

Modellbildung und Parameteridentifikation für die Wandfilmdynamik eines Otto-Motors

ABHANDLUNG
zu Erlangung des Titels

DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN
der
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

vorgelegt von

Michael Richard Simons

Dipl. Masch. Ing. ETH
geboren am 4. August 1969
von Österreich

Angenommen im Auftrag von

Prof. H.P. Geering, Referent
Prof. L. Guzzella, Korreferent

2001

Vorwort

Diese Arbeit entstand am Institut für Mess- und Regeltechnik der ETH Zürich und ist ein Beitrag zur Verbesserung der Instationärsteuerung eines Ottomotors.

An dieser Stelle möchte ich mich für das entgegengebrachte Vertrauen und die grosszügige Unterstützung bei Prof. Dr. H. P. Geering herzlich bedanken. Prof. Dr. L. Guzzella danke ich für die Übernahme des Korreferates und die Denkanstösse zu Beginn der Arbeit.

Bei allen Belangen im Zusammenhang mit dem Prüfstand und der Anwendung der Methoden auf den Verbrennungsmotor hat mir Dr. C. Onder stets weitergeholfen und wichtige Anregungen gegeben. Grosse Unterstützung habe ich von Dr. E. Shafai erhalten, besonders bezüglich der Theorie der Systemidentifikation. Ein wichtiger Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit war die sehr gute Zusammenarbeit mit M. Locatelli bei der Modellierung. Eine tatkräftige Unterstützung in allen handwerklichen Belangen habe ich O. Brachs, H. U. Honegger und H. Schmid zu verdanken. Viele organisatorischen Arbeiten am Institut haben mir in dankenswerter Weise R. Rohrbach und G. Bammatter abgenommen.

Grosser Dank gilt allen Institutsangehörigen und ehemaligen Kollegen für den inspirierenden Gedankenaustausch bei fachlichen und anderen Themen. Besonders erwähnen möchte ich dabei: T. Auckenthaler, E. Baumann, R. Cirillo, Dr. C. Cuéllar, C. Eck, Dr. A. Handy, Dr. M. Kottmann, Dr. C. Roduner, O. Tanner, R. Wimmer, Dr. M. Zhang und D. Zogg.

Kurzfassung

Motorsteuerungen für Automotoren weisen eine immer grösser werdende Komplexität auf. Die Ursache dafür liegt in den steigenden Anforderungen bezüglich zukünftiger Emissionsvorschriften und in der Integration neuer Funktionen. Dies führt zu dem Bedürfnis, den Aufwand für die Applikation einer Funktion der Motorsteuerung an einem neuen Motor möglichst klein zu halten. Zur Lösung dieser Problemstellung eignen sich besonders Steuerungs- und Regelungskonzepte, welche auf physikalischen Modellen beruhen.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Modellierung der Wandfilmdynamik bei Benzinmotoren mit sequentieller Saugrohreinspritzung. Die Wandfilmdynamik, darunter versteht man die Speicherung und die Verdampfung von Benzin im Saugrohr, ist ein wesentliches Element der gesamten Gemischbildungsdynamik. Der Ausgangspunkt zu dieser Untersuchung bildet die Betrachtungsweise des Regeltechnikers und es ist das Ziel dieser Arbeit ein Wandfilmmodell zu finden, auf dessen Basis eine Kompensation in einem Motorsteuergerät realisiert werden kann. Daraus ergeben sich auf der einen Seite Anforderungen an das zu konstruierende Modell, welche mit ‘einfacher Struktur’ und mit ‘günstiger Parametrierung’ beschrieben werden können. Auf der anderen Seite muss das Modell auch das dynamische Verhalten bei einer extrem transienten Betriebsweise des Motors, wie z.B. bei einer radikalen Änderung der Luftfüllung, wiedergeben können.

Objekt der Untersuchungen ist ein einzelner Zylinder eines Vierzylindermotors. Um bei bekannter Luftfüllung auf die Benzinmasse in diesem Zylinder schliessen zu können, wird eine konti-

nuierliche λ -Sonde verwendet, welche unmittelbar nach dem Auslassventil in den Abgaskrümmer eingebaut ist. Dieses Sensorsignal wird mit einem neuen Modell für die Abgasdynamik, welches mit Hilfe eines hochdynamischen *NO*-Sensors identifiziert wird, kompensiert.

Die Modellstruktur der Wandfilmdynamik wird ermittelt anhand von Frequenzgangmessungen, welche mittels Kraftstoffanregung in einem festen Betriebspunkt durchgeführt werden. Als Ergebnis dieser Messungen ergeben sich nichtparameterische Modelle (gemessene Übertragungsfunktionen) für das Kleinsignalverhalten. Die Auswertung für eine grosse Anzahl von Betriebspunkten ergibt, dass das gemessene Verhalten durch ein Modell 1. Ordnung gut approximiert werden kann. Probleme treten lediglich bei sehr tiefen Luftfüllungen auf. Die Verwendung eines Modells 2. Ordnung kann nicht gerechtfertigt werden, da die erzielten Verbesserungen nur marginal sind und zusätzliche Probleme bezüglich der Identifizierbarkeit auftreten. Eine Optimierung der Modellparameter führt dann zu einer Menge von parametrischen Modellen.

Aus dieser Menge von lokalen, betriebspunktabhängigen Modellen, welche das Kleinsignalverhalten bei einer Kraftstoffanregung beschreiben, wird in einem nächsten Schritt ein globales Modell hergeleitet, welches auch das Verhalten bei einer Änderung des Betriebspunkts beschreibt. Der Ansatz für dieses globale Modell ist so gewählt, dass die Linearisierung des globalen Modells wieder auf das entsprechende lokale Modell führt. Die Validierung des Modells erfolgt anhand von transienten Versuchen an einem dynamischen Motorenprüfstand.

Zur Konstruktion des globale Modells werden die Parameter der lokalen Modelle benötigt. Die Bestimmung dieser Parameter mit Hilfe von Frequenzgangmessungen ist jedoch relativ zeitaufwendig. Aus diesem Grunde werden noch Verfahren zur parametrischen Identifikation untersucht. Verschiedene Ansätze auf der Basis des erweiterten Kalman Filters und der Prediction Error Methode werden diskutiert.

Abstract

Engine control units for automotive engines are featuring a growing complexity. This is due to higher demands because of upcoming emission regulations and because of the integration of new functions. There is a demand for model-based control strategies to better control the efforts related to the calibration of a specific engine.

The topic of this thesis is the modelling of the wall-wetting dynamics for a sequential injection spark ignition engine. These dynamics, which are due to the storage and the evaporation of fuel in the intake manifold, have a significant influence on the mixture formulation. The view-point of a control engineer defines the starting point of this investigation, which is aimed at constructing a wall-wetting model for use in the design of a compensator. So on the one hand there is the demand for a model with a simple structure and an appropriate parametrization. On the other hand the model has to be capable of reproducing the behaviour of the engine during transient operation such as a radical change of the air mass flow.

The investigations have been conducted on a single cylinder of a four-cylinder engine. In order to estimate the fuel mass within the cylinder at a known air mass flow, a continuous air/fuel ratio meter has been used, which is mounted directly after the exhaust valve. The signal of this sensor is then being corrected with a model for the exhaust gas dynamics. Because of this a new model for the exhaust gas dynamics has been developed and identified with the help of a very fast *NO* measurement device.

The model structure of the wall-wetting dynamics is evaluated at a constant operating point (constant air mass flow) from fre-

quency response measurements with the excitation of the amount of fuel injected. As a result of these measurements a set of non-parametric models for the local (small signal) transfer function emerges. The evaluation for all measured operating points leads to the conclusion that a first order model is a good approximation. However, some problems remain for operating points at low loads. The use of a second-order model cannot be justified, because only small improvements are gained at the cost of problems regarding the identifiability.

At this point of the investigation we have a set of local transfer functions, which characterize the input/output behavior for a small excitation of the amount of fuel injected. From this a new global model is derived, which also characterizes the input/output behaviour during a change of the operating point. This global model is constructed in such a way that the linearization of the global model results in the corresponding local model. The validation of the global model has been carried out on a dynamic engine test bench with transient experiments.

In order to construct the global model the parameters from the local models are needed. However, the identification of these parameters with the help of frequency response measurements is a very time consuming task. For this reason parametric identification methods are being investigated. Various approaches, which are based on the extended Kalman filter and on the Prediction Error Method, are discussed.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	20
1.1	Problembeschreibung und Motivation	20
1.2	Abgrenzung und Lösungsansatz	21
1.3	Bemerkung zur Notation	25
2	Experimentelle Rahmenbedingungen	26
2.1	Versuchsanlage	26
2.2	Sensorik	29
2.2.1	Luftdurchflussmesser	29
2.2.2	λ -Sensor	30
2.2.3	<i>NO</i> -Sensor	32
3	Schätzung der Benzinmasse im Zylinder	34
3.1	Allgemeines	34
3.1.1	Auswahl der Methode	34
3.1.2	Beschreibung der Methode	35
3.2	Dynamik der Gasmischung im Abgasstrang	36
3.2.1	Vorgehensweise	36
3.2.2	Modellierung	38
3.2.3	Implementierung der Simulation	44
3.2.4	Parameteridentifikation	47
3.3	Luftfülldynamik	53
3.3.1	Problemstellung	53
3.3.2	Diskreter Modellansatz	54
3.3.3	Kontinuierlicher Modellansatz	57

4	Lokale Modellierung der Wandfilmdynamik	59
4.1	Allgemeines	59
4.1.1	Problemstellung	59
4.1.2	Abgrenzung	60
4.1.3	Lösungsansätze	61
4.1.4	Vorgehen	62
4.1.5	Spezielle Nomenklatur	62
4.2	Modellansätze	63
4.2.1	Grundsätzliche Betrachtungen	63
4.2.2	Grundstrukturen	65
4.3	Transformationen zwischen den Modellstrukturen .	72
4.3.1	Modell 1. Ordnung mit Rückströmung vs. Modell 2. Ordnung	72
4.3.2	Modell 2. Ordnung mit Massenaustausch vs. Modell 2. Ordnung	73
4.3.3	Konsequenz	79
4.4	Messungen und Identifikation	79
4.4.1	Frequenzgangmessung	79
4.4.2	Identifikationsmethode	85
4.4.3	Resultate	89
5	Globale Modellierung des Wandfilms	92
5.1	Problemstellung	92
5.2	Globales Modell	93
5.2.1	Abgrenzung	93
5.2.2	Annahmen und Anforderungen an das glo- bale Modell	94
5.2.3	Herleitung der Modellstruktur	95
5.2.4	Bestimmung der Nominalfunktionen	100
5.2.5	Bemerkungen zum globalen Modell	104
5.2.6	Koordinatentransformation	109
5.3	Resultate	112
5.3.1	Nominalfunktionen	112
5.3.2	Beschreibung der Experimente	120
5.3.3	Experimente mit radikaler Laständerung . .	123

5.3.4	Experimente mit variabler Last und variabler Drehzahl	142
5.3.5	Analyse der transienten Messungen	149
6	Parametrische Identifikation	150
6.1	Allgemeines	150
6.1.1	Problemstellung und Lösungsansatz	150
6.1.2	Grundlegende Konzepte	152
6.1.3	Übergang zu zeitvariablen Parametern	156
6.2	Definition der Modellstruktur	159
6.2.1	Gesamtmodell des Kraftstoffpfads	160
6.2.2	Fehlermodell	162
6.3	Das erweiterte Kalman-Filter als Parameterschätzer	165
6.3.1	Klassischer Ansatz	166
6.3.2	Innovationsdarstellung	169
6.4	Rekursive Prediction Error Method (PEM)	171
6.4.1	Herleitung und Eigenschaften	171
6.4.2	Anwendung auf die Innovationsdarstellung	175
6.5	Identifikation des Kraftstoffpfads	177
6.5.1	Auswahl des Algorithmus	177
6.5.2	Spezifikation der verbleibenden Freiheitsgrade	178
6.5.3	Diskussion der Resultate	184
7	Zusammenfassung und Ausblick	187
A	Appendix	189
A.1	Frequenzgangmessungen mit Spritanregung	189
A.1.1	Modell 1. Ordnung: identifizierte Parameter	189
A.1.2	Modell 1. Ordnung: Frequenzgang	195
A.1.3	Modell 2. Ordnung: identifizierte Parameter	205
A.1.4	Modell 2. Ordnung: Frequenzgang	211
A.2	Frequenzgangmessungen mit Zündanregung	221
A.3	Realisierung des Identifikationsalgorithmus	231
	Literaturverzeichnis	238

Symbolverzeichnis

Allgemeine Symbole

Δ	Abweichung vom Betriebspunkt
Ω	Nyquist-Frequenz
ω	Kreisfrequenz
θ	Parametervektor
A	Systemmatrix der zeitdiskreten Differenzgleichung
A_c	Systemmatrix einer zeitkontinuierlichen Differentialgleichung
B	Systemmatrix der zeitdiskreten Differenzgleichung
B_c	Systemmatrix einer zeitkontinuierlichen Differentialgleichung
C	Systemmatrix der zeitdiskreten Differenzgleichung
D	Systemmatrix der zeitdiskreten Differenzgleichung
T_{zyl}	Zeitdauer eines Arbeitsspiels
j	$\sqrt{-1}$
q^{-1}	Backshiftoperator
s	unabhängige Variable der Laplace-Transformation
t	kontinuierliche Zeit
t	diskrete Zeit

$\mathbf{u}(t)$	zeitkontinuierlicher Systemeingangsvektor
$u(t)$	zeitdiskreter Systemeingangsvektor
$\mathbf{x}(t)$	zeitkontinuierlicher Zustandvektor
$x(t)$	zeitdiskreter Zustandssvektor
$\mathbf{y}(t)$	zeitkontinuierlicher Ausgangsvektor
$y(t)$	zeitdiskreter Ausgangsvektor
z	unabhängige Variable der \mathcal{Z} -Transformation

Symbole für die Modellierung (Kapitel 2-5)

α	Hilfsvariable bei der Saugrohrmodellierung
$\alpha_{ZW}(t)$	zeitdiskretes Signal für den Zündwinkel
$\alpha_{ZW}^H(t)$	zeitkontinuierliches Signal für den Zündwinkel
β	Hilfsvariable bei der Saugrohrmodellierung
χ	inverses Luftverhältnis
γ	Hilfsvariable bei der Saugrohrmodellierung
λ	Luftverhältnis
λ_{in}	Luftverhältnis des Gemisches, das in den Zylinder eintritt
λ_{mi}	Luftverhältnis in V_{mi}
λ_{out}	Luftverhältnis des Gemisches, das aus dem Zylinder austritt
λ_{zyl}	mittleres Luftverhältnis des Gemisches (Frischgas und Inertgas) im Zylinder
ϕ	Kurbelwellenwinkel
ρ_{Luft}	Dichte der Luft

σ_0	Stöchiometriefaktor
τ	Zeitkonstante
τ_{LSU}	Zeitkonstante der λ -Sonde
τ_{mi}	Zeitkonstante der Gasmischung
χ_{in}	inverses Luftverhältnis, das in den Zylinder eintritt
χ_{mess}	inverses Luftverhältnis, das mit der λ -Sonde gemessen wird
$A1$	Anteil, der auf dem Wandfilm #1 liegen bleibt
$A1i$	Parameter für die Inversion der Wandfilmdynamik
$A1o$	Parameter für das Modell ohne Massenaustausch
$A1r$	Parameter für das Modell mit Rückströmung
$A2$	Anteil, der auf dem Wandfilm #2 liegen bleibt
$A2o$	Parameter für das Modell ohne Massenaustausch
A_T	Parameter für das Abgasmodell
$B1$	Anteil, der auf den Wandfilm #1 geht
$B1i$	Parameter für die Inversion der Wandfilmdynamik
$B1o$	Parameter für das Modell ohne Massenaustausch
$B1r$	Parameter für das Modell mit Rückströmung
$B2$	Anteil, der auf den Wandfilm #2 geht
$B2o$	Parameter für das Modell ohne Massenaustausch
B_0	Parameter für das Abgasmodell
B_1	Parameter für das Abgasmodell

$C_{NO}(t)$	NO -Konzentration vor dem NO -Sensor
$\hat{C}_{NO}(t)$	gemessene NO -Konzentration
C_r	Restgasanteil
CA	Faktor für den Massenaustausch
C_f	Anteil, der in das Saugrohr zurückfließt
E	Diagonalmatrix
E_1	Eigenwert
E_2	Eigenwert
E_T	Parameter für das Abgasmodell
G_{fit}	gefitteter Frequenzgang
G_{LSU}	Übertragungsfunktion für die Dynamik der λ -Sonde
G_{mess}	gemessener Frequenzgang
G_{mi}	Übertragungsfunktion für die Dynamik der Gasmischung
G_{NO}	Übertragungsfunktion für die Dynamik des NO -Messgerätes
G_{rg}	Übertragungsfunktion für die Restgasdynamik
G_{tr}	Übertragungsfunktion für die Transporttzeit
G_{WF}	Übertragungsfunktion der Wandfilmdynamik
G_{WFe}	Übertragungsfunktion der Wandfilmdynamik, mit einer Totzeit erweitert
H	Halteglied
K_F	Korrekturfaktor zur Berechnung der Luftfüllung

L_{ml}	Güteindex für die Parameteroptimierung für mehrere Betriebspunkte
L_{ml}	Güteindex für die Parameteroptimierung in einem festen Betriebspunkt
M	Mittelpunkt des Mohrschen Kreises
N	Nennerpolynom
N_o	Nennerpolynom für das Modell 2. Ordnung ohne Massenaustausch
N_r	Nennerpolynom für das Modell mit Rückströmung
P_1	Punkt auf dem Mohrschen Kreis
P_2	Punkt auf dem Mohrschen Kreis
R	spezifische Gaskonstante der Luft
R_{abg}	spezifische Gaskonstante des Abgases
T_{abg}	Temperatur des Abgases
T_{corr}	zusätzliche Totzeit
T_s	Lufttemperatur im Saugrohr
T_{tr}	Transporttotzeit
T_x	Transformationsmatrix
V	Matrix der Eigenvektoren
V_H	Hubvolumen
V_{mi}	Gasvolumen, in dem sich das Abgas mischt
V_s	Saugrohrvolumen
V_{tr}	Volumen für die Transporttotzeit

Z	Zählerpolynom
Z_o	Zählerpolynom für das Modell 2. Ordnung ohne Massenaustausch
Z_r	Zählerpolynom für das Modell mit Rückströmung
c	Aufteilungsfaktor
f_{anr}	Anregungssignal
$fA1$	absoluter Anteil der Benzinmasse auf dem Wandfilm, der liegenbleibt
$fA1_n$	der nominelle (dem Betriebspunkt entsprechende) Wert von $fA1$
$fB1$	absoluter Anteil der eingespritzten Benzinmasse, der an den Wandfilm angelagert wird
$fB1_n$	der nominelle (dem Betriebspunkt entsprechende) Wert von $fB1$
g_L	Einheit der Benzinmasse, ausgedrückt in äquivalenter stöchiometrischer Luftmasse
k	Verstärkungsfaktor
k_{anr}	Anregungsamplitude
k_v	Durchflusskonstante des Einspritzventils
m_{mi}	Masse des in V_{mi} enthaltenen Gases
m_{tr}	Masse der pro Arbeitsspiel transportierten Abgase
\dot{m}_{tr}^*	Abgasmassendurchfluss
mb	Benzinmasse
mb_e	Benzinmasse, die der Verdampfung zugeführt wird

mb_{ein} Benzinmasse, die eingespritzt wird
 mb_{in} Benzinmasse, die in den Zylinder eintritt
 mb_{nom} nominelle Benzinmasse
 mb_{out} Benzinmasse, die den Zylinder verlässt
 mb_v Benzinmasse, die verdampft
 mb_{zyl} Benzinmasse im Zylinder
 mbn_{ein} die nominelle (dem Betriebspunkt entsprechende) eingespritzte Benzinmasse
 ml Luftmasse; Luftmasse, die in den Zylinder eintritt
 ml_{out} Luftmasse, die den Zylinder verlässt
 ml_{zu} Luftmasse, die pro Segment ins Saugrohr strömt
 $\dot{m}l_{zu}^*$ Luftmassenstrom ins Saugrohr
 ml_{zyl} Luftmasse (Frischgas und Inertgas) im Zylinder
 $\dot{m}l^*$ Luftmasse pro Zeiteinheit
 $\dot{m}l^*$ Luftmasse pro Winkeleinheit
 mv_{nom} nominell verdampfende Benzinmasse
 $mw1$ Benzinmasse, die im Wandfilm #1 gespeichert ist
 $mw1n$ die nominelle (dem Betriebspunkt entsprechende) Benzinmasse auf dem Wandfilm
 $mw2$ Benzinmasse, die im Wandfilm #2 gespeichert ist
 n Drehzahl (U/min)
 n_{zyl} Anzahl Zylinder

p_{abg}	Abgasdruck im Auspuffkrümmer
p_s	Saugrohrdruck
p_u	Umgebungsdruck
s_f	proportionaler Füllparameter
t_{batt}	Öffnungsdauer des Einspritzventils
t_i	Einspritzdauer
u_{mi}	Eingangsgrösse für die Abgasmischdynamik
x_{mi}	Zustandsvariable für die Abgasmischdynamik
y_f	konstanter Füllparameter

Symbole für Kapitel 6

\mathcal{H}	experimentelle Rahmenbedingungen
\mathcal{I}	Identifikationsverfahren
\mathcal{M}	Modellstruktur
\mathcal{S}	System
Λ	Autokovarianzmatrix
Θ	Parametervektor für ein Hypermodell
δ	Kronecker-Delta
ϵ	Prädiktionsfehler
γ	Schrittweite des Identifikationsalgorithmus
λ	Vergissfaktor
ψ	Gradient des geschätzten Ausgangsvektors

φ	Regressionsvektor
A_h	Systemmatrix für das Hypermodell
A_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
B_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
C_h	Ausgangsmatrix für das Hypermodell
C_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
D_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
E	Erwartungswertoperator
F	Matrix der Ableitung des erweiterten Zustandsvektors
H	Matrix der Ableitung der Ausgangsgröße
K	Filterverstärkungsmatrix für die Zustandsschätzung
K_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus (siehe K)
L	Filterverstärkungsmatrix für die Parameterschätzung
M_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
N	Filterverstärkungsmatrix des EKF
P	Kovarianzmatrix
P_1	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
P_2	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
P_3	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
P_h	Kovarianzmatrix für das Hypermodell
Q_r	Autokovarianzmatrix

Q_v	Autokovarianzmatrix
Q_{vr}	Kreuzkovarianzmatrix
R	Approximation der Hesse-Matrix
R_h	Autokovarianzmatrix
S_t	Matrix für den Identifikationsalgorithmus
V	allgemeines Gütekriterium für PEM
V_t	Gütekriterium mit Vergissfaktor für PEM
W	Gradient des Zustandsvektors
e	Innovation
e	Messrauschen
f	Funktion für den Update der Zustandsgleichung
h	Funktion für zur Berechnung der Ausgangsgröße
r	Messrauschen
r_h	Autokovarianzmatrix
v	Systemrauschen
z	erweiterter Zustandsvektor

1 Einleitung

1.1 Problembeschreibung und Motivation

Steigende Anforderungen bezüglich der Emissionsgrenzwerte und die Integration neuer Funktionalitäten in immer kürzer Zeit stellen Randbedingungen für die Entwicklung von Automotoren dar. Dies bedingt eine zunehmende Komplexität der Motorsteuersysteme und somit den Einsatz von automatisierbaren (modellbasierten) Applikationen. Bei Otto-Motoren ist die Gemischbildung von zentraler Bedeutung für Fahrverhalten und Schadstoffemissionen. Steuerungs- und Regelstrategien stellen eine wichtige Möglichkeit zur Beeinflussung der Gemischbildung dar.

Um ein gewünschtes Luftverhältnis bei Otto-Motoren mit Saugrohreinjection einzustellen, werden in einem Motorsteuergerät verschiedene Phänomene der Gemischbildung kompensiert. Dabei handelt es sich im wesentlichen um die Luftfülldynamik des Saugrohrs, um den totzeitbedingten Phasenfehler zwischen Luft- und Kraftstoffpfad sowie um die Wandfilmdynamik. Die direkte Kompensation dieser Effekte wird durch eine Regelung gestützt, welche auf eine Messung des Luftverhältnisses λ im Abgas zurückgreift. Sie kann jedoch nicht durch die Regelung ersetzt werden, da diese aufgrund von systembedingten Totzeiten eine zu tiefe Bandbreite aufweist. Eine ungenügende Kompensation dieser Phänomene führt zu einer drastischen Verschlechterung bezüglich der Fahrbarkeit und den Schadstoffemissionen.

Dabei stellt speziell die Kompensation der Wandfilmdynamik ein sehr komplexes Problem dar. Eine Einspritzung von Benzin ins Saugrohr bewirkt, dass sich ein Teil des Kraftstoffs an Saug-

rohrwand und Ventilteller in flüssiger Form (Wandfilm) anlagert und dann von dort im Laufe der Zeit verdampft. Bei stationärem Betrieb des Motors sammelt sich eine konstante Kraftstoffmenge an und es stellt sich ein Gleichgewicht zwischen Anlagerung und Verdampfung ein. Sobald es dann zu einer instationären Betriebsweise (z.B. Erhöhung der Luftfüllung beim Beschleunigen) kommt, wird dieses Gleichgewicht gestört und es bedarf einer dynamischen Korrektur der Kraftstoffzumessung.

Da die Verdampfungsrate, die Anlagerungsrate und der Gleichgewichtszustand stark vom Betriebspunkt abhängen, ist die Applikation einer Wandfilmkompensation aufwendig. Somit besteht das Bedürfnis, die Applikation der Kompensation weitgehend zu automatisieren. Um diese Aufgabenstellungen systematisch angehen zu können, wird ein physikalisches Modell für die Wandfilmdynamik benötigt. Dieses Modell sollte zum einen möglichst einfach sein, da dies die Identifikation der Modellparameter erleichtert und einen modellbasierten Kompensator vereinfacht (Rechenzeit!), und zum anderen das wesentliche Verhalten auch bei stark transients Betriebsweise wiedergeben. Weitere Komplikationen können sich aus Wechselwirkungen mit anderen Funktionen der Motorsteuerung, wie z.B. der Schubabschaltung, ergeben. Das gesuchte Modell sollte daher auch Möglichkeiten für die Integration dieser Funktionen aufweisen.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein Modell im obigen Sinne herzustellen und Möglichkeiten zur Identifikation der Modellparameter aufzuzeigen. Des weiteren sollen daraus auch Hinweise für die Strukturierung, Parametrierung und Optimierung eines Kompensators hervorgehen.

1.2 Abgrenzung und Lösungsansatz

Die Untersuchungen werden eingeschränkt auf die Wandfilmdynamik für einen einzelnen Zylinder eines Otto-Motors mit sequentieller Saugrohreinspritzung. Der Schwerpunkt der Untersuchungen

bilden die Struktur der Wandfilmdynamik und das Verhalten bei instationärem Betrieb. Auf die Warmlaufphase wird nicht speziell eingegangen, es besteht jedoch Grund zur Annahme (siehe [33]), dass die gefundenen Resultate auch auf die Warmlaufphase übertragen werden können.

Ein Ausgangspunkt bildet der bekannte Modellansatz von Aquino (siehe [1]), welcher jedoch die Wandfilmdynamik für einen Motor mit zentraler Einspritzung beschreibt. Dieser Ansatz wird auch auf Motoren mit sequentieller Einspritzung übertragen, wie z.B. in [38], [39], [31] oder [32]. Ein gemeinsames Merkmal dieser Ansätze ist es, dass sie wohl die Wandfilmdynamik in Form einer Differenzen- oder Differenzialgleichung beschreiben, jedoch nicht speziell auf die Absolutmasse des Wandfilms bei Gleichgewichtsbedingungen eingehen. Eine Untersuchung, welche im besonderen Masse Aufschluss über die absolute Wandfilmmasse gibt, findet sich in [12] bzw. [13] und [14]. Der dort verwendete Ansatz ist jedoch von erheblichem Aufwand (Indiziermessungen) und nicht direkt in einen Kompensationsalgorithmus umsetzbar.

Die Herleitung für das hier vorgeschlagene Modell erfolgt aus der Sicht des Regeltechnikers. Dies bedeutet, dass ein Schwerpunkt der Untersuchungen die Struktur des Modells betrifft, wobei diese möglichst einfach, aber genügend genau, sein sollte. Im Hinblick auf die Realisierung wird der Prozess von Anfang an diskret modelliert. In der Struktur kommen vorallem die grundlegenden Eigenschaften, wie z.B. die Massenerhaltung, zum Ausdruck. Die Bestimmung der Parameter (Koeffizienten der Differenzgleichung) erfolgt mittels Identifikation, eine Modellierung der Parameter selbst wird nicht in Betracht gezogen.

Der hier verfolgte Ansatz kann als eine Erweiterung der in [32], [33] und [34] besprochenen Modelle verstanden werden. Diese Modelle beschreiben das Verhalten der Wandfilmdynamik in einem stationären Betriebspunkt für eine kleine Anregung der eingespritzten Benzinmenge. Solch ein ‘lokales’ Modell kann somit als die Linearisierung eines ‘globalen’ Modells aufgefasst werden. Ein neuer und sehr wesentlicher Aspekt des hier verfolgten Ansatzes ist

die *Rekonstruktion* dieses globalen Modells aus einer Menge (Familie) von lokalen, durch den Betriebspunkt parametrisierten, Modellen. In der Struktur des neu gefundenen globalen Modells wird dann auch der Einfluss des Betriebspunkts, wie z.B. bei einer Änderung der Luftfüllung, mitberücksichtigt. Dies geschieht durch die Berücksichtigung der Gleichgewichtszustände der Wandfilmmasse, welche von der Rekonstruktion her bekannt sind. Die Berücksichtigung einer Variation der Luftfüllung könnte z.B. auch auf dem in [38] beschriebenen Modell basieren. Dieses Modell entspricht jedoch eher einem lokalen Modell, wobei eine kombinierte Kraftstoff-Luftanregung zur Identifikation verwendet wird. Ein Übergang auf den gesamten Betriebsbereich kann bei diesem Ansatz durch eine Interpolation der Parameter (Gain-Scheduling) erfolgen, allerdings werden dann die Gleichgewichtszustände der Wandfilmmasse nicht berücksichtigt. Dieser Weg entspricht einer Approximation des hier neu vorgeschlagenen Ansatzes.

Ein interessanter Aspekt ergibt sich daraus, dass mit der Einführung der Gleichgewichtszustände auch ein Unterbruch der Kraftstoffzufuhr (Schubabschaltung) und das Wiedereinsetzen berücksichtigt werden können. Dieser Punkt wird jedoch hier nicht weiter untersucht.

Wie bei den meisten vorangegangenen Ansätzen basieren auch hier die Untersuchungen der Wandfilmdynamik auf einer Messung des Luftverhältnisses λ im Abgas. Eine Abgrenzung ergibt sich an dieser Stelle jedoch aus der vergleichsweise sehr genauen Berücksichtigung der Abgasdynamik.

Ablauf der Untersuchungen

Kapitel 2 Eine konsequente Synchronisation aller relevanten Signale, welche bei früheren Untersuchungen (z.B. [34]) noch nicht angewandt wurde, bildet die Grundlage für die nachfolgenden Untersuchungen.

Kapitel 3 Die Modellierung von Saugrohrdynamik und Abgasdy-

namik ist von fundamentaler Bedeutung für die Isolierung der Wandfilmdynamik aus der Messkette. Das Modell für die Saugrohrdynamik ist im wesentlichen bekannt, eine etwas neuere Interpretation zeigt jedoch noch Verbesserungsmöglichkeiten auf. Als Konsequenz der exakten Synchronisation lässt sich die Abgasdynamik nun präziser ausmessen und somit kann hier ein detailliertes Modell angesetzt werden.

Kapitel 4 Der nächste Schritt besteht in der Untersuchung der Wandfilmdynamik in einem festen Betriebspunkt bei Anregung der Einspritzdauer. Dazu werden die bekannten Ansätze entsprechend der hier getroffenen Abgrenzungen neu formuliert. Es wird dann gezeigt, wie die unterschiedlichen Ansätze höherer Ordnung teilweise ineinander übergeführt werden können. Daraus ergeben sich Vereinfachungen für das weitere Vorgehen indem die Untersuchungen auf zwei Modellansätze eingeschränkt werden können. Mit der Hilfe von Frequenzgangmessungen in verschiedenen Betriebspunkten werden die Modellparameter identifiziert und die Qualität der Modellansätze beurteilt. Als Ergebnis dieser Untersuchungen folgt, dass bei der hier vorgenommenen Systemabgrenzung die wesentlichen Effekte der Wandfilmdynamik durch ein Modell 1. Ordnung beschrieben werden können. Um Modelle höherer Ordnung in Betracht zu ziehen, müssten zuerst Saugrohr- und Abgasdynamik noch genauer modelliert werden.

Kapitel 5 Als ein Resultat der vorangegangenen Untersuchungen liegen die Parameter in Funktion des Betriebspunkts für ein lokales Wandfilmmodell 1. Ordnung vor. Daraus wird unter Einbeziehung einiger grundlegender Überlegungen das globale Modell für den gesamten Betriebsbereich rekonstruiert. Verschiedene strukturelle Eigenschaften dieses neuen Modellansatzes, wie z.B. der Einfluss unterschiedlicher Anregungen oder die Übertragbarkeit auf Ansätze höherer Ordnung, wer-

den diskutiert. Ein Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Verhalten erfolgt für radikale Änderungen des Betriebspunkts.

Kapitel 6 An dieser Stelle werden Methode zur parametrischen on-line Identifikation der lokalen Modellparameter betrachtet, da diese eine Alternative zu den zeitaufwendigen Frequenzgangmessungen darstellen. Die Art und Weise, wie und unter welchen Randbedingungen die aus der Theorie bekannten Methoden angewendet werden können, bildet dabei ein Schwerpunkt der Untersuchungen. Anhand von einem Beispiel mit Messdaten werden die zur Verfügung stehenden Einflussfaktoren aufgezeigt. Aus diesen Betrachtungen ergeben sich Empfehlungen für die Weiterentwicklung und Anwendung dieses Ansatzes.

1.3 Bemerkung zur Notation

Bei einem Grossteil der Modellierung sowie bei den parametrischen Identifikationsverfahren kommen zeitdiskrete Formulierungen zum Einsatz. Im Sinne einer einheitlichen Notation bezeichnet daher die Variable ‘ t ’, wobei ‘ $t \in \mathbf{N}$ ’ gilt, einen diskreten Zeitpunkt. Die Abtastrate entspricht dabei der Dauer eines Arbeitsspiels, also 2 Kurbelwellenumdrehungen. Eine Ausnahme stellt das Saugrohrmodell dar, wo die Abtastung im Segmenttakt ($\frac{1}{2}$ Umdrehung bei einem 4-Zylinder-Motor) erfolgt. Zur Abgrenzung wird ‘ t ’ als kontinuierliche Variable für die Zeit verwendet.

2 Experimentelle Rahmenbedingungen

2.1 Versuchsanlage

Alle Experimente wurden am dynamischen Motorenprüfstand des Institutes für Mess- und Regeltechnik mit einem BMW M42 Motor durchgeführt (siehe Abbildung 2.1). Die Motorsteuerung erfolgt durch ein HP 1000 Prozessrechnersystem, welches die Signale für die Einspritzung und die Zündung berechnet und an eine speziellen IC, den sogenannten 'ICX', übergibt. Die Aufgabe des ICX ist es, diese Signal mit dem Motor zu synchronisieren und die entsprechenden Endstufen anzusteuern (siehe z.B. [38] und die Referenzen darin).

Zylinderindividuelle Synchronisation der Datenverarbeitung

Da die Untersuchungen auf einen einzelnen Zylinder beschränkt werden, ist es von Vorteil den HP 1000 mit dem Motor vollständig zu synchronisieren. Dies ist möglich, wenn mit dem HP 1000 Rechner, welcher mit dem Segmenttakt getriggert wird, noch ein zusätzliches Synchronisationssignal erhält. Die Aufgabe dieses Synchronisationssignals ist es, dem Prozessrechner mitzuteilen an welcher Stelle sich der zu untersuchende Zylinder befindet.

Mit Hilfe dieser Synchronisation ist dann exakt definiert, welche Ansteuerungssignale effektiv vom ICX an die Endstufen gesandt werden. Für die Untersuchung der Wandfilmdynamik wird Zylinder 4 herangezogen. Die Synchronisation ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

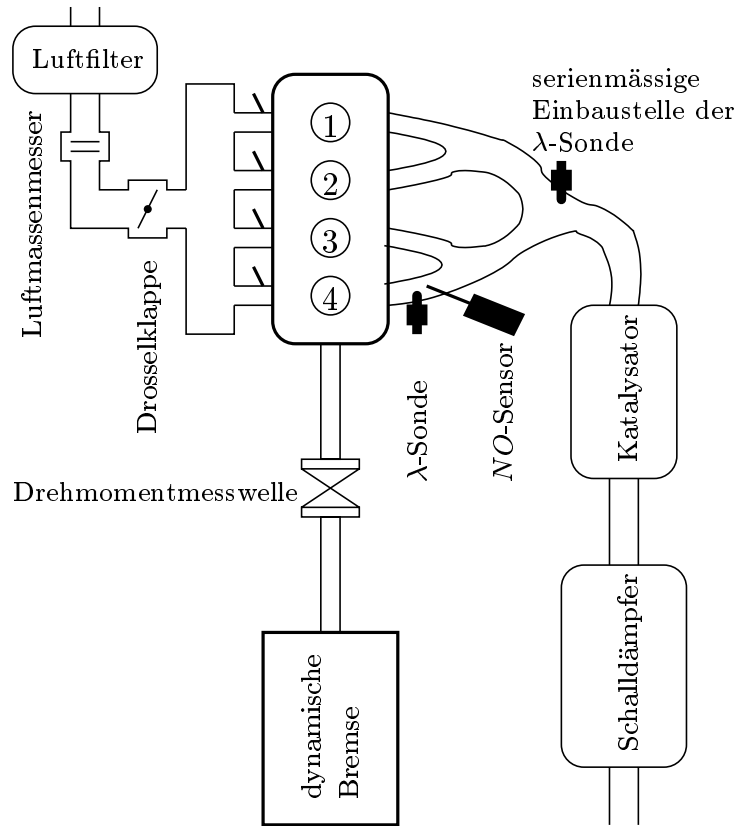


Abbildung 2.1: Schema der Versuchsanlage

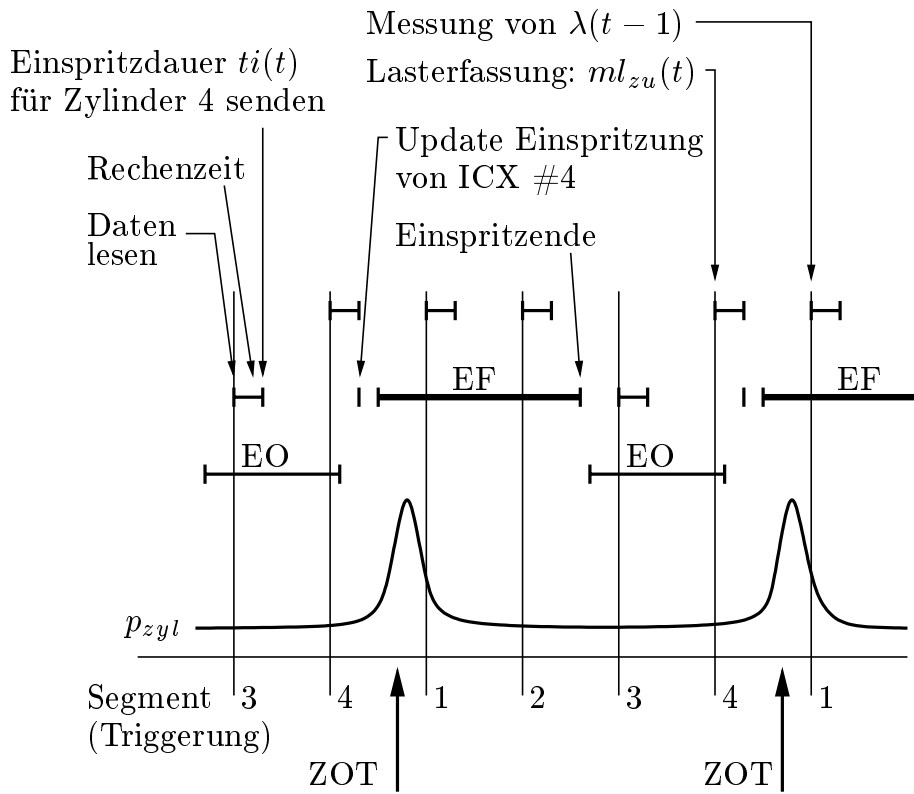


Abbildung 2.2: Synchronisationsdiagramm für Zylinder 4

2.2 Sensorik

2.2.1 Luftdurchflussmesser

Eine zentrale Bedeutung kommt der Erfassung der Frischluftmasse im Zylinder zu, da darauf die Berechnung der Einspritzdauer basiert. Am Originalmotor (BMW M42) dient als Sensor eine bewegliche Stauklappe (Volumendurchflussmessung), welche jedoch aufgrund ihrer mechanischen Trägheit nur über eingeschränkte Bandbreite verfügt. Am Prüfstand wird ein Hitzedrahtluftmassenmesser (Massendurchflussmessung, BOSCH HLM) eingesetzt, welcher auch noch Durchflussänderungen im Millisekundenbereich folgen kann.

Funktionsprinzip

Bei der Hitzdrahtmassendurchflussmessung wird ein sehr dünner Platindraht auf eine gegenüber der Lufttemperatur konstante Über-temperatur erhitzt. Der erforderliche Heizstrom, welcher durch eine Regelschaltung aufgebracht wird, ist dann das Mass für den Luftmassendurchfluss. Aufgrund der geringen Masse des Drahtes erfolgt die Messung mit einer sehr hohen Dynamik. Allerdings kann die Durchflussrichtung nicht bestimmt werden. Dies kann bei starken Saugrohrdruckpulsationen (z.B. bei hohen Drehzahlen) zu Messfehlern führen.

Implementierung und Kalibrierung

Das Sensorsignal ist nur ein Mass für den momentanen Massendurchfluss und bedarf daher weiterer Aufbereitung. Zu diesem Zweck wird eine speziell entwickelte Elektronik verwendet. In einem ersten Schritt wird das Signal linearisiert. Zu diesem Zweck wird es durch einen AD-Wandler abgetastet und dann einem EPROM zur Linearisierung übergeben. Der linearisierte Wert, welcher direkt proportional zum Massendurchfluss ist, wird sodann in einem DA-Wandler in ein analoges Signal zurückgewandelt. Die gesamte Li-

nearisierung erfolgt mit einer so hohen Abtastrate, dass die daraus resultierende Signalverzögerung vernachlässigt werden kann. In einem zweiten Schritt erfolgt die Integration des linearisierten Signals. Dies ist notwendig, da, wegen der getakteten Arbeitsweise des Motors, nicht der momentane Massendurchfluss, sondern der Massendurchfluss pro Takt interessiert. Für die Realisierung werden zwei Integratoren benötigt, welche abwechselnd je einen Takt lang integrieren und dann je einen Takt lang das Resultat ausgeben. Die Synchronisation der Integratoren erfolgt mit Hilfe von Signalen aus der Elektronik zur Drehzahl- und Positionserfassung.

Bei der Verwertung des integrierten Signals gibt es noch ein paar Effekte zu berücksichtigen. Zum einen gilt es zu beachten, dass die Synchronisation der Integration mit dem Motortakt phasenverschoben abläuft. Diesem Effekt wird in der Modellierung der Saugrohrdynamik (siehe 3.3) Rechnung getragen. Des weiteren gilt es die Strömungsverhältnisse zu berücksichtigen. Zusätzlich zu der schon erwähnten Rückströmung kommt noch die Tatsache, dass die Beruhigungstrecke zwischen Luftfiltergehäuse und Sensor nicht optimal angepasst ist. Diese Effekte werden in einem Kennfeld der Motorelektronik berücksichtigt. Dort können jedoch nur statische Fehler korrigiert werden. Abweichungen, welche aus veränderten Strömungsverhältnissen (in Folge eines transienten Betriebs des Motor) resultieren, können nicht kompensiert werden.

2.2.2 λ -Sensor

Zum Einsatz kommt eine sogenannte Breitbandsonde (BOSCH LSU 4). Diese Sonde liefert in Verbindung mit einer speziellen Regelelektronik in einem weiten λ -Bereich (größer als die Zündgrenze) ein stetiges und eindeutiges Signal, welches noch über eine Kennlinie umgerechnet werden muss.

Funktionsprinzip

Das Messprinzip beruht auf den speziellen Eigenschaften von Zirkondioxid. An einem Keramikelement, welches aus speziell dotiertem ZrO_2 besteht, lassen sich zwei interessante elektrochemische Phänomene beobachten. Zum einen lässt sich ein unterschiedliches elektrisches Potential beobachten, wenn sich auf zwei entgegengesetzten Seiten dieses Element eine unterschiedliche Sauerstoffkonzentration befindet. Zum anderen kann durch Anlegen einer Spannung Sauerstoff durch das Element gepumpt werden, wobei der dann fließende elektrische Strom ein Mass für den Sauerstofftransport ist.

Die Sonde selber ist als Zweizellensensor aufgebaut. Das Abgas diffundiert über eine sogenannte Diffusionsbarriere in eine erste Zelle hinein. Diese Zelle ist gegen zwei Seiten durch eine Keramik aus ZrO_2 abgegrenzt. Auf der einen Seite befindet sich eine Referenzzelle mit Umgebungsluft. Aufgrund des hier gemessenen Potentialunterschieds kann auf den Sauerstoffgehalt in der ersten Zelle geschlossen werden. Auf der anderen Seite befindet sich das Abgas. Entsprechend der Information von der Referenzzelle wird dann an der anderen Seite eine Spannung angelegt, um Sauerstoff zwischen Abgas und erster Zelle zu transportieren. Ziel dabei ist es, in der ersten Zelle stöchiometrische Verhältnisse zu erreichen. Der dann fließende Strom ist das Mass für das Luftverhältnis im Abgas. Genauere Angaben zu diesem Prinzip finden sich z.B. in [5], [37] oder [41]. Eine einfache Beschreibung gibt es in [7].

Dynamische Eigenschaften

Limitierend für die Dynamik des Sensors sind im praktischen Gebrauch nicht die elektrochemischen Vorgänge, sondern die Form des Schutzrohrs und die Signalaufbereitung. Daher kann das Übertragungsverhalten zwischen dem Abgas beim Sensor und dem Signal der Auswertelektronik vereinfacht mit einem Verzögerungselement 1. Ordnung beschrieben werden. Die Bestimmung der Zeit-

konstante ist in [32] beschrieben. Sie beträgt in diesem Fall ungefähr 18 ms. Es resultiert die folgende Übertragungsfunktion:

$$G_{LSU}(s) = \frac{1}{1 + 0.018 s} \quad (2.1)$$

Ein optischer Eindruck von der Messdynamik wird in Abbildung 3.1 auf Seite 37 vermittelt.

2.2.3 *NO*-Sensor

Die Verwendung eines *NO*-Sensors eignet sich speziell für die Untersuchung der Abgasdynamik. Die Produktion von Stickoxiden kann durch eine Variation des Zündwinkels angeregt werden. Dies hat den Vorteil, dass bei dieser Anregungsart die Wandfilmdynamik nicht angeregt wird. Zum Einsatz kommt ein am Institut für Mess- und Regeltechnik entwickeltes Gerät, welches sich durch seine hohe Dynamik auszeichnet.

Funktionsprinzip

Dieses Gerät arbeitet nach dem Prinzip der Chemolumineszenz-Photometrie. Dabei wird über ein Entnahmerohr ein Teil des Abgases in einen beheizten Durchflussreaktor geführt. Dort findet unter Zugabe von Ozon eine Reaktion ($NO + O_3 \rightarrow NO_2^* + O_2$) statt, bei welcher NO_2 -Moleküle in elektronisch angeregtem Zustand entstehen. Ein Teil dieser Moleküle gibt die Anregungsenergie in Form einer Lumineszenzstrahlung wieder ab. Die Messung der *NO*-Konzentration erfolgt durch die quantitative Messung dieser Lumineszenzstrahlung. Durch den Einsatz eines Lichtleiters ist es möglich, den Reaktor bezüglich den restlichen Teilen des Gerätes flexibel zu plazieren. Somit kann der Reaktor sehr nahe am Auspuffstrang plaziert und die Gaslaufzeit minimiert werden. Eine genaue Beschreibung von Wirkprinzip und Geräteschema findet sich in [4].

Dynamische Eigenschaften

In der praktischen Anwendung am Motorenprüfstand muss man mit einer T_{90} -Anstiegszeit von ungefähr 10 ms rechnen. Diese ergibt sich aus einer Transporttzeit von ca. 5 ms und Verzögerungszeit (Reaktionsdynamik) von ca. 3 ms. Es sei an dieser Stelle wiederum auf das Beispiel in Abbildung 3.1 auf Seite 37 verwiesen. Für die Übertragungsfunktion ergibt sich somit:

$$G_{NO}(s) = e^{-s \cdot 0.005} \frac{1}{1 + 0.003 s} \quad . \quad (2.2)$$

3 Schätzung der Benzinmasse im Zylinder

3.1 Allgemeines

3.1.1 Auswahl der Methode

Ein Hauptproblem bei der Untersuchung der Wandfilmdynamik ist die Schätzung der Benzinmasse im Zylinder. Mehrere Verfahren finden sich dazu in der Literatur.

Informationen über die Energieumsetzung im Arbeitszylinder lassen sich aus der Messung des *Zylinderdruckverlaufs* gewinnen. Mit Hilfe einer Brennwärmeberechnung kann dann die in einem Arbeitstakt umgesetzte Kraftstoffmenge ermittelt werden. Mit diesem Vorgehen (siehe [12], [13] und [14]) ist es möglich die Effekte der Wandfilmdynamik nachzuweisen, allerdings ist dieses Verfahren recht aufwendig.

Ein anderer Weg wird in [31] aufgezeigt. Aus dem an der Kurbelwelle gemessenen Drehmoment, dem zeitlichen Verlauf der Drehzahl und dem Massenträgheitsmoment kann das *Motormoment*, welches sich aus dem durch die Verbrennung erzeugten Moment sowie dem Schleppmoment zusammensetzt, berechnet werden. Das Motormoment verhält sich in einem bestimmten λ -Fenster proportional zur Brennstoffmenge im Zylinder. Wegen des allgemein hohen Anteils von Störsignalen bei der Drehmomentmessung sollte noch ein Mittelungsverfahren (z.B. Ensemblemittelung, orthogonale Kreuzkorrelation) eingesetzt werden. Aus diesen Gründen eignet sich dieses Verfahren vorallem für Untersuchungen in einem festen Betriebspunkt.

Naheliegend ist die Ermittlung der Brennstoffmasse im Zylinder aus einer Analyse der *Abgaszusammensetzung*. Auf dieser Methode beruhen u.a. auch die Untersuchungen in [32], [33], [34] und [39]. Dabei ist insbesondere die Verwendung einer Breitbandlambdasonde interessant. Dieser Ansatz eignet sich auch für Untersuchungen mit transientem Motorbetrieb, es ist jedoch notwendig sowohl die Saugrohrfülldynamik als auch Abgasmischungsdynamik zu bestimmen. Ein grosser Vorteil dieser Methode ist deren einfache Realisierbarkeit, da nur die Sondeneinbaustelle näher am Auslassventil plaziert werden muss. Bei neueren Motoren mit einer motornahen Sondeneinbaustelle kann eventuell sogar die serienmässige Konfiguration verwendet werden.

Ein weiteres Verfahren sei an dieser Stelle noch aufgeführt, nämlich der Einsatz eines schnellen *HC*-Messgeräts mit einer Probegasentnahme im Zylinder oder nahe beim Auslassventil. Dieses Vorgehen scheint interessant zu sein für Untersuchungen im Zusammenhang mit einer Schubabschaltung, es fehlen jedoch zum jetzigen Zeitpunkt praktische Erfahrungen um eine Beurteilung abgeben zu können.

3.1.2 Beschreibung der Methode

Von den obigen Methoden erweist sich der Einsatz einer Breitbandlambdasonde als für die Problemstellung geeignet. Der Zusammenhang zwischen der Luftüberschusszahl λ und Benzinmasse ergibt sich aus der Definition für λ .

$$\lambda = \sigma_0 \frac{ml}{mb}, \quad \sigma_0 = 0.068 \dots \quad (3.1)$$

Dabei wird mit ml die Luftmasse und mit mb die Benzinmasse des Gemisches bezeichnet. Für die Bestimmung der Benzinmasse im Zylinder müssen somit die Luftmasse im Zylinder und das Luftverhältnis im Zylinder bekannt sein. Die Luftmasse im Zylinder kann mit der Hilfe eines Beobachters, welcher die Saugrohrdynamik berücksichtigt, berechnet werden. Um aus dem λ -Sondensignal

auf das Luftverhältnis im Zylinder schliessen zu können, ist es notwendig die Abgasmischungsdynamik zu berücksichtigen.

3.2 Dynamik der Gasmischung im Abgasstrang

3.2.1 Vorgehensweise

In diesem Abschnitt wird das dynamische Verhalten des Benzinpffads von der Frischgaszusammensetzung im Zylinder bis zur Abgaszusammensetzung an der Sondeneinbaustelle untersucht. Ziel ist es, ein Modell zu erstellen, welches für die Identifikation der Wandfilmdynamik und für die Erstellung eines Gesamtsimulationsmodells verwendet werden kann. Aufgrund der Komplexität der zugrunde liegenden physikalischen Prozesse kann hier nur eine stark vereinfachte Betrachtungsweise erwogen werden. Phänomene der Gasdynamik, wie z.B. die Reflexion von Schallwellen im Abgaskrümmen, werden nicht berücksichtigt. Eine Rechtfertigung für dieses Vorgehen ergibt sich aus der Tatsache, dass für die hier angeführten Zwecke die notwendige zeitliche Auflösung durch die Zeitdauer eines Arbeitsspiels begrenzt ist. Viele der oben erwähnten Phänomene klingen jedoch innerhalb dieser Zeitdauer ab. Ein weiteres Problem¹ ergibt sich aus der Einbaulage der Sonden. Es ist zu erwarten, dass die Verteilung der Abgaszusammensetzung über dem Abgasrohrdurchmesser inhomogen ist. Dieser Effekt wird im folgenden vernachlässigt, da seine Auswirkungen als gering eingestuft werden können.

Das Beispiel in Abbildung 3.1 veranschaulicht das oben beschriebene Verhalten. Dabei wurde der Motor in einem konstanten Betriebspunkt (Drehzahl, Drosselkappe und Einspritzdauer konstant) betrieben. Um die Transiente zu erzeugen, wurde einmalig die Einspritzdauer verkürzt. Die Abgasdynamik lässt sich dabei am

¹Dieses Problem zeigt sich in grösserem Ausmass, wenn die Sonde nach der Zusammenführung mehrerer Abgasrohre montiert ist.

besten anhand des NO-Signals, welches allerdings verrauscht ist, ablesen. Bei der Betrachtung des Signals der λ -Sonde gilt es deren Dynamik zu berücksichtigen. Die Öffnungszeit des Auslassventils kann mit Hilfe des Zylinderdrucksignals abgeschätzt werden.

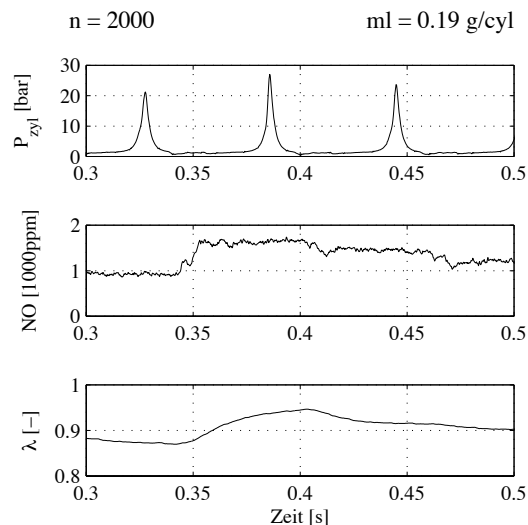


Abbildung 3.1: Beispiel für die Abgasdynamik

Die Untersuchungen über die Abgasdynamik basieren auf Frequenzgangmessungen in verschiedenen Betriebspunkten. Im Laufe dieser Untersuchungen hat sich herausgestellt, dass sich die Abgasdynamik durch eine Serieschaltung von drei einfachen Prozessen modellieren lässt. Zuerst mischt sich das Frischgas im Zylinder mit dem Restgas² von der vorherigen Verbrennung. Nach der Verbrennung wird das Gas zur Sondeneinbaustelle transportiert, wo es noch zu einer Mischung mit dem Abgas von den vorherigen Zyklen kommt. In einem ersten Schritt wird ein einfaches Modell entwickelt. Es liefert die Struktur und Hinweise für eine Parametrierung. Im nächsten Schritt wird die Identifikation der Parameter behandelt. Neben den Parametern resultieren auch Aussagen über

²Dieser Effekt wird auch als interne Abgasrückführung bezeichnet.

die Qualität des Modells.

3.2.2 Modellierung

Das Ziel dieser Modellierung ist es, das relevante Verhalten der Abgasdynamik mit einer möglichst einfachen physikalischen Struktur zu beschreiben. Im folgenden werden die Übertragungsfunktionen mit Hilfe von einfachen Bilanzüberlegungen abgeleitet.

Die Restgasdynamik hat den grössten Einfluss auf den Amplitudengang der gesamten Gasmischungsdynamik, während der Phasengang von der Transporttzeit des Abgases zur Sonde dominiert wird (siehe Abbildung 3.2). Um eine gute Übereinstimmung des Modells mit den Frequenzgangmessungen zu erreichen, muss noch die Gasmischungsdynamik im Auspuffkrümmer berücksichtigt werden.

Die Parameter dieser drei Teilsysteme werden mittels Identifikation bestimmt. Im Falle der Transporttzeit und der Zeitkonstante der Mischung gibt es auch eine Berechnung der Parameter, welche auf dem in [26] beschriebenen Vorgehen beruht. Es hat sich jedoch herausgestellt, dass die in [26] vorgeschlagene Parametrierung nicht zweckmässig ist. Diese Berechnung der Parameter liefert jedoch wertvolle Hinweise bezüglich einer möglichst einfachen Parametrierung für die Identifikation.

Restgasdynamik

Für die Herleitung der Restgasdynamik wird eine Bilanz sowohl für die Luftmasse im Zylinder als auch für die Benzinmasse im Zylinder aufgestellt. Dabei wird angenommen, dass Benzin und Luft ein *homogenes* Gemisch bilden. Jener Anteil dieses Gemisches, der nach Schliessen des Auslassventils im Zylinder verbleibt, wird mit der Variablen C_r bezeichnet, welche vom Betriebspunkt abhängt (siehe Abbildung 3.5). Die Werte für die Luftmasse und die Benzinmasse im Zylinder (bei geschlossenen Ventilen) können nun für die einzelnen Zylinderzyklen (Abtastintervall gemäss 3.18) wie folgt

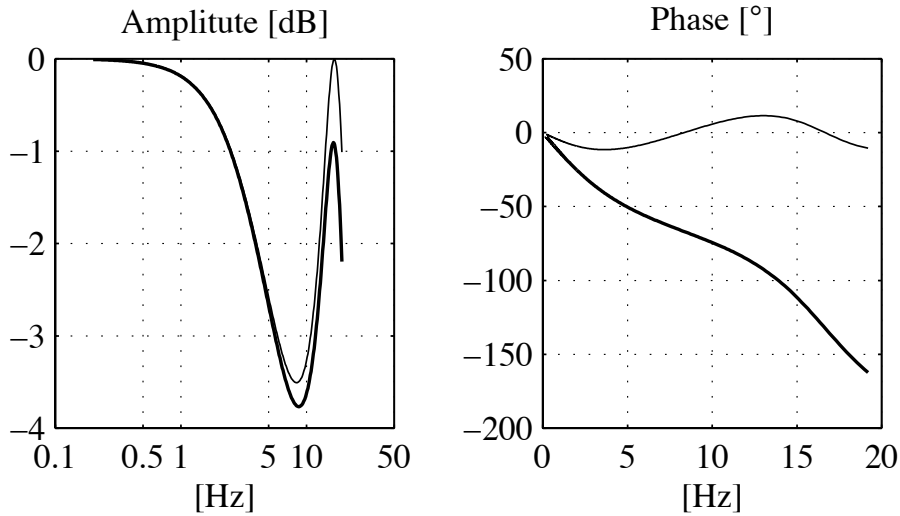


Abbildung 3.2: Vergleich: Restgasdynamik vs. gesamter Mischdynamik (dicke Linie) bei 2000 U/min und 0.11 g/zyl

berechnet werden.

$$ml_{zyl}(t) = C_r ml_{zyl}(t-1) + ml(t) \quad (3.2)$$

$$mb_{zyl}(t) = C_r mb_{zyl}(t-1) + mb_{in}(t) \quad (3.3)$$

Aus dem Massenerhaltungsgesetz ergeben sich jene Massenanteile, welche den Zylinder durch das Auslassventil verlassen.

$$ml_{out}(t) = [1 - C_r] ml_{zyl}(t) \quad (3.4)$$

$$mb_{out}(t) = [1 - C_r] mb_{zyl}(t) \quad (3.5)$$

In den obigen Gleichungen wird keine Unterscheidung zwischen Frischgas und Inertgas getroffen. Die Variable $ml_{zyl}(t)$ bezeichnet die gesamte Luftmasse im Zylinder, egal ob frisch oder verbrannt. Analog ist es mit der Benzinmasse. Im Hinblick auf die Wandfilmmodellierung interessiert die frisch in den Zylinder gelangte

Benzinmasse $mb_{in}(t)$, welche mit Hilfe der λ -Sonde bestimmt werden soll. Um diesen Zusammenhang formulieren zu können, werden nun die Benzinmassen durch das Luftverhältnis³ ausgedrückt.

$$mb_{in}(t) = \sigma_0 \frac{ml(t)}{\lambda_{in}(t)} \quad (3.6)$$

$$mb_{zyl}(t) = \sigma_0 \frac{ml_{zyl}(t)}{\lambda_{zyl}(t)} \quad (3.7)$$

$$mb_{out}(t) = \sigma_0 \frac{ml_{out}(t)}{\lambda_{out}(t)} \quad (3.8)$$

Die Benzinmassen in 3.5 können mit Hilfe von 3.7 und 3.8 ausgedrückt werden. Daraus ergibt sich das erwartete Resultat, dass das mittlere Luftverhältnis im Zylinder dem Luftverhältnis des Abgases entspricht.

$$\lambda_{out} = \lambda_{zyl} \quad (3.9)$$

Für die Beschreibung des Benzintransports genügt es somit, den Zusammenhang zwischen dem Luftverhältnis des Frischgases (λ_{in}) und dem mittleren Luftverhältnis im Zylinder (λ_{zyl}) herzuleiten. Dazu werden in 3.3 die Benzinmassen mit Hilfe von 3.6 und 3.7 aus der Gleichung eliminiert. Durch einfache Umformungen ergibt sich dann

$$\lambda_{zyl}(t) = \frac{[C_r ml_{zyl}(t-1) + ml(t)] \lambda_{zyl}(t-1) \lambda_{in}(t)}{C_r ml_{zyl}(t-1) \lambda_{in}(t) + ml(t) \lambda_{zyl}(t-1)} \quad (3.10)$$

In 3.10 wird das Übertragungsverhalten für den allgemeinen Fall mit variablem Luftdurchsatz und grossen λ -Schwankungen beschrieben. Eine Vereinfachung dieser Beziehung ergibt sich bei konstan-

³Dabei gilt es zu beachten, dass $\lambda_{zyl}(t)$ in 3.7 das mittlere Luftverhältnis von Frischgas und Inertgas beschreibt. Nur für $\lambda_{inert} = 1$ kann das für die Verbrennung relevante Luftverhältnis mit λ_{in} gleichgesetzt werden. Denn in allen anderen Fällen gibt es von der vorherigen Verbrennung überschüssigen Sauerstoff ($\lambda_{inert} > 1$) oder überschüssiges Benzin ($\lambda_{inert} < 1$), die das Luftverhältnis des brennbaren Gemisches beeinflussen.

tem Luftdurchsatz. Dann vereinfacht sich mit

$$\begin{aligned} ml &= ml(t) = ml(t-1) \\ ml_{zyl} &= ml_{zyl}(t) = ml_{zyl}(t-1) \end{aligned} \quad (3.11)$$

die Beziehung 3.2 und die Luftmasse im Zylinder kann daraus errechnet werden:

$$ml_{zyl} = \frac{1}{1 - C_r} ml \quad (3.12)$$

Mit 3.12 vereinfacht sich nun die Restgasdynamik in 3.10 wie folgt:

$$\lambda_{zyl}(t) = \frac{\lambda_{zyl}(t-1) \lambda_{in}(t)}{C_r \lambda_{in}(t) + [1 - C_r] \lambda_{zyl}(t-1)} \quad (3.13)$$

Diese Gleichung kann nun für kleinen Abweichungen um einen beliebigen Betriebspunkt (z.B. $\lambda = 1$) linearisiert werden. Dazu wird λ durch $\bar{\lambda} + \Delta\lambda$ ersetzt. Durch Ausmultiplizieren und Vernachlässigung der Terme höherer Ordnung ergibt sich dann

$$\Delta\lambda_{zyl}(t) = C_r \Delta\lambda_{zyl}(t-1) + (1 - C_r) \Delta\lambda_{in}(t). \quad (3.14)$$

Die zu diesem Übertragungsverhalten gehörende Übertragungsfunktion lautet

$$G_{rg}(z) = \frac{1 - C_r}{1 - z^{-1} C_r} \quad (3.15)$$

und wird insbesondere bei der Parameteridentifikation verwendet.

Transporttzeit

Die Sondeneinbaustelle befindet sich ungefähr 90mm hinter dem Auslassventil. Das Volumen (siehe Abbildung 3.3) dazwischen ist die Ursache für die Transporttzeit. Für dieses Volumen wird nun die ideale Gasgleichung formuliert:

$$p_{abg} V_{tr} = m_{tr} R_{abg} T_{abg} \quad (3.16)$$

Aus der Luftmasse im Zylinder (siehe 3.4) und der aktuellen Drehzahl kann ein mittlerer Massendurchfluss berechnet werden. Im stationären Fall ergibt sich

$$\dot{m}_{tr}^* = \left(1 + \frac{\sigma_0}{\lambda}\right) ml / T_{zyl} \quad (3.17)$$

wobei T_{zyl} die Zeitdauer eines Arbeitsspiels (Zylinderzyklus) bezeichnet. Diese berechnet sich der momentanen Drehzahl n (in U/min) wie folgt:

$$T_{zyl} = \frac{120}{n} \quad (3.18)$$

Aus 3.17 und 3.18 kann die am Gastransport beteiligte Masse m_{tr} berechnet werden. Sie ergibt sich aus der Integration des mittlerern Massendurchflusses:

$$m_{tr} = \dot{m}_{tr}^* T_{tr} = \left(1 + \frac{\sigma_0}{\lambda}\right) ml \frac{n}{120} T_{tr} \quad (3.19)$$

Nun kann durch Einsetzen von 3.19 in 3.16 die Transporttzeit T_{tr} bestimmt werden:

$$T_{tr} = \frac{p_{abg} V_{tr}}{R_{abg} T_{abg} \left(1 + \frac{\sigma_0}{\lambda}\right) ml \frac{n}{120}} \quad (3.20)$$

Das Transportvolumen und der Abgasgedruck können als konstant angenommen werden. Bei konstanter Drehzahl hängt die Transporttzeit T_{tr} im wesentlichen umgekehrt proportional vom Luftdurchsatz ab. Die Variation der Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Betriebspunkt ist in Tabelle A.1 (Seite 221) ersichtlich. Die in der Identifikation ermittelten Werte (siehe Abbildung 3.6) bestätigen dieses Verhalten bei mittleren Luftmassen (Lasten).

Die Übertragungsfunktion dieses Transportvorgangs kann nun wie folgt angegeben werden:

$$G_{tr}(s) = e^{-s T_{tr}} \quad (3.21)$$

Gasmischung im Auspuffkrümmer

Bei der Herleitung des Übertragungsverhaltens der Gasmischung im Auspuffkrümmer wird analog vorgegangen. Der Ausgangspunkt ist das Gasvolumen in Sondennähe, in welchem die Mischeffekte (siehe [32] und [42]) stattfinden. In diesem Volumen ist die Masse

$$m_{mi} = V_{mi} \rho_{Luft} \left(1 + \frac{\sigma_0}{\lambda_{mi}}\right) \quad (3.22)$$

enthalten. Nun kann eine Massenbilanz aufgestellt werden. Die zeitliche Änderung der Gasmasse ergibt sich dann aus der Differenz von zufließendem und abfließendem Massenstrom. Bei stationären Strömungsverhältnissen unterscheiden sich diese Massenströme nur durch ihr Luftverhältnis.

$$\frac{d}{dt}(m_{mi}) = \frac{ml}{T_{zyl}} \left(1 + \frac{\sigma_0}{\lambda_{zyl}}\right) - \frac{ml}{T_{zyl}} \left(1 + \frac{\sigma_0}{\lambda_{mi}}\right) \quad (3.23)$$

Mit Hilfe von den Definitionen

$$x_{mi} = 1 + \frac{\sigma_0}{\lambda_{mi}} \quad (3.24)$$

$$u_{mi} = 1 + \frac{\sigma_0}{\lambda_{zyl}} \quad (3.25)$$

ergibt sich

$$\frac{d}{dt}(x_{mi}) = \frac{ml}{T_{zyl}} \frac{1}{V_{mi} \rho_{Luft}} (u_{mi} - x_{mi}) \quad (3.26)$$

Dies entspricht dem Übertragungsverhalten eines Tiefpasses 1. Ordnung. Die gesuchte Übertragungsfunktion lautet somit

$$G_{mi}(s) = \frac{1}{1 + \tau_{mi} s} \quad (3.27)$$

Die Untersuchungen bei der Parameteridentifikation (siehe 3.2.4) haben ergeben, dass die Zeitkonstante τ_{mi} in einem grossen Betriebsbereich als konstant angenommen werden darf. Aus der Modellvorstellung und Gleichung 3.26 folgt daher, dass sich das an der Mischung beteiligte Volumen (V_{mi}) proportional zum Massendurchfluss ($\frac{ml}{T_{zyl}}$) verhält.

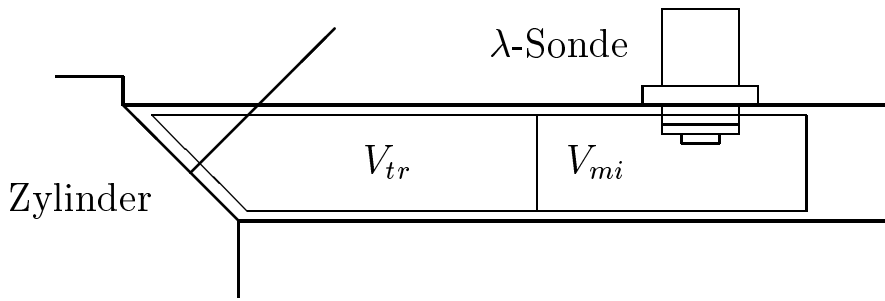


Abbildung 3.3: Transportvolumen und Mischvolumen

3.2.3 Implementierung der Simulation

Die vorangegangene Modellierung ermöglicht eine sehr genaue Wiedergabe der gemessenen Abgasdynamik (siehe Anhang A.2), was im Hinblick auf eine korrekte Identifikation der Parameter von Bedeutung ist. Nun stellt sich jedoch die Aufgabe diese Modelle in ein Simulationsmodell für die Wandfilmdynamik einzubinden. Dabei sind zwei Aspekte von besonderer Bedeutung. Zum einen wird bei den Untersuchungen der Wandfilmdynamik der in 2.2.2 beschriebene λ -Sensor verwendet. Zum anderen wird die Wandfilmdynamik diskret modelliert. Dies bedeutet, dass die Dynamik des λ -Sensors mitberücksichtigt und das so entstehende System diskretisiert werden muss.

Das Teilmodell für die Restgasdynamik liegt schon in diskreter Form vor. Anstelle von der Übertragungsfunktion 3.15 werden jedoch die Gleichungen 3.10 und 3.2 ausgewertet. Somit ist es ohne weiteres möglich, eine Änderung der Luftmasse im Zylinder zu berücksichtigen und somit ein für alle Betriebspunkte gültiges Teilmodell zu erstellen.

Diskretisierung von Abgasdynamik und Sensordynamik

Die Dynamik der Gasmischung im Abgaskrümmen (Tabelle 3.1 auf 52) kann in diesem Fall wegen der Dominanz der Sensordynamik ($\tau_{LSU} = 18ms$) vernachlässigt werden. Es verbleiben so-

mit zwei zeitkontinuierliche Teilsysteme: Transportzeit (Übertragungsfunktion 3.21) und Sensordynamik (Übertragungsfunktion 2.1). Für die Diskretisierung eignet sich am besten die Zustandsraumdarstellung. Die beiden Übertragungsfunktionen können zu folgender zeitkontinuierlichen Zustandsraumdarstellung zusammengefasst werden:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= A_c \mathbf{x}(t) + B_c \mathbf{u}(t - T_{tr}) \\ y(t) &= \mathbf{x}(t)\end{aligned}\quad (3.28)$$

mit

$$A_c = \frac{-1}{\tau_{LSU}} \quad \text{und} \quad B_c = \frac{+1}{\tau_{LSU}} \quad .$$

Die zeitkontinuierliche Eingangsgrösse $\mathbf{u}(t)$ wird dabei von einem Halteglied nullter Ordnung (Abtastperiode T_{zy1}) geliefert, wobei die Eingangsgrösse dieses Halteglieds durch die Ausgangsgrösse der Restgasdynamik gegeben ist. Der Zusammenhang zwischen der kontinuierlichen Eingangsgrösse $\mathbf{u}(t)$ und der diskreten Eingangsgrösse $u(t)$ ist somit wie folgt gegeben:

$$\mathbf{u}(t) \equiv u(t) \quad \text{für} \quad t T_{zy1} \leq t \leq (t + 1) T_{zy1} \quad . \quad (3.29)$$

Das äquivalente diskrete System kann nun dann durch eine Integration hergeleitet werden (siehe z.B. [2]). Dies führt auf

$$\begin{aligned}x((t + 1)T_{zy1}) &= e^{A_c T_{zy1}} x(t T_{zy1}) + \dots \\ &\dots + \int_{t T_{zy1}}^{(t+1)T_{zy1}} e^{A_c((t+1)T_{zy1}-\sigma)} B_c \mathbf{u}(\sigma - T_{tr}) d\sigma \quad .\end{aligned}$$

Das Integral in der obigen Formel kann in zwei Integrale mit den Grenzen $[t T_{zy1}, t T_{zy1} + T_{tr}]$ und $[t T_{zy1} + T_{tr}, (t + 1) T_{zy1}]$ aufgeteilt werden. Innerhalb dieser einzelnen Intervalle ist dann das Signal $\mathbf{u}(\sigma - T_{tr})$ konstant. Die Auswertung führt dann auf das diskrete System:

$$\begin{aligned}x(t + 1) &= A_T x(t) + B_0 u(t) + B_1 u(t - 1) \\ y(t) &= x(t)\end{aligned}\quad (3.30)$$

Die Parameter werden dabei wie folgt definiert:

$$A_T = e^{\frac{-T_{zyl}}{\tau_{LSU}}} \quad (3.31)$$

$$E_T = A_T e^{\frac{T_{tr}}{\tau_{LSU}}} \quad (3.32)$$

$$B_0 = 1 - E_T \quad (3.33)$$

$$B_1 = E_T - A_T \quad (3.34)$$

Die Anpassung der Transporttotzeit erfolgt mittels Gain-Scheduling. Dies ist auch für den transienten Betrieb zulässig, da nur die Eingangsparameter B_0 und B_1 angepasst werden müssen (siehe [10]).

Inversion von Abgasdynamik und Sensordynamik

Um das Luftverhältnis bzw. die Benzinmasse im Zylinder aus dem von der λ -Sonde gemessenen Luftverhältnis berechnen zu können, müssen die obigen Teilsysteme invertiert werden. Im Falle des Teilsystems 3.30 ist dies jedoch nur möglich, wenn zukünftige Messwerte bekannt sind. Für eine on-line Implementation bedeutet das, dass zum Zeitpunkt der aktuellen Messung nur frühere Werte des Luftverhältnisses im Zylinder berechnet werden können.

In einem ersten Schritt wird das Teilsystem 3.30 invertiert. Mit dem Messwert $y(t+1)$ als neue Eingangsgröße kann dann die neue Ausgangsgröße $u(t)$ berechnet werden.

$$u(t) = B_0^{-1} y(t+1) - B_0^{-1} A_T y(t) - B_0^{-1} B_1 u(t-1) \quad (3.35)$$

Im nächsten Schritt wird Restgasdynamik invertiert. Die vorherige Ausgangsgröße $u(t)$ entspricht nun der neuen Eingangsgröße $\lambda_{zyl}(t)$. Durch die Inversion erhält man als neue Ausgangsgröße $\lambda_{in}(t)$, das Luftverhältnis des frisch in den Zylinder gelangten Gemisches.

$$\lambda_{in}(t) = \frac{\lambda_{zyl}(t) ml(t) \lambda_{zyl}(t-1)}{[C_r ml_{zyl}(t-1) + ml(t)] \lambda_{zyl}(t-1) - \lambda_{zyl}(t) C_r ml_{zyl}(t-1)} \quad (3.36)$$

3.2.4 Parameteridentifikation

Methode

Das Vorgehen ist analog zu der in [32] beschriebenen Methode. Dabei wird durch eine *Variation des Zündwinkels* die Produktion von *NO* im Brennraum beeinflusst. Dieser Effekt lässt sich mit dem *NO*-Sensor nachweisen. Mit einem Signalanalysator (Anregung: Zündwinkel, Antwort: *NO*-Konzentration) wird dann das Übertragungsverhalten der Abgasdynamik gemessen. Dies hat den Vorteil, dass die Einspritzdauer konstant gehalten werden kann. Somit gibt es bei diesen Messungen keinen Einfluss von der Wandfilmdynamik. Der Unterschied zur Methode in [32] liegt in der Systemabgrenzung (siehe Abbildung 3.4).

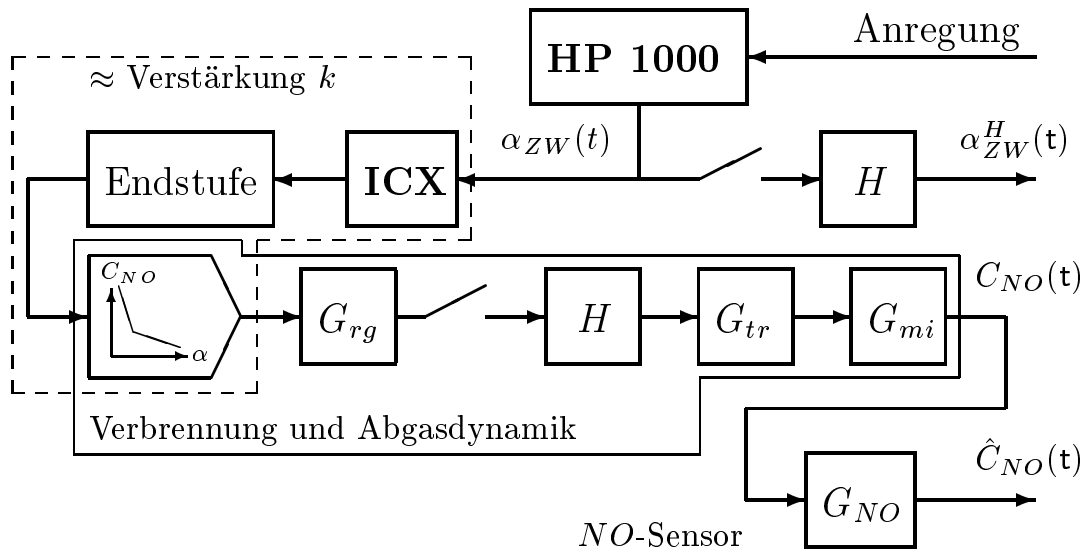


Abbildung 3.4: Anregung und Antwort bei der Identifikation der Abgasdynamik

Aus dem Signalflussbild in Abbildung 3.4 wird nun das modellierte Übertragungsverhalten zwischen Zündwinkel und *NO*-Konzentration hergeleitet. Das von einem Signalanalysator generierte zeitkontinuierliche Anregungssignal, welches die Variation

des Zündwinkels vorgibt, wird vom Prozessrechner (HP 1000) abgetastet. Dieser sendet dann, im Zylindertakt synchronisiert, ein zeitdiskretes Signal für den Zündzeitpunkt zum ICX. Dieses Signal wird auch zu einem D/A-Wandler geschickt und steht dann als zeitkontinuierliches Signal für die Frequenzgangmessung bereit. Dies hat den Vorteil, dass im Übertragungsverhalten von $\alpha_{ZW}^H(t)$ nach $\hat{C}_{NO}(t)$ das Halteglied H nicht mehr vorkommt. Es kann angenommen werden, dass das Übertragungsverhalten des ICX, der Endstufe und der Kennlinie in Abbildung 3.4 in einem festen Betriebspunkt durch eine reine Verstärkung k gegeben ist. Das Übertragungsverhalten zwischen den kontinuierlichen Signalen $\alpha_{ZW}^H(t)$ und $\hat{C}_{NO}(t)$ ist dann im Frequenzbereich gegeben durch

$$\hat{C}_{NO}(s) = G_{NO}(s) G_{mi}(s) G_{tr}(s) G_{rg}(e^{s T_{zyl}}) k \alpha_{ZW}^H(s) . \quad (3.37)$$

Die unbekannt Parameter C_r , T_{tr} und τ_{mi} werden nun durch eine optimale Anpassung der Übertragungsfunktionen an den gemessenen Frequenzgang ermittelt. Der Parameter k dient zur Anpassung des statischen Übertragungsverhaltens. Gemessen wird im Prinzip in denselben Betriebspunkten wie bei der Identifikation der Wandfilmdynamik, jedoch mit Ausnahme von Betriebspunkten mit hoher Last (Luftfüllung). Der Grund dafür ist, dass der NO -Sensor bei hohen Lasten auf sehr kurze Wartungsintervalle angewiesen ist. Auf diese Messungen kann problemlos verzichtet werden, da zum einen die Abgasdynamik bei hohen Lasten nur schwach ausgeprägt ist, und zum anderen eine Extrapolation der Parameter leicht möglich ist.

Parametrierung

Es stellt sich die Frage, ob eine Gesetzmässigkeit für die Abhängigkeit der Parameter vom Betriebspunkt gefunden werden kann. In [26] wird vorgeschlagen, zuerst die Volumen V_{tr} (siehe Gleichung 3.20) und V_{mi} (siehe Gleichung 3.26) zu identifizieren und dann die Parameter T_{tr} und τ_{mi} zu berechnen. Auch der Parameter C_r kann

auf ein Volumen, nämlich das Totvolumen im Zylinder, zurückgeführt werden. Bei einer genaueren Untersuchung stellte sich jedoch heraus, dass diese Ansätze wohl doch zu einfach sind. Daher ist es zweckmässiger, direkt die gesuchten Parameter zu identifizieren.

Ein erster Schritt ist es, die Parameter C_r , T_{tr} und τ_{mi} in jedem Betriebspunkt einzeln zu optimieren. Die so gefundenen Parameter entsprechen, mit Ausnahme des Betriebspunkts bei minimaler Luftfüllung ($ml = 0.095 \text{ g/zyl}$), den Erwartungen: C_r und T_{tr} verhalten sich umgekehrt proportional zur Luftfüllung, bei τ_{mi} ist kein Trend zu erkennen.

Der nächste Schritt ergibt sich aus der Tatsache, dass das Ergebnis nur wenig sensitiv bezüglich dem Parameter τ_{mi} ist. Daher wird dieser Parameter als von der Luftfüllung unabhängig betrachtet (siehe Tabelle 3.1). Auch auf die Drehzahlabhängigkeit könnte mit Ausnahme von sehr tiefen Drehzahlen verzichtet werden.

Die resultierende Parametrierung lautet somit wie folgt: In jedem Betriebspunkt werden die Parameter C_r und T_{tr} optimiert, der Parameter τ_{mi} wird für alle Betriebspunkte mit der selben Drehzahl optimiert.

Identifikationsalgorithmus

Im folgenden wird das Vorgehen bei der Parameteridentifikation für eine feste Drehzahl beschrieben. Gesucht werden der Parameter τ_{mi} , der für alle Luftfüllungen gilt, und die Parameter C_r und T_{tr} , welche noch lastabhängig sind. Mit G_{fit} wird der Frequenzgang bezeichnet, der durch das Modell und die Parameter definiert wird.

$$G_{fit}(j\omega, C_r, T_{tr}, \tau_{mi}) = G_{NO}(j\omega) G_{mi}(j\omega) G_{tr}(j\omega) G_{rg}(e^{j\omega T_{zyl}}) \quad (3.38)$$

Für einen Betriebspunkt, also bei gegebener Drehzahl und Luftfüllung, kann nun ein Gütekriterium aufgestellt werden. Es berechnet sich aus der Differenz von gemessenem (G_{mess}) und synthetisiertem (G_{fit}) Frequenzgang, wobei der gemessene Frequenzgang noch

um den Faktor k^{-1} (siehe Gleichung 3.37) korrigiert ist.

$$L_{ml}(C_r, T_{tr}, \tau_{mi}) = \sum_{\omega=\omega_0}^{\Omega} |G_{mess}(j\omega) - G_{fit}(j\omega, C_r, T_{tr}, \tau_{mi})|^2 \quad (3.39)$$

Die Betriebspunkte jeder untersuchten Drehzahl sind durch die Luftfüllung parametrisiert: $ml \in [0.095, 0.11, 0.13, 0.15, 0.17, 0.2, 0.27]$ g/zyl. Für jede feste Drehzahl werden nun die verschiedenen L_{ml} zu einem einzigen Gütekriterium zusammengefasst:

$$L(C_r(ml), T_{tr}(ml), \tau_{mi}) = \sum_{ml=0.095}^{0.27} L_{ml}(C_r(ml), T_{tr}(ml), \tau_{mi}). \quad (3.40)$$

Dieses Gütekriterium gilt es nun zu minimieren. Dies wird auf numerischem Wege mit Hilfe der MATLABTM Funktion `fmins` bewerkstelligt.

Resultate

Die Ergebnisse der Identifikation sind für fast alle Betriebspunkte sehr gut, wie im Anhang A.2 ersichtlich ist. Die verwendete Modellstruktur und Parametrierung erlauben es, das gemessene Verhalten wiederzugeben. Die einzige Ausnahme bildet der Betriebspunkt bei 1000 U/min und 0.095 g/zyl. Die Abweichung zum gemessenen Frequenzgang ist jedoch noch akzeptabel. Durch eine freie Wahl aller drei Parameter wäre es möglich mit der gegebenen Modellstruktur ein besseres Resultat in diesem Betriebspunkt zu erreichen. Allerdings bringt dies eine starke Änderung der Zeitkonstante τ_{mi} mit sich. Dies ist ein Indiz dafür, dass in diesem Betriebspunkt die Gas-mischung nicht mehr durch ein System 1. Ordnung approximiert werden kann. Aus diesem Grunde ist die Gewichtung des Gütekriteriums $L_{ml=0.095}$ nur sehr gering gewählt worden. Dies führt bei der Parameteridentifikation zu einer Optimierung von C_r und T_{tr} , ohne die Zeitkonstante τ_{mi} für die Drehzahl 1000 U/min stark zu beeinflussen.

Der Verlauf des identifizierten Parameters C_r ist in Abbildung 3.5 ersichtlich. Dabei gilt es zu berücksichtigen, dass die Werte für

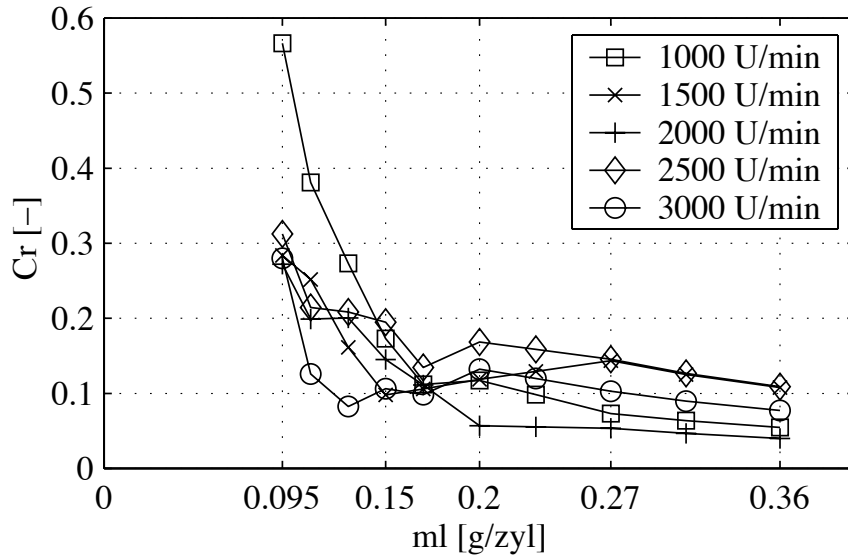


Abbildung 3.5: Parameter C_r

$ml \in [0.23, 0.31, 0.36]$ durch eine Extrapolation erzeugt wurden. Das Ergebnis der Identifikation entspricht ungefähr den Erwartungen. Bei 1000 U/min und tiefen Luftfüllungen wird der Parameter C_r allerdings relativ gross. Ein Grund dafür sind nicht modellierte Phänomene beim Gaswechsel. Für weitergehende Untersuchungen muss allerdings ein Messkonzept erstellt werden, welches über die hier verwendete Konfiguration (*NO* Messung am Auslass) hinausgeht.

Auch der Verlauf der identifizierten Totzeiten T_{tr} (siehe Abbildung 3.6) entspricht in etwa den Erwartungen (siehe Gleichung 3.20 zusammen mit Tabelle A.1). Es fällt auf, dass sich die Totzeit bei sehr tiefer Luftfüllung ($ml = 0.095 \text{ g/zyl}$) gegen den Trend verhält. Dies deutet auf Phänomene der Gasmischung hin, welche mit dem Modell 1. Ordnung nicht mehr beschrieben werden können. Auffallend ist auch, dass die identifizierte Totzeit bei 1000 U/min geringer ist als bei 1500 U/min. Der Grund dafür liegt in

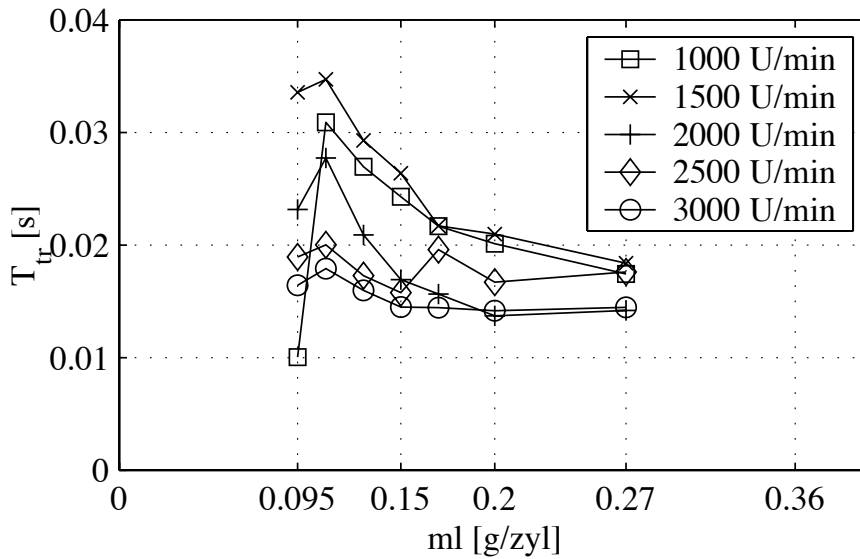


Abbildung 3.6: Parameter T_{tr}

der deutlich grösseren Mischzeitkonstante τ_{mi} bei 1000 U/min.

Die Grössenordnung der identifizierten Mischkonstanten τ_{mi} (siehe Tabelle 3.1) ist mit der in [32] gefundenen vergleichbar. Auffallend ist, dass die Zeitkonstante bei 1000 U/min etwa vier-

n	1000	1500	2000	2500	3000
τ_{misch}	0.0162	0.0037	0.0046	0.0025	0.0047

Tabelle 3.1: Zeitkonstanten der Mischungsdynamik (in s)

mal so gross ist wie in den anderen Betriebspunkten. Dies deutet wiederum auf Phänomene höherer Ordnung bei der Mischdynamik hin.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass mit der gewählten Struktur im untersuchten Betriebsbereich eine sehr gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Verhalten erzielt werden kann. Das Resultat ist gut genug um die Frequenzgangmessungen für die Wandfilmdynamik zu kompensieren. Der Verlauf der Parameter

entspricht im grössten Teil des Betriebsbereichs dem erwarteten Verhalten. Abweichungen bei tiefen Drehzahlen und tiefen Luftfüllungen lassen auf eine Gasmischdynamik höherer Ordnung und auf weitere Gaswechsephänomene schliessen. Ansätze für eine weitergehende Modellierung der Mischdynamik finden sich in [42].

3.3 Luftfülldynamik

3.3.1 Problemstellung

Um aus der Messung des Luftverhältnisses im Abgas auf die Benzinmenge im Zylinder schliessen zu können, muss die im Zylinder eingeschlossene Frischluftmenge ml bekannt sein. Mit der Hilfe eines modellgestützten, *offenen* Beobachters soll nun genau diese Frischluftmenge berechnet werden. Als Eingangsgrösse steht die gemessene Luftmasse ml_{zu} , welche pro Segment in das Saugrohr eintritt, zur Verfügung. Der Luftmassenzustrom ml_{zu}^* ergibt sich

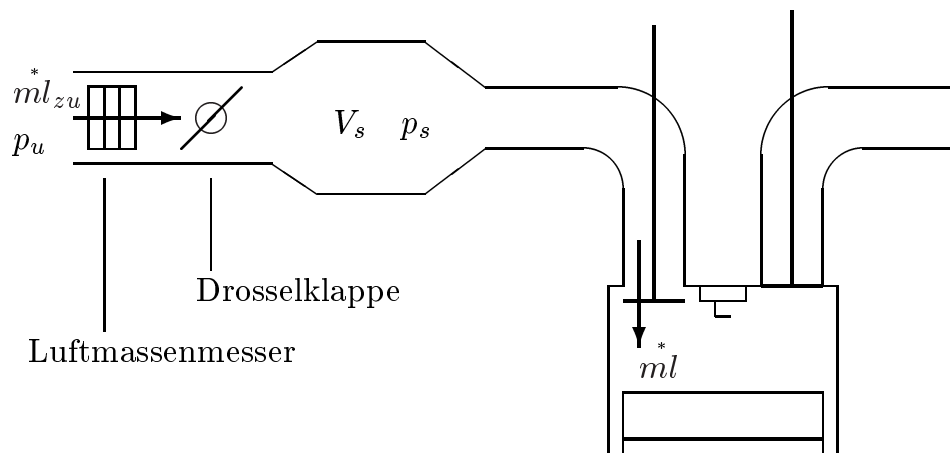


Abbildung 3.7: Saugrohr

aus der Drosselklappenstellung und der Drosselfunktion Ψ , welche vom Druckverhältnis $(\frac{p_s}{p_u})$ abhängt (siehe Abbildung 3.7). Die genauen Zusammenhänge finden sich z.B. in [38]. Da ml_{zu} gemessen wird, ist es nicht notwendig an dieser Stelle weiter auf diese

Problematik einzugehen. Das Ziel dieser Modellierung ist es somit, das dynamische Verhalten zwischen den zwei diskreten Grössen ml und ml_{zu} zu ermitteln. Die Dynamik ergibt sich aus dem Speicher- verhalten des Saugrohrs (siehe Abbildung 3.7).

3.3.2 Diskreter Modellansatz

Bei vielen Ansätzen zur Lösung dieses Problems wird zuerst ein kontinuierliches Modell für die Saugrohrdynamik aufgestellt und dann die Luftmasse im Zylinder durch eine Diskretisierung ermit- telt. Ein anderer Weg führt über die direkte Modellierung der in- teressierenden Frischluftmengen:

$$ml = \frac{V_H}{n_{zyl} R T_s} [s_f p_s + y_f] \quad (3.41)$$

Der Saugrohrdruck p_s wird dabei für einen einzelnen Arbeitstakt als konstant angenommen. In [15] konnte gezeigt werden, dass die beiden Füllparameter s_f und y_f für viele verschiedene Motoren beinahe identisch sind. Die Messungen am hier verwendeten Mo- tor weisen auf eine Drehzahlabhängigkeit der Parameter hin (siehe Abbildung 3.8). Weitere Messungen hierzu finden sich in [3].

Darauf aufbauend wird nun ein diskretes Modell für die Saug- rohrdynamik hergeleitet. Mit Hilfe der idealen Gasgleichung kann nun eine Differenzgleichung für den Saugrohrdruck angegeben werden:

$$p_s(t) - p_s(t - 1) = \frac{R T_s}{V_s} [ml_{zu}(t) - ml(t)] \quad (3.42)$$

Dabei muss jedoch die Phasenverschiebung zwischen den Signalen ml_{zu} und ml berücksichtigt werden. Diese kommt daher, dass die Öffnungsdauer des Einlassventils gegenüber der dem Segmenttakt phasenverschoben ist. Des weiteren stellt sich bei instationären Verhältnissen die Frage, zu welchem Zeitpunkt der Saugrohrdruck in Gleichung 3.41 ausgewertet werden muss. Ein naheliegender An-

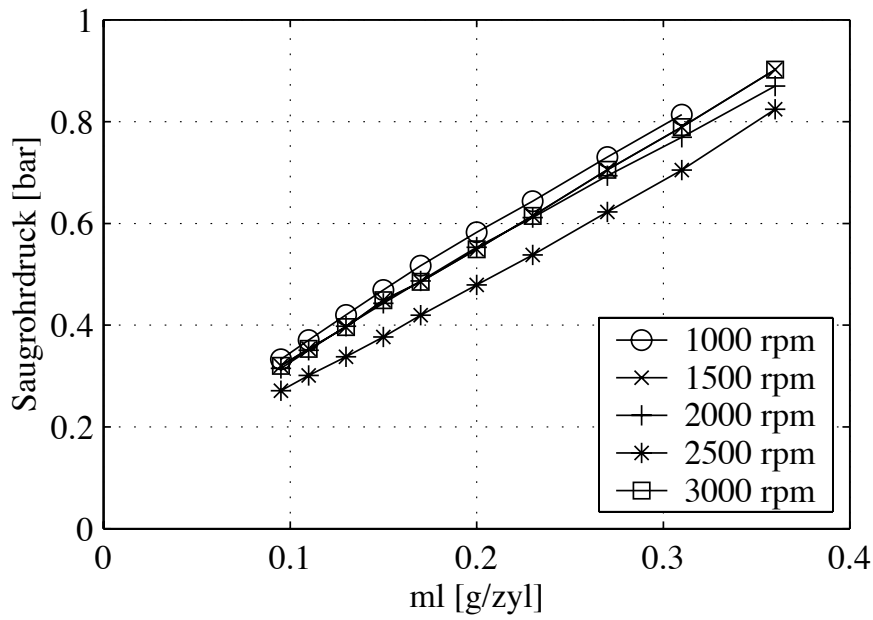


Abbildung 3.8: Zusammenhang zwischen dem mittlerem Saugrohrdruck und der Luftmasse im Zylinder

satz ist die Einführung eines Aufteilungsfaktors c (mit $0 \leq c \leq 1$):

$$ml(t) = \frac{V_H}{n_{zyl} R T_s} [s_f [c p_s(t) + [1 - c] p_s(t - 1)] + y_f] \quad (3.43)$$

Daraus ergeben sich verschiedene Spezialfälle, welche auch unterschiedliche Diskretisierungsvarianten eines kontinuierlichen Modells aufgefasst werden können.

$c = \mathbf{1}$ entspricht einer Rückwärtsintegration bei der Diskretisierung. In diesem Fall wird also der aktuelle Saugrohrdruck zur Berechnung der Luftmasse, welche bis zum aktuellen Zeitpunkt in den Zylinder geströmt ist, verwendet.

$c = \mathbf{0}$ entspricht einer Vorwärtsintegration und bedeutet, dass für die Berechnung des aktuellen Werts von ml der Saugrohrdruck des vorherigen Segments massgebend ist.

$c = \frac{1}{2}$ entspricht einer Diskretisierung mit Hilfe der bilinearen Transformation. Für die Verhältnisse am Prüfstand hat sich dieser Ansatz als geeignet erwiesen.

Mit Hilfe der Einführung des Backshiftoperators q^{-1}

$$p_s(t - 1) = q^{-1} p_s(t) \quad (3.44)$$

und der Hilfsvariablen α und β

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{V_H}{n_{zyl} R T_s} s_f [c + (1 - c) q^{-1}] \\ \beta &= \frac{V_H}{n_{zyl} R T_s} y_f \end{aligned}$$

kann nun der Ausdruck für $ml(t)$ vereinfacht werden:

$$ml(t) = \alpha p_s(t) + \beta \quad (3.45)$$

Nun kann durch einfache Umformungen von Gleichung 3.42 das Übertragungsverhalten zwischen $ml_{zu}(t)$ und $ml(t)$ hergeleitet werden. Nach einer Multiplikation mit α und einer anschliessenden Addition von β ergibt sich

$$\alpha p_s(t) + \beta = \alpha p_s(t-1) + \beta + \alpha \frac{R T_s}{V_s} [ml_{zu}(t) - ml(t)] \quad (3.46)$$

und somit kann die Variable p_s eliminiert und nach der Variable $ml(t)$ aufgelöst werden. Mit der Einführung der Hilfsvariablen

$$\gamma = \frac{n_{zyl} V_s - V_H s_f [1 - c]}{n_{zyl} V_s + V_H s_f c}$$

ergibt sich

$$ml(t) = \gamma ml(t-1) + [1 - \gamma] [c + [1 - c] q^{-1}] ml_{zu}(t) \quad (3.47)$$

oder, anders ausgedrückt:

$$ml(t) = ml(t-1) + [1 - \gamma] [[c + [1 - c] q^{-1}] ml_{zu}(t) - ml(t-1)] \quad (3.48)$$

Die Konsequenz aus der Einführung des Parameters c ist somit, dass die Phasenlage der Signalabtastung einen strukturellen Einfluss auf die Realisierung einer Füllungsprädiktion hat. Bei der Simulation hat sich für die Versuche mit dem hier verwendeten Motor der Ansatz $c = \frac{1}{2}$ als praktikabel erwiesen. Auf eine weitergehende Optimierung des Parameters c wird jedoch verzichtet.

3.3.3 Kontinuierlicher Modellansatz

Um diese Thematik abzurunden, wird noch kurz der Zusammenhang zu kontinuierlichen Modellansätzen (z.B. [38]) aufgezeigt. Anstelle des Ansatzes von Gleichung 3.41 wird oft auch ein betriebsspanntabhängiger Korrekturfaktor (Füllkennfeld) eingeführt.

$$K_F p_s = s_f p_s + y_f \quad (3.49)$$

Somit kann die Luftmasse pro Winkeleinheit wie folgt berechnet werden.

$$ml^* = \frac{n_{zyl}}{4\pi} ml = \frac{V_H}{4\pi R T_s} K_F p_s \quad (3.50)$$

Ebenso muss noch ml_{zu} umgerechnet werden. Dann kann die Differenzialgleichung für p_s mit dem Kurbelwellenwinkel ϕ als unabhängige Variable formuliert werden. Will man jedoch die kontinuierliche Zeit t als unabhängige Variable, so müssen die Luftmassen noch auf die Zeit bezogen werden:

$$\begin{aligned} ml^* &= \frac{\pi}{T_{seg}} ml^* = \frac{V_H}{4 T_{seg} R T_s} K_F p_s \\ ml_{zu}^* &= \frac{\pi}{T_{seg}} ml_{zu}^* = \frac{n_{zyl}}{4 T_{seg}} ml_{zu} \quad . \end{aligned} \quad (3.51)$$

Somit ergibt sich die kontinuierliche Differenzialgleichung für den Saugrohrdruck.

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{RT_s}{V_s} [ml_{zu}^* - ml^*] \quad (3.52)$$

Die Diskretisierung dieser Gleichung gefolgt vom Eliminieren von p_s führt dann zu einer Struktur wie in Gleichung 3.48. Der Parameter c ergibt sich dann aus der Wahl der Diskretisierungsmethode (z.B. bilinear). Bei einer fest vorgegebenen Anzahl von Diskretisierungsmethoden ist somit der kontinuierliche Modellansatz nicht ganz so flexibel wie der diskrete Modellansatz.

4 Lokale Modellierung der Wandfilmdynamik

4.1 Allgemeines

4.1.1 Problemstellung

Der Begriff *Wandfilmdynamik* bezeichnet die mit dem Transport des eingespritzten Benzins in Zusammenhang stehenden Phänomene. Der Einspritzvorgang findet normalerweise bei noch geschlossenem Einlassventil statt. Ein grosser Teil des eingespritzten Benzins sammelt sich dann auf dem Einlassventil und der Saugrohrwand an. Von dort verdampfen die einzelnen Komponenten des Benzins und gelangen dann während den nächsten Ansaugtakten in den Zylinder. Zum Begriff der Wandfilmdynamik sollen an dieser Stelle alle für den Transport von unverbranntem Kraftstoff relevanten Effekte gezählt werden, so z.B. auch eine mögliche Speicherung von Kraftstoff in der Luftsäule vor dem Einlassventil (siehe [38]).

Die Geschwindigkeit, mit der diese Transportphänomene vor sich gehen, hängt sehr stark vom Betriebszustand des Motors ab. Dazu zählen insbesondere die Motortemperatur, die Drehzahl und die Luftfüllung. Unter einer lokalen Modellierung versteht man Beschreibung des dynamischen Verhaltens verschiedener Grössen für kleine Abweichungen von einem festen Betriebspunkt. Mit Hilfe eines solchen Modells kann die Abweichung einer Grösse von ihrem nominalen Wert beschrieben werden, nicht jedoch deren Absolutwert im Falle einer Änderung des Betriebspunkts. Diese Problematik wird in Abbildung 4.1 dargestellt. Je mehr Benzin sich an Saugrohrwand und Einlassventil angelagert hat, desto mehr Ben-

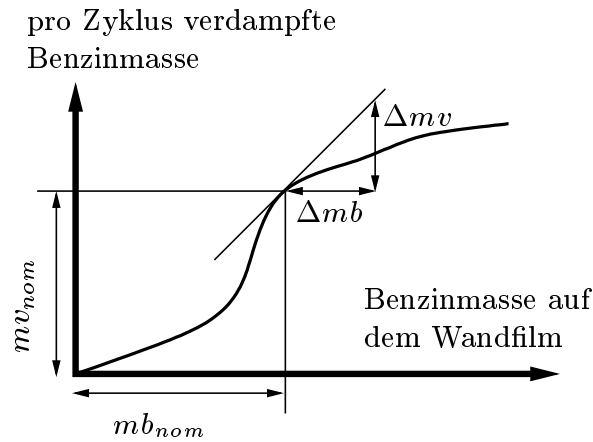


Abbildung 4.1: Lokale und globale Dynamik

zin verdampft auch von dort. Bei stationärem Motorbetrieb stellt sich ein Gleichgewicht zwischen angelagerter und verdampfter Benzinmenge ein. Es muss davon ausgegangen werden, dass dieser Zusammenhang im Allgemeinen nichtlinear ist. Durch Experimente in einem festen Betriebspunkt mit kleiner Anregungsamplitude (z.B. Frequenzgangmessung) ist es möglich den lokalen Zusammenhang (Gradient) zu bestimmen, Aussagen über die absoluten Grössen können jedoch nicht gemacht werden.

4.1.2 Abgrenzung

Objekt der Untersuchung ist ein Motor mit Einzeleinspritzung. Im Gegensatz zu einem Motor mit zentraler Gemischbildung wird der grösste Teil des Saugrohrs von reiner Luft durchströmt. Die Luftfülldynamik ist daher unterschiedlich zu berücksichtigen. Ein weiterer Unterschied zur zentralen Gemischbildung ist in der Art der Kraftstoffanlagerung zu finden. Bei der Einzeleinspritzung lagert sich ein grösserer Anteil von Benzin am Ventil an.

Die nachfolgenden Untersuchungen werden nur an einem einzelnen Zylinder des Motors durchgeführt. Die Experimente werden bei warmem Motor vorgenommen. Dies ist notwendig, um statio-

näre Verhältnisse, wie sie bei den Frequenzgangmessungen benötigt werden, zu schaffen. Thermische Verhältnisse, wie sie nach einem Kaltstart vorkommen, lassen sich praktisch nicht stationär erzielen. In [33] wurden Untersuchungen mit einem teilweise abgekühlten Motor durchgeführt. Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass sich bei der Wandfilmdynamik bei kaltem Motor nicht die Struktur, sondern nur die Parameter ändern.

4.1.3 Lösungsansätze

Zur Herleitung eines Modells können grundsätzlich zwei verschiedene Wege beschritten werden. Auf der einen Seite kann man vom kleinsten Detail zum Ganzen gehen, auf der anderen Seite kann man den einfachst möglichen Modellansatz nehmen und diesen sukzessive erweitern. Welcher Weg gewählt wird, hängt von der Zielsetzung ab. Die Modelle weisen je nach Art der Herleitung unterschiedliche Eigenschaften auf.

Der Weg vom Detail zum Ganzen führt in der Regel auf sehr komplexe Modelle, welche oft nur mit Hilfe von numerischen Methoden gelöst werden. Der Wandfilm und die Luftströmung im Saugrohr werden als Systeme mit verteilten Parametern betrachtet. Dabei kann auf die einzelnen Phänomene (z.B. Tröpfchenbildung beim Einspritzvorgang) sehr genau eingegangen werden (siehe z.B. [11]). Da wegen der Komplexität dieser Modelle der Rechenaufwand hoch ist, eignen sich diese Modelle i.a. nicht für die Implementation in einem Motorsteuergerät.

Der Weg über einen möglichst einfachen Modellansatz wird vor allem dann gewählt, wenn ein Modell niedriger Ordnung gewünscht wird. Im Fall der Wandfilmmodellierung werden dann Bilanzgleichungen für grössere Gebiete eingeführt. Sehr bekannt ist der in [1] beschriebene Ansatz.

4.1.4 Vorgehen

Ziel ist es, ein möglichst einfaches Modell für das dynamische Verhalten in einem festen Betriebspunkt zu erstellen. Das Modell soll kompakt (on-line berechenbar) und einfach zu identifizieren sein. Für das Vorgehen wird daher der zweite Ansatz gewählt.

Ausgehend von einem Modell erster Ordnung werden unterschiedliche Strukturen untersucht. Die Struktur der Differentialgleichung des Modelles soll die wesentlichen Phänomene des Prozesses beschreiben. Am besten geeignet für diesbezügliche Untersuchungen sind Experimente mit Spritanregung und konstanter Luftfüllung. Im Saugrohr stellen sich so, über mehrere Zyklen gemittelt, quasistationäre Verhältnisse ein. In der Antwort auf eine Spritanregung kommen dann nur Transportphänomene zum Tragen. Nach der Definition der Struktur, welche das Kleinsignalverhalten in allen untersuchten Betriebspunkten genügend gut beschreiben muss, wird die Variation der Parameter über den Betriebsbereich untersucht.

4.1.5 Spezielle Nomenklatur

Um das weitere Vorgehen zu vereinfachen, wird an dieser Stelle eine neue Einheit für die Benzinmasse eingeführt. Anstelle der Einheit g tritt die neue Bezeichnung g_L , welche die Benzinmasse auf die zugehörige stöchiometrische Luftmasse bezieht.

$$g_L = \sigma_0 g \quad (4.1)$$

Die Benzinmasse wird nun in der neuen Einheit g_L angegeben. Dies hat zur Folge, dass der meist nicht genau bekannte Stöchiometriefaktor σ_0 für die Formulierung der im weiteren Verlauf dieser Arbeit hergeleiteten Gleichungen nicht mehr benötigt wird. Die Definition des Luftverhältnisses λ kann nun mit der neuen Nomenklatur wie folgt angegeben werden:

$$\lambda = \frac{ml}{mb} \quad (4.2)$$

Dies bedeutet, dass der Wert $1 g_L$ genau derjenigen Benzinmasse entspricht, welcher notwendig ist um $1g$ Luft stöchiometrisch zu verbrennen.

Da viele Experimente bei konstanter Luftfüllung durchgeführt werden, lohnt sich auch das inverse Luftverhältnis zu definieren.

$$\chi = \frac{mb}{ml} \quad . \quad (4.3)$$

Die Treibstoffmasse ist somit bei konstanter Luftfüllung direkt proportional zur Grösse χ .

4.2 Modellansätze

4.2.1 Grundsätzliche Betrachtungen

Darstellung eines Modells

In der Literatur finden sich sehr viele verschiedene Ansätze um das Übertragungsverhalten eines Systems zu beschreiben. Die Herleitung der Modelle erfolgt über die Zustandsraumdarstellung. Der Vorteil liegt in der anschaulichen Darstellung der physikalischen Zusammenhänge. Für die Identifikation mittels Frequenzgangmessungen erweist sich die Verwendung von Übertragungsfunktionen als geeignet. Bei der on-line Identifikation hingegen wird wieder ein anderer Ansatz gewählt (siehe z.B. [24], Kapitel 3). In jedem Fall sollte das Modell durch eine minimale Anzahl von Parametern beschrieben werden. Dies ist insbesondere bei der Zustandsraumdarstellung nicht a priori der Fall.

Modellierung der Kraftstoffverdampfung

Über die Kraftstoffverdampfung im Saugrohr gibt es eine Reihe von sehr umfangreichen Untersuchungen (siehe z.B. [39], [20] und [22]). Es ist jedoch noch nicht gelungen ein kompaktes, für regeltechnische Anwendungen geeignetes Modell zu finden.

Handelsübliche Ottokraftstoffe bestehen aus ungefähr 270 verschiedenen Kraftstoffkomponenten. Es gibt daher keinen eindeutigen Zusammenhang zwischen Siedetemperatur und Dampfdruck, sondern eine sogenannte Siedelinie (siehe z.B. [22]), welche den Zusammenhang zwischen dem verdampften Volumensanteil und der Temperatur angibt. Bei Atmosphärendruck findet die Verdampfung von Ottokraftstoffe im wesentlichen bei Temperaturen zwischen ca. 20 °C und 200 °C statt. Der Phasenübergang der anderen Kraftstoffkomponenten erfolgt durch Massenaustauschphänomene, welche wesentlich langsamer als die Verdampfung ablaufen. Des Weiteren sei an dieser Stelle noch auf das Phänomen der Kraftstoffverdampfung aus dem Schmierfilm (siehe [29]) hingewiesen.

Der Ablauf dieser Prozesse im Saugrohr ist sehr komplex. Die Grösse der eingespritzten Benzintropfen, die Grösse der benetzten Oberflächen und die Strömungsverhältnisse beeinflussen die Gemischbildung signifikant. Trotzdem lässt sich eine mittlere Verdampfungsrate berechnen (siehe z.B. [39]), welche auch experimentell nachgeprüft werden kann. Bei der nachfolgenden Modellierung werden mittlere Verdampfungsraten, welche mittels Identifikation bestimmt werden, verwendet.

Zeitdiskretes, taktsynchrones Modell

Der zu Grunde liegende Prozess, die Verdampfung von Benzin, ist zeitkontinuierlich. Im Hinblick auf eine Anwendung des Modells in einem Algorithmus ist jedoch ein diskretes Modell zu bevorzugen. Im Laufe der Untersuchungen hat es sich herausgestellt, dass es von Vorteil ist, bei der Modellierung ein diskretes Modell anzusetzen, welches im Zylindertakt läuft.

Dieser Sachverhalt wird mit Hilfe des folgenden, einfachen Beispiels illustriert. Gegeben sei der einfache Verdampfungsprozess gemäss Abbildung 4.2, welcher durch die mittlere Verdampfungszeitkonstante τ beschrieben wird. Dieser Prozess lässt sich auf verschieden Arten diskretisieren. Unter der Voraussetzung, dass $mb_e^*(t) T_{\text{zyl}} \equiv mb_e(t)$ für $t T_{\text{zyl}} \leq t \leq (t + 1) T_{\text{zyl}}$ gilt, resultiert in

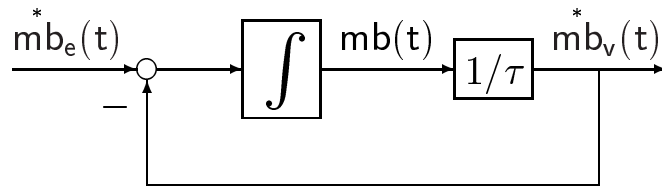


Abbildung 4.2: zeitkontinuierliche Verdampfung

jedem Fall ein diskretes Zustandsraummodell der folgenden Form:

$$\begin{aligned} mb(t+1) &= A mb(t) + B mb_e(t) \\ mb_v(t) &= C mb(t) + D mb_e(t) \quad , \end{aligned} \quad (4.4)$$

wobei die Werte von A , B , C und D voneinander abhängen. Da sich diese Werte je nach Diskretisierungsmethode (z.B. Euler, Bilineare Methode) unterscheiden, ist es im Hinblick auf die Realisierung eines Kompensators naheliegender, diese Werte direkt und nicht den Parameter τ zu identifizieren.

4.2.2 Grundstrukturen

An dieser Stelle werden Grundstrukturen für das linearisierte Übertragungsverhalten zwischen der eingespritzten Benzinmasse (mb_{ein}) und der Benzinmasse im Zylinder (mb_{in}) hergeleitet. Bei konstanter Last kann die Wandfilmdynamik gemäss Abbildung 4.3 abgegrenzt werden. Dabei bezeichnet \overline{mb} die mittlere ins Saugrohr eingespritzte Benzinmasse ($\overline{mb} = ml$).

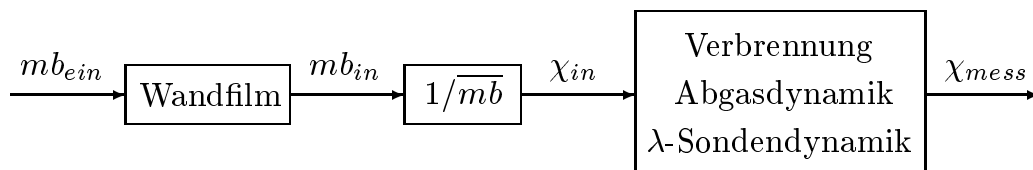


Abbildung 4.3: Abgrenzung der Wandfilmdynamik

In Abbildung 4.4 ist die Abgrenzung der Modellierung ersichtlich. Mit G_{WF} wird die gesuchte Übertragungsfunktion des lokalen Wandfilmmodells bezeichnet.

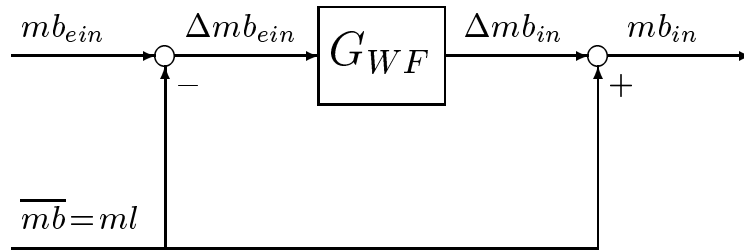


Abbildung 4.4: lokale Modellierung der Wandfilmdynamik

Somit sind auch die Eingangs- und Ausgangsgrösse für die lokale Modellierung definiert:

Δmb_{ein} ist die Eingangsgrösse und bezeichnet die Abweichung von der eingespritzten Benzinmasse zur nominellen ($\lambda = 1$ im Betriebspunkt) Benzinmasse.

Δmb_{in} ist die Ausgangsgrösse und bezeichnet die Abweichung von der aktuellen Benzinmasse im Zylinder zur nominellen Benzinmasse im Zylinder.

Modell 1. Ordnung

Dieser Modellansatz geht zurück auf den bekannten Ansatz in [1]. Es wird angenommen, dass es genau einen Wandfilm gibt, von dem das Benzin mit einer mittleren Verdampfungsrate verdampft. Vom eingespritzten Benzin trifft ein Teil auf den Wandfilm, der andere Teil verdampft während des Flugs und gelangt direkt auf den Zylinder. Da das Einspritzventil sehr nahe am Einlassventil plaziert ist, kann im Gegensatz zu [1] angenommen werden, dass das ganze verdampfte Benzin auch in den Zylinder gelangt. Die Luftfülldynamik hat somit keinen Einfluss auf die Wandfilmdynamik.

Bei stationären Verhältnissen befindet sich die Wandfilmmasse im Gleichgewicht, da dann gleichviel Benzin vom Wandfilm verdunstet wie neu angelagert wird. Diese nominelle Wandfilmmasse $\overline{mw1}$ ist jedoch unbekannt und kann nicht gemessen werden. Die Zustandsvariable $\Delta mw1(t)$ bezeichnet die Abweichung von der momentanen Wandfilmmasse zur nominellen Wandfilmmasse. Das Modell wird in Abbildung 4.5 veranschaulicht. Die Bedeutung der Koeffizienten ist wie folgt:

$A1$... Anteil (der Wandfilmmassenabweichung) der bis zum nächsten Zyklus liegenbleibt.

$B1$... Anteil (der Abweichung von der nominell eingespritzten Benzinmasse) der sich an den Wandfilm anlagert.

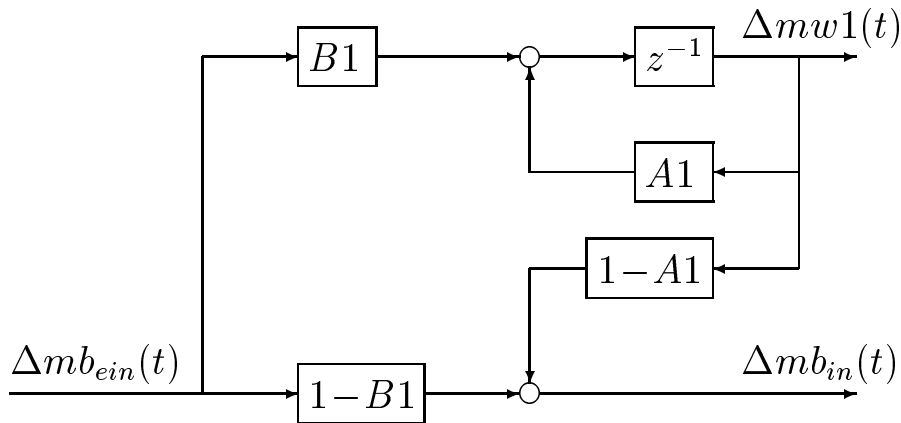


Abbildung 4.5: Modell 1. Ordnung

Aus der Abbildung 4.5 ergibt sich direkt das Zustandsraummodell:

$$\begin{aligned} \Delta mw1(t+1) &= A1 \Delta mw1(t) + B1 \Delta mb_{ein}(t) \\ \Delta mb_{in}(t) &= [1 - A1] \Delta mw1(t) + [1 - B1] \Delta mb_{ein}(t) \end{aligned} \quad (4.5)$$

und die dazugehörige Übertragungsfunktion G_{WF} ist gegeben durch:

$$G_{WF}(z) = [1 - B1] + B1 \frac{1 - A1}{z - A1} \quad (4.6)$$

Modell 1. Ordnung mit Rückströmung

Dieser Ansatz beruht auf dem in [39] vorgestellten Modell. Es handelt sich dabei um eine Erweiterung des Modells 1. Ordnung. Nur ein Teil des Gemisches, welches über den direkten Pfad und über die Verdampfung in den Zylinder gelangt, verbleibt im Zylinder. Der andere Teil dieses Gemisches wird wieder kurz vor dem Schliessen des Einlassventils zurück ins Saugrohr gestossen. Dieser Teil der Struktur (siehe Abbildung 4.6) ist, wie schon in Kapitel 3 er-

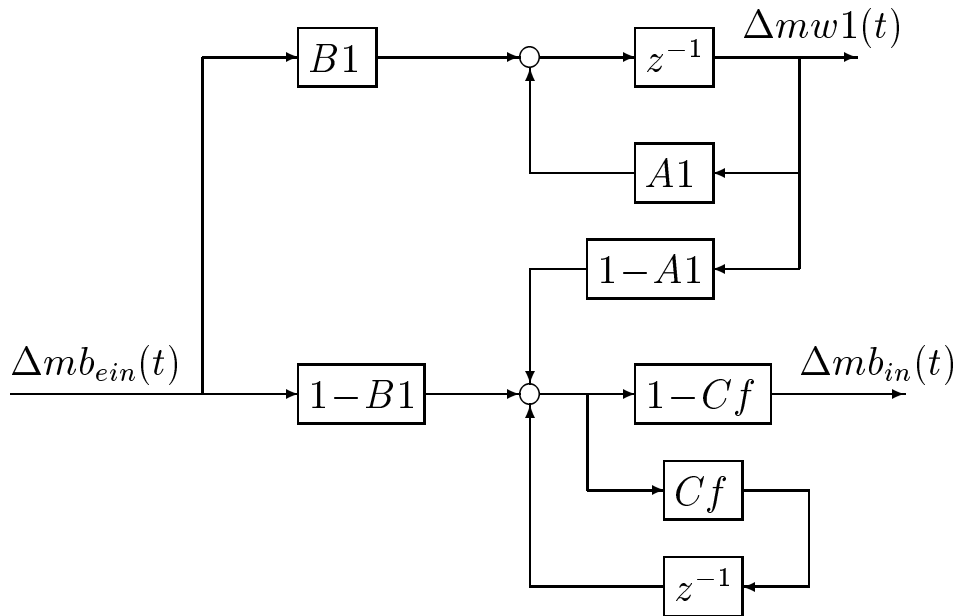


Abbildung 4.6: Modell 1. Ordnung mit Rückströmung

wähnt, äquivalent zur Struktur der Restgasdynamik. Die Methode zur Identifikation der Restgasdynamik lässt eine Unterscheidung zwischen dem im Zylinder verbleibenden Restgas und dem Gas, welches in das Saugrohr zurückströmt, nicht zu. Es ist daher anzunehmen, dass der Rückströmungseffekt durch einen zu gross geschätzten Restgasparameter C_r teilweise kompensiert wird. Die Frage, ob eine Rückströmung zu berücksichtigen ist, kann somit auch als eine Frage der Systemabgrenzung aufgefasst werden.

Aus der Abbildung 4.6 kann die entsprechende Übertragungsfunktion abgeleitet werden:

$$G_{WF}(z) = \frac{z[1 - Cf]}{z - Cf} \left[[1 - B1] + B1 \frac{1 - A1}{z - A1} \right] . \quad (4.7)$$

Modell 2. Ordnung

Das vorgängig beschriebene Einzonenmodell ist der einfachst mögliche Fall für die Modellierung der Kraftstoffverdampfung. Der nächste Schritt besteht darin, zwei voneinander unabhängige Zonen anzunehmen, von denen das Benzin mit unterschiedlichen mittleren Zeitkonstanten verdunstet (siehe Abbildung 4.7). Mit diesem

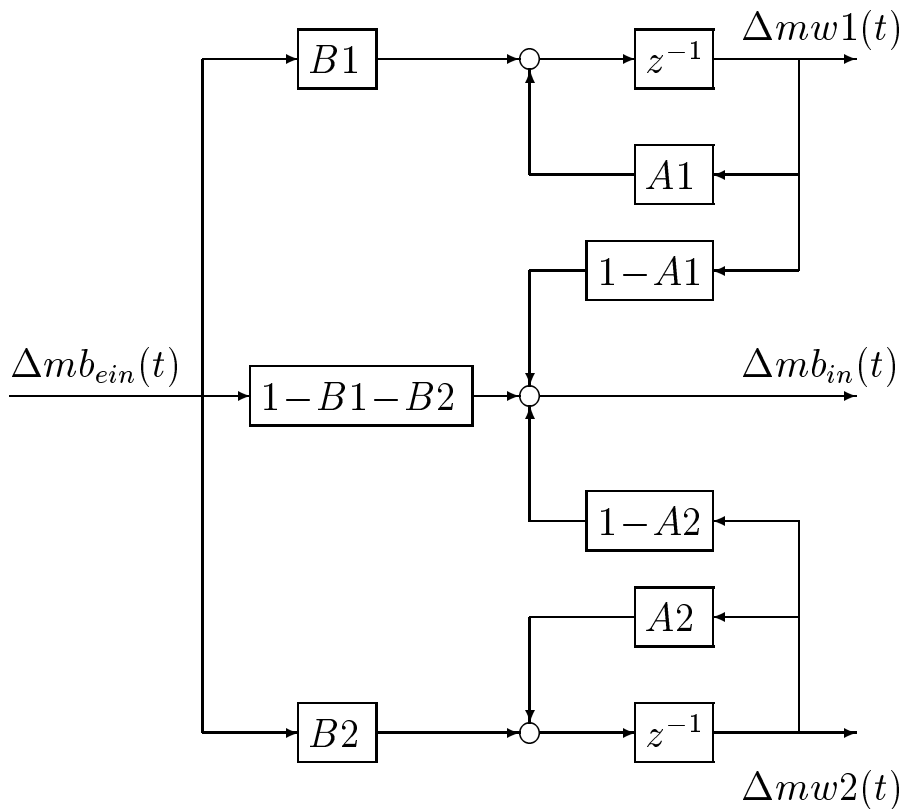


Abbildung 4.7: Modell 2. Ordnung

Ansatz ist noch nichts gesagt über die Art der Zonen. Diese könnten z.B. räumlich verschiedene Gebiete des Wandfilms aber auch unterschiedliche Kraftstoffkomponenten innerhalb eines einzigen Wandfilms bezeichnen. Eine Interpretation über die Art dieser Zonen kann a priori noch nicht gegeben werden. Viele Untersuchungen (siehe [31], [32], [33] und [34]) haben jedoch gezeigt, dass mit diesem Ansatz sehr gute Resultate erzielt werden können.

Die Zustandsraumdarstellung für dieses Modell lautet

$$\begin{aligned}
\Delta mw1(t+1) &= A1 \Delta mw1(t) + B1 \Delta mb_{ein}(t) \\
\Delta mw2(t+1) &= A2 \Delta mw2(t) + B2 \Delta mb_{ein}(t) \\
\Delta mb_{in}(t) &= [1 - A1] \Delta mw1(t) + [1 - A2] \Delta mw2(t) + \dots \\
&+ [1 - B1 - B2] \Delta mb_{ein}(t)
\end{aligned} \tag{4.8}$$

und die dazugehörige Übertragungsfunktion G_{WF} ist gegeben durch:

$$G_{WF}(z) = [1 - B1 - B2] + B1 \frac{1 - A1}{z - A1} + B2 \frac{1 - A2}{z - A2} \quad . \tag{4.9}$$

Für die Parameter gilt: $0 < A1 < 1$, $0 < A2 < 1$, $0 < B1 < 1$, $0 < B2 < 1$ sowie $B1 + B2 < 1$. Aus der Übertragungsfunktion 4.9 ist sofort ersichtlich, dass das System 2 reelle Pole hat.

Modell 2. Ordnung mit Massenaustausch

Die Einführung eines Massenaustausches zwischen den beiden Speichern stellt die einfachste Erweiterung des Modells 2. Ordnung dar (siehe Abbildung 4.8). Die zu diesem Modell gehörende Zustandsraumdarstellung lautet:

$$\begin{aligned}
\Delta mw1(t+1) &= (A1 - CA) \Delta mw1(t) + CA \Delta mw2(t) + \dots \\
&+ B1 \Delta mb_{ein}(t) \\
\Delta mw2(t+1) &= (A2 - CA) \Delta mw2(t) + CA \Delta mw1(t) + \dots \\
&+ B2 \Delta mb_{ein}(t) \\
\Delta mb_{in}(t) &= [1 - A1] \Delta mw1(t) + [1 - A2] \Delta mw2(t) + \dots \\
&+ [1 - B1 - B2] \Delta mb_{ein}(t) \quad .
\end{aligned} \tag{4.10}$$

Bei näherer Betrachtung fällt auf, dass dieses Modell überparametriert ist. Zur Beschreibung eines linearen Systems 2. Ordnung genügen im allgemeinen 5 Parameter: 2 Pole, 2 Nullstellen sowie der statische Übertragungsfaktor. Im konkreten Fall hier ist der statische Übertragungsfaktor durch das Massenerhaltungsgesetz, welches sich in der Struktur manifestiert, schon vorgegeben. Somit besitzt obiges Modell genau einen Parameter mehr als unbedingt notwendig. Im nächsten Abschnitt wird gezeigt, dass dieses Modell auf das Modell ohne Massenaustausch zurückgeführt werden kann. Diese Struktur stellt somit keine eigentliche Erweiterung, sondern nur eine andere Parametrierung dar. Die Pole des Systems bleiben reell.

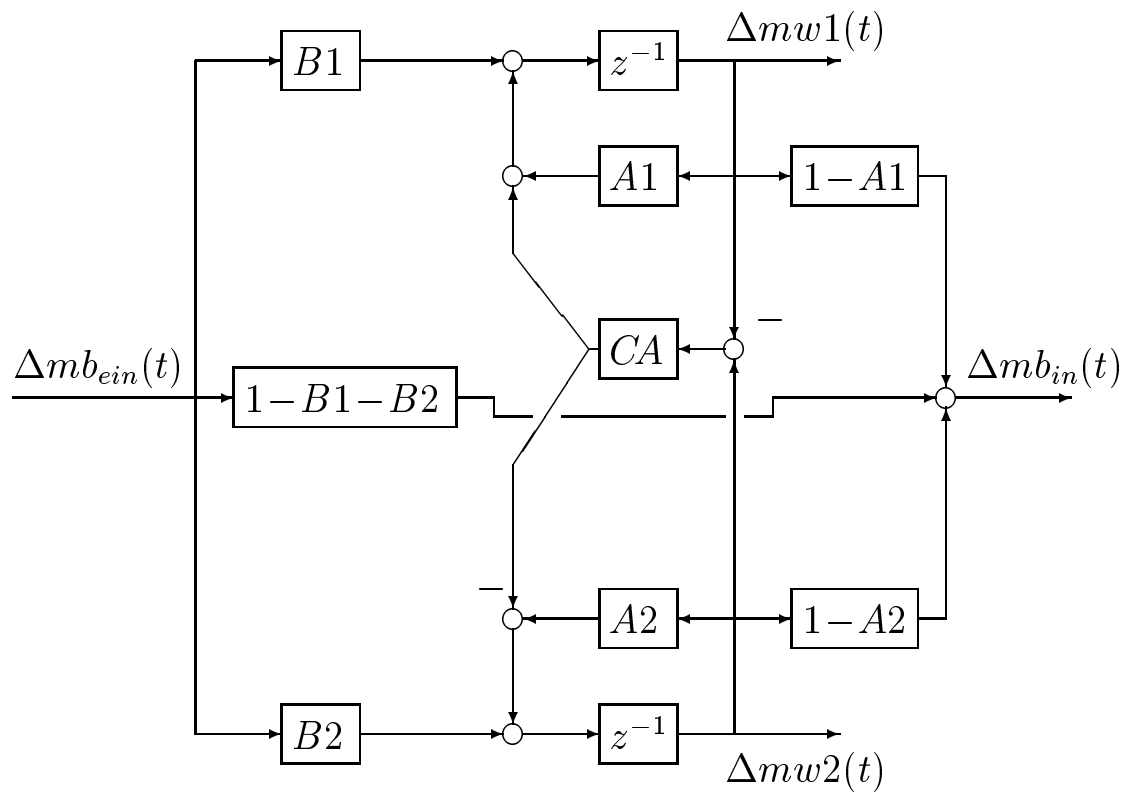


Abbildung 4.8: Modell 2. Ordnung mit Massenaustausch

4.3 Transformationen zwischen den Modellstrukturen

4.3.1 Modell 1. Ordnung mit Rückströmung vs. Modell 2. Ordnung

Das Modell 2. Ordnung ist allgemeiner als das Modell 1. Ordnung mit Rückführung, da es durch einen Parameter mehr beschrieben wird. Es stellt sich daher nun die Frage, ob das Modell 1. Ordnung mit Rückführung ein Spezialfall des Modells 2. Ordnung ist.

Den Ausgangspunkt für diese Untersuchung bilden die beiden Übertragungsfunktionen 4.7 und 4.9. Diese können durch je ein Zähler- und Nennerpolynom ausgedrückt werden.

$$G_{WF}(z) = \frac{Z(z)}{N(z)} \quad (4.11)$$

Alle zum Modell 2. Ordnung gehörenden Bezeichnungen werden an dieser Stelle mit einem zusätzlichen 'o' versehen. Die entsprechenden Polynome lauten dann wie folgt:

$$\begin{aligned} Z_o(z) &= z^2 (1 - B1_o - B2_o) + \dots \\ &\quad z (B1_o - A1_o + B2_o - A2_o + B1_o A2_o + B2_o A1_o) + \dots \\ &\quad A1_o A2_o - A1_o B2_o - A2_o B1_o \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$N_o(z) = z^2 + z (-A1_o - A2_o) + A1_o A2_o \quad (4.13)$$

Für das Modell 1. Ordnung mit Rückfluss, welches mit einem zusätzlichen 'r' gekennzeichnet wird, ergibt sich:

$$\begin{aligned} Z_r(z) &= z^2 (1 - B1_r - Cf + B1_r Cf) + \dots \\ &\quad z (A1_r Cf - A1_r + B1_r - B1_r Cf) \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$N_r(z) = z^2 + z (-A1_r - Cf) + A1_r Cf \quad (4.15)$$

Ein Koeffizientenvergleich ergibt ein überbestimmtes Gleichungssystem mit 5 Gleichungen. Das Modell 1. Ordnung mit Rückführung kann genau dann durch das Modell 2. Ordnung ausgedrückt werden, wenn es möglich ist, das Gleichungssystem für die beliebigen Parameter $\{A1r, B1r, Cf\}$ nach den Parametern $\{A1o, A2o, B1o, B2o\}$ aufzulösen. In der Tat lässt sich eine Lösung finden:

$$A1o = Cf \quad (4.16)$$

$$A2o = A1r \quad (4.17)$$

$$B1o = \frac{-Cf(Cf - A1r + B1r(1 - Cf))}{Cf - A1r} \quad (4.18)$$

$$B2o = \frac{B1r(Cf A1r - A1r)}{Cf - Ar} \quad (4.19)$$

Es ist also möglich ein beliebiges Modell 1. Ordnung mit Rückströmung durch das Modell 2. Ordnung zu beschreiben. Die einzige Ausnahme ist die Singularität bei $A1r = Cf$. Dieser Fall dürfte jedoch bei der praktischen Anwendung keine Rolle spielen. Neben dieser einen Lösung existiert noch eine symmetrische Lösung (Vertauschung der Pfade).

4.3.2 Modell 2. Ordnung mit Massenaustausch vs. Modell 2. Ordnung

Koordinatentransformation

An dieser Stelle werden einige grundlegende Aspekte von Koordinatentransformationen behandelt, welche auch die Bedeutung des Austauschfaktors CA aufzeigen. Ausgangspunkt für diese Überlegungen ist ein allgemeines Zustandsraummodell:

$$x(t+1) = Ax(t) + Bu(t) \quad (4.20)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (4.21)$$

Eine Koordinatentransformation dieses System wird definiert durch eine Transformationsmatrix T_x :

$$\tilde{x}(t) = T_x^{-1} x(t) \quad (4.22)$$

Nun kann diese Beziehung in das ursprüngliche System eingesetzt werden. Dazu wird die Gleichung für den Zustandsupdate mit T_x^{-1} multipliziert. Wird noch $x(t)$ durch $\tilde{x}(t)$ ausgedrückt, dann resultiert

$$\tilde{x}(t+1) = \tilde{A} \tilde{x}(t) + \tilde{B} u(t) \quad (4.23)$$

$$y(t) = \tilde{C} \tilde{x}(t) + \tilde{D} u(t) \quad (4.24)$$

mit $\tilde{A} = T_x^{-1} A T_x$, $\tilde{B} = T_x^{-1} B$, $\tilde{C} = C T_x$ und $\tilde{D} = D$.

Im konkreten interessiert der Zusammenhang zwischen den beiden Modellansätzen 2. Ordnung. Für den Fall mit Massenaustausch lautet die Systemmatrix

$$A = \begin{bmatrix} A1 - CA & CA \\ CA & A2 - CA \end{bmatrix} . \quad (4.25)$$

Gesucht ist nun die Transformation, welche die Matrix A in eine diagonale Matrix

$$\tilde{A} = E = \begin{bmatrix} E1 & 0 \\ 0 & E2 \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

transformiert. Mit Hilfe solch einer Transformation kann das System mit Massenaustausch in das System ohne Massenaustausch überführt werden. Eine mögliche Transformation ergibt sich aus einer Eigenwertzerlegung von A :

$$A = V E V^{-1} \quad (4.27)$$

wobei die Kolonnen der Matrix V den Eigenvektoren von A entsprechen. Für die Inverse von V gilt

$$V^{-1} = V^T \quad (4.28)$$

und somit ergibt sich Transformationsmatrix T_x aus

$$T_x = V^T . \quad (4.29)$$

Die Berechnung der Eigenwerte und Eigenvektoren kann numerisch erfolgen. Zur Veranschaulichung des Einflusses des Austauschfaktors CA und die Berechnung der Rücktransformation wird

jedoch eine analytische bzw. geometrische Lösung benötigt. Da es sich bei A um eine symmetrische Matrix handelt, kann dieses Problem graphisch gelöst werden. Dazu wird der aus der Mechanik bekannte Mohrsche Kreis (siehe Abbildung 4.9) verwendet. Anstelle

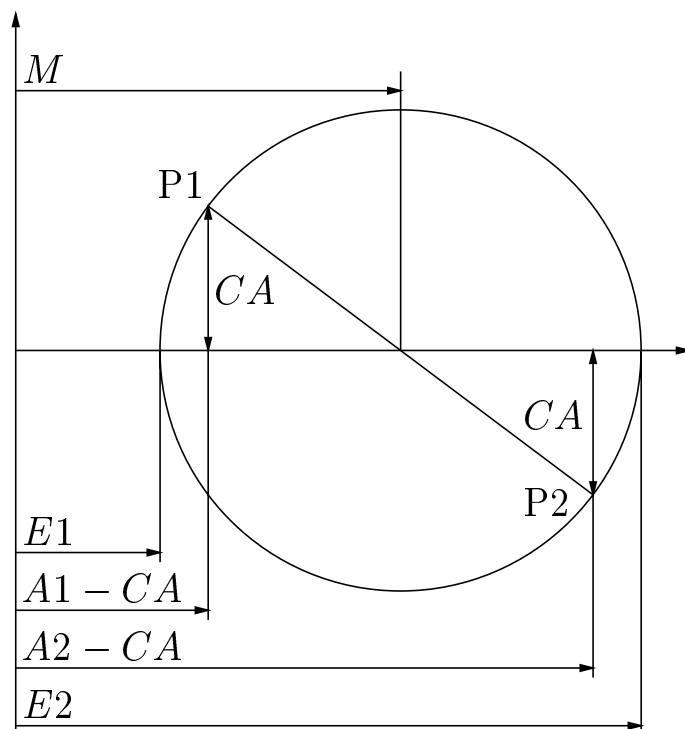


Abbildung 4.9: Mohrscher Kreis

von Spannungen werden nun die Diagonalelemente von A auf der Abszisse und die Ausserdiagonalelemente auf der Ordinate (einmal positiv und einmal negativ) aufgetragen. Somit erhält man die zwei Punkte $P1 (A1 - CA, CA)$ und $P2 (A2 - CA, -CA)$. In einem nächsten Schritt wird ein Kreis konstruiert, dessen Zentrum der Mittelpunkt zwischen $P1$ und $P2$ ist und der durch die Punkte $P1$ und $P2$ geht. Dieser Kreis dient der Veranschaulichung einer Koordinatentransformation. Ein Transformation kann als eine Drehung der Geraden $\overline{P1P2}$ betrachtet werden. Die Grösse der Diagonal- und Ausserdiagonalelemente kann dann am Kreis abgelesen werden. Bei

der oben vorgestellten Eigenwertzerlegung wird nun diese Gerade genau auf die Abszisse gedreht. Die Berechnung der Diagonalelemente $E1$ und $E2$ kann nun anhand der geometrischen Konstellation in Abbildung 4.9 erfolgen. In einem ersten Schritt wird die Variable M eingeführt, welche den Mittelpunkt bezeichnet.

$$M = \frac{(A1 - CA) + (A2 - CA)}{2} \quad (4.30)$$

Die Berechnung der gedrehten Diagonalelemente ergibt dann:

$$E1 = M - \frac{1}{2} \sqrt{(A1 - A2)^2 + 4 CA^2} \quad (4.31)$$

$$E2 = M + \frac{1}{2} \sqrt{(A1 - A2)^2 + 4 CA^2} \quad (4.32)$$

Die Gleichungen 4.31 und 4.32 stellen eine Verbindung her zwischen Elementen der Systemmatrix des Systems mit Austausch und den Elementen des diagonalen Systems. Somit ist auch der Einfluss des Austauschfaktors CA auf die Eigenwerte des Systems ersichtlich. Die Einführung des Faktors CA bewirkt, ausgehend von einem System ohne Massenaustausch, eine Verschiebung der Eigenwerte auf der reellen Achse. Der kleinere Eigenwert wird kleiner, der grössere Eigenwert wird grösser.

Diese Berechnung ist auch umkehrbar. So kann auch von einem System ohne Austausch auf ein System mit Austausch übergegangen werden. Dazu muss allerdings der Austauschfaktor angenommen werden.

$$A(1,1) = A1 - CA = M - \sqrt{\left(\frac{E1 - E2}{2}\right)^2 - CA^2} \quad (4.33)$$

$$A(2,2) = A2 - CA = M + \sqrt{\left(\frac{E1 - E2}{2}\right)^2 - CA^2} \quad (4.34)$$

Die Variable M , der Mittelpunkt, wird in diesem Fall aus den Eigenwerten $E1$ und $E2$ berechnet.

$$M = \frac{(E1) + (E2)}{2} \quad (4.35)$$

In den folgenden Abschnitten werden die hier gewonnenen Erkenntnisse auf die Umrechnung zwischen den beiden Systemen, also auch die Anpassung der Eingangs- und Ausgangsmatrizen, angewandt.

'Diagonalisieren': mit \rightarrow ohne Austausch

Gegeben ist das System mit Massenaustausch (A_m, B_m, C_m, D_m) mit den Parametern ($A_{1m}, A_{2m}, B_{1m}, B_{2m}, CA$). Gesucht wird das äquivalente System ohne Massenaustausch (A_o, B_o, C_o, D_o) mit den Parametern ($A_{1o}, A_{2o}, B_{1o}, B_{2o}$). Der Algorithmus zur Lösung dieses Problems wird mit MATLABTM-Syntax illustriert.

1. Numerische Eigenwertzerlegung.

$$[V, E] = \text{eig}(A_m);$$

2. Transformation der Matrizen.

$$A_t = E;$$

$$B_t = V^T * B_m;$$

$$C_t = C_m * V;$$

$$D_t = D_m;$$

Es gilt zu beachten, dass das transformierte System zwar das Übertragungsverhalten des ursprünglichen Systems wiedergibt, nicht jedoch den Zusammenhang zwischen Zustands- und Ausgangsmatrix¹.

3. Nach der Anpassung der Eingangs- und Ausgangsmatrix ist der Übergang zum System ohne Massenaustausch abgeschlossen.

$$c_1 = 1 - A_t(1, 1); \quad b_1 = B_t(1) * C_t(1) / c_1;$$

$$c_2 = 1 - A_t(2, 2); \quad b_2 = B_t(2) * C_t(2) / c_2;$$

$$A_o = A_t;$$

$$B_o = [b_1; b_2];$$

¹Die Ausgangsmatrix ist durch die Systemmatrix definiert:

$$C(1, 1) = 1 - A(1, 1) \quad \text{und} \quad C(1, 2) = 1 - A(2, 2).$$

$$C_o = [c_1, c_2];$$

$$D_o = D_t;$$

'Entdiagonalisieren': ohne \rightarrow mit Austausch

Gegeben ist das System ohne Massenaustausch (A_o, B_o, C_o, D_o) mit den Parametern ($A_{1o}, A_{2o}, B_{1o}, B_{2o}$). Zusätzlich wird ein Austauschfaktor CA angenommen. Gesucht wird das zu diesem Austauschfaktor gehörende äquivalente System (A_m, B_m, C_m, D_m) und den Parameter ($A_{1m}, A_{2m}, B_{1m}, B_{2m}$).

1. Berechnung des Mittelpunkts M .

$$M = (A_{1o} + A_{2o}) / 2;$$

2. Berechnung der transformierten Systemmatrix mit Hilfe der Gleichungen 4.33 und 4.34.

$$A_{1m} = M - \sqrt{((A_{2o} - A_{1o}) / 2)^2 - CA^2};$$

$$A_{2m} = M + \sqrt{((A_{2o} - A_{1o}) / 2)^2 - CA^2};$$

$$A_t = [A_{1m}, CA; CA, A_{2m}];$$

3. Numerische Eigenwertzerlegung genau wie im vorherigen Fall.
 $[V, E] = \text{eig}(A_t);$

4. Transformation der restlichen Matrizen. Im Gegensatz zum vorherigen Fall muss die Transformationsmatrix nochmals invertiert werden.

$$B_t = V * B_m;$$

$$C_t = C_m * V^T;$$

$$D_t = D_m;$$

5. Nach der Anpassung der Eingangs- und Ausgangsmatrix ist der Übergang zum System ohne Massenaustausch abgeschlossen.

$$c_1 = 1 - A_t(1, 1); \quad b_1 = B_t(1) * C_t(1) / c_1;$$

$$c_2 = 1 - A_t(2, 2); \quad b_2 = B_t(2) * C_t(2) / c_2;$$

$$A_m = A_t;$$

$$B_m = [b_1; b_2];$$

$$C_m = [c_1, c_2];$$

$$D_m = D_t;$$

4.3.3 Konsequenz

Mit dem Modell 2. Ordnung ohne Massenaustausch lassen sich auch die Modelle mit Massenaustausch oder Rückfluss beschreiben. Bei der Parameteridentifikation kann man sich somit vorerst auf das Modell 1. Ordnung und das Modell 2. Ordnung beschränken. Sollte die Identifikation für einen Aufteilungsfaktor (B_1 oder B_2) negative Werte finden, so ist dies ein Indiz für den Ansatz mit Rückfluss (siehe Gleichung 4.18). In diesem Falle müsste das Modell 1. Ordnung mit Rückfluss identifiziert werden.

4.4 Messungen und Identifikation

Die Messungen werden aus zwei Gründen durchgeführt. Zum einen lassen sich die Parameter der Modellstrukturen durch eine Optimierung ermitteln. Zum anderen gibt ein Vergleich von gemessenem und synthetisiertem Modellverhalten Aufschluss über die Qualität der Modellansätze.

4.4.1 Frequenzgangmessung

Allgemeines

Für die Untersuchung der Modellstrukturen *und* für die Identifikation der Parameter eignen sich nichtparametrische Identifikationsmethoden. Diese haben zum Ziel, das Übertragungsverhalten eines Prozesses in Form von Kurvenverläufen wie z.B. Frequenzgang oder Sprungantwort zu ermitteln. Der Vorteil dieser Verfahren gegenüber den parametrischen Verfahren ist, dass von den gemessenen Resultaten auch auf die Modellstruktur geschlossen werden kann. Von den verschiedenen nichtparametrischen Verfahren, wie z.B. Fourieranalyse oder Mittelung von Sprungantworten, hat sich

die orthogonale Kreuzkorrelation als das am geeignetste erwiesen. Dabei wird das System mit einem sinusförmigen Signal angeregt. Bei der Korrelation werden vom Ausgangssignal nur diejenigen Signalanteile berücksichtigt, die dieselbe Frequenz wie das Eingangssignal aufweisen. Aus diesem Grunde erweist sich diese Methode als sehr robust.

Die Frequenzgangmessung findet immer in einem festen Betriebspunkt statt. Dann sind Drehzahl und Luftfüllung konstant und der Motor befindet sich im thermischen Gleichgewicht. Die Anregung des Systems erfolgt durch eine Änderung der Einspritzdauer. Der Zusammenhang zwischen der eingespritzten Benzinmenge mb_{ein} und der Dauer der Ventilansteuerung t_i ist gegeben durch

$$mb_{ein}(t) = k_v [t_i(t) - t_{batt}] \quad (4.36)$$

wobei mit t_{batt} die batteriespannungsabhängige Öffnungsdauer des Einspritzventils mitberücksichtigt wird. Der Faktor k_v bezeichnet die Durchflusskonstante des Einspritzventils. In Abbildung 4.10 ist die Systemabgrenzung für die Frequenzgangmessung ersichtlich. Das vom Frequenzganganalysator generierte Anregungssignal beeinflusst die Einspritzdauer. Der Analysator berechnet dann den Frequenzgang zwischen den skalierten Signalen $u(t)$ und $y(t)$.

Systemabgrenzung

An dieser Stelle werden das Systemeingangs- und das Systemausgangssignal für die Frequenzgangmessung definiert. Grundsätzlich könnten die Einspritzdauer und das Luftverhältnis direkt verwendet werden. Eine Skalierung dieser Signale bringt zwei Vorteile mit sich. Zum einen kann der Signalbereich besser an den Analysator angepasst werden. Zum anderen kann der statische Übertragungsfaktor eingestellt werden. Im konkreten Fall erfolgt die Skalierung so, dass ein statischer Übertragungsfaktor von 1 resultiert.

Das Systemeingangssignal $u(t)$ berechnet sich aus Menge des

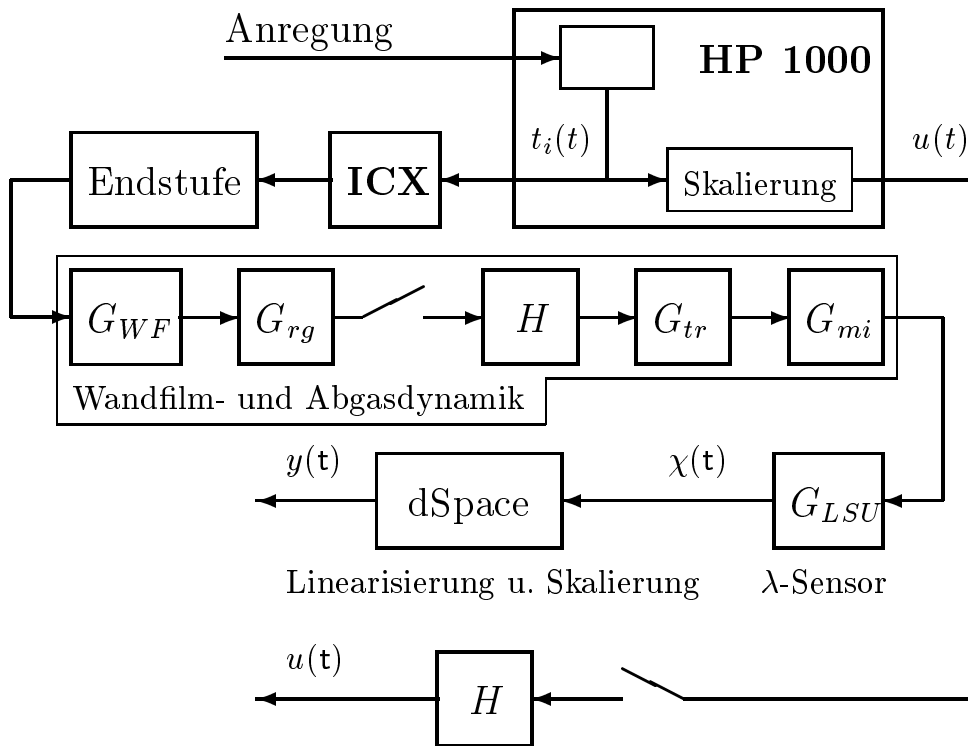


Abbildung 4.10: Systemabgrenzung für die Identifikation der Wandfilmdynamik

eingespritzten Benzins.

$$u(t) = \frac{mb_{ein}(t) - \overline{mb}}{\overline{mb}} = \frac{t_i(t) - \overline{t_i}}{\overline{t_i} - t_{batt}} \quad (4.37)$$

Mit $\overline{t_i}$ wird die nominelle Einspritzdauer bezeichnet. Das Signal $u(t)$ steht somit für die bezogene Abweichung von der nominellen Einspritzmenge.

Das Systemausgangssignal $y(t)$ berechnet sich aus der Benzinmasse bei der λ -Sonde, welche bei konstantem Luftmassenstrom wie folgt definiert ist:

$$mb_{LSU}(t) = \frac{\overline{\lambda}}{\lambda(t)} \overline{mb} = \frac{\chi(t)}{\overline{\chi}} \overline{mb} \quad (4.38)$$

Das Signal y ergibt sich dann durch skalieren dieser Masse:

$$y(t) = \frac{mb_{LSU}(t) - \overline{mb}}{\overline{mb}} = \frac{\overline{\lambda}}{\lambda(t)} - 1 = \frac{\chi(t)}{\overline{\chi}} - 1 \quad (4.39)$$

Spezifikation des Anregungssignals

Der Signalgenerator erzeugt das zeitkontinuierliche Anregungssignal $f_{anr}(t)$:

$$f_{anr}(t) = k_{anr} \sin \omega_i t \quad (4.40)$$

Dieses Signal wird vom HP1000 abgetastet und dann zur Berechnung der Einspritzdauer verwendet:

$$t_i(t) = [1 + f_{anr}(t)] \overline{t_i} + t_{batt} \quad (4.41)$$

Die einzelnen Frequenzen ω_i werden nacheinander innerhalb eines bestimmten Bereichs angeregt. Die höchste Frequenz mit welcher der Wandfilm angeregt werden kann, ist die Nyquistfrequenz. Die Messungen werden daher nur bis zu dieser Frequenz ausgewertet. Sie sind jedoch in allen Betriebspunkten bis 20Hz durchgeführt worden. Diese Frequenz liegt bei hohen Drehzahlen noch etwas über der Nyquistfrequenz (siehe Tabelle 4.1). Als tiefste Frequenz

U/min	1000	1500	2000	2500	3000
Ω [Hz]	4.17	6.25	8.33	10.42	12.5

Tabelle 4.1: Nyquist-Frequenz

wurde 0.2Hz gewählt. Dieser Wert stellt einen Kompromiss dar. Die Dauer einer Messung nimmt mit tiefen Frequenzen überproportional zu. Diese Beschränkung auf 0.2Hz ist aus praktischen Gründen (sehr grosse Anzahl von Messungen) notwendig.

Neben dem Frequenzbereich muss noch die Amplitude k_{anr} spezifiziert werden:

$$k_{anr} = 0.08 \quad (4.42)$$

Dieser Wert entstammt aus der praktischen Erfahrung. Bei einer tieferen Anregung ist das Nutzsignal im Verhältnis zum Rauschsignal zu klein. Bei zu hoher Anregungsamplitude machen sich nicht-lineare Effekte bemerkbar.

Wahl der Betriebspunkte

Der Betriebsbereich ist so gewählt, dass der für den FTP-Test relevante Bereich abgedeckt wird. Dies sind vorallem tiefere Drehzahlen und tiefe bis mittlere Luftfüllungen.

Ein Betriebspunkt ist definiert durch die Drehzahl und die Luftfüllung. Es gibt 5 Stützstellen für die Drehzahl und 10 Stützstellen für die Luftfüllung (siehe Tabelle 4.2 und 4.3). Die Auswahl der Stützstellen für die Luftfüllung erfolgte so, dass mit der obigen Anregung ein Bereich ohne Überlappung abgedeckt werden kann. Die erste Stützstelle (0.095 g/zyl) entspricht in etwa der Luftfüllung im Leerlauf, die letzte Stützstelle (0.36g/zyl) entspricht ungefähr 80% der maximalen Luftfüllung. Dazwischen sind die Stützstellen logarithmisch angeordnet.

U/min	1000	1500	2000	2500	3000
-------	------	------	------	------	------

Tabelle 4.2: Drehzahlstützstellen

<i>ml</i> [g/zy1]
0.095
0.11
0.13
0.15
0.17
0.20
0.23
0.27
0.31
0.36

Tabelle 4.3: Luftfüllungsstützstellen

4.4.2 Identifikationsmethode

Die Parameter der Modellstrukturen werden durch ein Fitten des komplexen Frequenzgangs ermittelt. Es werden nur das Modell 1. Ordnung und das Modell 2. Ordnung ohne Massenaustausch betrachtet.

Gütekriterium

Das modellierte Übertragungsverhalten zwischen den beiden skalierten Signalen $u(t)$ und $y(t)$ kann aus Abbildung 4.10 hergeleitet werden:

$$G_{fit}(s) = G_{LSU}(s) G_{mi}(s) G_{tr} G_{rg}(e^{s T_{zy1}}) G_{WFe}(e^{s T_{zy1}}, \theta) \quad (4.43)$$

Dabei bezeichnet θ den vom Modellansatz abhängigen Parametervektor. Mit G_{WFe} wird das um eine Totzeit erweiterte Wandfilmmodell bezeichnet (siehe Parametrierung). Nun wird für jeden Betriebspunkt ein Gütekriterium formuliert.

$$L(\theta) = \sum_{\omega=\omega_0}^{\Omega} |G_{mess}(j\omega) - G_{fit}(j\omega, \theta)|^2 \quad (4.44)$$

Der Parametervektor θ kann nun durch numerisches Minimieren des Gütekriteriums bestimmt werden.

Bemerkungen zur Parametrierung

Im Laufe der Untersuchungen hat es sich von Vorteil erwiesen, einen zusätzlichen Freiheitsgrad für die Identifikation in Form einer Totzeit einzuführen. Diese Totzeit T_{corr} kompensiert für unterschiedlichen Strömungsverhältnisse beim λ -Sensor und beim NO -Sensor. Es hat sich herausgestellt, dass die Totzeit T_{tr} (siehe Abbildung 3.6) nicht vollständig auf die Messung mit der λ -Sonde übertragen werden kann. Die unterschiedlichen Strömungsverhältnisse sind darauf zurückzuführen, dass der NO -Sensor im Gegensatz zum λ -Sensor das Abgas ansaugt.

Für die Identifikation wird diese zusätzliche Totzeit in der Übertragungsfunktion G_{WF_e} berücksichtigt:

$$G_{WF_e} = e^{s T_{\text{corr}}} G_{WF} \quad (4.45)$$

Dabei ist die Übertragungsfunktion G_{WF} durch die Gleichungen 4.6 oder 4.9 gegeben.

Ein weiterer Aspekt der Parametrierung ergibt sich aus den unterschiedlichen Sensitivitäten der Parameter. Das Übertragungsverhalten der Wandfilmmodelle ist nicht sehr sensitiv bezüglich der Anteile $A1$ und $A2$ im Vergleich mit den Aufteilungsfaktoren $B1$ und $B2$. Die Faktoren $B1$ und $B2$ lassen sich relativ genau bestimmen. Im Gegensatz dazu ist die genaue Bestimmung der Anteile $A1$ und $A2$ schwierig. Im Falle des Modells 2. Ordnung kann dies soweit gehen, dass der Optimierungsalgorithmus nicht das globale Minimum findet. Eine mögliche Abhilfe ist eine Koordinatentransformation.

Die Anteile $A1$ und $A2$ können durch die entsprechende Zeitkonstante ausgedrückt werden. Der Zusammenhang ist gegeben durch:

$$\tau = -\frac{T_{\text{zyl}}}{\ln A} \quad (4.46)$$

Der Vorteil dieser Parametrierung ist es, dass bei einer Schätzung der Zeitkonstante τ automatisch die Bedingung $A < 1$ erfüllt wird. Wie in Abbildung 4.11 ersichtlich ist, verändert sich auch die Sensitivität. Erfahrungen mit diesem Ansatz (siehe [33] und [34]) haben gezeigt, dass diese Parametrierung vorteilhaft sein kann. Aufgrund des verbesserten Optimierungsverfahren (siehe unten), welches zur Anwendung kommt, ist es jedoch nicht notwendig dieses Verfahren hier einzusetzen.

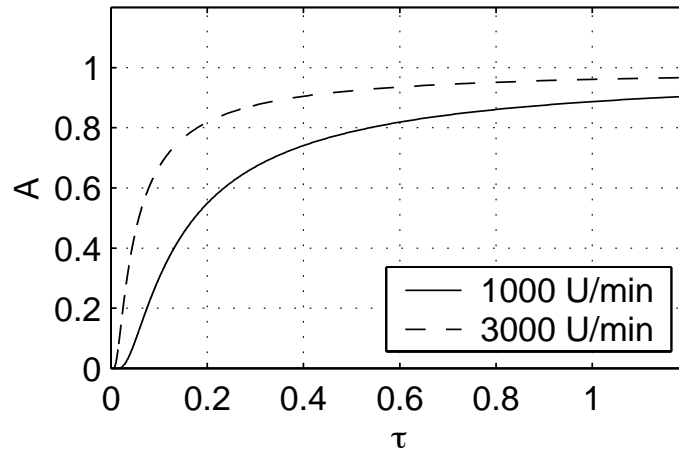


Abbildung 4.11: Zusammenhang zwischen Anteilfaktor und Zeitkonstante gemäss Gleichung 4.46

Identifikation des Modells 1. Ordnung

Die Übertragungsfunktion G_{WF} ist gegeben durch Gleichung 4.6 und somit ist der Parametervektor θ wie folgt definiert:

$$\theta = \begin{bmatrix} A1 \\ B1 \\ T_{\text{corr}} \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

Der Parametervektor θ kann nun durch ein direktes Minimieren des Gütekriteriums 4.44 bestimmt werden. Dies geschieht numerisch mit Hilfe des Nelder-Mead Simplex Algorithmus, welcher in der MATLABTM-Funktion `fmins` implementiert ist. Dieser Algorithmus erweist sich im Vergleich zu einem Newton Verfahren als robuster.

Identifikation des Modells 2. Ordnung

In diesem Fall ist die Übertragungsfunktion G_{WF} ist gegeben durch Gleichung 4.9. Der Parametervektor θ lautet somit:

$$\theta = \begin{bmatrix} A1 \\ A2 \\ B1 \\ B2 \\ T_{\text{corr}} \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

Eine direkte Minimierung des Gütekriteriums 4.44 führt in vielen Fällen zu numerischen Problemen. Neben der schon besprochenen Neuparametrierung, welche in einigen Fällen zu einer Verbesserung führen kann, wurden noch weitere Massnahmen untersucht.

Eine Änderung der Startwerte für die Optimierung kann in vielen Fällen das gewünschte Resultat bewirken. Allerdings gibt es kein systematisches Verfahren für die Wahl eines neuen Startwerts.

Eine Einschränkung des Parameterbereiches ist möglich durch eine Anpassung des Gütekriteriums. In diesem Falle werden Lösungen ausserhalb des erwünschten Bereiches durch einen zusätzlichen Term im Gütekriterium bestraft. Der Vorteil dieses Vorgehens liegt darin, dass der Optimierungsalgorithmus beibehalten werden kann. Der Erfolg dieses Vorgehens ist jedoch nicht garantiert. Im Einzelfall ist in der Regel eine Anpassung der Bestrafungsfunktion notwendig.

Die bis jetzt aufgezeigten Massnahmen sind nur im Einzelfall eine Abhilfe für die numerischen Probleme. Es ist daher naheliegend eine Verbesserung von dem Optimierungsalgorithmus zu suchen. Die Ursachen für dieses Problem liegen zum einen in der relativ hohen Dimension des Parametervektors und zum anderen in unterschiedlichen Sensitivitäten der einzelnen Parameter. Untersuchungen haben ergeben, dass es von Vorteil ist, das Optimierungsverfahren zweistufig zu gestalten. Dazu wird der Parametervektor

in zwei Vektoren aufgeteilt.

$$\theta_1 = \begin{bmatrix} B1 \\ B2 \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

$$\theta_2 = \begin{bmatrix} A1 \\ A2 \\ T_{\text{corr}} \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

Mit diesen neuen Parametervektoren können dann zwei ineinander verschachtelte Gütekriterien formuliert werden. In einem ersten Schritt wird das 'innere' Gütekriterium L_2 für θ_2 formuliert. Dabei ist θ_1 fest vorgegeben.

$$L_2(\theta_1, \theta_2) = \sum_{\omega=\omega_0}^{\Omega} |G_{\text{mess}}(j\omega) - G_{\text{fit}}(j\omega, \theta_1, \theta_2)|^2 \quad (4.51)$$

Durch Optimieren dieses Gütekriteriums wird ein optimales $\theta_2^*(\theta_1)$ berechnet.

$$\theta_2^*(\theta_1) = \min_{\theta_2} L_2(\theta_1, \theta_2) \quad (4.52)$$

Nun kann das 'äussere' Gütekriterium formuliert werden. Dieses hängt nur noch von θ_1 ab. Bei der Optimierung muss für jede Variation von θ_1 erneut der optimale Parametervektor θ_2 berechnet werden.

$$L_1(\theta_1) = \sum_{\omega=\omega_0}^{\Omega} |G_{\text{mess}}(j\omega) - G_{\text{fit}}(j\omega, \theta_1, \theta_2^*(\theta_1))|^2 \quad (4.53)$$

Der Parametervektor θ_1 wird durch das Minimieren von $L_1(\theta_1)$ bestimmt.

4.4.3 Resultate

Eine ausführliche Darstellung der gefundenen Resultate findet sich im Anhang:

- Anhang A.1.1 (Seite 189 ff.):
Identifizierte Parameter für das Modell 1. Ordnung.
- Anhang A.1.2 (Seite 195 ff.):
Gemessener Frequenzgang vs. Modell 1. Ordnung.
- Anhang A.1.3 (Seite 205 ff.):
Identifizierte Parameter für das Modell 2. Ordnung.
- Anhang A.1.4 (Seite 211 ff.):
Gemessener Frequenzgang vs. Modell 2. Ordnung.

Die Auswertung hat ergeben, dass mit beiden Modellansätzen in fast allen Betriebspunkten gute Resultate zu erzielen sind. Probleme treten bei sehr tiefen Luftfüllungen und tiefen Drehzahlen auf. Für den Betriebspunkt bei der Drehzahl 1000 U/min und der 0.095 g/zyl ist nicht möglich Modellparameter innerhalb von physikalisch vernünftigen Grenzen zu finden. In allen anderen Betriebspunkten mit sehr tiefen Luftfüllungen können für beide Modellansätze vernünftige Parameter gefunden werden. Das Modell 2. Ordnung liefert dabei vereinzelt etwas bessere Resultate.

Die Probleme bei tiefen Luftfüllungen deuten auf nicht modellierte Strömungsphänomene hin. Versuche einer Identifikation des Modells 1. Ordnung mit Rückfluss liefern allerdings keine befriedigende Resultate. Ein Grund für dieses Problem ist, dass die Experimente mit dem *NO*-Messgerät wegen unterschiedlicher Strömungsverhältnisse nicht exakt auf die Experimente mit dem λ -Sensor übertragen werden können. Besonders stark wirkt sich dies bei sehr geringen Luftfüllungen aus. In der Folge verfälscht dies die Identifikation im höheren Frequenzbereich. Für das Modell 1. Ordnung ist daher zukünftig in Erwägung zu ziehen, bei der Identifikation die hohen Frequenzen aus dem Gütekriterium auszuklammeren.

Auffallend beim Modell 2. Ordnung ist, dass der Parameter *B1* bei höheren Drehzahlen fast vollständig verschwindet. Zusammen mit den nur geringen Verbesserung gegenüber dem Modell 1. Ordnung deutet dies darauf hin, dass mit dem Ansatz 2. Ordnung

nicht unbedingt eine zusätzliche Wandfilmmasse sondern Modellfehler kompensiert werden. Anhand der vorliegenden Daten muss dem Modell 1. Ordnung der Vorzug gegeben werden, da es mit weniger Freiheitsgraden in fast allen Betriebspunkten ein gleichwertiges Resultat liefert. Diese Erkenntnis steht im Widerspruch zu früher gefundenen Resultaten (siehe [32], [33] und [34]). Ein Grund dafür ist, dass im Vergleich zu den früheren Arbeiten ein detaillierteres Modell für die Abgasdynamik verwendet wird.

5 Globale Modellierung des Wandfilms

5.1 Problemstellung

Die Modellstrukturen aus Kapitel 4 beschreiben das Übertragungsverhalten für den Kleinsignalbereich (siehe Abbildung 4.4). Dieser Bereich kann mit Abweichungen bis ca. 15% vom stationären Zustand angegeben werden. Beim praktischen Betrieb wird, das Vorhandensein einer gut funktionierenden Motorsteuerung vorausgesetzt, dieser Bereich ($0.85 < \lambda < 1.15$) idealerweise nicht verlassen. Ziel einer globalen Modellierung ist es daher das Übertragungsverhalten innerhalb dieses Bereiches, bei allerdings variablem Betriebspunkt (Drehzahl, Last), zu beschreiben. Ein nächster Schritt wäre dann die Erweiterung im Hinblick auf eine Schubabschaltung. Im Rahmen dieser Arbeit bleiben die Untersuchungen auf die Variation des Betriebspunkts beschränkt. Das gefundene Modell sollte jedoch im Prinzip auch den Fall einer Schubabschaltung abdecken.

Die Resultate von Kapitel 4, im wesentlichen die lokalen Modellstrukturen und die dazugehörigen Parameter, bilden den Ausgangspunkt. Es stellt sich nun die Frage, wie aus dieser Familie von lokalen Modellen, welche durch den Betriebspunkt parametrisiert sind, ein einziges Gesamtmodell gefunden werden kann. Die Bedeutung eines Gesamtmodells für den Entwurf eines Kompensators ist aus Abbildung 5.1 ersichtlich. Für den Entwurf eines Kompensators zur Störgrößenunterdrückung (Betriebspunktänderung) ist es von Vorteil auf direktem Wege von einem Gesamtmodell auszugehen. Die Synthese eines solchen Kompensators aus einer Familie von lokalen Kompensatoren (z.B. mittels Gain-Scheduling)

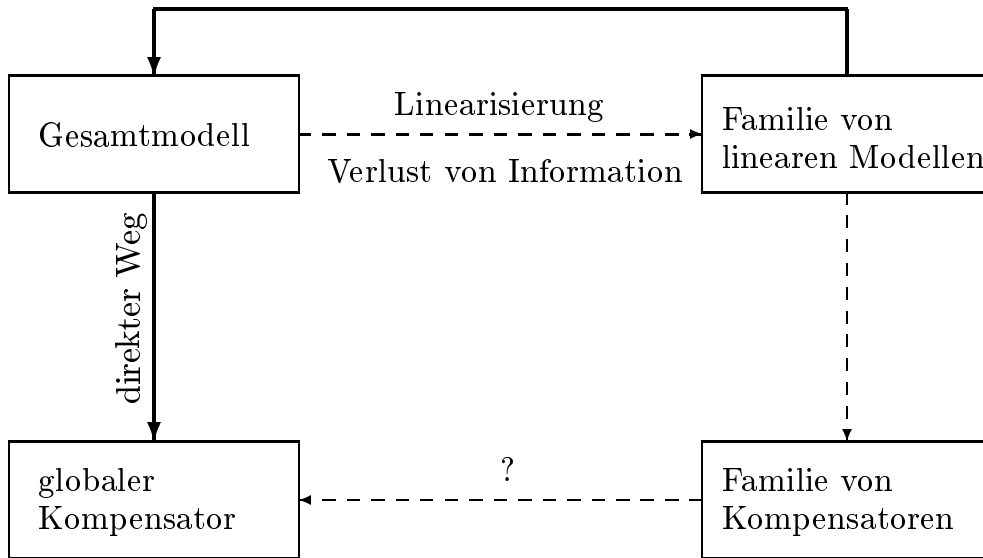


Abbildung 5.1: Entwurfsprozess einer Kompensation

ist nicht optimal, da wesentliche Informationen über eine betriebspunktabhängige Verschiebung des Gleichgewichtszustands fehlen. Für den Entwurf einer Rückführregelung hingegen ist der indirekte Weg durchaus zweckmässig, da im praktischen Betrieb die Regelung durch eine Störgrössenkomparator unterstützt wird und somit das System immer in der Nähe des Gleichgewichtszustands ist.

5.2 Globales Modell

5.2.1 Abgrenzung

Die Systemabgrenzung für das globale Modell (Abbildung 5.2) unterscheidet sich von derjenigen für das lokale Modell (Abbildung 4.4 auf Seite 66). Drehzahl und Last sind nun Eingangsgrössen des Modells. Eine Erweiterung um Motortemperatur ist möglich ohne die Struktur des Modellansatzes wesentlich zu ändern. Die Herleitung des globalen Modells erfolgt für den Ansatz 1. Ordnung. Der

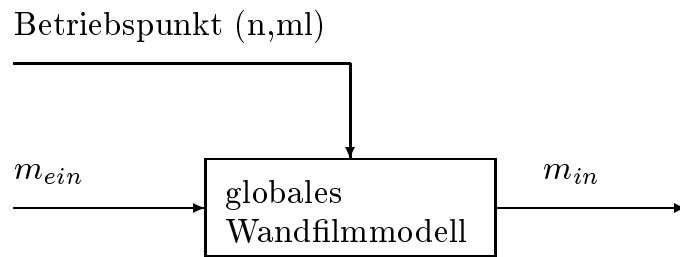


Abbildung 5.2: Systemabgrenzung

Übergang zum Ansatz 2. Ordnung ohne Massenaustausch ist trivial. Auch für den Ansatz 2. Ordnung mit Massenaustausch lässt sich, basierend auf der hier vorgestellten Methode, ein globales Modell herleiten. Auf die Herleitung eines globalen Teilmodells für einen Rückflusseffekt¹ wird verzichtet.

5.2.2 Annahmen und Anforderungen an das globale Modell

Mit der Linearisierung eines globalen Modells geht Information verloren. Daher braucht es zusätzliche Angaben um aus einer Familie von lokalen Modellen ein globales Modell zu erstellen. Aus den nachfolgenden Anforderungen und Annahmen lässt sich diese fehlende Information gewinnen.

- Anforderungen an das globale Modell
 - Die Linearisierung des globalen Modells in einem Betriebspunkt muss auf das entsprechende lokale Modell führen.
 - Das globale Modell muss physikalisch interpretierbar sein und das Massenerhaltungsgesetz erfüllen. Diese Anforderung erscheint trivial, sie wird jedoch bei den Herleitungen mathematisch ausgenutzt.

¹Für die Herleitung eines solchen globalen Teilmodells kann im wesentlichen wie bei der Modellierung der Restgasdynamik vorgegangen werden.

- Annahmen
 - In einem Betriebspunkt stellt sich im Saugrohr ein Gleichgewichtszustand mit einer konstanten mittleren Wandfilmmasse ein.
 - Der für ein Arbeitsspiel relevante Betriebspunkt ist durch die momentane Last und die momentane Drehzahl definiert. Dies gilt auch im transienten Betrieb. Die Kraftstoffverdampfungsrate innerhalb eines Arbeitsspiels entspricht derjenigen des dazugehörigen lokalen Modells, unabhängig von der Vorgeschichte².

5.2.3 Herleitung der Modellstruktur

Aus der Anforderung, dass die Linearisierung des globalen Modells auf das lokale Modell führen muss, kann die Struktur des globalen Modells hergeleitet werden. Es ist naheliegend, die Bedeutung der Zustandsvariablen nicht zu verändern und dieselben Grössen zu modellieren wie beim lokalen Modell. Die wesentlichen Grössen bei der lokalen Modellierung sind:

$\Delta mb_{ein}(t)$... Abweichung von der nominell ins Saugrohr eingespritzten Benzinmasse.

$\Delta mb_{in}(t)$... Abweichung von der nominell in den Zylinder gelangenden Benzinmasse.

$\Delta mw1(t)$... Abweichung der Wandfilmmasse von der nominellen Wandfilmmasse (die mittlere Wandfilmmasse, welche sich unter stationären Bedingungen einstellt).

$A1$... Anteil (der Wandfilmmassenabweichung), der bis zum nächsten Zyklus liegenbleibt.

²Diese Annahme besagt auch, dass sich der Motor immer im thermischen Gleichgewicht befindet. Sollte dies nicht mehr haltbar sein, so muss der Betriebspunkt durch die relevante Motortemperatur erweitert werden. Eine Modellerweiterung in diesem Sinne wird im nächsten Kapitel diskutiert.

$B1$... Anteil (der Abweichung von der nominell eingespritzten Benzinmasse), der sich an den Wandfilm anlagert.

Davon ausgehend ergeben sich die wesentlichen Grössen, welche für das globale Modell massgebend sind. Diese sind die absolute Formulierung der obigen Grössen:

$mb_{ein}(t) = \overline{mb}_{ein} + \Delta mb_{ein}(t)$... Total ins Saugrohr eingespritzte Benzinmasse.

$mb_{in}(t) = \overline{mb}_{in} + \Delta mb_{in}(t)$... Total in den Zylinder gelangende Benzinmasse.

$mw1(t) = \overline{mw1} + \Delta mw1(t)$... Absolute Wandfilmmasse

$fA1$... Derjenige Teil der absoluten Wandfilmmasse, der liegenbleibt (bzw. nicht verdampft).

$fB1$... Derjenige Teil der gerade eingespritzten Benzinmasse, der sich neu an den Wandfilm anlagert.

Mit diesen Grössen kann ein Zustandsraummodell formuliert werden, welches dem Gesetz der Massenerhaltung genügt:

$$mw1(t+1) = fA1 + fB1 \quad (5.1)$$

$$mb_{in}(t) = [mw1(t) - fA1] + [mb_{ein}(t) - fB1] \quad (5.2)$$

Die neue Wandfilmmasse setzt sich zusammen aus dem Teil des Wandfilms, der nicht verdampft, und aus dem Teil des eingespritzten Benzins, der nicht direkt in den Zylinder gelangt. Die Benzinmasse, welche in den Zylinder gelangt, besteht aus dem Benzin das verdampft ($[mw1(t) - fA1]$) und aus dem eingespritzten Benzin das direkt in den Zylinder gelangt ($[mb_{ein}(t) - fB1]$).

Die Grössen $fA1$ und $fB1$ sind als Funktionen aufzufassen und somit stellt sich die Aufgabe, einen Ansatz für diese Funktionen zu finden. Dazu wird zuerst ein Ansatz für die Abhängigkeiten dieser Funktionen gemacht.

$$fA1 := fA1(ml, n, mw1(t)) \quad (5.3)$$

$$fB1 := fB1(ml, n, mb_{ein}(t)) \quad (5.4)$$

Es ist offensichtlich, dass diese Funktionen vom Betriebspunkt abhängig sein müssen. Die nichtverdampfte Wandfilmmasse ($fA1$) hängt sicher von der momentanen Wandfilmmasse ($mw1(t)$) ab. Je mehr Benzin auf dem Wandfilm vorhanden ist, desto mehr Benzin kann verdampft werden. Die Annahme, dass $fA1$ nicht von $mb_{ein}(t)$ abhängt, vereinfacht die Erfüllung der Linearisierungsanforderung. Eine Rechtfertigung für diese Annahme ergibt sich aus der Tatsache, dass ein allfälliger Einfluss der Einspritzmenge auf die Verdampfung zum Grossteil durch den Betriebspunkt beschrieben werden kann. Die sich neu an den Wandfilm anlagernde Benzinmasse ($fB1$) hängt sicher von der eingespritzten Benzinmasse ($mb_{ein}(t)$) ab. Je mehr Benzin eingespritzt wird, desto mehr Benzin kann sich an der Saugrohrwand niederschlagen. Es ist nicht anzunehmen, dass $mw1(t)$ einen wesentlichen Einfluss auf $fB1$ hat, da die Flugbahn der eingespritzten Benzintropfen hauptsächlich durch die Strömungsverhältnisse im Saugrohr beeinflusst wird.

Von spezieller Bedeutung für das weitere Vorgehen sind alle Betriebspunkte $(\overline{ml}, \overline{n})$, bei denen sich ein stöchiometrisches Gemisch einstellt. In solch einem Betriebspunkt stellt sich eine konstante mittlere Wandfilmmasse ein, welche **nominelle Wandfilmmasse** genannt wird und mit $mw1n(ml, n)$ oder $\overline{mw1}$ bezeichnet wird. Diese nominelle Wandfilmmasse ist a priori nicht bekannt und muss noch berechnet werden. Ebenso gehört zu jedem solchen Betriebspunkt die sogenannte **nominelle Einspritzmenge**, welche mit $mbn_{ein}(ml, n)$ oder \overline{mb}_{ein} bezeichnet wird. Es muss $mbn_{ein}(ml, n) = ml$ gelten, da bei stationärem Motorbetrieb die eingespritzte Benzinmenge³ der Last entsprechen muss um stöchiometrische Verhältnisse zu erreichen. Somit hängen die Werte, welche die Funktionen $fA1$ und $fB1$ in einem Betriebspunkt annehmen, nur noch von Drehzahl und Last ab, da sich ja nominelle Wandfilmmasse und nominelle Einspritzdauer aus dem Betriebspunkt ergeben. Es können somit sogenannte **Nominalfunktionen** definiert werden, welche den Wert der Funktionen $fA1$ bzw.

³Man beachte die spezielle Nomenklatur (siehe 4.1.5 auf Seite 62).

$fB1$ in einem konstanten Betriebspunkt angeben.

$$fA1n(ml, n) := fA1(ml, n, mw1n(ml, n)) \quad (5.5)$$

$$fB1n(ml, n) := fB1(ml, n, mbn_{ein}(ml, n)) \quad (5.6)$$

Nun kann die Linearisierungsanforderung ausgewertet werden, in dem der globale Modellansatz in einem festen Betriebspunkt $(\overline{ml}, \overline{n})$ linearisiert wird. Die Funktionen $fA1$ und $fB1$ werden in eine Taylorreihe bis zur 1. Ordnung entwickelt.

$$fA1(\overline{ml}, \overline{n}, mw1(t)) = fA1n(\overline{ml}, \overline{n}) + \frac{\partial fA1}{\partial mw1} \Delta mw1(t) \quad (5.7)$$

$$fB1(\overline{ml}, \overline{n}, mb_{ein}(t)) = fB1n(\overline{ml}, \overline{n}) + \frac{\partial fB1}{\partial mb_{ein}} \Delta mb_{ein}(t) \quad (5.8)$$

In einem ersten Schritt werden 5.7 und 5.8 für den Spezialfall $\Delta mw1(t) \equiv 0$, $\Delta mb_{ein}(t) \equiv 0$ und $\Delta mb_{in}(t) \equiv 0$ in 5.1 und 5.2 eingesetzt:

$$\overline{mw1} = fA1n + fB1n \quad (5.9)$$

$$\overline{mb_{in}} = [\overline{mw1} - fA1n] + [\overline{mb_{ein}} - fB1n] \quad (5.10)$$

In der Beziehung 5.9 kommt das Massenerhaltungsgesetz zum Ausdruck. Es besagt, dass es im stationären Fall ein Gleichgewicht zwischen der verdampfenden $(\overline{mw1} - fA1n)$ und der sich neu anlagernden $(fB1n)$ Benzinmasse geben muss. Das globale Modell muss die Beziehung 5.9 immer erfüllen. Damit⁴ ist auch Gleichung 5.10 erfüllt. In einem nächsten Schritt kann nun, unter Berücksichtigung von Gleichung 5.9, das globale Modell in einem Betriebspunkt linearisiert werden.

$$\begin{aligned} \Delta mw1(t+1) &= \frac{\partial fA1}{\partial mw1} \Delta mw1(t) + \dots \\ &+ \frac{\partial fB1}{\partial mb_{ein}} \Delta mb_{ein}(t) \end{aligned} \quad (5.11)$$

⁴Man beachte, dass $\overline{ml} \equiv \overline{mb_{ein}} \equiv \overline{mb_{in}}$ gilt.

$$\begin{aligned}\Delta mb_{in}(t) &= \left[1 - \frac{\partial fA1}{\partial mw1}\right] \Delta mw1(t) + \dots \\ &+ \left[1 - \frac{\partial fB1}{\partial mb_{ein}}\right] \Delta mb_{ein}(t) \quad (5.12)\end{aligned}$$

Ein Vergleich dieser Linearisierung mit der Zustandsraumdarstellung 4.5 offenbart den Zusammenhang zwischen lokalem und globalem Modell. Um die Linearisierungsanforderung zu erfüllen muss offensichtlich gelten:

$$\frac{\partial fA1}{\partial mw1} = A1 \quad (5.13)$$

$$\frac{\partial fB1}{\partial mb_{ein}} = B1 \quad (5.14)$$

Jetzt kann der Ansatz für die Funktionen $fA1$ und $fB1$ konkretisiert werden. Da das Modell in erster Linie das dynamische Verhalten in der Nähe der Gleichgewichtszustände beschreiben soll, wird angenommen, dass ein linearer Ansatz für diese Funktionen genügend gut ist. Das globale Modell ist somit definiert durch die Struktur (Gleichungen 5.1 und 5.2) und dem folgenden Ansatz für die Funktionen $fA1$ und $fB1$:

$$fA1(ml, n, mw1(t)) = fA1n(ml, n) + A1 [mw1(t) - mw1n(ml, n)] \quad (5.15)$$

$$fB1(ml, n, mb_{ein}(t)) = fB1n(ml, n) + B1 [mb_{ein}(t) - mb_{ein}n(ml, n)] \quad (5.16)$$

Die Parameter des lokalen Modells hängen dabei vom Betriebspunkt ab ($A1(ml, n)$ und $B1(ml, n)$) und müssen mittels Interpolation berechnet werden. Nun stellt sich noch die Aufgabe die beiden Nominalfunktionen $fA1n$ und $fB1n$ sowie die nominell Einspritzmenge $mb_{ein}n$ und die nominelle Wandfilmmasse $mw1n$ zu bestimmen.

5.2.4 Bestimmung der Nominalfunktionen

Im folgenden wird nun der Zusammenhang zwischen den lokalen, betriebspunktabhängigen Parametern ($A1$, $B1$) und den Nominalfunktionen hergeleitet. Mit Hilfe dieses Zusammenhangs sollen die Werte der Nominalfunktionen in den einzelnen Betriebspunkten berechnet werden. Die Werte für die übrigen Betriebspunkte können dann durch eine Kennfeldinterpolation bestimmt werden. Somit ist es zulässig, dass die Konstruktion der Nominalfunktionen für eine **konstante Drehzahl** erfolgt. Im folgenden werden alle bis jetzt erwähnten Funktionen als nicht mehr von der Drehzahl abhängig betrachtet. Der Betriebspunkt ist somit nur noch durch die Last (ml) definiert. Dies reduziert die Komplexität der Herleitung erheblich.

Konstruktion von $fB1n$

Der Zusammenhang zwischen den Funktionen $fB1(ml, mb_{ein})$ und $fB1n(ml)$ ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Funktion $fB1$ stellt eine Fläche über der von ml und mb_{ein} aufgespannten Ebene dar. In dieser Ebene existiert die Funktion für die nominelle Einspritzmenge, welche durch $mbn_{ein}(ml) = ml$ gegeben ist. Die Nominalfunktion $fB1n$ stellt eine Kurve in der Fläche $fB1$ dar, welche über der Funktion mbn_{ein} liegt.

Zunächst ist von der Nominalfunktion $fB1n$ nur der Nullpunkt bekannt. Offensichtlich muss $fB1n(0) = 0$ gelten, da im Grenzfall $ml = 0$ (nominell) kein Benzin mehr eingespritzt wird und somit (nominell) auch kein Benzin auf den Wandfilm gelangt. Es ist möglich, ausgehend vom Nullpunkt, die Nominalfunktion $fB1n$ durch eine Integration über die Last (ml) zu bestimmen. Dazu ist es notwendig, den Gradient der Nominalfunktion (in Richtung der Last) zu bestimmen. Ausgehend vom Punkt P in Abbildung 5.3 wird der Zuwachs der Nominalfunktion $dfB1n$ für eine kleine Laständerung dml berechnet, indem zuerst in Richtung der Einspritzdauer⁵ ex-

⁵Dies ist die Richtung, in welcher bei der Parameteridentifikation in einem

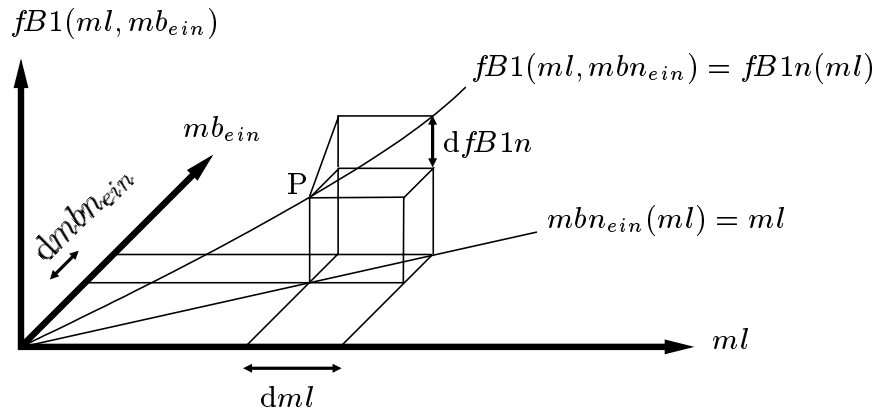


Abbildung 5.3: Konstruktion von $fB1n$

trapoliert wird. Dabei wird der Parameter $B1$ für diesen kleinen Lastbereich als konstant angenommen.

$$dfB1n(ml) = B1(ml) dmbn_{ein} \quad (5.17)$$

Der Zusammenhang zwischen $dmbn_{ein}$ und dml ist durch die Funktion mbn_{ein} gegeben.

$$dml = dmbn_{ein} \quad (5.18)$$

Somit ist der Gradient der Funktion $fB1n$ bestimmt.

$$\frac{dfB1n(ml)}{dml} = B1(ml) \quad (5.19)$$

Nun kann, ausgehend vom Nullpunkt, die Nominalfunktion $fB1n$ für die einzelnen Lastpunkte ml_j (siehe Tabelle 4.3 auf Seite 84) iterativ durch Integration bestimmt werden.

$$fB1n(ml_{j+1}) = fB1n(ml_j) + \int_{ml_j}^{ml_{j+1}} B1(\sigma) d\sigma \quad (5.20)$$

konstanten Betriebspunkt angeregt wird.

Es wird angenommen, dass $B1(\sigma)$ durch eine lineare Interpolation zwischen den Werten in den Betriebspunkten gegeben ist.

$$B1(\sigma) = B1(ml_j) + \frac{B1(ml_{j+1}) - B1(ml_j)}{ml_{j+1} - ml_j} [\sigma - ml_{j+1}] \quad (5.21)$$

Das Integral 5.20 kann zusammen mit der Interpolation 5.21 aufgelöst werden.

$$fB1n(ml_{j+1}) = fB1n(ml_j) + \frac{1}{2} [B1(ml_j) + B1(ml_{j+1})] [ml_{j+1} - ml_j] \quad (5.22)$$

Konstruktion von $fA1n(ml)$ und $mw1n(ml)$

Die Konstruktion der Nominalfunktion $fA1n(ml)$ ist etwas komplexer als der vorangegangene Fall. Der Grund dafür ist, dass die nominelle Wandfilmmasse $mw1n(ml)$ im Gegensatz zur nominellen Einspritzmenge mbn_{ein} nicht mehr a priori bekannt ist. Die Funktion $fA1(ml, mw1)$ stellt wie im vorangegangenen Fall eine Fläche dar, in diesem Fall jedoch über der von ml und $mw1$ aufgespannten Ebene (siehe Abbildung 5.4). In dieser Ebene existiert die Funktion $mw1n(ml)$, welche die nominelle Wandfilmmasse bezeichnet. Die Nominalfunktion $fA1n$ stellt eine Kurve in der Fläche $fA1$ dar, welche über der Funktion $mw1n$ liegt.

Wie im vorangegangenen Fall ist der Nullpunkt der Nominalfunktion $fA1n$ bekannt. Im Grenzfall $ml=0$ darf nominell kein Benzin in den Zylinder gelangen. Dies ist nur möglich, wenn $mw1n(0)=0$ gilt. Da in diesem Fall kein Benzin mehr in der Saugrohrwand gespeichert ist, muss auch $fA1n(0) = 0$ gelten. Wie im Fall von $fB1n$ soll nun die Nominalfunktion $fA1n$ durch eine Integration über die Last bestimmt werden. Ausgehend vom Punkt P in Abbildung 5.4 wird der Zuwachs der Nominalfunktion $fA1n$ für eine kleine Laständerung berechnet. Dabei wird zuerst in die Richtung der Wandfilmmasse $mw1$ extrapoliert. Dies ist die Richtung, welche auch bei der Identifikation des lokalen Modells angeregt wird.

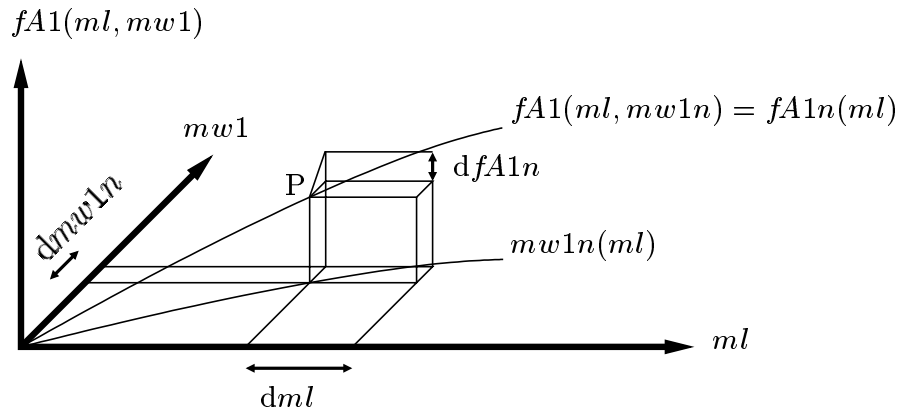


Abbildung 5.4: Konstruktion von $fA1n$

Unter der Annahme, dass der Parameter $A1$ für eine kleine Laständerung als konstant angenommen werden kann, ergibt sich

$$dfA1n(ml) = A1(ml) dmw1n \quad (5.23)$$

wobei noch $dmw1n$ bestimmt werden muss. Dies ist möglich mit Hilfe des in Gleichung 5.9 ausgedrückten Massenerhaltungsgesetzes, welches in der hier verwendeten Notation nochmals angeschrieben wird.

$$mw1n(ml) = fA1n(ml) + fB1n(ml) \quad (5.24)$$

Durch Ableiten von 5.24 findet sich ein Ausdruck für $dmw1n$, welcher in 5.23 eingesetzt werden kann.

$$dfA1n(ml) = A1(ml) \left[\frac{dfA1n(ml)}{dml} + \frac{dfB1n(ml)}{dml} \right] dml \quad (5.25)$$

Unter Verwendung von Gleichung 5.19 kann nun der Zuwachs der Nominalfunktion $fA1n$ durch die Parameter $A1$ und $B1$ ausgedrückt werden.

$$dfA1n(ml) = \frac{A1(ml) B1(ml)}{1 - A1(ml)} dml \quad (5.26)$$

Nun kann, ausgehend vom Nullpunkt, die Nominalfunktion $fA1n$ für die einzelnen Lastpunkte ml_j (siehe Tabelle 4.3 auf Seite 84) iterativ durch Integration bestimmt werden.

$$fA1n(ml_{j+1}) = fA1n(ml_j) + \int_{ml_j}^{ml_{j+1}} \frac{A1(\sigma) B1(\sigma)}{1 - A1(\sigma)} d\sigma \quad (5.27)$$

Ein Auswertung dieses Integrals mit dem Ansatz 5.21 für $B1$ und dem entsprechenden Ansatz für $A1$ ist für die praktische Anwendung zu kompliziert. Mit einem nur sehr geringen Verlust an Rechengenauigkeit kann dieses Integral approximiert werden. Dazu wird mittlere Wert der Parameter $A1$ und $B1$ verwendet.

$$\overline{A1} = \frac{1}{2} [A1(ml_j) + A1(ml_{j+1})] \quad (5.28)$$

$$\overline{B1} = \frac{1}{2} [B1(ml_j) + B1(ml_{j+1})] \quad (5.29)$$

Mit diesen Parametern wird der mittlere Wert des Integranden berechnet. Das Integral wird dann für diesen mittleren Wert berechnet.

$$fA1n(ml_{j+1}) = fA1n(ml_j) + \frac{\overline{A1} \overline{B1}}{1 - \overline{A1}} [ml_{j+1} - ml_j] \quad (5.30)$$

Diese explizite Lösung für die Konstruktion von $fA1n$ ist äquivalent mit der in [35] gefundenen impliziten Lösung. In diesen Zusammenhang sei noch erwähnt, dass die Lösung 5.30 auch durch die Nominalfunktion $fB1n$ ausgedrückt werden kann.

$$fA1n(ml_{j+1}) = fA1n(ml_j) + \frac{\overline{A1}}{1 - \overline{A1}} [fB1n(ml_{j+1}) - fB1n(ml_j)] \quad (5.31)$$

5.2.5 Bemerkungen zum globalen Modell

Zusammenfassung des Ansatzes

In 5.1 und 5.2 ist die Modellstruktur des globalen Modells gegeben. Der Ansatz für die Funktionen $fA1$ und $fB1$ (5.15 und 5.16) besagt, dass sich diese Funktionen aus einer Nominalfunktion (dem

Wert in einem Betriebspunkt) und einem Term für die Abweichung vom Betriebspunkt zusammensetzen. Der Wert der Nominalfunktionen $fA1n$ und $fB1n$ kann für einzelne Betriebspunkte gemäss 5.30 und 5.22 iterativ berechnet werden. Nach der Berechnung der Nominalfunktionen kann auch mit Hilfe der Bedingung für die Massenerhaltung (Gleichung 5.24) die nominelle Wandfilmmasse in den einzelnen Betriebspunkten berechnet werden. Die nominelle Einspritzmenge in den einzelnen Betriebspunkten entspricht der momentanen Luftfüllung.

Die Eingangsgrössen des Modells sind der Betriebspunkt und die eingespritzte Benzinmenge, die Ausgangsgrösse ist die in den Zylinder gelangende Benzinmenge (siehe Abbildung 5.2). In einem konstanten Betriebspunkt verhält sich das globale Modell wie das entsprechende lokale Modell. Mit einer Änderung des Betriebspunkts ändern sich auch die Nominalfunktionen, die nominelle Einspritzmenge und die nominelle Wandfilmmasse. Durch eine Änderung der nominellen Wandfilmmasse ist es möglich, dass das System bei einer gleichbleibenden absoluten Wandfilmmasse von einem Gleichgewichtszustand in einen Zustand mit zu grosser oder zu kleiner Wandfilmmasse wechseln kann. Dieser Umstand manifestiert sich besonders bei einer Änderung der Luftfüllung.

Parameter $A1$ und $B1$ für den Betriebspunkt $ml=0$

Die Konstruktion der Nominalfunktionen erfolgt iterativ beginnend mit der Last $ml=0$ g/zyl. Die Parameter $A1$ und $B1$ liegen jedoch erst ab einer Last von 0.095 g/zyl vor (siehe Tabelle 4.3). Es muss somit eine Annahme für die Parameter im Nullpunkt getroffen werden. Diese Annahme wirkt sich auf die Steigung der Nominalfunktionen zwischen Nullpunkt und erstem Lastpunkt aus. Es hat sich als zweckmässig erwiesen die Parameter im Nullpunkt durch den Mittelwert bei ersten drei Laststützstellen (siehe 5.49 und 5.50) zu approximieren.

Aufgrund der Struktur des gesamten Modellansatzes hat die Annahme der Parameter im Nullpunkt keine Auswirkungen auf das

Übertragungsverhaltens des Modells sofern die Last immer grösser als die erste Laststützstelle (0.095 g/zyl) ist. Die Parameter bei $ml = 0$ beeinflussen nur die Absolutwerte der Nominalfunktionen beim ersten Lastpunkt und damit gemäss der Bedingung 5.24 das Absolutniveau der Wandfilmmasse. Daher gibt es keine Auswirkungen auf die Differenz der nominellen Wandfilmmasse zwischen den Betriebspunkten mit $ml \geq 0.095$ g/zyl. Da für das dynamische Verhalten bei einer Betriebspunktänderung die Änderung der nominellen Wandfilmmasse massgebend ist, gibt es somit keinen Einfluss von Parametern im Nullpunkt. Dies gilt jedoch nicht für das transformierte Modell (siehe 5.2.6), da in diesem Fall das Absolutniveau der Wandfilmmasse für das Übertragungsverhalten relevant ist.

Lokale Modellbildung aus der Sicht des globalen Modells

Die lokale Modellbildung erfolgt für eine konstante Luftfüllung. Im Hinblick auf die Konstruktion (Abbildung 5.3 bzw. 5.4) hat dies zur Folge, dass das lokale Modell das Verhalten in den Ebenen, welche normal zur ml -Achse stehen, charakterisiert. Die lokalen Parameter $A1$ und $B1$ beschreiben die Steigung der Funktionen $fA1$ bzw. $fB1$ in Richtung von $mw1$ bzw. mb_{ein} .

Es ist aber auch denkbar, eine lokale Modellierung für eine kleine Variationen der Luftfüllung durchzuführen. In diesem Fall ist die lokale Modellstruktur identisch, der Zusammenhang zwischen den lokalen Parametern und dem globalen Modell ist dann jedoch neu. Bei einem Experiment, bei dem die Luftfüllung und die eingespritzte Benzinmenge so variiert werden, dass ein stöchiometrisches Gemisch resultiert, beschreiben die dann identifizierten lokalen Parameter $A1i$ und $B1i$ die Steigung der Funktionen $fA1$ bzw. $fB1$ in der Richtung tangential zu $mw1n(ml)$ bzw. $mbn_{ein}(ml)$. Diese Parameter können mittels Modellinversion identifiziert werden. Die Einspritzmenge errechnet sich dann aus der Inversion des Wandfilmmodells (siehe Abbildung 5.5). Die Eingangsgrösse des invertierten Modells ist der Sollwert für die Benzinmenge im Zylinder.

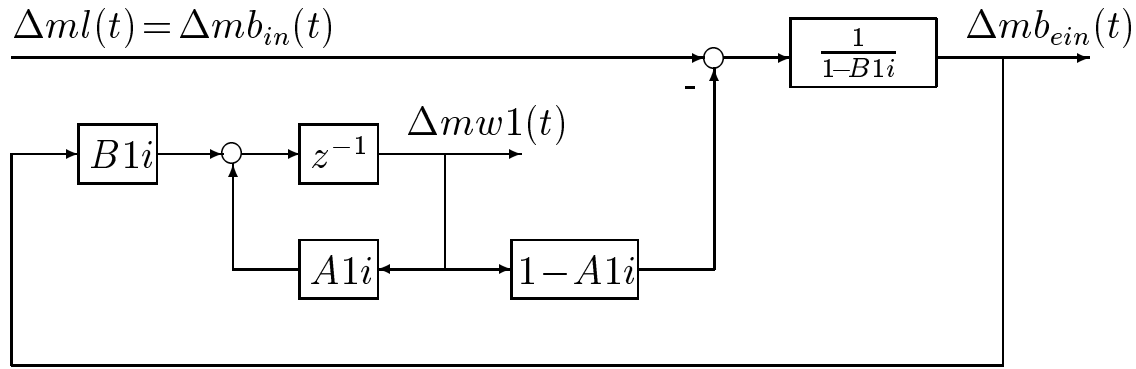


Abbildung 5.5: Inversion des lokalen Wandfilmmodells

der, welcher der aktuellen Luftmasse im Zylinder entspricht. Die Parameter des invertierten Modells müssen dann solange angepasst werden, bis die Verbrennung stöchiometrisch verläuft.

Dieser neue Ansatz sollte Vorteile bei der Realisierung einer Übergangskompensation bringen, da das Experiment zur Parameteridentifikation besser der Problemstellung entspricht. Das Vorgehen bei der Konstruktion der Nominalfunktionen ist analog zum bisherigen Ansatz. Die Integration erfolgt jedoch entlang der Tangente von $mw1n(ml)$ bzw. $mbn_{ein}(ml)$. Es kann ein Zusammenhang zwischen den mit Einspritzdaueranregung identifizierten Parametern ($A1$, $B1$) und den mit der kombinierten Einspritzdauer-/Luftanregung identifizierten Parametern ($A1i$, $B1i$) hergestellt werden. Der Zuwachs der Nominalfunktionen $fA1n$ und $fB1n$ muss für beide Anregungsarten derselbe sein. Für eine kleine Änderung der Last (dml) ergibt sich

$$dfA1n = A1 dmw1n = A1i \sqrt{dml^2 + dmw1n^2} \quad (5.32)$$

$$dfB1n = B1 dmbn_{ein} = B1i \sqrt{dml^2 + dmbn_{ein}^2} \quad (5.33)$$

wie aus den Abbildungen 5.3 und 5.4 ersichtlich ist. Die Auflösung

ergibt:

$$A1 = A1i \sqrt{\left[\frac{dml}{dmw1n} \right]^2 + 1} \quad (5.34)$$

$$B1 = B1i \sqrt{2} \quad (5.35)$$

Es kann also mit Hilfe des globalen Modellansatzes die Bedeutung der Anregungsart für die lokale Modellierung aufgezeigt werden.

Globales Modell 2. Ordnung

Der obige Ansatz kann problemlos auf das Modell 2. Ordnung ohne Massenaustausch angewendet werden. Etwas komplizierter ist die Behandlung des Modells 2. Ordnung mit Massenaustausch. Ausgangspunkt ist die Zustandsraumdarstellung 4.10 mit der Systemmatrix 4.25. Da die Nominalfunktionen entlang des Gleichgewichtszustands konstruiert werden, muss für die Konstruktion davon ausgegangen werden, dass es keinen Massenaustausch gibt. Somit ist für die Konstruktion der Nominalfunktionen $fA1n$ und $fA2n$ in der Systemmatrix 4.25 $CA = 0$ einzusetzen. Dann kann die Konstruktion analog zum obigen Vorgehen erfolgen. Bei der Simulation des Modells muss der Massenaustausch wieder berücksichtigt werden. Dabei berechnet sich die Austauschmasse aus der Differenz der Abweichungen der Wandfilmmassen von den nominellen Werten. Es gilt zu beachten, dass sich die Systemmatrix 4.25 mit $CA = 0$ und die Eingangsmatrix von den entsprechenden Matrizen des gemäß Abschnitt 4.3.2 diagonalisierten Systems unterscheiden. Somit ergeben sich unterschiedliche Nominalfunktionen und unterschiedliche nominelle Wandfilmmassen im Falle des Modells mit Austausch und im Falle des entsprechenden diagonalisierten Systems. Um dieses Problem zu lösen, sollte der Ansatz mit der Identifikation durch Inversion für die Konstruktion der Nominalfunktionen in Betracht gezogen werden. Die zur Ermittlung von CA fehlende Information kann dann durch einen Vergleich der gefundenen Nominalfunktionen mit denjenigen, die durch Einspritzdaueranregung ermittelt werden, gefunden werden.

5.2.6 Koordinatentransformation

Das globale Modell ist in absoluten Grössen formuliert. Dieses Modell lässt sich aber, wie in [35] gezeigt wird, auch durch relative (bezogene) Grössen ausdrücken. Zwischen diesen beiden Darstellungsarten vermittelt eine Koordinatentransformation. Aus diesem Grunde führen beide Formulierungen zum selben Resultat⁶.

Abgrenzung

Die Zustandsvariable, die Eingangsgrösse und die Ausgangsgrösse werden auf ihre Nominalwerte bezogen. Im Falle der Eingangs- und der Ausgangsgrössen entspricht der Nominalwert der Luftfüllung, für die Zustandsvariable ist dies die nominelle Wandfilmmasse⁷.

$$x(t) := \frac{mw1(t) - mw1n}{mw1n} \quad (5.36)$$

$$u(t) := \frac{mb_{ein}(t) - mbn_{ein}}{mbn_{ein}} = \frac{mb_{ein}(t) - ml}{ml} \quad (5.37)$$

$$y(t) := \frac{mb_{in}(t) - ml}{ml} \quad (5.38)$$

Mit diesen Definitionen ergibt sich die in Abbildung 5.6 dargestellte Systemabgrenzung. Die Berechnung von mb_{in} ergibt sich dabei aus 5.38.

$$mb_{in}(t) = [y(t) + 1] ml \quad (5.39)$$

Koordinatentransformation in einem festen Betriebspunkt

Der Ausgangspunkt für die Koordinatentransformation stellt die Modellstruktur (5.1, 5.2) und der Ansatz für die Funktionen $fA1$

⁶Dies ist ein Gegensatz zu den in [35] gefundenen Resultaten. Dieser ist darauf zurückzuführen, dass in [35] die Details der Koordinatentransformation noch nicht untersucht worden sind.

⁷Die nominelle Wandfilmmasse wird mit $mw1n$ bezeichnet. Auf die Angabe der Abhängigkeiten (z.B. $mw1n(ml, n)$) wird im folgenden so weit wie möglich verzichtet.

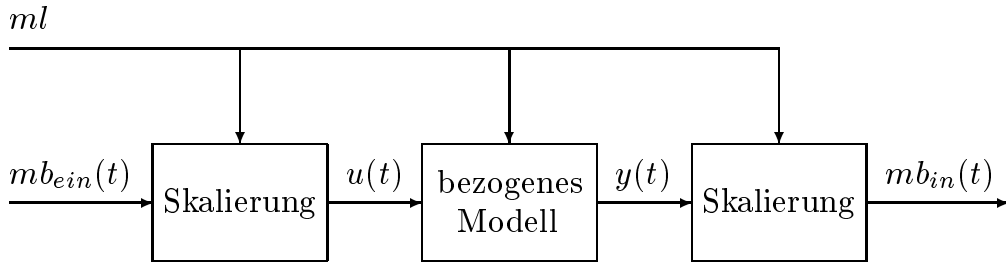


Abbildung 5.6: Abgrenzung des bezogenen Modells

und $fB1$ (5.15, 5.16) dar. In einem ersten Schritt wird nun die Gleichung 5.1 auf die nominelle Wandfilmmasse bezogen.

$$\frac{mw1(t+1) - mw1n}{mw1n} = \frac{fA1 + fB1 - mw1n}{mw1n} \quad (5.40)$$

Dieser Ausdruck nun kann zusammen mit 5.15 und 5.16 ausgewertet werden.

$$\frac{fA1}{mw1n} = \frac{fA1n}{mw1n} + A1 \frac{mw1(t) - mw1n}{mw1n} \quad (5.41)$$

$$\frac{fB1}{mw1n} = \frac{fB1n}{mw1n} + B1 \frac{ml}{mw1n} \frac{mb_{ein}(t) - ml}{ml} \quad (5.42)$$

Aus der Gleichung 5.24 (Kontinuität) folgt

$$\frac{fA1n}{mw1n} + \frac{fB1n}{mw1n} - \frac{mw1n}{mw1n} = 0 \quad (5.43)$$

und somit kann nun die Differenzialgleichung für die bezogenen Größen aufgestellt werden.

$$x(t+1) = A1x(t) + B1 \frac{ml}{mw1n} u(t) \quad (5.44)$$

In einem nächsten Schritt wird nun die Gleichung 5.2 auf ml bezogen.

$$\frac{mb_{in}(t) - ml}{ml} = \frac{[mw1(t) - fA1] + [mb_{ein}(t) - fB1] - ml}{ml} \quad (5.45)$$

Bei der Auswertung von Gleichung 5.45 müssen die Nominalfunktionen $fA1n$ und $fB1n$ mit Hilfe von Gleichung 5.24 eliminiert werden. Durch gezieltes Umordnen der Terme findet sich dann zusammen mit 5.36, 5.37 und 5.38 die Lösung.

$$y(t) = [1 - A1] \frac{mw1n}{ml} x(t) + [1 - B1] u(t) \quad (5.46)$$

Die Gleichungen 5.44 und 5.46 stellen ein Zustandsraummodell für das Übertragungsverhalten der bezogenen Grössen dar. Der Faktor $\frac{ml}{mw1n}$ in der Zustandsgleichung wird in der Ausgangsgleichung wieder kompensiert, und somit ist das Übertragungsverhalten identisch mit demjenigen des lokalen Modells (siehe 4.5 bzw. 4.6). Eine Elimination dieses Faktors⁸ ändert nicht das lokale Übertragungsverhalten aber die Bedeutung (Skalierung) der Zustandsvariablen. Im Hinblick auf den Übergang zu einer Variation des Betriebspunkts ist es jedoch notwendig, dass die Bedeutung der Zustandsvariable (siehe 5.36) nicht verändert wird.

Übergang zu variablen Betriebspunkten

Die Anpassung an den momentanen Betriebspunkt wird am Systemeingang und am Systemausgang direkt gemäss 5.37 bzw. 5.39 vorgenommen. Die Anpassung der Zustandsvariable $x(t)$ verlangt weitergehende Überlegungen. Die Zustandsvariable $x(t)$ beschreibt die relative Abweichung von der aktuellen Wandfilmmasse $mw1(t)$ zur nominellen Wandfilmmasse $mw1n(ml(t))$. Durch einen Wechsel des Betriebspunkts verändert sich die nominelle Wandfilmmasse $mw1n(ml(t))$ und es muss daher zu einer Anpassung der Zustandsvariablen $x(t)$ kommen.

Aus der aktuellen Zustandsvariablen $x(t)$ ist die absolute Wandfilmmasse $mw1(t)$ zu berechnen.

$$mw1(t) = [x(t) + 1] mw1n(ml(t)) \quad (5.47)$$

⁸In [35] und [26] wird dieser Faktor nicht berücksichtigt, da die Herleitung des bezogenen Modellansatzes heuristisch erfolgt.

Diese aktuelle Wandfilmmasse wird durch einen Wechsel des Betriebspunkts nicht verändert, die nominelle Wandfilmmasse ändert sich jedoch. In einem ersten Schritt kann der Zustandsupdate $x(t+1)$ gemäss 5.44 berechnet werden. Um die Änderung des Betriebspunkts zu berücksichtigen muss dann allerdings in einem zweiten Schritt $x(t+1)$ auf die neue Wandfilmmasse bezogen werden. Diese korrigierte Grösse soll mit $\tilde{x}(t+1)$ bezeichnet werden.

$$\begin{aligned}\tilde{x}(t+1) &= \frac{[[x(t+1) + 1] mw1n(ml(t))] - mw1n(ml(t+1))}{mw1n(ml(t+1))} \\ &= [x(t+1) + 1] \frac{mw1n(ml(t))}{mw1n(ml(t+1))} - 1\end{aligned}\quad (5.48)$$

Beim nächsten Zustandsupdate ist dann natürlich die korrigierte Grösse zu verwenden.

Aus Gleichung 5.48 ist ersichtlich, dass der Term $\frac{mw1n(ml(t))}{mw1n(ml(t+1))}$ von der absoluten Wandfilmmasse abhängt. Es wäre daher naheliegend anzunehmen, dass das gesamte Übertragungsverhalten durch die Wahl der Parameter im Nullpunkt beeinflusst werden könnte. Versuche mit unterschiedlichen nominellen Wandfilmmassen, welche durch eine Variation der Parameter im Nullpunkt erzeugt werden, haben aber ergeben, dass das Übertragungsverhalten so nicht beeinflusst werden kann. Der Einfluss des oben genannten Terms wird offensichtlich durch den Faktor $\frac{ml}{mw1n}$ in 5.44 bzw. 5.46 kompensiert. Das Übertragungsverhalten ist also tatsächlich identisch mit dem in absoluten Grössen formulierten Modell.

5.3 Resultate

5.3.1 Nominalfunktionen

Sensitivität bezüglich einer Parametervariation

Die Konstruktion der Nominalfunktionen basiert auf den Parametern $A1$ und $B1$. Es ist daher von Interesse zu wissen, wie stark die

Nominalfunktionen durch eine Parametervariation beeinflusst werden. Wie im vorangegangenen Kapitel erwähnt, ist aufgrund von Modellfehlern damit zu rechnen, dass die Parameter nicht ganz genau bekannt sind. Dies trifft im Besonderen auf den Parameter $A1$ (entspricht der Zeitkonstante τ_1) zu. Ein mögliches Vorgehen wäre, die Wandfilmparameter mit einem veränderten Gütekriterium (ausblenden der hohen Frequenzen) zu identifizieren, und dann die beiden Parametersätze zu vergleichen. Es hat sich herausgestellt (Kapitel 'Parametrische Identifikation'), dass bei einer solchen Veränderung des Gütekriteriums der Parameter $B1$ kaum beeinflusst und der Parameter $A1$ etwas grösser wird. Der Einfachheit halber wird daher auf eine neue Identifikation verzichtet und der Parameter $A1$ manuell angepasst. Dabei werden für eine konstante Drehzahl die Parameter $A1(ml)$ gemäss 4.46 in die entsprechenden Zeitkonstanten $\tau_1(ml)$ umgewandelt. Diese so erhaltenen Zeitkonstanten werden dann mit einem konstanten *Modifikationsfaktor* (z.B. 1.3) verändert und wieder in die Parameter $A1(ml)$ zurücktransformiert. Die Änderung der Parameter $A1(ml)$ fällt geringer aus als die Korrektur der Zeitkonstanten (z.B.: bei 1000 U/min $1.6 \tau \approx 1.17 A1$ oder bei 1500 U/min $1.3 \tau \approx 1.05 A1$; bei höheren Drehzahlen ist die Änderung der Parameter $A1$ noch geringer.).

Die Auswirkungen einer kleinen Variation des Parameters $A1$ auf die Übertragungsfunktion 4.6 sind eher gering. Die Auswirkungen auf das Übertragungsverhalten des globalen Modells sind dagegen stärker ausgeprägt, da die Nominalfunktion $fA1n$ und in der Folge die nominelle Wandfilmmasse $mw1n$ beeinflusst wird. Dies schlägt sich in den Simulationsergebnissen (Abschnitt 5.3.3) nieder.

Berechnung der Nominalfunktionen

Mit den in Kapitel 4 gefunden Parametern $A1(ml)$ und $B1(ml)$ werden nun die Nominalfunktionen $fA1n$ und $fB1n$ (gemäss 5.30 und 5.22) und die daraus resultierende nominelle Wandfilmmasse

$mw1n$ (gemaäss 5.24) berechnet. Die Parameter bei $ml=0$ werden wie folgt angenommen:

$$A1(0) = \frac{1.0}{3} [A1(0.095) + A1(0.11) + A1(0.13)] \quad (5.49)$$

$$B1(0) = \frac{0.9}{3} [B1(0.095) + B1(0.11) + B1(0.13)] \quad (5.50)$$

Wie in den folgenden Abbildungen ersichtlich ist, hat die Vergrösserung der Zeitkonstanten eine Vergrösserung der Nominalfunktion $fA1n$ und der nominellen Wandfilmasse $mw1n$ zur Folge. Die Steigung der Nominalfunktion $fB1n$ nimmt mit zunehmender Drehzahl ab. Dieser Trend erscheint vernünftig, da mit zunehmender Drehzahl die Zyklusdauer abnimmt und somit dem eingespritzten Benzin weniger Zeit verbleibt, um in den Zylinder zu gelangen. Für die Nominalfunktion $fA1n$ kann ein eindeutiger Trend nicht ausgemacht werden. Bei Betrachtung der Resultate gilt es zu beachten, dass bei einer Last von 0.36 g/zyl noch nicht ganz Vollast erreicht ist.

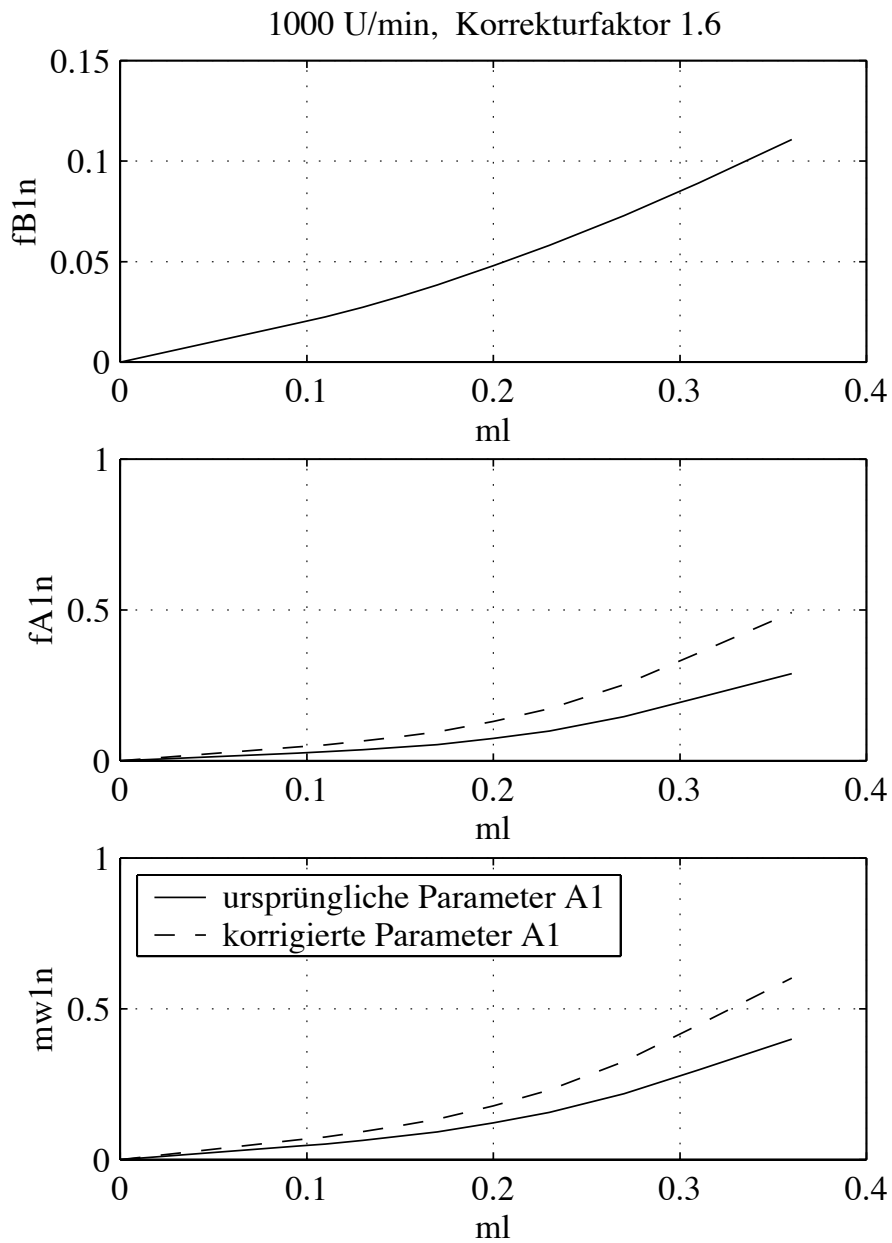


Abbildung 5.7: Nominalfunktionen und nominelle Wandfilmmasse in $[g_L]$

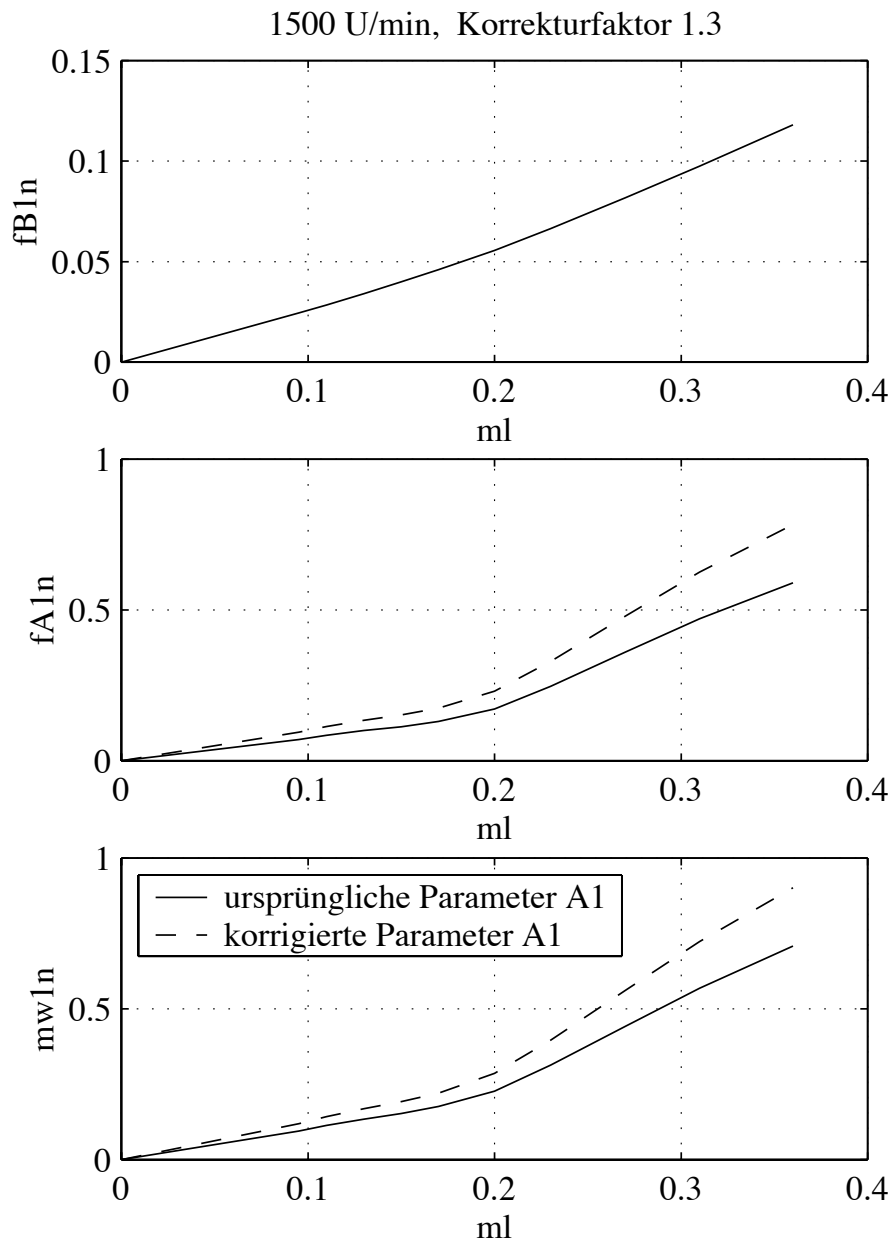


Abbildung 5.8: Nominalfunktionen und nominelle Wandfilmmasse in $[g_L]$

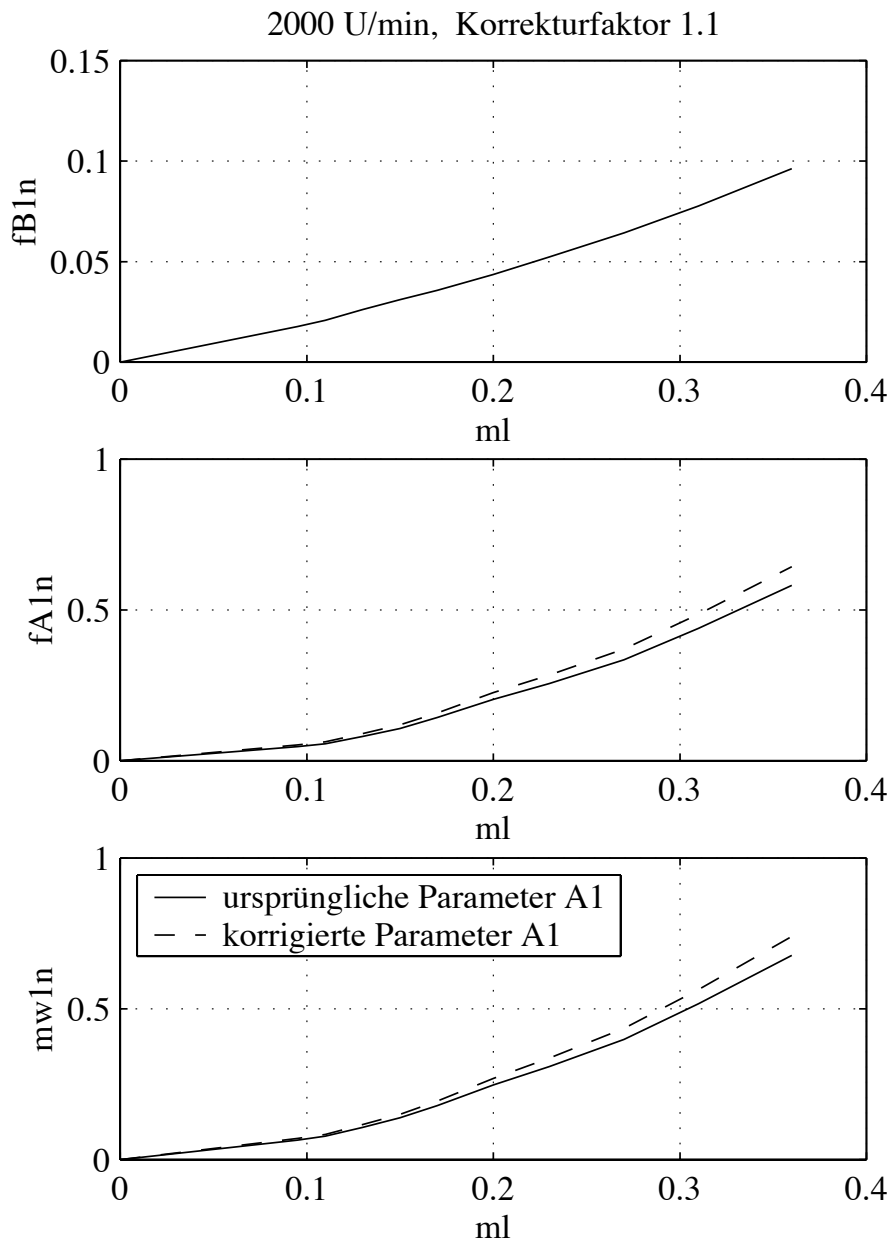


Abbildung 5.9: Nominalfunktionen und nominelle Wandfilmmasse in $[g_L]$

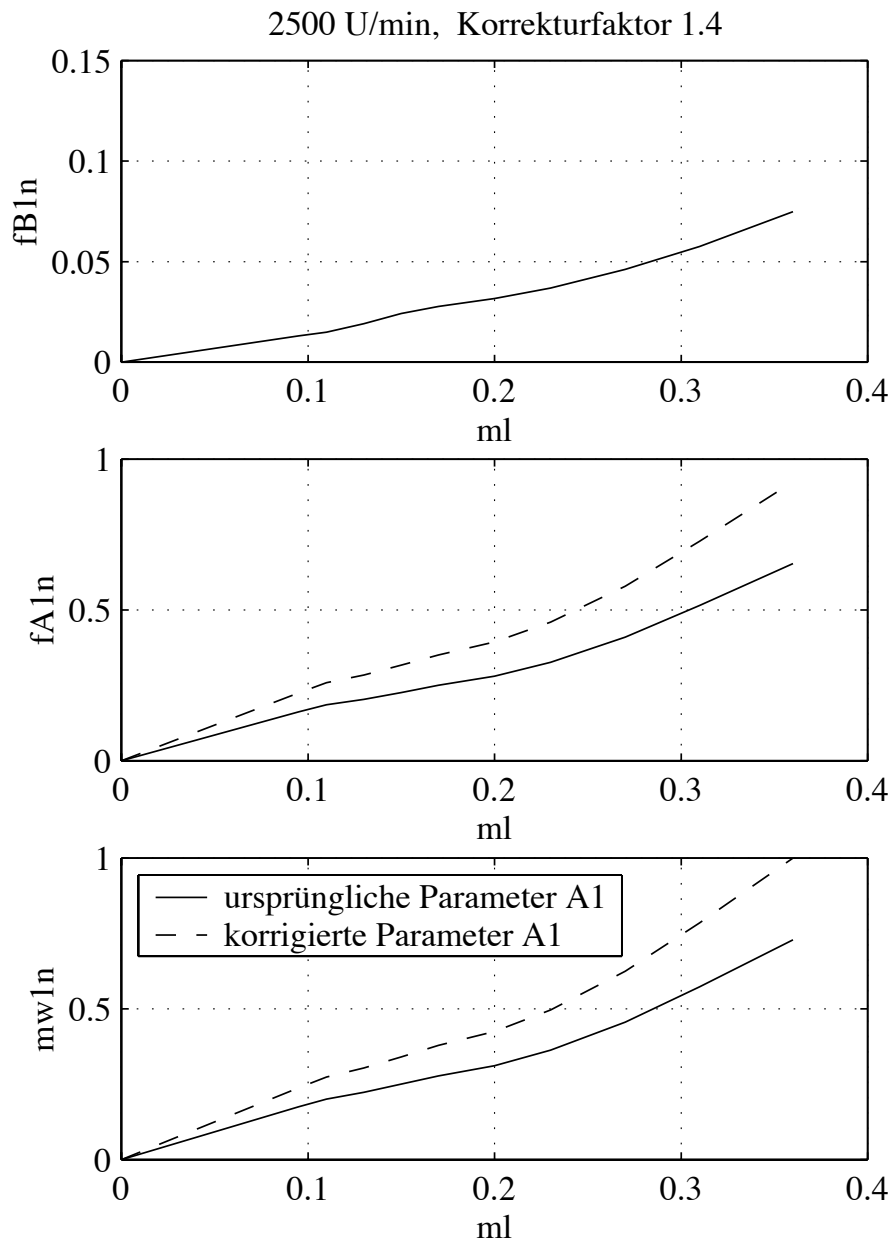


Abbildung 5.10: Nominalfunktionen und nominelle Wandfilmmas-
se in $[g_L]$

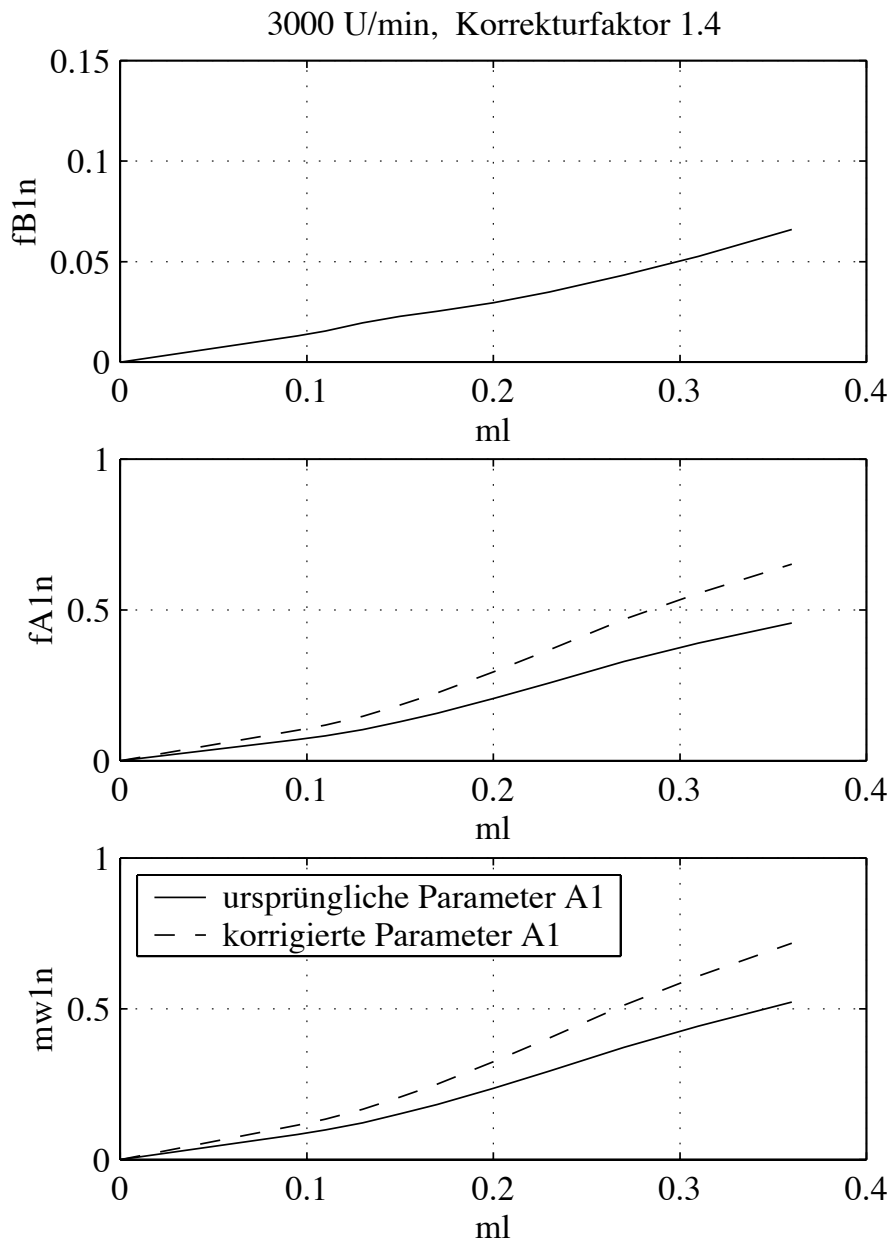


Abbildung 5.11: Nominalfunktionen und nominelle Wandfilmmasse in $[g_L]$

5.3.2 Beschreibung der Experimente

Durchführung der Versuche

Das Ziel der Versuche ist, Daten (z.B. Last, Einspritzdauer, Luftverhältnis) bei transientem Motorbetrieb aufzuzeichnen. Basierend auf diesen Messungen soll dann das Modell simuliert und mit den Messungen verglichen werden. Dazu muss sichergestellt werden, dass während eines transienten Versuches das Gemisch im Zylinder nicht zu stark von der stöchiometrischen Zusammensetzung abweicht. Denn bei zu grossen Abweichungen kann das Gemisch nicht mehr entzündet werden und es kann zu Problemen bei der Messung des Luftverhältnisses kommen. Des weiteren ist zu bedenken, dass das globale Modell nur das Übertragungsverhalten in der Nähe von stöchiometrischen Bedingungen beschreibt.

Es werden zwei Arten von Experimenten durchgeführt. Die erste Reihe von Experimenten zeigt das Verhalten bei einer sprungförmigen Anregung der Drosselklappe. Der Drosselklappenwinkel ist dabei so gewählt, dass sich nach dem Einschwingvorgang eine Last von 0.11 g/zyl (etwas höher als im Leerlauf) oder 0.31 g/zyl (ca. 70% Maximallast) einstellt. Der Motor wird dabei durch die dynamische Bremse auf eine konstante Drehzahl geregelt. Diese Art von Experiment bewirkt eine radikale Änderung der Luftfüllung über fast dem gesamten Betriebsbereich und dient zur Validierung des globalen Modellansatzes. Bei der zweiten Reihe von Experimenten kommt es zusätzlich zur Änderung der Luftfüllung auch zu einer Variation der Drehzahl. Die dynamische Bremse wird dabei auf einen konstanten Ankerstrom geregelt. Dies entspricht einer Momentenregelung mit einem drehzahlabhängigen Sollmoment. Das System wird wieder durch einen Drosselklappensprung angeregt. Die Ausgangsstellung des Drosselklappenwinkel wird dabei so eingestellt, dass sich eine Drehzahl von ca. 1000 U/min einstellt. Der Sollwert für den Ankerstrom und die zweite Drosselklappenstellung werden so gewählt, dass ungefähr 7 Sekunden nach dem Drosselklappensprung 3000 U/min erreicht werden. Die

Geschwindigkeit der Füllungsänderung ist nicht ganz so gross wie bei der ersten Art von Experiment. Es werden jedoch Lasten von 0.05 g/zyl (!) bis 0.35 g/zyl erreicht. Mit dieser Art von Experiment soll gezeigt werden, dass es möglich ist, das für eine konstante Drehzahl hergeleitete globale Modell durch Interpolation zu einem drehzahlvariablen globalen Modell zu erweitern.

Um das Luftverhältnis während des transienten Betriebs im zündfähigen Bereich zu halten, werden alle Experimente in einem speziell programmierten Modus durchgeführt. In einem ersten Schritt wird das Experiment manuell durchgeführt. Dabei wird der Sollwert für den Drosselklappenwinkel durch ein umschaltbares Potentiometer generiert. Dieses Signal wird vom HP 1000 eingelesen und dann, entsprechend synchronisiert, an den Drosselklappensteller weitergeleitet. Die Berechnung des Einspritzsignals erfolgt gemäss der Information vom Luftmassenmesser. Auf diese Art wird dem Motor ein transienter Verlauf von Last und Drehzahl aufgezwungen. Dabei werden alle relevanten Daten (z.B. Sollwert Drosselklappe, Last) abgespeichert. Während der transienten Phase kommt es zu extremen Variationen des Luftverhältnisses. Die Ursachen für die falsch dosierte Bemessung der Kraftstoffmenge finden sich im Fehlen der Kompensationen für die Saugrohr- und Wandfilmdynamik sowie dem Timing-Error⁹. In einem zweiten Schritt kann nun das eigentliche Experiment stattfinden. Dabei wird der vorher gespeicherte Drosselklappensollwert abgerufen und entsprechend synchronisiert an den Drosselklappensteller gesendet. Als Grundlage für die Bemessung der Einspritzdauer wird nun nicht das Signal vom Luftmassenmesser, sondern das vorher abgespeicherte Signal verwendet. Durch eine entsprechende Synchronisation ist es möglich, den Timing-Error zu eliminieren. Mit dem so

⁹Mit dem Timing-Error wird die Phasenverschiebung zwischen Luft- und Kraftstoffpfad bezeichnet. Da die Kraftstoffeinspritzung schon mit dem Öffnen des Einlassventils abgeschlossen wird, ist es möglich die Last noch nachträglich zu variieren. Der Einsatz einer Saugrohr- und Wandfilmkompensation ist erst dann sinnvoll, wenn es eine Kompensation des Timing-Errors (d.h. eine Lastprediktion) gibt.

ermittelten Signal für die Luftmasse kann nun die Saugrohrdynamik (gemäss 3.47) und die Wandfilmdynamik kompensiert werden. Die Kompensation der Wandfilmdynamik erfolgt approximativ mit dem in Abbildung 5.5 dargestellten Filter ($A1i=0.5$, $B1i=0.5$).

Synchronisation der Daten

Die Zylinderzyklus- oder Arbeitsspieldauer erstreckt sich über 2 ganze Kurbelwellenumdrehungen. Da es sich um einen Vierzylindermotor handelt, beträgt die Dauer eines Segments eine halbe Umdrehung. Die Daten werden im Segmenttakt erfasst und somit stellt sich die Frage, wie die Datenmenge auf den Zylindertakt zu reduzieren ist. Die Antwort findet sich in Abbildung 5.12. Dabei werden die einzelnen Segmente innerhalb eines Zyklus von 1 bis 4 nummeriert. Wie es dort ersichtlich ist, erstrecken sich die für ein Arbeitsspiel relevanten Daten über mehr als 4 Segmente. Der Einspritzbefehl wird als erstes gesendet. Auf diesen Befehl folgt das Zeitfenster innerhalb dessen die Einspritzung stattfinden kann. Die Berechnung der Last erfolgt anhand der bei der Triggerung #4 erfassten Luftmasse. Dies ist ein günstiger Zeitpunkt, da dann die Integration des Luftmassenstroms (siehe Abschnitt 2.2.1) für fast die selbe Zeitdauer wie die Öffnungsdauer des Einlassventils ausgewertet ist. Ein Segment später (bei Triggerung #1) wird der Messwert für λ erfasst. Dieser Triggerzeitpunkt ist der letztmögliche bevor das Auslassventil wieder öffnet und ermöglicht so ein weitgehendes Abklingen der Gasmischungsdynamik. Das so gemessene Luftverhältnis bezieht sich jedoch nicht auf die aktuelle Last, sondern auf diejenige des vorherigen Zykluses. Dies wird jedoch schon in der Modellierung berücksichtigt. Bei der Datenreduktion auf den Arbeitsspieltakt werden nun die im Segmenttakt abgetasteten Daten gemäss dem obigen Schema zu einem Datenvektor im Arbeitsspieltakt zusammengefasst. Bei den nachfolgenden Abbildungen werden alle Mess- und Simulationsdaten im Arbeitsspieltakt dargestellt. Somit kann z.B. die Last mit der eingespritzten Benzinmenge ohne weitere Verschiebung entlang der Zeitachse ver-

glichen werden.

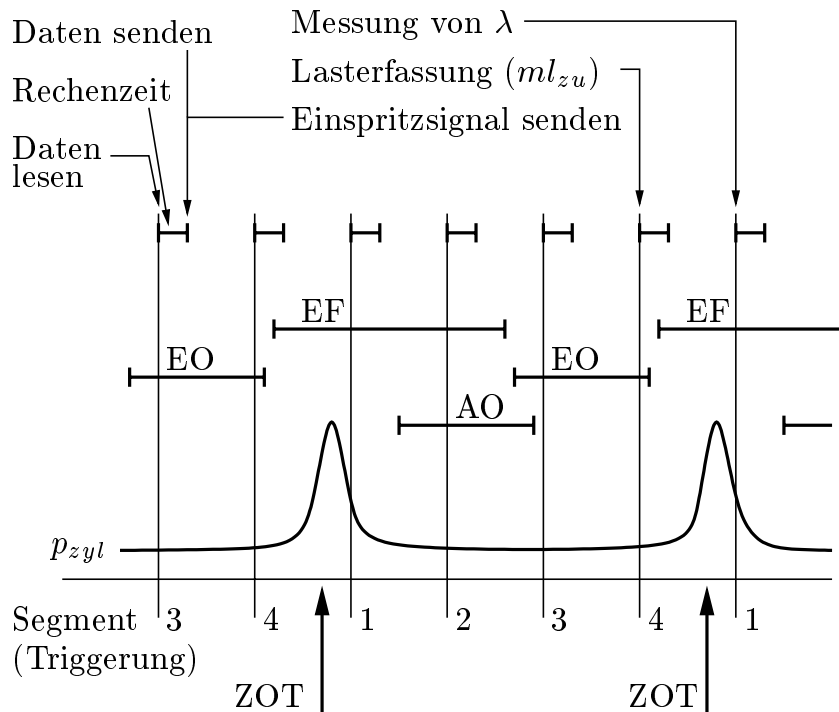


Abbildung 5.12: Synchronisationsdiagramm für Zylinder 4. Die Darstellung ist in der Kurbelwellenwinkelebene.

Bedeutung der Abkürzungen:

EO='Einlassventil offen'

AO='Auslassventil offen'

EF='Fenster für die Kraftstoffeinspritzung'

ZOT='Zündttotpunkt'

Die Vertikalen Linien entsprechen dem Zeitpunkt der Abtastung der einzelnen Segmente.

5.3.3 Experimente mit radikaler Laständerung

Für die einzelnen Drehzahlen wird zuerst der Verlauf des Experiments dargestellt. Aus der sprungförmige Anregung des Drosselkappenstellers ergibt sich die ins Saugrohr strömenden Luft ml_{zu}

und in der Folge die Frischluft im Zylinder ml . Aus der im Rechner abgespeicherten Benzineinspritzdauer errechnet sich die eingespritzte Benzinmenge mb_{ein} .

Die Größen ml und mb_{ein} dienen als Eingangssignale für die Simulation, welche daraus die in den Zylinder gelangende Benzinmasse mb_{in} und in der Folge das Luftverhältnis berechnet. Ein Vergleich der Simulation mit der Messung kann auf verschiedene Arten stattfinden. Es ist naheliegend, den ganzen Kraftstoffpfad inklusive Sondendynamik zu simulieren und mit dem gemessenen Abgasluftverhältnis zu vergleichen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, aus dem gemessenen Abgasluftverhältnis die entsprechende Benzinmasse im Zylinder zu berechnen und diese mit derjenigen aus der Wandfilmsimulation zu vergleichen. Beide Möglichkeiten können wie folgt berechnet werden:

- Simulation des Gesamtmodells
 1. Nominalfunktionen
 2. Wandfilmdynamik
 3. Restgasdynamik
 4. Totzeit und Sensordynamik
- Berechnung der Benzinmasse im Zylinder aus dem gemessenen Abgasluftverhältnis
 1. Inversion der Sensordynamik und Gastransport
 2. Inversion der Restgasdynamik

Aus dem Vergleich der Benzinmassen im Zylinder (mb_{in}) kann auf die absolute Genauigkeit des Modells geschlossen werden. Bei dieser Darstellungsart ergeben sich durchwegs nur sehr kleine Abweichungen zwischen Simulation und Messung. Entschieden höhere Ansprüche an die Genauigkeit stellt der Vergleich der Luftverhältnisse.

Des Weiteren wird noch die aus der Simulation berechnete aktuelle Wandfilmmasse zusammen mit der nominellen Wandfilmmasse dargestellt.

Darstellung der Resultate

Auf den folgenden Seiten findet sich eine Gegenüberstellung von Simulation und Messung. Für jede Drehzahl gibt es neun (bei 2000 U/min nur acht) Abbildungen.

Die ersten 3 Abbildungen bei einer bestimmten Drehzahl beschreiben die Änderung des Betriebspunkts:

- $ml_{zu} \dots$ ins Saugrohr einfließende Luftmenge (gemessen)
 $ml \dots$ Frischluftmenge im Zylinder (mit der Saugrohrdynamik berechnet)
- $mb_{ein} \dots$ eingespritzte Benzinmenge (gemessen)
- $rpm \dots$ Motordrehzahl (gemessen)

Die nächsten drei Abbildungen bei einer bestimmten Drehzahl beschreiben jeweils den Vergleich der Messungen mit den Simulationsergebnissen, wobei für die Simulation die ursprünglich identifizierten Parameter verwendet werden.

- $mb_{in} \text{ simuliert} \dots$ Simulation der in den Zylinder gelangenden Benzinmenge gemäss dem globalen Wandfilmmodell
 $mb_{in} \text{ gemessen} \dots$ Berechnung der Benzinmenge im Zylinder auf Basis des gemessenen Luftverhältnisses (Inversion der Abgasdynamik)
- $\lambda \text{ simuliert} \dots$ Simulation des Luftverhältnisses gemäss dem globalen Wandfilmmodell und dem Modell für die Abgasdynamik
 $\lambda \text{ gemessen} \dots$ mit der λ -Sonde gemessenes Luftverhältnis
- $mw1 \dots$ Simulation der im Wandfilm gespeicherten Benzinmasse
 $mw1n \dots$ Berechnung der nominellen Benzinmasse in Abhängigkeit vom aktuellen Betriebspunkt

Die letzte drei Abbildungen bei einer bestimmten Drehzahl beschreiben wieder einen Vergleich der Messungen mit den Simulationsergebnissen, wobei diesmal für die Simulation die modifizierten Parameter verwendet werden. Die Bedeutung der dargestellten Signale entspricht den vorangegangenen drei Abbildungen.

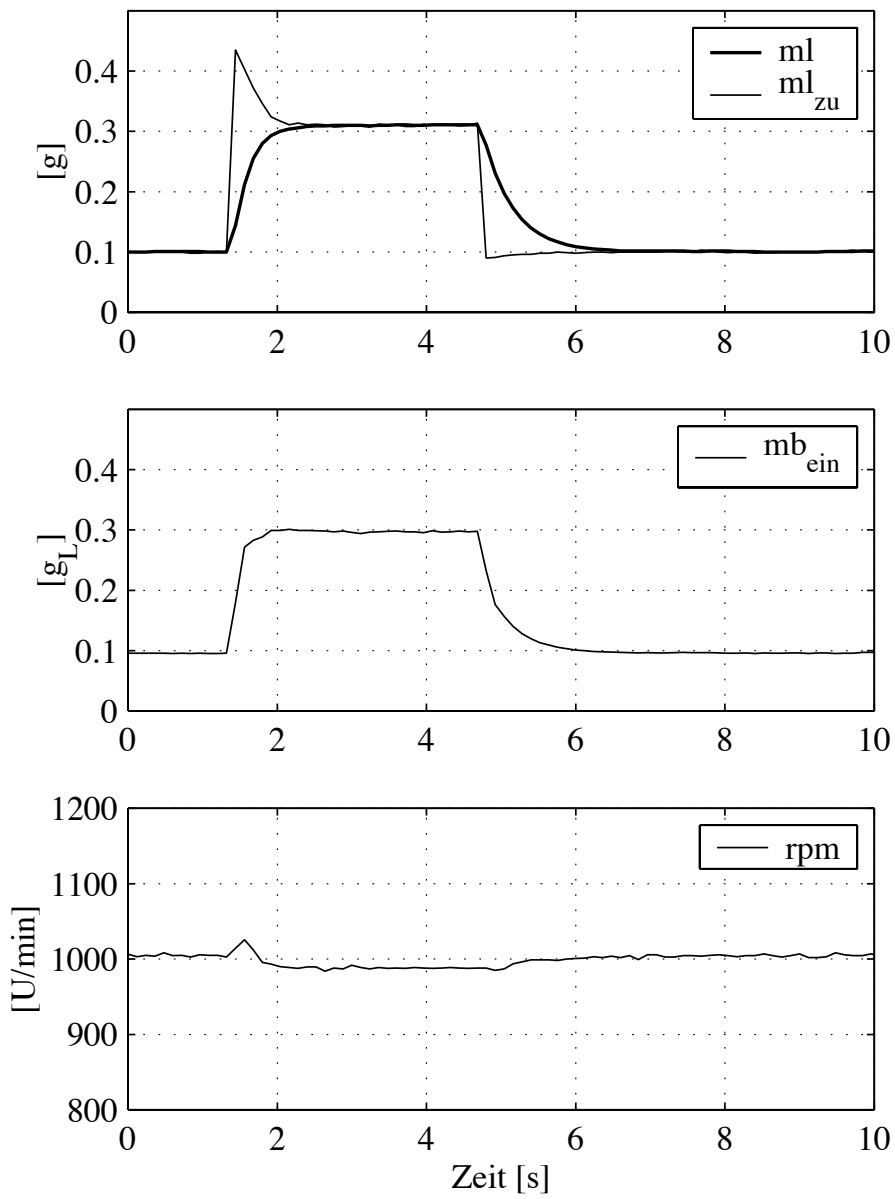


Abbildung 5.13: Lastsprung bei 1000 U/min

Simulation mit den ursprünglichen Parametern

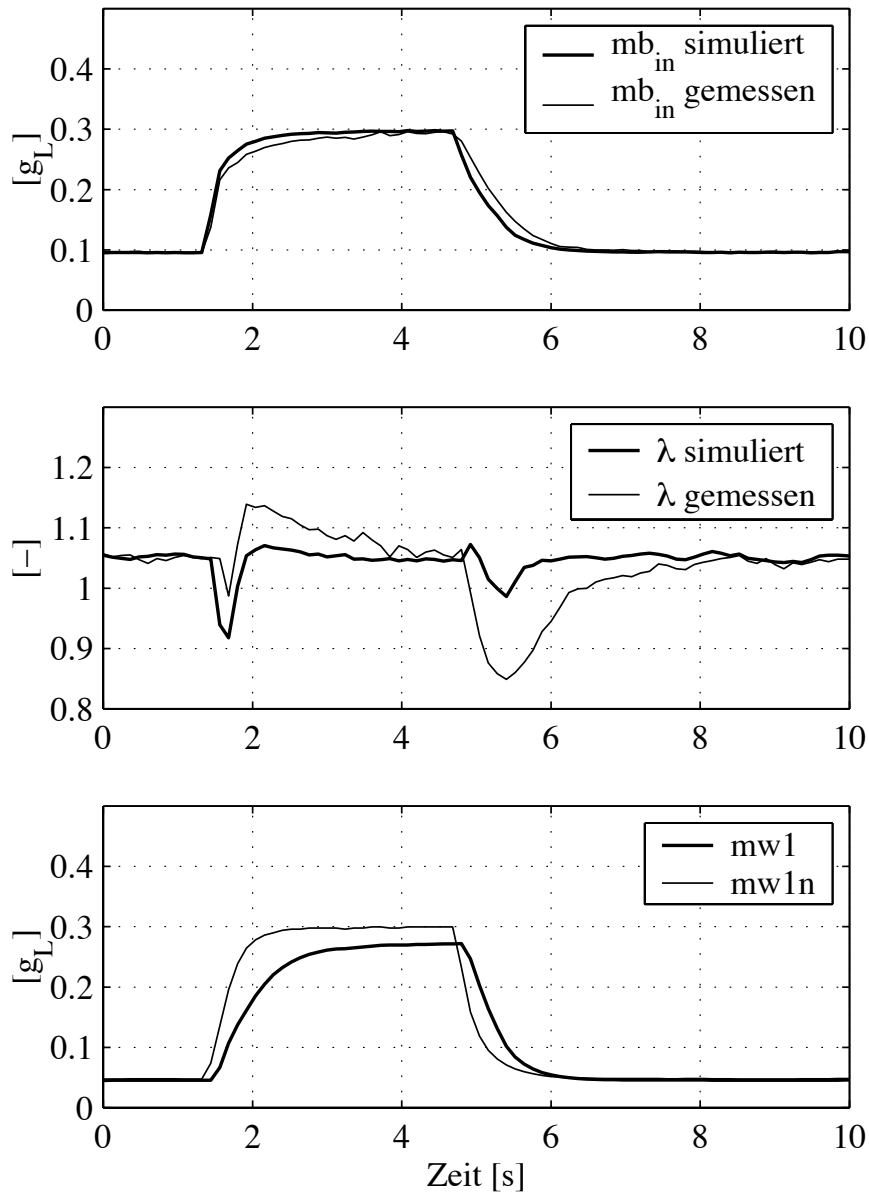


Abbildung 5.14: Lastsprung bei 1000 U/min

Simulation mit den korrigierten Parametern

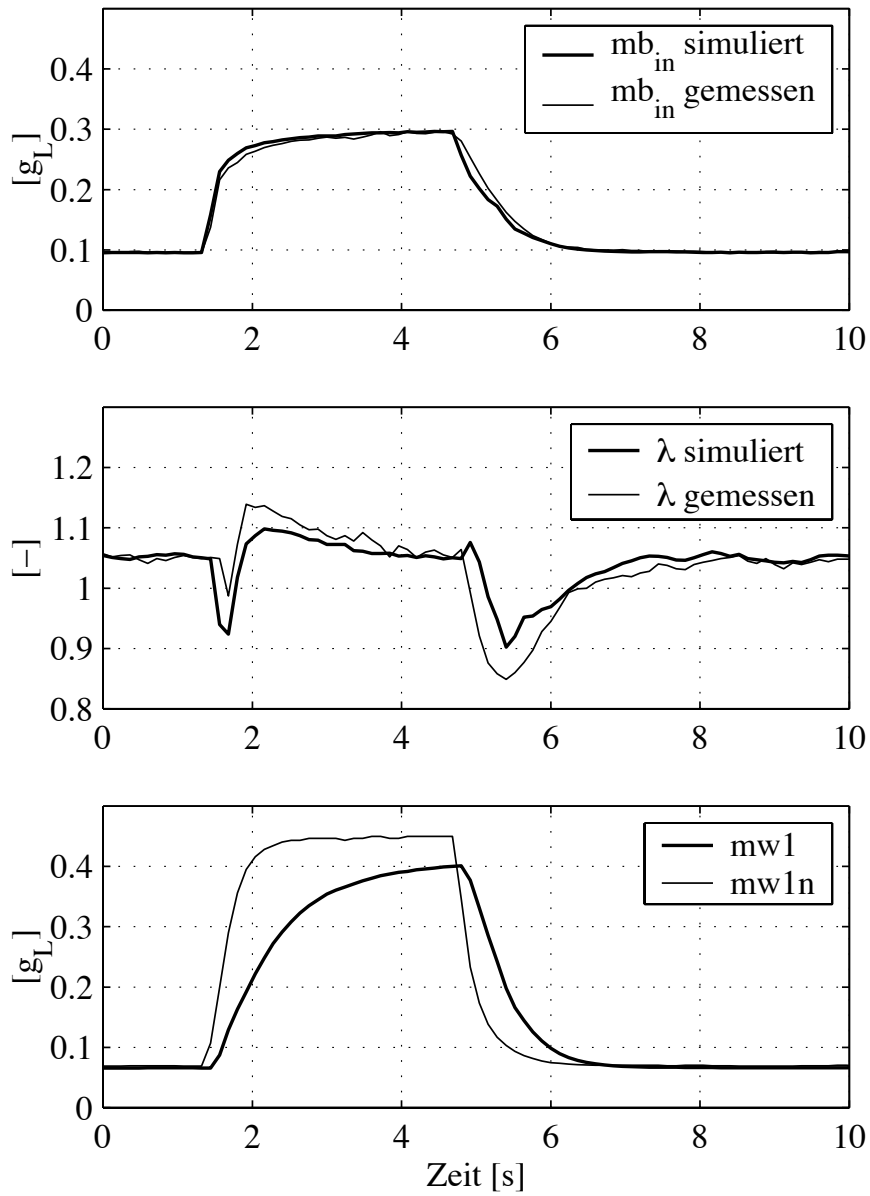


Abbildung 5.15: Lastsprung bei 1000 U/min

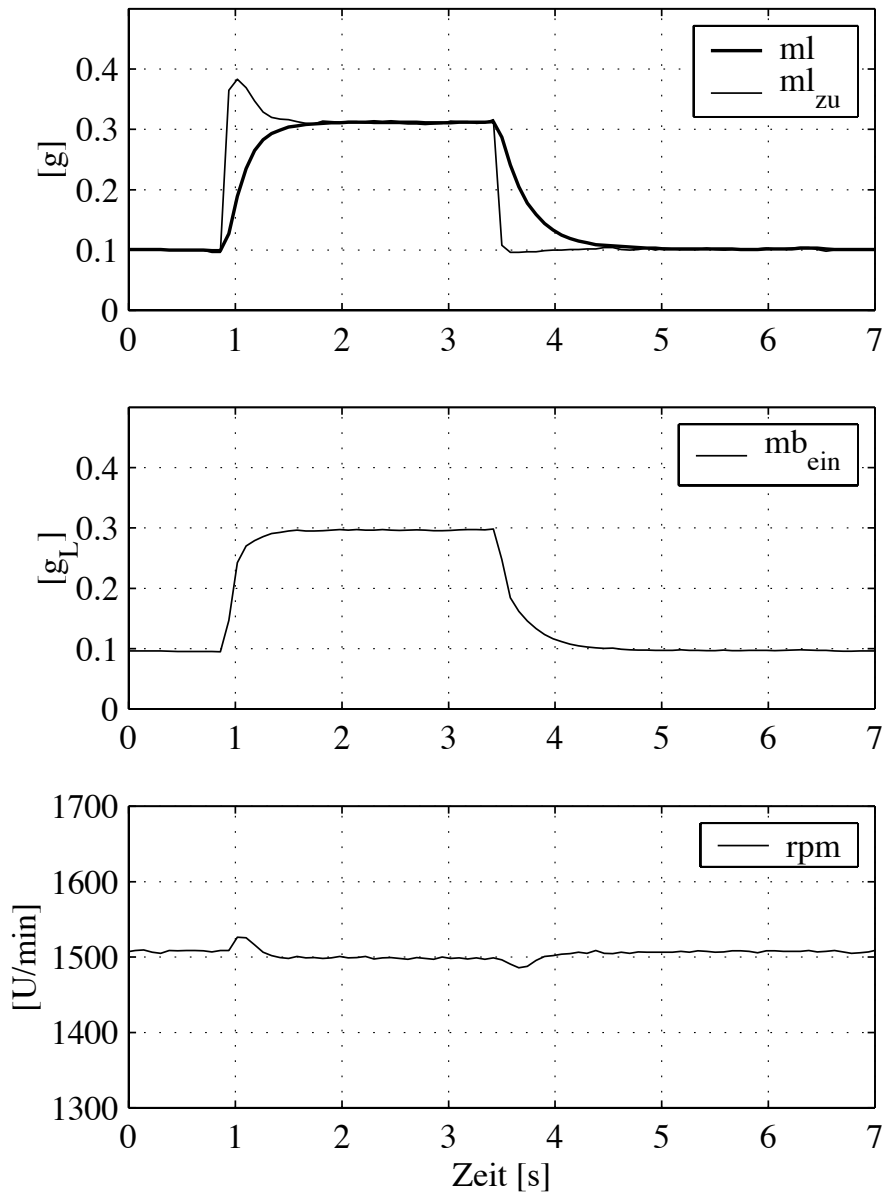


Abbildung 5.16: Lastsprung bei 1500 U/min

Simulation mit den ursprünglichen Parametern

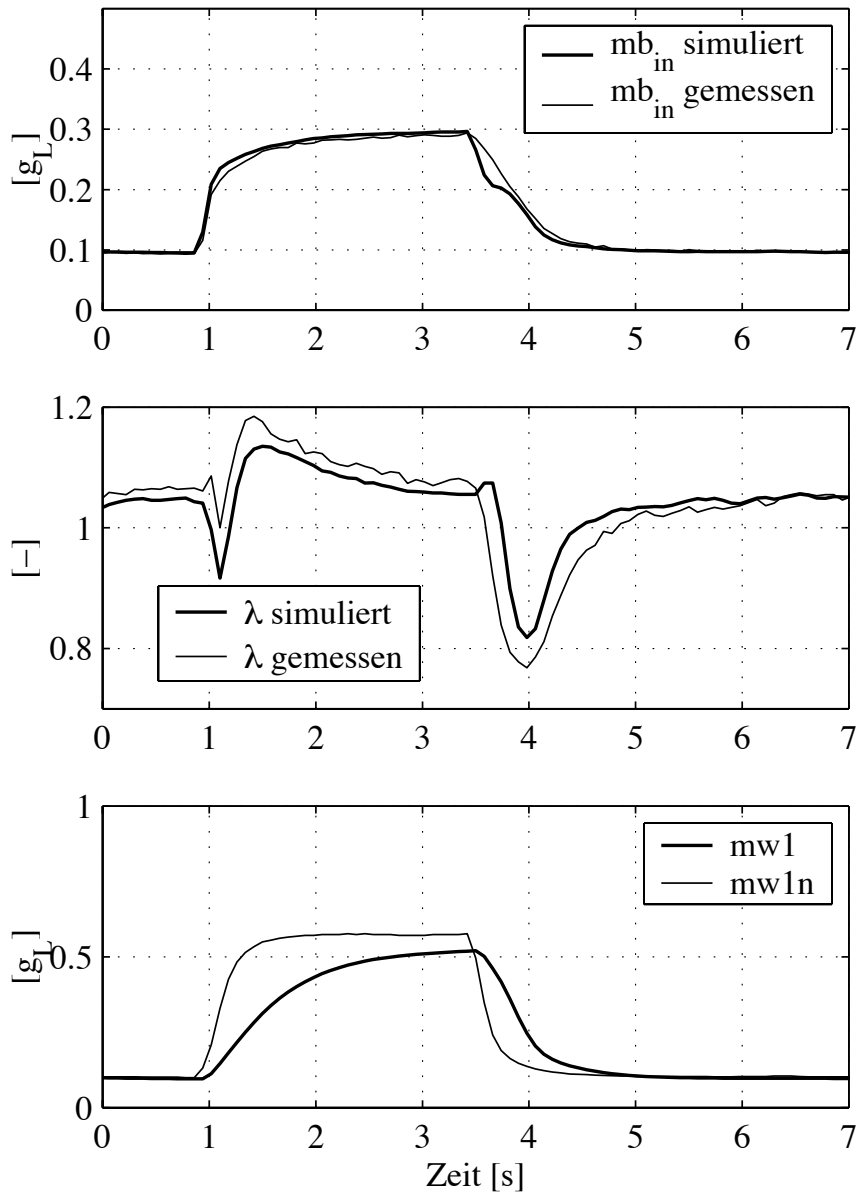


Abbildung 5.17: Lastsprung bei 1500 U/min

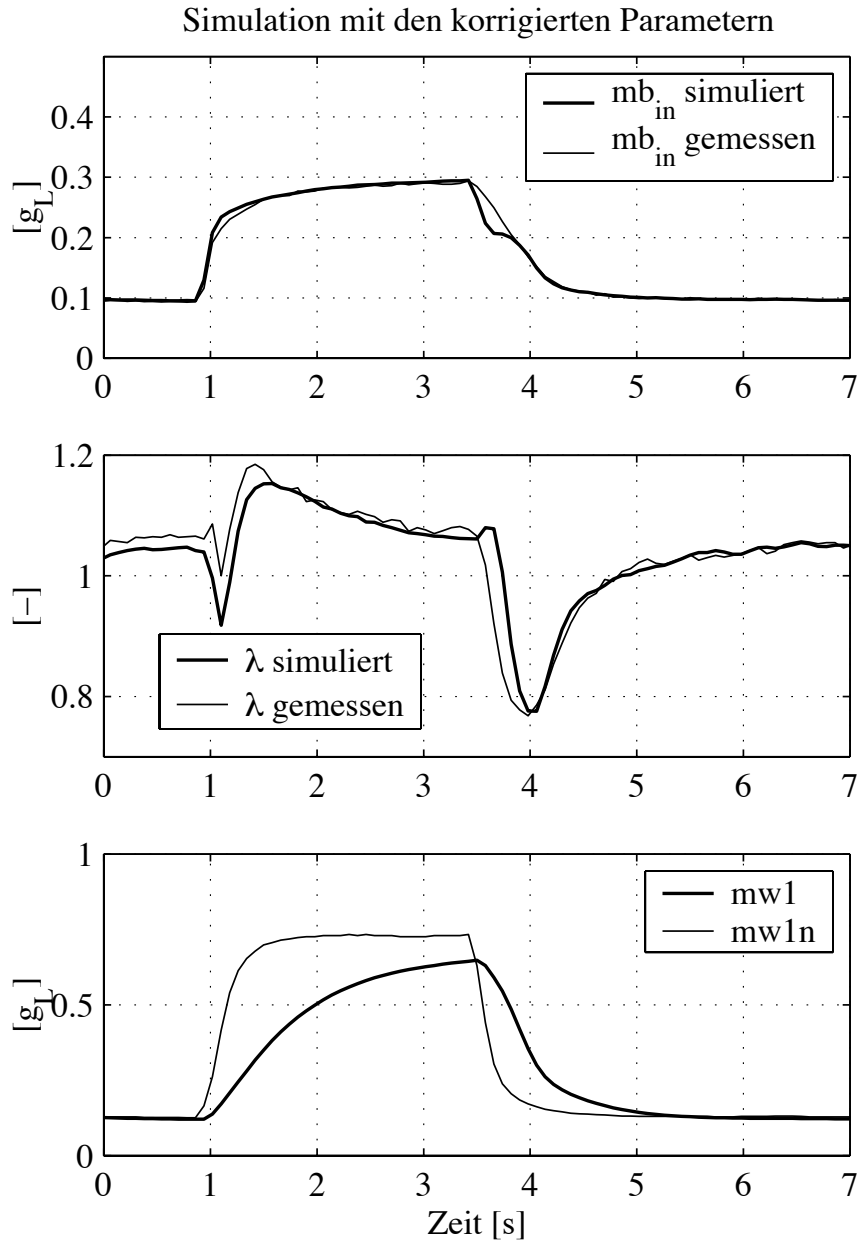


Abbildung 5.18: Lastsprung bei 1500 U/min

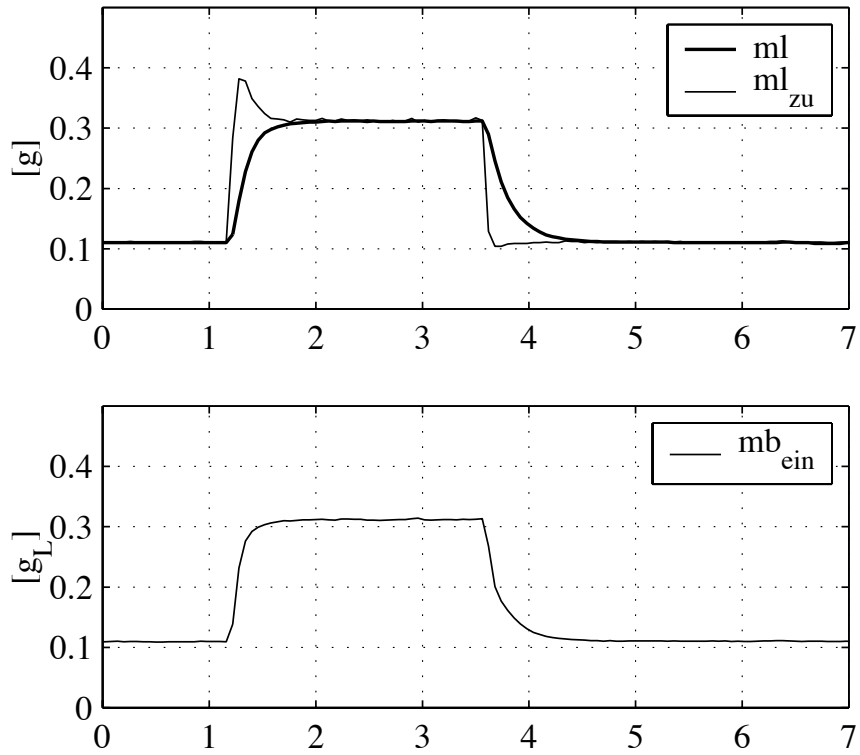


Abbildung 5.19: Lastsprung bei 2000 U/min

Simulation mit den ursprünglichen Parametern

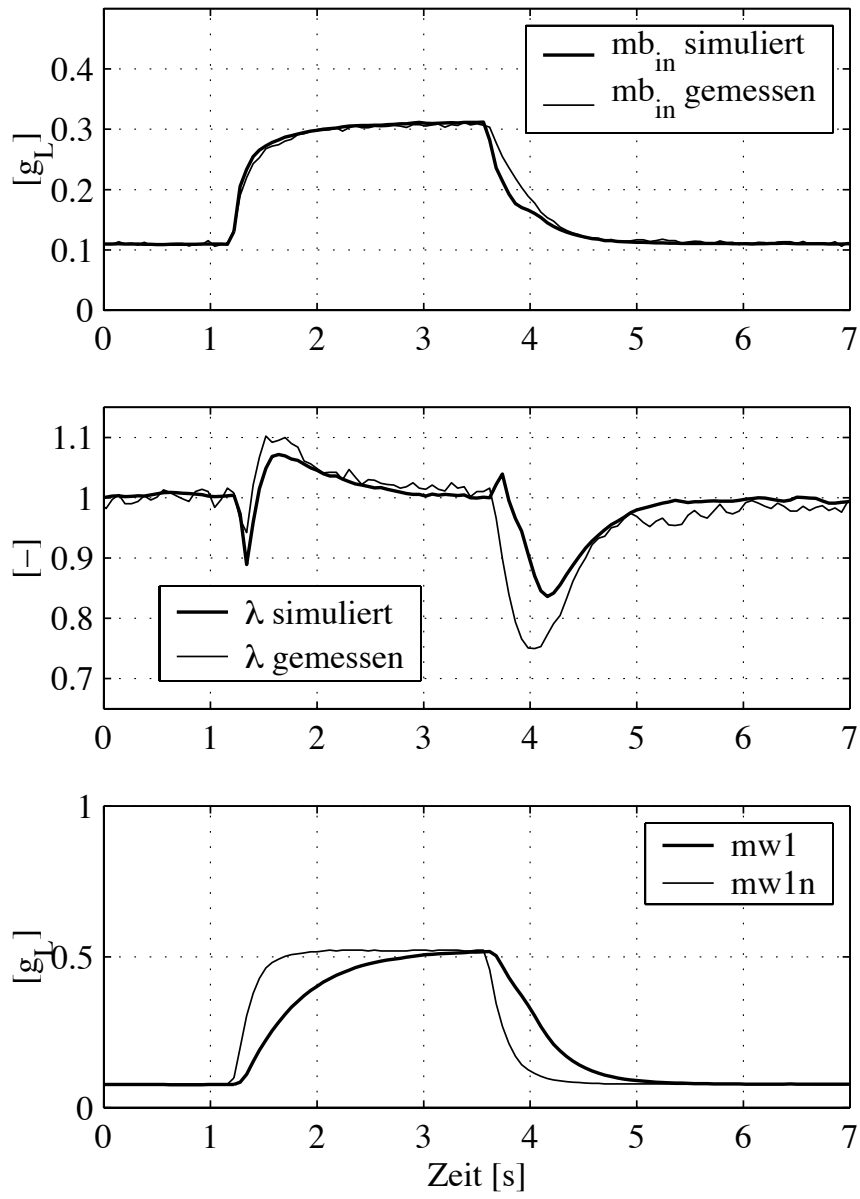


Abbildung 5.20: Lastsprung bei 2000 U/min

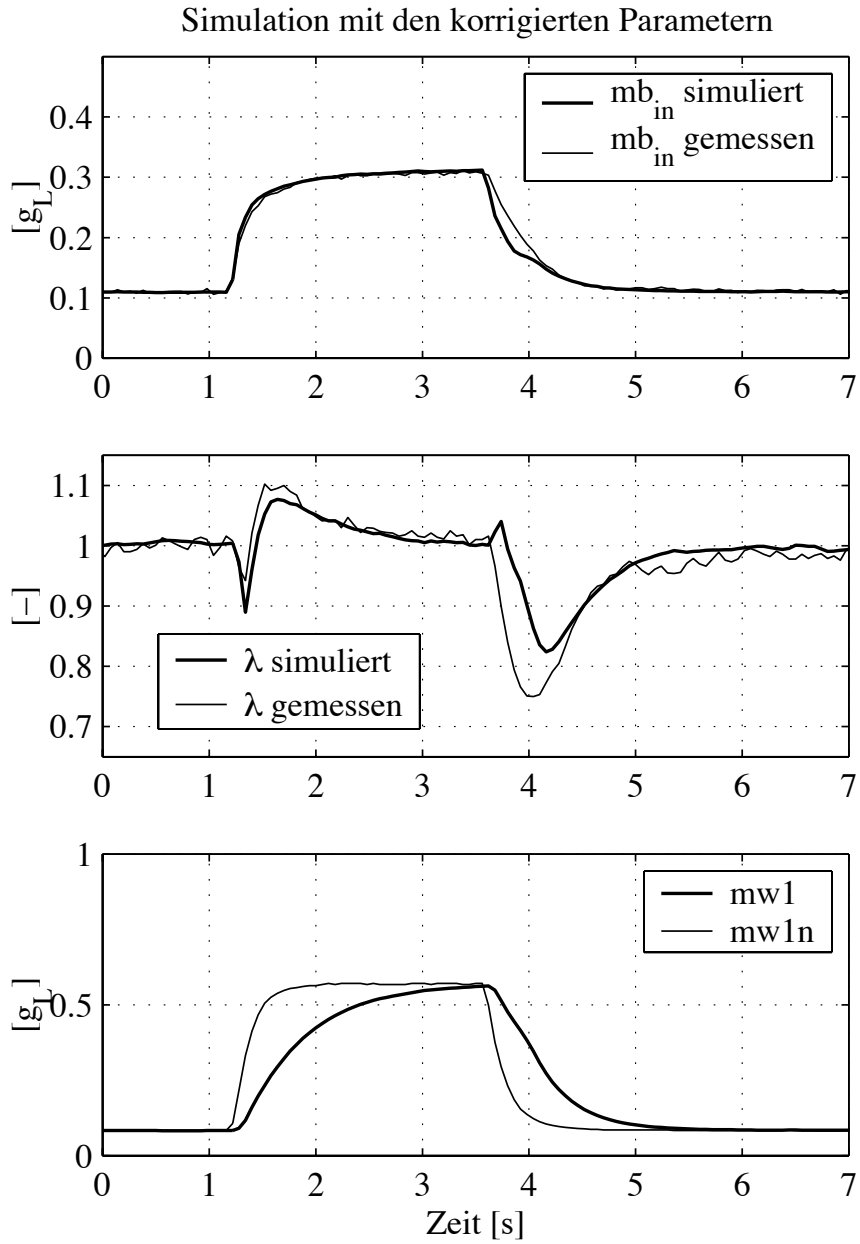


Abbildung 5.21: Lastsprung bei 2000 U/min

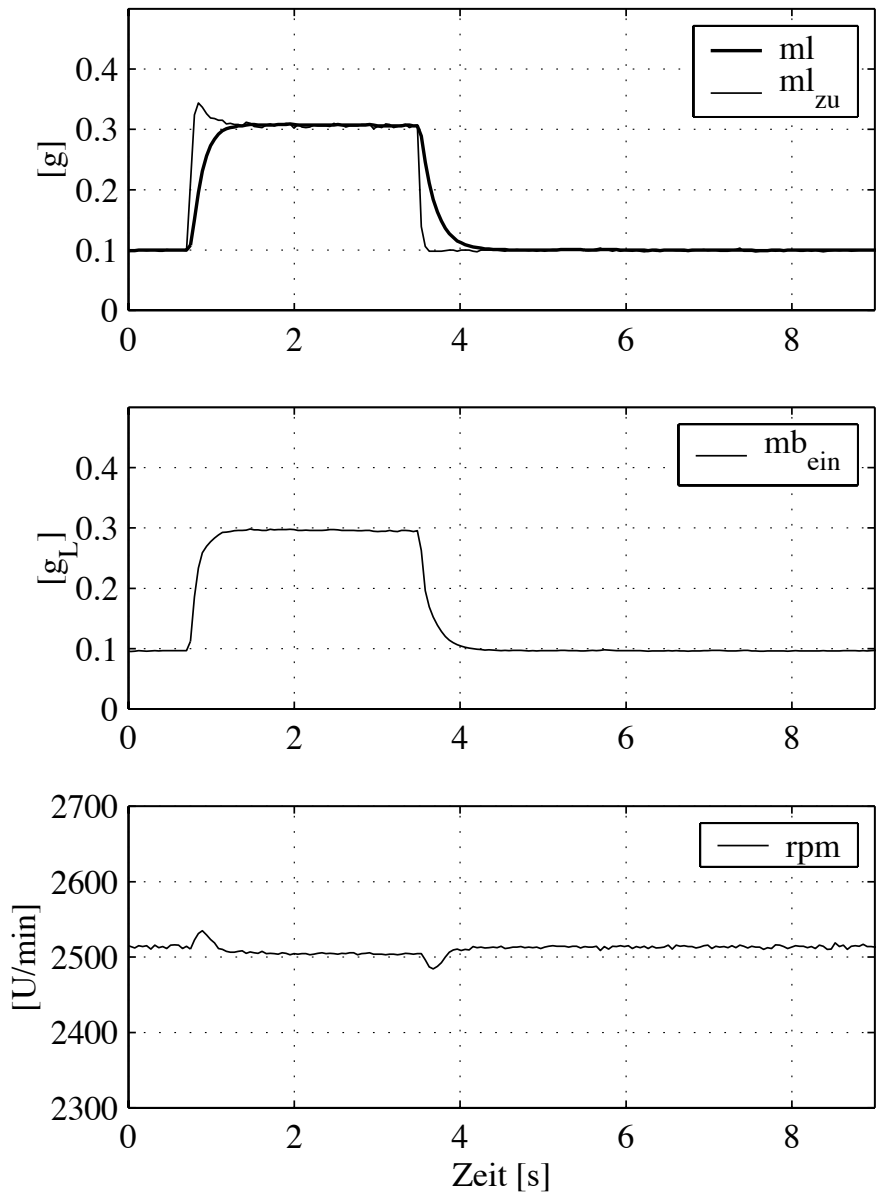


Abbildung 5.22: Lastsprung bei 2500 U/min

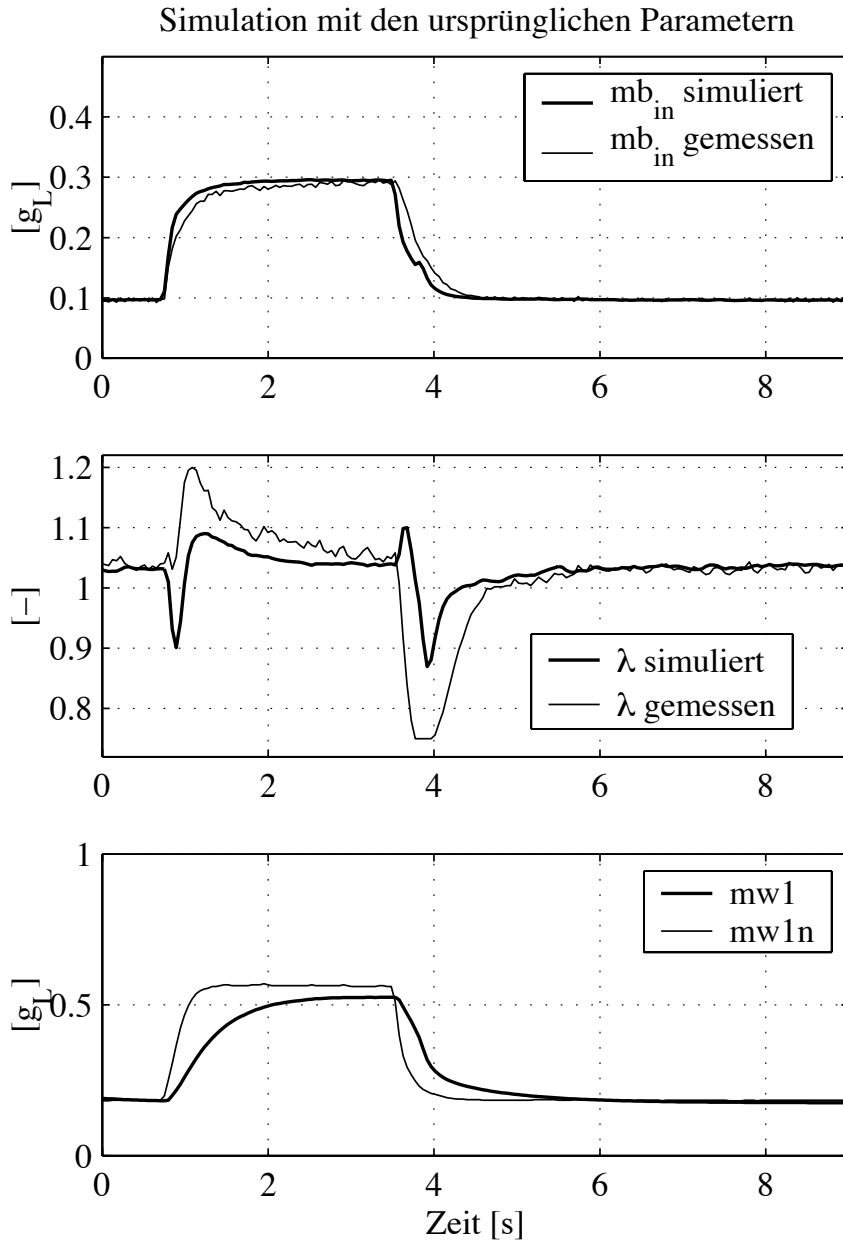


Abbildung 5.23: Lastsprung bei 2500 U/min

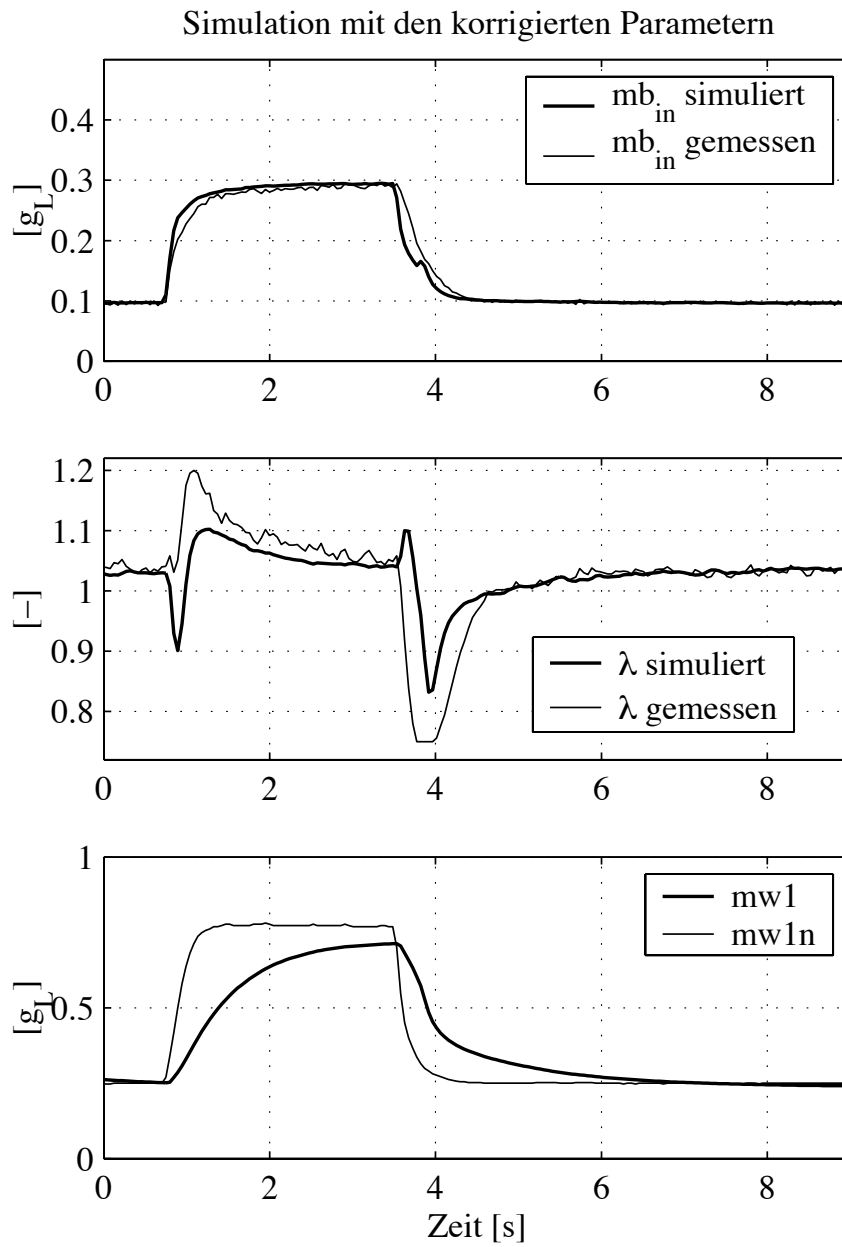


Abbildung 5.24: Lastsprung bei 2500 U/min

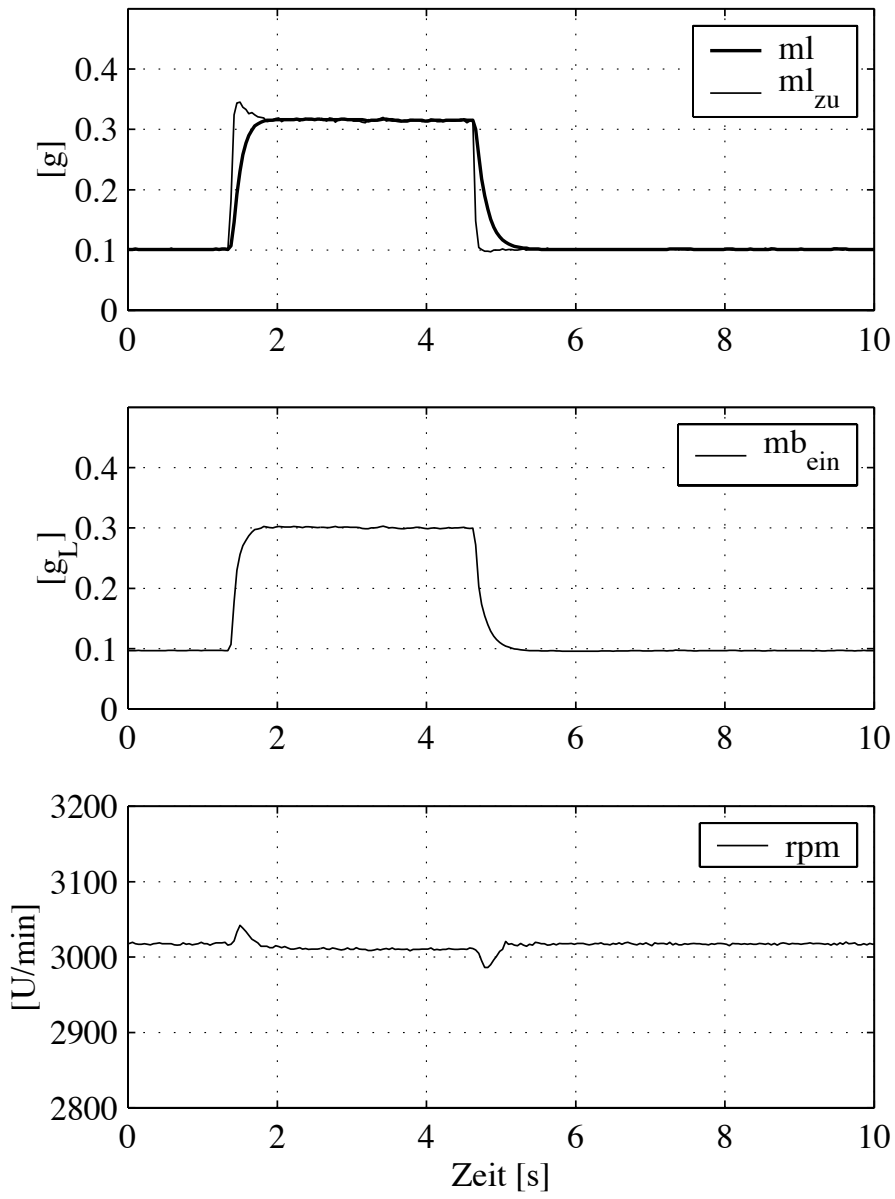


Abbildung 5.25: Lastsprung bei 3000 U/min

Simulation mit den ursprünglichen Parametern

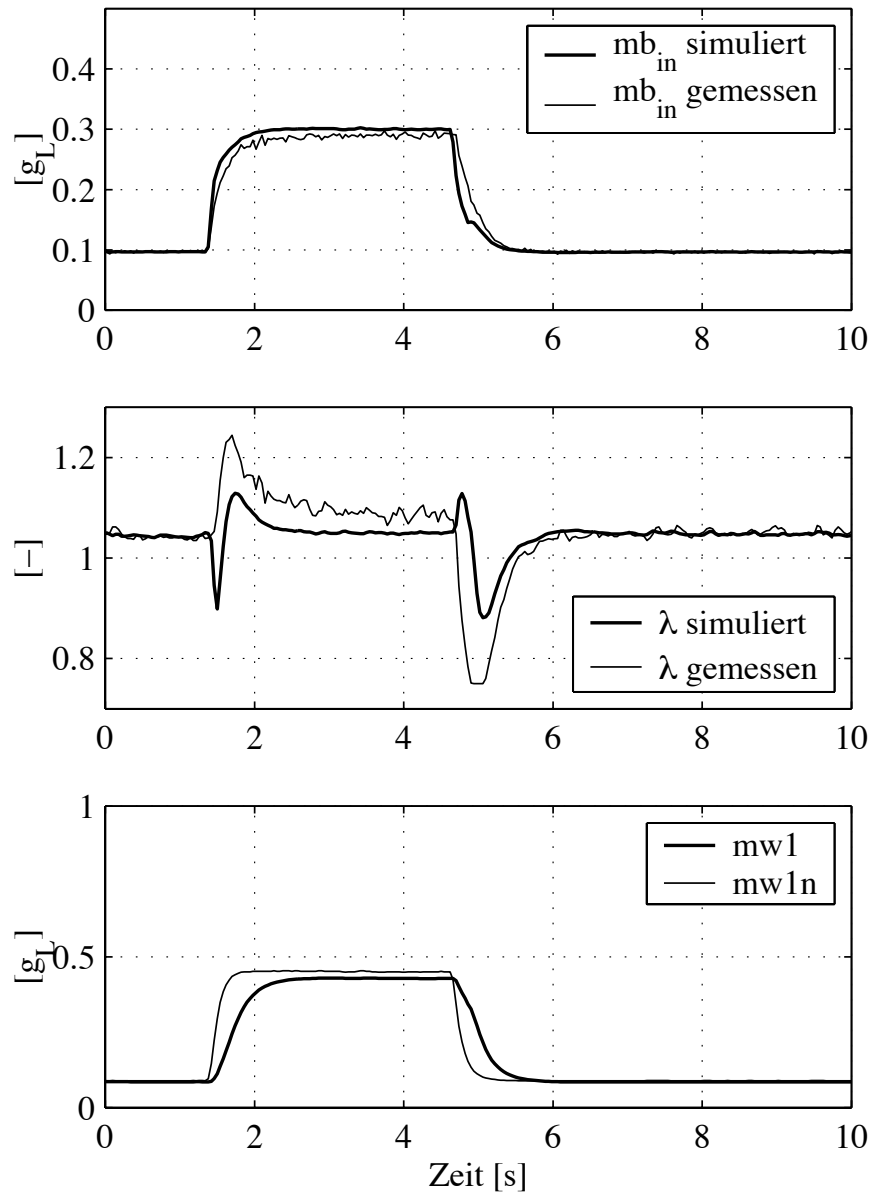


Abbildung 5.26: Lastsprung bei 3000 U/min

Simulation mit den korrigierten Parametern

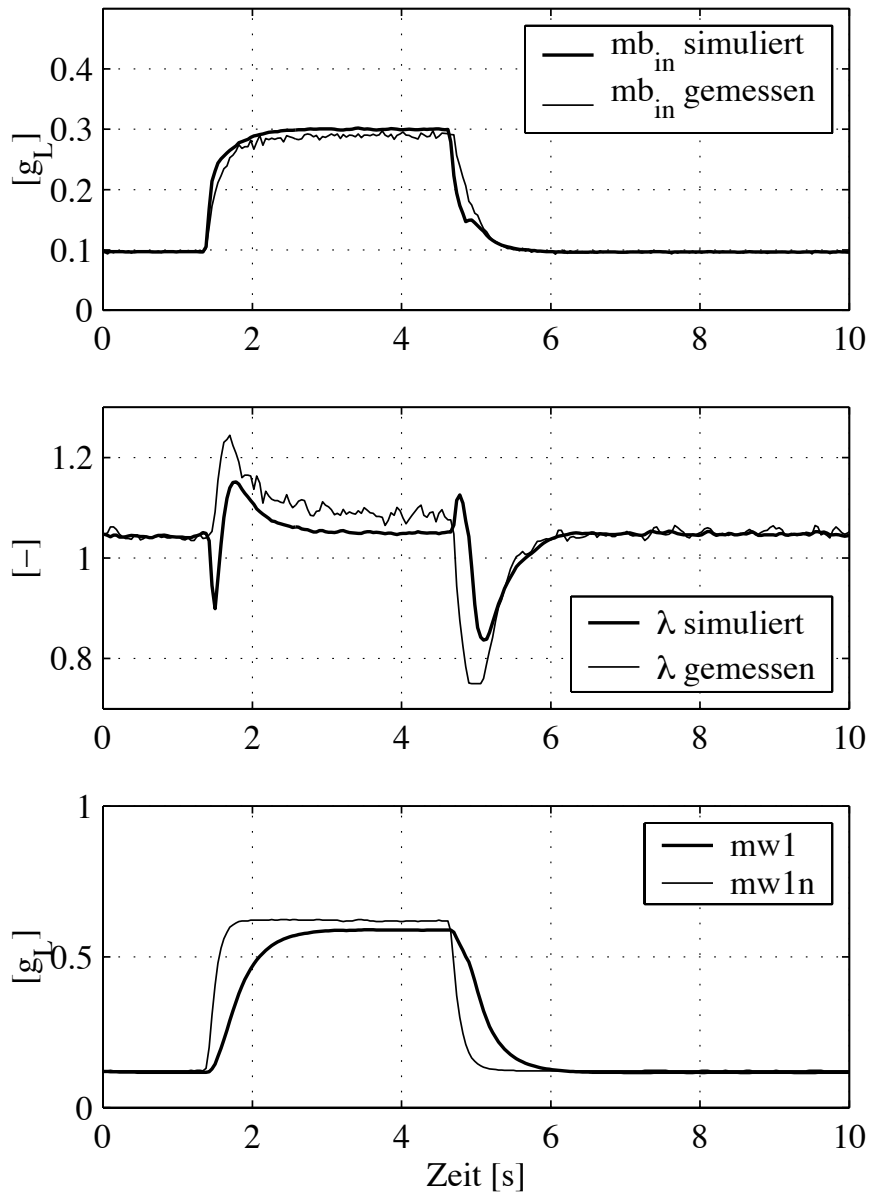


Abbildung 5.27: Lastsprung bei 3000 U/min

5.3.4 Experimente mit variabler Last und variabler Drehzahl

Das Simulationsmodell ist zu diesem Zweck mittels Interpolation für variable Drehzahlen erweitert worden. Die Ergebnisse werden wie im vorangegangenen Abschnitt dargestellt. Es werden zwei Experimente gezeigt. Diese unterscheiden sich durch das Absolutniveau der Last. Man beachte, dass im Vergleich zu den vorangegangenen Experimenten noch tiefere Luftfüllungen erreicht werden.

Darstellung der Resultate

Die Darstellung ist wie bei den Versuchen mit konstanter Drehzahl. Eine Beschreibung findet sich ab Seite 125.

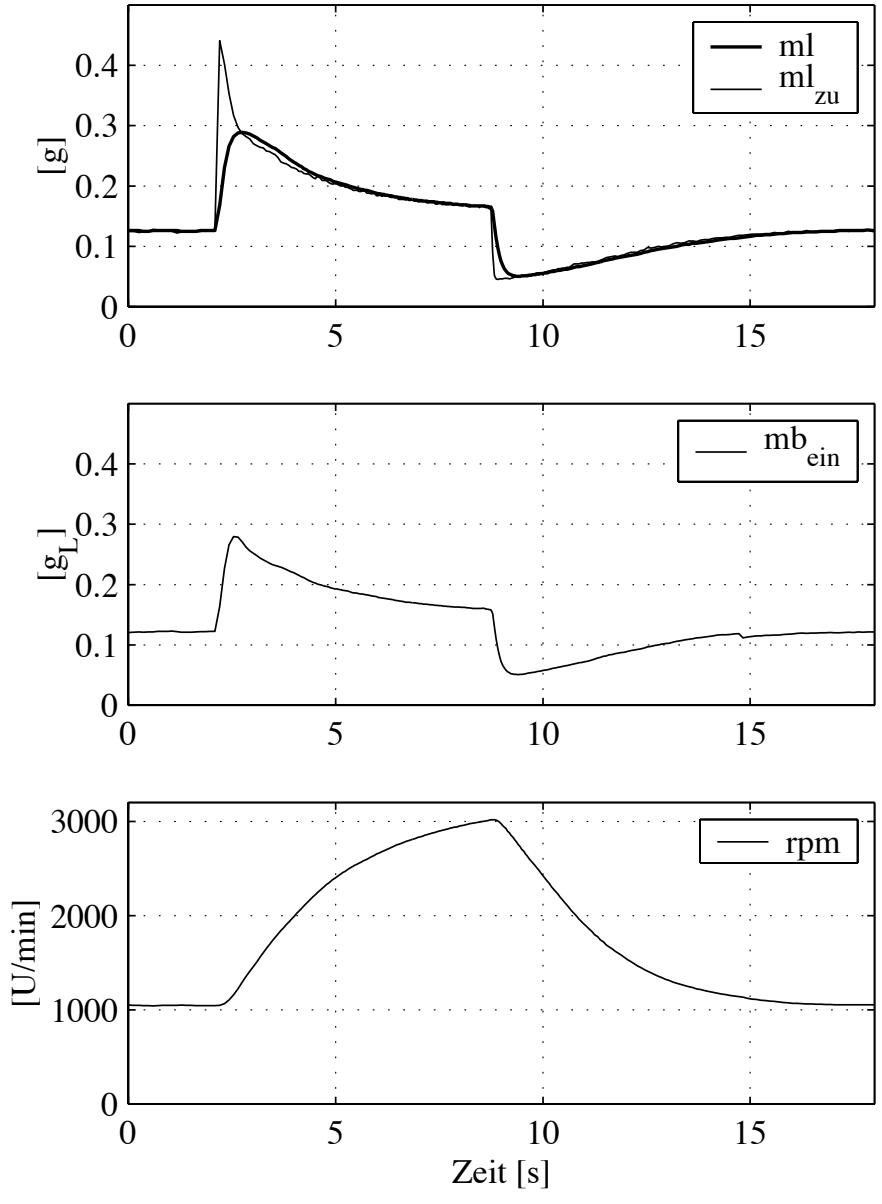


Abbildung 5.28: Experiment bei variabler Drehzahl und bei variabler Last (eher geringe Luftfüllung)

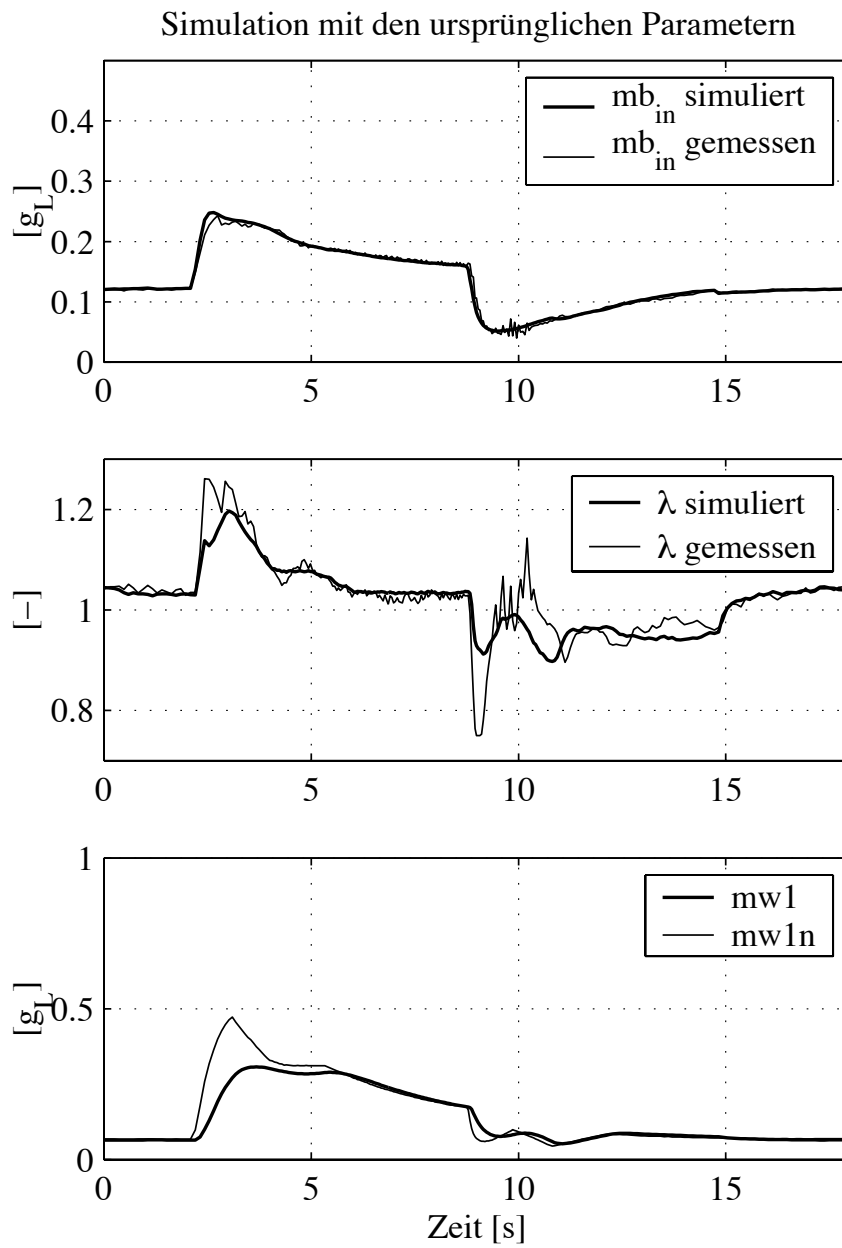


Abbildung 5.29: Experiment bei variabler Drehzahl und bei variabler Last (eher geringe Luftfüllung)

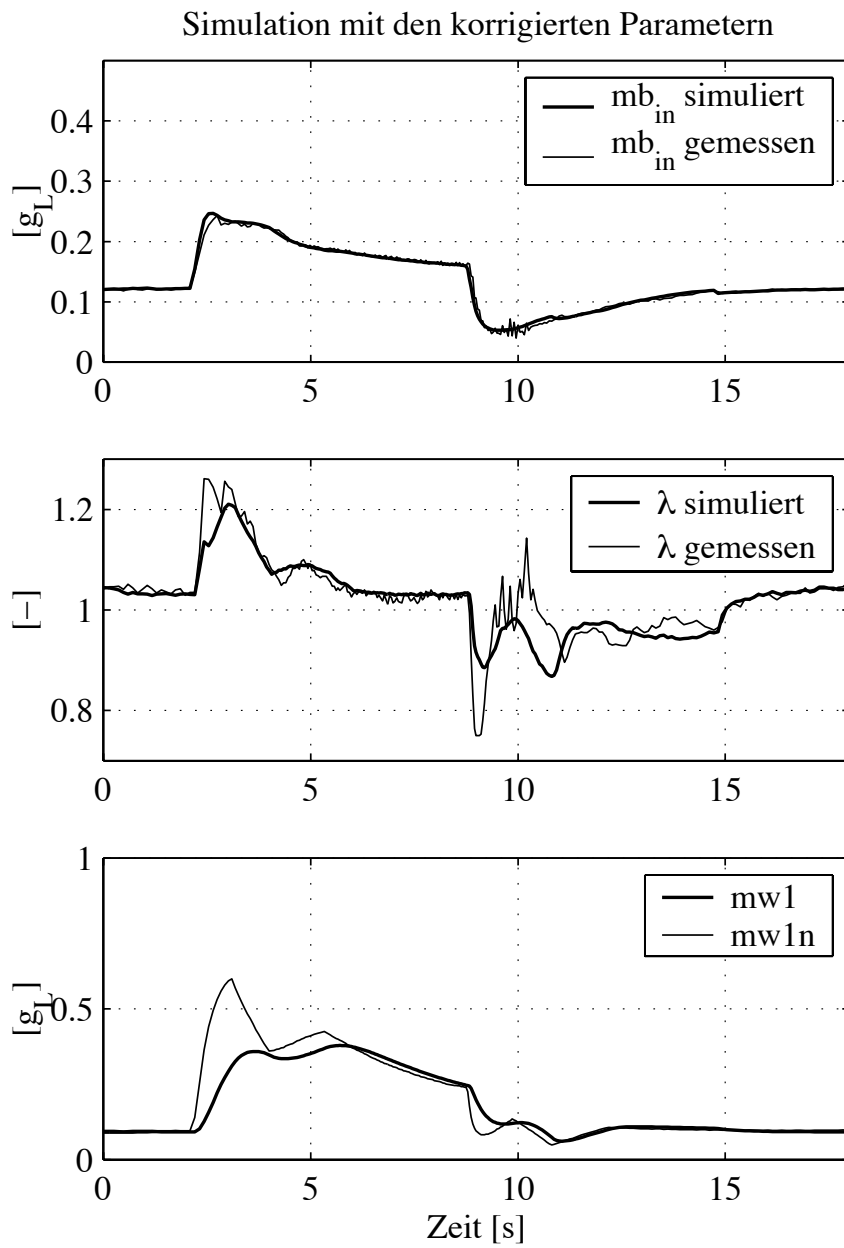


Abbildung 5.30: Experiment bei variabler Drehzahl und bei variabler Last (eher geringe Luftfüllung)

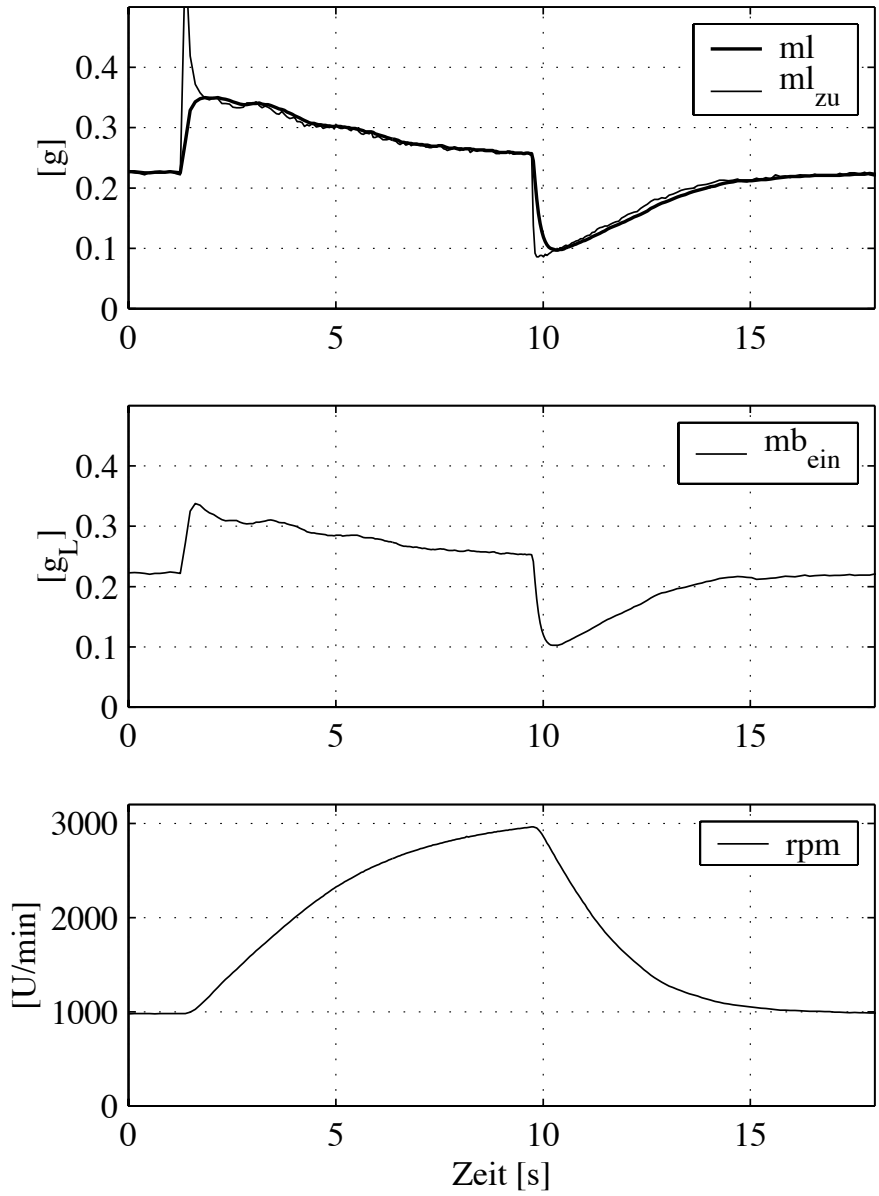


Abbildung 5.31: Experiment bei variabler Drehzahl und bei variabler Last (eher grosse Luftfüllung)

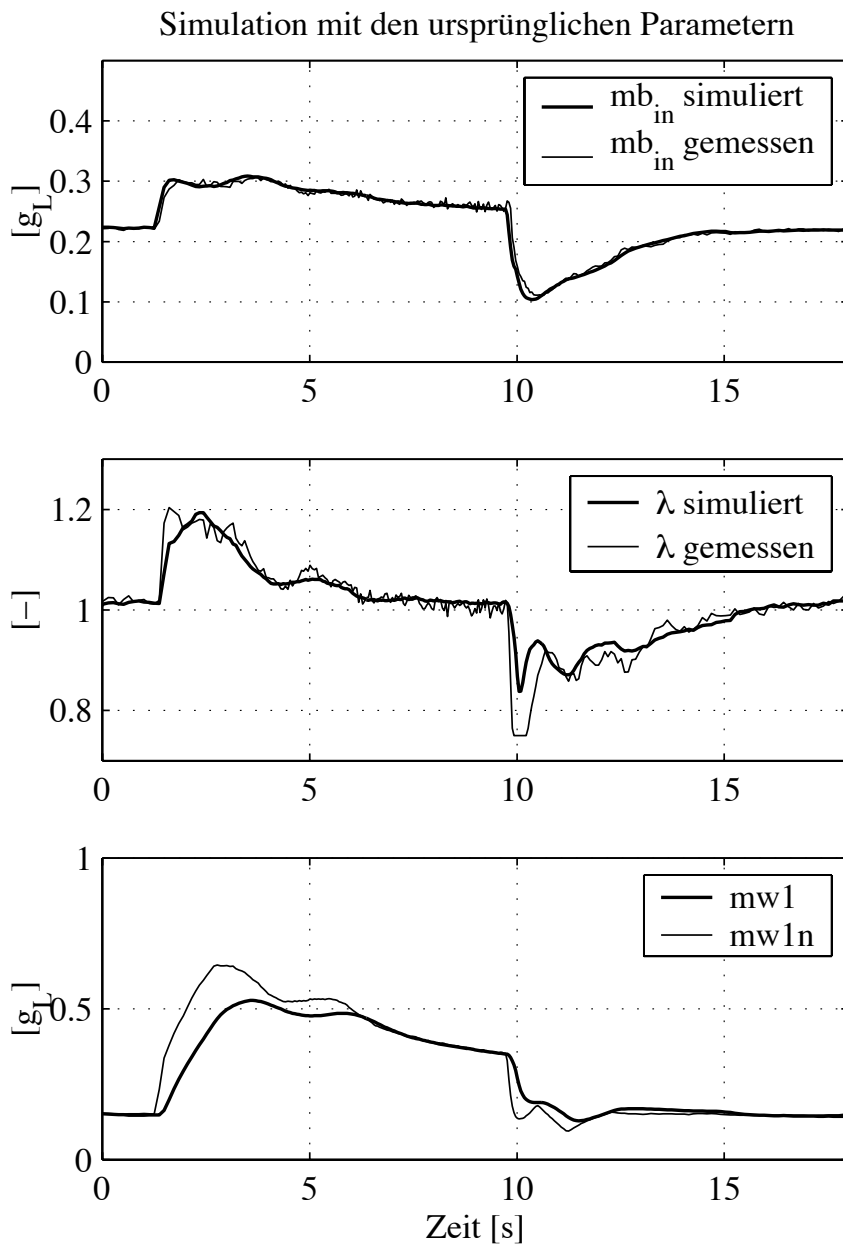


Abbildung 5.32: Experiment bei variabler Drehzahl und bei variabler Last (eher grosse Luftfüllung)

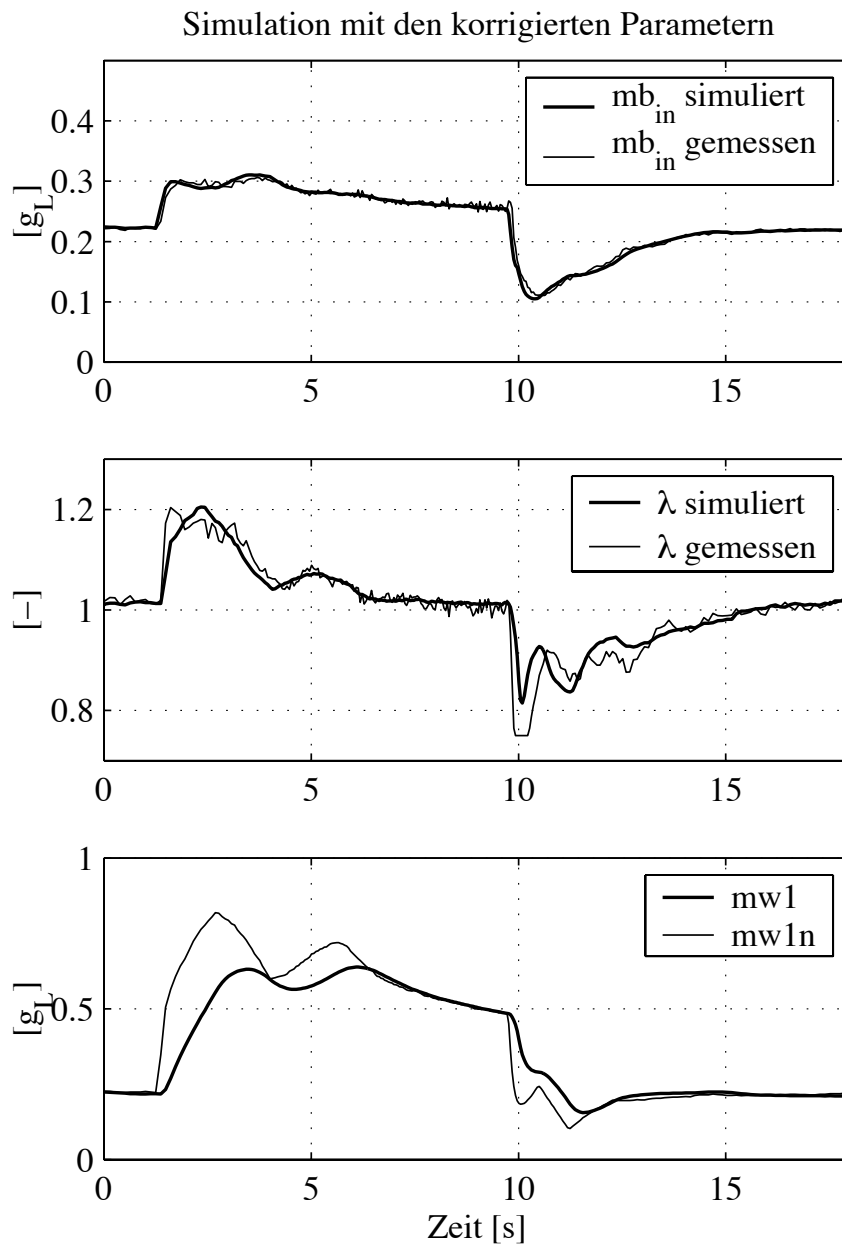


Abbildung 5.33: Experiment bei variabler Drehzahl und bei variabler Last (eher grosse Luftfüllung)

5.3.5 Analyse der transienten Messungen

Die Experimente mit variabler Drehzahl und variabler Luftfüllung können vom Modell erstaunlich gut wiedergegeben werden. Dies kommt daher, dass zum einen die Drehzahl nicht sehr schnell verändert wird und zum anderen die Laständerung vergleichsweise nicht ganz so stark ausfällt. Es zeigt sich also, dass eine radikale Änderung der Luftfüllung die grössten Anforderungen an die Modellierung stellt.

Der Einfluss einer Veränderung der Verdampfungszeitkonstanten (vergleiche die Ergebnisse der ursprünglichen und mit denjenigen der modifizierten Parameter) zeigt sich im Einschwingvorgang und in der nominellen Wandfilmasse, wobei die nominelle Wandfilmasse den grösseren Einfluss auf das transiente Verhalten ausübt. Eine Vergrösserung der Verdampfungszeitkonstanten führt zu einer grösseren (steileren) Kennlinie für die nominelle Wandfilmasse. Dies verstärkt in der Folge die Effekte, welche mit einer Änderung der Luftfüllung einhergehen.

Probleme treten jeweils am Beginn eines Lastsprungs auf. Diese Effekte können aufgrund ihrer Schnelligkeit nicht mit dem Wandfilmmodell erklärt werden. Die Ursache für diese Phänomene ist bei der Modellierung der Luftfüllungsdynamik und der Abgasdynamik zu suchen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das globale Wandfilmmodell 1. Ordnung die wesentlichen Effekte bei radikalen Transienten wiedergeben kann. Die gefundene Parametrierung lässt noch Spielraum für eine weitere Optimierung der Parameter. Weitergehende Modellansätze können erst dann in Betracht gezogen werden, wenn die Phänomene der Saugrohrdynamik, der Gaswechseldynamik und der Abgasdynamik besser bekannt sind.

6 Parametrische Identifikation

6.1 Allgemeines

Das Thema der parametrischen Identifikation von linearen Systemen beinhaltet eine Vielzahl verschiedener Aspekte. An dieser Stelle kann nur auf einige wenige für den hier gewählten Ansatz relevante Details eingegangen werden. Über die zugrunde liegende Theorie sind zum Teil sehr vollständige Beschreibungen vorhanden (siehe z.B. [25], [36] und [17]), die Anwendung auf eine konkrete Problemstellung muss jedoch im einzelnen Fall abgeklärt werden.

6.1.1 Problemstellung und Lösungsansatz

Lineare zeitinvariante Systeme können z.B. durch den Verlauf ihrer Sprungantwort oder ihres Frequenzgangs charakterisiert werden. Eine solche Darstellung wird als nichtparameterisch bezeichnet. Für den Kraftstoffpfad wird mit der in Kapitel 4 beschriebenen Frequenzgangsmessung eine solche nichtparametrische Beschreibung des Übertragungsverhalten ('der gemessene Frequenzgang') gefunden. Nach der Annahme einer Modellstruktur für das Übertragungsverhalten werden dann in einem zweiten Schritt die dazugehörigen Modellparameter ermittelt. Im Gegensatz dazu werden bei den parametrischen Identifikationsverfahren die gesuchten Modellparameter direkt aus dem Verlauf der Anregungs- und Antwortsignale des Systems ermittelt. Dabei können diese Signale entweder über einen Zeitraum aufgezeichnet und dann ausgewertet oder laufend in einem rekursiven Algorithmus verarbeitet werden. Für die praktische Anwendung empfehlen sich vor allem die rekursive parametrische Identifikationsverfahren. Diese könnten mit der Hilfe von

leistungsfähigen Echtzeitsystemen (z.B. dSpace oder ASCET-SD) implementiert und bei der Applikation einer Motorsteuerung eingesetzt werden. Der Vorteil von solch einem Verfahren besteht in der Zeitersparnis. Die einzelnen Betriebspunkte können nacheinander angefahren werden und nach einer kurzen Anregungsdauer liegen die gesuchten Werte vor. Von besonderem Interesse dürfte auch die Anwendung der Parameterschätzverfahren während der Warmlaufphase sein (siehe Abschnitt 6.1.3).

Der übliche Ansatz zur rekursiven Bestimmung der Parameter besteht darin, *parallel* zum Prozess eine modellbasierte Prädiktion des Prozessausgangssignals zu berechnen. Die Differenz zwischen den Ausgangsgrößen von Prozess und Prädiktor wird dann dazu benutzt um die Parameter des Prädiktors zu optimieren. Die für den Prädiktor optimalen Parameter entsprechen dann einer Schätzung für die gesuchten Systemparameter. Das Experiment zur parametrischen Identifikation der Wandfilmparameter funktioniert im wesentlichen wie bei der Frequenzgangmessung. Der Motor wird mit konstanter Drehzahl und konstanter Luftfüllung betrieben, die Anregung erfolgt über die Variation der Einspritzdauer.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, *seriell* vor den Prozess einen Kompensator zu schalten, welcher den Prozess invertiert. Die Parameter werden dann durch eine Optimierung des Kompensators bestimmt. Eine Anwendung auf den Motor erscheint vielversprechend, da nun bei der Identifikation auch die Luftfüllung variiert werden kann. Diese Anregungsart entspricht der für die Anwendung einer Wandfilmkompensation relevanten Betriebsweise.

Von den beiden oben aufgezeigten Möglichkeiten wird nur der erste Ansatz mit einem *parallelen* Prädiktor genau untersucht. Dies hat vorallem praktische Gründe. In diesem Fall ist es möglich, den Prozess anzuregen und die für die Identifikation relevanten Daten abzuspeichern. Die Identifikationsalgorithmen müssen nicht unbedingt im Motorsteuerungssystem¹ implementiert werden und

¹Das Motorsteuerungssystem basiert auf einem HP1000 mit einer relativ knapp bemessenen Rechnerleistung. Eine Implementation von Identifikati-

können in einer komfortablen Programmierumgebung wie z.B. MATLAB untersucht werden. Somit können auch verschiedene Algorithmen anhand derselben Daten miteinander verglichen werden. Im Gegensatz dazu muss im *seriellen* Fall der Kompensator am Motor ausgetestet werden. Dieser Ansatz wird nur am Rande besprochen und ist mehr als Konzept für spätere Untersuchungen zu betrachten. Viele grundsätzliche Überlegungen vom parallelen Fall können jedoch auf diesen neuen Ansatz übertragen werden.

6.1.2 Grundlegende Konzepte

Die Parameteridentifikation kann auf vier Faktoren zurückgeführt werden, welche das Ergebnis beeinflussen (siehe z.B. [36]). Im folgenden wird auf diese Faktoren und ihre Bedeutung für die konkrete Problemstellung kurz eingegangen.

System \mathcal{S} . Mit dem System wird der eigentliche Prozess, welcher die Daten liefert, bezeichnet. Das Ausgangssignal des Systems ergibt sich aus dem zeitlichen Verlauf des Eingangssignals und einer äusseren Störgrösse. Für eine Analyse eines Identifikationsverfahren ist es möglich ein System anzunehmen und den Datensatz für die Identifikation in einer Simulation zu generieren. In diesem Fall sind die Struktur des Systems und der wahre Parametervektor θ_0 bekannt. Bei der vorliegenden Problemstellung, der Identifikation der Wandfilmparameter, muss davon ausgegangen werden, dass die wahre Struktur des Systems nicht bekannt ist. Das vorgängig hergeleiteten Übertragungsverhalten des Kraftstoffpfads ist eine Idealisierung der Systemdynamik. Die Struktur und die statistischen Eigenschaften eines Störgrösseneinflusses sind nicht näher bekannt.

Modellstruktur \mathcal{M} . Im hier betrachteten parametrischen Fall definiert eine Modellstruktur $\mathcal{M}(\theta)$ eine Menge von Modellen,

onsalgorithmen auf dieser Plattform ist vergleichsweise aufwendig.

welche durch den Parametervektor θ parametrisiert wird. Die Struktur der Modelle beschreibt sowohl das Übertragungsverhalten zwischen Systemeingangs- und Systemausgangssignal als auch den Einfluss von Störgrößen. Es ist auch möglich, die Modellstruktur durch einen Prädiktor² (anstelle eines Modells) zu definieren. Diese Betrachtungsweise (siehe z.B. [24]) wird z.B. zur Herleitung der rekursiven Identifikationsverfahren verwendet.

Eng verbunden mit der Definition der Modellstruktur sind die Parametrierung und die Art der Darstellung der Struktur, wie z.B. die Zustandsraumdarstellung, die Polynomialdarstellung oder die lineare Regression. Im allgemeinen ändert sich bei einem Wechsel zwischen den Darstellungsarten auch die Parametrierung und somit auch das Ergebnis der Identifikation. Die Innovationsdarstellung (siehe Abschnitt 6.2.2) erweist sich bei der hier gegebenen Problemstellung als geeignet.

Identifikationsverfahren \mathcal{I} . In der Literatur findet sich eine grosse Anzahl von Methoden wie z.B. die Methode der Hilfsvariablen, die Maximum-Likelihood-Methode oder die Methode der kleinsten Quadrate. Im allgemeinen wird davon ausgegangen, dass der Prozess zeitinvariant ist und damit die zu identifizierenden Parameter konstant sind. Da es beim hier gegebene System keine statistischen Kenntnisse über den Störgrösseneinfluss gibt, bieten sich vorallem Methoden an, welche einen möglichst deterministischen Charakter aufweisen.

Im gegebenen Fall werden die Identifikationsverfahren auf eine Zustandsraumdarstellungen angewendet, da diese Darstellungsart eine sehr effiziente Parametrierung mit den phy-

²Der Ausdruck Prädiktor bezeichnet hier ein Filter zur Schätzung des zukünftigen Ausgangssignals, welches sowohl das Systemeingangs- als auch das Systemausgangssignal verwendet. Der Störgrösseneinfluss wird implizit im Prädiktor berücksichtigt.

sikalischen Parametern (d.h. ohne Parametertransformation) erlaubt. Ein sehr bekannter Lösungsansatz stellt das EKF ('Erweitertes Kalman-Filter') dar wie es z.B. in [38] oder in [40] angewendet wird. Diese Methode ist bei fehlenden Informationen über den Störgrösseneinfluss mit Genauigkeitsproblemen behaftet. Ein Weg diese Probleme zu beheben ist die Einführung der Innovationsdarstellung. Dies führt auf einen Algorithmus, welcher mit dem RPEM Algorithmus ('Recursive Prediction Error Method') verwandt ist.

Experimentelle Randbedingungen \mathcal{H} . Mit \mathcal{H} wird die Art und Weise beschrieben, wie die Identifikation durchgeführt wird. Hierbei sind vor allem die Auswahl des Anregungssignals und die Filterung der Daten zu nennen. Für die Identifikation der Parameter ist notwendig, dass das Anregungssignal persistent³ ist. Des weiteren ist es wichtig, die Amplitude des Anregungssignals geeignet zu wählen. Dabei muss ein Kompromiss zwischen dem Nutzsignal-Störsignal-Verhältnis und dem Einfluss von nichtlinearem Systemverhalten getroffen werden.

Bei der Identifikation der Wandfilmparameter wird das System durch eine Variation der Einspritzdauer angeregt. Es zeigt sich, dass die Wahl des Anregungssignals eine grosse Auswirkung auf das Identifikationsresultat hat. Auch der Aufbereitung der Daten kommt eine besondere Bedeutung zu. Diese umfasst zum einen die Befreiung der Daten von ihrem Mittelwert und zum anderen die Filterung der Daten. Eine Filterung der Daten kann als eine Gewichtung der Daten

³Der Begriff 'persistent' bezieht sich auf den Informationsgehalt bzw. den Frequenzinhalt des Anregungssignals. Je grösser die Anzahl der zu identifizierenden Parameter ist, desto mehr Frequenzen müssen im Anregungssignal vorhanden sein. Die Verwendung eines nichtpersistenten Anregungssignals kann dazu führen, dass die Schätzmatrix (Kovarianzmatrix) 'explodiert' bzw. dass die Inverse der Schätzmatrix (wird manchmal auch als Informations- oder Fischermatrix bezeichnet) singulär wird.

im Frequenzbereich aufgefasst werden. Somit ist es möglich durch ein Filter mit Tiefpasscharakteristik die hochfrequenten Signalanteile weniger stark zu gewichten.

Basierend auf den Konzepten \mathcal{S} , \mathcal{M} , \mathcal{I} und \mathcal{H} kann nun eine grundlegende Fragestellung angegangen werden: *Was für ein Resultat lässt sich mit den rekursiven Identifikationsverfahren erzielen?*

Für den Fall, dass die Modellstruktur \mathcal{M} mit der Struktur des Systems \mathcal{S} übereinstimmt, gibt es einen wahren Parametervektor θ_0 . Dieser kann bestimmt werden, wenn \mathcal{S} , \mathcal{M} , \mathcal{I} und \mathcal{H} optimal aufeinander abgestimmt sind. Wird hingegen mit der Modellstruktur \mathcal{M} nur eine Approximation des Systems \mathcal{S} wiedergegeben, dann muss von einem optimalen⁴ Parametervektor θ^* , welcher ein noch zu bestimmendes Gütekriterium optimiert, gesprochen werden. Der Wert des optimalen Parametervektors θ^* hängt dann vom Gütekriterium, also von \mathcal{I} , und von \mathcal{H} ab, wobei speziell die Art des Anregungssignals einen grossen Einfluss ausübt. Das Gütekriterium dieser Optimierung kann in vielen Fällen als eine Minimierung des Prädiktionsfehlers beschrieben werden.

Ein weiterer Aspekt zur Einschätzung eines möglichen Resultats ergibt sich aus den theoretischen Analyse. Aus dieser sind die asymptotischen Konvergenzeigenschaften der verschiedenen Identifikationsverfahren bekannt. Ein Resultat ist z.B., dass das erweiterte Kalman-Filter (EKF) im allgemeinen nicht gegen die gesuchten Werte konvergiert (siehe [23]). Betreffend der Konvergenzgeschwindigkeit hingegen gibt es keine theoretischen Resultate. Dieser Aspekt muss mittels transientser Versuche abgeklärt werden. Das Resultat, welches ein rekursiver Algorithmus nach einer endlichen Anzahl von Zeitschritten liefert, wird bei geeigneter Wahl

⁴Dies gilt auch für den Fall einer zweistufigen Identifikation mit einem nicht-parametrischen Zwischenmodell. Somit ist der mittels Frequenzgangmessung ermittelte Parametervektor nicht als wahrer Parametervektor aufzufassen, sondern als das Ergebnis einer Optimierung bezüglich eines speziellen Gütekriteriums.

der Anfangswerte vorallem durch die transienten Konvergenzeigenschaften bestimmt. Im Gegensatz dazu liefert das mittels off-line⁵ Identifikation berechnete Resultat das Optimum für die gegebene endliche Datenmenge. Somit kann auch das Resultat einer off-line Identifikation als Referenzwert zum Vergleich herangezogen werden.

6.1.3 Übergang zu zeitvariablen Parametern

Auf den ersten Blick hin erscheint es wünschenswert die Wandfilmparameter während des Warmlaufs zu identifizieren und den *Verlauf* der Parameter über der Motortemperatur⁶ abzuspeichern. Es gibt allerdings beliebig viele Möglichkeiten wie ein Motor nach dem Kaltstart die Betriebstemperatur erreichen kann und es ist davon auszugehen, dass die Wandfilmparameter nicht nur von der momentanen Motortemperatur sondern auch von der Vorgeschichte des Warmlaufs abhängen. Im Sinne einer praktischen Anwendung ist es das Ziel die Wandfilmparameter in Abhängigkeit des Betriebspunkts zu kennen, wobei dann der Betriebspunkt nicht nur durch Drehzahl und Luftfüllung sondern auch durch den thermischen Zustand des Motors bestimmt ist. Dabei stellt sich die Frage, wie dieser thermische Zustand zu definieren ist. Ein naheliegender Ansatz ist es den für die Wandfilmdynamik relevanten thermischen Zustand durch die Temperatur des Einlassventils auszudrücken. Ein Ansatz⁷ dafür findet sich z.B. in [27]. Ein Modell, mit dem alle Wandfilmparameter berechnet werden können, stellt die absolute Lösung des Problems dar. Pikanterweise wird für die optimale Identifikation von zeitvariablen Parametern gerade ein

⁵Unter der Annahme eines zeitinvarianten Systems mit konstanten Parametern gibt es bei gewissen Identifikationsverfahren sowohl eine on-line als auch eine off-line Variante. Theoretisch gesehen erzielen für eine unendlich grosse Datenmenge beide Varianten dasselbe Ergebnis.

⁶Darunter wird üblicherweise die Temperatur des Kühlwassers verstanden.

⁷In [27] wird die Verdampfungszeitkonstante des Wandfilms in Abhängigkeit von der Temperatur des Einlassventils berechnet. Des weiteren gibt es auch ein Modell zur Berechnung dieser Temperatur.

solches Modell (auch Hypermodell genannt) benötigt. Im nun folgenden wird dies für einen einfachen Fall gezeigt, um danach auf die Konsequenzen für das weitere Vorgehen zu ziehen.

Die optimale Identifikation von zeitvariablen Parametern

Bei der Identifikation von zeitvariablen Parametern gilt es einen Kompromiss zwischen der Adaptationsfähigkeit bezüglich einer Parameteränderung (tracking) und der Rauschunterdrückung zu finden. Die Adaptationsfähigkeit eines Algorithmus ergibt sich aus den Vergissfaktoren⁸. Einen optimalen Kompromiss (siehe [6], [28]) stellt das Kalman-Filter dar. Dabei wird angenommen, dass für die zeitliche Abhängigkeit des Parametervektors θ ein sogenanntes *Hypermodell* existiert. Im allgemeinen kann ein lineares Hypermodell mit einem erweiterten Parametervektor Θ wie folgt angeschrieben werden:

$$\Theta(t+1) = A_h \Theta(t) + v(t) \quad (6.1)$$

$$\theta(t) = C_h \Theta(t) \quad . \quad (6.2)$$

Dabei bezeichnen A_h und C_h die Systemmatrizen (auch zeitvariabel möglich) des Hypermodells und $v(t)$ ein Rauschen. Das ursprüngliche System \mathcal{S} sei hier durch eine Regressionsdarstellung beschrieben, da dies die nachfolgenden Ausdrücke vereinfacht. Das Ausgangssignal $y(t)$ berechnet sich dann gemäss

$$y(t) = \varphi(t)^T \theta(t) + e(t) \quad , \quad (6.3)$$

wobei $\varphi(t)$ den Regressionsvektor und $e(t)$ das Messrauschen bezeichnet. Die Signale $y(t)$ und $\varphi(t)$ sind bekannt, von den Rauschen kennt man die Kovarianz:

$$E \left\{ \begin{bmatrix} v(t) \\ e(t) \end{bmatrix} [v(\tau)^T \quad e(\tau)] \right\} = \begin{bmatrix} R_h(t) & 0 \\ 0 & r_h(t) \end{bmatrix} \delta_{t\tau} \quad . \quad (6.4)$$

⁸Man unterscheidet zwischen linearen und exponentiellen Vergissfaktoren (siehe z.B. [21]). Diese bewirken eine stärkere Gewichtung der neueren Daten in rekursiven Parameterschätzverfahren.

Unter den üblichen Voraussetzungen kann nun mit einem Kalman-Filter eine Schätzung des erweiterten Parametervektors Θ und die dazugehörige Kovarianzmatrix P_h berechnet werden:

$$\hat{\Theta}(t) = A_h \left[\hat{\Theta}(t-1) + P_h(t-1) C_h^T \varphi(t) \frac{y(t) - \varphi(t)^T C_h \hat{\Theta}(t-1)}{r_h(t) + \varphi(t)^T C_h P_h(t-1) C_h^T \varphi(t)} \right]$$

$$P_h(t) = A_h \left[P_h(t-1) - \frac{P_h(t-1) C_h^T \varphi(t) \varphi(t)^T C_h P_h(t-1)}{r_h(t) + \varphi(t)^T C_h P_h(t-1) C_h^T \varphi(t)} \right] A_h^T + R_h(t)$$

Aus dieser Illustration ist ersichtlich, dass dieser Lösungsweg sehr hohe Anforderungen an die Modellierung stellt. Diese Methode kann nur unter der Bedingung angewandt werden, dass sowohl das Hypermodell (6.1, 6.2) mitsamt den Matrizen A_h und C_h als auch die Information über die Rauschen (6.4) vollständig bekannt sind.

Wenn diese a priori Kenntnisse nicht vorhanden sind, dann kann versucht werden, mit einer rekursiven Identifikationsmethode (z.B. Least Squares Algorithmus) und mit einer geschickten Einstellung der Vergissfaktoren ein brauchbares Resultat zu erzielen. Es gibt auch noch weiterführende Ansätze (z.B. Filterbank, z.B. [28]) welche auf eine Adaptation der Vergissfaktoren hinauslaufen. Diese Methoden weisen jedoch in der Regel eine sehr hohe Komplexität auf.

Schlussfolgerungen

Die Berücksichtigung der thermischen Effekte infolge eines Warmlaufs des Motors kann auf verschiedene Arten erfolgen. Naheliegend ist die Erweiterung des Parameterkennfelds um eine geeignete thermische Dimension wie es eventuell die Einlassventiltemperatur sein könnte. Weiterführende Untersuchungen werden zur Erstellung eines Modells für die Parametervariation (Hypermodell) benötigt.

Ein Übergang zur on-line Identifikation von zeitvariablen Parametern erscheint als nicht zweckmässig. Wie Versuche mit den nachfolgend beschriebenen Identifikationsalgorithmen ergeben haben, bewirkt die Einführung eines Vergissfaktors nur eine geringe

Verbesserung der Konvergenzgeschwindigkeit bei einer merkbaren Verschlechterung der Genauigkeit. Die Anwendung des Algorithmus mit optimaler Genauigkeit ist nicht möglich und das Potential einer Optimierung der Vergissfaktoren erscheint nicht allzu hoch. Somit muss davon ausgegangen werden, dass es sehr schwierig ist den Verlauf der Wandfilmparameter beim Warmlauf mit einer brauchbaren Genauigkeit zu identifizieren.

Das Problem der thermischen Effekte kann auch mit dem Einsatz von Identifikationsmethoden für konstante Parameter angegangen werden. Eine Möglichkeit stellen Untersuchungen an einem gekühlten Motor dar wie sie z.B. [33] durchgeführt wurden. Es gilt jedoch dabei zu berücksichtigen, dass sich relevante Teile, wie z.B. die Einlassventile, trotz einer modifizierten Motorkühlung erwärmen. Somit sind Versuche während des Warmlaufs wohl notwendig. Ein Ansatz ist es, einen definierten Warmlauf in verschiedenen Phasen aufzuteilen und innerhalb der einzelnen Phasen konstante Parameter zu identifizieren. Um die Datenmenge zu erhöhen, kann der Warmlauf mehrmals wiederholt werden, wobei als Startwerte für die Identifikation jeweils das Ergebnis (Parametervektor und Kovarianzmatrix) des vorherigen Warmlaufs genommen wird. Um die Konvergenzgeschwindigkeit zu verbessern, können \mathcal{I} und \mathcal{H} optimiert werden. Dies umfasst z.B. die Verwendung eines gesteuerten Vergissfaktors oder eine Abstimmung des Anregungssignals.

6.2 Definition der Modellstruktur

Eine Modellstruktur setzt sich zusammen aus Teilmodellen für das Übertragungsverhalten zwischen Anregungssignal und Messsignal (Regelstreckenmodell) sowie für die Einwirkung von Störungen (Fehlermodell). Der Kraftstoffpfad (Regelstrecke) wird durch eine Serieschaltung von Wandfilmdynamik, Restgasdynamik und Sondendynamik (inkl. Transporttzeit) modelliert. Jedes dieser Teilsysteme weist für sich einen statischen Übertragungsfaktor von 1 auf (Massenerhaltung!). In einer Zustandsraumdarstellung zeigt

sich dies in einer Abhängigkeit der Systemmatrizen untereinander. Diese und andere strukturelle Eigenheiten lassen sich in einer Zustandsraumdarstellung mit einer minimalen Anzahl von Parametern realisieren. Ein weiterer Vorteil dieser Darstellungsart besteht darin, dass die zu identifizierenden Parameter darin direkt vorkommen (d.h. ohne Transformation wie z.B. bei der Polynomdarstellung). Aus diesen Gründen wird die Zustandsraumdarstellung zur Definition der Modellstruktur gewählt. Der Preis für dieses Vorgehen liegt in der vergleichsweise umständlichen Erweiterung des Fehlermodells⁹.

6.2.1 Gesamtmodell des Kraftstoffpfads

In einem ersten Schritt werden die Zustandsraumdarstellungen für die einzelnen Subsysteme angeschrieben. Dabei bezeichnen u_i die Eingangssignale, x_i die Zustandsvariablen und y_i die Ausgangssignale. Die Zustandsraumdarstellung für die Wandfilmdynamik kann direkt von Gleichung 4.5 übernommen werden.

$$\begin{aligned} x_1(t+1) &= A1 \quad x_1(t) + B1 \quad u_1(t) \\ y_1(t) &= [1 - A1] \quad x_1(t) + [1 - B1] \quad u_1(t) \end{aligned} \quad (6.5)$$

Das Zustandsraummodell für die Restgasdynamik kann aus der Übertragungsfunktion 3.15 bzw. der Differenzengleichung 3.14 abgeleitet werden.

$$\begin{aligned} x_2(t+1) &= C_r \quad x_2(t) + [1 - C_r] \quad u_2(t) \\ y_2(t) &= C_r \quad x_2(t) + [1 - C_r] \quad u_2(t) \end{aligned} \quad (6.6)$$

Das Subsystem für den Gastransport und die Sondenzeitkonstante ist durch 3.30 mit den dazugehörigen Definitionen der Parameter gegeben. Im Sinne einer kompakten Parametrierung wird diese Gleichung hier mit den in 3.31 und 3.32 definierten Parametern

⁹Es gibt ein Identifikationsverfahren, nämlich die Methode der Hilfsvariablen, wo ein Fehlermodell nicht benötigt wird. Auf diese Methode wird jedoch aus bestimmten Gründen (siehe [24]) nicht eingegangen

dargestellt. Diese Parameter lassen sich auf die Sondenzeitkonstante t_{LSU} und die Transportzeit T_{tr} zurückführen.

$$\begin{aligned} x_3(t+1) &= A_T x_3(t) + [1 - E_T] u_3(t) + [E_T - A_T] u_3(t-1) \\ y_3(t) &= x_3(t) \end{aligned} \quad (6.7)$$

Mit $u_2(t) = y_1(t)$ und $u_3(t) = y_2(t)$ können nun alle Subsysteme zu einem Gesamtsystem verbunden werden. Dazu werden in einem ersten Schritt die nachfolgenden Definitionen eingeführt.

$$u(t) = u_1(t) \quad (6.8)$$

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

$$y(t) = y_3(t) \quad (6.10)$$

Nun kann das Modell für den gesamten Kraftstoffpfad in Form einer Zustandsraumdarstellung angeschrieben werden.

$$\begin{aligned} x(t+1) &= A(\theta) x(t) + B(\theta) u(t) \\ y(t) &= C(\theta) x(t) \end{aligned} \quad (6.11)$$

Die Systemmatrizen hängen dabei vom Parametervektor θ ab und sind wie folgt definiert:

$$A = \begin{bmatrix} A1 & 0 & 0 \\ [1 - C_r][1 - A1] & C_r & 0 \\ [1 - E_T][1 - C_r][1 - A1] & [[1 - E_T] C_r + [E_T - A_T]] & A_T \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

$$B = \begin{bmatrix} B1 \\ [1 - C_r][1 - B1] \\ [1 - E_T][1 - C_r][1 - B1] \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

$$C = [0 \quad 0 \quad 1] \quad (6.14)$$

Der Parametervektor θ kann theoretisch alle Größen ($A1$, $B1$, C_r , E_T , A_T) umfassen. Mit der Sondenzeitkonstante τ_{LSU} ist A_T vorgegeben. Durch die Identifikation der Abgasdynamik sind T_{tr} bzw.

E_T sowie C_r bekannt. Somit verbleiben vorerst $A1$ und $B1$ als zu identifizierende Parameter. In einem weiteren Schritt kann auch versucht werden auch C_r und E_T zu identifizieren.

6.2.2 Fehlermodell

Zu einer Modellstruktur gehört immer auch ein Fehlermodell, welches die Abweichung zwischen Messung und dem Regelstreckenmodell erklären soll. Die Differenz zwischen der Messung auf der einen Seite und der Kombination von Fehlermodell und Regelstreckenmodell auf der anderen Seite muss auf eine möglichst weisses Rauschen zurückgeführt werden können. Ist dies nicht der Fall, so bleibt in diesem Modellfehler nicht genutzte Information zurück und es ist mit einem Bias beim Identifikationsresultat zu rechnen. Im folgenden werden nun zwei Ansätze für ein Fehlermodell gezeigt. Durch die Einführung eines Mess- und eines Eingangsrauschens in 6.11 ergibt sich der von der Theorie des Kalman-Filters her bekannte Ansatz. Die zweite Variante leitet sich aus dem stationären Kalman-Filter ab und wird als direkt parametrisiert Innovationsdarstellung bezeichnet.

Eingangs- und Messrauschen

Gegeben seien zwei weisse Rauschen, das Systemrauschen $v(t)$ und das Messrauschen $r(t)$, welche wie folgt definiert sind:

$$E\{r(t) r^T(\tau)\} = Q_r(t, \theta) \delta_{t\tau} \quad (6.15)$$

$$E\{v(t) r^T(\tau)\} = Q_{vr}(t, \theta) \delta_{t\tau} \quad (6.16)$$

$$E\{v(t) v^T(\tau)\} = Q_v(t, \theta) \delta_{t\tau} \quad (6.17)$$

$\delta_{t\tau}$ ist dabei das Kronecker-Delta und es wird angenommen, dass $Q_r > 0$ und $Q_v \geq 0$ gilt. Diese Rauschen werden nun in das Zustandsraummodell 6.11 integriert.

$$\begin{aligned} x(t+1) &= A(\theta) x(t) + B(\theta) u(t) + v(t) \\ y(t) &= C(\theta) x(t) + r(t) \end{aligned} \quad (6.18)$$

Der gesamte Parametervektor θ ist somit gegeben durch die Parameter des Regelstreckenmodells und die Parameter, welche zur Beschreibung von $Q_r(t, \theta)$, $Q_{vr}(t, \theta)$ und $Q_v(t, \theta)$ notwendig sind. Alle Parameter können auch zeitvariabel sein. Der Nachteil dieser Parametrierung des Fehlermodells besteht in einer drastischen Erhöhung der Komplexität der Identifikationsalgorithmen (siehe [23]).

Direkt parametrisierte Innovationsdarstellung

Für die nachfolgenden Überlegungen wird angenommen, dass der Parametervektor θ zeitinvariant ist. Der Ausgangspunkt für die Herleitung der Innovationsdarstellung bildet das *stationäre* Kalman-Filters, welches ein Prädiktor¹⁰ für den Zustandsvektor des Systems 6.18 ist. Das Kalman-Filter ist optimale lineare Filter¹¹ bezüglich der Minimierung der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers. Unter der Voraussetzung, dass das System $[A, C]$ detektierbar ist, streben die Kovarianzmatrix P und die Filterverstärkungsmatrix K mit der Zeit ein Optimum an. Die Gleichungen für das stationäre Kalman-Filter lauten dann:

$$\hat{x}(t+1|t) = A\hat{x}(t|t-1) + Bu(t) + K[y(t) - C\hat{x}(t|t-1)] \quad (6.19)$$

$$K = [APC^T + Q_{vr}] [CPC^T + Q_r]^{-1} \quad (6.20)$$

$$P = APA^T + Q_v \quad \dots \quad (6.21)$$

$$- [APC^T + Q_{vr}] [CPC^T + Q_r]^{-1} [APC^T + Q_{vr}]^T$$

Wenn also ein zeitinvariantes Regelstreckenmodell und ein zeitinvariantes Fehlermodell (im Sinne von Eingangs- und Messrauschen) gegeben sind bzw. die Systemmatrizen (A , B und C) und

¹⁰Mit $\hat{x}(t+1|t)$ wird die Prädiktion des Zustandsvektors für den Zeitpunkt $t+1$, basierend auf Daten bis zum Zeitpunkt t , bezeichnet.

¹¹Unter der Voraussetzung, dass alle beteiligten Zufallsvektoren und -prozesse Gauß-verteilt sind, ist das Kalman-Filter auch das optimale nichtlineare Filter (siehe z.B. [9]).

die Rauschparameter (Q_r , Q_{vr} und Q_v) bekannt sind, dann kann das stationäre Kalman-Filter-Problem gelöst und somit die Filterverstärkungsmatrix K gemäss 6.20 und 6.21 berechnet werden.

Die Idee bei der Innovationsdarstellung ist es nun, das Fehlermodell nicht durch die Rauschparameter sondern durch die optimale Filterverstärkungsmatrix K zu parametrieren. Mit dem Ausdruck *Innovation* wird jener Teil des Ausgangssignals bezeichnet, der nicht durch vergangene Daten prädiziert werden kann.

$$e(t) = y(t) - C(\theta) \hat{x}(t|t-1) \quad (6.22)$$

Für den Fall, dass der Parametervektor θ mit dem bezüglich \mathcal{S} wahren Parametervektor übereinstimmt, ist die Innovation $e(t)$ bzw. der Prädiktionsfehler ein weisses Rauschen mit minimaler Kovarianz. Aus 6.22 und 6.19 kann nun die Innovationsdarstellung abgeleitet werden.

$$\begin{aligned} \hat{x}(t+1|t) &= A(\theta) \hat{x}(t|t-1) + B(\theta) u(t) + K(\theta) e(t) \\ y(t) &= C(\theta) \hat{x}(t|t-1) + e(t) \end{aligned} \quad (6.23)$$

In dieser Zustandsraumdarstellung findet sich das Übertragungsverhalten sowohl des Regelstreckenmodells ($u(t) \rightarrow y(t)$) als auch des Fehlermodells ($e(t) \rightarrow y(t)$).

Die Innovationsdarstellung kann auch als Spezialfall von 6.18 interpretiert werden. Gegeben sei der Erwartungswert der Innovation.

$$E\{e(t) e^T(\tau)\} = \Lambda \delta_{t\tau} \quad (6.24)$$

Der Zusammenhang zu den Rauschen in 6.18 berechnet sich dann wie folgt.

$$Q_r(t, \theta) = \Lambda \quad (6.25)$$

$$Q_{vr}(t, \theta) = K(\theta) \Lambda \quad (6.26)$$

$$Q_v(t, \theta) = K(\theta) \Lambda K^T(\theta) \quad (6.27)$$

Die Verwendung der Innovationsdarstellung wirkt sich vorteilhaft bei der Anwendung der Identifikationsalgorithmen aus. Auf

den ersten Blick hin erscheint ein weiterer Vorteil zu sein, dass sich das Fehlermodell quasi ohne zusätzlichen Modellierungsaufwand ergibt. Dies gilt jedoch nur, wenn die Störsignale $v(t)$ und $r(t)$ in 6.18 wirklich weisse Rauschen sind. Sollte diese Bedingung nicht erfüllt sein, so muss die Zustandsraumdarstellung 6.18 so erweitert werden, dass die Störsignale auf weisse Rauschen zurückgeführt werden können. Es hat sich herausgestellt, dass für die Anwendung auf den Motor die Innovationsdarstellung ohne Erweiterungen genügend flexibel ist.

6.3 Das erweiterte Kalman-Filter als Parameterschätzer

Als erstes rekursives Identifikationsverfahren \mathcal{I} wird an dieser Stelle das erweiterte Kalman-Filter (EKF) vorgestellt. Das EKF ist ein approximatives Filter für nichtlineare Systeme, welches auf der Linearisierung der Zustandsgleichungen in jedem Zeitschritt basiert. Eine genaue Herleitung findet sich in [19]. Beim Einsatz dieses Filters zur Schätzung der Parameter des in 6.18 definierten Systems wird der Zustandsvektor $x(t)$ mit dem Parametervektor $\theta(t)$ erweitert.

$$z(t) = \begin{bmatrix} x(t) \\ \theta(t) \end{bmatrix} \quad (6.28)$$

Die Identifikation des Parametervektors θ erfolgt mit der Schätzung des Zustandsvektors $z(t)$. Mit der Erweiterung des Zustandsvektors muss auch die Modellstruktur erweitert werden. Dazu wird ein Hypermodell für das Parameterverhalten integriert. Da die Parameter als konstant angenommen werden, lautet dieses Hypermodell einfach $\theta(t) = \theta$.

Im folgenden wird das EKF die beiden in Abschnitt 6.2.2 definierten Modellstrukturen angewandt.

6.3.1 Klassischer Ansatz

Als klassischer Ansatz kann die Anwendung des EKF auf das Zustandsraummodell mit Eingangs- und Messrauschen (6.18) bezeichnet werden. Der Parametervektor θ umfasst dabei nur die Regelstreckenparameter. Die Kombination von 6.18 mit dem Hypermodell $\theta(t) = \theta$ ergibt ein nichtlineares Gesamtmodell.

$$z(t+1) = f(z(t), u(t)) + \begin{bmatrix} v(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.29)$$

$$y(t) = h(z(t)) + r(t) \quad (6.30)$$

$$f(z(t), u(t)) = \begin{bmatrix} A(\theta) x(t) + B(\theta) u(t) \\ \theta \end{bmatrix} \quad (6.31)$$

$$h(z(t)) = C(\theta) x(t) \quad (6.32)$$

Bevor die Gleichungen des EKF angeschrieben werden können, müssen noch einige Definitionen eingeführt werden.

$$A_t = A(\hat{\theta}(t)) \quad (6.33)$$

$$B_t = B(\hat{\theta}(t)) \quad (6.34)$$

$$C_t = C(\hat{\theta}(t)) \quad (6.35)$$

$$M_t = \left. \frac{\partial}{\partial \theta} (A(\theta) \hat{x}(t) + B(\theta) u(t)) \right|_{\theta = \hat{\theta}(t)} \quad (6.36)$$

$$D_t = \left. \frac{\partial}{\partial \theta} (C(\theta) \hat{x}(t)) \right|_{\theta = \hat{\theta}(t)} \quad (6.37)$$

$$F(t) = \left. \frac{\partial}{\partial z} f(z, u(t)) \right|_{z = \hat{z}(t)} = \begin{bmatrix} A_t & M_t \\ 0 & I \end{bmatrix} \quad (6.38)$$

$$H(t) = \left. \frac{\partial}{\partial z} h(z) \right|_{z = \hat{z}(t)} = \begin{bmatrix} C_t & D_t \end{bmatrix} \quad (6.39)$$

$$\bar{Q}_v = \begin{bmatrix} Q_v & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.40)$$

$$\bar{Q}_{vr} = \begin{bmatrix} Q_{vr} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.41)$$

Es können nun die Gleichungen für das erweiterte Kalman-Filter angeschrieben werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Anfangsbedingungen und die Werte für die Rauschparameter (Q_r , Q_{vr} und Q_v) bekannt sind.

$$\hat{z}(t+1) = f(\hat{z}(t), u(t)) + N(t) [y(t) - h(\hat{z}(t))] \quad (6.42)$$

$$\begin{aligned} N(t) &= [F(t) \bar{P}(t) H^T(t) + \bar{Q}_{vr}] \\ &\times [H(t) \bar{P}(t) H^T(t) + Q_r]^{-1} \end{aligned} \quad (6.43)$$

$$\begin{aligned} \bar{P}(t+1) &= F(t) \bar{P}(t) F^T(t) + \bar{Q}_v \\ &- N(t) [H(t) \bar{P}(t) H^T(t) + Q_r] N^T(t) \end{aligned} \quad (6.44)$$

Im Hinblick auf den Übergang zur Innovationsdarstellung werden nun die obigen Filtergleichungen in Blockstruktur (siehe [23]) überführt. Dazu müssen wieder ein paar Definitionen eingeführt werden.

$$S_t = \left[\begin{array}{cc} C_t & D_t \end{array} \right] \bar{P}(t) \left[\begin{array}{cc} C_t & D_t \end{array} \right]^T + Q_r \quad (6.45)$$

$$N(t) = \begin{bmatrix} K(t) \\ L(t) \end{bmatrix} \quad (6.46)$$

$$\bar{P}(t) = \begin{bmatrix} P_1(t) & P_2(t) \\ P_2^T(t) & P_3(t) \end{bmatrix} \quad (6.47)$$

Die resultierende Blockstruktur lässt es zu die Schätzung von $x(t)$ und $\theta(t)$ getrennt darzustellen.

$$\hat{x}(t+1) = A_t \hat{x}(t) + B_t u(t) + K(t) [y(t) - C_t \hat{x}(t)] \quad (6.48)$$

$$\hat{\theta}(t+1) = \hat{\theta}(t) + L(t) [y(t) - C_t \hat{\theta}(t)] \quad (6.49)$$

$$\begin{aligned} K(t) &= [A_t P_1(t) C_t^T(t) + M_t P_2^T(t) C_t^T(t) \\ &+ A_t P_2(t) D_t^T + M_t P_3(t) D_t^T + Q_{vr}] S_t^{-1} \end{aligned} \quad (6.50)$$

$$\begin{aligned}
S_t &= C_t P_1(t) C_t^T + C_t P_2(t) D_t^T \\
&+ D_t P_2^T(t) C_t^T + D_t P_3(t) D_t^T + Q_r \quad (6.51)
\end{aligned}$$

$$L(t) = [P_2^T(t) C_t^T + P_3(t) D_t^T] S_t^{-1} \quad (6.52)$$

$$\begin{aligned}
P_1(t+1) &= A_t P_1(t) A_t^T + A_t P_2(t) M_t^T \\
&+ M_t P_2^T(t) A_t^T + M_t P_3(t) M_t^T \\
&- K(t) S_t K^T(t) + Q_v \quad (6.53)
\end{aligned}$$

$$P_2(t+1) = A_t P_2(t) + M_t P_3(t) - K(t) S_t L^T(t) \quad (6.54)$$

$$P_3(t+1) = P_3(t) - L(t) S_t L^T(t) \quad (6.55)$$

In [23] wird darauf hingewiesen, dass bei bestimmten Parametrierungen numerische Probleme auftreten können. Eine einfache Abhilfe ist es, Gleichung 6.55 durch

$$P_3(t+1) = \left[[P_3(t) - L(t) S_t L^T(t)]^{-1} + \delta I \right]^{-1} \quad (6.56)$$

zu ersetzen, wobei δ eine kleine positive Zahl ist. Da sich bei der Matrix $P_3(t)$ um eine Kovarianzmatrix (Parameterunsicherheit) handelt, kann deren Inverse als ein Mass für die vorhandene Information aufgefasst werden. Somit wird durch den Term δI zusätzliche Information eingeführt, was sich stabilisierend auf den Algorithmus auswirkt. Anstatt die Inversionen in Gleichung 6.56 direkt zu berechnen wird bei der Implementation eine Approximation verwendet.

$$P_3(t+1) = P_3(t) - L(t) S_t L^T(t) - \delta P_3(t) P_3(t) \quad (6.57)$$

Ein Vorteil des klassischen Ansatzes besteht darin, dass $K(t)$ aus einer Riccati-Gleichung resultiert. Somit ist der Prädiktor 6.48 automatisch stabil. Die Schätzung des Parametervektor muss dabei gewisse strukturelle Bedingungen ($\{A(\hat{\theta}(t)), Q_v\}$ stabilisierbar und $\{A(\hat{\theta}(t)), C(\hat{\theta}(t))\}$ detektierbar) erfüllen. Der entscheidende Nachteil dieses Ansatzes besteht darin, dass die Konvergenzeigenschaften im allgemeinen nicht befriedigend sind. Dies kommt daher, dass die

Rauschparameter (Q_r , Q_{vr} und Q_v) im Normalfall nicht genau bekannt sind und irgendwie geschätzt werden. Die Matrix $N(t)$ konvergiert daher nicht gegen den richtigen Wert und somit ist das resultierende Filter nicht optimal. Die zeitliche Sequenz der Residuen $[y(t) - C_t \hat{x}(t)]$ ist dann nicht mehr unkorreliert, was zu einem Bias führt. Es gibt verschiedene Ansätze dieses Problem lösen. Eine bekannte Methode stellt das sogenannte 'Covariance Matching' (siehe z.B. [38]) dar. Dabei wird versucht die Rauschparameter aus den Residuen zu schätzen. Dazu sind allerdings strukturelle Annahmen über den Rauschprozess notwendig. Die Methode des 'Covariance Matching' wird hier nicht weiter verfolgt. Ein anderer Ansatz zielt darauf ab, das EKF so zu modifizieren, dass die Konvergenzeigenschaften akzeptabel sind. In [23] wird gezeigt, dass das EKF auch als Methode zur Minimierung der Residuen interpretiert werden kann. Durch die Einführung eines Kopplungsterms (Ableitung von $K(\theta)$ nach θ) ist möglich, die guten Konvergenzeigenschaften eines Newton Verfahrens zu erreichen. Die Einführung dieses Kopplungsterms in den obigen Algorithmus gestaltet sich allerdings als sehr aufwendig, da zu dessen Bestimmung die Ableitung der Riccati Gleichung nach dem Parametervektor berechnet werden muss. Bei der Innovationsdarstellung hingegen erfolgt die Berücksichtigung des Kopplungsterms vergleichsweise einfach.

6.3.2 Innovationsdarstellung

Die im vorangegangenen Abschnitt eingeführten Definitionen werden zum grössten Teil hier weiterverwendet. Zur Vereinheitlichung der Notation sei die Innovationsdarstellung nocheinmal angeschrieben. Der Parametervektor umfasst nun zusätzlich noch die einzelnen Komponenten der Filterverstärkungsmatrix.

$$\begin{aligned} x(t+1) &= A(\theta)x(t) + B(\theta)u(t) + K(\theta)e(t) \\ y(t) &= C(\theta)x(t) + e(t) \end{aligned} \quad (6.58)$$

$$E\{e(t)e^T(\tau)\} = \Lambda \delta_{t\tau} \quad (6.59)$$

Die Anwendung des EKF zur Schätzung des Parametervektors $\theta(t)$ erfolgt im Prinzip wie beim klassischen Ansatz. Zur Schätzung des Zustandsvektors $x(t)$ wird das EKF jedoch nicht verwendet, da aus dem Innovationmodell direkt ein Prädiktor hervorgeht.

Bevor der Algorithmus angeschrieben werden kann, müssen an dieser Stelle noch zwei Definitionen eingeführt werden.

$$\bar{K}_t = \bar{K}(\hat{\theta}(t)) \quad (6.60)$$

$$\bar{M}_t = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(A(\theta) \hat{x}(t) + B(\theta) u(t) + \bar{K}(\theta) e(t) \right) \Big|_{\theta=\hat{\theta}(t)} \quad (6.61)$$

Der Querbalken bei \bar{K}_t soll symbolisieren, dass die stationäre Lösung für die Filterverstärkungsmatrix parametrisiert wird. Bei \bar{M}_t soll damit der Unterschied zu 6.36 aufgezeigt werden. Es ist sofort ersichtlich, dass nun der Kopplungsterm $\frac{\partial}{\partial \theta} \bar{K}(\theta) e(t)$ mitberücksichtigt wird.

$$\hat{x}(t+1) = A_t \hat{x}(t) + B_t u(t) + \bar{K}_t e(t) \quad (6.62)$$

$$e(t) = y(t) - C_t \hat{x}(t) \quad (6.63)$$

$$\hat{\theta}(t+1) = \hat{\theta}(t) + L(t) e(t) \quad (6.64)$$

$$L(t) = [P_2^T(t) C_t^T + P_3(t) D_t^T] \Lambda^{-1} \quad (6.65)$$

$$P_2(t+1) = A_t P_2(t) + \bar{M}_t P_3(t) - \bar{K}_t \Lambda L^T(t) \quad (6.66)$$

$$P_3(t+1) = P_3(t) - L(t) \Lambda L^T(t) - \delta P_3(t) P_3(t) \quad (6.67)$$

Da nicht davon ausgegangen werden kann, dass Λ bekannt ist, muss diese Grösse noch aus dem Residuum geschätzt werden.

$$\hat{\Lambda}(t) = \hat{\Lambda}(t-1) + \frac{1}{t} \left[e(t) e^T(t) - \hat{\Lambda}(t-1) \right] \quad (6.68)$$

Dieser Algorithmus weist asymptotisch gute Konvergenzeigenschaften auf (siehe [23]). Eine Bedingung dafür ist jedoch, dass der Prädiktor immer stabil ist. Dies ist a priori nicht der Fall, da die Filterverstärkungsmatrix ja nicht mehr aus der Riccati Gleichung

stammt sondern geschätzt wird. Dies bedeutet, dass der Parametervektor nach jeder Schätzung auf seine Stabilität hin untersucht werden muss. Im Falle einer Schätzung, welche zu einem instabilen Prädiktor führt, muss stabilisierend in den Algorithmus eingegriffen werden. Als Stabilitätskriterium gilt, dass die Eigenwerte der Matrix $[A_t - \overline{K}_t C_t]$ innerhalb des komplexen Einheitskreises liegen müssen.

6.4 Rekursive Prediction Error Method (PEM)

Als zweites rekursives Identifikationsverfahren \mathcal{I} wird nun die rekursive Formulierung der 'Prediction Error Method' (PEM) gezeigt. Im folgenden wird kurz eine allgemeine Herleitung skizziert, für eine detaillierte Beschreibung sei auf [24] verwiesen. In einem nächsten Schritt wird dann die Anwendung dieser Methode auf die Innovationsdarstellung gezeigt. Im Prinzip ist es auch möglich das allgemeine Fehlermodell mit Eingangs- und Messrauschen zu verwenden und die Rausparameter direkt zu identifizieren. Dieser Ansatz ist jedoch sehr aufwendig (siehe [24]).

6.4.1 Herleitung und Eigenschaften

Gegeben sei ein System \mathcal{S} , welches das Eingangssignal $\{u(t)\}$ und das Ausgangssignal $\{y(t)\}$ erzeugt. Diese Signale werden in einem Prädiktor, welcher auf einer Modellstruktur \mathcal{M} basiert, zur Berechnung von $\hat{y}(t|\theta)$ verwendet. Dabei basiert die Schätzung des Ausgangssignals $\hat{y}(t|\theta)$ nur auf Daten bis zum Zeitpunkt $t-1$. Der Prädiktionsfehler $\epsilon(t, \theta)$ ist definiert durch die Differenz zwischen Messung und Schätzung.

$$\epsilon(t, \theta) = y(t) - \hat{y}(t|\theta) \quad (6.69)$$

Ziel der PEM ist es, den Parametervektor θ so zu optimieren, dass ein Gütekriterium, welches den Prädiktionsfehler bestraft, mini-

miert wird. Es wird ein quadratisches Gütekriterium betrachtet.

$$V(\theta) = E \left\{ \frac{1}{2} \epsilon^T(t, \theta) Q \epsilon(t, \theta) \right\} \quad (6.70)$$

Speziell für den Fall einer vektoriellen Ausgangsgrösse $y(t)$, also für den Fall dass $\dim(y(t)) > 1$ gilt, gibt es eine Gewichtungsmatrix Q in 6.70 bzw. 6.73. Die optimale Gewichtungsmatrix Q_0 berechnet sich aus der Kovarianz des Schätzfehlers.

$$E\{\epsilon(t, \theta_0) \epsilon^T(\tau, \theta_0)\} = \Lambda \delta_{t\tau} \quad (6.71)$$

$$Q_0 = \Lambda^{-1} \quad (6.72)$$

Im skaleren Fall kann auf eine Schätzung von Λ verzichtet werden und im Algorithmus mit z.B. $Q = 1$ bzw. $\Lambda = 1$ gerechnet werden. Bei der Anwendung auf den Kraftstoffpfad hat sich jedoch herausgestellt, dass eine Schätzung von Λ die Konvergenzgeschwindigkeit verbessert.

Durch die Einführung eines Vergissfaktors $\lambda \leq 1$ können die Daten auch noch zeitlich gewichtet werden. Im Hinblick auf eine online Auswertung kann dann das Gütekriterium in Abhängigkeit von der Datenmenge berechnet werden werden.

$$V_t(\theta) = \frac{1}{t} \sum_{s=1}^t \left[\prod_{k=s+1}^t \lambda(k) \right] \frac{1}{2} \epsilon^T(t, \theta) \Lambda^{-1} \epsilon(t, \theta) \quad (6.73)$$

Zur Verbesserung der Konvergenzgeschwindigkeit bzw. zum schnelleren Vergessen Anfangswerte wird λ während der Initialisierungsphase vergleichsweise klein (z.B. $\lambda = 0.98$) gewählt. Mit fortlaufender Identifikationszeit t geht λ gegen 1, sodass auch das Produkt in 6.73 gegen 1 geht.

Es soll nun gezeigt werden, wie eine Minimierung des Gütekriteriums zu einer Parameterschätzung führt. Gegeben sei die Schätzung $\hat{\theta}(t-1)$ zur Zeit $t-1$. Gesucht wird nun ein $\hat{\theta}(t)$, welches $V_t(\theta)$ minimiert. Dazu kann $V_t(\theta)$ in eine Taylorreihe 2. Ordnung um $\hat{\theta}(t-1)$ entwickelt werden. Das minimale $\hat{\theta}(t)$ ergibt sich dann

bei $V_t'(\theta) = 0$, wobei mit $V_t'(\theta)$ die erste und mit $V_t''(\theta)$ die zweite Ableitung von $V_t(\theta)$ bezeichnet werden.

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) - [V_t''(\hat{\theta}(t-1))]^{-1} [V_t'(\hat{\theta}(t-1))]^T \quad (6.74)$$

Obige Gleichung stellt einen rekursiven Gauss-Newton Algorithmus dar. Es stellt sich nun die Frage, wie die Grössen $V_t'(\theta)$ und $V_t''(\theta)$ rekursiv berechnet werden können. Von zentraler Bedeutung dafür ist der Gradient der Schätzung $\hat{y}(t|\theta)$ bezüglich dem Parametervektor θ .

$$\psi(t, \theta) = \left[\frac{d}{d\theta} \hat{y}(t|\theta) \right]^T \quad (6.75)$$

Der Gradient $\psi(t, \theta)$ ergibt sich wie die Schätzung $\hat{y}(t|\theta)$ aus der Modellstruktur. Allerdings ist es aufgrund der Rekursivität nicht möglich $\psi(t, \hat{\theta}(t))$ exakt zu bestimmen. Im rekursiven Algorithmus wird daher mit der Approximation $\psi(t)$ gerechnet. Durch diesen Gradienten können nun die Ableitungen des Gütekriteriums ausgedrückt werden.

$$\frac{d}{d\theta} V(\theta) = E \left\{ [-\psi(t, \theta) \Lambda^{-1} \epsilon(t, \theta)]^T \right\} \quad (6.76)$$

Für die zweite Ableitung des Gütekriteriums (Hesse-Matrix) wird eine Approximation verwendet.

$$\frac{d^2}{d\theta^2} V(\theta) \approx E \left\{ \psi(t, \theta) \Lambda^{-1} \psi^T(t, \theta) \right\} \quad (6.77)$$

Die Approximation der Hesse-Matrix wird mit $R(t)$ bezeichnet und mit dem approximativen Gradienten $\psi(t)$ berechnet.

$$R(t) = \frac{1}{t} \sum_{k=1}^t \psi(k) \Lambda^{-1} \psi^T(k) \quad (6.78)$$

Eine wichtige Rolle bei der Formulierung eines rekursiven Algorithmus nimmt die sogenannte Schrittweite $\gamma(t)$ ein. Im Falle eines

konstanten Vergissfaktors $\lambda(t) \equiv 1$ ergibt sich $\gamma(t) = 1/t$. Bei variablem Vergissfaktor ist der Zusammenhang etwas komplizierter.

$$\gamma(1) = 1 \quad (6.79)$$

$$\gamma(t) = \frac{\gamma(t-1)}{\lambda(t) + \gamma(t-1)} \quad (6.80)$$

Die Matrix $R(t)$ lässt sich dann rekursiv wie folgt berechnen.

$$R(t) = R(t-1) + \gamma(t) [\psi(t) \Lambda^{-1} \psi^T(t) - R(t-1)] \quad (6.81)$$

Es kann nun ein rekursiver Algorithmus für die Parameterschätzung angegeben werden.

$$\epsilon(t) = y(t) - \hat{y}(t) \quad (6.82)$$

$$\hat{\Lambda}(t) = \hat{\Lambda}(t-1) + \gamma(t) [\epsilon(t) \epsilon^T(t) - \hat{\Lambda}(t-1)] \quad (6.83)$$

$$R(t) = R(t-1) + \gamma(t) [\psi(t) \hat{\Lambda}^{-1}(t) \psi^T(t) - R(t-1)] \quad (6.84)$$

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + \gamma(t) R^{-1}(t) \psi(t) \hat{\Lambda}^{-1}(t) \epsilon(t) \quad (6.85)$$

$$\hat{y}(t+1) \cdots \text{Berechnung aus der Modellstruktur} \quad (6.86)$$

$$\psi(t+1) \cdots \text{Berechnung aus der Modellstruktur} \quad (6.87)$$

In der Praxis wird dieser Algorithmus jedoch nicht so implementiert, da dazu eine numerische Inversion der Matrizen $R(t)$ und $\Lambda(t)$ notwendig wäre. Aus diesem Grunde wird die Matrix $P(t)$ eingeführt.

$$P(t) = \gamma(t) R^{-1}(t) \quad (6.88)$$

Anstelle von $R(t)$ wird mit $P(t)$ im Algorithmus gearbeitet. Dabei wird für die Berechnung von $P(t)$ das Matrix Inversions Lemma (siehe z.B. [24]) verwendet. Somit kann ein äquivalenter Algorithmus ohne Matrizeninversion angegeben werden.

$$\epsilon(t) = y(t) - \hat{y}(t) \quad (6.89)$$

$$\hat{\Lambda}(t) = \hat{\Lambda}(t-1) + \gamma(t) [\epsilon(t) \epsilon^T(t) - \hat{\Lambda}(t-1)] \quad (6.90)$$

$$S(t) = \psi^T(t) P(t-1) \psi(t) + \lambda(t) \hat{\Lambda}(t) \quad (6.91)$$

$$L(t) = P(t-1) \psi(t) S^{-1}(t) \quad (6.92)$$

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + L(t) \epsilon(t) \quad (6.93)$$

$$P(t) = [P(t-1) - L(t) S(t) L^T(t)] / \lambda(t) \quad (6.94)$$

$$\hat{y}(t+1) \cdots \text{Berechnung aus der Modellstruktur} \quad (6.95)$$

$$\psi(t+1) \cdots \text{Berechnung aus der Modellstruktur} \quad (6.96)$$

Im Interesse der numerischen Stabilität ist es vorteilhaft die Matrix $P(t)$ so zu berechnen, dass das Resultat immer positiv definit und symmetrisch ist.

$$P(t) = \left[[I - L(t) \psi^T(t)] P(t-1) [I - \psi(t) L^T(t)] + \cdots \right. \\ \left. L \lambda(t) \hat{\Lambda} L^T(t) \right] / \lambda(t) \quad (6.97)$$

Des weiteren kann auch noch analog zum EKF eine weitere Stabilisierung durch die Subtraktion des Term $\delta P(t) P(t)$ erreicht werden.

6.4.2 Anwendung auf die Innovationsdarstellung

Für die Anwendung des rekursiven Gauss Newton Verfahren auf die Innovationsdarstellung müssen noch $\hat{y}(t)$ und $\psi(t)$ rekursiv berechnet werden. Die Prädiktion des Ausgangssignals ergibt sich direkt aus der Innovationsdarstellung.

$$\hat{x}(t+1) = A(\hat{\theta}(t)) \hat{x}(t) + B(\hat{\theta}(t)) u(t) + K(\hat{\theta}(t)) \epsilon(t) \quad (6.98)$$

$$\hat{y}(t+1) = C(\hat{\theta}(t)) \hat{x}(t+1) \quad (6.99)$$

Der Gradient ψ kann aus der Ausgangsgleichung der Innovationsdarstellung hergeleitet werden.

$$\psi^T(t) = \frac{d}{d\theta} \left[C(\hat{\theta}(t)) \hat{x}(t) \right]_{\theta=\hat{\theta}(t)} \quad (6.100)$$

An dieser Stelle werden einige Definitionen eingeführt. Diese werden dann zur Berechnung des Gradienten ψ verwendet.

$$D(\hat{\theta}, x) = \left. \frac{\partial}{\partial \theta} (C(\theta) x) \right|_{\theta=\hat{\theta}(t)} \quad (6.101)$$

$$D_t = D(\hat{\theta}(t), \hat{x}(t)) \quad (6.102)$$

$$W(t) = \left. \frac{d}{d\theta} \hat{x}(t) \right|_{\theta=\hat{\theta}(t)} \quad (6.103)$$

$$\psi^T(t) = C(\hat{\theta}(t)) W(t) + D_t \quad (6.104)$$

Die Matrix $W(t)$, die Ableitung des Zustandsvektors nach dem Parametervektor, nimmt eine zentrale Rolle in der Berechnung von $\psi(t)$ ein. Um $W(t)$ zu berechnen ist die Zustandsgleichung der Innovationsdarstellung abzuleiten.

$$\begin{aligned} W(t+1) &= \left. \frac{d}{d\theta} [A(\theta) \hat{x}(t) + B(\theta) u(t) + K(\theta) \epsilon(t)] \right|_{\theta=\hat{\theta}(t)} \quad (6.105) \\ &= \left. \frac{d}{d\theta} [A(\theta) - K(\theta) C(\theta)] \hat{x}(t) + B(\theta) u(t) + K(\theta) y(t) \right|_{\theta=\hat{\theta}(t)} \end{aligned}$$

Ein rekursiver Algorithmus für $W(t)$ ergibt sich durch die Auswertung des Differential. Analog zum EKF wird wiederum die Matrix \overline{M}_t eingeführt, in welcher der Kopplungsterm vorkommt.

$$\overline{M}_t = \left. \frac{\partial}{\partial \theta} (A(\theta) \hat{x}(t) + B(\theta) u(t) + K(\theta) \epsilon(t)) \right|_{\theta=\hat{\theta}(t)} \quad (6.106)$$

Es resultiert eine rekursive Berechnungsvorschrift für die Matrix $W(t)$.

$$W(t+1) = [A(\hat{\theta}(t)) - K(\hat{\theta}(t)) C(\hat{\theta}(t))] W(t) + \overline{M}_t - K(\hat{\theta}(t)) D(\hat{\theta}(t), \hat{x}(t)). \quad (6.107)$$

Um den Algorithmus kompakt darstellen zu können werden noch ein paar Abkürzungen eingeführt.

$$A_t = A(\hat{\theta}(t)) \quad (6.108)$$

$$B_t = B(\hat{\theta}(t)) \quad (6.109)$$

$$C_t = C(\hat{\theta}(t)) \quad (6.110)$$

$$K_t = K(\hat{\theta}(t)) \quad (6.111)$$

Schliesslich kann der vollständige Identifikationsalgorithmus angegeben werden.

$$\epsilon(t) = y(t) - \hat{y}(t) \quad (6.112)$$

$$\hat{\Lambda}(t) = \hat{\Lambda}(t-1) + \gamma(t) [\epsilon(t) \epsilon^T(t) - \hat{\Lambda}(t-1)] \quad (6.113)$$

$$S(t) = \psi^T(t) P(t-1) \psi(t) + \lambda(t) \hat{\Lambda}(t) \quad (6.114)$$

$$L(t) = P(t-1) \psi(t) S^{-1}(t) \quad (6.115)$$

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + L(t) \epsilon(t) \quad (6.116)$$

$$P(t) = [P(t-1) - L(t) S(t) L^T(t)] / \lambda(t) \quad (6.117)$$

$$\hat{x}(t+1) = A_t \hat{x}(t) + B_t u(t) + K_t \epsilon(t) \quad (6.118)$$

$$\hat{y}(t+1) = C_t \hat{x}(t+1) \quad (6.119)$$

$$W(t+1) = [A_t - K_t C_t] W(t) + \overline{M}_t - K_t D_t \quad (6.120)$$

$$\psi(t+1) = W^T(t+1) C_t^T + D^T(\hat{\theta}(t), \hat{x}(t+1)) \quad (6.121)$$

Da das EKF für die Innovationsdarstellung auch als PEM interpretiert werden kann (siehe [23]) sind die Konvergenzeigenschaften und die Bedingungen (Stabilität des Prädiktors) in beiden Fällen identisch.

6.5 Identifikation des Kraftstoffpfads

6.5.1 Auswahl des Algorithmus

In den vorangegangenen theoretischen Abschnitten wurden drei Varianten für das Identifikationsverfahren \mathcal{I} aufgezeigt: das EKF für das Fehlermodell mit Eingangs- und Messrauschen, das EKF für das Innovationsmodell und die PEM für das Innovationsmodell. Befriedigende Konvergenzeigenschaften können dabei nur für die Algorithmen mit Innovationsdarstellung garantiert werden. Die Entscheidung zwischen dem EKF und dem PEM Ansatz kann nur aufgrund von Versuchen mit Messdaten getroffen werden. Ein Vergleich der beiden Methoden mit identischen Datensätzen hat das folgende Resultat ergeben:

- Die Konvergenzgeschwindigkeiten der beiden Methoden sind vergleichbar. Es gibt keine nennenswerten Unterschiede während der transiente Phase der Identifikation. Die Algorithmen konvergieren gegen die selben Werte.
- Beim EKF Algorithmus ist ein Einfluss der Rechengenauigkeit feststellbar. Unterschiedliche, mathematisch äquivalente Varianten zur Berechnung der Matrizen P_2 und P_3 können zu verschiedenen Resultaten führen.
- Die Wahl der Anfangswerte, im Besonderen der Kovarianzmatrix $P_3(0)$ beim EKF Algorithmus, ist kritisch. Ungünstige Werte führen entweder zur Instabilität des gesamten Algorithmus oder zu einem sehr langsamen Abklingen des Einflusses der Anfangsschätzwerte. Der PEM Algorithmus hat sich hier als robuster erwiesen.

Diese Erfahrungen sind problemspezifisch, d.h. sie hängen von \mathcal{S} , \mathcal{M} und \mathcal{H} ab. Es ist daraus zu schliessen, dass der EKF Ansatz für die konkrete Problemstellung numerisch vergleichsweise ungünstig ist. Aus diesen Gründen werden die nachfolgenden Untersuchungen mit dem PEM Algorithmus durchgeführt.

6.5.2 Spezifikation der verbleibenden Freiheitsgrade

Die experimentellen Rahmenbedingungen \mathcal{H} und das Identifikationsverfahren \mathcal{I} lassen noch einige Möglichkeiten offen um das Identifikationsresultat zu beeinflussen.

Anregungssignal

Für den Fall dass \mathcal{S} nicht ein Element aus \mathcal{M} ist, beeinflusst die Wahl des Anregungssignals das Identifikationsresultat in entscheidendem Masse. Dies kann damit erklärt werden, dass unterschiedliche Eigenschaften des Anregungssignals (z.B. Frequenzinhalt) als unterschiedliche Gewichtungen des Modellfehlers interpretiert werden können.

Ein besonderer Aspekt des Anregungssignals stellt die Abtastrate dar. In [25] wird anhand eines einfachen Beispiels (Tiefpass 1. Ordnung) gezeigt, dass die Genauigkeit der identifizierten Parameter (in diesem Beispiel: Zeitkonstante) stark durch die Wahl der Abtastrate beeinflusst werden kann. Dabei findet sich die optimale Abtastzeit im Bereich um die gesuchte Zeitkonstante. Bei der Identifikation der Wandfilmparameter ist die Abtastzeit durch die Arbeitsspieldauer fest vorgegeben¹². Somit resultiert eine Abtastfrequenz, die in etwa 10 mal höher als die optimale Abtastfrequenz ist. Dies sind aber durchaus gute Verhältnisse. Dabei gilt es jedoch zu beachten, dass mit dieser Abtastrate hochfrequentes Systemverhalten, wie z.B. die Restgasdynamik, auch noch erfasst wird.

Für die Identifikation der Wandfilmparameter muss die Wahl des Anregungssignals (die Dauer der Einspritzung) für die Persistenz der Anregung und für die Zündfähigkeit des Gemisches garantieren. Die Anforderung der Persistenz lässt sich am besten mit einem möglichst weissen Rauschen erfüllen. Um die Zündfähigkeit des Gemisches garantieren zu können darf die Abweichung der Einspritzdauer vom nominellen Wert nicht allzu gross sein.

Im konkreten Fall wird das Anregungssignal mit Hilfe eines binären Rauschens generiert. Das Resultat dieses binären Rauschprozesses (0 oder 1) wird vom Prozessrechner eingelesen und dann in ein Signal für Abweichung von der nominellen Einspritzdauer transformiert. Die Amplitude dieses Signals ist so gewählt, dass die zugemessene Benzinmenge maximal um 10% vom stöchiometrischen Wert abweicht. Der Vorteil eines *binären* Rauschens liegt darin, dass das System im Vergleich zu einem Rauschen mit variabler Amplitude stärker angeregt wird und somit ein besseres Nutzsignal-Störsignal-Verhältnis erzielt wird. Das binäre Rauschen wird von einem Signalgenerator erzeugt, welcher mit einer Frequenz von 15Hz (also deutlich über der halben Arbeitsspielfre-

¹²Es wäre auch denkbar, den Prozess mit einer anderen Frequenz, z.B. einem Vielfachen der Arbeitsspieldauer, abzutasten. Dies ist jedoch nicht zweckmässig, da dann auch die Modellbildung entsprechend angepasst werden muss.

quenz) ein Ausgangssignal liefert. Der Frequenzinhalt des resultierenden Einspritzsignals ist in Abbildung 6.1 ersichtlich. Wegen

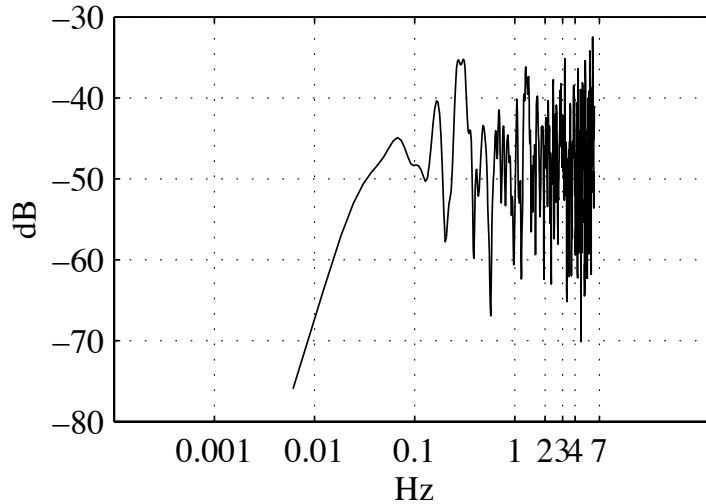


Abbildung 6.1: Leistungsdichtespektrum des normierten Anregungssignals $u(t)$ bei 1500 U/min (12.5 Hz Abtastrate)

der relativ hohen Frequenz des Rauschgenerators (15 Hz) werden die Frequenzen unterhalb von ca. 1 Hz nicht mehr stark angeregt. Diese Charakteristik des Anregungssignals hat sich bei früheren Versuchen (siehe [34]) in Verbindung mit dem Wandfilmmodell 2. Ordnung bewährt. In Anbetracht des hier gefundenen Modellansatzes (Wandfilmmodell 1. Ordnung in Kombination mit der Restgasdynamik) stellt sich diese Spezifikation des Anregungssignals als ungünstig heraus. Für zukünftige Experimente sollte daher angestrebt werden, die tiefen Frequenzen stärker und die Frequenzen im Bereich der Restgasdynamik weniger stark anzuregen.

Filterung der Identifikationsdaten

Anstelle den in 6.69 definierten Prädiktionsfehlers direkt für die Identifikation zu verwenden kann dieser auch zuerst gefiltert werden.

$$\epsilon_F(t, \theta) = F(q^{-1}) \epsilon(t, \theta) \quad (6.122)$$

Diese Filterung ist als eine Gewichtung des Gütekriteriums (6.70 bzw. 6.73) im Frequenzbereich zu interpretieren (siehe [25]). Damit ist eine Beeinflussung des Identifikationsresultats zu erreichen, insbesondere wenn $\mathcal{S} \not\subset \mathcal{M}$ gilt. So kann hier im konkreten Fall der Einfluss des Modellfehlers bei hohen Frequenzen durch ein Filter mit Tiefpasscharakteristik vermindert werden (siehe Abbildung 6.2). Wie jedoch bei einem Vergleich von Abbildung 6.1 mit Abbildung 6.2 ersichtlich ist, dominieren die hochfrequenten Anteile des Anregungssignals so stark, dass der Einfluss des Modellfehlers auch nicht durch eine Filterung genügend gut unterdrückt werden kann. In erster Linie gilt es daher das Anregungssignal zu verbessern indem vermehrt tiefe Frequenzen angeregt werden.

Im konkreten Fall ist zum einen der Prädiktor linear und zeitinvariant und zum anderen sind die Signale $u(t)$ und $y(t)$ Skalare. Unter diesen Bedingungen können die Signale $u(t)$ und $y(t)$ anstelle von $\epsilon(t)$ gefiltert werden. Bei der Auswahl des Filters hat sich eine Serieschaltung von Tiefpasselementen 1. Ordnung bewährt. Bei der Verwendung eines Butterworthfilters, welches einen steileren Abfall im Amplitudengang ermöglichen kann, muss mit numerischen Problemen gerechnet werden.

Es muss noch erwähnt werden, dass neben dem Gütekriterium wird auch das Fehlermodell durch die Einführung einer Filterung verändert wird (für Details siehe [25]). Dies bewirkt, dass die Schätzung der Parameter des Fehlermodells zu ganz anderen Resultaten führen kann.

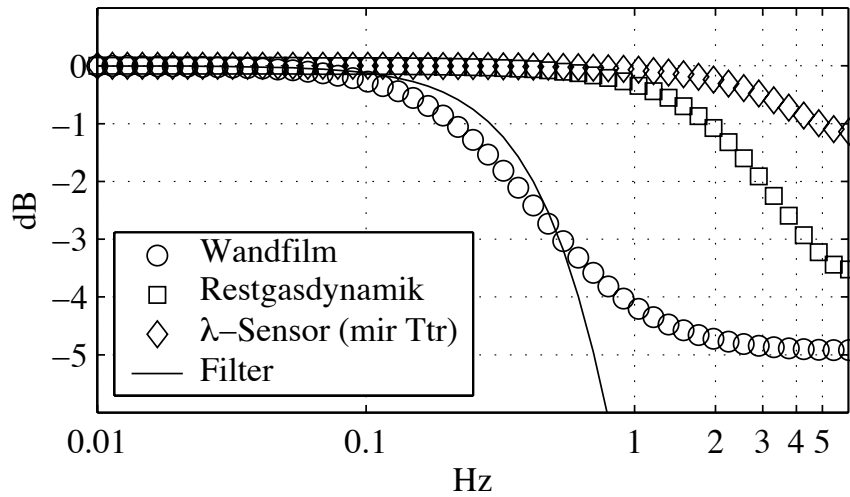


Abbildung 6.2: Amplitudengang von Wandfilmdynamik, Restgasdynamik und Sensordynamik (mit Totzeit).

Parameter:

$$A1=0.85, B1=0.4, C_r=0.2, T_{tr}=0.3.$$

Als Datenfilter wird ein diskreter Tiefpass 3. Ordnung mit den Polen bei $z=0.6$ verwendet. Als Abtastrate ergibt sich 12.5 Hz bei 1500 U/min.

Vergissfaktor $\lambda(t)$

Ein weiterer Freiheitsgrad zur Beeinflussung des Identifikationsresultats ist der Vergissfaktor $\lambda(t)$, womit gemäss Gleichung 6.73 die Daten zeitlich gewichtet werden können. Da davon ausgegangen wird, dass der Prozess zeitinvariant ist, kann $\lambda(t) \equiv 1$ gesetzt werden. Es hat sich jedoch herausgestellt, dass die Konvergenzgeschwindigkeit erhöht werden kann, wenn anfangs der Vergissfaktor klein gewählt wird. Dadurch werden auch die Anfangsbedingungen schneller vergessen. Der in Abbildung 6.3 dargestellte Verlauf des Vergissfaktors kann einfach berechnet werden (siehe z.B. [36]).

$$\lambda(t) = 0.992 \lambda(t - 1) + 0.008 \quad (6.123)$$

Dabei wird $\lambda(t)$ gegen oben auf 0.999 begrenzt und als Startwert $\lambda(0) = 0.97$ angesetzt. Diese Werte haben sich bei der Anwendung bewährt.

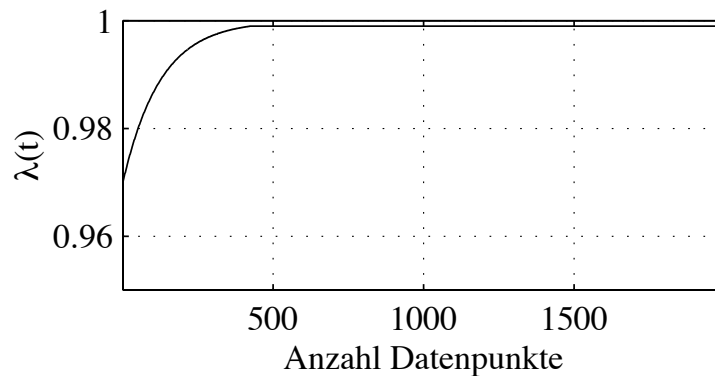


Abbildung 6.3: Vergissfaktor

Der Vergissfaktor $\lambda(t)$ ist somit fest vorgegeben. Es gibt aber auch Verfahren, bei denen $\lambda(t)$ adaptiert wird. Solch ein Verfahren ist z.B. das ‘Bounded Gain Forgetting’ (BGF). Dabei wird $\lambda(t)$ so eingestellt, dass die Norm von $P(t)$ einen vorgegeben Wert anstrebt. Dieser Ansatz hat sich jedoch bei der gegebenen Problemstellung nicht bewährt.

Anfangsbedingungen

Die Wahl der Anfangsbedingungen umfasst zum die Festlegung der Anfangsschätzwerte von Zustands- und die Parametervektor, und zum anderen die Wahl von $P(0)$. Die Annahme von Zustands- und die Parametervektor wirkt sich nicht auf das Ergebnis aus solange halbwegs vernünftige Werte verwendet werden. Die Wahl der Matrix $P(0)$ kann aber kritisch sein. Wird diese zu klein gewählt, so dauert die transient Phase zu lange, bei einer zu grossen Wahl kann es zu numerischen Problemen während der Initialisierungsphase kommen.

6.5.3 Diskussion der Resultate

In Abbildung 6.4 ist ein Beispiel für den Verlauf der Parameter bei einer rekursiven Identifikation in einem Betriebspunkt dargestellt. Der dabei verwendete PEM Algorithmus (siehe Anhang A.3) konvergiert, bei Verwendung eines Stabilisierungsalgorithmus, auch in den anderen Betriebspunkten gegen physikalisch sinnvolle Parameter. Der Einfluss der Filterung ist sehr markant. Eine Identifikation ohne die Filterung der Daten liefert Systemparameter, welche auf eine sehr schnelle Dynamik hinweisen. Offensichtlich versucht der Algorithmus den Modellierungsfehler bei hohen Frequenzen entsprechend zu kompensieren. Der Einsatz der Datenfilterung hat zwei Effekte. Zum einen fällt wie erwartet dieser Modellierungsfehler nicht mehr so stark ins Gewicht und die identifizierten Parameter entsprechen in etwa den Erwartungen. Zum anderen kann sich die Konvergenzgeschwindigkeit verlangsamen. Dieser Effekt ist damit zu erklären, dass durch die Datenfilterung weniger Information zur Verfügung steht. Dies ist bei Betrachtung der Abbildungen 6.1 und 6.2 sofort ersichtlich. Offensichtlich wirkt sich die Stärke des Anregungssignals auf die Konvergenzgeschwindigkeit aus.

Neben der Datenfilterung ist die Stabilität des Prädiktors zu beachten. Es ist möglich, dass der Prädiktor im Verlaufe der Identifikation instabil werden kann. Dieses Problem ist von der Lite-

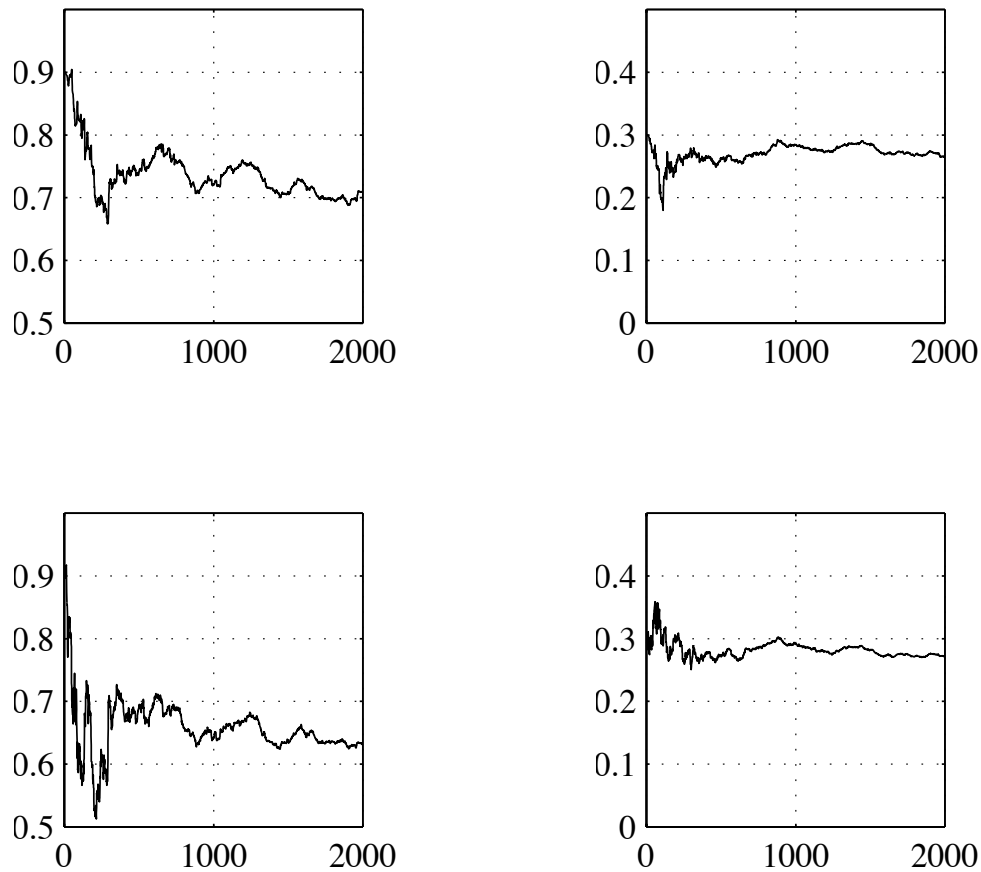


Abbildung 6.4: Beispiel für den Verlauf einer Parameterschätzung bei einer Luftfüllung von 0.11 g/zyl und einer Drehzahl von 1500 U/min. Die unabhängige Variable bezeichnet die Anzahl der verarbeiteten Datenpunkte. Bei dieser Drehzahl ergibt sich eine Arbeitsspieldauer von 0.08 s und somit entsprechen 750 Datenpunkte einer Zeitdauer von 60 s. Der Algorithmus hierzu ist in Anhang A.3 dargestellt.

- oben links: Parameter $A1$, mit Datenfilterung
- oben rechts: Parameter $B1$, mit Datenfilterung
- unten links: Parameter $A1$, ohne Datenfilterung
- unten rechts: Parameter $B1$, ohne Datenfilterung

ratur her bekannt. In der Regel tritt diese Problem nur selten auf und verläuft meisten auch ohne grosse Konsequenzen. In einzelnen Fällen, z.B. beim Auftreten von Störungen in der Messkette, kann dies zur Instabilität führen. Wie aber Untersuchungen mit hier den vorhanden Datensätzen gezeigt haben, ist für eine praktische Anwendung die Implementation einer Stabilisierungsfunktion notwendig. Dies ist jedoch mit erhöhtem Rechenaufwand verbunden, da dazu die Eigenwerte der Matrix $[A - K C]$ berechnet werden müssen.

Der hier verfolgte Ansatz erscheint vielversprechend, eine abschliessende Beurteilung kann jedoch noch nicht gegeben werden. Dazu ist es notwendig dieselben Versuche nochmals, aber mit einem optimierten Anregungssignal, durchzuführen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Es ist gelungen, ein Modell für die Wandfilmdynamik zu finden, welches zum einen genügend einfach für eine regeltechnische Anwendung ist und zum anderen auch das Verhalten bei extrem transienten Motorbetrieb wiedergibt. Als ein weiteres Ergebnis wird ein automatisierbares Verfahren zur Identifikation der Modellparameter aufgezeigt.

Ein Ausgangspunkt der Arbeit bildet die Untersuchung der Wandfilmdynamik in einem festen Betriebspunkt. Durch einen geschickten Aufbau der Messkette ist es gelungen, die Wandfilmdynamik messtechnisch zu isolieren. Dies bedingt den Einsatz eines genauen Modells für die Abgasdynamik, welches mit der Hilfe eines sehr schnellen *NO*-Messgeräts identifiziert wird. Eine neue Erkenntnis bezüglich der Abgasdynamik stellt der grosse Einfluss der Restgasdynamik dar.

Die Struktur der Wandfilmdynamik wird mit der Hilfe von Frequenzgangmessungen in verschiedenen Betriebspunkten ermittelt. Dabei erfolgt die Anregung des Systems durch eine Variation der eingespritzten Benzinmenge, die Luftfüllung hingegen wird konstant gehalten. Der Modellansatz 1. Ordnung ist geeignet, um das wesentliche Verhalten gut zu beschreiben. Bei sehr tiefen Luftfüllungen ist jedoch ein Modellfehler zu beobachten. Ein Grund dafür dürfte in der Übertragbarkeit des Restgasmodells (Identifikation mittels *NO*-Messgerät) auf die Versuche mit Kraftstoffanregung (Identifikation mittels λ -Sonde) zu suchen sein. Die Verwendung der hier betrachteten Modellansätze 2. Ordnung bringt keine Verbesserung sondern lediglich Probleme bezüglich der Identifizierbarkeit mit sich.

Als Kern dieser Arbeit ist die Herleitung des globalen Modells zu sehen. Das Ausgangsmaterial hierzu ist eine Menge von lokalen Modellen, welche durch den Betriebspunkt parametrisiert ist. Diese lokalen Modelle beschreiben nur das Kleinsignalverhalten der Wandfilmdynamik in einem festen Betriebspunkt. Basierend auf der Annahme, dass sich in einem konstanten Betriebspunkt eine bestimmte Wandfilmmasse – eine sogenannte Gleichgewichtsmasse – aufbaut, wird der globale Modellansatz hergeleitet. Dieser ist so beschaffen, dass eine Linearisierung um einen Betriebspunkt wieder das entsprechende lokale Modell ergibt. Das globale Modell ist in der Lage auch das Verhalten der Wandfilmdynamik bei einem radikalen Wechsel des Betriebspunkts wiederzugeben. Dies wird anhand von Messungen validiert.

Da Frequenzgangmessungen sehr zeitaufwendig sind, liegt es auf der Hand parametrische Identifikationsverfahren, welche auch online implementiert werden können, zu verwenden. Hierzu wird ein Ansatz entwickelt, welcher auf der ‘Prediction Error Method’ basiert. Die ersten Resultate sind sehr vielversprechend, eine abschliessende Beurteilung kann jedoch noch nicht gegeben werden. Der Grund dafür ist einer nicht optimalen Wahl des Anregungssignals zu suchen. Der nächste Schritt ist sicher das Testen der Algorithmen mit einem verbesserten Anregungssignal.

Die vorliegende Arbeit stellt eine Ausgangsbasis für weitere Untersuchungen dar. Dabei sind zwei Richtungen ins Auge zu fassen. Zum einen kann versucht werden, auf der Basis des globalen Modells einen Kompensator zu entwerfen und zu testen. Ein anderer Weg besteht in der Veränderung des Experiments für die online Identifikation. Es ist denkbar die Parameter durch Modellinversion zu bestimmen. Dies kann dann mit einer kombinierten Anregung von Kraftstoff und Luft verbunden werden.

A Appendix

A.1 Frequenzgangmessungen mit Spritanregung

A.1.1 Modell 1. Ordnung: identifizierte Parameter

Auf den folgenden Seiten sind die Resultate der Parameteridentifikation mittels Frequenzgangmessung abgebildet. Die Parameter beziehen sich auf die in Gleichung 4.6 (Seite 67) definierte Übertragungsfunktion. Zur Veranschaulichung wird neben dem Anteil A_1 noch die dazugehörige Zeitkonstante (siehe Gleichung 4.46 auf Seite 86) angegeben. Die Parameter sind in Abhängigkeit der Luftfüllung bei jeweils konstanter Drehzahl abgebildet.

Für den Betriebspunkt bei der Drehzahl 1000 U/min und der Luftfüllung 0.095 g/zyl konnten keine sinnvollen Parameter gefunden werden. Aufgrund von Vibrationsproblemen gibt es keine Messung im Betriebspunkt 1000 U/min und 0.36 g/zyl.

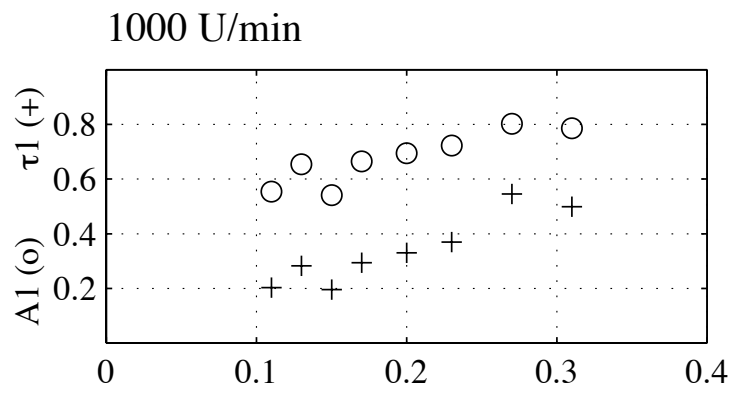


Abbildung A.1: $A1$ [-], τ_1 [s] vs. ml [g/zyl]

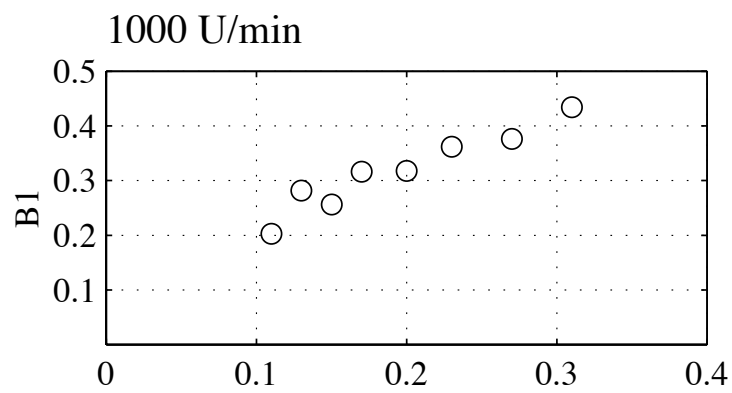


Abbildung A.2: $B1$ [-] vs. ml [g/zyl]

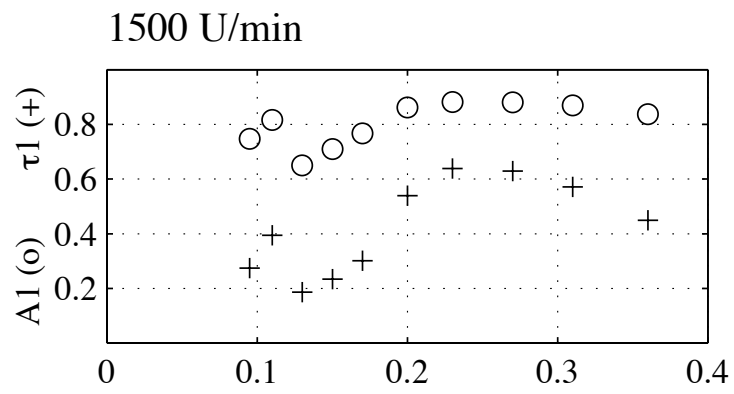


Abbildung A.3: $A1$ [-], τ_1 [s] vs. ml [g/zyl]

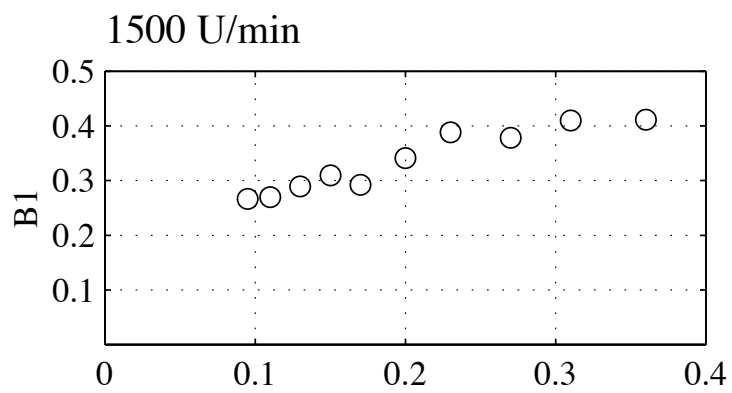


Abbildung A.4: $B1$ [-] vs. ml [g/zyl]

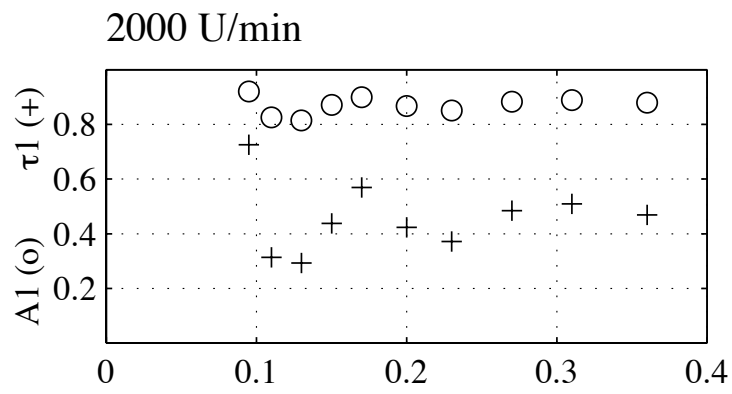


Abbildung A.5: $A1$ [-], τ_1 [s] vs. ml [g/zyl]

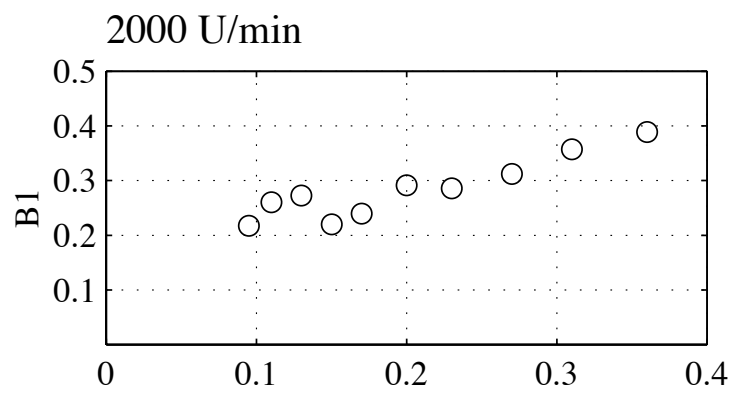


Abbildung A.6: $B1$ [-] vs. ml [g/zyl]

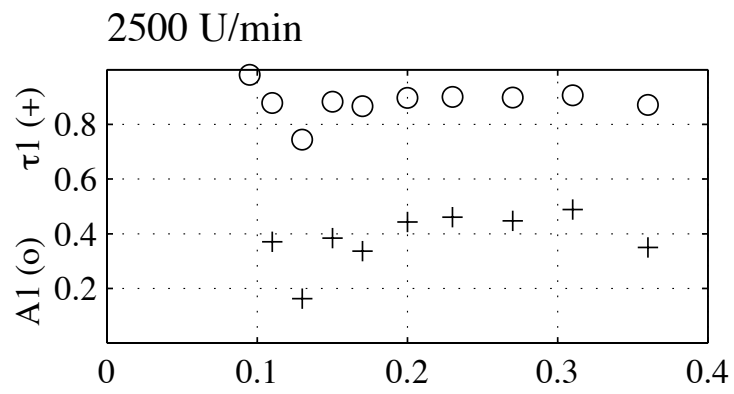


Abbildung A.7: $A1$ [-], τ_1 [s] vs. ml [g/zyl]

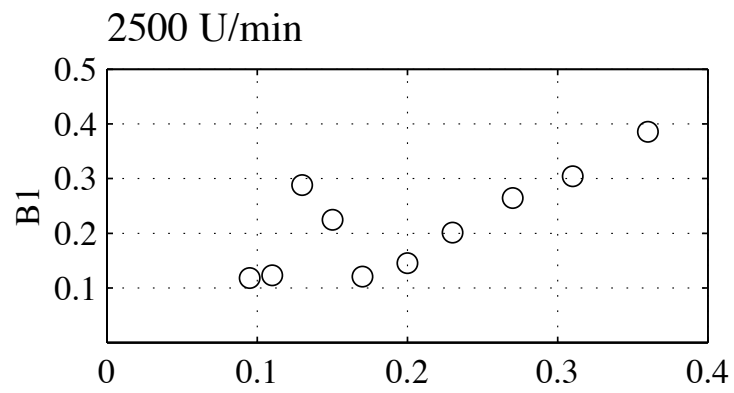


Abbildung A.8: $B1$ [-] vs. ml [g/zyl]

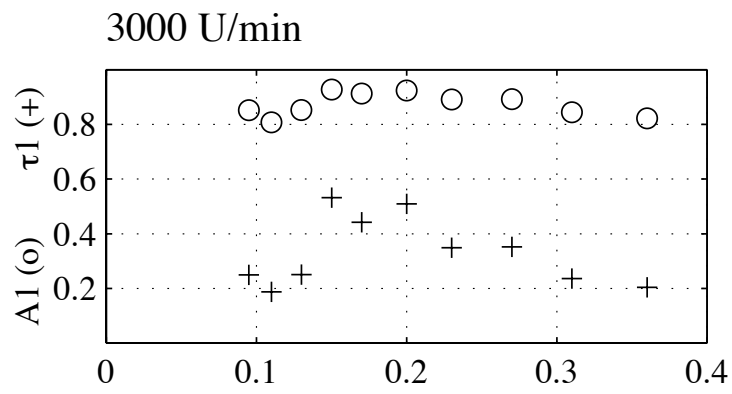


Abbildung A.9: $A1$ [-], τ_1 [s] vs. ml [g/zyl]

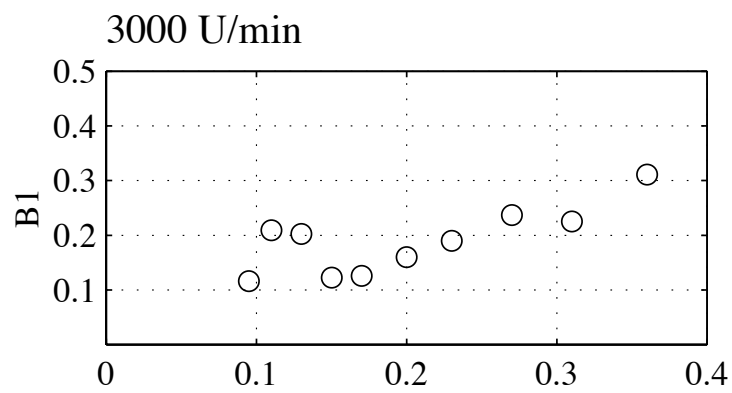
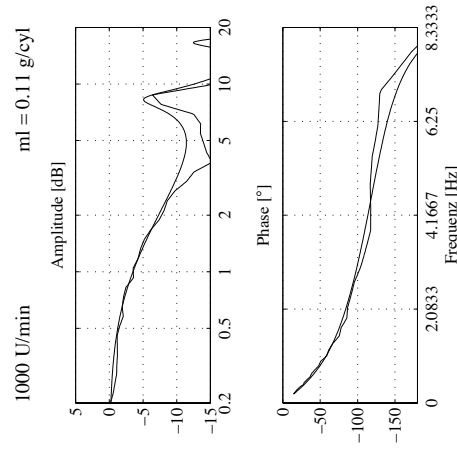
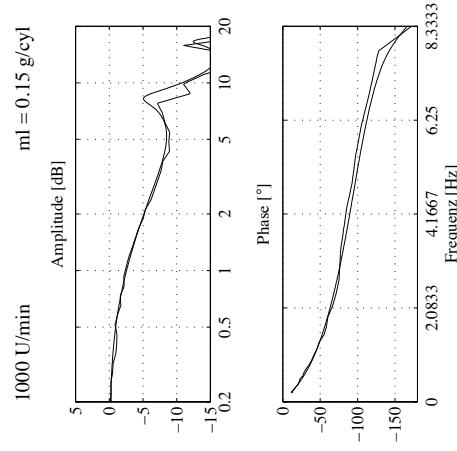
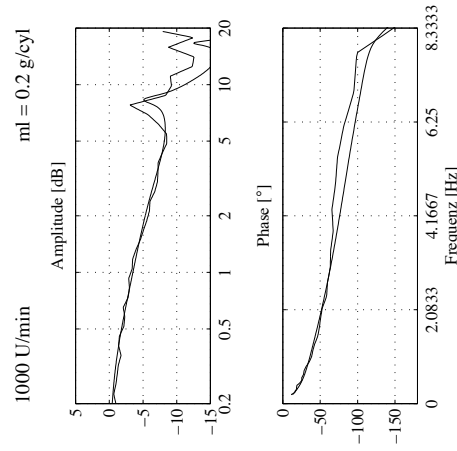
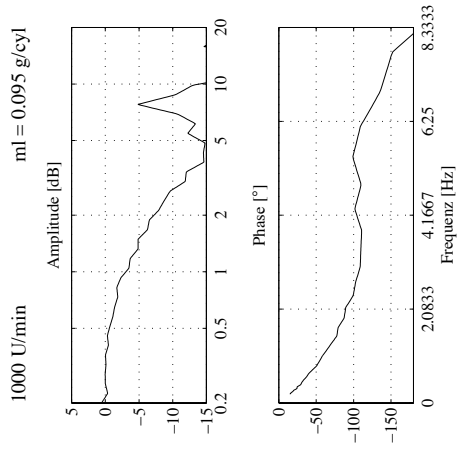
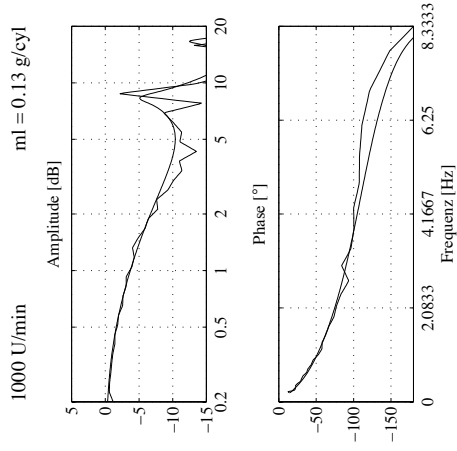
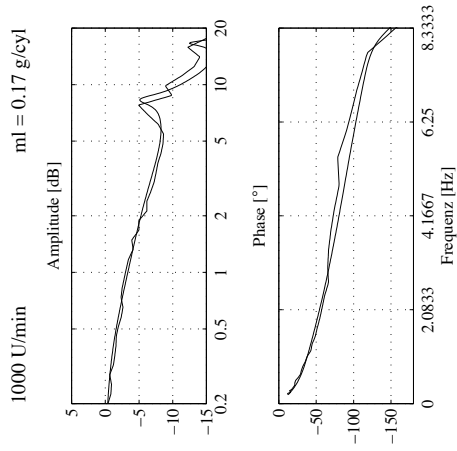


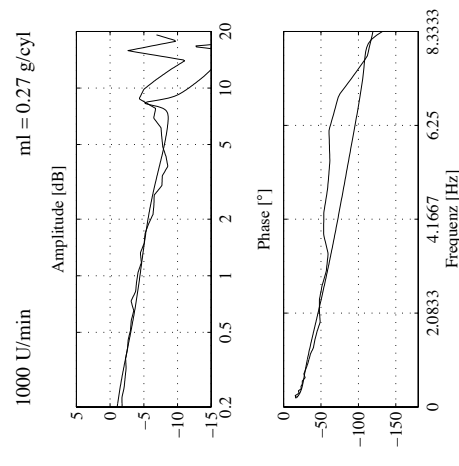
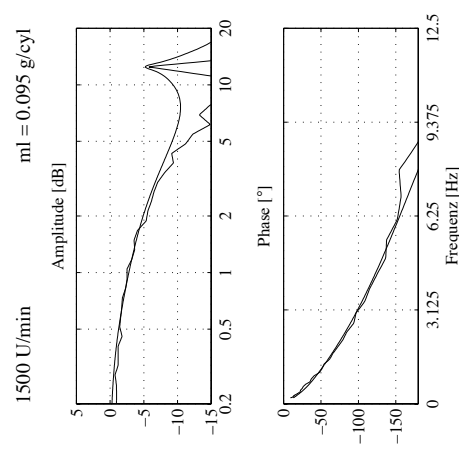
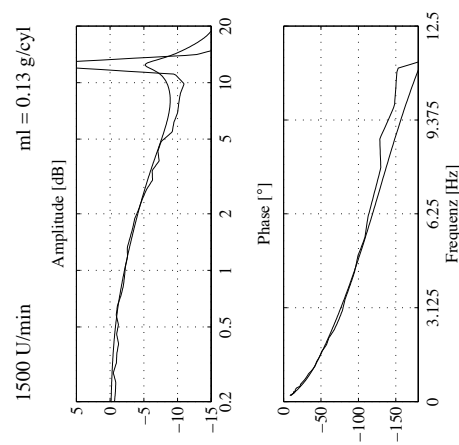
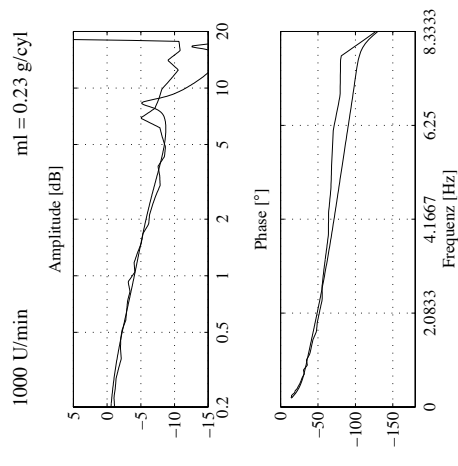
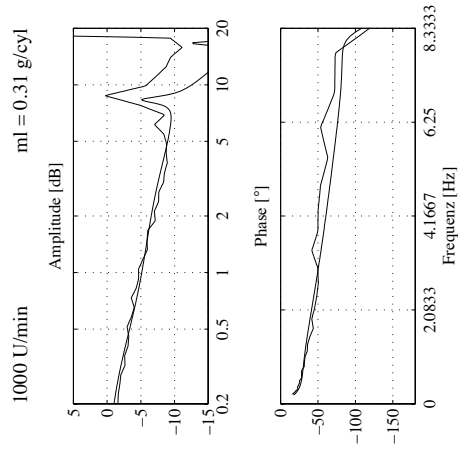
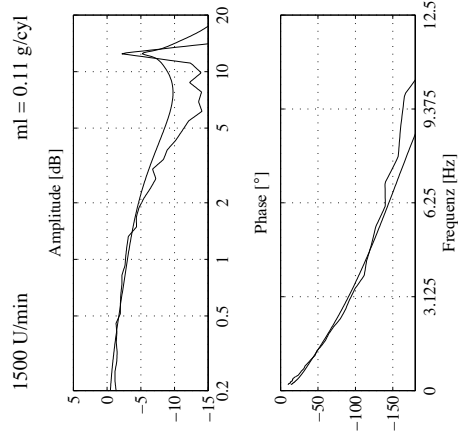
Abbildung A.10: $B1$ [-] vs. ml [g/zyl]

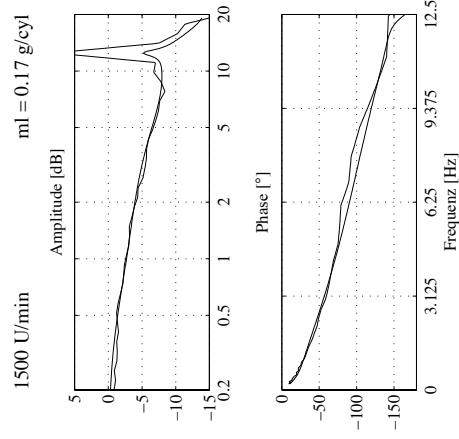
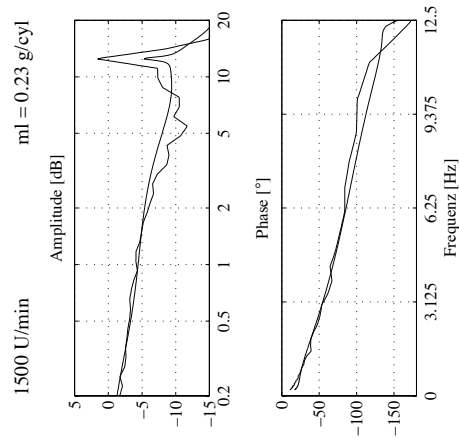
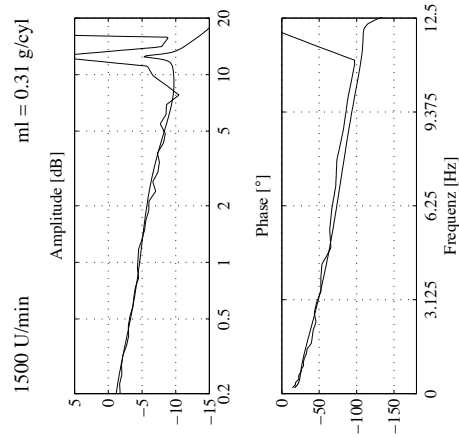
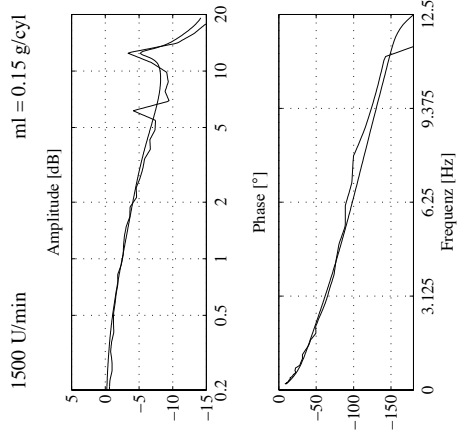
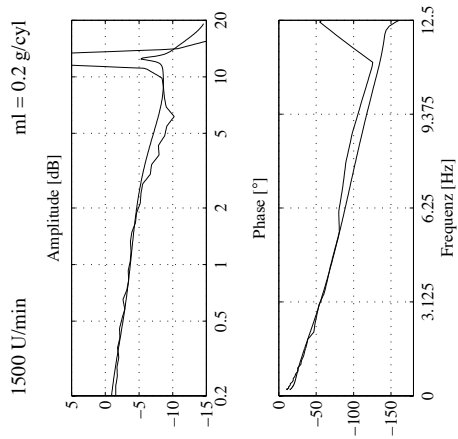
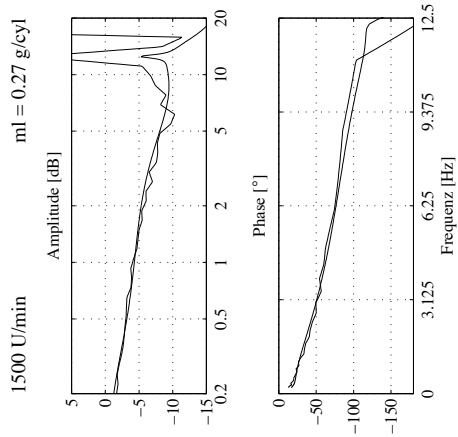
A.1.2 Modell 1. Ordnung: Frequenzgang

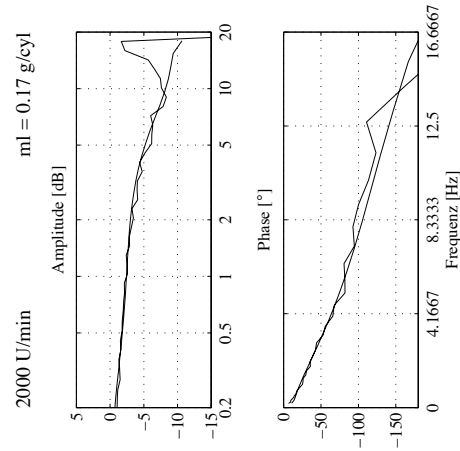
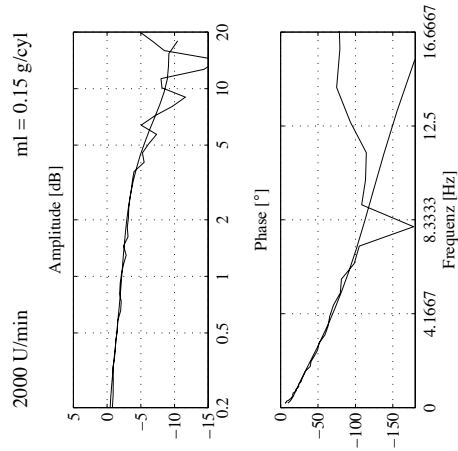
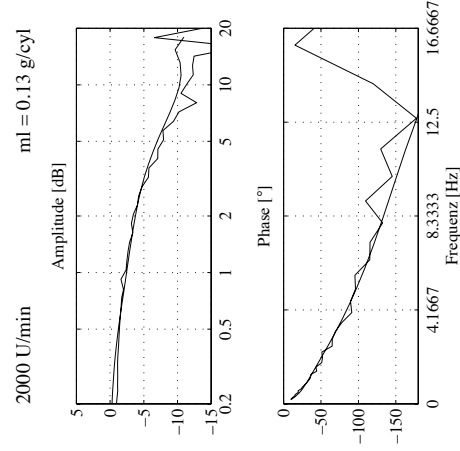
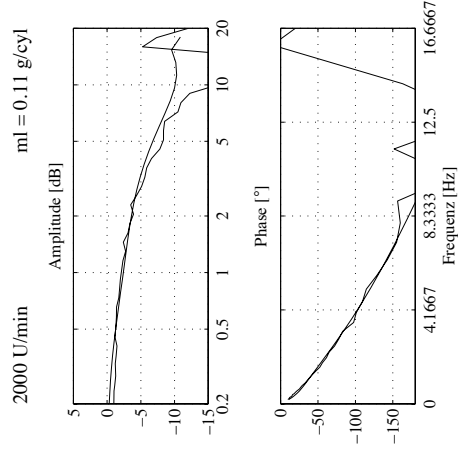
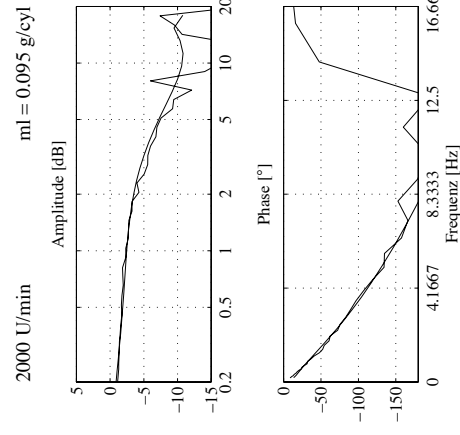
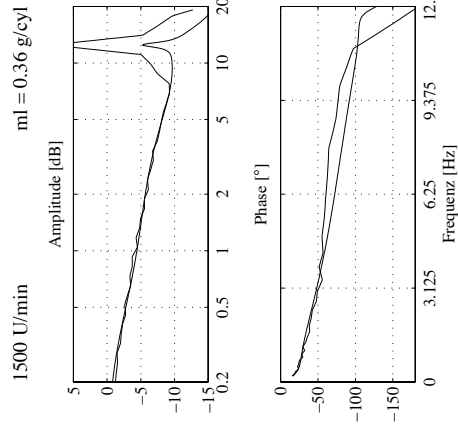
Auf den folgenden Seiten werden gemessener und modellierter Frequenzgang bei den verschiedenen Betriebspunkten verglichen. Der synthetisierte Frequenzgang ist gemäss Gleichung 4.43 (siehe Seite 85) und Gleichung 4.6 (siehe Seite 67) berechnet.

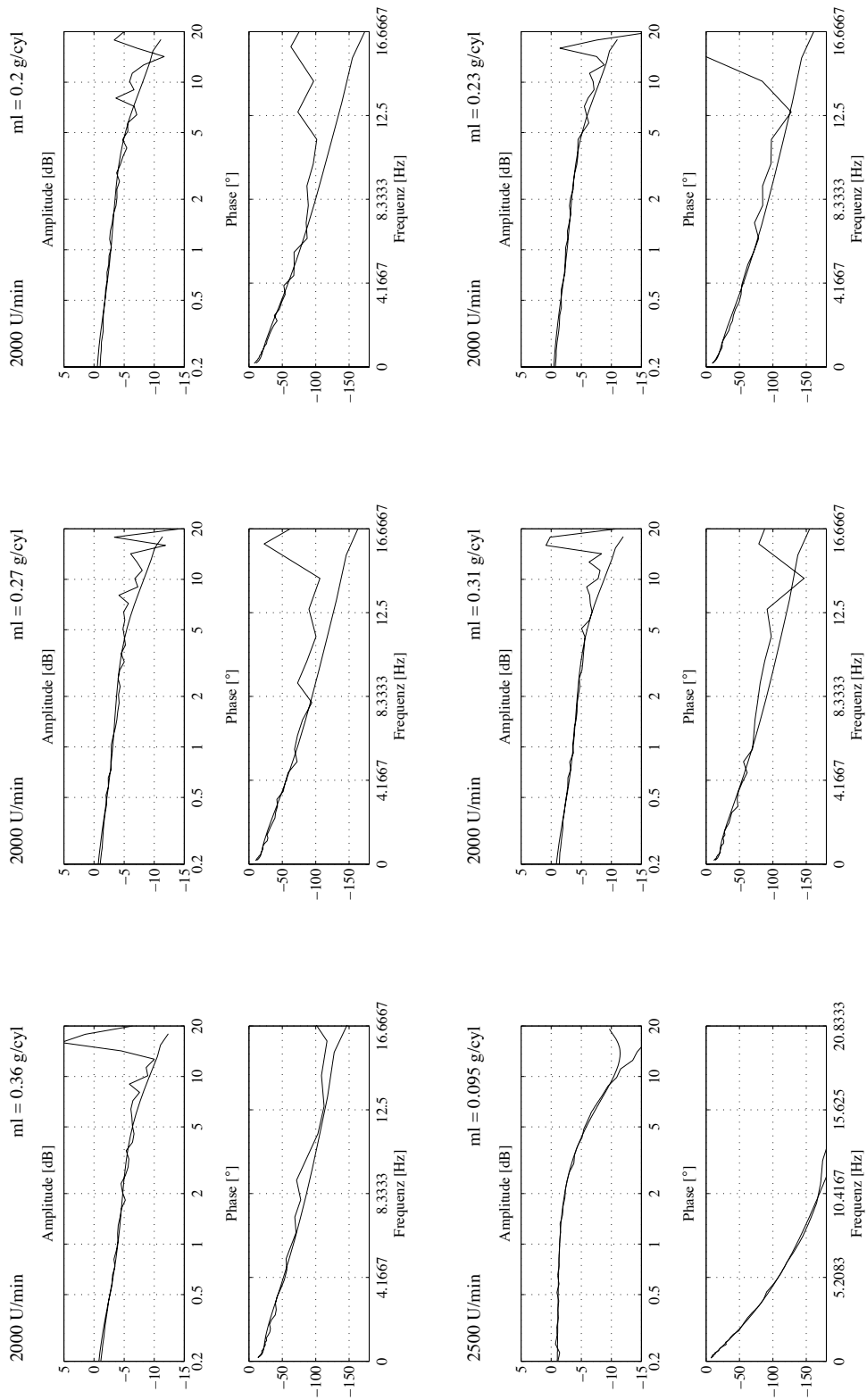
Für zwei Betriebspunkte gibt es kein Modell: (1000 U/min, 0.095 g/zyl) und (1000 U/min, 0.36 g/zyl).

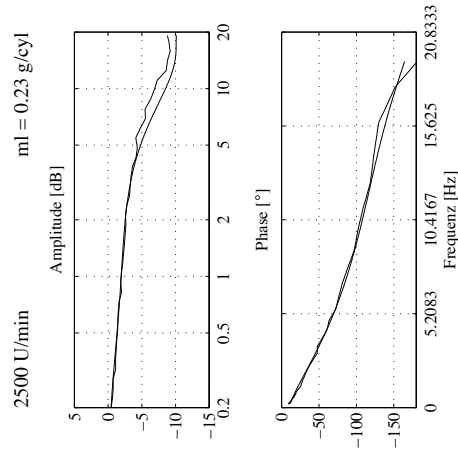
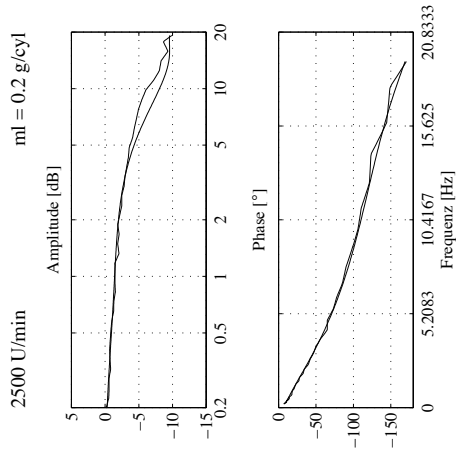
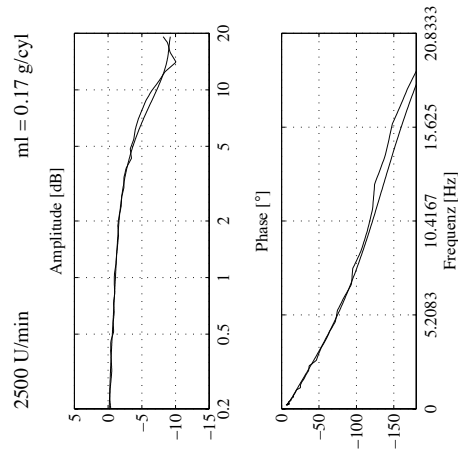
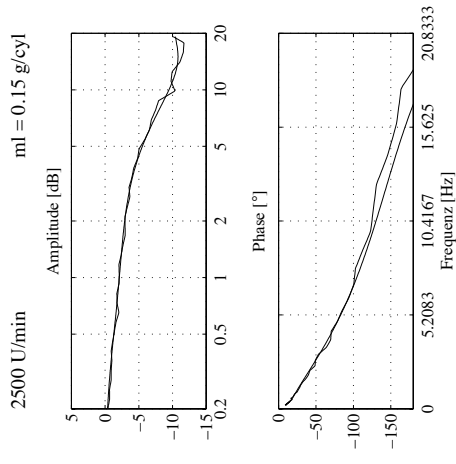
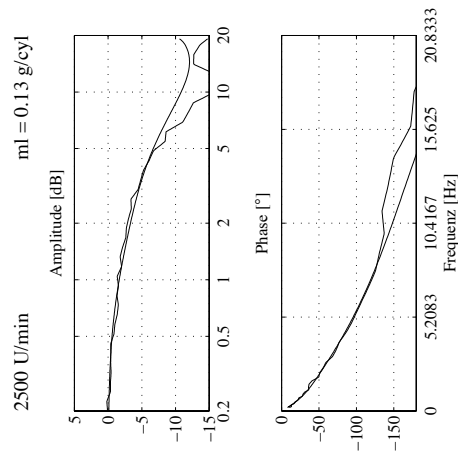
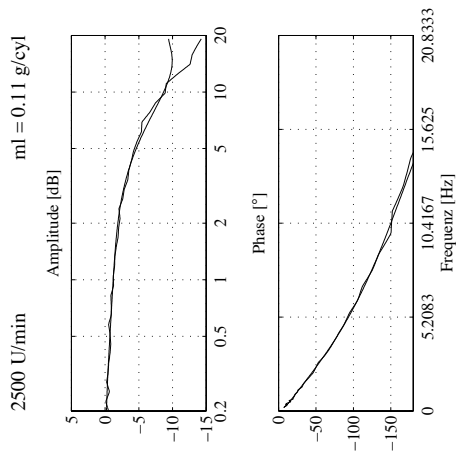


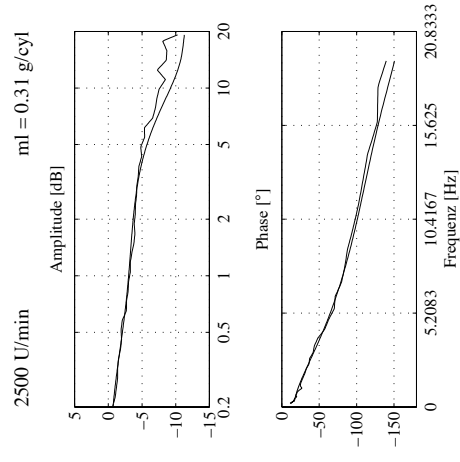
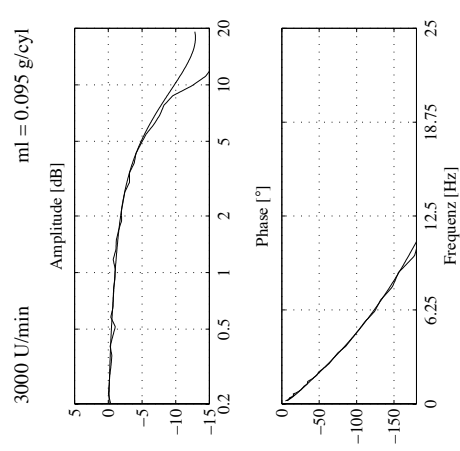
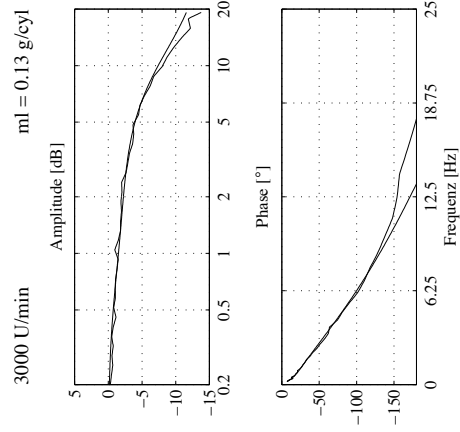
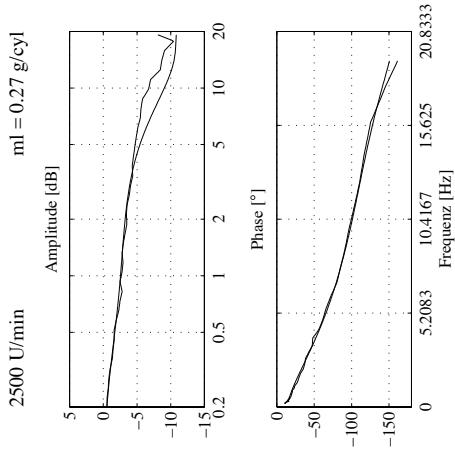
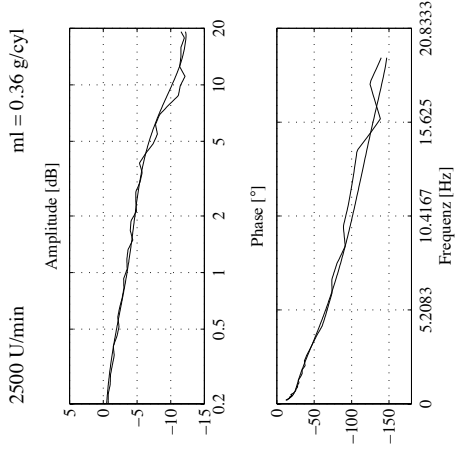
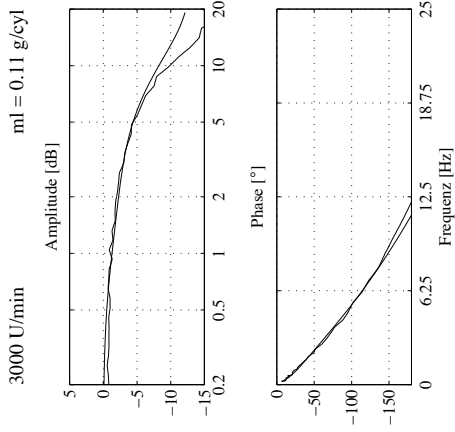


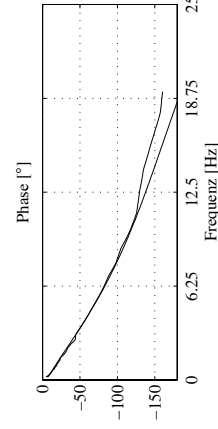
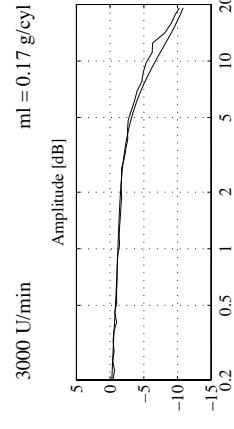
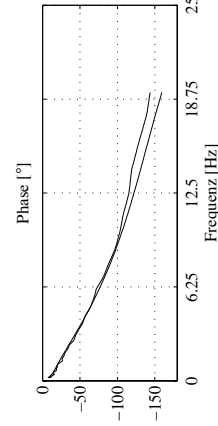
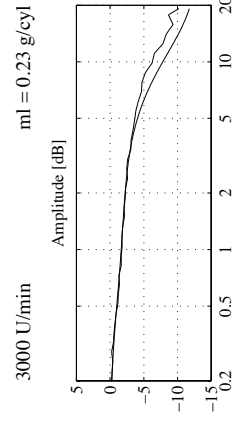
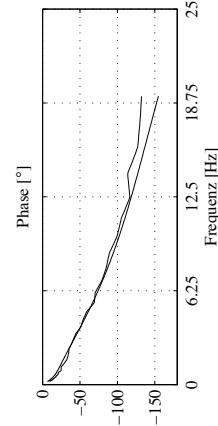
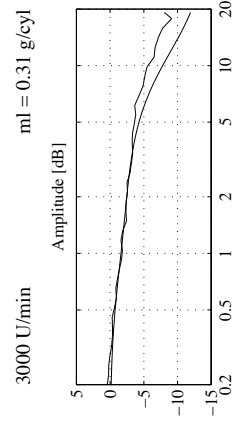
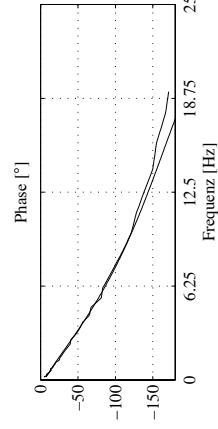
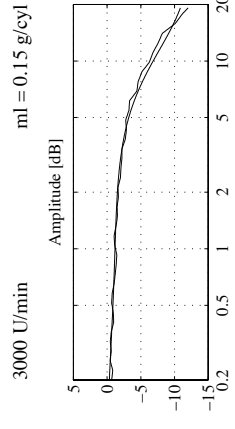
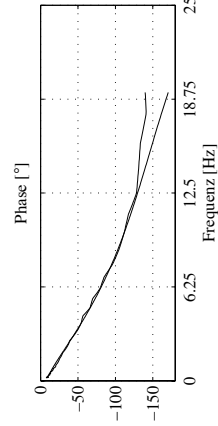
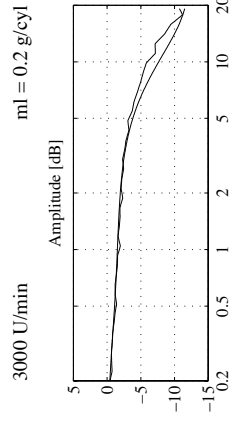
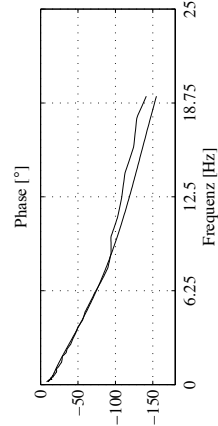
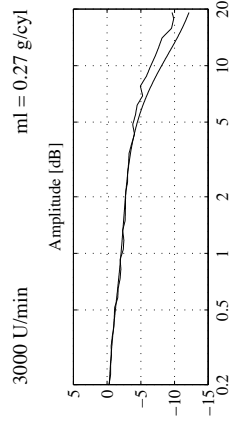


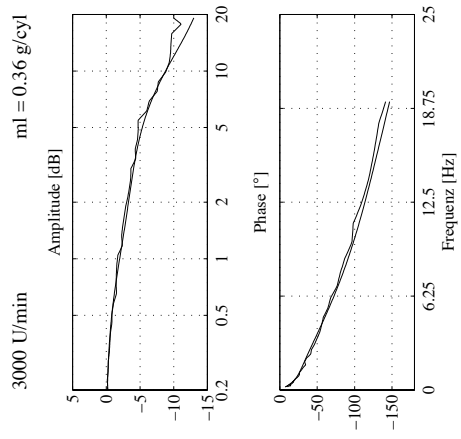












A.1.3 Modell 2. Ordnung: identifizierte Parameter

Auf den folgenden Seiten sind die Resultate der Parameteridentifikation mittels Frequenzgangmessung abgebildet. Die Parameter beziehen sich auf die in Gleichung 4.9 (Seite 70) definierte Übertragungsfunktion.

Zur Veranschaulichung wird neben dem Anteil A_1 noch die dazugehörige Zeitkonstante (siehe Gleichung 4.46 auf Seite 86) angegeben. Die Parameter sind in Abhängigkeit der Luftfüllung bei jeweils konstanter Drehzahl abgebildet.

Für den Betriebspunkt bei der Drehzahl 1000 U/min und der Last 0.095 g/zyl konnten keine sinnvollen Parameter gefunden werden. Aufgrund von Vibrationsproblemen gibt es keine Messung im Betriebspunkt 1000 U/min und 0.36 g/zyl.

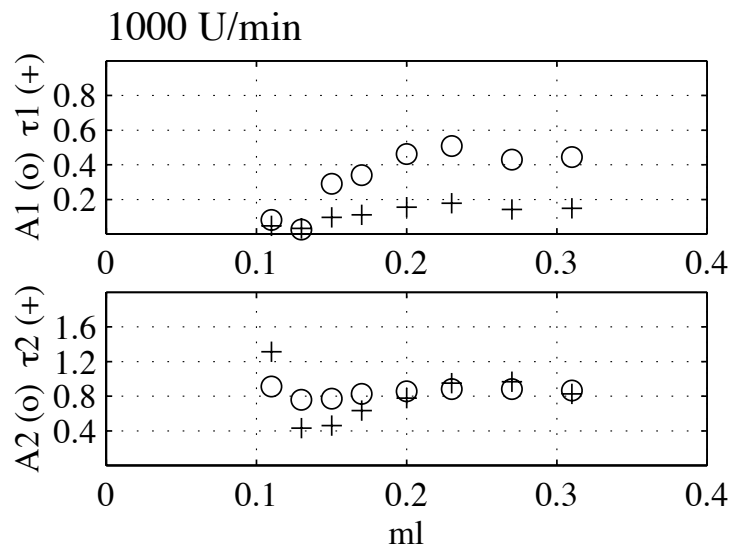


Abbildung A.11: $A1$ [-], $A2$ [-], $\tau1$ [s], $\tau2$ [s] vs. ml [g/zyl]

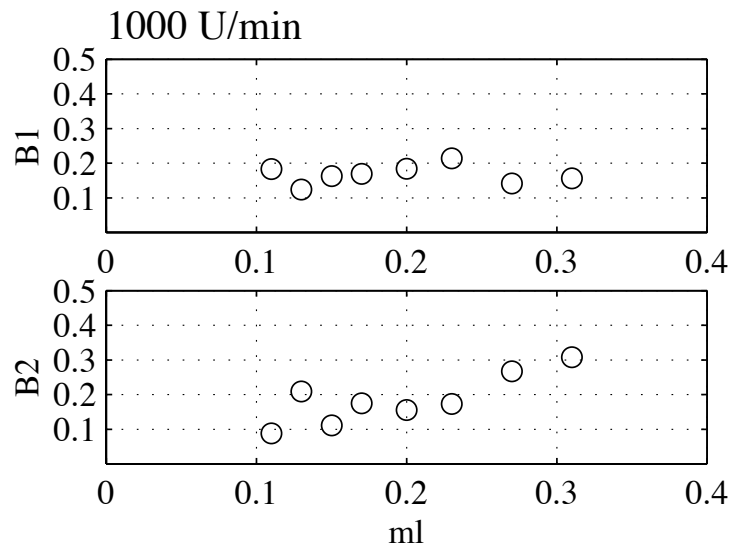


Abbildung A.12: $B1$ [-], $B2$ [-] vs. ml [g/zyl]

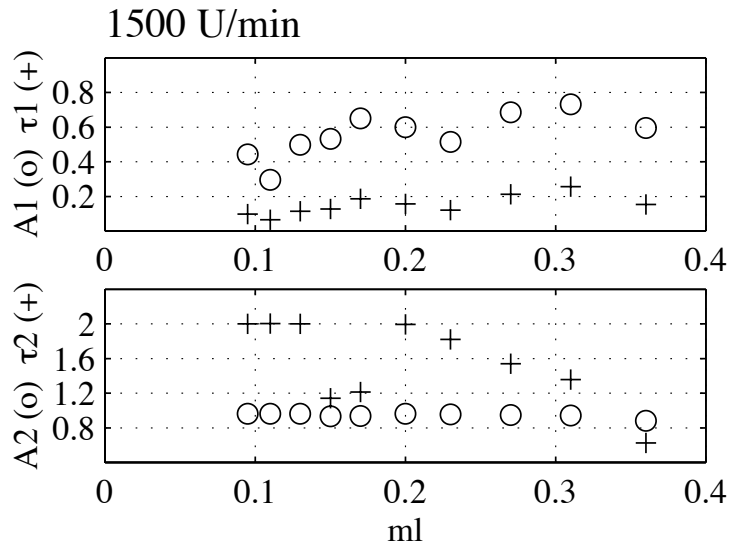


Abbildung A.13: $A1$ [-], $A2$ [-], τ_1 [s], τ_2 [s] vs. ml [g/zyl]

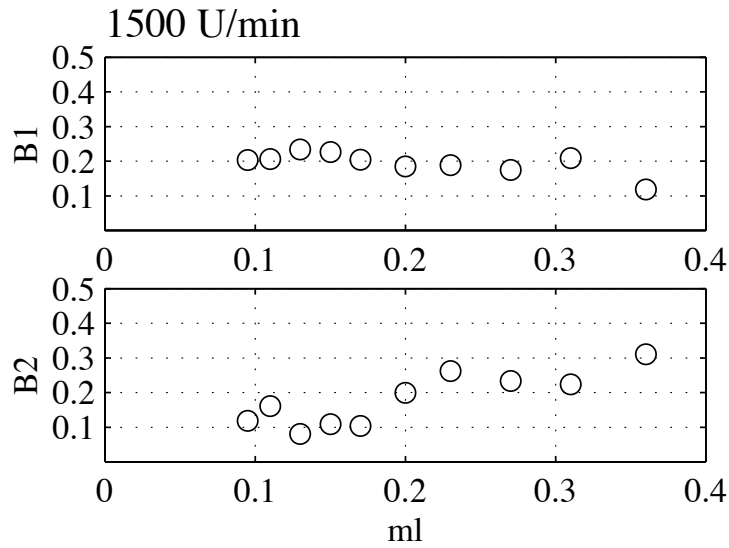


Abbildung A.14: $B1$ [-], $B2$ [-] vs. ml [g/zyl]

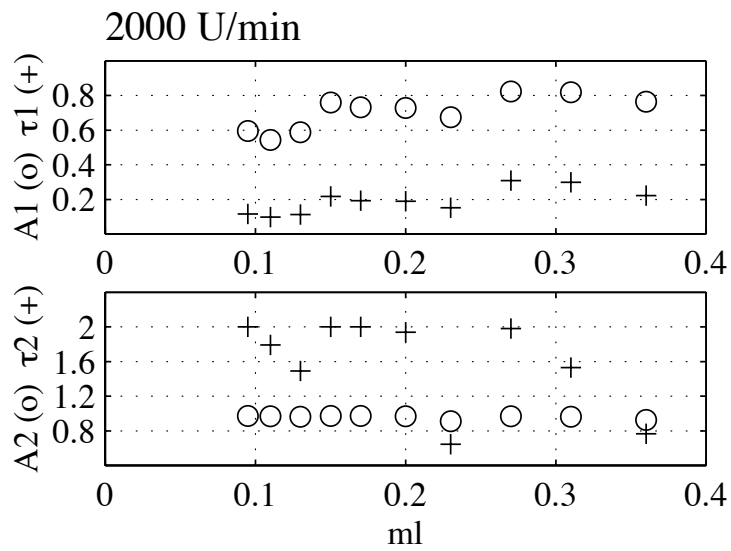


Abbildung A.15: A1 [-], A2 [-], τ_1 [s], τ_2 [s] vs. ml [g/zyl]

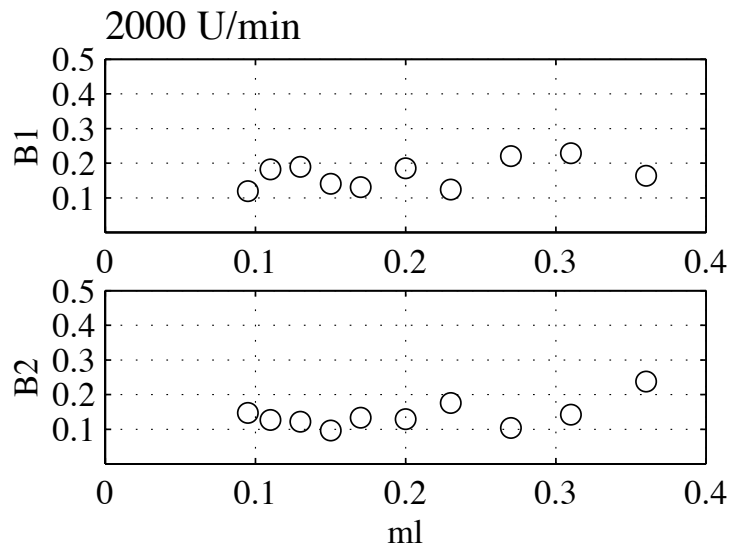


Abbildung A.16: B1 [-], B2 [-] vs. ml [g/zyl]

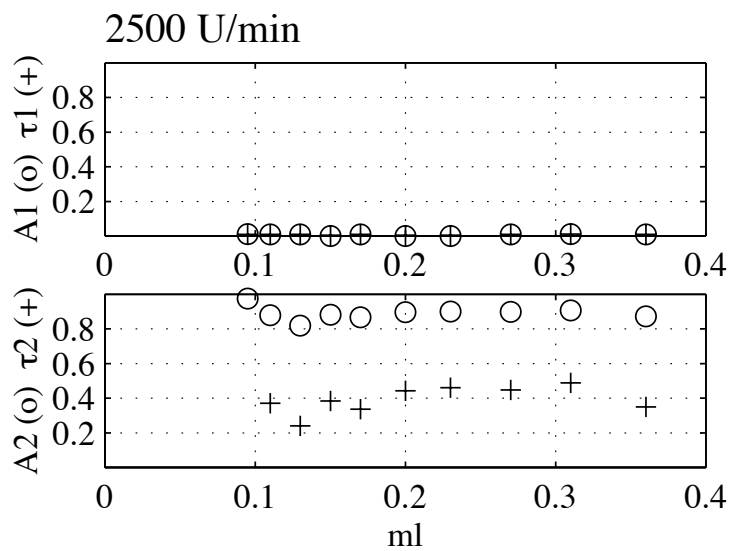


Abbildung A.17: A_1 [-], A_2 [-], τ_1 [s], τ_2 [s] vs. ml [g/zyl]

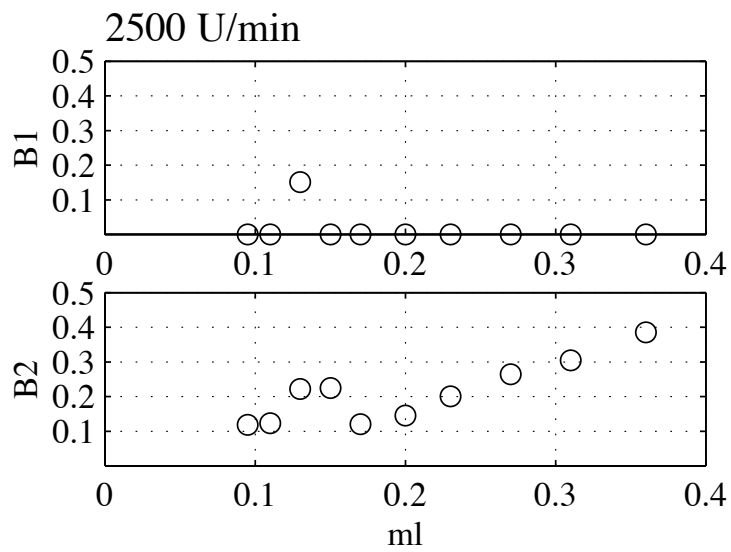


Abbildung A.18: B_1 [-], B_2 [-] vs. ml [g/zyl]

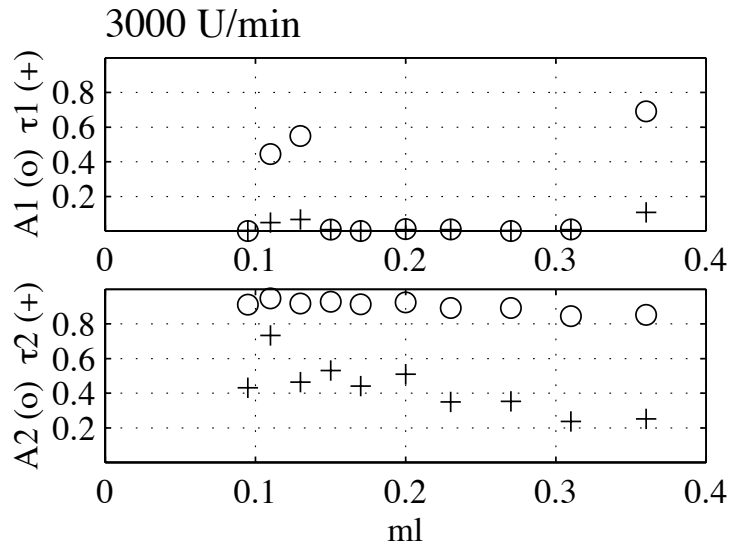


Abbildung A.19: $A1$ [-], $A2$ [-], τ_1 [s], τ_2 [s] vs. ml [g/zyl]

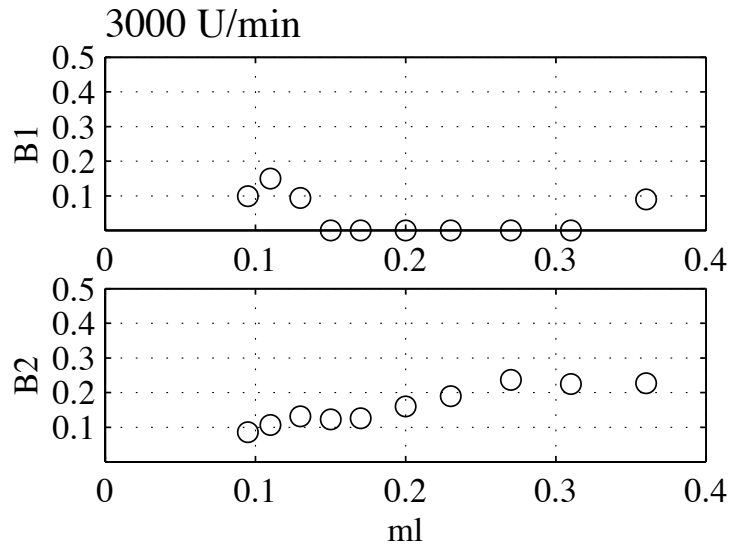
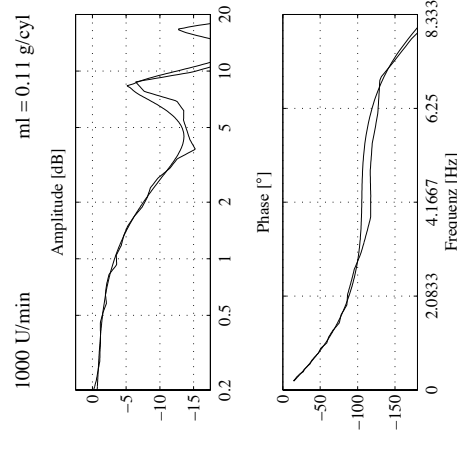
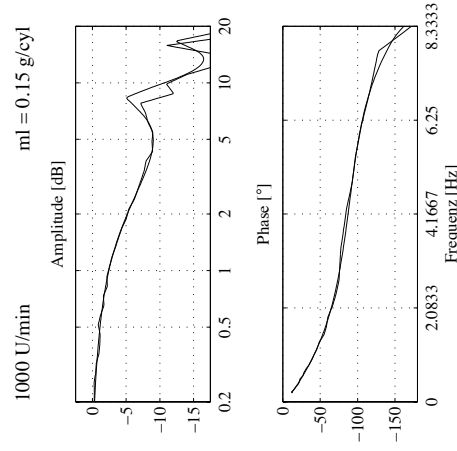
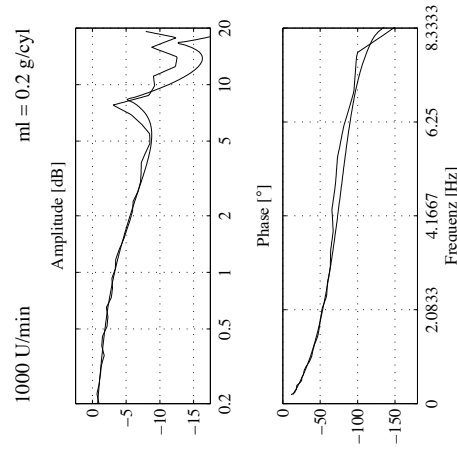
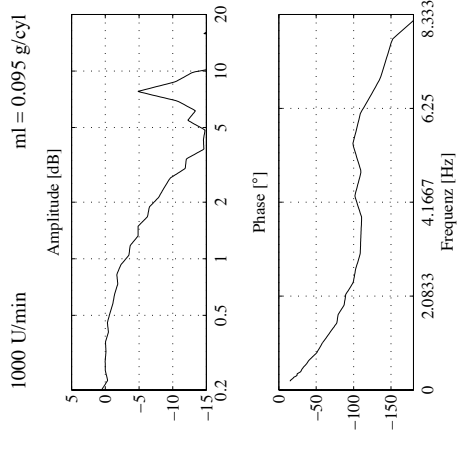
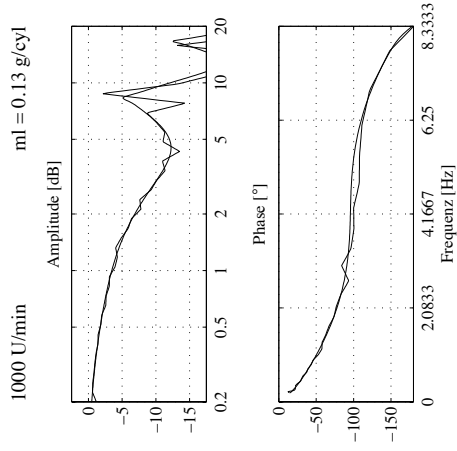
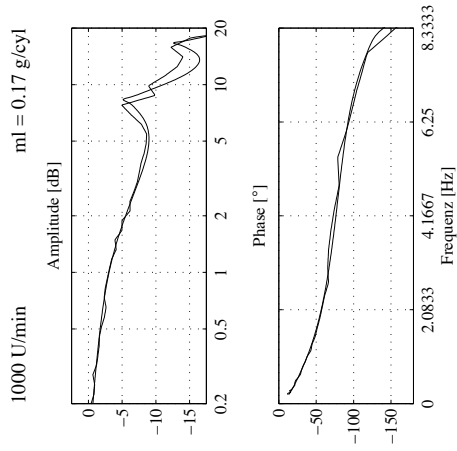


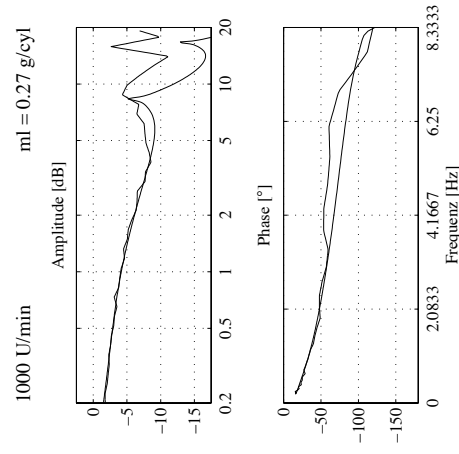
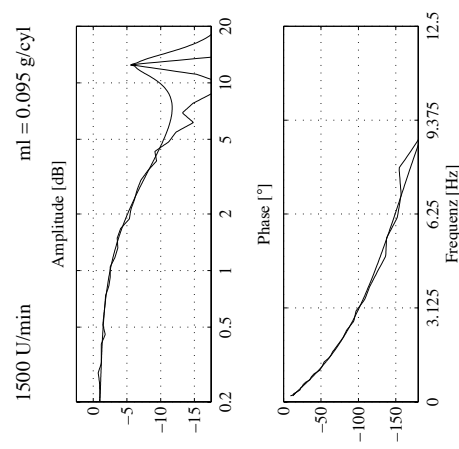
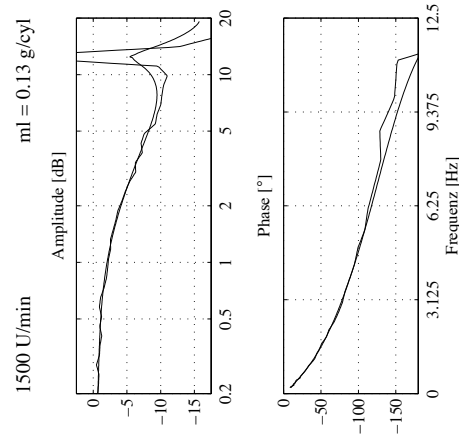
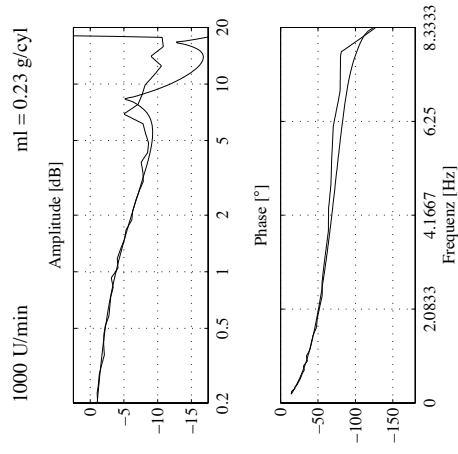
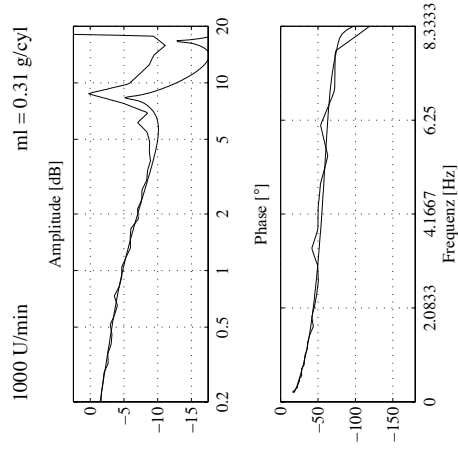
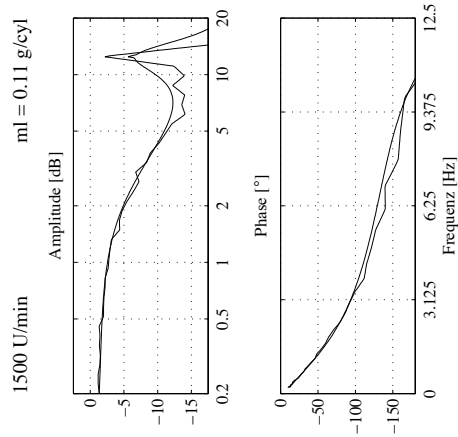
Abbildung A.20: $B1$ [-], $B2$ [-] vs. ml [g/zyl]

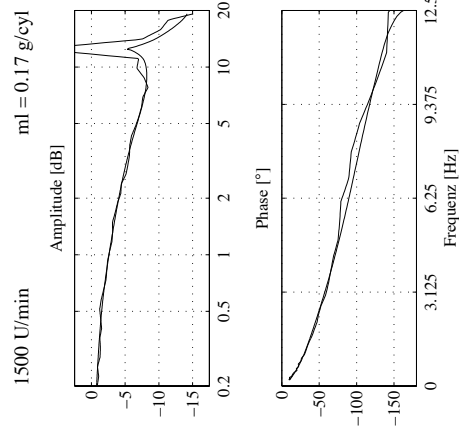
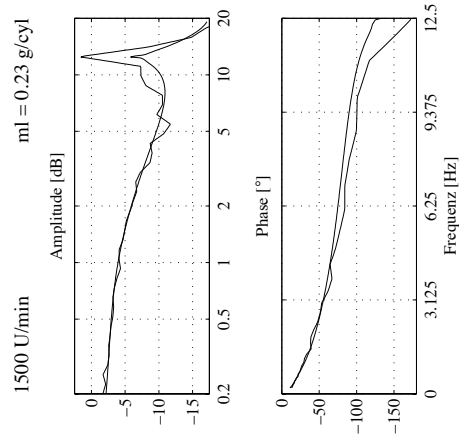
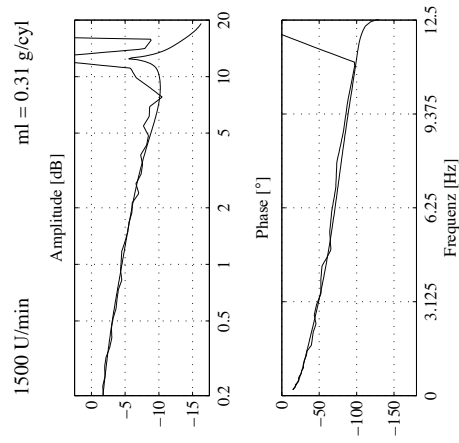
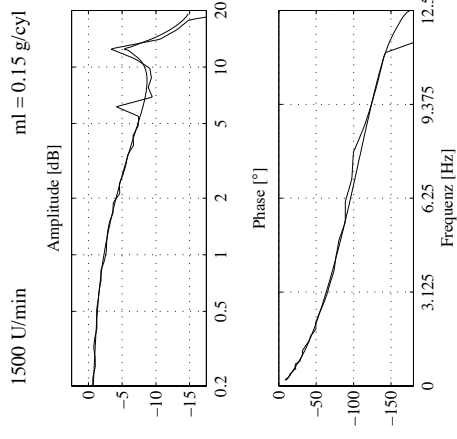
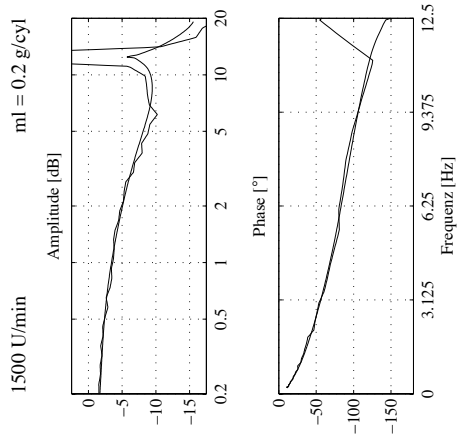
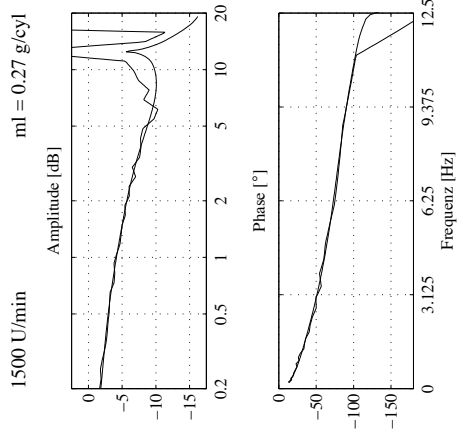
A.1.4 Modell 2. Ordnung: Frequenzgang

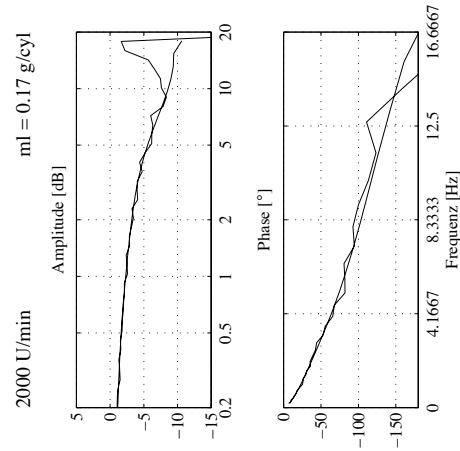
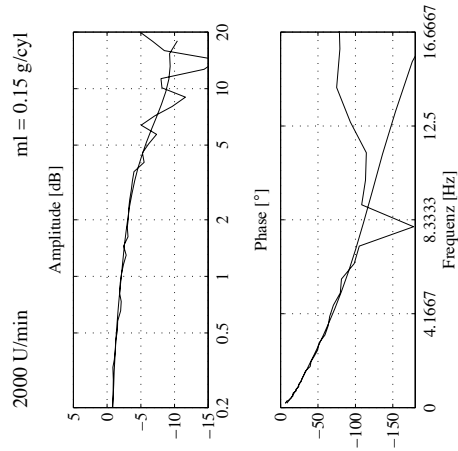
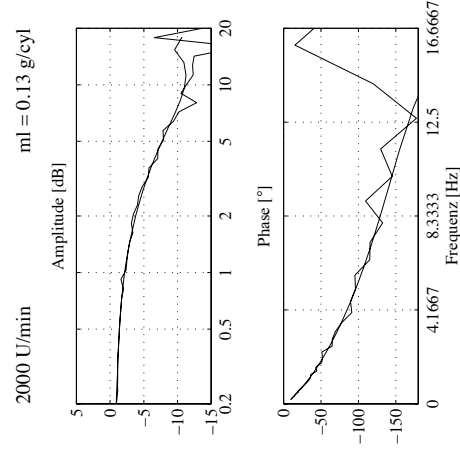
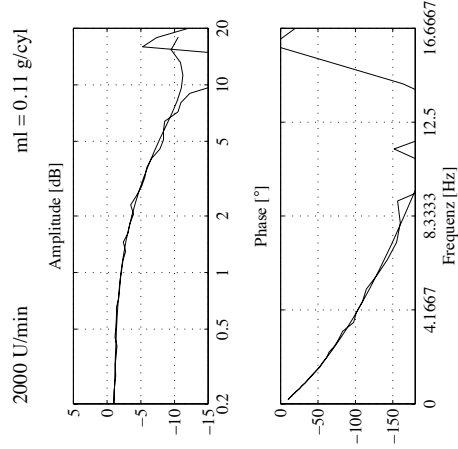
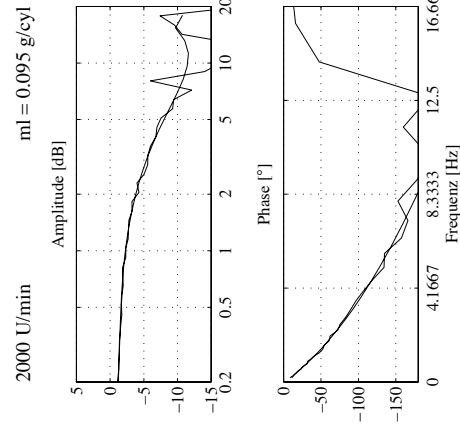
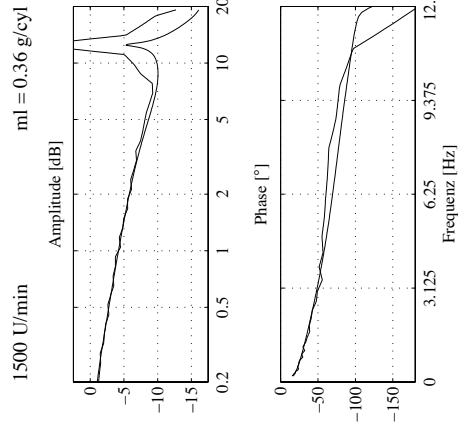
Auf den folgenden Seiten werden gemessener und modellierter Frequenzgang bei den verschiedenen Betriebspunkten verglichen. Der synthetisierte Frequenzgang ist gemäss Gleichung 4.43 (siehe Seite 85) und Gleichung 4.9 (siehe Seite 70) berechnet.

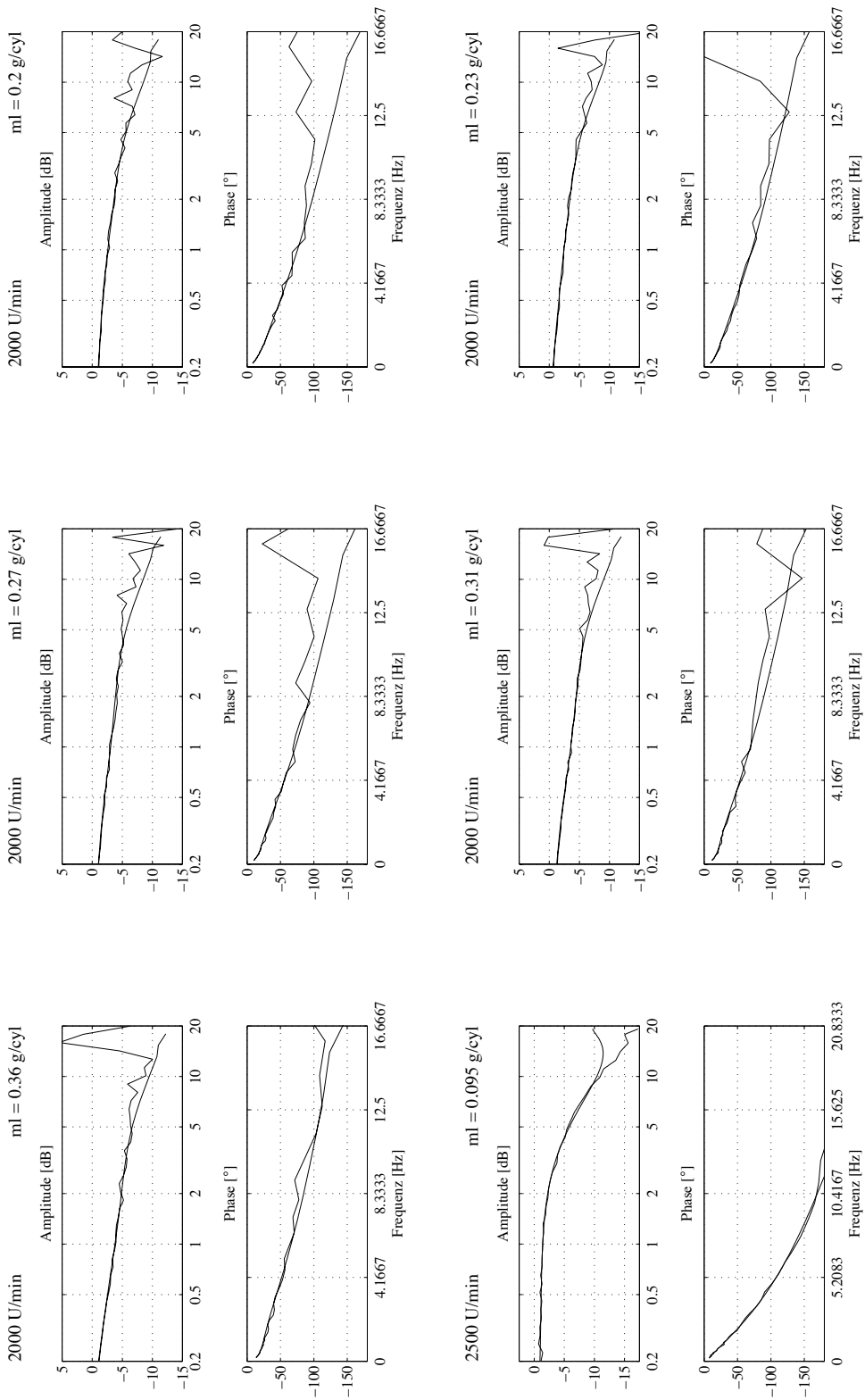
Für zwei Betriebspunkte gibt es keine Modell: (1000 U/min, 0.095 g/zyl) und (1000 U/min, 0.36 g/zyl).

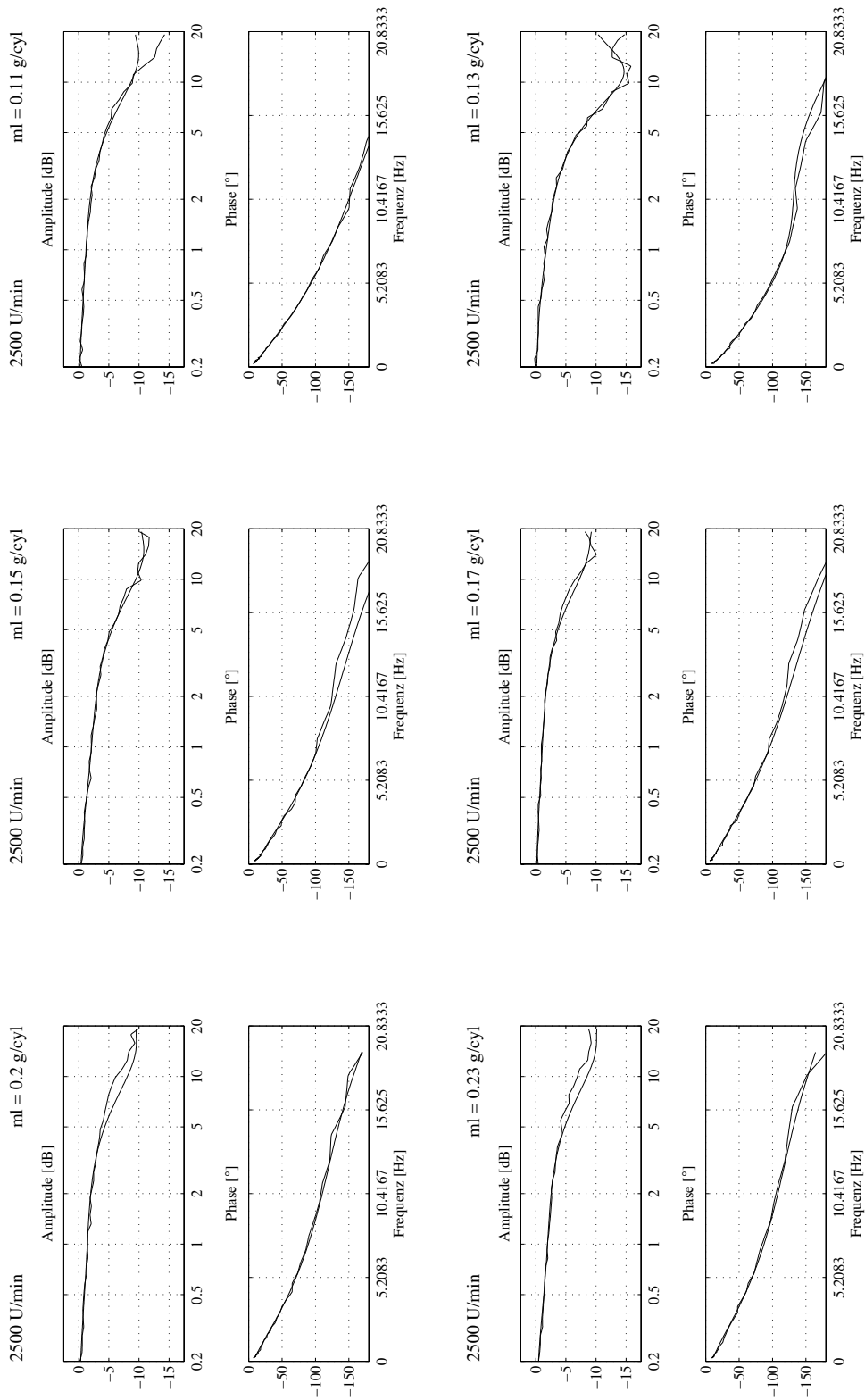


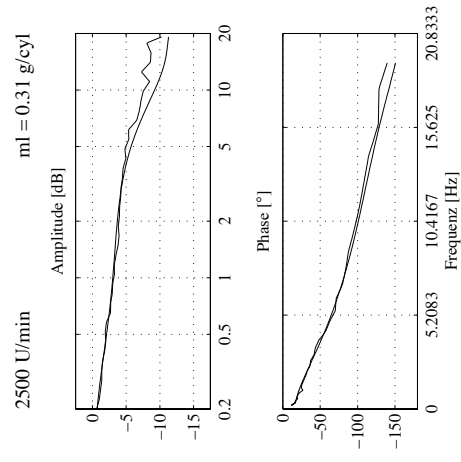
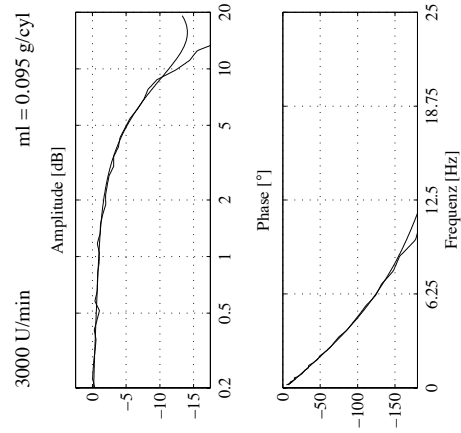
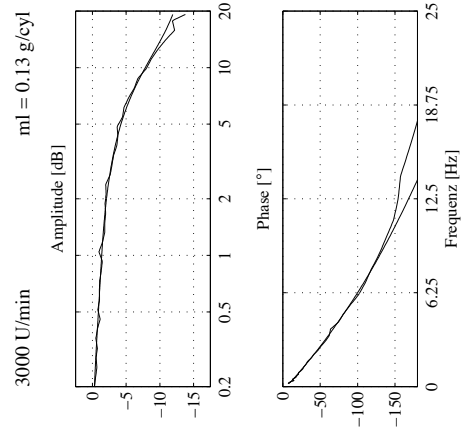
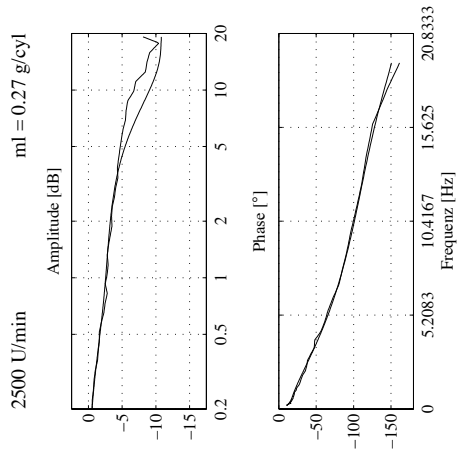
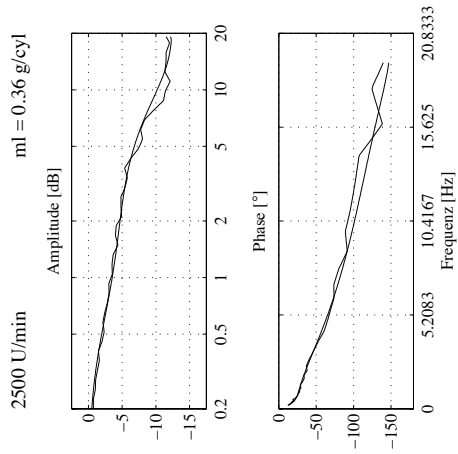
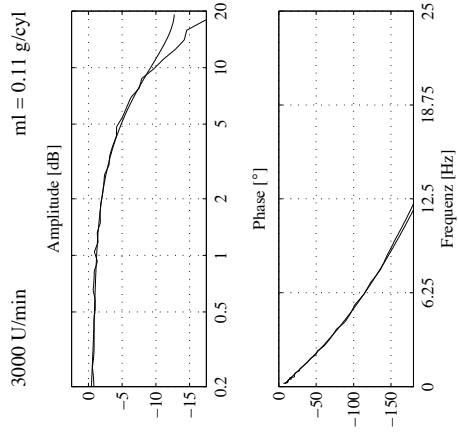


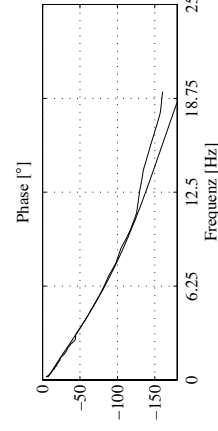
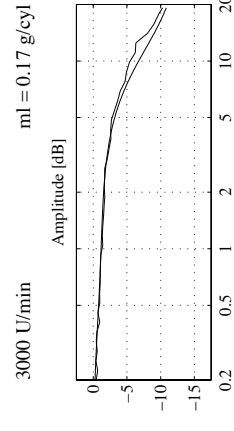
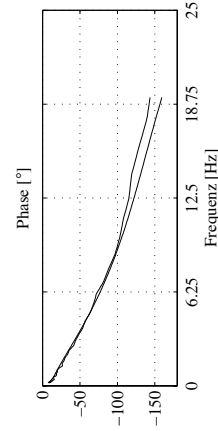
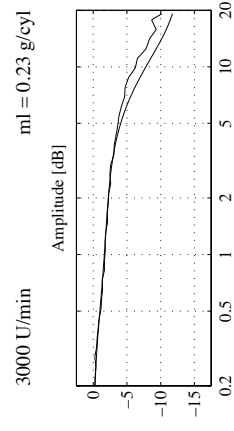
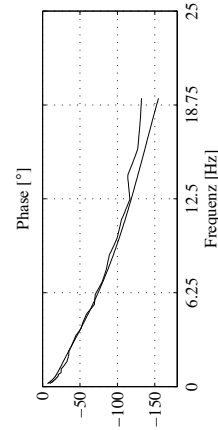
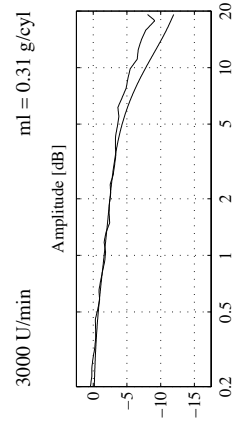
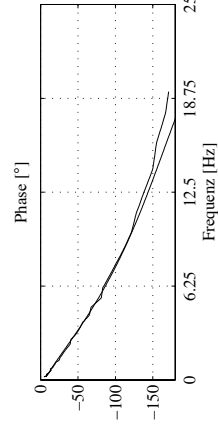
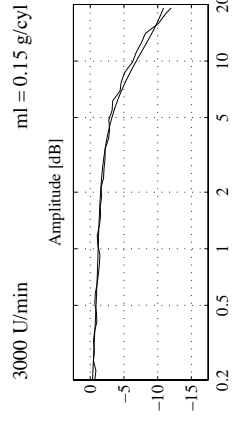
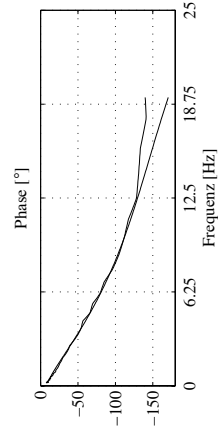
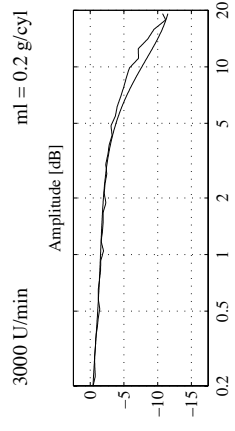
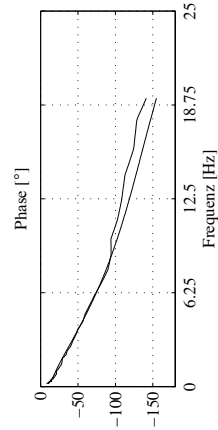
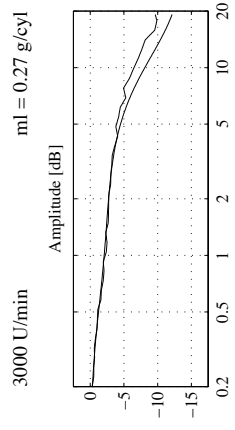


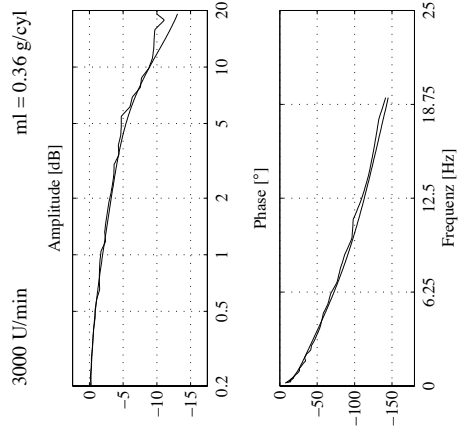












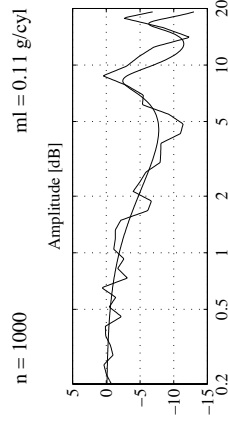
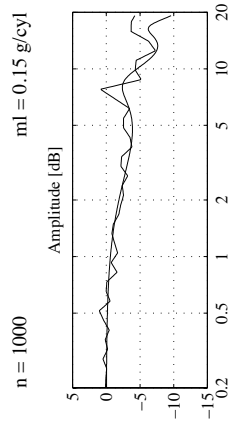
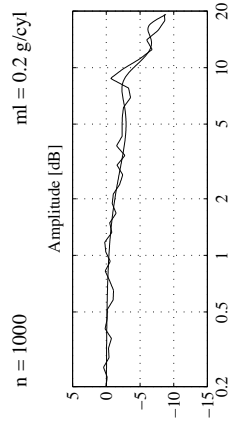
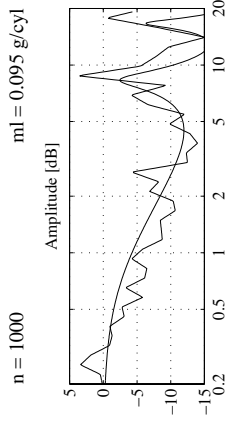
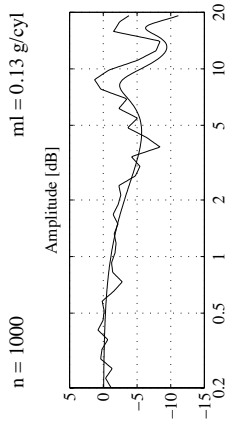
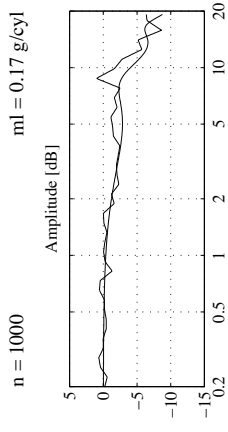
A.2 Frequenzgangmessungen mit Zündanregung

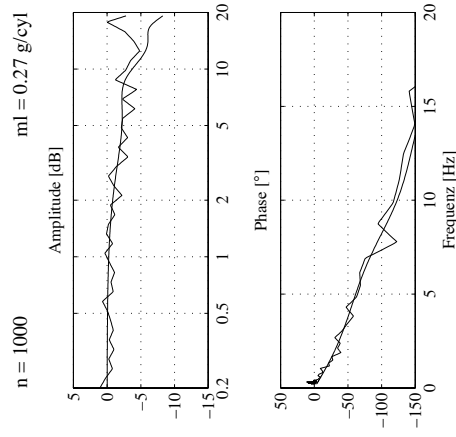
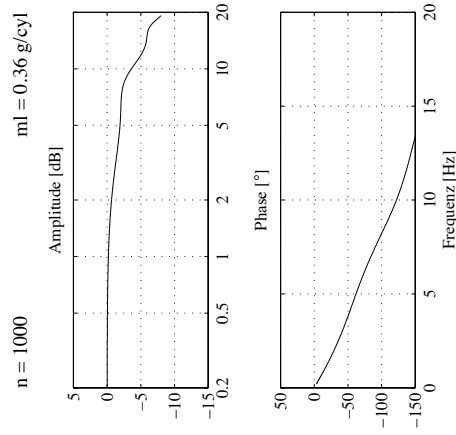
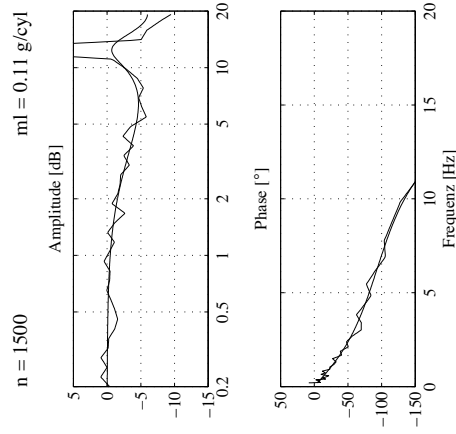
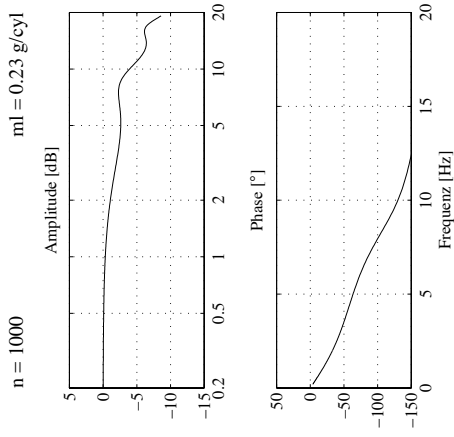
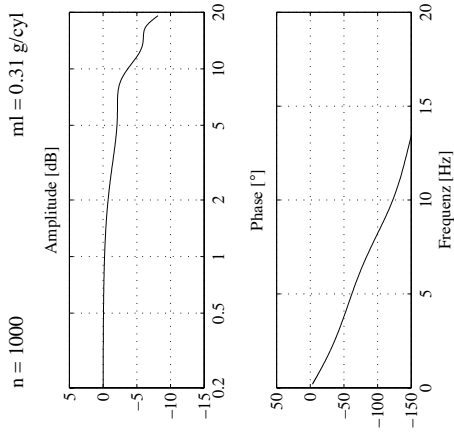
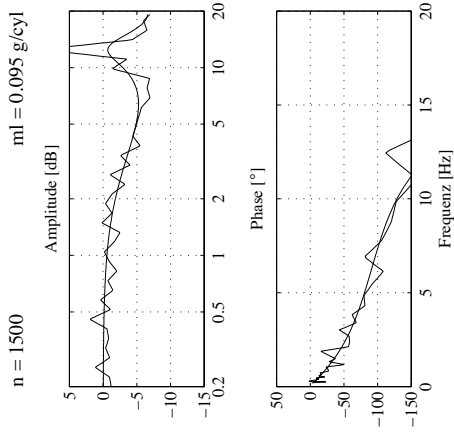
Auf den folgenden Seiten werden gemessener und modellierter Frequenzgang bei verschiedenen Betriebspunkten verglichen. Die Anregung erfolgt über eine Variation des Zündwinkels. Als Ausgangssignal wird die *NO*-Konzentration kurz nach dem Auslassventil gemessen. Wegen den kurzen Wartungsintervallen des verwendeten Messgerätes (Prototyp) ist auf eine Messung bei den Betriebspunkten mit 0.23, 0.31 und 0.36 g/zyl verzichtet worden. In diesen Fällen werden die Parameter durch Interpolation bzw. Extrapolation ermittelt.

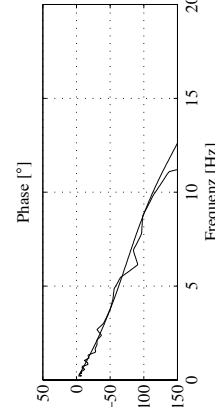
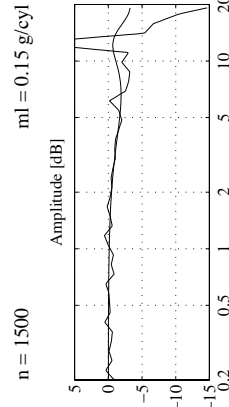
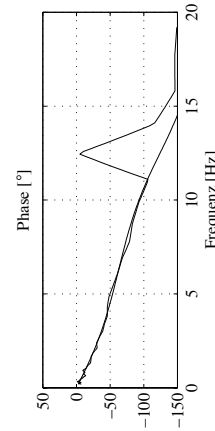
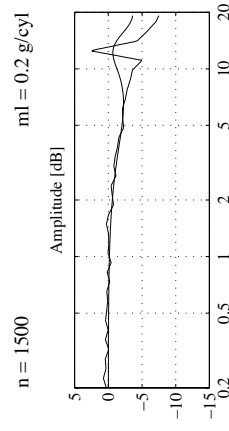
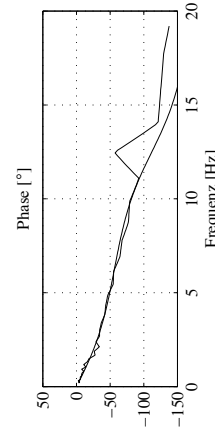
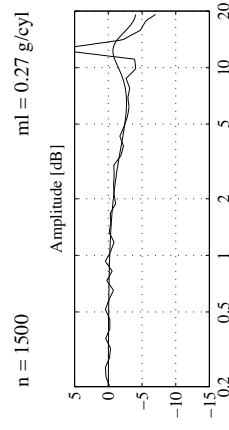
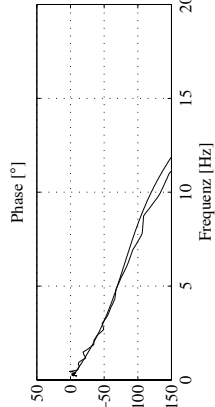
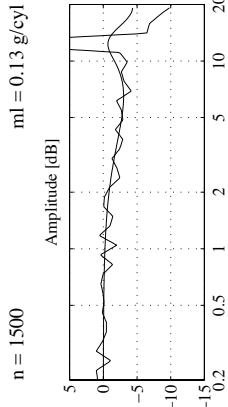
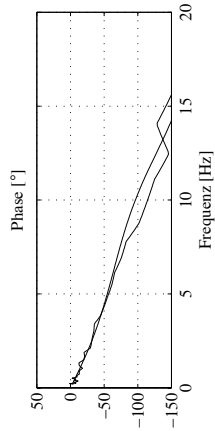
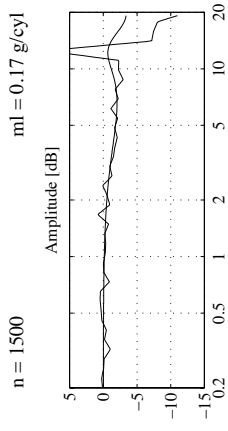
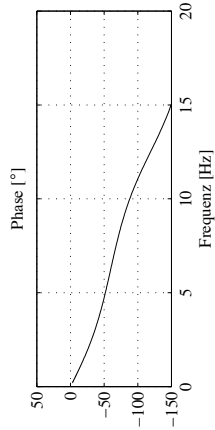
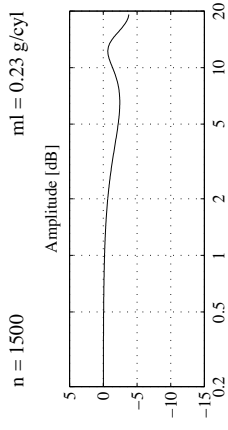
Die Abgastemperatur ist für verschiedene Betriebspunkte in Tabelle A.1 dokumentiert.

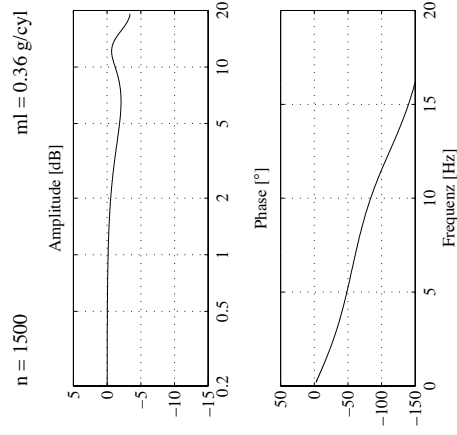
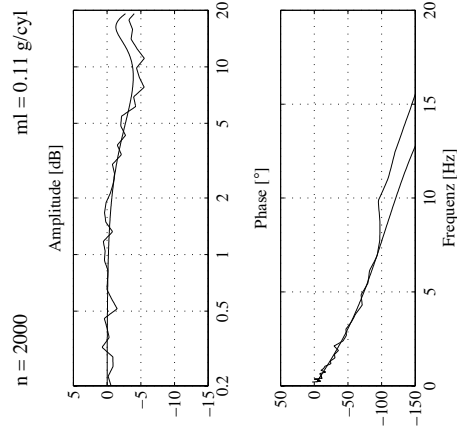
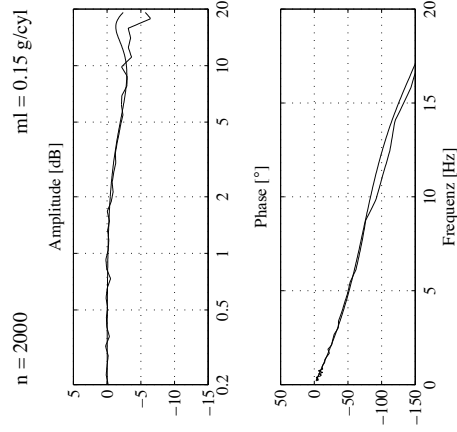
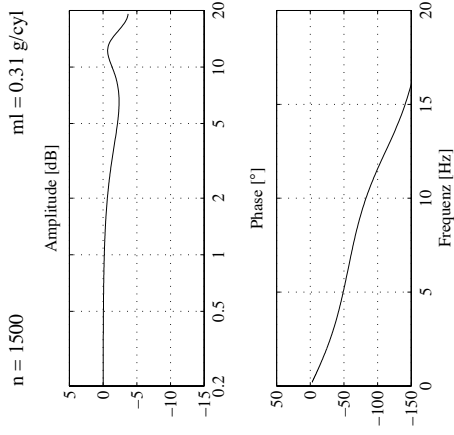
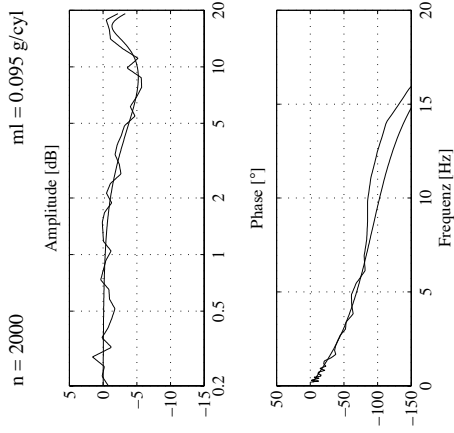
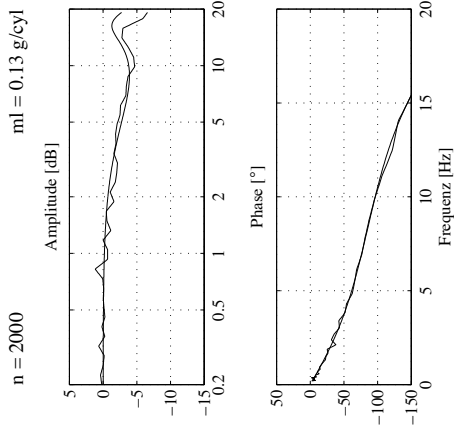
$n \backslash ml$	0.095	0.15	0.2	0.27
1000	580	590	622	631
1500	627	644	680	698
2000	675	705	750	775
2500	724	743	772	797
3000	740	768	803	836

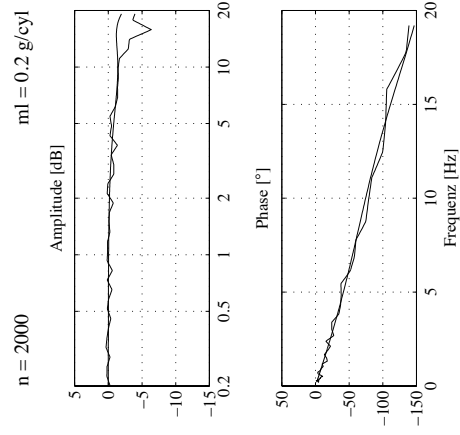
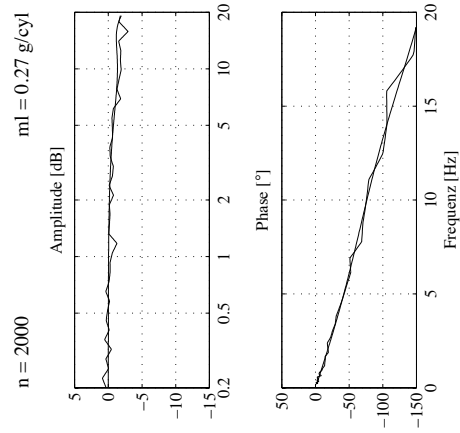
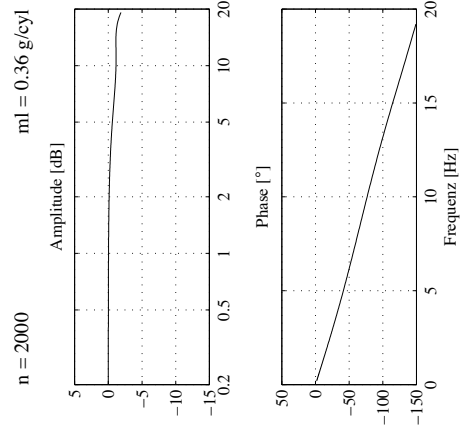
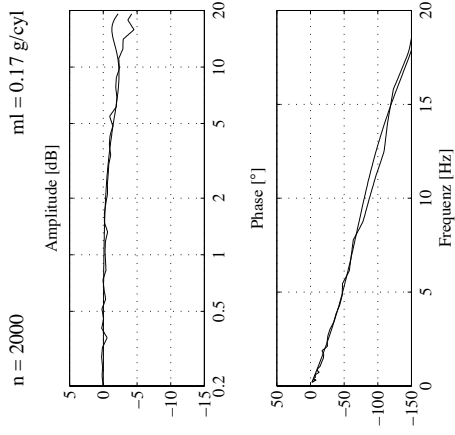
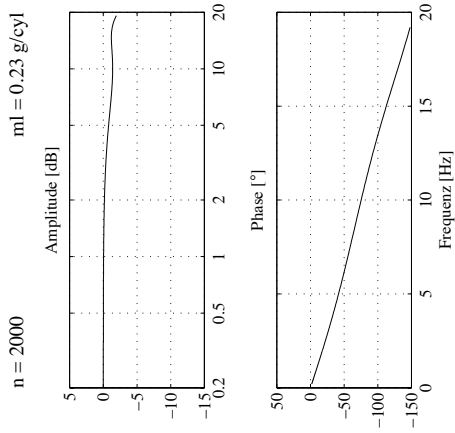
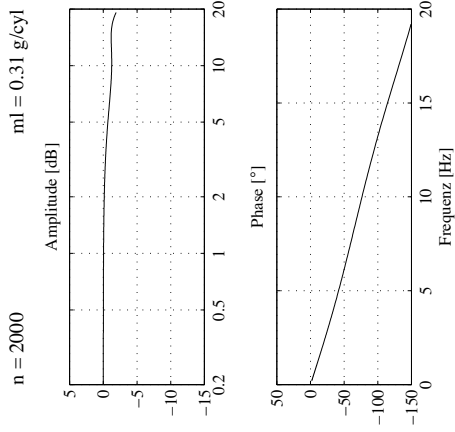
Tabelle A.1: Abgastemperatur in °K

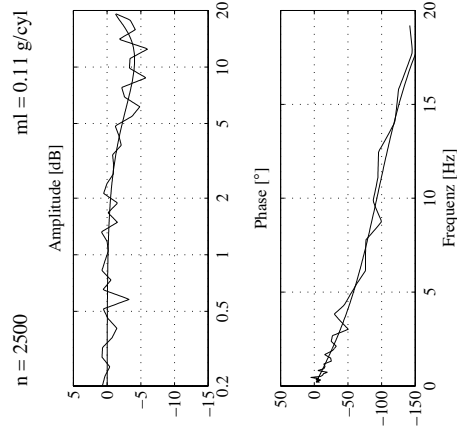
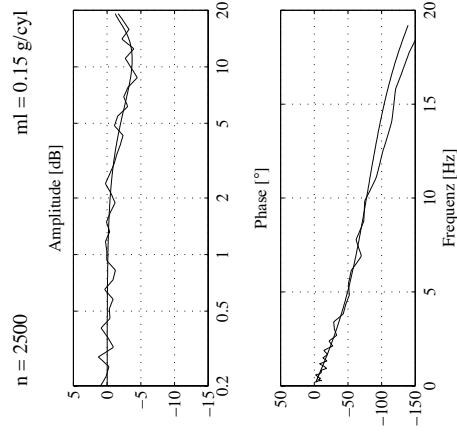
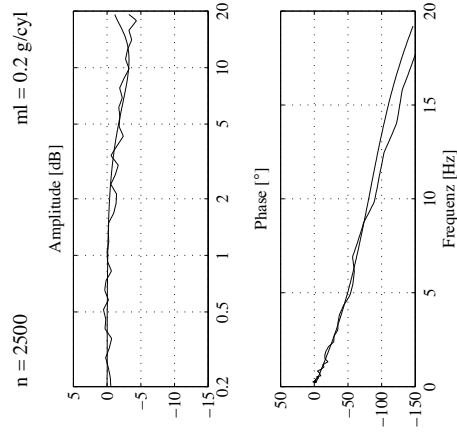
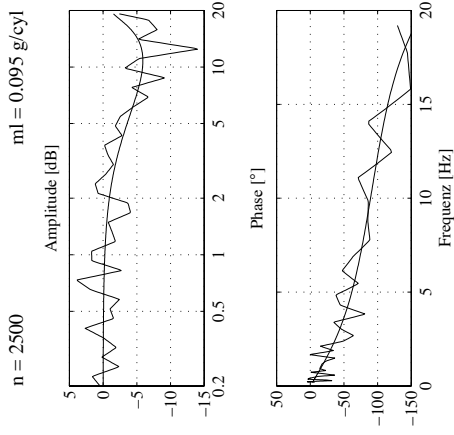
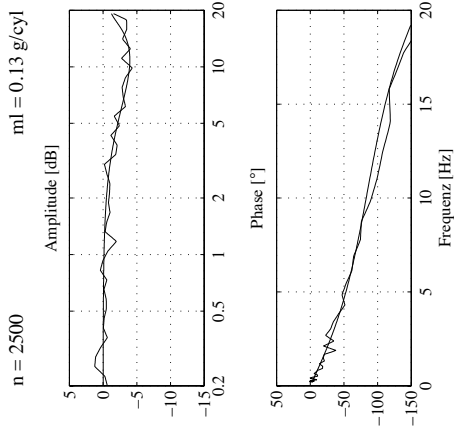
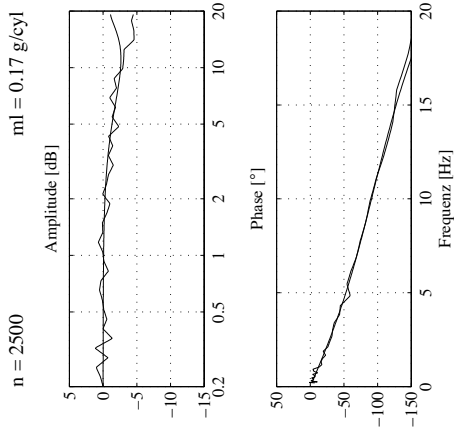


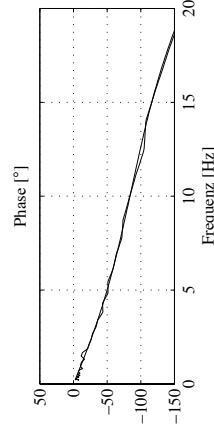
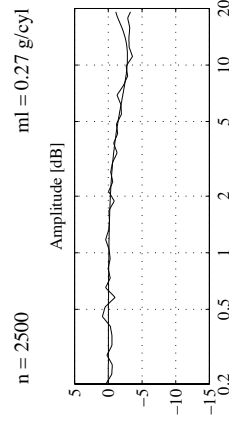
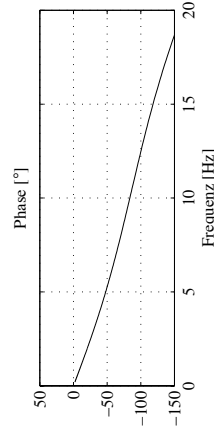
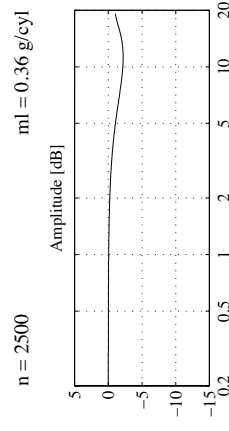
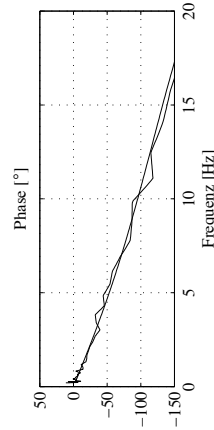
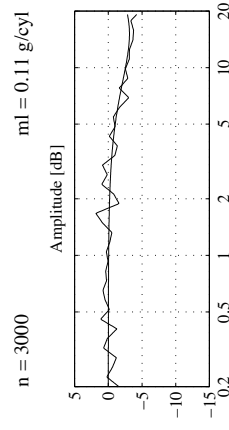
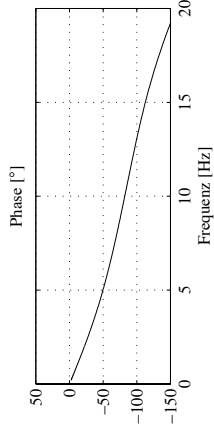
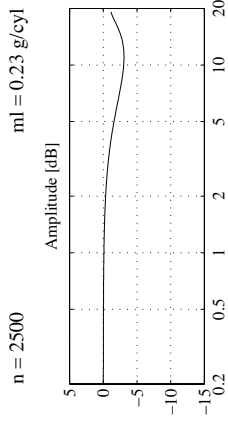
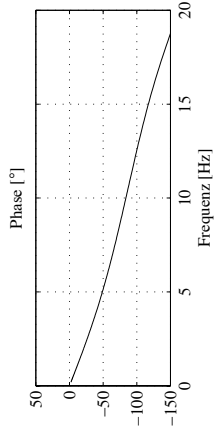
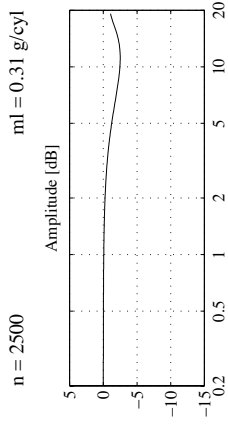
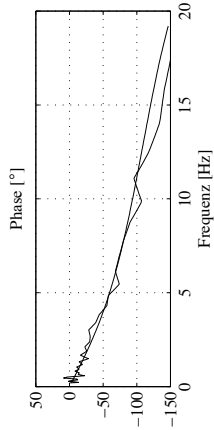
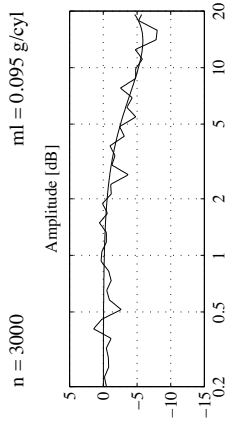


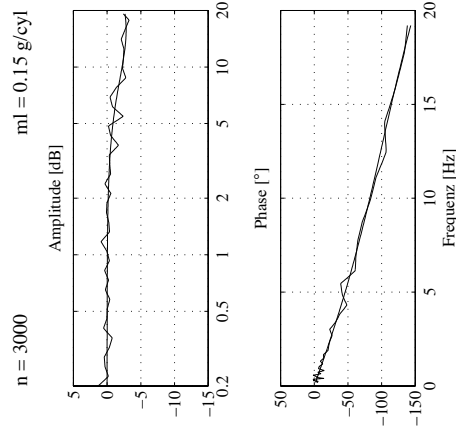
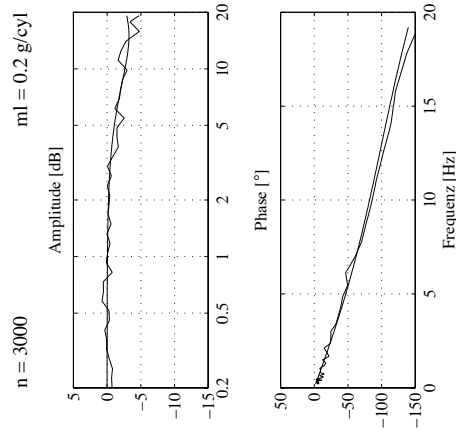
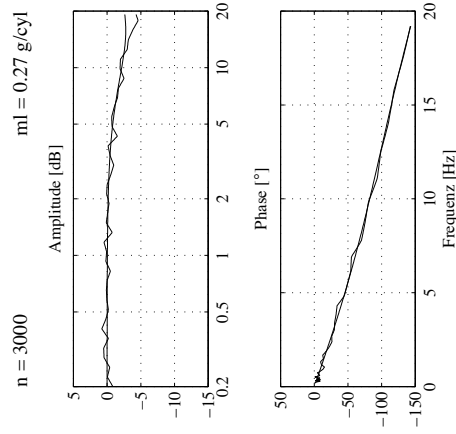
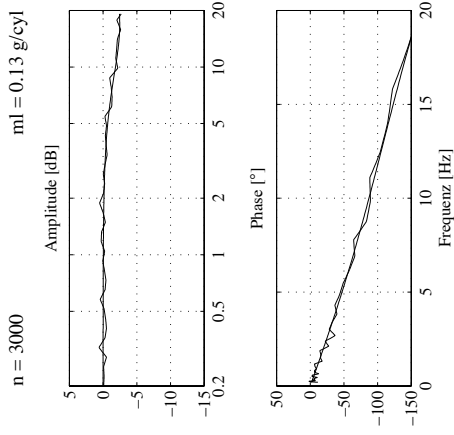
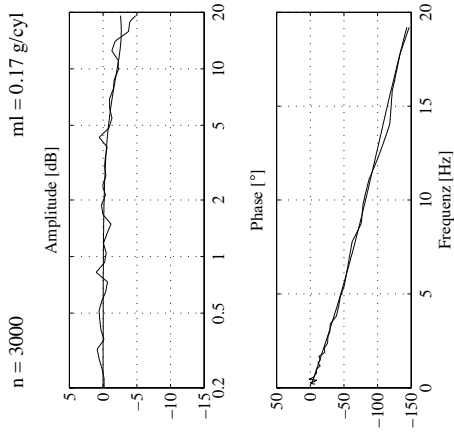
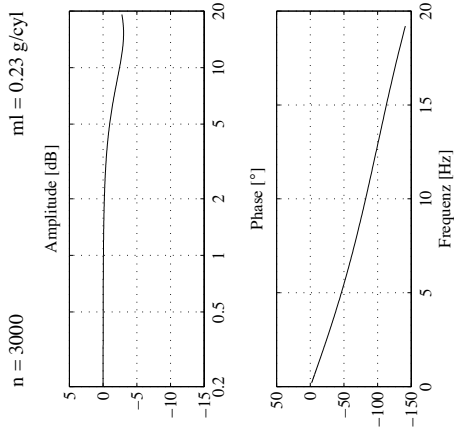


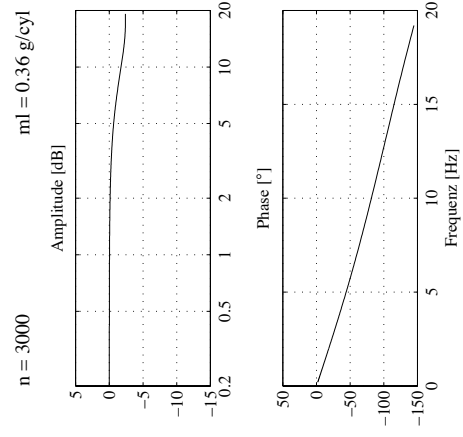
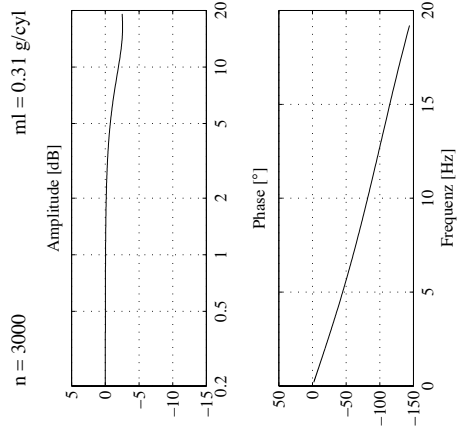












A.3 Realisierung des Identifikationsalgorithmus

Im folgenden wird ein Programmlisting für MATLAB (Version 5.3) dargestellt. Darin kommt ein PEM Algorithmus zur rekursiven Schätzung der Wandfilmparameter zur Anwendung. Der Algorithmus beinhaltet auch eine Stabilisierung des Prädiktors.

```
% Filename:  online_pem_final.m
%
% Algorithmus zur rekursiven Identifikation der
% Wandfilmparameter A1 und B1 mittels PEM
%
% Author:    Michael Simons
%
% Datum:     September 2000

clear all
close all
farbe='b-';

filter=logical(0); disp(' '); disp(['filter=',num2str(filter)])

BPrpm=1500;

BPm1=0.11;

% Daten bereitstellen (Segmenttakt)
% -----

[data,mean_ps,mean_rpm]=mf_gen_data(BPrpm,BPm1);

zeit    = data(1,:);
trCount = data(2,:);
ti      = data(3,:);
lam     = data(4,:); lam=1+lam/10;
mlzu    = data(5,:);
ml      = data(6,:);
rpm     = data(7,:);
Tmot    = data(8,:);
```

```

Tluft = data(9,:);
Ps     = data(10,:);
Pu     = data(11,:);

index_seg = 1:length(data);

clear data

% Daten auf den Zylindertakt reduzieren und synchronisieren
% -----

Tzyl=120/BPrpm;
Tsegm=Tzyl/4;
Nseg=length(zeit);

j=0;
for i=1:(Nseg-10)
    if trCount(i)==4
        j=j+1;
        index_zyl(j) = index_seg(i);
        rpm_sync(j) = mean(rpm(i+2:i+5));
    end
end
clear j

zeit_sync = zeit(index_zyl+4);
ti_sync   = ti(index_zyl);
mL        = ml(index_zyl+4);
mLzu      = mlzu(index_zyl+4);
lam_sync  = lam(index_zyl+5);

chi_sync = 1./lam_sync;

Nzyl=length(index_zyl);
index_data=1:Nzyl;

mein=(ti_sync-0.71)/26.954; % 26.954=theoretische Ventilkonstante

u=(mein-mean(mein))/mean(mein);
y=chi_sync-mean(chi_sync);

% Streckenparameter laden
% -----

```



```

[Cres,Tdel,Atot,B0tot,B1tot]=mf_gen_plant(BPrpm,BPml);

% Definition des Datenfilters
% -----

af=0.6;
Af=[af,0,0; 1-af,af,0; 0,1-af,af;];
Bf=[1;0;0];
Cf=[0,0,1-af];
d=0;
xuf=zeros(3,1);
xyf=zeros(3,1);

% Initialisierung
% -----

rho=1.0*1e-5;

instabil=zeros(1,length(u));

lam=0.97;      % Startwert bei variablem lambda
lamlam=0.992; % Vergissfaktor fuer den Vergissfaktor

gam=0.5;
LAM=1;

P0=[10*eye(2),zeros(2,3);zeros(3,2),1000*eye(3)];
P=P0;

theta(1,1)=0.9; % A1
theta(2,1)=0.3; % B1
if filter
    theta(3,1)=2; % K1 %6
    theta(4,1)=1; % K2 %1
    theta(5,1)=1; % K3 %1.5
else
    theta(3,1)=1; % K1
    theta(4,1)=0; % K2
    theta(5,1)=1; % K3
end

end

xh=zeros(3,1);

```

```

W=zeros(3,5);

psi=zeros(5,1);

dat=[xh',theta',0,norm(P),LAM,lam,0,0];

% Loop
% ----

for i=2:Nzyl

    % 0. Daten Filtern

    if filter
        xuf_neu=Af*xuf+Bf*u(i);
        ui=Cf*xuf;
        xuf=xuf_neu;
        xyf_neu=Af*xyf+Bf*y(i);
        yi=Cf*xyf;
        xyf=xyf_neu;
    else
        ui=u(i);
        yi=y(i);
    end

    % 1. Prediction Error

    ee=yi-xh(3);

    % 2. Berechnung von gam

    lam=lamlam*lam+(1-lamlam); lam=min(0.999, lam);

    gam=gam/(lam+gam);

    % 3. Berechnung von LAM

    LAM=LAM+gam*(ee*ee'-LAM);

    % 4. Berechnung von S

    S=psi'*P*psi+lam*LAM;

```

```

% 5. Berechnung von L

L=P*psi*(S^-1);

% 6. Berechnung von theta

theta_org=theta;
delta_theta=L*ee;
theta=theta+L*ee;

if (abs(theta(1))>1), theta(1)=1/theta(1); end

A1=theta(1);
B1=theta(2);
K(1,1)=theta(3);
K(2,1)=theta(4);
K(3,1)=theta(5);

% 7. Berechnung von P

P=((eye(5)-L*psi')*P*(eye(5)-psi*L')+L*lam*LAM*L')/lam-rho*P*P';
P=0.5*(P+P'); % numerisch stabilisieren

% 8. Berechnung der Systemmatrizen zur Konstruktion des Praediktors

A=[A1,          0,          0
   (1-Cres)*(1-A1), Cres,    0
   B0tot*(1-Cres)*(1-A1), B0tot*Cres+Bitot, Atot];

B=[B1
   (1-Cres)*(1-B1)
   B0tot*(1-Cres)*(1-B1)];

C=[0, 0, 1];

% 9. Stabilitaet: Kontrolle und Korrektur

ii=0;
while any([abs(eig(A-K*C))>=(1-eps)])
    ii=ii+1;
    theta=theta_org;
    if ii<4

```

```

    delta_theta=0.5*delta_theta;
else
    delta_theta=0;
end
theta=theta+delta_theta;

A1=theta(1);
B1=theta(2);
K(1,1)=theta(3);
K(2,1)=theta(4);
K(3,1)=theta(5);

A=[A1,                0,                0
   (1-Cres)*(1-A1),  Cres,                0
   B0tot*(1-Cres)*(1-A1), B0tot*Cres+B1tot, Atot];

B=[B1
   (1-Cres)*(1-B1)
   B0tot*(1-Cres)*(1-B1)];

C=[0, 0, 1];

disp(['i=',num2str(i),'   ii=',num2str(ii)])
end

xh_dat=xh;
xh=A*xh+B*ui+K*ee;

% 9. Berechnung von psi

M=[xh(1),                ui,                ee, 0, 0
   -(1-Cres)*xh(1),     -(1-Cres)*ui,        0, ee, 0
   -B0tot*(1-Cres)*xh(1), -B0tot*(1-Cres)*ui, 0, 0, ee];

D=[0, 0, 0, 0, 0];

W=(A-K*C)*W+M;

psi=W'*C'+D';

if any([abs(eig(A-K*C))>=(1-eps)])
    disp(['instabil bei i=',num2str(i)])
    instabil(i)=1;
end

```

```

else
    instabil(i)=-1;
end

% 10. Daten Speichern

dat=[dat; [xh_dat', theta', ee, norm(P), LAM, lam, ui, yi]];

% 11. Update (Sprung an den Schlaufenanfang zurueck)

end

% Resultate darstellen
% -----

figure(1), set(gcf, 'Name', 'A1')
    plot(dat(:,4), farbe), hold on, grid on
    title('A1'), axis([1 length(dat) 0 1])
figure(2), set(gcf, 'Name', 'B1')
    plot(dat(:,5), farbe), hold on, grid on
    title('B1'), axis([1 length(dat) 0 1])

disp(['A1=', num2str(A1), ...
'    tau=', num2str(-(120/BPrpm)/log(A1)), ...
'    B1=', num2str(B1)])

return

```

Literaturverzeichnis

- [1] C. F. Aquino, 'Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injection Engine', *SAE International Congress, SAE Paper 810494*, Detroit, 1981.
- [2] K. J. Åström, B. Wittenmark, 'Computer-Controlled Systems: Theory and Design', Prentice-Hall Information and System Sciences Series, 1984.
- [3] T. Auckenthaler, 'Luftmassenmesserloses Motormanagement', *Diplomarbeit am Institut für Mess- und Regeltechnik*, Zürich, 1997.
- [4] S. Baltisberger, *Entwicklung eines NO-Messgeräts zur arbeitspielauflösenden Abgasanalyse an Verbrennungsmotoren*, Diss. ETH Nr. 11593, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 1996.
- [5] M. Benammar, 'Techniques for measurement of oxygen and air-to-fuel ratio using zirconia sensors. A review.', *Meas Sci. Technol.*, pp757-767, 1994.
- [6] A. Beneviste, 'Design of Adaptive Algorithms for the Tracking of Time-Varying Systems', *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, Vol. 1, pp. 3-29, 1987.
- [7] Robert Bosch GmbH, *Kraftfahrtechnisches Handbuch*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1995.
- [8] R.W. Brockett, 'Asymptotic Stability and Feedback Stabilization', in R.W. Brockett, R.S. Millmann, H. Sussmann (Eds),

Differential Geometric Control Theory, Birkhäuser, Boston (1983), pp. 181-191.

- [9] H.P. Geering, *Regelungstechnik*, 3. Auflage, 1994.
- [10] W. Güntensperger, 'Nichtlineare Regelung eines Ottomotors', *Diplomarbeit am Institut für Mess- und Regeltechnik*, ETH Zürich, 1996.
- [11] M. Hallmann, *Numerische Beschreibung der Gemischbildung in Verbrennungskraftmaschinen*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1994.
- [12] F. Haug, *Untersuchungen zur Gemischbildung beim instationären Betrieb eines Viertakt-Ottomotors mit elektronischer Saugrohreinspritzung*, Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 138, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1990.
- [13] F. Haug, 'Zur instationären Gemischbildung bei Saugrohreinspritzung - Teil 1', *Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 52, Nr. 5, 1991.
- [14] F. Haug, 'Zur instationären Gemischbildung bei Saugrohreinspritzung - Teil 2', *Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 52, Nr. 7/8, 1991.
- [15] E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson, D. Trumpy, J. Asik, 'Modelling of the Intake Manifold Filling Dynamics', *SAE International Congress, SAE Paper 960037*, Detroit, 1996.
- [16] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Singapore, 1988.
- [17] R. Isermann, *Identifikation dynamischer Systeme*, Bände I u. II, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg 1988.
- [18] A. Isidori, *Nonlinear Control Systems*, Second Edition, Springer Verlag, 1989.

- [19] A.H. Jazwinski, *Stochastic Processes and Filtering Theory*, Academic Press, New York, 1970.
- [20] C. Kendlbacher, *Verringerung der Schadstoffemissionen im Warmlauf Verbesserung der Gemischbildung bei Ottomotoren*, Dissertation, Technische Universität Wien, 1992.
- [21] F. J. Kraus, *Das Vergessen in rekursiven Parameterschätzverfahren*, Diss. ETH Nr. 8012, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 1986.
- [22] H. P. Lenz, 'Gemischbildung bei Ottomotoren', *Die Verbrennungskraftmaschine*, hrsg. von H. List und A. Pischinger, Neue Folge Band 6, Springer 1990.
- [23] L. Ljung, 'Asymptotic Behavior of the Extended Kalman Filter as a Parameter Estimator for Linear Systems', *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. AC-24, NO. 1, February 1979.
- [24] L. Ljung, T. Söderström, *Theory and Practise of Recursive Identifikation*, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1983.
- [25] L. Ljung, *System Identifikation (Theory for the User)*, Prentice-Hall, 1987.
- [26] M. Locatelli, 'Non-Linear Modeling of the Wall-Wetting Dynamics of an SI-Engine', *Diplomarbeit am Institut für Mess- und Regeltechnik*, ETH Zürich, 1999
- [27] P. J. Maloney, 'An Event-Based Transient Fuel Compensator With Physically Based Parameters', *SAE International Congress, SAE Paper 1999-01-0553*, Detroit, 1999.
- [28] J. J. Milek, *Stabilized Adaptive Forgetting in Recursive Parameter Estimation*, Diss. ETH Nr. 10893, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 1995.

- [29] M. G. Norris, S. Hochgreb, 'Novel Experiment on In-Cylinder Desorption of Fuel from the Oil Layer', *SAE International Congress, SAE Paper 941963*, Detroit, 1994.
- [30] C. H. Onder, *Modellbasierte Optimierung der Steuerung und Regelung eines Automobilmotors*, Diss. ETH Nr. 10323, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 1993.
- [31] C. H. Onder, H. P. Geering, 'Measurement of the Wall-Wetting Dynamics of a Sequential Injection Spark Ignition Engine', *SAE International Congress, SAE Paper 940447*, Detroit, 1994.
- [32] C. H. Onder, C. A. Roduner, H. P. Geering, 'Model Identification for the A/F Path of an SI Engine', *SAE International Congress, SAE Paper 970612 (included in SAE Special Publication SP-1015, Fuel Systems for Fuel Economy and Emissions)*, Detroit, 1997.
- [33] C. H. Onder, C. A. Roduner, M. R. Simons, H. P. Geering, 'Wall-Wetting Parameters over the Operating Region of a Sequential Fuel-Injected SI Engine', *SAE International Congress, SAE Paper 980792*, Detroit, 1998.
- [34] M. R. Simons, E. Shafai, H. P. Geering, 'On-Line Identification Scheme For Various Wall-Wetting Models', *SAE International Congress, SAE Paper 980793*, Detroit, 1998.
- [35] M. R. Simons, M. Locatelli, C. H. Onder, H. P. Geering, 'A Nonlinear Wall-Wetting Model for the Complete Operating Region of a Sequential Fuel Injected SI Engine', *SAE International Congress, SAE Paper 2000-01-1260*, Detroit, 2000.
- [36] T. Söderström, P. Stoica, *System Identification*, Prentice-Hall, 1989.
- [37] H. Tanaka et al., 'Wide-Range Air-Fuel Ratio Sensor', *SAE International Congress, SAE Paper 890299*, Detroit, 1989.

- [38] R. C. Turin, *Untersuchung modellbasierter, adaptiver Verfahren zur Kompensation der Gemischbildungsdynamik eines Otto-Motors*, Diss. ETH Nr. 9999, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 1992
- [39] R. C. Turin, E. G. B. Casartelli, H. P. Geering, 'A New Model for Fuel Supply Dynamics in an SI Engine', *SAE International Congress, SAE Paper 940208*, Detroit, 1994.
- [40] R. C. Turin, H. P. Geering, 'Model-Reference Adaptive A/F-Ratio Control in an SI Engine based on Kalman-Filtering Techniques', *Proceedings of the American Control Conference*, Seattle, 1995.
- [41] A. Vogel, G. Baier, H. Weber, 'ZrO₂-Gassensoren und ihre Anwendungen', *tm - Technisches Messen*, Vol. 2, pp. 136-144, 1995.
- [42] C.Y.Wen, L.T.Fan, *Models for flow systems and chemical reactors*, Dekker, New York, 1975.