

Editor: Clemens Gühmann

Jan Röper

Entwicklung eines virtuellen Getriebeprüfstands



Jan Röper

Entwicklung eines virtuellen Getriebeprüfstands

Die Schriftenreihe *Advances in Automation Engineering*
wird herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann.

Jan Röper

**Entwicklung eines virtuellen
Getriebeprüfstands**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.dnb.de> abrufbar.

Universitätsverlag der TU Berlin, 2017

<http://verlag.tu-berlin.de>

Fasanenstr. 88, 10623 Berlin

Tel.: +49 (0)30 314 76131 / Fax: -76133

E-Mail: publikationen@ub.tu-berlin.de

Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss., 2017

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Steven X. Ding

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Michael Lindemann

Die Arbeit wurde am 21. Februar 2017 an der Fakultät IV unter Vorsitz von Prof. Dr. habil. Odej Kao erfolgreich verteidigt.

Diese Veröffentlichung ist unter der CC-Lizenz CC BY lizenziert.

Lizenzvertrag: Creative Commons Namensnennung 4.0

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Umschlagfoto: Johannes Gaigl | Getriebe | 2007 | CC BY 4.0

Druckerei: docupoint GmbH

Satz/Layout: Jan Röper

ISBN 978-3-7983-2951-5 (print)

ISBN 978-3-7983-2952-2 (online)

ISSN 2509-8950 (print)

ISSN 2509-8969 (online)

Zugleich online veröffentlicht auf dem institutionellen Repository der Technischen Universität Berlin:

DOI 10.14279/depositonce-6073

<http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-6073>

Danksagung

Diese Arbeit ist während meiner Zeit als Doktorand bei der Daimler AG in der Technologiefabrik Powertrain entstanden. Die Betreuung an der TU Berlin erfolgte durch Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann, dem ich für die ungezwungenen Diskussionen und Ratschläge zutiefst danke. Die Möglichkeit, als externer Doktorand Zeit am Institut zu verbringen, habe ich ebenso genossen, wie den Austausch mit den Kollegen.

Prof. Dr.-Ing. Steven X. Ding und Prof. Dr.-Ing. Michael Lindemann danke ich für die Übernahme der Gutachten und das Interesse an meiner Arbeit. Für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danke ich Prof. Dr. habil. Odej Kao.

Meinem Betreuer bei der Daimler AG Dr. rer. nat. Jörn Göres gilt mein besonderer Dank für die vielen fachlichen Diskussionen und die Freiheiten, die mir während der Anfertigung dieser Arbeit gewährt wurden. Durch seine effektive und lösungsorientierte Herangehensweise im Arbeitsalltag wurde die Umsetzung der Arbeit in dieser Form erst möglich. Den Kollegen aus meinem Team und den Werkstätten danke ich für die geduldige Beantwortung all meiner Fragen und die Unterstützung bei der Durchführung zahlreicher Messreihen sowie bei der Bedienung von Prüfstand und Prüfsoftware.

Besonderer Dank gilt den engagierten studentischen Mitarbeitern, die ich betreuen durfte. Durch Ihre Aufgeschlossenheit und Kreativität habe ich viel gelernt. Für den offenen Austausch beim Thema Getriebemodellierung danke ich Dr.-Ing. Jürgen Srnik und Emanuel Chrisofakis. Dr. Andreas Junghanns und den Mitarbeitern der Firma QTronic verdanke ich einen tiefen Einblick in die Steuergerätesimulation und danke für die fruchtbare Zusammenarbeit.

Für den nötigen Halt am Montagabend danke ich Kristin, Andreas und Johannes. Meiner Frau Christine danke ich für den unverzichtbaren Kontrast zur Arbeit und die Unterstützung in sprachlichen Fragen.

Abstract

The demand for quality and safety tests at the production of automatic transmissions increases with their growing complexity. As a result, end-of-line tests are carried out automatically on test benches, which are used to stimulate and assess the characteristics of the test object. The development of test automation and test procedures is constrained by the availability of test object and test bench during the product development phase. A detailed evaluation of the test system performance can only be carried out close to the commissioning of the production line. The same applies to updates of the test system, which can only be tested during live operation of the production.

To ease this bottleneck, a virtual test bench, which allows independent, thorough testing, is introduced. The virtual test bench consists of models of the test bench and the automatic transmission. The resulting setup can be compared to a hardware-in-the-loop system. The test automation software is the test object, which is executed on the original hardware, while test bench and automatic transmission are simulated separately. The virtual test bench also shows characteristics of a software-in-the-loop system, since it incorporates a simulation of the relevant transmission control unit software and the logic of the test bench programmable logic controller.

The virtual test bench uses the same interfaces for the communication with the test automation as the real test bench. Therefore, a preliminary commissioning can be carried out to reduce the effort at the production site. A reconfiguration of the test automation after transfer to the production site is not necessary, which eliminates potential errors.

The development of the virtual test bench is restricted by the availability of information during the product development process of the automatic transmission. However, information is typically available prior to hardware. The benefit of exploiting the available information is shown in this thesis. Models with different modeling depth are presented, which reflect the availability of information. With the resulting models typical tasks are carried out, which are representative for the development of an automatic test system for mechatronic systems. The tasks range from software tests and investigations on communication properties to the development of test methods for leakage in the transmissions hydraulic system. The ability and the limitations to assess the test system are shown for the different models. Potential model refinements and future applications of the virtual test bench are identified.

Kurzfassung

Um die korrekte Montage und Funktion von Automatgetrieben sicherzustellen, werden diese am Ende der Produktion geprüft. Diese Prüfung wird durch eine Prüfautomatisierung ausgeführt, die mit Hilfe von Prüfprogrammen die Qualität der Getriebe bewertet. Bei der Entwicklung von Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen stellt die Verfügbarkeit von Prüfstand und Prüfling eine Einschränkung dar. Insbesondere in frühen Phasen der Produktentstehung des Getriebes ist es nicht möglich das Verhalten des Prüfsystems zu testen.

Um die Abhängigkeit von Prüfstand und Prüfling zu verringern, wird ein virtueller Getriebeprüfstand entwickelt, der aus Modellen von Prüfstand und Getriebe besteht. Die Logik der Prüfstandssteuerung (Speicher Programmierbare Steuerung) sowie Fragmente der Steuergerätesoftware des Getriebes werden ebenfalls abgebildet. Das entwickelte System kann mit einem Hardware in the Loop Prüfstand verglichen werden. Die Prüfautomatisierung und die Prüfprogramme werden auf der Zielhardware ausgeführt und sind das Testobjekt. Der virtuelle Getriebeprüfstand hat auch Gemeinsamkeiten mit Software in the Loop Systemen, da Teile der Steuergerätesoftware und der Prüfstandssteuerung simuliert werden.

Für die Kommunikation zwischen Prüfautomatisierung und virtuellem Prüfstand werden die gleichen Schnittstellen wie in der Fertigung verwendet. Durch die Verwendung identischer Schnittstellen wird eine Vorabinbetriebnahme möglich, was zu verringertem Aufwand bei der Inbetriebnahme im Fertigungsbereich führt. Die erneute Konfiguration der Prüfautomatisierung in der realen Umgebung entfällt, wodurch potentielle Fehlerquellen ausgeschlossen werden.

Die Entwicklung von Modellen von Prüfstand und Getriebe wird von der Verfügbarkeit von Informationen beeinflusst. Informationen sind jedoch deutlich früher verfügbar als Getriebe und Prüfstände. In dieser Arbeit werden Modelle mit unterschiedlicher Detaillierung entwickelt, die die Verfügbarkeit von Informationen widerspiegeln. Mit den verschiedenen Modellen werden typische Aufgaben der Entwicklung von Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen bearbeitet. Die Aufgaben umfassen zum Beispiel Software- und Schnittstellentests für die eine geringe Detaillierung ausreicht. Als Beispiel für eine Aufgabe, die ein detailliertes Modell erfordert, wird ein Prüfverfahren für hydraulische Leckage entwickelt. Durch die Bearbeitung der Beispielaufgaben wird die Fähigkeit des virtuellen Prüfstands aufgezeigt den realen Prüfstand trotz der bestehenden Informationsabhängigkeit zu ersetzen. Potentiale für die Verbesserung der verwendeten Modelle, sowie zukünftige Anwendungsfälle für einen virtuellen Prüfstand werden aufgezeigt.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	vii
Abstract	ix
Kurzfassung	xi
Inhaltsverzeichnis	xiii
Abbildungsverzeichnis	xvii
Tabellenverzeichnis	xxi
Abkürzungsverzeichnis	xxiii
Symbolverzeichnis	xxv
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Forschungsfragen und Ziel der Arbeit	2
1.3 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen	5
2.1 EOL-Prüfung	5
2.1.1 Aufgaben der EOL-Getriebeprüfung	5
2.1.2 Aufbau eines Prüfsystems	5
2.1.3 Einbindung in die Produktionsinfrastruktur	6
2.2 Automatgetriebe für den Standardantrieb	7
2.2.1 Aufbau	7
2.2.2 Schaltelemente und Schaltungsablauf	8
2.2.3 Getriebehydraulik	11
2.2.4 Getriebesteuergerät	13
2.3 Modellbildung und Simulation	13
2.3.1 Hardware- und Software-in-the-Loop Simulation	13
2.3.2 Detaillierungsstufen der Modelle	14
2.3.3 Fehlermodellierung	16
2.3.4 Reibmodelle	18
2.3.5 Getriebemodelle in der Literatur	20
2.4 Zusammenfassung	21
3 Stand der Technik	23
3.1 HIL/SIL-Simulation in der Fahrzeugtechnik	23
3.2 Anlagensimulation	24

3.3	Virtueller Prüfstand	25
3.4	Zusammenfassung	25
4	EOL-Prüftechnik	27
4.1	Struktur der EOL-Prüftechnik	27
4.2	Absicherung der EOL-Prüftechnik	29
4.3	Abhängigkeit vom Produktentstehungsprozess des Getriebes	30
4.4	Auswahl der bearbeiteten Aufgaben	31
4.5	Realisierung der Simulationsumgebung	32
4.5.1	Simulation SPS	33
4.5.2	Steuergerätesimulation	34
4.6	Zusammenfassung	34
5	Statisches echtzeitfähiges Modell	37
5.1	Modellbildung	37
5.1.1	Modellstruktur	37
5.1.2	Statisches Modell elektrohydraulische Schaltplatte	37
5.1.3	Statisches Modell Getriebemechanik	39
5.1.4	Statisches Modell elektrische Prüfstandsantriebe	40
5.1.5	Validierung	40
5.2	Softwaretest Prüfautomatisierung	42
5.2.1	Auswahl der Tests	42
5.2.2	Umsetzung am virtuellen Prüfstand	42
5.3	Untersuchung Latenz und Jitter im Prüfsystem	47
5.3.1	Einfluss von Latenz und Jitter	47
5.3.2	Analytisches Verfahren	49
5.3.3	Messung	52
5.3.4	Vergleich zwischen Messverfahren und analytischem Verfahren	55
5.3.5	Bedeutung für die Entwicklung von Prüfverfahren und Prüfsystem	55
5.4	Zusammenfassung und Einsatzgrenze des Modells	56
6	Dynamisches echtzeitfähiges Modell	57
6.1	Modellbildung	57
6.1.1	Modellstruktur	57
6.1.2	Hybride Modellierung hydraulischer Kupplungsaktor	58
6.1.3	Robuste Modellierung Reibung in Lamellenkupplung	63
6.2	Test von Prüfprogrammen	71
6.2.1	Validierung Prüfprogramm	72
6.2.2	Dauertest Prüfprogramm	73
6.3	Erfassung streuender Messwerte	74
6.4	Entwicklung von Prüfverfahren	78
6.4.1	Beispiel Überschneidungsschaltung	78
6.4.2	Einfluss des virtuellen Prüfstands	82
6.5	Zusammenfassung und Einsatzgrenze des Modells	83
7	Detailliertes dynamisches Offline-Modell	85
7.1	Modellbildung	85
7.1.1	Nachnutzung physikalisches Modell für Dynamikuntersuchung	85
7.1.2	Ergänzung des physikalischen Modells	86

7.1.3	Modellierung der Grundleckage	88
7.1.4	Validierung	88
7.2	Entwicklung Prüfverfahren zur Leckagemessung	89
7.2.1	Experimenteller Aufbau	90
7.2.2	Betriebsstrategien für die Leckagemessung	90
7.2.3	Simulation mit Variation der Leckage	92
7.2.4	Abgleich mit Messdaten	94
7.2.5	Auswahl der geeigneten Betriebsstrategie	96
7.2.6	Temperatureinfluss Leckagesimulation	97
7.2.7	Entwicklung Temperaturkompensation	98
7.2.8	Wiederholgenauigkeit Temperaturkompensation reales Einzelge- triebe	105
7.2.9	Temperaturvariation reales Einzelgetriebe	106
7.2.10	Temperaturverhalten in der Serienprüfung	107
7.2.11	Leckagemessung in der Serienprüfung	107
7.2.12	Einflüsse auf die Reproduzierbarkeit der Leckagemessung	111
7.3	Zusammenfassung und Einsatzgrenze des virtuellen Prüfstands	111
8	Zusammenfassung und Ausblick	113
	Literaturverzeichnis	115
A	Zusätzliche Simulations- und Messergebnisse	125
A.1	Zusatzmessungen Latenz	125
A.2	Validierung echtzeitfähiges Modell	126
A.3	Validierung Arbeitsdruckregler detailliertes dynamisches Offline-Modell	128
A.4	Parametervariation Leckagesimulation mit Blende 8	129
A.5	Temperaturverlauf während der Prüfung	131
B	Technische Daten Volumenstrommessung Leckage	133

Abbildungsverzeichnis

1.1	Verfügbarkeit von Hardware und Information	2
1.2	Aufbau der Arbeit	3
2.1	Prüfsystem EOL-Getriebeprüfung	6
2.2	Prinzipdarstellung Kupplung	8
2.3	Qualitativer Druckverlauf Schaltelement beim Zu- und Abschalten	9
2.4	Kräfte am Kupplungskolben	9
2.5	Ansteuerung Kupplungsventile a) ohne, b) mit Überschneidung	10
2.6	Stribeckkurve	11
2.7	RMV mit den Anschlüssen Tank (T), Pumpe (P) und Kupplung (K)	11
2.8	Einfaches Hydrauliksystem	15
2.9	Simulationsergebnis für unterschiedliche Modelltypen	16
2.10	Blockdiagramm des dynamischen Modells mit Leckage	17
4.1	Absicherung der EOL-Prüftechnik	29
4.2	PEP mit Modellrealisierung 1. Statisches echtzeitfähiges Modell, 2. Dynamisches echtzeitfähiges Modell, 3. Detailliertes dynamisches Offline-Modell	31
4.3	Aufbau virtueller Prüfstand	32
5.1	Vereinfachter Hydraulikplan Kupplungsansteuerung	38
5.2	Modell Kupplungsansteuerung	39
5.3	Signalverlauf Schaltung a) Vorgabe Kupplungsstellsignal, b) Kupplungsdruck, c) Drehzahl	41
5.4	Ergebnis Test Speicherzunahme	43
5.5	Ablauf Softwaretest Wert setzen	44
5.6	Ablauf Softwaretest Warten	44
5.7	Ergebnis Softwaretest Zeitmessung und Warten a) 50 ms, b) 200 ms, c) 1000 ms	45
5.8	Ablauf zeitversetzte Messung Rampensignal in Parallelverzweigung	46
5.9	Signalverlauf und Messfehler durch Latenz a) Rampe, b) Schwingung	48
5.10	Aufwand und Detaillierung der Methoden zur Timingbewertung	49
5.11	Analyse Kommunikationspfad CAN	50
5.12	a) Wahrscheinlichkeit bei n gleichverteilten Zufallsvariablen, b) Verteilung nach Erfassung durch die Automatisierung bei $n = 3$	51
5.13	a) Messung Latenz Triggersignal über CAN, b) Messung Latenz Triggersignal über Profibus	53
5.14	Histogramm der Latenz a) analytisches Verfahren, b) Messung	55
6.1	Struktur echtzeitfähiges dynamisches Modell	58
6.2	Moore Automat für die Berechnung des statischen Kupplungsdrucks	59

6.3	Vergleich Druckverlauf a) und Kolbenposition b) aus Messung und Simulation	61
6.4	Schaltungsvarianten a) Druckverlauf, b) Position, c) Modellzustand	62
6.5	Druckverlauf bei Schaltung von a) Nullraildruck, b) Verzögerung nach 1 bar Restdruck	62
6.6	Druckverlauf bei Schaltungsabbruch mit unterschiedlicher Verzögerung . .	63
6.7	Reibmomentenverlauf a) real, b) modelliert	65
6.8	Reibexperiment Feder Masse	66
6.9	Modell zur Reibkraftbestimmung	66
6.10	Blockschaltbild Reibmodell mit Masse	67
6.11	Wurzelortskurve Masse mit Reibkontakt	68
6.12	Reibmodell, Reaktion auf Sprung und Reibkraft mit Hysterese	69
6.13	Simulationsergebnis Experiment a) Reibmodell mit PI-Regler, b) klassisches Reibmodell	70
6.14	Reproduzierbarkeit der Prüfung	73
6.15	Histogramm und berechnete Verteilungsdichte der Abweichung vom Mittelwert RDF-Niveau in der Fertigung	74
6.16	Häufigkeitsverteilung der Abweichung vom Mittelwert RDF-Niveau am virtuellen Prüfstand (ohne aufgeprägte Streuung)	75
6.17	Vorgabe und Messung streuende Druckwerte	76
6.18	Häufigkeitsverteilung Abweichung vom Solldruck a) mit Prüfautomatisierung, b) ohne Prüfautomatisierung	77
6.19	Ansteuerung Überschneidungsschaltung	79
6.20	Simulationsergebnis Kolbendruck während der Überschneidungsschaltung	79
6.21	Simulationsergebnis mechanische Größen während der Überschneidungsschaltung	80
6.22	Differenzdrehzahl Kupplungen Simulation a) 150 ms, b) 400 ms	81
6.23	Messung Kolbendruck während der Überschneidungsschaltung	81
6.24	Messung mechanische Größen während der Überschneidungsschaltung . .	82
7.1	Detailliertes dynamisches Offline-Modell (Ergänzungen: Druckversorgung und Antriebe)	86
7.2	Modell des Arbeitsdruckreglers	87
7.3	Validierung Schaltung a) Druck- und b) Drehzahlverlauf	89
7.4	Getriebe mit austauschbarer Blende 1 und Volumenstromzähler 2	91
7.5	Drehzahlverlauf mit Rampe I und Drehzahlniveau II und III	92
7.6	Druckverlauf bei Schaltung mit verschiedenen Blenden	93
7.7	Druckverlauf bei Simulation des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 7.5 mit verschiedenen Blenden	94
7.8	Vergleich Druckverlauf bei Drehzahlverlauf aus Abbildung 7.5 mit a) Blende 8, b) Blende 4 (Umschaltpunkte Schaltschieber im grau gefärbten Bereich)	95
7.9	Druck über Blendendurchmesser bei III	96
7.10	Volumenstrom über Blendendurchmesser bei III	97
7.11	Variation der Öltemperatur, Druck über Blendendurchmesser bei III . . .	98
7.12	Äquivalenter Leckdurchmesser in der Simulation	100
7.13	Temperaturkompensierter Druck in der Simulation mit R_Q^{sim}	101
7.14	R_Q Ergebnis Parametervariation Blende 4	104
7.15	d_{aeq} Ergebnis Parametervariation Blende 4	104

7.16	Δp Ergebnis Parametervariation Blende 4	105
7.17	Wiederholte Messung reales Einzelgetriebe	106
7.18	Gemessener und temperaturkompensierter Druck bei Variation der Temperatur	106
7.19	Histogramm von a) Temperatur und b) Prüfzeit in der Serie	108
7.20	Häufigkeitsverteilung Druckdifferenz zwischen Erst- und Wiederholungsprüfung a) ohne und b) mit Temperaturkompensation	110
7.21	Häufigkeitsverteilung Druck nach Temperaturkompensation für 2500 Erstprüfungen mit Zusatzmessungen modifiziertes Getriebe	110
A.1	Histogramm der Latenz, Messung mit Gateway	125
A.2	Messung Latenz mit Echtzeit-Trigger a) Simulation, b) reales Steuergerät	126
A.3	Druckverlauf bei Schaltung von a) Nullraildruck, b) Verzögerung nach 1 bar Restdruck in Simulation	127
A.4	Druckverlauf bei Schaltungsabbruch mit unterschiedlicher Verzögerung in Simulation	127
A.5	Validierung des Arbeitsdruckreglers Druck und Volumenstrom	128
A.6	R_Q Ergebnis Parametervariation Blende 8	129
A.7	d_{aeq} Ergebnis Parametervariation Blende 8	130
A.8	Δp Ergebnis Parametervariation Blende 8	130
A.9	Temperaturverlauf und zentrierter gleitender Mittelwert während der Prüfung	131

Tabellenverzeichnis

2.1	Getriebemodelle in der Literatur	20
4.1	SPS Sequenz Rüstprozess, grün = true, rot = false	33
5.1	Berechnung von Drehzahl und Drehmoment	41
5.2	Ergebnis zeitversetzte Messung (drei Wiederholungen) Rampensignal in Parallelausführung	46
6.1	Logiktablelle Zustandsübergänge Moore Automat	60
6.2	Validierung Kupplungsmodell	71
7.1	Mögliche Betriebsstrategien Prüfverfahren	92
7.2	Künstliche Leckage bei Sollarbeitsdruck 20 bar	93
7.3	Temperaturkompensation mit R_Q^{sim} und R_Q bei Blende 8	103
7.4	Einfluss Prüfungswiederholung auf Leckagemessung für vier Getriebe . . .	108
B.1	Technische Daten Volumenstromsensor und Analogausgabe	133

Abkürzungsverzeichnis

AMT Automated Manual Transmission

AT Automatic Transmission

DCT Dual Clutch Transmission

DSP Digitale Signalprozessoren

EOL End-of-Line

HIL Hardware-in-the-Loop

MT Manual Transmission

PEP Produktentstehungsprozesses

RMV Regelmagnetventil

SIL Software-in-the-Loop

SPS Speicherprogrammierbare Steuerung

Symbolverzeichnis

α	Blendenfaktor	-
α	Signifikanzniveau χ^2 -Anpassungstest	-
η	Dynamische Viskosität	mPas
η_{vol}	Volumetrischer Wirkungsgrad der Ölpumpe	-
μ	Mittelwert der Verteilung	-
μ	Reibkoeffizient	-
ν	Kinematische Viskosität	mm ² /s
ν	Kennzahl zur Bewertung des Jitter	-
ν_{CAN}	Kennzahl zur Bewertung des Jitter CAN-Bus	-
ν_{PB}	Kennzahl zur Bewertung des Jitter Profibus	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung Verzögerungen	ms
A	Kolbenfläche	m ²
A_{k1}	Ansteuersignal Kupplungsventil 1	-
A_{k2}	Ansteuersignal Kupplungsventil 2	-
A_k/A_0	Normiertes Ansteuersignal Kupplungsventil	-
a_{rel}	Relativbeschleunigung	m/s ²
c	Federkonstante	N/m
C_p	Prozessfähigkeit	-
c_{AD}	Ansteuerung Arbeitsdruck	A
c_k	Ansteuerung Kupplung	A
d	Durchmesser	m
d_{aeq}	Äquivalenter Leckdurchmesser	mm
d_{aeq}^{sim}	Äquivalenter Leckdurchmesser aus Simulation	mm
d_{aeq}^T	Äquivalenter Leckdurchmesser bei bel. Temperatur	mm
d_B	Durchmesser Blende	mm
d_D	Durchmesser Drossel	mm
F_c	Federkraft	N
F_H	Im Haftzustand maximal zulässige Kraft	N
F_L	Kontaktkraft zwischen Kolben und Lamellenpaket	N
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibkraft	N
F_{slip}	Reibkraft im Gleitzustand	N
F_{stick}	Maximale Haftkraft Reibkontakt	N

h	Rechenschrittweite	s
i	Mechanische Übersetzung	-
$i_{\text{Ist}}^{\text{dyn}}$	Istwert Übersetzung im dynamischen Zustand	-
$i_{\text{Ist}}^{\text{stat}}$	Istwert Übersetzung im statischen Zustand	-
i_{P}	Übersetzung zwischen Getriebeeingangswelle und Ölpumpe	-
i_{Soll}	Sollwert Übersetzung	-
I_{Ist}	Iststrom Aktuator	A
I_{Soll}	Sollstrom Aktuator	A
K_{B1}	Überblendungsfaktor erstes PT2-Element	-
K_{B2}	Überblendungsfaktor zweites PT2-Element	-
K_{PI}	Verstärkung PI-Regler	-
K_m	Übertragungsfunktion Masse	kg ⁻¹
l	Länge	m
m	Anzahl der möglichen diskreten Verzögerungen	-
m	Masse	kg
M_{Ab}	Drehmoment Abtriebswelle Getriebe	Nm
M_{An}	Drehmoment Antriebswelle Getriebe	Nm
M_{cap}	Kupplungskapazität (Drehmoment)	Nm
M_{Schlepp}	Schleppmoment Gesamtgetriebe	Nm
n	Anzahl gleichverteilte Verzögerungen	-
n_{Ab}	Drehzahl Abtriebswelle Getriebe	min ⁻¹
$n_{\text{An,Soll}}$	Sollwert Drehzahl Antriebswelle Getriebe	min ⁻¹
n_{An}	Drehzahl Antriebswelle Getriebe	min ⁻¹
n_{mess}	Drehzahl Abtriebswelle Getriebe aus Messung	min ⁻¹
n_{sim}	Drehzahl Abtriebswelle Getriebe aus Simulation	min ⁻¹
n_{ZP}	Drehzahl elektrische Zusatzölpumpe	min ⁻¹
Δn	Differenzdrehzahl Pumpenansteuerung	min ⁻¹
Δn_{K1}	Differenzdrehzahl Kupplung 1	min ⁻¹
$n_{\Delta \text{Lat}}$	Anzahl der Wechsel der Timings	-
n_{TF}	Anzahl der Triggerflanken	-
p	Druck	Pa
p_0	Maximale Auslenkung Reibkontakt im Haftzustand	m
p_{AD}	Arbeitsdruck	Pa
p_{ADSoll}	Sollarbeitsdruck	Pa
p_{ATM}	Umgebungsdruck	Pa
p_{k}	Druck im Kolben	Pa
p_{k1}	Druck Kupplungskolben Kupplung 1	Pa
p_{k2}	Druck Kupplungskolben Kupplung 2	Pa
$p_{\text{k}}^{\text{komp}}$	Temperaturkompensierter Druck	Pa
$p_{\text{k,mess}}$	Kupplungsdruck aus Messung	Pa

$p_{k,sim}$	Kupplungsdruck aus Simulation	Pa
p_N	Minimaldruck Kupplung	Pa
p_{RDF}^{ab}	Rückdruckfederniveau beim Kupplung abschalten	Pa
p_{RDF}^{zu}	Rückdruckfederniveau beim Kupplung zuschalten	Pa
p_{Soll}	Solldruck Kupplung	Pa
$p_{T=60}$	Druckwert bei 60°C	Pa
$p_{T=60}^{Q=Q_{mess}}$	Druckwert bei 60°C und Q_{mess}	Pa
p_V	Druck im Volumen	Pa
P	Wahrscheinlichkeit diskrete Verzögerungen	-
Δp	Druckabweichung	Pa
Q_B	Volumenstrom Blende	l/min
Q_D	Volumenstrom Drossel	l/min
Q_k	Korrigierter Volumenstrom Arbeitsdruckregelung	l/min
$Q_{Leck,mess}^k$	Volumenstrom künstliche Leckage aus Messung	l/min
Q_{Leck}^g	Volumenstrom Grundleckage	l/min
Q_{Leck}^k	Künstlicher Leckagevolumenstrom	l/min
Q_{Leck}^{ges}	Gesamter Leckagevolumenstrom	l/min
$Q_{p,2}$	Volumenstrom Pumpe bei einem zweiten Drehzahlniveau	l/min
Q_r	Rohwert Volumenstrom Arbeitsdruckregelung	l/min
Q_p	Volumenstrom Pumpe	l/min
R_Q	Volumenstromverhältnis	-
R_Q^{sim}	Volumenstromverhältnis aus Simulation	-
s	Hilfsgröße dimensionslose Kolbenposition	-
s_{CAN}	Streuung der Verzögerungen auf dem CAN-Bus	ms
s_{Pb}	Streuung der Verzögerungen auf dem Profibus	ms
S_0	Zustand <i>offen</i> Automat Kupplungsmodell	-
S_1	Zustand <i>schließen</i> Automat Kupplungsmodell	-
S_2	Zustand <i>geschlossen</i> Automat Kupplungsmodell	-
S_3	Zustand <i>öffnen</i> Automat Kupplungsmodell	-
t	Zeit	s
t_{CAN1}^1	Verzögerung CAN-Controller 1	ms
t_{CAN2}^1	Verzögerung CAN-Controller 2	ms
t_{const}	Konstante Verzögerungszeiten	ms
t_{CYC}	Verzögerungszeit zyklische Erfassung	ms
t_{INT}^1	Rechnerinterne Verzögerungszeit	ms
$t_{i,i+1}^{max}$	Maximale Zeit zwischen zwei Prüfprogrammstarts	s
t_{Lat}	Zeitkonstante PI-Regler	s
t_{RDF}^{ab}	Haltedauer Rückdruckfederniveau beim Abschalten	s
t_{RDF}^{zu}	Haltedauer Rückdruckfederniveau beim Zuschalten	s
t_{SIM}	Rechenschrittweite Simulation	ms

$\bar{t}$	Mittelwert der Verzögerungen	ms
$\bar{t}_{\text{CAN}}$	Mittelwert der Verzögerungen auf dem CAN-Bus	ms
$\bar{t}_{\text{Pb}}$	Mittelwert der Verzögerungen auf dem Profibus	ms
T	Temperatur	°C
T_i	Latenz	ms
T_{MA}	Zentrierter gleitender Mittelwert der Temperatur	°C
T_{ij}	Zustandsübergänge Moore Automat	-
U	Eingangsgröße Regelkreis	-
v_0^-	Schlupf Stabilisierung Reibmodell (gleiten zu haften)	m/s
v_0^+	Schlupf Stabilisierung Reibmodell (haften zu gleiten)	m/s
v_0	Approximationsparameter klassisches Reibmodell	m/s
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit	m/s
V_p	Fördervolumen pro Umdrehung der Pumpe	l
x	Abstand zwischen Kolben und Lamellenpaket	m
Y	Ausgangsgröße System	-
y_{PT2}^1	Ausgangssignal erstes PT2-Element	-
y_{PT2}^2	Ausgangssignal zweites PT2-Element	-

1 Einleitung

Der Wunsch komplexe technische Systeme durch eine Abbildung zu ersetzen besteht bereits seit langem. Die Gründe für die Virtualisierung sind so vielfältig wie die technischen Systeme, die nachgebildet werden. Das historische Beispiel des Link-Trainers wurde z. B. für die Schulung von Piloten im Instrumentenflug verwendet, um die Gefährdung des Piloten zu verringern und eine nicht finanzierbare Flotte an Schulungsflugzeugen zu ersetzen [Lin31].

In der Fahrzeugentwicklung werden Simulationswerkzeuge im gesamten Entwicklungsprozess verwendet. Für den Test der elektronischen Steuerungssysteme bleibt aufgrund der hohen Komplexität keine Alternative zum Einsatz von virtuellen Systemen. Im Bereich der Fertigungssysteme hat die virtuelle Inbetriebnahme ebenfalls ihren festen Platz im Entwicklungsprozess komplexer Anlagen.

Am Bandende der Getriebefertigung trifft die Fertigungsanlage Prüfstand, bestehend aus der Prüfstandshardware sowie einer Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen, auf die komplexe mechatronische Baugruppe Getriebe. Das Zusammenspiel dieses Gesamtsystems kann im konventionellen Prozess erst kurz vor dem Produktionsstart überprüft werden. Durch schnellere Produktfolgen, sowie die Globalisierung der Produktion, steigen außerdem die Anforderungen an die Reife der End-of-Line-Prüfung (EOL-Prüfung) zum Produktionsstart. Aus den gestiegenen Reifegradanforderungen folgt die Notwendigkeit einen virtuellen Getriebeprüfstand für die Entwicklung und Absicherung des Prüfsystems einzusetzen.

1.1 Problemstellung

Die Qualitätsprüfung von mechatronischen Produkten am Bandende wird bereits seit einigen Jahren vollautomatisch durchgeführt [VDA99]. Für die Automatisierung der EOL-Prüfung werden komplexe auf das spezifische Produkt angepasste Steuerungen verwendet, die aus einer Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen bestehen. Die Entwicklung von Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen hängt direkt von der Verfügbarkeit von Prüfstand und Getriebe ab. Diese Abhängigkeit soll mit Hilfe von Simulation verringert werden. Für die Simulation werden jedoch Informationen benötigt, die erst im Laufe des Produktentstehungsprozesses (PEP) des Getriebes verfügbar sind. Die Hardwareabhängigkeit kann somit durch eine Informationsabhängigkeit ersetzt werden. Abbildung 1.1 stellt die Verfügbarkeit von Hardware und Information über den PEP schematisch dar.

Sind nur wenige Informationen zu Getriebe und Prüfstand verfügbar, so ist die Detaillierung der Modelle eingeschränkt. Aus der eingeschränkten Detaillierung folgen Einschränkungen bei den Aufgaben, die in der virtuellen Umgebung bearbeitet werden können. Mit fortschreitendem PEP können jedoch genauere Modelle erstellt werden und komplexere Arbeiten in die virtuelle Umgebung verlagert werden.

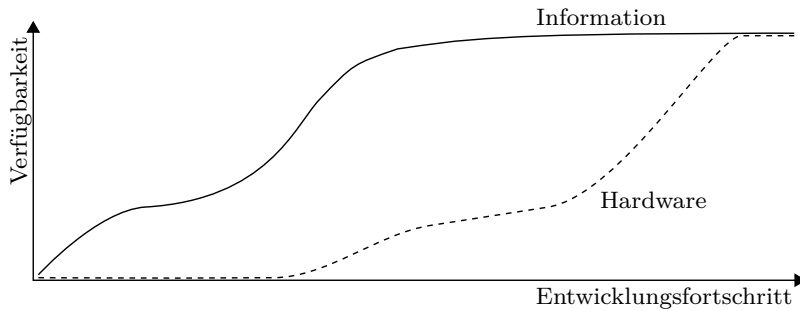


Abbildung 1.1: Verfügbarkeit von Hardware und Information

1.2 Forschungsfragen und Ziel der Arbeit

Aus der im letzten Abschnitt vorgestellten Problemstellung ergibt sich die zentrale Forschungsfrage dieser Arbeit:

Wie kann die Entwicklung und Absicherung der EOL-Prüfung in frühen Phasen der Produktentstehung mit Hilfe von Simulationstechniken unterstützt werden?

Die Beantwortung dieser Frage erfolgt durch die Entwicklung eines virtuellen Getriebeprüfstands und die Untersuchung der folgenden Detailfragen:

1. *Wie wird eine frühe Absicherung in der Fahrzeug- und Anlagenentwicklung realisiert?*
2. *Können Ansätze aus diesen Fachgebieten auf die Absicherung der EOL-Prüfung übertragen werden?*
3. *Welche Ansätze gibt es bisher zur Absicherung von Prüftechnik?*
4. *Welche speziellen Anforderungen im Hinblick auf die zu testenden Eigenschaften ergeben sich an den virtuellen Getriebeprüfstand?*
5. *Welche Abhängigkeit besteht zwischen der möglichen Detaillierung der Modelle und dem PEP des zu prüfenden Produktes Getriebe?*
6. *Wie ist der Zusammenhang zwischen der Detaillierung der benötigten Modelle und deren Nutzen für die Absicherung der EOL-Prüfung?*
7. *Welche Aufgaben können nicht auf einem virtuellen Prüfstand ausgeführt werden?*

Ziel dieser Arbeit ist es daher, einen virtuellen Prüfstand für ein konkretes Getriebeprojekt umzusetzen und zu zeigen, dass der virtuelle Getriebeprüfstand trotz der Informationsabhängigkeit ein geeignetes Werkzeug für die Entwicklung und Absicherung der EOL-Prüftechnik darstellt. Hierfür müssen mit den während der Produktentstehung verfügbaren Informationen Simulationsmodelle erstellt und spezielle Anforderungen beachtet werden, die z. B. aus Serienprüfprogrammen abgeleitet werden können. Anschließend muss anhand von Beispielaufgaben die Einsatzgrenze des jeweiligen Modells und schließlich des virtuellen Prüfstands ermittelt werden.

Die Prüfautomatisierung muss zur Bearbeitung der Beispielaufgaben mit dem virtuellen Prüfstand gekoppelt werden. Für realistische Tests darf sich die zum Test verwendete

Prüfautomatisierung nicht von den realen in der Fertigung eingesetzten Systemen unterscheiden. Dies gilt auch für die Schnittstellen zwischen Prüfautomatisierung, Prüfstand und Prüfling.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in die Hauptteile A, B und C gegliedert. Abbildung 1.2 zeigt die Aufteilung, die dem Vorgehen bei der Anfertigung dieser Arbeit entspricht. Die Kapitel *Einleitung* und *Zusammenfassung und Ausblick* sind von der Darstellung ausgenommen.

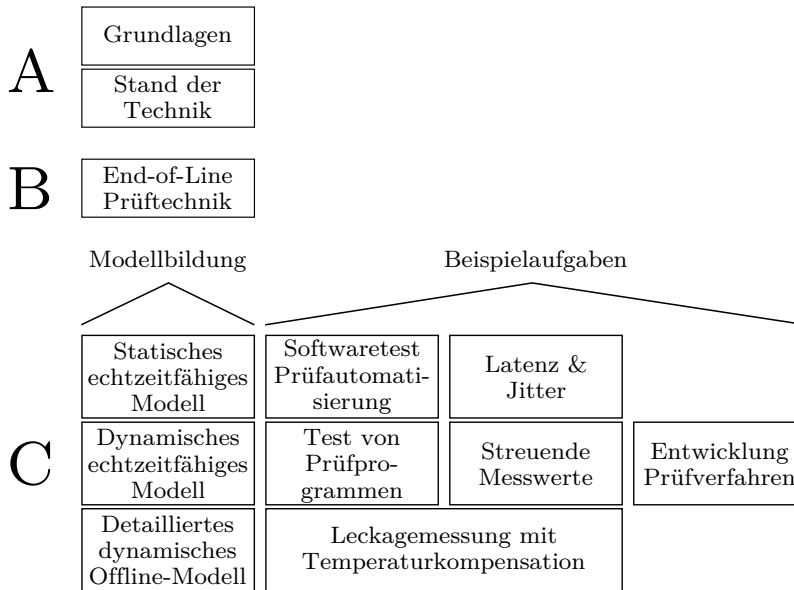


Abbildung 1.2: Aufbau der Arbeit

In Teil A, bestehend aus den Kapiteln 2 *Grundlagen* und 3 *Stand der Technik*, werden die für das Verständnis der Arbeit benötigten Informationen zusammengefasst. Außerdem werden verwandte Arbeiten und Themengebiete diskutiert. Teil B besteht ausschließlich aus dem Kapitel 4 *EOL-Prüftechnik* und schlägt die Brücke zwischen den grundlagenorientierten Kapiteln und dem Hauptteil der Arbeit. In diesem Kapitel wird das Prüfsystem abstrahiert und die Abhängigkeit der Prüfsystementwicklung vom PEP des Getriebes aufgezeigt. Außerdem wird die Auswahl der bearbeiteten Beispielaufgaben diskutiert und ein Überblick über die für alle Modelltypen verwendeten Modellteile gegeben. In Teil C, bestehend aus den Kapiteln 5 *Statisches echtzeitfähiges Modell*, 6 *Dynamisches echtzeitfähiges Modell* und 7 *Detailliertes dynamisches Offline-Modell*, werden die aus dem PEP des Getriebes abgeleiteten Modelle und ihre Anwendungsfälle diskutiert. Die Anwendungsfälle reichen von Softwaretests der Prüfautomatisierung über die Erstellung von Prüfverfahren zur Entwicklung einer temperaturkompensierten Leckagemessung. In den Teilen A und B werden die Forschungsfragen eins bis fünf bearbeitet, im Teil C die For-

schungsfragen sechs und sieben. Den Abschluss der Arbeit bildet eine Zusammenfassung der Ergebnisse sowie eine Zusammenstellung offener Fragen.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die für diese Arbeit relevanten Grundlagen zusammengefasst und durch Verweise auf entsprechende Fachliteratur ergänzt. Aus der Arbeit ergeben sich die drei Grundlagenthemen EOL-Prüfung, Automatgetriebe, sowie Modellbildung und Simulation.

2.1 EOL-Prüfung

Die Qualität von mechatronischen Produkten wird durch die EOL-Prüfung vor dem Verlassen der Fabrik überwacht. Im Folgenden werden die Aufgaben der EOL-Prüfung, der Aufbau von EOL-Prüfsystemen und ihre Anbindung an die Produktionsinfrastruktur aufgezeigt.

2.1.1 Aufgaben der EOL-Getriebeprüfung

Die EOL-Getriebeprüfung kann in zwei Abschnitte unterteilt werden. Zum einen wird das Getriebe in Betrieb genommen und zum anderen wird die Funktion des Getriebes überprüft, um die korrekte Montage sicherzustellen. Bei der Inbetriebnahme wird das Getriebe für die Funktionsprüfung und den Betrieb im Fahrzeug vorbereitet. Beispiele für die Inbetriebnahme eines Getriebes sind die Entlüftung der Hydraulik sowie die Kalibrierung von Steuergeräteparametern, die vom einzelnen Getriebe abhängen.

Bei der Funktionsprüfung können Teilkomponenten von der Prüfung ausgeschlossen werden, wenn sie bereits vorab geprüft werden. Eine Prüfung beinhaltet immer den Vergleich von Messwerten mit Grenzwerten. Die EOL-Prüfung besteht aus einer Vielzahl von Einzelprüfungen, die zusammen eine Aussage über die Qualität des Getriebes machen. Ein Beispiel für die Funktionsprüfung ist die sicherheitsrelevante Prüfung der Parksperrfunktion. Neben sicherheitsrelevanten Funktionen werden aber auch Eigenschaften abgeprüft, die für den Fahrkomfort relevant sind, wie z. B. der Ablauf einer Schaltung. [VDA99] gibt Empfehlungen für die EOL-Prüfung von Getrieben.

2.1.2 Aufbau eines Prüfsystems

EOL-Prüfsysteme setzen sich aus Prüfstand, Prüfling und Prüfautomatisierung zusammen. Der Prüfstand besteht aus Antrieben für die Stimulation des Prüflings sowie Messeinrichtungen, die den Zustand von Prüfling und Prüfstand erfassen. Grundfunktionen des Prüfstands, wie z. B. das Rüsten eines Getriebes, werden durch eine Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) automatisiert. Die SPS übernimmt zusätzlich während der Prüfung Überwachungsfunktionen und kann den Prüfstand im Notfall abschalten.

Die Prüfautomatisierung wird auf dem Prüfrechner ausgeführt und kommuniziert mit Prüfstand und Prüfling über verschiedene Bussysteme und Messleitungen. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen aus der Fabrikautomatisierung und der Fahrzeugvernetzung sind diese Bussysteme sehr unterschiedlich. In der Fabrikautomatisierung werden z. B. Profibus, Profinet oder Ethernet verwendet [WS06], während im Bereich des

Antriebsstrangs von Fahrzeugen der CAN-Bus eingesetzt wird [ZS14]. Neben der signalbasierten Kommunikation über den CAN-Bus wird über Diagnoseprotokolle auf Funktionen der Getriebesteuerung zugegriffen. [MS07] beschreibt Beispielanwendungen der Diagnose für die EOL-Prüfung von Getrieben, während [Rei12] allgemein auf den Einsatz der Diagnose in der Fertigung eingeht. Für die Erfassung weiterer Messgrößen, wie z. B. Druckmessungen an der Getriebehydraulik, kommen Technologien zum Einsatz, die der Labormesstechnik zuzurechnen sind. Die heterogenen Kommunikationswege zwischen Prüfautomatisierung, Prüfstand und Prüfling führen zu einer komplexen Schnittstelle, die im Lastenheft des Prüfstands spezifiziert wird.

Abbildung 2.1 zeigt den schematischen Aufbau des in dieser Arbeit verwendeten Prüfsystems. Die Kommunikation zwischen Prüfautomatisierung und Prüfstand erfolgt hier über den Profibus, während zusätzliche Sensoren für die Messung von Drücken und Temperaturen über Analogsignale eingebunden werden. Wie bereits oben beschrieben, kommuniziert die Prüfautomatisierung über den CAN-Bus mit dem Getriebesteuergerät.

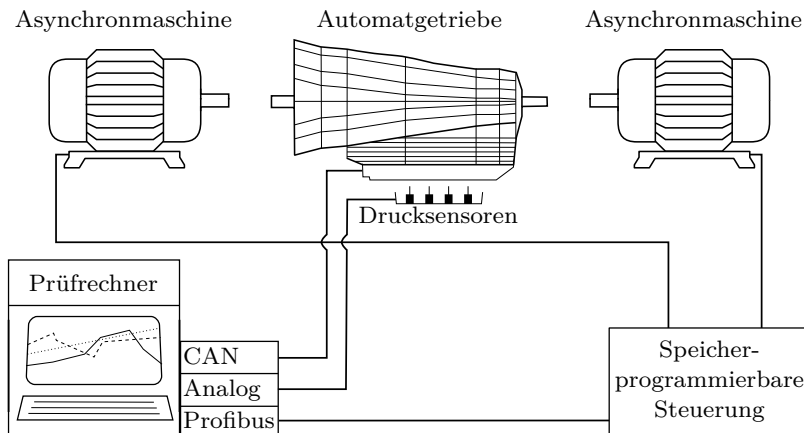


Abbildung 2.1: Prüfsystem EOL-Getriebeprüfung

Neben den hier dargestellten Komponenten werden EOL-Prüfsysteme für Getriebe durch Geräuschesstechnik ergänzt. [Kra91] beschreibt den Aufbau und die Funktion eines solchen Geräuschesmesssystems, sowie die Kopplung mit einem Prüfrechner. Das Subsystem zur Geräuschprüfung wird von den weiteren Untersuchungen ausgeschlossen.

2.1.3 Einbindung in die Produktionsinfrastruktur

Um Getriebe in der Fertigung vollautomatisch prüfen zu können, muss das Prüfsystem in die Infrastruktur der Produktion eingebunden werden. Die Anlieferung der Prüflinge vom Fertigungsband wird durch die SPS erfasst. Daten, die den Prüfling charakterisieren, werden vom Werkstückträger durch die SPS ausgelesen und der Prüfautomatisierung übermittelt. Für die Dokumentation der Prüfergebnisse werden Datenbanksysteme eingesetzt, die statistische Auswertungen und Grenzwertpflege erlauben. Die Konfiguration des Prüfsystems sowie die Prüfprogramme werden ebenfalls über Datenbanken zentral verwaltet.

2.2 Automatgetriebe für den Standardantrieb

Die Aufgabe von Fahrzeuggetrieben ist allgemein die Wandlung der Motordrehzahl zur Raddrehzahl und damit Fahrzeuggeschwindigkeit [Kir07]. Im PKW-Bereich gibt es eine Vielzahl von Getriebevarianten, um die benötigte Übersetzung zu realisieren. Im Bereich der Oberklasse-PKW ist eine weit verbreitete Architektur der Standardantrieb mit Automatgetriebe, bei dem ein in Längsrichtung verbauter Frontmotor direkt mit einem Getriebe verbunden ist, das wiederum über eine Kardanwelle die Hinterachse des Fahrzeugs antreibt. In diesem Abschnitt werden die für die EOL-Prüfung relevanten Eigenschaften des betrachteten Automatgetriebes vorgestellt.

2.2.1 Aufbau

Automatgetriebe für den Standardantrieb bestehen aus mehreren Planetensätzen, die durch Schaltelemente miteinander verbunden werden. Durch die verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten der einzelnen Planetensätze lassen sich unterschiedliche Übersetzungen realisieren [HB14].

Als Anfahrlement kommen hydrodynamische Wandler zum Einsatz, die durch eine zusätzliche Kupplung überbrückt werden können. Der Wandler wird als bereits geprüftes Zulieferteil von der EOL-Prüfung ausgeschlossen und nicht weiter betrachtet. Als Schaltelemente werden heute ausschließlich Lamellenkupplungen und -bremsen eingesetzt. Bandbremsen, die in früheren Konstruktionen üblich waren, werden aufgrund der schlechteren Steuerbarkeit heute nicht mehr eingesetzt [Loo96], während sich Freiläufe noch in den Wandlern finden. Die Schaltelemente werden hydraulisch betätigt, wobei die Ansteuerung der Hydraulik elektronisch erfolgt. Eine elektronische Steuerung erlaubt flexible Schaltprogramme und lässt sich an die Anforderungen unterschiedlicher Fahrzeugbaureihen anpassen.

Insgesamt setzt sich das Automatgetriebe aus den folgenden Baugruppen zusammen:

- Getriebemechanik:
 - Planetensätze,
 - Kupplungen und Bremsen,
 - Parksperre.
- Getriebehdraulik:
 - Kupplungs-/Bremsenansteuerung,
 - Arbeitsdruckregelung,
 - Schmierdruckregelung,
 - Parksperrenansteuerung,
 - Ölpumpen.
- Elektronische Steuerung:
 - Mikrocontroller,
 - Druck-, Drehzahl- und Temperatursensoren,
 - Endstufen,
 - Kommunikationsschnittstellen.

Einen umfassenden Überblick über die verschiedenen Baugruppen geben [Stü65] und [För91]. Die Ausführungen beziehen sich jedoch auf ältere Konstruktionen. Für das grundlegende Verständnis sind sie dennoch sehr gut geeignet, da auch die vollständig hydraulische Steuerung eines Getriebes dargestellt wird. Außerdem sind im Gegensatz zu jüngeren Publikationen konstruktive Details enthalten. Einen wesentlich aktuelleren Einblick geben [Kir07], [FJKP12] und [NBL07], die auch die elektronische Steuerung einschließen.

2.2.2 Schaltelemente und Schaltungsablauf

Wie oben beschrieben, wird der Wechsel der Übersetzung durch Zu- und Abschalten von Lamellenkupplungen und -bremsen realisiert. Konstruktiv sind Lamellenkupplungen und Bremsen sehr ähnlich aufgebaut. Lamellenkupplungen bestehen, wie in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt, aus einem Zylinder 1, einem Kolben 2, einer Rückdruckfeder 3, sowie einem Lamellenpaket 4. Das Lamellenpaket besteht aus dünnen Scheiben, die abwechselnd mit der äußeren oder der inneren Welle radial verbunden sind. Wird der Zylinder über das zugehörige Ventil mit Öl gefüllt, so presst der Kolben das Lamellenpaket gegen die Kraft der Rückdruckfeder zusammen und es kann ein Drehmoment übertragen werden.

Wird das Ventil abgeschaltet, so schiebt die Rückdruckfeder den Kolben wieder in seine Ursprungsposition und hebt die Kopplung der Wellen auf. Um ein Schleifen der Lamellen bei abgeschalteter Kupplung zu vermeiden, ist ein Spiel zwischen Kolben und Lamellen vorgesehen. Ein zusätzlicher mit Schmieröl versorgter Ölräum auf der Außenseite des Kolbens sorgt für einen Fliehkraftausgleich, der verhindert, dass im Zylinder verbliebenes Öl bei hohen Drehzahlen den Kolben verschiebt. Der zusätzliche Ölräum zum Fliehkraftausgleich ist in der schematischen Darstellung nicht enthalten. Die Zuführung des Drucköls erfolgt über Bohrungen in Wellen und Drehdurchführungen, die durch Kunststoffringe abgedichtet werden [HB14].

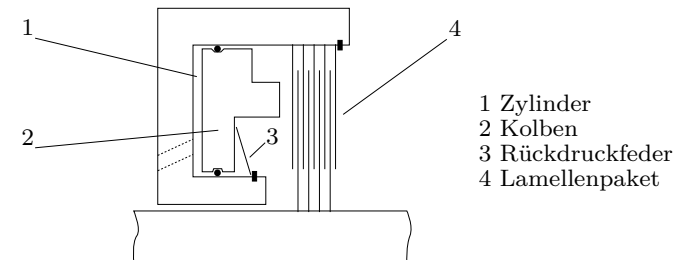


Abbildung 2.2: Prinzipdarstellung Kupplung nach [Kir07]

Lamellenbremsen besitzen einen mit dem Getriebegehäuse fest verbundenen Teil, der auch den Druckraum der hydraulischen Betätigung einschließt. Die Konstruktion von Lamellenbremsen ist daher einfacher als die von Lamellenkupplungen, da auf einen Fliehkraftausgleich verzichtet werden kann. Des Weiteren ist die Zuführung des Drucköls einfacher und weniger leakageanfällig, da sie durch feststehende Gehäuseteile erfolgt. Die Ansteuerung aus Sicht der elektronischen Steuerung ist äquivalent.

Abbildung 2.3 stellt den qualitativen Druckverlauf im Kupplungskolben p_k während dem

Zu- und Abschalten eines Schaltelements dar. Der Druckverlauf zeigt zwei Phasen in denen Druck aufgebaut wird. Sie werden durch ein nahezu konstantes Druckniveau mit flacher Rampe getrennt. Der erste Druckaufbau resultiert aus der Bewegung des Kolbens gegen die Rückdruckfeder sowie die Reibung am Kolben und dessen Trägheit. Während der Kolben das Spiel zum Lamellenpaket durchfährt, schließt sich ein Plateau annähernd konstanten Drucks in Höhe von $p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$ an. Das Plateau resultiert aus der speziellen Kennlinie der Rückdruckfeder, die als Tellerfeder ausgeführt wird [SS12]. Wenn der mechanische Kontakt zwischen Kolben und Lamellenpaket geschlossen ist, kommt es zu einem zweiten Druckaufbau, der sowohl von den Eigenschaften der Rückdruckfeder als auch von der Elastizität der Lamellen und der Kompressibilität des Öls abhängt.

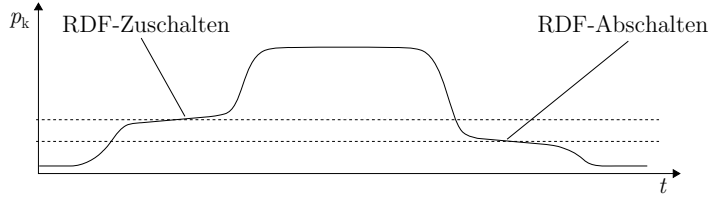


Abbildung 2.3: Qualitativer Druckverlauf Schaltelement beim Zu- und Abschalten

Der Druckaufbau im Kupplungszyylinder resultiert aus dem einströmenden Öl. Die Höhe des Drucks zu einem bestimmten Zeitpunkt hängt vom Kräftegleichgewicht am Kolben ab. Abbildung 2.4 stellt die am Kolben angreifenden Kräfte dar. Das Vorzeichen der Reibkraft F_R hängt von der Bewegungsrichtung ab, während die Federkraft F_c eine Funktion des Kolbenweges ist. Die Kraft F_L ist die Kontaktkraft zwischen Kolben und Lamellenpaket, für die gilt:

$$F_L = 0 \quad \text{für } x \geq 0, \quad (2.1)$$

$$F_L = F(x) \quad \text{für } x < 0, \quad (2.2)$$

mit dem Abstand x zwischen Lamellenpaket und Kolben. Insgesamt ergibt sich damit für den Kolben:

$$m\ddot{x} = p_k A - F_R - F_c - F_L, \quad (2.3)$$

mit der Kolbenmasse m und der Kolbenfläche A .

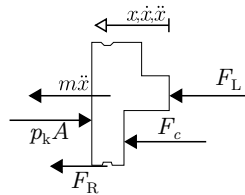


Abbildung 2.4: Kräfte am Kupplungskolben

Wird der Kupplungszyylinder über das Ventil mit dem Tank verbunden, so fällt der Druck wie beim Schließen des Schaltelements mit einer Unterbrechung ab. Die Höhe des Rückdruckfederniveaus beim Abschalten $p_{\text{RDF}}^{\text{ab}}$ ist jedoch aufgrund der den Kolben entlastenden Reibkraft geringer. Dieser Effekt wird von [Rei08] auch als Kupplungshysterese bezeichnet.

Im Fahrzeug werden Schaltungen mit Überschneidungen der zu- und abschaltenden Schaltelemente ausgeführt. Diese werden je nach Betriebszustand des Fahrzeugs unterschiedlich ausgeführt. [För91] stellt die unterschiedlichen Schaltungsszenarien ausführlich dar. Um die Prüflinge mit einem festen Grenzwert vergleichen zu können, werden die Schaltungen am Prüfstand immer im gleichen Betriebszustand und mit der gleichen Ansteuerung ausgeführt. Während der Prüfung können Schaltungen sowohl mit als auch ohne Überschneidung durchgeführt werden. Abbildung 2.5 stellt die normierten Ansteuerungssignale A_k/A_0 der Kupplungen K1 und K2 über der Zeit t für Schaltungen mit und ohne Überschneidung dar.

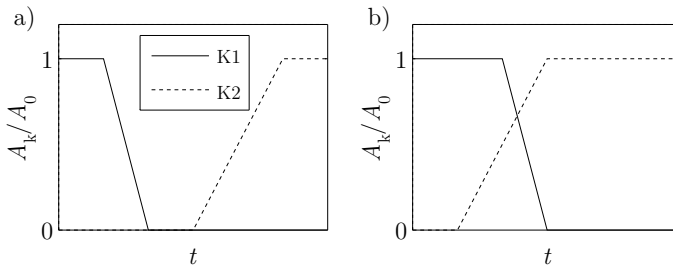


Abbildung 2.5: Kupplungsansteuerung a) ohne, b) mit Überschneidung nach [För91]

Wird ein Lamellenpaket mit einer Normalkraft beaufschlagt, so resultiert ein Reibmoment, das auf beide Kupplungshälften wirkt. Das aus der Normalkraft resultierende Reibmoment ist bei geschmierten Kontakten zusätzlich von der Relativgeschwindigkeit abhängig. Dieser Effekt wird von [Str02] erstmalig am Beispiel von Gleitlagern beschrieben. Die Abhängigkeit des Reibmoments bzw. des zum Reibmoment proportionalen Reibkoeffizienten μ ist aufgrund der unterschiedlichen Geometrie bei Lamellenkupplungen nicht so ausgeprägt wie bei Gleitlagern, die hier als klassisches Beispiel dienen. Abbildung 2.6 stellt den Verlauf der charakteristischen Stribeckkurve vereinfacht dar. In anderen Darstellungen repräsentiert die x-Achse das Verhältnis von der Ölfilmdicke zu Oberflächenrauigkeiten [PT00]. Da die Ölfilmdicke mit der Relativgeschwindigkeit ansteigt, kann zur besseren Veranschaulichung die Relativgeschwindigkeit v_{rel} eingesetzt werden.

Die Kurve wird in drei Bereiche unterteilt, die sich in ihrer Reibphysik unterscheiden. An den Haftbereich bei $v_{\text{rel}} = 0$ schließt sich der Bereich der Grenzreibung I an, in der Festkörperreibung stattfindet. Bei steigender Relativgeschwindigkeit bildet sich ein Ölfilm zwischen den Festkörpern aus, der diese aber aufgrund von Oberflächenrauigkeit nur teilweise trennt. In diesem Bereich findet Mischreibung statt und der Reibkoeffizient sinkt stark ab II. Bei höheren Relativgeschwindigkeiten werden die Festkörper vollständig durch den Ölfilm getrennt und es kommt zur viskosen Reibung III, die auf Grund der Viskosität des Öls bei höheren Geschwindigkeiten zu einem Anstieg des Reibkoeffizienten führt. Der Übergang zwischen Grenzreibung, Mischreibung und viskoser Reibung ist

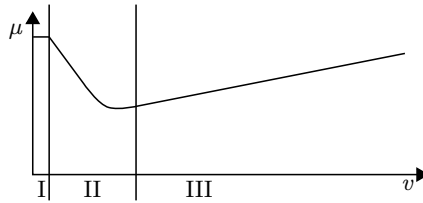


Abbildung 2.6: Stribeckkurve nach [CH10]

unscharf. Die Ausbildung der Reibcharakteristik ist zudem stark abhängig von der Kombination der Werkstoffe der Geometrie der Reibpartner, den Oberflächeneigenschaften, sowie von den Eigenschaften des verwendeten Öls. [Hei90] untersucht am Komponentenprüfstand ausführlich die Eigenschaften verschiedener Werkstoffe, Geometrien und Öle für Lamellenkupplungen.

2.2.3 Getriebehydraulik

Wie oben beschrieben, übernimmt die Hydraulik in einem Automatgetriebe mehrere Funktionen. Diese können in Haupt- und Nebenfunktionen unterteilt werden. Hauptfunktion ist die Ansteuerung der Schaltelemente. Nebenfunktionen sind die Arbeitsdruckregelung, die Schmierdruckregelung und die Parksperrenansteuerung.

Die Ansteuerung der Schaltelemente wird in modernen Getrieben über elektrohydraulische Direktsteuerungen realisiert. Ein Regelmagnetventil (RMV) setzt ein elektrisches Stromsignal in eine Kraft um, die auf einen Schieber wirkt. Zusätzlich wird der durch den Schieber geregelte Druck auf Steuerflächen des Schiebers zurückgeführt und stellt eine Signalarückführung dar, die für die Regelfunktion benötigt wird. Abbildung 2.7 zeigt eine Prinzipdarstellung nach [BMP13a]. In dieser Quelle werden auch die dynamischen Eigenschaften von RMV diskutiert.

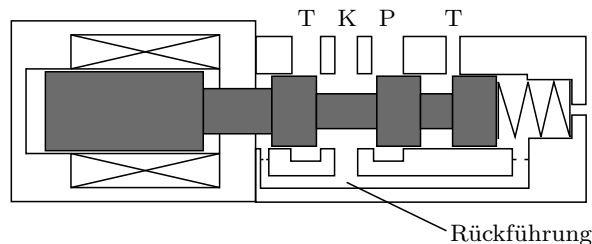


Abbildung 2.7: RMV nach [BMP13a] mit den Anschlüssen Tank (T), Pumpe (P) und Kupplung (K)

Die Aufgabe der Arbeitsdruckregelung ist es, einen möglichst konstanten, durch die elektronische Steuerung vorgegebenen Druck für die Regelmagnetventile zur Verfügung zu stellen. Die Regelung des Arbeitsdrucks steigert den Wirkungsgrad eines Automatgetriebes, da das Druckniveau an das zu übertragende Drehmoment angepasst werden kann. So wird die Leistungsaufnahme der Getriebeölpumpe minimiert und Leckagen in der Hydraulik werden verringert, die ebenfalls einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad haben. Leckage kann in einem hydraulischen System nie ganz vermieden werden und ist zum Teil sogar zur Schmierung erwünscht. Sie tritt an Dichtstellen, z. B. an Stangendichtungen, aber auch in Ventilen auf. Es wird zwischen interner und externer Leckage unterschieden. Externe Leckage führt zu einer Verringerung des Öls im Kreislauf, während interne Leckage den nicht beabsichtigten Abfluss von der Hoch- zur Niederdruckseite darstellt [AS06]. Da die Getriebehydraulik zusätzlich durch das Gehäuse gekapselt ist, führt externe Leckage nicht zu einem Austritt des Öls in die Umwelt. Aus Sicherheitsgründen wird die Dichtigkeit der Gehäuse am Ende der Fertigung an separaten Prüfstationen überprüft. Sowohl bei interner als auch externer Leckage steht das Öl nicht mehr zur Verrichtung von Arbeit zur Verfügung.

Die Regelung des Schmierdrucks ist aus denselben Gründen wie beim Arbeitsdruck erforderlich. Die Regelung von Arbeits- und Schmierdruck ist so gekoppelt, dass dem Arbeitsdruck eine höhere Priorität zukommt [För91]. Für die Funktion des Getriebes ist ein ausreichender Arbeitsdruck wichtiger als der Schmierdruck. Fällt der Arbeitsdruck während des Betriebs unter einen minimal benötigten Wert, so kommt es zu Schlupf in den bereits geschalteten Kupplungen und Bremsen. Die durch den unzulässigen Schlupf eingebrachte Wärme kann auch durch zusätzliches Schmieröl nicht abgeführt werden. Daraus ergibt sich die Forderung zunächst Schlupf zu vermeiden, indem der Arbeitsdruck priorisiert wird und nur bei ausreichendem Arbeitsdruck zusätzlich Schmieröl abgegeben wird. Im normalen Betrieb ist die verfügbare Ölmenge stets ausreichend, um sowohl den geforderten Arbeits- als auch den Schmierdruck aufrecht zu erhalten. Die Verwendung von Start-Stopp-Funktionen oder ein plötzliches Abfallen der Motordrehzahl kann jedoch die Priorisierung des Arbeitsdrucks erfordern.

Die Parksperre ersetzt beim Automatgetriebe den eingelegten Gang eines manuellen Schaltgetriebes als zusätzliche Sicherung gegen Wegrollen im Stillstand. Sie wird ebenfalls über die Hydraulik angesteuert und bedarf einer Absicherung, die das versehentliche Einlegen während der Fahrt verhindert. Diese Absicherung wird sowohl in der elektrischen Steuerung als auch in der Hydraulik und Mechanik der Parksperre realisiert. Gemeinsam stellen sie eine Logik dar, die nur unter bestimmten Voraussetzungen das Aktivieren und Deaktivieren der Parksperre zulässt.

Wie oben beschrieben, hängt das Reibverhalten der Schaltelemente auch von den Eigenschaften des in der Hydraulik eingesetzten Öls ab. Viskosität und Dichte des Öls beeinflussen ebenfalls das Verhalten der Hydraulik des Getriebes. Mit Hilfe von Additiven können Öle mit möglichst über die Lebensdauer des Öls konstanten Eigenschaften erzeugt werden. Viskosität und Dichte sind aber auch temperaturabhängig. Der Einsatz von Regelventilen verringert den Einfluss dieser Abhängigkeit. Hydraulische Durchflusswiderstände, wie z. B. Drosseln und Blenden sind jedoch stark von Viskosität und Dichte abhängig.

Der Einfluss der Temperaturabhängigkeit des Öls ist für die EOL-Prüfung relevant. In der Fertigung ist aus Sicherheitsgründen nur eine Öltemperatur von 60 °C zulässig, weshalb sich das Verhalten am Prüfstand vom Verhalten im Fahrzeug unterscheiden kann. Vor der Prüfung weisen die Getriebe Raumtemperatur auf. Sie erwärmen sich mit steigender

Prüfzeit, wodurch sich auch das Verhalten der Getriebehydraulik verändert. Diese Eigenschaft ist bei der Gestaltung der Prüfung mit einzubeziehen. Die Viskosität liegt z. B. bei dem Getriebeöl Shell ATF 134 FE bei 40 °C viermal so hoch, wie bei 100 °C [She10].

2.2.4 Getriebesteuergerät

Die Getriebesteuerung übernimmt sämtliche Steuerungsaufgaben im Getriebe und führt z. B. das Schaltprogramm aus, um den optimalen Gang für den aktuellen Betriebspunkt zu wählen. Die Schaltung wird, wie oben beschrieben, durch die Ansteuerung von Regelmagnetventilen ausgeführt. Zusätzlich kommuniziert das Getriebesteuergerät mit der Motorsteuerung, um z. B. das vom Verbrennungsmotor abgegebene Drehmoment während einer Schaltung begrenzen zu können. Die Kommunikation zwischen den Steuergeräten erfolgt über den seriellen CAN-Bus [Rob91]. Für die Interaktion mit dem Fahrer werden Signale vom Wählhebel und weiteren Schaltern ausgewertet. Während der Entwicklung, aber auch im Betrieb eines Getriebes kann über Diagnoseprotokolle auf das Steuergerät von außen zugegriffen werden. Über Diagnosefunktionen können Informationen abgefragt und Aktionen ausgelöst werden. [BS13] fasst die Eigenschaften von Getriebesteuergeräten zusammen.

Wird das Getriebe auf einem Prüfstand betrieben, so muss entweder eine Nachbildung der Umgebung im Fahrzeug (z. B. Stellung Wählhebel) durch eine Restbussimulation erfolgen, oder ein im Steuergerät vorgesehener Prüfstandsmodus aktiviert werden. Im Prüfstandsmodus kann das Getriebe durch Diagnosebotschaften oder durch signalbasierte Botschaften über den CAN-Bus stimuliert werden. Bei der Ansteuerung über Diagnosebotschaften kann auf die Funktionen im Steuergerät zurückgegriffen werden, um z. B. eine Schaltung durchzuführen. Im Gegensatz dazu erlaubt die Kommunikation über CAN-Signale die direkte Ansteuerung der Aktuatoren. Das Steuergerät wird bei der Ansteuerung über CAN-Signale nur noch als Endstufe verwendet.

2.3 Modellbildung und Simulation

Im virtuellen Prüfstand werden Simulationsmodelle vom Prüfling und vom Prüfstand eingesetzt, um die nicht verfügbare Hardware zu ersetzen. Modelle stellen reale Objekte mit Vereinfachungen und Abbildungsfehlern dar. In der Regel steigt der Modellierungsaufwand mit der Abbildungsgenauigkeit, weshalb die Modellgenauigkeit dem Anwendungsfall angepasst wird.

Neben der Genauigkeit eines Modells spielt auch der Rechenaufwand während der Simulation eine Rolle, wobei im Allgemeinen schnelle Simulationsmodelle bevorzugt werden. Im Folgenden wird auf die am virtuellen Prüfstand verwendeten Modellierungs- und Simulationstechniken eingegangen.

2.3.1 Hardware- und Software-in-the-Loop Simulation

Einen Sonderfall der Simulation stellt die Hardware-in-the-Loop (HIL) Simulation dar. Hier werden Simulationsmodelle in Echtzeit ausgeführt und mit einer realen Steuerungshardware gekoppelt. Die Ein- und Ausgänge des Modells ergeben sich durch die am realen System verwendeten Aktuatoren und Sensoren, deren Signale durch die Simulation generiert werden. Ziel des HIL-Tests ist die Erprobung von Steuergeräte Hard- und Software.

Echtzeit bedeutet im Fall eines HIL-Systems, dass alle Berechnungen und Ausgaberroutinen nie länger dauern, als das kleinste Kommunikationsintervall der Steuerung [Tra10]. Daraus ergeben sich spezielle Anforderungen an die Modelle. So werden z. B. Solver mit fester Schrittweite eingesetzt. Die Wahl der festen Schrittweite wird durch die Rechnerkapazität nach unten begrenzt, während aus dem Modell, je nach verwendetem numerischem Solver, Anforderungen an die Schrittweite resultieren. [CK06] stellt die Zusammenhänge zwischen dem numerischen Solver, der Rechenschrittweite, den Modelleigenschaften und der Stabilität numerischer Verfahren ausführlich dar.

Für die HIL-Erprobung wird die Zielhardware des Steuergerätes benötigt. Ist die Zielhardware noch nicht verfügbar, so kann eine Software-in-the-Loop (SIL) Simulation eingesetzt werden. Bei der SIL-Simulation wird die Steuerungssoftware auf dem Simulationsrechner ausgeführt und direkt mit dem Modell gekoppelt. Bei dieser Testart können keine Hardwareeigenschaften abgesichert werden. Häufig werden auch nur ausgesuchte Module der Steuerungssoftware erprobt. Da der Berechnungstakt der Steuerung durch den Simulationsrechner festgelegt wird, müssen die Modelle nicht zwingend echtzeitfähig sein. Schnelle Simulationsmodelle ermöglichen sogar Tests im Zeitraffer, sodass die reale Erprobungszeit sinkt.

Der virtuelle Prüfstand vereint sowohl HIL als auch SIL Eigenschaften. Ein Modell von Prüfstand und Prüfling wird mit der benötigten Steuergerätesoftware auf einem Rechner ausgeführt (SIL), während die Prüfautomatisierung auf ihrer Zielplattform ausgeführt wird und über reale Schnittstellen mit der Simulation verbunden wird (HIL). Der Umfang der mit der Simulation gekoppelten Steuerungssoftware wird dem jeweiligen Anwendungsfall angepasst. Das Testobjekt ist die Prüfautomatisierung, die auf der Zielhardware Industrie-PC ausgeführt wird, weshalb der HIL Charakter beim virtuellen Prüfstand überwiegt.

2.3.2 Detaillierungsstufen der Modelle

Für den virtuellen Getriebeprüfstand werden Modelle mit unterschiedlichen Detaillierungsstufen eingesetzt. Neben der oben bereits diskutierten Anforderung an die Echtzeitfähigkeit spielt die Verfügbarkeit von Informationen bei der Wahl der Modellierungstiefe eine große Rolle. In frühen Entwicklungsphasen sind nur sehr wenige Informationen über die zu modellierenden Objekte verfügbar. Es sind z. B. keine umfangreichen Messdaten vorhanden, was den Einsatz von datenbasierten Modellen von vornherein ausschließt. Eine Abgrenzung der Modelltypen untereinander erfolgt durch die Fähigkeit, dynamische Vorgänge darstellen zu können und die Echtzeitfähigkeit des Modells. Ein statisches Modell ist im Allgemeinen echtzeitfähig, während detaillierte dynamische Modelle nicht für die Echtzeitsimulation geeignet sind. Es können folgende Detaillierungsstufen identifiziert werden:

1. Statisches echtzeitfähiges Modell,
2. Dynamisches echtzeitfähiges Modell,
3. Detailliertes dynamisches Offline-Modell.

Die Ableitung der Modelltypen aus den Randbedingungen bei der Entwicklung von EOL-Prüftechnik wird im Kapitel 4 dargestellt.

Ein statisches Modell stellt nur den eingeschwungenen Zustand eines Systems dar. Die Darstellung erfolgt durch algebraische Gleichungen und Logikelemente. Das Modell kann

sowohl mit einer Programmiersprache, als auch mit einem Simulationswerkzeug aufgebaut werden.

Ein dynamisches, echtzeitfähiges Modell verwendet Differentialgleichungen, um das System darzustellen. Dynamische Übergänge, wie z. B. die Beschleunigung einer Masse, können so dargestellt werden. Für die Modellierung müssen physikalische Effekte stark vereinfacht dargestellt werden. Problematisch ist vor allem die Darstellung nichtlinearer Elemente, wie z. B. Reibkontakte. Es existieren verschiedene Techniken, um nichtlineare Systemeigenschaften darzustellen, die jedoch Einschränkungen bei der Genauigkeit oder der Echtzeitfähigkeit aufweisen.

In einem detaillierten dynamischen Offline-Modell werden die wichtigsten Effekte durch physikalische Gesetze dargestellt. Vereinfachungen werden nur in Ausnahmefällen gemacht, beispielsweise wenn ein physikalischer Effekt das Simulationsergebnis kaum beeinflusst und der Modellierungsaufwand groß ist. Das detaillierte dynamische Offline-Modell wird für Simulationen ohne Kopplung zur Prüfautomatisierung eingesetzt, da es nicht echtzeitfähig ist. Stimuli für die Offlinesimulation können zuvor mit einem einfacheren Modell am virtuellen Prüfstand aufgezeichnet werden.

Die Unterschiede zwischen den drei Modelltypen können anhand eines einfachen Beispiels verdeutlicht werden. Das Beispiel umfasst ein System mit einer Druckquelle, die über eine Leitung und eine Blende mit einem Volumen verbunden ist. Strömungsverluste entstehen in der Leitung und in einer Blende zwischen Druckquelle und Volumen. Abbildung 2.8 stellt den Aufbau des Beispielsystems dar.

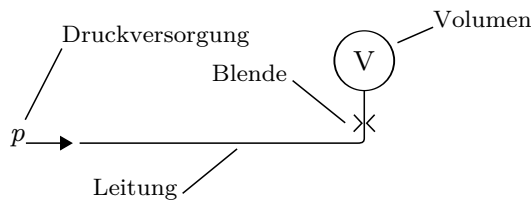


Abbildung 2.8: Einfaches Hydrauliksystem

Wird der Druck p am Anfang der Leitung sprunghaft erhöht, so steigt der Druck p_V im Volumen V an, bis er das Niveau des Drucks p erreicht hat. Der Druckaufbau hängt von den Strömungswiderständen, der Kompressibilität des Öls und der Größe des Ölvolumens ab. Ein statisches Modell stellt den Druckaufbau als einen Sprung dar. Sämtliche zeitabhängige Effekte werden vernachlässigt. Ein dynamisches, echtzeitfähiges Modell kann mit Hilfe eines PT1-Elements aufgebaut werden. Hier werden die Effekte zusammengefasst, die den Druckaufbau charakterisieren. Für die Parametrierung steht die Zeitkonstante des PT1-Elements zur Verfügung. Ein solches stark vereinfachtes Modell weicht vor allem bei dynamischen Übergängen ab. In einem detaillierten dynamischen Offline-Modell des Systems werden die relevanten physikalischen Effekte dargestellt, die das Verhalten der Komponenten bestimmen. Die Parametrierung kann direkt mit technischen Daten erfolgen, die auch in frühen Entwicklungsphasen verfügbar sind. Ein detailliertes dynamisches Offline-Modell schließt nicht per se Echtzeitfähigkeit aus. Der Rechenaufwand ist jedoch deutlich größer als bei einem vereinfachten Modell für dessen Erstellung weniger Gleichungen benötigt werden.

Das Ergebnis der Simulation mit den drei unterschiedlichen Modellen wird in Abbildung 2.9 dargestellt. Der Druck p wird zum Zeitpunkt $t = 0.2\text{ s}$ sprunghaft von 0 auf 10 bar angehoben.

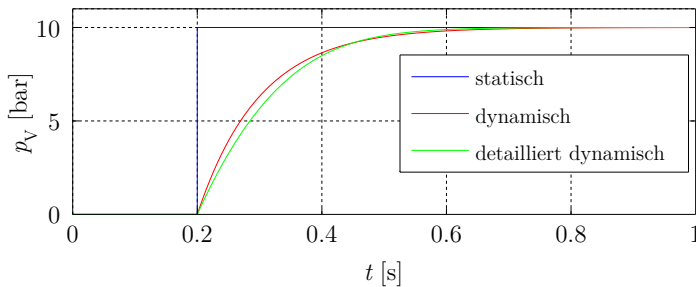


Abbildung 2.9: Simulationsergebnis für unterschiedliche Modelltypen

Die starke Abweichung des Druckverlaufs p_v vom erwarteten realen Verhalten ist beim statischen Modell direkt erkennbar. Für einfache Testaufgaben, wie z. B. die Überprüfung einer Automatisierungslogik, kann ein solches Modell dennoch ausreichend sein, wenn das Zeitverhalten keine Rolle spielt. Die Unterschiede zwischen dem dynamischen und dem detaillierten dynamischen Offline-Modell fallen deutlich kleiner aus, sind jedoch ebenfalls sichtbar. Eine qualitative Übereinstimmung zwischen dem vereinfachten dynamischen und dem detaillierten dynamischen Offline-Modell ist gegeben. Das detaillierte dynamische Offline-Modell liefert nur bei Aufgaben die quantitativ exakte Ergebnisse erfordern einen Mehrwert. Wenn der Einfluss von Parametern mit physikalischer Repräsentation untersucht werden soll, muss ebenfalls ein detailliertes dynamisches Offline-Modell herangezogen werden.

Die hier vorgenommene Unterteilung der Modelltypen ist unscharf und nicht allgemeingültig. Sie stellt einen Versuch dar, die verwendeten Modelle gegeneinander abzugrenzen, wobei im vereinfachten dynamischen Modell zum Teil auch physikalische Modellbildung eingesetzt wird. Durch die Abgrenzung der Modelle soll dem Entwicklungsingenieur bei der Arbeit am virtuellen Prüfstand vermittelt werden, was das jeweilige Modell leisten kann. Der Erwartung eine absolute Abbildung des Systems vorzufinden wird damit entgegengewirkt. Der Einfluss verschiedener Simulationstechniken auf die Detaillierung von Modellen wird in der Literatur ausführlich besprochen [LG94].

2.3.3 Fehlermodellierung

Ziel der EOL-Prüfung ist das Auffinden von Fehlern im Getriebe. Eine Darstellung der Auswirkungen von Fehlern ist im virtuellen Prüfstand daher unerlässlich. Bei detaillierten dynamischen Offline-Modellen ist es möglich, einzelne Fehler abzubilden. Als Beispiel wird im Folgenden eine erhöhte Leckage zwischen der Blende und dem Volumen des Systems in Abbildung 2.8 betrachtet, die z. B. durch eine fehlende Dichtung entstehen kann. Der Aufwand für die detaillierte Modellierung ist jedoch relativ groß, weshalb eine Leckage z. B. durch äquivalente Drosseln und Blenden dargestellt wird. In großen Systemen wird die an mehreren Stellen entstehende Leckage zusammengefasst und durch einzelne Blenden und Drosseln dargestellt. [Gro06] führt die physikalische Leckagesimulation für einzelne Drehdurchführungen in Getrieben aus, während [KM99, EBAEAA06, MAD11]

Blenden oder Drosseln verwenden, um künstlich Leckage zu erzeugen und Ansätze für die Fehleridentifikation während des Betriebs hydraulischer Anlagen zu testen.

Betrachtet man das hydraulische Beispielsystem aus Abbildung 2.8, so kann eine fehlende Dichtung zwischen Blende und Volumen durch eine zusätzliche Blende dargestellt werden, die eine Verbindung zur Umgebung herstellt. Wird die Simulation mit Leckage ausgeführt, so wird nicht der Enddruck von 10 bar erreicht. Da im detaillierten Modell auch die Strömungsverluste der Zuleitung abgebildet werden, kann der Druck zwischen Leitung und Blende ebenfalls untersucht werden. Die Leckage hat einen Einfluss auf das gesamte System, da sie den Volumenstrom und damit eine Zustandsvariable des Systems beeinflusst. Für die Umsetzung in einer Simulationsumgebung wird das physikalische System zunächst in einen Bondgraphen überführt und anschließend ein Blockdiagramm abgeleitet. Diese Methodik wird unter anderen von [KMR12] und [MSPB13] beschrieben.

Sowohl im vereinfachten statischen als auch im vereinfachten dynamischen Modell des hydraulischen Beispielsystems existiert keine Zustandsvariable für den Volumenstrom. Der Druckabfall kann über eine Funktion oder ein Kennfeld dargestellt werden, das den Druck in Abhängigkeit vom aktuellen Druckniveau reduziert. Für die Erstellung eines solchen Kennfelds müssen Messungen am Prüfstand oder Simulationen mit einem detaillierten Modell ausgeführt werden. Die Auswirkung der Leckage kann nur an der vorher festgelegten Stelle im System untersucht werden. Für die Erstellung des Blockdiagramms wird die Wirkkette analysiert und nachgebildet. Abbildung 2.10 zeigt das Ergebnis für ein einfaches dynamisches Modell mit einem Kennfeld zur Darstellung von Leckage. Die Druckanforderung wird hier direkt durch einen Sprung vorgegeben, während die dynamischen Eigenschaften des Hydrauliksystems durch das PT1-Element zusammengefasst werden.

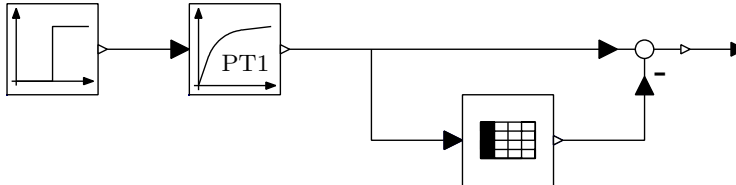


Abbildung 2.10: Blockdiagramm des dynamischen Modells mit Leckage (Symbole nach [mod14])

Andere Fehler, wie z. B. ein verklemmter Parksperrenaktuator, können auf ähnliche Weise dargestellt werden. Die physikalische Modellierung eines verklemmten Parksperrenactuators wird durch stark erhöhte Reibung modelliert, während in einem nicht physikalischen Modell die Position des Parksperrenactuators konstant gehalten wird.

Eine Alternative zur Modellierung von Fehlern innerhalb des Modells bietet die Manipulation der Simulationsergebnisse in der SIL-Umgebung, bevor diese über die Schnittstellen an die Prüfautomatisierung weitergegeben werden. Mit dieser Methode lassen sich leicht Getriebegruppen generieren, deren Abweichungen den Schwankungen in einer realen Fertigung entsprechen. Für eine Darstellung von Leckagen wird z. B. nach jeder erfolgreichen Prüfung einem Drucksignal ein anderer Offset aufgeprägt. [Gro95] setzt diese Technik mit Hilfe von Signalanpassschaltungen an einem HIL ein, um Fehler in einem Gesamtfahrzeug zu simulieren. Die Signalanpassung wird in diesem Fall manuell eingestellt.

2.3.4 Reibmodelle

Wie oben bereits beschrieben, erfolgt in Automatgetrieben die Umschaltung zwischen verschiedenen Gängen durch die Betätigung von Lamellenkupplungen und -bremsen. Die Leistungsübertragung erfolgt durch Reibung zwischen den einzelnen Lamellen. Das durch eine Kupplung oder Bremse übertragene Drehmoment resultiert aus den Reibkräften zwischen den Lamellen. Bei einem Reibkontakt muss grundsätzlich zwischen den zwei Zuständen Haften und Gleiten unterschieden werden. Wendet man die klassische Mechanik auf dieses Problem an, so ist die Reibkraft während des Gleitens eine eingeprägte Kraft [GHSW12]. Die Reibkraft während des Gleitens kann als Funktion der Relativgeschwindigkeit dargestellt werden.

Wird die Reibkraft in Abhängigkeit von v_{rel} formuliert, so fällt auf, dass $F_R(v_{\text{rel}})$ beim Haften mit $v_{\text{rel}} = 0$ eine mengenwertige Funktion ist [LM11]. Bei einer mengenwertigen Funktion sind einem Wert des Funktionsarguments ($v_{\text{rel}} = 0$) mehrere Funktionswerte (*beliebiger* Wert im Haftbereich) zugeordnet, was der eigentlichen Definition einer Funktion widerspricht.

Bei $v_{\text{rel}} = 0$ gilt für die Reibkraft F_R :

$$-F_H \leq F_R \leq F_H, \quad (2.4)$$

mit der im Haftzustand maximal zulässigen Kraft F_H . Im Gegensatz zum Gleiten ist die Reibkraft während des Haftens eine Reaktionskraft (Zwangskraft), die aus den äußeren Kräften resultiert. Bei Systemen mit mehreren Reibkontakten oder elastischen Elementen, sind die äußeren Kräfte des Reibkontakts nicht bekannt [OACDW⁺98] und müssen berechnet werden.

Für eine exakte Darstellung des Wechsels zwischen Haften und Gleiten müssen somit zwei Probleme gelöst werden. Zum einen muss der Haftzustand vom Modell sicher erkannt werden und es muss vermieden werden, dass kleine Störungen zu einem ständigen Wechsel zwischen Haften und Gleiten führen. Zum anderen muss die unbekannte Reibkraft während des Haftens bestimmt werden. [Mar12] gibt einen Überblick über verschiedene Ansätze, um diese Probleme zu lösen oder durch Vereinfachungen zu umgehen. Die in dieser Quelle diskutierten Modelle werden in drei Typen unterteilt:

1. Statisch und massefrei,
2. Dynamisch und massefrei,
3. Nicht massefrei.

Der Ausdruck massefrei bedeutet in diesem Fall, dass im Reibmodell die Trägheiten (also Massen) nicht hinterlegt sein müssen. Ein massefreies Reibmodell kann in ein beliebiges System eingebunden und parametrisiert werden. Der Aufbau der Mechanik muss bei der Erstellung des Reibmodells nicht bekannt sein. Modelle vom Typ 1 stellen nur Haften oder Gleiten dar. Elastische Deformation im Kontakt, wie sie in realen Systemen auftritt kann nicht dargestellt werden.

Ein typischer Vertreter des Typs 1 ist das sogenannte klassische Reibmodell. Hier wird die Reibkraft im Haftzustand durch eine Funktion der Geschwindigkeit approximiert:

$$F_R = \tanh(v_{\text{rel}}/v_0)\mu(v_{\text{rel}})F_N, \quad (2.5)$$

mit dem Reibwert μ als Funktion der Relativgeschwindigkeit v_{rel} , der Normalkraft F_N und dem Parameter v_0 , der den Gradienten der Funktion bestimmt.

Die Güte der Approximation hängt vom Gradienten der Funktion nahe null ab. Wird ein zu kleiner Wert für den Parameter v_0 gewählt, so wird das System steif und erfordert eine sehr kleine Integrationsschrittweite [PFT⁺07]. Das klassische Reibmodell wird aufgrund seiner Einfachheit sehr häufig eingesetzt und ist in seiner Genauigkeit für viele Anwendungen ausreichend.

Modelle vom Typ 2 stellen die elastische Deformation bei tangentialer Belastung des Reibkontakts im Haftzustand dar. Das Reset-Integrator-Modell setzt hierfür einen einzigen elastischen Kontakt ein, während beim Bristle Modell eine Vielzahl von Kontakten eingesetzt werden [HF91]. Für die Parametrierung dieses Modelltyps wird detailliertes Wissen über die Kontakteigenschaften benötigt. Modelle vom Typ 2 existieren sowohl in rechenintensiven als auch in sehr schnellen Varianten.

Zum Typ 3 gehören alle Modelle, die Informationen zur Struktur und den dynamischen Eigenschaften des Systems beinhalten, in dem sie eingesetzt werden. Ein Modell vom Typ 3 kann also nicht ohne Anpassungen in einem anderen System verwendet werden. Der bekannteste Vertreter vom Typ 3 ist das Karnopp-Modell [Kar85]. Beim Karnopp-Modell besteht der Ansatz darin, während des Haftens die von außen vorgegebene Kraft im Reibkontakt wirken zu lassen. Für einfache Modelle mit nur einem Reibkontakt ist dies ohne großen Aufwand möglich. Zur Stabilisierung des Modells wird eine Haftzone eingeführt, sodass sehr kleine Relativgeschwindigkeiten auch als Haften interpretiert werden. Dieses Modell ist sehr schnell und durch die Verwendung der Haftzone stabil. Bei Modellen, die mehrere Reibkontakte in Serie enthalten, müssen die Kräfte während des Haftens durch ein zusätzliches Modell bestimmt werden, wodurch der Modellierungsaufwand deutlich steigt [DAH03].

Außer den bereits vorgestellten drei Modelltypen existiert ein weiterer Ansatz zur Reibungsmodellierung. Hierfür wird ein eventbasierter Ansatz verwendet, der eine Umschaltung zwischen Gleichungssystemen beim Auftreten eines bestimmten Zustandes ermöglicht [OSE97]. Das bei diesem Modell relevante Event ist der Vorzeichenwechsel der Relativgeschwindigkeit im Reibkontakt. Wird ein solches Event detektiert, so muss durch einen speziellen Algorithmus der exakte Zeitpunkt des Vorzeichenwechsels bestimmt werden. Anschließend wird die Berechnung mit dem neuen Gleichungssystem zu diesem Zeitpunkt wieder gestartet. Haften wird bei diesem Modell durch die Festlegung der Relativbeschleunigung zwischen den Reibpartnern $a_{\text{rel}} = 0$ beschrieben. Nachdem der Haftzustand erreicht wird, ist keine Relativbeschleunigung zwischen den Reibpartnern mehr möglich. Hierbei handelt es sich um eine Bedingung, die aus der Haftbedingung $v_{\text{rel}} = 0$ durch Indexreduktion gewonnen wird [Jan10]. Durch den Einsatz der abgeleiteten Zwangsbedingung können numerische Standardverfahren angewendet werden, jedoch können durch die zusätzliche Integration Rundungs- und Driftfehler in den Geschwindigkeiten und Positionen auftreten.

Problematisch ist bei eventbasierten Reibmodellen der Einsatz von Solvern mit fester Schrittweite, da hier nicht der exakte Zeitpunkt des Eventeintritts bestimmt werden kann. Liegt der Eventzeitpunkt nicht zufällig auf einem Integrationszeitpunkt, so gilt trotz der Eventauslösung $v_{\text{rel}} \neq 0$. Die Relativgeschwindigkeit bleibt nach der Umschaltung konstant und somit verschieden von null. Der Betrag der verbleibenden Relativgeschwindigkeit im Haftzustand ist von der Schrittweite des numerischen Solvers und der Relativbeschleunigung während des Vorzeichenwechsels abhängig. Für Echtzeitanwendungen werden grundsätzlich numerische Solver mit fester Schrittweite verwendet, sodass hier kein schlupffreier Haftzustand garantiert werden kann.

Für die Darstellung eines schlupffreien Haftzustands in der Echtzeitsimulation sind Modelle vom Typ 1 ebenfalls nicht geeignet, da sie den Haftzustand nur approximieren. Die Güte der erreichbaren Approximation steigt mit fallender Schrittweite, die jedoch für Echtzeitanwendungen nach unten begrenzt ist. Modelle vom Typ 2 eignen sich besser für die Darstellung des Haftzustandes. Sie erfordern aber je nach Modell detaillierte, eventuell nicht verfügbare Informationen zum Reibsystem.

2.3.5 Getriebemodelle in der Literatur

In der Literatur findet sich eine Vielzahl an Veröffentlichungen zum Thema Getriebe-simulation. Tabelle 2.1 vergleicht Modelle bezüglich der Bauart des Getriebes, der Echtzeitfähigkeit, der Detaillierung und des Einsatzzwecks. Die Aufzählung gibt nur einen Überblick über die Vielfalt der Getriebemodelle in der Literatur und erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Für die verschiedenen Bauarten werden die englischsprachigen in der Literatur üblichen Abkürzungen verwendet:

- AT → Automatic Transmission,
- AMT → Automated Manual Transmission,
- MT → Manual Transmission,
- DCT → Dual Clutch Transmission.

Tabelle 2.1: Getriebemodelle in der Literatur

	Bauart	Echtzeitfähig	Detaillierung	Einsatzzweck
[KR70]	MT	→	↓	Dynamik
[Run86]	AT	→	↓	Regler
[HT91]	MT, AT	↓	↑	Dynamik
[OSE97]	AT	↑	→	HIL
[HFP99]	AT	↓	↑	Regler
[DAH03]	AT	→	→	Dynamik
[SOC04]	AT	↑	↑	HIL
[SSYZ10]	AMT	↑	↑	HIL
[BMOV11]	-	↑	↓	HIL
[BV12]	DCT	↑	↑	HIL
[HNKG15]	AMT	↓	↑	Regler

Neben den klassischen Automatgetrieben für den Standardantrieb kommen in späteren Publikationen Simulationsmodelle für Doppelkupplungsgetriebe und automatisierte Schaltgetriebe auf [SSYZ10, BV12, HNKG15]. Obwohl diese sich technisch stark von den Automatgetrieben für den Standardantrieb unterscheiden, weisen die Modelle bei der Darstellung der Schalt- bzw. Anfahrerelemente Parallelen auf. Sowohl die Aktuatorik als auch die Reibungsverhältnisse ähneln sich aus Sicht der Modellbildung.

Die Detaillierung der Modelle ist sehr unterschiedlich. Sie reicht von den zur Darstellung eines Antriebsstrangs mindestens benötigten Funktionen [BMOV11, KR70] bis zur Darstellung von anwendungsbezogenen Details, wie z. B. Reifen [HT91], Getriebegehäuselagerungen [HT91, DAH03] oder Verzahnungswirkungsgraden [SOC04]. Außer dem Getriebe stellt [HNKG15] keine weiteren Antriebsstrangkomponenten dar, da der Fokus der Arbeit auf dem Vergleich mit Prüfstandsmessungen liegt. Eine Besonderheit ist hier die detaillierte Modellierung der Federelemente der hydraulisch betätigten Kupplung. Die hydraulische Ansteuerung der Schaltelemente wird nur von wenigen Arbeiten betrachtet [HT91, SSYZ10, BV12, HNKG15], während in der Regel die die Reibkraft verursachende Normalkraft als Eingangsgröße gewählt wird. Zum Teil wird die Normalkraft auch aus einer Druckvorgabe der elektronischen Regelung berechnet, ohne die Eigenschaften der Hydraulik zu betrachten [HFP99].

Die Bewertung der Echtzeitfähigkeit richtet sich nach den in der jeweiligen Veröffentlichung genannten Anwendungen und der verwendeten Reibmodelle. So ist das historische Modell von [KR70] prinzipiell echtzeitfähig, eine Anwendung in Echtzeit wird innerhalb der Veröffentlichung jedoch nicht beschrieben. Insbesondere in Arbeiten, die Modelle für die HIL-Simulation vorstellen, wird die Echtzeitfähigkeit diskutiert. Ein Fokus liegt dabei darauf, unter Echtzeitanforderungen möglichst genaue Modelle der Schaltelemente bereitzustellen. Einen Vergleich verschiedener echtzeitfähiger Reibungsmodelle für die Darstellung von Schaltelementen führen [BMOV11] und [DAH03]. Nicht echtzeitfähige Reibmodelle können z. B. Iterationsschleifen enthalten, die beim Wechsel zwischen Haften und Gleiten durchlaufen werden. Um ein solches Modell dennoch in Echtzeit auszuführen, werden die Iterationsschleifen auf mehrere Rechenschritte verteilt [OSE97]. Die Rechenzeit im einzelnen Zeitschritt wird durch dieses Verfahren begrenzt, während eine Abweichung im Zeitverhalten entsteht. Des Weiteren können Reibmodelle zu Instabilitäten führen, die eine extreme Reduktion der Rechenschrittweite oder eine Anpassung der Modellparameter erfordern [BMOV11].

Der Fokus der frühen Arbeiten liegt auf der Optimierung dynamischer Eigenschaften und der Reglerentwicklung, während in jüngeren Arbeiten auch eine kombinierte Anwendung von HIL und Reglerentwicklung diskutiert wird [SSYZ10]. Die zur Modellerstellung verfügbaren Techniken haben sich über die Zeit ebenfalls deutlich verändert. Bei frühen Modellen wird vor allem die Bondgraphen-Methode eingesetzt [KR70, Run86, HT91], während spätere Modelle auf einer komponentenbasierten Modellierung aufbauen [SOC04, BV12, HNKG15].

2.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen vorgestellt, die für das Verständnis dieser Arbeit nötig sind. Diese beinhalten eine grundlegende Einführung der *EOL-Prüfung* für Automatgetriebe, die in der Literatur nur wenig besprochen wird. Die Diskussion der Grundlagen von *Automatgetrieben für den Standardantrieb* gibt einen Überblick über die wichtigsten Komponenten. Der Fokus liegt hier auf den Schaltelementen, da ihre Funktion eine entscheidende Rolle in der EOL-Prüfung spielt. Im Teilkapitel *Modellbildung und Simulation* wird die für die Strukturierung der Arbeit relevante Unterscheidung von Modelltypen vorgestellt. Ein weiterer Fokus liegt auf der für die Schaltelementesimulation wichtigen Modellierung von Reibung. Den Abschluss bildet ein Überblick über verschiedene Getriebemodelle aus der Literatur, wobei der Versuch unternommen wird sie nach Bauart des modellierten Getriebes, Detaillierung, Echtzeitfähigkeit und Einsatzzweck des Modells zu unterscheiden.

3 Stand der Technik

Komplexe elektronische Steuerungen werden sowohl im Anlagen- als auch im Fahrzeugbau mit Hilfe von Simulation erprobt. Die Absicherung der Funktion der Steuerung in einer frühen Entwicklungsphase ist nötig, um hohe Änderungs- und Inbetriebnahmekosten zu vermeiden [Eig14]. Ein virtueller Getriebeprüfstand vereint Eigenschaften aus beiden Teilgebieten, weshalb im Folgenden zunächst der Stand der Technik der Steuergeräteabsicherung für Fahrzeuge und der Stand der Technik der Anlagensimulation mit Hilfe von HIL- und SIL-Simulation aufgezeigt wird. Anschließend werden bereits bestehende Arbeiten auf dem Gebiet der EOL-Prüfstandssimulation vorgestellt. Die mit Hilfe des virtuellen Prüfstands zu bearbeitenden Aufgaben ergeben sich aus den bestehenden Arbeiten, sowie aus den Anforderungen an den virtuellen Prüfstand und werden im nächsten Kapitel präsentiert.

3.1 HIL/SIL-Simulation in der Fahrzeugtechnik

Wie oben bereits beschrieben, dient die HIL/SIL Simulation in der Fahrzeugtechnik der Absicherung von Steuergeräten. Erste Anwendungen von HIL-Simulation sind aus der Rüstungs- und Luftfahrtforschung bekannt [PHW⁺73, MM58]. Insbesondere in der Raumfahrt ist eine reale Erprobung nicht möglich und die Simulation bietet die einzige Möglichkeit der Absicherung [DA00]. In den frühen HIL-Prüfständen werden aufgrund der hohen Anforderungen an die Rechengeschwindigkeit Analog- und Hybridrechner genutzt [Pow85]. Mit der steigenden Rechenleistung können PC-basierte HIL-Prüfstände eingesetzt werden, wobei diese je nach Anwendung durch digitale Signalprozessoren (DSP) ergänzt werden [KBS87, Han93, BMS98]. [ISS99] gibt einen allgemeinen historischen Überblick über den Einsatz von Simulationssystemen zur Erprobung von Steuerungen und stellt den HIL-Test eines Steuergeräts für ein Dieselfahrzeug dar.

Der HIL-Test ist heute fester Bestandteil im Entwicklungsprozess von Steuergeräten [SZ13], wobei die reale Steuergerätehardware mit einer Simulation gekoppelt wird [Ise08, PM13]. Durch den zunehmenden Einsatz von Steuergeräten in Fahrzeugen steigt der Bedarf für Tests vor der Inbetriebnahme im Fahrzeug stetig. HIL-Tests ermöglichen zusätzlich eine größere Testabdeckung als Tests mit realen Fahrzeugen, da hier auch Testfälle überprüft werden können, die Fahrer oder Fahrzeug gefährden würden. Des Weiteren können Tests an einem HIL-System exakt reproduziert werden, während reale Tests von Fahrer und Umgebung beeinflusst werden. Neben der Absicherung von Soft- und Hardwarefunktionen kann eine HIL-Umgebung auch zur Unterstützung der Reglerentwicklung und Applikation dienen. Für die Reglerentwicklung wird das Steuergerät durch eine PC- oder DSP-Hardware ersetzt [DHM96] und mit einem realen Aggregat oder einer Simulation gekoppelt.

Der Einsatz von HIL-Systemen verringert die Kosten für den Steuergeräte- und Softwaretest. Für reine Softwaretests bietet sich jedoch der SIL-Test an, bei dem keine spezielle Hardware benötigt wird [CJKR11]. Die SIL-Simulation kann beliebig an entsprechende Entwickler zur Ausführung auf Standard PC-Hardware verteilt werden. Austauschforma-

te für Simulationsmodelle stellen einen Schutz interner Informationen bei der Weitergabe der SIL-Simulation an Lieferanten sicher [BOA⁺11].

Die Testtiefe kann beim SIL-Test je nach Bedarf gewählt werden. Mit Hilfe entsprechender Modelle können Chips der realen Steuergerätehardware nachgebildet und so die Originalsoftware ausgeführt werden [MJ12, LUM16]. Alternativ kann die Applikationssoftware für die Ausführung auf einem PC-Betriebssystem angepasst werden, wobei die SIL-Software Grundfunktionen ersetzt, die durch das Betriebssystem der Zielhardware zur Verfügung gestellt werden. Die geringeren Kosten für die SIL-Simulation erschließen neue Anwendungsfälle, für die die Erprobung in einer HIL-Umgebung zu aufwändig ist. [GSM14] verwendet z.B. eine SIL-Umgebung, um eine Vielzahl von Applikationsvarianten einer Getriebesteuerung abzusichern. So können Applikationsvarianten, die eine übermäßige Belastung erzeugen, identifiziert und korrigiert werden.

Für die effektive Nutzung der oben vorgestellten Testumgebungen werden Softwaretests bereits automatisiert erstellt und ausgeführt [BMP13b, BCS⁺09]. Ein aktuelles Forschungsgebiet ist hingegen die oben erwähnte Chipsimulation.

3.2 Anlagensimulation

Die Anlagensimulation stellt einen Spezialfall der HIL-Simulation dar. Bei der Anlagensimulation wird eine Anlagensteuerung bzw. SPS mit einem Simulationsrechner über reale Schnittstellen verbunden, wodurch die Inbetriebnahme vorgezogen werden kann. Auf dem Simulationsrechner wird ein Simulationsmodell ausgeführt, das eine für den Steuerungstest ausreichend genaue Darstellung enthält. [Koh93] und [Dou97] stellen die virtuelle Inbetriebnahme mit Hilfe von Simulation vor. Diese soll den Aufwand bei der realen Inbetriebnahme verringern und den Test von sicherheitskritischen Zuständen ermöglichen. Die Testumfänge werden systematisch aus dem Pflichtenheft abgeleitet und beinhalten sowohl Schnittstellen- als auch Programmtests. Für die zeitkritische Simulation wird eine SPS eingesetzt, auf der ein zuvor erstelltes Simulationsprogramm ausgeführt wird. Zur Visualisierung und Manipulation der Signale wird ein zweites, PC-basiertes System eingesetzt. [Tom98] verwendet einen ähnlichen Ansatz und verwendet die Modellierungssprache *Real Time Object Oriented Modeling* [SGME92], die ereignisdiskrete Simulation unterstützt. Die Simulation wird auf einem PC mit Echtzeitbetriebssystem ausgeführt und über eine Profibusschnittstelle mit dem Testobjekt verbunden. Die Weiterentwicklung setzt die Modellierungssprache HyROOM ein, mit der auch kontinuierliche Systeme simuliert werden können [BBP⁺02].

Der Methodik der bisher vorgestellten Arbeiten folgen verschiedene kommerzielle Tools ([Gün98], [Mew98] und [WZ07]), die eine Erprobung von Anlagensteuerungen mit verschiedener Testtiefe ermöglichen. Auf den Einsatz unterschiedlich detaillierter Anlagenmodelle für den Test von SPS-Programmen geht [BA07] ein, wobei die Detaillierungsstufen anders als in Abschnitt 2.3.2 gewählt werden. [Röc07] stellt einen Simulationsaufbau vor, mit dem die virtuelle Inbetriebnahme durch eine überwachte Inbetriebnahme ergänzt wird. In der überwachten Inbetriebnahme wird während der realen Inbetriebnahme die Simulation parallel zur Maschine ausgeführt. Abweichungen zwischen Simulation und realem Verhalten können einen Hinweis auf Fehler in der Anlage geben. Neuere Entwicklungen in der Anlagensimulation legen den Fokus auf komplexe Fertigungsschritte. In [Röc11] wird die Simulationsumgebung mit einer Finite-Elemente-Methode Simulation gekoppelt, sodass der Einfluss des Steuerungsprogramms auf das Zerspanungsergebnis einer Fräsmaschine beurteilt werden kann.

Der Aufwand für die Modellerstellung stellt eine Hürde für den Einsatz der Anlagensimulation zur virtuellen Inbetriebnahme dar, weshalb ein aktueller Entwicklungsschwerpunkt auf der automatischen Modellerstellung liegt [Kuf11, BF12]. Der Einsatz virtueller Maschinen – bestehend aus realer Steuerung und simulierter Anlage – wird von [MS13] für die Entwicklung von flexiblen Automatisierungssystemen vorgeschlagen.

3.3 Virtueller Prüfstand

Die Absicherung von Prüftechnologien ist mit Hilfe von speziellen HIL-Systemen möglich. [Gro95] stellt einen virtuellen Prüfstand für die Gesamtfahrzeugabsicherung am Bandende vor. Das Fahrzeug befindet sich auf einem Rollenprüfstand und wird über Diagnoseschnittstellen der Steuergeräte geprüft. Die Prüfautomatisierung steuert den Rollenprüfstand über eine SPS und übernimmt einen Teil der Automatisierung. Die Simulation besteht aus einem Modell der physikalischen Fahrzeugkomponenten, das mit den Aktorausgängen und Sensoreingängen der realen Steuergeräte gekoppelt wird (hybrides Modell). Die Abbildungsgenauigkeit der Modelle orientiert sich an den Anforderungen der Steuergeräte. Der Fokus der Arbeit liegt auf der Darstellung von Verkabelungs- und Sensorfehlern, sowie allgemein auf der Absicherung der Prüfautomatisierung. Die Fehlersimulation erfolgt durch Manipulation im Simulationsmodell oder über elektrische Schaltungen, die sich zwischen den Steuergeräten und der Simulation befinden.

Die Simulation des Gesamtfahrzeugprüfstands durch ein hybrides Modell setzt die Verfügbarkeit von Steuergeräteprototypen voraus, die in sehr frühen Entwicklungsphasen nur schwer zugänglich sind. Im Vergleich zu einem Aggregateprüfstand (z. B. Getriebe oder Motor) ist die Testtiefe des beschriebenen Fahrzeugprüfsystems gering, da außer den Sensoren am Rollenprüfstand nur Messgrößen verfügbar sind, die über die Diagnoseschnittstelle der Steuergeräte erfasst werden können. Das System ermöglicht die Vorabinbetriebnahme der Prüfautomatisierung und den Test der Prüfprogramme.

Ein Beispiel für die Simulation eines Aggregateprüfstands liefert [Küb12]. In diesem Beitrag wird ein virtueller Getriebeprüfstand vorgestellt, der ebenfalls zum Test von Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen dient. Als weitere bereits umgesetzte Anwendungsfälle werden die Schulung des Bedienpersonals, sowie die Auslegung von Antriebsmaschinen der Prüfstände beschrieben. Die Prüfstandssimulation enthält eine Restbussimulation, wobei keine Aussage über die Detaillierung gemacht wird. Eine Nachbildung des Steuergerätes bzw. der Steuergerätediagnose wird nicht beschrieben. Die Verbindung zwischen virtuellem Prüfstand und Prüfautomatisierung wird durch eine einzelne Profibusverbindung zusammengefasst und entspricht damit nicht der Schnittstelle am realen Prüfsystem.

Die oben bereits beschriebene Problemstellung, geeignete Simulationsmodelle in einer frühen Produktentstehungsphase einzusetzen, wird in den bereits vorliegenden Arbeiten nicht betrachtet. Es wird davon ausgegangen, dass alle nötigen Informationen verfügbar sind. Da diese Annahme in einem realen Entwicklungsprozess nicht zulässig ist, wird im Folgenden besonders auf den Einfluss der in den verschiedenen Entwicklungsphasen erreichbaren Modellgenauigkeit eingegangen.

3.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird der Stand der Technik der *HIL/SIL-Simulation in der Fahrzeugtechnik* und der *Anlagensimulation* diskutiert. Dabei wird sowohl auf die Einführung der

klassischen HIL-Methode als auch auf die aktuelle Entwicklung eingegangen, wie z. B. die Verwendung von SIL-Umgebungen. Durch die Diskussion der Literatur in den ersten beiden Teilkapiteln wird bereits die erste Forschungsfrage (*Wie wird eine frühe Absicherung in der Fahrzeug- und Anlagenentwicklung realisiert?*) beantwortet. In beiden Disziplinen wird die frühe Absicherung durch eine Kopplung der zu testenden Systeme mit einer Simulation vorgenommen.

Die Diskussion bestehender Implementierungen *virtueller Prüfstände* stellt bisherige Ansätze zur Absicherung vor und beantwortet damit Forschungsfrage drei (*Welche Ansätze gibt es bisher zur Absicherung von Prüftechnik?*). In der Literatur finden sich hierzu zwei Veröffentlichungen, die die klassische HIL-Simulation aus der Fahrzeug- bzw. Anlagentechnik einsetzen. Eine Virtualisierung von Steuergerätefunktionen erfolgt nicht, wodurch eine Weiterentwicklung im Rahmen von Forschungsfrage zwei (*Können Ansätze aus diesen Fachgebieten auf die Absicherung der EOL-Prüfung übertragen werden?*) sinnvoll erscheint.

4 EOL-Prüftechnik

In diesem Kapitel werden der Aufbau der EOL-Prüftechnik bestehend aus Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen analysiert und daraus die Anforderungen sowie die Aufgabenfelder für die Entwicklung des virtuellen Prüfstands aufgezeigt. Als Basis für die Kapitel 5 bis 7 werden der Aufbau der Simulationsumgebung und die von den unterschiedlich detaillierten Simulationsmodellen unabhängigen Teile des virtuellen Prüfstands vorgestellt.

4.1 Struktur der EOL-Prüftechnik

Die EOL-Prüftechnik kann in die Einheiten Prüfautomatisierung und Prüfprogramme unterteilt werden. Die Prüfautomatisierung führt die Prüfprogramme aus und stellt alle hierfür benötigten Funktionen zur Verfügung. Prüfprogramme bestehen wiederum aus Routinen zur Inbetriebnahme und Prüfung, die zu einem Gesamtprogramm verknüpft werden.

Die Hauptfunktionen, die eine Prüfautomatisierung zur Verfügung stellt, sind:

- Stimulation,
- Messung,
- Auswertung,
- Bewertung,
- Visualisierung.

Zusätzlich werden Nebenfunktionen für den effektiven Betrieb eines Prüfsystems benötigt. Die Nebenfunktionen umfassen:

- Prüfprogrammerstellung,
- Grenzwertpflege,
- Statistische Auswertung,
- Archivierung.

Auf die Nebenfunktionen wird im Weiteren nicht eingegangen, da sie während der Entwicklung unabhängig von der Verfügbarkeit von Prüfstand und Prüfling getestet werden können. Im Gegensatz zu den Nebenfunktionen können die oben genannten Hauptfunktionen und insbesondere ihr Zusammenspiel nur in Verbindung mit Prüfstand und Prüfling getestet werden. Im Folgenden werden die Hauptfunktionen allgemein beschrieben, um entsprechende Anforderungen an den virtuellen Prüfstand abzuleiten.

Stimulation: Die Stimulation von Prüfstand und Prüfling erfolgt über die in Abschnitt 2.1.2 bereits vorgestellten Schnittstellen. Die Prüfautomatisierung muss hierfür die im Prüfprogramm definierten Signalverläufe generieren und an die Hardwareschnittstellen

übergeben. Die einfachste Stimulation erfolgt durch Signalsprünge auf Sollwerte. Es sind aber auch komplexe Signalformen denkbar, wie z. B. Signalarampen. Die Qualität der Stimulation kann durch den Vergleich der im Prüfprogramm definierten mit den durch die Prüfautomatisierung generierten Signalverläufen bewertet werden.

Messung: Eine Messung bildet das Gegenstück zur Stimulation. Während der Prüfung erfasst die Prüfautomatisierung die Eingangssignale an den Schnittstellen. Eine Messung wird in der Regel durch ein Ereignis ausgelöst. Ereignisse können z. B. durch den Ablauf einer bestimmten Zeitdauer oder das Erreichen eines Signalwertes definiert sein. Tritt das Ereignis auf, so wird der geforderte Messwert erfasst und gespeichert. Wichtige Qualitätskriterien für die Messung sind die Wiederholbarkeit und die Messgenauigkeit.

Auswertung: Bei einfachen Messungen werden Prüfmerkmale direkt aus einer Einzelmessung gewonnen und es ist keine weitere Auswertung nötig. Bei komplexen Messungen werden aus den Rohwerten Prüfmerkmale berechnet. Beispiele für eine Auswertung sind die Mittelwertbildung eines Signals oder die Differenzbildung unterschiedlicher Messgrößen (z. B. Sensorabgleich Prüfstand zu Prüfling). Es können aber auch deutlich komplexere Berechnungen für die Bestimmung eines Prüfmerkmals anfallen. Die Qualitätskriterien entsprechen denen der Messung.

Bewertung: Für die Entscheidung ob ein Prüfling freigegeben werden kann, werden die Prüfmerkmale mit Grenzwerten verglichen, die ebenfalls im Prüfprogramm definiert werden. Auf Basis der Einzelbewertungen wird ein Gesamturteil gefällt. Die Logik der Bewertung muss die definierten Bewertungskriterien fehlerfrei umsetzen. Es muss unter allen Umständen vermieden werden, dass ein Prüfling, der die Prüfanforderungen nicht erfüllt, automatisch freigegeben wird.

Visualisierung: Die durch die Bewertung erlangten Ergebnisse müssen durch die Prüfautomatisierung zusammengefasst und visualisiert werden. Die Visualisierung spielt v.a. im Fehlerfall für die Nacharbeit eine große Rolle, da die Prüfergebnisse Aufschluss über die betroffene Baugruppe geben.

Die oben beschriebenen Grundfunktionen sind nicht zufällig angeordnet. Für ein einzelnes Prüfverfahren werden sie in der aufgeführten Reihenfolge ausgeführt. Einzelne Schritte können mehrfach oder in komplexen Varianten ausgeführt werden. Jede der Grundfunktionen wird durch die vorhergehende Grundfunktion beeinflusst. So ist eine exakte Messung z. B. nur möglich, wenn die Stimulation exakt funktioniert. Umgekehrt ist eine exakte Stimulation aber keine Garantie für ein exaktes Messergebnis.

Die Definition der eigentlichen Prüfung wird im Prüfprogramm hinterlegt. Nach der Inbetriebnahme des Prüflings werden die für den Test benötigten Prüfverfahren ausgeführt. Um Prüfzeit zu sparen, können ausgesuchte Prüfverfahren parallel ausgeführt werden. Die Kompatibilität der einzelnen Prüfverfahren untereinander muss sichergestellt werden und die Parallelisierung darf das Prüfergebnis nicht beeinflussen.

Weitere Anforderungen an ein Prüfprogramm sind eine möglichst kurze Prüfzeit und eine hohe Reproduzierbarkeit der einzelnen Prüfverfahren. Die Eigenschaften der Prüfprogramme lassen sich nicht von den Eigenschaften der Prüfautomatisierung trennen. So kann z. B. ein Prüfprogramm nur reproduzierbare Prüfergebnisse liefern, wenn die Wiederholbarkeit der Messungen gegeben ist.

4.2 Absicherung der EOL-Prüftechnik

Um den reibungslosen Anlauf der Produktion sicherzustellen, müssen die Prüfautomatisierung und die Prüfprogramme abgesichert werden. Die Absicherung der Prüfautomatisierung umfasst sowohl Softwaretests als auch Tests der eingesetzten Hardwareschnittstellen und Datenbankverbindungen, während bei der Absicherung der Prüfprogramme die Prüfverfahren und ihr Zusammenspiel untersucht werden. Abbildung 4.1 stellt die abzusichernden Umfänge der EOL-Prüftechnik dar.

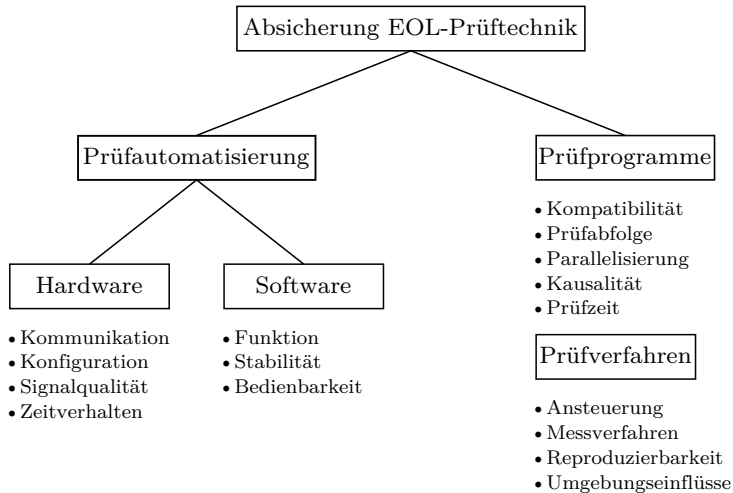


Abbildung 4.1: Absicherung der EOL-Prüftechnik

Der Test der Hardwareschnittstellen setzt sich aus dem Test der korrekten Kommunikation zwischen den Teilsystemen und der korrekten Konfiguration der Schnittstellen zusammen. Da die durch die Kommunikationswege übermittelten Daten zur Bewertung des Prüflings verwendet werden, sind sowohl das Zeitverhalten als auch die Übertragungsqualität der Signalwege relevant. Werden z. B. getriebeinterne Messgrößen mit Messgrößen des Prüfstands verglichen, so kann eine unterschiedliche Verzögerung bei der Signalübertragung das Prüfergebnis beeinflussen. Die Verzögerung von Ende-zu-Ende eines Kommunikationsweges wird als Latenz bezeichnet, während die Häufigkeit mit der sich die Latenz ändert als Jitter bezeichnet wird. [Tra10] untersucht Latenz und Jitter in der Fahrzeugkommunikation. Für eine reibungslose Inbetriebnahme ist die korrekte Konfiguration der Schnittstellen wichtig, da die Fehlersuche zu Verzögerungen führt.

Der Softwarefunktionstest vergleicht das Verhalten der Software mit der Spezifikation. Ist keine Spezifikation vorhanden, so können explorative Funktionstests durchgeführt werden, die das vom Anwender erwartete Verhalten überprüfen. Eine vollständige Codeabdeckung ist bei einem solchen Test nicht möglich, weshalb explorative Tests insbesondere bei sicherheitskritischen Anwendungen ungeeignet sind. [SL12] beschreibt die entsprechenden Methoden zum Softwaretest. Neben den Funktionstests müssen auch Tests zur Stabilität der Software durchgeführt werden, um die hohen Anforderungen an die Verfügbarkeit des Prüfsystems in der Fertigung zu erfüllen. Ein Stabilitätstest der Prüfsoftware umfasst z. B. die Beobachtung der Speicherauslastung während des Dauerbetriebs der

Software. Die Bedienbarkeit der Software muss ebenfalls überprüft werden, damit es nicht zu Fehlbedienung und vermehrten Supportanfragen kommt.

Zu den Tests der Prüfverfahren zählen die Evaluation der Ansteuerung und der Messverfahren. Außerdem werden die Wiederholbarkeit der Prüfung und die Anfälligkeit für Umgebungseinflüsse (z. B. die Umgebungstemperatur) untersucht. Die Fähigkeit eines Prüfverfahrens kann durch die Prozessfähigkeitsuntersuchung nach [DS14] überprüft werden. Zusätzlich muss die Eignung des Prüfverfahrens für das Prüfziel überprüft werden. Werden mehrere Prüfverfahren in einem Prüfprogramm kombiniert, so muss sichergestellt werden, dass diese sich nicht gegenseitig beeinflussen. Die Kompatibilität der Prüfverfahren muss, wie oben bereits beschrieben, insbesondere bei einer parallelen Ausführung überprüft werden. Werden die Prüfverfahren sequentiell ausgeführt, so muss überprüft werden, dass alle Prüfverfahren im richtigen Betriebspunkt ausgeführt werden. Eine Kombination mehrerer Prüfverfahren darf Prüfling und Prüfstand nicht in einen kritischen Zustand versetzen. Den Abschluss der Absicherung bildet die Abschätzung der in der Fertigung benötigten Prüfzeit.

4.3 Abhängigkeit vom Produktentstehungsprozess des Getriebes

Wie bereits in der Einleitung beschrieben, kann die EOL-Prüftechnik bisher erst abgesichert werden, wenn Prüfstand und Prüfling verfügbar sind. Der Serienprüfstand kann für vorgezogene Tests durch einen Sonderprüfstand ersetzt werden, wodurch die Problematik der Getriebeverfügbarkeit jedoch nicht gelöst wird. Der Ansatz Getriebe und Prüfstand mit Hilfe von Simulation zu ersetzen wird ebenfalls durch den Fortschritt der Produktentstehung eingeschränkt, da ausreichend Informationen zur Modellerstellung vorhanden sein müssen.

Im vorigen Abschnitt wurde die prinzipielle Reihenfolge von Tests für die Absicherung der Prüftechnik von den Grundfunktionen bis zu den Prüfprogrammen und Prüfverfahren festgelegt. Daraus lässt sich ableiten, dass sehr einfache Modelle für erste Tests ausreichen. So können die Grundfunktionen in sehr frühen Phasen abgesichert werden.

Die für die Realisierung eines einfachen Modells mindestens benötigten Informationen umfassen:

- Bauart,
- Übersetzungen,
- Schaltelementanzahl,
- Nebenaggregate.

Es können auch Informationen verwendet werden, die sich in einer späteren Konstruktionsphase ändern. Sie können dennoch der ersten Realisierung einer Testumgebung dienen. Außerdem muss die Schnittstelle zwischen Prüfautomatisierung und Prüfstand festgelegt werden. Sie ist Teil des Lastenhefts für den Prüfstand und steht auch im bisherigen Prozess frühzeitig fest.

Mit fortschreitendem PEP werden immer mehr Details festgelegt, sodass z. B. die Konstruktion der Getriebemechanik und der Schaltelemente feststeht. Mit den zusätzlichen Informationen können detailliertere Modelle realisiert werden, mit denen auch Prüfprogramme und einfache Prüfverfahren getestet werden können. Die in den Grundlagen bereits eingeführten Modelltypen statisches echtzeitfähiges Modell 1., dynamisches echtzeitfähiges Modell 2. und detailliertes dynamisches Offline-Modell 3. werden in Abbildung

4.2 dem PEP zugeordnet. Die Zuordnung basiert auf Annahmen über die Verfügbarkeit der benötigten Informationen. Trotz der Abhängigkeit der Modelle vom PEP kann mit der Absicherung der Prüftechnik deutlich früher begonnen werden als im klassischen Prozess.

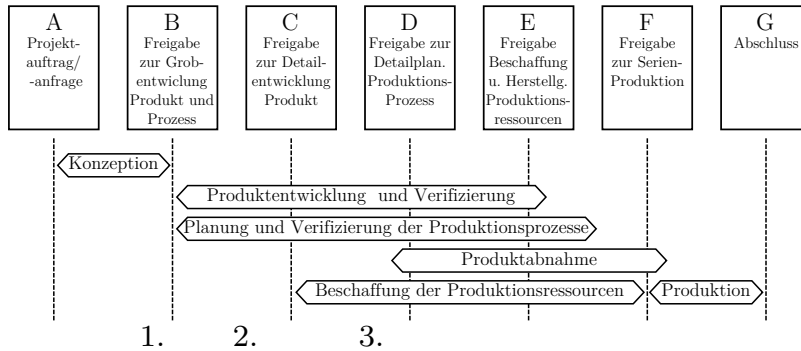


Abbildung 4.2: PEP nach [VDA98] mit Modellrealisierung 1. Statisches echtzeitfähiges Modell, 2. Dynamisches echtzeitfähiges Modell, 3. Detailliertes dynamisches Offline-Modell

4.4 Auswahl der bearbeiteten Aufgaben

Aus den oben vorgestellten Aufgabenfeldern werden in diesem Abschnitt konkrete Aufgaben formuliert, die am virtuellen Prüfstand mit den unterschiedlichen Modelltypen bearbeitet werden. Durch die Bearbeitung der Beispiele wird jeweils die Einsatzgrenze der Modelle und des virtuellen Prüfstands bestimmt, wodurch gezeigt wird, zu welchem Zeitpunkt im PEP die jeweilige Absicherung stattfinden kann. Durch die Bearbeitung der ausgewählten Aufgaben kann außerdem die Eignung des virtuellen Prüfstands für eine frühe Absicherung bestätigt werden.

Der einfachste und damit am frühesten verfügbare Modelltyp ist das statische echtzeitfähige Modell. Mit dem statischen echtzeitfähigen Modell werden repräsentative Softwaretests durchgeführt, die dazu dienen können, die Qualität und Stabilität der Prüfsoftware zu überprüfen. Dazu werden Testfälle konzipiert, die die oben beschriebenen Grundfunktionen der Prüfautomatisierung überprüfen. Eine weitere Aufgabe, deren Bearbeitung mit diesem Modell möglich wird, ist die Untersuchung des Zeitverhaltens der Kommunikationswege. Latenz und Jitter der unterschiedlichen Kommunikationswege werden bestimmt und ihr Einfluss auf die Prüfung abgeschätzt.

Ein dynamisches echtzeitfähiges Modell erfordert bereits mehr Informationen und kann erst später im PEP erstellt werden. Jedoch können mit Hilfe des dynamischen echtzeitfähigen Modells deutlich aufwendigere Tests durchgeführt werden. Zunächst werden Prüfprogramme auf ihre korrekte Funktion getestet, wodurch eine schnellere Inbetriebnahme neuer Prüfprogramme am realen Prüfstand möglich wird. Um den Verhältnissen in der Fertigung Rechnung zu tragen, werden als weitere Aufgabe Fertigungsabweichungen simuliert und die Fähigkeit des Prüfsystems diese zu erfassen überprüft. Dabei spielen sowohl die Hardwareschnittstellen, als auch die Prüfsoftware eine Rolle. Eine typische

Tätigkeit die auf das virtuelle System verlagert werden kann, ist die Entwicklung von Prüfverfahren. Um zu zeigen, dass das dynamische echtzeitfähige Modell für diese Aufgabe geeignet ist, wird eine Überschneidungsschaltung in einem Prüfprogramm realisiert und der für die Belastung der Kupplungen entscheidende Parameter optimiert.

Reicht die Detaillierung eines dynamischen echtzeitfähigen Modells nicht mehr aus, so muss auf ein detailliertes dynamisches Offline-Modell zurückgegriffen werden. Das verwendete detaillierte dynamische Offline-Modell ist nicht echtzeitfähig, weshalb die Simulation ohne eine Kopplung zur Prüfautomatisierung ausgeführt wird. Als Beispiel für eine Aufgabe die ein detailliertes dynamisches Offline-Modell erfordert, wird die Entwicklung eines Prüfverfahrens für hydraulische Leckage ausgewählt. Das Prüfverfahren wird anschließend um eine Temperaturkompensation ergänzt, die die Temperaturschwankungen in der Fertigung ausgleicht. Für die Bearbeitung dieser Aufgabe müssen im Modell die Volumenströme in Abhängigkeit von Temperatur und Druck dargestellt werden, weshalb ein detailliertes dynamisches Offline-Modell benötigt wird.

4.5 Realisierung der Simulationsumgebung

Als Simulationsumgebung für den virtuellen Prüfstand wird eine kommerzielle SIL-Umgebung verwendet. Der Einsatz einer SIL-Umgebung ermöglicht es, Steuergerätesoftware mit der Simulation auszuführen oder nachzubilden [BSK⁺09]. Anpassungen durch den Hersteller der SIL-Software ermöglichen die Anbindung der realen Schnittstellen der Prüfautomatisierung. Zusätzlich wird das Diagnoseprotokoll UDS [ISO] unterstützt, das auch von der Prüfautomatisierung eingesetzt wird, um mit dem Steuergerät zu kommunizieren.

Der Simulationsaufbau besteht aus mehreren Modulen, die von der SIL-Software aufgerufen werden. Für jedes Modul werden Ein- und Ausgänge definiert, die in jedem Rechenschritt abgeglichen werden. Der virtuelle Prüfstand besteht aus den drei Hauptmodulen Dynamiksimulation Prüfstand und Prüfling, Simulation SPS und Simulation Steuergerätefunktionen. Zusätzlich kommen je nach Konfiguration mehrere Schnittstellenmodule hinzu. Abbildung 4.3 zeigt den Aufbau des virtuellen Prüfstands und die Kopplung von Simulation und Prüfrechner.

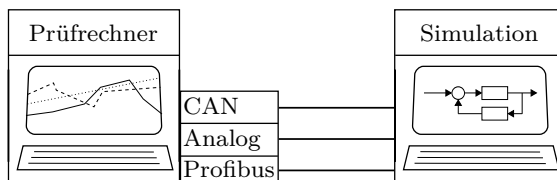


Abbildung 4.3: Aufbau virtueller Prüfstand

SIL-Software wird typischerweise auf nicht echtzeitfähigen Betriebssystemen ausgeführt, da die direkte Kopplung von Software und Modellen keine Echtzeitberechnungen erfordert. Die oben beschriebene SIL-Umgebung unterstützt dennoch einen Echtzeitmodus, der eine Kopplung mit der Prüfautomatisierung erlaubt. Der Begriff der weichen Echtzeit grenzt ein solches System von harten Echtzeitsystemen ab. Nach [But05, But11] nimmt bei weicher Echtzeit die Verwertbarkeit der Information mit steigender Verzögerung ab, während eine Verzögerung bei einem harten Echtzeitsystem zum Versagen der Funkti-

on führt. Für Tests, die strikte Echtzeitberechnungen erfordern (z.B. die Untersuchung von Timing und Jitter der Kommunikationswege), kann eine separate Testumgebung mit einfachsten Modellen verwendet werden. Steuergerätefunktionen, die über die Diagnose-schnittstelle angesprochen werden, werden hier jedoch nicht nachgebildet.

Für den Aufbau des virtuellen Prüfstands wird nur ein Minimum an Hardwarekomponenten benötigt. Der Aufbau besteht aus zwei Industrie-PC und einem Kommunikationsmodul. Das Kommunikationsmodul enthält die Hardware, die nicht innerhalb der Rechner verbaut werden kann und bietet Möglichkeiten zum Signalabgriff. So kann die Kommunikation über CAN und Profibus durch Tracewerkzeuge überwacht werden [Hom09].

Um die Bedingungen der EOL-Prüfung in der Fertigung vollständig nachbilden zu können, muss für den Prüfrechner eine entsprechende Netzwerkanbindung vorgesehen werden. Datenbanken, die denen des Produktivsystems entsprechen, müssen für die Archivierung der Prüfergebnisse eingerichtet werden. So wird sichergestellt, dass umfangreiche Tests auf dem System durchgeführt werden können, die mit den realen Bedingungen übereinstimmen.

4.5.1 Simulation SPS

Das Simulationsmodul der SPS wird direkt in C programmiert und bildet die Logik der SPS ab. Die für die verwendete Prüfautomatisierung relevanten Signale müssen ähnlich einer Restbussimulation nachgebildet werden, wie sie von [Sub09] für KFZ-Steuergeräte beschrieben wird. Neben Informationen, die zur Identifikation des Prüflings dienen, muss vor allem der Rüstprozess der Getriebe auf dem Prüfstand signaltechnisch nachgebildet werden. Beim Rüsten des Getriebes wird sowohl eine mechanische als auch eine elektrische Verbindung zum Getriebe aufgebaut. Die mechanische Verbindung beinhaltet die Kopplung mit den An- und Abtrieben, sowie das Andocken der Messölwanne und der Ölversorgung. Die elektrische Kontaktierung dient der Stromversorgung und dem Aufbau einer CAN-Verbindung zur Kommunikation mit dem Steuergerät.

Tabelle 4.1 zeigt ein Beispiel einer Signalsequenz während des Rüstens. Der Prüfstand übermittelt der Prüfautomatisierung mit Hilfe der drei Signale *Prüfbereit*, *Kontaktiert* und *Gekoppelt* den aktuellen Zustand. Vom Zustand 0 bis zum Zustand 3 wird das fertig geprüfte Getriebe vom Prüfstand abgekoppelt und entfernt. Mit dem Zustand 4 folgt dann der Rüstprozess des neuen Getriebes, der wieder zum Zustand 0 führt. Während der Prüfung des Getriebes verharret das System im Zustand 0. Die Sequenz kann zusätzlich Abhängigkeiten von Stellsignalen der Prüfautomatisierung aufweisen. So kann die elektrische Kontaktierung auch durch ein Signal der Prüfautomatisierung ausgelöst werden.

Tabelle 4.1: SPS Sequenz Rüstprozess, grün = true, rot = false

	<i>Prüfbereit</i>	<i>Kontaktiert</i>	<i>Gekoppelt</i>
0	grün	grün	grün
1	rot	grün	grün
2	rot	rot	grün
3	rot	rot	rot
4	rot	rot	grün
5	rot	grün	grün



Während der Prüfung übernimmt die SPS die Steuerung der Antriebe. Die Prüfautomatisierung fordert von der SPS Drehzahl- oder Drehmomentenrampen an, indem eine Zielzeit und ein Zielwert übergeben werden. Diese Funktion wird nicht im oben beschriebenen SPS-Modul untergebracht, sondern direkt im Modell von Prüfstand und Prüfling realisiert.

4.5.2 Steuergerätesimulation

Die Ausführung von Steuergerätfunktionen in einer SIL Software ist allgemein bekannt [CJKR11]. In der Regel werden jedoch nur die für den Softwaretest benötigten Teilmodule im SIL eingebunden. Diese umfassen nicht die während der EOL-Prüfung benötigten Diagnosefunktionen. Während der Prüfung werden mindestens folgende Funktionen benötigt:

- Lesen und schreiben von Werten,
- Einlernen von Aktuatoren
- Wechsel zwischen verschiedenen Diagnose-Sessions,
- Sicherheitsabfragen,
- Konfiguration von Sicherheitsfunktionen,
- Lösen und einlegen des Transportschutzes.

Je nach Architektur des Steuergeräts können weitere Befehle benötigt werden, z. B. für die Auslösung einer Schaltung. Alternativ können über CAN-Botschaften direkt Sollwerte für Aktuatoren vorgegeben werden.

Wenn die während der Prüfung benötigten Diagnosefunktionen nicht zur Einbindung als virtuelles Steuergerät zur Verfügung stehen, so müssen sie programmiert werden. Für die hier beschriebene Implementierung des virtuellen Prüfstands wird die von [Rio14] entwickelte Steuergerätesimulation eingesetzt.

4.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird detailliert auf die Eigenschaften der EOL-Prüftechnik eingegangen. Als Ergebnis wird die Anforderung den gesamten Prüfprozess darstellen zu können herausgearbeitet und damit die Forschungsfrage vier (*Welche speziellen Anforderungen im Hinblick auf die zu testenden Eigenschaften ergeben sich an den virtuellen Getriebeprüfstand?*) beantwortet. Der virtuelle Prüfstand muss sowohl für die Absicherung der Hardware- als auch der Softwarefunktionen und Prüfverfahren geeignet sein. Die Abhängigkeit der erreichbaren Detaillierung vom PEP wird zur Beantwortung der Forschungsfrage fünf (*Welche Abhängigkeit besteht zwischen der möglichen Detaillierung der Modelle und dem PEP des zu prüfenden Produktes Getriebe?*) ebenfalls betrachtet.

Aus der Breite der möglichen Themen werden schließlich Aufgaben ausgewählt, die beispielhaft die Einsetzbarkeit des virtuellen Prüfstands unter den gegebenen Randbedingungen aufzeigen sollen. Die Bearbeitung der Aufgaben in den folgenden drei Kapiteln dient der Beantwortung der Forschungsfragen sechs (*Wie ist der Zusammenhang zwischen der Detaillierung der benötigten Modelle und deren Nutzen für die Absicherung der EOL-Prüfung?*) und sieben (*Welche Aufgaben können nicht auf einem virtuellen Prüfstand ausgeführt werden?*). Die jeweiligen Aufgaben haben unterschiedliche Anforderungen an die

Detaillierung der Modelle und es ergeben sich schließlich Beispiele, deren Bearbeitung nur begrenzt am virtuellen Prüfstand möglich ist. In diesen Fällen müssen ergänzende Messungen am realen Prüfstand durchgeführt werden, was erst in späten Entwicklungsphasen oder sogar erst im Serienanlauf möglich ist.

5 Statisches echtzeitfähiges Modell

Zu Beginn des PEP liegen, wie oben beschrieben, nur sehr wenige Informationen zum betrachteten Aggregat vor. Dennoch lässt sich in dieser frühen Entwicklungsphase ein stark vereinfachtes Modell ableiten, mit dem erste Problemstellungen bei der Prüfsystem- und Prüfverfahrensentwicklung bearbeitet werden können.

5.1 Modellbildung

Die Modellbildung in diesem Kapitel läuft unter starken Einschränkungen ab, da in der betrachteten Phase des PEP keine Informationen zu den konstruktiven Details des Getriebes vorliegen. Theoretisch kann bei der Modellbildung auf Erfahrungen aus vorhergehenden Modellen zurückgegriffen und so ein dynamisches Modell erstellt werden. Die Verwendung von Eigenschaften der letzten Getriebegeneration birgt jedoch die Gefahr, dass dynamische Effekte dargestellt werden, die im realen Getriebe nicht auftreten. Da die Modelle auch von Prüfverfahrensentwicklern ohne Modellbildungserfahrung eingesetzt werden sollen, wird die Dynamik nicht dargestellt und damit eine mögliche Fehlinterpretation vermieden.

Für die Darstellung des Getriebes werden vorwiegend Kennfelder verwendet. Stellsignale, die später im realen Getriebe gemessen werden können, werden von der Simulation als Abbild der von der Prüfautomatisierung vorgegebenen Sollwerte zurückgespiegelt. Wenn nötig, werden konstante Verzögerungszeiten eingefügt. Die Modellbildung richtet sich nach der Schnittstellenbeschreibung des Prüfsystems. Diese ist früh im PEP verfügbar, da sie Teil des Prüfstandslastenhefts ist. Ziel ist es, eine qualitative Übereinstimmung zu den statischen Zuständen des Getriebes zu erreichen. Eine Veränderung eines Stellsignals muss somit eine Veränderung der Istgröße bewirken, wenn die Rahmenbedingungen erfüllt sind. Die Größe der Änderung darf nicht unrealistisch ausfallen. Ein Anspruch auf quantitative Ergebnisse wird jedoch nicht gestellt.

5.1.1 Modellstruktur

Die Aufteilung des Getriebes in Teilmodelle erfolgt zwischen elektrohydraulischer Schaltplatte und Radsatz. Außerdem werden die elektrischen Antriebe des Prüfstands separat dargestellt. Zusätzliche SPS-Signale werden in einem weiteren Simulationsmodul generiert. Hier wird die benötigte Logik durch Zustandsautomaten und logische Schaltelemente dargestellt. Im Folgenden werden die Modelle der hydraulischen Schaltplatte, der Getriebemechanik sowie der Prüfstandsantriebe vorgestellt.

5.1.2 Statisches Modell elektrohydraulische Schaltplatte

Für die Darstellung der elektrohydraulischen Schaltplatte müssen zunächst die am Prüfsystem verwendeten Signale analysiert werden. Diese setzen sich aus Signalen zusammen,

die vom Steuergerät erfasst werden und auf dem CAN-Bus zur Verfügung stehen, sowie zusätzlichen prüfstandsseitigen Messgrößen. Wie im Grundlagenkapitel bereits dargestellt, umfasst die hydraulische Schaltplatte die Ansteuerung von Kupplungen und Bremsen, Arbeitsdruck, Schmierdruck und Parksperre.

In einem ersten Schritt werden Stellsignale, deren Istwerte gemessen werden, von der Simulation gespiegelt. Für die Darstellung von Signalen, die als Reaktion auf eine Stellgröße entstehen, werden Kennfelder verwendet. Ein Beispiel für ein solches Signal ist der von einem Sensor an einem Schaltelement gemessene Druck p_k . Die hierfür benötigten Kennfelder können zunächst abgeschätzt und zu einem späteren Zeitpunkt mit Daten aus der Hydraulikentwicklung abgeglichen werden. Der Druck eines Schaltelements hängt jedoch nicht nur von seinem Stellsignal, sondern zusätzlich vom verfügbaren Arbeitsdruck ab. Eine solche Abhängigkeit lässt sich durch die Verknüpfung von Arbeitsdruck und Schaltelementdruck über Logikbausteine abbilden. Abbildung 5.1 stellt den Ausschnitt eines Hydraulikplans am Beispiel eines Schaltelements mit geregelterm Arbeitsdruck dar. Mit den Stellsignalen c_{AD} für den Arbeitsdruck p_{AD} und c_k für den Kupplungsdruck p_k kann der Kupplungsdruck beeinflusst werden. Zusätzlich befindet sich zwischen Kupplungsventil und Tank ein Druckhalteventil, das den Kupplungsdruck p_k auf dem Minimaldruck p_N hält. Als Grundvoraussetzung für einen Druckaufbau muss entweder die Antriebsdrehzahl n_{An} oder die Zusatzölpumpendrehzahl n_{ZP} größer als Null sein, andernfalls entspricht der Arbeitsdruck p_{AD} dem Umgebungsdruck p_{ATM} .

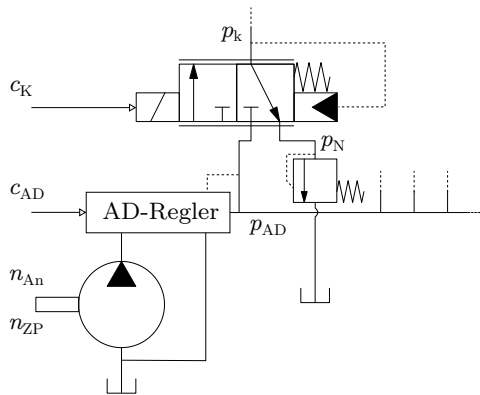


Abbildung 5.1: Vereinfachter Hydraulikplan Kupplungsansteuerung

Abbildung 5.2 stellt das aus dem vereinfachten Hydraulikplan abgeleitete Modell dar. Aus den Stellsignalen c_{AD} und c_k werden die theoretisch erreichbaren Drücke p_{AD} und p_k berechnet ■. Außerdem wird mit Hilfe der Antriebsdrehzahl n_{An} und der Zusatzölpumpendrehzahl n_{ZP} festgestellt ob überhaupt ein Arbeitsdruck aufgebaut werden kann ■. Der Kupplungsdruck wird nach oben durch den Arbeitsdruck p_{AD} und nach unten durch den Minimaldruck p_N begrenzt ■. Die Werte für den Umgebungsdruck p_{ATM} und den Minimaldruck p_N werden als Konstanten im Modell hinterlegt ■.

Neben der Darstellung der Drucksignale der Schaltelemente müssen Parksperre und Schmierölsteuerung implementiert werden. Die Ansteuerung der Parksperre besitzt verschiedene Absicherungen, die eine Aktivierung während der Fahrt unterbinden. Die Park-

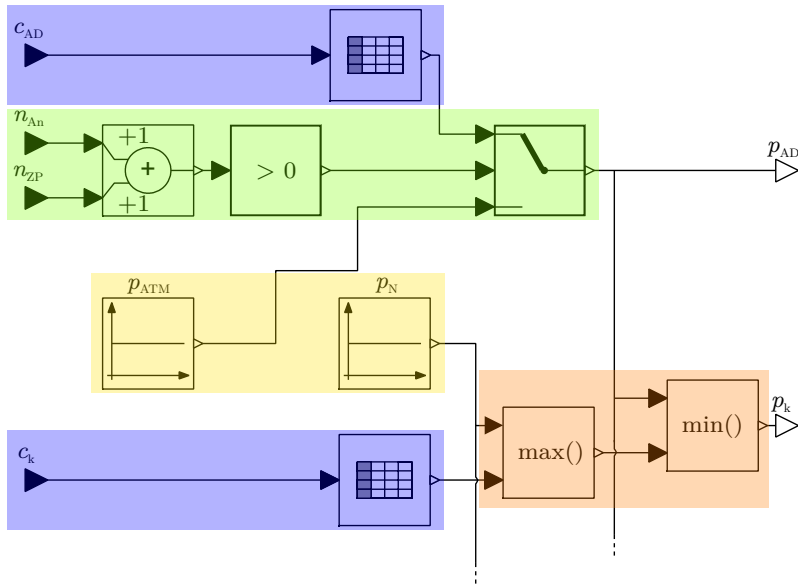


Abbildung 5.2: Modell Kupplungsansteuerung (Symbole nach [mod14])

sperre kann z. B. nicht eingelegt werden solange ein definiertes Arbeitsdruckniveau nicht unterschritten wird. Diese und weitere Bedingungen für das Aus- und Einlegen der Parksperre können mit Logikbausteinen realisiert werden. Die Sensorik der Parksperre kann durch zwei diskrete Niveaus für die Zustände Parksperre aktiv und Parksperre inaktiv modelliert werden. Die Modellierung der Schmierdrucksteuerung ist mit der Modellierung der Schaltelementdrücke vergleichbar. Jedoch ergibt sich durch die im Abschnitt 2.2.3 beschriebene Priorisierung eine zusätzliche Abhängigkeit des Schmierdrucks vom Ölpumpenvolumenstrom und damit von der Antriebsdrehzahl. Der von der Pumpe geförderte Volumenstrom steigt unter Vernachlässigung des volumetrischen Wirkungsgrads linear mit der Drehzahl. Für eine qualitative Darstellung ist eine lineare Skalierung des Schmierdrucks in Abhängigkeit der Drehzahl ausreichend.

5.1.3 Statisches Modell Getriebemechanik

Eine Darstellung der Getriebemechanik ohne Informationen zu den dynamischen Eigenschaften ist nur mit starken Vereinfachungen möglich. Für den Aufbau des Modells sind Werte der Übersetzungen der einzelnen Gänge, sowie die Zuordnung der für die Schaltung eines Ganges benötigten Schaltelemente erforderlich. Mit diesen Informationen lässt sich aus den durch das Schaltplattenmodell berechneten Druckwerten die aktuelle Übersetzung berechnen. Bei einem Wechsel zwischen zwei Gängen ändert sich die Übersetzung sprunghaft innerhalb eines Zeitschritts. Dementsprechend steigen oder fallen auch die übertragenen Drehzahlen und Drehmomente sprunghaft. Bei einem Wechsel in die Neutralstellung wird die Übersetzung auf dem letzten Wert gehalten, da dies am ehesten dem Verhalten der trägen Massen in einem Getriebe entspricht. Der Drehzahlanstieg, der bei

unterbrochenem Kraftschluss und anliegendem Antriebsmoment entstehen würde, kann nicht ohne eine Modellierung der Trägheiten dargestellt werden.

5.1.4 Statisches Modell elektrische Prüfstandsantriebe

Die Modellierung der Prüfstandsantriebe basiert im Fall eines statischen Modells auf der Berechnung der Istwerte nach einer Rampenanforderung. Eine Rampenanforderung besteht aus einem Zielwert und einer Zeit und kann sowohl Drehzahl als auch Drehmoment betreffen. Im realen Prüfstand werden die Rampensignale in der SPS berechnet.

Da bei den An- und Abtrieben zwischen Drehzahl und Drehmomentenregelung gewechselt werden kann, müssen verschiedene Fälle für die Berechnung der Drehzahl- und Drehmomentenistwerte betrachtet werden. Einen Sonderfall stellt der Betrieb mit eingelegter Parksperre dar. In diesem Zustand ist der Abtrieb nicht drehbar und das von der Abtriebsmaschine aufgebrauchte Moment wird durch die Parksperre abgestützt. Ist die Parksperre aktiv, so wird im Modell davon ausgegangen, dass der Antrieb frei drehbar und somit kein Gang eingelegt ist. Einzig das Schleppmoment M_{Schlepp} , das sich aus der Reibung in Schaltelementen [Bei83] und Lagern ergibt, wirkt der Bewegung des Antriebs entgegen. Damit ergibt sich:

$$n_{\text{An}} = n_{\text{An,Soll}}, \quad (5.1)$$

$$M_{\text{An}} = M_{\text{Schlepp}} \quad (5.2)$$

und

$$n_{\text{Ab}} = 0, \quad (5.3)$$

$$M_{\text{Ab}} = \text{sgn}(n_{\text{Ab,Soll}}) |M_{\text{Ab,Soll}}|, \quad (5.4)$$

mit der Antriebsdrehzahl n_{An} und dem zugehörigen Sollwert $n_{\text{An,Soll}}$ sowie dem Drehmoment am Antrieb M_{An} und den entsprechenden Größen am Abtrieb.

Tabelle 5.1 fasst die möglichen Zustände der Antriebe und die Berechnung der Größen in Abhängigkeit der Übersetzung i zusammen, wenn keine Parksperre eingelegt ist. Interessant ist vor allem der Fall 1 bei dem sowohl am Antrieb als auch am Abtrieb die Drehzahl geregelt wird. Er wird z. B. bei der Entlüftung von Schaltelementen verwendet. Beim Entlüften werden die Antriebe so geregelt, dass beim Schließen der entsprechenden Kupplung keine Synchronisation stattfindet. Durch die bereits synchronen Drehzahlen wird eine übermäßige Erwärmung beim Entlüften ausgeschlossen. Wenn bei geschlossenen Kupplungen beide Maschinen im Drehzahlmodus betrieben werden, setzt sich in der Realität die stärkere Maschine durch bzw. diejenige Maschine, deren maximal zulässiges Drehmoment höher gewählt wird. Im hier verwendeten, vereinfachten Modell wird davon ausgegangen, dass die elektrischen Maschinen gleich stark sind und die Kupplungsreibung überwinden können. Damit stellt sich die jeweilige Solldrehzahl ein, wenn beide Maschinen mit Drehzahlregelung betrieben werden. Der Fall, dass bei beiden Maschinen das Drehmoment geregelt wird, ist am Prüfstand nicht vorgesehen, da er zu unkontrolliert hohen Drehzahlen führen kann. Er wird daher im Modell ebenfalls nicht dargestellt.

5.1.5 Validierung

Bei der Validierung dynamischer Modelle bietet sich der Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen an. Da bei dem in diesem Kapitel entwickelten Modell nur eine sta-

Tabelle 5.1: Berechnung von Drehzahl und Drehmoment

	Modus Antrieb	Modus Abtrieb	n_{An}	M_{An}	n_{Ab}	M_{Ab}
1	n	n	$n_{An,Soll}$	$M_{Schlepp}$	$n_{Ab,Soll}$	$M_{Schlepp}$
2	n	M	$n_{An,Soll}$	$-\frac{1}{i} M_{Ab,Soll}$	$\frac{1}{i} n_{An,Soll}$	$M_{Ab,Soll}$
3	M	n	$i n_{Ab,Soll}$	$M_{An,Soll}$	$n_{Ab,Soll}$	$-i M_{An,Soll}$

tische Nachbildung erfolgt, ist ein solcher Vergleich nicht möglich. Der zeitliche Verlauf der Simulationsergebnisse eines statischen Modells unterscheidet sich für einen direkten Vergleich zu stark vom realen zeitlichen Verhalten. Es muss vielmehr überprüft werden, wie die Reaktionen auf Stellsignale ausfallen. Daher wird für die Validierung als typisches Prüfzenario eine einfache Schaltung ausgewählt, simuliert und ausgewertet.

Abbildung 5.3 zeigt die Ausführung der Schaltung. Es werden der Druckverlauf der Schaltelemente p_{k1} und p_{k2} und der Drehzahlverlauf von An- und Abtrieb n_{An} und n_{Ab} während der Schaltung sowie die Sollgrößen der an der Schaltung beteiligten Aktuatoren A_{k1} und A_{k2} dargestellt. Die Istgrößen folgen den Forderungen der Sollgrößen.

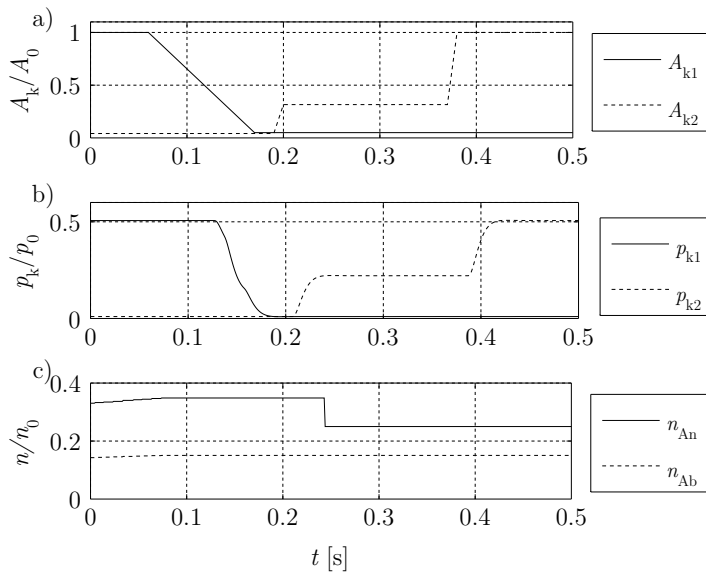


Abbildung 5.3: Signalverlauf Schaltung a) Vorgabe Kupplungsstellensignal, b) Kupplungsdruck, c) Drehzahl

Wie oben beschrieben, erfolgt die Angleichung der Drehzahl während der Schaltung sprunghaft. Der Verlauf der Drucksignale in Abbildung 5.3 b) suggeriert einen dynamischen Vorgang, obwohl das Modell keine dynamischen Übergänge darstellt. Da die

Messung des Drucks über ein Analogsignal erfolgt, wird das in der Simulation berechnete Signal mit den Eigenschaften des Analogaus- und Analogeingangsmoduls überlagert. Der im Modell linear steigende bzw. fallende Druck wird dadurch gedämpft dargestellt. Der Drehzahlverlauf in Abbildung 5.3 c) zeigt die erwarteten sprunghaften Änderungen ohne Dämpfung, da diese Signale über den Profibus übertragen werden und keine Digital/Analog-Wandlung stattfindet. Zusätzlich ist die unterschiedliche Latenz der Druck- und der Drehzahlssignale zu erkennen. Die Drehzahlanpassung am Antrieb n_{An} zeigt eine deutliche Verzögerung zum Druckanstieg p_{k2} der zugeschalteten Kupplung. Die Latenz setzt sich aus den Übermittlungszeiten der unterschiedlichen Kommunikationswege und der Rechenschrittweite des Modells zusammen. Der Einfluss der Kommunikationswege wird ausführlich in Abschnitt 5.3 betrachtet. Die korrekte Darstellung statischer Zustände des Modells wird durch die Simulationsergebnisse bestätigt.

5.2 Softwaretest Prüfautomatisierung

Prüfsoftware muss zwingend vor dem Einsatz in der Serienfertigung getestet werden, da sich ein Stillstand des Prüfsystems direkt auf die produzierten Stückzahlen auswirkt. In diesem Abschnitt soll an Beispielen aufgezeigt werden, wie die Absicherung der Software auf Systemebene ergänzt werden kann, wenn ein virtueller Getriebeprüfstand mit einem statischen Modell zur Verfügung steht. Da keine Spezifikation der Prüfsoftware vorliegt, wird das in den Grundlagen beschriebene explorative Testen angewendet. Für den explorativen Test wird die Perspektive eines Benutzers eingenommen, der bei der Ausführung bestimmter Eingaben Erwartungen an die Ergebnisse hat. An dieser Stelle soll nicht der Nachweis von Fehlern im Mittelpunkt stehen, sondern aufgezeigt werden, welche Arten von Tests einen virtuellen Prüfstand erfordern.

5.2.1 Auswahl der Tests

Wie im Grundlagenkapitel beschrieben, gibt es eine Vielzahl von Testarten. Als Beispiele für mögliche Softwaretests werden Stabilitäts- und Funktionstests durchgeführt. Die Ausführung von Stabilitätstests in Verbindung mit dem virtuellen Prüfstand hat den Vorteil, dass alle verfügbaren Softwaremodule der Automatisierung aktiviert werden können. Mögliche Wechselwirkungen, die die Stabilität beeinflussen, können so ermittelt werden. Bei Funktionstests können durch die Verwendung des virtuellen Prüfstands realitätsnahe Tests ausgeführt werden und ein Vergleich mit Testergebnissen vom realen Prüfstand ist möglich. Eine Ausführung von Feldtests wird an dieser Stelle nicht diskutiert, da die Ausführung eines unveränderten Serienprüfprogramms mit einem statischen Modell nicht möglich ist. Der Feldtest wird daher im nächsten Kapitel aufgegriffen. Wie oben beschrieben, werden die Tests als explorative Tests konzipiert, woraus direkt folgt, dass es sich um Blackbox-Tests handelt. Bei Blackbox-Tests ist die Funktionsweise der Software unbekannt und eine vollständige Testabdeckung des Codes, wie sie bei Whitebox-Tests möglich ist, ausgeschlossen.

5.2.2 Umsetzung am virtuellen Prüfstand

Ausgeführt werden im Folgenden vier Tests. Beim ersten Test handelt es sich um einen Stabilitätstest. Während der wiederholten Ausführung eines leeren Prüfprogramms wird

die Entwicklung des Speicherverbrauchs des für die Interaktion mit einem Prüfer verwendeten Bedienprogramms und der Prüfautomatisierung beobachtet. Der Speicherverbrauch stellt nach [SL12] ein typisches Stabilitätsmerkmal dar. Ein Anwachsen des verwendeten Speichers führt auf Dauer zum Versagen des Softwaresystems und muss vermieden werden.

Abbildung 5.4 zeigt das Ergebnis für 10000 wiederholte Prüfungen. Die Ausführung dauerte mehr als 19 Stunden und ist im Produktionsumfeld nicht durchführbar. Sowohl die Speicherentwicklung des Bedienprogramms als auch die der Prüfautomatisierung zeigen einen Anstieg des Speicherverbrauchs. Beim Start der ersten Prüfung steigt der Speicherverbrauch jeweils sprunghaft an. Der Speicherverbrauch des Bedienprogramms zeigt stärkere Schwankungen und sinkt im Gegensatz zum Speicherverbrauch der Prüfautomatisierung sogar kurzfristig ab. Bei beiden Programmen ist der Speicherzuwachs moderat und lässt sich mit heutigen Rechnern über längere Zeit verkraften. Um den fehlerhaften Code zu finden und die geforderte konstante Speicherauslastung zu erreichen, können Tests auf Komponentenebene außerhalb des virtuellen Prüfstands ausgeführt werden.

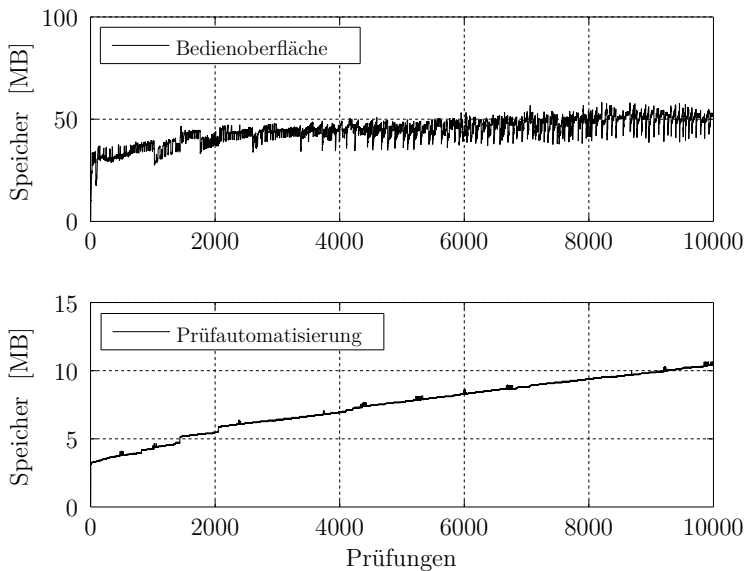


Abbildung 5.4: Ergebnis Test Speicherzunahme

Bei den weiteren Tests handelt es sich um Funktionstests, für die spezielle Prüfprogramme entwickelt werden. Diese können aufgrund der vorhandenen Strukturen zur Wiederverwendung von Prüfprogrammen leicht wiederholt und abgewandelt werden. So lassen sich mit geringem Aufwand Regressionstests durchführen, die dazu dienen, das Verhalten der Software nach einer Codeänderung mit dem vorherigen Zustand zu vergleichen.

Abbildung 5.5 zeigt den Ablauf eines einfachen Tests, der das Schreiben eines Aktuator-sollstroms I_{Soll} und nachfolgendes Messen des Iststroms I_{Ist} beinhaltet. Dieser Test kann in abgewandelter Form auch ohne einen virtuellen Prüfstand ausgeführt werden. Jedoch wird dann der Einfluss der beteiligten Kommunikationswege nicht getestet. Das Signal

für den Sollstrom wird von der Prüfautomatisierung über den CAN-Bus an das im virtuellen Prüfstand simulierte Steuergerät gesendet. Das vom Steuergerät generierte Signal für den Iststrom wird ebenfalls über den CAN-Bus zurück an die Prüfautomatisierung übertragen. Fehler bei der Konfiguration der Schnittstellen können so ebenfalls erfasst werden. Es handelt sich daher um einen Test, der sowohl die Software als auch deren Konfiguration überprüft.

Der oben beschriebene Test ist als erfolgreich anzusehen, wenn das Messergebnis dem vorgegebenen Wert entspricht. Der Test ist so angelegt, dass das Setzen des Sollwertes und das Messen des Istwertes wiederholt ausgeführt werden. Bei der für den Test verwendeten Konfiguration konnte keine Abweichung zwischen gemessenem und erwartetem Wert festgestellt werden. Der Test ist damit als erfolgreich einzustufen. Auf eine grafische Darstellung des Testergebnisses wird an dieser Stelle verzichtet.

Eine Erweiterung des vorangehenden Tests stellt Abbildung 5.6 dar. Hier wird eine Zeitmessung über einen Warteabschnitt wiederholt ausgeführt. Der Benutzer erwartet als Ergebnis der Zeitmessung die eingestellte Wartezeit.

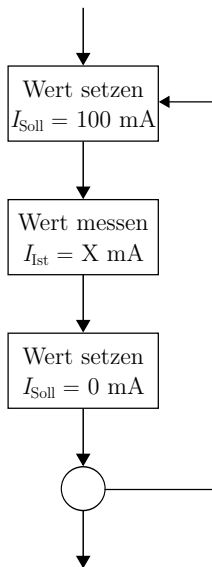


Abbildung 5.5: Ablauf Softwaretest
Wert setzen

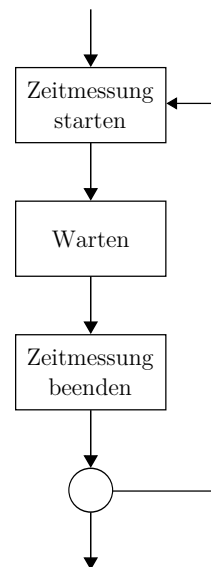


Abbildung 5.6: Ablauf Softwaretest Warten

Abbildung 5.7 zeigt das Ergebnis für 50, 200 und 1000 ms Wartezeit. Jeder Test wird dreimal ausgeführt, um die Wiederholbarkeit sicherzustellen. Bei dem Test mit einer Wartezeit von 50 ms schwankt die gemessene Zeit zwischen 50 und 60 ms. Bei den Tests mit 200 und 1000 ms liegt das Ergebnis grundsätzlich 10 ms höher als erwartet. Ausreißer auf 220 bzw. 1020 ms können ebenfalls beobachtet werden. Insbesondere beim ersten Schleifendurchlauf wird eine erhöhte Zeit gemessen. Bei einem vorgelagerten Komponententest konnte die Funktion der in diesem Test verwendeten Einzelbausteine bestätigt werden.

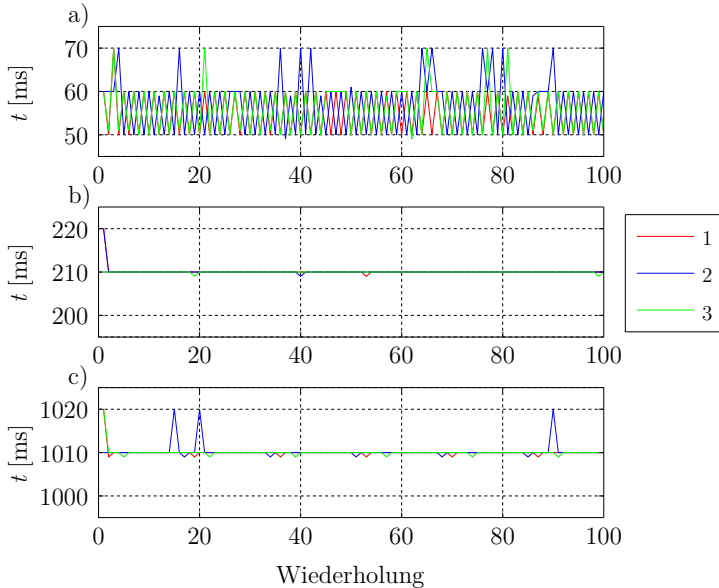


Abbildung 5.7: Ergebnis Softwaretest Zeitmessung und Warten a) 50 ms, b) 200 ms, c) 1000 ms

Die für das Timing in der Prüfautomatisierung eingesetzte Timerquelle wird in [Mic15] beschrieben. Die Timerquelle ist auf dem eingesetzten Rechner ausreichend genau, um eine Wartezeit von 10 ms zu realisieren. Die Abweichungen müssen also aus dem Zusammenspiel der Komponenten resultieren. Ein Einfluss des virtuellen Prüfstands auf das Testergebnis kann ausgeschlossen werden, da die gemessenen Werte innerhalb der Prüfautomatisierung generiert werden. Die sowohl bei der Kommunikation mit einem realen als auch mit einem virtuellen Prüfstand anfallende Systemlast darf das Messergebnis ebenfalls nicht beeinflussen, da ansonsten die Funktion des Gesamtsystems in Frage gestellt werden muss.

Bei den oben durchgeführten Tests fällt auf, dass sich das Verhalten bei kurzen und langen Wartezeiten grundlegend unterscheidet. Der ständige Wechsel der gemessenen Wartezeit bei einer parametrisierten Wartezeit von 50 ms kann bei den längeren Wartezeiten nicht beobachtet werden. Durch Variation der eingestellten Wartezeit kann festgestellt werden, ob es einen Wert für die Wartezeit gibt, bei dem der Wechsel zwischen den beobachteten Effekten auftritt. Durch die Variation kann ein Wert von 90 ms für die Wartezeit identifiziert werden, ab dem grundsätzlich eine Abweichung von 10 ms in der Zeitmessung zu erwarten ist. Diese Information kann dem Softwareentwickler zur Unterstützung der Fehlersuche übermittelt werden.

Ein Beispiel für einen komplexeren Testfall ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Hier wird das Fahren einer Rampe von der im virtuellen Prüfstand simulierten SPS angefordert. Anschließend erfolgt parallelisiert die Messung zu verschiedenen Zeitpunkten. Bei regelmäßiger Anordnung der Messzeiten wird ein proportionaler Anstieg des Messergebnisses erwartet. Bei diesem Test spielt sowohl die zeitliche Genauigkeit mit der die Messun-

gen durch die Prüfautomatisierung durchgeführt werden, als auch die Verzögerung des übertragenen Rampensignals über die verwendeten Schnittstellen eine Rolle.

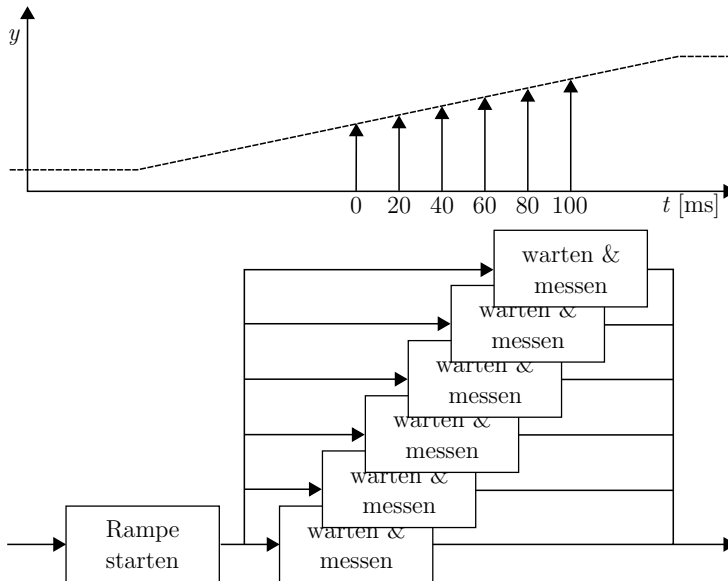


Abbildung 5.8: Ablauf zeitversetzte Messung Rampensignal in Parallelverzweigung

Tabelle 5.2 zeigt das Ergebnis für drei Wiederholungen des Tests. Im Prüfprogramm wird ein Abstand von 20 ms zwischen den Messungen parametrisiert. Die erste Messung wird 500 ms nach der Anforderung der Rampe ausgeführt.

Tabelle 5.2: Ergebnis zeitversetzte Messung (drei Wiederholungen) Rampensignal in Parallelausführung

t_1 [ms]	y_1	t_2 [ms]	y_2	t_3 [ms]	y_3
0	469.2	0	469.4	0	458.2
10	479.5	10	479.6	10	478.1
30	499.3	30	499.2	30	498.6
50	519.7	50	518.9	50	518.6
70	540.0	70	539.5	70	538.4
90	559.5	100	569.5	100	568.2

Das Ergebnis zeigt Abweichungen von den definierten Abständen der Messzeitpunkte, die in der Tabelle grau hinterlegt sind. Abweichungen der Ausführungszeitpunkte von Messungen konnten bereits im vorigen Softwaretest beobachtet werden. Ist die Änderung des Signals y_x proportional zum Abstand der Messzeitpunkte, so handelt es sich

lediglich um einen Fehler bei der Auslösung der Messung. Tritt jedoch, wie im Fall der ersten beiden blau hinterlegten Felder, eine nicht zum Abstand der Messzeitpunkte (hier $\Delta t_3^{1,2} = 10 \text{ ms}$) proportionale Änderung des Signals y_x (hier $\Delta y_3^{1,2} \approx 20$) auf, so ist eine zeitliche Abweichung auf dem Signalweg entstanden. Der Signalweg umfasst die Kommunikation zu und vom Simulationsrechner sowie die Simulation und die Datenerfassung im Automatisierungssystem. Für den Wert der ersten Messung wird jeweils ein Ergebnis von 500 erwartet. Die Abweichung von diesem Wert resultiert ebenfalls aus der Verzögerung auf dem Signalweg.

Aus der Beobachtung in Tabelle 5.2 folgt, dass bei Softwaretests, die das Zeitverhalten mitbetrachten, Eigenschaften der Kommunikationswege eine Rolle spielen. Um den Einfluss der Prüfautomatisierung von dem der Kommunikationswege zu unterscheiden, werden im folgenden Abschnitt Untersuchungen zu Latenz und Jitter im Prüfsystem durchgeführt.

5.3 Untersuchung Latenz und Jitter im Prüfsystem

Neben den Eigenschaften der Prüfautomatisierung und des Prüfstands müssen auch die Einflüsse der Kommunikationswege abgesichert werden. Wie oben gezeigt, können die Kommunikationseigenschaften das Prüfergebnis beeinflussen. Bei einem EOL-Prüfstand treffen sowohl Fabrik- als auch PKW-Kommunikationssysteme aufeinander. Wie im Grundlagenkapitel beschrieben, werden in der Fabrikkommunikation typischerweise Profibus, Profinet oder Ethernet verwendet. Bei der Kommunikation von Steuergeräten im Powertrain wird der CAN-Bus als Standard eingesetzt. Zusätzlich zu der am Prüfstand verwendeten digitalen Signalübertragung über CAN und Profibus werden analoge Spannungssignale vom Prüfsystem mit Labormesstechnik erfasst.

In diesem Abschnitt werden die Eigenschaften der unterschiedlichen Kommunikationswege im Zusammenspiel mit dem Prüfstand bzw. der Simulation und der Prüfautomatisierung betrachtet. Eine analytische Methode wird vorgestellt, die es ermöglicht die Häufigkeitsverteilung der Latenz eines Kommunikationsweges abzuschätzen. Es werden vergleichende Messungen am realen und am virtuellen Prüfstand mit zusätzlichen Messeinrichtungen durchgeführt. Die vorgestellten Ergebnisse liegen bereits als Veröffentlichung vor [RGG14].

5.3.1 Einfluss von Latenz und Jitter

Während der Prüfung eines Aggregats wird eine Vielzahl von Signalen erfasst und ausgewertet. Die Messgrößen stammen sowohl vom Steuergerät als auch von prüfstandsseitigen Sensoren. Häufig sind für eine Messgröße sowohl interne als auch externe Sensoren vorhanden, um einen Abgleich der im Getriebe verbauten Sensoren zu ermöglichen. Ein typisches Beispiel für einen solchen Sensor ist der Drehzahlsensor der Getriebeeingangswelle. Die Reaktion des Getriebes auf ein Stellsignal der Prüfautomatisierung kann somit über mehrere Antwortsignale erfasst werden.

Bei einem Abgleich eines Sensors muss zwischen statischen und dynamischen Zuständen der Messgröße unterschieden werden. Vor allem bei dynamischen Messgrößen spielen Latenz und Jitter eine Rolle, da hier bei zeitlichem Versatz der Messdaten ein Messfehler entsteht. Abbildung 5.9 a) stellt diesen Effekt für ein rampenförmiges Signal dar, das über zwei unterschiedliche Kommunikationswege erfasst wird. Der Fehler entspricht der Differenz der beiden bis auf den zeitlichen Versatz gleichen Signale.

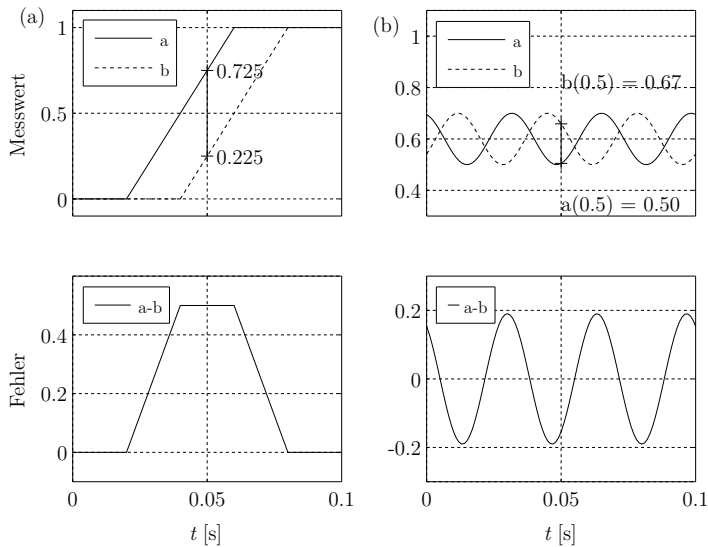


Abbildung 5.9: Signalverlauf und Messfehler durch Latenz a) Rampe, b) Schwingung

Die Messung während einer Rampe stellt im Bezug auf den Einfluss der Latenz einen Extremfall dar. Jedoch können auch bei Schwingungen im System Messfehler entstehen, wie in Abbildung 5.9 b) dargestellt. Die durch den zeitlichen Versatz der Messgrößen entstehenden Abweichungen müssen bei der Festlegung der Grenzwerte mitbetrachtet werden, da sonst regelmäßig Wiederholungsprüfungen oder Nacharbeitsaufträge ausgelöst werden. Eine übermäßige Aufweichung der Grenzwerte kann jedoch zu einer Überdeckung realer Fehler führen und muss vermieden werden.

Noch gravierender fällt der Einfluss der Latenz bei der Messung von Zeiten aus. Als Beispiel kann die Messung der Füllzeit einer hydraulischen Kupplung herangezogen werden. Hier werden unterschiedliche Signale als Trigger für die Zeitmessung verwendet, deren Latenz einen direkten Einfluss auf das Messergebnis hat.

Bei konstanten Latenzen können die Abweichungen zwischen den unterschiedlichen Kommunikationspfaden synchronisiert werden. Durch Jitter verändert sich die Latenz jedoch, weshalb ein vollständiger Latenzausgleich nicht möglich ist. Jitter entsteht z. B. durch Drift von Systemuhren, Arbitrierungsverfahren und Übertragungsfehler [Tra10]. Ein weiteres Beispiel für die Entstehung von Jitter ist das beim CAN-Bus eingesetzte Bitstuffing, durch das die Übertragungssicherheit erhöht wird, indem nach speziellen Regeln zusätzliche Bits vor der Übertragung eingefügt werden [Nav09]. Durch die zusätzlich zu übertragenden Bits variiert die Übertragungsdauer der Botschaften trotz gleicher Nutzdatenmenge.

Latenzen beeinflussen neben der Messgenauigkeit auch die für die Prüfung eines Aggregats benötigte Zeit. Bei einer Vielzahl von Stellsignalen und Messung von Antwortsignalen während der Prüfung verlängern große Latenzen die Prüfzeit signifikant.

Für die Bewertung der Kommunikationswege eines Prüfsystems ist es aufgrund der oben aufgezeigten Einflüsse nötig die Eigenschaften der Kommunikationswege in Form von Latenz und Jitter zu charakterisieren. Wie in Abbildung 5.10 dargestellt, stehen hierfür unterschiedliche Werkzeuge zur Verfügung. Neben der Messung der Ende-zu-Ende Latenzen mit Hilfe der Prüfautomatisierung können zusätzlich Traces auf den Bussystemen durchgeführt werden. Sie geben Aufschluss über die Eigenschaften eines isolierten Segments unter den Bedingungen am Prüfstand. Mit Hilfe von echtzeitfähigen Triggerquellen können einzelne Segmente ohne den Einfluss der Prüfautomatisierung untersucht werden. Mit diesem Verfahren kann beispielsweise untersucht werden, wie sich ein Steuergerät unter Idealbedingungen verhält. Ist noch keine Hardware verfügbar und eine Abschätzung der Latenzen nötig, so kann ein analytisches Verfahren eingesetzt werden. Mit dem im nächsten Abschnitt vorgestellten analytischen Verfahren kann jedoch keine Aussage über den Jitter gemacht werden. Lediglich der maximale Betrag des Jitters kann approximiert werden.

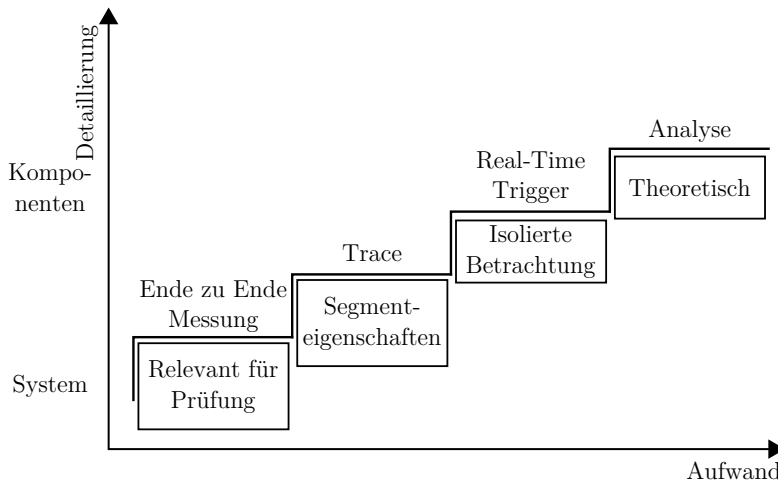


Abbildung 5.10: Aufwand und Detaillierung der Methoden zur Timingbewertung

5.3.2 Analytisches Verfahren

Für die analytische Bestimmung der Häufigkeitsverteilung der Latenzen ist eine Untersuchung des jeweiligen Signalweges nötig. Die Ende-zu-Ende Latenz setzt sich aus einzelnen Verzögerungen zusammen. Diese können konstant oder variabel sein. Wird z. B. ein Analogsignal abgetastet, so entspricht die maximale Zeit, die vor der Übertragung einer Änderung im Analogsignal verstreicht, dem Abtastintervall. Eine Signaländerung kann jedoch auch nahezu ohne Verzögerung übertragen werden, wenn sie direkt vor dem Zeitpunkt der Abtastung stattfindet. Die Verzögerung durch Abtastung ist somit variabel und in ihrer Auftrittshäufigkeit gleichverteilt, da bei einer Änderung des Signals alle möglichen Wartezeiten bis zur Erfassung gleich wahrscheinlich sind. Diese Eigenschaft gilt nur, wenn der signalgenerierende und der -erfassende Kommunikationspartner nicht synchronisiert sind, wie es z. B. beim CAN-Bus der Fall ist. Ein Beispiel für eine

annähernd konstante Verzögerung ist die Verarbeitung eines Signalwertes innerhalb eines Rechners. Hier ist die Verzögerung nicht nur näherungsweise konstant, sondern auch unabhängig vom Ankunftszeitpunkt, wenn die Auslastung des Rechners gering und die Verarbeitungspriorität des Signals hoch ist.

Abbildung 5.11 stellt den Signalweg für die Kommunikation der Prüfautomatisierung mit dem in der Simulation dargestellten Steuergerät per CAN-Bus dar. Das analytische Verfahren setzt voraus, dass die Datenübertragung aller Botschaften regelmäßig und mit dem gleichen Übertragungsintervall – in diesem Fall 10 ms – stattfindet [FRNJ08]. Des Weiteren ist die Datenübertragung zwischen Prüfautomatisierung und Steuergerät asynchron und damit unabhängig voneinander. Es wird zunächst davon ausgegangen, dass keine Botschaftskollisionen und damit Arbitrierung stattfindet. Diese Annahme ist auch in einem einfachen CAN-Netzwerk mit nur zwei Knoten und wenigen Botschaften nur begrenzt zulässig und wird später aufgegriffen. [ZDNGSV09] diskutiert den hier vernachlässigten Einfluss von Botschaftskollisionen auf die Häufigkeitsverteilung der Latenz am Beispiel eines umfangreichen CAN-Netzwerks.

In Abbildung 5.11 sind die Verzögerungen auf der Strecke zum Steuergerät mit dem Index 1 und die Verzögerungen auf der Strecke zur Prüfautomatisierung mit dem Index 2 markiert. Von der Prüfautomatisierung ausgehend werden die Daten nach einer internen Verzögerung t_{INT}^1 über den CAN-Bus übertragen. An der Übertragung sind zwei CAN-Controller beteiligt. Der sendende CAN-Controller spielt die entscheidende Rolle, da er die Wartezeit bis zur Übermittlung bestimmt. Der empfangende CAN-Controller nimmt jederzeit Daten entgegen, benötigt jedoch Zeit, um diese zu verarbeiten. Die in der Simulation verwendete feste Schrittweite wirkt wie eine weitere Abtastung mit der Verzögerung t_{SIM} . Die Übertragung der Signale von der Simulation zum Automatisierungsrechner läuft nach demselben Schema ab. Die Verzögerung bei der Erfassung der Daten durch die Prüfautomatisierung t_{CYC} stellt jedoch einen Sonderfall dar. Da sowohl der Aussendezeitpunkt als auch der Abtastzeitpunkt beim Datenempfang von der Prüfautomatisierung bestimmt wird, können für die Ende-zu-Ende Latenz nur Werte auftreten, die ein Vielfaches der Intervallzeit der Prüfautomatisierung haben.

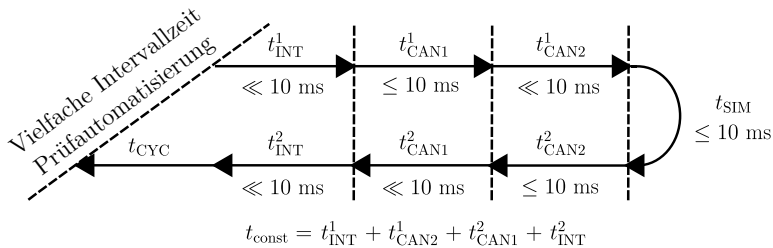


Abbildung 5.11: Analyse Kommunikationspfad CAN

Für die Berechnung einer Häufigkeitsverteilung der Latenzen werden zunächst die in Näherung konstanten Verzögerungen zu einer einzigen Konstanten t_{const} zusammengefasst. Übrig bleiben die drei zwischen 0 und 10 ms gleichverteilten unabhängigen Zufallsvariablen t_{CAN1}^1 , t_{SIM} und t_{CAN2}^2 sowie die Verzögerungszeit des Erfassungszyklus der Prüfautomatisierung t_{CYC} . Die gleichverteilten Zufallsvariablen können als ein Würfel mit elf Seiten und den diskreten Werten 0 bis 10 ms betrachtet werden, wenn die Auflösung auf

1 ms festgelegt wird. Um den oben beschriebenen Effekt variabler Wartezeiten bei asynchroner Kommunikation darstellen zu können, muss die Diskretisierung zwingend kleiner sein als 10 ms. Eine feinere Diskretisierung als 1 ms kann aufgrund des oben beschriebenen Effekts der Verzögerung t_{CYC} keinen wesentlichen Einfluss auf das Endergebnis der Analyse haben. Die Wahrscheinlichkeit für jeden der 11 Werte liegt bei $P = \frac{1}{11}$. Für eine unabhängige, gleichverteilte Verzögerung kann der Wahrscheinlichkeitsvektor als

$$\vec{P} = \frac{1}{m} \vec{1}^m, \quad \text{für } m \in \mathbb{N}_{>0}, \quad (5.5)$$

geschrieben werden, mit dem m -dimensionalen Vektor von Einsen $\vec{1}^m$, wobei m der Anzahl der möglichen diskreten Verzögerungszeiten entspricht. Die Wahrscheinlichkeitsverteilung von mehreren hintereinander auftretenden Verzögerungen kann mit dem Cauchyprodukt der einzelnen Wahrscheinlichkeitsvektoren berechnet werden [Lef06]:

$$\vec{P}_x = \vec{P}_{x_1+x_2+\dots+x_n} = \vec{P}_{x_1} * \vec{P}_{x_2} * \dots * \vec{P}_{x_n}, \quad \text{für } n \in \mathbb{N}_{>1}. \quad (5.6)$$

Sie stellt die Auftretswahrscheinlichkeit aller möglichen Kombinationen aus x_1 bis x_n dar.

Abbildung 5.12 a) zeigt die Wahrscheinlichkeit P der Latenzen t_{Lat} für die Summen von einer, zwei und drei Zufallsvariablen, die mit Gleichung 5.6 berechnet werden. Die Lage des Maximums beim Mittelwert der Verteilung ist charakteristisch für die Kombination von gleichverteilten Zufallsvariablen [Lef06]. Für große Werte von n nimmt das Ergebnis von Gleichung 5.6 den Verlauf einer Normalverteilung an.

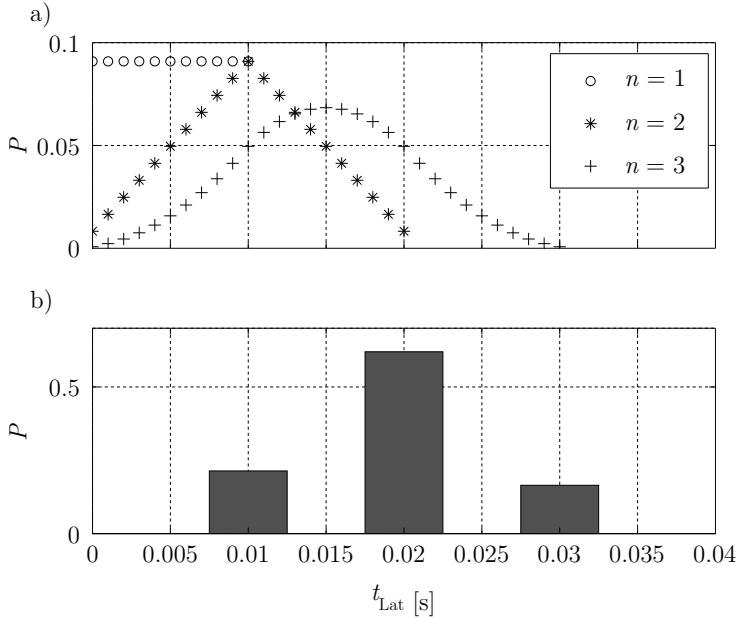


Abbildung 5.12: a) Wahrscheinlichkeit bei n gleichverteilten Zufallsvariablen, b) Verteilung nach Erfassung durch die Automatisierung bei $n = 3$

Wie oben beschrieben, werden die Daten in der Prüfautomatisierung nur zu Zeitpunkten erfasst, die Vielfachen der Intervallzeit der Prüfautomatisierung entsprechen. Als Intervallzeit werden an dieser Stelle 10 ms definiert. Es sind somit theoretisch Latenzzeiten von $t_{\text{Lat}} = 0, 10, 20, \dots$ ms möglich. Jedoch tritt der Wert $t_{\text{Lat}} = 0$ ms in der Realität aufgrund der bisher vernachlässigten konstanten Verzögerungen t_{const} nicht auf. Um den Effekt der Erfassung durch die Prüfautomatisierung miteinzubeziehen, müssen die Zeiten in den Intervallen zwischen zwei möglichen Latenzzeiten aufgerundet werden:

$$P_{x=k} = \sum_{(k-10) < i \leq k} \bar{P}_i, \quad \text{für } k = \{10, 20, \dots\}, \quad (5.7)$$

mit der Menge k der Vielfachen von t_{CYC} .

Abbildung 5.12 b) zeigt die resultierende Häufigkeitsverteilung für $t_{\text{const}} = 0$ bei drei unabhängigen, gleichverteilten Verzögerungen von maximal 10 ms. Aus dieser Verteilung ergibt sich ein Mittelwert von $\mu = 19.5$ ms und eine Standardabweichung von $\sigma = 6.2$ ms. Damit ist ein Vergleich mit anderen Kommunikationspfaden möglich. Der Jitter und damit die Häufigkeit der Wechsel zwischen verschiedenen Latenzzeiten kann mit dieser Methode nicht bestimmt werden. Jedoch kann der maximale Betrag der möglichen Änderung aus der Häufigkeitsverteilung abgelesen werden.

Die in dieser Untersuchung vernachlässigten konstanten Verzögerungen t_{const} können durch Messungen bestimmt oder aus Angaben in Datenblättern abgeschätzt werden. Bei der Berechnung der Häufigkeitsverteilung muss vor der Berechnung der Ende-zu-Ende-Latenz durch Gleichung 5.7 eine Rechtsverschiebung auf der x-Achse um t_{const} erfolgen.

Das hier beschriebene Verfahren lässt sich auch auf andere Kommunikationspfade anwenden. Wie oben beschrieben, wird zwischen gleichverteilten zufälligen und konstanten Verzögerungen unterschieden. Die jeweiligen Besonderheiten des Kommunikationspfades müssen bei der Analyse beachtet werden. Zum Beispiel wird die Kommunikation im Profibus durch einen Teilnehmer gesteuert [Kat90, Acr02], den sogenannten Master. Durch die Auslösung der Datenübertragung eines Slaves durch einen Master sind die Zeitpunkte der Übertragung zu und von einem Kommunikationspartner nicht unabhängig voneinander.

5.3.3 Messung

Die in Abschnitt 5.3.2 berechneten Latenzen können auch durch Messungen bestimmt werden. Das einzige Messverfahren aus Abbildung 5.10, das ohne zusätzliche Hilfsmittel angewendet werden kann, ist die Ende-zu-Ende-Messung. Für die Ende-zu-Ende-Messung wird von der Prüfautomatisierung ein Triggersignal auf einem Kommunikationspfad ausgesendet und die Zeit bis zur Antwort über einen oder mehrere Kommunikationspfade gemessen. Das Messergebnis enthält nur Informationen zur gesamten Strecke und es kann nicht festgestellt werden, wie sich die Latenz aus den Verzögerungen der einzelnen Komponenten zusammensetzt [NZGG12]. Abbildung 5.13 zeigt zwei Ende-zu-Ende-Messungen mit einem Triggersignal, das über CAN ausgesandt wird a) und einem Triggersignal, das über Profibus ausgesandt wird b). Eine Antwort auf das Triggersignal wird jeweils über zwei Kommunikationspfade parallel übertragen: a) CAN und Analogsignal (0–10 V), b) Profibus und CAN. In Abbildung 5.13 a) ist ein sehr häufiger Wechsel zwischen den verschiedenen Latenzen erkennbar. Ein häufiger Wechsel deutet darauf hin, dass im Pfad der CAN-Kommunikation mindestens ein Teilnehmer häufig von seinem Takt abweicht. Die eben-

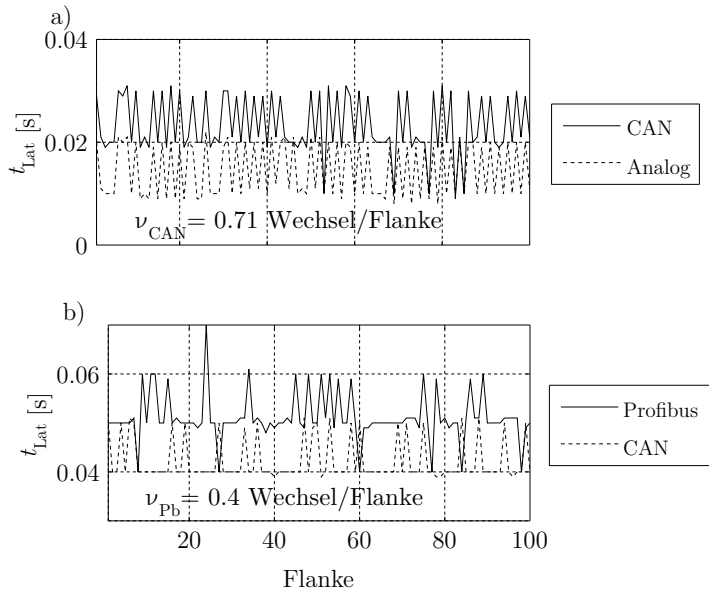


Abbildung 5.13: a) Messung Latenz Triggersignal über CAN,
b) Messung Latenz Triggersignal über Profibus

falls in Abbildung 5.13 a) dargestellte Latenz für eine Antwort über ein Analogsignal ist deutlich geringer, weist jedoch eine ähnliche Charakteristik wie die über CAN übermittelte Antwort auf. Die Kommunikation über den Analog-Kommunikationspfad weist deutlich weniger Komponenten auf, die eine Verzögerung auslösen können. Außerdem werden die Analogsignale im Gegensatz zu den digitalen Signalen mit einer Rate von 1 ms erfasst. Die Ähnlichkeit der beiden Charakteristiken spricht dafür, dass sich die für die häufigen Wechsel der Latenz verantwortliche Komponente auf dem Übermittlungspfad des Triggersignals von der Prüfautomatisierung zum Simulationsrechner befindet. Alternativ könnte die Simulation die Störungen verursachen, da hier die über CAN- und Analog-Kommunikationspfad übermittelten Signale gemeinsam verarbeitet werden. Um die Ursache für die in Abbildung 5.13 a) sichtbare Charakteristik zu finden, werden weitere Messungen mit zusätzlichen Messeinrichtungen diskutiert.

In Abbildung 5.13 b) sind deutlich weniger Wechsel zwischen Latenzen sichtbar. Die Übermittlung über den Profibus ist deutlich langsamer als die Übermittlung über den CAN-Bus, was auf die Datenverarbeitung innerhalb des Simulationsrechners zurückgeführt werden kann. Im Gegensatz zu den Charakteristiken in Abbildung 5.13 a) sind in Abbildung 5.13 b) mehr Abschnitte mit konstanter Latenz sichtbar. Anders als beim CAN-Bus werden die Daten nicht mit einer definierten Intervallzeit übertragen. Die Intervallzeit ergibt sich aus der Last auf dem Bus und dessen Bandbreite, sowie aus Sonderlasten, die für die Suche nach weiteren Teilnehmern auf dem Bus benötigt wird. Die Intervallzeit, die sich aus einer Profibuskonfiguration ergibt, wird sehr genau eingehalten, da durch das Master/Slave Konzept weniger Konflikte als z. B. beim CAN-Bus entstehen.

Um einen Vergleich der Latenz zwischen verschiedenen Kommunikationspfaden zu ermöglichen, kann der Mittelwert der Latenz $\bar{t}$ herangezogen werden. Der Kommunikationspfad über den CAN-Bus zeigt mit $\bar{t}_{\text{CAN}} = 23.2 \text{ ms}$ mit einer Streuung von $s_{\text{CAN}} = 5.6 \text{ ms}$ eine deutlich geringere mittlere Latenz als der Kommunikationspfad über Profibus mit $\bar{t}_{\text{Pb}} = 51.1 \text{ ms}$ mit einer Streuung von $s_{\text{Pb}} = 4.9 \text{ ms}$. Soll jedoch eine Synchronisation der Daten erfolgen, so ist die Häufigkeit, mit der zwischen unterschiedlichen Latenzen gewechselt wird, wichtig für die Bewertung des Kommunikationspfades. Die Streuungen der Latenz der beiden Kommunikationspfade s_{CAN} und s_{Pb} ist sehr ähnlich und enthält keine Aussage über die Wechselhäufigkeit. Daher wird die Kennzahl ν als der Quotient aus der Anzahl der Wechsel zwischen unterschiedlichen Latenzen $n_{\Delta\text{Lat}}$ und der Anzahl der Triggersignalfanken n_{TF} eingeführt:

$$\nu = \frac{n_{\Delta\text{Lat}}}{n_{\text{TF}}} . \quad (5.8)$$

Für die Messung des CAN-Kommunikationspfades aus Abbildung 5.13 a) ergibt sich damit $\nu_{\text{CAN}} = 0.71$ Wechsel/Flanke und für den Profibus-Kommunikationspfad aus Abbildung 5.13 b) $\nu_{\text{Pb}} = 0.4$ Wechsel/Flanke. Für eine Messung dieser Art muss der Abstand zwischen den Triggersignalen für jeden Kommunikationspfad konstant gehalten werden, da sonst kein Vergleich gezogen werden kann.

Die Wertung der beiden unterschiedlichen Bussysteme ist nicht als allgemeingültig zu betrachten. Sie ist nur für den hier beschriebenen Aufbau mit seiner spezifischen Konfiguration gültig. Ein direkter, allgemeiner Vergleich der beiden Bussysteme ist aufgrund der sehr unterschiedlichen Anwendungsfelder wenig sinnvoll. Für den Vergleich der Kommunikationseigenschaften in einem gemeinsamen Netzwerk liefert der Vergleich jedoch wichtige Informationen über die Eigenschaften des Prüfsystems. Zum Beispiel kann die zu erwartende Abweichung zwischen der Messung einer Rampe über CAN und über Profibus abgeschätzt werden. Betrachtet man für die Messungen in Abbildung 5.13 b) einen Unterschied zwischen der Verzögerung von Profibus und CAN von 20 ms, so ergibt sich bei einer Drehzahlrampe mit einer Steigung von $1000 \frac{\text{min}^{-1}}{\text{s}}$ ein erwarteter Fehler von 20 min^{-1} . Dieser Wert kann durch eine Messung an einem realen Getriebeprüfstand bestätigt werden. Die Messung am realen Prüfstand ergibt bei mehrfacher Wiederholung des Experiments eine maximale Abweichung von 25 min^{-1} während des Fahrens einer Rampe. Bei Messung im statischen Zustand beträgt die maximale Abweichung nur 4 min^{-1} .

Um den oben beobachteten Effekt der ähnlichen Charakteristik der Latenz in Abbildung 5.13 a) weiter zu untersuchen, wird mit einer zusätzlichen Messhardware der Abstand zwischen zwei Botschaften des Triggersignals und der Antwort auf dem CAN-Bus gemessen. Für die von der Prüfautomatisierung ausgesandten Botschaften können regelmäßig Abweichungen von bis zu 3 ms gemessen werden, obwohl es sich um Botschaften höchster Priorität handelt. Die Intervallzeit der Botschaften, die vom Simulationsrechner ausgesandt werden, weist keine nennenswerten Abweichungen auf. Damit kann der CAN-Controller der Prüfautomatisierung als Auslöser der häufigen Wechsel zwischen unterschiedlichen Latenzen identifiziert werden.

Im Anhang A.1 werden zwei weitere Messungen diskutiert. Zum einen wird im CAN-Kommunikationspfad ein zusätzliches Gateway verbaut und eine Ende-zu-Ende-Messung durchgeführt, zum anderen werden mit einer Triggerquelle, die in harter Echtzeit arbeitet, die Eigenschaften des simulierten Steuergeräts mit denen eines echten Steuergeräts verglichen.

5.3.4 Vergleich zwischen Messverfahren und analytischem Verfahren

Der Vergleich zwischen analytischem Verfahren und Messverfahren erfolgt durch Gegenüberstellung der Histogramme der jeweiligen Häufigkeitsverteilung. Wird bei der Analyse des Kommunikationspfads für t_{const} ein Wert von 4 ms angenommen, so ergibt sich das Histogramm in Abbildung 5.14 a). Das mit Hilfe der Analyse erstellte Histogramm zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem aus den Messdaten erstellten Histogramm in 5.14 b). Damit kann die Fähigkeit des analytischen Verfahrens die Verzögerungen in der Kommunikation abzuschätzen bestätigt werden. Die Schätzung von t_{const} stellt die größte Unsicherheit dar. Eine Bestimmung der in t_{const} aufsummierten Verzögerung aus Datenblättern oder durch zusätzliche Messungen kann Abhilfe schaffen.

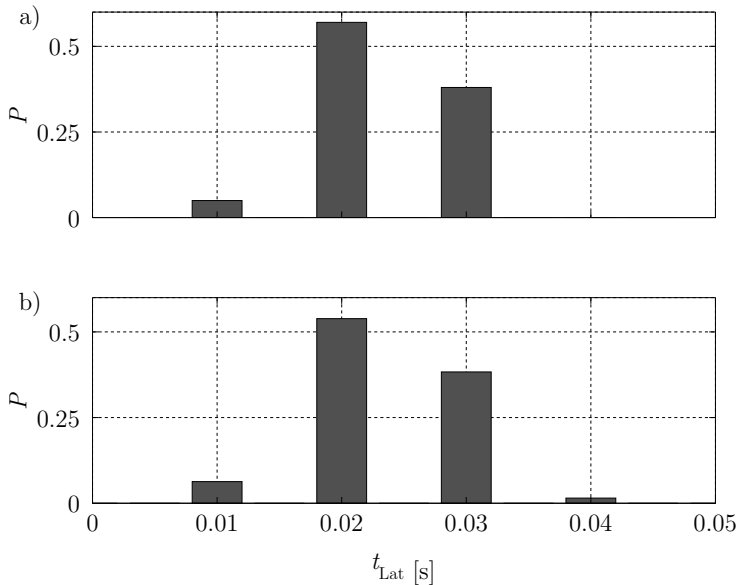


Abbildung 5.14: Histogramm der Latenz a) analytisches Verfahren, b) Messung

5.3.5 Bedeutung für die Entwicklung von Prüfverfahren und Prüfsystem

Bei der Entwicklung von Prüfverfahren müssen auch die Latenzzeiten sowie der Jitter der Kommunikation zwischen Prüfstand und Getriebe beachtet werden. Im Idealfall werden für Messungen, die in dynamischen Zuständen des Prüflings aufgenommen werden, Messgrößen verwendet, die mit gleicher Verzögerung erfasst werden. Hier eignen sich besonders analoge Messsignale, wobei diese aufgrund von elektromagnetischen Einstreuungen für Störungen anfällig sind. Bei der Entwicklung von Prüfverfahren muss darauf geachtet werden, dass sich der Prüfling in einem für die Messung idealen Zustand befindet. Ein Beispiel hierfür kann der Abgleich eines Drehzahlsensors sein. Aufgrund der in Abschnitt 5.3.3 gezeigten stark unterschiedlichen Verzögerungen muss eine statische Drehzahl angefahren und gehalten werden, bis sich das System beruhigt hat.

Für die Weiterentwicklung des Prüfsystems müssen zukünftige Änderungen der Kommunikationsschnittstellen so ausgelegt werden, dass möglichst kurze Latenzen entstehen. Wie im Anhang gezeigt, wirken sich Gateways negativ auf die Latenzen aus und müssen daher grundsätzlich vermieden werden. Sind die nicht vermeidbaren Latenzen konstant, so kann ein Ausgleich der Verzögerungen erfolgen. Für die Bewertung von zukünftigen Entwicklungen kann das Analyseverfahren aus Abschnitt 5.3.2 herangezogen werden.

5.4 Zusammenfassung und Einsatzgrenze des Modells

Mit dem in Abschnitt 5.1 beschriebenen statischen Modell können, wie in den Abschnitten 5.2 und 5.3 gezeigt, erste Aufgaben bearbeitet werden, die bei der Entwicklung von Prüfsystemen und Prüfverfahren anfallen. Zusätzlich zu den Aufgaben Softwaretest und Schnittstellencharakterisierung können noch weitere Themen bearbeitet werden. Zum Beispiel kann neue Schnittstellenhardware vor dem Einsatz im Prüfstand getestet werden.

Aufgaben, für die eine Darstellung der Dynamik und quantitativer Größen relevant ist, erfordern genauere Modelle als das in diesem Kapitel vorgestellte statische Modell. Mit den stark vereinfachten Signalverläufen des statischen Modells kann keine Aussage über den Druckverlauf, z. B. während einer Schaltung, gemacht werden. Für die Bearbeitung von Aufgaben mit direkter Kopplung von Prüfautomatisierung und Simulation müssen die verwendeten Modelle echtzeitfähig sein. Statische Modelle erfüllen die Forderung nach Echtzeitfähigkeit und können mit einem Minimum an Informationen aufgebaut werden. Bei der Untersuchung von Latenz und Jitter ist die Verwendung eines statischen Modells sogar von Vorteil, da nicht zwischen dynamischen Eigenschaften des Modells und Eigenschaften der Kommunikationspfade unterschieden werden muss. Der Test von Prüfprogrammen vor der Inbetriebnahme in der Serienfertigung stellt die Einsatzgrenze des statischen echtzeitfähigen Modells dar, da die Detaillierung des Modells nicht ausreicht um ein Prüfprogramm ohne Anpassungen auszuführen.

6 Dynamisches echtzeitfähiges Modell

Im fortgeschrittenen PEP des Getriebes stehen mehr Informationen zu den Eigenschaften des Getriebes zur Verfügung. Es ist damit möglich ein Modell aufzubauen, das die dynamischen Vorgänge im Getriebe qualitativ darstellen kann. In diesem Kapitel wird an den zentralen Komponenten eines Automatgetriebes die auf den virtuellen Getriebeprüfstand angepasste Modellierung dargestellt.

Bei der Modellierung müssen spezielle Anforderungen erfüllt werden, die aus der Koppelung mit der Prüfautomatisierung und aus den Betriebszuständen während einer Getriebeprüfung resultieren. Anschließend wird anhand von drei Beispielen der Mehrwert des dynamischen Modells gegenüber dem statischen Modell aufgezeigt. Es handelt sich um Aufgaben, die für den Prüfsystementwickler während der Entwicklungsphase anfallen. Sie umfassen den Test von Prüfprogrammen, Untersuchungen zur Erfassung von Fertigungsstreuung sowie die Entwicklung von Prüfverfahren.

Die in diesem Kapitel vorgestellte Modellierung des Kupplungsaktors und der Reibung in Lamellenkupplungen sowie die Entwicklung der Überschneidungsschaltung liegen bereits als Veröffentlichung vor [RGG15].

6.1 Modellbildung

In diesem Abschnitt wird am Beispiel eines Kupplungsaktors und einer Lamellenkupplung auf die Besonderheiten bei der Modellierung dynamischer Effekte für den virtuellen Getriebeprüfstand eingegangen. Die Teilmodelle Kupplungshydraulik und Lamellenkupplung werden detailliert beschrieben, da sie einen großen Einfluss auf die Eigenschaften des Gesamtmodells haben. Die Umsetzung der Modelle für Planetensätze, Schmierdruck, Arbeitsdruck, Parksperre, Ölversorgung, sowie SPS-Rampenlogik sind von der Beschreibung ausgenommen, da bei der Modellierung dieser Komponenten bekannte Ansätze verwendet werden. Die Modellierung von Lamellenbremsen entspricht der der Kupplungen und wird nicht gesondert behandelt. Um einen Überblick über das gesamte Modell zu geben, wird zunächst dessen Struktur vorgestellt.

6.1.1 Modellstruktur

Die Struktur des Modells orientiert sich am realen Aufbau von Prüfstand und Getriebe. Als Hauptmodule sind in Abbildung 6.1 die Prüfstandsantriebe ASM1 und ASM2, die Getriebemechanik bestehend aus Planetensätzen und Schaltelementen sowie die Getriebehydraulik zu erkennen. Die Nebenfunktionen des Prüfstands, wie z. B. die Übermittlung des Getriebetyps an die Prüfautomatisierung, werden im SPS-Rampenmodul zusammengefasst.

Um einen Überblick über die verschiedenen Signalwege zu geben, ist in Abbildung 6.1 zusätzlich die Anbindung der Teilmodelle an die unterschiedlichen Kommunikationswege dargestellt. Bei der Modellbildung werden – wenn möglich – Zustandsvariablen vernachlässigt, wenn sie vom Prüfsystem nicht gemessen werden und es werden nur teilweise physikalische Modelle verwendet. Die Entscheidung für oder gegen eine physikalische Model-

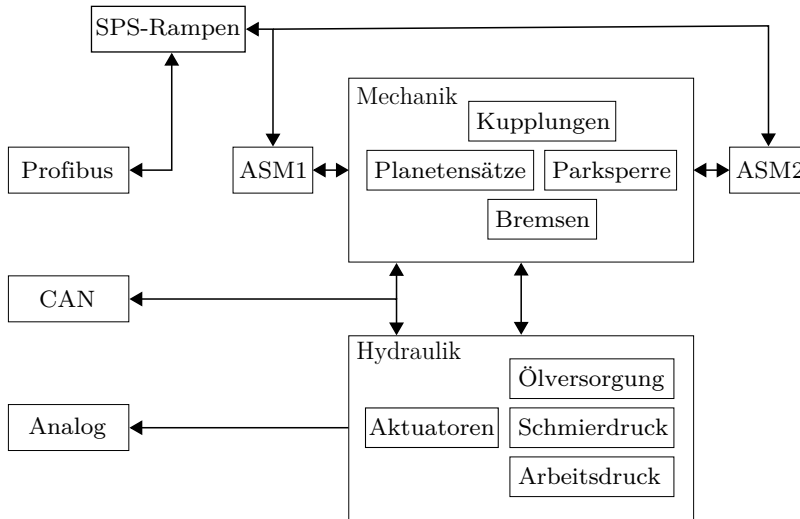


Abbildung 6.1: Struktur echtzeitfähiges dynamisches Modell

lierung muss unter Betrachtung des Einflusses auf die Echtzeitfähigkeit und den Aufwand für die Modellbildung, sowie die Anforderungen an die Detaillierung erfolgen.

6.1.2 Hybride Modellierung hydraulischer Kupplungsaktor

Der Aufbau des Modells eines hydraulischen Kupplungsaktors orientiert sich in seiner Struktur stark am Aufbau im statischen Modell aus Abschnitt 5.1.2. Im Gegensatz zum statischen Modell muss jedoch der Druckverlauf während des Schließens des Schaltelements abgebildet werden. Relevant ist der in der Schaltplatte hinter dem Regelventil eines Schaltelements messbare Druck. Der Druckverlauf resultiert aus der Ansteuerung des Ventils und der Position des Hydraulikkolbens des Schaltelements. Im Grundlagenkapitel 2.2.2 wurde bereits der schematische Aufbau eines Schaltelements und die Charakteristik des Druckaufbaus diskutiert.

Eine physikalische Modellierung des in Abbildung 2.2 dargestellten Systems erfordert die Darstellung des Reibkontakts zwischen Kolben und Zylinder, sowie des Normalkontakts zwischen Kolben und Lamellenpaket. Wie im Grundlagenkapitel beschrieben, ist die Simulation von Reibkontakten unter Echtzeitanforderungen nur mit Einschränkungen möglich, weshalb an dieser Stelle eine nicht physikalische Modellierung erfolgt und ein hybrides Modell verwendet wird. Es besteht aus einem Moore Automaten [VW04], der die Übergänge zwischen den unterschiedlichen Systemzuständen darstellt und einem nachgelagerten Teilmodell, das die dynamischen Übergänge zwischen den Zuständen abbilden kann.

Für den Aufbau eines hybriden Modells müssen zunächst die Zustände, in denen sich das System befinden kann, bestimmt werden. Anschließend werden mögliche Übergänge zwischen den Zuständen sowie die Bedingungen für die Übergänge festgelegt. Für den Druckverlauf im Schaltelement können, wie in Abbildung 6.2 dargestellt, vier Zustände identifiziert werden. Diese umfassen den Zustand S_0 *Nullraildruck* p_N , den Zustand

S_1 RDF-Niveau beim Schließen $p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}(s)$, den Zustand S_2 Schaltelement vollständig geschlossen p_{Soll} und den Zustand S_3 RDF-Niveau beim Öffnen $p_{\text{RDF}}^{\text{ab}}(s)$. Der Druck in den Zuständen S_1 und S_3 wird jeweils als Funktion der Zustandsvariable Kolbenweg s angegeben, die als Hilfsgröße dient und nicht der wahren Kolbenposition entspricht. Die Berechnung von s erfolgt in den Zuständen S_1 bzw. S_3 durch:

$$S_1 : s(t) = s(t-h) + \frac{h}{t_{\text{RDF}}^{\text{zu}}} \quad \text{bzw.} \quad S_3 : s(t) = s(t-h) - \frac{h}{t_{\text{RDF}}^{\text{ab}}}, \quad (6.1)$$

mit der Haltedauer des Rückdruckfederniveaus $t_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$ im Zustand S_1 bzw. $t_{\text{RDF}}^{\text{ab}}$ im Zustand S_3 und der Rechenschrittweite h . Ist das Schaltelement vollständig zu- (S_2) oder abgeschaltet (S_0), so bleibt die Kolbenposition s konstant.

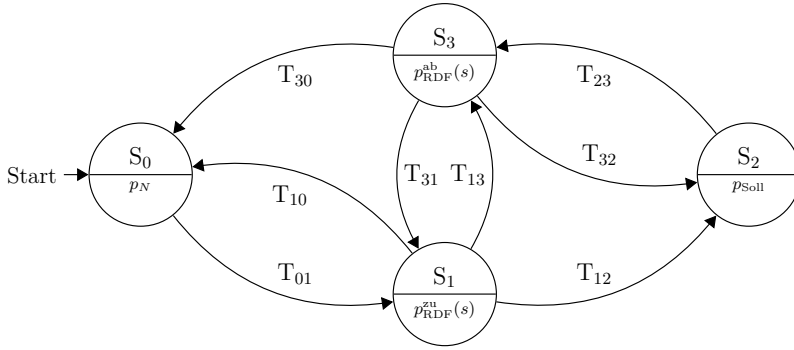


Abbildung 6.2: Moore Automat für die Berechnung des statischen Kupplungsdrucks

Die Zustandsübergänge können aus dem Aufbau des realen Systems abgeleitet werden. Es ist z. B. nicht möglich vom Zustand S_0 zum Zustand S_2 zu wechseln, ohne den Zustand S_1 zu durchlaufen. Für die Bestimmung der Zustandsübergänge wird die Zustandsvariable Kolbenposition s verwendet. Sie kann einen Wert zwischen null und eins annehmen und steigt, wie in Gleichung 6.1 definiert, linear während des Druckaufbaus im Zustand S_1 und sinkt ebenso linear während des Druckabbaus im Zustand S_3 . Die Begrenzung des Kupplungsdrucks durch den verfügbaren Arbeitsdruck wird bereits auf das Eingangssignal Solldruck angewendet, sodass diese Systemeigenschaft nicht im Modell des Kupplungsaktors dargestellt werden muss.

Für die Übergänge zwischen den Zuständen müssen die in Tabelle 6.1 zusammengefassten Anforderungen erfüllt sein, wobei zunächst die Druckanforderung p_{Soll} unter Berücksichtigung des verfügbaren Arbeitsdrucks betrachtet wird. Relevant sind die Endpunkte der RDF-Niveaus $p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$ und $p_{\text{RDF}}^{\text{ab}}$ sowie die Höhe des RDF-Niveaus beim Schließen der Kupplung $\Delta p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$. Die separat berechnete Kolbenposition s dient zur Anpassung der Länge der RDF-Niveaus. Wird z. B. ein Schaltelement während des Öffnens erneut mit Druck beaufschlagt, so verkürzt sich das RDF-Niveau in Abhängigkeit von der Kolbenposition. Für die Auslösung eines Zustandswechsels müssen jeweils alle in Tabelle 6.1 dargestellten Forderungen erfüllt sein.

Die durch den Mooreschen Automaten ausgegebenen Signale weisen nicht die geforderten dynamischen Übergänge auf. Durch eine Verknüpfung von zwei parallel geschalteten PT2-Elementen, die durch die Kolbenposition s gesteuert werden, erfolgt eine qualita-

Tabelle 6.1: Logiktablelle Zustandsübergänge Moore Automat

	p_{Soll}	s
T_{01}	$\geq p_{\text{RDF}}^{\text{zu}} - \Delta p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$	
T_{10}	$\leq p_{\text{N}}$	≤ 0
T_{12}	$\geq p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$	≥ 1
T_{13}	$< p_{\text{RDF}}^{\text{ab}}$	> 0
T_{23}	$< p_{\text{RDF}}^{\text{ab}}$	
T_{30}	$< p_{\text{RDF}}^{\text{ab}}$	≤ 0
T_{31}	$\geq p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$	> 0
T_{32}	$\geq p_{\text{RDF}}^{\text{zu}}$	≥ 1

tive Darstellung der dynamischen Übergänge. Bei $s = 0$ ist nur das erste PT2-Element aktiv, während bei $s = 1$ nur das zweite aktiv ist. Für Werte von s zwischen null und eins werden die Ausgangssignale der beiden PT2-Elemente durch die Zustandsvariable s gewichtet und summiert. Für die Überblendung werden die zwei Faktoren K_{B1} und K_{B2} verwendet:

$$K_{B1} = s, \quad (6.2)$$

$$K_{B2} = 1 - s, \quad (6.3)$$

$$p_k = y_{\text{PT2}}^1 K_{B1} + y_{\text{PT2}}^2 K_{B2}, \quad (6.4)$$

mit den Ausgangssignalen der beiden PT2-Elemente y_{PT2}^1 und y_{PT2}^2 . Die Parametrierung der beiden PT2-Elemente kann mit Hilfe von Simulationsergebnissen mit detaillierten physikalischen Modellen oder Messdaten von Komponentenprüfständen erfolgen.

In Abbildung 6.3 a) wird der Verlauf des normierten Drucks p_k/p_0 aus Messung und Simulation verglichen und die gute Übereinstimmung gezeigt. Nur im Bereich des zweiten Druckaufbaus bei $t = 0.4\text{s}$ weicht das Simulationsergebnis von der Messung ab, da das eingesetzte PT2-Element den realen Verlauf nicht exakt darstellen kann. Mit Hilfe der nicht normierten Größen kann für die Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers ein Wert von $\text{RMSE} = 0.11\text{ bar}$ berechnet werden. Abbildung 6.3 b) stellt zusätzlich das Simulationsergebnis der Hilfsgröße Kolbenposition s für das Zu- und Abschalten einer Kupplung dar, die während des Zuschaltens linear ansteigt.

Welche Bedeutung die Abweichung zwischen dem simulierten und dem gemessenen Druck für den Einsatz im virtuellen Prüfstand hat, wird in Abschnitt 6.4.1 diskutiert. Die Zustände des Moore Automaten werden beim Zuschalten der Kupplung in der Reihenfolge S_0, S_1, S_2 durchlaufen, wobei die Haltedauer des Zustands S_1 vom Erreichen der Kolbenendposition entsprechend $s = 1$ abhängt. Die Kolbenposition dient im Simulationsmodell nur der Bestimmung der Zustandsübergänge und wird, wie in Gleichung 6.1 dargestellt, als Funktion der Haltezeit der Zustände S_1 und S_3 berechnet. Diese stark vereinfachte Modellierung darf nicht als Abbildung der realen Verhältnisse interpretiert werden. Eine Messung der Kolbenposition s ist am verwendeten Prüfstand aufgrund der nicht vorhandenen Sensorik nicht möglich, weshalb kein Vergleich zwischen Messung und Simulation erfolgt.

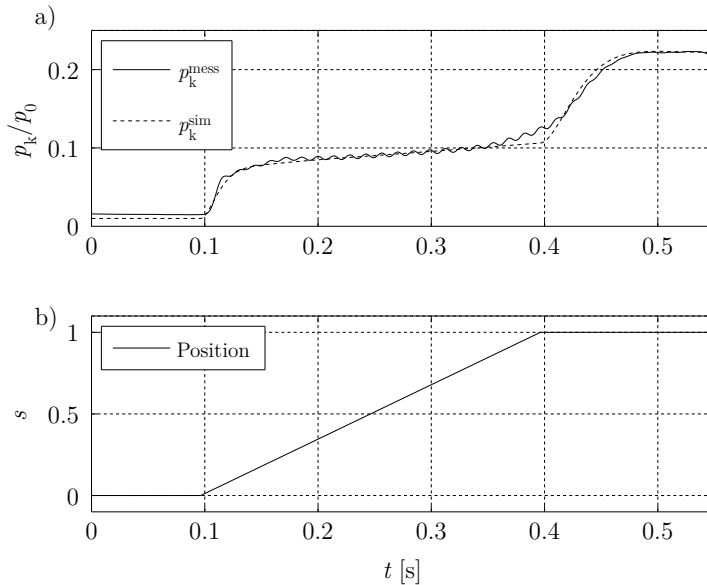


Abbildung 6.3: Vergleich Druckverlauf a) und Kolbenposition b) aus Messung und Simulation

Abbildung 6.4 a) stellt den Druckverlauf bei verschiedenen Schaltungsvarianten dar. Diese umfassen eine Zuschaltung im Bereich $t = 0.1..0.6$ s I, eine Abschaltung mit erneutem Zuschalten vor Erreichen des Grunddrucks im Bereich $t = 2.4..3.2$ s II, sowie eine abgebrochene Schaltung im Bereich $t = 5.4..5.7$ s III. Die entsprechende Kolbenposition wird in Abbildung 6.4 b) dargestellt, während in Abbildung 6.4 c) der Zustand des Mooreschen Automaten abgelesen werden kann.

Beim Vergleich von I und II fällt auf, dass der Zustand S_1 bei II kürzer gehalten wird als bei I. Dies entspricht dem realen Verhalten, da sich beim Start von II der Kolben nicht in der Grundposition befindet. Der gleiche Effekt kann beim Vergleich des Abschaltens zwischen II und III erkannt werden. Die durch den Abbruch der Schaltung geringere Kolbenposition bei III sorgt für eine kürzere Haltephase von S_3 .

Das Modell für die Berechnung der Kupplungsdruckverläufe wird mit Messungen am realen Prüfstand validiert. Abbildung 6.5 a) stellt eine Schaltung vom Nulldruckniveau p_N entsprechend I dar. Vergleicht man diese mit dem Druckverlauf der Simulation aus Abbildung 6.4 bei I, so fällt auf, dass im Bereich des RDF-Niveaus Schwingungseffekte im Modell nicht dargestellt werden. Mögliche Ursachen dieser Effekte sind die Reibung zwischen Kolben und Zylinder oder Druckschwankungen in der Arbeitsdruckregelung. In der EOL-Prüfung wird die Ausprägung dieser Schwingungseffekte nicht beurteilt und eine Darstellung der Reibungseffekte würde die Echtzeitfähigkeit des Modells einschränken, weshalb von einer Erweiterung des Modells abgesehen wird.

In Abbildung 6.5 b) ist das mit dem Simulationsergebnis aus Abbildung 6.4 bei II vergleichbare Szenario des Druckaufbaus bei vorliegendem Restdruck abgebildet. Die Wartezeit bei Unterschreiten eines zuvor festgeschriebenen Druckniveaus wird variiert, um

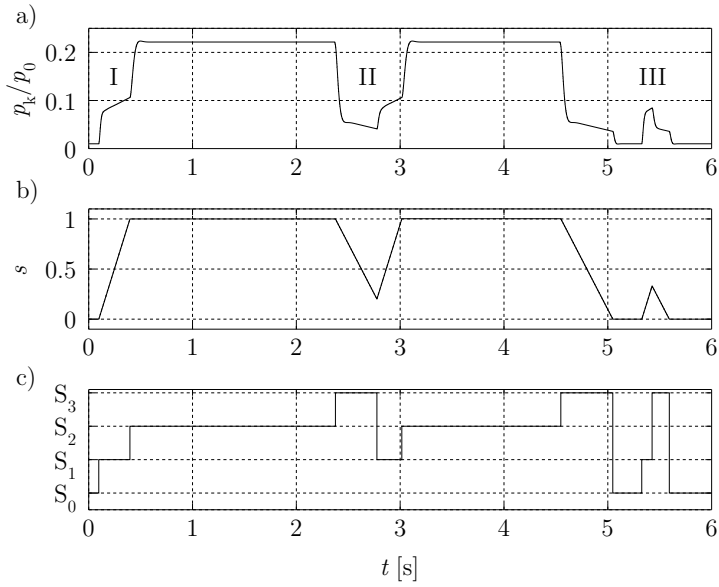


Abbildung 6.4: Schaltungsvarianten a) Druckverlauf, b) Position, c) Modellzustand

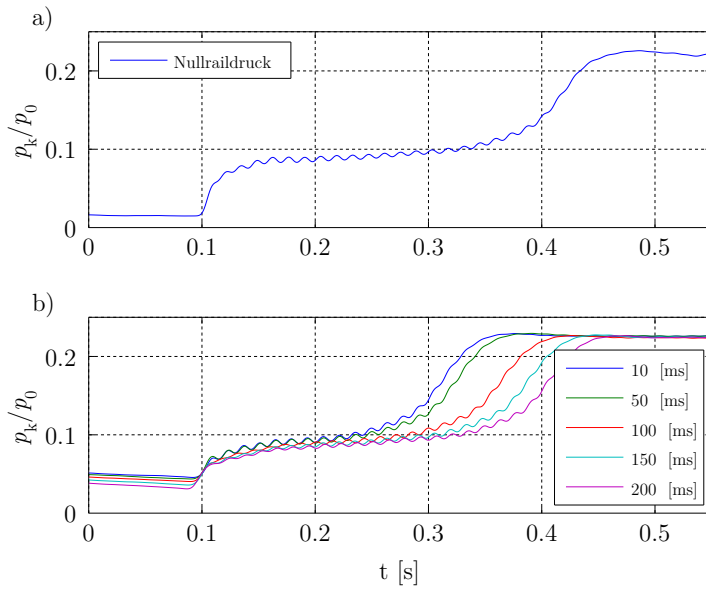


Abbildung 6.5: Druckverlauf bei Schaltung von a) Nullraildruck, b) Verzögerung nach 1 bar Restdruck

die Abhängigkeit der Zuschaltdauer vom Ausgangsdruckniveau aufzuzeigen. Die Messkurven sind beim Start des erneuten Druckaufbaus synchronisiert und zeigen den Effekt deutlich.

Das in Abbildung 6.4 bei III gezeigte Verhalten während eines Schaltungsabbruchs wird durch die Messungen in Abbildung 6.6 bestätigt. Nach dem Schaltungsabbruch wird der Druck mit der bekannten Charakteristik des RDF-Niveaus abgebaut. Je früher die Schaltung abgebrochen wird, desto schneller erfolgt der Druckabbau. Die minimale Wartezeit für einen nennenswerten Druckaufbau beträgt 50 ms.

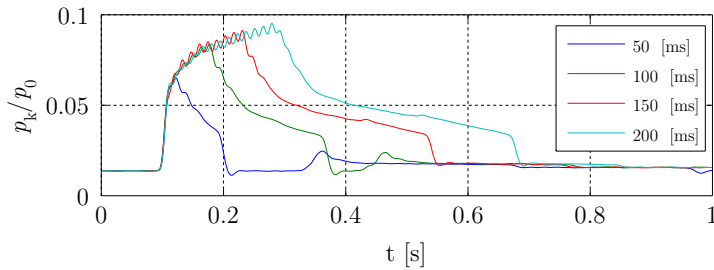


Abbildung 6.6: Druckverlauf bei Schaltungsabbruch mit unterschiedlicher Verzögerung

Wie oben diskutiert, kann das Modell nur eine Darstellung der Druckverhältnisse mit begrenzter Genauigkeit liefern. Anhand von Beispielen wird die Eignung des Modells für die Bearbeitung von Aufgaben bei der Prüfsystem- und Prüfverfahrensentwicklung im Abschnitt 6.4 bestätigt. Zusätzlich werden zu den Messungen mit variierte Wartezeit Simulationen am virtuellen Prüfstand ausgeführt und im Anhang A.2 dargestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen eine ausreichende qualitative Übereinstimmung mit den Messergebnissen aus den Abbildungen 6.5 und 6.6.

6.1.3 Robuste Modellierung Reibung in Lamellenkupplung

Im Abschnitt 2.3.4 wurde bereits die Modellierung von Reibung in Getriebemodellen beschrieben. Die oben diskutierten Reibungsmodelle erfüllen jedoch nicht die Anforderungen für den Einsatz im virtuellen Prüfstand, die sowohl aus den Eigenschaften von Prüfsystem und Prüfprogrammen als auch aus dem Einsatz in der Simulationsumgebung resultieren. Da das Modell zur Ausführung von Prüfprogrammen aus der Serie verwendet werden soll, können die Modellanforderungen aus kritischen Grenzwerten abgeleitet werden, deren Verletzung einen Prüfungsabbruch auslösen würde. Für Kupplungen kann die Schlupffreiheit im geschalteten Zustand identifiziert werden, die durch das Kupplungsmodell erfüllt werden muss.

Der Schlupf wird während der Prüfung durch den Vergleich der aktuellen mit der erwarteten Gesamtübersetzung des Getriebes überwacht. Das Grenzwertfenster der Übersetzungsüberwachung ist klein, um auch geringen Schlupf sicher erkennen zu können. Die Schlupferkennung ist erforderlich, da eine unzulässig hohe Erwärmung und damit Schädigung der Lamellen durch Schlupf während der EOL-Prüfung ausgeschlossen werden muss. Die überwachte Übersetzungsabweichung setzt sich aus dem Schlupf aller an der Leistungsübertragung beteiligten Schaltelemente zusammen, weshalb die Anforderungen an die Kupplungsmodelle in Bezug auf Schlupffreiheit zusätzlich steigen.

Weitere Anforderungen, die sich aus der Kopplung mit der Prüfautomatisierung ergeben, sind Echtzeitfähigkeit und Robustheit des Modells. Wie bei der Modellierung des Kupplungsaktuators in Abschnitt 6.1.2 muss eine Strategie entwickelt werden, mit der eine detaillierte Darstellung unter Echtzeitbedingungen möglich ist. Die Problematik der Echtzeitfähigkeit und der Schlupffreiheit von bekannten Reibmodellen wurde bereits im Grundlagenkapitel diskutiert. Erhöhte Anforderungen an die Robustheit resultieren aus Entlüftungsroutinen im Prüfprogramm, bei denen die Schaltelemente in schneller Folge bei synchron drehenden Antrieben wiederholt betätigt werden. Aufgrund von Regelabweichungen in den Antrieben finden während der Entlüftung wiederholt Wechsel zwischen Gleiten und Haften im Schaltelement statt. Während der Entlüftung darf kein Zustand erreicht werden, der zu einem Prüfungsabbruch durch die Verzögerung (z. B. iterative Bestimmung der Reibkräfte) der Simulation führt.

Das bereits diskutierte eventbasierte Reibmodell ist aufgrund des verbleibenden Schlupfes beim Einsatz von Solvern mit fester Schrittweite nicht geeignet. Das Karnopp Modell aus [Kar85] erfüllt die bisher formulierten Anforderungen, ist jedoch, wie in [DAH03] beschrieben, bei Verschaltung mehrerer Elemente nur mit erheblichem Aufwand einsetzbar. Aus der Klasse der dynamischen Reibmodelle erfüllt das Reset-Integrator-Modell aus [HF91] die beschriebenen Anforderungen. Die für die Parametrierung dieses Modells benötigten Informationen sind jedoch erst in späten Phasen des PEP verfügbar, da sie im Idealfall durch Messungen bestimmt werden. Insbesondere die maximale Auslenkung des Kontakts im Haftzustand p_0 ist unbekannt.

Aus den oben diskutierten Anforderungen sowie den Eigenschaften der verfügbaren Reibmodelle ergibt sich, dass ein alternativer Ansatz gewählt werden muss. Das in [BMP13a] beschriebene kpki-Modell bildet Reibkräfte durch einen PI-Regler ab und dient als Basis. Dieser Ansatz eignet sich unter anderem, da die Eingangsmomente des Getriebes durch eine ähnliche Regelung in den Antriebsmodellen vorgegeben werden. Der in [BMP13a] vorgestellte Ansatz verfolgt keine Parametrierung mit physikalischen Werten und kann damit auch in frühen Entwicklungsphasen des Getriebes eingesetzt werden. Mit der bisherigen Implementierung ist es nicht möglich, unterschiedliche Reibkräfte für Haften und Gleiten vorzugeben. Eine Methode zur Bestimmung der Modellparameter für einen realistischen und stabilen Einsatz des Modells wird in der Quelle nicht angegeben. Diese Erweiterungen werden im Folgenden vorgestellt und an einem einfachen Beispiel demonstriert.

In einer Kupplung sind die Reibkräfte von der Differenzdrehzahl sowie der Betätigungskraft abhängig. Die Betätigungskraft wird mit Hilfe des im vorigen Abschnitt beschriebenen separaten Modells des Kupplungsaktuators bestimmt und für die Entwicklung des Modells als konstant angenommen, was dem Zustand eines bereits geschalteten Elements entspricht. Die Differenzdrehzahl ergibt sich hingegen aus der Kupplungskapazität M_{cap} und den äußeren Lasten.

Abbildung 6.7 a) zeigt den qualitativen Reibmomentenverlauf von nasslaufenden Lamellenkupplungen. Dieser Reibmomentenverlauf wird in [Mos02] vorgestellt und ist als Stribeck-Kurve in der Literatur bekannt [Str02]. Der Effekt des Reibkräfteinbruchs bei kleinem Schlupf ist bei Lamellenkupplungen nicht so ausgeprägt wie z. B. bei Gleitlagern. Dennoch ist es wünschenswert zwischen Haft- und Gleitniveau zu unterscheiden. Eine Abbildung des komplexen Reibmomentenverlaufs aus Abbildung 6.7 a) wird nicht angestrebt, da der Verlauf in den frühen Phasen der Getriebeentwicklung nicht bekannt ist. Die Darstellung beschränkt sich auf einen vereinfachten Verlauf wie in Abbildung 6.7 b) gezeigt. Zur Stabilisierung wird ein Bereich geringsten Schlupfes zwischen 0 und v_0^+ de-

finiert, der im Modell als Haftbereich angesehen wird. Damit wird wie beim Karnopp Modell ein ständiger Wechsel zwischen den unterschiedlichen Zuständen vermieden. Zusätzlich wird durch ein Hystereseelement sichergestellt, dass beim Wechsel von Haften zu Gleiten keine Instabilitäten entstehen. Das Reibmoment wird bei Überschreiten der Schwelle v_0^+ und bei Unterschreiten von v_0^- angepasst.

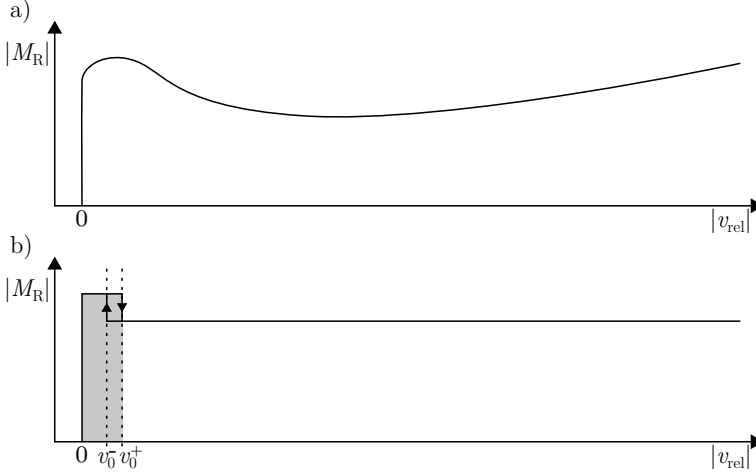


Abbildung 6.7: Reibmomentenverlauf a) real, b) modelliert

Im Folgenden wird zur Vereinfachung ein linearer Reibkontakt betrachtet, wobei die damit entwickelten Methoden zur Reibkraftbestimmung ohne Anpassungen auf Kupplungen übertragen werden können. In der Literatur wird häufig das in Abbildung 6.8 dargestellte Experiment zum Vergleich verschiedener Reibungsmodelle verwendet. Es besteht aus einer Masse $m = 0.1 \text{ kg}$ auf die im Normalkontakt eine Reibkraft F_R wirkt. Die Masse wird über eine Feder mit der Federkonstante $c = 100 \text{ N/m}$ belastet, deren Federanfangspunkt während der Simulation eine konstante Geschwindigkeit annimmt.

Durch die Bewegung des Federanfangspunkts wird die Feder komprimiert und es wirkt eine Kraft auf die Masse. Überschreitet die Federkraft die zulässige Haftkraft der Masse, so beginnt diese zu rutschen. Durch die Bewegung der Masse wird die Feder entspannt und die Federkraft sinkt ab, bis die Masse wieder zur Ruhe kommt. Der Vorgang wiederholt sich anschließend, bis das Experiment abgebrochen wird. Durch die Wahl der Systemparameter kann das System instabil werden und unkontrolliert schwingen. Die in diesem Abschnitt durchgeführten Untersuchungen werden mit dem Parametersatz aus [HF91] ausgeführt, der ein stabiles Systemverhalten erzeugt.

Abbildung 6.9 zeigt das weiterentwickelte kpki-Modell mit den Hauptkomponenten begrenzter PI-Regler (Bestimmung der Reibkraft) und dem Hystereseelement (Umschaltung der Begrenzung).

Die Bestimmung der Haftkraft erfolgt mit Hilfe eines limitierten PI-Reglers aus der Modelica-Standardbibliothek [mod14], der den Ansatz von [AH95] zur Vermeidung des Integrator Wind-up enthält. Als Integrator Wind-up bezeichnet man die anhaltende Integration der Regelabweichung bei begrenztem Reglerausgang, die zu einer verzögerten Reaktion führt, wenn die Regelabweichung ihr Vorzeichen ändert. Das Modell des li-

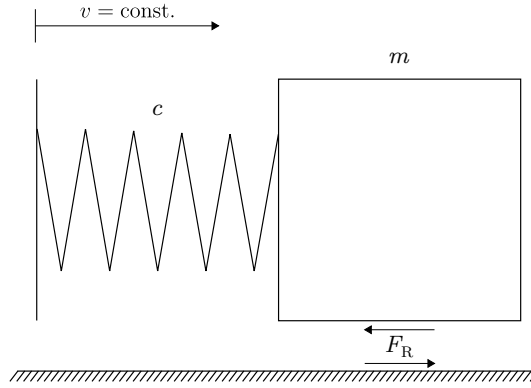


Abbildung 6.8: Reibexperiment Feder Masse

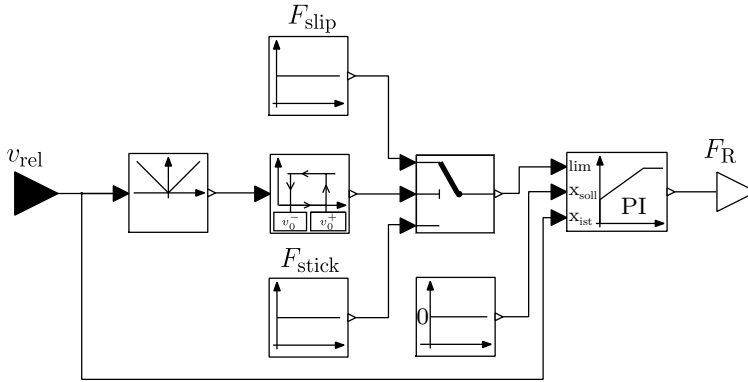


Abbildung 6.9: Modell zur Reibkraftbestimmung (Symbole nach [mod14])

mitierten PI-Reglers wird so modifiziert, dass die Begrenzung des Reglers während des Betriebs verändert werden kann. Der Regler wird mit Hilfe eines Hystereseelements mit dem Haft- oder Gleitniveau limitiert. Der Einsatz des Hystereseelements ist nötig, da sonst bei einem Zustandswechsel von Gleiten zu Haften die Haftkraft auf den Maximalwert ansteigt, bevor $v_{\text{rel}} = 0$ erreicht wird. Das Hystereseelement steuert die Umschaltung der Begrenzungswerte des Reglers in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit.

In Abbildung 6.7 zeigt die grau hinterlegte Fläche den maximalen Aktivitätsbereich des Reglers, außerhalb derer immer die Begrenzung wirkt. Die Reibkraft während des Gleitens ist im Gegensatz zur Haftkraft eine eingepreßte Kraft und hängt lediglich von der Normalkraft (hier als konstante Kraft angenommen) sowie den Kontakteigenschaften ab.

Das oben beschriebene Modell zur Bestimmung der Reibkraft muss für die jeweilige Anwendung parametrisiert werden. Die zu bestimmenden Parameter können unterteilt werden in Parameter, die aus der Charakteristik des Reibkontakts, resultieren und Parameter, die für die Stabilität des Modells relevant sind. Der Betrag der maximalen Haftkraft F_{stick} ,

sowie die Reibkraft im Gleitzustand F_{slip} charakterisieren den Reibkontakt. Sie können mit Hilfe von Literaturdaten abgeschätzt oder durch Messungen bestimmt werden. Die Werte für die Reibkraftniveaus $F_{\text{stick}} = 0.25 \text{ N}$ und $F_{\text{slip}} = 0.2 \text{ N}$ werden hier aus der Literatur übernommen.

Für die Wahl der Zeitkonstante T_i des PI-Reglers ist die Rechenschrittweite h des Solvers relevant. Die Zeitkonstante muss größer sein als die kleinstmögliche Schrittweite, weshalb für weitere Berechnungen $T_i = 20h$ festgelegt wird. Die kleinste auf der Zielplattform noch in Echtzeit ausführbare Rechenschrittweite ist $h = 1 \cdot 10^{-4} \text{ s}$, woraus sich für T_i ein Wert von $2 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ ergibt. Die Parametrierung der Verstärkung K_{PI} des PI-Reglers erfolgt mit Hilfe der Pol-Nullstellen-Analyse [Fir14]. Dafür wird das System, in dem der Reibkontakt eingesetzt wird, als Blockschaltbild dargestellt und analysiert. Abbildung 6.10 stellt das Blockschaltbild des Beispielsystems aus Abbildung 6.8 dar. Die externe Kraft, die mit Hilfe der Feder aufgebracht wird, wird hier als Eingangsgröße U definiert. Ausgangsgröße des Systems Y ist die Reibkraft F_R .

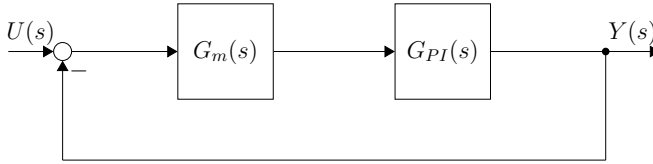


Abbildung 6.10: Blockschaltbild Reibmodell mit Masse

Wird die Begrenzung des Reglers vernachlässigt, so ergeben sich die Übertragungsfunktionen:

$$G_m(s) = K_m \frac{1}{s} \quad (6.5)$$

mit $K_m = 1/m$ und

$$G_{\text{PI}}(s) = K_{\text{PI}} \left(1 + \frac{1}{T_i} \frac{1}{s} \right). \quad (6.6)$$

Aus dem Blockschaltbild in Abbildung 6.10 kann die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems ermittelt werden:

$$G(s) = \frac{K_m K_{\text{PI}} s + K_m K_{\text{PI}} \frac{1}{T_i}}{s^2 + K_m K_{\text{PI}} s + K_m K_{\text{PI}} \frac{1}{T_i}}. \quad (6.7)$$

Als Nullstelle ergibt sich aus dem Zähler $-\frac{1}{T_i}$, während aus dem Nenner zwei Polstellen in Abhängigkeit von K_{PI} zu

$$-\frac{K_m K_{\text{PI}}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{K_m K_{\text{PI}}}{2} \right)^2 - K_m K_{\text{PI}} \frac{1}{T_i}} \quad (6.8)$$

berechnet werden.

Abbildung 6.11 stellt die Pol- und Nullstellen für einen Wertebereich von $K_{\text{PI}} = 0..1000$ dar. Die Pfeile zeigen den Anstieg des Parameters K_{PI} . Ziel der Parametrierung ist es, bei der Bestimmung der Haftkraft ein Überschwingen zu vermeiden. Für dynamische Systeme gilt, dass die Polstellen stabiler Systeme in der linken Halbebene des Diagramms liegen

müssen. Dies ist für alle in Abbildung 6.11 dargestellten Polstellen für $K_{PI} > 0$ der Fall. Für einen schwingungsfreien Übergang zwischen verschiedenen Zuständen müssen die Pole zusätzlich auf der realen Achse liegen. Bei dem betrachteten System liegen die Polstellen auf der x-Achse, wenn $K_{PI} > 200$ gilt. Die Abweichung der Approximation des Haftzustands sinkt bei größeren Werten für K_{PI} . Für die weiteren Untersuchungen wurde ein Wert von $K_{PI} = 600$ gewählt, bei dem die Pole im Stabilitätsgebiet des expliziten Euler-Solvers liegen. Die Erfüllung des Stabilitätskriteriums ist ebenfalls von der Wahl der oben festgelegten Parameter Rechenschrittweite h und Zeitkonstante T_i abhängig.

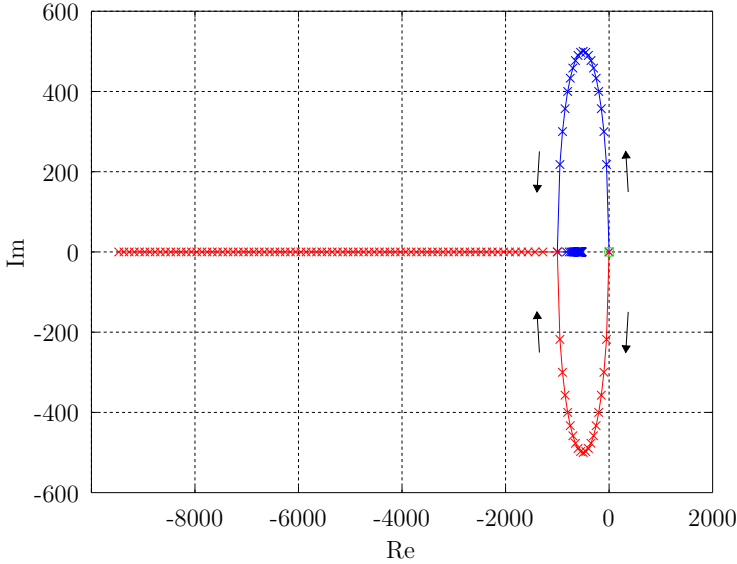


Abbildung 6.11: Wurzelortskurve Masse mit Reibkontakt

Die Parameter v_0^+ und v_0^- müssen so gewählt werden, dass ein stabiler Wechsel zwischen Haften und Gleiten sichergestellt wird. Sie richten sich nach der stärksten Anregung, die während der Simulation auftritt. Für die Festlegung des Parameters v_0^+ kann ein Experiment herangezogen werden, das dem Extremfall eines sprunghaften Anstiegs der äußeren Kraft bis an die Grenze des zulässigen Betrags im Haftzustand entspricht. Bei einem solchen Sprung darf das System nicht den mit dem Parameter v_0^+ eingestellten Haftbereich verlassen. Die Parametrierung erfolgt durch Anpassung und wiederholte Ausführung des Experiments. In Abbildung 6.12 stellt die blaue Kurve den Verlauf der Reibkraft nach erfolgreicher Parametrierung dar. Der Anstieg der Simulationszeit ist durch Pfeile markiert. Bei nicht erfolgreicher Parametrierung wird der durch die grüne Kurve dargestellte Haftbereich nach rechts verlassen und die zur Verfügung stehende Kraft im Reibkontakt sinkt auf F_{slip} ab. Durch die verminderte Reibung würde die Relativgeschwindigkeit ansteigen, obwohl die maximal zulässige Haftkraft nicht überschritten wird.

Ein weiterer Extremfall ist das sprunghafte Sinken der äußeren Kraft von einem hohen Niveau auf den Wert 0. Hier darf bei Absinken von v_{rel} kein Sprung auf das durch die grüne Kurve dargestellte Kraftniveau F_{stick} erfolgen. Dies ist vor allem problema-

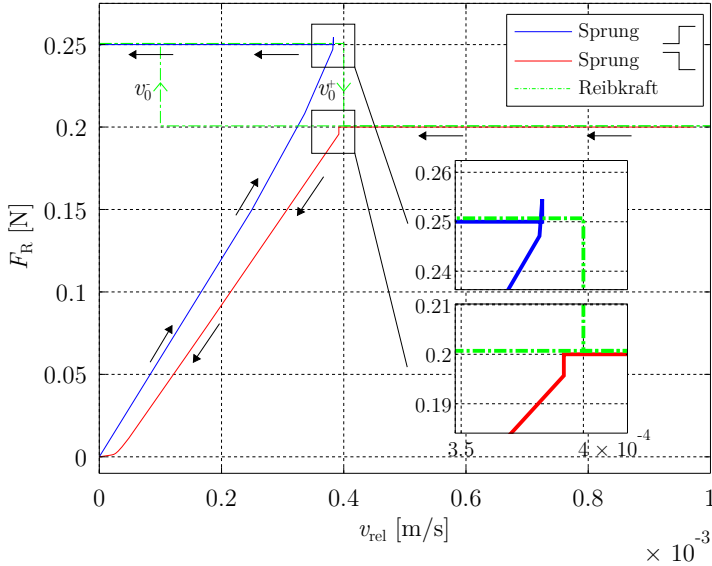


Abbildung 6.12: Reibmodell, Reaktion auf Sprung und Reibkraft mit Hysterese

tisch, wenn zusätzliche Energiespeicher, wie z. B. Federn im Modell enthalten sind, die zu Schwingungen führen. Für die Unterdrückung dieses Effekts kann ein kleiner Wert für v_0^- parametrisiert werden. Bei Einsatz des Reibmodells im Experiment aus Abbildung 6.8 hat sich eine Parametrierung mit $v_0^- = v_0^+/4$ bewährt. Die rote Kurve in Abbildung 6.12 zeigt den Verlauf der Reibkraft bei sprunghaftem Absenken der externen Kraft nach erfolgreicher Parametrierung.

Sowohl die blaue als auch die rote Kurve zeigen in den vergrößerten Bereichen eine Unstetigkeit beim Wechsel zwischen begrenzter und unbegrenzter Regelung. Diese Unstetigkeit resultiert aus der Verwendung eines Solvers mit fester Schrittweite. Hier wird der Zeitpunkt der Auslösung des Events *Begrenzung aktiv/inaktiv* nicht durch Iteration bestimmt, wie es bei Solvern mit variabler Schrittweite der Fall ist [OEM99]. Für den Einsatz in Echtzeitanwendungen werden jedoch ausschließlich Solver mit fester Schrittweite verwendet, da der Rechenaufwand für die iterative Bestimmung von Eventübergängen bei der Modellerstellung nicht kalkuliert werden kann. Kann das Ausmaß der Unstetigkeit im Simulationsergebnis nicht akzeptiert werden, so ist eine Alternative die Verringerung der Rechenschrittweite.

Abbildung 6.13 a) zeigt den Verlauf der Reibkraft F_R und der Federkraft F_c bei Simulation des Experiments mit dem hier vorgestellten Modell. Zum Vergleich ist in Abbildung 6.13 b) das Ergebnis bei Einsatz des in Abschnitt 2.3.4 beschriebenen klassischen Reibmodells dargestellt. Beide Simulationen werden mit dem expliziten Euler-Solver und einer konstanten Schrittweite von $h = 1 \cdot 10^{-4}$ s ausgeführt. Der Übergang zwischen Haften und Gleiten ist in beiden Fällen gut zu erkennen. Bei Verwendung des klassischen Reibmodells zeigt sich jedoch ein physikalisch nicht plausibler Peak, bevor die Reibkraft auf das Niveau der Federkraft absinkt. Da die Reibkraft im Haftzustand eine Zwangskraft ist,

kann sie die von außen wirkende Kraft nicht überschreiten. Der Anstieg resultiert aus der im Kennfeld hinterlegten Charakteristik, die nicht zwischen einem Wechsel zum Gleiten und einem Wechsel zum Haften unterscheidet.

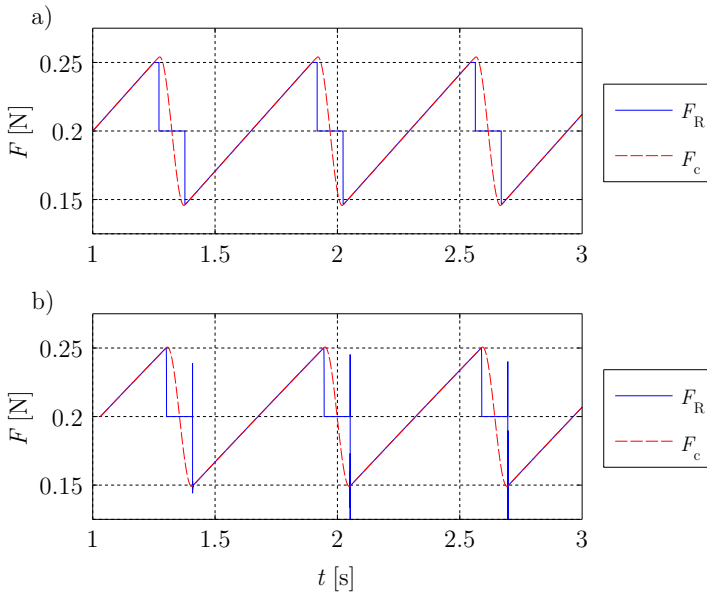


Abbildung 6.13: Simulationsergebnis Experiment a) Reibmodell mit PI-Regler, b) klassisches Reibmodell

Der Übergang von Gleiten zu Haften wird vom kpki-Modell ohne diese Eigenschaft dargestellt. Jedoch überschreitet die Federkraft in Abbildung 6.13 a) kurzfristig die zulässige Haftkraft von 0.25 N, bevor das Modell in die Gleitphase umschaltet. Die Haftkraft wird überschritten, weil die Umschaltung des Reibmodells zur Gleitphase von der Relativgeschwindigkeit abhängt. Während im klassischen Reibmodell die Reibkraft sofort absinkt, wenn die Haftschwelle überschritten wird, muss im modifizierten kpki-Modell zunächst eine Beschleunigung der Masse über die parametrisierte Relativgeschwindigkeit erfolgen. Während dieser Verzögerung steigt die Federkraft zusätzlich an, was nicht dem realen Verhalten entspricht. Die Wahl einer ausreichend großen Geschwindigkeitsschwelle wird in Abbildung 6.12 verdeutlicht, woraus folgt, dass die Stabilisierung des Modells im Konflikt mit einer exakten Darstellung des Übergangs zwischen Haften und Gleiten steht.

Für die Bewertung eines Reibmodells im Kontext des virtuellen Prüfstands ist vor allem die Darstellung der Haftphase entscheidend, um die Anforderungen an die Schlupffreiheit im Haftzustand zu erfüllen. Beim oben vorgestellten modifizierten kpki-Modell liegt der Maximalwert der Relativgeschwindigkeit während der Haftphase bei $6.6 \cdot 10^{-7}$ m/s, während das klassische Reibmodell nur einen Wert von $1.5 \cdot 10^{-4}$ m/s erreicht. Das Experiment liefert für das Karnopp-Modell einen besseren Wert als das modifizierte kpki-Modell von $7.8 \cdot 10^{-8}$ m/s. Der bessere Schlupfwert des Karnopp-Modells reicht jedoch nicht aus, um den oben bereits beschriebenen Aufwand für die Implementierung eines Modells mit mehreren Kupplungen zu rechtfertigen.

Die Güte der Darstellung des Haftzustands im Getriebemodell wird durch den Vergleich der Soll- mit der Istübersetzung bestimmt. Tabelle 6.2 zeigt Soll- und Ist-Übersetzung des Getriebes in statischem $i_{\text{Ist}}^{\text{stat}}$ und dynamischem Zustand $i_{\text{Ist}}^{\text{dyn}}$. Außerdem ist die prozentuale Abweichung zwischen $i_{\text{Ist}}^{\text{dyn}}$ und i_{Soll} dargestellt. Für den Wert $i_{\text{Ist}}^{\text{dyn}}$ wird die maximale Abweichung vom Sollwert während eines Vorzeichenwechsels im Antriebsmoment ermittelt. Basis des Vergleichs sind die Sollwerte für die Übersetzung aus [DKRS14]. Im statischen Zustand kann keine Abweichung der Übersetzung festgestellt werden. Die Reibmomente werden durch das Modell exakt abgebildet. Bei Vorzeichenwechsel des Antriebsmoments ergibt sich eine geringe Abweichung, die aber schnell vom Reibmodell ausgeglichen wird. Die größte Abweichung der Übersetzung tritt mit 0.39 % im Rückwärtsgang auf. Diese Abweichung liegt deutlich unterhalb der Schwelle für die am Prüfstand ein Rutschen der Kupplungen detektiert wird.

Tabelle 6.2: Validierung Kupplungsmodell

Gang	i_{Soll}	$i_{\text{Ist}}^{\text{stat}}$	$i_{\text{Ist}}^{\text{dyn}}$	Abw. in %
1	5.503	5.503	5.496	0.13
2	3.333	3.333	3.33	0.09
3	2.315	2.315	2.311	0.17
4	1.661	1.661	1.658	0.18
5	1.211	1.211	1.203	0.66
6	1	1	0.996	0.40
7	0.865	0.865	0.863	0.23
8	0.717	0.717	0.715	0.28
9	0.601	0.601	0.6	0.17
R	-4.932	-4.932	-4.913	0.39

Mit Hilfe des Vergleichs von Ist- und Sollübersetzung kann bestätigt werden, dass das modifizierte kpci-Modell für den Einsatz im virtuellen Prüfstand geeignet ist. Ein Vergleich des Drehmomentenverlaufs während eines Gangwechsels wird an dieser Stelle nicht ausgeführt, da das Verhalten während der Schaltung sowohl von diversen Getriebekomponenten, als auch von den Prüfstandsantrieben abhängt. In Abschnitt 6.4.1 wird die Entwicklung einer Schaltungsansteuerung für die EOL-Prüfung diskutiert und ein Vergleich zwischen virtuellem und realem Prüfstand durchgeführt.

6.2 Test von Prüfprogrammen

Durch den virtuellen Prüfstand kann mit Hilfe des dynamischen echtzeitfähigen Modells die Entwicklung von Prüfprogrammen unterstützt werden. Diese können in Teilabschnitten entworfen und auf dem virtuellen System ausgeführt werden. Als Beispiel wird in Abschnitt 6.4.1 ein Prüfabschnitt einer Überschneidungsschaltung erstellt. Im Folgenden wird der Test eines vollständigen Prüfprogramms betrachtet, bei dem zwischen zwei Testzielen unterschieden wird. Im ersten Fall ist das Prüfprogramm das Testobjekt und es wird vor allem die korrekte Ansteuerung von Prüfstand und Getriebe überprüft. Im zweiten Fall ist die Prüfautomatisierung das Testobjekt und es wird mit Hilfe von Prüfpro-

grammen ein vorgezogener Feldtest des Gesamtsystems durchgeführt. Obwohl für beide Testziele jeweils Prüfprogramme ausgeführt werden, sind die Anforderungen an die virtuelle Umgebung unterschiedlich, weshalb beide Themen getrennt betrachtet werden.

6.2.1 Validierung Prüfprogramm

Bevor Prüfprogramme in der Serienfertigung eingesetzt werden, muss die korrekte Funktion überprüft werden. Der Tester überprüft sowohl die Ansteuerung als auch die Parameter. Aufgrund der qualitativ richtigen Darstellung von Prüfstand und Getriebe ist es möglich, die Ansteuerung vollständig zu überprüfen. Parameter und vor allem Grenzwerte für die Bewertung der Getriebe können nur vorparametriert werden und müssen unter Umständen auf dem realen System angepasst werden.

Für den Test der Ansteuerung wird das Prüfprogramm auf dem virtuellen Prüfstand aus Abbildung 4.3 ausgeführt. Für die Ausführung des Prüfprogramms müssen alle sicherheitskritischen Anforderungen erfüllt sein, wie z. B. ein in jedem Betriebszustand ausreichender Schmierdruck. Die Schmierdrucküberwachung vergleicht wiederholt den im Getriebe gemessenen Schmierdruck mit einem im Prüfprogramm festgelegten Grenzwert und bricht die Prüfung sofort ab, falls der Grenzwert unterschritten wird. Strenge Grenzwerte kombiniert mit dem sofortigen Abbruch schließen eine Schädigung von fehlerhaften Prüflingen aus.

Falls die Präautomatisierung eine Option zur Unterdrückung der Abbrüche zur Verfügung stellt, kann das oben beschriebene statische Modell eingesetzt werden. Für einen realistischen Test des Prüfprogramms sind jedoch Standardeinstellungen und das in diesem Kapitel entwickelte Modell zu verwenden.

Nach der Ausführung des Prüfprogramms wird die korrekte Ansteuerung und Parametrierung durch einen Review überprüft. Der Tester vergleicht im Review das Prüfprogramm mit Messdaten, die sowohl in der Präautomatisierung als auch in der Simulationsumgebung aufgezeichnet werden können. Die Messdatenerfassung in der Simulationsumgebung ermöglicht es, Zustandsgrößen in den Review einzubeziehen, die nicht am realen Prüfstand messbar sind. Außerdem kann durch den Vergleich der Messdatensätze von Präautomatisierung und Simulation das Schnittstellenverhalten beurteilt werden.

Nach einem erfolgreichen Review wird überprüft, ob das Prüfprogramm deterministisches Verhalten zeigt. Parallele Prüfabschnitte, sowie Abschnitte, die nur unter bestimmten Voraussetzungen ausgeführt werden, können ein nicht deterministisches Verhalten erzeugen. Da sich die Simulation deterministisch verhält, muss bei mehrfacher Ausführung des Prüfprogramms stets das gleiche Ergebnis entstehen. Einschränkend wirkt hier der bereits oben diskutierte Einfluss des Jitter der Kommunikation zwischen Präautomatisierung und Prüfstand. Abweichungen der Prüfprotokolle und Messkurven bei wiederholter Ausführung können verglichen werden, um das deterministische Verhalten des Prüfprogramms zu bestätigen.

Abbildung 6.14 zeigt die Antriebsdrehzahl n_{An} und die Abtriebsdrehzahl n_{Ab} einer fünfmal ausgeführten Prüfung. Zur zeitlichen Synchronisation wird das im Abschnitt 4.5.1 beschriebene Signal *Kontaktiert* verwendet, das für den Start der Prüfung den Wert eins annehmen muss. Die Daten werden in der Simulationsumgebung aufgezeichnet, sodass sich der Einfluss der Kommunikationswege auf die Übertragung der Sollwerte von der Präautomatisierung auf den virtuellen Prüfstand beschränkt. Die Messdaten der Kurven 1 und 3 bis 5 liegen fast exakt aufeinander, wobei die kleinen Abweichungen, wie in Abschnitt 5.3 beschrieben, durch die Eigenschaften der Kommunikationswege entstehen.

Bei den Messkurven zur Prüfung 2 fällt die deutlich längere Prüfzeit auf, die aus den Abschnitten der Prüfung in den türkis eingefärbten Bereichen resultiert. Die so ermittelten Abschnitte der Prüfung können weiter untersucht werden, um das Prüfprogramm zu optimieren.

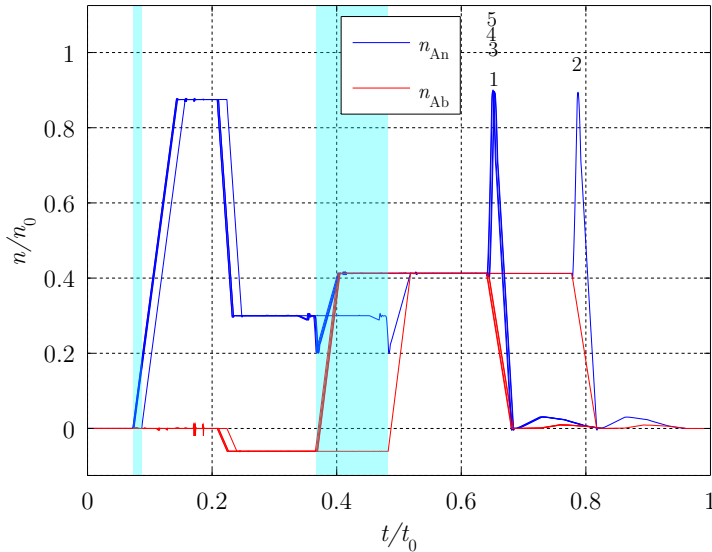


Abbildung 6.14: Reproduzierbarkeit der Prüfung

6.2.2 Dauertest Prüfprogramm

Der Dauertest von Prüfprogrammen schließt sich an die oben beschriebene Validierung des Prüfprogramms an. Testziel ist bei diesem Test nicht mehr die Funktion des Prüfprogramms und der Prüfsoftware, sondern die Stabilität des Gesamtsystems. Im Gegensatz zum Test mit dem statischen echtzeitfähigen Modell werden jetzt sämtliche Funktionen unter realistischen Bedingungen ausgeführt. Dieser Test kann auch als vorgezogener Feldtest betrachtet werden. Für die Durchführung des Dauertests sind im Idealfall alle Subsysteme, wie z. B. Datenbanken für die Archivierung von Prüfergebnissen verfügbar. Typische Fehler, die bei einem solchen Test auftreten, sind Programmabstürze ohne zunächst sichtbares Fehlerbild und Konflikte beim Zusammenspiel verschiedener Programmteile und Subsysteme. Der Absturz eines Datenbankservers darf z. B. nicht den Fertigungsbetrieb gefährden. Daher müssen Mechanismen, wie der temporäre Offlinebetrieb der Prüfautomatisierung, gezielt unter fertigungsnahen Bedingungen getestet werden.

Die Testtiefe kann sehr unterschiedlich gewählt werden. Den einfachsten Fall stellt die wiederholte Ausführung im Automatikbetrieb mit nur einer Getriebevariante dar, für den kein Bedienpersonal benötigt, aber auch nur eine geringe Testabdeckung erreicht wird. Bei einem tiefergehenden Test muss das Bedienpersonal nicht nur die Prüfautoma-

tisierung bedienen und Tests ausführen, sondern auch Fehler erkennen und dokumentieren. Die Bedienbarkeit der Mensch-Maschine-Schnittstelle wird bei diesem Test ebenfalls überprüft.

Die bei diesen Tests gefundenen Fehler würden andernfalls im Fertigungsbetrieb auftreten. Da in der Fertigung der Stillstand eines Prüfstands nicht toleriert werden kann, werden Fehler häufig nicht dokumentiert und durch einen Programm- oder Systemneustart neutralisiert. Da der Fehler nicht gemeldet und behoben wird, tritt er mit hoher Wahrscheinlichkeit erneut auf. Mit jedem Auftritt erhöht sich die insgesamt durch den Fehler in der Fertigung verlorene Zeit und das Vertrauen in die Softwarequalität sinkt. Tritt der Fehler hingegen am virtuellen Prüfstand auf, so kann im Idealfall der für die betroffene Funktion zuständige Entwickler zur Fehlersuche herangezogen werden.

6.3 Erfassung streuender Messwerte

Messergebnisse in der Fertigung streuen bedingt durch Fertigungstoleranzen, Messtechnik sowie Prüfverfahren. Die Prozessfähigkeit des Messsystems wird mit Kennzahlen bewertet, die die Streuung und den Mittelwert der Messwerte mit der Lage der Grenzwerte vergleichen.

Bei der Absicherung eines Prüfverfahrens muss der Einfluss der Prüfautomatisierung auf die Prozessfähigkeit im Gesamtsystem beurteilt werden. Als Beispiel wird die Messung des RDF-Niveaus analysiert. Über den Gradienten des Druckverlaufs werden Anfang und Ende des RDF-Niveaus bestimmt. Anschließend wird der Mittelwert des Druckverlaufs zwischen Anfang und Ende des RDF-Niveaus berechnet. Durch die Mittelwertbildung wird der Einfluss des Messsignalrauschens unterdrückt. Für die Beurteilung der Streuung liegen Messwerte von 1000 realen Getrieben vor. Abbildung 6.15 stellt die aus den Messungen berechnete Wahrscheinlichkeit für Abweichungen vom Mittelwert als Histogramm dar. Zusätzlich ist eine Normalverteilung abgebildet, die denselben Mittelwert und dieselbe Standardabweichung aufweist. Die Verteilung der Messwerte stimmt nicht exakt mit der Normalverteilung überein. Mit Hilfe des χ^2 -Anpassungstest kann das erreichbare Signifikanzniveau von $\alpha = 0.096$ berechnet werden. Hier wird nicht der Vergleich mit einem zuvor definierten Schwellwert für ein Signifikanzniveau ausgeführt, sondern mit Hilfe von logarithmischer Interpolation der Tabellenwerte für χ^2 -Quantile [Bir14] das erreichbare Signifikanzniveau berechnet.

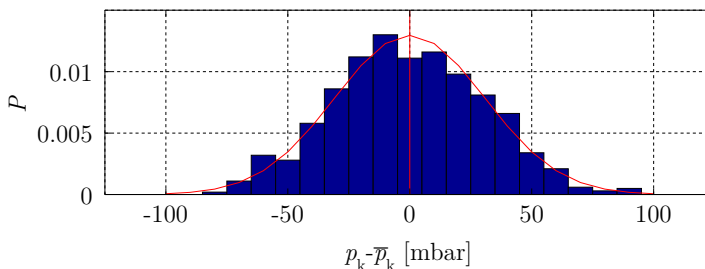


Abbildung 6.15: Histogramm und berechnete Verteilungsdichte der Abweichung vom Mittelwert RDF-Niveau in der Fertigung

Das Maximum der Verteilung liegt links vom Mittelwert, was für Fertigungsstreuungen nach [DS14] nicht unüblich ist. Ein Grund für die Abweichung von einer erwarteten Normalverteilung können z. B. unterschiedliche Bauteilchargen sein. Im Rahmen der Absicherung des Prüfsystems muss überprüft werden, inwieweit Prüfautomatisierung und Prüfverfahren die Charakteristik einer Streuung beeinflussen.

Das Simulationsmodell im virtuellen Prüfstand liefert, im Gegensatz zur Messung in der Fertigung, immer die gleichen Signalverläufe an die Prüfautomatisierung. Wird die Messung am virtuellen Prüfstand wiederholt, so muss die Prüfautomatisierung immer das gleiche Prüfergebnis liefern. Die Drucksignale werden durch Analogspannungssignale mit einer Auflösung von 1.07 mbar an die Prüfautomatisierung übertragen, die für Umgebungseinflüsse anfällig sind [Fra13]. Für die Beurteilung des Prüfverfahrens muss überprüft werden, wie stark die Messung der Analogsignale das Ergebnis beeinflusst. Am virtuellen Prüfstand wird das Analogsignal nicht durch Sensoren und Messverstärker, sondern mit Hilfe von D/A-Umsetzern erzeugt. Es kann also nur der Einfluss der Erfassung und nicht der Einfluss der realen Messkette untersucht werden. Der Einfluss des D/A-Umsetzers der Simulation wird unten zusätzlich untersucht, um auszuschließen, dass Abweichungen des D/A-Umsetzers dem Messsystem der Prüfautomatisierung zugeordnet werden. Zunächst wird jedoch die Wiederholgenauigkeit der Messung des RDF-Niveaus am virtuellen Prüfstand untersucht.

Abbildung 6.16 zeigt die Verteilung bei 1000 gleichen Messungen des RDF-Niveaus am virtuellen Prüfstand. Die maximale Abweichung vom Mittelwert beträgt 10 mbar bei einer Standardabweichung von $s = 1.02$ mbar. Das Prüfverfahren liefert ein Messergebnis mit hoher Wiederholgenauigkeit. Im realen Prüfstand ändern sich jedoch die Messergebnisse mit jedem Getriebe. Der Einfluss des Prüfverfahrens sowie der Messwerterfassung auf die Verteilung streuender Messwerte kann mit dem Messergebnis aus Abbildung 6.16 nicht beurteilt werden.

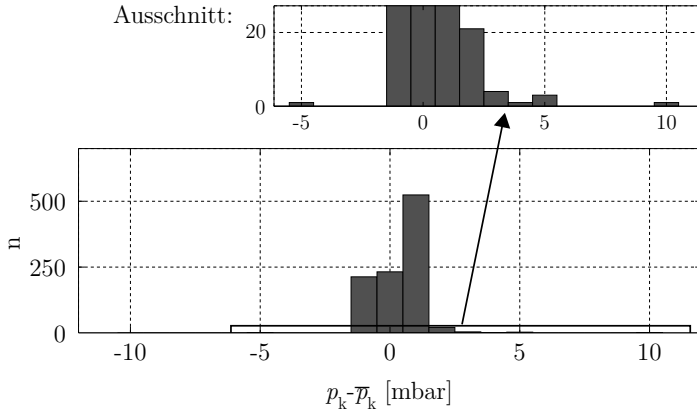


Abbildung 6.16: Häufigkeitsverteilung der Abweichung vom Mittelwert RDF-Niveau am virtuellen Prüfstand (ohne aufgeprägte Streuung)

Mit Hilfe der Gaussverteilung in Abbildung 6.15 kann eine Liste von Offsets generiert werden, die die Streuung der Fertigung repräsentieren. Wird der Offset auf die Signale der Simulation im virtuellen Prüfstand aufgeprägt, so kann eine Fertigungsstreuung simuliert

werden. Diese Darstellung der Fertigungsstreuung ist stark vereinfacht und bildet keine Veränderungen der Dynamik ab. Sie erlaubt jedoch eine grundlegende Untersuchung des Einflusses von Prüfverfahren und Messdatenerfassung auf das Messergebnis bei streuenden Werten.

Für die Berechnung der Offset-Liste wird der Flächeninhalt unter der Gausskurve auf 100 erhöht und in 10 mbar Schritten auf ganze Zahlen gerundet. Nach dem Runden enthält die Liste der Offsets 97 Getriebe, die anschließend mit einem Zufallsgenerator gemischt und in die Simulation integriert wird. Nach jeder erfolgreichen Prüfung am virtuellen Prüfstand wird dem ausgewählten Drucksignal ein neuer Offset aufgeprägt. Alternativ kann ein Zufallsgenerator verwendet werden um die Offsets direkt zu generieren. Das oben beschriebene Verfahren hat jedoch den Vorteil, dass eine vollständige Abdeckung des festgelegten Wertebereichs innerhalb einer festen Anzahl von Simulationsläufen erfolgt.

Liegt keine gemessene Verteilung der Fertigungsstreuung vor, so kann eine Schätzung der Streuung und des Mittelwerts herangezogen werden. Für die Schätzung kann davon ausgegangen werden, dass die Prozessfähigkeit C_p einen in der Literatur üblichen Wert von 2 annimmt [DS14]. Der Wert für die Prozessfähigkeit berechnet sich zu

$$C_p = \frac{OG - UG}{6\sigma}, \quad (6.9)$$

mit dem oberen Grenzwert OG und dem unteren Grenzwert UG. Durch Auflösen nach σ wird die Standardabweichung berechnet. Der Mittelwert der Verteilung wird als $\mu = \frac{OG+UG}{2}$ berechnet. Durch die Schätzung ergibt sich eine Unsicherheit bei der Absicherung des Prüfverfahrens, da nicht sichergestellt ist, dass der gesamte in der Fertigung auftretende Wertebereich abgedeckt ist. Es kann dennoch überprüft werden, wie ein Prüfverfahren bei Einsatz im Prüfsystem auf streuende Messwerte reagiert.

Abbildung 6.17 zeigt die Sollvorgabe der aus der gemessenen Verteilung berechneten Offsets und das Messergebnis nach Ausführung der Simulation. Die Verteilung entspricht der Verteilung der Offsets bis auf eine Abweichung bei 40 bzw. 50 mbar. Bei einem systematischen Fehler der Implementierung des Prüfverfahrens wäre ein größerer Anteil fehlerhafter Messungen zu erwarten. Ein möglicher Grund für die Abweichung ist eine Störung der Analogsignalerfassung (z. B. durch Rauschen), wobei ausgeschlossen werden muss, dass die Analogausgabe der Simulation das Messergebnis beeinflusst.

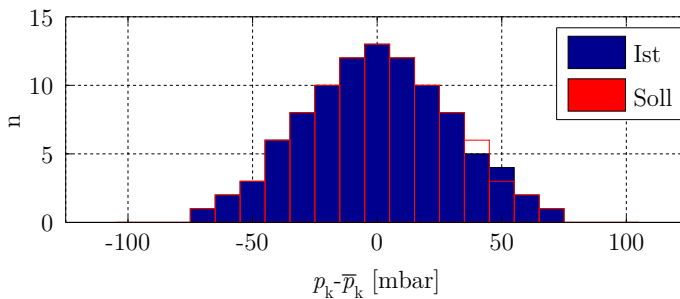


Abbildung 6.17: Vorgabe und Messung streuende Druckwerte

Um den Einfluss der D/A-Hardware der Simulation abzuschätzen, muss eine Messung mit einem zusätzlichen, hochpräzisen Messgerät für Analogsignale durchgeführt werden. Dieser Test macht keine Aussage über die Güte des Prüfverfahrens. Da die Messung in einem statischen Zustand nachgebildet werden soll, wird in der Simulationsumgebung ein Rechtecksignal mit einer Amplitude von 10 bar generiert. Dieses Signal wird mit dem zusätzlichen Messgerät aufgezeichnet und der Wert für jeden Rechteckpuls nach einer Beruhigungszeit von 100 ms nach der steigenden Flanke bestimmt. Gemessen wird sowohl mit als auch ohne parallel angeschlossener Prüfautomatisierung. Der Anschluss von zwei parallelen Messgeräten ist zulässig, da beide hochohmige Messeingänge besitzen, die die niederohmige Quelle nicht beeinflussen.

Abbildung 6.18 stellt die Verteilung für jeweils 1000 Wiederholungen dar. Bei der Messung mit angeschlossener Prüfautomatisierung zeigt sich eine Abweichung einzelner Messwerte vom Sollwert. Wird die Messung ohne Anschluss der Prüfautomatisierung durchgeführt, so weist die Darstellung mit gleicher Auflösung keine Streuung auf.

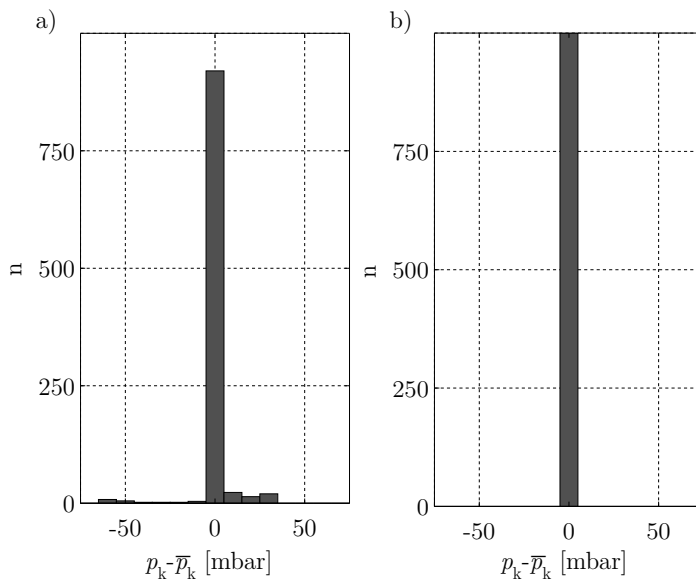


Abbildung 6.18: Häufigkeitsverteilung Abweichung vom Sollwert a) mit Prüfautomatisierung, b) ohne Prüfautomatisierung

Mögliche Ursachen für die erhöhte Streuung sind Störungen, die z.B. durch eine gemeinsame Masse mehrerer Messkanäle oder Eigenschaften der Messkarte im Rechner der Prüfautomatisierung entstehen. Der beobachtete Effekt kann ein Grund für die Abweichung von der Sollverteilung in Abbildung 6.17 sein. Im Gegensatz zu den Messungen bei denen das RDF-Niveau bestimmt wird fällt die maximale Abweichung deutlich größer aus, da bei der hier angewendeten Messung keine Mittelwertbildung über mehrere Messwerte erfolgt.

Die oben ausgeführten Messungen zeigen den Einfluss der Prüfautomatisierung auf das Messergebnis unter fertigungsähnlichen Bedingungen auf. Für das ausgewählte Prüfverfahren kann keine signifikante Beeinflussung festgestellt werden. Jedoch ist die Dar-

stellung der Fertigungsstreuung stark vereinfacht. Für eine genauere Darstellung sind physikalische Modelle nötig, deren Parameter variiert werden können, um Fertigungsabweichungen einzelner Komponenten abzubilden. Das hier eingesetzte Modell bietet keine physikalischen Parameter, die eine solche Simulation ermöglichen. Die Messung mit dem hochpräzisen Messgerät bestätigt die Güte der Analogausgabe der Simulation, zeigt jedoch einen Einfluss der im Automatisierungssystem eingesetzten Messtechnik auf Einzelwertmessungen.

6.4 Entwicklung von Prüfverfahren

Prüfverfahren setzen sich aus einer Stimulation des Prüflings und der Bewertung von Messsignalen zusammen. Mit Hilfe des echtzeitfähigen dynamischen Modells wird in diesem Abschnitt eine Ansteuerung entwickelt, die aus der Kombination verschiedener Prüfschritte sowie deren Parametrierung besteht. Wird ein Parameter der Ansteuerung verändert, so muss das Getriebemodell eine realistische Reaktion zeigen. Ein am virtuellen Prüfstand entwickeltes Prüfverfahren lässt sich mit angepassten Parametern auf ein reales System übertragen.

6.4.1 Beispiel Überschneidungsschaltung

Im Folgenden wird eine Ansteuerung für eine Überschneidungsschaltung mit Hilfe des virtuellen Prüfstands entwickelt. Die Wartezeit zwischen Aktivieren und Deaktivieren der Schaltelemente wird variiert und der Einfluss der Wartezeit auf den Drehmomentenverlauf abgeschätzt. Für die Entwicklung der Kupplungsansteuerung werden folgende Schritte ausgeführt:

1. Grundlegende Ansteuerung festlegen,
2. Ausführbares Prüfprogramm erstellen,
3. Prüfprogramm am virtuellen System ausführen,
4. Parameter variieren,
5. Ergebnis auswerten,
6. Ergebnis mit Messung validieren.

Am virtuellen System können auch Parameter gewählt werden, bei denen eine saubere Überschneidung nicht mehr zu erwarten ist. Damit ist es möglich, den Grenzbereich zu untersuchen, ohne Anlage und Prüfling zu gefährden. Wenn der zulässige Wertebereich für einen Parameter bekannt ist, kann die Sicherheit des Prüfverfahrens abgeschätzt werden. Die Abbildungsgenauigkeit des verwendeten Modells stellt eine nicht vermeidbare Unsicherheit dar, die durch vergleichende Messungen überprüft werden muss. Mit Hilfe der Simulationsdaten wird vorab überprüft, ob Prüfstand und Prüfling während der vergleichenden Messung übermäßig belastet werden.

Abbildung 6.19 zeigt den Ablauf der Ansteuerung für die Überschneidungsschaltung. Schritt I initialisiert Prüfstand und Getriebe, bevor das Stellsignal zum Schließen von Kupplung K2 von der Ansteuerung gesetzt wird. Nachdem die Wartezeit in Schritt III abgelaufen ist, folgt das Stellsignal zum Öffnen von Kupplung K1. Wenn die Synchronisation von Kupplung K2 abgeschlossen ist, passt der finale Schritt V das Druckniveau an.

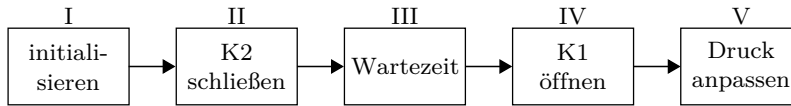


Abbildung 6.19: Ansteuerung Überschneidungsschaltung

Der Druckverlauf, der aus der Ansteuerung mit Wartezeiten zwischen 150 und 400 ms resultiert, ist in Abbildung 6.20 dargestellt. Die Daten werden mit Hilfe des nicht abgebildeten Signals zum Schließen der Kupplung K2 synchronisiert. Wie im Grundlagenkapitel beschrieben, kann eine Kupplung erst dann ein Drehmoment übertragen, wenn das Ende des RDF-Niveaus erreicht ist. Während der Kupplungskolben das RDF-Niveau durchläuft, besteht kein Kontakt zwischen Kolben und Lamellen. Bei Wartezeiten von mehr als 300 ms ist eine starke Überschneidung zu erkennen, während bei einer Wartezeit von 150 ms nur eine geringe Überschneidung sichtbar ist. Der Druck im Schaltelement K1 ist bereits stark abgefallen bevor der Druck von K2 das Ende des RDF-Niveaus erreicht.

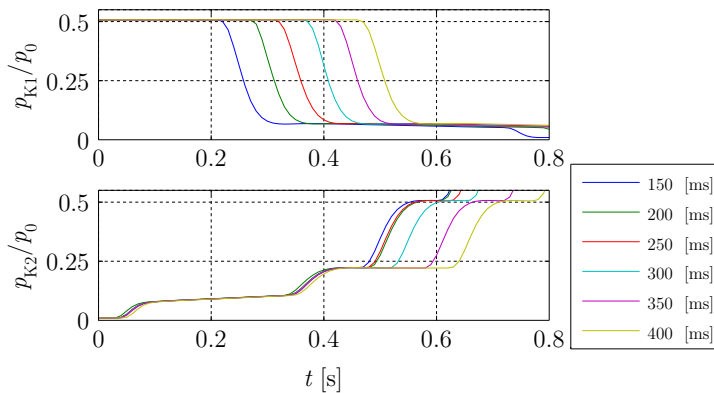


Abbildung 6.20: Simulationsergebnis Kolbendruck während der Überschneidungsschaltung

Der Prüfstand wird in Schritt I so initialisiert, dass am Antrieb ein Drehmoment von 10 Nm anliegt, während der Abtrieb eine Drehzahl von 1000 min^{-1} hält. Abbildung 6.21 stellt die Reaktion der Getriebemechanik auf die Druckverläufe dar. Die Drehzahl n_{An} fällt bei kurzen Wartezeiten sanfter ab als bei langen. Außer der deutlich sichtbaren Verzögerung sinkt die Drehzahl bei längeren Wartezeiten kurzzeitig ab bevor die Synchronisation stattfindet. Der Drehmomentenverlauf am Antrieb M_{An} zeigt ein höheres Maximum bei längeren Wartezeiten. Das Abtriebsmoment M_{Ab} wird durch die erhöhte Wartezeit noch stärker beeinflusst. Bei Wartezeiten, ab 300 ms steigt das Drehmoment zu Anfang der Schaltung zunächst an, bevor es wie bei den kürzeren Wartezeiten abfällt. Diese Reaktion deutet auf einen veränderten Wechsel der Kraftübertragung zwischen den Schaltelementen hin.

Am virtuellen Prüfstand können bei Bedarf zusätzliche Größen ausgewertet werden, die am realen Prüfstand nicht verfügbar sind. Bei der Überschneidungsschaltung sind dies die Differenzdrehzahlen der beteiligten Kupplungen. Abbildung 6.22 zeigt den Verlauf

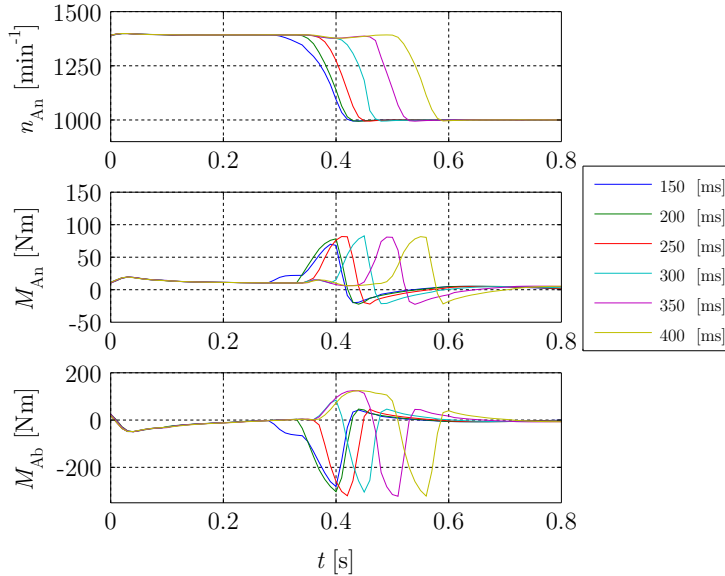


Abbildung 6.21: Simulationsergebnis mechanische Größen während der Überschneidungsschaltung

der Differenzdrehzahlen bei 150 und 400 ms, Start und Ende der Schaltung sind jeweils durch Strichpunktlinien eingezeichnet. Die Synchronisation läuft bei 150 ms Wartezeit insgesamt schneller ab, ist jedoch sanfter als bei 400 ms. Bei 400 ms Wartezeit sinkt die Differenzdrehzahl Δn_{K1} zunächst bei $t = 0,35$ s kurzzeitig ab bevor sie spontan auf das Niveau nach der Schaltung übergeht.

Die Schaltungen unterscheiden sich im Wesentlichen durch die Auslösung der Synchronisation. Bei geringer Überschneidung löst der ansteigende Druck der Kupplung K2 die Synchronisation aus, wobei der Druck beider Kupplungen relativ niedrig ist. Eine große Überschneidung löst eine Synchronisation bei einem deutlich höheren Druckniveau aus, bedingt durch den abfallenden Druck an der Kupplung K1.

In der Serienprüfung wird eine Schaltung mit geringer Belastung des Getriebes vorausgesetzt, um Schäden am Getriebe auszuschließen. Die Simulationsergebnisse zeigen auch bei einer starken Überschneidung keine Belastungen, die zu einem Schaden am Prüfstand führen können. Daher können die Messungen für den gesamten Variationsbereich der Wartezeit ausgeführt werden. Das für die Messungen verwendete Getriebe wird anschließend für die Auslieferung gesperrt, da eine Schädigung der Kupplungslamellen nicht ausgeschlossen werden kann.

Abbildung 6.23 zeigt das Ergebnis einer Messung der Druckverläufe am Prüfstand. Die qualitativ richtige Darstellung des Modells kann damit bestätigt werden. Der Einfluss der Wartezeit auf den Druckabfall der Kupplung K1 ist ebenfalls gut sichtbar, jedoch sind die Abstände zwischen den Kurven unregelmäßig, was auf abweichende Latenzen im Prüfsystem zurückgeführt werden kann. Zusätzlich ist der Druckabfall steiler und zeigt einen sanfteren Auslauf. Die Getriebehydraulik wird mit starken Einschränkungen modelliert, wodurch sich die schon in Abbildung 6.3 dargestellten Abweichungen ergeben. Das

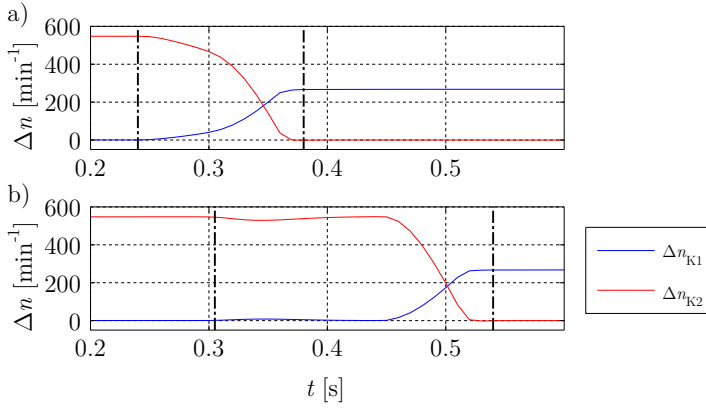


Abbildung 6.22: Differenzdrehzahl Kupplungen Simulation a) 150 ms, b) 400 ms

Modell kann somit nicht exakt mit Messdaten vom Prüfstand übereinstimmen. Bei einer Überschneidungsschaltung verringert der steiler abfallende Druck an der Kupplung K1 die Überschneidung, wodurch Abweichungen beim Drehzahl- und Drehmomentenverlauf zu erwarten sind.

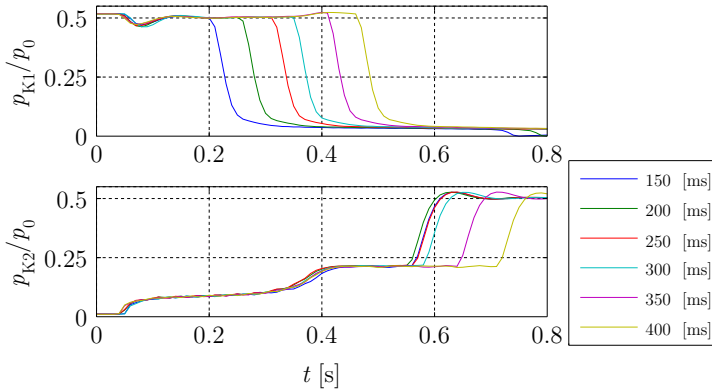


Abbildung 6.23: Messung Kolbendruck während der Überschneidungsschaltung

Abbildung 6.24 zeigt den Verlauf der mechanischen Größen. Die Antriebsdrehzahl schwingt nach der insgesamt sanfteren Synchronisation deutlich, bevor sie das Zielniveau erreicht. Die Drehzahlregelung am Prüfstand weist nicht die idealen Eigenschaften der Regelung in der Simulation auf, wodurch Anregungen durch die Schaltung langsamer ausgeglichen werden. Wartezeiten unterhalb von 350 ms beeinflussen die Drehzahlanpassung kaum.

Der gemessene Drehmomentenverlauf ähnelt dem der Simulation stark. Jedoch ist das gemessene Drehmoment an der Antriebsseite größer als das in der Simulation berechnete. Eine mögliche Ursache ist die Vernachlässigung der Abhängigkeit des Reibkoeffizienten von der Relativedrehzahl. Außerdem sind die Werte der Trägheiten im Antriebsstrang des

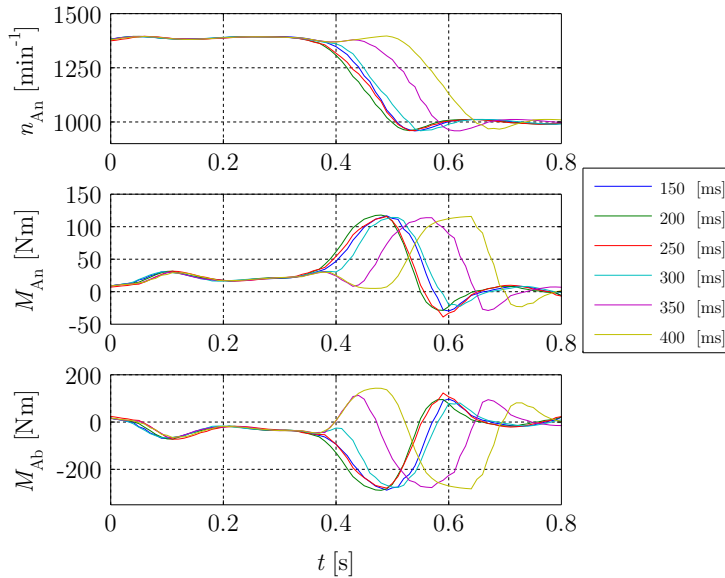


Abbildung 6.24: Messung mechanische Größen während der Überschneidungsschaltung

Prüfstands bei der Modellerstellung nur abgeschätzt, da sie als unbekannt vorausgesetzt werden. Die Trägheit, die bei der Synchronisation beschleunigt werden muss, hat einen direkten Einfluss auf die Drehmomente während der Schaltung. Der für die längeren Wartezeiten charakteristische zusätzliche Anstieg des Abtriebsdrehmoments ist ebenfalls ab einer Wartezeit von 300 ms erkennbar.

6.4.2 Einfluss des virtuellen Prüfstands

Im vorigen Abschnitt wird gezeigt, dass mit Hilfe des echtzeitfähigen dynamischen Modells eine Ansteuerung für eine Überschneidungsschaltung entwickelt werden kann. Eine finale Parametrierung der Ansteuerung mit Hilfe der Simulation ist nicht möglich. Die Abbildungsgenauigkeit des Modells ist beschränkt, da nicht alle physikalischen Effekte dargestellt werden. Trotz der Einschränkungen können die Einflüsse von Parametern der Ansteuerung untersucht werden. Die Ansteuerung kann gegen Fehlparametrierung abgesichert werden, da nach der Untersuchung bekannt ist, welche Auswirkung ein falsch gesetzter Parameter auf die Messgrößen hat.

Im Falle der Überschneidungssteuerung führt eine zu groß gewählte Wartezeit zu einer zusätzlichen Belastung der an der Schaltung beteiligten Kupplungen. Der Wert des Parameters, ab dem der Effekt auftritt, kann mit dem Modell abgeschätzt werden. Mit einem physikalischen Modell kann der Parameter unter idealen Umständen exakt kalibriert werden. Durch Fertigungstoleranzen kann dennoch eine Anpassung am Prüfstand nötig werden.

Zusätzlich zu den Messgrößen der Prüfautomatisierung können die Zustandsgrößen des Getriebemodells in die Untersuchung miteinbezogen werden. Die Zustandsgrößen liefern weitere Erkenntnisse über den Einfluss des betrachteten Parameters. So kann z. B. die

Reibleistung an den Kupplungen während der Schaltung analysiert werden um die thermische Beanspruchung abzuschätzen.

6.5 Zusammenfassung und Einsatzgrenze des Modells

In diesem Kapitel wird ein dynamisches echtzeitfähiges Modell entwickelt und mit dessen Hilfe ein Prüfprogramm am virtuellen Prüfstand getestet. Außerdem wird die Erfassung streuender Messwerte untersucht und gezeigt, dass es möglich ist, Prüfverfahren in der virtuellen Umgebung zu entwickeln und abzusichern. Der Einfluss der gewählten Parameter, sowie das Verhalten von am Prüfstand nicht messbaren Zustandsgrößen, wird untersucht. Soll ein am virtuellen Prüfstand entwickeltes Prüfverfahren auf das reale System übertragen werden, so müssen die Parameter mit dem erlangten Wissen nachjustiert werden.

Eine exakte Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit Messwerten kann nicht erwartet werden, da im Modell starke Vereinfachungen gemacht werden. Die Vereinfachungen resultieren sowohl aus den Echtzeitanforderungen, als auch aus dem beschränkten Wissen über das Getriebe. Für Arbeitspakete, die eine bessere Übereinstimmung erfordern, muss ein detailliertes dynamisches Offline-Modell herangezogen werden, wodurch eine Kopplung mit der Prüfautomatisierung unmöglich wird.

7 Detailliertes dynamisches Offline-Modell

In diesem Kapitel wird ein bereits vorhandenes physikalisches Modell für die Untersuchung von Leckage ergänzt. Anschließend wird ein Prüfverfahren für Leckage mit Hilfe des Modells entwickelt und anhand von Messungen weiter untersucht. Das Modell ist aufgrund der detaillierten Darstellung nicht echtzeitfähig. Aus diesem Grund müssen die Untersuchungen unabhängig von der Prüfautomatisierung in Offlinesimulationen durchgeführt werden. Anschließend können die Erkenntnisse weiterverwendet werden, z. B. bei der Implementierung von Prüfverfahren. Mit dem im vorigen Kapitel entwickelten Modell ist eine solche Untersuchung nicht möglich, da die für eine Leckageuntersuchung relevanten Volumenströme nicht im Hydraulikmodell abgebildet werden.

7.1 Modellbildung

Die für die Leckagesimulation relevanten Komponenten des Getriebes müssen physikalisch modelliert werden. Komponenten, die eine untergeordnete Rolle spielen, können hingegen vereinfacht dargestellt werden. Modelle dieser Art erlauben es, den Einfluss eines oder mehrerer Parameter auf die Systemeigenschaften zu untersuchen.

7.1.1 Nachnutzung physikalisches Modell für Dynamikuntersuchung

Das in dieser Arbeit verwendete Modell wurde unabhängig von dieser Arbeit in einem Getriebeentwicklungsbereich für die Untersuchung der Schaltqualität erstellt und kann auch im virtuellen Prüfstand genutzt werden. Ein vergleichbar detailliertes Modell eines rein hydraulisch gesteuerten Automatgetriebes wird von [Kar86] vorgestellt. Wie im Grundlagenkapitel dargestellt, werden detaillierte physikalische Modelle bei der Untersuchung der Dynamik von Automatgetrieben eingesetzt. Für den Aufbau eines physikalischen Modells werden detaillierte Konstruktionsdaten benötigt. Das detaillierte dynamische Offline-Modell kann daher in der Regel erst in mittleren Phasen des PEP aufgebaut werden.

Das bereits vorhandene Modell stellt nur einen Ausschnitt des gesamten Getriebes dar und muss für den Einsatz im virtuellen Prüfstand angepasst und ergänzt werden. Die Ergänzungen umfassen die Ölpumpe, die Regelung des Arbeitsdrucks, sowie die Antriebe des Prüfstands. Die Detaillierung dieser Ergänzungen muss in Abhängigkeit von der Anwendung gewählt werden. Als konkrete Anwendung wird die Simulation von Leckage ausgewählt. Die realistische Darstellung der Volumenströme der Hydraulik des Getriebes ist somit eine Grundvoraussetzung.

Abbildung 7.1 zeigt das resultierende Gesamtmodell. Antriebe und Druckversorgung werden vereinfacht dargestellt. Kupplungsventile, sowie die Getriebemechanik liegen als physikalische Teilmodelle vor. Um Rechenzeit zu sparen, werden nur zwei Gänge dargestellt. Starre Kopplungen ersetzen die Schaltelemente, die in beiden Gängen aktiv sind.

Die Modellierungstiefe im physikalischen Modell ist mit der Modellierungstiefe der in [BMP13a] vorgestellten Modelle vergleichbar. Als Reibungsmodell wird das klassische Reibmodell eingesetzt, wie in [Kar85] beschrieben. Im Gegensatz zur Onlinesimulation

ist die beim echtzeitfähigen Detailmodell beschriebene Anforderung an die Schlupffreiheit der Schaltelemente hier nicht relevant, da keine Kopplung zur Prüfautomatisierung besteht.

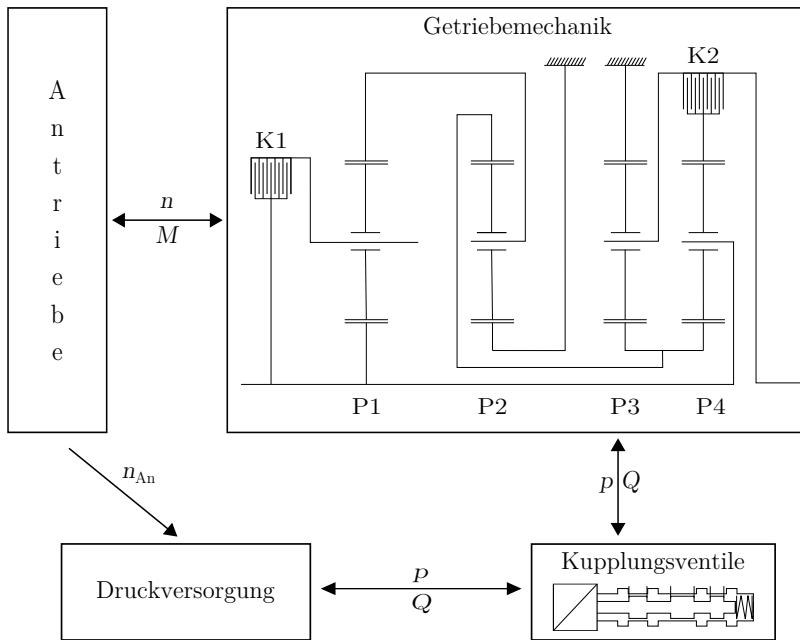


Abbildung 7.1: Detailliertes dynamisches Offline-Modell (Ergänzungen: Druckversorgung und Antriebe)

7.1.2 Ergänzung des physikalischen Modells

Das vorliegende physikalische Modell muss um Nebenaggregate für die Versorgung der elektrohydraulischen Direktsteuerung mit Drucköl ergänzt werden, die für den ursprünglichen Einsatzzweck nicht relevant sind. Aufgrund der untergeordneten Bedeutung dieser Modelle werden sie nicht rein physikalisch dargestellt. Bei dem betrachteten Getriebe wird der Öldruck durch eine Flügelzellenpumpe mit nachgelagerter Arbeitsdruckregelung aufgebaut. Flügelzellenpumpen werden der hydrostatischen Druckerzeugung zugeordnet [Bau11]. Sie können durch den geförderten Volumenstrom pro Umdrehung dargestellt werden, wobei ein drehzahl- und druckabhängiger volumetrischer Wirkungsgrad η_{vol} die tatsächlich geförderte Ölmenge reduziert. Damit ergibt sich für den Volumenstrom Q_p :

$$Q_p = n_{An} i_p V_p \eta_{vol} \quad (7.1)$$

mit der Drehzahl n_{An} am Getriebeeingang, der festen Übersetzung zwischen Getriebeeingangswelle und Ölpumpe i_p und dem Fördervolumen pro Umdrehung V_p . Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} kann aus Messungen an Komponentenprüfständen oder

technischen Daten des Herstellers abgeschätzt werden. Die in realen Pumpen auftretenden Druckschwankungen werden bei der vereinfachten Darstellung durch Gleichung 7.1 vernachlässigt. Diese spielen bei der Betrachtung von Leckage eine untergeordnete Rolle, da ihre Amplitude im Vergleich zum mittleren Druck gering ist. Für Untersuchungen mit Druckschwankungen kann, wie in [NOJ05] gezeigt, eine Sinusschwingung auf die Fördermenge aufgebracht werden.

Die Arbeitsdruckregelung ist im Getriebe, wie in [För91] beschrieben, durch einen elektrohydraulischen Schieber realisiert. Er sorgt für eine Priorisierung in der Druckölversorgung. Beim vorliegenden Modell wird der Schmierdruckregler nicht physikalisch modelliert und der Einfluss des Injektors auf das Antriebsdrehmoment der Pumpe vernachlässigt. Die Aufgabe des Druckreglers ist somit darauf reduziert, die Ölmenge im Arbeitsdruckteil so anzupassen, dass der Sollarbeitsdruck gehalten wird.

Die Arbeitsdruckregelung kann durch Kombination eines begrenzten PI-Reglers und eines PT1-Elements dargestellt werden. Der PI-Regler reduziert die von der Pumpe zur Verfügung gestellte Ölmenge Q_p , um den Arbeitsdruck p_{AD} der Vorgabe p_{ADSoll} anzugleichen. Bei nicht ausreichender Fördermenge wird der gesamte Volumenstrom in die Arbeitshydraulik geleitet. Mit Hilfe des PT1-Elements wird die Trägheit bei der Verstellung der Ölmenge abgebildet. Zusätzlich muss sichergestellt werden, dass die Regelung keine negativen Volumenströme ausgibt, auch im Falle einer negativen Antriebsdrehzahl n_{An} . Realisiert wird diese Begrenzung durch die Berechnung von $Q_k = \max(0, Q_r)$ mit dem korrigierten Volumenstrom Q_k und dem Rohwert Q_r . Abbildung 7.2 zeigt die Modellstruktur des Arbeitsdruckreglers. Das Teilmodell Arbeitsdruckregler wird im Anhang A.3 mit einem Testszenario validiert.

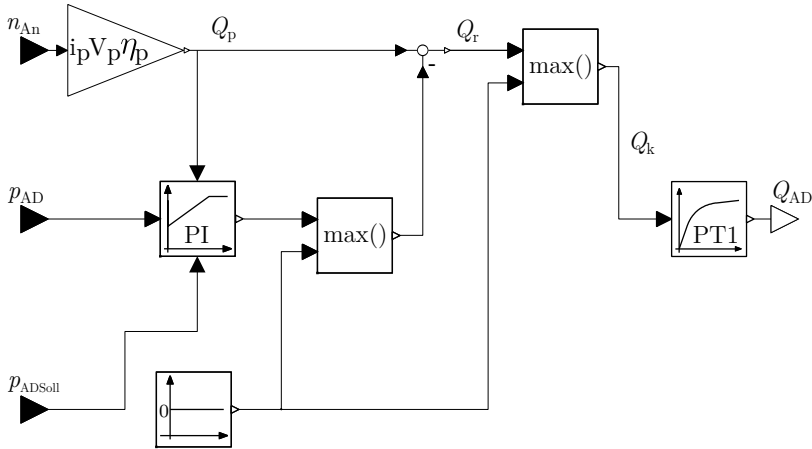


Abbildung 7.2: Modell des Arbeitsdruckreglers (Symbole nach [mod14])

Die Modelle der Prüfstandsantriebe werden vom echtzeitfähigen Detailmodell übernommen, da für die Verwendung mit dem physikalischen Modell keine weiteren Anforderungen erfüllt werden müssen.

7.1.3 Modellierung der Grundleckage

Leckage in hydraulischen Systemen entsteht an unterschiedlichsten Stellen. Es wird zwischen interner und externer Leckage unterschieden. Ein Beispiel für interne Leckage ist der nicht beabsichtigte Ölfluss von Hoch- zu Niederdruckseite in Ventilen. Externe Leckage findet sich vor allem an bewegten Dichtstellen, wie z. B. Stangendichtungen von Hydraulikzylindern. Leckage bewirkt immer eine Reduktion des zur Verfügung stehenden Drucköls. Eine Grundleckage ist nicht vermeidbar und zur Schmierung und Kühlung in der Regel erwünscht. Das hydraulische System von Automatgetrieben ist durch das Getriebegehäuse gekapselt. Die externe Leckage z. B. an den einfachwirkenden Kuppelungskolben verlässt somit nicht das Gesamtsystem.

Die Leckage in hydraulischen Systemen setzt sich aus einer Vielzahl von Leckagestellen entlang des Hydraulikpfades zusammen. Nach [Wil15] existiert keine leakagefreie Komponente. Eine Modellierung der einzelnen Leckagestellen stellt einen unverhältnismäßig großen Aufwand dar. Stattdessen werden in diesem Modell die Leckagen zu einer Gesamtleckage zusammengefasst und durch eine Drossel dargestellt. Für die Modellierung der Grundleckage wird die Drosselgleichung aus [Hat13] für die Durchflussmenge Q_D angesetzt:

$$Q_D = \frac{\pi d^4}{128 \eta l} \Delta p, \quad (7.2)$$

mit der dynamischen Viskosität $\eta = \rho \nu$. Diese wird aus der Dichte ρ und der kinematischen Viskosität ν berechnet. Die Drosselgleichung entspricht dem *Gesetz von Hagen-Poiseuille* für den Widerstand laminarer Strömungen in Rohrleitungen [Jun15].

Während die Werte für die kinematische Viskosität ν und die Dichte ρ aus Kennfeldern des Herstellers stammen, werden für die Länge der Drossel $l = 10 \text{ mm}$ definiert. Der Drosseldurchmesser kann mit Hilfe von Messdaten so kalibriert werden, dass das Leckageverhalten zwischen Simulation und Messung für ein bestimmtes Getriebe übereinstimmt.

7.1.4 Validierung

Zur Validierung des Modells wird der Kupplungsdruckverlauf von Messung und Simulation verglichen. Dafür wird die Ansteuerung eines einfachen Messverfahrens für Leckage verwendet. Das Messverfahren vergleicht den Druck während und nach einer Schaltung ohne Überschneidung mit dem von den bereits aktiven Schaltelementen. Die Schaltung wird durch die Anforderung A_k eines Kupplungsdrucks ausgelöst, der für die Synchronisation der zu verbindenden Wellen ausreichend ist. Nach erfolgreicher Synchronisation wird das Druckniveau der Kupplung auf das Arbeitsdruckniveau angehoben. Der Kupplungsdruck aus Simulation $p_{k,\text{sim}}$ und Messung $p_{k,\text{mess}}$ ist in Abbildung 7.3 a) dargestellt, während Abbildung 7.3 b) den Drehzahlverlauf der Getriebeeingangswelle für die Prüfstandmessung n_{mess} und die Simulation n_{sim} und damit den Synchronisationsvorgang zeigt. Die Werte sind jeweils auf die maximal möglichen Werte normiert.

Die gute Übereinstimmung in Abbildung 7.3 a) zeigt, dass das Modell der Kupplungsansteuerung und der Arbeitsdruckregelung die Getriebehydraulik ausreichend genau darstellen kann (RMSE = 0.35 bar). Die größte Abweichung ist beim Druckanstieg auf das Arbeitsdruckniveau bei $t = 0.63 \text{ s}$ sichtbar. Betrachtet man den für die Schaltung relevanten Druckaufbau bis $t = 0.6 \text{ s}$ (RMSE = 0.03 bar), so ist die Übereinstimmung besser als bei der Simulation mit dem dynamischen echtzeitfähigen Modell in Abschnitt

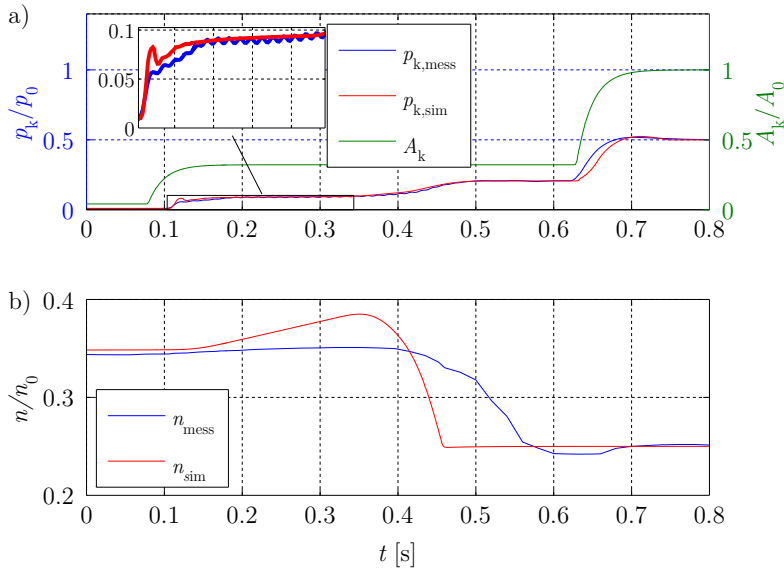


Abbildung 7.3: Validierung Schaltung a) Druck- und b) Drehzahlverlauf

6.1.2 (RMSE = 0.11 bar). Die Höhe der unterschiedlichen Druckniveaus, die während des Schaltvorgangs durchlaufen werden, stimmen überein. Für eine Untersuchung der Druckschwingungen ist eine detaillierte Modellierung der Arbeitsdruckversorgung nötig.

Der Verlauf der Drehzahlen in Abbildung 7.3 b) zeigt eine Abweichung zwischen Simulation und Messung. In der Simulation steigt zu Anfang des Schaltvorgangs die Antriebsdrehzahl, da kein Kraftschluss besteht und Schleppmomente im Kupplungsmodell nicht abgebildet werden. Außerdem läuft die Angleichung der Drehzahl beim Schließen der Kupplung in der Simulation schneller ab, was auf den in der Simulation schneller ansteigenden Druck in der Kupplung und Abweichungen in den Reibkennwerten zurückgeführt werden kann. Das Reibverhalten von Kupplungen ist durch Toleranzen von Getriebe zu Getriebe unterschiedlich und zusätzlich abhängig von Umgebungseinflüssen.

Für die Untersuchung der Leckage spielt vor allem der Druckverlauf im Schaltelement eine Rolle. Die Drehzahl am Antrieb hat ebenfalls einen Einfluss auf das Leckageverhalten, da die Antriebsdrehzahl die Fördermenge der Ölpumpe bestimmt. Da die Schaltung bei einer hohen Drehzahl stattfindet, ist die Hydraulik während der Schaltung bereits mit Drucköl gesättigt. Der Einfluss der Drehzahlabweichung kann somit vernachlässigt werden.

7.2 Entwicklung Prüfverfahren zur Leckagemessung

Bei der Prüfung von Automatgetrieben muss auch die Systemleckage auf erhöhte Werte überprüft werden, da sie ein Hinweis auf fehlende oder beschädigte Dichtungen sein kann. Die Leckage ist von Getriebe zu Getriebe unterschiedlich, was auf Gestaltabweichungen innerhalb der Toleranzgrenzen zurückgeführt werden kann. Beispiele hierfür sind Dichtungssitze oder Ventilschieber. Mit Hilfe des oben beschriebenen Modells wird in diesem Abschnitt ein Prüfverfahren für Leckage entwickelt und damit der Mehrwert des detaillierten dynamischen Offline-Modells aufgezeigt.

Wie oben beschrieben, ist eine gängige Methode zur Bewertung von Leckage die Bestimmung von Differenzen der Kolbendrucke der aktivierten Schaltelemente. Der Druckunterschied entsteht durch Strömungsverluste der Leckvolumenströme im hydraulischen System. Mit diesem Verfahren sind kleine Leckagen nur schwer zu unterscheiden, da Druckregelventile dafür sorgen, dass der eingestellte Druck möglichst genau gehalten wird und somit die Leckage ausgleichen. Erst wenn die Stellreserve eines Regelventils ausgeschöpft ist, ergeben sich signifikante Druckabweichungen zum geforderten Solldruck.

Ziel ist es daher, ein geeignetes Prüfverfahren zu entwickeln, mit dem auch kleine Leckagen erkannt werden können. Hierfür muss zunächst ein geeigneter experimenteller Aufbau gewählt werden, der eine Variation der Leckage zulässt. Anschließend erfolgt die Simulation zur Untersuchung verschiedener Ansätze zur Leckagemessung, sowie die Validierung der Simulationsergebnisse durch Messungen an einem modifizierten Getriebe. Auf Basis der so gewonnenen Erkenntnisse kann ein Prüfverfahren für den Serieneinsatz abgeleitet werden. Die Eignung dieser Prüfmethode wird anschließend mit statistischen Daten aus der Serienprüfung untersucht.

7.2.1 Experimenteller Aufbau

Die Simulationsergebnisse werden mit Messungen validiert, die mit unterschiedlicher Leckage durchgeführt werden. Die Leckagemenge kann durch den Austausch von unterschiedlich tolerierten Getriebekomponenten variiert werden. Dieses Verfahren würde einen hohen Aufwand darstellen und die Vorhersagbarkeit der Leckage erschweren. Um den Aufwand zu reduzieren, wird dem Getriebe über einen Bypass eine künstliche Leckage aufgeprägt. Hierfür wird die hydraulische Leitung eines Schaltelements von außen angebohrt und Öl durch eine austauschbare Blende zurück in das Getriebegehäuse geführt. Zusätzlich wird ein Volumenstromzähler eingesetzt, um den künstlichen Leckölstrom messen zu können. Der Volumenstromzähler arbeitet mit einem Zahnradmesswerk und ermöglicht im Gegensatz zu Turbinenmesswerken eine Messung von kleinsten Volumenströmen [Trä14]. Die zusätzliche Messgröße des künstlichen Leckagevolumenstroms Q_{Leck}^k wird über die Analogsignalerfassung am Prüfstand erfasst. Im Anhang B findet sich eine Zusammenfassung der relevanten technischen Daten für die Volumenstrommessung, während Abbildung 7.4 das umgebaute Getriebe zeigt.

7.2.2 Betriebsstrategien für die Leckagemessung

Um die Leckagemessung entscheidend zu verbessern, muss ein Betriebspunkt gewählt werden, bei dem die Druckregler inaktiv sind und somit die Leckage nicht mehr ausgeglichen wird. Hierfür muss die Antriebsdrehzahl stark abgesenkt werden. Die Priorisierung des Arbeitsdruckreglers leitet nur noch Öl in das Arbeitsdrucksystem, wie in [För91] beschrieben. In diesem Fall gleicht der von der Ölpumpe geförderte Volumenstrom die Leckage gerade noch aus. Bei sinkender Pumpendrehzahl sinkt das Druckniveau und somit die Leckagemenge. Im statischen Zustand gilt:

$$Q_{\text{Leck}}^{\text{ges}} = Q_{\text{p}}, \quad (7.3)$$

mit dem Volumenstrom der gesamten Leckage $Q_{\text{Leck}}^{\text{ges}}$ und dem durch die Pumpe geförderten Volumenstrom Q_{p} . Die nicht vermeidbaren Leckagen in der Arbeitsdruckregelung sind gering und werden vernachlässigt.

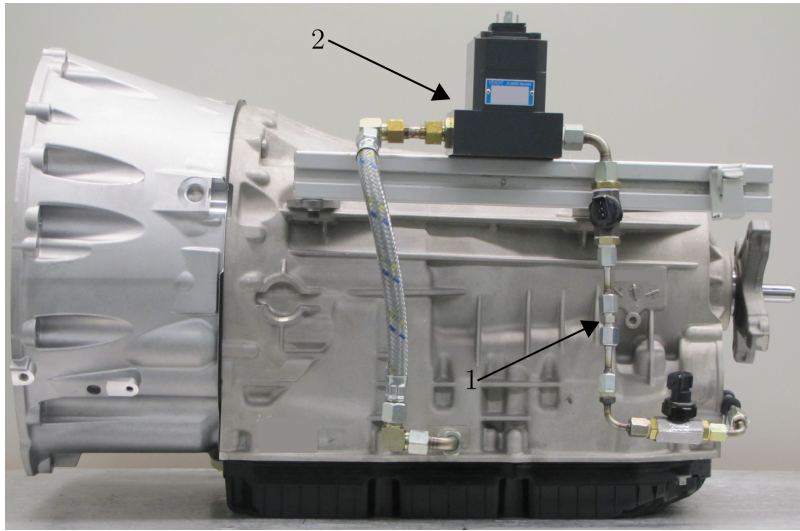


Abbildung 7.4: Getriebe mit austauschbarer Blende 1 und Volumenstromzähler 2

Als Prüfmerkmal für die Leckage können zwei Größen ausgewählt werden:

1. Der Volumenstrom $Q_{\text{Leck}}^{\text{ges}}$ bei einem Druck p ,
2. Der Druck p bei einem durch die Antriebsdrehzahl eingestellten Pumpenvolumenstrom Q_p .

Der Volumenstrom $Q_{\text{Leck}}^{\text{ges}}$ bei einem Druck p kann bestimmt werden, indem die Antriebs- und damit die Pumpendrehzahl so lange abgesenkt wird, bis der Druck auf einen zuvor festgelegten Wert abfällt. Soll hingegen der Druck p bei einem Pumpenvolumenstrom Q_p bestimmt werden, so muss ein entsprechendes Drehzahlniveau angesteuert werden, bei dem die Pumpe den gewünschten Volumenstrom liefert. Beide Verfahren werden im Folgenden untersucht. Hierfür wird der in Abbildung 7.5 gezeigte Drehzahlverlauf gewählt. Er besteht aus einer Rampe, sowie einem Drehzahlniveau. Für den Einsatz in einer Serienprüfung ist die benötigte Prüfzeit relevant, daher kann die Rampe nur einen geringen Drehzahlbereich umfassen. Das Drehzahlniveau wird einmal von einer niedrigeren und einmal von einer höheren Drehzahl angefahren, um Hystereseeffekte auszuschließen und die Ansteuerung mit minimaler Einschwingzeit zu bestimmen.

Tabelle 7.1 fasst die Unterschiede zwischen den möglichen Betriebsstrategien I bis III aus Abbildung 7.5 zusammen und stellt die Tendenz der benötigten Prüfzeit dar. Da bei der Betriebsstrategie I die Drehzahl während der Prüfung variiert wird, ist hier die erwartete Prüfzeit am größten. Für Fall II und III wird die Drehzahl während der Prüfung konstant gehalten, wobei bei Fall II das Zieldrehzahlniveau von einer niedrigeren Drehzahl aus angefahren werden muss. Das Anfahren dieser niedrigeren Drehzahl benötigt weitere Prüfzeit. Ziel der Untersuchung ist es, die am besten geeignete Variante zur Leckageprüfung auszuwählen.

Außer der Ansteuerung der Antriebe muss auch die Ansteuerung der hydraulischen Aktoren festgelegt werden. Diese ist nach der Forderung aus Gleichung 7.3 für die Fälle I

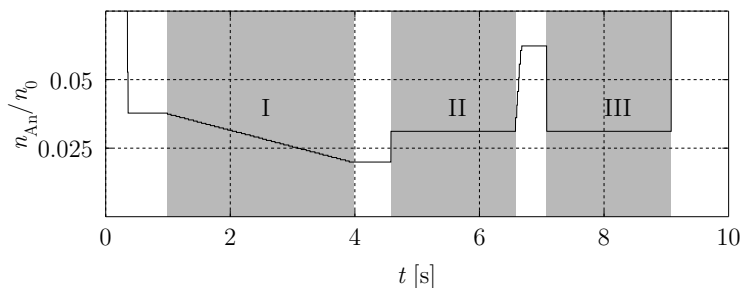


Abbildung 7.5: Drehzahlverlauf mit Rampe I und Drehzahlniveau II und III

Tabelle 7.1: Mögliche Betriebsstrategien Prüfverfahren

	Prüfmerkmal	n	Prüfzeit
I	$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	$F(t)$	$\uparrow$
II	$p \text{ [bar]}$	const.	$\nearrow$
III	$p \text{ [bar]}$	const.	$\rightarrow$

bis III gleich. Während der Leckageprüfung werden sowohl der Arbeitsdruckregler als auch die Regelmagnetventile der aktiven Schaltelemente mit dem maximal möglichen Sollwert angesteuert. Da das erreichbare Druckniveau bei den in Abbildung 7.5 angefahrenen Drehzahlen unter dem maximal angeforderten Druck liegt, sind die beteiligten hydraulischen Steller vollständig geöffnet und wirken lediglich als Durchflusswiderstände. Die Regelfunktion wird in diesem Systemzustand unterdrückt.

7.2.3 Simulation mit Variation der Leckage

Für den experimentellen Aufbau, der in Abschnitt 7.2.1 beschrieben wurde, stehen verschiedene Blenden zur Verfügung. Ihre Durchmesser d , sowie der gemessene Durchfluss Q_{Leck}^k bei einem Sollarbeitsdruck von 20 bar sind in Tabelle 7.2 dargestellt. Für Blende 1 konnte kein Durchflusswert gemessen werden, da der Druck von 20 bar nicht aufgebaut werden konnte. Blende 1 spielt somit für die Experimente keine Rolle, wird aber dennoch in der Simulation verwendet.

Das in Abschnitt 7.1 beschriebene Getriebemodell muss um ein Modell für die zusätzlichen Blenden erweitert werden. Hierfür steht vom Hersteller in [Bir15] eine Berechnungsvorschrift zur Verfügung. Der eingesetzte Volumenstromsensor kann nach den technischen Daten als Durchflusswiderstand vernachlässigt werden.

Abbildung 7.6 zeigt den Druckverlauf einer Schaltung ohne zusätzliche Leckage und anschließend bei Einsatz der Blenden 1 bis 8. Es ist zu erkennen, dass sich die Druckverläufe der Blenden 1 bis 3 deutlich von den übrigen unterscheiden. Für die Blenden 4 bis 8 ist eine Unterscheidung nicht möglich, da die Druckdifferenz zwischen den Kurven geringer ist als die Messgenauigkeit des Prüfsystems. Die Öltemperatur wird mit dem in der Fertigung maximal zulässigen Wert von 60°C parametrisiert. Das Simulationsergebnis bestätigt die These, dass mit dem konventionellen Messverfahren kleine Leckagen nicht erkannt werden.

Tabelle 7.2: Künstliche Leckage bei Sollarbeitsdruck 20 bar

Blende	d [mm]	Q_{Leck}^k [l/min]
1	1.52	-
2	1.19	3.32
3	1.02	2.64
4	0.64	0.99
5	0.56	0.74
6	0.46	0.46
7	0.41	0.36
8	0.33	0.25

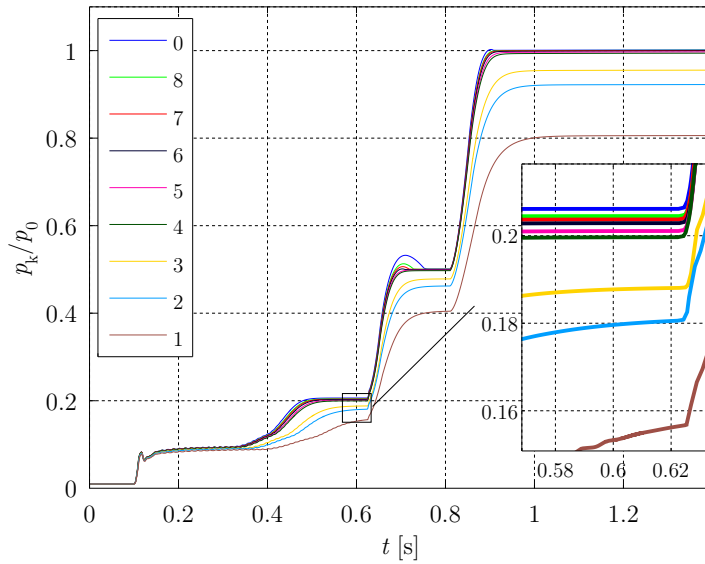


Abbildung 7.6: Druckverlauf bei Schaltung mit verschiedenen Blenden

Im Weiteren wird der in Abbildung 7.5 dargestellte Drehzahlverlauf simuliert, der die Betriebsstrategien I bis III abbildet. Abbildung 7.7 zeigt das Ergebnis der Simulation für die Blenden 4 bis 8. Da die Blenden 1 bis 3 auch mit dem konventionellen Verfahren erkennbar sind, werden sie bei den weiteren Untersuchungen nicht verwendet. Die mit den Blenden 4 bis 8 berechneten Kurven weisen über den gesamten Verlauf messbare Unterschiede auf.

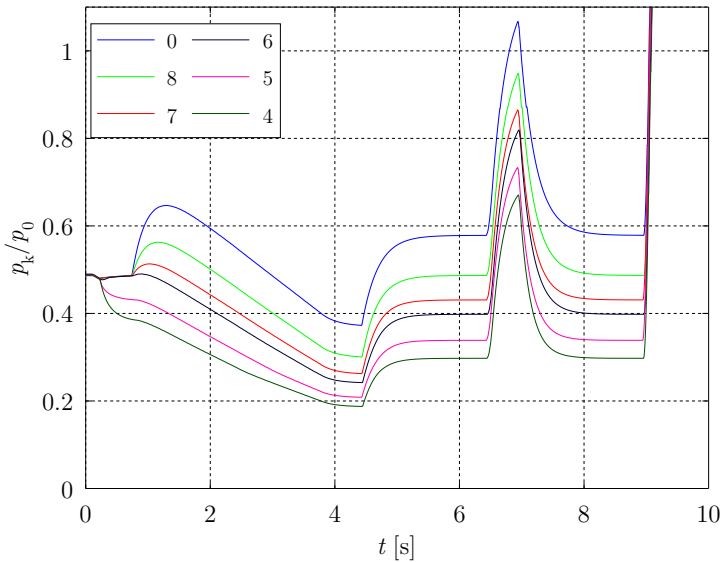


Abbildung 7.7: Druckverlauf bei Simulation des Drehzahlverlaufs aus Abbildung 7.5 mit verschiedenen Blenden

Im Bereich der Drehzahlrampe aus Abbildung 7.5 I fällt der Druck mit einer deutlichen Verzögerung ab. Beim Minimum der Drehzahl bei $t = 4.2$ s hat der Druck noch keinen statischen Zustand erreicht, obwohl die Drehzahl konstant ist. Damit ist die Antriebsdrehzahl bei Unterschreiten eines Druckniveaus nicht als Prüfmerkmal für die Leckage geeignet. Das Anfahren des konstanten Drehzahl-niveaus von oben oder unten aus Abbildung 7.5 II und III weist keinen erkennbaren Unterschied auf. Da bei der Funktionsprüfung des Getriebes typischerweise mit höheren Drehzahlen gearbeitet wird, bietet es sich in der Serienprüfung an, das Drehzahl-niveau von oben anzufahren.

7.2.4 Abgleich mit Messdaten

Um die Simulationsergebnisse zu validieren, werden am Prüfstand Vergleichsmessungen für die Ergebnisse in Abbildung 7.7 ausgeführt. Die Vergleichbarkeit der Schaltung wurde bereits in Abschnitt 7.1.4 gezeigt. Für die Validierung wird die Öltemperatur im Modell mit der Temperatur der zu vergleichenden Messungen parametrisiert. Die Parametrierung der Temperatur ist nötig, da sich bei wiederholter Prüfung eine leicht höhere Temperatur im Getriebe ergibt.

Abbildung 7.8 zeigt Messung und Simulation des Drucks bei Verwendung von a) Blende 8 und b) Blende 4. In beiden Fällen ist beim Druckaufbau von einem niedrigen Druckniveau über den Wert $p_k/p_0 = 0.38$ eine starke Abweichung zwischen Messung und Simulation zu sehen. Diese Abweichung ist auf die Aktivität von Schaltschiebern zurückzuführen, die für die Ansteuerung der Parksperre relevant sind. Bei Überschreiten der Schaltgrenzen wird dem hydraulischen System ein weiteres druckloses Volumen hinzugefügt, das den Druckaufbau im System verzögert. Wie in Abschnitt 7.1 beschrieben, enthält das Simulationsmodell nur die für die Leckageuntersuchung relevanten Modellteile. Der beobachtete Effekt ist unerwartet und muss in zukünftigen Modellen dargestellt werden.

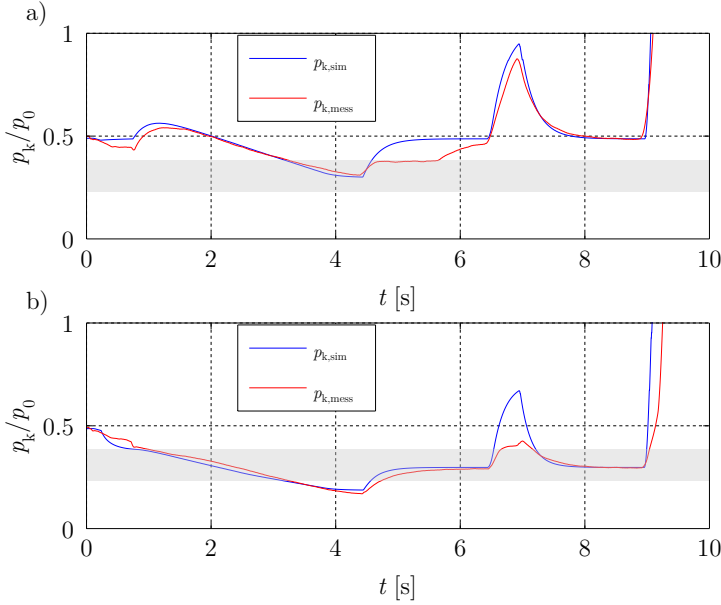


Abbildung 7.8: Vergleich Druckverlauf bei Drehzahlverlauf aus Abbildung 7.5 mit a) Blende 8, b) Blende 4 (Umschaltunkte Schaltschieber im grau gefärbten Bereich)

Der Aktivitätsbereich aller Schaltschieber, die das Experiment beeinflussen, ist in den Darstellungen grau hinterlegt. Aufgrund reibungsbedingter Hysterese existiert für den jeweiligen Schaltschieber kein fester Umschaltpunkt sondern ein Umschaltbereich. Daher ist bei Anfahren des Drehzahlniveaus von oben III bei Verwendung von Blende 4 kein Einfluss der Schaltschieber sichtbar, obwohl das durch die Leckage erreichte Druckniveau im Umschaltbereich der Schieber liegt. Allgemein zeigt Abbildung 7.8, dass das Anfahren eines Drehzahlniveaus von unten II bei kleinen Leckagen stark durch die Aktivität der Schaltschieber beeinflusst wird und daher für die Messung der Leckage nicht geeignet ist.

7.2.5 Auswahl der geeigneten Betriebsstrategie

Mit den Untersuchungsergebnissen kann eine Auswahl der Betriebsstrategie erfolgen. Oben wurde gezeigt, dass der Druckeinbruch bei einer Drehzahlrampe verzögert stattfindet. Mit einer flacheren Rampe kann die Verzögerung verringert werden. Für den Einsatz als Serienprüfverfahren ist Fall I damit nicht geeignet, da eine minimale Prüfzeit angestrebt wird. Fall II zeigt in der Simulation ein gutes Ergebnis. Beim Vergleich mit Messdaten wird jedoch eine Verzögerung beim Druckaufbau durch die Aktivierung von im Simulationsmodell nicht enthaltenen Schaltschiebern beobachtet. Das Erreichen des für die Schaltschieber relevanten Druckbereichs hängt unter anderem vom Betrag der Leckage ab und verfälscht das Ergebnis der Messung. Der Umschaltzeitpunkt von Schaltschiebern ist ebenfalls toleranzbehaftet, was zu einer weiteren Unsicherheit führt. Für Fall III gelten keine der oben genannten Einschränkungen. Nach einer Beruhigungszeit kann hier eine reproduzierbare Messung durchgeführt werden. Auch die Abschätzung des Prüfzeitaufwandes in Tabelle 7.1 bestätigt die Auswahl von Fall III.

Im Weiteren werden die Mess- und die Simulationsdaten bei III im Drehzahlprofil aus Abbildung 7.5 zum Zeitpunkt $t = 8.4\text{ s}$ verglichen. In Abbildung 7.9 wird der gemessene Druck über dem Blendendurchmesser dargestellt.

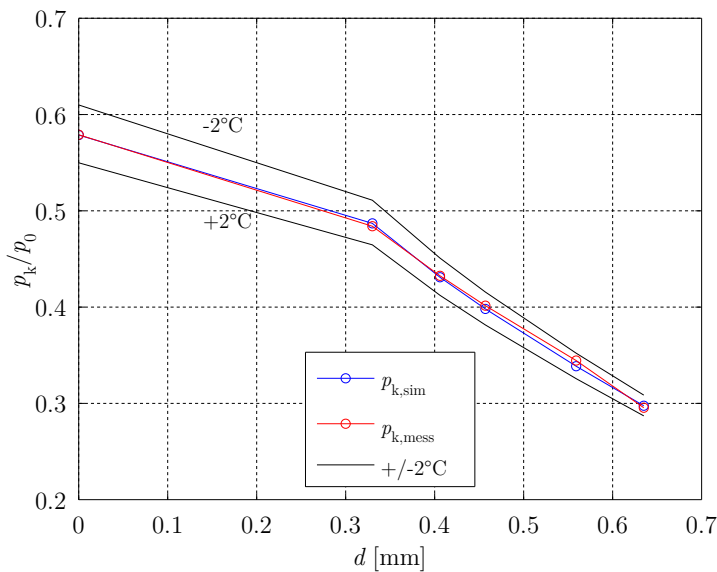


Abbildung 7.9: Druck über Blendendurchmesser bei III

Der in allen Kurven sichtbare Knick beim Blendendurchmesser $d = 0.33\text{ mm}$ entsteht durch die Verwendung diskreter Blendendurchmesser und der bereits bei der kleinsten Blende hohen Empfindlichkeit des Messverfahrens. Die Abweichung zwischen Simulation und Messung ist bei den unterschiedlichen Blendendurchmessern gering. Zusätzlich wird die Temperatur in der Simulation jeweils um $\pm 2^\circ\text{C}$ variiert. Das Ergebnis in Abbildung 7.9 zeigt, dass das Messverfahren temperaturempfindlich ist. Der gemessene Druck ver-

hält sich antiproportional zur Temperatur. Der Temperatureinfluss wird im folgenden Abschnitt mit Hilfe der Simulation weiter untersucht.

Die zusätzliche Messung des künstlichen Leckagevolumenstroms bietet eine weitere Möglichkeit zum Abgleich. Sie zeigt welchen Effekt ein zusätzlicher Leckagevolumenstrom auf das Druckverhalten hat. Abbildung 7.10 stellt die Volumenströme aus der Simulation und der Messung bei III dar. In der Simulation sind Werte für sämtliche Volumenströme in der Hydraulik verfügbar. Dargestellt werden der von der Pumpe zur Verfügung gestellte Volumenstrom Q_p , der Volumenstrom der Grundleckage Q_{Leck}^g und der Volumenstrom der künstlichen Leckage Q_{Leck}^k . Am Prüfstand kann nur der mit dem zusätzlichen Sensor erfasste Volumenstrom $Q_{Leck,mess}^k$ erfasst werden.

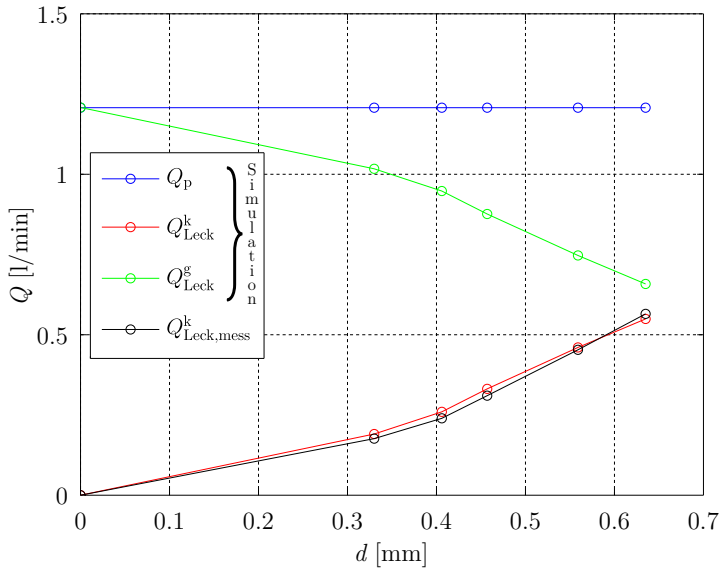


Abbildung 7.10: Volumenstrom über Blendendurchmesser bei III

Der Vergleich der Volumenströme zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Zusätzlich zeigt die Messung, dass selbst der kleinste künstliche Leckagevolumenstrom von Blende 8 mit $Q_{Leck}^k = 0.181/\text{min}$ bei Verwendung des neuen Prüfverfahrens erkennbar ist.

7.2.6 Temperatureinfluss Leckagesimulation

Die oben gezeigte Temperaturempfindlichkeit wird mit einer Parameterstudie untersucht, bei der die Temperatur im Bereich $T = 40..70^\circ\text{C}$ in Schritten von 5°C variiert wird. Als Ergebnis ist in Abbildung 7.11 der Druck über den Blendendurchmesser dargestellt. Die starke Temperaturabhängigkeit des Drucks ist hier gut erkennbar, nimmt jedoch mit steigendem Blendendurchmesser ab. Tritt nur die mit einer Drossel modellierte Grundleckage bei Blendendurchmesser $d_B = 0\text{ mm}$ auf, so verändert sich der Druckwert über den betrachteten Temperaturbereich um den Faktor 2.5. Ein größerer Blendendurchmesser erhöht den künstlichen Leckagevolumenstrom Q_{Leck}^k . Für Blenden ist die Dichte, die

eine geringere Temperaturabhängigkeit als die Viskosität hat, der entscheidende Ölparameter. Durchflusswiderstände von Drosseln sind hingegen sowohl von der Viskosität als auch von der Dichte abhängig. Die geringere Temperaturabhängigkeit bei größeren Blendendurchmessern in Abbildung 7.11 ist somit plausibel.

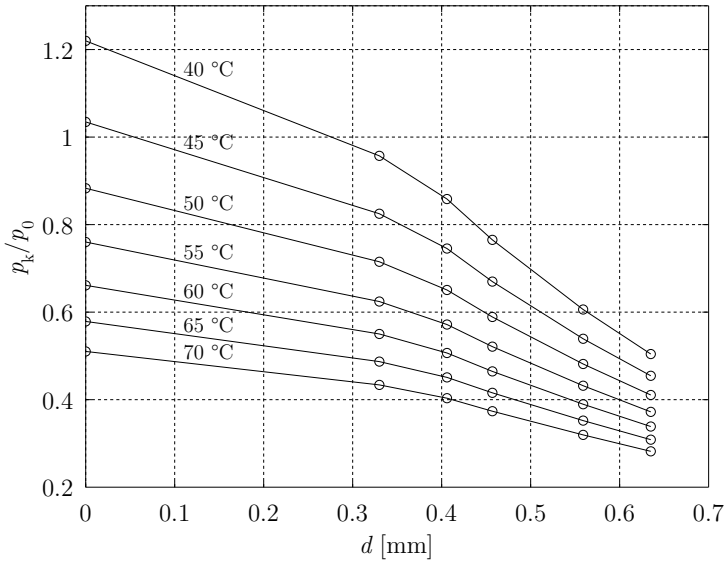


Abbildung 7.11: Variation der Öltemperatur, Druck über Blendendurchmesser bei III

Für die Festlegung von Grenzwerten ist die starke Temperaturabhängigkeit des Prüfverfahrens problematisch. Bei Wiederholungsprüfungen muss die Messung trotz steigender Temperatur zum selben Ergebnis kommen. Es muss sichergestellt werden, dass auch bei starken Temperaturabweichungen Leckagen erkannt werden. Ein Beispiel ist die Inbetriebnahme von Prüfständen nach Ruhetagen, bei der die Öltemperatur deutlich vom Sollwert abweichen kann.

7.2.7 Entwicklung Temperaturkompensation

Anhand der Simulationsdaten wird im Folgenden eine Temperaturkompensation entwickelt. Hierfür wird als neuer Ansatz der äquivalente Leckdurchmesser d_{aeq} eingeführt, der den Durchmesser eines fiktiven Lecks darstellt, das in seinem Verhalten der Gesamtleckage Q_{Leck}^s entspricht. Es wird gezeigt, dass mit dieser Größe die Leckage des einzelnen Getriebes unabhängig von Temperatur und Systemdruck charakterisiert werden kann.

Da die Leckage in einem Getriebe sowohl Drossel- als auch Blendencharakter haben kann, wird d_{aeq} als Summe aus einem Drossel- und einem Blendenquerschnitt gebildet:

$$d_{\text{aeq}} = d_D + d_B, \quad (7.4)$$

mit dem Drosseldurchmesser

$$d_D = \sqrt[4]{Q_D \frac{128 l \rho(T) \nu(T)}{\pi} \frac{1}{\Delta p}}, \quad (7.5)$$

wobei $l = 1 \text{ m}$ willkürlich festgelegt wird, und dem Blendendurchmesser

$$d_B = \sqrt{Q_B \frac{4}{\alpha \pi} \sqrt{\frac{\rho(T)}{2 \Delta p}}}, \quad (7.6)$$

mit der temperaturabhängigen Dichte $\rho(T)$ und der kinematischen Viskosität $\nu(T)$ sowie dem Blendenfaktor $\alpha = 0.7$, für den Werte zwischen 0.6 und 1 zulässig sind [Wil15].

Q_D und Q_B sind für die in der Simulation eingesetzte Drossel und Blende bekannt und können als Volumenstromverhältnis R_Q^{sim} mit dem Pumpenvolumenstrom Q_P dargestellt werden:

$$R_Q^{\text{sim}} = Q_B / Q_P, \quad (7.7)$$

wobei

$$Q_D + Q_B = Q_P \quad (7.8)$$

gilt.

Das durch R_Q^{sim} beschriebene Volumenstromverhältnis gilt nur für die in der Simulation gewählte Drossel und Blende. Auf die oben für eine Kompensation gewählte Kombination aus Drossel und Blende kann das Volumenstromverhältnis R_Q^{sim} nur als Näherung angewendet werden.

Durch Anwendung der Gleichungen 7.4 bis 7.7 kann der in Abbildung 7.12 dargestellte äquivalente Leckdurchmesser für die Kurven in Abbildung 7.11 berechnet werden. Der Temperatureinfluss lässt sich in diesem Beispiel trotz der Verwendung von R_Q^{sim} vollständig kompensieren. Die schwarzen Kurven für den äquivalenten Leckdurchmesser d_{aeq} der Simulationen bei verschiedenen Temperaturen liegen hier aufeinander. In einer realen Messung kann eine vollständige Kompensation jedoch nicht erwartet werden. Hierfür gibt es mehrere Gründe, z. B. wird die Leckage in der Simulation durch die ideale Drosselgleichung 7.5 und die ideale Blendengleichung 7.6 dargestellt, die bei realen Leckagen nur näherungsweise gelten. Zusätzlich schwanken die Öleigenschaften fertigungsbedingt und verändern sich innerhalb der Wechselintervalle. In der Simulation sind außerdem die jeweiligen Durchflussmengen bekannt, aus denen R_Q^{sim} berechnet werden kann. Das in Abbildung 7.12 ebenfalls dargestellte R_Q^{sim} ist abhängig vom einzelnen Getriebe bzw. den eingesetzten zusätzlichen Blenden, sowie von der vorliegenden Temperatur.

Eine Messung unter Idealbedingungen bei der Referenztemperatur von 60°C liefert den Druckwert $p_{T=60}$. Mit den oben bereits ermittelten Größen d_{aeq} und R_Q kann dieser Druck auch bei nicht bei der Referenztemperatur durchgeführten Messungen berechnet werden. Für die Berechnung des Drucks $p_{T=60}$ wird der Ansatz

$$d_{\text{aeq}}^{T=x} = d_{\text{aeq}}^{T=60} \quad (7.9)$$

gewählt. Hier wird die in Abbildung 7.12 gezeigte Temperaturunabhängigkeit des äquivalenten Leckdurchmessers d_{aeq} genutzt. Werden die Gleichungen 7.5 und 7.6 mit den Viskositäts- und Dichtewerten, sowie der zuvor durch Simulation bei einer beliebigen Temperatur berechnete Wert für $d_{\text{aeq}}^{T=x}$ in Gleichung 7.9 eingesetzt, so ergibt sich nach

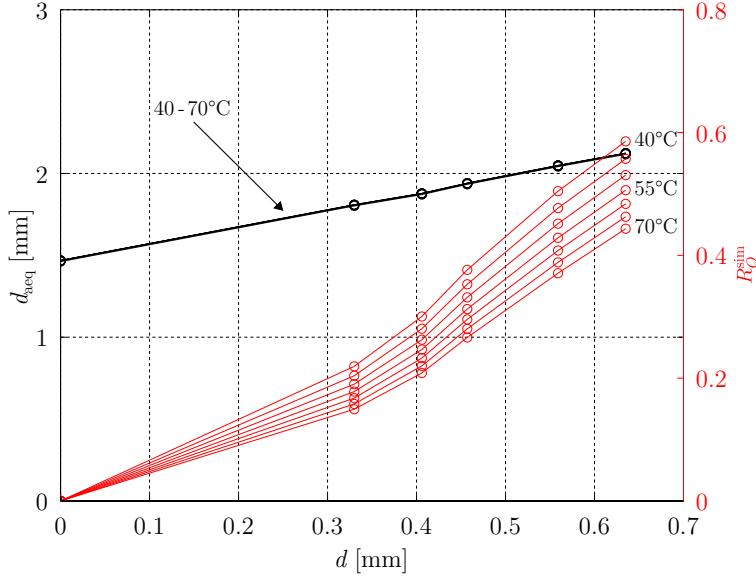


Abbildung 7.12: Äquivalenter Leckdurchmesser in der Simulation

Auflösen nach $p_{T=60}^{Q=Q_{\text{mess}}}$ und Zusammenfassen der konstanten Terme:

$$p_{T=60}^{Q=Q_{\text{mess}}} = \left(\frac{C_{B,1}^{T=60} + C_{D,1}^{T=60}}{d_{\text{aeq}}^{T=x}} \right)^4, \quad (7.10)$$

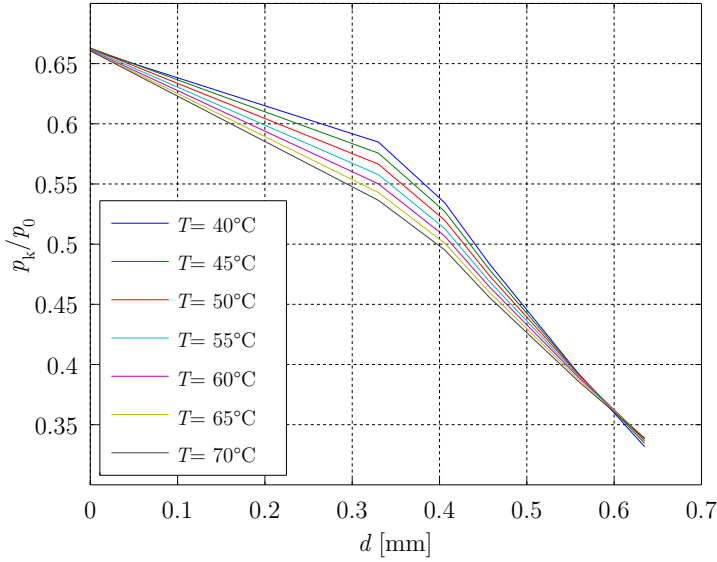
mit

$$C_{D,i}^T = \sqrt[4]{(1 - R_Q)Q_i \frac{128l\rho(T)\nu(T)}{\pi}} \quad (7.11)$$

und

$$C_{B,i}^T = \sqrt{R_Q Q_i \frac{4}{\alpha\pi} \sqrt{\frac{\rho(T)}{2}}}. \quad (7.12)$$

Abbildung 7.13 zeigt das Ergebnis für den mit Hilfe von Gleichung 7.10 temperaturkompensierten Kupplungsdruck p_k über den Durchmesser der verwendeten Blenden d . Im Bereich mittlerer Blendendurchmesser zeigt sich eine deutliche Streuung der berechneten Druckwerte. Diese resultiert aus der Annahme, dass das für die Temperaturkompensation benötigte Volumenstromverhältnis R_Q dem Verhältnis der Volumenströme aus der Simulation R_Q^{sim} entspricht. Da für die Temperaturkompensation eine allgemeine Kombination von Drossel- und Blendengleichung angesetzt wird, entspricht das aus den Volumenströmen der Simulation direkt berechnete R_Q^{sim} nicht dem für die Temperaturkompensation benötigten R_Q .

Abbildung 7.13: Temperaturkompensierter Druck in der Simulation mit R_Q^{sim}

Die Streuung des temperaturkompensierten Drucks p_k bei Verwendung von R_Q^{sim} ist für die verschiedenen Blendendurchmesser stark unterschiedlich. Je ähnlicher die in der Simulation verwendete Blende und Drossel dem Ansatz für die Temperaturkompensation ist, desto besser ist das Resultat bei Verwendung des Volumenstromverhältnisses R_Q^{sim} . Um das oben beschriebene Verfahren zur Bestimmung eines temperaturkompensierten Druckwertes auf ein beliebiges Getriebe anwenden zu können, muss das zur Ausführung der Temperaturkompensation benötigte Volumenstromverhältnis R_Q für jedes zu vermessende Getriebe bestimmt werden. R_Q kann auch als Adaptionparameter gesehen werden, der das Verfahren an das einzelne Getriebe anpasst und vor der Anwendung des Verfahrens bestimmt werden muss.

Mit den aus der Betriebsstrategie III ermittelten Daten kann R_Q nicht berechnet werden, was eine Anpassung des Prüfverfahrens erfordert. Es wird angenommen, dass der äquivalente Leckdurchmesser d_{aeq} unabhängig vom Pumpenvolumenstrom Q_p ist. Da d_{aeq} eine Eigenschaft des Getriebes darstellt, ist diese Annahme zulässig. Wird die Messung bei einem zweiten Drehzahlniveau und damit Pumpenvolumenstrom $Q_{p,2}$ durchgeführt, so kann unter der Annahme, dass sich der äquivalente Leckdurchmesser nicht verändert, die Gleichung

$$d_{\text{aeq}}^{Q_1} = d_{\text{aeq}}^{Q_2} \quad (7.13)$$

aufgestellt werden. Werden die Drehzahlniveaus der beiden Messungen so gewählt, dass nur eine geringe Drehzahldifferenz besteht, so kann die weitere Annahme getroffen werden, dass näherungsweise gilt:

$$R_Q^{Q_1} = R_Q^{Q_2} = R_Q. \quad (7.14)$$

Die Gleichungen 7.4 bis 7.6 werden für die beiden Drehzahl-niveaus in Gleichung 7.13 eingesetzt. Anschließend werden die Gleichungen für die Blenden nach R_Q bzw. die Gleichungen der Drosseln nach $1 - R_Q$ aufgelöst. Nach Zusammenfassung der innerhalb einer Messung konstanten Terme der Drosselgleichungen zu $C_D^{Q_1}$ und der Blendengleichungen zu $C_B^{Q_1}$ ergibt sich:

$$C_B^{Q_1} \sqrt{R_Q} + C_D^{Q_1} \sqrt[4]{1 - R_Q} = C_B^{Q_2} \sqrt{R_Q} + C_D^{Q_2} \sqrt[4]{1 - R_Q}, \quad (7.15)$$

mit

$$C_D^{Q_i} = \sqrt[4]{Q_i \frac{128 l \rho(T) \nu(T)}{\pi} \frac{1}{p_i}} \quad (7.16)$$

und

$$C_B^{Q_i} = \sqrt{Q_i \frac{4}{\alpha \pi} \sqrt{\frac{\rho(T)}{2 p_i}}}. \quad (7.17)$$

Durch Umstellung und quadratische Ergänzung kann nach R_Q aufgelöst werden:

$$R_Q = \frac{\pm \sqrt{4 \left(\frac{C_B^{Q_2} - C_B^{Q_1}}{C_D^{Q_1} - C_D^{Q_2}} \right)^4 + 1} - 1}{2 \left(\frac{C_B^{Q_2} - C_B^{Q_1}}{C_D^{Q_1} - C_D^{Q_2}} \right)^4}, \quad (7.18)$$

wobei Lösungen mit negativem Vorzeichen vor der Wurzel ausgeschlossen werden können, da hieraus ein negativer Wert für R_Q resultieren würde. Der äquivalente Leckdurchmesser kann anschließend durch Gleichung 7.4 berechnet werden. Für die Berechnung des temperaturkompensierten Druckwertes wird Gleichung 7.10 angewendet.

Das Ergebnis der Kompensation mit R_Q liefert geringere Abweichungen zwischen den bei unterschiedlichen Temperaturen ermittelten Druckwerten. Für einen Vergleich wird Blende 8 verwendet, für die in Abbildung 7.13 die größte Streuung bei der Temperaturkompensation mit R_Q^{sim} sichtbar ist. Tabelle 7.3 vergleicht die Ergebnisse bei Temperaturkompensation der Simulationsergebnisse mit Blende 8 bei Verwendung von R_Q^{sim} (in der Simulation *gemessene* Größe) und R_Q (aus den Druckwerten bei zwei unterschiedlichen Drehzahl-niveaus berechnete Größe). Außerdem fällt auf, dass sich der äquivalente Leckdurchmesser, der mit den beiden Verfahren berechnet wird, unterscheidet. Der äquivalente Leckdurchmesser $d_{\text{aeq}}^{\text{sim}}$ ist nahezu konstant, während der mit Hilfe der beiden unterschiedlichen Drehzahl-niveaus berechnete äquivalente Leckdurchmesser d_{aeq} kleine Abweichungen zeigt, die aus den Annahmen in den Gleichungen 7.13 und 7.14 resultieren können.

Wie oben beschrieben, gilt Gleichung 7.14 nur bei einer geringen Differenzdrehzahl zwischen erstem und zweitem Drehzahl-niveau. Der Einfluss der Drehzahldifferenz auf die Temperaturkompensation wird mit Hilfe einer Parameterstudie mit Blende 4 untersucht. Für die Parameterstudie wird das bereits verwendete Simulationsmodell eingesetzt und die Differenzdrehzahl Δn in einem Bereich von -1 bis -50 min^{-1} , sowie die Tempera-

Tabelle 7.3: Temperaturkompensation mit R_Q^{sim} und R_Q bei Blende 8

Rohwert		Kompensation mit R_Q^{sim}			Kompensation mit R_Q		
T [°C]	p_T/p_0	R_Q^{sim}	$d_{\text{aeq}}^{\text{sim}}$ [mm]	$p_{T=60}^{\text{sim}}/p_0$	R_Q	d_{aeq} [mm]	$p_{T=60}^{\text{sim}}/p_0$
50	0.72	0.1902	1.811	0.56	0.0609	1.719	0.56
55	0.62	0.1781	1.812	0.56	0.0492	1.706	0.55
60	0.55	0.1675	1.812	0.55	0.0400	1.692	0.55
65	0.49	0.1579	1.812	0.54	0.0328	1.680	0.55
70	0.43	0.1493	1.813	0.54	0.0271	1.668	0.55

tur T in einem Bereich von 50 bis 70 °C variiert. Abbildung 7.14 zeigt das Ergebnis der Parameterstudie für das Verhältnis R_Q , während Abbildung 7.15 das Ergebnis für den äquivalenten Leckdurchmesser d_{aeq} zeigt. Beide Größen müssen für eine ideale Temperaturkompensation über den gesamten Bereich der Parametervariation konstant sein. Es ist jedoch zu erkennen, dass vor allem große Differenzdrehzahlen bei einer Temperaturabweichung vom Sollwert 60 °C eine Abweichung erzeugen. Die deutlichen Abweichungen resultieren aus der Annahme in Gleichung 7.14, da sich mit einer großen Differenzdrehzahl auch die Drücke und damit die Durchflussmengen verändern.

Abbildung 7.16 zeigt die Abweichung Δp des Simulationsergebnisses der Parameterstudie, die sich zwischen dem Druck bei 60 °C und den Werten bei den übrigen Temperaturen ergibt. Auffällig ist die große Differenz bei $T = 70$ °C und $\Delta n = -50 \text{ min}^{-1}$. Sie resultiert aus den bereits in den Abbildungen 7.14 und 7.15 erkennbaren Abweichungen. Nicht zu erkennen ist, dass bei kleinsten Differenzdrehzahlen die Empfindlichkeit gegenüber Messfehlern groß ist. Bei der Berechnung des Terms

$$\frac{C_B^{Q_2} - C_B^{Q_1}}{C_D^{Q_1} - C_D^{Q_2}} \quad (7.19)$$

aus Gleichung 7.18 ergeben sich für Zähler und Nenner des Bruchs nur sehr kleine Differenzen. Wenn eine geringe Differenzdrehzahl gewählt wird, beeinflussen Messfehler das Ergebnis stärker als bei größeren Differenzdrehzahlen. Bei Messungen in der Serienfertigung wird jedes Getriebe eine individuelle Charakteristik zeigen, sodass keine für alle Getriebe ideale Drehzahldifferenz bestimmt werden kann.

Die Abbildungen 7.14 bis 7.16 stellen nur die Verhältnisse für Blende 4 dar. Eine Parametervariation für Blende 8 ergab Abweichungen in derselben Größenordnung. Die maximale Druckdifferenz tritt jedoch bei $T = 50$ °C und $\Delta n = -50 \text{ min}^{-1}$. Damit wird die Aussage von oben bestätigt, dass große Differenzdrehzahlen eine große Abweichung erzeugen. Das Ergebnis der Parametervariation mit Blende 8 wird im Anhang A.4 dargestellt.

Die Übertragbarkeit auf Messungen an realen Getrieben wird im Weiteren mit Hilfe von Messdaten aus einer Serienprüfung überprüft. Aus den oben dargestellten Ergebnissen ist jedoch bereits erkennbar, dass eine Temperaturkompensation möglich ist. Unter der Voraussetzung einer geringen Differenzdrehzahl zwischen den angefahrenen Drehzahl-niveaus kann ein Ergebnis mit deutlich geringerer Abweichung erreicht werden als ohne die Temperaturkompensation.

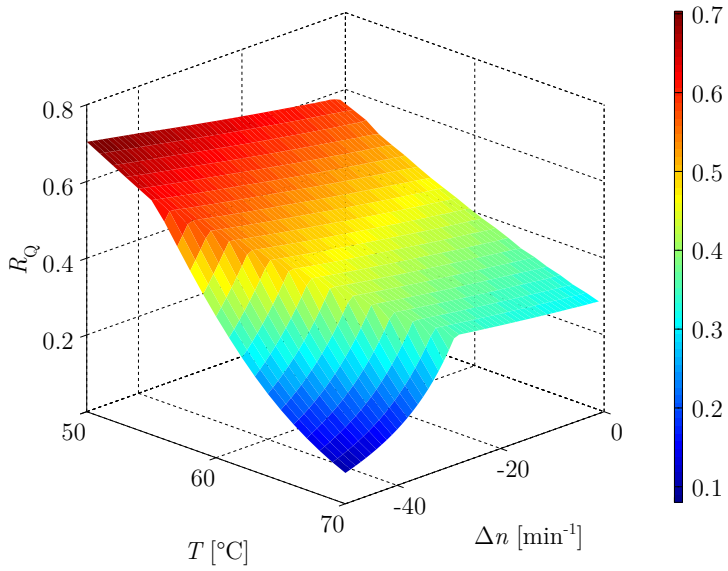


Abbildung 7.14: R_Q Ergebnis Parametervariation Blende 4

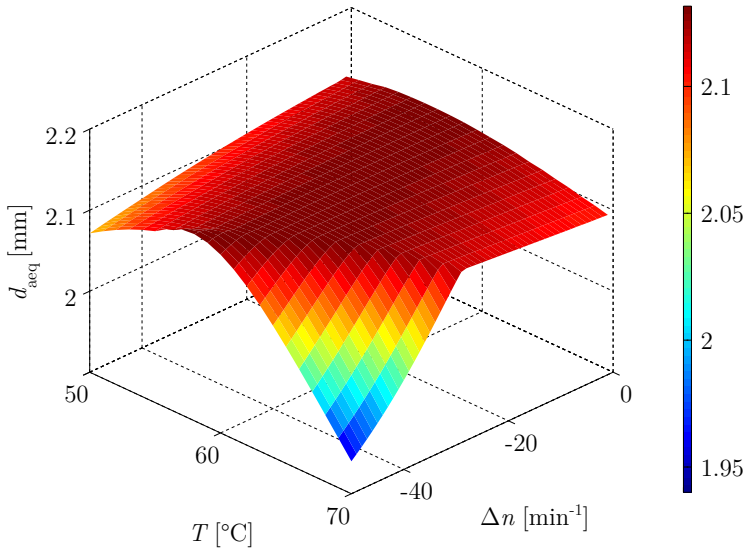
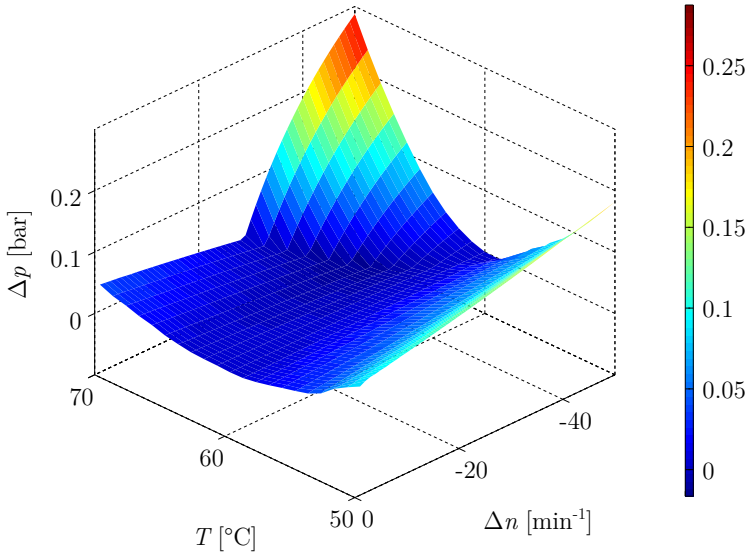


Abbildung 7.15: d_{aeq} Ergebnis Parametervariation Blende 4

Abbildung 7.16: Δp Ergebnis Parametervariation Blende 4

Mit Hilfe des vorgestellten Verfahrens ist es ebenfalls möglich, den Leckvolumenstrom bei einem festgelegten Druck bei der Referenztemperatur von 60 °C zu bestimmen. Der Volumenstrom $Q_{T=60}^{p=prel}$ kann mit Hilfe der vorliegenden Größen durch Auflösung der Gleichungen 7.6 und 7.5 nach Q_B und Q_D berechnet werden.

7.2.8 Wiederholgenauigkeit Temperaturkompensation reales Einzelgetriebe

Eine wichtige Anforderung an ein Prüfverfahren ist die Wiederholgenauigkeit. Bei dem oben entwickelten Prüfverfahren zur Leckagemessung mit Temperaturkompensation ist es nicht möglich, eine allgemeine Wiederholgenauigkeit anzugeben, da sie von den Eigenschaften des einzelnen Getriebes abhängig ist. Für ein einzelnes Getriebe kann die Wiederholgenauigkeit durch wiederholtes Messen unter den Umgebungsbedingungen der Fertigung bestimmt werden. Es muss darauf geachtet werden, dass das Getriebe zwischen den Messungen wieder abkühlt, um den Zustand für Erstprüfungen in der Fertigung nachzubilden. Abbildung 7.17 stellt für zehn Messungen die Differenz vom Mittelwert aller Messungen dar. Neben dem temperaturkompensierten Messergebnis p_k^{komp} sind die Rohwerte der Messungen p_k abgebildet.

Wie erwartet weicht die temperaturkompensierte Größe weniger vom Mittelwert ab als die Rohwerte der Messung. Die Wiederholgenauigkeit kann mit der Standardabweichung als Kennzahl beschrieben werden. Für die Rohwerte der Messungen ergibt sich $s = 0.44$ bar, während die Standardabweichung der temperaturkompensierten Messungen nur $s^{komp} = 0.17$ bar beträgt. Der Mittelwert der Rohwerte der Messungen liegt zusätzlich um 2.42 bar höher als der temperaturkompensierte Wert. Eine Messung bei der Solltemperatur von 60 °C bestätigt die Richtigkeit des Offsets der Temperaturkompensation. Der

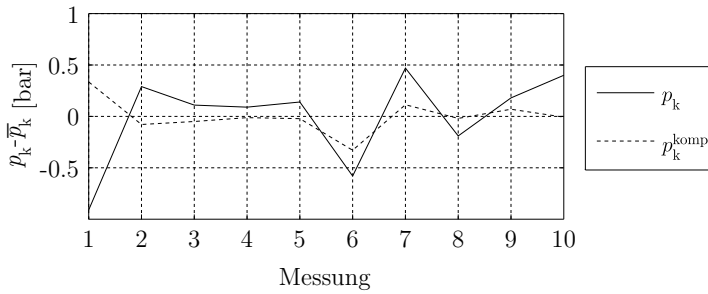


Abbildung 7.17: Wiederholte Messung reales Einzelgetriebe

Mittelwert der Temperatur bei den zehn ausgeführten Messungen lag bei 52.3°C und damit deutlich unter der Solltemperatur, was den typischen Verhältnissen bei Erstprüfungen entspricht.

7.2.9 Temperaturvariation reales Einzelgetriebe

Um die in Abschnitt 7.2.3 entwickelte Temperaturkompensation zu validieren, wird die Öltemperatur an einem Prüfstand variiert und das Prüfverfahren mit dem im letzten Abschnitt verwendeten Getriebe ausgeführt. Abbildung 7.18 zeigt das Ergebnis der Druckmessung und den mit Hilfe der Kompensation berechneten Druck bei unterschiedlichen Temperaturen. Die Öltemperatur wird mit einer Auflösung von 5°C zwischen 40 und 60°C variiert. Um eine gleichmäßige Erwärmung des Getriebes sicherzustellen, wird die Prüfung wiederholt ausgeführt, bis im Getriebe kein Temperaturanstieg mehr gemessen werden kann. Die im Getriebe gemessene Temperatur liegt nach wiederholter Prüfung etwas höher als die Öltemperatur, da eine zusätzliche Erwärmung durch Reibungsverluste erfolgt.

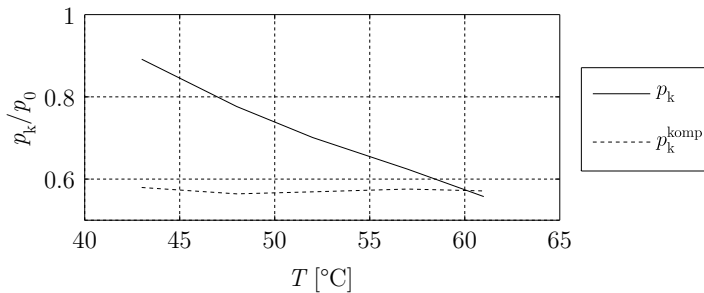


Abbildung 7.18: Gemessener und temperaturkompensierter Druck bei Variation der Temperatur

Der Einfluss der Temperatur auf den gemessenen Druck p_k ist deutlich zu erkennen. Der temperaturkompensierte Druck p_k^{komp} ist hingegen nahezu konstant mit einer Standardabweichung von 0.12 bar , die in derselben Größenordnung liegt, wie die Standardab-

weichung bei der Untersuchung zur Wiederholgenauigkeit. Da von den beiden Untersuchungen eine unterschiedliche Anzahl von Messungen vorliegt, können die Standardabweichungen jedoch nicht direkt verglichen werden. Außerdem liegen durch die vorherige Erwärmung des Getriebes bei der Messreihe mit Temperaturvariation bessere Bedingungen vor.

7.2.10 Temperaturverhalten in der Serienprüfung

In Abschnitt 7.2.7 wurde gezeigt, dass der Temperatureinfluss bei der Leckagesimulation nicht vollständig ausgeglichen werden kann. Im Weiteren werden die Temperaturschwankung und ihre Ursachen in der Fertigung untersucht. Die bei der Leckagemessung erreichte Getriebetemperatur hängt von mehreren Faktoren ab. Als Haupteinflüsse können die Getriebetemperatur vor der Prüfung, die Öltemperatur im Versorgungssystem, sowie die Prüfzeit gesehen werden.

Die Getriebetemperatur vor der Prüfung schwankt abhängig von den Umgebungstemperaturen um $\pm 5^\circ\text{C}$ bei einem Mittelwert von 30°C . Höhere Starttemperaturen sind möglich, wenn ein Getriebe auf dem Prüfstand gerüstet wird und die Prüfung erst nach einer Pause beginnt. Die Temperatur der Ölversorgung wird durch eine Regelung möglichst konstant gehalten, sodass ihr Einfluss als gering zu betrachten ist. In der Praxis schwankte die Temperatur der Ölversorgung um $\pm 1^\circ\text{C}$ bei einem Mittelwert von 63°C . Da die Leckagemessung kurz vor Ende des Prüfprogramms ausgeführt wird, kann die Prüfzeit einen großen Einfluss auf die bis zur Leckagemessung erreichte Temperatur haben.

Abbildung 7.19 a) zeigt ein Histogramm der Temperatur für mehr als 3000 jeweils einmal geprüfte Getriebe. Die Temperatur liegt im Bereich $T = 50..64^\circ\text{C}$. Der beobachtete Temperaturbereich in der Serienmessung ist somit deutlich geringer als der in der Simulation betrachtete Bereich von $T = 40..70^\circ\text{C}$. Die Temperaturmessung erfolgt über einen getriebeinternen Sensor, der eine Auflösung von 1°C über den CAN-Bus liefert. Es ist eine bei großen Temperaturen abfallende, rechtsschiefe Häufigkeitsverteilung zu erkennen. Diese resultiert aus der bis zur Leckageprüfung verstrichenen Prüfzeit, sowie der oben beschriebenen Streuung der Getriebetemperatur vor der Prüfung.

Um eine Wiederholung des gesamten Prüfprogramms zu vermeiden, werden bei nicht erfolgreicher Prüfung ausgesuchte Teile der Prüfung automatisch wiederholt. Die aus den Wiederholungen resultierende Verlängerung der Prüfzeit führt zu einer höheren Getriebetemperatur, da sowohl der Öldurchsatz als auch die durch Reibungsverluste eingebrachte Wärmemenge steigen.

Abbildung 7.19 b) zeigt die multimodale Verteilung der Prüfzeit t_P . Es sind drei Modi in der Verteilung zu erkennen. Größere Prüfzeiten kommen seltener vor, da sie wie oben beschrieben nur in bestimmten Fällen durch Wiederholungen innerhalb der Prüfung auftreten. Zusätzlich ist die aus dem um den dritten Modus liegende Verteilung resultierende Temperatur in Abbildung 7.19 a) markiert. Der starke Einfluss hoher Prüfzeit auf die Getriebetemperatur kann damit bestätigt werden.

7.2.11 Leckagemessung in der Serienprüfung

Eine zentrale Anforderung an ein Prüfverfahren ist die Reproduzierbarkeit. Bei einer Wiederholung der Prüfung darf sich das Prüfergebnis im Idealfall nicht verändern. Wie oben beschrieben, ist die Leckagemessung jedoch stark temperaturabhängig. Die Abhängigkeit der Getriebetemperatur von der Prüfzeit wurde ebenfalls aufgezeigt. Wird das

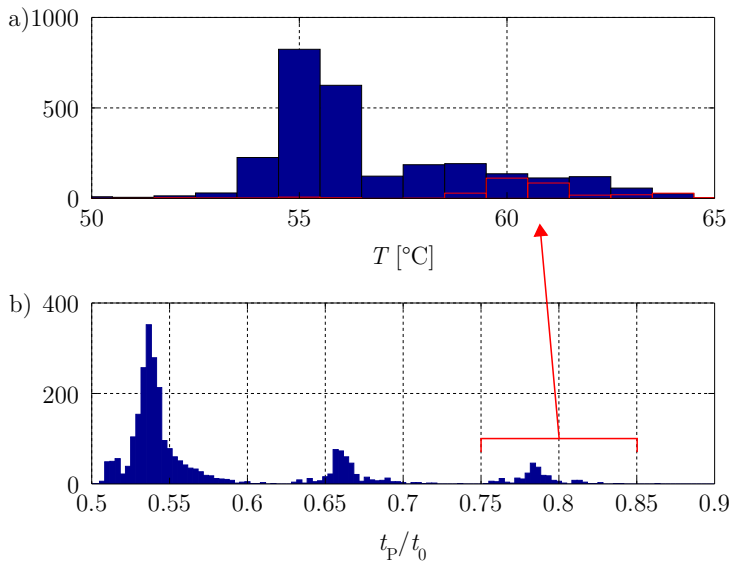


Abbildung 7.19: Histogramm von a) Temperatur und b) Prüfzeit in der Serie

gesamte Prüfprogramm mehrmals wiederholt, so steigt die Temperatur bis zur Beharrungstemperatur an. Bei steigender Temperatur fällt der während der Leckageprüfung gemessene Druck ab.

Tabelle 7.4 zeigt für vier verschiedene Getriebe das Ergebnis von vier in kurzer Folge durchgeführten Prüfungen. Die maximale Zeit zwischen zwei Prüfprogrammstarts beträgt $t_{i,i+1}^{\max} = 8$ min. Die Temperatur der Getriebe T_i steigt bei wiederholter Prüfung wie erwartet an und erreicht ihr Maximum spätestens bei der dritten Prüfung. Das Ergebnis der Leckagemessung ohne Temperaturkompensation p_i verändert sich jedoch auch bei konstantem Temperaturmesswert von Prüfung zu Prüfung, wobei die Druckdifferenz bei steigender Prüfungszahl geringer wird. Die geringe Auflösung des Temperatursignals lässt keine Aussage darüber zu, ob sich das Getriebe zwischen dritter und vierter Prüfung noch erwärmt. Da der Temperatursensor nur die Temperatur an einer Stelle wiedergibt, ist es auch möglich, dass Teile des Getriebes noch nicht die Beharrungstemperatur erreicht haben.

Tabelle 7.4: Einfluss Prüfungswiederholung auf Leckagemessung für vier Getriebe

Getr. Nr.	T_1 [°C]	p_1/p_0	$t_{1,2}$ [min]	T_2 [°C]	p_2/p_0	$t_{2,3}$ [min]	T_3 [°C]	p_3/p_0	$t_{3,4}$ [min]	T_4 [°C]	p_4/p_0
1	61	0.468	4	64	0.457	6	64	0.452	4	64	0.450
2	57	0.499	3	63	0.457	3	64	0.435	5	64	0.437
3	57	0.517	6	63	0.477	8	64	0.478	4	64	0.474
4	57	0.554	4	64	0.511	4	65	0.498	6	65	0.496

Im Idealfall wird die Getriebeprüfung in der Fertigung nicht wiederholt. Da, wie oben gezeigt, ein reproduzierbarer Druckwert nur bei einem vollständig erwärmten Getriebe gemessen werden kann, muss der in Abschnitt 7.2.7 beschriebene Temperaturengleich eingesetzt werden. Wird der Einfluss der Temperatur nicht kompensiert, so besteht die Gefahr, dass ein nur einmal geprüftes Getriebe als IO eingestuft wird, während bei einer weiteren Prüfung das Ergebnis NIO wäre.

Abbildung 7.20 a) stellt die Häufigkeitsverteilung des Differenzdrucks zwischen einer Erst- und einer Wiederholungsprüfung für mehr als 250 Getriebe dar. Sie weist einen Mittelwert von 1.04 bar auf, der durch die Erwärmung und den dadurch bedingten Druckabfall bei der zweiten Messung zustande kommt. Die Druckdifferenz streut, wenn von Ausreißern abgesehen wird, zwischen -0.05 und 2.05 bar mit einer Standardabweichung von 0.5412 bar. Die starke Streuung resultiert zum einen aus dem Temperaturunterschied zwischen Erst- und Zweitprüfung und zum anderen aus Messfehlern und Veränderungen des Getriebes, die in Abschnitt 7.2.12 noch diskutiert werden. Wird die Temperaturkompensation auf die Messwerte aus 7.20 a) angewendet, so ergibt sich die Häufigkeitsverteilung aus Abbildung 7.20 b). Der Mittelwert der Verteilung beträgt -0.04 bar. Die durch die Erwärmung resultierende Mittelwertverschiebung wird somit fast vollständig ausgeglichen. Die resultierende Verteilung weist im Bereich zwischen -0.55 und 0.55 bar eine Streuung von 0.2319 bar auf. Die Halbierung der Streuung zwischen dem Rohmesswert und dem Messwert mit Temperaturkompensation verringert die Unsicherheit der Leckagemessung zusätzlich. Die verbleibende Streuung muss bei der Wahl der Grenzwerte beachtet werden, sodass im Zweifel eine Wiederholungsprüfung ausgelöst werden kann. Zur Abschätzung der Fehlergrenzen kann das Intervall der sechsfachen Standardabweichung von ± 0.7 bar herangezogen werden.

Wie oben beschrieben, ist die Wiederholung einer Prüfung zu vermeiden. Im Normalfall stehen nur die Daten aus einer Erstprüfung zum Vergleich mit einem Grenzwert zur Verfügung. Abbildung 7.21 stellt die Häufigkeitsverteilung von mehr als 2500 Erstprüfungen dar, wobei der Temperatureinfluss bereits kompensiert ist. Zusätzlich sind die Ergebnisse der Messungen mit dem modifizierten Getriebe aus Abschnitt 7.2.1 dargestellt. Hier wird die Temperaturkompensation ebenfalls ausgeführt. Für die Bestimmung des Volumenstromverhältnisses R_Q wird jedoch der zusätzlich gemessene Volumenstrom Q_{leck}^k verwendet, da nur Messungen mit einem Drehzahlniveau vorliegen.

Die Messungen des Drucks der Erstprüfungen in Abbildung 7.21 weisen eine Streuung von 0.9921 bar auf. Die Streuung resultiert aus Abweichungen der Toleranzen der Getriebe und Messfehlern. Am linken Rand des Diagramms bei $p_k/p_0 = 0.1$ liegt eine Gruppe von Messwerten für die die erhöhte Leckage auch mit dem konventionellen Verfahren sicher detektiert werden kann. Die in der zusammenhängenden Verteilung liegenden Druckwerte der Leckagemessung sind größer als die mit Blende 5 gemessenen Werte. Wie oben gezeigt, können Leckagen ab der Größenordnung der mit Blende 4 simulierten Leckage auch unter guten Bedingungen nicht mehr mit dem konventionellen Verfahren erfasst werden.

Eine erhöhte Leckage kann z. B. aus einem einzelnen Montagefehler resultieren. Alternativ kann sie aber auch aus der Kombination von ungünstigen Toleranzen entstehen. Bei der Festlegung von Grenzwerten müssen diese Eigenschaften mit in Betracht gezogen werden. Um die Gründe für erhöhte Leckage zu klären, müssen Getriebe demontiert und bemustert werden. Alternativ können Getriebe mit gezielt eingebrachten Fehlern, wie z. B. gebrochenen Schlössern an Dichtringen geprüft werden. Die Demontage bzw. Modifikation von Getrieben zur Festlegung von Grenzwerten wird in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

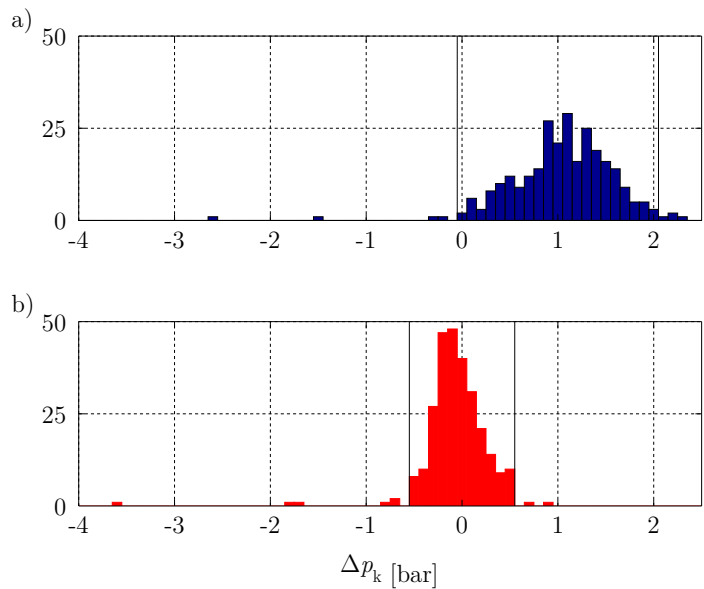


Abbildung 7.20: Häufigkeitsverteilung Druckdifferenz zwischen Erst- und Wiederholungsprüfung a) ohne und b) mit Temperaturkompensation

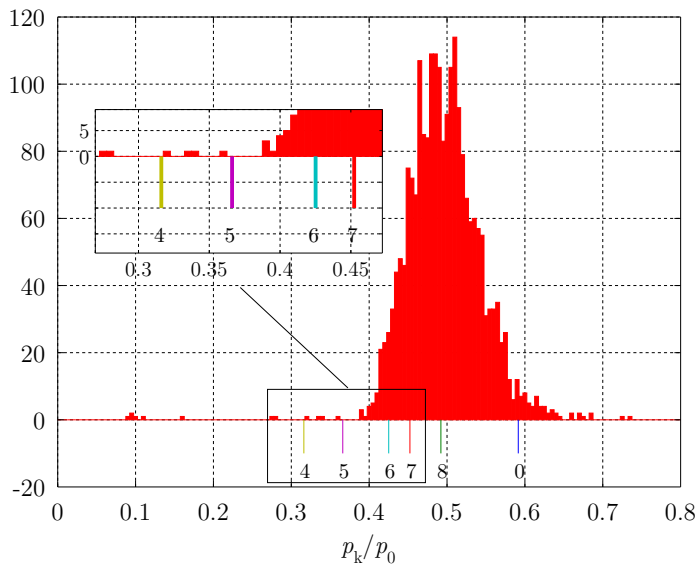


Abbildung 7.21: Häufigkeitsverteilung Druck nach Temperaturkompensation für 2500 Erstprüfungen mit Zusatzmessungen modifiziertes Getriebe

7.2.12 Einflüsse auf die Reproduzierbarkeit der Leckagemessung

Auch wenn der Temperatureinfluss bei der Leckagemessung kompensiert wird, entstehen Abweichungen zwischen Erst- und Zweitprüfung. Für die verbleibenden Abweichungen gibt es mehrere Gründe, die zum einen dem Prüfverfahren und dem Prüfsystem und zum anderen dem Prüfling zugeordnet werden können.

Die Temperaturkompensation als Teil des verwendeten Prüfverfahrens ist, wie in Abschnitt 7.2.6 gezeigt, nicht ideal und liefert auch bei der Verwendung von Simulationsdaten eine Abweichung. Die Messung der Temperatur am Prüfstand mit Hilfe des getriebeinternen Sensors hat nur eine geringe Auflösung von 1 °C, wodurch sich ein Stufenprofil im Temperatursignal ergibt. Wird aus dem Temperaturverlauf nach Ende der Prüfung ein zentraler gleitender Mittelwert berechnet, sodass die Schnittpunkte zwischen gemittelter und originaler Kurve in den Flanken des Stufenprofils liegen, so kann die Druckdifferenz zwischen Erst- und Zweitprüfung um bis zu 0.1 bar verringert werden. Der gleitende Mittelwert der Temperaturmessung kann als Schätzung der wahren Temperatur gesehen werden. Im Anhang A.5 ist ein Beispiel für den Temperaturverlauf und den entsprechenden gleitenden Mittelwert hinterlegt. Außerdem gibt der Temperatursensor nur die Temperatur an einem Punkt des Getriebes aus, sodass die Temperatur an einem anderen Punkt unterschiedlich sein kann. Die Wahl der Differenzdrehzahl der beiden Messniveaus hat ebenfalls, wie oben gezeigt, einen Einfluss auf den Fehler bei der Temperaturkompensation. Eine ideale Drehzahldifferenz für alle möglichen Leckagezustände der unterschiedlichen Getriebe kann nicht bestimmt werden.

Zusätzlich zu diesen Effekten, die dem Prüfverfahren und dem Prüfsystem zuzuordnen sind, können sich auch Getriebeeigenschaften zwischen Erst- und Zweitprüfung verändern. Dies betrifft z. B. das Einlaufverhalten von Dichtungen, wie es von [Gro06] beschrieben wird. So kann ein Getriebe, das zunächst mit einer erhöhten Leckage geprüft wird, bei der Zweitprüfung ein normales Verhalten zeigen.

7.3 Zusammenfassung und Einsatzgrenze des virtuellen Prüfstands

In diesem Kapitel wird ein bestehendes Getriebemodell ergänzt und für Offlinesimulationen verwendet, um ein Prüfverfahren für Leckage zu entwickeln. Das beschriebene Leckageprüfverfahren wird sowohl mit Hilfe der Simulation, als auch mit Hilfe von Messungen am realen System entwickelt. Die vereinfachte Darstellung der Leckage durch Drossel- und Blendengleichung, wie in Abschnitt 7.2.6 beschrieben, ermöglicht sogar die quantitative Untersuchung von Leckage. Messungen im Fertigungsbetrieb mit einer großen Stichprobe liefern Aussagen über die Streuung des Prüfmerkmals und die Umgebungseinflüsse während der Prüfung. Insbesondere die Umgebungseinflüsse können nur mit erhöhtem Aufwand in der Simulation dargestellt werden.

Einen besonders hohen Nutzen liefert der virtuelle Prüfstand bei der Durchführung grundlegender Untersuchungen, wenn qualitative Aussagen über der Gewinnung quantitativer Größen stehen. Ein Beispiel für eine solche qualitative Untersuchung ist die Parameterstudie in Abschnitt 7.2.3, mit deren Hilfe der Einfluss der gewählten Differenzdrehzahl bei der Leckagemessung aufgezeigt und ein Verfahren zur Temperaturkompensation entwickelt werden kann.

Theoretisch können Simulationsmodelle beliebig detailliert aufgebaut werden. Einschränkend wirken die Verfügbarkeit von Informationen und der große Aufwand für Modellerstellung und Simulation. Somit wird die Einsatzgrenze durch eine Gegenüberstellung der

Kosten für ein genaueres Modell und dessen Nutzen bestimmt. Sind jedoch bereits Daten aus der Fertigung verfügbar, so können diese ausgewertet und die so gewonnenen Erkenntnisse genutzt werden. Die in diesem Kapitel ausgewerteten statistischen Daten lassen sich nicht mit der vorgestellten Simulation generieren.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Entwicklung der Prüftechnik für den EOL-Getriebetest wird im bisherigen Prozess die Absicherung der Prüfautomatisierung und der Prüfprogramme mit Hilfe von realen Prüfständen und Prüflingen durchgeführt. Da Prüfstände und Prüflinge erst kurz vor dem Produktionsstart verfügbar sind, kann die Absicherung erst zu einem späten Zeitpunkt erfolgen. Durch die späte Absicherung wird ein reibungsloser Produktionsanlauf erschwert und der Arbeitsaufwand gesteigert. Änderungen an Prüfprogrammen, die während der laufenden Serie erfolgen, können nur sehr eingeschränkt getestet werden, da die Prüfstände nur in Ausnahmefällen verfügbar sind. Außerdem hängt das Testergebnis bei realen Tests vom Prüfling und den Umgebungsbedingungen ab, sodass kein vollständig reproduzierbarer Test möglich ist. Daraus ergibt sich die in dieser Arbeit beantwortete zentrale Forschungsfrage:

Wie kann die Entwicklung und Absicherung der EOL-Prüfung in frühen Phasen der Produktentstehung mit Hilfe von Simulationstechniken unterstützt werden?

Um die Absicherung technischer Systeme in frühen Phasen zu ermöglichen, werden sowohl in der Anlagen- als auch in der Fahrzeugtechnik Simulationswerkzeuge eingesetzt. Da im Prüfsystem unterschiedliche Technologien aus beiden Fachgebieten eingesetzt werden, kann nicht auf eine vorhandene Lösung zurückgegriffen werden. In dieser Arbeit wird der Ansatz verfolgt, bestehende HIL und SIL-Technologien auf den Anwendungsfall EOL-Prüfsystem anzuwenden. Bei der Modellierung des Prüflings wird auf die speziellen Anforderungen eingegangen, die aus den in der Serienprüfung verwendeten Prüfverfahren resultieren. Außerdem müssen die Modelle Anforderungen an die Echtzeitfähigkeit erfüllen. Als technische Umsetzung wird ein virtueller Getriebeprüfstand (HIL-System) aufgebaut, bei dem die für die EOL-Prüfung relevante Steuergerätesoftware ebenfalls simuliert wird. Das Testobjekt ist die Prüfautomatisierung samt der Prüfprogramme, die auf der Zielhardware Industrie-PC ausgeführt werden.

Durch den Ansatz ein HIL-System zur Absicherung zu verwenden, wird die Hardwareabhängigkeit bei der Entwicklung von Prüftechnik verringert. Für die Modellerstellung werden jedoch Informationen benötigt, die ebenfalls erst im Verlauf des PEP vom Prüfling verfügbar sind. Um den virtuellen Prüfstand dennoch in frühen Entwicklungsphasen nutzen zu können, werden Detaillierungsstufen für die Modelle definiert. Die Einsatzgrenze der einzelnen Modelltypen wird mit Hilfe von Beispielaufgaben ermittelt, die mit dem virtuellen Prüfstand bearbeitet werden. So kann gezeigt werden, dass der virtuelle Prüfstand trotz der eingeschränkt verfügbaren Informationen für die Entwicklung und Absicherung von Prüftechnik geeignet ist.

Bei geringer Detaillierung werden in frühen Phasen die Prüfsoftware und die Schnittstellen zum Prüfstand getestet. Im Weiteren Verlauf der Entwicklung werden mit Hilfe genauerer Modelle Prüfprogramme getestet und Softwarefeldtests durchgeführt. Außerdem wird gezeigt, dass die Entwicklung von Prüfverfahren möglich ist. Mit einem in späten Entwicklungsphasen vorliegenden detaillierten dynamischen Offline-Modell wird ein Prüfverfahren für hydraulische Leckage entwickelt, wofür eine exakte Nachbildung

erforderlich ist. Das Prüfverfahren unterstützt den Ausgleich der in der Fertigung auftretenden Temperaturschwankungen. Die Simulation mit dem detaillierten dynamischen Offline-Modell erfolgt ohne eine Kopplung zur Prüfautomatisierung und stellt eine Erweiterung des virtuellen Prüfstands dar, bei der Einschränkungen durch die Anforderungen der Echtzeitfähigkeit nicht gelten.

Der in dieser Arbeit erreichte Stand bietet noch viel Raum für weitere Forschungs- und Entwicklungsthemen. Zunächst können weitere Aufgaben mit Hilfe des virtuellen Prüfstands bearbeitet werden. Beispiele hierfür sind die Schulung von Prüfstandspersonal, die Auslegung von Prüfstandshardware mit Hilfe von Simulationsergebnissen sowie die Entwicklung einer fahrzeugnahen Prüfung für eine vorgezogene Adaption der Regelalgorithmen des Getriebesteuergeräts auf das einzelne Getriebe.

Aus den bereits bearbeiteten Themen können ebenfalls weitere Arbeitsfelder identifiziert werden. Der Softwaretest der Prüfautomatisierung kann deutlich umfassender ausfallen, wenn eine Spezifikation vorliegt und die Einführung von automatisierten Regressions-tests kann dem Vergleich zwischen verschiedenen Softwareständen dienen. Der Schnittstellentest kann verwendet werden, um den oben diskutierten Ausgleich von Latenzen der unterschiedlichen Schnittstellen zu entwickeln und den Wechsel zu neuen Schnittstellentechnologien zu erleichtern. Neue Schnittstellenmodule können zunächst am virtuellen Prüfstand abgesichert werden, bevor sie in realen Prüfständen verwendet werden. Der Test von Prüfprogrammen ist bereits mit dem verfügbaren virtuellen Getriebeprüfstand möglich, jedoch können die Grenzwerte für die Bewertung der Prüflinge nicht mit dem bestehenden System parametrisiert werden. Für diese Aufgabe muss ein rein physikalisches, echtzeitfähiges Modell erstellt und eine Parametervariation ausgeführt werden. Ein solches Modell würde ebenfalls die Nachbildung realer Leckagen ermöglichen und könnte zur Optimierung des am virtuellen Prüfstand entwickelten Prüfverfahrens für Leckage eingesetzt werden.

Bisher wurde der virtuelle Getriebeprüfstand nur für Automatgetriebe für den Standardantrieb umgesetzt. Die Erweiterung auf Getriebetypen, wie z. B. Doppelkupplungsgetriebe und automatisierte Schaltgetriebe, schafft neue Anwendungsmöglichkeiten. Außerdem kann das Konzept des virtuellen Prüfstands, der sowohl die Simulation der Hardware als auch der Software von mechatronischen Produkten einschließt, auf weitere Fahrzeugbaugruppen, wie z. B. Verbrennungsmotoren, angewendet werden.

Literaturverzeichnis

- [Acr02] ACROMAG INCORPORATED: *Introduction to Profibus DP*. 2002
- [AH95] ASTRÖM, K.; HÄGGLUND, T.: *PID controllers: theory, design and tuning*. International Society for Measurement and Control Seattle, WA, 1995
- [AS06] AN, L.; SEPHERI, N.: Hydraulic actuator leakage quantification Scheme using extended Kalman filter and sequential test method. In: *Proceedings of the 2006 American Control Conference* (2006), S. 4424–4429
- [BA07] BLOCHWITZ, T.; ALTMANN, S.: Entwurf von SPS-Steuerungen am virtuellen Maschinenprototyp. In: *SPS/IPC/DRIVES*, 2007
- [Bau11] BAUER, G.: *Ölhydraulik: Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen*. Vieweg+Teubner, 2011
- [BBP⁺02] BENDER, K.; BROU, M.; PÉTER, I.; PRETSCHNER, A.; STAUNER, T.: Model Based Development of Hybrid Systems: Specification, Simulation, Test Case Generation. In: *Modelling, Analysis, and Design of Hybrid Systems*. Springer Berlin Heidelberg, 2002
- [BCS⁺09] BÖRCSÖK, J.; CHAABAN, W.; SCHWARZ, M.; SHENG, H.; SHELEH, O.; BATCHULUUN, B.: An automated software verification tool for model-based development of embedded systems with simulink. In: *XXII International Symposium on Information, Communication and Automation Technologies*, 2009
- [Bei83] BEISEL, W.: *Untersuchungen zum Betriebsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen*, Technische Universität Berlin, Diss., 1983
- [BF12] BARTH, M.; FAY, A.: Automated generation of simulation models for control code tests. In: *Control Engineering Practice* 21 (2012), Nr. 2, S. 218–230
- [Bir14] BIROLINI, A.: *Reliability Engineering: Theory and Practice*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014
- [Bir15] *Flow Estimate Guides for Liquid and Gas*. <http://birdprecision.com/company/birdvee.cfm>. Version: 5 2015
- [BMOV11] BATAUS, M.; MACIAC, A.; OPREAN, M.; VASILIU, N.: Automotive Clutch Models for Real Time Simulation. In: *Proceedings of the Romanian Academy* Bd. 12, 2011
- [BMP13a] BAI, S.; MAGUIRE, J.; PENG, H.: *Dynamic Analysis and Control System Design of Automatic Transmissions*. SAE International, 2013

- [BMP13b] BANSAL, A.; MULI, M.; PATIL, K.: Taming complexity while gaining efficiency: Requirements for the next generation of test automation tools. In: *AUTOTESTCON, 2013 IEEE*, 2013
- [BMS98] BAYER, M.; MUNK, F.; SCHNEIDER, J.: Hardware-in-the-Loop-Prüfstand bei BMW für automatisierte Steuergerätestests. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 100 (1998), S. 696–702
- [BOA⁺11] BLOCHWITZ, T.; OTTER, M.; ARNOLD, M.; BAUSCH, C.; CLAUSS, C.; ELMQVIST, H.; JUNGHANN, A.; MAUSS, J.; MONTEIRO, M.; NEIDHOLD, T.; NEUMERKEL, D.; OLSSON, H.; PEETZ, J.-V.; WOLF, S.: The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models. In: *Proceedings 8th Modelica Conference*, 2011
- [BS13] BRAESS, H. (Hrsg.); SEIFFERT, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer Vieweg, 2013
- [BSK⁺09] BRÜCKMANN, H.; STRENKERT, J.; KELLER, U.; WIESNER, B.; JUNGHANN, A.: Model-based Development of a Dual-Clutch Transmission using Rapid Prototyping and SiL. In: *Getriebe in Fahrzeugen*, 2009
- [But05] BUTTAZZO, G.: *Soft real time systems: predictability vs. efficiency*. New York : Springer, 2005
- [But11] BUTTAZZO, G.: *Hard real-time computing systems: predictable scheduling algorithms and applications*. New York : Springer, 2011
- [BV12] BATAUS, M.; VASILIU, N.: Modeling of a Dual Clutch Transmission for Real-Time Simulation. In: *University POLITEHNICA of Bucharest The Scientific Bulletin* 74 (2012), S. 251–264
- [CH10] CZICHOS, H.; HABIG, K.: *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Vieweg + Teubner, 2010
- [CJKR11] CHRISOFAKIS, E.; JUNGHANN, A.; KEHRER, C.; RINK, A.: Simulation-based development of automotive control software with Modelica. In: *Proceedings 8th Modelica Conference* 063 (2011)
- [CK06] CELLIER, F.; KOFMAN, E.: *Continuous system simulation*. Springer, 2006
- [DA00] DE ANGELO, J.: *The Link Flight Trainer: A Historic Mechanical Engineering Landmark*. ASME International: History and Heritage Committee, 2000
- [DAH03] DEUR, J.; ASGARI, J.; HROVAT, D.: Modeling of an automotive planetary gear set based on karnopp model for clutch friction. In: *ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2003
- [DHM96] DEPOYSTER, M.R.; HOYING, J.F.; MAJEED, K.N.: Rapid prototyping of chassis control systems. In: *Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design*, 1996

- [DKRS14] DÖRR, C.; KALCZYNSKI, H.; RINK, A.; SOMMER, M.: Das Neungang-Automatikgetriebe 9G-Tronic von Mercedes-Benz. In: *ATZ - Automobil-technische Zeitschrift* 116 (2014), S. 40–45
- [Dou97] DOUGALL, D.: Applications and benefits of real-time IO simulation for PLC and PC control systems. In: *ISA Transactions* 36 (1997), Nr. 4, S. 305–311
- [DS14] DIETRICH, E.; SCHULZE, A.: *Statistische Verfahren zur Maschinen- und Prozessqualifikation*. Hanser Verlag, 2014
- [EBAEAA06] EL-BETAR, A.; ABDELHAMED, M.; EL-ASSAL, A.; ABDELSATAR, R.: Fault Diagnosis of a Hydraulic Power System Using an Artificial Neural Network. In: *Engineering Sciences* 17 (2006), Nr. 1, S. 117–137
- [Eig14] EIGNER, M.; ROUBANOV, D. (Hrsg.); ZAFIROV, R. (Hrsg.): *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*. Springer Vieweg, 2014
- [Fir14] FIROOZIAN, R.: *Servo motors and industrial control theory*. Springer, 2014
- [FJKP12] FISCHER, R.; JÜRGENS, G.; KÜÇÜKAY, F.; POLLAK, R. Najorkand B.: *Das Getriebebuch*. Springer, 2012
- [För91] FÖRSTER, H.: *Automatische Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten*. Berlin : Springer, 1991
- [Fra13] FRANZ, J.: *EMV: Störungssicherer Aufbau elektronischer Schaltungen*. Springer Vieweg, 2013
- [FRNJ08] FEIERTAG, N.; RICHTER, K.; NORDLANDER, J.; JONSSON, J.: A Compositional Framework for End-to-End Path Delay Calculation of Automotive Systems under Different Path Semantics. In: *Proceedings of the IEEE Real-Time System Symposium (RTSS), Workshop on Compositional Theory and Technology for Real-Time Embedded Systems (CRTS'08)*, 2008
- [GHSW12] GROSS, D.; HAUGER, W.; SCHRÖDER, J.; WALL, W.: *Technische Mechanik 3: Kinematik*. Berlin; Heidelberg : Springer Vieweg, 2012
- [Gün98] GÜNTHER, W.: Komponentenbasierte Anlagenmodellierung mit iCon-L. In: *Tagungsband zum Kongress SPS/IPC/DRIVES*, 1998
- [Gro95] GROHMANN, D.: *Ein hybrides Fahrzeugreferenzmodell für die Prüfsystementwicklung*, Technische Universität München, Diss., 1995
- [Gro06] GRONITZKI, M.: *Untersuchung zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtungen für Drehdurchführungen*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Diss., 2006
- [GSM14] GLOSS, S.; SLEZÁK, M.; MAUSS, J.: Automated validation of transmission controls for over 200 vehicle variants. In: *Simulation and Testing for Automotive Electronics V*, 2014

- [Han93] HANSELMANN, H.: Hardware-in-the loop simulation as a standard approach for development, customization, and production test of ECU's. In: *Proceedings of the International Congress and Exposition*, 1993
- [Hat13] HATAMI, H.: *Hydraulische Formelsammlung*. Bosch Rexroth, 2013
- [HB14] HABERHAUER, H.; BODENSTEIN, F.: *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*. Springer Vieweg, 2014
- [Hei90] HEILENKÖTTER, D.: *Untersuchungen zum Schlupfverhalten naßlaufender Lamellenkupplungen*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 1990
- [HF91] HAESSIG, D.; FRIEDLAND, B.: On the modeling and simulation of friction. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 113 (1991), S. 1256–1261
- [HFP99] HAJ-FRAJ, A.; PFEIFFER, F.: Dynamic modeling and analysis of automatic transmissions. In: *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics* 1 (1999), S. 1026–1031
- [HNKG15] HUANG, H.; NOWOISKY, S.; KNOBLICH, R.; GÜHMANN, C.: Multi-Domain modelling and simulation of an automated manual transmission system based on Modelica. In: *International Journal Simulation and Process Modeling* 10 (2015)
- [Hom09] HOMBURG, D. (Hrsg.): *Technik aus erster Hand (Band 4): Feldbus und Ethernet in der industriellen Praxis*. PKS-Verlag, 2009
- [HT91] HROVAT, D.; TOBLER, W.E.: Bond graph modeling of automotive power trains. In: *Journal of the Franklin Institute* 328 (1991), S. 623–662
- [Ise08] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. Springer, 2008
- [ISO] ISO: 15765:2011 Road vehicles – Diagnostic communication over Controller Area Network (DoCAN) Part 1-4.
- [ISS99] ISERMANN, R.; SCHAFFNIT, J.; SINSEL, S.: Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems. In: *Control Engineering Practice* 7 (1999), Nr. 5, S. 643–653
- [Jan10] JANSCHKE, K.: *Systementwurf mechatronischer Systeme: Methoden - Modelle - Konzepte*. Springer, 2010
- [Jun15] JUNGE, G.: *Einführung in die technische Strömungslehre*. München : Carl-Hanser-Verlag, 2015
- [Kar85] KARNOPP, D.: Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. In: *Transactions of the Asme Journal of Dynamic Systems Measurement and Control* 107 (1985), S. 100–103
- [Kar86] KARMEI, A.: Dynamic Modeling and Analysis of the Hydraulic System of Automotive Automatic Transmissions. In: *American Control Conference*, 1986, S. 273–278

- [Kat90] KATZ, M.; BENDER, K. (Hrsg.): *PROFIBUS: der Feldbus für die Automation*. München; Wien : Hanser, 1990
- [Küb12] KÜBLER, M.: VIP, der virtuelle Getriebeendprüfstand. In: *16. Kongress VDI-Wissensforum SimVec: Berechnung, Simulation und Erprobung im Fahrzeugbau*, 2012
- [KBS87] KEMPF, D.; BONDERSON, L.; SLAFER, L.: Real time simulation for application to ABS development. In: *International Congress and Exposition*, 1987
- [Kir07] KIRCHNER, E.: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben: Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*. Springer, 2007
- [KM99] KAZEMI-MOGHADDAM, A.: *Fehlerfrühidentifikation und -diagnose eines elektrohydraulischen Linearantriebssystems*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 1999
- [KMR12] KARNOPP, D.; MARGOLIS, D.; ROSENBERG, R.: *System dynamics: modeling, simulation, and control of mechatronic systems*. Wiley, 2012
- [Koh93] KOHRING, A.: *Systematisches Projektieren und Testen von Steuerungssoftware für Werkzeugmaschinen*, RWTH Aachen, Diss., 1993
- [KR70] KARNOPP, D.; ROSENBERG, R.: Application of Bond Graph Techniques to the Study of Vehicle Drive Line Dynamics. In: *Journal of Basic Engineering* 92 Series D (1970), Nr. 2, S. 355–362
- [Kra91] KRAUSS, J.: *Vergleichende Untersuchung zur subjektiven und objektiven akustischen Qualitätsprüfung von Fahrzeuggetrieben*, Universität Paderborn, Diss., 1991
- [Kuf11] KUFNER, A.: *Automatisierte Erstellung von Maschinenmodellen für die Hardware-in-the-Loop-Simulation von Montagemaschinen*, Universität Stuttgart, Diss., 2011
- [Lef06] LEFEBVRE, M.: *Applied probability and statistics*. Springer, 2006
- [LG94] LJUNG, L.; GLAD, T.: *Modeling of dynamic systems*. PTR Prentice Hall, 1994
- [Lin31] LINK, E.: US-Patentschrift: Combination Training Device for Student Aviators and Entertainment Apparatus. (1931), Nr. 1825462
- [LM11] LANTOS, B.; MÁRTON, L.: *Nonlinear Control of Vehicles and Robots*. Springer-Verlag London, 2011
- [Loo96] LOOMAN, J.: *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. Springer, 1996

- [LUM16] LINSSEN, René; UPHAUS, F.; MAUSS, J.: Software-in-the-Loop at the junction of software development and drivability calibration. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.); REUSS, Hans-Christian (Hrsg.); WIEDEMANN, Jochen (Hrsg.): *16. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentchnik*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016
- [MAD11] MAHULKAR, V.; ADAMS, D.; DERRISO, M.: Derivative free filtering in hydraulic systems for fault identification. In: *Control Engineering Practice* 19 (2011), Nr. 7, S. 649–657
- [Mar12] MARE, J.: Friction modelling and simulation at system level: a practical view for the designer. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* 226 (2012), S. 728–741
- [Mew98] MEWES, J.: Peripherie- und Prozesssimulation reduziert Planungs- und Inbetriebnahmezeiten. In: *Tagungsband zum Kongress SPS IPC DRIVES*, 1998
- [Mic15] Microsoft Corporation: *Windows Dev Center: Acquiring high-resolution time stamps*. [https://msdn.microsoft.com/en-us/library/windows/desktop/dn553408\(v=vs.85\).aspx](https://msdn.microsoft.com/en-us/library/windows/desktop/dn553408(v=vs.85).aspx). Version: 05 2015
- [MJ12] MAUSS J., Simons M.: Chip simulation of automotive ECUs. In: *Automotive powertrain control systems: electronics on the move*, 2012
- [MM58] MATTHEWS, H.; MERRICK, R.: A Simulator Study of some Longitudinal Stability and Control Problems of a Piloted Aircraft in Flights to Extreme Altitude and High Speed. In: *NACA Research Memorandum*. National Advisory Committee for Aeronautics. Ames Aeronautical Lab, 1958
- [mod14] *Free (standard conform) library from the Modelica Association*. <https://github.com/modelica/Modelica>. Version: 7 2014
- [Mos02] MOSBACH, C.: *Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen*, Technische Universität München, Diss., 2002
- [MS07] MARSCHOLIK, C.; SUBKE, P.: *Datenkommunikation im Automobil: Grundlagen, Bussysteme, Protokolle und Anwendungen*. Hüthig Verlag, 2007
- [MS13] MACHADO, J.; SEABRA, E.: HiL simulation workbench for testing and validating PLC programs. In: *11th IEEE International Conference on Industrial Informatics (INDIN)*, 2013
- [MSPB13] MERZOUKI, R.; SAMANTARAY, A.; PATHAK, P.; BOUAMAMA, B.: *Intelligent Mechatronic Systems: Modeling, Control and Diagnosis*. Springer London, 2013
- [Nav09] NAVET, N.; SIMONOT-LION, F (Hrsg.): *Automotive Embedded Systems Handbook*. Boca Raton : CRC Press, 2009

- [NBL07] NAUNHEIMER, H.; BERTSCHE, B.; LECHNER, G.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer Berlin Heidelberg, 2007
- [NOJ05] NEYRAT, S.; ORAND, N.; JONQUET, D.: Modeling and Analysis of an Automatic Transmission Internal Gear Oil Pump with Cavitation / SAE Technical Paper. SAE International, 2005. – Forschungsbericht
- [NZGG12] NATALE, M.; ZENG, H.; GIUSTO, P.; GHOSAL, A.: *Understanding and Using the Controller Area Network Communication Protocol: Theory and Practice*. Springer, 2012
- [OACDW⁺98] OLSSON, H.; ASTRÖM, K.; CANUDAS DE WIT, C.; GÄFVERT, M.; LISCHINSKY, P.: Friction Models and Friction Compensation. In: *European Journal of Control* 4 (1998), S. 176–195
- [OEM99] OTTER, M.; ELMQVIST, H.; MATTSSON, S.: Hybrid modeling in Modelica based on the synchronous data flow principle. In: *Proceedings of the 1999 IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design*, 1999
- [OSE97] OTTER, M.; SCHLEGEL, C.; ELMQVIST, H.: Modeling and Real Time Simulation of an Automatic Gearbox using Modelica. In: *ESS'97 European Simulation Symposium*, 1997
- [PFT⁺07] PRESS, W.; FLANNERY, B.; TEUKOLSKY, S.; VETTERLING, W.; GOULD, T.: *Numerical recipes, the art of scientific computing*. Cambridge University Press, 2007
- [PHW⁺73] PASTRICK, H.; HOLMES, W.; WILL, C.; ISOM, L.; JOLLY, A.: Real-Time Hybrid Hardware-in-the-Loop Simulation of a Terminal Homing Missile. In: *Summer Computational Simulation Conference*, 1973
- [PM13] POPOVICI, K.; MOSTERMANN, P.: *Real-Time Simulation Technologies: Principles, Methodologies and Applications*. Boca-Raton : CRC Press, 2013
- [Pow85] POWERS, W.F.: Computer tools for modern control systems design. In: *Control Systems Magazine, IEEE* 5 (1985), S. 14–17
- [PT00] PRIEST, M.; TAYLOR, C.: Automobile engine tribology - approaching the surface. In: *Wear* 241 (2000), S. 193–203
- [Röc07] RÖCK, Sascha: *Echtzeitsimulation von Produktionsanlagen mit realen Steuerungssystemen*, Universität Stuttgart, Diss., 2007
- [Röc11] RÖCK, S.: Hardware in the loop simulation of production systems dynamics. In: *Production Engineering* 5 (2011), Nr. 3, S. 329–337
- [Rei08] REIBOLD, E.: *Patentschrift: Verfahren zur Adaption einer Kupplungskennlinie bei vorhandener Kupplungshysterese*. Juni 2008

- [Rei12] REIF, K.: *Automobilelektronik: Eine Einführung für Ingenieure*. Vieweg+Teubner, 2012
- [RGG14] RÖPER, J.; GÖRES, J.; GÜHMANN, C.: Analysis of timing and jitter in real and virtual test bench for automatic transmissions. In: *Simulation and Testing for Automotive Electronics V*, 2014
- [RGG15] RÖPER, J.; GÖRES, J.; GÜHMANN, C.: Modeling of an Automatic Transmission for the Evaluation of Test Procedures in a Virtual End-of-Line Test Bench. In: *11th International Modelica Conference*, 2015
- [Rio14] RIOS, J.: *Development of diagnostic UDS functions for a virtual End-of-Line test environment*, Fachhochschule Münster und Universidad Pontificia Bolivariana, Bachelor Thesis, 2014
- [Rob91] ROBERT BOSCH GMBH: *Can Specification, Version 2.0*. 1991
- [Run86] RUNDE, J.: *Modelling and Control of an Automatic Transmission*, Massachusetts Institute of Technology, Diss., 1986
- [SGME92] SELIC, B.; GULLEKSON, G.; MCGEE, J.; ENGELBERG, I.: ROOM: an object-oriented methodology for developing real-time systems. In: *Fifth International Workshop on Computer-Aided Software Engineering*, 1992
- [She10] SHELL DEUTSCHLAND OIL GMBH (Hrsg.): *Shell ATF 134 FE, Getriebeöl für Mercedes-Benz Pkw-Automatikgetriebe*. Shell Deutschland Oil GmbH, Mai 2010
- [SL12] SPILLNER, A.; LINZ, T.: *Basiswissen Softwaretest: Aus- und Weiterbildung zum Certified Tester; Foundation Level nach ISTQB-Standard*. dpunkt-Verlag, 2012
- [SOC04] SCHWEIGER, C.; OTTER, M.; CIMANDER, G.: Objektorientierte Modellierung mit Modelica zur Echtzeitsimulation und Optimierung von Antriebssträngen. In: *Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG 2004*, 2004
- [SS12] STEINHILPER, W. (Hrsg.); SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. Springer Berlin Heidelberg, 2012
- [SSYZ10] SONG, X-Y; SUN, X-Z; YANG, X-J; ZHU, G-M: Modelling, control, and hardware-in-the-loop simulation of an automated manual transmission. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 224 (2010), S. 143–160
- [Stü65] STÜPER, J.: *Automatische Automobilgetriebe: mit hydrodynamischer Kraftübertragung*. Springer, 1965
- [Str02] STRIBECK, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 36 (1902), S. 1341–1348

- [Sub09] SUBKE, P.: Einführung in die standardisierte Diagnosekommunikation mit UDS on CAN, MVCI und ODX. In: *Diagnose in mechatronischen Fahrzeugsystemen: neue Verfahren für Test, Prüfung und Diagnose von E/E-Systemen im Kfz, Band 2*, 2009
- [SZ13] SCHÄUFFELE, J.; ZURAWKA, T.: *Automotive Software Engineering: Grundlagen, Prozesse, Methoden und Werkzeuge effizient einsetzen*. Springer Vieweg, 2013
- [Tom98] TOMASZUNAS, J.J.: *Komponentenbasierte Maschinenmodellierung zur Echtzeit-Simulation für den Steuerungstest*. Utz, 1998
- [Trä14] TRÄNKLER, H.; REINDL, L. (Hrsg.): *Sensortechnik: Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. Springer Vieweg, 2014
- [Tra10] TRAUB, M.: *Durchgängige Timing-Bewertung von Vernetzungsarchitekturen und Gateway-Systemen im Kraftfahrzeug*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2010
- [VDA98] VDA: *Band 4, Teil 3, Qualitätsmanagement in der Automobilindustrie: Sicherung der Qualität vor Serieneinsatz*. 1998
- [VDA99] VDA *Empfehlung 263: Abnahmeprüfung von Pkw-Getrieben*. März 1999
- [VW04] VOSSEN, G.; WITT, K.: *Grundkurs theoretische Informatik: eine anwendungsbezogene Einführung - für Studierende der Informatik, Wirtschaftsinformatik, Technik*. Vieweg, 2004
- [Wil15] WILL, D.; GEBHARDT, N. (Hrsg.): *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Systeme*. Springer Vieweg, 2015
- [WS06] WIEDEMANN, B.; SCHNELL, G.: *Bussysteme in der Automatisierungs- und Prozesstechnik: Grundlagen, Systeme und Trends der industriellen Kommunikation*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2006
- [WZ07] WELLENREUTHER, G.; ZASTROW, D.: *Automatisieren mit SPS Übersichten und Übungsaufgaben: Von Grundverknüpfungen bis Ablaufsteuerungen: STEP 7-Programmierung, Lösungsmethoden, Lernaufgaben, Kontrollaufgaben, Lösungen, Beispiele zur Anlagensimulation*. Vieweg, 2007
- [ZDNGSV09] ZENG, H.; DI NATALE, M.; GIUSTO, P.; SANGIOVANNI-VINCENTELLI, A.: Stochastic Analysis of CAN-Based Real-Time Automotive Systems. In: *IEEE Transactions on Industrial Informatics* 5 (2009), S. 388–401
- [ZS14] ZIMMERMANN, W.; SCHMIDGALL, R.: *Bussysteme in der Fahrzeugtechnik: Protokolle, Standards und Softwarearchitektur*. Springer Vieweg, 2014

Anhang A

Zusätzliche Simulations- und Messergebnisse

A.1 Zusatzmessungen Latenz

Abbildung A.1 zeigt die Wahrscheinlichkeitsverteilung für die Latenz, wenn die Prüfautomatisierung über ein Gateway mit dem Steuergerät kommuniziert. Im Vergleich zum Messergebnis in Abbildung 5.14 ist die Verschiebung zu höheren Latenzen durch die Verzögerung des Gateways deutlich sichtbar. Eine Latenz von 10 ms wird mit dem Gateway nicht mehr erreicht und das Maximum der Verteilung liegt bei 30 ms. Der Mittelwert liegt ohne Gateway bei 23.2 ms und steigt mit Gateway auf einen Wert von 26.6 ms.

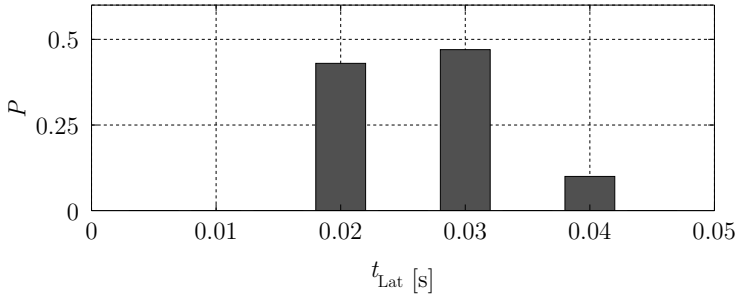


Abbildung A.1: Histogramm der Latenz, Messung mit Gateway

Um das Zeitverhalten des simulierten Steuergeräts zu überprüfen, werden Messungen mit einer Triggerquelle mit harter Echtzeit durchgeführt. Die Triggerquelle generiert regelmäßige Signalsprünge auf einem CAN-Signal und erfasst die Zeit bis eine Antwort gesendet wird. Während der Messung werden insgesamt 500 Signalfanken mit einem Abstand von 200 ms ausgesendet. Abbildung A.2 a) zeigt das Ergebnis für das simulierte Steuergerät, während Abbildung A.2 b) das Ergebnis für ein reales Steuergerät zeigt. Bei beiden Messungen ist Drift sichtbar, die jedoch in der Größenordnung der Genauigkeit der Messhardware liegt. Außerdem sind sowohl beim simulierten als auch beim realen Steuergerät Sprünge sichtbar, die beim simulierten Steuergerät häufiger auftreten als beim realen. Diese Sprünge kommen durch die Asynchronität des Taktes der Triggerquelle zum Verarbeitungstakt des Steuergerätes zustande. Erreicht das Triggersignal das Steuergerät gerade nachdem die Verarbeitung begonnen hat, so verstreicht ein voller Takt bevor das Signal im Steuergerät verarbeitet wird.

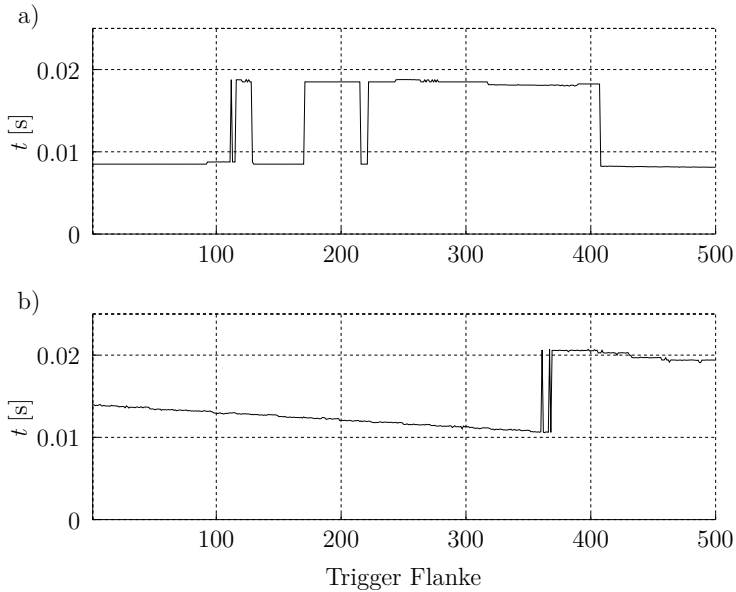


Abbildung A.2: Messung Latenz mit Echtzeit-Trigger a) Simulation, b) reales Steuergerät

A.2 Validierung echtzeitfähiges Modell

Die Abbildungen A.3 und A.4 zeigen die Simulationsergebnisse der in Abschnitt 6.1.2 ausgeführten Messungen. Eine qualitative Abweichung ist beim erneuten Druckaufbau mit Restdruck in Abbildung A.3 sichtbar. Hier können die Druckverläufe von 150 und 200 ms ab $t = 0,1$ s nicht unterschieden werden, da in beiden Fällen die Zusatzgröße Kolbenposition bereits einen Wert von null erreicht hat. Die Abweichung resultiert aus abweichenden Parametern des RDF-Niveaus im Vergleich mit dem realen Getriebe.

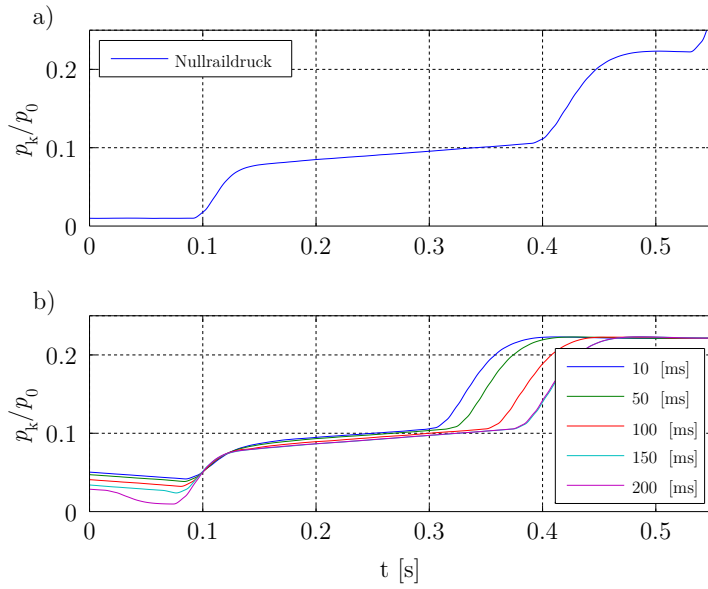


Abbildung A.3: Druckverlauf bei Schaltung von a) Nullraildruck, b) Verzögerung nach 1 bar Restdruck in Simulation

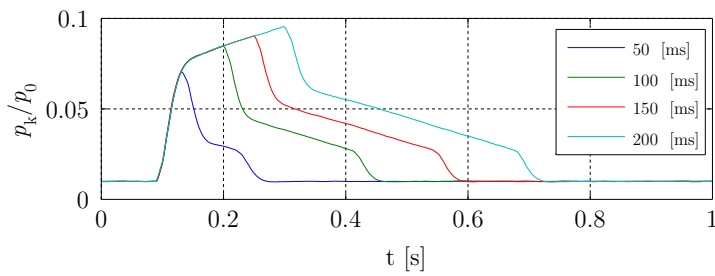


Abbildung A.4: Druckverlauf bei Schaltungsabbruch mit unterschiedlicher Verzögerung in Simulation

A.3 Validierung Arbeitsdruckregler detailliertes dynamisches Offline-Modell

Die Validierung des Arbeitsdruckreglers für das detaillierte dynamische Offline-Modell erfolgt durch die Überprüfung der grundlegenden Eigenschaften des realen Systems. Diese umfassen die Abhängigkeit des Arbeitsdrucks des von der Pumpe geförderten Volumenstroms, sowie die Erfüllung der Druckregelfunktion. Für die Validierung wird der Ausgang des Arbeitsdruckregelung mit einem Ölvolumen verbunden. Das Ölvolumen wird wiederum über eine Drossel mit einem Tank verbunden, um die in der Realität auftretenden Leckagen darzustellen. Für einen Druckaufbau muss die Ölmenge im Ölvolumen erhöht werden. Zum Halten eines Druckniveaus reicht es hingegen aus den Leckagevolumenstrom auszugleichen.

Abbildung A.5 zeigt das Ergebnis der Simulation. Dargestellt sind Soll- und Istdruck p_{Soll} und p_{Ist} , sowie der Pumpenvolumenstrom Q_p und der durch den Arbeitsdruckregler abgefragte Volumenstrom Q_{AD} . Der Pumpenvolumenstrom ergibt sich, wie oben beschrieben, aus der Antriebsdrehzahl. Wird bei ausreichendem Pumpenvolumenstrom zum Zeitpunkt $t = 2\text{ s}$ und $t = 4\text{ s}$ der Sollarbeitsdruck angehoben, so folgt der Druck dem Stellsignal. Sinkt der Pumpenvolumenstrom bei $t = 7.8\text{ s}$ unter den vom Druckregler benötigten Volumenstrom ab, so kann die Solldruckforderung nicht mehr erfüllt werden.

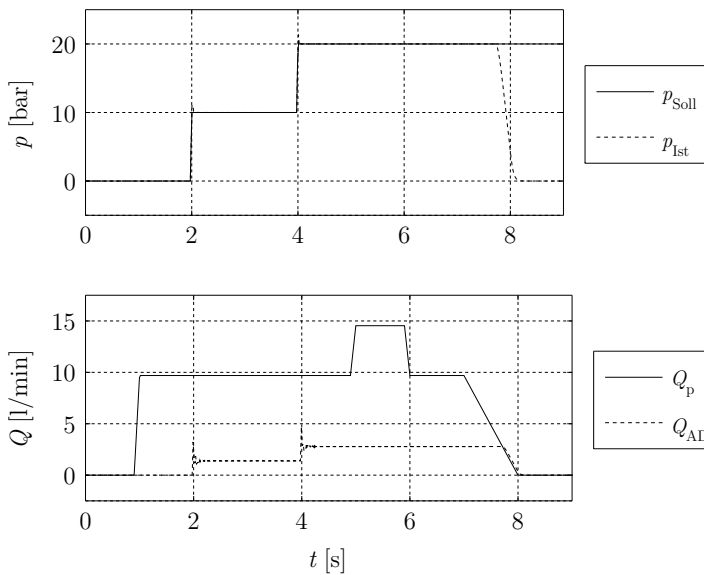


Abbildung A.5: Validierung des Arbeitsdruckreglers Druck und Volumenstrom

Das Simulationsergebnis zeigt, dass die grundlegenden Eigenschaften des realen Systems nachgebildet werden. Die exakte Nachbildung der Regelabweichung ist für die mit dem Modell durchgeführten Untersuchungen nicht relevant, weshalb kein Abgleich mit Messdaten erfolgt.

A.4 Parametervariation Leckagesimulation mit Blende 8

Die Abbildungen A.6 bis A.8 zeigen das Ergebnis der Parametervariation der Leckagesimulation. Die Werte von R_Q , d_{aeq} und Δp sind, wie bei den oben vorgestellten Simulationsergebnissen mit Blende 4, nicht über den Parameterbereich konstant. Die Abweichungen sind jedoch geringer als bei Blende 4. Das Verfahren zum Temperatenausgleich funktioniert bei Blende 8 zuverlässiger als bei der Leckage mit Blende 4. Die Maximale Abweichung vom Druck bei der Solltemperatur von 60 °C liegt unter 0.1 bar.

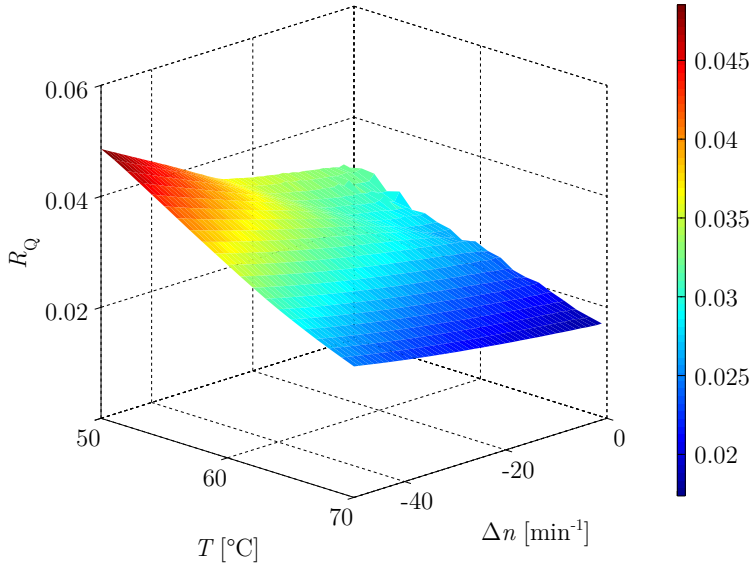


Abbildung A.6: R_Q Ergebnis Parametervariation Blende 8

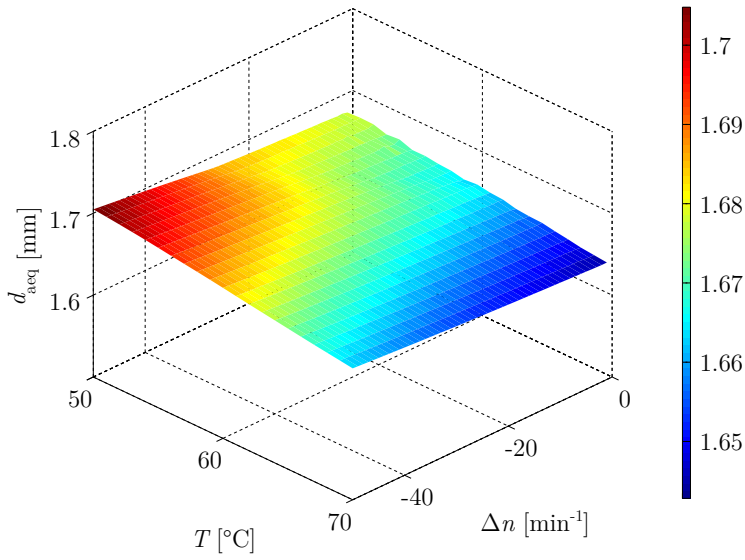


Abbildung A.7: d_{aeq} Ergebnis Parametervariation Blende 8

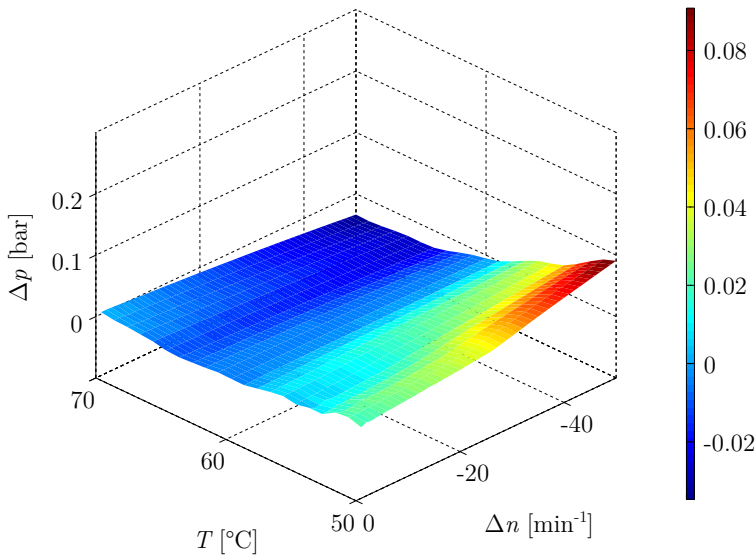


Abbildung A.8: Δp Ergebnis Parametervariation Blende 8

A.5 Temperaturverlauf während der Prüfung

Abbildung A.9 zeigt die Temperatur T , die während der Prüfung mit Hilfe des getriebeinternen Temperatursensors gemessen wird. Die Temperatur wird über den CAN-Bus nur mit einer Auflösung von 1°C ausgegeben, was zu einer zusätzlichen Ungenauigkeit führt. Wie oben beschrieben, kann eine Schätzung für den wahren Temperaturverlauf durch Berechnung des zentrierten gleitenden Mittelwerts T_{MA} erfolgen. In der Praxis ist die Berechnung des gleitenden Mittelwerts zur Schätzung jedoch nicht einsetzbar, da die Fensterbreite des Mittelwertfilters von der Aufheizkurve der jeweiligen Prüfung abhängt. Wird z. B. eine Getriebeprüfung bei Raumtemperatur gestartet, so weist die Temperaturkurve zunächst einen deutlich steileren Anstieg auf. Für das gezeigte Beispiel wird die Fensterbreite des gleitenden Mittelwerts manuell festgelegt.

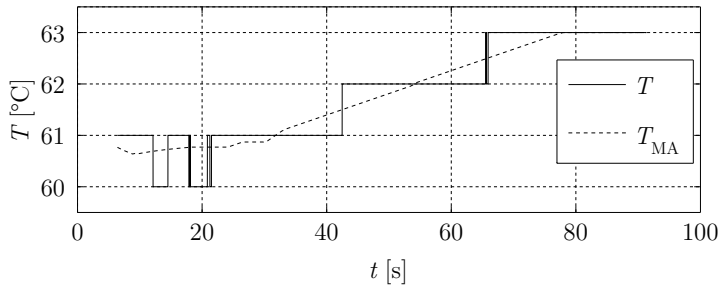


Abbildung A.9: Temperaturverlauf und zentrierter gleitender Mittelwert während der Prüfung

Anhang B

Technische Daten Volumenstrommessung Leckage

Für das Experiment mit dem modifizierten Getriebe werden, wie in Abschnitt 7.2.1 beschrieben, austauschbare Blenden und ein Volumenstromzähler eingesetzt. Tabelle B.1 fasst die wichtigsten technischen Daten des Volumenstromzählers und der Analogausgabe der Auswerteeinheit zusammen. Der Analogausgang wird während der Messungen an den relevanten Messbereich angepasst, um die Auflösung von 10 bit möglichst gut zu nutzen. Bei den Messungen mit den relevanten Blenden 4 bis 8 entsprechen 10 V 2 l/min. Mit dieser Einstellung liegt die Auflösung des Analogausgangs bei 1,95 cm³/min.

Tabelle B.1: Technische Daten Volumenstromsensor und Analogausgabe

Typ	Kracht VC 0.2
Bauart	Zahnradmotor
Impulsvolumen	0.245 cm ³
Durchflussmessbereich	0.16..16 l/min
Messgenauigkeit	+/- 0.3 %
Linearität	+/- 0.1 %
Betriebsmitteltemperatur	-15..120 °C
Durchflusswiderstand bei 1 l/min	< 0.125 bar
D/A Auflösung	10 bit
Analogausgang Spannung	+/- 10 V

Advances in Automation Engineering

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

ISSN 2509-8950 (print)

ISSN 2509-8969 (online)

1. Nowoisky, Sebastian: Verfahren zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Getriebemodelle. - 2016. - VIII, 224 S.

ISBN 978-3-7983-2854-9 15,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2855-6

DOI 10.14279/depositonce-5420

2. Huang, Hua: Model-based calibration of automated transmissions. - 2016. - XXIV, 134 S.

ISBN 978-3-7983-2858-7 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2859-4

DOI 10.14279/depositonce-5461



Entwicklung eines virtuellen Getriebeprüfstands

Um die korrekte Montage und Funktion von Automatgetrieben sicherzustellen, werden diese am Ende der Produktion geprüft. Diese Prüfung wird durch eine Prüfautomatisierung ausgeführt, die mit Hilfe von Prüfprogrammen die Qualität der Getriebe bewertet. Bei der Entwicklung von Prüfautomatisierung und Prüfprogrammen stellt die Verfügbarkeit von Prüfstand und Prüfling eine Einschränkung dar. Insbesondere in frühen Phasen der Produktentstehung des Getriebes ist es nicht möglich das Verhalten des Prüfsystems zu testen.

Um die Abhängigkeit von Prüfstand und Prüfling zu verringern, wird ein virtueller Getriebeprüfstand entwickelt, der aus Modellen von Prüfstand und Getriebe besteht. Die Logik der Prüfstandssteuerung (Speicher Programmierbare Steuerung) sowie Fragmente der Steuergerätesoftware des Getriebes werden ebenfalls abgebildet. Das entwickelte System kann mit einem Hardware in the Loop Prüfstand verglichen werden. Die Prüfautomatisierung und die Prüfprogramme werden auf der Zielhardware ausgeführt und sind das Testobjekt. Der virtuelle Getriebeprüfstand hat auch Gemeinsamkeiten mit Software in the Loop Systemen, da Teile der Steuergerätesoftware und der Prüfstandssteuerung simuliert werden.

ISBN 978-3-7983-2951-5 (print)
ISBN 978-3-7983-2952-2 (online)



ISBN 978-3-7983-2951-5



<http://verlag.tu-berlin.de>