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} > \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \\ p_{Supl}(t) \cdot \tilde{u}_{InFa}(t) \frac{A_{InFa}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, & \frac{p_{Clt}(t)}{p_{Supl}(t)} \leq \left(\frac{p_{Clt}}{p_{Supl}} \right)_{crit} \end{cases} \quad (6.48)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des pneumatischen Leitwerts $\theta_{C_{OutSl_i}}$:

$$\hat{y}_{C_{OutSl_i}}(t) = [\dot{s}_{Clt}(t) p_{Clt}(t) + s_{Clt}(t) \dot{p}_{Clt}(t)] \frac{A_{cyl}}{T R_s} + \dot{p}_{Clt}(t) \frac{V_d}{T R_s} - \dot{m}_{InFa}(t) - \dot{m}_{InSl}(t) + \dot{m}_{OutFa}(t) \quad (6.49)$$

$$\psi_{C_{OutSl_i}}(t) = \begin{cases} p_{Clt}(t) \Psi_{Out} A_{OutSl} \cdot \tilde{u}_{OutSl}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, & \frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} > \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \\ p_{Clt}(t) \cdot \tilde{u}_{OutSl}(t) \frac{A_{OutSl}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, & \frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} \leq \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \end{cases} \quad (6.50)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des pneumatischen Leitwerts $\theta_{C_{OutFa_i}}$:

$$\hat{y}_{C_{OutFa_i}}(t) = [\dot{s}_{Clt}(t) p_{Clt}(t) + s_{Clt}(t) \dot{p}_{Clt}(t)] \frac{A_{cyl}}{T R_s} + \dot{p}_{Clt}(t) \frac{V_d}{T R_s} - \dot{m}_{InFa}(t) - \dot{m}_{InSl}(t) + \dot{m}_{OutSl}(t) \quad (6.51)$$

$$\psi_{C_{OutFa_i}}(t) = \begin{cases} p_{Clt}(t) \Psi_{Out} A_{OutFa} \cdot \tilde{u}_{OutFa}(t) \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{RT}}, & \frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} > \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \\ p_{Clt}(t) \cdot \tilde{u}_{OutFa}(t) \frac{A_{OutFa}}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, & \frac{p_{Amb}(t)}{p_{Clt}(t)} \leq \left(\frac{p_{Amb}}{p_{Clt}} \right)_{crit} \end{cases} \quad (6.52)$$

Die Aktivierungsbedingungen ξ unterteilen die werte- und druckbereichsabhängigen Leitwerte $C(p_{i-1} \leq p(t) < p_i)$. Folgende *Aktivierungsbedingung* ξ_C ist für jeden RLS-Algorithmus realisiert worden, damit im Druckbereich des jeweiligen Leitwerts C_i geschätzt wird:

$$\xi_C(t) = u(t) > 0 \wedge p_{i-1} \leq p_{Clt}(t) < p_i \wedge \hat{y}_C(t) \neq 0 \wedge \psi_C(t) \neq 0 \quad (6.53)$$

Die Schätzung der Prozessparameter θ_{C_i} ist nur im individuellen Druckbereich aktiv, sodass die Prozessparameter C_{InSl1} bis C_{InSl4} , C_{InFa1} bis C_{InFa4} , C_{OutSl1} bis C_{OutSl4} und C_{OutFa1} bis C_{OutFa4} geschätzt werden können. In Abhängigkeit der Aktivierungsbedingungen entstehen die in Kapitel 6.5.3 genannten *unterschiedlichen Schätzzeiten* k_C .

Das Übersichtsbild 6.22 zeigt die gesamte vorgestellte Parameterschätzung der Leitwerte C_{InSl_i} , C_{InFa_i} , C_{OutSl_i} und C_{OutFa_i} . Jeder dieser Leitwerte teilt sich in vier verschiedene Druck- und Wertebereich auf ($i=4$), sodass vier Parameter θ_{C_i} pro Leitwert C geschätzt werden. Insgesamt sind 16 RLS-Algorithmen mit individuellen Bedingungen für eine vollständige Parameterschätzung der pneumatischen Leitwerte notwendig. Für eine aussagekräftige Fehlererkennung von Leckagen und Verstopfungen reichen jedoch zwei Parameter des pneumatischen Teilsystems aus, siehe Tabelle 6.2 auf Seite 72.

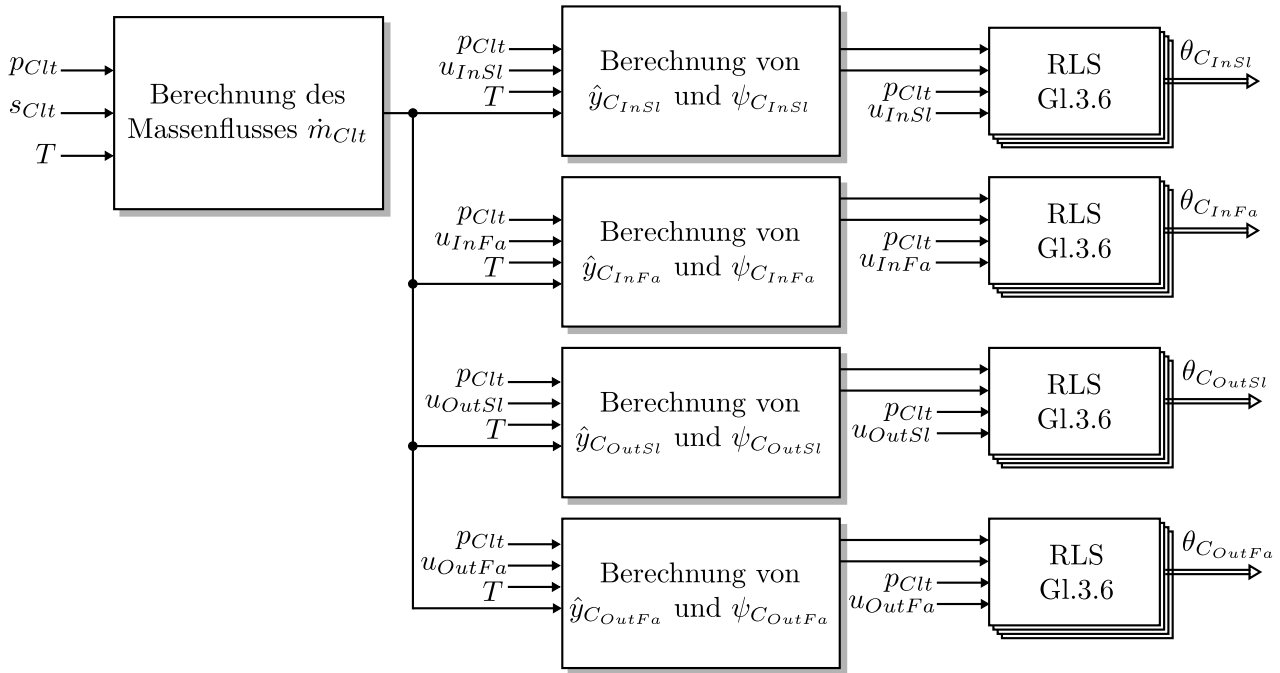


Bild 6.22: Übersicht zur Schätzung der pneumatischen Leitwerte

6.5.7 Parameterschätzung der Einscheibentrockenkupplung

Für die Einscheibentrockenkupplung ist für die Fehlererkennung der Prozessparameter der Torsionsdämpfung θ_{MCD} ermittelt worden, siehe Gleichung 6.18. Die Herleitung der Ausgangsgröße $\hat{y}_{MCD}(t)$ und der Datengröße ψ_{MCD} für die Parameterschätzung wird hier vorgestellt. Eine Aktivierungsbedingung ξ ist nicht notwendig.

Zur Schätzung der Torsionsdämpfung wird das Torsionsmoment M_T (Summe des Torsionsfeder Moments und des Torsionsdämpfer Moments, $M_T = M_{CD} + M_{CSp}$) über die Eingangswellendrehzahl ω_{IS} , das Trägheitsmoment J_{IS} und das Reibungsmoment der Eingangswelle $M_{F,IS}$ rückwirkend berechnet ($M_{IS} = 0$), siehe Gleichung 6.16 und 6.22 (bzw. Blockschaltbild 6.8 und 6.11)

$$M_T(t) = \dot{\omega}_{IS}(t)J_{IS} + \hat{d}_{v_{IS}}(\omega_{IS}(t), T)\omega_{IS}(t) + \hat{F}_{C_{IS}}(\omega_{IS}(t), T)\text{sgn}(\omega_{IS}(t)). \quad (6.54)$$

Für $M_{CD}(t)$ aus Gleichung 6.18 gilt somit:

$$|M_{CD}|\text{sgn}(\omega_{CS}(t) - \omega_{IS}(t)) = \dot{\omega}_{IS}(t)J_{IS} - \hat{M}_{CSp}(t) + \hat{d}_{v_{IS}}(\omega_{IS}(t), T)\omega_{IS}(t) + \hat{F}_{C_{IS}}(\omega_{IS}(t), T)\text{sgn}(\omega_{IS}(t)) \quad (6.55)$$

In der *Haftphase* ist das Kupplungsmoment M_C größer als das Torsionsmoment, sodass die Kupplungsscheibendrehzahl ω_{CS} gleich der Drehzahl des Verbrennungsmotors ω_E ist,

$$\omega_{CS}(t) = \omega_E(t) \quad \text{für} \quad M_C(t) > |M_T(t)|. \quad (6.56)$$

Für die *Rutschphase* gilt $M_C \leq |M_T|$. Die Drehzahl der Kupplungsscheibe (Gleichung 6.21) wird mit Hilfe des Rutschmoments M_C (Gleichung 6.24), des Kupplungsscheibenreibungsmoments $M_{F,CS}$

(Gleichung 6.25) und des Torsionsmoments M_T (Gleichung 6.54) berechnet,

$$J_{CS} \dot{\omega}_{CS}(t) = M_C(s(t), \Delta\omega(t)) - M_{F,CS}(t) - |M_T(t)|. \quad (6.57)$$

Mit der ermittelten Kupplungsscheibendrehzahl ω_{CS} und der vom TCM ermittelten Eingangswelldrehzahl ω_{IS} lässt sich die Differenzdrehzahl berechnen, die für den Datengröße ψ_{MCD} benötigt wird. Als Ausgangsgröße \hat{y}_{MCD} ist die Differenz von Torsionsmoment M_T und Torsionsfedermoment M_{CSp} (Gleichung 6.17) ermittelt worden, unter der vereinfachten Annahme $M_{IS} = 0$ (siehe Blockschaltbild 6.8 und 6.11) die aufgrund der Neutralstellung während der Diagnoseroutine vorliegt. Die Terme $(M_C(t) > |M_T(t)|)$ und $(M_C(t) \leq |M_T(t)|)$ ergeben Eins wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null.

Parameterschätzung des Prozessparameters der Torsionsdämpfung θ_{MCD} :

$$\psi_{MCD}(t) = \text{sgn}(\omega_{CS}(t) - \omega_{IS}(t)) = \text{sgn}([\omega_E(t), (\hat{M}_C(t) > |\hat{M}_T(t)|) \quad (6.58)$$

$$+ \left(\frac{1}{J_{CS}} \int \hat{M}_C(t) - \hat{M}_{F,CS}(t) - |\hat{M}_T(t)| dt \right), (\hat{M}_C(t) \leq |\hat{M}_T(t)|] - \omega_{IS}(t))$$

$$\hat{y}_{MCD}(t) = \hat{M}_T(t) - \hat{M}_{CSp}(\varphi_{CS}(t) - \varphi_{IS}(t)) \quad (6.59)$$

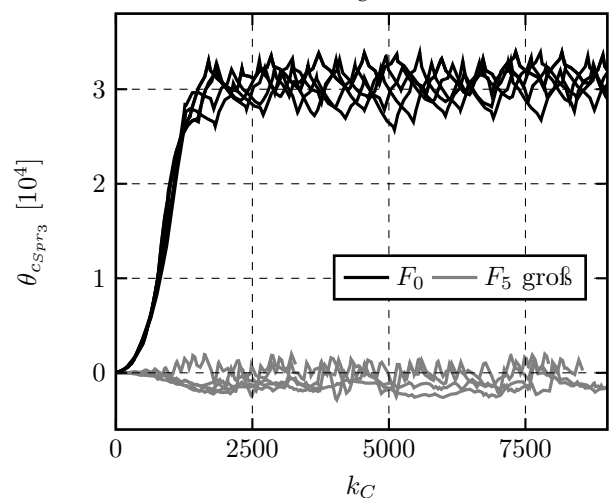
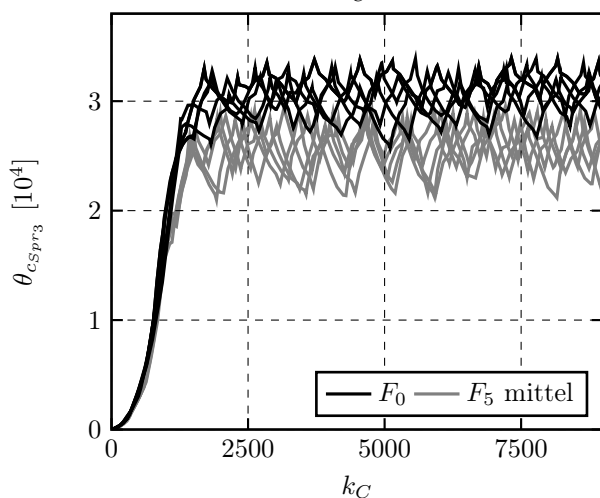
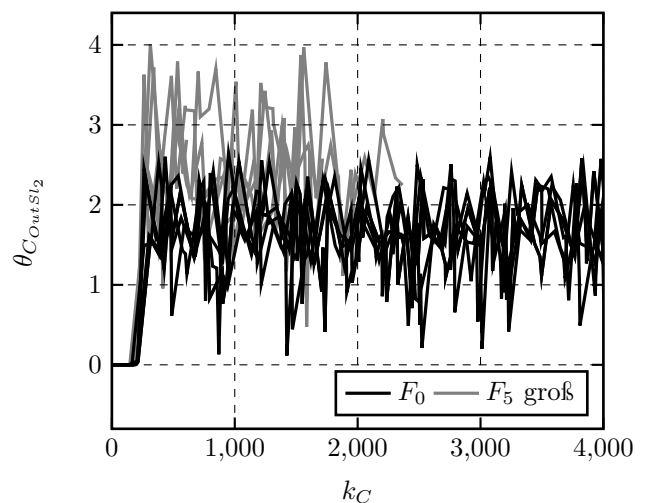
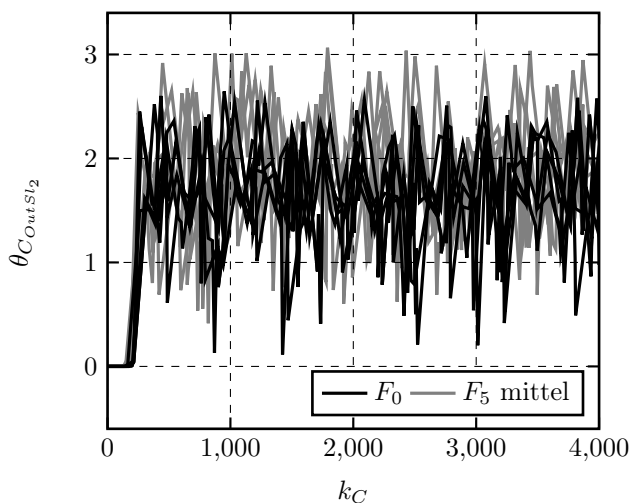


Bild 6.23: Mittlere Leckage, F_5

Bild 6.24: Große Leckage, F_5

6.5.8 Diskussion der separaten Parameterschätzung

Aufgrund der insgesamt sehr vielen geschätzten Parameter, ist eine *Selektion* für die Fehlererkennung vorgenommen worden, indem streuende Parameter und sich nicht verändernde Parameter trotz eingebauter Fehler nicht betrachtet worden sind. Die Fehler-Symptom-Tabelle 6.2 zeigt die Auswertung der Parameterschätzung der fokussierten Fehlerarten. Mit den ausgewählten sechs geschätzten Prozessparametern lässt sich eine Leckage und Verstopfung je nach Ausprägung *eindeutig* erkennen. Durch die separate Schätzung der Prozessparameter ist aus der Fehler-Symptom-Tabelle 6.2 ersichtlich, dass die Prozessparameter unterschiedlich empfindlich auf einzelne Fehler reagieren. So reagiert beispielsweise der mechanische Prozessparameter der coulomb'schen Reibung im Kupplungsausrücker θ_{FC} auf Verstopfungen und Leckagen im Pneumatikbereich, da sich trotz 6-Punkt Regelung der gemessene Luftdruck des Kupplungsausrückers p_{Clt} bei einer Verstopfung und Leckage etwas verändert. Diese Luftdruckänderung beeinflusst die Kolbenposition und somit den mechanischen Parameter θ_{FC} , da der gemessene Luftdruck zur Parameterschätzung θ_{FC} verwendet wird. Insgesamt hängt die Empfindlichkeit eines Parameters vom Einfluss des Parameters auf das Gesamtmodell (mechanisches und pneumatisches System) ab.

Tabelle 6.2: Fehler-Symptom-Tabelle der Parameterschätzung:

	$\theta_{C_{InSl_2}}$	$\theta_{C_{OutSl_2}}$	θ_{FC}	$\theta_{c_{Spr_3}}$	$\theta_{F_{0_3}}$	θ_{MCD}
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	–	0	0	0	0	–
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	– –	+	– –	0	0	– –
Kleine Leckage Druckluftkammer, F_5	0	0	0	–	–	0
Mittlere Leckage Druckluftkammer, F_5	0	0	0	–	– –	–
Große Leckage Druckluftkammer, F_5	0	+	–	– –	– –	– –
Wechsel zur älteren Bauteilvarianten	0	0	0	0	0	0

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

6.6 Signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung

Neben der modellbasierten Fehlererkennung ist eine signalbasierte Fehlererkennung implementiert worden. Der Entwicklungsaufwand eines Simulationsmodells fällt weg, da nur die gemessenen Signalverläufe betrachtet werden.

Ein direkter signalbasierter Vergleich ist aufgrund des *zeitlichen Taktzitterns* bei der Übertragung der CAN-Botschaften (*Jitter*) nicht möglich. Die komplexe Bussystemstruktur bewirkt *höhere Latenzzeiten*, sodass eine *zeitliche Signalverschiebung* innerhalb der Testsequenz stattfindet. Ein direkter Vergleich mehrerer Diagnoseroutinen ist so nicht möglich, sodass speziell für die Testsequenzen eine einfache und rein signalbasierte Methode zur Fehlererkennung entwickelt worden ist. Da es sich um einheitliche und reproduzierbare Testsequenzen für eine Komponente handelt, ist es möglich durch den *Flächeninhalt unterhalb des Signalverlaufs* eine eindeutige Aussage über den

Zustand der Komponente zu treffen. In Schwarte [92] wird bereits ein ähnlicher Ansatz beschrieben.

Die Ermittlung der Fläche A unterhalb eines beliebigen Sensorsignalverlaufs $z(t)$ erfolgt ab dem Zeitpunkt, wenn der Starttrigger t_s innerhalb der Diagnoseroutine auslöst. Mit dem Trigger t_e endet die Flächenberechnung,

$$A = \int_{t_s}^{t_e} z(t) dt. \quad (6.60)$$

Für den Kupplungsausrücker wird die Fläche der Eingangssignale der vier elektromagnetischen Wegeventile $A_{u_{OutFa}}$, $A_{u_{OutSl}}$, $A_{u_{InFa}}$, $A_{u_{InSl}}$, der Signalverlauf unterhalb des Kammerluftdrucks $A_{p_{Clt}}$ und der Ausrückerposition $A_{s_{Clt}}$ berechnet. Zusätzlich ist die Fläche der Getriebeeingangsdrehzahl $A_{\omega_{IS}}$ ermittelt, um eine Auskunft über die Funktion der Trockenkupplung zu bekommen.

Tabelle 6.3: Fehler-Symptom-Tabelle der Flächenberechnung:

	$A_{u_{OutFa}}$	$A_{u_{OutSl}}$	$A_{u_{InFa}}$	$A_{u_{InSl}}$	$A_{p_{Clt}}$	$A_{s_{Clt}}$	$A_{\omega_{IS}}$
Kleine Verstopfung, F_4	–	0	+	+	–	0	0
Große Verstopfung, F_4	– –	– –	++	++	– –	–	– –
Kleine Leckage, F_5	–	0	+	0	–	0	0
Mittlere Leckage, F_5	–	0	++	0	– –	0	0
Große Leckage, F_5	– –	–	++	0	– –	+	+
Wechsel Bauteilvarianten	0	0	0	0	0	0	0

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

Anhand der Veränderung der Flächen im Vergleich zum fehlerfreien Zustand, können *Verstopfungen* und *Leckagen* des Kupplungsaktuators *eindeutig erkannt* werden. Wie bei der Fehlererkennung mit Paritätsgleichungen sind auch für die berechneten Flächen Schwellwerte bestimmt worden, analog zu Gleichung 6.31 auf Seite 58. Durch die Wahl des Toleranzbereiches wird die Empfindlichkeit der Fehlererkennung mittels Flächenberechnung festgelegt. Aufgrund dieser Schwellwerte bleibt der Variantenwechsel der Kupplung, von der neuen zur alten Kupplungsversion, unentdeckt. Die Tabelle 6.3 bietet eine Übersicht der Symptome.

Aus den Flächen der Magnetventile geht hervor, dass die 6-Punkt Regelung des Kupplungsaktuators bei einer Leckage die Eingangssignale der Magnetventile $u(t)$ verändert. Das Ventil MVOutFa wird weniger und das Ventil MVInFa häufiger betätigt, um die Luftströmung aus der Zylinderkammer durch die Leckage zu kompensieren. Bei der Verstopfung werden ebenfalls die Ventile zum Einlassen der Druckluft länger geöffnet, um den notwendigen Druck in der Zylinderkammer aufzubauen. Die Veränderung der Ventilanpulsung bei der Verstopfung und Leckage basiert auf der Verringerung der Druckluft in der Zylinderkammer, siehe Fläche der Druckluft $A_{p_{Clt}}$. Eine Auswirkung der Fehler auf die Position des Kupplungsaktuators s_{Clt} und der Eingangswellendrehzahl ω_{IS} passiert erst bei einer massiven Veränderung des Luftdrucks p_{Clt} und ist sehr gut durch die berechneten Flächen $A_{s_{Clt}}$ und $A_{\omega_{IS}}$ erkennbar.

7 Modellbildung und Fehlererkennung des Gang- und Gassenaktuators

In diesem Kapitel wird die Modellbildung des Gang- und Gassenaktuators erläutert, mit der anschließenden modellbasierten Fehlererkennung durch die Parameterschätzung und den Paritätsgleichungen. Die Validierung des Modells und die Entwicklung der Diagnoseroutinen für die signalbasierte Fehlererkennung über die Flächen- und Totzeitberechnung runden den Inhalt des Kapitels ab.

7.1 Modellbildung des Gang- und Gassenaktuators

Die Hauptschaltgruppe des G281-Getriebes wird als unsynchronisiertes Klauengetriebe realisiert, bei der die *Querschaltung* bestehend aus Gassen- und Gangaktuator die zwei *Schaltmuffen* auswählen und verschalten, siehe Bild 7.1.

Die Bewegung des Gassenzylinders führt zu einer translatorischen Bewegung der Schaltwelle, was zur Auswahl der Schaltschiene bzw. Schaltmuffe führt. Durch die Feder wird die Schaltwelle bzw.

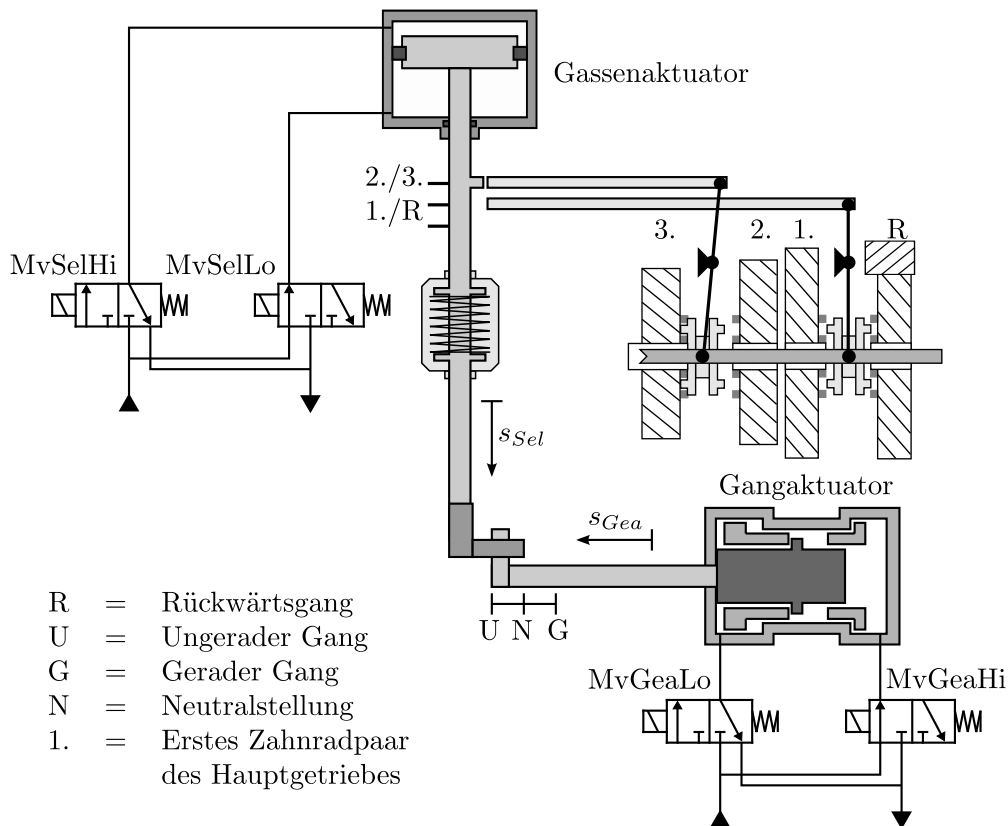


Bild 7.1: Prinzipskizze des Gang- und Gassenaktuators

auch der Zylinderkolben des Gassenaktuators zentriert, sodass *drei definierte Positionen* des Aktuators vorliegen. Für das 12-Gang Getriebe sind lediglich zwei dieser Positionen notwendig. Nur für das 16-Gang Gruppengetriebe wird die dritte Stellung zur Auswahl einer weiteren Schaltmuffe verwendet. Ist die entsprechend zu *schaltende Klauenmuffe* über den Gassenaktuator ausgewählt worden, führt die Ansteuerung des Gangaktuators zu einer rotatorischen Bewegung der Schaltwelle. Über ein *Gelenk am Ende der Schiene* erfolgt die Umwandlung der rotatorischen Bewegung zu einer translatorischen Bewegung der Klauenmuffe. Der Gangaktuator legt somit einen geraden oder ungeraden Gang ein, falls ein einzelnes Wegeventil angesteuert worden ist. Durch die gleichzeitige Ansteuerung beider elektromagnetischer Ventile wird die Kolbenstange in die Neutralstellung positioniert. Gang- und Gassenaktuator werden jeweils über *zwei elektromagnetische 3/2-Wegeventile* angesteuert, die im nicht angesteuerten Zustand die Luft aus den Zylinderkammern entweichen lassen.

7.1.1 Modellbildung der pneumatischen Teilsysteme

Wie bei der Modellbildung des Kupplungsaktuators wird die Massenflussberechnung mittels *veränderlichen pneumatischen Leitwerten* für die Modellierung verwendet (Gleichung 6.2 bis Gleichung 6.7). Aufgrund der 3/2 Wegeventile erfolgt die Massenflussberechnung der ein- bzw. ausströmenden Luft in Abhängigkeit des Ventilzustandes. Ist das Wegeventil aktiviert strömt die Luft in die Kammer ein, während im deaktivierten Zustand die Kammerluft ausströmen kann. Der Massenfluss einer Zylinderkammer berechnet sich über die Summe der ein- und ausströmenden Druckluft.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{Hi}(t) &= \dot{m}_{Hi,In}(t) - \dot{m}_{Hi,Out}(t) \\ \dot{m}_{Lo}(t) &= \dot{m}_{Lo,In}(t) - \dot{m}_{Lo,Out}(t)\end{aligned}\quad (7.1)$$

Die *Luftdruckberechnung* des **Gassenaktuators** erfolgt für die zwei Zylinderkammern Hi und Lo analog zur Gleichung 6.9, nur dass für die Kammer Lo zur Volumenberechnung, die Differenzposition zur voll ausgefahrenen Endposition s_{max} genommen werden muss.

$$p_{SelHi}(t) = \frac{m_{Hi}(t) R_S T}{A_{cyl,Hi} \cdot s_{Sel}(t) + V_{d,Hi}} \quad (7.2)$$

$$p_{SelLo}(t) = \frac{m_{Lo}(t) R_S T}{A_{cyl,Lo} \cdot (s_{max} - s_{Sel}(t)) + V_{d,Lo}} \quad (7.3)$$

Der vollständige Aufbau der Luftdruckberechnung für den Gassenaktuator aus den Ansteuerungssignalen der Wegeventile wird in Bild 7.2 dargestellt.

Durch den besonderen Aufbau des **Gangaktuators** unterscheidet sich die Luftdruckberechnung von der Berechnung des Gassenaktuators. Im Zylinderraum des Gangaktuators sind zusätzliche *Hülsen* um den Zylinder herum angebracht worden und bewegen sich bei *bestimmten Positionen* mit, was zu unterschiedlichen Druckflächen und damit zu unterschiedlichen Kräften führt. Mit diesen Zylinderhülsen ist es trotz Kolbens möglich, durch die Ansteuerung beider Magnetventile Mv_{GeaHi}

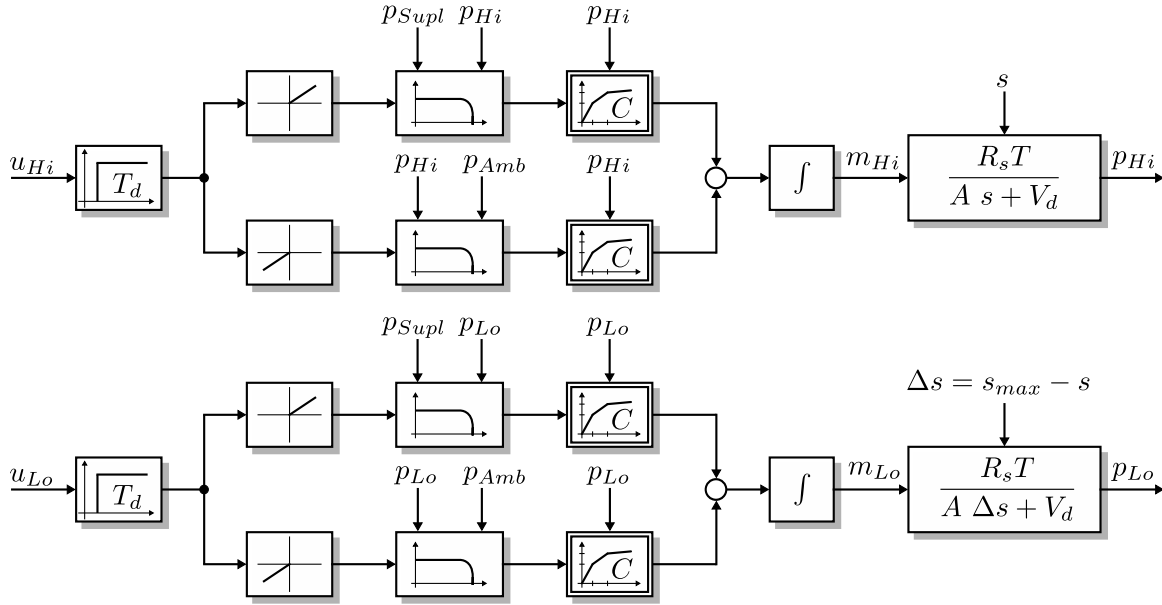


Bild 7.2: Blockschaltbild des pneumatischen Teilsystems vom Gassenaktuator

und $MvGeaLo$ den Zylinder in die *Mittelstellung* (Neutral) zu bewegen. Der jeweilige Zylinderkammerdruck H_i und Lo wird wie bisher analog zu Gleichung 6.9 berechnet.

$$p_{Gea}(t) = R_s T \frac{m_{Gea}(t)}{V_{Gea}} \quad (7.4)$$

Das Volumen V_{Gea} der jeweiligen Luftdruckkammer berücksichtigt die verbauten Zylinderhülsen und ist daher stark von der Kolbenposition abhängig. Es wird unterschieden, ob die Kolbenposition s_{Gea} größer bzw. kleiner ist als die Neutralstellung s_N :

Kammervolumen H_i , V_{GeaHi} :

$$V_{GeaHi} = \begin{cases} A_{Hi,NG} \cdot s_N + V_{d,Hi} + A_{Hi,NU} \cdot (s_{Gea}(t) - s_N), & s_{Gea}(t) \geq s_N \\ A_{Hi,NG} \cdot s_{Gea}(t) + V_{d,Hi}, & s_{Gea}(t) < s_N \end{cases} \quad (7.5)$$

Kammervolumen Lo , V_{GeaLo} :

$$V_{GeaLo} = \begin{cases} A_{Lo,NU} \cdot (s_{max} - s_{Gea}(t)) + V_{d,Lo}, & s_{Gea}(t) \geq s_N \\ A_{Lo,NU} \cdot (s_{max} - s_N) + V_{d,Lo} + A_{Lo,NG} \cdot (s_N - s_{Gea}(t)), & s_{Gea}(t) < s_N \end{cases} \quad (7.6)$$

7.1.2 Modellbildung des mechanischen Teilsystems des Gangaktuators

Für die Berechnung der resultierenden Kraft aus dem Luftdruck p_{Gea} ergibt sich für die jeweilige Luftdruckkammer H_i und Lo eine *Fallunterscheidung* in der Neutralstellung s_N des Kolbens, aufgrund der *unterschiedlichen Druckflächen*.

Druckkraft Lo , $F_{pr,Lo}$:

$$F_{pr,Lo}(t) = \begin{cases} p_{Lo}(t) A_{Lo,NU}, & s(t) \geq s_N \\ p_{Lo}(t) A_{Lo,NG}, & s(t) < s_N \end{cases} \quad (7.7)$$

Druckkraft Hi, $F_{pr,Hi}$:

$$F_{pr,Hi}(t) = \begin{cases} p_{Hi}(t) A_{Hi,NG}, & s(t) < s_N \\ p_{Hi}(t) A_{Hi,NU}, & s(t) \geq s_N \end{cases} \quad (7.8)$$

Für die Druckkräfte ist die Fallunterscheidung zur Erreichung der Neutralstellung bei Ansteuerung beider Wegeventile relevant. Die ermittelten Druckkräfte $F_{pr,Lo}$ und $F_{pr,Hi}$ müssen in der Simulation identisch sein, damit die Kolbenposition in der Neutralstellung zum Stehen kommt.

Die Kolbenmasse m_{Gea} und die resultierende Gesamtkraft ergeben mit der folgenden Kräftebilanz die Kolbenposition des Gangaktuators s_{Gea} .

$$m_{Gea} \ddot{s}_{Gea}(t) = F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) + F_{EN}(t) - F_{Fric}(t) - F_{HS}(t) \quad (7.9)$$

Die resultierende Kraft besteht aus den Druckkräften, einer *Einrasterungskraft* F_{EN} , einer *Hard-Stop Kraft* F_{HS} und einer *Reibungskraft* F_{Fric} .

Einrasterungskraft

Die translatorische Bewegung des Zylinderkolbens wird über ein federbelastendes Kugellager in die rotatorische Bewegung der Schaltwelle umgewandelt. Durch einen Spannstift und Schaltfinger an der Schaltwelle wird direkt die Schaltschiene translatorisch bewegt. Durch diesen Mechanismus rasten die unterschiedlichen Positionstellungen (*U*, *N*, *G*) des Gangaktuators mechanisch ein, siehe Bild 7.3. Für das Simulationsmodell ist eine Einrasterungskraft F_{EN} für die Neutralstellung auf Grundlage von Flohr [30] entwickelt worden. Im ersten Abschnitt der Einrasterung (s_{E1} bis s_{E2}) wirkt die Einrasterungskraft bei $\dot{s} > 0$ beschleunigend auf den Kolben, während von s_{E3} bis s_{E4} die Kraft bremsend wirkt. Zur Unterdrückung starker Schwingungen in der Simulation, ist eine Federkonstante c_{EN} zur Dämpfung definiert, die die Einrasterungskraft auf das Minimum $F_{EN,min}$ verringert je näher der Kolben zur mittleren Position (s_{E2} bis s_{E3}) fährt.

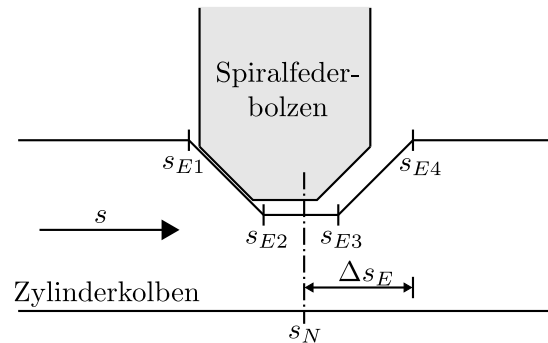


Bild 7.3: Schema Einrasterung

$$F_{EN}(t) = \begin{cases} \operatorname{sgn}(\dot{s}(t)) (|F_{EN,min}| + c_{EN}(s_{E2} - s(t))), & s_{E1} \leq s(t) \leq s_{E2} \\ 0, & s_{E2} < s(t) < s_{E3} \\ -\operatorname{sgn}(\dot{s}(t)) (|F_{EN,min}| + c_{EN}(s(t) - s_{E3})), & s_{E3} \leq s(t) \leq s_{E4} \end{cases} \quad (7.10)$$

Hard-Stop Kraft

Die Stellungen „Gerade“ und „Ungerade“ des Zylinderkolbens sind gleichzeitig die Anfangs- s_{min} und Endpositionen s_{max} . Durch die hohe Luftdruckkraft fährt der Zylinderkolben in diesen Positionen vor einen mechanischen Anschlag. Die Kraft bei dem Aufprall (Hard-Stop Kraft) F_{HS} ist

als Feder-Dämpfer System beschrieben worden:

$$F_{HS}(t) = \begin{cases} c_{HS} \Delta s_{max}(t) + d_{HS} \Delta \dot{s}_{max}(t), & s(t) \geq s_{max} \\ 0, & s_{max} > s(t) > s_{min} \\ c_{HS} \Delta s_{min}(t) + d_{HS} \Delta \dot{s}_{min}(t), & s(t) \leq s_{min} \leq 0 \end{cases} \quad (7.11)$$

mit

- c_{HS} Federsteifigkeit
- d_{HS} Dämpfungskonstante
- $\Delta s_{min}(t) = s(t) - s_{min}$ Positionsdifferenz zur Anfangsposition des Kolbens
- $\Delta s_{max}(t) = s(t) - s_{max}$ Positionsdifferenz zur Endposition des Kolbens

Reibungsmodell

Die auftretenden Reibungseffekte zwischen Zylinderraum, -hülsen und Kolben ist eine *Superposition von viskoser, trockener und hydrodynamischer Reibung*. Um diese Effekte zu simulieren werden statische und dynamische Reibungsmodelle betrachtet, siehe Olsson [79, 80].

Statische Reibungsmodelle beschreiben den Effekt der viskosen Reibung, der Haftreibung, der Stribeck-Reibung und der coulomb'schen Reibung. Sie bieten allerdings keine Modellierung für die Geschwindigkeit bei Null und verursachen Diskontinuitäten bei der Simulation. Speziell für dieses Simulationsproblem ist das *dynamische Karnopp Modell* 1985 entwickelt worden, siehe Karnopp [60]. Ein weiteres dynamisches Reibungsmodell ist das *Armstrong Modell*. Es behandelt zeitliche Abhängigkeiten von der Haftreibung und dem Stribeck-Effekt, jedoch ist die Gleitreibung vernachlässigt worden, siehe Armstrong u.a. [7]. Das *Borsten-Modell* in Haessig und Friedland [41] beschreibt den dynamischen Haftungsbereich in mikroskopischer Ebene zwischen zwei Oberflächen. Jeder Berührungspunkt wird dabei als Bindung zwischen flexiblen Borsten betrachtet, was zu einem hohen numerischen Aufwand führt. Zur Modellierung von Kugellager-Reibungen ist das *Dahl-Modell* entwickelt worden, siehe Dahl [21]. Es beruht auf dem Spannung-Verformungsdiagramm, wozu allerdings sich gewisse Materialeigenschaften nur über Experimente ermitteln lassen. Bei dem *LuGre Modell* (siehe Canudas u.a. [16]) und dem Modell von Bliman und Sorine [12] handelt es sich um Erweiterungen des Dahl-Modells. In Harnoy und Friedland [44] wird eine dynamische Modellierung für geölte und geschmierte Kontakte, also für die hydrodynamische Reibung, vorgestellt. Das Modell beschreibt die Scherfestigkeit der Oberfläche und das viskose Schmiermittel.

Aufgrund mangelnder Informationen über notwendige Materialeigenschaften oder aufgrund zu hohem numerischen Rechenaufwand ist auf Basis der statischen Reibungsmodelle, in Anlehnung an das *richtungsabhängige Reibungsmodell von Freyermuth* [33] und Gleichung 6.26, ein Modell für die nichtlinearen Reibungseffekte entwickelt worden, siehe Gleichung 7.12.

Es handelt sich dabei um eine *Approximation* mit den Koeffizienten der coulomb'schen Reibung F_C und der Gleitreibung d_v . Das Reibungsmodell ist strukturell für beide Richtungen und Positionsbereichen identisch aufgebaut, jedoch können die Parameter unterschiedliche Werte annehmen.

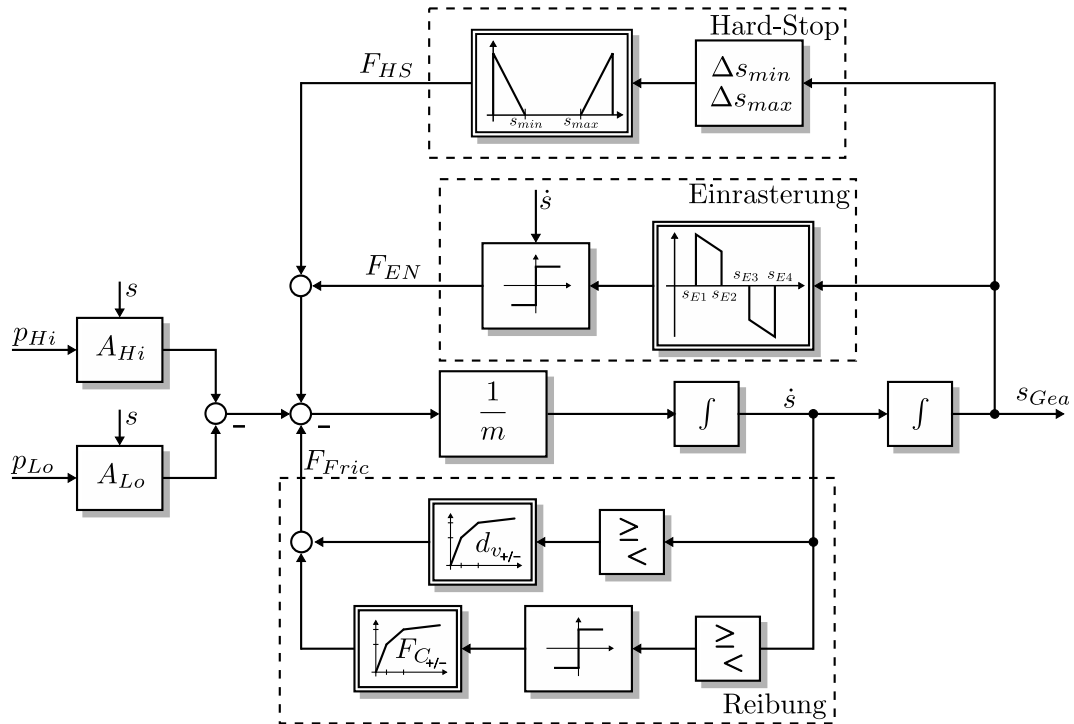


Bild 7.4: Blockschaltbild des mechanischen Teilsystems vom Gangaktuator

Der Index + bzw. - bezeichnet die Reibungskoeffizienten, die je nach Positionsbewegung gültig sind, der Index Hi bzw. Lo gilt hingegen für den Positionsbereich.

$$F_{Fric}(t) = \begin{cases} d_{v,Hi,+}(s, T) \cdot \dot{s}(t) + F_{C,Hi,+}(s, T) \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t)), & \dot{s} \geq 0 \wedge s(t) > s_N \\ d_{v,Hi,-}(s, T) \cdot \dot{s}(t) + F_{C,Hi,-}(s, T) \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t)), & \dot{s} < 0 \wedge s(t) > s_N \\ 0, & s(t) = s_N \\ -d_{v,Lo,+}(s, T) \cdot \dot{s}(t) - F_{C,Lo,+}(s, T) \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t)), & \dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_N \\ -d_{v,Lo,-}(s, T) \cdot \dot{s}(t) - F_{C,Lo,-}(s, T) \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t)), & \dot{s} < 0 \wedge s(t) < s_N \end{cases} \quad (7.12)$$

Die temperatur- und positionsabhängigen Parameter d_v , $F_C \geq 0$ sind darüber hinaus für definierte Positionsbereiche in Wertebereiche unterteilt worden:

$$d_{v_i}(s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \text{ und } F_{C_i}(s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \quad (7.13)$$

7.1.3 Modellbildung des mechanischen Teilsystems des Gassenaktuators

Mit den ermittelten Drücke (Gleichung 7.2 und 7.3) lassen sich die Druckkräfte $F_{pr,Hi}$, $F_{pr,Lo}$ berechnen. Mit den Druckkräften, einer Reibungskraft nach Gleichung 7.12, einer Hard-Stop Kraft nach Gleichung 7.11 und einer Federkraft F_{Spr} , die im Folgenden beschrieben wird, ist die *Kolbenposition des Gassenaktuators* s_{Sel} über die Kräftebilanz ermittelt worden,

$$m_{Sel} \ddot{s}_{Sel}(t) = F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) - F_{Fric}(t) - F_{HS}(t) - F_{Spr}(t). \quad (7.14)$$

Federkraft

Wie für den Kupplungsausrücker (siehe Kapitel 6.1.2) ist auch für den Gassenaktor die Federkraft in der Simulation nachgebildet worden. Mit der approximierten Federkraft nach Gleichung 6.13 erfolgte die Modellbildung, jedoch konnte der Signalverlauf nicht ausreichend genug nachgebildet werden. Trotz der richtungsabhängigen Reibungskraft (siehe Gleichung 7.12) ist es zu *Differenzen zwischen dem Positionsverlauf für den An- und Abstieg* gekommen.

Aus diesem Grund sind *richtungsabhängige Federkonstanten* $c_{Spr,+}$, $c_{Spr,-}$ und *Vorspannungskräfte* $F_{0,+}$, $F_{0,-}$ im Modell der Federkraft F_{Spr} implementiert, sowie eine Unterscheidung (*Hi*, *Lo*) bezüglich der Mittelstellung s_{mid} :

$$F_{Spr}(t) = \begin{cases} F_{0,Hi,+} \operatorname{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Hi,+} (s(t) - s_{mid}), & \dot{s} \geq 0 \wedge s(t) > s_{mid} \\ F_{0,Hi,-} \operatorname{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Hi,-} (s(t) - s_{mid}), & \dot{s} < 0 \wedge s(t) > s_{mid} \\ 0, & s(t) = s_{mid} \\ F_{0,Lo,+} \operatorname{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Lo,+} (s(t) - s_{mid}), & \dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_{mid} \\ F_{0,Lo,-} \operatorname{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Lo,-} (s(t) - s_{mid}), & \dot{s} < 0 \wedge s(t) < s_{mid} \end{cases} \quad (7.15)$$

mit der Struktur von Gleichung 6.13 für c_{Spr_i} ($s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}$) und F_{0_i} ($s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}$).

7.2 Diagnoseroutinen des Gang- und Gassenaktuators

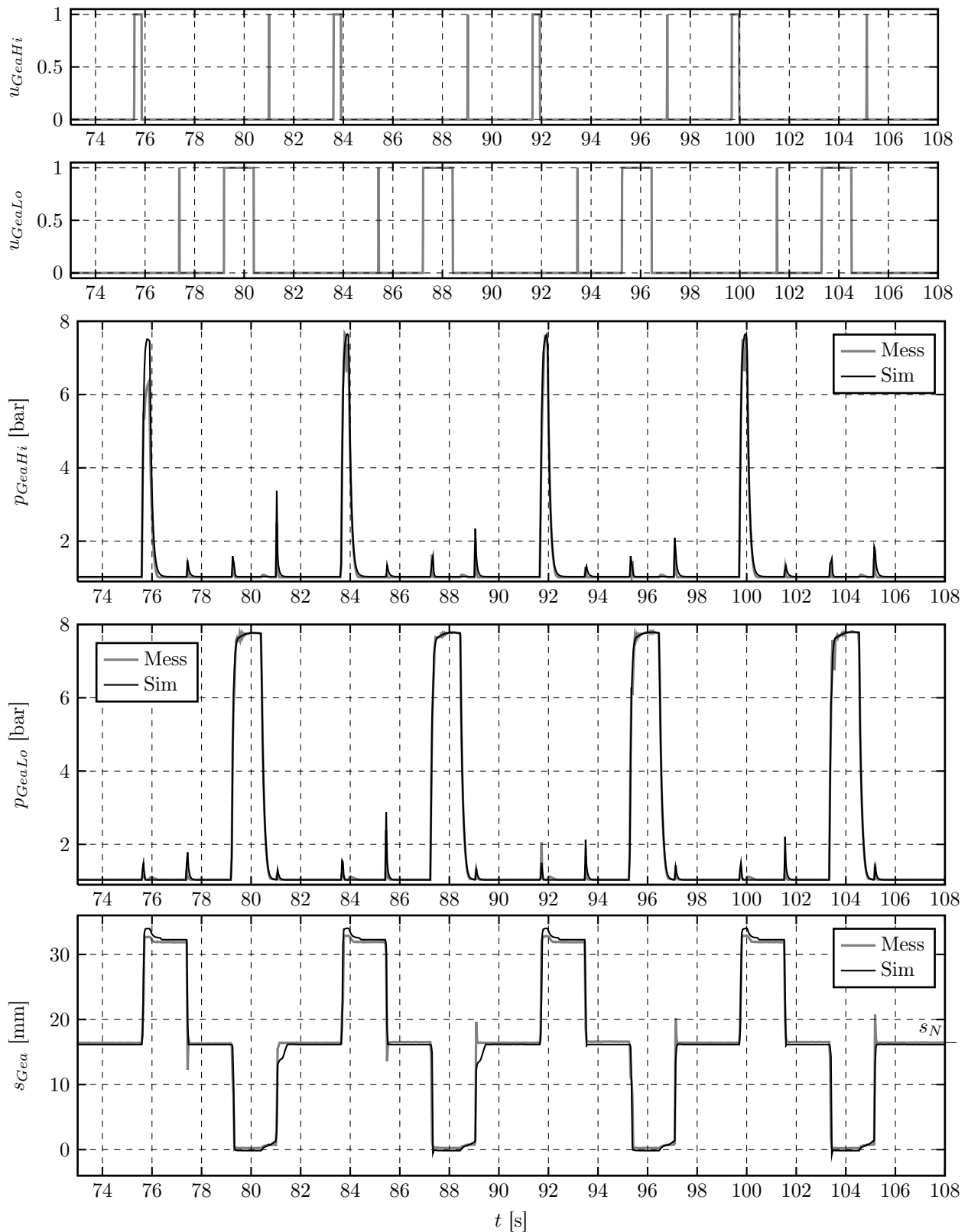
Zur *Fehlererkennung mittels Systemeingriffen* und *Validierung des entwickelten Simulationsmodells* sind für die beiden Getriebeaktuatoren Diagnoseroutinen am Getriebeprüfstand erstellt worden. Dabei werden die Anpulsungsfunktionen der Wegeventile mit der Vorgabe von Pulsdauer, -pause und Anzahl der Ansteuerungen im TCM über CANape verwendet.

Diagnoseroutine des Gassenaktuators

Die Routine wird in vier Testsequenzen unterteilt, die jeweils 700 ms voneinander getrennt sind. In jeder Sequenz erfolgt erst die Anpulsung des Magnetventils MvHi und ebenfalls 700 ms später die Anpulsung des Ventils MvLo. Die Anzahl der Ansteuerungen und die Pulsdauer ist in jeder Teilsequenz verschieden. In der ersten Testsequenz erfolgt die Ansteuerung einmalig für jeweils 60 ms, während im zweiten Abschnitt beide Ventile zweimal für jeweils 50 ms angepulsst werden. Eine dreimalige Ansteuerung beider Ventile mit 40 ms ist im dritten Teilabschnitt implementiert. Eine Pulsdauer von 30 ms bei zweimaliger Ansteuerung ist in der letzten Sequenz der Diagnoseroutine programmiert worden. Der Signalverlauf des Modells im Vergleich zur Messung innerhalb der Diagnoseroutine wird im Bild 7.6 dargestellt.

Diagnoseroutine des Gangaktuators

Zur Erreichung der Neutralstellung des Gangaktuators ist das Ansteuern beider Wegeventile notwendig. Innerhalb des Diagnosemodus im TCM ist eine parallele Anpulsung allerdings nicht möglich. Aus diesem Grund ist nach jeder Anpulsung eines Ventils eine kurze Anpulsung des anderen Ventils notwendig, damit die Neutralstellung wieder erreicht werden kann. Der Diagnoseablauf

**Bild 7.5:** Vier hintereinander ablaufende Diagnoseroutinen des Gangaktuator

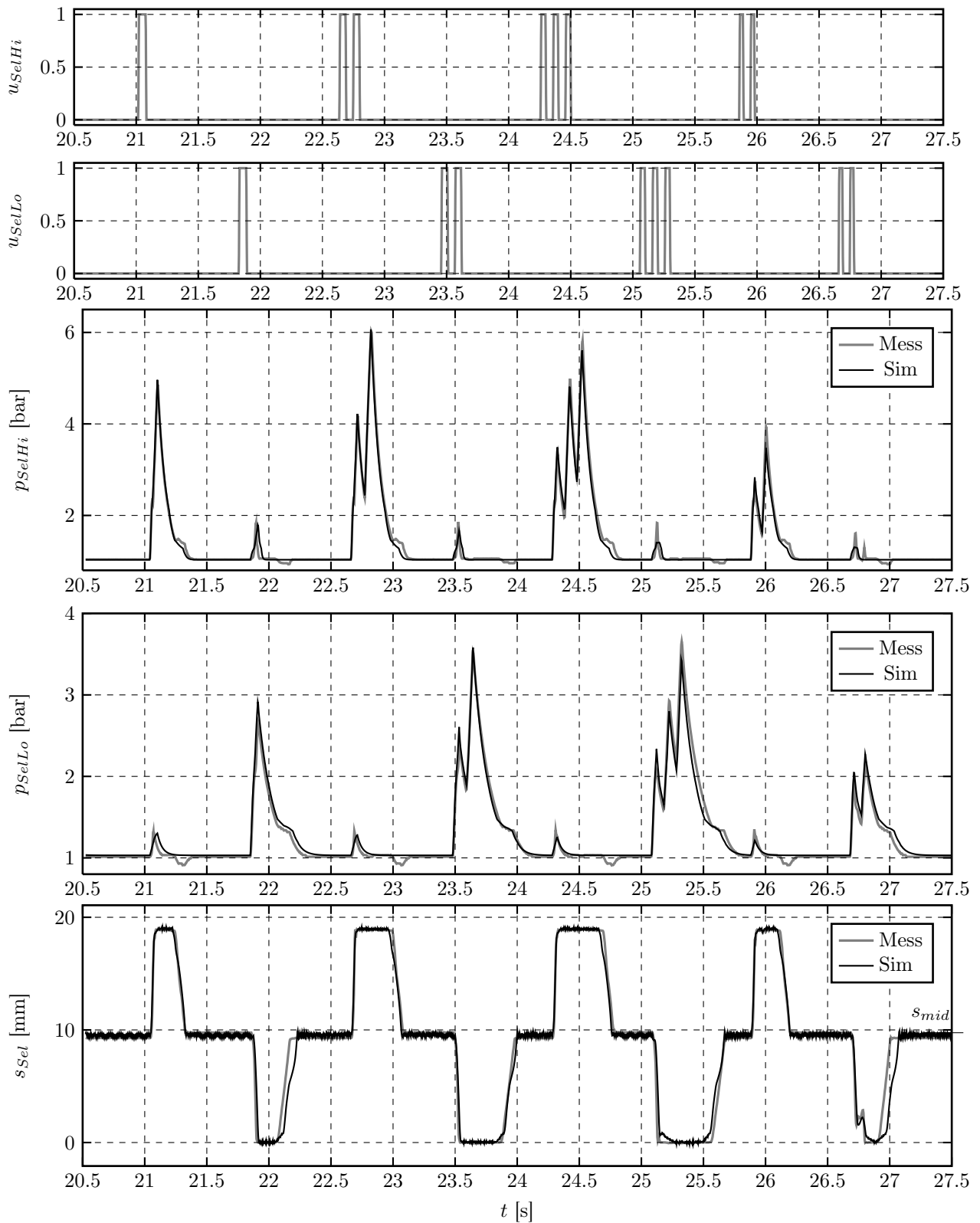


Bild 7.6: Diagnoseroutine des Gassenaktuators

startet mit einer 300 ms langen Anpulsung des Ventils MvHi und nach einer einheitlichen 1700 ms Pause erfolgt eine sehr kurze Anpulsung von 15 ms des Wegeventils MvLo. Ebenfalls 1700 ms später wird das Ventil MvLo für 1200 ms angepulselt und nach der Pausephase durch die kurze Anpulsung von 15 ms des MvHi zurück in die Neutralstellung gebracht. In Bild 7.5 wird der Signalverlauf von vier hintereinander ablaufenden Diagnoseroutinen abgebildet.

7.3 Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen

Die entwickelten und verifizierten Modelle des Gang- und Gassenaktuators werden zur Fehlererkennung mit *Paritätsgleichungen* herangezogen.

Für die Paritätsgleichungen werden die *Residuen* als Differenz zwischen Simulationsmodell und Messungen in Parallelschaltung (siehe Bild 6.18) mit den zusätzlich verbauten Drucksensoren am Prüfobjekt verwendet.

Residuum der Luftdruckkammer Hi des Gangaktuators $r_{p_{Gea,Hi}}$:

$$\begin{aligned}\hat{p}_{Gea,Hi}(t) &\cong f_{p_{Gea,Hi}}(u_{Gea,Hi}(t), p_{Supl}(t), p_{Amb}(t), s_{Gea}(t), T) \\ r_{p_{Gea,Hi}}(t) &= p_{Gea,Hi}(t) - f_{p_{Gea,Hi}}(u_{Gea,Hi}(t), p_{Supl}(t), p_{Amb}(t), s_{Gea}(t), T)\end{aligned}\quad (7.16)$$

Residuum der Luftdruckkammer Lo des Gangaktuators $r_{p_{Gea,Lo}}$:

$$\begin{aligned}\hat{p}_{Gea,Lo}(t) &\cong f_{p_{Gea,Lo}}(u_{Gea,Lo}(t), p_{Supl}(t), p_{Amb}(t), s_{Gea}(t), T) \\ r_{p_{Gea,Lo}}(t) &= p_{Gea,Lo}(t) - f_{p_{Gea,Lo}}(u_{Gea,Lo}(t), p_{Supl}(t), p_{Amb}(t), s_{Gea}(t), T)\end{aligned}\quad (7.17)$$

Residuum des Gangaktorwegs, aufgeteilt in $r_{s_{Gea,Hi}}$ und $r_{s_{Gea,Lo}}$:

$$\begin{aligned}r_{s_{Gea,Hi}}(t) &= s_{Gea}(t) - \hat{s}_{Gea}(t), \quad \text{für } s_{Gea}(t) > s_N \\ r_{s_{Gea,Lo}}(t) &= s_{Gea}(t) - \hat{s}_{Gea}(t), \quad \text{für } s_{Gea}(t) < s_N \\ \hat{s}_{Gea}(t) &\cong f_{s_{Gea}}(u_{Gea,Hi}(t), u_{Gea,Lo}(t), p_{Gea,Hi}(t), p_{Gea,Lo}(t), T)\end{aligned}\quad (7.18)$$

Exakt nach dieser Struktur sind ebenfalls die Residuen des Gassenaktuators $r_{p_{Sel,Hi}}(t)$, $r_{p_{Sel,Lo}}(t)$, $r_{s_{Sel,Hi}}(t)$ und $r_{s_{Sel,Lo}}(t)$ berechnet worden. Zur besseren Unterscheidung der Fehlerarten werden die Positionsresiduen $r_{s_{Gea}}(t)$ und $r_{s_{Sel}}(t)$ in zwei Bereiche Hi und Lo aufgeteilt. Für die zwei Getriebeaktuatoren sind *Leckagen in den Druckluftkammern Hi und Lo*, *Verstopfungen in der Zuleitung* und *undichte Zylinderkolbenmanschetten* am Prüfstand eingebaut worden. Am Gassenaktor ist darüber hinaus die Rückstellfeder gebrochen worden. Die Auswirkungen der Fehler auf die Residuen lassen sich anhand der *Fehler-Symptom-Tabellen* 7.1 und 7.2 ablesen. Die generierten Symptome werden nach dem Prinzip von Gleichung 6.31 entwickelt.

Im Gegensatz zur Fehlererkennung am Prüfstand muss für die verbauten Seriengetriebe auf die Luftdruckresiduen verzichtet werden. Alleine mit dem Positionssensor des **Gangaktuators** sind kleine Verstopfungen der Druckluftzuleitung, kleine Leckagen oder Undichtigkeiten des Dichtungsringes zwischen den Zylinderkammern nicht erkennbar. Konstruktionsbedingt entsteht aber

auch kein Einfluss der kleinen Fehler auf die Zylinderkolbenposition des Gangaktuators. Dies ist am Beispiel der undichten Zylinderkolbenmanschette im Bild 7.7 dargestellt. Der Luftdruck steigt mit in der entgegen gesetzten Zylinderkammer an, obwohl das dazu gehörige Wegeventil nicht betätigt worden ist. Der ungewollte Druckanstieg ist allerdings im Vergleich zum gewünschten Druckanstieg gering, sodass kein großer Einfluss auf das Kräfteverhältnis ausgeübt wird und somit die Zylinderkolbenposition nicht beeinträchtigt wird. Es liegt also keine Störung der eigentlichen Funktion des Schaltvorgangs vor, daher kann im eigentlichen Sinne noch nicht von einem Fehler gesprochen werden.

Tabelle 7.1: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für parallelgeschaltete Teilmole des Gangaktuators

	$S_{p_{Gea,Hi}}$	$S_{p_{Gea,Lo}}$	$S_{s_{Gea,Hi}}$	$S_{s_{Gea,Lo}}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	+	+/-	0	0
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	+/-	+ + / - -	0	0
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	- -	0	0
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	- -	+	+
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	0	0	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	-	0	+	0
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	-	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	- -	0	-

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung

Tabelle 7.2: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für parallelgeschaltete Teilmole des Gassenaktuators

	$S_{p_{Sel,Hi}}$	$S_{p_{Sel,Lo}}$	$S_{s_{Sel,Hi}}$	$S_{s_{Sel,Lo}}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	+/-	-	-	+/-
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	+ + / - -	- -	- -	+ +
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	-	0	0
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	- -	- -	+	-
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	-	0	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	- -	0	- -	0
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	-	0	+/-
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	- -	0	+ + / - -
Gebrochene Rückstellfeder, F_6	0	0	-	+

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung

Bis auf die *kleine Leckage in der Druckluftkammer Hi* sind mit den Paritätsgleichungen und den zusätzlich verbauten Drucksensor alle Fehler am Gangaktuator *eindeutig erkannt*. Der Grund warum die kleine Leckage Hi nicht erkannt wird, liegt daran, dass die Zahnstellung der Klaue im Simulationsmodell nicht berücksichtigt worden ist. Der erste Impuls des Wegeventils Mv_{GeaHi} führt

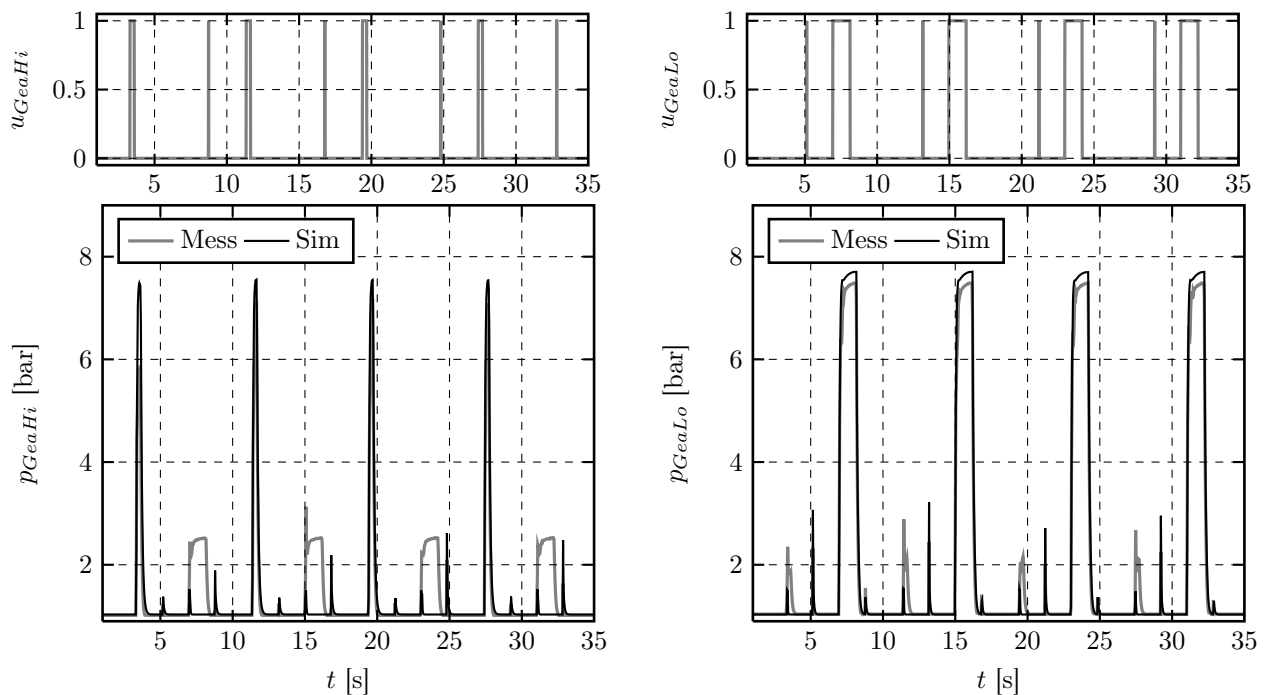


Bild 7.7: Drucksignalverläufe bei einer porösen und undichten Zylinderkolbenmanschette, F_3

innerhalb der Diagnoseroutine immer zu einem geringeren Druckaufbau, als der gleiche Impuls später innerhalb der Diagnoseroutine, siehe Signalverlauf p_{GeaHi} in Bild 7.5. Der Gangaktuator fährt anfangs auf „Lücke“, d.h. die Zähne der Klaue und des Zahnrads liegen perfekt überein, dass kein formschlüssiger Widerstand auf den Gangaktuator wirkt. Bei dem identischen Impuls der zweiten Teilsequenz liegt aber diese ideale *Zahnstellung* nicht mehr vor, da die Klaue mit der Umschaltung von dem linken zum rechten Zahnrad, bzw. umgekehrt, immer etwas rotiert, obwohl keine Drehzahl vorliegt. Das leichte Schwingen der Klaue entsteht aufgrund der beiden Zahnräder, da diese nicht in einer Flucht stehen. Erst im Rythmus der Diagnoseroutine entsteht ein gleichmäßiger Schaltwiderstand auf den Gangaktuator, der in der Simulation über das Reibmodell erfasst wird.

Im Gegensatz zum Gangaktuator beeinflussen Fehler sehr stark die Position des **Gassenaktuator**s. Die Kräftebilanz des Gassenaktuator ist aufgrund der Rückstellfeder ausgewogener, dass auftretende Veränderungen in der Bilanz deutlich sichtbarer sind. In Bild 7.8 und 7.9 werden die Positionsresiduen für eine *kleine Verstopfung* F_4 und die *gebrochene Rückstellfeder* F_6 dargestellt. Die Endpositionen sind in beiden Fällen erreicht worden, jedoch kommt es zum verzögerten bzw. verfrühten Fahren in die Neutralstellung. Im Fahrbetrieb können diese Fehler zu ungewünschten Schaltabbrüchen oder längeren Schaltzeiten führen.

Mit zusätzlich verbauten Drucksensoren sind *alle fokussierten Fehlerarten* am Gassenaktuator *eindeutig erkennbar*. Darüber hinaus sind am Gassenaktuator ohne die Drucksensoren und nur mit den serienmäßig verbauten Positionssensoren alle Fehler eindeutig erkennbar (siehe Tabelle A.2), während beim Gangaktuator lediglich große Verstopfungen und stark poröse Kolbenmanschetten erkannt werden, siehe Tabelle A.3.

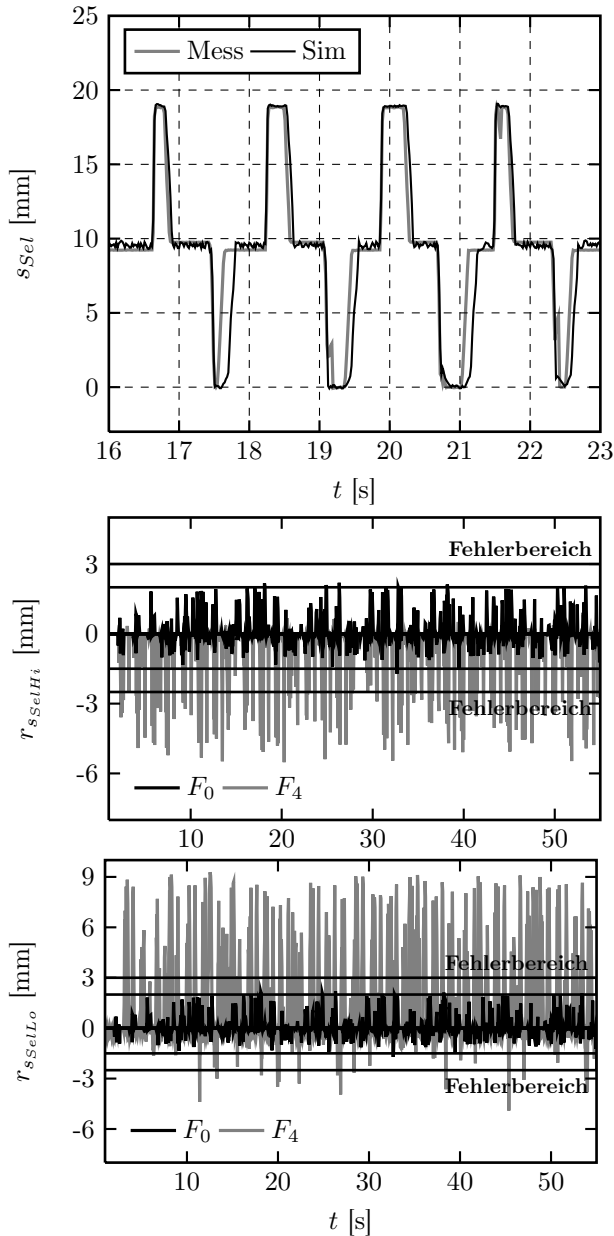


Bild 7.8: Positionsresiduen bei einer kleinen Verstopfung der Zuleitung, F_4

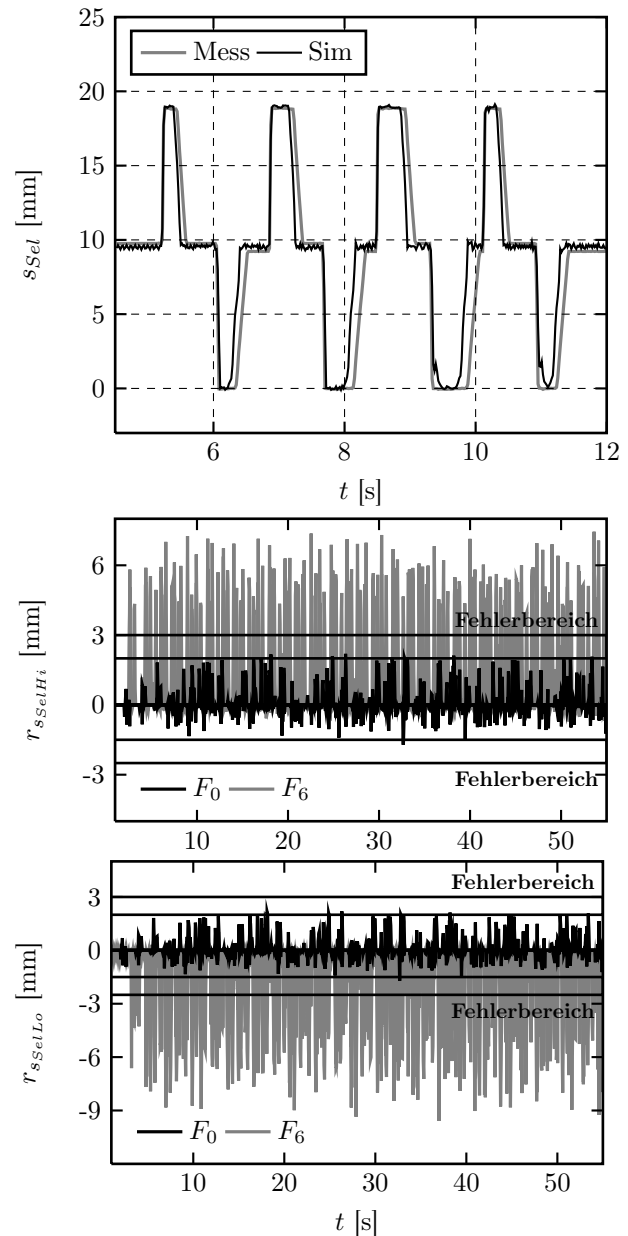


Bild 7.9: Positionsresiduen bei der gebrochenen Rückstellfeder, F_6

7.4 Fehlererkennung durch Parameterschätzung

Für die Parameterschätzung sind die zusätzlich verbauten Drucksensoren notwendig, da es sonst zu einer erhöhten Streuung der geschätzten Parameter kommt und diese keine eindeutige Aussage zur Fehlererkennung liefern. Um den RLS-Algorithmus (siehe Kapitel 3.1.3) anwenden zu können, ist wie in Kapitel 6.5.3 erläutert eine separate Ermittlung der entsprechenden Datengrößen ψ , Ausgangsgrößen \hat{y} und Aktivierungsbedingungen ξ notwendig.

Pneumatische Prozessparameter des Gassenaktuators

Zur Fehlererkennung sind die pneumatischen Prozessparameter $\theta_{C_{LoIn_i}}$, $\theta_{C_{LoOut_i}}$, $\theta_{C_{HiIn_i}}$ und $\theta_{C_{HiOut_i}}$ mit den notwendigen Aktivierungsbedingungen ξ_C des RLS-Algorithmus in Abhängigkeit der verschiedenen Druckbereiche $C_i(p_{i-1} \leq p(t) < p_i)$ geschätzt worden. Für die jeweilige Aktivierung der Parameterschätzung ist die Gleichung 6.53 verwendet worden.

Für die Schätzung der Lo-Parameter $\theta_{C_{LoIn_i}}$, $\theta_{C_{LoOut_i}}$ werden die Gleichungen 7.1 und 7.3 zur Berechnung des gesamten *Massenflusses* \dot{m}_{Lo} der Zylinderkammer Lo umgestellt.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Lo}(t) &= [(s_{max} - s_{Sel}(t))\dot{p}_{Lo}(t) - \dot{s}_{Sel}(t)p_{Lo}(t)] \frac{A_{cyl,Lo}}{R_s T} + \dot{p}_{Lo}(t) \frac{V_{d,Lo}}{R_s T} \\ &= \dot{m}_{Lo,In}(t) - \dot{m}_{Lo,Out}(t) \end{aligned} \quad (7.19)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des pneumatischen Leitwerts $\theta_{C_{LoIn_i}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{C_{LoIn_i}}(t) &= \dot{m}_{Lo,in}(t) = \dot{m}_{Lo,Out} [u_{Lo}(t), p_{Lo}(t)] + \dot{m}_{Lo}(t) \\ \psi_{C_{LoIn_i}}(t) &= \dot{\hat{m}}_{Lo,in} [u_{Lo}(t), p_{Lo}(t)] \end{aligned} \quad (7.20)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des pneumatischen Leitwerts $\theta_{C_{LoOut_i}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{C_{LoOut_i}}(t) &= \dot{m}_{Lo,out}(t) = \dot{m}_{Lo,in} [u_{Lo}(t), p_{Lo}(t)] - \dot{m}_{Lo}(t) \\ \psi_{C_{LoOut_i}}(t) &= \dot{\hat{m}}_{Lo,out} [u_{Lo}(t), p_{Lo}(t)] \end{aligned} \quad (7.21)$$

Mit den Gleichungen 7.1 und 7.2 ist der *Massenfluss* \dot{m}_{Hi} ermittelt worden, um die pneumatischen Parameter $\theta_{C_{HiIn_i}}$ und $\theta_{C_{HiOut_i}}$ der Zylinderkammer Hi zu schätzen. Die notwendigen Datengrößen ψ_C und Ausgangsgrößen \hat{y}_C für den RLS-Algorithmus werden nach gleicher Struktur wie bei der Zylinderkammer Lo berechnet, siehe Gleichungen 7.20 und 7.21.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Hi}(t) &= [\dot{s}_{Sel}(t)p_{Hi}(t) + s_{Sel}(t)\dot{p}_{Hi}(t)] \frac{A_{cyl,Hi}}{R_s T} + \dot{p}_{Hi}(t) \frac{V_{d,Hi}}{R_s T} \\ &= \dot{m}_{Hi,In}(t) - \dot{m}_{Hi,Out}(t) \end{aligned} \quad (7.22)$$

Wie in Kapitel 6.5.6 werden die Massenflüsse \dot{m}_{In} , $\dot{\hat{m}}_{In}$, \dot{m}_{Out} und $\dot{\hat{m}}_{Out}$ entsprechend der Gleichungen 6.2 bis 6.7 für die Lo und Hi Parameter bestimmt.

Mechanische Prozessparameter des Gassenaktuators

Das mechanische Modell des Gassenaktuators lässt sich anhand der Kräftebilanz aus Gleichung 7.14 mit den Druckkräften, der Reibungskraft nach Gleichung 7.12, der Hard-Stop Kraft nach Gleichung 7.11 und der Federkraft F_{Spr} nach Gleichung 7.15 bestimmen.

$$\begin{aligned} p_{Hi}(t) A_{cyl,Hi} - p_{Lo}(t) A_{cyl,Lo} - m_{Sel} \ddot{s}_{Sel}(t) = \\ \hat{F}_{C_i}(s_{Sel}(t)) \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Sel}(t)) + \hat{d}_{v_i}(s_{Sel}(t)) \dot{s}_{Sel}(t) \\ + \hat{F}_{0_i}(s_{Sel}(t)) \operatorname{sgn}(s_{Sel}(t)) + \hat{c}_{Spr_i}(s_{Sel}(t)) s_{Sel}(t) + F_{HS}(t) \end{aligned} \quad (7.23)$$

Die vereinfachte Gleichung 7.23 ist im Anhang A.10 ausgeschrieben worden. Im Folgenden sind die Prozessparameter der Rückstellfeder $\theta_{c_{SprLo_i}}$ und $\theta_{c_{SprHi_i}}$ sowie die Prozessparameter der viskosen Reibung $\theta_{d_{vLo_i}}$ und $\theta_{d_{vHi_i}}$ geschätzt worden.

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federsteifigkeit $\theta_{c_{Spr_i}}$:

$$\begin{aligned}\hat{y}_{c_{Spr_i}}(t) &= p_{Hi}(t) A_{cyl,Hi} - p_{Lo}(t) A_{cyl,Lo} - m_{Sel} \ddot{s}_{Sel}(t) \\ &\quad - \hat{F}_{C_i}(s_{Sel}(t)) \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Sel}(t)) - \hat{d}_{v_i}(s_{Sel}(t)) \dot{s}_{Sel}(t) \\ &\quad - \hat{F}_{0_i}(s_{Sel}(t)) \operatorname{sgn}(s_{Sel}(t)) - F_{HS}(t) \\ \psi_{c_{Spr_i}}(t) &= s_{Sel}(t)\end{aligned}\quad (7.24)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der viskosen Reibung $\theta_{d_{v_i}}$:

$$\begin{aligned}\hat{y}_{d_{v_i}}(t) &= p_{Hi}(t) A_{cyl,Hi} - p_{Lo}(t) A_{cyl,Lo} - m_{Sel} \ddot{s}_{Sel}(t) \\ &\quad - \hat{F}_{0_i}(s_{Sel}(t)) \operatorname{sgn}(s_{Sel}(t)) - \hat{c}_{Spr_i}(s_{Sel}(t)) s_{Sel}(t) \\ &\quad - \hat{F}_{C_i}(s_{Sel}(t)) \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Sel}(t)) - F_{HS}(t) \\ \psi_{d_{v_i}}(t) &= \dot{s}_{Sel}(t)\end{aligned}\quad (7.25)$$

Die Gleichungen 7.24 und 7.25 sind vereinfacht dargestellt. Es müssen die Federkraft gemäß des Modells 7.15 und die Reibung gemäß des Modells 7.12 berücksichtigt werden. Für die Parameter bedeutet dies die Unterteilung in *verschiedene Positionsbereiche* ($s_{i-1} < s < s_i$) und *Positionsbewegungen +/-*. Durch die Definition der *Positionsbereiche* unterhalb und oberhalb der *Mittelstellung* s_{mid} des Gassenaktuators wird zwischen den Parametern Lo und Hi unterschieden:

$$\begin{aligned}\theta_{c_{SprHi}} \quad \text{und} \quad \theta_{d_{vHi}}, &\quad \text{für} \quad s_{Sel}(t) > s_{mid} \\ \theta_{c_{SprLo}} \quad \text{und} \quad \theta_{d_{vLo}}, &\quad \text{für} \quad s_{Sel}(t) < s_{mid}\end{aligned}\quad (7.26)$$

Für die vier Parameter $\theta_{c_{SprHi+}}$, $\theta_{c_{SprLo+}}$, $\theta_{d_{vHi+}}$ und $\theta_{d_{vLo+}}$ ergibt sich noch die Unterscheidung bezüglich der *Positionsbewegungen +/-*, z.B. $\theta_{c_{SprHi+}}$ und $\theta_{c_{SprHi-}}$. Diese Unterscheidung ist in den Bedingungen ξ_+ und ξ_- zur Aktivierung der Schätzung implementiert:

$$\xi_+(t) = s_{i-1} \leq s_{Sel}(t) < s_i \wedge \dot{s}_{Sel}(t) > 0 \wedge \hat{y}(t) \neq 0 \wedge \psi(t) \neq 0 \quad (7.27)$$

$$\xi_-(t) = s_{i-1} \leq s_{Sel}(t) < s_i \wedge \dot{s}_{Sel}(t) < 0 \wedge \hat{y}(t) \neq 0 \wedge \psi(t) \neq 0 \quad (7.28)$$

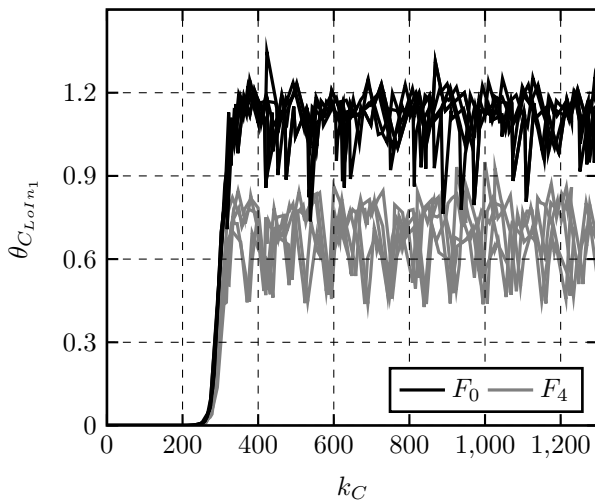


Bild 7.10: Pneumatischer Parameter des Gassenaktuators bei einer kleinen Verstopfung, F_4

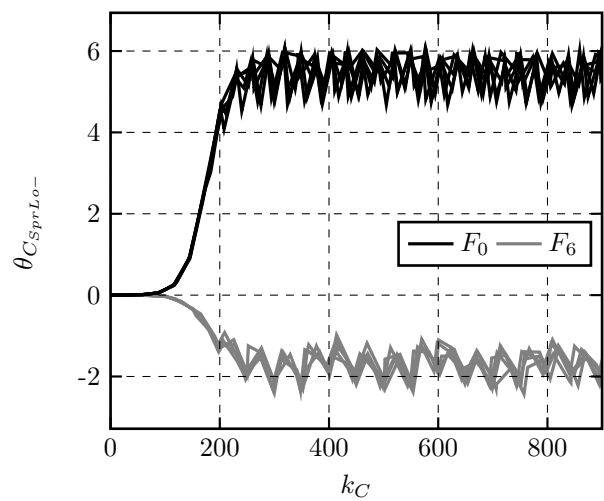


Bild 7.11: Federparameter des Gassenaktuators bei gebrochener Rückstellfeder, F_6

Prozessparameter des Gangaktuators

Ermittelte Prozessparameter des Gangaktuators sind $\theta_{C_{LoIn_i}}$, $\theta_{C_{LoOut_i}}$, $\theta_{C_{HiIn_i}}$, $\theta_{C_{HiOut_i}}$, $\theta_{F_{CHi_i}}$, $\theta_{F_{C_{Lo_i}}}$, $\theta_{d_{v_{Hi_i}}}$ und $\theta_{d_{v_{Lo_i}}}$, die beispielhaft in Bild 7.12 dargestellt werden.

Die Parameterschätzung für die *pneumatischen Parameter* $\theta_{C_{LoIn_i}}$, $\theta_{C_{LoOut_i}}$, $\theta_{C_{HiIn_i}}$ und $\theta_{C_{HiOut_i}}$ erfolgt nach der gleichen Systematik, wie sie bei dem Gassenaktor in den Gleichungen 7.19 bis 7.22 verwendet worden ist. Es müssen lediglich die Gleichungen 7.5 und 7.6 der Volumen V_{GeaHi} und V_{GeaLo} bei der Berechnung der Massenflüsse berücksichtigt werden.

Für die *mechanischen Parameter* $\theta_{F_{CHi_i}}$, $\theta_{F_{C_{Lo_i}}}$, $\theta_{d_{v_{Hi_i}}}$ und $\theta_{d_{v_{Lo_i}}}$ muss die Fallunterscheidung bei den Druckkraftberechnungen $F_{pr,Lo}$ und $F_{pr,Hi}$ (siehe Gleichungen 7.7 und 7.8), die Reibungskraft F_{Fric} nach Gleichung 7.12, die Hard-Stop Kraft F_{HS} nach Gleichung 7.11 und die Einrasterungskraft F_{EN} nach Gleichung 7.10 mit in die Parameterschätzung einfließen. Das ausgedescribene mechanische Modell des Gangaktuators ist im Anhang A.10 hinterlegt.

$$F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) - m_{Gea} \ddot{s}_{Gea}(t) = \hat{F}_{C_i}(s_{Gea}(t)) \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Gea}(t)) + \hat{d}_{v_i}(s_{Gea}(t)) \dot{s}_{Gea}(t) + F_{HS}(t) - F_{EN}(t) \quad (7.29)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Coulomb'schen Reibung $\theta_{F_{C_i}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{F_{C_i}}(t) &= F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) - m_{Gea} \ddot{s}_{Gea}(t) \\ &\quad - \hat{d}_{v_i}(s_{Gea}(t)) \dot{s}_{Gea}(t) - F_{HS}(t) + F_{EN}(t) \\ \psi_{F_{C_i}}(t) &= \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Gea}(t)) \end{aligned} \quad (7.30)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der viskosen Reibung $\theta_{d_{v_i}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{d_{v_i}}(t) &= F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) - m_{Gea} \ddot{s}_{Gea}(t) \\ &\quad - \hat{F}_{C_i}(s_{Gea}(t)) \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Gea}(t)) - F_{HS}(t) + F_{EN}(t) \\ \psi_{d_{v_i}}(t) &= \dot{s}_{Gea}(t) \end{aligned} \quad (7.31)$$

In den Gleichungen 7.30 und 7.31 muss die Reibungskraft nach Gleichung 7.12 berücksichtigt werden. In der oberen Darstellung sind die Gleichungen vereinfacht. Die *Aktivierungsbedingungen* ξ der Parameterschätzung und die Aufteilung in Lo und Hi Parameter erfolgt wie beim Gassenaktor positions- und richtungsbedingt, siehe Gleichungen 7.26 bis 7.28.

Auswertung

Mit der entwickelten Parameterschätzung für den *Gang- und Gassenaktor* lassen sich *alle eingebauten Fehler eindeutig erkennen*, siehe Tabelle 7.3 und 7.4.

Am Gassenaktor lässt sich eine grobe Identifizierung der Fehlerart über ein entsprechendes *Muster* durchführen. In diesem Muster ist zwischen drei Bereichen „*pneumatischen Parametern der Kammer Lo*“ mit $\theta_{C_{LoIn_1}}$, $\theta_{C_{LoIn_4}}$, $\theta_{C_{LoOut_3}}$, „*pneumatischen Parametern der Kammer Hi*“ mit

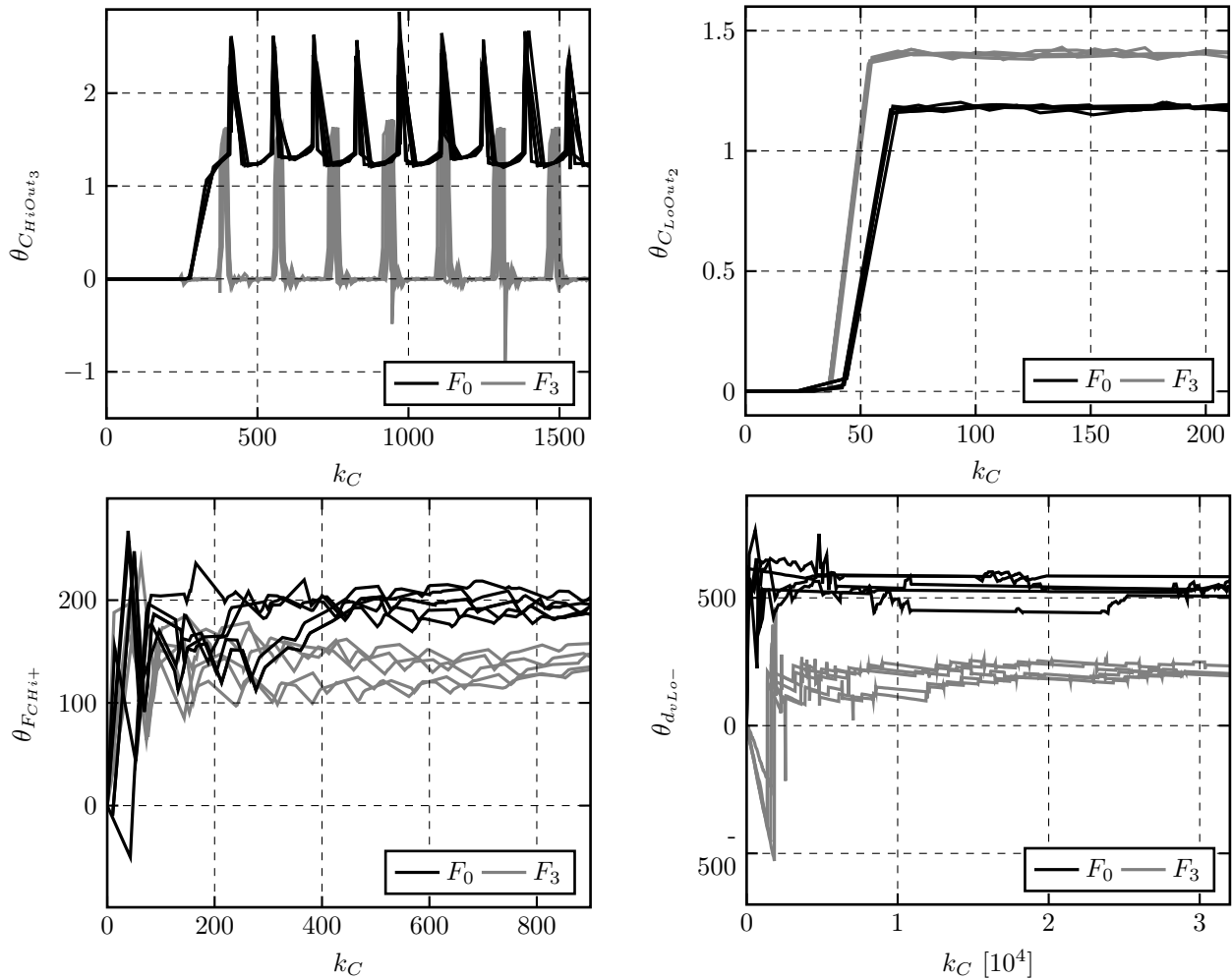


Bild 7.12: Pneumatische Parameter und Reibungsparameter des Gangaktuators bei einer leicht undichten Zylinderkolbenmanschette, F_3

θ_{CHiIn_1} , θ_{CHiOut_2} und „mechanischen Parametern“ mit $\theta_{cSprLo-}$, $\theta_{cSprHi+}$, θ_{dvLo+} , θ_{dvHi+} unterschieden worden. Sobald innerhalb der drei Bereiche ein Prozessparameter vom fehlerfreien Zustand abweicht, kann der Fehler identifiziert werden. Zur Unterscheidung der *Verstopfung* F_4 und der *undichten Kolbenmanschette* F_3 am Gangaktuator ist jedoch noch die Änderungsrichtung der mechanischen Prozessparameter zu berücksichtigen, siehe Tabelle 7.4.

Das Kürzel NN in den Fehler-Symptom-Tabellen steht für einen nicht schätzbaren Prozessparameter im Fehlerfall. Die Bedingung zur Aktivierung des RLS-Algorithmus des jeweiligen Parameters ist dabei nicht erfüllt.

Tabelle 7.3: Fehler-Symptom-Tabelle der Parameterschätzung des Gassenaktuators:

	$\theta_{C_{LoIn_1}}$	$\theta_{C_{LoIn_4}}$	$\theta_{C_{LoOut_3}}$	$\theta_{C_{HiIn_1}}$	$\theta_{C_{HiOut_1}}$	$\theta_{c_{SprLo-}}$	$\theta_{c_{SprHi+}}$	$\theta_{d_{vLo+}}$	$\theta_{d_{vHi+}}$
F_3 leicht	0	-	0	--	0	-	-	+	++
F_3 stark	-	--	-	--	-	--	--	--	++
F_4 klein	0	-	0	-	0	0	0	0	0
F_4 groß	-	--	0	--	0	0	0	0	0
F_5 Hi, klein	0	0	0	-	0	0	-	0	+
F_5 Hi, groß	0	0	0	--	+	0	--	0	++
F_5 Lo, klein	0	-	+	0	0	0	0	0	0
F_5 Lo, groß	--	NN	++	0	0	-	0	0	++
F_6	0	0	0	-	-	--	--	+	++

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

Tabelle 7.4: Fehler-Symptom-Tabelle der Parameterschätzung des Gangaktuators:

	$\theta_{C_{LoIn_1}}$	$\theta_{C_{LoOut_2}}$	$\theta_{C_{HiIn_1}}$	$\theta_{C_{HiOut_3}}$	$\theta_{F_{Chi+}}$	$\theta_{F_{CLo-}}$	$\theta_{d_{vHi+}}$	$\theta_{d_{vLo-}}$
F_3 leicht	0	+	0	-	-	-	-	-
F_3 stark	-	++	--	--	--	--	--	--
F_4 klein	-	+/-	-	+/-	-	0	-	0
F_4 groß	--	--	--	NN	--	+	--	++
F_5 Hi, klein	0	0	0	+/-	0	0	0	0
F_5 Hi, groß	0	0	--	NN	--	0	--	0
F_5 Lo, klein	0	++	0	0	0	0	0	0
F_5 Lo, groß	--	++	0	0	--	0	0	--

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

7.5 Signalbasierte Fehlererkennung

Neben der modellbasierten Fehlererkennung ist speziell für die Testsequenzen eine rein signalbasierte Fehlererkennung durch eine Flächenberechnung und auch eine Berechnung der *Verzögerungszeiten*, vom *Anpulsungszeitpunkt der Wegeventile bis zum ersten Signalanstieg* des Kammerdrucks und der Kolbenposition, entwickelt worden.

7.5.1 Flächenberechnung zur Fehlererkennung

Da es sich um einheitliche und reproduzierbare Testsequenzen handelt, kann der Flächeninhalt unterhalb des Signalverlaufs eine eindeutige Aussage über den Zustand der Komponente treffen, siehe Kapitel 6.6.

Mit der allgemeingültigen Gleichung 6.60, dem Starttrigger t_s der Diagnoseroutine und dem Trigger t_e zum Beenden der Flächenberechnung werden für den Gang- und Gassenaktuator die Flächen für die Kammerdrücke A_{pHi} bzw. A_{pLo} und die Flächen unterhalb des Positionsverlaufs A_{sHi} bzw. A_{sLo} , aufgeteilt nach Mittel- bzw. Neutralstellung s_N (siehe Bild 7.13), berechnet. Entsprechende Fehler-Symptom-Tabellen A.4 und A.5 sind im Anhang Seite 159 hinterlegt.

Wie bereits bei der Flächenberechnung für die automatisierte Kupplung, zeigt auch hier die sehr einfach zu entwickelnde Methode, dass *alle fokussierten Fehler* am Gang- und Gassenaktuator mit den zusätzlich eingebauten Drucksensoren *eindeutig erkannt* werden. Ohne die zusätzlichen Luftdrucksensoren sind leicht undichte Kolbenmanschetten und Leckagen am

Gangaktuator nicht erkennbar, während am Gassenaktuator der Einfluss der Fehler auf die Kolbenposition so deutlich ist, dass die Drucksensoren nicht benötigt werden. Die Ergebnisse der Flächenberechnung unterhalb des Signalverlaufs sind also mit der modellbasierten Fehlererkennung mittels Paritätsgleichungen vergleichbar, siehe Kapitel 7.3.

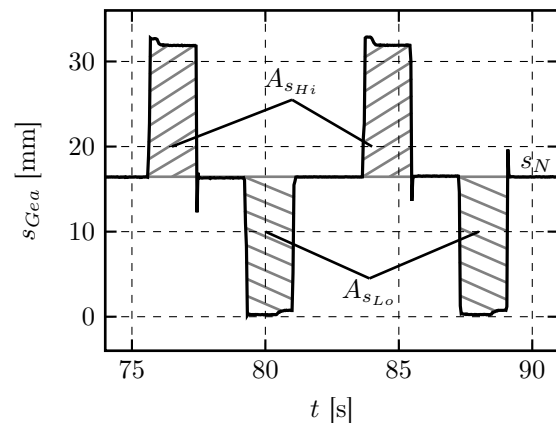


Bild 7.13: Aufteilung Flächenposition

7.5.2 Totzeitberechnung zur Fehlererkennung

Bei Anpulsung der Wegeventile entsteht aufgrund mechanischer und pneumatischer Prozesse eine Verzögerungszeit zwischen dem Anpulsungszeitpunkt und dem Augenblick, wann der Luftkammerdruck oder die Kolbenposition reagiert. Für die Modellbildung sind diese Totzeiten t_d empirisch ermittelt und in der Gleichung 6.1 berücksichtigt.

Zur Erkennung von mechanischen Fehlern an den Wegeventilen F_1 ist die automatische Totzeitberechnung vorgenommen worden. Abweichungen von den ermittelten Totzeiten zu den Totzeiten des fehlerfreien Zustands F_0 können auf *Ventilfehler* hindeuten. Um die Streuung der Totzeiten zu reduzieren, werden die *gefilterten Messsignale aus dem Zustandsvariablenfilter*, siehe Kapitel 5.3.2, verwendet. Am Beispiel der Gangaktuatorposition s_{GeaHi} ist die Totzeitermittlung erläutert:

$$\begin{aligned} t_{d,s} &= t, & \text{wenn } & u_{Hi}(t) > 0 \wedge y_{\Delta t} = 1 \\ t_{d,e} &= t, & \text{wenn } & s_{Gea}(t) > s_N \wedge y_{\Delta t} = 1 \end{aligned} \quad (7.32)$$

Die Startzeit der Totzeitberechnung $t_{d,s}$ gibt innerhalb des Intervalls $y_{\Delta t}$ den aktuellen Zeitstempel t wieder, wenn das Ventil u_{Hi} gerade angesteuert wird. Der Zeitpunkt, wenn der Zylinderkolben reagiert, ist mit $t_{d,e}$ festgehalten. Aus diesen zwei ermittelten Zeitstempelungen lässt sich anhand der Differenz die Totzeit t_d berechnen.

$$t_d = \begin{cases} t_{d,e} - t_{d,s}, & \text{wenn } y_{\Delta t} = 1 \\ \text{NaN}, & \text{wenn } y_{\Delta t} = 0 \end{cases} \quad (7.33)$$

Es kann vorkommen, dass die Pulsdauer der Wegeventile t_a kürzer ist als die Totzeit t_d . Aus diesem Grund ist ein Modul zur Ermittlung des Berechnungsintervalls $y_{\Delta t}$ erstellt worden (siehe Bild 7.14), das eine gewisse Zeit t_1 auf die Reaktion der Druck- und Positionsverläufe wartet ($t_1 =$ Intervallszeit). Nach Ablauf einer weiteren Zeit t_2 ist eine erneute Berechnung der Totzeit möglich, $t_2 =$ Zeit bis zum Modulreset. Wichtig ist, dass die Pulspausen der Ventile t_b größer sind als die modulinterne Resetzeit, und die Resetzeit wiederum größer ist, als die Intervallszeit, $t_b > t_2 > t_1$.

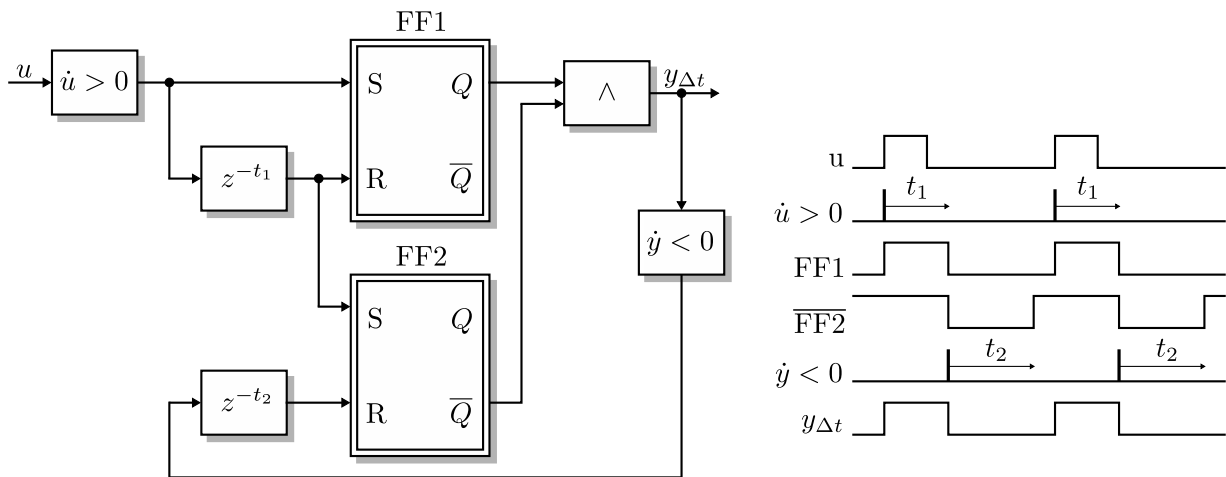


Bild 7.14: Struktur des Moduls zur Ermittlung des Berechnungsintervalls

Die Eingangssignale des Intervallmoduls sind die Ventilsignale u . Bei Betätigung des jeweiligen Wegeventils wird der Anstieg im Signalverlauf erkannt und das erste FlipFlop (FF) gesetzt. Da das invertierte FlipFlop FF2 bereits aktiviert ist und erst nach der Zeit t_2 verzögert deaktiviert wird, ist der Ausgang $y_{\Delta t}$ des Intervallmoduls aktiv. Nach Ablauf der Zeit t_1 wird FF1 zurück gesetzt, dass somit für den Modulausgang $y_{\Delta t} = 0$ gilt. Das Beenden des Berechnungsintervalls führt nach Ablauf der Zeit t_2 zum Deaktivieren des zweiten FF, dass der Ursprungszustand des Moduls wieder hergestellt ist.

Validierung der Totzeitberechnung

Am Gang- und Gassenaktuator sind für die verschiedenen Fehler F_3 , F_4 , F_5 und F_6 jeweils die Totzeiten der Positionen berechnet und mit dem fehlerfreien Zustand F_0 verglichen worden. Auf die meisten Fehlerarten reagiert die Positionstotzeit nicht, lediglich bei Verstopfungen der Druckluftzuleitung F_4 kommt es zu erkennbaren längeren Verzögerungszeiten.

Die Positionstotzeiten des Gangaktuators für den fehlerfreien Zustand und bei einer Verstopfung der Hauptzuleitung werden in Bild 7.15 dargestellt. Während im fehlerfreien Zustand F_0 die Verzögerungszeiten relativ ähnlich sind, liegt bei der Position Lo eine starke Streuung bei der Verstopfung F_4 vor.

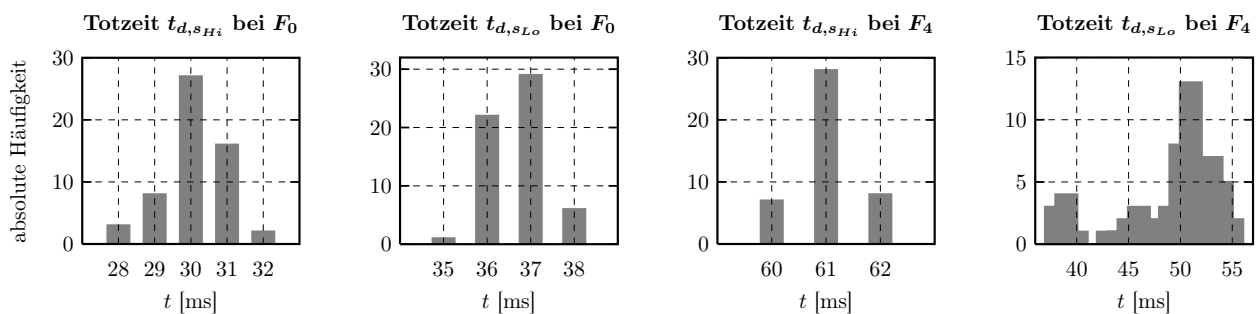


Bild 7.15: Totzeiten des Gangaktuators im fehlerfreien Zustand F_0 und bei einer Verstopfung der Hauptzuleitung F_4

Die Verstopfung ist in der Hauptzuleitung vor den Wegeventilen eingebaut worden, was einer Verzögerung der Wegeventile aufgrund eines mechanischen Fehlers F_1 am ähnlichsten entspricht. *Ob die Totzeitberechnung zur Fehlererkennung der Wegeventile ausreicht, kann lediglich anhand von Feldversuchen validiert werden, da ein gezielter Fehlereinbau an den Ventilen nicht möglich ist.*

8 Modellbildung und Fehlererkennung des Split- und Rangemoduls

In diesem Kapitel steht die Modellbildung und Fehlererkennung der Synchronisationssysteme im Fokus, die in der Vor- und Nachschaltgruppe verbaut sind. Die Vor- und Nachschaltgruppe unterscheiden sich lediglich dahin gehend, dass die Nachschaltgruppe als Planetengetriebe realisiert worden ist. Da sich beide Schaltgruppen sehr ähneln, ist nur die Vorschaltgruppe mit dem Splitmodul in diesem Kapitel verstärkt erläutert.

8.1 Modellbildung des Split- und Rangemoduls

Die Modellbildung des Split- und Rangemoduls ist identisch, lediglich einzelne Prozessparameter sind verschieden. Aus diesem Grund gilt die im Folgenden beschriebene Modellbildung für beide Komponenten.

Zur Berechnung der *Zylinderkammerdrücke* gilt die gleiche Vorgehensweise wie bei dem Gassen-aktuator, Gleichungen 7.1, 7.2 und 7.3. Die damit verbundenen Druckkräfte $F_{pr,Hi}$ und $F_{pr,Lo}$ werden wie die Reibungskraft F_{Fric} (nach Gleichung 7.12 ohne die Aufteilung in Hi und Lo in Abhängigkeit von s_N) und der Hard-Stop Kraft F_{HS} nach Gleichung 7.11 zur Berechnung der *Kolbenposition* $s(t)$ herangezogen.

$$m \ddot{s}(t) = F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) - F_{Fric}(t) - F_{HS}(t) - F_{Sync}(t) \quad (8.1)$$

Darüber hinaus besitzen die Vor- und Nachschaltgruppen des G281 Gruppengetriebes *Synchronisationseinheiten*. Während im Hauptgetriebe eine Klauenschaltung realisiert worden ist, bei der die Drehzahlsynchronisierung über das Befeuern des Verbrennungsmotors oder Abbremsen der Vorgelegewellendrehzahl erfolgt, gleichen alleine die Synchronisationssysteme der Vor- und Nachschaltgruppe unterschiedliche Wellendrehzahlen zwischen dem zu schaltenden Gangrad und der auf der Welle festsitzenden Schiebemuffe einander an. Die dabei entstehende Kraft F_{Sync} beeinflusst aufgrund der Verbindung zwischen Schiebemuffe der Synchronisation durch die Schaltgabel und -schiene zum Zylinderkolben des Split- bzw. Rangemodul die jeweilige Aktuatorposition, siehe Bilder 5.3, 5.4 und 8.1.

In den folgenden Unterkapiteln wird daher ausführlich der Aufbau und die Funktionsweise dieser *Synchronisationseinrichtungen* beschrieben und die dazugehörige Modellierung der Synchronisationskraft F_{Sync} .

8.1.1 Aufbau und Funktionsweise eines Synchronisationssystems

Um die Funktion eines ordentlichen Gangwechsels in der Vor- und Nachschaltgruppe zu gewährleisten, geschieht zunächst eine Synchronisation der Drehzahlen. Erst bei erreichtem Drehzahlgleichlauf wird eine formschlüssige Verbindung zwischen Welle und Gangrad hergestellt, dass sogenannte Kuppeln.

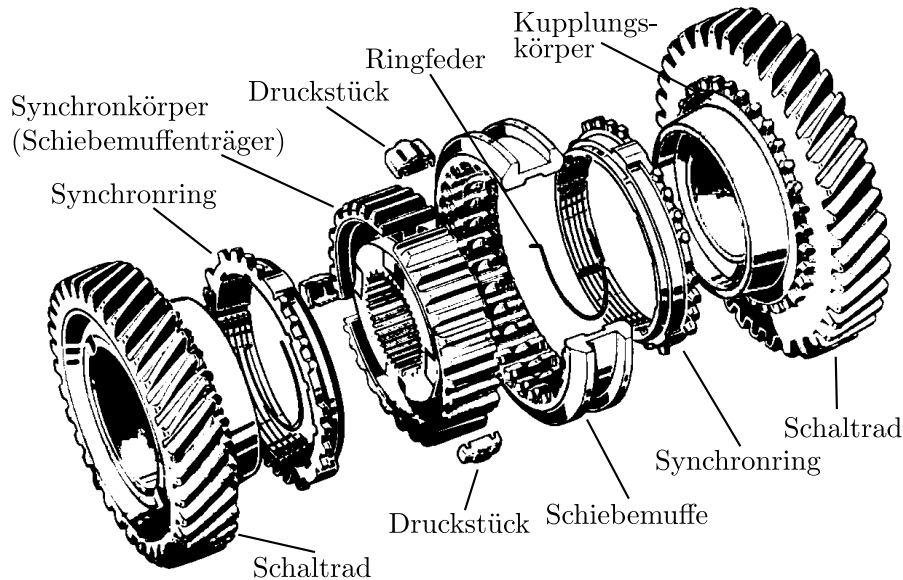


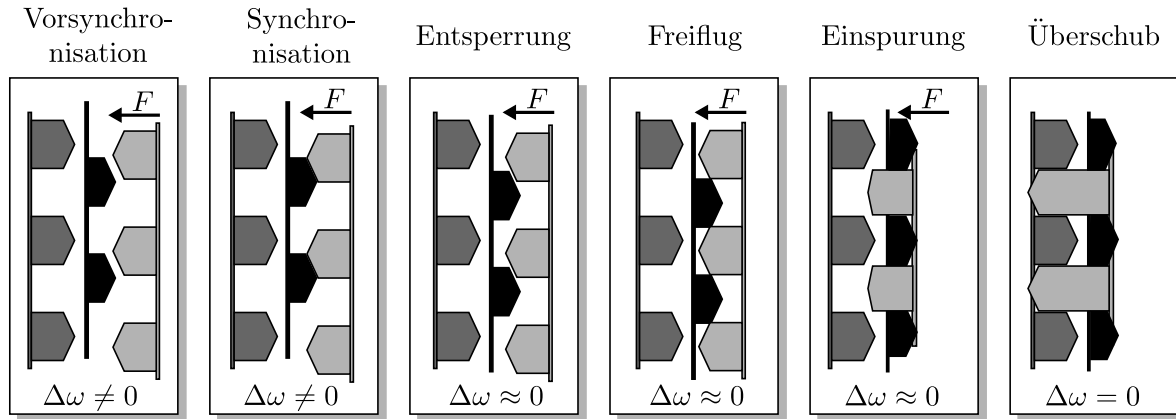
Bild 8.1: Einkonus-Synchronisation als konventionelle Sperrsynchronisation nach dem Borg-Warner System, Technische Dokumentation der Schaeffler KG [91]

Die Drehzahlsynchronisation erfolgt dabei durch eine *Kegel-Reibkupplung* mit Einfachkegel am Kupplungskörper bzw. Synchronring, siehe Bild 8.1. Das Kuppeln geschieht über eine Keilverzahnung der Schiebemuffe, die Kupplungskörper mit Synchronkörper/Welle verbindet. Die Sperrfunktion, die dafür sorgt, dass erst synchronisiert und erst dann gekuppelt wird, ergibt sich durch die „Dach“-Verzahnungen des Synchronringes und der Schiebemuffe.

Im Split- und Rangemodul dienen die verbauten Luftdruckzylinder zum automatisierten Schalten der Synchronisationseinheiten. Durch die Form des jeweiligen Zylinderkolbens kann an zwei definierten Punkten eine Kolbenfeder einrasten, die die entsprechenden Schaltzustände der Synchronisationseinheit definieren.

Über die Schaltgabel gelangt die translatorische Zylinderkraft auf die Schiebemuffe der Synchronisationseinheit, dass die Schiebemuffe zu den jeweiligen Gangrad bewegt werden kann. Wird die Schiebemuffe aus der Neutralstellung heraus axial in Richtung des Schaltrades verschoben, werden die Druckstücke ebenfalls mitgenommen. Die Druckstücke pressen den Synchronring auf den Kupplungskörper, damit die inneren Reibflächen des Synchronrings gegen die äußeren Reibflächen am Kupplungskörper des Gangrades gepresst werden. Dadurch baut sich ein Reibmoment auf, welches den Kupplungskörper mit Schaltrad bremst bzw. beschleunigt. Somit wird die anliegende Drehzahl des Schaltrades am Kupplungskörper mit der Drehzahl der Welle *vorsynchronisiert*, sie-

he Bild 8.2. Denn der Synchronring ist durch die Ringfeder mit dem Synchronkörper verbunden und besitzt daher über die Innenverzahnung des Synchronkörpers die Drehzahl der Welle. Schiebemuffe und Synchronkörper (Schiebemuffenträger) greifen formschlüssig ineinander, sodass an der Schiebemuffe ebenfalls die Wellendrehzahl anliegt.



Beschreibung: Darstellung der Keilverzahnung der Schiebemuffe (links,dunkelgrau), der Sperrverzahnung am Synchronring (mitte,schwarz) und der Verzahnung des Kupplungskörper (rechts,hellgrau)

Bild 8.2: Schema des Synchronisationsablaufes

Die Führung des Synchronrings im Synchronkörper durch die Ringfeder geschieht über sogenannte Anschlagnasen bzw. Verdrehsicherungsfasen. Diese Anschlagnasen sind schmaler als die Nuten im Synchronkörper, sodass sich der Synchronring um einen bestimmten Betrag in Umfangsrichtung verdrehen kann. Durch das Reibmoment verdreht sich der Synchronring sofort um das vorhandene Spiel im Synchronkörper bis zu einer Anschlagnase. Dadurch trifft die Keilverzahnung der Schiebemuffe auf die Sperrverzahnung des Synchronringes und ein vorzeitiges Durchschalten der Schiebemuffe zum Kupplungskörper wird verhindert. Das rotatorische Reibmoment zwingt zur eigentlichen *Drehzahlsynchronisierung*, da es größer ist als die Druckkraft der Schiebemuffe. Bei sinkender Drehzahldifferenz sinkt das Reibmoment, bis es schließlich bei Drehzahlgleichheit Null ist. Erst jetzt lässt sich der Synchronring durch die Druckkraft von der Schiebemuffe verschieben, dieser Vorgang wird als *Entsperrung* bezeichnet, siehe Naunheimer u.a. [74].

Direkt nach der Entsperrung schlüpft die Verzahnung der Schiebemuffe durch die translatorische Kraft des Zylinderkolbens in die Lücken der Sperrverzahnung des Synchronringes. Diese kurze momentenfreie Wegstrecke, bei einer geringen Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Kupplungskörper (*Freiflug*), verzögert bzw. beschleunigt Verlustmomente, Massenträgheiten und die Drehzahl des Schaltrades. Wenn die Keilverzahnung der Schiebemuffe auf die Verzahnung des Kupplungskörpers trifft, beginnt der *Einspurvorgang*. Ein Gleichlauf beider Körper ist gegeben, sodass die Schiebemuffe durchschalten kann. Die Endstellung der Schiebemuffe wird bei einem vollständigen Formschluss mit dem Kupplungskörper erreicht.

8.1.2 Modellbildung des Synchronisationssystems

Während der Drehzahlsynchronisation treten *Reibungsmomente* und ein *Stoß* zwischen Kupplungskörper, Synchronring und Schiebemuffe auf. Diese Effekte nehmen Einfluss auf die Position des jeweiligen Schaltaktuators (Split- bzw. Rangemodul) und Drehzahl der betroffenen Getriebewellen.

Zur Modellbildung des Synchronisationssystems ist das Modell von Flohr [30] verwendet und erweitert worden. Die Erweiterung bezieht sich auf eine Unterscheidung zwischen Hoch- und Herunterschaltung und der Einbindung des entwickelten Reibungsmomentes $M_{F,Sync}(\Delta\omega_{gs})$ auf Seite 55 bezogen auf die Differenzdrehzahl.

$$M_{F,Sync}(t) = \beta_v(\Delta\omega_{gs}(t), T) \cdot \Delta\omega_{gs}(t) + M_C(\Delta\omega_{gs}(t), T) \cdot \text{sgn}(\Delta\omega_{gs}(t)) \quad (8.2)$$

Die Differenzdrehzahl $\Delta\omega_{gs}$ setzt sich aus der Differenz zwischen Gangdrehzahl ω_g und Wellendrehzahl ω_s zusammen, $\Delta\omega_{gs}(t) = \omega_g(t) - \omega_s(t)$. Wie in Flohr [30] wird zur Modellbildung des Stoßmomentes M_H ein rein elastischer Stoß angenommen, da zur Modellierung des realen Stoßes der Aufwand steigt und viele unbekannte Prozessparameter vorliegen.

$$M_H(t) = d_H(\Delta\omega_{gs}(t), T) \cdot \int \Delta\omega_{gs}(t) dt \quad (8.3)$$

Die Summe beider Drehmomente $M_{F,Sync}$ und M_H ergibt das erzeugte Drehmoment des Synchronisationssystems $M_{Sync} = M_{F,Sync} + M_H$. Die Parameter β_v , M_C und d_H sind wie in Gleichung 6.26 auf Seite 55 drehzahl- und temperaturabhängig. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden diese jedoch vereinfacht als Konstante angenommen.

Durch die Schaltgabel nimmt das Moment über die Distanz r_{Sync} zwischen der Mitte der Rotationswelle und Zylinderkolben Einfluss auf die Aktuatorposition.

$$F_{Sync}(t) = \frac{M_{Sync}(\Delta\omega_{gs}(t), T)}{r_{Sync}} \quad (8.4)$$

Die Zuordnung der Drehzahlen erfolgt je nach Komponente und dem dabei zu berücksichtigenden gangabhängigen Übersetzungsverhältnis i (siehe Bild 5.5, Seite 30) und Gleichungen 9.10 / 9.12.

Splitmodul:

- $\omega_s(t) = \omega_{IS}(t)$
- $\omega_g(t) = i_{FSG} \omega_{LS}(t)$ für die Hochschaltung δ_{up} : $i_{FSG}(s_{Spt}) = i_{K2} = 30/31$
- $\omega_g(t) = i_{FSG} \omega_{LS}(t)$ für die Herunterschaltung δ_{down} : $i_{FSG}(s_{Spt}) = i_{K1} = 36/29$

Rangemodul:

- $\omega_s(t) = \omega_{MS}(t)$
- $\omega_g(t) = i_{BSG} \omega_{OS}(t)$ für die Hochschaltung δ_{up} : $i_{BSG}(s_{Rng}) = i_D = 1$ (Direktgang)
- $\omega_g(t) = i_{BSG} \omega_{OS}(t)$ für die Herunterschaltung δ_{down} : $i_{BSG}(s_{Rng}) = i_{RG} = 1+85/25$

Die Unterscheidung zwischen Hoch- und Herunterschaltung ist bezüglich der gangabhängigen Übersetzungsverhältnisse und dem unterschiedlichen Kräfteinfluss während der Synchronisation (M_C , β_v und d_H) auf die Aktuatorposition notwendig, siehe Signalverlauf in Bild 8.3. Zur Erkennung der Hoch- bzw. Herunterschaltung wird die jeweilige Aktuatorposition aufgeteilt in drei Intervalle δ_{min} , δ_{mid} und δ_{max} :

$$\begin{aligned} \delta_{max}(t) &= s(t) > s_{b,max} \\ \delta_{mid}(t) &= s_{b,min} \leq s(t) \leq s_{b,max} \quad (8.5) \\ \delta_{min}(t) &= s(t) < s_{b,min} \end{aligned}$$

Die Erkennung der Schaltungsart erfolgt über die Beobachtung der jeweiligen Aktuatorposition $s(t)$. Befindet sich die Aktuatorposition im unteren Intervall δ_{min} , so wird das FlipFlop für die Hochschaltung aktiviert. Erst wenn das mittlere Positionsintervall δ_{mid} betätigt worden ist, indem die Aktuatorposition $s(t)$ von der unteren Stellung in die obere Stellung fährt, identifiziert die *Schaltungserkennung* δ_{up} die Hochschaltung, siehe rechtes Bild 8.4. Hat der Aktuator die obere Stellung erreicht, wird das FlipFlop der Hochschaltung deaktiviert und das FlipFlop für die Herunterschaltung aktiviert, siehe linkes Bild 8.4.

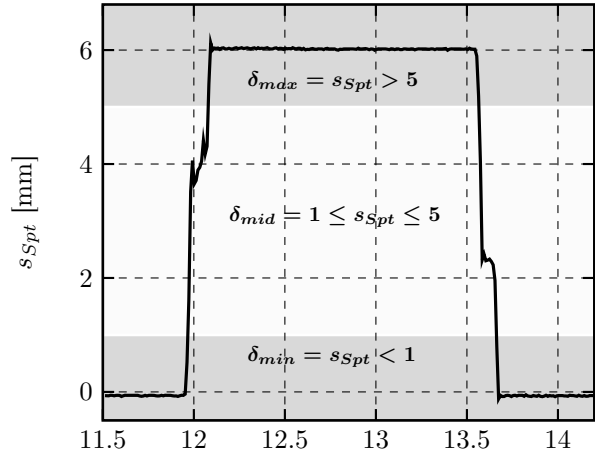


Bild 8.3: Intervallaufteilung der Aktuatorposition für die Schalterkennung

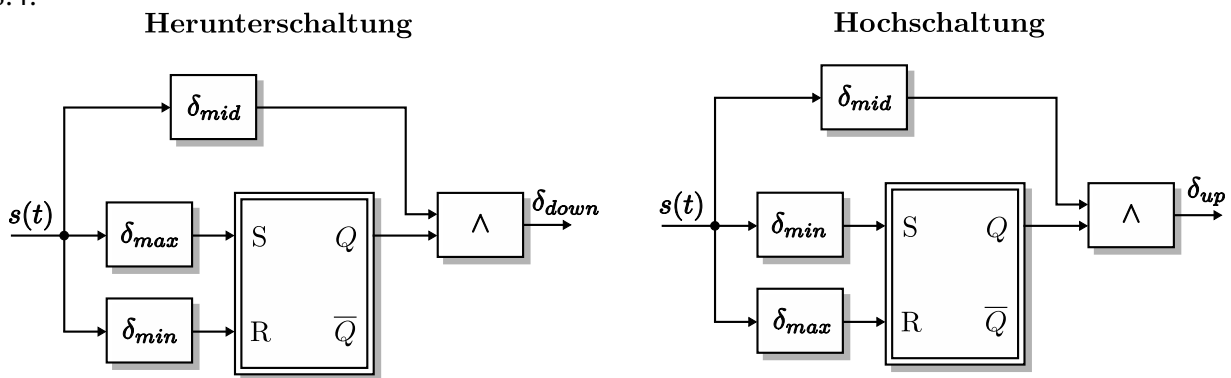


Bild 8.4: Strukturaufbau der Hoch- und Herunterschalterkennung

Durch die unterschiedlichen Drehzahlen für die Vor- und Nachschaltgruppe ergeben sich unter Berücksichtigung der gangabhängigen Übersetzungsverhältnisse und der Erkennung einer Hoch- bzw. Herunterschaltung für die verbauten Synchronisationssysteme im Getriebe G281 vier unterschiedliche Modelle nach den Gleichungen von 8.2 bis 8.4. Als Beispiel wird ein vollständiger Aufbau für das Synchronisationsmodell des Splitmoduls bei einer Hochschaltung im Blockschaltbild 8.5 dargestellt.

Das gesamte Synchronisierungsmoment $M_{Sync,FSG}$ an der Vorschaltgruppe mit der Unterscheidung einer Hoch- und Runterschaltung beschreibt die Gleichung 8.6 auf Seite 104.

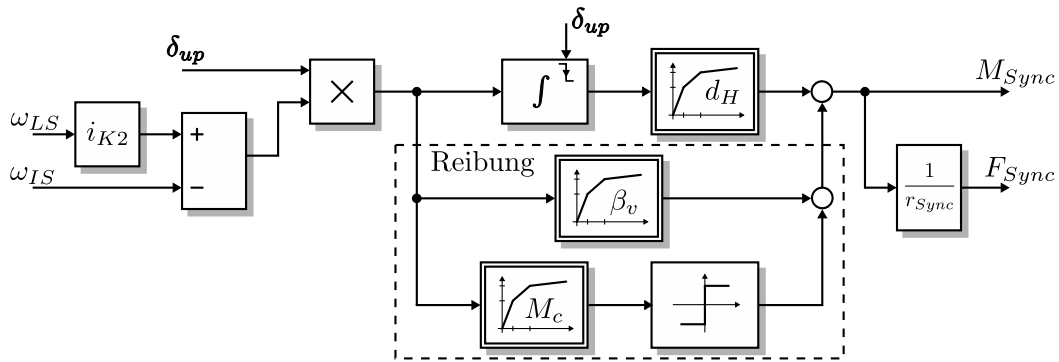


Bild 8.5: Blockschaltbild des Synchronisationssystems des Splitmoduls für die Hochschaltung

8.2 Diagnoseroutine des Split- und Rangemoduls

Die Diagnoseroutinen für das Split- und Rangemodul sind identisch. Im Anhang sind für das bessere Verständnis der Diagnoseroutine (Bild 8.6) parallele Messungen von der Kupplungsaktuatorsposition und Getriebeeingangsdrehzahl hinterlegt worden, siehe Bild A.8.

Die Diagnoseroutine teilt sich in drei Teilsequenzen auf. Jede Sequenz besteht aus einer mehrmaligen Pulsung des Wegeventils u_{SplHi} für 60 ms mit einer Pulspause von 20 ms. Bevor das zweite Ventil u_{SplLo} mit identischer Ansteuerungsdauer und -pause gepulst wird, ist eine Wartezeit von 1,5 s implementiert. Die erste Teilsequenz besteht aus fünf Ansteuerungen, die zweite Sequenz aus vier und die dritte Sequenz aus drei Ansteuerungen.

8.3 Modell- und signalbasierte Fehlererkennung des Splitmoduls

Für die Synchronisierungseinheit ist während der gesamten Rutschphase eine ausreichend hohe Gleitreibung für eine einwandfreie Funktion des Sperrmechanismus erforderlich. Bei zu geringer Reibung gibt der Sperrmechanismus der Synchronisierung vorzeitig frei, was zu einer Schaltung vor dem Gleichlauf führt. Dies lässt unerwünschte Geräusche, wie das Schaltratschen, entstehen. Für einen hohen Schaltkomfort ist jedoch eine niedrigere Haftreibung erforderlich, sodass ein weiches Schaltverhalten erreicht wird. Die Einstellung zwischen einer hohen Synchronisationsleistung mit ausreichend Gleitreibung und einem guten Schaltkomfort bei niedrigem Haftreibungskoeffizient zeigt, wie hoch die Anforderungen an der Synchronisationseinheit sind, aber auch wie wichtig die Synchronisationseinheit für einen Gangwechsel ist.

In diesem Kapitel wird die fehlerfreie Funktion der Synchronisierungseinheit mit dem jeweiligen Getriebeaktor durch Paritätsgleichungen, Parameterschätzung und Flächenberechnung überprüft. Mögliche Fehler an Synchroneneinheiten können beispielsweise ein starker Verschleiß am Synchronkörper oder der Bruch der Ringfeder sein. Sowohl der *Verschleiß des Synchronkörpers* als auch der *Bruch der Ringfeder* führen zum *Schaltratschen*, jedoch mit dem Unterschied, dass das Schaltratschen aufgrund des Verschleißes eines Synchronkörpers anfangs sporadisch stattfindet und mit zunehmenden Verschleiß steigt. Bei der gebrochenen Ringfeder ratscht die Synchronenein-

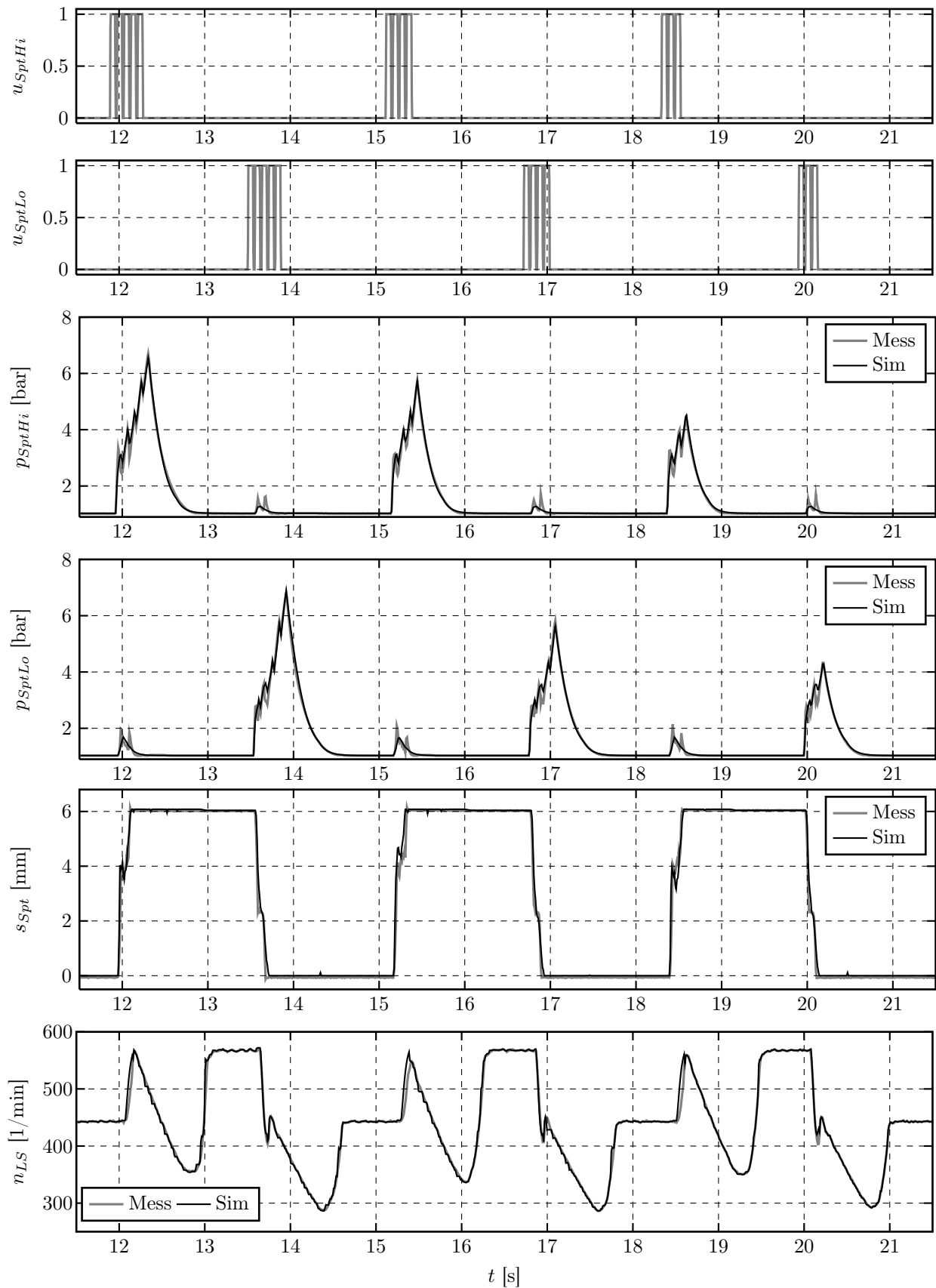


Bild 8.6: Diagnoseroutine des Splitmoduls

heit kontinuierlich. Das Schaltratschen macht sich in beiden Fällen nur in Richtung des jeweils betroffenen Schaltrades bemerkbar.

Aufgrund von Zerspanungen der gebrochenen Ringfeder gelangen Späne in das Öl, die bei längerem Betrieb Lagerschädigungen verursachen können. *Sporadische Schaltratscher* können auch bei intaktem Synchronpaket vorkommen und führen zu keinen weiteren Folgeschäden. Durch die mehrmalige Pulsung des Split- oder Rangeaktuators innerhalb der Diagnoseroutine ist die Wahrscheinlichkeit geringer, dass sporadische Fehler auftreten.

8.3.1 Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen

Zur Fehlererkennung mittels Paritätsgleichungen sind Druckresiduen $r_{pHi}(t)$ und $r_{pLo}(t)$ für die zwei Luftdruckkammern (wie in den Gleichungen 7.16 und 7.17), ein Positionsresiduum $r_s(t)$ (wie Gleichung 6.29) und ein Drehzahlresiduum für die Vorgelegewelle $r_{\omega_{LS}}(t)$ (wie Gleichung 6.30) notwendig. Die Simulation der Drehzahl ω_{LS} wird in Kapitel 9.3.3 beschrieben. Die aus den Residuen gewonnenen Symptome S nach dem Prinzip von Gleichung 6.31 zeigt die Tabelle 8.1.

Tabelle 8.1: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für parallelgeschaltete Teilmole des Splitmoduls

	$S_{pSpt.Hi}$	$S_{pSpt.Lo}$	S_{sSpt}	$S_{\omega_{LS}}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	+/-	+/-	0	0
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	++/--	++/--	-	0
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	-	0	-
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	-	-	-
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	-	0	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	--	0	-	0
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	-	0	-
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	+	--	0	--
Ringfederbruch, F_{13}	0	0	0	++/-
Positionsveränderung VGW Sensor, F_{15}	0	0	0	+/-

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [++/--]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung

Die generierten Symptome $S_{pSpt.Hi}$ und $S_{pSpt.Lo}$ aus den zusätzlich verbauten Luftdrucksensoren tragen auch bei dem Splitmodul zur *eindeutigen Fehlererkennung* mittels Paritätsgleichungen der fokussierten Fehlerarten bei. Ohne die Drucksensoren sind die Fehler „kleine Leckage der Druckluftkammer Hi“ und „leicht undichte Kolbenmanschette“ nicht erkennbar. Allerdings ist auch die Auswirkung der zwei kleinen Fehler auf die Kolbenposition s_{Spt} und der Vorgelegewellendrehzahl ω_{LS} sehr gering, sodass die entsprechenden Residuen aufgrund der definierten Schwellwerte nicht ausschlagen. Innerhalb von Feldversuchen am Fahrzeug sollten die Schwellwerte zur Symptomgenerierung exakt definiert werden, um festzulegen, ob kleinere Fehler das Schaltverhalten beeinflussen oder ob diese evtl. auch ignoriert werden können.

Eine *Verstopfung der Druckluftleitung F_4* führt zu einem langsameren Einströmverhalten der Luft in die Zylinderkammern. Der Kammerdruck ist neben der Ventildauer, Anzahl der Ventilansteuerungen also auch abhängig von der Größe einer Verstopfung. Diese Abhängigkeit führt innerhalb der Diagnoseroutine dazu, dass die wirkende Druckkraft bei einer kleinen Verstopfung und einer geringen Anzahl an Ventilansteuerungen nicht ausreicht, um die entgegengesetzte Synchronisierungskraft zu überwinden (Bild 8.7 und 8.8). Somit sind selbst kleine Verstopfungen innerhalb der Diagnoseroutine erkennbar.

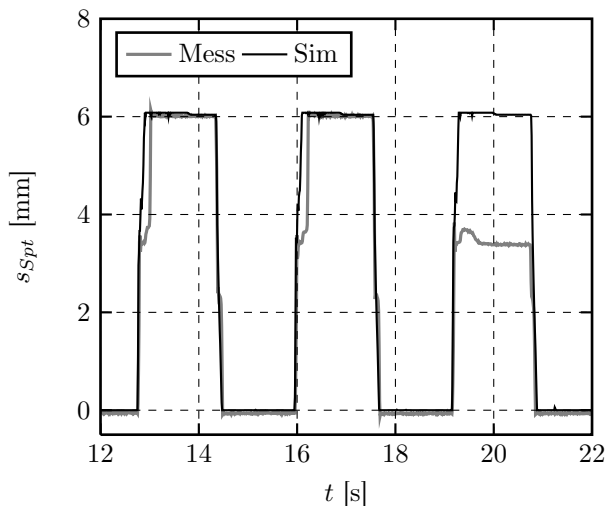


Bild 8.7: Simulation des fehlerfreien Verhaltens im Vergleich zur Messung mit einer kleinen Verstopfung der Druckluftzuleitung am Splitmodul, F_4

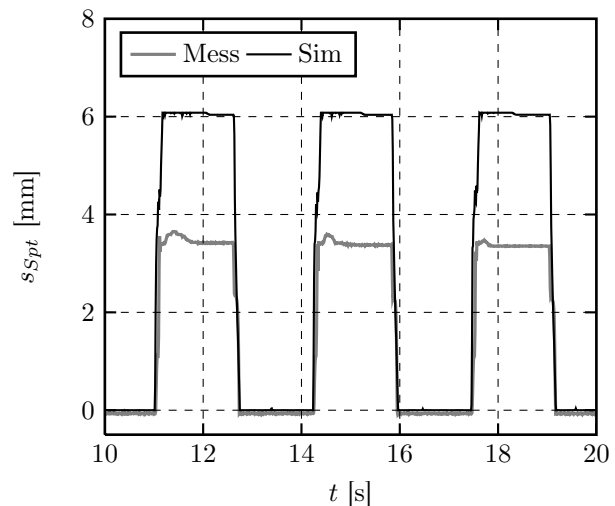


Bild 8.8: Simulation des fehlerfreien Verhaltens im Vergleich zur Messung mit einer großen Verstopfung der Druckluftzuleitung am Splitmodul, F_4

Zur gezielten Untersuchung des Fehlerverhaltens der Synchronisierungseinrichtung ist am Prüfstand die *Ringfeder*, Richtung Zahnradpaar K1, *gebrochen* worden (Fehler F_{13} , siehe Bild 8.9 mit den Bildern 8.10 der Residuen). Während der Diagnoseroutine befindet sich das Hauptgetriebe in Neutralstellung und die Kupplung im getrennten Zustand, sodass keine nennenswerten Drehmomente übertragen werden. Aus diesem Grund entsteht kein lärmendes Schaltratschen oder kein verstärkter Einfluss der Synchronisierungseinrichtung auf die Aktuatorposition, lediglich die verzögerte Reaktion der Vorgelegewellendrehzahl auf schaltungsrelevante Veränderungen trägt zur Fehlererkennung bei.

8.3.2 Fehlererkennung durch Parameterschätzung

Zur Fehlererkennung der *Synchronisierungseinrichtung am Splitmodul* mittels Parameterschätzung ist das Prinzip nach Kapitel 6.5.3 verwendet worden. Zur Schätzung der Prozessparameter der Synchronisierungseinrichtung ist zunächst das gesamte Synchronisierungsmoment $M_{Sync, FSG}$ an der Vorschaltgruppe aus den Gleichungen 8.2 und 8.3 und mit der Unterscheidung einer Hoch-

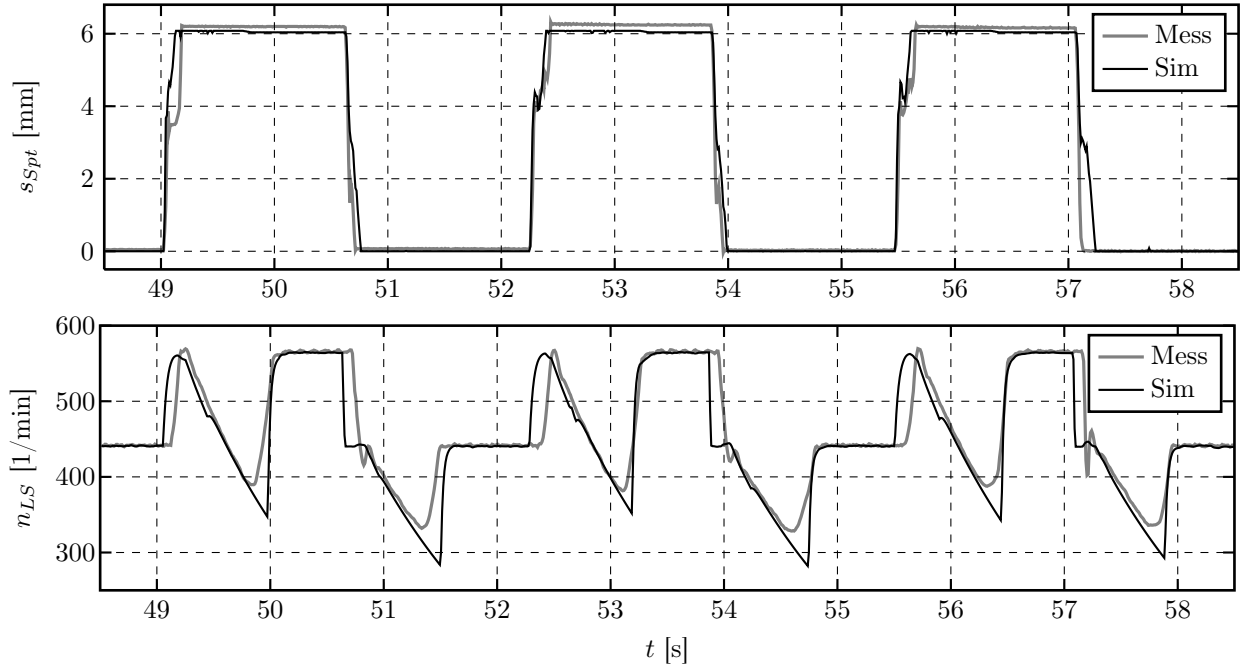


Bild 8.9: Gebrochene Ringfeder der Synchronisierungseinheit K1 des Splitmoduls

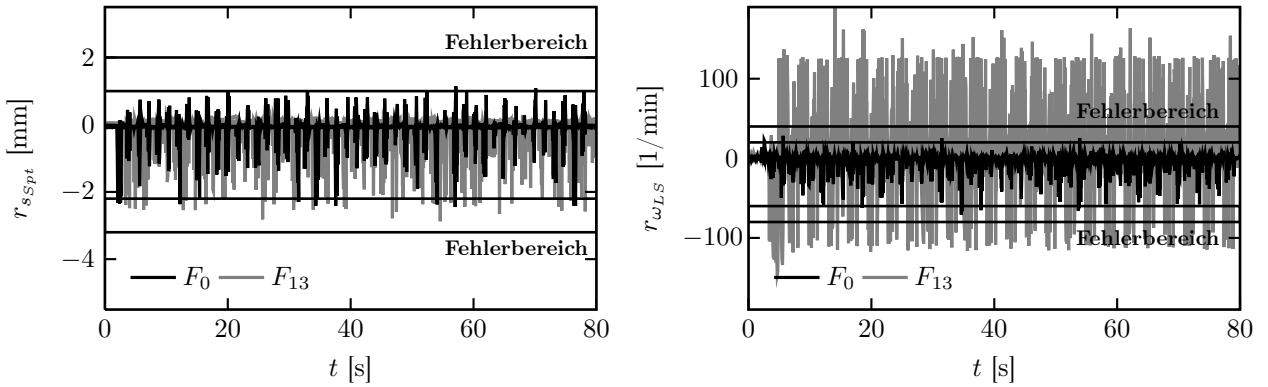


Bild 8.10: Positions- und Drehzahlresiduum des Splitmoduls bei einer gebrochenen Ringfeder der Synchronisierungseinheit K1

und Herunterschaltung (δ_{up} und δ_{down}) berechnet worden,

$$\begin{aligned}
 M_{Sync, FSG}(t) = & \beta_{v,+} \delta_{up} \Delta\omega_{FSG}(t) + M_{C,+} \delta_{up} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) \\
 & + d_{H,+} \delta_{up} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt + \beta_{v,-} \delta_{down} \Delta\omega_{FSG}(t) \\
 & + M_{C,-} \delta_{down} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) + d_{H,-} \delta_{down} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt
 \end{aligned} \quad (8.6)$$

mit der Differenzgeschwindigkeit $\Delta\omega_{FSG}$

$$\Delta\omega_{FSG}(t) = i_{FSG}(s_{Spt}(t)) \omega_{LS}(t) - \omega_{IS}(t). \quad (8.7)$$

Das mechanische Getriebe ist durch einen Mehrmassenschwinger nachgebildet, siehe Kapitel 9.3.3. Mit Hilfe der Momentenbilanz der Vorgelegewelle (siehe Gleichung 9.15) lässt sich durch das Trägheitsmoment der Vorgelegewelle J_{LS} , das Reibungsmoment der Vorgelegewelle $M_{F,LS}$ und das Drehmoment des Zahnradpakets der Vorschaltgruppe $M_{GW,FSG}$ das Synchronisierungs-

ment $M_{Sync,FSG}$ an der Vorschaltgruppe ebenfalls berechnen.

$$M_{Sync,FSG}(t) = \dot{\omega}_{LS}(t)J_{LS} + M_{F,LS}(t) - M_{GW,FSG}(t) \quad (8.8)$$

Zur Schätzung der Prozessparameter $\theta_{d_{H,+}}$, $\theta_{d_{H,-}}$, $\theta_{\beta_{v,+}}$, $\theta_{\beta_{v,-}}$, $\theta_{M_{C,+}}$ und $\theta_{M_{C,-}}$ wird die Momentenbilanz (Gleichungen 8.6 und 8.8) der Synchronisierungseinrichtung der Vorschaltgruppe bzw. des Splitmoduls herangezogen.

$$\begin{aligned} & \dot{\omega}_{LS}(t)J_{LS} + M_{F,LS}(t) - M_{GW,FSG}(t) = \\ & \beta_{v,+} \delta_{up} \Delta\omega_{FSG}(t) + M_{C,+} \delta_{up} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) + d_{H,+} \delta_{up} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \\ & + \beta_{v,-} \delta_{down} \Delta\omega_{FSG}(t) + M_{C,-} \delta_{down} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) + d_{H,-} \delta_{down} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \end{aligned} \quad (8.9)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des elastischen Stoßes der Hochschaltung $\theta_{d_{H,+}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{d_{H,+}}(t) &= \dot{\omega}_{LS}(t)J_{LS} + M_{F,LS}(t) - M_{GW,FSG}(t) \\ &\quad - \beta_{v,+} \delta_{up} \Delta\omega_{FSG}(t) - M_{C,+} \delta_{up} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) \\ &\quad - \beta_{v,-} \delta_{down} \Delta\omega_{FSG}(t) - M_{C,-} \delta_{down} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) \\ &\quad - d_{H,-} \delta_{down} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \\ \psi_{d_{H,+}}(t) &= \delta_{up} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \end{aligned} \quad (8.10)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der viskosen Reibung der Hochschaltung $\theta_{\beta_{v,+}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\beta_{v,+}}(t) &= \dot{\omega}_{LS}(t)J_{LS} + M_{F,LS}(t) - M_{GW,FSG}(t) \\ &\quad - M_{C,+} \delta_{up} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) - d_{H,+} \delta_{up} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \\ &\quad - \beta_{v,-} \delta_{down} \Delta\omega_{FSG}(t) - M_{C,-} \delta_{down} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) \\ &\quad - d_{H,-} \delta_{down} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \\ \psi_{\beta_{v,+}}(t) &= \delta_{up} \Delta\omega_{FSG}(t) \end{aligned} \quad (8.11)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der coulomb'schen Reibung der Hochschaltung $\theta_{M_{C,+}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{M_{C,+}}(t) &= \dot{\omega}_{LS}(t)J_{LS} + M_{F,LS}(t) - M_{GW,FSG}(t) \\ &\quad - \beta_{v,+} \delta_{up} \Delta\omega_{FSG}(t) - d_{H,+} \delta_{up} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \\ &\quad - \beta_{v,-} \delta_{down} \Delta\omega_{FSG}(t) - M_{C,-} \delta_{down} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) \\ &\quad - d_{H,-} \delta_{down} \int \Delta\omega_{FSG}(t) dt \\ \psi_{M_{C,+}}(t) &= \delta_{up} \operatorname{sgn}(\Delta\omega_{FSG}(t)) \end{aligned} \quad (8.12)$$

Analog zur Hochschaltung werden die Prozessparameter $\theta_{d_{H,-}}$, $\theta_{\beta_{v,-}}$ und $\theta_{M_{C,-}}$ der Herunterschaltung ermittelt. Aktivierungsbedingungen ξ sind nur notwendig wenn die Parameter β_v , M_C und d_H in drehzahlabhängige Bereiche $\omega_{cr_{i-1}} \leq \omega(t) < \omega_{cr_i}$ unterteilt sind.

Die Bilder 8.11 und 8.12 zeigen den Reibungsparameter $\theta_{M_{C,-}}$ und den Dämpfungsparameter $\theta_{d_{H,-}}$ der Synchronisierungseinrichtung im fehlerfreien Zustand und bei einer gebrochenen Ringfeder der Synchronieinheit K1.

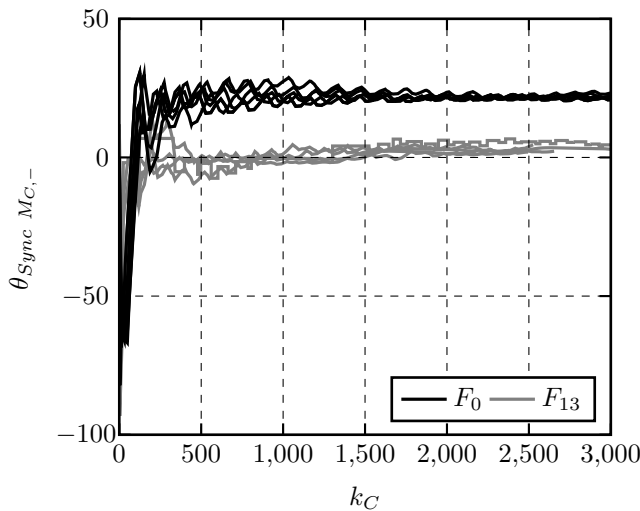


Bild 8.11: Reibungsparameter der Synchronisierungseinrichtung bei einer gebrochenen Ringfeder der Synchronereinheit K1

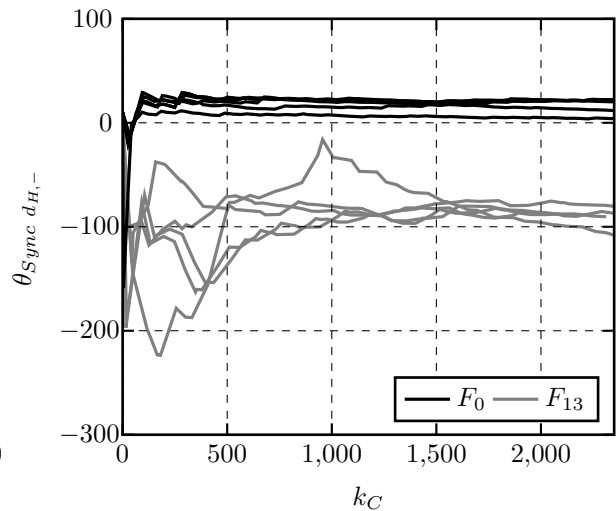


Bild 8.12: Dämpfungsparameter der Synchronisierungseinrichtung bei einer gebrochenen Ringfeder der Synchronereinheit K1

Die pneumatischen Prozessparameter des *Splitaktuators* werden wie in den vorigen Kapiteln 6.5.6 und 7.4 geschätzt. Die mechanischen Prozessparameter des Splitaktuators sind nicht geschätzt worden, da *alle eingebauten Fehler* (undichte Zylinderkolbenmanschette F_3 , Verstopfung F_4 , Leckage F_5 der Luftdruckkammer Hi und Lo und Ringfederbruch F_{13}) mit Hilfe der pneumatischen Prozessparameter des Splitaktuators und der Prozessparameter der vorgeschalteten Synchronisierungseinrichtung *eindeutig erkannt* worden sind. Darüber hinaus können verschiedene Fehler voneinander unterschieden werden, siehe Tabelle 8.2.

Tabelle 8.2: Fehler-Symptom-Tabelle der Parameterschätzung des Splitmoduls

Weiß: Parameter des Splitaktuators, Grau: Parameter der Synchronisierungseinheit

	$\theta_{C_{Lo}In_1}$	$\theta_{C_{Lo}Out_2}$	$\theta_{C_{Hi}Out_2}$	$\theta_{C_{Hi}In_1}$	$\theta_{M_{C,+}}$	$\theta_{M_{C,-}}$	$\theta_{\beta_{v,+}}$	$\theta_{\beta_{v,-}}$	$\theta_{\beta_{H,+}}$	$\theta_{\beta_{H,-}}$
F_3 leicht	—	—	—	—	0	—	—	++	—	++
F_3 stark	—	—	—	—	—	—	NN	NN	NN	NN
F_4 klein	—	+	0	—	0	—	—	++	—	++
F_4 groß	—	+	0	—	0	—	—	++	—	++
F_5 Hi, klein	0	0	+	—	0	0	0	—	0	0
F_5 Hi, groß	0	0	NN	—	—	—	—	—	—	0
F_5 Lo, klein	—	+	0	—	0	—	++	—	++	—
F_5 Lo, groß	—	NN	0	—	0	—	++	—	++	—
F_{13}	0	0	0	0	0	—	+	—	+	—
F_{15}	0	0	0	0	0	0	+—	+—	+—	+—

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+-]: Änderung in pos. und neg. Richtung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

8.3.3 Signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung

Die signalbasierte Flächenberechnung am *Splitmodul* ist nach dem Prinzip von Kapitel 6.6 entwickelt und entsprechende Flächen für die zwei Drucksignale $A_{p_{Spt,Hi}}$ und $A_{p_{Spt,Lo}}$, für die Position des Kolbens $A_{s_{Spt}}$ und der Vorgelegewellendrehzahl $A_{\omega_{LS}}$ ermittelt worden.

Der berechnete Wert der Fläche $A_{\omega_{LS}}$ ist zur verbesserten Fehleridentifikation bei der Leerlaufdrehzahl des Antriebsmotors vom Getriebeprüfstand unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses bei 446 min^{-1} in einem Lo und Hi Bereich unterteilt worden:

$$A_{\omega_{LS,Hi}} = \int_{t_s}^{t_e} \omega_{LS}(t) dt, \quad \text{für } \omega_{LS}(t) > 446 \text{ min}^{-1}$$

$$A_{\omega_{LS,Lo}} = \int_{t_s}^{t_e} \omega_{LS}(t) dt, \quad \text{für } \omega_{LS}(t) < 446 \text{ min}^{-1}$$
(8.13)

Die Veränderungen der Flächen spiegeln die Signalveränderungen bei einem eingebauten Fehler sehr genau wieder. So ist beispielsweise zu erkennen, dass der Ringfederbruch der Synchronisierungseinrichtung kaum eine Auswirkung auf die Position des Splitmoduls s_{Spt} hat. Andernfalls beeinflusst eine Leckage innerhalb der Druckluftkammer Lo die Position des Splitmoduls s_{Spt} , die Drehzahl der Vorgelegewelle ω_{LS} und damit das Schaltverhalten des Getriebes.

Für jeden einzelnen eingebauten Fehler sind mehrere Messungen während der Diagnoseroutine erstellt worden, dass für jeden fokussierten Fehler und für jedes Messsignal mehrere berechnete Flächen ausgewertet worden sind.

Mit der entwickelten Flächenberechnung sind alle am Prüfstand eingebauten Fehler *eindeutig erkennbar*. Die Auswertung ist in Tabelle 8.3 hinterlegt.

Tabelle 8.3: Fehler-Symptom-Tabelle der signalbasierten Flächenberechnung des Splitmoduls

	$A_{p_{Spt,Hi}}$	$A_{p_{Spt,Lo}}$	$A_{s_{Spt}}$	$A_{\omega_{LS,Hi}}$	$A_{\omega_{LS,Lo}}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	–	–	–	–	++
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	+	+	–	–	–
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	–	–	–	–	+
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	–	–	–	–	++
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	0	–	0	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	0	–	+	0	+
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	–	0	–	–	+
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	–	+	–	–	++
Ringfederbruch, F_{13}	0	0	0	+	–
Positionsveränderung VGW Sensor, F_{15}	0	0	0	+	–

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung

9 Die Getriebelamellenbremse und das mechanische Getriebe

Zur modellbasierten Fehlererkennung der Getriebelamellenbremse (auch Vorgelegewellenbremse genannt) mittels Paritätsgleichungen und Parameterschätzung ist ein Simulationsmodell des mechanischen Getriebes und der Getriebeklemme entwickelt worden. Das Modell ist dahingehend erstellt worden, dass es neben der Fehlererkennung während der Diagnoseroutinen auch zur Fehlererkennung während der Fahrt verwendet werden kann. Neben der modellbasierten Fehlererkennung wird auch die signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung entwickelt. Die Validierung der Simulationsmodelle und Fehlererkennung erfolgt anhand des Getriebeprüfstandes G281 mit zwei verbauten Asynchronmotoren an der An- und Abtriebsseite.

9.1 Aufbau und Funktion der Getriebelamellenbremse

Die Getriebelamellenbremse ist zur *Synchronisierung der Vorgelegewellen- und der Hauptwelledrehzahl beim Hochschalten* im Hauptgetriebe vorgesehen. Um die Fahrzeuggeschwindigkeit konstant zu halten, muss der Schaltvorgang aufgrund von Reib- und Rollwiderstand sehr schnell ablaufen. Der Verbrennungsmotor wird bei hoher Drehzahl durch die Kupplung von der Antriebsseite entkoppelt. Der gesteuerte Gangaktuator bringt die Klauen in die Neutralstellung, sodass die Zahnradpakete freiliegen und keine Zahnräder mehr mit der Hauptwelle verbunden sind. Durch die Innenverzahnung der Zahnradpakete herrscht eine permanente Verbindung zwischen den Zahnradpaketen und der Vorgelegewelle (VGW). In der *Neutralstellung* wird die Getriebelamellenbremse

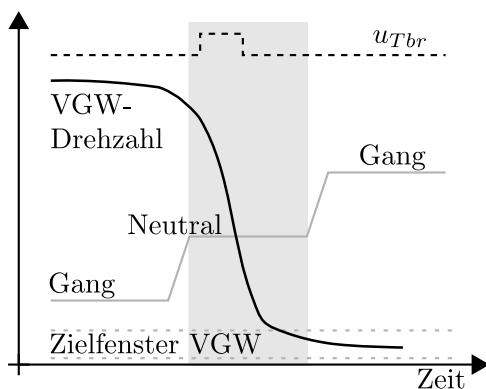


Bild 9.1: Schematischer Drehzahlverlauf bei einer Hochschaltung mit Getriebelamellenbremse

angepulst, das entwickelte Bremsmoment verringert die Drehzahl der Vorgelegewelle und steuert das gewünschte Zahnradpaket mit dem zu schaltenden Übersetzungsverhältnis auf Zieldrehzahl, siehe Bild 9.1. Das Getriebesteuergerät ermittelt je nach Gang die notwendige Zieldrehzahl und berechnet daraus die resultierende Pulsdauer der Bremse. Bei der erreichten Zieldrehzahl passt das zu schaltende Zahnradpaket mit der Drehzahl der Hauptwelle überein, dass die Klauen packen können und der neue höhere Gang eingelegt werden kann.

Durch teilweise mangelhafte Funktion der Drehzahlsynchronisierung ist es möglich, dass die Klaue in die Schaltverzahnung eingreift bevor Gleichlauf herrscht. Dies verursacht auffällige *Ratsch- und Kratzgeräusche*, die in einem nichtautomatisierten Getriebe häufiger durch Fehlschalten des Fahrers vorkommen.

In der Abbildung 9.2 wird der Querschnitt einer Getriebelamellenbremse dargestellt. Die Bremse wird über ein 3/2 Wegeventil mit dem Versorgungsluftdruck angesteuert, Steuerungssignal u_{Tbr} . Die Druckluft gelangt über die Bohrung und dem *Schnellentlüftungsventil* in eine längliche Kammer, die an einer Membran anliegt. Mit steigendem Druck in der Kammer wirkt die Druckkraft auf die Membran, was zu einer translatorischen Verschiebung der Membran, des anliegenden Kolbens und Rückstellbolzens mit integrierter Feder führen kann. Sobald die Druckkraft die Feder- und die Haftkraft des Kolbens überschreitet, bewegt sich der Kolben um 1,2 mm in Richtung Vorgelegewelle. Die Vorgelegewelle ist mit den Lamellen mechanisch verzahnt, sodass die Lamellen mit der Vorgelegewelle rotieren. Durch die translatorische Kolbenbewegung werden die Bremscheiben und die Lamellen zusammen gepresst. Damit der Verschleiß begrenzt wird, sind die Bremscheiben und Lamellen mit Getriebeöl geschmiert. Durch den elasto-hydrodynamischen Kontakt werden die rotierenden Lamellen von den Bremscheiben gebremst. Die Pulsdauer des Wegeventils bestimmt die Länge des Bremsvorgangs.

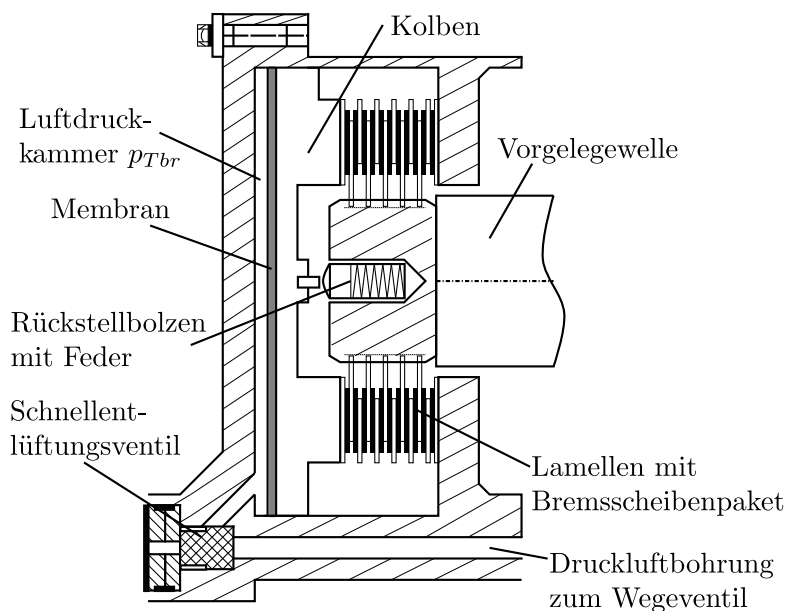


Bild 9.2: Schnittbild der Getriebelamellenbremse mit integriertem Schnellentlüftungsventil

Nach Pulsdauerende gelangt das Wegeventil über die Federkraft automatisch in die Ausgangsposition zurück und die Druckluft in der Bohrung zwischen Ventil und Schnellentlüftungsventil entweicht über das 3/2 Wegeventil zur Entlüftung. Durch den absinkenden Luftdruck in der Druckluftbohrung schaltet das Schnellentlüftungsventil die Luftdruckkammer mit anliegender Membran direkt zur Außenatmosphäre durch. Der Kolben wird durch die schnell absinkende Druckluft und die entgegenwirkende Kraft der Rückstellfeder in die Ausgangsposition gepresst, sodass die Bremswirkung beendet ist.

Im Bild 9.3 wird die Getriebelamellenbremse mit Schnellentlüftungsventil schematisch dargestellt. Das Schnellentlüftungsventil ist als ein beweglicher Gummistopfen gezeichnet worden, der je nach Belüftungs- oder Entlüftungsposition des Wegeventils die Stellung verändert.

Zur funktionalen Beschreibung der Haupteffekte des Schnellentlüftungsventils ist die Druckluftzuführung in zwei Kammern unterteilt. Die erste Luftdruckkammer befindet sich zwischen Wegeventil und Gummistopfen und die zweite Kammer zwischen dem Gummistopfen und der länglichen Getriebelamellenbremse.

In der Ausgangsposition versperrt der Gummistöpsel den Durchfluss vom Wegeventil, indem er oben an der Belüftungsseite anliegt. Bei Betätigung des Wegeventils baut sich ein Druck vor dem Gummistöpsel auf (Kammer 1) und drückt den Gummistöpsel in die untere Position. In dieser Belüftungsposition verschließt das Schnellentlüftungsventil die Verbindung zur unteren Entlüftung, dem Atmosphärendruck. Der hohe Luftdruck presst die Flügel des Gummistopfens seitlich herunter, sodass durch die geometrische Formveränderung

des Stopfens die Luft in die zweite Kammer einströmen kann. Die Getriebelamellenbremse ist in diesem Zustand aktiviert. Wird das Wegeventil deaktiviert, baut sich der Luftdruck in der ersten Kammer ab. Durch das neue Druckverhältnis der beiden Luftdruckkammern bewegen sich die Flügel des Gummistopfens zurück in die ursprüngliche Position. Der Gummistöpsel steigt auf und unterbricht die Verbindung der beiden Luftdruckkammern. Die Luft aus der zweiten Kammer strömt daraufhin aus der unteren Verbindung zum Atmosphärendruck heraus.

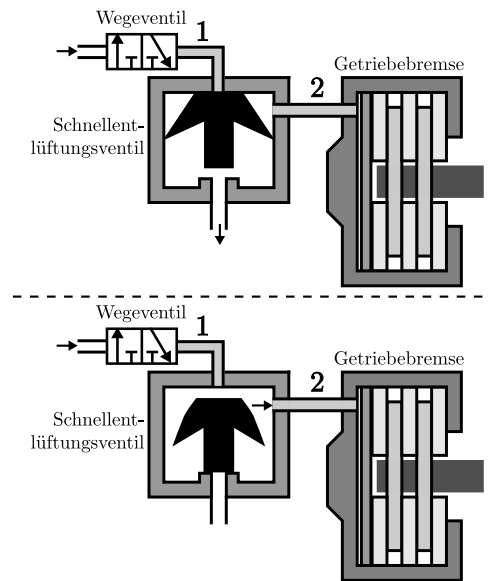


Bild 9.3: Schematische Funktionsbeschreibung der Getriebelamellenbremse mit dem Schnellentlüftungsventil in Entlüftungs- (oben) und Belüftungsposition (unten)

9.2 Modellbildung der Getriebelamellenbremse mit Schnellentlüftungsventil

Um das Bremsmoment M_{Tbr} der Getriebelamellenbremse zu berechnen, ist das 3/2 Wegeventil, das Schnellentlüftungsventil, der Kammerdruck p_{Tbr} und der Kolben mit integrierter Rückstellfeder bei der Modellbildung zu berücksichtigen. Das Bremsmoment beeinflusst die Drehzahl der Vorgelegewelle ω_{LS} , die im nächsten Kapitel 9.3 modelliert wird.

Das *Wegeventil* ist wie in Gleichung 6.1 als Totzeitglied vom Steuerungssignal u_{Tbr} vereinfacht simuliert. Zur Modellierung des *Schnellentlüftungsventils* sind anfangs unterschiedliche Ansätze gewählt worden, indem wie in der Funktionsbeschreibung Kapitel 9.1 der Raum in zwei Kammern aufgeteilt und die Position des Schnellentlüftungsventils simuliert worden ist. Dieser erhöhte Simulationsaufwand ist mit dem Prinzip des druckabhängigen pneumatischen Leitwerts $C_i(p_{i-1} \leq p \leq p_i)$ (Gleichung 6.7) verglichen worden. Die Residuen der „zwei Kammer“-Modellierung und der

Modellierung mit dem *variablen Leitwert* haben dabei annähernd identische Werte gehabt, daher ist die einfache und in dieser Arbeit standardisierte Modellierungsvorgehensweise mit dem druckabhängigen pneumatischen Leitwert auch für die Getriebelamellenbremse verwendet worden.

Der Luftdruck p_{Tbr} der länglichen Luftdruckkammer (siehe Bild 9.2), anliegend an der Membran, ist über einen *zusätzlich verbauten Luftdrucksensor* gemessen und durch die ein- und ausströmenden Massenflüsse (Gleichungen 6.2 bis 6.7) sowie einem *konstanten Kammervolumen* V_{Tbr} nachgebildet worden.

$$p_{Tbr}(t) = \frac{R_S T}{V_{Tbr}} \int (\dot{m}_{In}(t) - \dot{m}_{Out}(t)) dt \quad (9.1)$$

Durch Anpassung des variablen Leitwerts $C(p_{Tbr})$ wird die spezielle Charakteristik des Schnelllüftungsventils beim Be- und Entlüften eingestellt. Ein ansteigender druckabhängiger Leitwert, mit einem kleinen Startwert, simuliert die Verzögerung der Luft beim Einströmen in die Kammer, während ein fallender Leitwert das anfängliche schnelle Ausströmen der Luft durch die direkte Verbindung zum Atmosphärendruck nachbildet.

Die Nachbildung des *mechanischen Teilsystems* der Bremse, bestehend aus dem Kolben und der Rückstellfederkraft wird über folgende Kräftebilanz zusammengefasst:

$$m_{Tbr} \ddot{s}_{Tbr}(t) = p_{Tbr}(t) A_{cyl} - F_{Fric}(t) - F_{Spr}(t) \quad (9.2)$$

Die Reibungskraft F_{Fric} ist nach Kapitel 7.12 mit viskoser und trockener Reibung und die Federkraft F_{Spr} stückweise linear nach Gleichung 6.13 berechnet worden.

Aufgrund des *elasto-hydrodynamischen Kontakts* zwischen Bremscheiben und Lamellen wird das Bremsmoment M_{Tbr} an der Vorgelegewelle erzeugt. Das Bremsmoment entspricht daher dem Verhalten eines starken Reibungsmomentes und ist in Anlehnung an der hydrodynamischen Reibungskurve von Stribeck [94] modelliert worden (siehe Gleichung 6.26). Indem nur der Bereich der Mischreibung innerhalb der Stribeck-Kurve betrachtet wird, kann das Bremsmoment M_{Tbr} vereinfacht durch einen drehzahl- und temperaturabhängigen Bremskennwert β_{Tbr} beschrieben werden.

$$M_{Tbr}(t) = \begin{cases} \beta_{Tbr}(\omega_{LS}(t), T) \omega_{LS}(t), & s_{Tbr}(t) \neq 0 \text{ mm} \\ 0 & s_{Tbr}(t) = 0 \text{ mm} \end{cases} \quad (9.3)$$

Das Bremsmoment entspricht den viskosen Anteil in Gleichung 6.26. Der Bremskennwert β_{Tbr} beschreibt das Reibungsverhalten im Bremsfall des Schmierfilms des Getriebeöls auf den Lamellen. Er ist analog zu Gleichung 7.13 in verschiedene Drehzahl- und Wertebereiche unterteilt worden:

$$\beta_1(\omega_0 < \omega(t) < \omega_1), \beta_2(\omega_1 \leq \omega(t) < \omega_2) \dots \beta_i(\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i) \quad (9.4)$$

9.3 Modellbildung des mechanischen Getriebes

Das mechanische Getriebe ist als Mehrmassenschwinger mit veränderlichen Übersetzungsverhältnissen i entwickelt worden, um die Drehzahlen ω_{IS} , ω_{LS} , ω_{MS} und ω_{OS} der Getriebewellen zu simulieren. Modellierungen von rein mechanischen Getrieben mit konstanten Übersetzungsverhältnissen sind beispielsweise in Isermann [50], Dresig [26] und Dresig u.a. [27] zu finden.

9.3.1 Modellbildung der Zahnradpakete

Auf Basis eines Mehrkörpermodells sind die Zahnradpakete modelliert worden. Ähnliche Modelle findet man in Kahraman und Blankenship [59], Küçükay [65], Prestl [87] oder Ziegler u.a. [107]. Das *Zahnradpaketmodell* basiert auf zwei Körpern, die durch eine Feder und einen Dämpfer verbunden sind, siehe Bild 9.4. Die Torsionssteifigkeit c beschreibt den Kontakt zwischen der Zahnkrümmung und der Elastizität des Gangrades. Die Torsionsdämpfung d umschreibt die Materialdämpfung und den Dämpfungseffekt vom Öl, siehe Ziegler u.a. [107].

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1(t) + i_1 d (i_1 \dot{\varphi}_1(t) + i_2 \dot{\varphi}_2(t)) + i_1 c (i_1 \varphi_1(t) + i_2 \varphi_2(t)) &= 0, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2(t) + i_2 d (i_1 \dot{\varphi}_1(t) + i_2 \dot{\varphi}_2(t)) + i_2 c (i_1 \varphi_1(t) + i_2 \varphi_2(t)) &= 0 \end{aligned} \quad (9.5)$$

Durch die starre Verbindung der Zahnradpakete zur Vorgelegewelle sind die Trägheitsmomente der einzelnen Zahnräder im Trägheitsmoment der Vorgelegewelle mit einberechnet worden. Während des Schaltvorgangs sind die vergleichsweise kleinen Trägheitsmomente der einzelnen losen Zahnräder vernachlässigbar, sodass J_1 und J_2 nicht berücksichtigt worden sind.

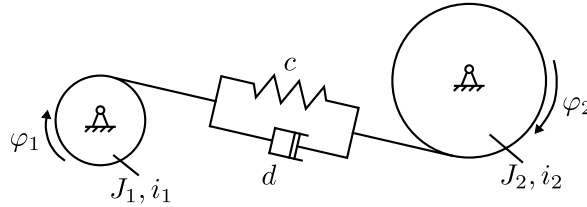


Bild 9.4: Ersatzschaltbild eines Zahnradpaares

Das zu übertragende Drehmoment durch die Zahnradpakete M_{GW} für den zielgerichteten Signalflussverlauf vom Getriebeeingang zum -ausgang wird auf Grundlage der Momentenbilanz Gleichung 9.5 simuliert. Die zweite Drehzahl wird der ersten Drehzahl nachgeführt, um über das dazugehörige Übersetzungsverhältnis die entsprechende Wellendrehzahl herzustellen.

$$M_{GW}(t) = d (\dot{\varphi}_1(t) - i_2 \dot{\varphi}_2(t)) + c (\varphi_1(t) - i_2 \varphi_2(t)) \quad (9.6)$$

Für die drei verbauten Zahnradpakete im automatisierten Getriebe G281 ergeben sich folgende Drehmomente aus den Übertragungsgleichungen:

Drehmoment der Vorschaltgruppe $M_{GW,FSG}$:

$$M_{GW,FSG}(t) = d_{FSG} (\dot{\varphi}_{IS} - i_{FSG} \dot{\varphi}_{LS}) + c_{FSG} (\varphi_{IS} - i_{FSG} \varphi_{LS}) \quad (9.7)$$

Drehmoment der Hauptschaltgruppe $M_{GW,MSG}$:

$$M_{GW,MSG}(t) = d_{MSG} (\dot{\varphi}_{LS} - i_{MSG} \dot{\varphi}_{MS}) + c_{MSG} (\varphi_{LS} - i_{MSG} \varphi_{MS}) \quad (9.8)$$

Drehmoment der Nachschaltgruppe $M_{GW,BSG}$:

$$M_{GW,BSG}(t) = d_{BSG} (\dot{\varphi}_{MS} - i_{BSG} \dot{\varphi}_{OS}) + c_{BSG} (\varphi_{MS} - i_{BSG} \varphi_{OS}) \quad (9.9)$$

Während einer Schaltung (δ_{mid}) liegt kein Übersetzungsverhältnis vor, siehe Gleichungen 9.10 bis 9.12. Für diesen kurzen Augenblick werden in dem Modell die übertragenden Drehmomente der Zahnradpakete M_{GW} zu Null gesetzt, um Berechnungsspitzen zu vermeiden.

9.3.2 Modellbildung der veränderlichen Übersetzungsverhältnisse

Die Übersetzungsverhältnisse der Zahnradpakete sind abhängig von der jeweiligen Aktuatorposition. In unterschiedlichen Positionsbereichen (siehe Gleichung 8.5) liegen unterschiedliche starre Übersetzungsverhältnisse vor.

Das veränderliche Übersetzungsverhältnis der Vorschaltgruppe $i_{FSG}(s_{Spt})$ ist abhängig von der Splitposition:

$$i_{FSG}(s_{Spt}) = \begin{cases} i_{K2} = 30/31, & \text{wenn } \delta_{max}(s_{Spt}) = 1 \\ 0, & \text{wenn } \delta_{mid}(s_{Spt}) = 1 \\ i_{K1} = 36/29, & \text{wenn } \delta_{min}(s_{Spt}) = 1 \end{cases} \quad (9.10)$$

Das veränderliche Übersetzungsverhältnis der Hauptschaltgruppe $i_{MSG}(s_{Gea}, s_{Sel})$ ist abhängig von der Gang- und Gassenaktuatorposition:

$$i_{MSG}(s_{Gea}, s_{Sel}) = \begin{cases} i_3 = 31/30, & \text{wenn } \delta_{max}(s_{Gea}) = 1 \wedge \delta_{max}(s_{Sel}) = 1 \\ i_1 = 41/15, & \text{wenn } \delta_{max}(s_{Gea}) = 1 \wedge \delta_{max}(s_{Sel}) = 0 \\ 0, & \text{wenn } \delta_{mid}(s_{Gea}) = 1 \\ i_2 = 38/23, & \text{wenn } \delta_{min}(s_{Gea}) = 1 \wedge \delta_{max}(s_{Sel}) = 1 \\ i_{RW} = 45/15, & \text{wenn } \delta_{min}(s_{Gea}) = 1 \wedge \delta_{max}(s_{Sel}) = 0 \end{cases} \quad (9.11)$$

Die Mittel- und Höchststellung der Gassenaktuatorposition ist lediglich bei dem 12-Gang Gruppengetriebe zum Schalten verwendet worden. $\delta_{min}(s_{Sel})$ wird nur bei 16-Gang Gruppengetrieben eingesetzt, daher ist in Gleichung 9.11 auch nur zwischen $\delta_{max}(s_{Sel}) = 1$ und $\delta_{max}(s_{Sel}) = 0$ unterschieden worden.

Das veränderliche Übersetzungsverhältnis der Nachschaltgruppe $i_{BSG}(s_{Rng})$ ist abhängig von der Rangeposition:

$$i_{BSG}(s_{Rng}) = \begin{cases} i_D = 1 \text{ (Direktgang)}, & \text{wenn } \delta_{max}(s_{Rng}) = 1 \\ 0, & \text{wenn } \delta_{mid}(s_{Rng}) = 1 \\ i_{RG} = 1 + 85/25, & \text{wenn } \delta_{min}(s_{Rng}) = 1 \end{cases} \quad (9.12)$$

9.3.3 Simulationsaufbau des mechanischen Getriebes

Das gesamte mechanische Getriebe wird mit den variablen aktuatorpositionsabhängigen Übersetzungsverhältnissen, den Zahnradpaketen und den Synchronisierungseinheiten als *Mehrmasenschwinger* modelliert. In dem Ersatzschaltbild 9.5 des rein mechanischen Getriebes werden relevante Getriebewellen als Feder- und Dämpfungssysteme mit entsprechenden Trägheitsmomenten dargestellt.

Aus den Gleichungen 6.16 und 6.22 der automatisierten Kupplung geht die Getriebeeingangsdrehzahl ω_{IS} hervor.

$$J_{IS} \ddot{\varphi}_{IS} = M_{CD}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) + M_{CSp}(\dot{\varphi}_{CS}, \dot{\varphi}_{IS}) - M_{F,IS}(\omega_{IS}) - M_{IS} \quad (9.13)$$

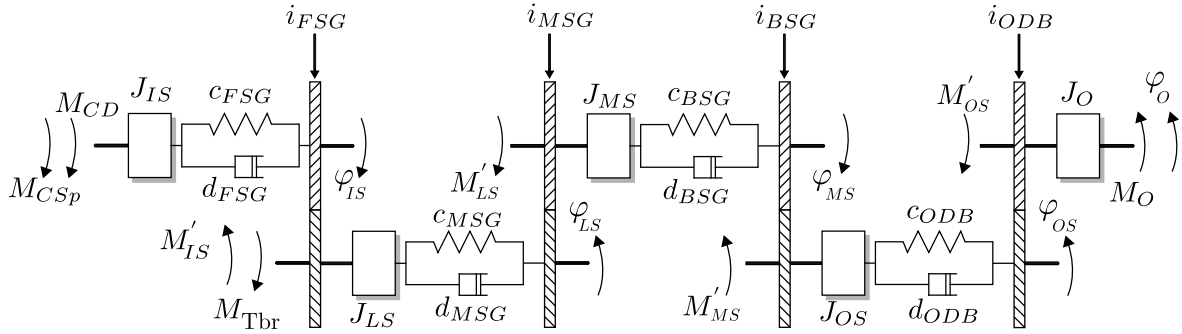


Bild 9.5: Ersatzschaltbild des mechanischen Getriebes mit Abtriebsmotor

Entgegen dem Torsionsdämpfer- M_{CD} und Torsionsfedermoment M_{CSp} wirkt das Reibungsmoment $M_{F,IS}$ und das Lastmoment von der Getriebeeingangswelle M_{IS} .

Falls die Neutralstellung des Hauptgetriebes eingelegt ist, besteht das Lastmoment der Eingangswelle nur aus dem Trägheits- und Reibmoment der Vorgelegewelle, ggfs. dem Bremsmoment der betätigten Getriebebremse und ggfs. dem entgegengesetzten Synchronisierungsmoment (während einer Schaltung der Vorschaltgruppe). Wenn jedoch nicht die Neutralstellung eingelegt worden ist, setzt sich das Lastmoment aus sämtlichen Trägheitsmomenten und Reibmomenten aller Getriebewellen zusammen. Außerdem sind die zwei Synchronisierungsmomente, das Drehmoment der Getriebebremse, die Ratschmomente der Klauenmuffen im Hauptgetriebe und das Fahrzeugmoment M_O an der Getriebeausgangswelle zu berücksichtigen.

Um die Komplexität des Simulationsmodells zu vereinfachen, ist der Mehrmassenschwinger mit einem ausgeprägten Signalfluss von der Kupplung in Richtung des Getriebeausgangs simuliert worden. Nur Haupteffekte, die die Eingangsdrehzahl stark beeinflussen, wie das Bremsmoment der Lamellenbremse M_{Tbr} und das Fahrzeugwiderstandsmoment am Getriebeausgang M_O , werden mit entsprechenden Übersetzungsverhältnissen als Lastmoment der Eingangswelle berücksichtigt.

$$M_{IS} = M_O \frac{1}{i_{FSG}(s_{Spt}) i_{MSG}(s_{Gea}, s_{Sel}) i_{BSG}(s_{Rng}) i_{ODB}} + M_{Tbr} \frac{1}{i_{FSG}(s_{Spt})} \quad (9.14)$$

Das Drehmoment der Vorschaltgruppe $M_{GW,FSG}$ (Gleichung 9.7) überträgt das Antriebsmoment zur Vorgelegewelle bei einem eingelegten Gang der Vorschaltgruppe. Erfolgt ein Schaltwechsel der Vorschaltgruppe, überträgt die Synchronisierungseinrichtung $M_{Sync}(s_{Spt})$ ein Drehmoment, das die Welle je nach Hoch- oder Herunterschaltung beschleunigt oder abbremst, siehe Kapitel 8.1.2.

$$J_{LS} \ddot{\varphi}_{LS} = M_{GW,FSG} - M_{Sync}(s_{Spt}) - M_{F,LS} \quad (9.15)$$

Das Drehmoment der Synchronisierungseinrichtungen M_{Sync} (Kapitel 8.1.2) wirkt genau in dem Augenblick, wenn die Zahnradpakete nicht greifen ($M_{GW} = 0$), also wenn in den Gleichungen 9.10/9.12 das Übersetzungsverhältnis Null ist. Wirkende Lastmomente an der Eingangswelle (M_O und M_{Tbr}) werden somit über die Zahnradpakete und der Synchronisierungseinheit permanent zur Vorgelegewelle übertragen, sodass eine Aufführung der Lastmomente in der Momentenbilanz der Vorgelegewelle nicht notwendig ist.

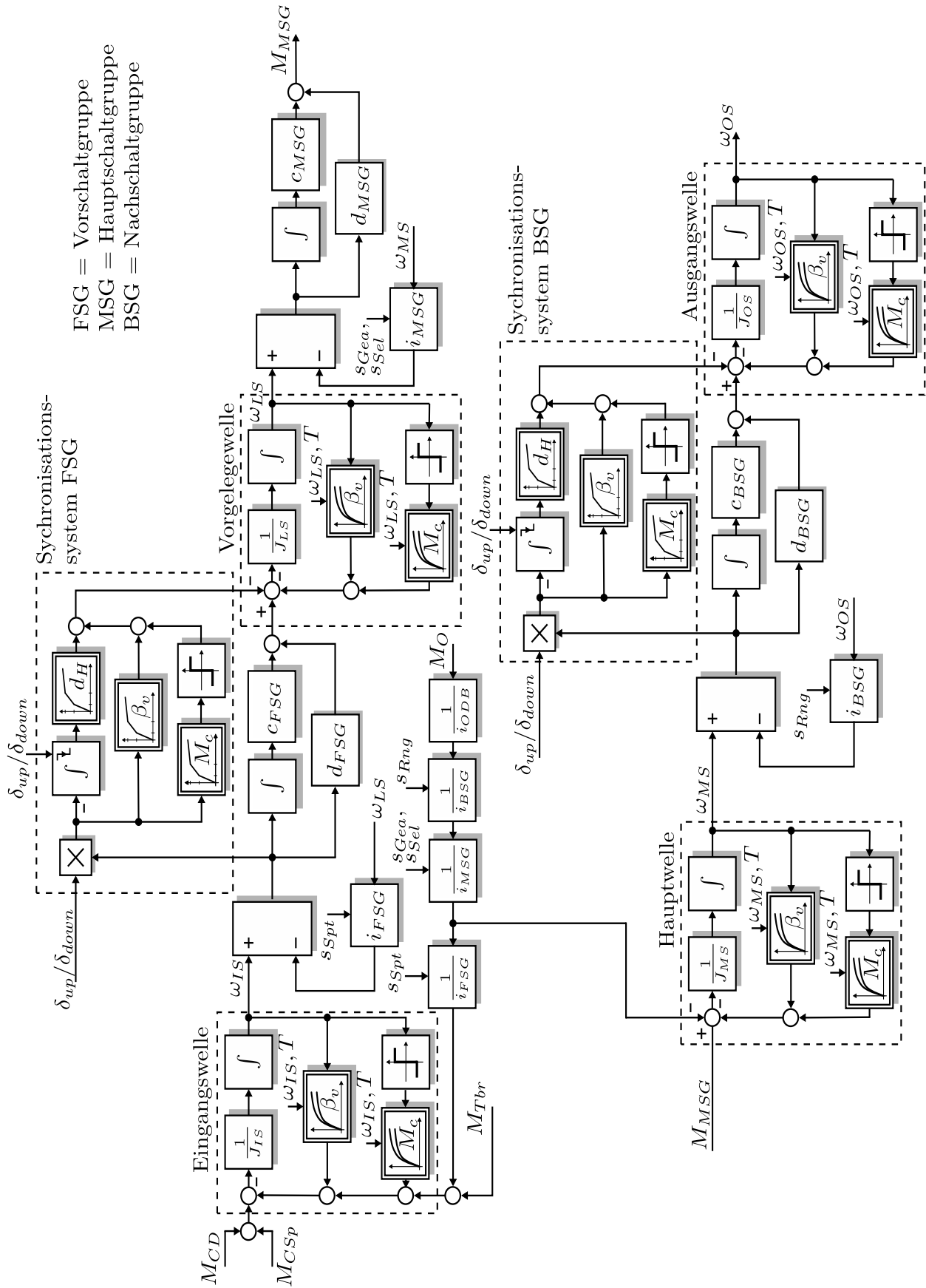


Bild 9.6: Blockschaltbild des mechanischen Getriebes

FSG = Vorschaltgruppe
 MSG = Hauptschaltgruppe
 BSG = Nachschaltgruppe

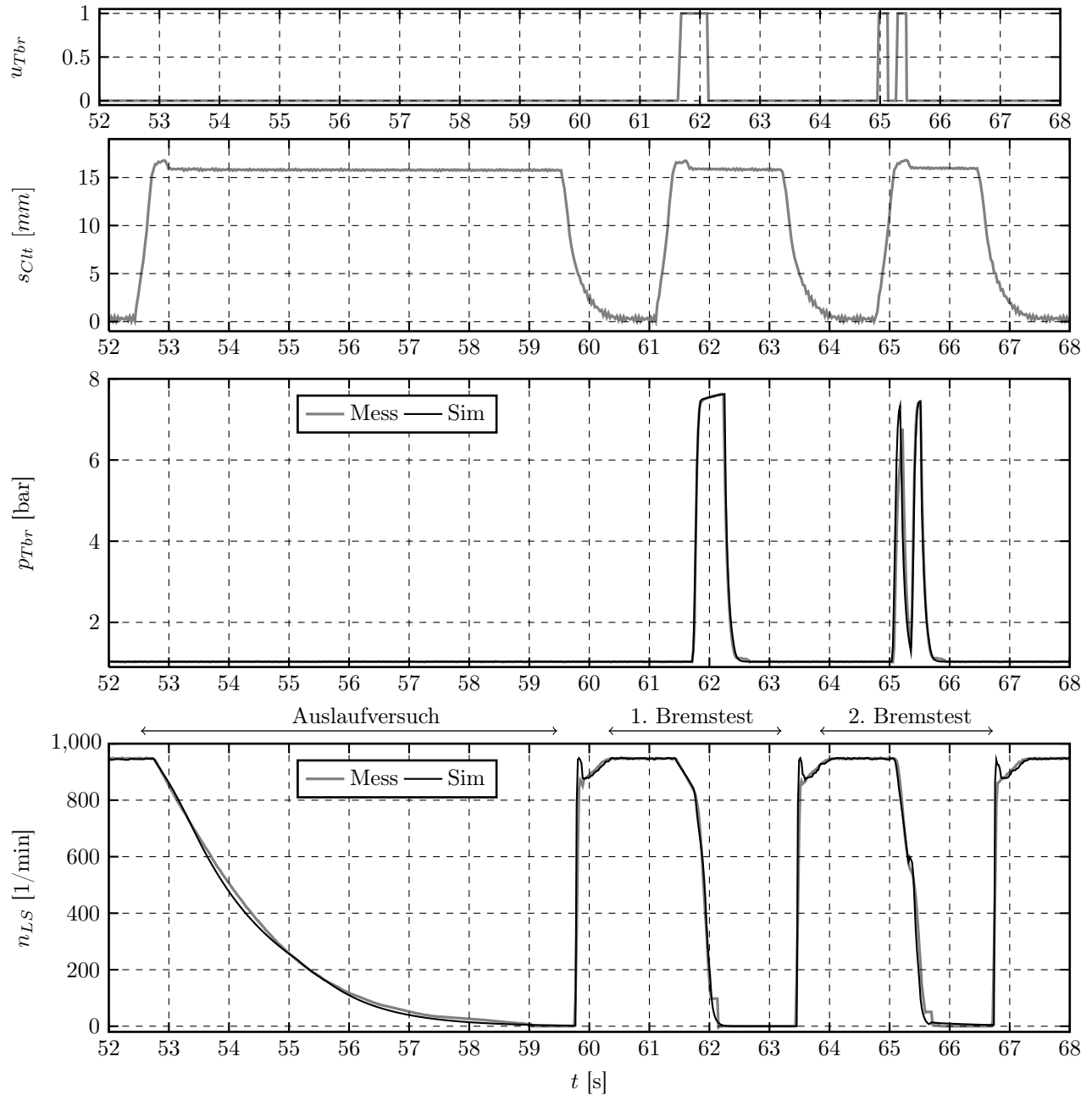


Bild 9.7: Diagnoseroutine der Getriebelamellenbremse

Zur Ermittlung der Hauptwellendrehzahl ω_{MS} ist jedoch das Fahrzeugmoment M_O in der Bilanz mit aufgeführt worden, denn die simulierten Klauenmuffen (Gleichung 9.8 und 9.11) übertragen während eines Gangwechsels kein Drehmoment von der Vorgelegewelle zur Hauptwelle.

$$J_{MS} \ddot{\varphi}_{MS} = M_{GW,MSG} - M_{F,MS} - M_O \frac{1}{i_{MSG}(s_{Gea}, s_{Sel}) i_{BSG}(s_{Rng}) i_{ODB}} \quad (9.16)$$

Die Ausgangsdrehzahl ω_{OS} wird über eine analoge Bilanz wie bei der Vorgelegewelle Gleichung 9.15 ermittelt.

$$J_{OS} \ddot{\varphi}_{OS} = M_{GW,BSG} - M_{Sync}(s_{Rng}) - M_{F,OS} \quad (9.17)$$

Der vollständige Simulationsaufbau des mechanischen Getriebes mit den variablen Übersetzungsverhältnissen, den Zahnradpaketen und den Synchronisierungseinheiten wird im Blockschaltbild 9.6 auf Seite 115 dargestellt. Simulationsergebnisse der Getriebedrehzahlen sind in Bild 8.6, Bild 9.7 und Bild 10.3 zu finden.

9.4 Diagnoseroutine der Getriebelamellenbremse

Zur Funktionsüberprüfung der Getriebebremse wird der Antriebsmotor auf die maximale Drehzahl gesteuert. Der entwickelte Test unterteilt sich in einem Auslaufversuch ohne Aktivierung der Getriebebremse und dem eigentlichen Bremstest, siehe Bild 9.7.

Im *Auslaufversuch* wird die Kupplung geöffnet, sodass durch die Neutralstellung des Hauptgetriebes die Eingangs- und Vorgelegewelle freilaufend sind. Die wirkende Reibung bremst die Vorgelegewelle innerhalb von 7 s auf Null ab. Mit dem Schließen der Kupplung beschleunigt die Vorgelegewelle direkt wieder auf Höchstdrehzahl, sodass der anschließende Bremstest eingeleitet werden kann. Die Kupplung öffnet sich und nach 500 ms erfolgt für 500 ms die Betätigung der Getriebebremse. Das erzeugte Bremsmoment erzwingt den Stillstand der Vorgelegewelle. Die Kupplung schließt nach 1 s und der *Bremstest* wird erneut durchgeführt, allerdings mit einer zweimaligen Pulsung der Bremse für 150 ms und einer Pulspause von 150 ms.

9.5 Modell- und signalbasierte Fehlererkennung der Getriebelamellenbremse

Die in der Tabelle 9.1 auf Seite 122 aufgelisteten Fehler sind speziell für die Getriebelamellenbremse und das mechanische Getriebe eingebaut worden. *Die Verstopfung der Druckluftableitung F_{10}* am unteren Ausgang des Schnellentlüftungsventils zum Atmosphärendruck bewirkt ein stark verzögertes Ausströmen der Kammerluft, siehe Bild 9.8. Der verringerte Rohrquerschnitt durch ein angebrachtes Drosselventil erzwingt einen logischen kleinen Massenfluss zum niedrigeren Außendruck. Gegenüber der ersten Erwartung beeinflusst der Einbau von *verschlissenen Innen- und Außenbremslamellen F_7* nicht nur eine verschlechterte Bremsmomententwicklung, was zu einer verzögerten Drehzahl synchronisation führt, sondern auch zu einem permanenten Reibmoment an der Vorgelegewelle. Das zusätzliche Fehlerreibmoment lässt sich anhand des Auslaufversuchs identifizieren und sorgt für ein schnelleres Absinken

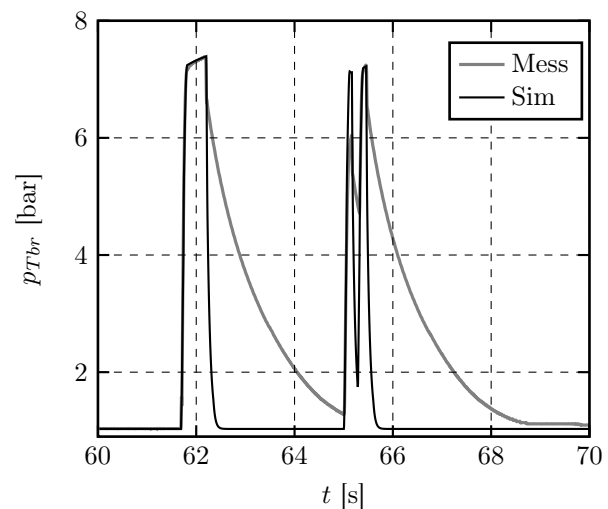


Bild 9.8: Druckverlauf bei einer kleinen Verstopfung der Luftableitung F_{10}

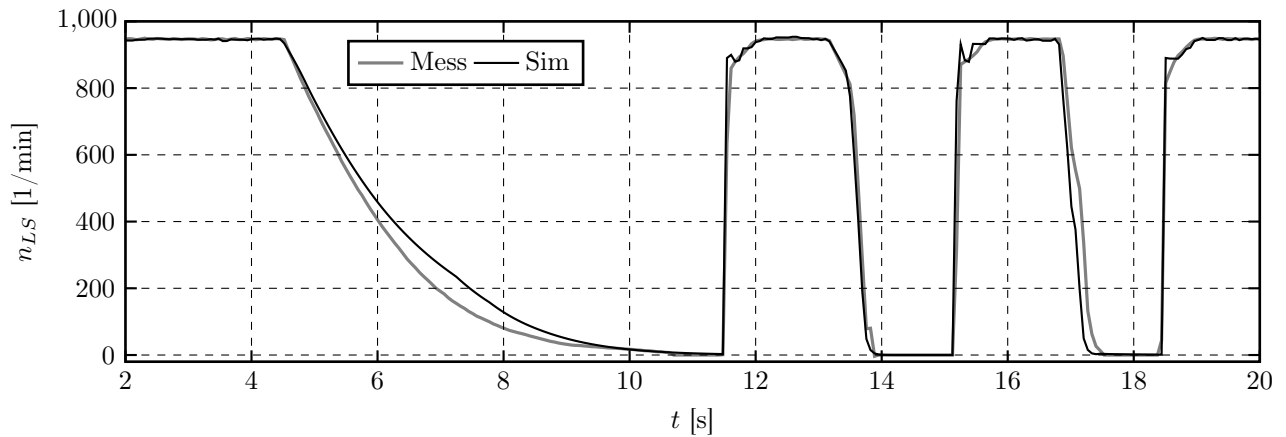


Bild 9.9: Drehzahlverlauf ω_{LS} bei verschlissenen Bremslamellen F_7

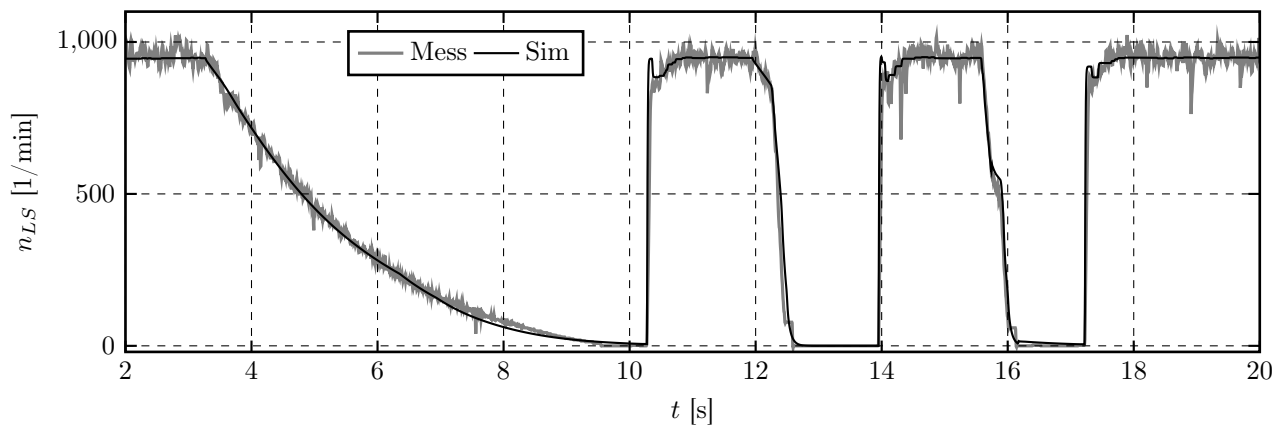


Bild 9.10: Drehzahlverlauf ω_{LS} bei verschobenen Drehzahlsensor der Vorgelegewelle F_{15}

der Drehzahl, siehe Bild 9.9. Die *Positionsveränderung des Drehzahlsensors an der Vorgelegewelle F_{15}* erzeugt ein Messrauschen, wobei die Stärke des Rauschens abhängig von der Größe der Positionsveränderung und der Messwertgröße ist, siehe Bild 9.10.

9.5.1 Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen

Im Fall der Getriebeklemme stehen mit dem *zusätzlich verbauten Drucksensor* zwei Messgrößen p_{Tbr} und n_{LS} zur Verfügung. Zur Erkennung der Fehler mit Hilfe von Paritätsgleichungen sind somit die Residuen $r_{p_{Tbr}}$ und $r_{\omega_{LS}}$ entwickelt worden.

Residuum des Luftdrucks in der Getriebeklemmkammer $r_{p_{Tbr}}$:

$$\begin{aligned}\hat{p}_{Tbr}(t) &\cong f_{p_{Cl}}(u_{Tbr}(t), s_{Tbr}(t), T) \\ r_{p_{Tbr}}(t) &= p_{Tbr}(t) - f_{p_{Tbr}}(u_{Tbr}(t), s_{Tbr}(t), T)\end{aligned}\quad (9.18)$$

Residuum der Winkelgeschwindigkeit Vorgelegewelle $r_{\omega_{LS}}$:

$$\begin{aligned}\hat{\omega}_{LS}(t) &\cong f_{\omega_{LS}}(M_{GW,FSG}(t), M_{Sync}(s_{Spt}(t)), M_{F,LS}(t)) \\ r_{\omega_{LS}}(t) &= 2\pi n_{LS}(t) - f_{\omega_{LS}}(M_{GW,FSG}(t), M_{Sync}(s_{Spt}(t)), M_{F,LS}(t))\end{aligned}\quad (9.19)$$

Bei der Modellbildung der Getriebewellendrehzahlen treten erhöhte Abweichungen auf, siehe Bilder 9.11 und 9.12. Die hohen Residuumspitzen im fehlerfreien Betriebszustand resultieren aus der Modellbildung des exakten Augenblicks, wenn die Kupplung während der Rutschphase den Antriebsstrang öffnet, siehe Kapitel 6.2.2. Wird der Augenblick des Öffnens nicht exakt vom Modell getroffen, entsteht aufgrund des hohen Drehzahlgradientens direkt eine große Abweichung. Trotz identischer Diagnoseroutinen variiert dieser Zeitpunkt des Kupplungsöffnens immer, sodass das Residuum $r_{\omega_{LS}}$ unbrauchbar ist. Nur bei Vernachlässigung dieser Augenblicke durch eine Verarbeitung des Residuums wäre eine Fehlererkennung durch Paritätsgleichungen ohne zusätzlichen Luftdrucksensor p_{Tbr} möglich, so sind die Fehler nicht eindeutig erkennbar.

Mit dem zusätzlich eingebauten Luftdrucksensor p_{Tbr} sind jedoch Leckagen innerhalb der Luftdruckkammer, Verstopfungen der Luftzuleitung und -ableitung erkennbar, siehe Tabelle A.6.

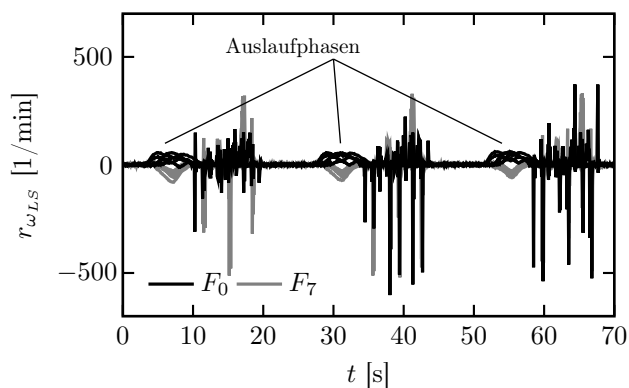


Bild 9.11: Drehzahlresiduum $r_{\omega_{LS}}$ bei verschlissenen Bremslamellen F_7

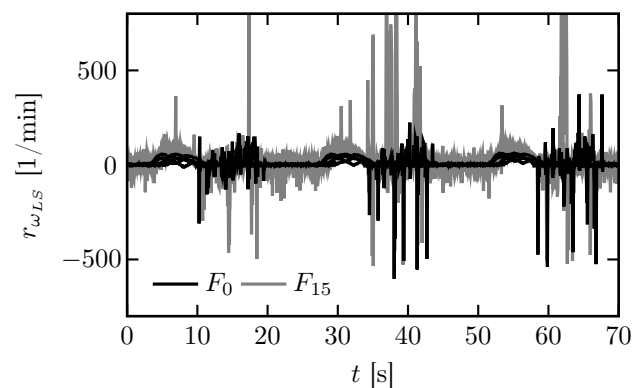


Bild 9.12: Drehzahlresiduum $r_{\omega_{LS}}$ bei verschobenem Drehzahlsensor F_{15}

9.5.2 Fehlererkennung durch Parameterschätzung

In diesem Kapitel werden die Prozessparameter der Getriebelamellenbremse $\theta_{C_{In_i}}$, $\theta_{C_{Out_i}}$ und $\theta_{\beta_{Tbr_i}}$ und der Prozessparameter des mechanischen Getriebes $\theta_{\beta_{v,IS_i}}$ ermittelt. Unter Berücksichtigung der Druckgleichung 9.1 sind die *pneumatischen Prozessparameter* $\theta_{C_{In_i}}$ und $\theta_{C_{Out_i}}$ nach identischer Vorgehensweise wie in Kapitel 6.5.3 und 7.4 geschätzt worden.

Zur Parameterschätzung von $\theta_{\beta_{Tbr_i}}$ und $\theta_{\beta_{v,IS_i}}$ ist die Momentenbilanz der Eingangswelle (für Fahrzeugwiderstandsmoment $M_O = 0$) mit dem Bremsmoment der Getriebekupplung M_{Tbr} , den Kupplungstorsionsmomenten M_{CD} (Gleichung 6.18) und M_{CSp} (Gleichung 6.17), sowie dem Reibungsmoment der Eingangswelle $M_{F,IS}$ und unter Berücksichtigung des Trägheitsmoments der Eingangswelle herangezogen worden,

$$\frac{1}{i_{FSG}} M_{Tbr}(t) = M_{CD}(t) + M_{CSp}(t) - J_{IS} \dot{\omega}_{LS}(t) i_{FSG} - M_{F,IS}(t). \quad (9.20)$$

Das Kennfeld der Eingangswellenreibung $M_{F,IS}$ aus Gleichung 6.27 ist zur Parameterschätzung unterteilt in Drehzahlbereiche wie Gleichung 9.4. Mit dieser Unterteilung in Drehzahlbereichen und der Gleichung 9.3 des Getriebekupplungsmomentes M_{Tbr} ergibt sich die Momentenbilanz der

Eingangswelle zu

$$\begin{aligned} & [(\beta_{Tbr_i}, (\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i) \cdot \omega_{LS}(t)), (s_{Tbr}(t) \neq 0)] \frac{1}{i_{FSG}} + 0, (s_{Tbr}(t) = 0) \\ & = M_{CD}(t) + M_{CSp}(t) - J_{IS} \dot{\omega}_{LS}(t) i_{FSG} \\ & - \omega_{IS}(t) \cdot \beta_{v_{IS_i}}, (\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i) - \text{sgn}(\omega_{IS}(t)) \cdot M_{CIS_i}, (\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i). \end{aligned} \quad (9.21)$$

Anhand der Gleichung 9.21 sind die Ausgangsgrößen \hat{y} und die Datengrößen ψ für die Prozessparameter $\theta_{\beta_{v_{IS_i}}}$ und $\theta_{\beta_{Tbr_i}}$ bestimmt worden.

Parameterschätzung des Prozessparameters der viskosen Reibung der Eingangswelle $\theta_{\beta_{v_{IS_i}}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\beta_{v_{IS_i}}}(t) & = M_{CD}(t) + M_{CSp}(t) - M_{Tbr}(t) \frac{1}{i_{FSG}} - J_{IS} \dot{\omega}_{LS}(t) i_{FSG} \\ & - \text{sgn}(\omega_{IS}(t)) \cdot \hat{M}_{CIS_i}, (\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i) \\ \psi_{\beta_{v_{IS_i}}}(t) & = \omega_{LS}(t) i_{FSG} \end{aligned} \quad (9.22)$$

Für die Datengröße $\psi_{\beta_{v_{IS_i}}}$ ist $\omega_{IS} = \omega_{LS} i_{FSG}$ verwendet worden, da am Getriebepfandstand ω_{IS} nicht gemessen werden kann. Unter der Aktivierungsbedingung $\xi_{\beta_{v_{IS_i}}}$ wird die Parameterschätzung aktiviert, damit auch das Fahrzeugwiderstandsmoment M_O Null ist.

$$\xi_{\beta_{v_{IS_i}}}(t) = (s_{Cl}(t) > s_{off}) \wedge (i_{MSG} = 0) \wedge (i_{FSG} \neq 0) \wedge (\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i) \quad (9.23)$$

Parameterschätzung des Prozessparameters des Bremskennwertes $\theta_{\beta_{Tbr_i}}$:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\beta_{Tbr_i}}(t) & = i_{FSG} [M_{CD}(t) + M_{CSp}(t) - J_{IS} \dot{\omega}_{LS}(t) i_{FSG} - M_{F,IS}(t)] \\ \psi_{\beta_{Tbr_i}}(t) & = \omega_{LS} \\ \xi_{\beta_{Tbr_i}}(t) & = (s_{Cl}(t) > s_{off}) \wedge (i_{MSG} = 0) \wedge (i_{FSG} \neq 0) \\ & \wedge (\omega_{i-1} \leq \omega(t) < \omega_i) \wedge (s_{Tbr}(t) \neq 0) \end{aligned} \quad (9.24)$$

Durch die entwickelte *Parameterschätzung* für die Getriebebremse sind *alle eingebauten Fehler eindeutig erkennbar* (siehe rechte Spalten in Tabelle 9.1).

Auffällig dabei ist, dass der Prozessparameter $\theta_{\beta_{Tbr_2}}$ zur Schätzung des realen Bremskennwertes sich jedoch nicht bei dem Fehlereinbau der verschlissenen Bremslamellen F_7 verändert, siehe rechtes Bild 9.14. Der Prozessparameter des Bremskennwertes $\theta_{\beta_{Tbr_2}}$ verändert sich nur bei stark ausgeprägten Fehlern, die das Verhalten der Getriebebremse massiv verändern, wie die große Leckage oder die Verstopfung der Luftableitung. Insgesamt sind die verschlissenen Bremslamellen F_7 und die Positionsveränderung des Drehzahlsensors der Vorgelegewelle F_{15} nur schwer zu erkennen, da auch der Fehlereinfluss auf das Verhalten der Getriebebremse während der Diagnoseroutine eher gering ist.

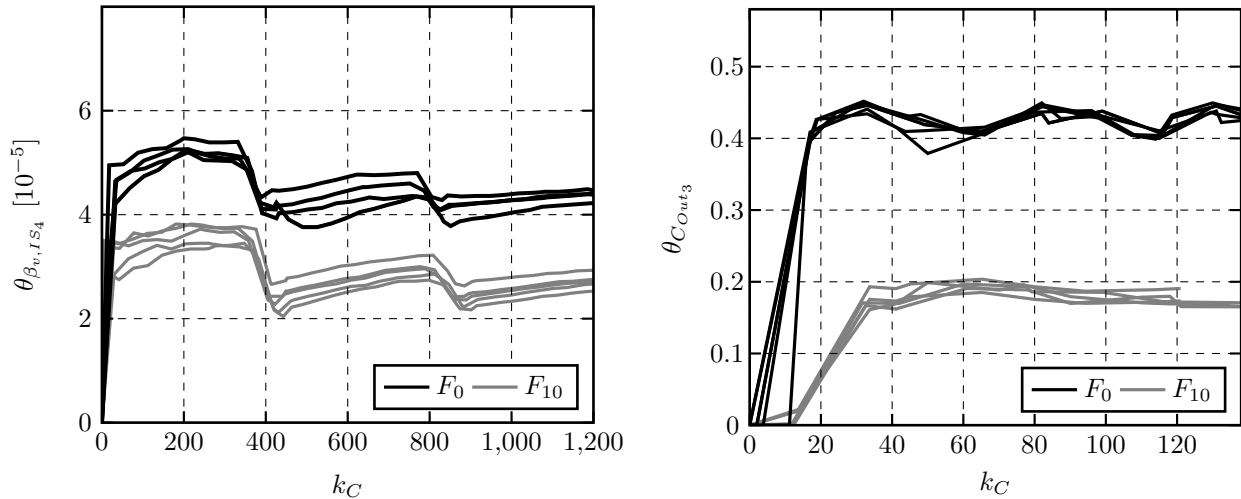


Bild 9.13: Verhalten der Parameter $\theta_{\beta_{v,IS4}}$ und $\theta_{C_{Out3}}$ der Getriebelamellenbremse bei einer kleinen Verstopfung der Luftdruckableitung

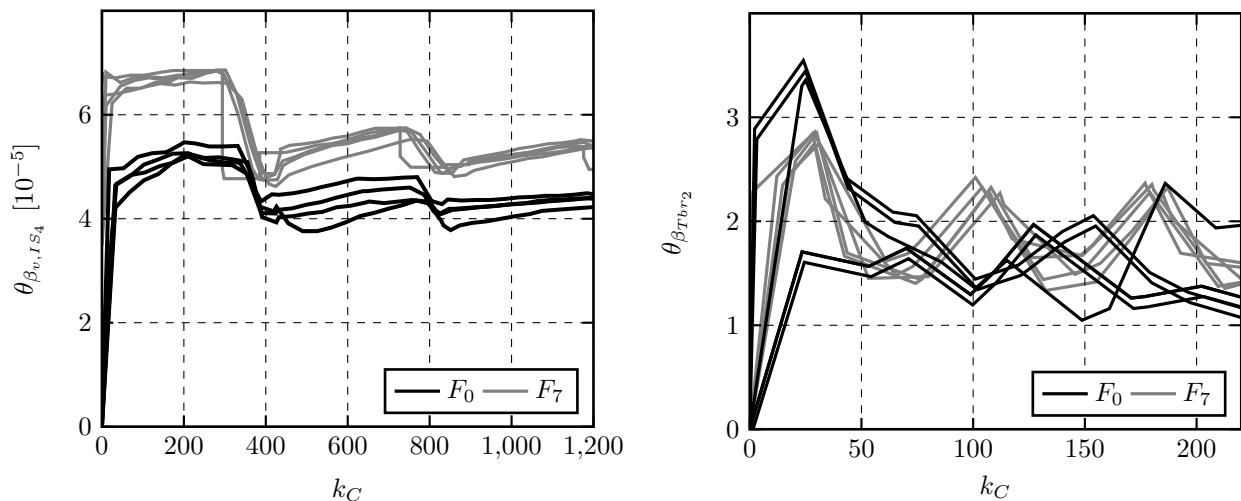


Bild 9.14: Verhalten der Parameter $\theta_{\beta_{v,IS4}}$ und $\theta_{\beta_{Tbr2}}$ der Getriebelamellenbremse bei verschlissenen Innen- und Außenlamellen

9.5.3 Signalbasierte Flächenberechnung zur Fehlererkennung

Um signifikante Änderungen der Vorgelegewellendrehzahl zu ermitteln, ist die Fläche der Vorgelegewellendrehzahl $A_{\omega_{LS}}$ vom maximalen Drehzahlwert bis zur aktuell gemessenen Drehzahl aufgespannt.

$$A_{\omega_{LS}} = \int_{t_s}^{t_e} [2\pi \cdot 940\text{min}^{-1} - \omega_{LS}(t)] dt \tag{9.25}$$

Eine Fehlererkennung basierend auf den berechneten Flächen unterhalb des Druck- p_{Tbr} und Drehzahlverlaufs ω_{LS} funktioniert im Falle der Getriebeklemme *eindeutig*. Änderungen des Signalverlaufs werden durch die Flächenberechnung sichtbar, indem die Fläche im fehlerfreien Betriebszustand als Referenzwert dient. Um alle eingebauten Fehler jedoch zu erkennen, ist auch für die Flächenberechnung der zusätzliche Drucksensor in der Getriebeklemmkammer p_{Tbr} erforderlich, siehe linke Spalten in Tabelle 9.1.

Tabelle 9.1: Fehler-Symptom-Tabelle der Flächen und der Parameter für die Getriebelamellenbremse (A_{pTbr} , θ_{CIn_3} , θ_{COut_3} , $\theta_{\beta Tbr_2}$) und für das mechanische Getriebe ($A_{\omega LS}$, $\theta_{\beta v.IS_4}$):

	A_{pTbr}	$A_{\omega LS}$	θ_{CIn_3}	θ_{COut_3}	$\theta_{\beta Tbr_2}$	$\theta_{\beta v.IS_4}$
Verschlossene Bremslamellen, F_7	0	+	0	-	0	+
Kleine Verstopfung Luftzuleitung, F_{10}	-	-	0	+	0	-
Große Verstopfung Luftzuleitung, F_{10}	-	-	-	++	0	--
Kleine Verstopfung Luftableitung, F_{10}	+	0	0	-	0	-
Große Verstopfung Luftableitung, F_{10}	++	0	-	--	+	--
Kleine Leckage Druckluftkammer, F_{11}	--	0	-	+-	0	0
Große Leckage Druckluftkammer, F_{11}	--	-	NN	NN	+	0
Positionsveränderung VGW-Sensor, F_{15}	0	-	0	-	0	+

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung;
 [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

10 Vergleichende Bewertung und weiterführende Fehlererkennung

In den vorangegangenen Kapiteln 6 bis 9 ist speziell für die interaktive und flexible Ferndiagnose (Kapitel 2) die Fehlererkennung des automatisierten Gruppengetriebes entwickelt worden. Zu der Fehlererkennung gehört die Erstellung der Diagnoseroutinen zur individuellen und gezielten Ansteuerung der einzelnen Aktuatoren und die Generierung der Symptome zur Diagnose. Die verwendeten Verfahren zur Fehlererkennung sind die modellbasierten Methoden der Paritätsgleichungen und der Parameterschätzung, sowie die Flächenberechnung zur signalbasierten Fehlererkennung.

Eine Gegenüberstellung der drei entwickelten Verfahren wird in diesem Kapitel vollzogen. Aufgrund dieser Bewertung wird die modellbasierte Fehlererkennung anhand von Messdaten aus den Fahrbetrieb verifiziert und analysiert. Ein gesamtheitliches Konzept der signalbasierten Flächenberechnung für die Ferndiagnose ist erstellt und eine Fuzzy-Diagnose auf Basis der berechneten Flächen entwickelt worden.

10.1 Bewertung der entwickelten Fehlererkennung

In diesem Kapitel werden die drei Methoden zur Fehlererkennung und die damit gewonnenen Resultate untereinander verglichen. Die Methoden sind anhand der entwickelten Diagnoseroutinen gut vergleichbar, was eine Bewertung für ein späteres Einsatzgebiet ermöglicht.

10.1.1 Auswertung der modellbasierten Paritätsgleichungen

Das entwickelte Simulationsmodell des automatisierten Schaltgetriebes bildet die einzelnen gemessenen Signale ab, sodass ein Residuum zwischen Prozess und Modell berechnet worden ist. Für jeden verbauten Sensor ist ein Residuum gebildet worden.

Mit den 10 zusätzlich verbauten Luftdrucksensoren p_{Clt} , p_{Tbr} , p_{SelHi} , p_{SelLo} , p_{GeaHi} , p_{GeaLo} , p_{SptLo} , p_{SptHi} , p_{RngLo} und p_{RngHi} sind alle fokussierten Fehler an dem Kupplungsaustrücker, dem Gang- und Gassenaktor, sowie dem Split- und Rangemodul eindeutig erkennbar. Bei der Getriebebremse ist es jedoch nicht so eindeutig, da das Residuum der VGW-Drehzahl $r_{\omega_{LS}}$ erhöhte Abweichungen im fehlerfreien Fall besitzt, (siehe Kapitel 9.5.1) ist es zur Fehlererkennung ohne eine weitere Verarbeitung des Residuums oder einer Untersuchung des Trenn- und Schließzeitpunkt der Kupplung ungeeignet. Somit bleiben die verschlissenen Bremslamellen und die Positionsveränderung des VGW-Drehzahlsensors verborgen.

Ohne zusätzlich verbaute Drucksensoren wird die Serienschaltung der Paritätsgleichungen verwendet und die Druckresiduen zur Auswertung nicht betrachtet. Dabei bleiben deutlich mehr Feh-

ler verborgen. Eine Fehlererkennung an der Getriebepremse ist aufgrund des einzelnen Residuums $r_{\omega_{LS}}$ nicht möglich. Am Gangaktuator werden Leckagen und kleine Undichtigkeiten der Kolbenmanschetten nicht erkannt und am Splitmodul bleibt die kleine Leckage innerhalb der Luftdruckkammer H_i verborgen.

Nur am Kupplungsausrücker und Gassenaktuator sind ohne Drucksensoren alle eingebauten Fehler erkennbar. Das liegt daran, dass beide Komponenten sehr feinfühlig konstruiert sind, sodass Fehler an den Aktuatoren direkt die standardmäßig gemessene Position des Kolbens beeinflussen. Durch die separate Ansteuerung filtern zudem die Diagnoseroutinen Umgebungseinflüsse aus den Messwerten, sodass kleinste Abweichungen in der Kolbenposition am Kupplungsausrücker und Gassenaktuator erkannt werden.

10.1.2 Auswertung der modellbasierten Parameterschätzung

Aufgrund der erhöhten Parameterstreuung bei der Schätzung ohne Drucksensoren, ist die entwickelte Parameterschätzung nur mit verbauten Drucksensoren durchgeführt worden, da eine zu starke Streuung der einzelnen Prozessparameter keine eindeutige Fehlererkennung zulässt.

Der Entwicklungsaufwand der Parameterschätzung in Kombination mit der Entwicklung des Simulationsmodells ist hoch. Die Ungenauigkeiten des simulierten Drehzahlverhaltens beeinflussen auch die Parameterschätzung, doch aufgrund der vielen geschätzten Prozessparameter sind durch eine Selektion entsprechende Prozessparameter ausgewählt, die trotz der Modellungenauigkeiten eindeutige Resultate liefern. Geringe Unterschiede der geschätzten Werte im fehlerfreien und fehlerbehafteten Zustand, wie im linken Bild 9.14 auf Seite 121, machen die Entscheidung fehlerfrei/-behaftet einzelner Parameterverhalten schwer, dennoch sind alle fokussierten Fehler an allen Getriebeaktuatoren erkennbar. Darüber hinaus können manche Fehlerarten von anderen Fehlern unterschieden werden, um eine Fehleridentifikation durchzuführen.

10.1.3 Auswertung der signalbasierten Flächenberechnung

Im Vergleich zu der Entwicklung der Paritätsgleichungen und Parameterschätzung ist die Entwicklungszeit der Fehlererkennung mit Flächen gering, da auf ein Simulationsmodell verzichtet werden kann. Die signalbasierte Flächenberechnung wertet die Messungen innerhalb der Diagnoseroutine aus und benötigt nur einen Referenzwert des fehlerfreien Falls. Unter der Voraussetzung, dass die Drucksensoren verwendet worden sind, erkennt die Flächenberechnung alle fokussierten Fehler an allen Getriebeaktuatoren eindeutig.

Bei der Fehlererkennung ohne Drucksensoren sind wie bei den Paritätsgleichungen Leckagen und kleine Undichtigkeiten der Kolbenmanschetten am Gangaktuator, sowie die kleine Leckage innerhalb der Luftdruckkammer H_i des Splitmoduls nicht erkannt worden. An der Getriebepremse werden im Gegensatz zu den Paritätsgleichungen bis auf die Verstopfung der Luftableitung und eine kleine Druckluftleckage alle weiteren eingebauten Fehler erkannt.

10.1.4 Bewertung der Fehlererkennung mittels aktiver Systemeingriffe

Im Gegensatz zu den serienmäßig implementierten Verfahren ermöglichen alle drei neu entwickelten Methoden mit Diagnoseroutinen eine reproduzierbare und vergleichbare Fehlererkennung.

Die Qualität der entwickelten Fehlererkennung ist abhängig von den verfügbaren Sensoren. Die zusätzlich verbauten Drucksensoren ermöglichen eine Detektion aller eingebauten Fehler, während wenige einzelne Fehler ohne die Drucksensoren nicht erkannt worden sind. Unter Vorbehalt, dass eine detaillierte Kostenanalyse aussteht, wird der serienmäßige Einbau von Drucksensoren zur qualitativ hochwertigeren Fehlererkennung empfohlen.

Alle drei entwickelten Verfahren zur Fehlererkennung während einer Diagnoseroutine besitzen ähnliche qualitative Resultate. Die modellbasierte Parameterschätzung kann jedoch nur mit zusätzlichen Drucksensoren verwendet werden. Insgesamt ist die Entwicklungszeit und das benötigte Know-how über das automatisierte Schaltgetriebe zur modellbasierten Fehlererkennung im Gegensatz zur signalbasierten Flächenberechnung deutlich höher. Dagegen ist die Flächenberechnung stärker eingegrenzt und kann nur begrenzt zur Fehlererkennung während der Fahrt verwendet werden, siehe Kapitel 10.3.1.

10.2 Modellbasierte Fehlererkennung im Fahrbetrieb

Bei der Fehlererkennung im Fahrbetrieb sind die bereits gewonnenen Erkenntnisse berücksichtigt worden. Es empfiehlt sich dabei die entwickelte modellbasierte Fehlererkennung zu nutzen, da im Gegensatz zur signalbasierten Fehlererkennung die dynamischen Prozessvorgänge abgebildet werden. Die einzelnen Modelle der Getriebeaktuatoren sind zu einem gesamten Simulationsmodell zusammengeschaltet, das dem Bild 5.6 auf Seite 31, bzw. dem Matlab Screenshot A.4 im Anhang, entspricht. Die entwickelten Simulationsmodelle aus den Kapiteln 6 bis 9 sind verwendet worden, lediglich eine Anpassung des Modells vom Gassenaktuator aus Kapitel 7.1 ist notwendig.

10.2.1 Simulationsänderung der Federkraft des Gassenaktuators für den Fahrbetrieb

Durch das Zusammenspiel des Gang- und Gassenaktuators innerhalb der *Querverschaltung*, stellt sich eine weitere Zwischenstellung der Position des Gassenaktuatorskolbens s_{Sel} ein, siehe Bild 10.1. Für das 12 Gang Getriebe G281 fährt der Gassenaktuator in die mittlere und obere Position, um entsprechende Gänge im Klauengetriebe einlegen zu können. Bewegt sich der Gangaktuator s_{Gea} in die Neutralstellung, so kann über die Querverschaltung die Federkraft auf den Gassenaktuator wirken, sodass die mittlere Position eingenommen wird. Liegt die Neutralstellung des Gangaktuators vor und wird die Luftdruckkammer H_i des Gassenaktuators befüllt, so fährt der Gassenaktuator in die obere Position. Bei eingelegtem Gang und nachlassendem Luftdruck p_{Sel, H_i} , drückt die Federkraft den Gassenkolben in eine Zwischenstellung. Innerhalb des eingelegten Gangs

herrscht ein größerer Freiraum (*Spiel*), sodass sich die Endposition für den Gassenaktuator während des eingelegten Gangs verändert.

Somit ist die *Federkraft* innerhalb der Simulation dem entsprechenden Verhalten der Querverschaltung anzupassen. Dazu ist die neue Federkraft \tilde{F}_{Spr} für den Fahrbetrieb entwickelt worden, die in Gleichung 7.14 die bisherige Federkraft ersetzt.

$$\tilde{F}_{Spr}(s_{Gea}(t)) = \begin{cases} F_{Spr}(s_{Sel}(t)), & \text{für } \delta(s_{Gea}(t)) = 0 \\ F_{Spr,\Delta}(\Delta s_{Sel}(t)), & \text{für } \delta(s_{Gea}(t)) = 1 \end{cases} \quad (10.1)$$

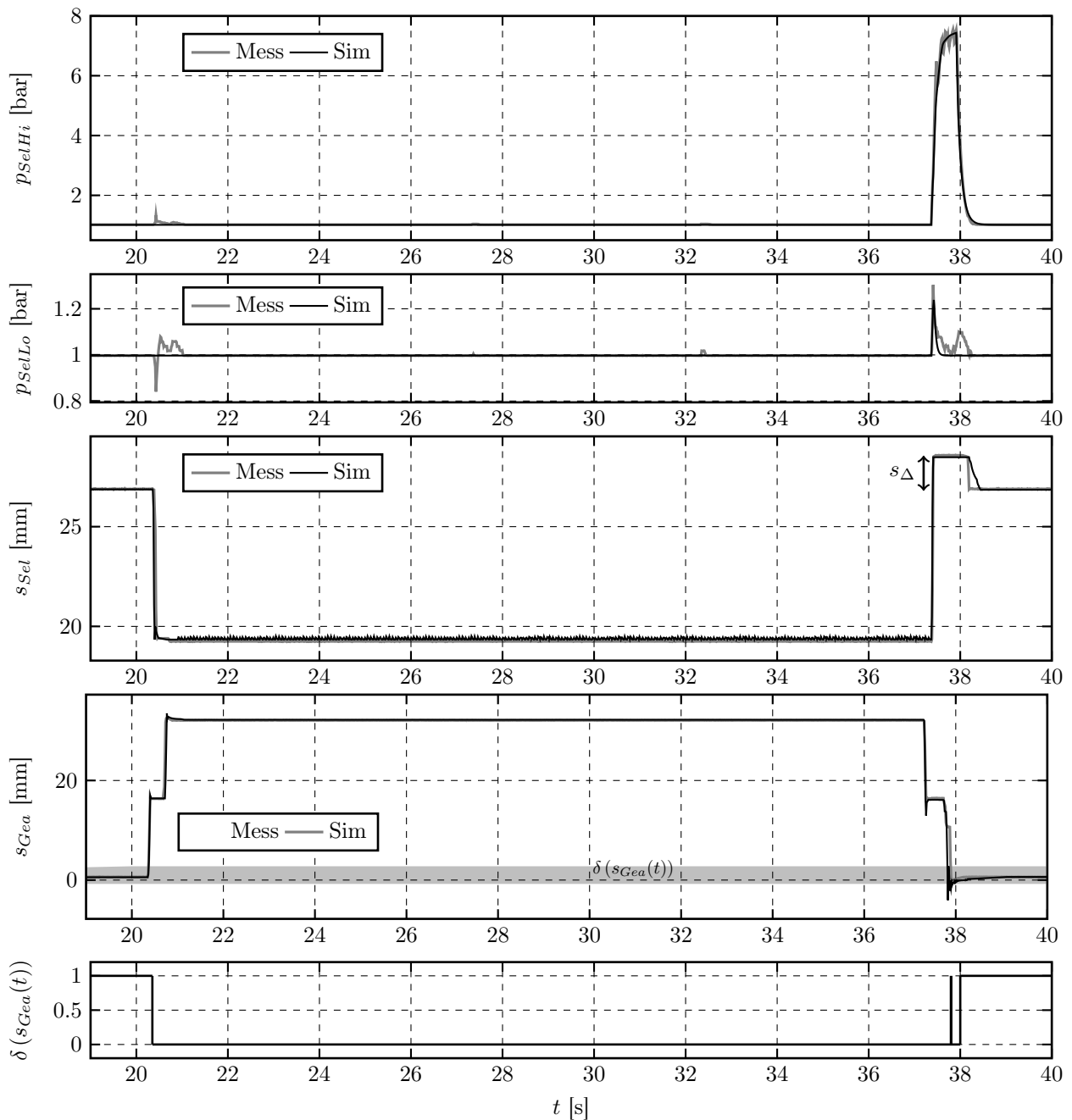


Bild 10.1: Modellbasierte Realisierung der Querverschaltung mit Gang- und Gassenaktuator

Die Federkraft $F_{Spr}(s_{Sel})$ entspricht der Kraft aus Gleichung 7.15. Die Kraft $F_{Spr,\Delta}$ ist abhängig vom Spiel s_{Δ} (siehe Bild 10.1) des eingelegten Ganges, $\Delta s_{Sel}(t) = s_{Sel}(t) - (s_{max} - s_{\Delta})$.

$$F_{Spr,\Delta}(t) = c_{Spr} \Delta s_{Sel}(t) + F_0 \operatorname{sgn}(\Delta s_{Sel}(t)) \quad (10.2)$$

Um das Zusammenspiel der Querverschaltung mit Gang- und Gassenaktuator zu modellieren, wird eine Umschaltbedingung $\delta(s_{Gea}(t)) = 0 \text{ mm} \leq s_{Gea}(t) \leq 2 \text{ mm}$ entwickelt, die in der unteren Gangaktuatorposition die entsprechende Federkraft $F_{Spr,\Delta}$ des Gassenaktuators aktiviert.

10.2.2 Bewertung und Ausblick

Das gesamte entwickelte Simulationsmodell des automatisierten Getriebes zeigt während des simulierten Fahrbetriebs gute Resultate für Luftdrücke, Aktuatorpositionen und Drehzahlen, siehe Bilder 10.1, 10.2 und 10.3. Jedoch treten bei der Modellierung von Drehzahlen, wie in Kapitel 9.5.1 beschrieben, Abweichungen beim Öffnen und Schließen der Kupplung auf. Diese Abweichungen basieren nicht zwangsläufig auf dem Kupplungsmodell, sondern vielmehr auf das Fehlen von Drehmomentaufnehmern an den Getriebewellen, um Modellparameter entsprechend dem Momentenverhältnis einzustellen.

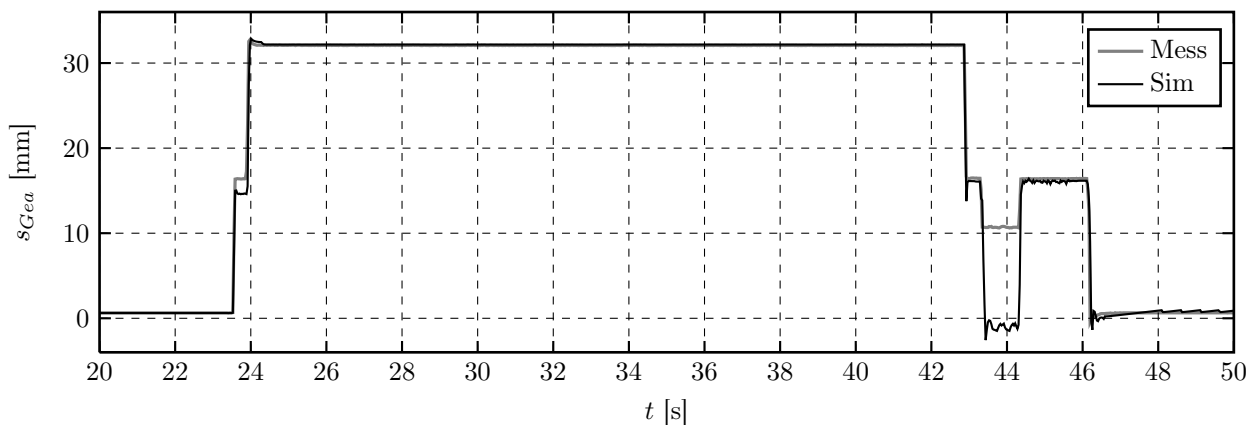


Bild 10.2: Erkennung eines Schaltabbruches anhand der Gangaktuatorposition

Insgesamt erzielt die *modellbasierte Fehlererkennung im Fahrbetrieb* mit Paritätsgleichungen und Parameterschätzung nahezu identische Ergebnisse wie die Fehlererkennung mittels Diagnoseroutinen. Schwellwerte zur Symptomerzeugung sind angepasst worden, sodass die Grenze der Erkennung von Fehlern angehoben worden ist. Dennoch sind die gleichen eingebauten Fehler am Getriebeprüfstand wie in Kapitel 10.1 erkennbar bzw. nicht erkennbar. Darüber hinaus sind Schaltabbrüche, beispielsweise aufgrund einer Zahn-auf-Zahn Stellung F_{12} , deutlich zu sehen, siehe Bild 10.2.

Zur Optimierung der modellbasierten Fehlererkennung während der Fahrt sind weitere Schritte empfehlenswert. Folgende Themen sollten dabei berücksichtigt werden:

- Das entwickelte Simulationsmodell ist an einem Getriebe mit zusätzlich eingebauten *Drehmomentaufnehmern an den Getriebewellen* zu validieren, um das Drehzahlverhalten während

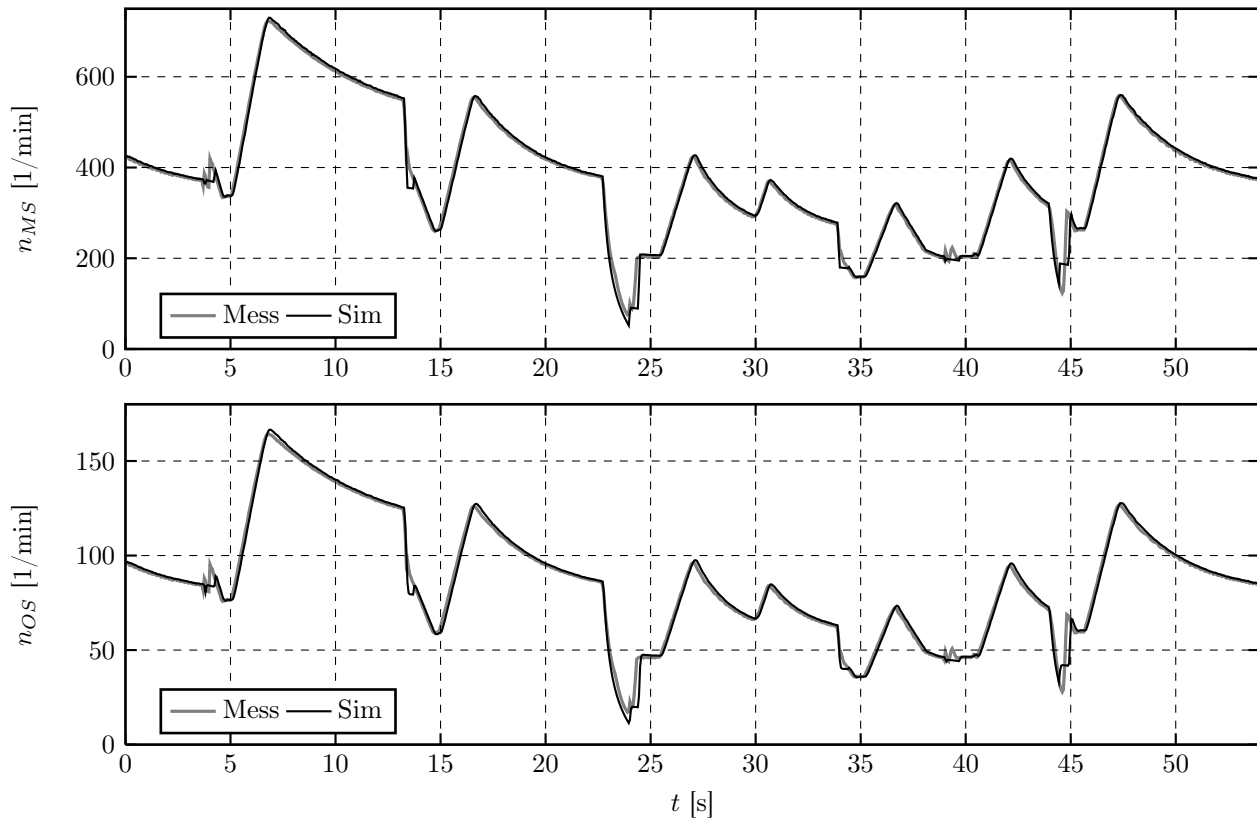


Bild 10.3: Hauptwellendrehzahl n_{MS} und Ausgangswellendrehzahl n_{OS} während des Fahrbetriebs am Getriebepfprüfstand

eines Gangwechsels zu verbessern. Mit den zusätzlichen Drehmomentaufnehmern muss zudem untersucht werden, ob variable Trägheitsmomente je nach geschaltetem Gang und eine Einbindung des Fahrzeugmoments M_{OS} an jeder Getriebewelle eine Modelloptimierung ermöglicht.

- Des Weiteren ist eine *Untersuchung des Modellverhaltens für unterschiedliche Außentemperaturbereiche* -20°C bis 40°C erforderlich. Die damit einhergehende Veränderung der Öltemperatur und -viskosität beeinflussen den Schaltvorgang, was das Simulationsmodell theoretisch abbildet, indem die Temperaturen in den entsprechenden Gleichungen berücksichtigt worden sind, jedoch steht eine vollständige Validierung aus.
- Aufgrund der unterschiedlichen Bautypen von Getriebekomponenten und unterschiedlich zusammengebauten automatisierten Gruppengetrieben ist eine *automatische Modellparameter-einstellung* äußerst sinnvoll. Die Identifikation von Modellparametern kann beispielsweise durch Neuronale Netzmodelle wie den Local Linear Model Trees (LOLIMOT) erfolgen, siehe Isermann und Münchhof [54], Nelles u.a. [76] und Nelles [75]. Die Neuronalen Netzmodelle können beispielsweise in das physikalische Modell so integriert werden, dass diese die komplexen Gleichungen der Reibungskräfte und Federkräfte vereinfachen, indem die neuronalen Netzmodelle die Parameter wie d_{v_i} , F_{0_i} usw. für die Positionsbereiche $s_{i-1} \leq s(t) < s_i$ usw. ersetzen.

- Damit stünden notwendige *Feldversuche* an verschiedenen Getriebetypen mit entsprechenden Drucksensoren und Drehmomentsensoren direkt am Fahrzeug auf der Straße nichts entgegen. Erste Modellvalidierungen während der Fahrt sind bereits am Mercedes-Benz Actros 4, 1851 mit identischem Getriebe G281 ohne zusätzliche Sensoren positiv ausgefallen.
- Nach Umsetzung der aufgeführten Optimierungen, sollte die modellbasierte Fehlererkennung einer *Robustheitsanalyse* unterzogen werden.

10.3 Konzept der signalbasierten Fehlererkennung mittels Flächenberechnung

Speziell für die Diagnoseroutinen ist eine Untersuchung gemacht worden, um Fehler durch die Berechnung von Flächen unterhalb der Signalverläufe zu erkennen. Die signalbasierte Fehlererkennung mittels Flächenberechnung ist aufgrund der *geringen Entwicklungszeiten* und *guten Resultaten* für die *aktive Ferndiagnose* zu empfehlen. In Ergänzung zu der Flächenberechnung kann die Ermittlung der Verzögerungszeiten verwendet werden, um größere Totzeiten der Wegeventile aufgrund mechanischer Fehler F_1 zu erkennen.

In dem Bild 10.4 wird ein mögliches Konzept der signalbasierten Fehlererkennung und Diagnose dargestellt. Diagnoseroutinen oder Triggereinstellungen für den Fahrbetrieb (siehe Kapitel 10.3.2) sind als Diagnose Job zu dem Fahrzeug zu schicken, um die speziell definierten Messdaten zu erhalten. Die vom Datenlogger aufgezeichneten *Signalverläufe* sind zur Flächen- und Verzöge-

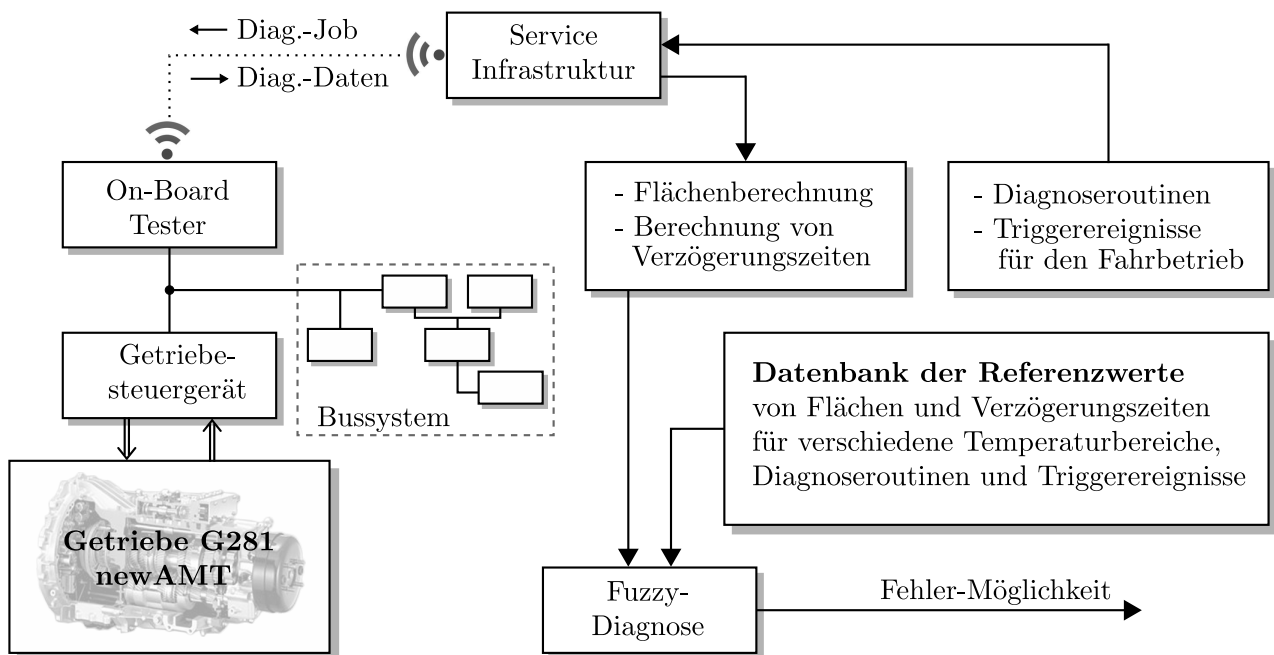


Bild 10.4: Konzept der signalbasierten Fehlererkennung und Diagnose mittels Flächenberechnung für eine Anwendung mit der Telematikanbindung

rungszeitenberechnung zu übertragen, um die aktuellen Istwerte zu ermitteln. Für diese speziellen Signalverläufe aus dem Fahrbetrieb (siehe Kapitel 10.3.1) oder den Diagnoseroutinen muss eine *Datenbank* existieren, mit entsprechenden Referenzwerten vom fehlerfreien Systemzustand bei unterschiedlichen Außentemperaturen. Aus den Ist- und Sollwerten sind die Symptome zu generieren, die innerhalb einer Fuzzy-Diagnose (siehe Kapitel 10.3.2) klassifiziert werden, um den wahrscheinlichsten Fehler zu erkennen.

10.3.1 Gezieltes Datenlogging mittels Trigger

Für Gassen- und Gangaktuator, Split- und Rangemodul ist tendenziell eine Fehlererkennung mittels Flächenberechnung während der Fahrt, trotz *dynamischer Prozesse*, umsetzbar. Im Fahrbetrieb pulst das Getriebesteuergerät die einzelnen Aktuatoren oftmals mit identischer Pulsdauer an, was je nach Fahrsituation eine *Signalanalyse* ermöglicht.

Um eine signalbasierte Fehlererkennung während der Fahrt zu realisieren, sind zunächst einmal die Signale während eines Schaltwechsels der zu beobachtenden Komponente in einem permanenten Speicher abzulegen. Nach dem Schaltwechsel sind die einzelnen Signale zu betrachten, ob die Pulsdauer der Wegeventile den Sollwerten in der Datenbank entsprechen. Falls nicht, sind die Signale unbrauchbar. Wenn jedoch die entsprechende Pulsdauer vorliegt und der Aktuator in entsprechender Startposition steht, ist eine Signalanalyse mittels Flächenberechnung möglich. Entsprechende *Zeitstempel* sind am Anfang der Ventulpulsung t_s und nach Ablauf einer zu definierenden Zeit t_e zu setzen. Mit diesen Zeitstempeln bzw. Trigger können Signalausschnitte wie in den Bildern 10.5 und 10.6 erzeugt werden. Die *Signalausschnitte* zeigen, dass der Einfluss der Leckage F_5 sich so auf die Signalverläufe ausprägt, dass die signalbasierte Flächenberechnung die Fehler erkennen kann.

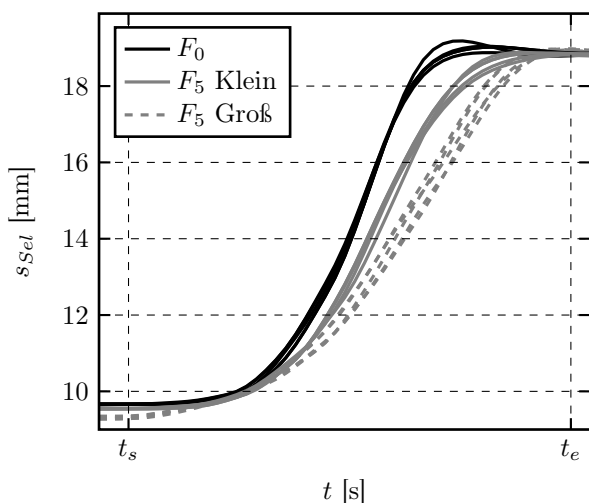


Bild 10.5: Signalanalyse der Gassenposition bei einer Leckage in der Druckluftkammer Lo

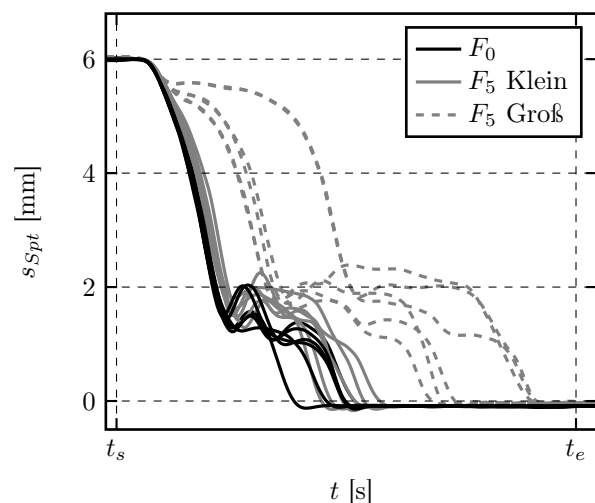


Bild 10.6: Signalanalyse der Splitposition bei einer Leckage in der Druckluftkammer Hi

Voraussetzung zur signalbasierten Fehlererkennung während der Fahrt ist eine Datenbank mit Flächen als *Referenzwerte des fehlerfreien Betriebszustands* für definierte Temperatur- und Drehzahl-

bereiche bei einer bestimmten Pulsdauer der Wegeventile. Darüber hinaus muss ein entsprechender *Datenlogger mit Triggerfunktion* und *permanentem Speicher* im Fahrzeug verbaut sein, siehe Kapitel 2.1.1.

10.3.2 Diagnose mittels Fuzzy-Logik für die ermittelten Flächen

Die Fehler-Symptom-Tabellen dieser Arbeit stellen qualitative Zusammenhänge zwischen Fehlern und Symptomen dar. Damit die Symptomgrößen absolut zu bewerten sind, ist die Diagnose der Symptome (siehe Kapitel 3.4) erforderlich. Auf Basis der berechneten Flächen ist ein *Fuzzy-System zur Diagnose* entwickelt worden, welches zu jedem Getriebeaktuator eine quantitative Aussage trifft. Am Beispiel des Gassenaktuators wird hier dieses Fuzzy-System erläutert.

Die zwei berechneten Flächen A_{pHi} und A_{pLo} unterhalb der Drucksignalverläufe, sowie die Flächen A_{sHi} und A_{sLo} des Positionssignals dienen als Eingänge des erstellten Fuzzysystems. Das gesamte Fuzzysystem des Gassenaktuators berechnet insgesamt fünf Ausgangswerte. Ein Ausgangswert beschreibt den prozentualen Funktionsstatus der Komponente, ob der Aktuator defekt oder fehlerfrei ist. Die vier weiteren Ausgänge zeigen an, zu wie viel Prozent es möglich ist, dass eine Leckage, eine Verstopfung, ein poröser Dichtring oder eine gebrochene Feder vorliegt. Bei den prozentualen Ausgangswerten handelt es sich nicht um Wahrscheinlichkeiten, wo die Summe der Ausgänge 100% ergeben muss, sondern um Möglichkeiten zu wie viel Prozent ein Fehler vorliegen kann.

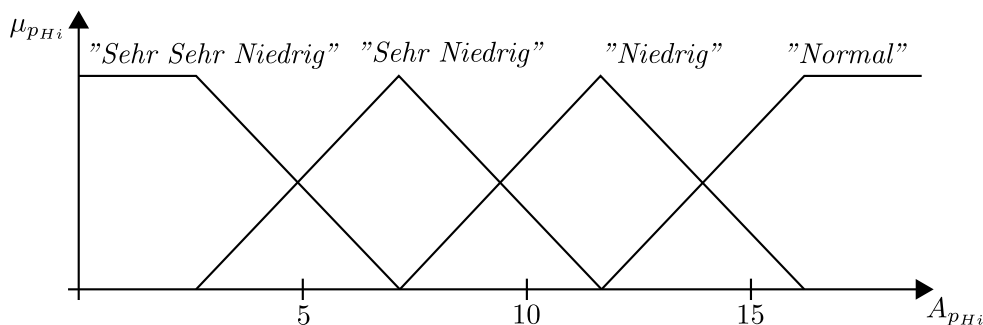


Bild 10.7: Zugehörigkeitsfunktion des Symptoms S_{pHi}

Mit Hilfe von *Zugehörigkeitsfunktionen* sind den Symptomen (berechnete Flächen) Fuzzymengen zugeordnet worden. Als Beispiel ist im Bild 10.7 die Definition der unterschiedlich ausgeprägten Flächen A_{pHi} im möglichen Fehlerfall zu den jeweiligen Fuzzymengen „Normal“, „Niedrig“, „Sehr Niedrig“ und „Sehr Sehr Niedrig“ dargestellt.

Über *Regeln* lassen sich die Beziehungen der Fehler-Symptom-Tabellen darstellen. Das unscharfe Schließen der Fuzzy-Logik ermöglicht auf Basis dieser Regeln eine Klassifikation der Flächen, um quantitative Aussagen über die Komponente zu treffen.

WENN (Fläche A_{pLo} = „Normal“) UND (Fläche A_{pHi} = „Normal“) UND (Fläche A_{sLo} = „Normal“) UND (Fläche A_{sHi} = „Normal“) DANN (Funktionsstatus Fehlerfrei y_{F0})

WENN (Fläche A_{pLo} = „Niedrig“) UND (Fläche A_{pHi} = „Sehr Niedrig“) UND (Fläche A_{sLo} = „Niedrig“) UND (Fläche A_{sHi} = „Niedrig“) DANN (Fehler Verstopfung y_{F4})

Die Aussagekraft eines Fuzzysystems basiert neben der Anzahl und Qualität der Regeln, hauptsächlich auf der Eindeutigkeit der Symptome. Durch die Defuzzifizierung mit dem Flächenschwerpunktverfahren der verschiedenen Regeln liefert die Diagnose die Erfüllungsgrade der Fuzzy-Ausgänge und die damit verbunden Aussagen über die Funktionalität der Komponente.

Für die Getriebeaktuatoren sind mehrere Ausgänge des Fuzzysystems gewählt worden, damit eine erhöhte Transparenz dem Anwender zur Verfügung steht. Für jeden Ausgang wird eine separate Berechnung verschiedener Regeln durchgeführt. Nach der Defuzzifizierung werden die Ausgänge auf Werte zwischen 0 und 100 normiert, indem der Wert 100 den jeweiligen größtmöglichen eingebauten Fehler entspricht. Die Resultate der Fuzzy-Diagnose am Beispiel des Gassenaktuators werden in der Tabelle 10.1 dargestellt. Die Ausgangswerte zeigen, dass eine eindeutige Klassifikation der Fehler getätigt werden kann und die erhöhte Transparenz zeigt ebenfalls wie aussagekräftig das Ergebnis ist.

Der Ausgang y_{F0} gibt die Möglichkeit des fehlerfreien Zustandes F_0 an. Umso höher dieser Ausgangswert, desto höher ist die Möglichkeit dass sich der Gassenaktuator im fehlerfreien Zustand befindet. Der Ausgang y_{F3} gibt die Möglichkeit einer undichten Kolbenmanschette an, y_{F4} die Möglichkeit einer Verstopfung, y_{F5} die Möglichkeit einer Leckage und der Ausgang y_{F6} gibt die Möglichkeit einer gebrochenen Rückstellfeder an.

	y_{F0}	y_{F3}	y_{F4}	y_{F5}	y_{F6}
Fehlerfrei, F_0	99,42	0,31	0,31	0,31	0,58
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	3,54	49,97	4,62	1,09	3,54
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	0,17	99,78	0,22	0,22	0,17
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	21,45	5,62	58,17	5,62	21,45
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	6,34	1,81	98,16	1,81	6,34
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	2,05	5,95	5,95	49,93	2,05
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	1,25	0,51	0,51	99,49	1,25
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	4,76	2,74	1,41	49,99	4,76
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	2,77	0,90	0,90	99,10	2,77
Gebrochene Rückstellfeder, F_6	3,85	1,17	1,17	1,17	96,15

Tabelle 10.1: Fuzzy-Ausgangswerte y am Beispiel des Gassenaktuators

10.3.3 Bewertung und Ausblick

Aufgrund der verbauten Einrasterungen im Getriebe ist eine einfache signalbasierte Grenzwertüberwachung zur Fehlererkennung nicht möglich. Die dynamischen Prozessvorgänge müssen beobachtet und analysiert werden, um eine Aussage zur Funktion der Komponenten zu treffen. Um die Komplexität der Fehlererkennung zu begrenzen, ist für die aktive Ferndiagnose die Methode

der signalbasierten Flächenberechnung entwickelt worden. Als Ergänzung dazu empfiehlt sich die Ermittlung der Ventilverzögerungszeiten.

Der Einsatz der *Flächenberechnung während des Fahrbetriebs* ist im Gegensatz zur Verwendung innerhalb der Diagnoseroutinen deutlich komplexer. Die Berücksichtigung der entsprechenden Triggerereignisse, wie das permanente Abspeichern der Signalverläufe und das Analysieren aller Anforderungen (Pulsdauer, Drehzahl- und Temperaturbereich), lassen ein unkompliziertes Schließen auf eine Fehlfunktion nicht zu. Gesteuerte Positions- und Druckverläufe sind anhand der Flächenberechnung dennoch gut zu bewerten, nur die Fehlererkennung von Drehzahlen ist ohne eine gezielte Ansteuerung nicht möglich. Der geregelte Kupplungsaktuator, die Getriebelamellenbremse und Synchronisierungseinheiten sind somit nicht detektierbar. Die Fehlererkennung mittels Flächenberechnung ist somit für den Fahrbetrieb eingeschränkter als beispielsweise die modellbasierte Fehlererkennung.

Zur Anwendung der flächenbasierten Fehlererkennung innerhalb der Diagnoseroutinen in Kombination mit der Fuzzy-Diagnose sollten folgende Untersuchungen bzw. Arbeiten noch berücksichtigt werden:

- Bei der aktiven Ansteuerung einzelner Komponenten des Fahrzeugs müssen *sicherheitstechnische und rechtliche Aspekte* berücksichtigt werden. Es handelt sich um eine Art Fernsteuerung des Fahrzeugs, die wie das autonome Fahren Risiken in sich birgt.
- Für die Diagnoseroutinen ist eine Interaktion mit dem Fahrer notwendig. Daher ist *eine intuitive und detaillierte Anleitung* für den Fahrer während des Systemschecks erforderlich, siehe Niehaus [77].
- Zudem ist die *Erstellung der Datenbank für unterschiedliche Außentemperaturbereiche* von -20°C bis 40°C erforderlich. Wie bei der modellbasierten Fehlererkennung beeinflussen Außen- und Öltemperatur die Aussagekraft der Diagnose.
- Zur detaillierten Validierung sind *Robustheitsanalysen und Feldversuche* erforderlich, um die Diagnose und Fehlererkennung aufeinander optimal abzustimmen.

11 Zusammenfassung

Aufgrund des steigenden Wettbewerbsdrucks in der Güterverkehrsbranche besitzt der Kunde hohe Erwartungen an den Hersteller, dass in der Automobilbranche Lösungen zur Reduktion von Anschaffungskosten, niedrigen Kraftstoffverbrauch, höhere Fahrzeugbetriebszeiten und verbesserter Reparatur- und Servicequalität entwickelt werden. Zur Optimierung der Fahrzeugbetriebszeit und Servicequalität ist die Vernetzung der Nutzfahrzeuge durch eine zusätzlich verbaute Telematikplattform ein Ansatz. Dank der verbesserten Abdeckung von mobilen Breitbandnetzen und die zunehmende Bandbreite der Datenübertragung nehmen die Marktanteile der vernetzten LkWs stetig zu, sodass die Automobilhersteller innovative Telematiklösungen erforschen.

Eine neue *Telematiklösung zur flexiblen und interaktiven Ferndiagnose* ist in dieser Arbeit vorgestellt worden. Die Telematikanbindung dient in diesem Fall nicht zur Übertragung von großen Datenmengen (Big Data) und die damit verbundene statistische Auswertung, sondern einer individuellen Betrachtung einzelner Komponenten. Die beschriebene Ferndiagnose ermöglicht aufgrund der entwickelten *Diagnoseroutinen* eine gezielte Ansteuerung einzelner Fahrzeugkomponenten, um detaillierte und vergleichbare Informationen über das System zu erhalten. Die aktiven Systemtests verbessern qualitativ die Ferndiagnose, sodass mittels der Telematikanbindung eine umfangreiche Fehlererkennung, ähnlich wie in Werkstätten, zur Verfügung steht.

Im Fahrzeug stehen nur begrenzte Ressourcen hinsichtlich der Rechenleistung und der Speicherkapazität zur Verfügung. Off-Board-seitig stellen diese Ressourcen keine restriktive Größe dar. Hinsichtlich der erhöhten Rechenleistungen zur Fehlererkennung und der Möglichkeit von aktiven Systemtests durch die Ferndiagnose ist eine neue Fehlererkennung am Beispiel des *automatisierten Nutzfahrzeuggetriebes* entwickelt worden, um bisherige Diagnosemöglichkeiten am automatisierten Getriebe zu verbessern. Die hohe Variantenvielfalt der Getriebetypen durch unterschiedliche Baumuster in Kombination mit der Vielfältigkeit der mechanischen, elektronischen, pneumatischen oder hydrodynamischen Komponenten erschweren die Getriebediagnose. Die gestiegene Komplexität im automatisierten Schaltgetriebe, im Vergleich zum Handschaltgetriebe, und immer differenziertere und kompliziertere Fehlerursachen machen moderne Methoden zur Fehlererkennung notwendig.

In dieser Arbeit ist eine *signalbasierte Fehlererkennung speziell zur Auswertung der Diagnoseroutinen* entwickelt worden. Für alle verbauten Getriebeaktuatoren des G281 Gruppengetriebes ist eine Diagnoseroutine erstellt worden, die die einzelnen Systeme in einen reproduzierbaren Betriebszustand bringen, um vergleichbare Messsignalverläufe zu erzeugen. Die Auswertungen der Messdaten erfolgt über eine Berechnung der Flächen unterhalb der Signalverläufe. Ein Fehler innerhalb eines Aktuators bewirkt die Veränderung des Flächeninhalts, weshalb eine eindeutige Aussage über den Zustand der Komponente durch die Flächenberechnung möglich ist. Die ermittelten Flächen dienen als Symptome und sind für alle Getriebekomponenten in Fehler-Symptom-Tabellen dargestellt. Indem die Fehler-Symptom Zusammenhänge durch Fuzzy-Mengen interpretiert werden,

ist eine Auswertung mit Fuzzy-Logik im Anschluss der Flächenberechnung entwickelt worden. Aufgrund der geringen Entwicklungszeit und der dennoch sehr guten Resultaten eignet sich die *Flächenberechnung mit Fuzzy-Auswertung* für die aktiven Systemtests durch die Ferndiagnose.

Die entwickelte modellbasierte Fehlererkennung bietet die Möglichkeit zu einer dynamischen Fehlererkennung während der Fahrt. Dazu ist das dynamische Prozessverhalten der Getriebeaktuatoren, wie Kupplungsausrücker, Kupplung, Split- und Rangemodul mit Synchronisierungseinheiten, Gassen- und Gangaktuatoren, Getriebelamellenbremse und das eigentliche mechanische Getriebe mit Klauenmuffen in einem Simulationsmodell nachgebildet worden. *Die Modellbildung ist somit für alle Aktuatoren des automatisierten Getriebes G281 entwickelt worden*, die an einem Schaltvorgang beteiligt sind. Mit dem entwickelten Modell ist das fehlerfreie Schaltverhalten allgemeiner und detaillierter nachgebildet worden, als es die bisherig eingesetzten Simulationen erlauben. Bei der Modellbildung des automatisierten Schaltgetriebes ergaben sich besondere Herausforderungen. Eine linearisierte Prozessbeschreibung wurde als nicht zielführend erachtet, da die vielfältigen Nichtlinearitäten und unterschiedlichen Domänen berücksichtigt werden müssen. Zur Beschränkung der Komplexität sind bei der Modellbildung die unterschiedlichen Teilprozesse modular aufgebaut worden. Für die *modellbasierte Fehlererkennung* erfolgte die Symptomgenerierung über entwickelte *Paritätsgleichungen* und einer *Parameterschätzung*. Luftdruck-, Positions- und Drehzahlresiduen sind anhand der Paritätsgleichungen aller Getriebeaktuatoren mittels Grenz- und Schwellwerte weiter verarbeitet worden, um eine Aussage über die Funktionalität der Komponenten zu treffen. Innerhalb der Parameterschätzung sind mittels des Rekursiven Least Squares Algorithmus u.a. pneumatische Leitwert-, mechanische Reibungs-, Feder- und Dämpfungsparameter ermittelt worden.

Die signal- und modellbasierte Fehlererkennung ist anhand eines *Prüfstandes* des automatisierten Mercedes PowerShift-Gruppengetriebe G281 mit 12 Gängen für das schwere Nutzkraftfahrzeug Actros verifiziert und validiert worden. Verschiedene Fehlerarten sind gezielt am Getriebeprüfstand eingebaut und untersucht worden. Neben den serienmäßig eingesetzten Temperatur-, Drehzahl- und Positionssensoren sind zusätzliche Drucksensoren an den Druckluftkammern der Aktuatoren verbaut worden.

Aufgrund der vorliegenden Arbeit kann festgehalten werden, dass die entwickelte Fehlererkennung für das automatisierte NFZ Schaltgetriebe die *verschiedenen Fehlerarten* der unterschiedlichen Getriebeaktuatoren wie

- eine undichte oder poröse Zylinderkolbenmanschette,
- eine Verstopfung in der Druckluftzuleitung oder -ableitung,
- eine Leckage in der Druckluftzuleitung oder -ableitung bzw. Druckluftkammer,
- eine gebrochene Rückstellfeder des Gassenaktuators,
- verschlissene Innen- und Außenlamellen der Getriebebremse,
- eine Zahn-auf-Zahn Stellung der Klauenmuffen während der Fahrt,

- ein Ringfederbruch einer Synchronisierungseinheit,
- sowie eine mechanische Positionsveränderung eines Drehzahlsensors

erkennt und damit mehr Fehler lokalisiert werden als mit bisherigen Verfahren. Darüber hinaus ist *die erste gesamtheitliche modellbasierte Fehlererkennung für ein automatisiertes Nutzfahrzeuggetriebe* entwickelt worden. Die signalbasierte Fehlererkennung in Kombination mit der Fuzzy-Diagnose eignet sich besonders gut für die aktiven Systemtests (Diagnoseroutinen) innerhalb der Ferndiagnose, während die modellbasierte Fehlererkennung für den Einsatz während der Fahrt geeigneter ist. Die zusätzlich eingebauten Drucksensoren erhöhen bei beiden Varianten die Qualität der Diagnose, indem frühzeitig klein dimensionierte Fehler erkannt werden. Der serienmäßige Einbau von Drucksensoren wird daher für eine qualitativ hochwertige Fehlererkennung empfohlen, unter Vorbehalt, dass eine detaillierte Kostenanalyse aussteht.

Zukünftige Arbeiten im Bereich der modellbasierten Getriebediagnose sollten direkt am Fahrzeug während der Fahrt durchgeführt werden, mit zusätzlich verbauten Drehmomentaufnehmern, um das Drehzahlverhalten während eines Gangwechsels optimal untersuchen zu können. Aufgrund der zahlreichen und unterschiedlichen Getriebe- sowie Bauteiltypen ist eine automatische Modellparametereinstellung notwendig. Für die signalbasierten Fehlererkennung mit aktiven Systemtests sind sicherheitstechnische und rechtliche Aspekte zu berücksichtigen. Es stehen zudem für beide Diagnoseverfahren Validierungen bei unterschiedlichen Außentemperaturbereichen aus, damit einhergehende Auswirkungen der Öltemperatur und -viskosität auf die Fehlererkennung optimal bekannt werden.

A Anhang

A.1 Herleitung Massenflussgleichungen

In diesem Abschnitt wird der Massenfluss der Druckluft \dot{m} bei einer Be- und Entlüftung der Zylinderkammer hergeleitet.

Die Luft dient als ein kompressibles Gas den Getriebeaktuatoren zur Übertragung der Stellarbeit. Bei der Betrachtung eines Gasstroms aus einem Behälter oder in einem Behälter ist die Energiebilanz zwischen Behälter und Gasleitung entscheidend. Unter der Annahme, dass die thermodynamische Zustandsänderung als adiabate und isentrope Kompression bzw. Expansion betrachtet ist, existiert keine Wärmeübertragung zur Umgebung und die Gase strömen wirbel- und reibungsfrei. Der daraus folgende spezifische Zusammenhang der Energien ist als adiabatische Energiegleichung bekannt, siehe Yahya [103].

$$h_1 + gz_1 + \frac{1}{2}v_1^2 = h_2 + gz_2 + \frac{1}{2}v_2^2 \quad (\text{A.1})$$

- $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ Erdbeschleunigung
- z Höhe
- v Fließgeschwindigkeit
- h spezifische Enthalpie

Die spezifische Enthalpie h beschreibt die Enthalpie H bezogen auf die Luftmasse m . Die Enthalpie ist ein Maß für die Energie eines thermodynamischen Systems und erscheint in Zusammenhang mit der Multiplikation von Druck p und Volumen V , sowie einer Addition der inneren Energie.

$$H = E + pV = c_v T + pV \quad (\text{A.2})$$

Die innere Energie E eines Gases ist durch die molekulare Bewegung eine gespeicherte Energie, die sich über die Temperatur T und die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen c_v ermitteln lässt.

$$E = c_v T \quad (\text{A.3})$$

A.1.1 Massenflussgleichung bei der Entlüftung der Luftdruckkammer

Bei der Entlüftung der Zylinderkammer strömt die Druckluft durch ein Rohr mit dem Querschnitt A_{Out} , während die Kammerdruckluft nahezu steht ($v_{Ch} \approx 0$). Luftdruck, Enthalpie und die Temperatur der ausströmenden Masse ändern sich durch die Verdichtungs- und Expansionsprozesse.

Ein Höhenunterschied ist für die Betrachtung innerhalb des Getriebes irrelevant, sodass sich die adiabatische Energiegleichung A.1 für die ausströmende Luft vereinfacht zu,

$$h_{Ch} = h_{Out} + \frac{1}{2}v_{Out}^2. \quad (\text{A.4})$$

Die spezifische Wärmekapazität c_p ist der erste partielle Differentialquotient der Enthalpie $h(T, p)$ bei konstantem Druck, siehe Geller [34].

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (\text{A.5})$$

Die Gleichung A.5 der Wärmekapazität in Differenzenform unter Berücksichtigung der Kammer- temperatur T_{Ch} und der Außentemperatur T_{Out} ergibt in Zusammenhang mit Gleichung A.4 die Ausströmgeschwindigkeit v_{Out} .

$$v_{Out} = \sqrt{2c_p (T_{Ch} - T_{Out})} \quad (\text{A.6})$$

Zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität c_p ist der Isentropenexponent κ und die universelle Gaskonstante R des idealen Gases herangezogen worden. Der Isentropenexponent ist definiert als das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität c_p bei konstantem Druck zur spezifischen Wärmekapazität c_p bei konstantem Volumen.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{A.7})$$

Der Isentropenexponent von (trockener) Luft beträgt unter Normalbedingungen $\kappa = 1,402$. Die Differenz der beiden spezifischen Wärmekapazitäten ist trotz Temperaturabhängigkeit gleich der universellen Gaskonstante R des idealen Gases.

$$R = c_p(T) - c_v(T) \quad (\text{A.8})$$

Das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität c_p und der universellen Gaskonstante R lässt sich über den Isentropenexponent κ bestimmen.

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (\text{A.9})$$

Die thermodynamische Zustandsänderung ist vereinfacht als adiabate (kein thermischer Austausch zur Umgebung) und isentrope (Enthalpie konstant) Kompression bzw. Expansion betrachtet worden. Die Zustandsänderung lässt sich somit durch die Gleichungen

$$\frac{T_{Out}}{T_{Ch}} = \left(\frac{p_{Out}}{p_{Ch}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (\text{A.10})$$

oder

$$\frac{\rho_{Out}}{\rho_{Ch}} = \left(\frac{p_{Out}}{p_{Ch}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (\text{A.11})$$

beschreiben. Die Ausströmgeschwindigkeit v_{Out} (Gleichung A.6) berechnet sich somit zu,

$$v_{Out} = \sqrt{\frac{2 \kappa R T_{Ch}}{\kappa - 1} \left(1 - \left(\frac{p_{Out}}{p_{Ch}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}. \quad (\text{A.12})$$

Der ausströmende Massenfluss \dot{m}_{Out} ist abhängig von der Dichte ρ des Gases, der Abflussgeschwindigkeit v_{Out} und der Querschnittsfläche des Rohres A_{Out} .

$$\dot{m}_{Out} = \rho_{Out} v_{Out} A_{Out} = \rho_{Out} \dot{V}_{Out} \quad (\text{A.13})$$

Die Dichte der ausströmenden Luft ρ_{Out} ist aus Gleichung A.11 ermittelt worden, wobei die Dichte in der Zylinderkammer ρ_{Ch} mit Hilfe der Temperatur T , des Drucks p_{Ch} und der universellen Gaskonstante R bestimmt wird.

$$\rho_{Ch} = \frac{p_{Ch}}{R T_{Ch}} \quad (\text{A.14})$$

Die Gleichung des Massenabflusses \dot{m}_{Out} ergibt sich somit zu:

$$\dot{m}_{Out} = \frac{A_{Out} p_{Ch}}{\sqrt{T_{Ch}}} \sqrt{\frac{2 \kappa}{R (\kappa - 1)} \left(\frac{p_{Out}}{p_{Ch}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(1 - \left(\frac{p_{Out}}{p_{Ch}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{A.15})$$

A.1.2 Massenflussgleichung bei der Belüftung der Luftdruckkammer

Die Vorgehensweise zur Berechnung des Massenzuflusses ist identisch wie im vorigen Kapitel A.1.1. Die Geschwindigkeit des Gases vor dem geschlossenen Einlass in der Druckluftversorgung ist nahezu Null, $v_{Supl} \approx 0$. Erst mit dem Öffnen des Einlasses entwickelt sich die Fließgeschwindigkeit v_{In} . Aus der adiabatischen Energiegleichung A.1, der spezifischen Wärmekapazität Gleichung A.5 und der isentropischen Zustandsänderung Gleichung A.11 berechnet sich die Geschwindigkeit der einströmenden Luft in die Zylinderkammer.

$$v_{In} = \sqrt{\frac{2 \kappa R T_{Supl}}{\kappa - 1} \left(1 - \left(\frac{p_{Ch}}{p_{Supl}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{A.16})$$

Der einströmende Massenfluss \dot{m}_{In} in die Zylinderkammer berechnet sich somit zu:

$$\dot{m}_{In} = \frac{A_{In} p_{Supl}}{\sqrt{T_{Supl}}} \sqrt{\frac{2 \kappa}{R (\kappa - 1)} \left(\frac{p_{Ch}}{p_{Supl}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(1 - \left(\frac{p_{Ch}}{p_{Supl}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (\text{A.17})$$

A.1.3 Kritisches Druckverhältnis und die Ausflussfunktion

Für das Druckverhältnis ist entscheidend wie schnell die Luft in die Zylinderkammer ein- bzw. ausströmt. Wenn das zufließende Medium mit einem sehr hohen Druck p_{Supl} gegenüber dem Luftkammerdruck p_{Ch} einströmt, so ist das Druckverhältnis p_{Ch}/p_{Supl} bei einem einströmenden Massenfluss klein. Der Massenstrom ist also aufgrund eines kleinen Druckverhältnisses sehr groß.

Die Gleichung des ein- und ausströmenden Massenflusses lautet verallgemeinert:

$$\dot{m} = \frac{A p_1}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{2 \kappa}{R (\kappa - 1)} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (\text{A.18})$$

Bei einem kritischen Druckverhältnis ist der Massenfluss maximal.

$$\dot{m} = \dot{m}_{max}, \quad \text{wenn } \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{crit} \quad (\text{A.19})$$

Der maximale Massenfluss wird aus dem Isentropenexponent κ , der Temperatur T , der Querschnittsfläche A und dem Druck p_1 ermittelt.

$$\dot{m}_{max} = \frac{A p_1}{\sqrt{T}} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (\text{A.20})$$

Über die Ausflussfunktion Ψ (Bild A.1) lässt sich der Massenfluss für die unter- und überkritischen Druckverhältnisse beschreiben, siehe Isermann [50].

$$\dot{m}(t) = A \Psi p_1 \sqrt{\frac{2}{RT}} \quad \text{mit} \quad \Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (\text{A.21})$$

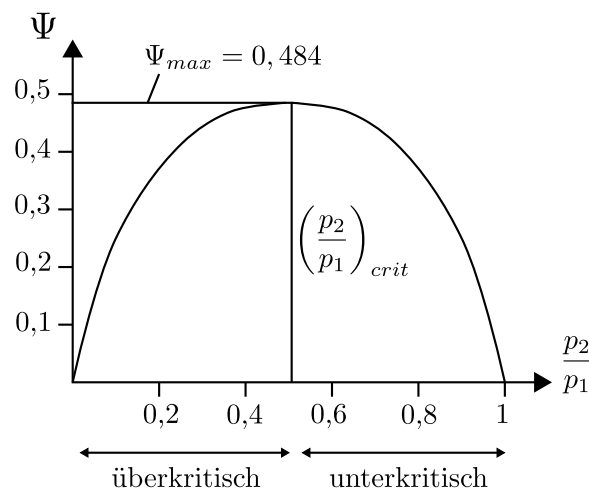


Bild A.1: Ausflussfunktion für die Luft mit $\kappa = 1,4$, siehe Isermann [50]

A.2 Technische Daten zum Getriebe G281

Es handelt sich um das automatisierte Heavy Duty NewAMT G281-12 Getriebe von Mercedes-Benz. Die technischen Daten stammen aus der Broschüre Mercedes-Benz Getriebesysteme [23].

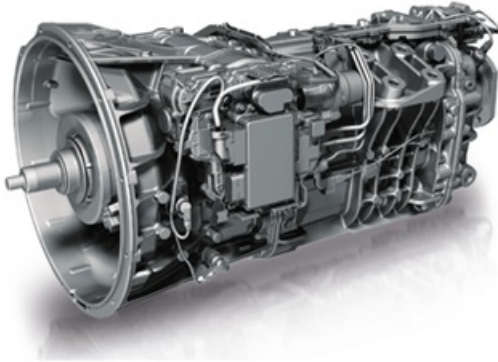


Bild A.2: Mercedes-Benz G281-12 NewAMT Getriebe [23]

Daten:

- Max. Eingangsdrehmoment: 2.800 Nm
- Zulässiges Gesamtzuggewicht: 60 t
- Getriebegewicht ohne Öl: 290 kg
- 16,0 l Ölfüllmenge

Abmessungen:

- Länge 1.033,5 mm
- Breite 624 mm
- Achsabstand 152 mm

Allgemein:

- 12-Gang-Klauengetriebe mit großer Getriebespreizung
- Direktgangausführung
- Sekundär-Wasser-Retarder adaptierbar

Gang	1	2	3	4	5	6	R1	R2	Spreizung
iS	14,930	9,024	5,644	3,393	2,051	1,283	16,386	3,724	14,93
iL	11,638	7,035	4,400	2,645	1,599	1,000	12,774	2,903	14,93

Tabelle A.1: Gangübersetzungen [23]

A.3 Auflistung der verbauten Komponenten im automatisierten NFZ-Getriebe G281

Das Systembild 5.3 auf Seite 28 zeigt alle verbauten Komponenten im automatisierten Nutzfahrzeuggetriebe G281 und das Getriebesteuergerät TCM. An dieser Stelle sind die Getriebeaktuatoren, Sensoren und mechanischen Bauteile übersichtlich aufgelistet:

Direktgesteuerte Wegeventile:

- Vier 2/2 Wegeventile zur Regelung der automatisierten Kupplung
- Zwei 3/2 Wegeventile zur Steuerung des Gangaktuators
- Zwei 3/2 Wegeventile zur Steuerung des Gassenaktuators
- Zwei 3/2 Wegeventile zur Steuerung des Splitmoduls
- Zwei 3/2 Wegeventile zur Steuerung des Rangemoduls
- Ein 3/2 Wegeventil zur Steuerung der Getriebebelamellenbremse

Pneumatische Getriebeaktuatoren:

- Kupplungsausrücker
- Gangaktuator
- Gassenaktuator
- Splitmodul
- Rangemodul

Hydrodynamischer Aktuator:

- Getriebebelamellenbremse (auch Vorgelegewellenbremse genannt)

Mechanische Bauteile:

- Kupplung
- Eingangswelle
- Hauptwelle
- Vorgelegewelle
- Ausgangswelle
- Synchronisationssystem der Vorschaltgruppe
- Synchronisationssystem der Nachschaltgruppe
- Zwei Klauenschaltmuffen im Hauptgetriebe
- Planetengetriebe

- Zahnradpakete K1, K2, 1., 2. und R
- Querverschaltung mit Verschaltsicherung
- Versorgungsluftdruckbehälter

Serienmäßig verbaute Sensoren:

- Drehzahl des Verbrennungsmotors n_E
- Drehzahl der Vorgelegewelle n_{LS}
- Drehzahl der Hauptwelle n_{MS}
- Drehzahl der Ausgangswelle n_{OS}
- Öltemperatur T
- Versorgungsluftdruck p_{Supl}
- Position des Kupplungsausrückers s_{Clt}
- Position des Gangaktuators s_{Gea}
- Position des Gassenaktuators s_{Sel}
- Position des Splitmoduls s_{Spt}
- Position des Rangemoduls s_{Rng}

Zusätzlich verbaute Drucksensoren am Prüfstand:

- Kupplungsausrücker Luftdruckkammer p_{Clt}
- Gangaktor Luftdruckkammer Hi p_{GeaHi}
- Gangaktor Luftdruckkammer Lo p_{GeaLo}
- Gassenaktor Luftdruckkammer Hi p_{SelHi}
- Gassenaktor Luftdruckkammer Lo p_{SelLo}
- Splitmodul Luftdruckkammer Hi p_{SptHi}
- Splitmdoul Luftdruckkammer Lo p_{SptLo}
- Rangemodul Luftdruckkammer Hi p_{RngHi}
- Rangemodul Luftdruckkammer Lo p_{RngLo}
- Getriebelamellenbremse Lufdruckkammer p_{Tbr}

A.4 Technische Daten zum Getriebeprüfstand

A.4.1 Bedienoberfläche des Leitrechners

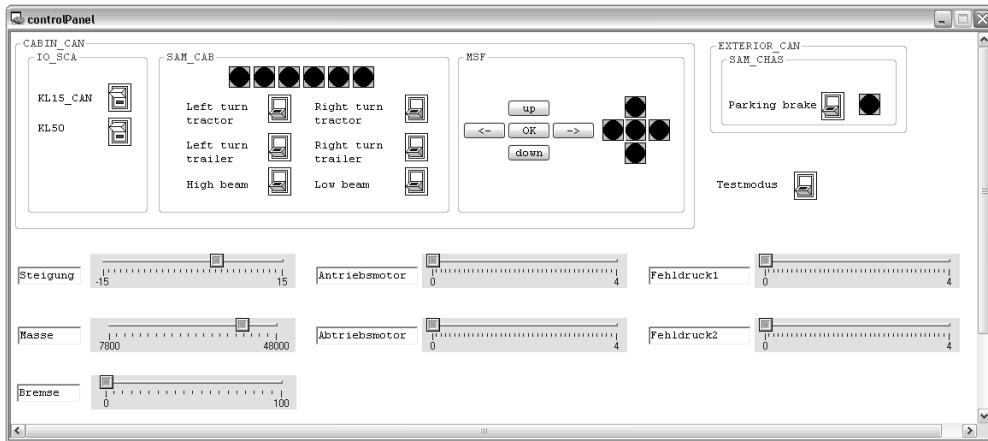
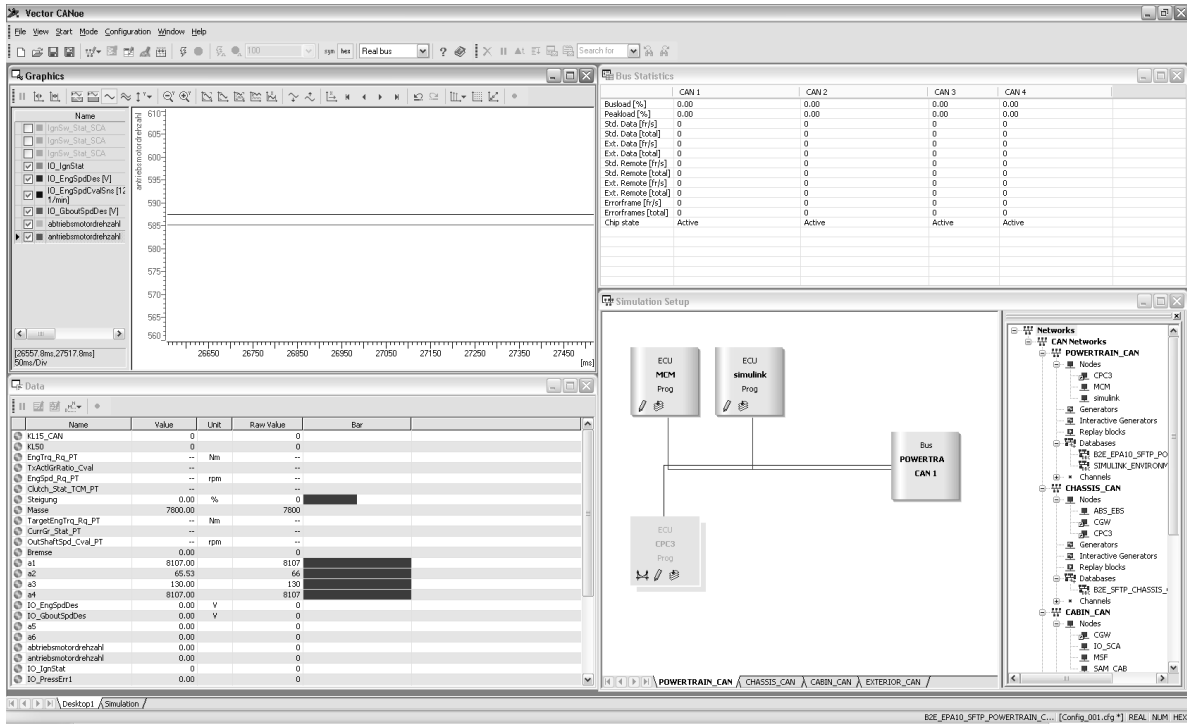


Bild A.3: Bedienoberfläche des Leitrechners mit Control Panel zur Einstellung der Steigung und Fahrzeugmasse in CANoe

A.4.2 Asynchronmaschinen

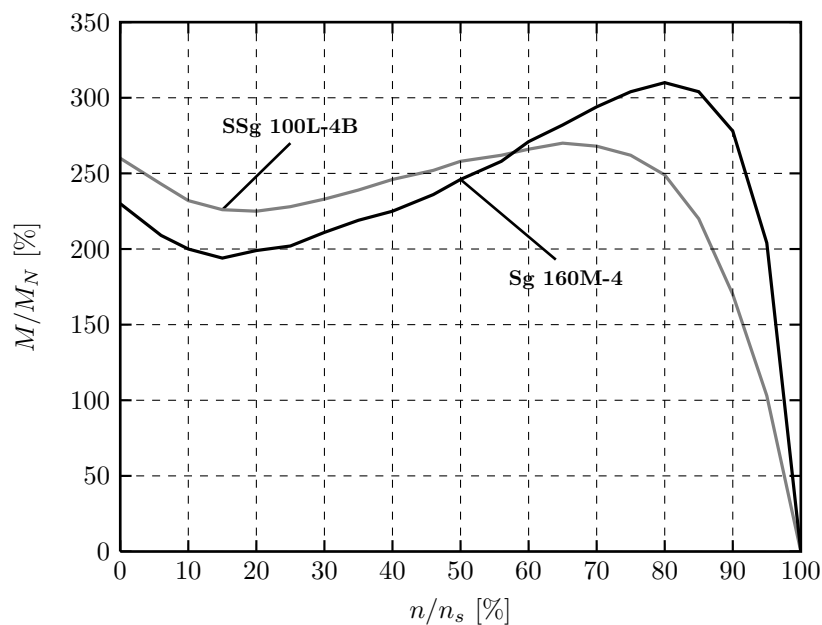
Am Getriebeprüfstand sind zwei Asynchronmaschinen der Cantoni Group [15] verbaut worden:

- Antriebsseite: Sg 160M-4, 11KW
- Abtriebsseite: Ssg 100L-4B, 3KW

Übersetzungsverhältnis des Getriebeausgangs zum Abtriebsmotor:

$$i = \frac{\text{Durchmesser Getriebeausgangswelle}}{\text{Durchmesser Abtriebsmotorwelle}} = \frac{192,5 \text{ mm}}{131,5 \text{ mm}} = 1,46388 \quad (\text{A.22})$$

Drehzahl-/Drehmomentenkennlinie der An- und Abtriebsmaschinen:



Technische Daten der 3-Phasen Induktionsmotoren:

Typ	Nennleistung P_N [kW]	Nendrehzahl n_N [rpm]	Statordrehzahl n_s [rpm]	Nennmoment M_N [Nm]	Wirkungsgrad			Leistungsfaktor $\cos \varphi_N$ [-]	Polpaarzahl p [-]	Trägheitsmoment J [kgm ²]
					50%	75%	100%			
Ssg 100L-4B	3	1415	1500	20,25	81,1	83,1	82,7	0,81	2	0,0065
Sg 160M-4	11	1460	1500	71,95	88,2	89,3	89,0	0,85	2	0,061

A.5 Simulationsmodell in MATLAB Simulink

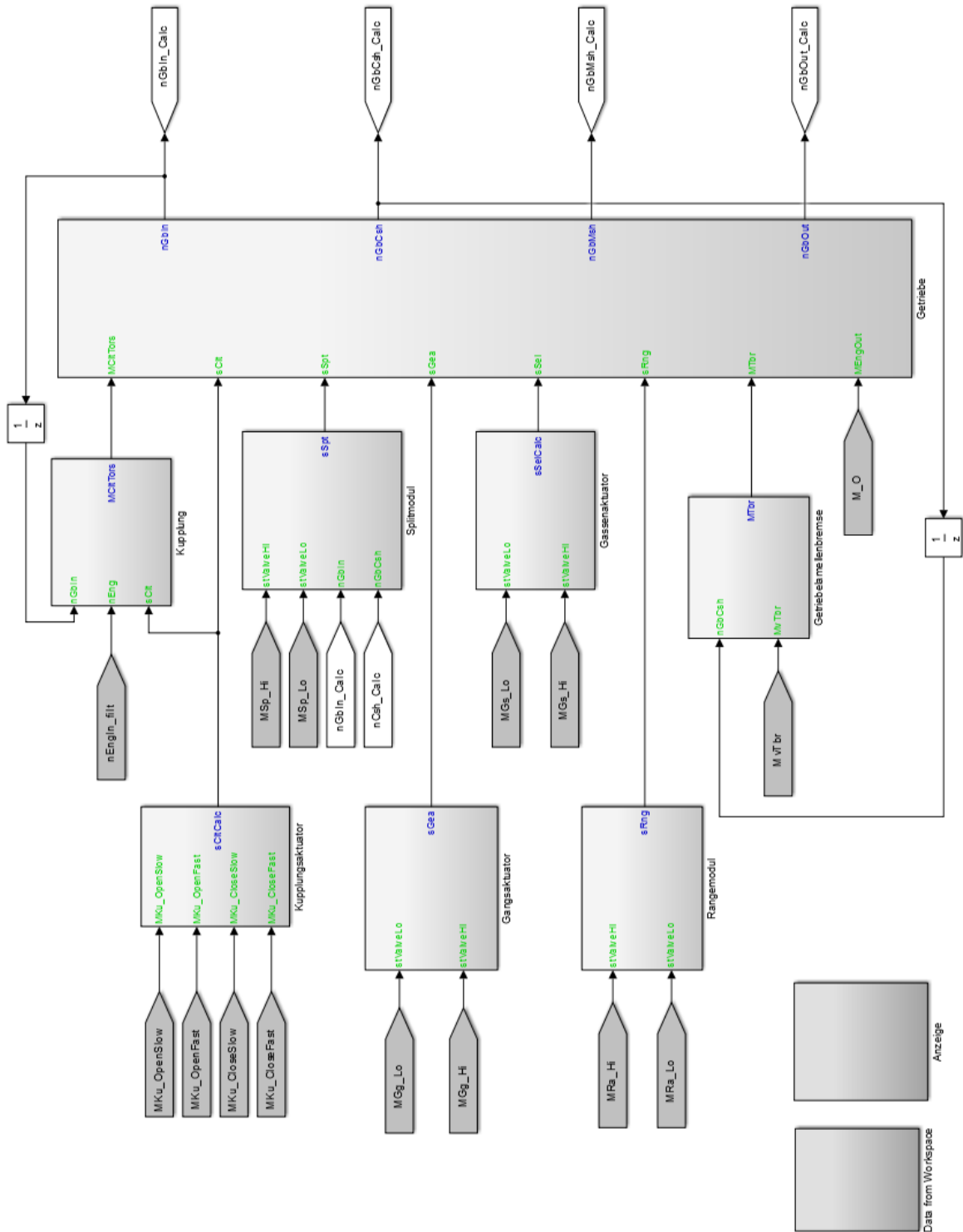


Bild A.4: Screenshot des entwickelten Simulationsmodells für das automatisierte Getriebe G281 in MATLAB Simulink 2014b

A.6 Parameter des Simulationsmodells

Kupplungsausrücker

$T_{d,Clt}$	=	25 ms	$A_{cyl,Clt}$	=	0.0239 m^2
$A_{vlv,CltInFast}$	=	0.0000096211 m^2	$V_{d,Clt}$	=	0.000483 m^3
$A_{vlv,CltInSlow}$	=	0.0000049087 m^2	m_{Clt}	=	7.416 kg
$A_{vlv,CltOutFast}$	=	0.0000096211 m^2			
$A_{vlv,CltOutSlow}$	=	0.0000049087 m^2			

Kupplung

$s_{Off,i}$	=	59.9%	$\Delta\vartheta_{Ps}$	=	3 rad
$s_{Off,d}$	=	59%	$\Delta\vartheta_{Pl}$	=	-5 rad
s_{On}	=	15%	J_{CS}	=	0.15 kgm^2

Gangaktuator

$T_{d,GeaHi}$	=	21 ms	$A_{cyl,GeaLoNU}$	=	0.0266486 m^2
$T_{d,GeaLo}$	=	21 ms	$A_{cyl,GeaHiNU}$	=	0.012566 m^2
$A_{vlv,GeaHiIn}$	=	0.0000046 m^2	$A_{cyl,GeaLoNG}$	=	0.012825 m^2
$A_{vlv,GeaHiOut}$	=	0.0000037 m^2	$A_{cyl,GeaHiNG}$	=	0.02642 m^2
$A_{vlv,GeaLoIn}$	=	0.0000046 m^2	$V_{d,GeaHi}$	=	0.00025 m^3
$A_{vlv,GeaLoOut}$	=	0.0000039 m^2	$V_{d,GeaLo}$	=	0.00025 m^3
m_{Gea}	=	8.51 kg			

Gassenaktuator

$T_{d,SelHi}$	=	20 ms	$A_{cyl,SelHi}$	=	0.001923 m^2
$T_{d,SelLo}$	=	20 ms	$A_{cyl,SelLo}$	=	0.002124 m^2
$A_{vlv,SelHiIn}$	=	0.00000215 m^2	$V_{d,SelHi}$	=	0.00005 m^3
$A_{vlv,SelHiOut}$	=	0.0000018 m^2	$V_{d,SelLo}$	=	0.00018 m^3
$A_{vlv,SelLoIn}$	=	0.00000275 m^2	m_{Sel}	=	3.8136 kg
$A_{vlv,SelLoOut}$	=	0.000002 m^2			

Splitmodul

$T_{d,SptHi}$	=	17 ms	$A_{cyl,SptHi}$	=	0.0018 m^2
$T_{d,SptLo}$	=	38 ms	$A_{cyl,SptLo}$	=	0.0014 m^2
$A_{vlv,SptHiIn}$	=	0.0000013 m^2	$V_{d,SptHi}$	=	0.00003 m^3
$A_{vlv,SptHiOut}$	=	0.0000015 m^2	$V_{d,SptLo}$	=	0.000025 m^3
$A_{vlv,SptLoIn}$	=	0.0000012 m^2	m_{Spt}	=	2.361 kg
$A_{vlv,SptLoOut}$	=	0.00000135 m^2			

Rangemodul

$T_{d,RngHi}$	=	25 ms	$A_{cyl,RngHi}$	=	0.0001 m ²
$T_{d,RngLo}$	=	25 ms	$A_{cyl,RngLo}$	=	0.00006 m ²
$A_{vlv,RngHiIn}$	=	0.0000022 m ²	$V_{d,RngHi}$	=	0.005982 m ³
$A_{vlv,RngHiOut}$	=	0.0000022 m ²	$V_{d,RngLo}$	=	0.006362 m ³
$A_{vlv,RngLoIn}$	=	0.0000022 m ²	m_{Rng}	=	2.2958 kg
$A_{vlv,RngLoOut}$	=	0.0000018 m ²			

Mechanische Getriebe

J_{IS}	=	0.02822 kgm ²	J_{MS}	=	0.01467 kgm ²
J_{LS}	=	0.17476 kgm ²	J_{OS}	=	0.38561 kgm ²

Getriebelamellenbremse

$T_{d,Tbr}$	=	21 ms	$A_{cyl,Tbr}$	=	0.0239 m ²
$A_{vlv,TbrIn}$	=	0.0000049 m ²	$V_{d,Tbr}$	=	0.0000238 m ³
$A_{vlv,TbrOut}$	=	0.0000049 m ²	$V_{d,TbrLo}$	=	0.006362 m ³
m_{Tbr}	=	4.257 kg			

Die Öl- und Außentemperatur ist mit konstant 20 °C angenommen worden, $T = T_{Air}$.

A.7 Gesamtheitliche Parameterschätzung am Beispiel des mechanischen Kupplungsausrückers

Anhand der Gleichungen 6.10 bis 6.13 auf Seite 48 ist das Modell des mechanischen Kupplungsausrückers zusammengefasst, wobei die Terme $(s_i < s_{Clt}(t) \leq s_i)$ Eins ergeben wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null.

$$\begin{aligned}
p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) &= d_v \dot{s}_{Clt}(t) + F_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&+ (F_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&+ (F_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&+ (F_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&+ (F_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + c_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max})
\end{aligned} \tag{A.23}$$

Für die gesamtheitliche Parameterschätzung wird der Datenvektor

$$\psi(t) = \begin{pmatrix} \dot{s}_{Clt}(t) \\ \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\ \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\ s_{Clt}(t), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\ \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\ (s_{Clt}(t) - s_{cr1}), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\ \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\ (s_{Clt}(t) - s_{cr2}), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\ \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\ (s_{Clt}(t) - s_{cr3}), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \end{pmatrix} \tag{A.24}$$

und das Ausgangssignal benötigt

$$\hat{y}(t) = p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t). \tag{A.25}$$

Aufgrund der unterschiedlichen Abtastzeiten von p_{Clt} und s_{Clt} erfolgt nach Ermittlung des Datenvektors und des Ausgangssignals eine äquidistante Abtastung mit einer Abtastzeit von $t_0 = 1$ ms. Der abgetastete Datenvektor $\psi(k t_0)$ und das abgetastete Ausgangssignal $y(k t_0)$ werden mit $\psi(k)$ und $y(k)$ abgekürzt dargestellt und im RLS-Algorithmus (siehe Gleichung 3.6 im Kapitel 3.1.3) genutzt, um die unbekannt Parameter zu finden, bei denen das Modell

$$\hat{y}(k) = \psi^T(k) \theta(k-1) \tag{A.26}$$

dem Prozessverhalten am ehesten entspricht. Die Lösung von

$$\theta(k) = (\psi^T(k) \psi(k))^{-1} \psi^T(k) y(k) \tag{A.27}$$

wird als Parametervektor θ (Ergebnis siehe Bild A.5) dargestellt in Form von

$$\theta(k) = \left(d_v \ F_C \ F_{01} \ c_{Spr1} \ F_{02} \ c_{Spr2} \ F_{03} \ c_{Spr3} \ F_{04} \ c_{Spr4} \right). \tag{A.28}$$

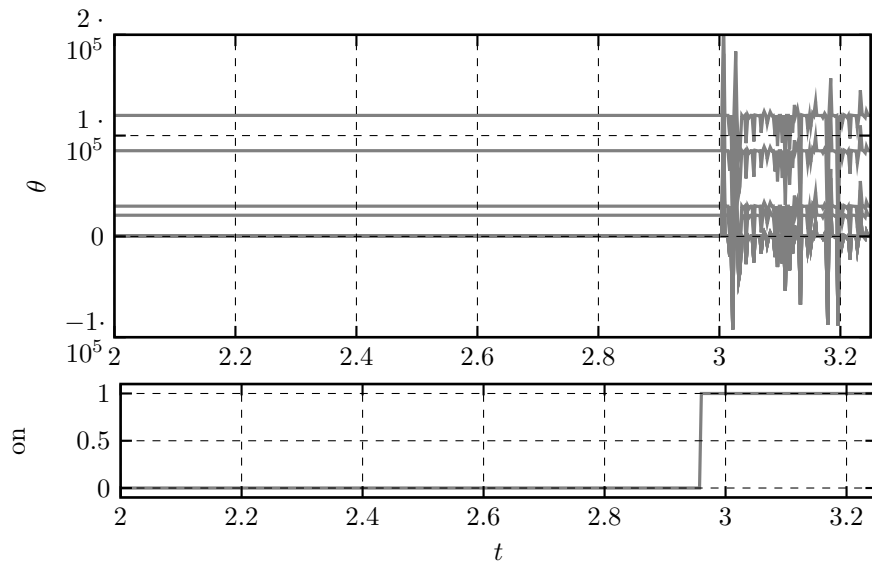


Bild A.5: Die gesamtheitliche Parameterschätzung von $\theta(k)$ (siehe Gleichung A.28) schwingt sich bis zum Abbruch auf.

Das Bild A.5 zeigt, dass eine gesamtheitliche Parameterschätzung für den Kupplungsaktuator nicht möglich ist. Einzelne Parameter überschneiden sich grafisch im Bild A.5, dass nicht alle Parameter sichtbar sind.

Die gesamtheitliche Parameterschätzung des Kupplungsactuators schwingt sich bis zum Abbruch auf und konvergiert nicht. Aufgrund der hohen Anzahl von Parametern sind im Allgemeinen keine gesamtheitlichen Parameterschätzungen für die entwickelten Modelle der Getriebeaktuatoren möglich.

A.8 Separate Parameterschätzung am Beispiel des mechanischen Kupplungsausrückers

Anhand der Gleichungen 6.10 bis 6.13 auf Seite 48 ist das Modell des mechanischen Kupplungsausrückers zusammengefasst, wobei die Terme $(s_i < s_{Cl}(t) \leq s_i)$ Eins ergeben wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null.

$$\begin{aligned}
& p_{Cl}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Cl}(t) = d_v \dot{s}_{Cl}(t) + F_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Cl}(t)) \\
& + (F_{01} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + c_{Spr1} s_{Cl}(t)), (s_{min} \leq s_{Cl}(t) \leq s_{cr1}) \\
& + (F_{02} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + c_{Spr2} (s_{Cl}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr2}) \\
& + (F_{03} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + c_{Spr3} (s_{Cl}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr3}) \\
& + (F_{04} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + c_{Spr4} (s_{Cl}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Cl}(t) \leq s_{max})
\end{aligned} \tag{A.29}$$

Für die separate Parameterschätzung sind für *alle 10 Prozessparameter* des mechanischen Kupplungsausrückers die entsprechenden unterschiedlichen Datengrößen ψ , Ausgangsgrößen \hat{y} und Bedingungen ξ aufgelistet:

Daten- und Ausgangsgröße des Prozessparameters der Federsteifigkeit θ_{cSpr1} (siehe Kapitel 6.5.2):

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{cSpr1}(t) &= p_{Cl}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Cl}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Cl}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Cl}(t)) \\
&- \hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)), (s_{min} \leq s_{Cl}(t) \leq s_{cr1}) \\
&- (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Cl}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr2}) \\
&- (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Cl}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr3}) \\
&- (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Cl}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Cl}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{cSpr1}(t) &= s_{Cl}(t) \\
\xi_{cSpr1}(t) &= s_{min} \leq s_{Cl}(t) \leq s_{cr1} \wedge \hat{y}_{cSpr1}(t) \neq 0 \wedge \psi_{cSpr1}(t) \neq 0
\end{aligned} \tag{A.30}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federsteifigkeit θ_{cSpr2} :

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{cSpr2}(t) &= p_{Cl}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Cl}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Cl}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Cl}(t)) \\
&- (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Cl}(t)), (s_{min} \leq s_{Cl}(t) \leq s_{cr1}) \\
&- \hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)), (s_{cr1} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr2}) \\
&- (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Cl}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr3}) \\
&- (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Cl}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Cl}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{cSpr2}(t) &= s_{Cl}(t) \\
\xi_{cSpr2}(t) &= s_{cr1} < s_{Cl}(t) \leq s_2 \wedge \hat{y}_{cSpr2}(t) \neq 0 \wedge \psi_{cSpr2}(t) \neq 0
\end{aligned} \tag{A.31}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federsteifigkeit θ_{cSpr3} :

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{cSpr3}(t) &= p_{Cl}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Cl}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Cl}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Cl}(t)) \\
&- (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Cl}(t)), (s_{min} \leq s_{Cl}(t) \leq s_{cr1}) \\
&- (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Cl}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr2}) \\
&- \hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)), (s_{cr2} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr3}) \\
&- (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Cl}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Cl}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Cl}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{cSpr3}(t) &= s_{Cl}(t) \\
\xi_{cSpr3}(t) &= s_{cr2} < s_{Cl}(t) \leq s_{cr3} \wedge \hat{y}_{cSpr3}(t) \neq 0 \wedge \psi_{cSpr3}(t) \neq 0
\end{aligned} \tag{A.32}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federsteifigkeit $\theta_{c_{Spr4}}$:

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{c_{Spr4}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - \hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \quad (\text{A.33}) \\
\psi_{c_{Spr4}}(t) &= s_{Clt}(t) \\
\hat{\xi}_{c_{Spr4}}(t) &= s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max} \wedge \hat{y}_{c_{Spr4}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{c_{Spr4}}(t) \neq 0
\end{aligned}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federvorspannungskraft $\theta_{F_{01}}$:

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{F_{01}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \quad (\text{A.34}) \\
\psi_{F_{01}}(t) &= \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) \\
\hat{\xi}_{F_{01}}(t) &= s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1} \wedge \hat{y}_{F_{01}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{F_{01}}(t) \neq 0
\end{aligned}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federvorspannungskraft $\theta_{F_{02}}$:

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{F_{02}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1}), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \quad (\text{A.35}) \\
\psi_{F_{02}}(t) &= \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) \\
\hat{\xi}_{F_{02}}(t) &= s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_2 \wedge \hat{y}_{F_{02}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{F_{02}}(t) \neq 0
\end{aligned}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federvorspannungskraft $\theta_{F_{03}}$:

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{F_{03}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2}), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \quad (\text{A.36}) \\
\psi_{F_{03}}(t) &= \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) \\
\hat{\xi}_{F_{03}}(t) &= s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3} \wedge \hat{y}_{F_{03}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{F_{03}}(t) \neq 0
\end{aligned}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der Federvorspannungskraft $\theta_{F_{04}}$:

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{F_{04}}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3}), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{F_{04}}(t) &= \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) \\
\xi_{F_{04}}(t) &= s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max} \wedge \hat{y}_{F_{04}}(t) \neq 0 \wedge \psi_{F_{04}}(t) \neq 0
\end{aligned} \tag{A.37}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der viskosen Reibung θ_{d_v} :

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{d_v}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{F}_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{d_v}(t) &= \dot{s}_{Clt}(t)
\end{aligned} \tag{A.38}$$

Parameterschätzung des Prozessparameters der coulomb'schen Reibung θ_{F_C} :

$$\begin{aligned}
\hat{y}_{F_C}(t) &= p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) - \hat{d}_v \dot{s}_{Clt}(t) \\
&\quad - (\hat{F}_{01} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr1} s_{Clt}(t)), (s_{min} \leq s_{Clt}(t) \leq s_{cr1}) \\
&\quad - (\hat{F}_{02} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr2} (s_{Clt}(t) - s_{cr1})), (s_{cr1} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr2}) \\
&\quad - (\hat{F}_{03} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr3} (s_{Clt}(t) - s_{cr2})), (s_{cr2} < s_{Clt}(t) \leq s_{cr3}) \\
&\quad - (\hat{F}_{04} \operatorname{sgn}(s_{Clt}(t)) + \hat{c}_{Spr4} (s_{Clt}(t) - s_{cr3})), (s_{cr3} < s_{Clt}(t) \leq s_{max}) \\
\psi_{F_C}(t) &= \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t))
\end{aligned} \tag{A.39}$$

A.9 Approximation der Federkraft mittels Polynome

In diesem Kapitel wird die Federkraft des Kupplungsausrückers mittels Polynome approximiert und mit der Federkraft nach Gleichung 6.13 auf Seite 49 verglichen.

Approximierte Federkraft nach Gleichung 6.13:

$$F_{Spr,appr}(t) = \begin{cases} 20 \operatorname{sgn}(s(t)) + 111000 \cdot s(t), & 0 \leq s(t) \leq 3,5 \text{ mm} \\ 408,5 \operatorname{sgn}(s(t)) + 66500 \cdot (s(t) - 3,5 \text{ mm}), & 3,5 \text{ mm} < s(t) \leq 6,5 \text{ mm} \\ 608 \operatorname{sgn}(s(t)) + 34000 \cdot (s(t) - 6,5 \text{ mm}), & 6,5 \text{ mm} < s(t) \leq 10 \text{ mm} \\ 727 \operatorname{sgn}(s(t)) + 17000 \cdot (s(t) - 10 \text{ mm}), & 10 \text{ mm} < s(t) \leq 16,5 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{A.40})$$

Ermittlung der Vorspannungskräfte F_{0i} :

$$\begin{aligned} F_{02} &= F_{01} + c_{Spr1} s_{cr1} = 20 + 111000 \cdot 3,5 \text{ mm} = 408,5 \\ F_{03} &= F_{02} + c_{Spr2} s_{cr2} = 408,5 + 66500 \cdot (6,5 \text{ mm} - 3,5 \text{ mm}) = 608 \\ F_{04} &= F_{03} + c_{Spr3} s_{cr3} = 608 + 34000 \cdot (10 \text{ mm} - 6,5 \text{ mm}) = 727 \end{aligned} \quad (\text{A.41})$$

Die Positionsbereiche s_{cr} , die Federkonstanten $c_{Spr i}$ und die erste Vorspannungskraft F_{01} werden sukzessiv am Prozessverhalten angepasst.

Um die Federkraft mit einem Polynom

$$P(x) = \sum_{i=0}^n a_i x^i = a_0 + a_1 x^1 + \dots + a_{n-1} x^{n-1} + a_n x^n \quad (\text{A.42})$$

mit $n \geq 0$ nachzubilden, werden die Parameter a_i kollektiv ermittelt. Federkraft in Polynom:

$$\begin{aligned} F_{Spr,poly}(t) &= a_0 + a_1 s(t) + a_2 s^2(t) + a_3 s^3(t) + a_4 s^4(t) \\ &= 20 + 1,28 \cdot 10^5 s(t) - 7 \cdot 10^6 s^2(t) + 12 \cdot 10^7 s^3(t) + 1 \cdot 10^9 s^4(t) \end{aligned} \quad (\text{A.43})$$

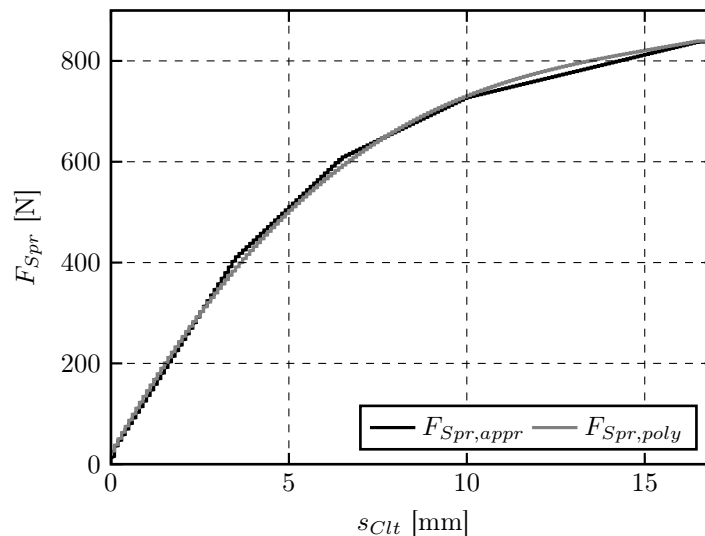


Bild A.6: Gegenüberstellung der approximierten Federkraft

Die approximierten Federkennlinien sind nahezu identisch, siehe Bild A.6. Die Anzahl der Parameter konnte durch die Anwendung der Polynome von insgesamt 10 auf 7 Parameter reduziert werden.

Dennoch ist in der vorliegenden Arbeit die Approximation nach Gleichung 6.13 verwendet worden. *In der Praxis ist die Federkennlinie und das Verhältnis zwischen Reibungskraft und Federkraft nicht bekannt.* Die Gleichung 6.13 ermöglicht durch die Unterteilung in Wertebereiche eine *sukzessive* Ermittlung der Parametern, indem von Wertebereich zu Wertebereich die Parameter und Verhältnisse der Feder- und Reibungskräfte ermittelt werden können. Bei der Approximation mittels Polynome ist eine gesamtheitliche Betrachtung des Signalverlaufs notwendig, da die Ermittlung der Parameter nur *kollektiv* über den gesamten Signalverlauf möglich ist. Es kann hier nicht der Signalverlauf in Wertebereiche unterteilt werden, was zu einer erschwerten Ermittlung der Parameter führt, da eine gesamtheitliche Parameterschätzung auch mit Polynomen nicht möglich ist, siehe Bild A.7.

Aus diesem Grund (siehe Ausblick 10.2.2) wird für zukünftige Arbeiten zur Identifikation der Parametern durch Neuronale Netzmodelle wie den Local Linear Model Trees (LOLIMOT) empfohlen. Die Neuronalen Netzmodelle können beispielsweise in das physikalische Modell so integriert werden, dass diese die komplexen Gleichungen der Reibungskräfte und Federkräfte vereinfachen um so die Parameter gesamtheitlich zu identifizieren. Beispielsweise können die Parameter wie d_{v_i} , F_{0_i} usw. für die Positionsbereiche $s_{i-1} \leq s(t) < s_i$ usw. durch die Neuronalen Netzmodelle ersetzt werden.

Gesamtheitliche Parameterschätzung

In diesem Kapitel werden die Parameter des mechanischen Kupplungsaurückers geschätzt. In dem Modell des Kupplungsaurückers ist die Federkennlinie mit Polynomen approximiert. Das Modell des mechanischen Kupplungsaurückers ist zusammengefasst zu:

$$p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t) = d_v \dot{s}_{Clt}(t) + F_C \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) + a_0 + a_1 s_{Clt}(t) + a_2 s_{Clt}^2(t) + a_3 s_{Clt}^3(t) + a_4 s_{Clt}^4(t) \quad (\text{A.44})$$

Für die gesamtheitliche Parameterschätzung wird der Datenvektor

$$\psi(t) = \begin{pmatrix} \dot{s}_{Clt}(t) \\ \operatorname{sgn}(\dot{s}_{Clt}(t)) \\ 1 \\ s_{Clt}(t) \\ s_{Clt}^2(t) \\ s_{Clt}^3(t) \\ s_{Clt}^4(t) \end{pmatrix} \quad (\text{A.45})$$

und das Ausgangssignal

$$\hat{y}(t) = p_{Clt}(t) A_{cyl} - m \ddot{s}_{Clt}(t). \quad (\text{A.46})$$

benötigt. $\psi(k)$ und $y(k)$ werden im RLS-Algorithmus genutzt um die unbekannt Parameter zu finden, bei denen das Modell

$$\hat{y}(k) = \psi^T(k) \theta(k-1) \quad (\text{A.47})$$

dem Prozessverhalten am ehesten entspricht. Die Lösung von

$$\theta(k) = (\psi^T(k) \psi(k))^{-1} \psi^T(k) y(k) \quad (\text{A.48})$$

wird als Parametervektor θ dargestellt in Form von

$$\theta(k) = \begin{pmatrix} d_v & F_C & a_0 & a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \end{pmatrix}. \quad (\text{A.49})$$

Das Bild A.7 zeigt, dass eine gesamtheitliche Parameterschätzung auch mit Polynomen nicht möglich ist. Aus Darstellungsgründen ist θ aufgeteilt in

$$\begin{aligned} \theta_1(k) &= \begin{pmatrix} d_v & F_C \end{pmatrix}, \\ \theta_2(k) &= \begin{pmatrix} a_0 & a_1 \end{pmatrix}, \\ \theta_3(k) &= \begin{pmatrix} a_2 & a_3 & a_4 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (\text{A.50})$$

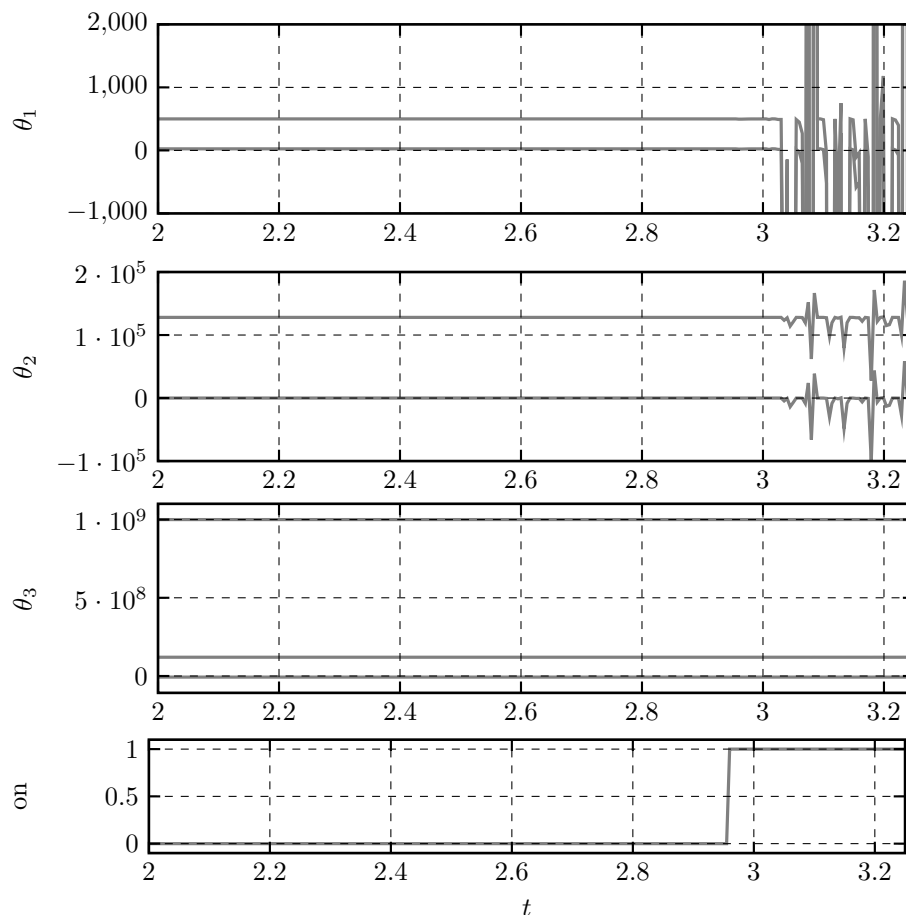


Bild A.7: Die gesamtheitliche Parameterschätzung von $\theta(k)$ mit der approximierten Federkraft aus Gleichung A.43 schwingt sich bis zum Abbruch auf.

A.10 Zusätzliche Gleichungen für die Parameterschätzung des Gassen- und Gangaktuators

Zusammenfassung des mechanischen Modells des Gassenaktuators

Das mechanische Modell des Gassenaktuators lässt sich anhand der Kräftebilanz aus Gleichung 7.14 mit den Druckkräften, der Reibungskraft nach Gleichung 7.12, der Hard-Stop Kraft nach Gleichung 7.11 und der Federkraft F_{Spr} nach Gleichung 7.15 bestimmen.

$$p_{Hi}(t) A_{cyl,Hi} - p_{Lo}(t) A_{cyl,Lo} - m_{Sel} \ddot{s}_{Sel}(t) = F_{Fric}(t) + F_{HS}(t) + F_{Spr}(t) \quad (A.51)$$

Ausgeschrieben lautet das zusammengefasste mechanische Modell des Gassenaktuators:

$$\begin{aligned}
& p_{Hi}(t) A_{cyl,Hi} - p_{Lo}(t) A_{cyl,Lo} - m_{Sel} \ddot{s}(t) = \\
& [d_{v,Hi,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \dot{s}(t) + F_{C,Hi,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], \\
& \quad [\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) > s_{mid}] \\
& + [d_{v,Hi,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \dot{s}(t) + F_{C,Hi,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \\
& \quad \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], [\dot{s} < 0 \wedge s(t) > s_{mid}] + 0, [s(t) = s_{mid}] \\
& + [-d_{v,Lo,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \dot{s}(t) - F_{C,Lo,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \\
& \quad \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], [\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_{mid}] \\
& + [-d_{v,Lo,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \dot{s}(t) - F_{C,Lo,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \\
& \quad \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], [\dot{s} < 0 \wedge s(t) < s_{mid}] \\
& + [c_{HS} \Delta s_{max}(t) + d_{HS} \Delta \dot{s}_{max}(t)], [s(t) \geq s_{max}] + 0, [s_{max} > s(t) > s_{min}] \\
& \quad + [c_{HS} \Delta s_{min}(t) + d_{HS} \Delta \dot{s}_{min}(t)], [s(t) \leq s_{min} \leq 0] \\
& + [F_{0,Hi,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \text{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Hi,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot (s(t) - s_{mid})], \\
& \quad [\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) > s_{mid}] \\
& + [F_{0,Hi,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \text{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Hi,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot (s(t) - s_{mid})], \\
& \quad [\dot{s} < 0 \wedge s(t) > s_{mid}] + 0, [s(t) = s_{mid}] \\
& + [F_{0,Lo,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \text{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Lo,+i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot (s(t) - s_{mid})], \\
& \quad [\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_{mid}] \\
& + [F_{0,Lo,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot \text{sgn}(s(t) - s_{mid}) + c_{Spr,Lo,-i}, (s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i}) \cdot (s(t) - s_{mid})], \\
& \quad [\dot{s} < 0 \wedge s(t) < s_{mid}]
\end{aligned} \quad (A.52)$$

Wobei die Terme $(s_{cr_i} < s(t) < s_{cr_i})$, $[\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_{mid}]$ und Weitere Eins ergeben wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null.

Zusammenfassung des mechanischen Modells des Gangaktuators

Kräftebilanz des Gangaktuators nach Gleichung 7.9 lautet:

$$F_{pr,Hi}(t) - F_{pr,Lo}(t) - m_{Gea} \ddot{s}_{Gea}(t) = F_{Fric}(t) + F_{HS}(t) - F_{EN}(t) \quad (A.53)$$

Die Druckkräfte $F_{pr,Hi}$ und $F_{pr,Lo}$ werden nach Gleichung 7.8 und 7.7 bestimmt. Die Reibungskraft F_{Fric} wird nach Gleichung 7.12, die Hard-Stop Kraft F_{HS} nach Gleichung 7.11 und die Einrasterungskraft F_{EN} nach Gleichung 7.10 ermittelt.

Ausgeschrieben lautet das zusammengefasste mechanische Modell des Gangaktuators:

$$\begin{aligned} & [p_{Hi}(t) A_{Hi,NG}, (s(t) < s_N)] + [p_{Hi}(t) A_{Hi,NU}, (s(t) \geq s_N)] \\ & - [p_{Lo}(t) A_{Lo,NU}, (s(t) \geq s_N)] + [p_{Lo}(t) A_{Lo,NG}, (s(t) < s_N)] - m_{Gea} \ddot{s}(t) = \\ & [d_{v,Hi,+i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \cdot \dot{s}(t) + F_{C,Hi,+i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], \\ & \quad [\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) > s_N] \\ & + [d_{v,Hi,-i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \cdot \dot{s}(t) + F_{C,Hi,-i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \\ & \quad \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], [\dot{s} < 0 \wedge s(t) > s_N] + 0, [s(t) = s_N] \\ & + [-d_{v,Lo,+i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \cdot \dot{s}(t) - F_{C,Lo,+i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \\ & \quad \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], [\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_N] \\ & + [-d_{v,Lo,-i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \cdot \dot{s}(t) - F_{C,Lo,-i}, (s_{cri} < s(t) < s_{cri}) \\ & \quad \cdot \text{sgn}(\dot{s}(t))], [\dot{s} < 0 \wedge s(t) < s_N] \\ & + [c_{HS} \Delta s_{max}(t) + d_{HS} \Delta \dot{s}_{max}(t)], [s(t) \geq s_{max}] + 0, [s_{max} > s(t) > s_{min}] \\ & \quad + [c_{HS} \Delta s_{min}(t) + d_{HS} \Delta \dot{s}_{min}(t)], [s(t) \leq s_{min} \leq 0] \\ & \quad + [\text{sgn}(\dot{s}(t)) (|F_{EN,min}| + c_{EN}(s_{E2} - s(t)))], [s_{E1} \leq s(t) \leq s_{E2}] \\ & \quad + 0, [s_{E2} < s(t) < s_{E3}] \\ & \quad + [-\text{sgn}(\dot{s}(t)) (|F_{EN,min}| + c_{EN}(s(t) - s_{E3}))], [s_{E3} \leq s(t) \leq s_{E4}] \end{aligned} \quad (A.54)$$

Wobei die Terme $(s_{cri} < s(t) < s_{cri})$, $[\dot{s} \geq 0 \wedge s(t) < s_{mid}]$ und Weitere Eins ergeben wenn die Bedingung erfüllt ist, ansonsten sind sie Null. Der Koeffizient Δs_{min} ist die Positionsdifferenz zur Anfangsposition des Kolbens ($\Delta s_{min}(t) = s(t) - s_{min}$) und der Koeffizient Δs_{max} ist die Positionsdifferenz zur Endposition des Kolbens, $\Delta s_{max}(t) = s(t) - s_{max}$.

A.11 Zusätzliche Fehler-Symptom-Tabellen

Tabelle A.2: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für seriengeschaltete Teilmodelle des Gassenaktuators:

	$S_{pSel,Hi}$	$S_{pSel,Lo}$	$S_{sSel,Hi}$	$S_{sSel,Lo}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	+/-	-	+	-
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	+/-	--	+	--
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	-	+	-
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	--	+	--
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	0	0	0	+
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	--	0	0	+
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	-	0	-
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	--	0	--
Gebrochene Rückstellfeder, F_6	0	0	-	+

Tabelle A.3: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für seriengeschaltete Teilmodelle des Gangaktuators:

	$S_{pSel,Hi}$	$S_{pSel,Lo}$	$S_{sSel,Hi}$	$S_{sSel,Lo}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	+	+	0	0
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	++ / --	++ / --	++ / --	++ / --
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	--	0	0
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	--	++	++
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	0	0	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	--	0	0	0
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	-	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	--	0	0

Tabelle A.4: Fehler-Symptom-Tabelle der Flächenberechnung des Gassenaktuators:

	$A_{pSel,Hi}$	$A_{pSel,Lo}$	$A_{sSel,Hi}$	$A_{sSel,Lo}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	-	-	-	-
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	-	-	--	--
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	-	-	-
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	-	-	--	-
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	-	0	-	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	--	0	--	0
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	-	0	-
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	--	0	--
Gebrochene Rückstellfeder, F_6	0	0	+	+

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

Tabelle A.5: Fehler-Symptom-Tabelle der Flächenberechnung des Gangaktuators:

	$A_{p_{Gea,Hi}}$	$A_{p_{Gea,Lo}}$	$A_{s_{Gea,Hi}}$	$A_{s_{Gea,Lo}}$
Leicht undichte Kolbenmanschette, F_3	++	–	0	0
Stark undichte Kolbenmanschette, F_3	++	--	--	--
Kleine Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	--	+	–
Große Verstopfung Druckluftzuleitung, F_4	--	--	++	--
Kleine Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	–	0	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Hi, F_5	--	0	0	0
Kleine Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	–	0	0
Große Leckage Druckluftkammer Lo, F_5	0	--	0	0

Tabelle A.6: Fehler-Symptom-Tabelle der Paritätsgleichungen für die Getriebelamellenbremse und das mechanische Getriebe:

	$S_{p_{Tbr}}$	$S_{\omega_{LS}}$
Verschlossene Bremslamellen, F_7	0	NN
Kleine Verstopfung Luftzuleitung, F_{10}	–	NN
Große Verstopfung Luftzuleitung, F_{10}	–	NN
Kleine Verstopfung Luftableitung, F_{10}	+	NN
Große Verstopfung Luftableitung, F_{10}	++	NN
Kleine Leckage Druckluftkammer, F_{11}	--	NN
Große Leckage Druckluftkammer, F_{11}	--	NN
Positionsveränderung VGW-Sensor, F_{15}	0	NN

Symbolbeschreibung: [0]: Keine Auswirkung; [+/-]: pos./neg. Änderung ohne signifikante Unterscheidung; [+ + / - -]: pos./neg. Änderung mit signifikanter Unterscheidung; [NN]: No Number

A.12 Ergänzung zur Diagnoseroutine des Splitmoduls

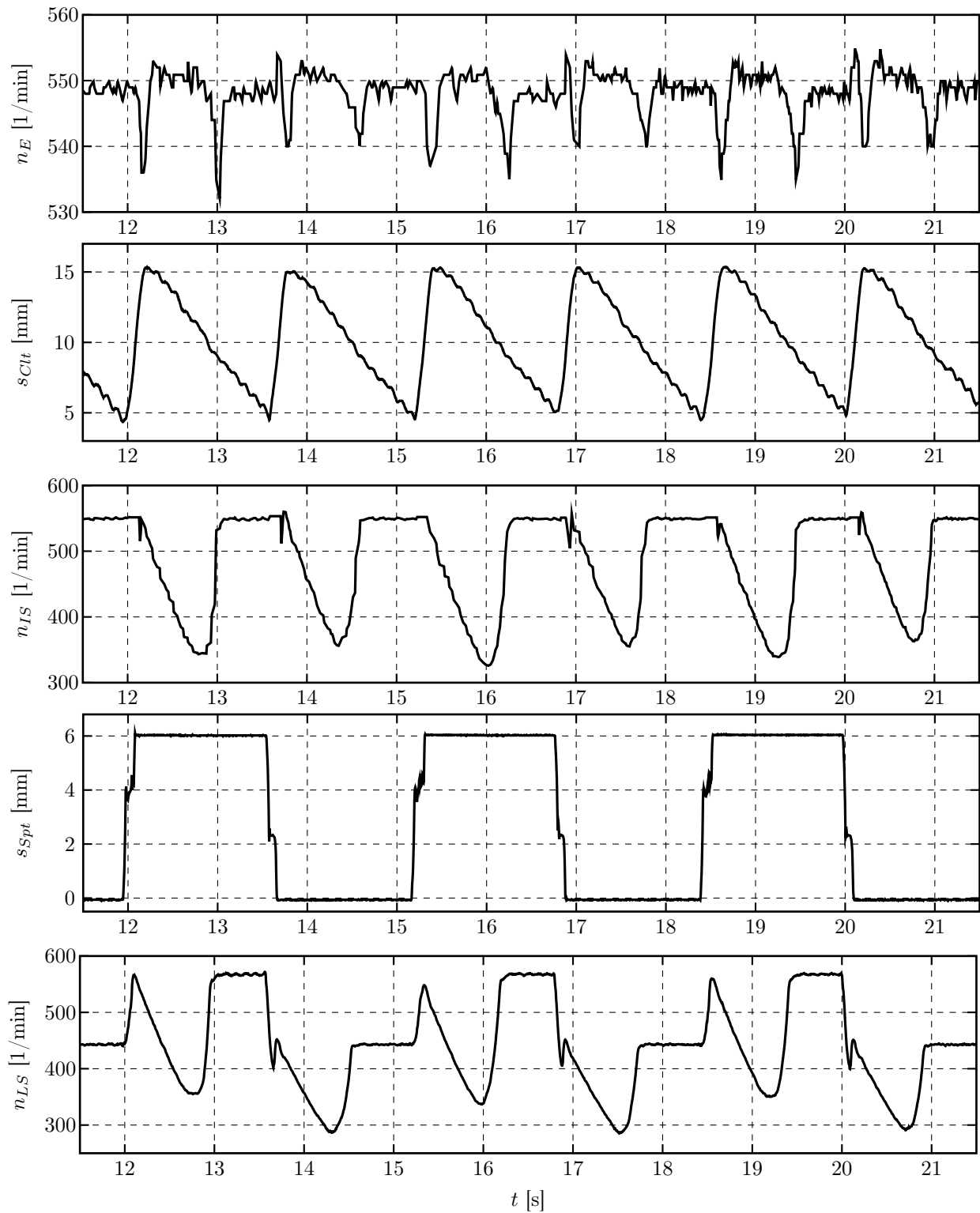


Bild A.8: Messungen bei der Diagnoseroutine des Splitmoduls

Literaturverzeichnis

- [1] ADAC, TRUCKSERVICE: *In Deutschland stehen LKW's im Pannenfall am kürzesten.* TRUCKtuell - Der Newsletter des ADAC TruckService, 2:3, 2012.
- [2] ADAC, TRUCKSERVICE: *Reifenschäden führen LKW-Pannenstatistik 2011 an.* TRUCKtuell - Der Newsletter des ADAC TruckService, 1:1, 2012.
- [3] AHERWAR, A. und S. KHALID: *Vibration Analysis Techniques for Gearbox Diagnostic: A Review.* International Journal of Advanced Engineering Technology, 3(2), 2012.
- [4] ALFES, S., R. ISERMANN und A. VON QUERFURTH: *Fehlererkennung für ein automatisiertes Getriebe in schweren Nutzfahrzeugen.* In: *Diagnose in mechatronischen Fahrzeugsystemen*, Band 8, Dresden, 2014.
- [5] ALFES, S., A. VON QUERFURTH, H. RAISER und F. NIEHAUS: *Interactive flexible Remote Diagnosis.* ATZelektronik, Springer Verlag, 4:66 – 69, 2014.
- [6] APPEL, W. und T. DUNKE: *Elektrik- / Elektronikarchitektur des neuen Mercedes-Benz Actros.* VDI-Berichte Nr. 1760: Nutzfahrzeuge, 2003.
- [7] ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B., P. DUPONT und C. CANUDAS DE WIT: *A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction.* Automatica, Seiten 1083 – 1138, 1994.
- [8] BATAUS, M.V., A.N. MACIAC, M. OPREAN und N. VASILIU: *Real time simulation of complex automatic transmission models.* In: *Virtual Powertrain Creation*, 2010.
- [9] BATAUS, M.V. und N. VASILIU: *Modeling of a Dual Clutch Transmission for Real-Time Simulation.* U.P.B. Scientific Bulletin, 74(2):251 – 264, 2012.
- [10] BEARINGPOINT: *Global Automotive Warranty Survey Report*, 2007.
- [11] BLANKE, M., M. KINNAERT, J. LUNZE und M. STAROSWIECKI: *Diagnosis and Fault-Tolerant Control.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [12] BLIMAN, P.-A. und M. SORINE: *Easy-to-use realistic dry friction models for automatic control.* In: *3rd European Control Conference*, Seiten 3788 – 3794, 1995.
- [13] BUSSHARDT, J.: *Selbsteinstellende Feder-Dämpfer-Systeme für Kraftfahrzeuge.* 12. VDI-Verlag, 1995.
- [14] CAI, Y., Y. HE, A. LI, J. ZHAO und T. WANG: *Application of Wavelet to Gearbox Vibration Signals for Fault Detection.* In: *Advanced Computer Control (ICACC)*, Band 4, Seiten 441 – 444, 2010.

- [15] CANTONI: *General purpose 3-phase induction motors - Totally enclosed motors IP 55*. Technischer Bericht, Cantoni Group, 2012.
- [16] CANUDAS DE WIT, C., H. OLSSON, K. J. ÅSTRÖM und P. LISCHINSKY: *A new model for control of systems with friction*. IEEE Transactions on Automatic Control, 40:419 – 425, 1995.
- [17] CHEN, J. und R.J. PATTON: *Robust Model-Based Fault Diagnosis for Dynamic Systems*. Kluwer Academic, Boston, 1999.
- [18] CHEN, Q., Q. AHMED und G. RIZZONI: *Sensor Placement Analysis for Fault Detectability and Isolability of an Automated Manual Transmission*. Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference, 2014.
- [19] CHEN, Q., Q. AHMED, G. RIZZONI, E. FRISK und H. ZHAI: *Model-Based Fault Diagnosis of an Automated Manual Transmission Shifting Actuator*. IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes, 2015.
- [20] CLEVER, S.: *Model-based Fault Detection and Diagnosis for a Common Rail Diesel Engine*. Dissertation, TU-Darmstadt, 2010.
- [21] DAHL, P.: *A solid friction model*. Technischer Bericht, The Aerospace Corporation, 1968.
- [22] DAIMLER, AFTER SALES SERVICE ENGINEERING TRUCKS: *Einführung Elektronische Antriebssteuerung II mit Mercedes PowerShift G 241/G280 Typ 930-934*. Technische Informationsbroschüre. Daimler AG, 2005.
- [23] DAIMLER, TG/LPE: *Mercedes-Benz Getriebesysteme - Getriebesysteme für Busse und Nutzfahrzeuge EURO VI*. Technischer Bericht, Mercedes-Benz, 2013.
- [24] DEMIR, O.: *Simulation einer Nutzfahrzeugumgebung für einen Getriebeprüfstand*. Masterarbeit, TH Karlsruhe, 2007.
- [25] DING, S.X.: *Model-based Fault Diagnosis Techniques*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [26] DRESIG, H.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001.
- [27] DRESIG, H., F. HOLZWEISSIG und L. ROCKHAUSEN: *Maschinendynamik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. 7. Auflage.
- [28] DRIANKOV, D., H. HELLENDORRN und M. REINFRANK: *An Introduction to Fuzzy-Control*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996.
- [29] FISCHER, D.: *Fehlererkennung für mechatronische Fahrwerksysteme*. Dissertation, TU-Darmstadt, 2005.

- [30] FLOHR, G.: *A contribution to model-based fault diagnosis of electro-pneumatic shift actuators in commercial vehicles*. Dissertation, TU-Kaiserslautern, 2012.
- [31] FÖRSTNER, D., R. WEBER und J. LUNZE: *Diagnose eines Diesel-Einspritzsystems mit ereignisdiskreten Modellen*. *Automatisierungstechnische Praxis*, 45:73 – 79, 2003.
- [32] FRANK, P.M.: *Diagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik*. In: *at - Automatisierungstechnik*, Band 42, Seiten 47 – 64, 1994.
- [33] FREYERMUTH, B.: *Wissensbasierte Fehlerdiagnose am Beispiel eines Industrieroboters*. Dissertation, TU-Darmstadt, 1993.
- [34] GELLER, W.: *Thermodynamik für Maschinenbauer*. Springer-Verlag, 2006.
- [35] GERTLER, J.: *Fault Detection and Diagnosis in Engineering Systems*. Marcel Dekker, 1998.
- [36] GRIESSER, M.: *Verfahren und Vorrichtung zur Erkennung eines Druckverlustes von Reifen in Kraftfahrzeugen und dessen/deren Verwendung*. In: *Europäisches Patent WO 2001/010658*. Patentinhaber: Continental Teves AG, 2002.
- [37] GROTE, K.H. und J. FELDHUSEN: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [38] GRUHLE, W.D.: *Steuerung und Regelung von Automatikgetrieben*. In: ISERMANN, R. (Herausgeber): *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Vieweg und Teubner Verlag, 2010.
- [39] GÜHMANN, C.: *Einsatz der Simulation in der Applikation und im automatisierten Test von Getriebesteuerungen*. In: *IIR Tagung Getriebeelektronik, Regensburg*, 2003.
- [40] GUZZELLA, L. und A. SCIARRETTA: *Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and Optimization*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [41] HAESSIG, D. A. und B. FRIEDLAND: *On the modelling and simulation of friction*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, Seiten 354 – 362, 1991.
- [42] HAJ-FRAJ, A. und F. PFEIFFER: *Dynamic Modeling and Analysis of Automatic Transmissions*. In: *Advanced Intelligent Mechatronics*, Seiten 1026 – 1031, 1999.
- [43] HAN-XIN, C. und M.J. ZUO: *Fault Detection of Gearbox with Vibration Signal Analysis by a linear Combination of Adaptive Wavelets*. In: *Wavelet Analysis and Pattern Recognition (ICWAPR)*, Seiten 340 – 345, 2009.
- [44] HARNOY, A. und B. FRIEDLAND: *Dynamic friction model of lubricated surfaces for precise motion control*. Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 1993.

- [45] HÖFLING, T.: *Methoden zur Fehlererkennung mit Parameterschätzung und Paritätsgleichungen*. Dissertation, Darmstadt, 1996.
- [46] ISERMANN, R.: *Process fault detection based on modelling and estimation method - A3 survey*. *Automatica*, 20:387 – 404, 1984.
- [47] ISERMANN, R.: *Supervision, Fault-Detection and Fault-Diagnosis Methods*. *Control Engineering Practise*, 5:639 – 652, 1997.
- [48] ISERMANN, R.: *On Fuzzy Logic Applications for Automatic Control, Supervision, and Fault Diagnosis*. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, 28(2):221 – 235, 1998.
- [49] ISERMANN, R.: *Fault-Diagnosis Systems - An Introduction from Fault Detection to Fault Tolerance*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [50] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme-Grundlagen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, TU Darmstadt, 2008. 2. Auflage.
- [51] ISERMANN, R.: *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe: Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe*. Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
- [52] ISERMANN, R.: *Fault-Diagnosis Applications*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [53] ISERMANN, R. und P. BALLÉ: *Trends in the Application of Model-Based Fault Detection and Diagnosis of Technical Processes*. *Control Eng. Practice*, 5(5):709 – 719, 1996.
- [54] ISERMANN, R. und M. MÜNCHHOF: *Identification of Dynamic Systems*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [55] ISERNHAGEN, H. und C. GÜHMANN: *Modelling of a Double Clutch Transmission with an Appropriate Controller for the Simulation of Shifting Processes*. In: *The Modelica Association*, Seiten 333 – 339, 2008.
- [56] JINGWEI, G., P. ZHANG, B. LIU und Z. XIE: *An Integrated Fault Diagnosis Method of Gearboxes Using Oil Analysis and Vibration Analysis*. In: *Electronic Measurement and Instruments, ICEMI*, Seiten 371 – 374, 2007.
- [57] JOACHIM, C.: *Optimierung des Schaltprozesses bei schweren Nutzfahrzeugen durch adaptive Momentenführung*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2010.
- [58] JUANG, J.N.: *Applied System Identification*. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1994.
- [59] KAHRAMAN, A. und G.W. BLANKENSHIP: *Experiments on Nonlinear Dynamic Behavior of an Oscillator with Clearance and Periodically Time-Varying Parameters*. *Journal of Applied Mechanics*, 64:217 – 226, 1997.

- [60] KARNOPP, D.: *Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic systems*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Seiten 100 – 103, 1985.
- [61] KIMMICH, F.: *Modellbasierte Fehlererkennung und Diagnose der Einspritzung und Verbrennung von Dieselmotoren*. Dissertation, TU-Darmstadt, 2004.
- [62] KLEIN, O.: *Hysteresis operators for vector-valued inputs and their representation by functions on strings*, 2011.
- [63] KOKES, M., A. VON QUERFURTH und S. ALFES: *Intelligent Remote Diagnosis - Is the Quality of the Workshop Diagnosis achievable?* In: *VDI Berichte*. VDI-Verlag Düsseldorf, 2012.
- [64] KORBICZ, J., J.M. KOSCIELNY, Z. KOWALCZUK und W. CHOLEWA: *Fault Diagnosis - Models, Artificial Intelligence, Applications*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004.
- [65] KÜCÜKAY, F.: *Dynamik der Zahnradgetriebe*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1987.
- [66] KUSCHEL, J., H. FAGRELL und C.J. ANDERSSON: *A Prototype for Remote Vehicle Diagnostics*. In: *Mobile Human-Computer Interaction*, Band 3160, Seiten 361 – 365. Springer Berlin Heidelberg, 2004.
- [67] LEBOLD, M., K. MCCLINTIC und R. CAMPBELL: *Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics*. In: *Machinery Failure Prevention Technology*, Band 54, Seiten 623 – 634, 2000.
- [68] LIU, Z., T. HE und G. JIANG: *Analysis of Wavelet Envelope Spectrum to Vibration Signal in the Gearbox*. In: *Electrical and Control Engineering (ICECE)*, Seiten 3594 – 3596, 2010.
- [69] MERTINS, A.: *Signaltheorie - Grundlagen der Signalbeschreibung, Filterbänke, Wavelets, Zeit-Frequenz-Analyse, Parameter- und Signalschätzung*. Vieweg und Teubner, 1996.
- [70] MEYER, M.: *Signalverarbeitung - Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*. Friedr. Vieweg und Sohn Verlag, 2006.
- [71] MINXUE, C., H. KOLUENBACH und O. OHLISCHLÄGER: *Charakterisierung kompressibel durchströmter Widerstandsnetze*. In: *O + P, Ölhydraulik und Pneumatik*, 30(12), 1986.
- [72] MOSELER, O.: *Mirkocontrollerbasierte Fehlererkennung für mechatronische Komponenten am Beispiel eines elektromechanischen Stellantriebs*. Dissertation, TU-Darmstadt, 2001.
- [73] MÜNCHHOF, M. und R. ISERMANN: *Comparision of change detection methods for a residual of hydraulic servo-axis*. Proceedings of the 16th IFAC World Congress, Seiten 317 – 322, 2005.
- [74] NAUNHEIMER, H., B. BERTSCHE und G. LECHNER: *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. 2. Auflage.

- [75] NELLES, O.: *Nonlinear System Identification*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001.
- [76] NELLES, O., O. HECKER und R. ISERMANN: *Automatic model selection in local linear model trees (LOLIMOT) for nonlinear system identification of a transport delay process*. Proceedings of the 11th IFAC Symposium on System Identification, 1997.
- [77] NIEHAUS, F.: *Kulturunabhängige Humanparameter für intuitive Benutzerschnittstellen*. VDI-Berichte, 2188:105 – 126, 2013.
- [78] NYBERG, M.: *Model Based Fault Diagnosis - Methods, Theory, and Automotive Engine Applications*. Dissertation, Linköpings University, 1999.
- [79] OLSSON, H.: *Control Systems with Friction - Automatic Control*, 1996.
- [80] OLSSON, H., K. J. ÅSTRÖM, M. GÄFVERT, C. CANUDAS DE WIT und P. LISCHINSKY: *Friction models and friction compensation*. European Journal of Control, Seite 176, 1998.
- [81] OTTER, M., M. DEMPSEY und C. SCHLEGEL: *Package PowerTrain: A Modelica library for modeling and simulation of vehicle power trains*. Modelica Workshop 2000 Proceedings, Seiten 22 – 32, 2000.
- [82] PEDRYCZ, W.: *Fuzzy control and fuzzy systems*. Electronic & electrical engineering research studies: Control theory and applications. Research Studies Press, 1993.
- [83] PESOTSKI, D.: *Echtzeit-Kompensation von komplexen hysteres- und kriechbehafteten Nichtlinearitäten am Beispiel von Festkörperaktoren*. Logos Verlag Berlin, 2011.
- [84] PETER, K.: *Parameteradaptive Regelalgorithmen auf der Basis zeitkontinuierlicher Prozessmodelle*. Dissertation, TU Darmstadt, 1993.
- [85] PFEIFFER, K.: *Fahrsimulation eines Kraftfahrzeuges mit einem dynamischen Motorenprüfstand*. Dissertation, TU Darmstadt, 1997.
- [86] PFEUFER, T.: *Modellgestützte Fehlererkennung und Diagnose am Beispiel eines Kraftfahrzeugaktors - Methoden zur Fehlererkennung mit Parameterschätzung und Paritätsgleichungen*. Dissertation, TU-Darmstadt, 1999.
- [87] PRESTL, W.: *Zahnhämmern in Rädertrieben von Dieselmotoren*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991. Fortschrittsberichte Reihe 11 (145).
- [88] REUSCH, B.: *Fuzzy-Logik - Theorie und Praxis*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1994.
- [89] RINDERKNECHT, S., B. BLANKENBACH und S. MÜLLER: *Simulation von Schaltvorgängen bei automatisierten Schaltgetrieben, Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik - Modellierung, Simulation und Beurteilung von Fahrzeugantrieben*. Expert Verlag, 2000.

- [90] ROT, I., D.F. PLÖGER und S. RINDERKNECHT: *Investigation of Black Box Modeling Approaches for Representation of Transient Gearshift Processes in Automotive Powertrains with Automatic Transmission*. In: *SAE 2015 World Congress & Exhibition*, April 2015.
- [91] SCHAEFFLERKG: *INA-Schiebemuffen-Einheit*. Technischer Bericht, Schaffler Gruppe Automotive, 2006.
- [92] SCHWARTE, A.: *Modellbasierte Fehlererkennung und Diagnose eines Ansaug- und Abgassystems von Dieselmotoren*. Dissertation, TU-Darmstadt, 2006.
- [93] SOMMER, N.: *Fault Code Listing for ZF WG110 Transmission*. Technischer Bericht, ZF Friedrichshafen, 1997.
- [94] STRIBECK, R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Zeitschrift des VDI, 46:(38,1341–1348), 1902.
- [95] VOGT, M.: *Weiterentwicklung von Verfahren zur Online-Parameterschätzung und Untersuchung von Methoden zur Erzeugung zeitlicher Ableitungen*. Diplomarbeit, TU Darmstadt, 1998.
- [96] WANG, X. und V. MAKIS: *Autoregressive model-based gear shaft fault diagnosis using the Kolmogorov-Smirnov test*. *Journal of Sound and Vibration*, 327:413 – 423, 2009.
- [97] WEISPFENNING, T.: *Fault Detection and Diagnosis of Components of the Vehicle Vertical Dynamics*. *Meccanica*, 32(5):459 – 472, 1997.
- [98] WOLFF, F.: *Konsistenzbasierte Fehlerdiagnose nichtlinearer Systeme mittels Zustandsmengenbeobachtung*. Dissertation, KIT-Karlsruhe, 2010.
- [99] WOLFRAM, A.: *Komponentenbasierte Fehlerdiagnose industrieller Anlagen am Beispiel frequenzumrichter gespeister Asynchronmaschinen und Kreiselpumpen*. Dissertation, TU-Darmstadt, 2002.
- [100] WYMAN, OLIVER: *Analyse Connected Trucks*, 2012.
- [101] WYMAN, OLIVER, EUROPE NET und PLEON: *Study European Truck Customer 2010*, 2010.
- [102] YAGER, R.R. und D.P. FILEV: *Essentials of Fuzzy Modeling and Control*. A Wiley-Interscience publication. Wiley, 1994.
- [103] YAHYA, S.M.: *Fundamentals of Compressible Flow*. New Age International Publisher, 1982. 3. Auflage.
- [104] YANG, S., W. LI, H. ZHEN und XIANG F.: *Intelligent Condition Monitoring and Fault Diagnosis of a Gearbox based on Artificial Neural Network*. In: *Electronic Measurement and Instruments, ICEMI*, Seiten 560 – 564, 2007.

-
- [105] YOUSIF, L., I. ROT, J. PILLAS, F. KIRSCHBAUM und S. RINDERKNECHT: *Development of a Modular Nonlinear Automotive Powertrain Model? Analysis and Evaluation of a Shift Process of an Automatic Transmission with Different Model Configurations*. In: *Simulation and Testing for Automotive Electronics V*, Seiten 31 – 45, Berlin, Mai 2014. Expert Verlag.
- [106] ZANTEN, A. VAN: *FDR - Die Fahrtdynamikregelung von Bosch*. Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, 96(11), 1994.
- [107] ZIEGLER, P., P. EBERHARD und B. SCHWEIZER: *Impact Studies of Gears in Combustion Engine*. In: *Symposium on Multiscale Problems in Multibody System Contacts*, Seiten 242 – 256. Springer, 2007.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Sebastian Alfes
Geburtsdatum/-ort 26. Juni 1984 in Lennestadt

Schulbildung

2000 Fachoberschulreife, St. Barbara Realschule in Lennestadt
2002 – 2004 Fachhochschulreife, Rahel Varnhagen Abend-Gymnasium in Attendorn

Hochschulbildung

2004 – 2008 Diplomstudium der Elektrotechnik an der Hochschule Bochum,
Vertiefungsrichtung Automatisierungstechnik
2008 – 2011 Masterstudium der Elektrotechnik an der Ruhr Universität Bochum,
Vertiefungsrichtung Automatisierungstechnik

Berufstätigkeit

2000 – 2004 Berufsausbildung zum Energieelektroniker Betriebstechnik
bei der LEWA Attendorn GmbH in Attendorn
2004 Energieelektroniker bei der Mennekes GmbH in Kirchhundem
2008 – 2010 Projektingenieur eines von der Europäischen Kommission geförderten TEMPUS
MEDA Projekts an der Hochschule Bochum
2011 – 2014 Doktorand bei der Daimler AG Trucks Vorentwicklung Stuttgart-Untertürkheim,
in Kooperation mit dem Institut für Automatisierungstechnik der
TU Darmstadt bei Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
seit 2015 Projektingenieur im Global Engineering Management
der BASF Coatings GmbH in Münster