



UNIVERSITÄT AUGSBURG

Fakultät für Angewandte Informatik

**Entwicklung einer Diagnosemethodik zur modellbasierten
Identifikation der Ursachen von Laufunruhe am Ottomotor**

**Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

vorgelegt der Fakultät für angewandte Informatik der Universität Augsburg

vorgelegt von: Florian Hartl
geboren am: 25.06.1991 in Ingolstadt
eingereicht am: 15.07.2021
Tag der mündlichen Prüfung: 15.09.2022
Anfertigung am Lehrstuhl: Regelungstechnik
Fakultät für Angewandte Informatik
1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Christoph Ament
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Lars Mikelsons

Danksagung

Ich möchte mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Christoph Ament für die Betreuung meiner Dissertation bedanken. Sie konnten mir in unseren Rücksprachen und Treffen immer wieder Motivation und die richtigen Denkanstöße mitgeben und haben mich bis zum Schluss begleitet und unterstützt - vielen Dank dafür.

Auch meinem Zweitkorrektor Prof. Dr.-Ing. Lars Mikelsons möchte ich meinen Dank aussprechen, dass Sie sich die Zeit genommen haben und sich mit meinem Thema auseinandergesetzt haben.

Den Kollegen am Lehrstuhl möchte ich danken, für das Feedback während der Klausurtagung des Lehrstuhls und des Probenvortrags. Vor allem aber Dr.-Ing. Marcus Hamann, der nicht müde wurde meine An- und Nachfragen zu beantworten - nochmals danke Dir!

Dann möchte ich mich natürlich auch bei meinen lieben BMW Kollegen bedanken. Allen voran Dr.-Ing. Sebastian Grasreiner. Als Betreuer hast Du immer das richtige Maß an Überforderung und Spaß bei der Arbeit vermittelt. Ich habe mit Dir Sebastian und Marc Brummer jeden Tag während der Dissertation genossen und zwei tolle Menschen kennenlernen dürfen. Die Gespräche mit Euch waren immer eine Bereicherung.

Dr.-Ing. Axel Pöltenstein gebührt ein großes Dankeschön, da er die Arbeit und das tolle Arbeitsumfeld, in dem viele kreative Ideen entstanden sind, erst ermöglicht hat und den ich als Menschen sehr wertschätze.

Auch meinem Mentor Dr.-Ing. Florian Preuss gilt mein Dank. In unseren kurzen Terminen hast Du mich mit Deinem Verständnis für die Situation und mit Deinem Pragmatismus auf das wesentliche fokussieren lassen und mir neue Motivation mitgegeben.

Schließlich möchte ich meiner Familie danken, die immer für mich da ist und durch vorsichtiges Nachfragen über den Fortschritt der Arbeit das schlechte Gewissen und die Motivation hoch hielt.

Die größte Stütze und Unterstützung war und ist meine Frau Julia, die mir in jeder einzelnen Sekunde Rückhalt gegeben hat und mir immer noch zeigt was wirklich relevant und wichtig im Leben ist. Mit tiefen Augenringen hast Du Extraschichten beim Schunkeln unserer kleinen Emmi übernommen, damit ich die letzten (vielen) Zeilen dieser Arbeit schreiben konnte. Dir und meiner Schwester auch vielen Dank für's Korrekturlesen.

Kurzfassung

Das Monitoring des Gesundheitszustandes des Antriebs und die zielgerichtete Diagnose degradierender Bauteile ist Grundvoraussetzung für effiziente und kostengünstige Reparaturen in der Werkstatt. Zudem ist eine hohe Fahrzeugverfügbarkeit und das Wissen über die Funktionsfähigkeit aller Antriebskomponenten eine wichtige Voraussetzung, insbesondere für Carsharing und autonomes Fahren.

Deshalb wird die komplexe Problemstellung eines unruhenden Motorlaufs (Laufunruhe) am Beispiel eines Vierzylinder Ottomotors untersucht.

Aufgrund der Wechselwirkung der unterschiedlichen Komponenten und der Komplexität des verzweigten Antriebs wird zunächst das System analysiert, um die Quelle der Anregung zu identifizieren und deren Fortpflanzung bis zur Karosserie nachzuvollziehen, welche wiederum die Schwingung bzw. die vom Fahrer in der Fahrgastzelle wahrgenommene Laufunruhe verursacht. Zur Diagnose des die Laufunruhe verursachenden Bauteils wird ein Konzept vorgestellt, welches nach dem Top-Down-Prinzip die Problemstellung in verschiedene Detaillierungsebenen gliedert: In der ersten Ebene wird eine Laufunruhe detektiert und deren Schwere festgestellt. In der zweiten Ebene wird derjenige Teilprozess identifiziert, welcher nicht die im Nominalfall geforderte Menge an Luft oder Kraftstoff liefert, die für eine reguläre Verbrennung notwendig ist. In der letzten Ebene wird schließlich im betroffenen Teilprozess die kleinste tauschbare Einheit diagnostiziert, die für die Abweichung der bereitgestellten Energie verantwortlich ist. Um die Auswirkung der Anregung durch die Verbrennung in den Zylindern auf den Insassen zu quantifizieren, wird eine Probandenstudie durchgeführt. Anhand der Probandenstudie kann wiederum eine Reizschwelle identifiziert werden, ab der ein Kunde die vom Motor verursachte Schwingung spüren kann. Zudem wird ein signalbasierter Ansatz entwickelt mit dem die Schwere der Laufunruhe berechnet werden kann. Weiterhin wird ein Prozessmodell hergeleitet, mithilfe dessen die in die Karosserie eingeleitete Schwingung bestimmt werden kann. Als Eingang für das Modell dient der Zylinderdruckverlauf.

Zur Identifikation des fehlerbehafteten Teilprozesses wird ein Diagnosemodell basierend auf einem Parameterschätzer präsentiert, welches anhand des Musters von charakteristischen Parametern identifiziert, ob eine Abweichung der Eingangsgrößen für die Verbrennung vorliegt. Das Diagnosemodell basiert auf je einem Teilmodell zur Berechnung der Drehzahl und zur Schätzung des Zylinderdruckverlaufs.

Zur Diagnose des schadhaften Bauteils werden exemplarisch unterschiedliche Fehler im Kraftstoffsystem aufgeprägt. Diese werden im Weiteren anhand drei unterschiedlicher Methoden basierend auf einem Parameterschätzverfahren, einem Regelungsalgorithmus und einem Zu-

standsschätzer untersucht. Die entsprechenden Diagnosemodelle werden schließlich für ihren Anwendungszweck bewertet.

Alle Modelle wurden anhand von Messungen an einem Versuchsträger hergeleitet und validiert. Aufgrund der physikalischen Herleitung kann die Methodik auch auf andere Derivate übertragen werden.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Ottomotorische Laufunruhe im Spannungsfeld Kunde, Werkstatt und Entwicklung	1
1.2	Stand der Technik	2
1.2.1	Fehlerklassifizierung	3
1.2.2	Fehlerdiagnose	7
1.2.3	Methoden zur Modellierung physikalischer Systeme	13
1.3	Aufbau und Zielsetzung der Arbeit	17
2	Systemanalyse	21
2.1	Definition von ottomotorischer Laufunruhe	21
2.2	Analysekonzept für Laufunruhe nach dem Top-Down-Prinzip	25
2.3	Versuchsaufbau und Messdatenerfassung	30
2.3.1	Steuerung und Messdatenverarbeitung	31
2.3.2	Ermittlung der Fahreranregung	33
2.3.3	Erfassung der Drehzahl und des Brennraumdrucks	35
2.3.4	Sensorik im Kraftstoffsystem	36
2.3.5	Versuchsdurchführung	36
2.4	Zusammenfassung des Kapitels	38
3	Detektion und Monitoring von Laufunruhe	39
3.1	Detektion von Laufunruhe	39
3.1.1	Signalanalyse der Drehzahl	41
3.1.2	Signalbasierte Detektion von Laufunruhe	45
3.2	Defintion der menschlichen Reizschwelle für Laufunruhe	48
3.2.1	Aufbau der Probandenstudie	48
3.2.2	Auswertung und Definition der menschlichen Reizschwelle für Laufunruhe	50
3.3	Modellierung der Anregung durch den Motor-Getriebe-Verbund	52
3.3.1	Kurbeltriebsmodell zur Berechnung der anregenden Kräfte und Momente	53
3.3.2	Rückrechnung der gemessenen Aggregatebeschleunigung auf anregende Kräfte und Momente	61
3.3.3	Berechnung der Lagerkräfte	64
3.3.4	Zusammenführung der Ergebnisse aus Messung und Modell	65
3.4	Zusammenfassung des Kapitels	70

4	Identifikation des fehlerhaften Teilprozesses	73
4.1	Systembeschreibung und Analyse von Fehlern in den Teilprozessen	75
4.2	Modellierung	77
4.2.1	Modellierung der Drehzahl	79
4.2.2	Modellierung des Zylinderdruckverlaufs	83
4.2.3	Validierung des Gesamtmodells	85
4.3	Diagnosesystem zur Identifikation des fehlerhaften Teilprozesses	88
4.4	Zusammenfassung des Kapitels	91
5	Identifikation von Abweichungen im Teilprozess Kraftstoffsystem	93
5.1	Systembeschreibung	94
5.1.1	Prozessbeschreibung der Kraftstoffförderung	94
5.1.2	Fehler im Kraftstoffsystem	95
5.1.3	Signalanalyse im Referenz- und Fehlerfall	97
5.2	Diagnosesystem mittels Parameterschätzer	100
5.2.1	Modellstruktur für eine Diagnose mittels Parameterschätzer	102
5.2.2	Modellstruktur für eine regelungsbasierte Diagnose	102
5.3	Diagnosesystem mittels Beobachter	105
5.3.1	Simulationsmodell des Kraftstoffsystems	106
5.3.2	Entwicklung eines Diagnosesystems auf Basis der Zustandsschätzung .	109
5.4	Zusammenfassung und Diskussion des Kapitels	116
6	Zusammenfassung und Diskussion	119
6.1	Zusammenfassung	119
6.2	Anwendung der Methodik und Ausblick	120
	Abbildungsverzeichnis	123
	Tabellenverzeichnis	129
	Literaturverzeichnis	131

Abkürzungsverzeichnis

AGW	Ausgleichswelle
DSP	Digitaler Signalprozessor
EV	Einspritzventil
FPGA	Field Programmable Gate Array
GeLa	Getriebelager
HDP	Hochdruckpumpe
KGH	Kurbelgehäuse
KOSY	Koordinatensystem
KW	Kurbelwinkel
LUR	Laufunruhe
MABX	Micro Autobox
MGV	Motor-Getriebeverbund
MO	Motorordnung
MoLa	Motorlager
MSV	Mengensteuerventil
OT	Oberer Totpunkt
PSD	Spektrale Leistungsdichte (Power Spectral Density)
RV	Rückschlagventil
SNV	Standardnormalverteilung
STD	Standardabweichung
TRA	Torque-Roll-Axis
UT	Unterer Totpunkt
ZMS	Zweimassen-Schwungrad

Symbolverzeichnis

$(\dot{})$	Ableitung nach der Zeit
$(\hat{})$	Geschätzte Größe
A	Systemmatrix
x	zustandsvektor der Zustandsraumdarstellung
B	Eingangsmatrix oder Steuermatrix der Zustandsraumdarstellung
u	Eingangsvektor der Zustandsraumdarstellung
C	Ausgangsmatrix oder Beobachtungsmatrix der Zustandsraumdarstellung
y	Ausgangsvektor der Zustandsraumdarstellung
f_x	Fehler bzw. Fehlerfaktor einer Komponente
E	Unbekannte weitere Eingangsgröße der Zustandsraumdarstellung
e	Abweichung Modell - Messung
L	Kalmanverstärkung
P	Kovarianzmatrix des Schätzfehlers
K	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens
q_x	Fluss von Materie zwischen Energieniveaus
p	Druck
U	Elektrische Spannung
t	Zeit
n	Drehzahl
m	Laufindex
σ	Standardabweichung einer Messung

L_{in}	Laufunruheintensität
L_{max}	Maximale Laufunruhe = Zündaussetzer
$A(x)$	Amplitude
λ	Pleuelstangenverhältnis
r	Kurbelradius
r_i	Ortsvektoren der körperfesten Punkte i
l	Pleuellänge
Ψ	Pleuelschwenkwinkel
φ	Kurbelwinkel
ω	Winkelgeschwindigkeit
s_k	Kolbenweg
a_k	Kolbenbeschleunigung
F_{osz}	oszillierende Massenkraft
m_x	Masse einer Komponente x
F_x	Kraft einer Komponente x
m_x	Moment einer Komponente x
y_{AGW}	Abstand in y-Richtung Kurbelwellenachse zu Ausgleichswelle
z_{AGW}	Abstand in z-Richtung Kurbelwellenachse zu Ausgleichswelle
Θ	Trägheitsmoment
v	Geschwindigkeit
a	Beschleunigung
J	Einzelträgheitsmomente
V	Volumen
R	Gaskonstante für Luft
T	Temperatur
Q	Durchfluss

x_K	Kolbenweg der Hochdruckpumpe (HDP)
A_x	Fläche einer Komponente x
ϑ_x	Dämpfungskoeffizient einer Komponente x
α	Durchflusskoeffizient
K	Kompressionsmodul

1 Einleitung

1.1 Ottomotorische Laufunruhe im Spannungsfeld Kunde, Werkstatt und Entwicklung

Eine herausfordernde Beschwerde von Kunden im Werkstattumfeld ist ein unrunder Motorlauf, welcher mit spürbaren Vibrationen einhergeht. Somit ist Laufunruhe (LUR) ein häufiges Symptom, mit welchem sich die Werkstatt befassen muss und welches zielgerichtet diagnostiziert werden muss. Gleichzeitig sind jedoch in der Regel keine Messgrößen oder Hinweise auf die Fehlerursache vorhanden, da klassische On-Board Diagnosen vorrangig gesetzliche Anforderungen berücksichtigen und emissionsrelevante Funktionen im Steuergerät überwachen (vgl. [11]). Eine bereits spürbare LUR hat zumeist keine relevante Fehlerschwere, um einen Eintrag im Fehlerspeicher des Fahrzeugs hervorzurufen. Dies bedeutet für das Werkstattpersonal eine zeitintensive Fehlersuche. Unterstützend hierbei stehen sogenannte Werkstatttester¹ zur Verfügung, um Systemdiagnosen durchzuführen. Häufig sind aber auch hier die Abweichungen aufgrund der Fehler nicht groß genug, um eine zielgerichtete Diagnose zu erhalten, da das System nicht ausreichend angeregt wird, oder die relevanten Betriebsbereiche nicht erreicht werden. Somit ist der Erfolg der Reparatur sehr stark von der Erfahrung des Personals abhängig. Daher ist es zielführend bereits während des regulären Kundenbetriebs Informationen zum Fahrzeugstatus zu sammeln und in Abhängigkeit des Gesundheits- und Betriebszustandes erste Diagnoseergebnisse zu sammeln. Um auch kleine Fehler im System reproduzierbar identifizieren zu können, bedarf es Methoden, welche den Systemzustand überwachen und Informationen für die Werkstatt bereitstellen können. Dadurch ist es möglich, Kunden bedarfsgerecht in die Werkstatt zu rufen oder im besten Fall fehlerhafte bzw. degradierende Bauteile bereits während des regulären Serviceintervalls zu ersetzen. Durch diese Maßnahmen können Kundenzufriedenheit und Qualität gesteigert werden, bei gleichzeitig sinkenden Gewährleistungskosten.

In gleichem Maße relevant ist die Überwachung des Systemzustandes für Flottenbetreiber und für autonomes Fahren. Bei Carsharing ist dem Nutzer das Nominalverhalten des Fahrzeugs unbekannt und Abweichungen vom selbigen werden solange nicht erkannt, bis gravierende Mängel auftreten, oder es gar zu einem Liegenbleiben des Fahrzeugs kommt. Um die Fahr-

¹Werkstatttester sind externe Rechner, welche speziell zu Diagnosezwecken im Werkstattumfeld genutzt werden mit Zugriff auf das Motorsteuergerät. So können vom geschulten Werkstattpersonal Fehlerinformationen ausgelesen werden, oder automatisierte Diagnoseroutinen durchgeführt werden. Dabei können einzelne Aktoren gezielt angesteuert und die Systemantwort ausgewertet werden.

zeugverfügbarkeit garantieren zu können und Wartungen effizient planen zu können, ist es daher essenziell, regelmäßig Informationen zum Gesundheitszustand zu sammeln und zu überwachen. Beim autonomen Fahren muss im erweiterten Sinne für die ständige Sicherheit des Insassen gesorgt werden, da das Fahrzeug selbst eine Entscheidung zur aktuellen Fahrsituation trifft. Damit diese Entscheidung auf Basis aller verfügbaren Fahrfunktionen getroffen werden kann, ist die Überwachung des Systemzustandes von enormer Bedeutung: Kann beispielsweise durch den Antrieb nicht ausreichend Drehmoment zur Beschleunigung während eines Überholmanövers bereitgestellt werden, können Insassen gefährdet werden. Daher wird in dieser Arbeit eine Methodik erarbeitet, welche den Zustand des Antriebssystems in Bezug auf LUR überwachen und das schadhafte Baueil diagnostizieren kann.

1.2 Stand der Technik

Bereits in Abschnitt 1.1 ist vom „Symptom“ LUR die Rede. Bevor in den folgenden Unterabschnitten näher auf Konzepte und Methoden zur Diagnose von technischen Systemen eingegangen wird, sollen zunächst diagnosebezogene Begriffe wie Symptom definiert werden, welche in diesem Zusammenhang von Bedeutung sind. Die Nomenklatur orientiert sich an jener des SAFEPROCESS Komitees der IFAC, welche in [38] zusammengefasst und veröffentlicht wurde:

- *Symptom*: Ein Symptom ist eine Veränderung einer beobachtbaren Größe gegenüber seines Referenzverhaltens. Eine beobachtbare Größe ist in diesem Zusammenhang eine Empfindung bzw. ein Eindruck des Bedieners des technischen Systems und ist nicht im streng regelungstechnischen Sinn zu verstehen.
- *Residuum*: Abweichungen zwischen Messung und berechnetem Systemausgang dienen als Indikator eines Fehlers im System. Residuen bilden die Basis für die Diagnose.
- *Monitoring / Überwachung*: Kontinuierliche Echtzeitaufgabe zur Definition des Verhaltens eines physikalischen Systems durch Aufzeichnung von Informationen sowie Erkennen und Anzeigen von Anomalien im Verhalten.
- *Fehler*: Eine unzulässige Abweichung mindestens einer charakteristischen Eigenschaft oder eines Parameters des Systems von seiner zulässigen Standardausprägung. Dabei inkludiert die Definition entsprechende Fehlerklassen hinsichtlich Fehlerursache, Fehlerort oder Dynamik des Fehlers.
- *Diagnose*: Bestimmung von Art, Schwere und Ort des anliegenden Fehlers. Somit sind die Bereiche Fehlerdetektion, Fehlerisolation sowie Fehleridentifikation Teilgebiete der Diagnose. Letztere Begriffe werden im Abschnitt 1.2.2 weiter detailliert.

In den folgenden Unterkapiteln werden die Bereiche der Fehlerklassen sowie die Teilgebiete der Diagnose (Fehlerdetektion, -isolation und -identifikation) näher beschrieben. Weiterhin werden

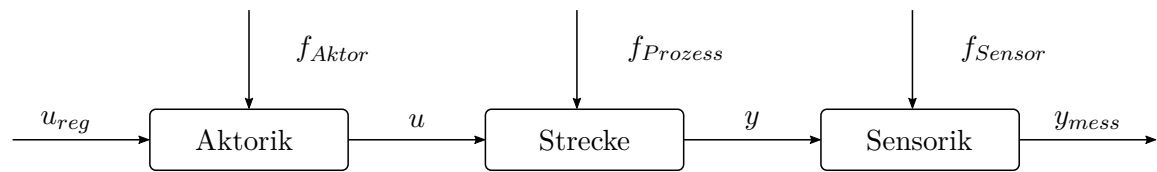


Abbildung 1.1: Fehlerklassifizierung nach Streckenteil.

Methoden zur Modellierung von physikalischen Systemen vorgestellt, welche als Grundlage für die Ableitung eines Diagnosesystems dienen.

1.2.1 Fehlerklassifizierung

Weicht die Ausgangsgröße des Systems bei definierten Eingangssignalen von seinem Normal- oder Sollzustand (im Weiteren Nominal- oder Referenzverhalten) ab, so liegt die Ursache entweder an einem Fehler im System oder an einer Störung auf das System. Dabei ist zu beachten, dass eine Störung nach [38] als unbekannte Eingangsgröße definiert ist, deren Einfluss bei der Fehlerdiagnose unterdrückt werden soll. Ein wesentliches Hilfsmittel, um Störungen von Fehlern zu differenzieren, sind Residuen, welche im Abschnitt zur Fehlerdiagnose (1.2.1) behandelt werden.

In [6] werden Fehler anhand der physikalischen Komponente unterschieden, an welcher der Fehler auftreten kann. So wird wie in Abbildung 1.1 gezeigt, zwischen Fehlern unterschieden welche auf Aktor, Prozess und Sensor wirken. Ein Aktorfehler definiert sich derart, dass die von der Regelung oder Steuerung vorgegebene Stellgröße nicht erreicht wird. Nimmt man eine lineare Strecke der Form $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}$ (vgl. [57]) an, so kann ein Aktorfehler in der folgenden Form dargestellt werden:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}(\mathbf{u} + \mathbf{f}_{Aktor}) \quad (1.1)$$

Aus Gleichung 1.1 geht hervor, dass sich ein Aktorfehler über die Eingangsmatrix \mathbf{B} direkt auf die Dynamik der Strecke auswirkt. Zur Veranschaulichung der Fehlerklassifizierung soll ein hydraulisches System betrachtet werden. Als Beispiel wird ein Kraftstoffsystem mit Common Rail Direkteinspritzung herangezogen, wie es auch in Kapitel 5 untersucht wird. Vereinfacht besteht das System aus einer Hochdruckpumpe, welche für den Aufbau und die Regelung des Solldrucks zuständig ist. Außerdem ist ein Leitungssystem zur Förderung des Mediums zu den Einspritzventilen vorhanden. Letztere sind für die exakte Zumessung der Kraftstoffmenge in den Brennraum verantwortlich. Zur Messung des aktuellen Drucks im Common Rail steht ein Drucksensor zur Verfügung. Als Aktorfehler kann beispielsweise ein Defekt an der Hochdruckpumpe auftreten, der eine geringere Fördermenge zur Folge hat und sich in einer Abweichung des Solldrucks bemerkbar macht. Folglich wirkt sich der Fehler im Aktor direkt auf die Strecke (Druckverlauf im Common Rail) aus und kann anhand Gleichung 1.1 modelliert werden.

Tritt innerhalb des Prozesses ein Fehler auf, spricht man von einem Prozessfehler. Dieser beeinflusst die Streckendynamik wie eine unbekannte, weitere Eingangsgröße:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}_{Prozess}\mathbf{f}_{Prozess} \quad (1.2)$$

Nach Gleichung 1.2 haben Prozessfehler die gleiche Wirkung auf die Strecke wie eine additive Störung. Bei der Modellierung und beim Entwurf der Diagnosemethodik ist es daher von Bedeutung, darauf zu achten, ob eine Einflussgröße als Störung auf das System identifiziert wird, oder als Fehler auf den Prozess aufgefasst wird. Entsprechend muss die Diagnose Fehler detektieren und isolieren, während hingegen Störungen unterdrückt werden müssen [38]. Als Beispiel für einen Prozessfehler kann ein Leck im Common Rail des hydraulischen Systems angeführt werden, welches in einem Druckabfall resultiert. Gleichzeitig können Temperatureinflüsse oder abweichende Stoffeigenschaften Störungen auf das System darstellen, welche den Druckverlauf auf ähnliche Weise verändern, jedoch nicht das Diagnoseergebnis beeinflussen dürfen. Aus den Gleichungen 1.1 und 1.2 sowie aus den beschriebenen Beispielen wird deutlich, dass Prozessfehler in gleicher Weise auf die Strecke wirken wie ein Aktorfehler: Beide Fehlertypen beeinflussen den Solldruckverlauf im Kraftstoffsystem. Als einziger Unterschied ist die Eingangsmatrix beim Prozessfehler hervorzuheben und man kann allgemein schreiben:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{E}_{Prozess} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_{Aktor} \\ \mathbf{f}_{Prozess} \end{bmatrix} \quad (1.3)$$

Zu berücksichtigen ist, dass hier nur additive Fehler betrachtet wurden, welche die Systemmatrix nicht beeinflussen. Fehler können jedoch durchaus einen Einfluss auf die Systemmatrix \mathbf{A} haben, wie anhand Abbildung 1.3 noch ausgeführt wird.

Schließlich können Fehler auch in der Sensorik auftreten. Dies ist beispielsweise bei einer Sensordrift des Drucksensors der Fall, wodurch ein Offset zwischen regulärem und gemessenem Signal entsteht und folglich ein zur Messung abweichendes Druckniveau im Rail vorliegt. Geht man weiterhin von einem linearen System mit der Ausgangsgleichung $\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x}$ aus (die Durchgangsmatrix wird hier nicht berücksichtigt), so lassen sich Fehler an Sensoren auf folgende Weise beschreiben:

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{E}_{Sensor}\mathbf{f}_{Sensor} \quad (1.4)$$

Um eine einheitliche Betrachtung der unterschiedlichen Fehlerklassen im Zustandsraum zu gewährleisten, können Sensorfehler derart modelliert werden, dass sie sich auf die Streckendynamik auswirken. In [66] werden deshalb Sensorfehler in Pseudoaktorfehler überführt. Die Zustands- und Ausgangsgleichung werden daraufhin durch jenen zusätzlichen Zustand erweitert, welcher die Dynamik der Sensorfehler beschreibt. Mit dieser Methodik ergibt sich ein erweitertes System, bei dem ausschließlich Aktorfehler auftreten. Allerdings hat diese Herangehensweise auch zwei große Nachteile: Durch das erweiterte System höherer Ordnung steigt der Implementierungsaufwand und es müssen zusätzliche Entwurfsparameter

berücksichtigt werden. Für eine mögliche Anwendung auf einem Seriensteuergerät führt dies zu erhöhten Anforderungen an die Hardware. Weiterhin muss die Dynamik des Sensorfehlers bekannt sein, um ein eindeutiges Ergebnis zu erhalten. Deshalb ist es oft zielführender, Sensorfehler nicht auf Pseudoaktorfehler zurückzuführen, sondern diese direkt zu behandeln, bzw. anhand der gewonnenen Information über die Residuen des Diagnosesystems auf einen Sensorfehler rückzuschließen. Fasst man die Gleichungen 1.3 und 1.4 zusammen, erhält man eine übersichtliche Darstellung der Fehlerklassifizierung im Zustandsraum:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{E}_{Prozess} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{E}_{Sensor} \end{bmatrix} \mathbf{f}\end{aligned}\tag{1.5}$$

Die Fehler werden im Fehlervektor \mathbf{f} zusammengefasst:

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_{Aktor} \\ \mathbf{f}_{Prozess} \\ \mathbf{f}_{Sensor} \end{bmatrix}\tag{1.6}$$

Eine weitere Möglichkeit Fehler zu klassifizieren ist die Unterscheidung nach deren Zeitverhalten (vgl.[43]). Wie in Abbildung 1.2 dargestellt unterscheidet man abrupte, plötzlich auftretende Fehler (*a*) sowie ansteigende Fehler (*b*) und intermittierende Fehler (*c*).

Ein abrupter Fehler (*a*) zeichnet sich durch einen plötzlichen, sprunghaften und gleichzeitig irreversiblen Anstieg der Abweichung vom Sollzustand aus. Als Beispiel kann der mechanische Bruch einer Feder aufgeführt werden. Diese Fehlerklasse kann nur schwer prognostiziert werden, da der Übergang von Nominal- zu Fehlverhalten innerhalb sehr kurzer Zeit stattfindet. Präventivmaßnahmen beschränken sich somit auf Ausfallwahrscheinlichkeiten, welche experimentell, z.B. in Dauerläufen, ermittelt werden müssen.

Liegt ein Fehler nicht dauerhaft an, so spricht man von einem unterbrochenem oder intermittierenden Fehler (*c*). Das Auftreten und Unterbrechen sind in der Regel sporadisch und zudem kann die Fehlerschwere stochastisch variieren. Ein typisches Beispiel für diese Fehlerklasse sind elektrische Kontaktflächen, deren Leitfähigkeit aufgrund von Korrosion sporadisch unterbrochen ist oder Einflüsse von elektromagnetischen Störungen, die sich auf das gemessene Signal auswirken können.

Bei dem in Abbildung 1.2 gezeigten Fall (*b*) handelt es sich um ansteigende oder auch schleichende Fehler, die häufig aufgrund von Alterungsprozessen auftreten. Betrachtet man das oben vorgestellte Kraftstoffsystem, so kann sich bei den Injektoren und der Pumpe aufgrund von Alterungserscheinungen der statische Durchfluss ändern. Dieser Prozess vollzieht sich in der Regel über einen längeren Zeitraum hinweg und wird in der Auslegung berücksichtigt. Werden jedoch zulässige Grenzen überschritten, muss das Diagnosesystem dies erkennen. Eine große Herausforderung besteht hierbei, dass das Diagnosesystem ausreichend sensitiv sein muss, um auch kleine Änderungen im Systemverhalten zu identifizieren. Zusätzlich kann in

dieser Fehlerklasse durch Monitoring des Gesundheitszustandes des Bauteils prädiktiv eine Ausfallwahrscheinlichkeit errechnet werden (vgl. [60]). Die Fehlerschwere bzw. die Änderung des den Fehler repräsentierenden Parameters wird als Funktion der Zeit aufgefasst und deren Verlauf anhand geeigneter Extrapolationsmethoden identifiziert. Schließlich können Fehler

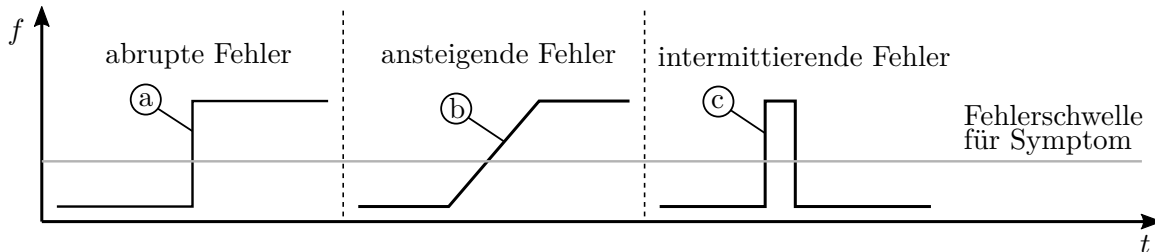


Abbildung 1.2: Fehlerklassifizierung nach Zeitverhalten.

auch dahingehend unterschieden werden, welche Wirkung sie auf das System haben. In diesem Fall unterscheidet man zwischen additiven und multiplikativen Fehlern. Additive Fehler können je nach Streckenanteil als Offset der Zustands-, Eingangs- sowie Ausgangsgrößen aufgefasst werden (Beispiel Sensoroffset durch Drift). Multiplikative Fehler dagegen werden durch Parameteränderungen der Systemmatrizen hervorgerufen, z.B. durch eine Änderung des Verstärkungsfaktors und der Zeitkonstanten. Die Darstellung aus Gleichung 1.5 muss um den multiplikativen Fehleranteil \mathbf{f}_{Mult} wie folgt erweitert werden:

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} + \mathbf{f}_{Mult}\mathbf{A})\mathbf{x} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{E}_{Prozess} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{f} \quad (1.7)$$

Ein multiplikativer Fehler im Kraftstoffsystem kann durch Ablagerungen am Injektor (beispielsweise Verkokung²) hervorgerufen werden. Aufgrund des verringerten statischen Durchflusses verändert sich der Gradient beim Druckeinbruch, wodurch sich die Systemparameter ändern.

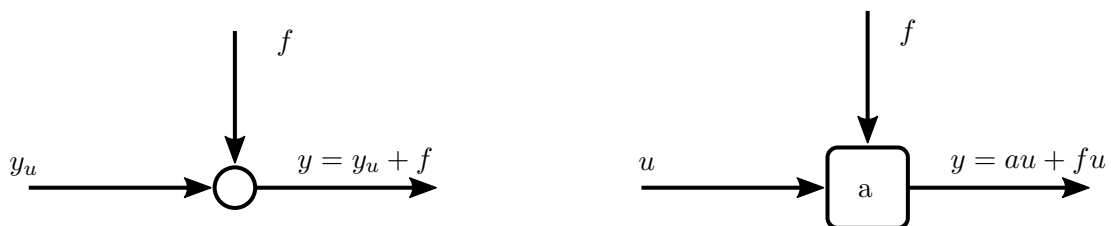


Abbildung 1.3: Fehlerklassifizierung nach Wirkung.

²Verkockungen bilden sich aufgrund von Kraftstoffresten, die sich nach der Einspritzung an der Injektorspitze sammeln. Durch eine unvollständige Verdampfung hochsiedender Kraftstoffanteile bleibt eine Ablagerung klebrig nasser Konsistenz zurück. Im weiteren Verlauf sammelt sich an der Kuppe des Einspritzventils immer mehr Kraftstoff an und es entstehen Diffusionsflammen, welche zu harten Ablagerungen führen, die wiederum Auswirkungen auf den Lochdurchmesser und den Durchfluss des Injektors haben.

1.2.2 Fehlerdiagnose

Nach [38] und [17] setzt sich die Diagnose von Fehlern aus den drei Teilbereichen Detektion, Isolation und Identifikation zusammen. Die Fehlerdetektion prüft, ob ein Fehler im System vorliegt oder nicht. Wird eine Abweichung erkannt, muss durch die Fehlerisolation der Ort bzw. das Bauteil extrahiert werden, an dem der Fehler anliegt. Zusätzlich wird die Art des Fehlers identifiziert. Die Fehleridentifikation ermittelt schließlich die Schwere des Fehlers und dessen Zeitverhalten. Anhand eines verkochten Injektors im Kraftstoffsystem können die einzelnen Schritte verdeutlicht werden: Zunächst muss das Diagnosesystem erkennen, ob eine ungewollte Abweichung vom Sollzustand vorhanden ist. Bei der Überwachung des Drucksignals kann so beispielhaft ein Fehler erkannt werden. Daraufhin muss diagnostiziert werden, dass der Fehler am Einspritzventil anliegt und, dass sich die eingespritzte Kraftstoffmasse reduziert hat. Abschließend muss identifiziert werden, um wie viel sich die Fördermenge reduziert hat und, ob der Fehler dauerhaft vorliegt.

Um die an die Diagnose gestellten Aufgaben zu erfüllen, sind Residuen als Fehlerindikatoren notwendig, die speziell für das zu überwachende System erzeugt und ausgewertet werden müssen. Residuen können mit unterschiedlichen Methoden entwickelt werden, die in Abschnitt 1.2.2 beschrieben werden.

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen aktiven und passiven Diagnosen. Aktive Diagnosen wirken auf die Stellgrößen im System ein und werten dessen Reaktion aus. Liegt diese außerhalb des Erwartungshorizonts, wird ein Fehler detektiert. Als Beispiel einer aktiven Diagnose kann die Auswertung der Sauerstoffspeicherfähigkeit des Katalysators herangezogen werden, bei der über die Einspritzung aktiv das Luft-Kraftstoffverhältnis verändert wird (vgl. [77]). Weitere Konzepte zu aktiven Diagnosen können [64] und [68] entnommen werden. Bei einem passiven Diagnosesystem dagegen wird kein Einfluss auf den physikalischen Prozess genommen, wie es auch in der vorliegenden Arbeit umgesetzt wurde.

Als weitere Teilaufgabe der Fehlerdiagnose kann nach [79] die Ermittlung und Analyse potentieller Fehler im System aufgeführt werden und deren Auswirkung auf das System. Durch ein Simulationsmodell können beispielsweise Systemparameter vertrimmt werden, die Aufschluss auf mögliche Fehlerquellen geben. Dies ist auch Teil der Systemanalyse und kann als Grundlage für die Modellierung betrachtet werden.

Residuenerzeugung

Zur Erzeugung von Residuen gibt es unterschiedliche Methoden und Konzepte (vgl. [14], [16], [24], [43]). Ein Fehlerindikator kann dabei je nach Methode der Fehlerdiagnose ein direktes Merkmal eines Messwertes sein, oder aber aus einer mathematischen Verknüpfung verschiedener Systemeigenschaften hervorgehen. Je nach Anforderung an das Diagnosesystem muss die Generierung der Residuen entsprechend angepasst werden. Anforderungen können beispielsweise die Robustheit und Reproduzierbarkeit der Diagnose sein, bei der eine eindeutige Isolation des Fehlers im Vordergrund steht. Als Gegensatz dazu kann ein Ziel auch eine

möglichst schnelle und sensitive Fehlererkennung sein, sodass bereits kleine Abweichungen frühzeitig erkannt werden können. Gerade im Automobilbereich ist eine ressourcensparende Umsetzung aufgrund eines hohen Kostendrucks von Bedeutung. Dies bezieht sich zum einen auf den Verbau von zusätzlichen Sensoren, aber auch auf die Verfügbarkeit von Rechen- und Speicherkapazität auf dem Steuergerät. Je nach Umfeld und des zu untersuchenden Systems müssen folglich diese Entwurfsparameter berücksichtigt und individuell angepasst werden. Die Fehlererkennung und Erzeugung von Residuen kann basierend auf [43] in folgende Bereiche gegliedert werden:

- Residuenerzeugung durch Hardwareredundanz
- Residuenerzeugung durch signalbasierte Methoden
- Residuenerzeugung durch signalmodellbasierte Methoden
- Residuenerzeugung durch prozessmodellbasierte Methoden

Im Falle einer Hardwareredundanz wird das System physikalisch parallel zum bestehenden System aufgebaut. Das Residuum kann analog Abbildung 1.4 direkt durch den Vergleich der Systemausgänge erhalten werden. Die Abweichung dient als Residuum für eine vollständige Fehlerdiagnose, da der Abgleich direkt aus dem Verhalten des fehlerhaften Systems mit dem redundanten, fehlerfreien System berechnet werden kann. Um ein möglichst gutes Diagnoseer-

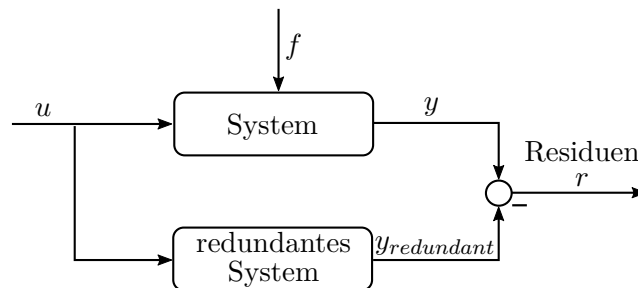


Abbildung 1.4: Residuenerzeugung durch Hardwareredundanz.

gebnis zu erhalten, ist es zielführend unterschiedliche Systeme zu verwenden. Am Beispiel eines Sensors könnte dies ein unterschiedlicher Hersteller, unterschiedliche Messprinzipien oder eine unterschiedliche Signalverarbeitung sein. Ab einer Anzahl von drei redundanten Systemen verfügt das Diagnosesystem über eine Fehlertoleranz, wodurch auch bei Anliegen eines Fehlers, insbesondere der Ausfall eines Sensors, das korrekte Ausgangssignal ermittelt werden kann. Der Vorteil dieser Art der Diagnose liegt in der hohen Zuverlässigkeit und den geringen Anforderungen an die Software, weshalb die Methode häufig in sicherheitskritischen Systemen angewendet wird, wie bei Sensorik im Flugzeugbau. Dem gegenüber steht ein hoher Aufwand durch die parallel ausgeführte Hardware, ein erhöhter Bedarf an Bauraum sowie hohe Kosten in der Herstellung und Wartung.

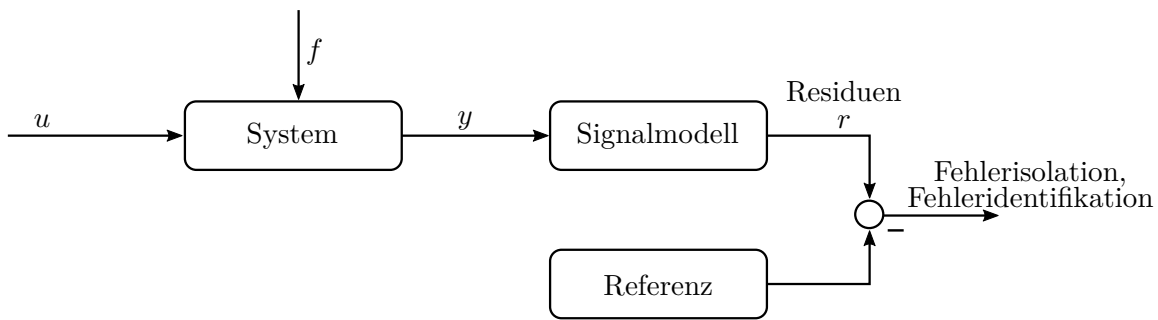


Abbildung 1.5: Fehlerisolation und -identifikation anhand Signalmodellen.

Bei signalbasierten Methoden wird das Residuum direkt aus dem Ausgangssignal gebildet, welches im einfachen Fall durch einen Sensor gemessen wird. So kann eine Grenzwert- oder Trendanalyse (vgl. Gleichung 1.8) durchgeführt werden, bei der das Residuum durch einen Abgleich zwischen gemessenem Signal und erlaubtem Grenzwert bzw. Trend gebildet wird.

$$\begin{aligned} Y_{min} < Y < Y_{max} \\ \dot{Y}_{min} < \dot{Y} < \dot{Y}_{max} \end{aligned} \quad (1.8)$$

Ein Vorteil dieser Methode liegt im geringen Implementierungsaufwand und damit einhergehend der geringen Anforderung an die auszuführende Hardware. Von Nachteil ist, dass eine Grenzwertanalyse lediglich eine Fehlerdetektion als Ergebnis liefert und vor allem bei vernetzten Systemen keine Fehlerisolation und -identifikation ermöglicht. Im Vergleich zur reinen Grenzwertanalyse bietet die Trendanalyse die Möglichkeit, durch Betrachtung von Gradienten eine Überschreitung des Maximalwertes frühzeitig zu erkennen und entsprechende Fehlerreaktionen einzuleiten. Daher kann es von Vorteil sein, die Trend- und Grenzwertanalyse zu kombinieren.

Bei der signalmodellbasierten Fehlererkennung werden die Residuen ebenfalls direkt aus einem oder mehreren Messwerten generiert, jedoch mit einer zusätzlichen Nachbearbeitung. Es werden Informationen über den Referenzzustand hinterlegt, also dem Verhalten des verarbeiteten Signals im fehlerfreien Zustand. Während des Betriebes werden dann durch das Diagnosesystem die verarbeiteten Signale mit dem hinterlegten Referenzverhalten verglichen. Je nach Ausprägung und Art des Fehlers bilden sich spezifische Muster von Abweichungen, welche es ermöglichen, den Fehler nicht nur zu erkennen, sondern auch Ort und Schwere des Fehlers zu ermitteln. Beispiele für die Verarbeitung der gemessenen Werte zu Signalmodellen sind die Spektralanalyse, Bandpassfilter oder die Kreuz- bzw. Autokorrelation. Die Implementierung dieser Methodik bringt höhere Anforderungen an die Rechen- und Speicherkapazität des Diagnosesystems mit sich, kann jedoch durch eine geeignete Auswertung mithilfe von Methoden der Mustererkennung sowie anhand von statistischen Methoden eine vollständige Fehlerdiagnose durchführen. Das schematische Vorgehen ist in Abbildung 1.5 beschrieben. Im Falle einer prozessmodellbasierten Logik wird das physikalische System, bestehend aus

Aktorik, Prozess und Sensorik durch mathematische Gleichungen abgebildet. Das Prozessmodell rechnet dann analog einer Hardwareredundanz (vgl. Abbildung 1.6) parallel zu dem technischen System, das es überwachen soll. Daher wird häufig auch von analytischer Redundanz gesprochen. Weicht der Systemausgang y vom modellierten Ausgang \hat{y} ab, kann auf den bzw. die Fehler zurückgeschlossen werden, beispielsweise mit Methoden der Mustererkennung. Eine wichtige Bedeutung kommt dabei der Generierung von \hat{y} zu. In Kapitel 5 werden unterschiedliche Methoden zur Berechnung von \hat{y} präsentiert und diskutiert. Zum einen können anhand eines Parameterschätzers vergangene Systemeingänge (gemittelt oder ereignisdiskret) gesammelt werden, anhand derer \hat{y} ausgerechnet wird. Dieses \hat{y} wird im Anschluss mit dem dazugehörigen Systemausgang y verglichen, sodass die Parameter iterativ angepasst werden, um den Modellfehler e (vgl. 1.10) zu minimieren. Das Ergebnis der Optimierung oder Parameterschätzung kann dann als Residuum verwendet werden. Die Optimierung der Parameter selbst kann unabhängig vom aktuellen Betriebspunkt durchgeführt werden. Bei der Zustandsbeobachtung dagegen werden die Eingangsgrößen aktuell (bzw. über eine definierte Zeitsequenz gemittelt) zur Prädiktion des Systemausgangs genutzt. \hat{y} drückt damit das Systemverhalten im nächsten Zeitschritt aus. Das Residuum wird gebildet, indem die Abweichung e zwischen Modell und realem Prozess zurückgeführt wird und das Prozessmodell iterativ anpasst. Das Residuum kann somit aus der Abweichung e direkt oder anhand der Modellanpassung durch die Rückführung gewonnen werden. Eigenschaft der Zustandsbeobachtung ist eine Onlineberechnung der Parameter, sodass das Zeitverhalten der Fehlerausprägung bei der Anwendung dieser Methode von Bedeutung ist (vgl. 5.11 in 5.3.2). Die Modellierung und deren Struktur wird im Abschnitt 1.2.3 genauer betrachtet.

Ähnlich wie bei Signalmodellen beschränkt sich der Aufwand zur Umsetzung des Prozessmodells auf die Software. Durch eine geeignete Modellierung des Prozesses können alle Aufgaben eines Diagnosesystems, von der Detektion bis hin zur Identifikation des Fehlers, umgesetzt werden. Zudem ist es möglich, in Abhängigkeit von der Wahl der Prozessparameter Schwere und Ort des Fehlers direkt abzulesen, ohne weitere Maßnahmen wie eine Mustererkennung durchführen zu müssen. Ein weiterer Vorteil der modellbasierten Methodik ist, dass nicht alle Fehler im System bekannt und zur Auslegung des Diagnosesystems durch Messungen vorhanden sein müssen. Bildet das Modell das technische System hinreichend genau ab, können Fehler simuliert werden, und es kann die Ursache von bislang unbekanntem Fehlern interpretiert werden. Zusätzlich kann durch eine Sensitivitätsanalyse die Auswirkung von sicherheitskritischen Fehlern untersucht werden, ohne die Hardware zu zerstören. Ein Überblick und Vergleich von signal- und modellbasierten Methoden ist in [30] gegeben. Grundlage für die genannten Potentiale und eine robuste Diagnose ist jedoch ein möglichst genaues Prozessmodell. Aus diesem Grund wird im Unterkapitel 1.2.3 näher auf die Methoden zur Modellierung physikalischer Systeme eingegangen. Nach [42] und [43] sind Paritätsgleichungen, Parameterschätzmethoden und Beobachter Beispiele für Prozessmodelle zur Generierung von Residuen.

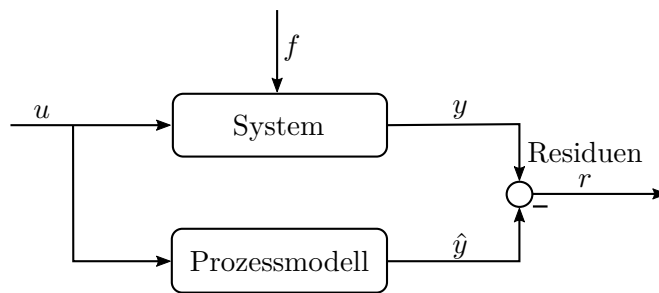


Abbildung 1.6: Fehlerisolation und -identifikation mit Prozessmodellen.

Eine weitere Variante zur Fehlererkennung sind Prozessmodelle auf Grundlage eines Black Box-Modells. Hier werden unterschiedlich geartete Netzwerke (z.B. Künstliche Neuronale Netzwerke, Bayes Netzwerke) anhand des Ein- und Ausgangsverhalten des zu untersuchenden Systems trainiert. Je nach Architektur des Diagnosesystems können so bekannte, zuvor trainierte Fehler erkannt werden, oder es können bislang unbekannte Abweichungen anhand statistischer Methoden extrahiert werden. Dabei repräsentiert die Struktur des Netzwerkes den physikalischen Prozess, welcher überwacht werden soll. Durch ein entsprechendes Training mit Daten des Referenzverhaltens oder Fehlverhaltens eines definierten Fehlerzustandes können Fehler identifiziert werden, ohne dass Kenntnisse über die physikalischen Zusammenhänge des Prozesses vorliegen müssen. Von Nachteil bei dieser Methodik ist, dass für das Training und eine reproduzierbare Diagnose eine möglichst große Datenmenge vorhanden sein muss - sowohl von fehlerfreien, als auch von fehlerbehafteten Messungen. Ein weiterer Nachteil ist, dass die Übertragbarkeit auf andere Systeme nur bedingt gegeben ist, bzw. nur unter Verlust von Sensitivität des Diagnosesystems aufgrund der Generalisierung. Zusätzlich ist die Interpretierbarkeit der gewonnen Residuen häufig nicht möglich. Aufgrund der genannten Nachteile rein datenbasierter Modelle, werden in dieser Arbeit physikalisch motivierte Modelle entwickelt. Beispiele zu Daten getriebene Diagnosemethoden im Automotive-Bereich finden sich in [3], [75], [76] und [72].

Residuenauswertung

Die Auswertung der Residuen generiert das finale Diagnoseergebnis zu Ort und Größe des Fehlers (vgl. [42] und [17]). Dabei kann einerseits heuristisches Wissen herangezogen werden, bei dem beispielsweise Grenzwerte auf Erfahrungen und Versuchen basieren. Darüber hinaus können auch statistische Verfahren wie Inferenzmethoden genutzt werden oder Klassifikationsmethoden. Ziel bei der Auswertung der Residuen ist es, immer möglichst viele Informationen auf effiziente Weise zu verarbeiten.

Klassifikationsverfahren müssen immer dann angewandt werden, wenn kein direkter Bezug zwischen Fehler und den generierten Residuen existiert. Bereits 1973 wurden von Jones [47] Residuenvektoren eingeführt, welche für jede Fehlerkonfiguration auf eine definierte Rich-

tung abstrahiert wurden. Dadurch kann durch die Auswertung der Richtung des Vektors ein Rückschluss auf den anliegenden Fehler gezogen werden. Durch Experimente mit unterschiedlichen Fehlerausprägungen werden dann die Zusammenhänge zwischen Vektoren und Fehlern erlernt bzw. trainiert. Durch Mustererkennungs- und Klassifikationsverfahren kann anschließend eine Diagnose durchgeführt werden. Häufig verwendete Methoden sind statistische Klassifikation mit und ohne Annahme einer definierten Verteilungsfunktion, neuronale Netze sowie Fuzzy-Klassifikation mit unscharfen Trennfunktionen.

Ist a priori Wissen über den Prozess z.B. durch eine entsprechende Modellbildung vorhanden, können die Zusammenhänge zwischen Residuum und Fehler durch kausale Beziehungen beschrieben werden. Diese lassen sich auch graphisch durch kausale Netze oder Wirkketten darstellen. Durch Inferenzmethoden wie der Fehlerbaumanalyse (vgl. DIN 25424) oder Ereignisablaufanalyse (vgl. DIN 25419) kann der Zusammenhang zwischen Fehler und Residuum durch einfache Wenn-Dann-Beziehungen verfolgt werden. Im einfachen Fall der Fehlerbaumanalyse erfolgt die Auswertung anhand Boole'scher Logik durch binäres Schließen. Diese Art der Analyse ist vor allem bei grenzwertbasierten Diagnosesystemen in Verwendung. Da Fehler und deren Ausprägung als Residuum häufig kontinuierlichen Charakter haben, wird unter anderem auf probabilistisches Schließen zurückgegriffen. Den Residuen werden Wahrscheinlichkeiten oder im einfacheren Fall eine unscharfe Menge oder Fuzzy-Menge, zugeordnet (vgl. Abbildung 1.7) und miteinander verknüpft. Im ersten Fall erfolgt die Auswertung der Netzstruktur über bedingte Wahrscheinlichkeiten nach dem Bayes Theorem (vgl. [44]). Von Nachteil ist hier der vergleichsweise hohe Aufwand zum Treffen der Annahmen über die Wahrscheinlichkeiten. Im letzteren Fall mit Fuzzy Regeln kann durch Auswertung der logischen Verknüpfungen bei der Inferenz und einer Defuzzifizierung (z.B. durch Schwerpunktberechnung) eine Aussage getroffen werden (vgl. [41]).

Zusätzlich muss bei der Auswertung der Residuen auf Modellunsicherheiten und auf charakteristische Schwankungen des Prozesses geachtet werden (siehe Abbildung 1.7). Je größer die Varianz des technischen Systems und die Ungenauigkeiten in der Modellbildung sind, desto ungenauer und weniger robust ist die spätere Diagnose. Bevor das Diagnosesystem entworfen werden kann, muss das Referenzverhalten untersucht werden sowie die Güte des Modells zur Abbildung des gesunden, als auch des fehlerbehafteten Systems.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, das Prozesswissen derart in den Residuen zu verankern, dass ein bestimmtes Residuum einem physikalischen Bauteil entspricht. Damit kann direkt der Ort des Fehlers bestimmt werden. Zusätzlich soll das Residuum auch eine Aussage zur Schwere des Fehlers liefern, indem es einen direkten Bezug zu einer physikalisch messbaren Größe herstellt (z.B. der Durchfluss eines Injektors) sowie deren Normalisierung auf das zu untersuchende Symptom (hier LUR). Der Hauptfokus soll daher auf die Generierung der Residuen liegen, um deren Auswertung und Nachbearbeitung so einfach wie möglich zu gestalten. Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass für ein vergleichbares Diagnoseergebnis eine einfache Methode der Fehlererkennung, wie eine rein signalbasierte Betrachtung, einen

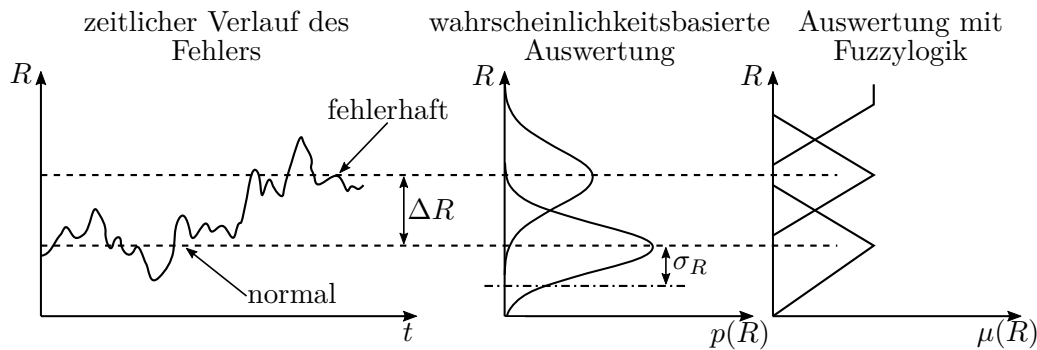


Abbildung 1.7: Prozessrauschen (links) und Zuordnung der Residuen zu Wahrscheinlichkeiten (Mitte) bzw. Fuzzy-Funktionen (rechts).

entsprechend erhöhten Aufwand bei der Auswertung der Residuen bedingt und umgekehrt.

1.2.3 Methoden zur Modellierung physikalischer Systeme

Nachfolgend wird ein Überblick über Methoden der Modellbildung gegeben, da diese maßgeblich die Diagnosemethodik und deren Ergebnis beeinflussen. Die Ausführungen sind an die Standardwerke von [8], [61], [39] und [40] angelehnt.

Grundsätzlich werden zwei Extrema bei der Systemanalyse und der daraus resultierenden Modellbildung unterschieden: Einerseits die theoretische Analyse, welche das Modell des physikalischen Prozesses auf dessen Grundgleichungen herleitet (White Box-Modell), andererseits die rein experimentelle Analyse, bei der das Modell durch das Messen der Ein- und Ausgangssignale definiert wird. Bei Black Box-Modellen besteht dann die Aufgabe darin, die Parameter einer zuvor definierten mathematischen Struktur so anzupassen, dass das reale Verhalten nachgebildet wird. Zusätzlich werden nichtparametrische Modelle, die durch Frequenzgangmessungen, Korrelationsanalysen oder Spektralanalysen gewonnen werden, zur Kategorie der experimentellen Modellbildung gezählt. In beiden Fällen werden analytisch Modellparameter ermittelt, die im Fall einer theoretischen Modellbildung eine direkte, physikalische Bedeutung haben, während die Parameter der datenbasierten Modelle nur sehr schwer interpretierbar sind. Da die gewonnenen Modellparameter meist für Residuen stehen, wird deutlich, dass bei Black Box-Modellen für die Auswertung der Parameter mehr Aufwand erforderlich ist. Auf der anderen Seite ist zu erwähnen, dass die Herleitung theoretischer Modelle in der Regel aufwendiger wird, je komplexer die physikalischen Zusammenhänge und Querwirkungen des zu untersuchenden Systems sind.

In Abbildung 1.8 sind die beschriebenen Konzepte sowie der grundlegende Ablauf bei der Erstellung eines Modells dargestellt. Wie durch die zurückgeführten Pfeile angedeutet, ist die Modellierung eines technischen Systems ein iterativer Prozess. In der Regel werden während des Durchlaufens der verschiedenen Schritte Erkenntnisse gewonnen, welche eine

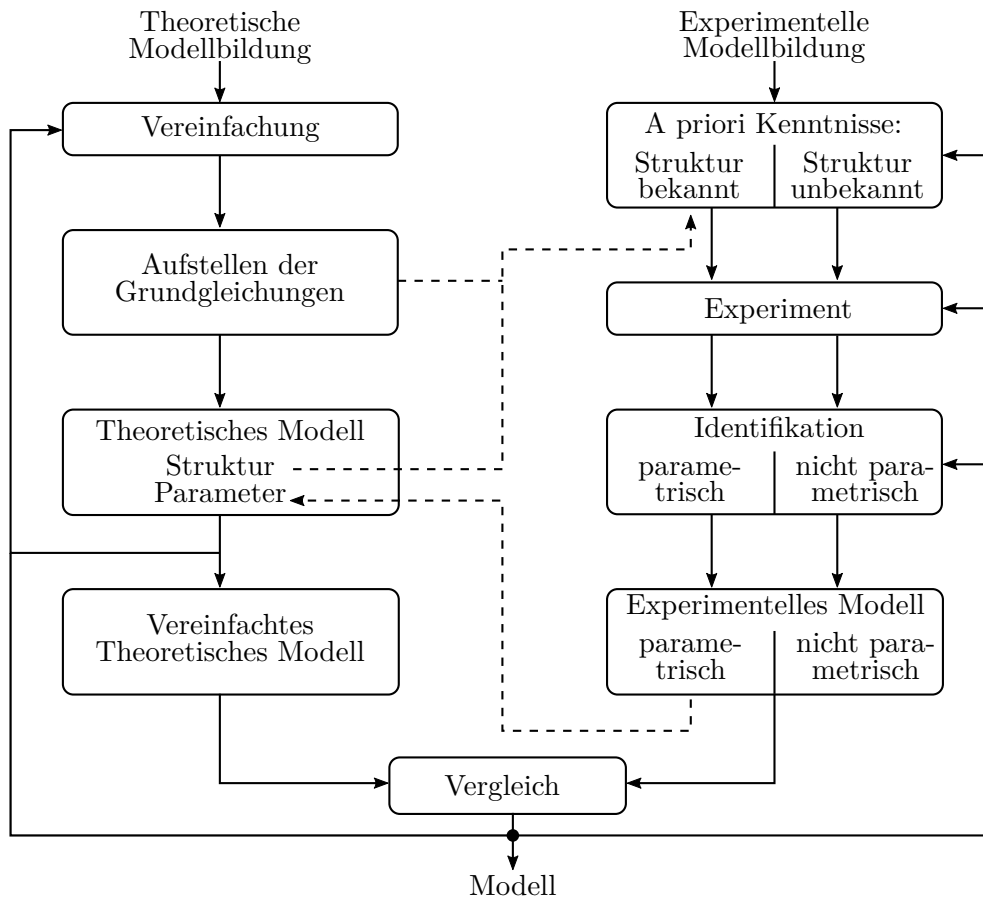


Abbildung 1.8: Methoden zur Analyse von physikalischen Systemen.

Überarbeitung der ursprünglichen Annahmen oder der bekannten Struktur erfordert. Beispiele sind eine nicht ausreichende Güte des Modells oder fehlende Informationen, welche in zusätzlichen Modellparametern berücksichtigt werden müssen. Des Weiteren muss je nach Anwendungsfall entschieden werden, welche Form der Systemdarstellung am geeignetsten für die Anforderung ist: Durch die theoretische Herangehensweise können im diagnostischen Zusammenhang z.B. Fehler simuliert werden oder Sensitivitäten einzelner Residuen ermittelt werden, ohne dass das technische System in Hardware vorliegt. Zusätzlich kann das Modell bei definierter Struktur durch Anpassung von Systemkonstanten auf verwandte technische Problemstellungen angewandt werden. Bei der experimentellen Analyse muss die ausführende Hardware in Teilen oder gesamthaft vorhanden sein. Die Ableitung eines Modells ist häufig schneller, da verschiedene Methoden auf das gemessene Ein- und Ausgangsverhalten direkt angewandt werden können. Zudem kann das Prinzip aufgrund der unterschiedlichen Methodiken (Look-up Table, polynomiale Modelle, Modelle mit radialer Basisfunktion, neuronaler Netze, etc.) für praktisch beliebig komplexe Problemstellungen genutzt werden. Dadurch, dass die Parameter in der Regel nur Zahlenwerte darstellen und keinen funktionalen Zusammenhang mit den physikalischen Daten des Systems, ist eine Übertragbarkeit auf andere Systeme

schwieriger. In Abbildung 1.8 ist dies durch die strichlierten Pfeile verdeutlicht: Durch eine zunächst theoretische Betrachtung kann eine vereinfachte mathematische Struktur des Modells abgeleitet werden. Häufig sind die Systemgleichungen nicht explizit lösbar, zu kompliziert oder nicht vollständig, sodass über experimentelle Methoden Modellparameter identifiziert werden müssen, welche das Systemverhalten vollständig beschreiben. Genauso kann die experimentelle Analyse zur Validierung der theoretischen Herleitung und zur Ermittlung von Parametern dienen, die auf andere Art nicht genau genug zu erhalten sind.

Im Folgenden werden Methoden vorgestellt, welche sich auf prozessmodellbasierte Diagnosen beziehen und in dieser Arbeit verwendet werden. Zunächst wird das Konzept des Parameterschätzers vorgestellt: Ist die mathematische Struktur durch eine theoretische Analyse zumindest teilweise bekannt, können durch das Systemverhalten Parameter identifiziert werden, die den physikalischen Prozess nachbilden. Diese Parameter können dann wiederum als Residuen für die Diagnose ausgewertet werden. Ist die Übertragungsfunktion $B(s)/A(s)$ bekannt, wird je nach Aufbau des Schätzers der Modellfehler e aus den Gleichungen oder aus dem Ausgang minimiert. Der Gleichungsfehler wird aus den Eingangsgrößen u und der rückgeführten Ausgangsgröße y berechnet:

$$e = y\hat{A}(s) - u\hat{B}(s) \quad (1.9)$$

Umgekehrt wird der Ausgangsfehler aus dem geschätzten Ausgang \hat{y} , welcher durch die identifizierte Übertragungsfunktion $\hat{A}(s)/\hat{B}(s)$ gebildet wird, und dem gemessenen Ausgang y berechnet:

$$e = y - \hat{B}(s)/\hat{A}(s) * u \quad (1.10)$$

Die jeweilige Struktur ist in Abbildung 1.9 gezeigt.

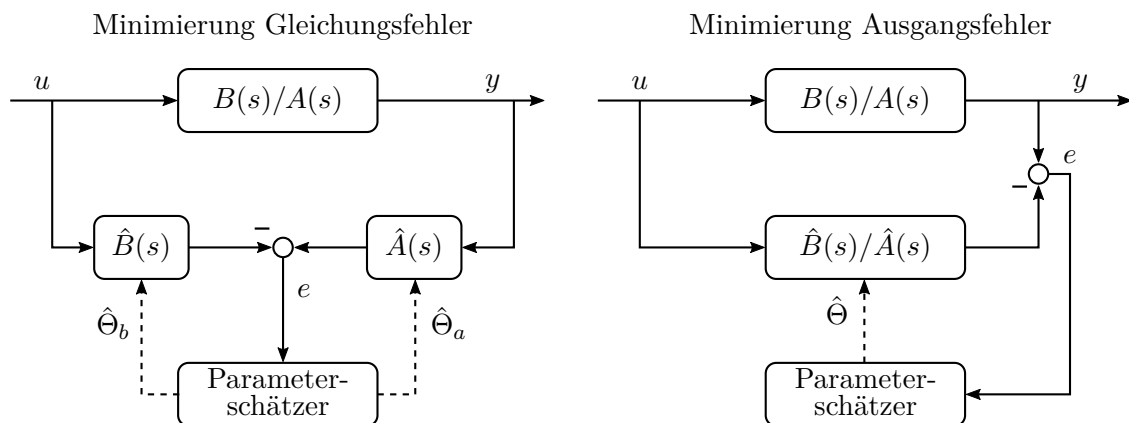


Abbildung 1.9: Parameterschätzung zur Residuenerzeugung. Links ist die Struktur zur Minimierung des Gleichungsfehlers dargestellt, rechts die Minimierung des Ausgangsfehlers.

Sind die Prozessparameter eines Systems bekannt, lässt sich ein Modell nach der Struktur eines Zustandsbeobachters [43] oder Zustandsschätzers [58] aufbauen. Mithilfe der aus der theoretischen Analyse gewonnenen Differentialgleichung wird das System in den Zustandsraum transformiert (vgl. [57]). Der Beobachter kann dann anhand der gewonnenen Systemmatrix \mathbf{A} , der Eingangsmatrix \mathbf{B} und der Ausgangsmatrix \mathbf{C} aufgebaut werden wie in Abbildung 1.10 verdeutlicht. Zustandsbeobachter sind speziell geeignet für einen deterministischen

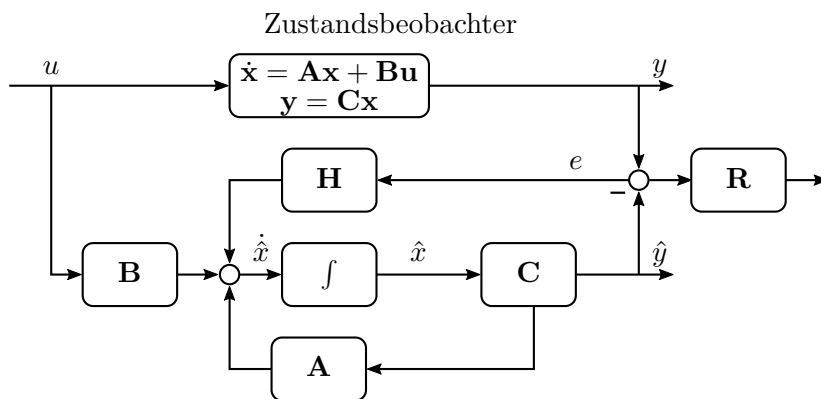


Abbildung 1.10: Modellstruktur eines Zustandsbeobachters. Durch den Vergleich von modelliertem und gemessenem Ausgang, können die Residuen \mathbf{R} gewonnen werden.

Anfangszustand der Zustandsgrößen \mathbf{x} und Eingangsgrößen \mathbf{u} . Voraussetzung ist, dass sich Fehler in Form einer Änderung von Zustandsvariablen Δx_i modellieren lassen [43]. Wie im Strukturbild 1.10 gezeigt, dient die Abweichung e zum einen über die Matrix \mathbf{H} als Feedback des Beobachters auf die Zustandsgleichung, zum anderen über die Matrix \mathbf{R} der Generierung von Residuen. Somit kann wie in Abschnitt 1.2.2 beschrieben ein Prozessmodell entwickelt werden, das ein Residuum anhand der Differenz zwischen modelliertem und gemessenem Ausgang ermittelt. In [43] wird für Systeme, für welche die Rekonstruktion der Zustandsvariablen nicht erforderlich ist, zusätzlich eine leicht abgeänderte Struktur präsentiert, die als Ausgangsbeobachter bezeichnet wird.

Im Vergleich dazu sind Zustandsschätzer optimiert für deterministische Initialbedingungen und stochastische Störungen. Diese Struktur kann zur Fehlerdiagnose von additiven Aktor- und Prozessfehlern als Störungen auf den Eingang genutzt werden sowie von additiven Sensorfehlern als Störung auf die Ausgangsgrößen des Systems. Eine häufig angewandte Form des Zustandsschätzers zu Diagnosezwecken ist der Kalman Filter für zeitdiskrete Signale. Die Struktur des Kalman Filters ist in Abbildung 1.11 dargestellt. Aus diesem Schema hat Rudolf E. Kalman die Grundgleichungen für Prädiktion und Korrektur seines gleichnamigen Filters abgeleitet [49]. Die Gleichungen und deren Herleitung sind übersichtlich in [58] dargestellt und hergeleitet. Eine wichtige Voraussetzung für die Anwendung der Gleichungen sind die Unkorreliertheit von Schätzfehler und Systemrauschen sowie von Schätzfehler und

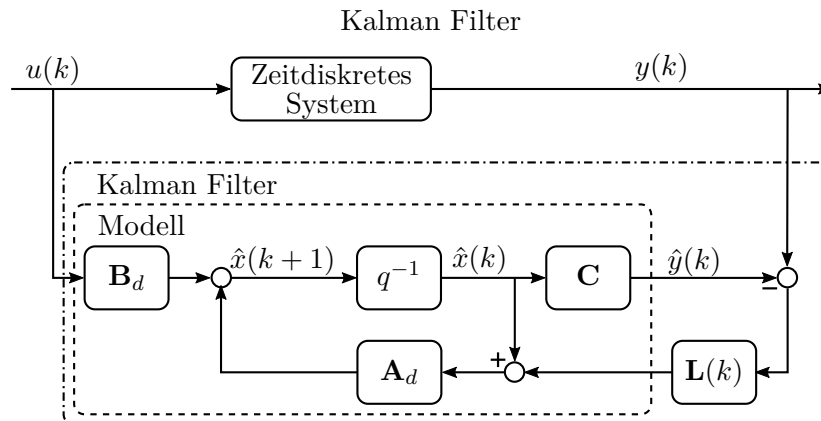


Abbildung 1.11: Struktur des Kalman Filters.

Messrauschen. Weiterhin haben Rauschgröße und Schätzfehler mittelwertfrei oder weiß bzw. normalverteilt zu sein.

1.3 Aufbau und Zielsetzung der Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine Methodik zu entwickeln, die effizient das fehlerhafte Bauteil identifiziert, welches einen unruhigen Motorlauf verursacht. Es soll anhand des Symptoms oder der Kundenbeschwerde LUR an einem Ottomotor gezeigt werden, dass durch Identifikation der Wirkzusammenhänge und Anwendung modellbasierter Methoden in unterschiedlichen Ausprägungen Informationen über den aktuellen Systemzustand und die Fehlerschwere gewonnen werden können. Der Systemzustand und dessen Detaillierung sollen anhand des physikalischen Prozesses in verschiedene Ebenen gegliedert werden, um bei der Isolation der Ursache keine Querwirkungen von unterschiedlichen Fehlern zu missachten. Gerade in komplexen, geregelten Systemen wie dem Verbrennungsmotor ist es besonders herausfordernd, Folgeaktionen durch Regeleingriffe und daraus resultierende Querwirkungen vom ursprünglich auftretenden Fehler zu differenzieren. Daher sollen modellbasierte Methoden eingeführt werden, die anhand des physikalischen Prozesses spezifisch auf die Identifikation und die Isolation der Fehlerursache ausgerichtet sind.

Weiterhin soll nicht nur die Ursache des Symptoms untersucht werden, sondern auch dessen Ausprägung und Effekt. Im konkreten Beispiel LUR am Ottomotor soll somit ein Zusammenhang zwischen der Schwere der Anregung durch Fehler im Verbrennungsprozess und der Wahrnehmbarkeit durch den Menschen hergestellt werden. Jene Schwelle ist anschließend entscheidend, um Informationen zu degradierenden Bauteilen zu sammeln, noch bevor eine Beeinträchtigung des Fahrkomforts stattfindet. Neben der Ausprägung des Symptoms ist es zusätzlich essentiell, dessen Verhalten überwachen zu können. Dies bedeutet eine Methodik zu

entwickeln, welche robust bereits kleine Abweichungen von der Führungsgröße LUR erkennt und diese entsprechend ihrer Auswirkung interpretiert.

Im Anschluss gilt es, die Ursache des Symptoms zu identifizieren. Dabei sollen zunächst die Einflüsse der zur Verbrennung relevanten Teilprozesse separiert werden, um bereits auf höherer Ebene und nicht am Bauteil selbst eine Diagnose durchzuführen. So können erste Indizien für eine schrittweise Isolation der Fehlerursache gesammelt werden, ohne das gesamte System Verbrennungsmotor analysiert zu haben. Wird der vom Sollzustand abweichende Teilprozess erkannt, so muss dieser durch modellbasierte Methoden im nächsten Schritt genauer untersucht werden, um die fehlerhafte, kleinste tauschbare Einheit zu extrahieren.

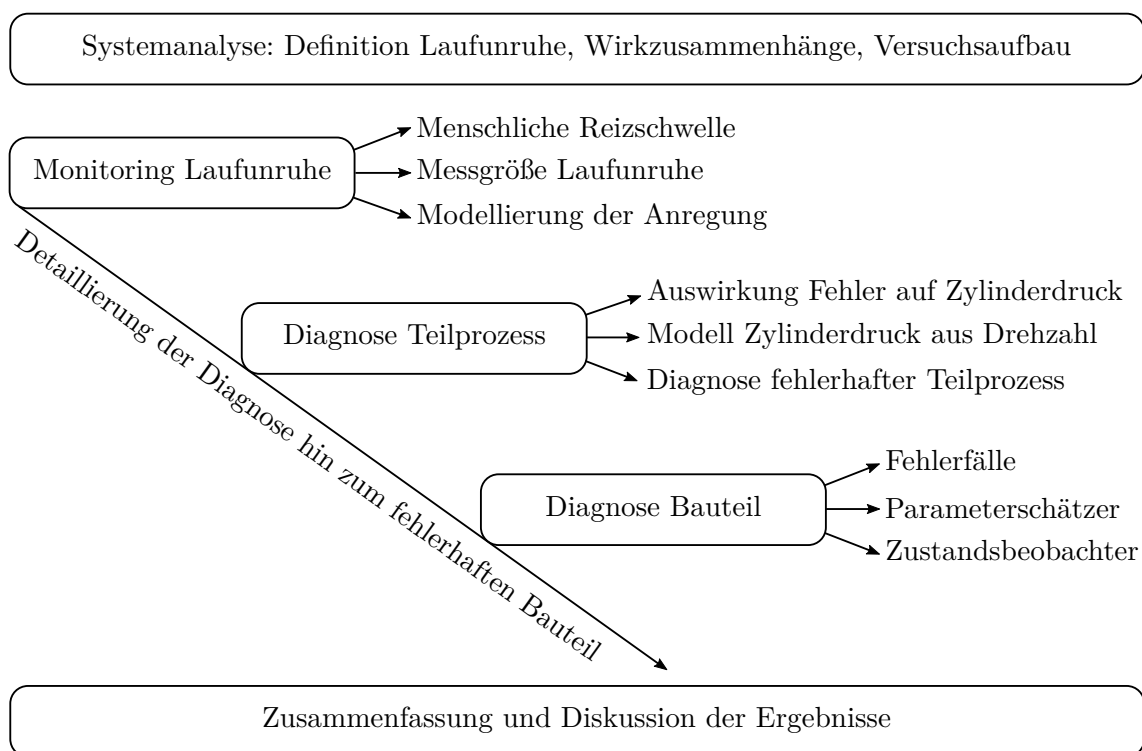


Abbildung 1.12: Aufbau und Struktur der Arbeit

Die genannte Zielsetzung soll wie in Abbildung 1.12 gezeigt anhand des Aufbaus der Arbeit schrittweise erfüllt werden: Zunächst werden in Kapitel 2 die notwendigen Rahmenbedingungen erläutert. Der Versuchsträger, anhand dessen die Methodik entwickelt wird, sowie die für die Herleitung der Modelle relevante Messtechnik werden vorgestellt. Zudem wird LUR als physikalischer Prozess definiert und es werden Systemgrenzen für die Untersuchungen gesetzt. Schließlich wird das Analysekonzept vorgestellt, welches in den Folgekapiteln im Detail hergeleitet wird.

In Kapitel 3 wird die oberste Ebene des Algorithmus behandelt. Hier wird zunächst anhand einer Probandenstudie die Reizschwelle abgeleitet, ab welcher der Fahrer eine LUR wahrneh-

men kann. Um die Anregung des Fahrers durch den Motor für weitere Analysen zugänglich zu machen, wird ein Modell im Sinne eines virtuellen Sensors entwickelt, der die Anregung auf die Karosserie wiedergibt. Mithilfe des Modells wird weiterhin die Quelle der Anregung identifiziert.

In Kapitel 4 wird anschließend eine Methodik eingeführt, die für eine effiziente Systemdiagnose den fehlerhaften Teilprozess isoliert. Es werden anhand von Fehlern in den Teilprozessen Ansaugluft, Einspritzung und Zündung deren Auswirkung auf die resultierende Drehzahlabweichungen untersucht, die wiederum Ursache für die Schwingungsanregung ist. In den entsprechenden Unterkapiteln werden Modelle zur Berechnung des Drehzahl- und Zylinderdruckverlaufs hergeleitet. Im Anschluss werden durch eine Sensitivitätsanalyse die Einflussgrößen des Druckverlaufs auf die Drehzahl und der resultierenden LUR untersucht. Diese sind wiederum Basis für die Herleitung der Methodik zur Rekonstruktion des Zylinderdruckverlaufs, anhand dessen Modellparameter die Diagnose des Teilprozesses umgesetzt wird (Kapitel 4.3).

Wurde das verantwortliche Subsystem erkannt, muss in diesem eine entsprechende Analyse des physikalischen Prozesses stattfinden. Dies wird exemplarisch für das Kraftstoffsystem in Kapitel 5 durchgeführt. Nach der Beschreibung des untersuchten Systems inklusive möglicher Fehlerquellen (Kapitel 5.1) wird der Prozess zur Kraftstoffförderung und zum Druckaufbau modelliert. Dabei werden unterschiedliche Formen der Parameterschätzung verwendet sowie ein Ansatz mithilfe eines Zustandsbeobachters. Die Anwendung als Diagnosesystem wird abschließend diskutiert.

Schließlich wird die Methodik anhand von unterschiedlichen Fehlern validiert. So soll gezeigt werden, dass anhand der schrittweisen Verfeinerung der Modelltiefe entsprechend der Wirk-richtung des Prozesses Fehler im Kraftstoffsystem isoliert werden können, welche das Symptom LUR, verursachen.

Im abschließenden Kapitel 6 werden die Ergebnisse diskutiert und ein Ausblick für die Anwendung der Methodik gegeben.

2 Systemanalyse

Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen und Rahmenbedingungen für die spätere modellbasierte Diagnose dargestellt. Die Methodik wird anhand eines Versuchsträgers hergeleitet, bei dem es sich um einen BMW 530i mit einem Vierzylinder Ottomotor mit Turboaufladung und Direkteinspritzung handelt. Die technischen Daten können Tabelle 2.1 entnommen werden.

Eigenschaft	Ausprägung
Funktionsprinzip	4-Takt Otto
Hubraum	1998 <i>ccm</i>
Anzahl Zylinder	4
Maximale Leistung	180 <i>kW</i>
Maximales Drehmoment	380 <i>Nm</i>
Maximaldrehzahl	6500 <i>1/min</i>
Ladungswechsel	Valvetronic
Aufladung	Abgasturbolader
Gemischaufbereitung	Direkteinspritzung

Tabelle 2.1: Technische Daten des Versuchsträgers.

Alle untersuchten Komponenten entsprechen dem Stand der Technik für aktuelle in Serie produzierte Fahrzeuge. Zur Herleitung der Modelle für die spätere Diagnose wurden lediglich Zusatzsensorik und -messtechnik verwendet. Der messtechnische Aufbau ist in Abschnitt 2.3 erläutert. Zuvor wird in Abschnitt 2.1 definiert, was LUR als physikalischer Prozess bedeutet und wo die Systemgrenze für die Untersuchungen gesetzt werden. Im Anschluss (Abschnitt 2.2) wird anhand dessen das Analysekonzept vorgestellt, das diejenige Abweichung identifizieren soll, welche für die LUR verantwortlich ist.

2.1 Definition von ottomotorischer Laufunruhe

Der Begriff LUR beschreibt im Rahmen dieser Arbeit eine Schwingungsanregung auf den Fahrer durch das Fahrzeug, welche vom Soll- beziehungsweise Referenzzustand abweicht. Grundsätzlich muss wie in [59] beschrieben zwischen einem körperlich spürbaren Frequenzbereich (bis ca. 20 Hz) und hörbaren Bereich (ab ca. 100 Hz) unterschieden werden sowie einem Übergangsbereich: Letzterer befindet sich zwischen 20 Hz und 100 Hz. Zusätzlich können nach [90] Schwingungsphänomene im Kraftfahrzeug in vier Gruppen gegliedert werden, je nach Art ihrer Anregung: Fahrbahnerregte, raderregte und motorerregte Schwingungen sowie Karosserie-schwingungen aus der Struktur-dynamik. Betrachtet man speziell motorerregte Schwingungen,

werden wiederum die folgenden Effekte differenziert: Längsdynamikanregungen, die durch Triebstrangschwingungen bei Lastwechseln entstehen, Reibschwingungen aufgrund schlupfender Kupplung, Start-Stopp-Schwingungen sowie Leerlaufschwingungen. Die genannten Vibrationen werden während der Entwicklung des Fahrzeugs durch eine gezielte Auslegung der Feder-Dämpferelemente sowie der rotierenden Massen im Motor und Triebstrang auf ein dem Komfortanspruch entsprechendes Minimum reduziert. Sie können jedoch nicht komplett eliminiert werden. Neben mechanischen Maßnahmen kann zusätzlich durch den Verbrennungsprozess Einfluss auf das Schwingverhalten genommen werden. Zum einen beeinflusst das Drehzahlniveau maßgeblich die Auswirkung der Anregung und das Treffen ungewünschter Eigenfrequenzen. Zum anderen ist der Druckaufbau während des Verbrennungsprozesses entscheidend, da durch den Druckgradienten die Kurbelwelle beschleunigt wird und der Triebstrang so aufgrund seiner Trägheit ein Gegenmoment erzeugt, welches als Schwingung in das Fahrzeug eingeleitet wird. Im fehlerfreien Zustand sind mechanischer Aufbau wie auch die Verbrennungsregelung derart aufeinander abgestimmt, dass die Schwingungseinwirkung auf den Fahrer möglichst klein ist. Ein vom Insassen wahrgenommenes Symptom LUR kann somit genau dann entstehen, wenn entweder mechanische Defekte im Mehrmassen-Schwingsystem des Antriebsstranges auftreten, oder wenn eine Anregung durch eine irreguläre Verbrennung stattfindet.

Ottomotorische LUR wird deshalb im vorliegenden Fall wie folgt definiert: *Eine Schwingungsanregung, welche sich einerseits im vom Körper spürbaren Bereich beziehungsweise in dessen Übergangsbereich befindet (es werden keine akustischen Phänomene größer 100 Hz betrachtet), bei der zusätzlich die Amplituden ein Maß überschreiten, welches vom Fahrer als unangenehm empfunden werden. Es werden explizit verbrennungsinduzierte Schwingungen betrachtet, also Anregungen, welche durch den Motor hervorgerufen werden und ihre Ursache nicht in einem mechanische Defekt des Triebstranges haben.*

Ein besonderes Augenmerk bei der Detektion der Fahreranregung wird auf Leerlaufschwingungen gelegt. Durch die niedrige Drehzahl können rotierende Massen aufgrund der verringerten Drehträgheit Unförmigkeiten in der Drehmomententfaltung schlechter kompensieren. Nach [90] werden im Leerlauf unterschiedliche Schwingungsformen angeregt (vgl. Abbildung 2.1 links). Für ein zur Fahrzeugachse längs verbautes Aggregat, analog der Anordnung im Versuchsträger, können drei Hauptschwingformen identifiziert werden, die sich in Abhängigkeit des Leerlaufdrehzahlniveaus kritisch auf den Fahrer auswirken können: man unterscheidet Aggregatwanken in den Motorlagern, das in einer Anregungsfrequenz von etwa 13-15 Hz resultiert. Weiterhin können gegenläufige Aggregat-Fahrzeug-Querschwingungen auftreten mit etwa 9-11 Hz sowie Fahrzeugwanken auf der Reifenfeder, welche eine Schwingung von etwa 5-7 Hz induzieren. Die genannten Frequenzbereiche werden in der VDI-Richtlinie 2057 ([1]) bezüglich der Auswirkung auf den Menschen bewertet (vgl. Abbildung 2.1 rechts). Für eine Ganzkörperschwingung nach [2] wurden unterschiedliche kritische Erregerfrequenzen zwischen 0,1 Hz und 20 Hz identifiziert. Gerade im leerlaufnahen Bereich werden damit

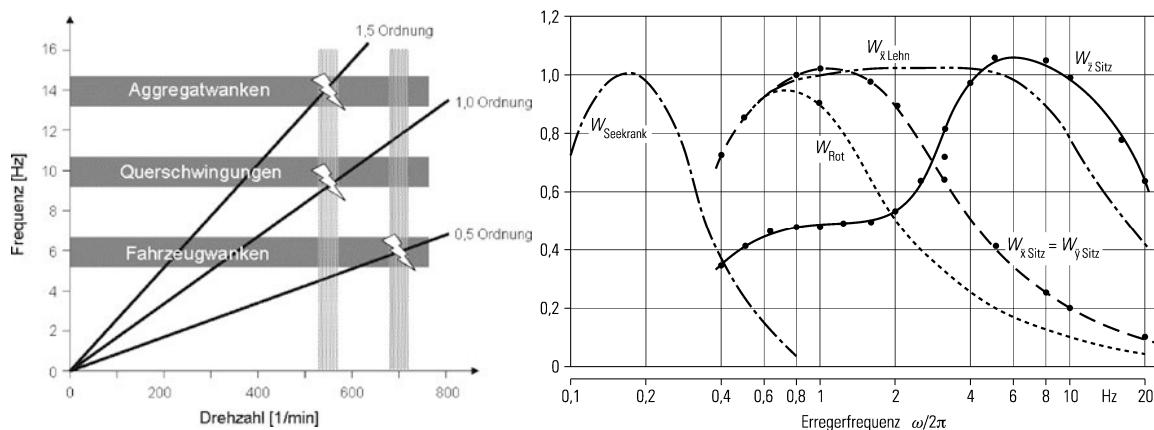


Abbildung 2.1: Anregungsquellen im Leerlauf nach [90]: Die Ordnung gibt das Verhältnis aus der Anregungsfrequenz des Motors und der resultierenden Frequenz der LUR wieder; der Resonanzfall ist mit einem Blitz gekennzeichnet. (links). Bewertungsfaktoren als Funktion der Erregerfrequenz für den sitzenden Menschen nach [1] (rechts).

für den Menschen besonders kritische Frequenzbereiche getroffen. Ein weiterer Grund für eine Detektion des Symptoms LUR gerade im Leerlauf ist, dass der Fahrer keinen anderen Einflüssen ausgesetzt ist und seine Aufmerksamkeit explizit auf eine Schwingungsanregung durch den Motor richten kann. Im Fahrbetrieb ist der Fahrer in der Regel von der Fahraufgabe derart eingenommen, dass Schwingungen zum Teil gar nicht wahrgenommen werden können. Zusätzlich überlagern sich während der Fahrt unterschiedliche Anregungsquellen, bei denen vor allem die Fahrbahnbeschaffenheit ein gewichtiger Einflussfaktor ist. [65] gibt einen Überblick über Eigenschaften von Fahrbahnunebenheiten und deren Modellierung. Aufgrund der hohen Komplexität zur Abbildung von Einzelhindernissen, regellosen oder stochastischen Unebenheiten sowie periodischen Anregungen durch die Fahrbahn, würde der Modellierungsaufwand sowie die benötigte Rechenkapazität bei der Berücksichtigung von Fahrbahnunebenheiten unverhältnismäßig ansteigen. Um also eine isolierte Anregung des Fahrers durch den Verbrennungsvorgang identifizieren zu können, ist eine Beschränkung auf den Leerlauf zielführend.

Abbildung 2.2 zeigt vereinfacht das in dieser Arbeit untersuchte System. Um die Fehlerursache des Symptoms „ottomotorische LUR“ zu identifizieren, muss die Wirkkette analysiert werden, damit eine geeignete Diagnosemethodik entwickelt werden kann.

Wie in Abbildung 2.2 verdeutlicht, werden für eine Verbrennung bei einem Ottomotor die drei Komponenten Luft q_{lft} , Kraftstoff q_{kst} und Zündenergie e_{znd} benötigt. Die durch die Gemischaufbereitung und den Zündfunken freigesetzte thermische Energie kann so in eine Druckarbeit p_{zyl} umgewandelt werden, welche über den Kolben und der Kurbeltriebskinematik in einer Rotation der Kurbelwelle n_{kw} resultiert, mit dem Ergebnis einer zyklischen Beschleunigung der Kurbelwelle (vgl. [5]). Am Beispiel des Versuchsträgers mit einem Vierzylinder-

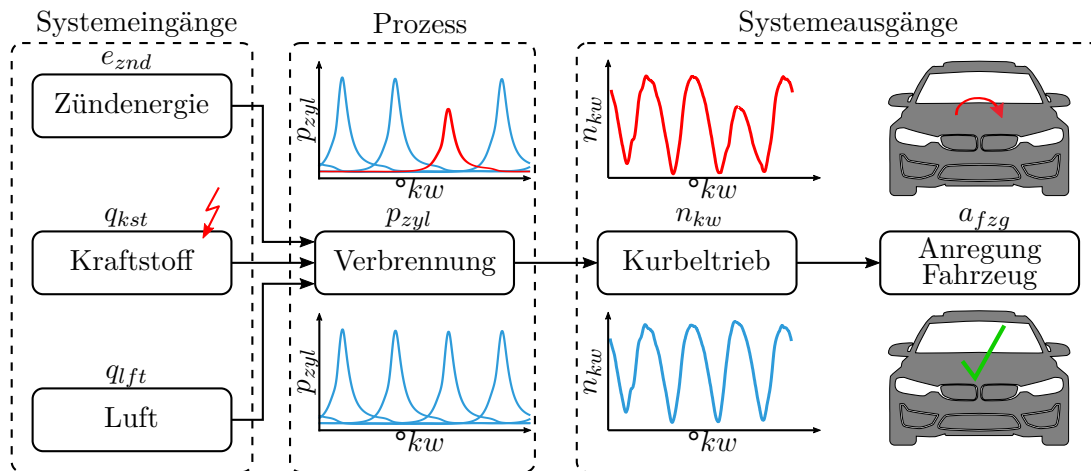


Abbildung 2.2: Wirkkette LUR für einen Vierzylinder Ottomotor

Ottomotor finden in einem Arbeitszyklus mit $720^{\circ}KW$ insgesamt vier Verbrennungen statt, deren Drehmoment über die Motorlagerung abgestützt wird. Die daraus entstehenden Vibrationen durch die Bewegung des Motors in seinen Lagern werden durch Dämpfungselemente wie Gummilager oder hydrodynamische Lager kompensiert. Der Referenzfall ist exemplarisch im unteren Pfad von Abbildung 2.2 gezeigt.

Treten Fehler in der Verbrennung auf, die über die natürlichen Prozessschwankungen hinausgehen, kommt es zu einer LUR, zu sehen im oberen Pfad von Abbildung 2.2. Als Beispiel wird ein Injektor gewählt, der aufgrund eines Defekts eine verringerte Durchflussmenge hat und damit in jedem Arbeitszyklus zu wenig Kraftstoff in den betroffenen Zylinder einspritzt. Bei der Verbrennung steht somit weniger thermische Energie zur Verfügung mit der Folge eines geringeren Druckaufbaus an einem Zylinder. Als Resultat wird in diesem Segment weniger Arbeit verrichtet und es entsteht eine ungleichförmige Drehmomentabgabe, welche die Ursache einer für den Insassen unangenehmen Schwingungsanregung ist. Eine LUR entsteht somit, wenn einer der Systemeingänge derart von seinem Sollzustand abweicht, dass die Verbrennung nicht das erforderliche Druckniveau erreicht. Dabei reicht das Spektrum von kleinen Abweichungen im Druckverlauf, die im Rahmen der Zyklenschwankungen, das bedeutet der natürlichen, in der Regel normalverteilten, prozesseigenen Abweichung, auftreten bis hin zu keiner Verbrennung, bei der lediglich eine Druckänderung durch die Kompression und Expansion stattfindet. LUR ist somit von der „natürlichen LUR“ abgesehen jener Bereich, bei dem durch einen Zylinderdruck eine derartige Anregung auf den Fahrer ausgeübt wird, dass diese als störend empfunden wird. Die natürlich LUR wird als jener Bereich definiert, der Anregungen aus den systemeigenen Prozessschwankungen nicht überschreitet.

Für eine gesamtheitliche Fehlerdiagnose muss daher zunächst die Detektion einer Schwingungsanregung stattfinden, die über das natürliche Maß hinausgeht und der Fahrer als unangenehm

empfindet. Zusätzlich muss erkannt werden, welcher Zylinder im Arbeitsprozess von 720 °KW für die LUR verantwortlich ist. Im Anschluss ist zu identifizieren, an welchem Systemeingang der Fehler anliegt. Im Teilsystem selbst, das einen eigenen Subprozess darstellt, muss dann das schadhafte Bauteil identifiziert werden, das im Hauptprozess, der Verbrennung, zu Abweichungen führt. Um diese vollständige Fehlerdiagnose durchführen zu können, wird im folgenden Abschnitt das entworfene Analysekonzept vorgestellt.

2.2 Analysekonzept für Laufunruhe nach dem Top-Down-Prinzip

Grundsätzlich gibt es unterschiedliche Möglichkeiten die dargelegte Zielstellung zu erreichen. Es wäre beispielsweise denkbar eine Prozessanalyse aller Systemeingänge durchzuführen. Durch diese Herangehensweise könnten für jedes die Verbrennung beeinflussende Bauteil Residuen entwickelt werden, die Aufschluss auf dessen Gesundheitszustand geben. Von Vorteil ist, dass so das gesamte System Verbrennungsmotor überwacht und diagnostiziert werden kann. Nachteilig ist jedoch der immense Aufwand, welcher sich ergibt, wenn für jedes Bauteil Fehlerindikatoren entwickelt werden müssen. Gleichzeitig steigen die Anforderungen an Steuergerät und Auswerteeinheit stark an, da zum einen die Modelle das Fahrzeug laufend überwachen müssen und zum anderen bei der Auswertung komplexe Zusammenhänge entstehen, die zudem in der Regel nicht querschnittsfrei bleiben. Betrachtet man erneut das Beispiel eines defekten Injektors, so entsteht eine LUR durch einen Drehmomenteinbruch auf einem Zylinder. Gleichzeitig muss von der Motorsteuerung das dem Fahrerwunsch und Betriebspunkt entsprechende Moment bereitgestellt werden, weshalb die übrigen Zylinder die fehlende Leistung kompensieren müssen. Dadurch muss wiederum auf allen Injektoren mehr Kraftstoff eingespritzt werden und die Anforderung an eine stöchiometrische Verbrennung erfordert auch eine Erhöhung der Luftmenge. Würde nun eine Diagnose isoliert die beteiligten Bauteile betrachten, können mehrere Residuen Alarm schlagen: Die Drosselklappe und die Ventilhubstellung würden nicht zu der aktuellen Momentenanforderung durch die Gaspedalstellung passen. Gleichzeitig verändern sich Residuen für die Kraftstoffeinspritzung. Aufgrund unterschiedlicher Regler in der Motorsteuerung, um Anforderungen an Komfort, Emissionierung und Haltbarkeit zu erfüllen, ist es schwierig, alle Querschnittswirkungen bei der Fehlerdiagnose zu berücksichtigen. Bei der Auswertung der Residuen müssen in der Folge komplexe Fehlerzusammenhänge ausgewertet werden. Des Weiteren ist mit dieser Methodik auch nur sehr schwer der Bezug zu einer LUR als Maß einer Schwingungseinwirkung auf den Fahrer herzustellen. Im genannten Beispiel können die Residuen für einen Drosselklappenfehler bereits sehr stark ausgeprägt sein, da auf allen vier Zylindern mehr Luft angefordert wird. Umgekehrt ist eine vergleichsweise kleine Änderung der Einspritzmenge bereits relevant für einen unrunder Motorlauf. Bei der Auswertung der Residuen kann dieses ungleiche Verhältnis zu Fehlinterpretationen führen. Ein weiteres Problem kann die Übertragbarkeit der Auswerteeinheit auf andere Fahrzeugvarianten darstellen, in denen unterschiedliche Komponenten

verbaut sind.

Ein weiterer Ansatz ist eine reine Black Box-Betrachtung des Systems Verbrennungsmotor. In aktuellen Steuergeräten ist eine Vielzahl an Größen vorhanden, welche teilweise direkt als Modelleingänge genutzt werden können. Zu nennen sind hier vor allem Adaptionswerte aus der Steuerung und Regelung von Luft, Kraftstoff und Zündung, die kleine Abweichungen aus Produktion und Alterungseffekte kompensieren und als festen Offset für die Regelung nutzen, damit die Regelabweichung klein gehalten wird. Zum anderen können auch Zeitreihendaten von Sensoren durch eine entsprechende Modellarchitektur ausgewertet werden. Somit kann mit ausreichend Trainingsdaten von fehlerfreien wie fehlerbehafteten Fahrzeugen ein Modell abgeleitet werden, welches den Systemzustand repräsentieren kann. Gerade die Trainingsdaten sind jedoch ein kritischer Faktor, da sich Entwicklungsflotten auf wenige Prototypen beschränken und häufig nicht die notwendigen Stichprobenlängen besitzen, um eine statistische Aussagekraft zu liefern. Zudem muss das Modell auch auf andere Derivate übertragbar sein. Dies hat zur Folge, dass die Modelle entweder spezifisch für einzelne Derivate mit hohem Aufwand entwickelt werden müssen, oder aber durch eine stärkere Generalisierung der Ergebnisse an Präzision verlieren.

Aus den genannten Gründen ist es deshalb notwendig für das Phänomen einer LUR eine schrittweise Diagnose zu entwickeln, die unabhängig von Bauteilspezifika ist, gleichzeitig die Abhängigkeit des Fehlers zu einer Schwingungsanregung herstellt sowie eine effiziente Berechnung und eine möglichst einfache, schnelle Auswertung der Residuen ermöglicht. Zur Herleitung der Methode und, um einen Überblick über die Komplexität des Symptoms zu gewinnen, wird ein gerichtetes Wirknetz analog einer Fehlerbaumanalyse aus dem Stand der Technik erstellt (vgl. Abbildung 2.3).

Der Graph in Abbildung 2.3 ist an die Struktur von Abbildung 2.2 angelehnt. Als Erweiterung sind nun die Eingangsgrößen Luft q_{lft} , Kraftstoff q_{kst} und Zündenergie e_{znd} inklusive den Subprozessen, welche für die Bereitstellung der notwendigen Quantität für den Systemeingang notwendig sind. Diese Subprozesse sind wiederum in einen Hochdruck- und Hochvoltbereich bzw. einen Niederdruck- und Niedervoltbereich unterteilt. Obwohl in der Darstellung einzelne Bauteile wie der Luftsammler, der Injektor oder das Hochdruckrail abgebildet sind, sind diese nicht zwangsläufig als Bauteil zu betrachten, das der Mechaniker in der Werkstatt zu tauschen pflegt. Sie sind vielmehr als charakteristische Energiespeicher gewählt, welche aufgrund von Spannungs- oder Druckunterschieden Flüsse von Materie oder Ladung verursachen. Somit geht die Betrachtung weg von einer klassischen Bauteilfunktionalität, bei der Grenzwerte von physikalisch gemessenen Größen betrachtet werden, hin zu einer Methodik, die das System in Bereiche schneidet, die eine für das System charakteristische, physikalische Entität fördert bzw. ändert. Als Beispiel sei der Kraftstoffpfad in der Mitte der Grafik genannt: Aus dem Druckreservoir wird ein Vorförderdruck, der Niederdruck p bereitgestellt. Dieser dient als Randbedingung und Systemeingang für den Hochdruckbereich, in dem sich die HDP befindet, die den Volumenstrom q_{hdp} verdichtet und über den Volumenstrom q_{rail} in

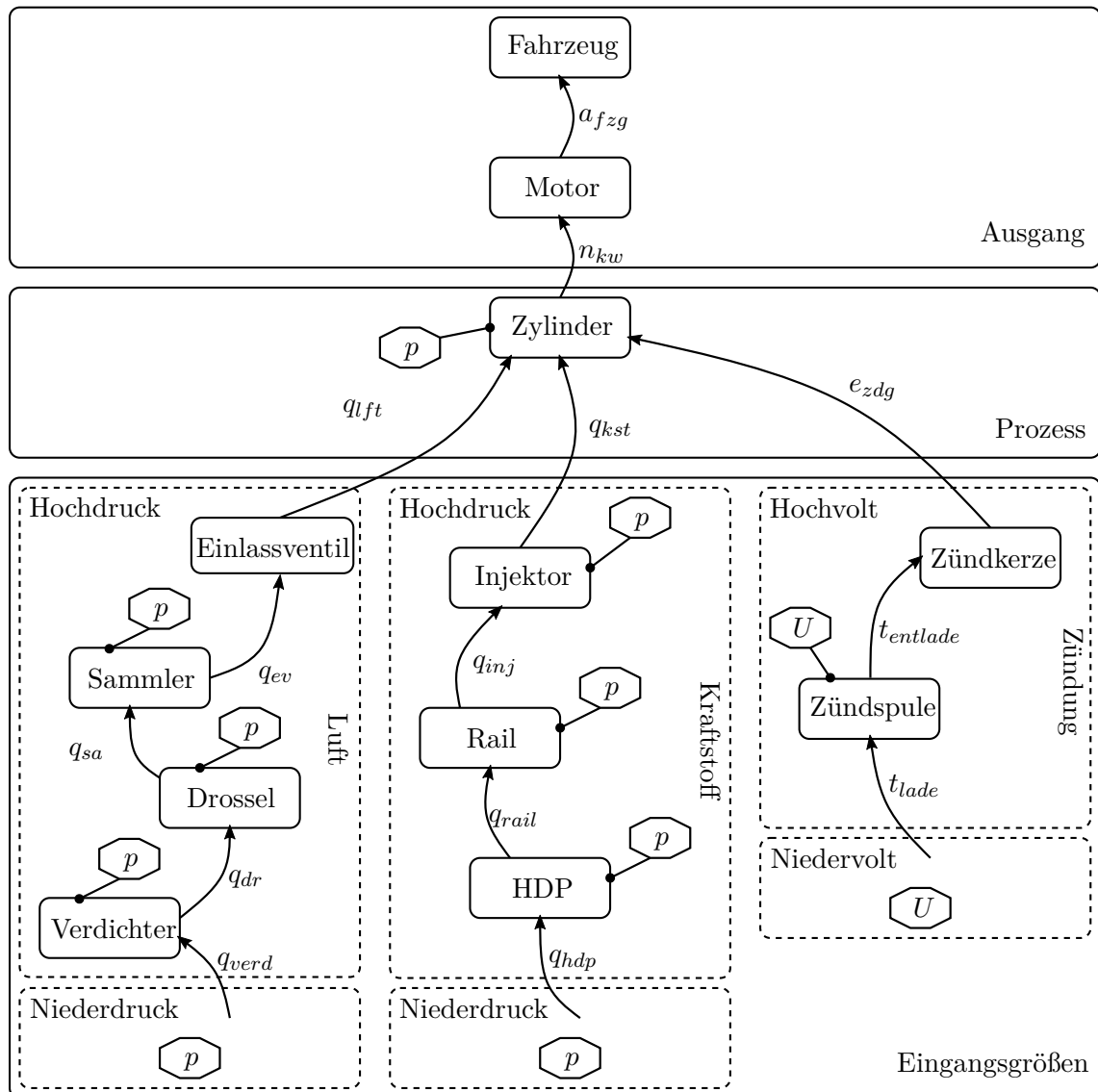


Abbildung 2.3: Wirkzusammenhänge anhand von Energiespeichern und Flüssen: mit q werden Flüsse über einen Volumenstrom definiert, der in den charakteristischen Abschnitt fließt, p beschreibt die im charakteristischen Abschnitt vorhandene Druckenergie; mit U wird die Spannung bezeichnet, die über Lade- und Entladezeiten t die Zündenergie bestimmen.

das Rail fördert, woraus sich entsprechend ein Druck p im Rail einstellt. Der Kraftstoff q_{kst} wird über das Druckverhältnis von Injektor zu Brennraum in den Zylinder gefördert. Zusammen mit der zugeführten Luft q_{lft} und der Zündenergie e_{zdg} wird im Prozess, der Verbrennung, die Volumenänderungsarbeit geleistet, welche die Kurbelwelle n_{kw} antreibt. Die intermittierende Arbeitsweise regt wie bereits eingeführt das Fahrzeug mit a_{fzg} an und beschreibt den Systemausgang.

In der vorliegenden Arbeit wird einer dieser Pfade, der Kraftstoffpfad, näher untersucht, um die Methodik für das Diagnosekonzept herzuleiten. Die Wahl des Kraftstoffsystems liegt zum einen an der hohen Sensitivität auf LUR sowie darin, dass für die Analyse und Modellbildung nur ein Sensor im Hochdruckrail vorhanden ist, wodurch die Herausforderung steigt die Fehlerursache zu finden. Grundsätzlich ist die entwickelte Methodik auch auf das Luftsystem übertragbar. Für dieses System gibt es bereits in Serie Diagnosen und Modelle, die sowohl einzelne Komponenten, als auch das Gesamtsystem auf Plausibilität überprüfen. Darüber hinaus stehen diverse Druck-, Temperatur- und Positionssensoren zur Verfügung, welche die Diagnosen unterstützen. Auch in der Literatur gibt es zahlreiche Veröffentlichungen zur Fehlerdiagnose im Luftsystem. Hier liegt ein besonderes Augenmerk auf das Erkennen von Leckagen (vgl. [43], [35],[71], [13]). Auch im Zündsystem wird anhand elektrischer Diagnosen wie einer Spannungsüberwachung bereits eine Vielzahl an Fehlern erkannt. Gleichzeitig ist ein Monitoring des Zündsystems bzgl. LUR schwierig, da es keinen charakteristischen Übergang zwischen einer Zündung und dem Ausbleiben des Entzündens des Gemischs gibt. Anhand von Versuchen mit vorgeschalteten Widerständen zwischen 4Ω und 7Ω wurde experimentell eine niedrigere Zündleistung simuliert. Dies hatte zur Folge, dass in Abhängigkeit der Last das Gemisch entweder vollständig gezündet wurde oder keine Verbrennung stattfand (vgl. auch Abbildung 3.6 aus Kapitel 3.1). Dieses Verhalten wird ebenso durch [43] bestätigt.

In der Prozessebene (mittlerer Kasten in Abbildung 2.3) werden dann die drei Pfade für die Bereitstellung der thermischen Energie zusammengeführt und in einen mechanischen Pfad überführt. Im Brennraum findet damit der Übergang zwischen thermodynamischer und mechanischer Kopplung statt. Somit sind in der mechanischen Beschleunigung der Kurbelwelle Informationen enthalten, die Rückschlüsse auf Fehler in den Eingangsgrößen der Verbrennung ziehen lassen.

Um eine effiziente Analyse des Symptoms LUR zu entwickeln, wird in der vorliegenden Arbeit die Wirkrichtung des Gesamtprozesses umgekehrt. Das bedeutet, dass der Ursprung der Analyse die Anregung des Menschen und dessen Schwingungsempfinden ist. Dadurch kann die LUR gesamtheitlich betrachtet werden. Per Definition wird festgelegt, dass ein Zündaussetzer auf einem Zylinder die maximale LUR darstellt. Dies liegt darin begründet, dass einzelne Zündaussetzer von der Serienmotorsteuerung sehr gut erkannt werden können und einen Fehlerspeichereintrag sowie eine Ersatzreaktion, den motorischen Notlauf verursachen. Dieser zieht eine Leistungsreduktion nach sich, sodass der Kunde zwar noch weiterfahren kann, jedoch dem Motor kein weitreichender Schaden zugeführt wird. Die minimale LUR wird durch

den Referenzfall festgelegt, in dem lediglich die natürlichen Prozessschwankungen anliegen. Wird diese natürliche LUR überschritten, bzw. nähert man sich der Empfindungsschwelle des Menschen für LUR, wird in der nächsten Ebene das Drehzahlsignal der Kurbelwelle untersucht, da deren Beschleunigung zum einen Aufschluss auf den fehlerhaften Zylinder gibt und zum anderen bereits Informationen zu den Teilprozessen enthält, welche die Fehlerursache eingrenzen kann. Als einfaches statistisches Beispiel kann ein Fehler im Zündsystem herangezogen werden. Hier steigt die LUR von einem Zyklus auf den nächsten auf das Maximum an, während bei einem degradierenden Injektor (z.B. Verkokung) die LUR tendenziell langsam bzw. über mehrere Zyklen hinweg ansteigt. Dass ein Injektor innerhalb eines Zyklus ausfällt ist praktisch nicht möglich. Daher kann das Kraftstoffsystem als Fehlerursache ausgeschlossen werden. Betrachtet man Verkokungsphänomene wie in Kapitel 4 kann auch hier anhand des Zylinderdrucks erkannt werden, ob der Fehler seinen Ursprung im Kraftstoff- oder Luftsystem hat.

In einem letzten Schritt muss dann im Subprozess derjenige Energiespeicher durch eine Prozessanalyse identifiziert werden, welcher die Abweichung im System verursacht hat. Abbil-

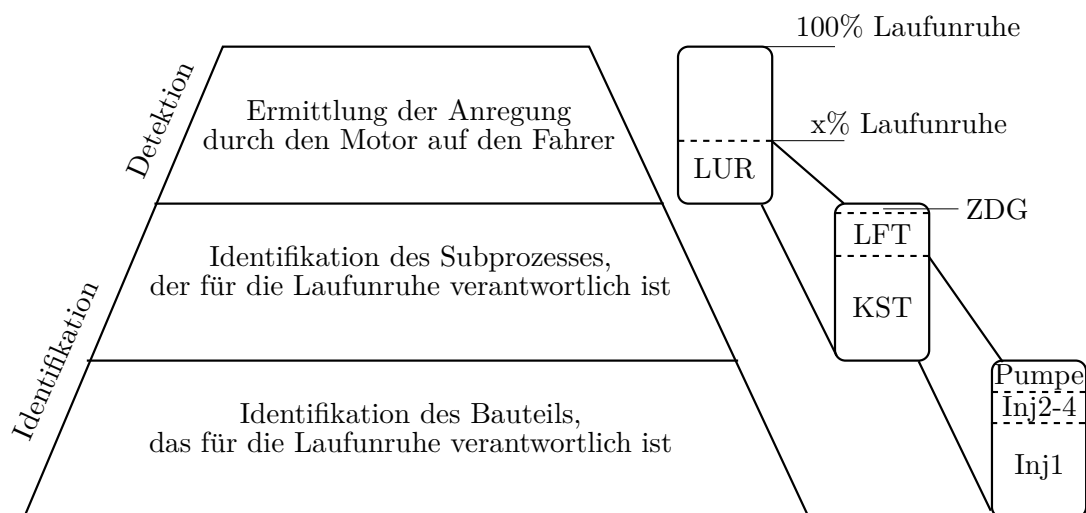


Abbildung 2.4: Top-Down Analysekonzept zur Diagnose einer ottomotorischen LUR: In der Ebene Detektion wird ermittelt wie stark die LUR ist. In der zweiten Ebene der Pyramide steht die Identifikation des Teilsystems (Zündung (ZDG), Luftsystem (LFT), Kraftstoffsystem (KST)), welche die Anregung verursacht. In der letzten Ebene wird schließlich das betroffene Bauteil aus dem Teilsystem identifiziert (beispielsweise der Injektor auf Zylinder eins (Inj1)).

Abbildung 2.4 zeigt das beschriebene Vorgehen schematisch. Zusätzlich ist auf der rechten Seite aufgetragen, wie durch die schrittweise Identifikation und Analyse der Problemstellung die Gesamtheit der LUR in einzelne Anteile zerlegt werden kann. So kann die Methodik auch Querwirkungen anderer Teilprozesse berücksichtigen (vgl. Kapitel 4). Ein weiterer Vorteil

dieser Herangehensweise ist, dass erste diagnostische Aussagen getroffen werden können, ohne das Gesamtsystem vollständig modelliert zu haben. Bereits in der ersten Ebene kann der Verbrennungsmotor vom Rest des Fahrzeuges oder Fahrbahnanregungen als verantwortliche Baugruppe für die vom Fahrer verspürte LUR isoliert werden.

Fazit

Das wichtigste Merkmal der neu entworfenen Diagnosemethodik ist die Top-Down-Analyse ausgehend von einer potentiellen Kundenbeanstandung hin zum fehlerhaften Bauteil. Hier ist hervorzuheben, dass durch die schrittweise Analyse per Ausschlusskriterium nur derjenige Pfad mit der höchsten Fehlerwahrscheinlichkeit verfolgt wird. Eine zusätzliche Wirkketten-Analyse, die den Fehlerpfad identifiziert und das Schneiden des Prozesses in Energiespeicher mit entsprechenden Materieflüssen als Übergänge (vgl. Abbildung 2.3) macht die Methodik besonders effizient. Dabei muss für jede Ebene im Einzelnen eine geeignete Modellierung und Diagnosemethodik entwickelt werden, um die Diagnose zielgerichtet durchführen zu können. Diese werden in den entsprechenden Kapiteln eingeführt. Durch den modularen Aufbau der Diagnose erhält man auf jeder Ebene Informationen, welche einen Beitrag für eine gesamthafte Fahrzeugdiagnose liefert. Weiterhin kann die Methodik auch auf andere technische Systeme übertragen werden. Bevor die Diagnosen der verschiedenen Ebenen in den entsprechenden Kapiteln 3 bis 5 hergeleitet werden, findet nachfolgend ein kurzer Überblick über den Mess- und Versuchsaufbau statt.

2.3 Versuchsaufbau und Messdatenerfassung

Im folgenden Abschnitt wird ein Überblick über die verwendete Messtechnik für die Versuche gegeben. Dadurch, dass in Serie produzierte Fahrzeuge aus Kostengründen mit möglichst wenig Sensorik ausgestattet sind, ist es für die Modellbildung und die Analyse der Auswirkung von Fehlern im Prozess notwendig, zusätzliche und auch höher aufgelöste Messtechnik zu verwenden. Es können zwei grundlegende Anforderungen an den Versuchsaufbau konstatiert werden:

- Eine exakte Erfassung der relevanten Prozessgrößen, welche durch einen Fehler beeinflusst werden sowie eine ausreichend genaue Abtastung der Prozessgrößen, um die Reaktion auf einen Defekt identifizieren zu können.
- Die experimentelle Simulation von Fehlern auf den Prozess, um deren Systemantwort auswerten zu können. Hier stehen grundsätzlich zwei Möglichkeiten zur Verfügung: Eine Manipulation über die Motorsteuerung, oder das Aufprägen von Fehlern direkt an der Hardware.

Eine Übersicht über den Aufbau der Messdatenerfassung gibt Abbildung 2.5. Die einzelnen Teilaspekte werden nachfolgend näher erläutert.

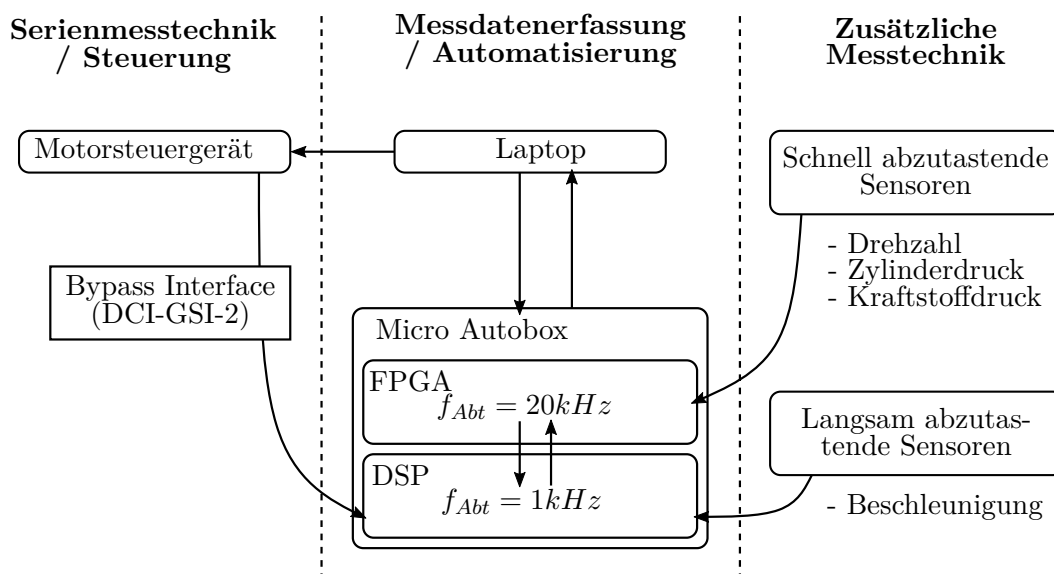


Abbildung 2.5: Versuchsaufbau zur Messdatenerfassung und experimentellen Simulation von Fehlern.

2.3.1 Steuerung und Messdatenverarbeitung

Für die durchgeführten Versuche wurde das in Serie verbaute Steuergerät durch ein Applikationssteuergerät ersetzt. Dieses ist vom grundlegenden Aufbau und der Funktionalität identisch zum Seriensteuergerät, jedoch kann mithilfe einer CAN-Schnittstelle auf interne Mess- und Verstellgrößen zugegriffen werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Ansteuerung einzelner Aktoren zu beeinflussen sowie einzelne Funktionalitäten durch Applikationskonstanten zu manipulieren. Somit kann ohne einen Eingriff in die Hardware ein Fehler simuliert werden. Als Beispiel kann die Veränderung der Einspritzmenge einzelner Zylinder genannt werden. Durch einen konstanten Faktor wird die Ansteuerzeit vertrimmt, wodurch sich prozentual die eingespritzte Kraftstoffmenge auf dem betroffenen Zylinder verändert wird. Durch diese Manipulation weicht das globale Luft-Kraftstoff-Gemisch vom Sollwert $\lambda = 1$ ab, woraufhin die Regelung durch eine Anpassung der Ansteuerdauer der restlichen Injektoren den Soll- und Istwert wieder angleicht. Allerdings bleibt durch die manuelle Vertrimmung der zylinderindividuelle Unterschied bestehen und das Einzelzylindergemisch weicht von den Restlichen ab. Zentrale Schnittstelle der Messdatenerfassung bildet eine Micro Autobox (MABX) der Fa. dSpace, welche mit einem Digitaler Signalprozessor (DSP) sowie einem Field Programmable Gate Array (FPGA) ausgestattet ist (vgl. Abbildung 2.5). Ziel des Aufbaus ist es, mit einer zentralen Steuer- und Auswerteeinheit die gesamte Messdatenerfassung umzusetzen. Auf diese Weise kann garantiert werden, dass selbst bei unterschiedlichen Messsystemen verschiedener

Hersteller eine einheitliche Abtastung stattfindet. Vor allem die Synchronisierung zwischen dem Applikationssteuergerät und der zusätzlichen Messtechnik spielt hier eine zentrale Rolle: Über eine Schnittstelle zwischen Motorsteuergerät und Prozessorseite der MABX, dem Bypass Interface, können Mess- und Verstellgrößen vom Steuergerät in der prozessorigenen Taktrate der MABX ausgelesen und verarbeitet werden. Hierfür muss im Modell für die Messdatenerfassung sowohl die Information hinterlegt sein, auf welcher Speicherzelle die Variable hinterlegt ist, als auch das Übersetzungsprotokoll, das die dort befindliche Variable in einen physikalisch sinnvollen Wert interpretiert. Weiterhin dient der DSP dazu Messroutinen zu steuern: Um reproduzierbare Messdateien für die Modellbildung zu generieren, ist es notwendig, neben der Grundkalibrierung vor jeder Messkampagne eine Überprüfung und Anpassung der Sensorik durchzuführen. Aus diesem Grund wurde auf dem DSP eine Routine implementiert, welche die Drucksensoren um ihren Offset vom Nullpunkt und einen temperaturabhängigen Drift kompensiert und plausibilisiert. Freigabebedingungen waren die gemessene Temperatur und definierte Betriebszustände des Motors sowie Referenzpositionen der Aktuatorik. Des Weiteren wird durch den DSP die Messung durchgeführt: Sobald der gewünschte Betriebspunkt für die Messung erreicht ist, kann der Anwender den Messstart anfordern. Daraufhin wird eine Prüfung durchgeführt, ob die gewünschten Randbedingungen erfüllt sind, und die Messung in Abhängigkeit der Kurbelwinkelposition gestartet. Für die Messungen wurden Betriebspunkte zwischen Leerlauf und einer Last-Drehzahl entsprechend von 150 km/h gewählt. Dieser Bereich entspricht jenem im Kennfeld, in dem sich der Kunde in über 95 % der Fälle aufhält (exakte Werte können aus Daten- und Verbraucherschutzrecht nicht veröffentlicht werden). Die Messdauer ist zeitlich variabel und wird anhand der Anzahl an Verbrennungszyklen bestimmt, die manuell vorgegeben werden kann. Schließlich besitzt der DSP analoge wie digitale Messeingänge, welche zur Auswertung der Sensoren mit vergleichsweise geringer Abtastrate von $f_{abt,DSP} = 1 \text{ kHz}$ entsprechend des globalen Rechentakts genutzt werden. Wie aus Abbildung 2.5 hervorgeht ist der FPGA vorrangig für die Erfassung aller hochaufgelösten Sensoren verantwortlich. Die Abtastfrequenz wurde auf $f_{abt,FPGA} = 20 \text{ kHz}$ festgelegt, um eine Auflösung kleiner einem Grad Kurbelwinkel bis zu einer Drehzahl von $3000 \text{ n}_{kw} \text{ U/min}$ zu garantieren. Während der Messung werden dann die Informationen gebuffert und in Paketen der Länge $n = 20$ dem Prozessor übergeben und dort gespeichert. Bei der Auswertung werden niedrigfrequente Signale mit $dt = 0,05 \text{ ms}$ linear interpoliert zur Darstellung von auf den Kurbelwinkel bezogenen Signalen. Die schnell abzutastende Sensorik ist in Tabelle 2.2 aufgeführt.

Sensor	Hersteller	Messprinzip
Drehzahl	Fa. AVL	optisch
Zylinderdruck	Fa. AVL	piezoresistiv
Kraftstoffdruck	Fa. EFE	Typ PHT107

Tabelle 2.2: Hochaufgelöste Sensorik

2.3.2 Ermittlung der Fahreranregung

Das Versuchsfahrzeug wird zur Ermittlung der auftretenden Schwingungen am Motor und Sitz mit Schwingungsmesstechnik ausgestattet. Es werden insgesamt fünf triaxiale Beschleunigungsaufnehmer der Fa. Brüel & Kjaer im Fahrzeug verbaut, vier davon am Aggregat und einer im Fahrzeuginnenraum.

In Anlehnung an [59] wird die Sitzschiene als Referenzpunkt für die Schwingungsmessung in der Fahrgastzelle definiert. Dies ergibt sich zum einen aus der räumlichen Nähe zum Menschen und der unmittelbaren Kopplung an den Sitz, andererseits ist diese für den Verbau gut zugänglich und wird nicht durch den Insassen verdeckt, wie es bei einer Messung auf der Sitzfläche oder -lehne der Fall wäre. Zudem verändert allein die Sitzposition, wie in [59] gezeigt wird, stark die Eigenschaften des Schwingungssystems Sitz-Mensch, weshalb sich die Sitzschiene als bestmöglicher Kompromiss aus Distanz zum Insassen und Reproduzierbarkeit erweist. Für die Verortung der Sensoren am Aggregat ergeben sich die folgenden Anforderungen für den Verbau:

- Zugänglichkeit ausgehend vom Motorraum und Unterflur.
- Nähe zu den Lagerstellen des Motors.
- Beachtung des Abstands zu Komponenten hoher Temperatur.
- Größtmöglicher Abstand zwischen den Sensoren zur Erhöhung der Messgenauigkeit.
- Anbindung an möglichst steife Bauteile aufgrund Starrkörperannahme.
- Abschirmung der Signalleitungen (elektromagnetische Verträglichkeit).
- Kollisionsfreiheit von Kabel und Sensoren bei Bewegung des Motors in den Lagern.
- Ausrichtung der Sensor-Koordinatensystem (KOSY) im Motor-KOSY zur Vermeidung von Umrechnungsoperationen.

Als Resultat dieses Lastenhefts werden die in Abbildung 2.6 gezeigten Positionen an den beiden Motorlagern, am Zylinderkopf sowie an der Ölwanne gewählt. Zur Anbindung an die Oberflächen des Motors und für eine parallele Ausrichtung der Sensoren zu den Achsen des Motor-KOSY werden Kunststoffhalter konstruiert, die im 3D-Druck Verfahren hergestellt werden. Dieses additive Fertigungsverfahren bietet die Gestaltungsfreiheit von Freiformflächen, sodass die Halter bestmöglich an die Oberflächen des Motors anpassbar sind und über geometrische Eindeutigkeit exakt positioniert werden können.

Das Motor-KOSY wird in Anlehnung an das globale Fahrzeug-KOSY gemäß Abbildung 2.7 definiert. Sein Ursprung wird in die Mitte der Kurbelwelle zwischen Zylinder zwei und drei gelegt, die x-Achse zeigt davon ausgehend in Richtung der aufsteigenden Zylinder, die z-Achse in Richtung der Zylinderlängsachsen und die y-Achse senkrecht zu beiden. Nach

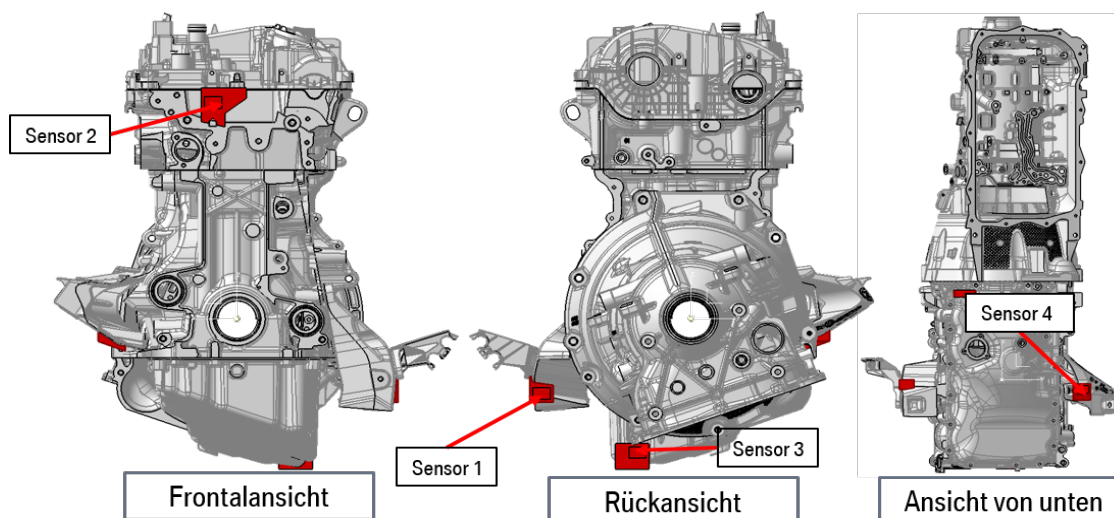


Abbildung 2.6: Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer am Aggregat.

entsprechender Klebevorbereitung werden die Adapter an den Motor und die Sensoren an die Adapter geklebt.

Die verbauten Beschleunigungsaufnehmer basieren auf dem piezoelektrischen Effekt und geben eine zur Beschleunigung proportionale elektrische Ladung frei, die über die verwendeten Signalverstärker (Micro IFEM der Fa. AVL) in ein Spannungssignal umgewandelt wird. Dieses wird anschließend in die Analogeingänge des DSP eingespeist und dort in einen digitalen Wert umgewandelt.

Für die Kalibrierung werden zunächst die Sensitivitäten der Beschleunigungsaufnehmer mit einem Kalibrator ermittelt, welcher bei einer definierten Frequenz eine definierte Beschleunigung ausgibt. In den Signalverstärkern wird im Anschluss das Ergebnis für jeden der Sensorkanäle in pC/g hinterlegt und der Eingangsmessbereich in Vielfachen der Erdbeschleunigung g angegeben. Um hier auch Peaks der Motorvibrationen abfangen zu können, wird das Messintervall auf $50 g$ festgelegt, das von den Verstärkern in eine Ausgangsspannung von $-10 V \dots +10 V$ umgewandelt wird. Dieser Spannungsbereich entspricht dem zulässigen Eingangsbereich der MABX, woraus ein Übersetzungsverhältnis von $5 g/V$ resultiert.

Nach Bedatung der Messstrecke werden alle Sensorkanäle einzeln mit dem Kalibrator ange-regt und deren resultierende Messsignale hinsichtlich ihrer Effektivwerte und ihrer Offsets untersucht. Die in Abbildung 2.8 dargestellten Werte zeigen einerseits eine sehr gute Nullzentrierung und andererseits abgesehen von zwei Ausreißern eine Abweichung des Effektivwerts von maximal 5%.

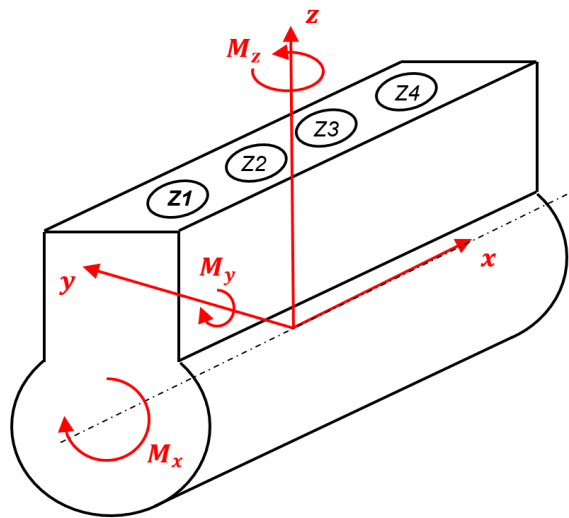


Abbildung 2.7: Definition des Motor-Koordinatensystems.

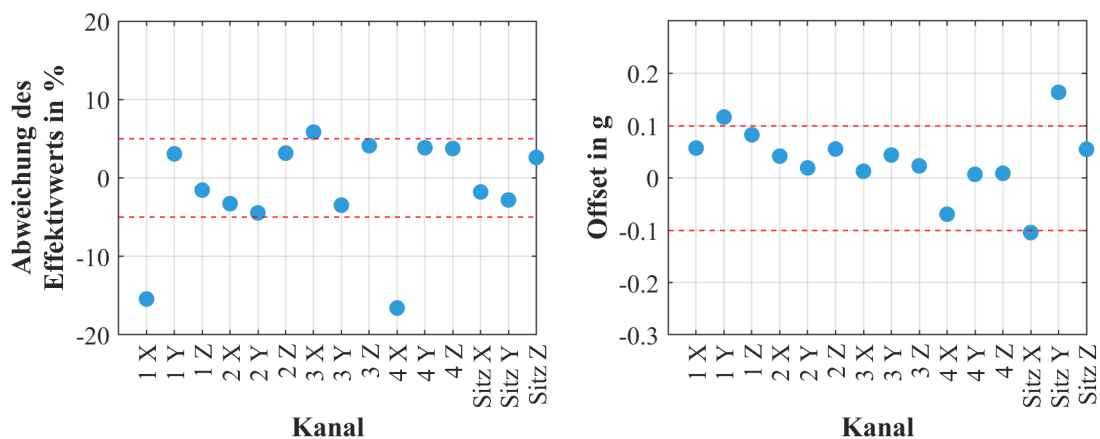


Abbildung 2.8: Effektivwerte und Offset nach der Kalibrierung

2.3.3 Erfassung der Drehzahl und des Brennraumdrucks

Um den Übertragungsweg und den Ursprung der Schwingungsanregung vollständig darstellen zu können, sind die vier Zylinder des Versuchsmotors mit einer Zylinderdruckindizierung ausgestattet. Diese ist über Messzündkerzen Typ 6115CF der Fa. Kistler realisiert. Die in den Zündkerzen verbauten Piezo-Druckquarze sind dem Druck im Brennraum ausgesetzt und verformen sich infolge dessen. Die so abgegebene Ladung des Kristalls wird über den Ladungsverstärker (Micro IFEM) in eine dem Zylinderdruck proportionale Spannung überführt und an einen Analogeingang des FPGA weitergegeben. Die Kalibrierdaten der Messzündkerzen wurden bereits vom Hersteller ermittelt und sind im Verstärker hinterlegt. Dort findet zudem auch eine Driftkompensation für die stark schwankenden Temperaturen im Brennraum statt. Da die Drucksensoren nur relative Druckwerte liefern, werden diese softwareseitig im DSP

über eine Routine auf den Absolutwert umgerechnet. Hierfür wird bei geöffnetem Einlassventil der Zylinderdruck mit dem Absolutdruck im Saugrohr verglichen.

Für die Drehzahlmessung wird ein Winkelaufnehmer der Serie 365C der Fa. AVL verwendet. Dieser liefert 5V Impulse alle $0,5^\circ KW$ in Form eines TTL-Signals. Das Signal wird zusammen mit einem Trigger-Impuls, welcher alle $360^\circ KW$ durch eine fehlende Winkelmarke identifiziert wird, über zwei Digitaleingänge in die MABX geführt. Dort wird anhand des Prozessor internen Zeitstempels eine Drehzahl und der aktuelle Winkel errechnet.

2.3.4 Sensorik im Kraftstoffsystem

Für die in Kapitel 5 durchgeführte Signalanalyse und die Modellbildung ist das Kraftstoffsystem mit Drucksensoren ausgestattet. Grundsätzlich ist die Kraftstoffförderung und Einspritzung in einen Niederdruck- und Hochdruckbereich gegliedert. Da sich vor allem Fehler im Hochdruck empfindlich auf eine LUR auswirken, wird dieser näher betrachtet. Aus diesem Grund sind insgesamt sieben Drucksensoren verbaut (vgl. Abbildung 5.1). Für die Messung der Niederdruckseite, ist ein Drucksensor Typ PV-15 (Fa. DDM) in die Leitung direkt vor Eingang in die HDP verbaut. Im Leitungssystem des Hochdrucks sind je zwei Drucksensoren Typ PHT107 (Fa. EFE) installiert, zum einen in der Leitung am Ausgang der HDP, nach dem Rückschlagventil (RV), zum anderen im Rail selbst, wo der Kraftstoff auf die einzelnen Injektoren verteilt wird. Um den Einfluss von Druckschwingungen durch das Öffnen einzelner Einspritzventil (EV)e zu erfassen, sind auch hier oberhalb der Injektoren Drucksensoren des Typs PHT107 angebracht.

2.3.5 Versuchsdurchführung

Wie bereits erwähnt wurden Versuche in unterschiedlichen Betriebspunkten zwischen Leerlauf und $150 km/h$ durchgeführt. Je nach Diagnose sind unterschiedliche Last-Drehzahl-Kombinationen für eine hohe Güte und zuverlässige Ergebnisse zielführend. Eine LUR beispielsweise kann am besten im Leerlauf detektiert werden, da der Antriebsstrang bis auf den Motor steht und nur über die Verbrennung eine Anregung induziert wird. Gleichzeitig wird vom Kunden eine LUR am häufigsten im Leerlauf detektiert. Daher wird die Methodik in Kapitel 3 anhand von Versuchen im Leerlauf hergeleitet. Zur experimentellen Simulation von Fehlern am Fahrzeug wurde eine Vertrimmung der Kraftstoffmenge verwendet. Mit einem Eingriff in die Software kann auf einem definierten Zylinder die Kraftstoffmenge zwischen 0 % und 100 % der regulären Menge variiert werden.

Für die Identifikation des fehlerhaften Teilprozesses (vgl. Kapitel 4) wurden Versuche im Leerlauf, bei $50 km/h$, bei $100 km/h$ und bei $150 km/h$ gefahren. Für eine hohe Diagnosegüte ist vor allem eine hohe Last zielführend, welche grundsätzlich bei noch höheren Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen anliegt. Für die Entwicklung der Methodik wurde dennoch exemplarisch eine Geschwindigkeit von $100 km/h$ im Stationärbetrieb verwendet. Die Ergebnisse können ohne Einschränkung auf die anderen Betriebspunkte übertragen werden, da

die Fehler immer einer prozentualen Abweichung von Referenzmengen der zugehörigen Last entsprechen.

Im Kapitel 5 wurde weiterhin der Betriebspunkt von 100 km/h verwendet. Grundsätzlich sind jedoch alle Modelle auch bei anderen Lasten anwendbar.

Die Versuche selbst wurden über insgesamt zwei Jahre mit immer wiederkehrenden Messkampagnen abgefahren. Dies hat den Hintergrund, dass sich mit unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (mit der Temperatur als größten Einflussfaktor) und auch der Alterung, Eigenschaften des Motors verändern. Diese Veränderungen konnten bei der Auswertung über die sich verändernde Standardabweichung (STD) berücksichtigt werden. Es wurde jedoch festgestellt, dass der Einfluss der Laufzeit die STD der Referenzmessung nicht verändert. Auch im Fall von Temperaturschwankungen (zwischen -5°C und 30°C) konnte kein Einfluss bei den Referenzmessungen auf den Zylinderdruckverlauf identifiziert werden. Einzig bei großen Fehlerschweren, welche die Motorsteuerung nicht ausregeln konnte, wurde über die Temperatur eine um ca. 18% höhere STD im Zylinderdruckverlauf festgestellt. Dieser Einfluss wird jedoch aufgrund der deutlich höheren Schwelle für das Auslösen eines Fehlers vernachlässigt (vgl. Gleichung 3.2). Das Fahrzeug wurde neu ab Werk verwendet und hatte nach der letzten Versuchsreihe über 18.000 Testkilometer absolviert. Die Versuche sind in Tabelle 2.3 aufgeführt, dabei wurden alle Fehlerfälle sowie der fehlerfreie Zustand in den jeweiligen Betriebspunkten durchfahren. Während jeder Messkampagne wurden wiederholt

Betriebspunkte:	Leerlauf (Kapitel 3) 50 km/h stationär 100 km/h stationär (Kapitel 4 und 5) 150 km/h stationär
Kraftstofffehler:	Injektor Mengenreduktion (Kapitel 4 und 5) Pumpe Förderreduktion (Kapitel 5) Leckage Leitung (Kapitel 5) Sensor Offset (Kapitel 5)
Luftfehler:	Massenreduktion durch Stopfen an Einlassventilen (Kapitel 4)
Zündungsfehler:	Widerstand an Zündspule (Kapitel 3)

Tabelle 2.3: Überblick über die Versuchsreihen mit der Zuordnung zu den einzelnen Kapiteln, in denen sie ihre Anwendung finden.

Referenzmessungen in allen Betriebspunkten gemacht. Wurden Fehler aufgeprägt, wurden zunächst das Einschwingen aller Regelungen und ein stationärer Zustand der Steuerung abgewartet, bevor eine Messung durchgeführt wurde. Dies nimmt in Abhängigkeit des Fehlers unterschiedlich lange Zeit in Anspruch. Auch die Fehleraufschaltungen wurden in den unterschiedlichen Lastpunkten mehrfach wiederholt, um eine statistisch abgesicherte und breite Datenbasis aufzubauen. Bei der Darstellung von Messergebnissen in den einzelnen Kapiteln wurde stets über 40 Verbrennungszyklen gemittelt.

2.4 Zusammenfassung des Kapitels

In Kapitel 2 zur Systemanalyse wurde der Versuchsträger sowie das verwendete Messkonzept vorgestellt, um die der späteren Diagnosemodelle grundlegenden Messdaten für die Analyse bereit zu stellen. Zu Beginn des Kapitels wurde eine Definition von ottomotorischer LUR gegeben sowie die Systemgrenze für die Analyse gesetzt. Zu diesem Zweck wurden mehrere Aspekte näher betrachtet: Zunächst wurde das Empfinden und die Wahrnehmung des Menschen für Schwingungen analysiert, woraus sich ein für die LUR kritischer Frequenzbereich von $0,1\text{ Hz}$ bis 20 Hz ergab. Zusätzlich wurden Ausprägung und Formen von Motorschwingungen eingeführt. Für eine Fahreranregung ist insbesondere eine Leerlaufschwingung des Motors um seine Längsachse von Bedeutung. Da die menschliche Seite und das persönliche Empfinden einer Schwingungsanregung nicht beeinflussbar sind, ist es für die Identifikation der Schwingungsursache sowie deren Ausprägung essentiell, den Übertragungsweg bis hin zur Fehlerursache für eine Analyse zugänglich zu machen. Hierfür wurde ein Konzept vorgestellt, wie schrittweise zunächst die aktuell einwirkende Anregung auf den Menschen detektiert wird und welche Schwere diese besitzt. Daraufhin wird anhand des Drehzahlsignals und dessen zugrundeliegenden Zylinderdruckverlauf nach weiteren Indizien gesucht, welche Hinweise auf den ursächlichen Subprozess geben. Schließlich wird in einem Prozessmodell das fehlerhafte Bauteil isoliert, was exemplarisch anhand des Kraftstoffsystems untersucht wird. Dieses Konzept wird in den folgenden Kapiteln analog Abbildung 2.4 von oben nach unten hergeleitet.

3 Detektion und Monitoring von Laufunruhe

In diesem Kapitel werden drei wesentliche Aspekte zur Detektion von LUR behandelt (vgl. Abbildung 3.1): Zunächst wird anhand einer Signalanalyse vorgestellt, welche Möglichkeiten existieren, um Abweichungen im Zylinderdruck zu identifizieren, die sich auf das Aggregate-Schwingverhalten auswirken. Im Anschluss wird anhand einer Probandenstudie eine Reizschwelle definiert, ab welcher ein Mensch Unterschiede in der Momentenabgabe des Motors verspürt. Die umfassenden Ergebnisse der Probandenstudie wurden im Rahmen der Diagnostiktagung der Universität Dresden veröffentlicht (vgl. [33]). Hier wird lediglich die Identifikation der Reizschwelle aufgegriffen und vorgestellt, da diese eine entscheidende Rolle beim Monitoring von LUR spielt und ausschlaggebend für weitere Diagnosen und Handlungsempfehlungen ist. Im letzten Abschnitt wird schließlich ein Modell vorgestellt, das zur Berechnung der Motorbewegung und den auf das Fahrzeug und damit die Insassen einwirkenden Kräfte dient. Die Lagerpunkte des Aggregats dienen gleichzeitig als Systemgrenze. Aufgrund der Tatsache, dass eine Motorvariante in diversen Karosserieformen verbaut ist, welche unterschiedliche Eigenschwingformen bei gleicher Anregung annehmen, wird auf die Fortpflanzung der Schwingungsanregung über den Motor hinaus nicht eingegangen. Zusätzlich wird die Schwingungsausprägung der Karosserie durch Ausstattungsvarianten, Lagerkonfiguration, Karosseriegewicht und -steifigkeit, Fahrwerksaufbau sowie Bereifung beeinflusst.

Abbildung 3.1 zeigt schematisch den Aufbau und die Zielsetzung des Kapitels 3. Am Ende des Kapitels ist das gesamte Spektrum von LUR beleuchtet und alle charakterisierenden Größen des Balkens in Abbildung 3.1 können anhand der hergeleiteten Methodik berechnet werden.

3.1 Detektion von Laufunruhe

Bereits für die Zulassung eines mit Verbrennungsmotor angetriebenen PKWs ist die Erkennung von Zündaussetzern per Gesetz vorgeschrieben (vgl. [11]). Zu diesem Zweck wird in der Regel das Drehzahlsignal verwendet, welches je nach Ausprägung der Verbrennung und Anzahl der Zylinder die Beschleunigung der Kurbelwelle charakterisiert. Stand der Technik heute in Serie implementierter Diagnosen ist die Auswertung einer Segmentzeit. Dabei wird ein motorisches Arbeitsspiel mit $720^\circ KW$ in Segmente entsprechend der Anzahl an auftretenden Verbrennungen unterteilt (z.B. Vierzylinder entspricht vier Segmente). Für eine reguläre Verbrennung benötigt die Kurbelwelle in Abhängigkeit des Betriebspunktes eine definierte Zeit dieses Segment zu durchlaufen. Mit einer signalbasierten Auswertung der Zeiten kann durch zuvor festgelegte Schwellen identifiziert werden, ob ein Zylinder eine Fehlzündung

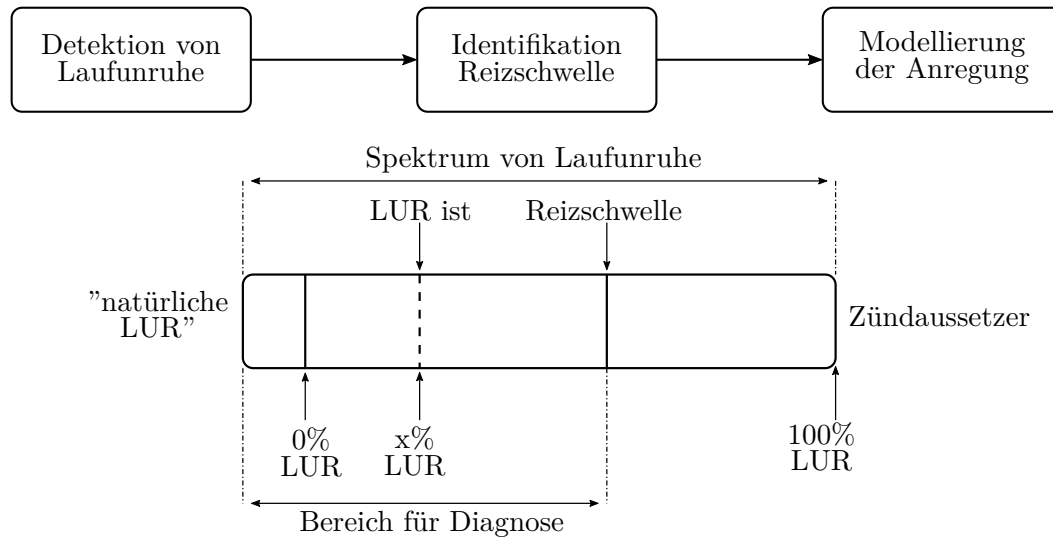


Abbildung 3.1: Übersicht zur Zielsetzung des Kapitels

hat und welcher der Zylinder betroffen ist. Vorteil dieser Art der Fehlererkennung ist die einfache Umsetzung der Logik im Steuergerät mit betriebspunktabhängigen Kennfeldern. Dem entgegen steht der hohe Aufwand bei der Kalibrierung jener Kennfelder, die zusätzlich eine Derivatabhängigkeit besitzen.

In der Literatur sind weitere Methodiken zur Erkennung von Zündaussetzern zu finden. Einen Überblick drehzahlbasierter Methoden gibt [43], [85], [7] und [23]. Aufgrund der Rechenkapazität aktueller Steuergeräte werden hauptsächlich signalbasierte Methoden vorgestellt, deren Messgröße durch möglichst einfache Rechenoperationen aufbereitet werden und mit Grenzwerten verglichen werden. Als Beispiel ist die Ableitung des Drehzahlsignals zu nennen, um die Beschleunigung der Kurbelwelle zu erhalten (vgl. [50]). Weiterhin werden auch Frequenzanalysen angewandt, um beispielsweise anhand der Fourier Analyse die Amplituden und deren Phasenwinkel zu nutzen, um auf Ort und Ausprägung des fehlerhaften Drehmoments schließen zu können (vgl. [87]). In [87] wird zudem eine erweiterte Auswertung anhand einer Fuzzy-Logik dargestellt. Neben dem Drehzahlsignal kann auch der Verlauf des Abgasgegenstands ein Indiz für eine fehlende Verbrennung liefern (vgl. [86]). Diese zusätzliche Sensorik ist jedoch mit

Darüber hinaus finden sich Veröffentlichungen zur Optimierung der Regelung des Verbrennungsprozesses, welche ein Prozessmodell zur Bestimmung des Drehmoments oder des Zylinderdrucks verwenden (vgl. [20], [48]). Da in der Regel aus Kostengründen keine Sensorik zur Messung des Drehmoments vorhanden ist, werden im Motormanagement aufwändige Steuerungsfunktionen realisiert, welche durch eine Drehmoment-Regelung mit einer Störgrößenkompensation ersetzt werden können. Dies gilt beispielsweise auch für die

Erkennung von Drehmomenteinbrüchen bei einer LUR, weshalb sich [20], [48] und [34] der Identifizierung des aktuell anliegenden Drehmoments anhand eines Kurbelwellenmodells widmen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich der Stand der Technik auf die Identifikation von Zündaussetzern anhand signalbasierter Methoden fokussiert, um die gesetzlichen Anforderungen zu erfüllen. Eine Erkennung von LUR wird analog durch die Auswertung der Segmentzeiten des Drehzahlsignals durchgeführt. Allerdings fehlt eine allgemeingültige Aussage zur Intensität der LUR und deren Auswirkung auf die Schwingungsanregung, da die Werte der Segmentzeiten relativ zueinander verglichen werden und abhängig vom Betriebspunkt sind. Der Stand der Forschung setzt ebenfalls hauptsächlich auf die Erkennung von Zündaussetzern auf und erweitert signalbasierte Methoden auf signalmodellbasierte Methoden. Da Prozessmodelle vorrangig zur Regelung des Drehmoments untersucht wurden, ist das Ziel des vorliegenden Kapitels zum Einen, die Lücke zur objektiven Bewertung der LUR zu schließen, und zum Anderen ein Prozessmodell zu entwickeln, welches spezifisch die Anregung des Fahrzeugs durch den Motor identifiziert.

3.1.1 Signalanalyse der Drehzahl

Das Drehzahlsignal wird im Wesentlichen durch die drei folgenden Einflussgrößen bestimmt:

- Arbeitsabgabe und Beschleunigung der Kurbelwelle durch die Verbrennung,
- Arbeitsaufnahme und Verzögerung der Kurbelwelle während der Kompressionsphase,
- Torsionsschwingungen, welche die Grundschiwingung aus Verbrennung und Kompression überlagern.

Dabei gilt grundsätzlich, dass mit höheren Drehzahlen und niedrigeren Lasten die überlagernden Torsionsschwingungen dominieren und umgekehrt. Dieses Verhalten ist in Abbildung 3.2 exemplarisch für zwei stationäre Betriebspunkte gezeigt: Oben, auf der linken y-Achse in blau ist die Leerlaufdrehzahl, welche um $700 U/min$ schwankt, dargestellt. Es ist sehr gut der sinusförmige Verlauf zu erkennen, welcher durch Verbrennung und Kompression charakterisiert wird. Auf der rechten y-Achse im oberen Abschnitt der Abbildung 3.2 in schwarz ist die Drehzahl bei einer konstanten Fahrt mit $150 km/h$ abgebildet. In diesem Betriebspunkt ist eine vergleichsweise geringe Last notwendig, da lediglich die Fahrwiderstände in der Ebene überwunden werden müssen. Trotz des im Vergleich zum Leerlauf erhöhten Verbrennungsdrucks kann hier die Überlagerung der Grundschiwingung mit höherfrequenten Torsionsschwingungen aufgrund der höheren Drehzahl verdeutlicht werden. Damit ist in dem Diagramm auch gleichzeitig die gesamte Spannweite an untersuchten Betriebspunkten dargestellt. Aufgrund der zunehmenden Dominanz von Torsionsschwingungen, werden keine Untersuchungen oberhalb $150 km/h$ durchgeführt. Weiterhin würden Diagnosen, welche bei höheren Geschwindigkeiten ablaufen, nur selten angestoßen werden können, da sich der kundenrelevante Fahrbetrieb in der Regel

auf niedrige Lasten und Drehzahlen sowie den Leerlauf beschränkt.

In Abbildung 3.2 ist im unteren Teil eine Fourieranalyse der beiden Verläufe eingezeichnet.

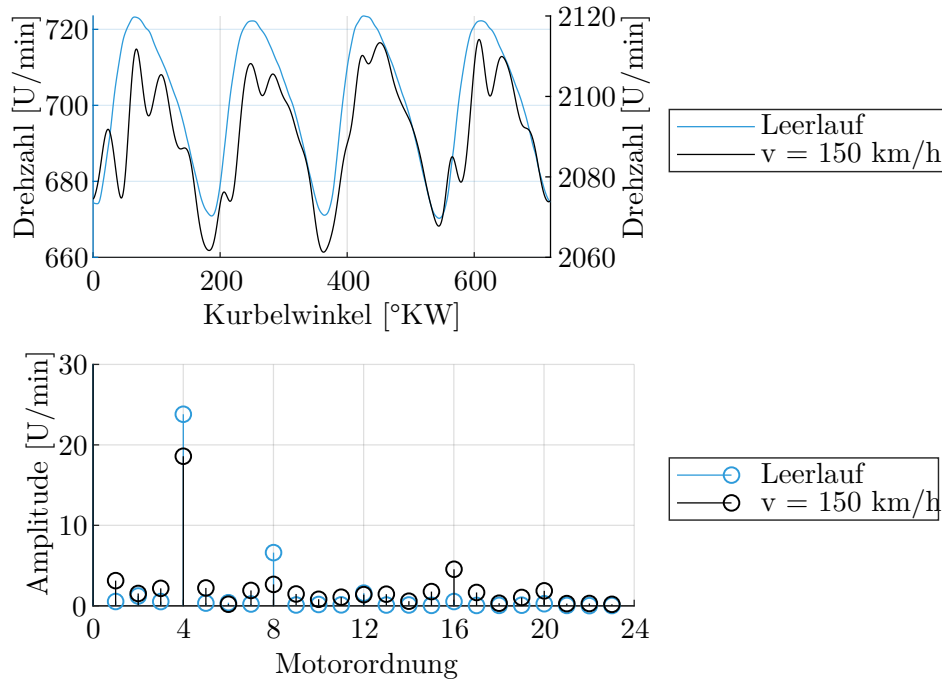


Abbildung 3.2: Einfluss des Drehzahl-niveaus und der Last auf die Drehzahlschwingungen im Zeit- und Frequenzbereich; Messung im Leerlauf und bei 150 km/h , jeweils im fehlerfreien Zustand.

Dabei gilt, dass eine Motorordnung (MO) als die Frequenz der halben Drehzahl definiert ist, um einen kompletten Verbrennungszyklus mit 720°KW zu repräsentieren wie in Gleichung 3.1 dargestellt wird:

$$f_{MO} = 0,5 \cdot n_{\text{mittel}} \cdot m; \quad m \in \mathbb{N} \quad (3.1)$$

Weiterhin werden die Ordnungen stets auf die mittlere Drehzahl n_{mittel} referenziert, welche gleichzeitig die nullte MO ergibt. Diese wird aus Gründen der Übersichtlichkeit in den Abbildungen nicht dargestellt. Im Frequenzbereich können die vier Verbrennungen, welche während eines Zyklus stattfinden, somit durch einen Ausschlag in der vierten MO, der Haupterregungsfrequenz, veranschaulicht werden (vgl. Abbildung 3.2). Je größer die Torsionsschwingungsanregung, desto höher fallen die Ausschläge der Amplituden ganzzahliger Vielfache der Haupterregungsfrequenz aus. Im Fall der Geschwindigkeit von $v = 150 \text{ km/h}$ treten auch nennenswerte Amplituden in der 16. und 20. MO auf, während im Leerlauf die Amplituden zu höheren Ordnungen sehr schnell kleiner werden.

In Abbildung 3.3 sind schließlich die Verläufe der Drehzahl (oben) und des Drucks (unten) für unterschiedliche Vertrimmungen der eingespritzten Kraftstoffmenge im Leerlauf gezeigt. Eine Vertrimmung von 0,9 (0,8; 0,7) entspricht einer um 10 % (20 %; 30 %) geringeren Einspritz-

menge auf Zylinder eins. Dieser Versuch repräsentiert das Symptom eines Fehlers, welcher sich auf die Drehmomentabgabe eines Zylinders auswirkt wie ein verkocktes Einlassventil oder ein verstopfter Injektor. Anhand des Druckverlaufs wird deutlich, dass mit zunehmender Abmagerung auf einem Zylinder der Druck abnimmt und damit auch die im Zylinder abgegebene Arbeit. Betrachtet man vergleichend den Drehzahlverlauf (Abbildung 3.3 oben), so macht sich dies im ersten Abschnitt bei Zylinder eins je nach Ausprägung des Drehmomenteinbruchs durch eine geringere Amplitude bemerkbar. Nimmt der Druckverlauf weiter ab, wie im Fall einer Vertrimmung von 0,7, findet kaum mehr ein Druckaufbau während der Expansion statt. Dies hat zur Folge, dass der Drehzahlabfall derart eklatant ist, dass die Motorsteuerung eingreift, um das mittlere Drehzahlniveau für den geforderten Betriebspunkt aufrecht zu erhalten. Entsprechend wird die Luftmasse auf allen Zylindern erhöht sowie die globale Kraftstoffmenge angepasst. Die Erhöhung des Luftaufwandes kann anhand der Kompressionslinie während des Druckaufbaus in Abbildung 3.3 unten für die Vertrimmung 0,7 erkannt werden. Die Kompensation des fehlenden Moments zur Aufrechterhaltung des Betriebspunktes kann anhand der über die einzelnen Zylinder gemittelten steigenden Drehzahl festgemacht werden (strichlierter Verlauf in Abbildung 3.3 oben).

Während der Messungen wurden jeweils 40 Zyklen aufgenommen. Dies stellt einen Kompro-

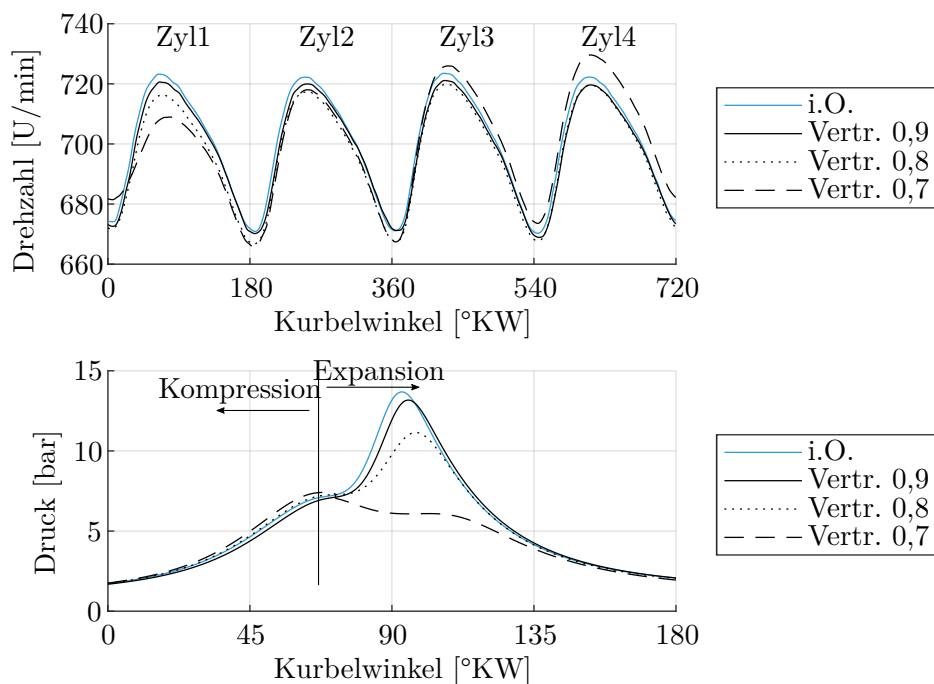


Abbildung 3.3: Einfluss einer unterschiedlichen Arbeitsabgabe in einem Zylinder auf Druck- und Drehzahlverlauf

miss zwischen zeitlichem Aufwand bei der Messung und einer statistischen Aussagekraft für Mittelung und STD dar. Die zuvor gezeigten Messungen sind jeweils über diese 40 Zyklen gemittelt.

Damit Schwellwerte von Fehlern anhand eines Vielfachen der STD definiert werden können, um keine Fehllarme auszulösen, ist es notwendig einerseits zu überprüfen, ob die Messdaten einer Normalverteilung unterliegen, andererseits, wie groß im Anschluss die STD ist. Anhand des Kolmogorov-Smirnoff-Anpassungstests (vgl. [52]) wird ermittelt, ob die gemessenen Verläufe einer Standardnormalverteilung (SNV) unterliegen. Dabei wird das Signifikanzniveau auf 5% festgelegt. Als Ergebnis kann für den Drehzahlverlauf diese Hypothese stets angenommen werden. Beim Zylinderdruckverlauf sind die Ergebnisse nicht im gesamten Bereich eindeutig, wenn man den Druckverlauf eines Zylinders isoliert betrachtet. Wie in Abbildung 3.4 verdeutlicht, liegt in den Bereichen des Ladungswechsels keine SNV vor (Bit für die Ablehnung der Hypothese = 1). Dies ist unter anderem auf ein vermehrtes Messrauschen bei der Aufnahme von sehr kleinen Drücken zurückzuführen, da bei der Auslegung der Messsensoren vor allem der Bereich der Verbrennung mit hoher Genauigkeit gemessen werden soll.¹ Da die bestimmende Eingangsgröße für die Ausprägung der Drehzahl jedoch der Hochdruckverlauf ist - die Niederdruckphase eines einzelnen Zylinders wird durch die Hochdruckphasen der anderen Zylinder überlagert - wird im Weiteren eine Normalverteilung der Messwerte angenommen. Daraus folgt, dass unter Kenntnis der STD und des Mittelwerts die Grundgesamtheit eindeutig bestimmbar ist bzw. die Mittelwerte der Messungen das zu erwartende, mittlere Verhalten widerspiegeln. Somit können Fehlerschwellen mit ausreichender Sicherheit definiert werden, beziehungsweise Unsicherheiten eines sensitiven Diagnosesystems berücksichtigt werden. Weiterhin unterliegt ein kleiner Bereich um den Zündzeitpunkt nicht der angenommenen Verteilung (vgl. Abbildung 3.4 bei etwa 360°KW). Gerade der Leerlauf ist aufgrund der kleinen Last und der Entkopplung von der stabilisierenden Trägheitswirkung des restlichen Antriebsstranges verhältnismäßig großen Schwankungen in Verbrennung und Druckaufbau unterlegen. Die einzige Möglichkeit auf diese „natürlichen LUR“ schnell zu reagieren, ist eine Anpassung des Zündzeitpunktes. Aufgrund dieses Regeleingriffes unterliegt auch jenes schmale Fenster nicht der SNV, kann aber für die Methodik vernachlässigt werden, da kaum ein Beitrag an der Drehmomentabgabe geleistet wird aufgrund der Kinematik des Kurbeltriebs am oberen Totpunkt um 360°KW.

Somit kann festgehalten werden, dass für eine zuverlässige und robuste Fehlerdiagnose folgende Bedingung (Gleichung 3.2) berücksichtigt werden muss:

$$\Delta p_{zyl, fehler} > 2 \cdot \sigma(p_{zyl}) \quad (3.2)$$

Gleichung 3.2 besagt, dass die Auswirkung eines Fehlers auf den Zylinderdruck $p_{zyl, fehler}$ größer als die zweifache STD des Mittelwerts im Referenzfall p_{zyl} sein muss (vgl. [31]). Damit sind nach [70] 95% der Messdaten innerhalb der Dichtefunktion ihrer zugehörigen normalverteilten Messwerte enthalten, wodurch Referenz- sowie Fehlerfall eindeutig voneinander

¹In der Verbrennungsdiagnostik werden für die Analyse des Ladungswechsels spezielle Niederdrucksensoren mit einer höheren Sensitivität verwendet, welche direkt an den Ein- bzw. Auslassventilen angebracht sind. Diese werden zusätzlich mit einer Kühlung versehen, um Temperaturdrifts zu vermeiden.

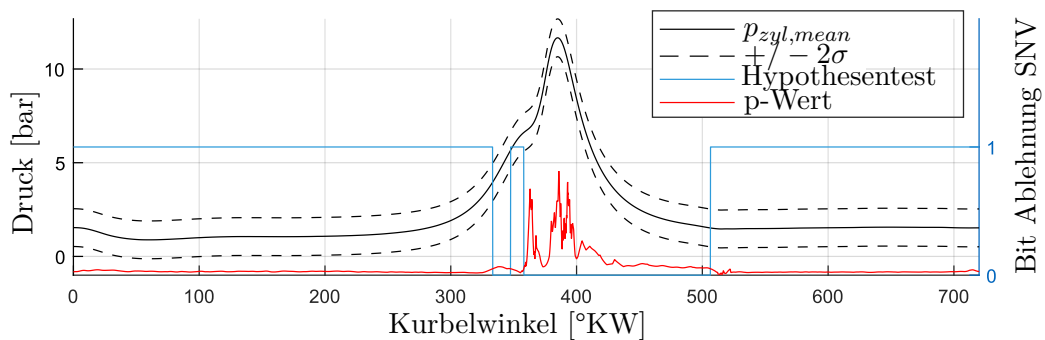


Abbildung 3.4: Überprüfung des Druckverlaufs auf die Annahme einer Normalverteilung nach dem Kolmogorov-Smirnoff-Anpassungstest

unterschieden werden können.

Zusätzlich prägen sich aufgrund von Strukturdämpfung und der Dämpfung aus der Drehträgheit Abweichungen im Druckverlauf nicht in gleichem Maße auf den Verlauf der Drehzahl aus. Dies wird in Abbildung 3.5 verdeutlicht: Im oberen Abschnitt ist die Fourieranalyse der Zylinderdrücke abgebildet. Hierfür wurden die Drücke der vier einzelnen Zylinder konkateniert, um deren Eingriffsbereich zum entsprechenden Drehzahlbereich zuzuordnen. Vergleicht man anschließend die einzelnen Ordnungen mit jenen des Drehzahlspektrums in Abbildung 3.5 unten, so können grundsätzlich vergleichbare Muster für Haupt- und Nebenerregerordnungen festgestellt werden, jedoch werden gerade höhere Frequenzbereiche stärker gedämpft. Im Fehlerfall (vgl. Vertrimmung 0,7) wird auf einem Zylinder weniger Moment abgegeben, was sich in der Konsequenz auf einen Anstieg in der ersten MO des Druckspektrums auswirkt. Dieses Verhalten ist in analoger Ausprägung auch im Drehzahlspektrum wiederzufinden, was als Grundlage für eine Fehlerdetektion ohne die Information über den Zylinderdruck essentiell ist.

Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass erst, wenn eine bestimmte Schwelle überschritten wird, die Anregung der Eingangsgröße des Prozesses ausreichend groß ist, um eine Fehlerreaktion als Systemantwort zu erhalten. In Abbildung 3.4 sind neben dem mittleren Zylinderdruckverlauf (durchgezogene Linie) auch die genannten Schwellen von $2 \cdot \sigma(p_{zyl})$ zur Verdeutlichung eingezeichnet (strichlierte Linien). Weiterhin zeigt das Übertragungsverhalten zwischen Ein- und Ausgangsgröße insbesondere im Frequenzbereich bis zur achten MO ein vergleichbares Verhalten auf. Zu beachten ist, dass bei höheren Drehzahlen Torsionsschwingungen auftreten, weshalb eine Einschränkung sowohl des Auswertebereichs (bis zur achten MO) als auch des Versuchsraumes (bis 150 km/h) notwendig ist.

3.1.2 Signalbasierte Detektion von Laufunruhe

Anhand der Signalanalyse wird deutlich, dass bereits mit einer zielgerichteten Auswertung des Drehzahlsignals eine Detektion von LUR stattfinden kann. Eine entsprechende Logik wird

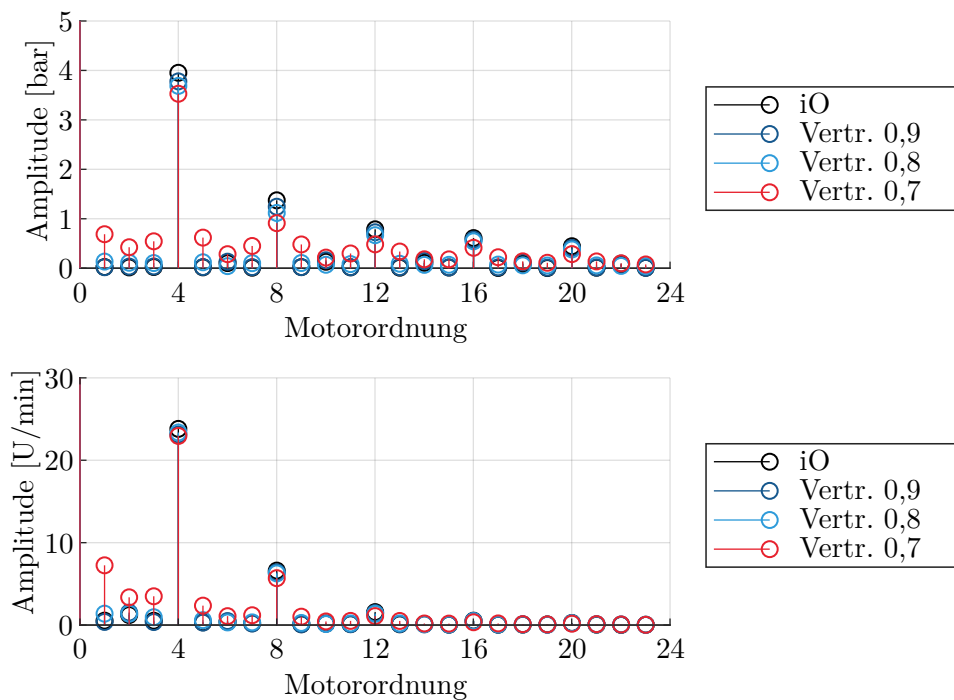


Abbildung 3.5: Fourieranalyse von Druckverlauf (oben) und Drehzahlverlauf (unten) während einer Leerlaufmessung bei unterschiedlichen Fehlerausprägungen: iO entspricht dem Nominalverhalten, Vertrimmung (Vertr.) entspricht einer Kraftstoffmenge von 0,7 (70 %) bis 0,9 (90 %) der regulären Einspritzmenge

in diesem Abschnitt vorgestellt. Im Abschnitt 3.3 wird dann eine Modellierung hergeleitet, mit deren Hilfe die Anregung des Motors auf das Fahrzeug bestimmt werden kann. Dadurch wird eine allgemeingültige Methodik entwickelt, welche auch auf verschiedene Derivat-Motor-Konstellationen anwendbar ist.

Der LUR-Indikator muss, wie in Abbildung 3.1 unten verdeutlicht wird, zwischen den beiden Extrema einer natürlichen LUR (0 % LUR) und einem Zündaussetzer (100 % LUR) die aktuell wirkende Ausprägung von Unterschieden in der Drehmomentabgabe anzeigen. Es soll zudem eine Normierung stattfinden, die eine vom Betriebspunkt unabhängige Beurteilung des LUR-Zustandes ermöglicht. Ausschlaggebend für die Anregung sind Unterschiede in der Amplitude der Drehzahlschwingung wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert. Betrachtet man einen stationären Betriebspunkt mit definierter Geschwindigkeit, so kann dieser mit hoher Drehzahl bei niedrigen Verbrennungsamplituden (kleiner Last) gefahren werden, oder bei niedriger Drehzahl, bei der die Energie mit höheren Amplituden (höhere Last) bei einer niedrigeren Frequenz bereitgestellt wird. Dabei spiegelt sich das Drehzahlniveau in der nullten MO und das Lastniveau in der vierten MO wider. Abweichungen in der Drehmomentabgabe sind wie in Abbildung 3.5 verdeutlicht hauptsächlich in der ersten MO zu finden. Somit repräsentiert das Verhältnis von nullter MO bzw. vierter MO und erster MO die Fehlerschwere bezogen auf das Drehzahl- bzw. Lastniveau. Ausgehend von diesem grundlegenden Verhältnis

und unter Berücksichtigung der STD des normalverteilten Drehzahlsignals kann folgender Zusammenhang für die Intensität der LUR L_{in} gebildet werden:

$$L_{in} = \frac{1}{L_{max}} * \frac{A(MO_1) - 2\sigma(A(MO_1))}{A(MO_0)} \quad (3.3)$$

Aus Gleichung 3.3 geht hervor, dass die Normierung über eine maximale LUR L_{max} stattfindet. Diese spiegelt einen Zündaussetzer wider und muss initial während der Entwicklungsphase oder am Bandende für das spezifische Fahrzeug erlernt werden, indem gezielt einzelne Zylinder abgeschaltet werden. Der zweite Teil der Gleichung 3.3 (nach der Multiplikation) berechnet dann die eigentliche LUR-Intensität anhand der Amplituden A_i der MO der Drehzahl. Um Fehldetektionen zu vermeiden, wird die zweifache STD für die erste MO, welche den Fehler repräsentiert, abgezogen. Abbildung 3.6 zeigt für den Leerlauf die anhand Gleichung 3.3

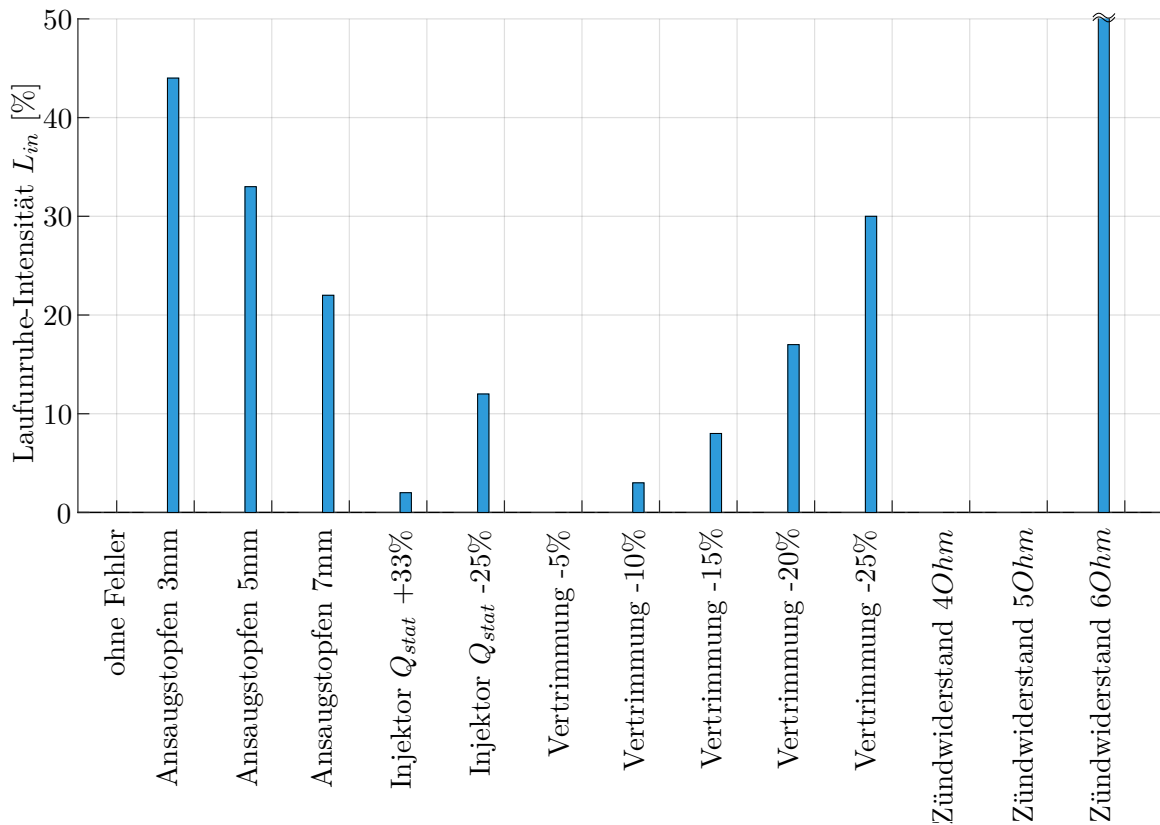


Abbildung 3.6: LUR-Intensitäten für verschiedene Fehler im Leerlauf ausgewertet nach Gleichung 3.3. Die Fehler wurden experimentell im Luftsystem (Ansaugstopfen), im Kraftstoffsystem (Injektor mit unterschiedlichem statischem Durchfluss (Q_{stat}), Vertrimmung via Software), im Zündsystem (unterschiedliche Zündwiderstände)), jeweils mit unterschiedlichen Fehlerschweren durchgeführt.

gewonnen Ergebnisse für unterschiedliche Fehler. Neben den Versuchen mit Fehlersimulation

wurde auch immer wieder eine Referenzmessung ohne Fehler durchgeführt, um sicherzustellen, dass keine Fehlalarme (false-positive) durch die Defintion des LUR-Indikators auftreten. Wie bereits im Kapitel 2 zur Systemanalyse angemerkt wurde, konnte durch einen Zündwiderstand nur ein binäres Verhalten dargestellt werden. Bei den Messpunkten mit $4\ \Omega$ und $5\ \Omega$ konnte kein Einfluss auf das System detektiert werden, wohingegen $6\ \Omega$ einen Aussetzer mit 100 % LUR-Intensität verursacht. Der Übersichtlichkeit halber ist die y-Achse jedoch auf 50 % beschränkt. So können die Auswirkungen von unterschiedlich starken Verkokungen (simuliert durch einen Stopfen vor den Einlassventilen mit unterschiedlichen Lochdurchmessern) und Vertrimmungen gezeigt werden.

3.2 Defintion der menschlichen Reizschwelle für Laufunruhe

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt der Systemeingang für die Schwingungsanregung durch den Verbrennungsmotor beschrieben wurde, wird nun der Systemausgang betrachtet und charakterisiert. Im vorliegenden Fall bedeutet dies die subjektive Empfindung des Fahrers, der durch das technische System einem Schwingungsreiz ausgesetzt ist. Um das Empfinden eines Menschen erfassen zu können, werden in der Psychophysik Probandenversuche durchgeführt, in denen die Teilnehmer unterschiedlichen Reizen ausgesetzt werden, die anschließend bewertet werden (vgl. [78]). Zu diesem Zweck wurde im Rahmen dieser Arbeit eine entsprechende Studie entworfen, welche in [33] veröffentlicht wurde. Ziel war es, zum einen zu identifizieren, ab welcher Schwelle der Leerlauf als unruhig empfunden wird (Absolutschwelle [27]) und zum anderen, welche Art der Anregung, eine stochastische oder periodisch wiederkehrende, wie eingeordnet wird (Unterschiedsschwelle [27]), und welche Reaktionen (das Fahrzeug anhalten, weiter fahren, die Werkstatt aufsuchen, etc.) der Kunde bei unterschiedlich starken Reizen in Betracht ziehen würde. Weiterhin wurden zwei Parameter zur Bewertung stochastischer und periodischer Schwingungen definiert. Schließlich wurde die Beurteilungsqualität der Probanden untersucht und eine Korrelation zu in Serie verfügbaren Messgrößen hergestellt. Nachfolgend werden der Aufbau der Probandenstudie und die Definition der menschlichen Reizschwelle beschrieben, da diese für das entworfene Diagnosesystem eine entscheidende Rolle besitzen.

3.2.1 Aufbau der Probandenstudie

Das ausgewählte Probandenkollektiv für die Studie entspricht nach [9] einer Klumpenstichprobe, da die Versuchsteilnehmer zwar zufällig ausgewählt wurden, jedoch einen gültigen Führerschein und damit eine gewisse Fahrerfahrung besitzen. Daher kann eine bestimmte Erwartungshaltung gegenüber dem Schwingungsverhalten eines Fahrzeuges nicht vermieden werden. Um die abgegebenen Bewertungen zusätzlich nach homogenen Gruppen klassifizieren zu können, wurde ein anonymisierter Fragebogen von jedem Teilnehmer ausgefüllt. Die Stichprobenlänge des Versuchs betrug insgesamt 80 Teilnehmer, womit eine statistische Signifikanz der Ergebnisse gewährleistet ist.

Die Steuerung der Aktorik, mit deren Hilfe die Schwingungen aufgeprägt werden, wird zentral durch eine automatisierte Ablaufsteuerung umgesetzt (es wurde die Software ECU Test der Fa. Tracetronic verwendet). Als Mensch-Maschine-Schnittstelle wurde ein iPad verwendet, auf das der Proband die Wertung des aktuellen Testabschnittes eingibt. Diese Eingabe wird anschließend mit den synchron erfassten Messgrößen der Sensorik in einer Messdatei zusammengefasst und abgespeichert.

Vor der Durchführung der eigentlichen Studie war der Proband angehalten einen anonymisierten Fragebogen auszufüllen, um statistische Kennwerte zu Person, Fahrgewohnheiten und Fahrzeug zu vermerken. So können Probandeneigenheiten differenziert und gegebenenfalls Merkmale einer charakteristischen Gruppe extrahiert werden. Ein Beispiel für eine derartige Korrelation ist, dass ab einer gewissen jährlichen Fahrstrecke und Fahrzeugklasse sensibler auf Schwingungen reagiert wird, als das das Mittel aller Probanden tut. Diese Eigenheiten können dann bei der Umsetzung eines bedarfsgerechten Serviceintervalls berücksichtigt werden. Anschließend werden insgesamt drei Messreihen im Leerlauf durchgeführt. Der Fahrer soll sich dabei als Versuchsszenario in einen Ampelstopp versetzen, bei dem er seine Aufmerksamkeit dem Motorlauf widmet. Weitere fiktive Randbedingungen sind, dass der Proband Halter des Fahrzeugs ist und er oder sie sich im Gewährleistungszeitraum seiner Garantie befindet.

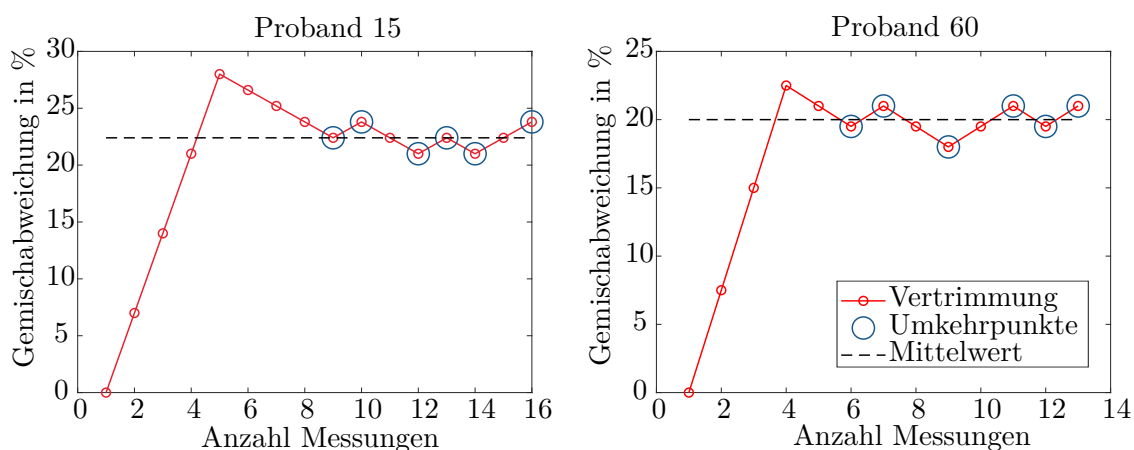


Abbildung 3.7: Simple Staircase-Verfahren zweier willkürlich gewählter Probanden

Im ersten Versuch wird die Empfindungsschwelle des Probanden identifiziert. Hierfür wird ein Simple-Staircase-Verfahren verwendet, bei dem stufenweise die eingespritzte Kraftstoffmenge (Vertrimmung) auf einem Zylinder verändert wird. Der Reiz und damit die Schwingungen werden solange intensiviert (Abmagerung des Zylinders), bis der Teilnehmer eine Vibration spürt. Anschließend wird der Reiz wieder zurückgenommen, bis dieser nicht mehr wahrgenommen wird. Die Prozedur wird solange wiederholt, bis sechs gewertete Umkehrpunkte erreicht werden (vgl. Abbildung 3.7 blau eingekreiste Messpunkte). Mittelt man diese, so erhält man eine Schwelle, ab der der Proband eine Schwingung verspürt, die nicht mehr seinem nominalen Empfinden entspricht.

3.2.2 Auswertung und Definition der menschlichen Reizschwelle für Laufunruhe

Zur Auswertung der Anregung an der Sitzschiene wurden wie in [33] hergeleitet zwei Parameter definiert, jeweils im Zeitbereich sowie im Frequenzbereich. Zur Beurteilung kontinuierlicher Schwingungen wird das Beschleunigungssignal an der Sitzschiene vektoriell in Y- und Z-Richtung addiert, da wie in Kapitel 2.1 beschrieben das Fahrzeug durch den längs verbauten Motor vorrangig um die x-Achse wankt und der Beschleunigungsaufnehmer versetzt zur x-Achse des Fahrzeugs verbaut ist. Anschließend wird das Signal Fourier transformiert und im Bereich von $0,3\text{ Hz}$ bis 20 Hz zu dem in [33] eingeführten Spektrale Leistungsdichte (Power Spectral Density) (PSD)-Parameter aufintegriert, um die spektrale Leistungsdichte im körperlich spürbaren Frequenzbereich zu erhalten (vgl. Abschnitt 2.1 und [59]). Es wurde gezielt das breite Spektrum an Frequenzen berücksichtigt anstelle einer dezidierten MO, die charakteristisch für Fehler ist, um derivatabhängige Frequenzverschiebungen durch Motorlagerung, Aufhängung und Karosserie zu berücksichtigen. Deren Einflüsse wurden nicht weiter untersucht. Darüber hinaus wurde ein Parameter im Zeitbereich entworfen, welcher über einen Tiefpassfilter und der Auswertung der höchsten Ausschläge über einen gleitenden Mittelwert stochastische Phänomene berücksichtigt. Auf diesen Parameter wird im Weiteren nicht eingegangen, da vorrangig periodische Anregungen analysiert werden, wie sie auch häufig durch das Kraftstoffsystem verursacht werden. Die Bewertung stochastischer Phänomene kann [33] entnommen werden.

Bei der Auswertung der Empfindungsschwelle wurde die Gesamtheit der Probanden in zwei Gruppen aufgeteilt: Probanden aus den BMW Group internen Reihen, welche auch einen technischen Bezug zu den Fahrzeugen besitzen, sowie Probanden aus dem externen Umfeld, welche keinen direkten Bezug zur Antriebsentwicklung innerhalb der BMW Group und deren Produkte haben. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.8 zusammengefasst. Oben ist die Verteilung des PSD-Parameters der Wahrnehmungsschwelle aller Teilnehmer des Versuchs abgebildet inklusive der Unterscheidung zwischen internen und externen Probanden. Der Boxplot darunter zeigt die Verteilung der Gesamtheit der Probanden anhand der gemittelten Absolutschwelle (Median) sowie jene Teilmenge, die 75 % der Probanden einschließt (75-Perzentil). Punkte außerhalb der gestrichelten Bereiche werden per Definition als statistische Ausreißer definiert. In [33] wurde gezeigt, dass Bewertungen interner Probanden deutlich früher eine Anregung als unangenehm empfanden, weshalb sich durch die Zusammenfassung aller Teilnehmer ein schärferer Schwellwert ergibt, der als zusätzlicher Puffer betrachtet werden kann. Daraus resultiert, dass ab einer Anregung von $5,84\text{ (m/s}^2\text{)}^2$ PSD die ersten Kunden eine LUR verspüren, welche es frühzeitig zu diagnostizieren gilt.

Unten in Abbildung 3.8 ist eine Vergleichsmessung dargestellt, welche die Anregungsintensität über die Vertrimmung zeigt. Als Vergleichsmessung wird hier eine stufenweise Vertrimmung der Einspritzmenge bis zu einem Zündaussetzer bezeichnet. Zündaussetzer treten im Bereich einer Vertrimmung von 0,5 bis 0,6 auf. Dieser Zusammenhang ist dahingehend von Bedeutung, als dass hier eine erste Korrelation zwischen einem Fehler aus dem Kraftstoffsystem (verringert-

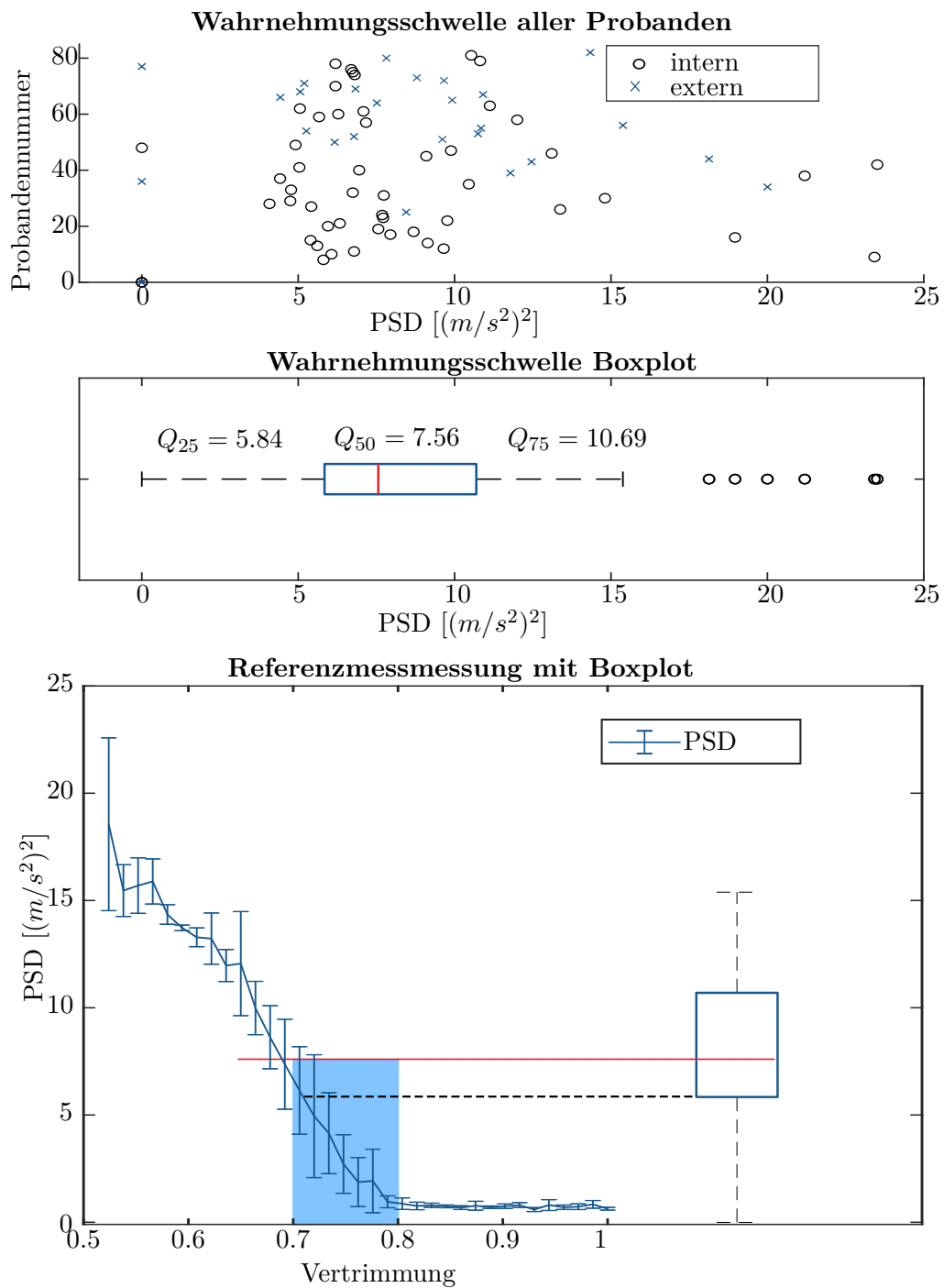


Abbildung 3.8: Wahrnehmungsschwellen der einzelnen Probanden (oben) sowie deren Verteilung anhand eines Boxplots (mitte) und Einordnung der Empfindung zur aufgeprägten Schwingungsanregung (Vertrimmung, unten).

te Einspritzmenge) und der Anregung sowie der Wahrnehmungsschwelle (Boxplot) hergestellt wird. Demnach verspüren 75 % der Probanden ab einer Vertrimmung zwischen 0,7 und 0,8, was einer Reduzierung der Kraftstoffmenge um 30 % bzw. 20 % entspricht, eine LUR. Diese kritische Schwelle wird auch in den weiteren Ausführungen der Folgekapitel berücksichtigt. Die gezeigte Vergleichsmessung wurde regelmäßig zwischen Probandenbefragungen durchgeführt, um die Reproduzierbarkeit der Versuche zu gewährleisten. Entsprechend sind anhand der vertikalen Balken der Vergleichsmessung die STD für jede einzelne Vertrimmung eingezeichnet. Daraus ist abzuleiten, dass bei stärkeren Anregungen auch die STD größer wird, weshalb keine exakte Wahrnehmungsschwelle identifiziert werden kann, sondern vielmehr ein kritischer Bereich (vgl. Vertrimmung zwischen 0,7 und 0,8).

Abschließend wird darauf hingewiesen, dass aufgrund der Auswertung an der Sitzschiene der PSD-Parameter eingeführt wurde, welcher die Auswirkung der Schwingung auf den Fahrer beschreibt. Jedoch bleibt die Vertrimmung der eingespritzten Kraftstoffmenge auch im weiteren Verlauf der Arbeit das Maß für die innermotorische LUR, da diese einen direkten Einfluss auf die abgegebene Arbeit eines Zylinders hat. Auch während der Probandenstudie konnte so definiert eine Schwingung aufgeprägt werden und eine direkte Korrelation zum PSD-Parameter hergestellt werden.

3.3 Modellierung der Anregung durch den Motor-Getriebe-Verbund

Mit dem Ein- und Ausgangsverhalten der Drehzahl und der menschlichen Reizschwelle kann die LUR-Intensität für das untersuchte Versuchsfahrzeug bereits charakterisiert werden. Um die gewonnenen Erkenntnisse allgemeingültig und derivatübergreifend zu bestimmen, wird im folgenden Abschnitt der Zusammenhang zwischen der Drehzahlschwingung und der Aggregatebewegung und damit den anregenden Kräften an der Karosserie hergestellt. Durch kinematische und kinetische Zusammenhänge wird ein Berechnungsmodell mit charakteristischen Parametern entworfen, welches die Lagerkräfte berechnet und damit die Schnittgröße zur Systemgrenze Karosserie definiert. Das Vorgehen zur Identifikation des Modells ist in Abbildung 3.9 zusammengefasst. Demnach werden anhand eines Kurbeltriebsmodells (Abschnitt 3.3.1) die freien Kräfte und Momente am Motor bestimmt. Diese werden dann in Abschnitt 3.3.2 mit den gemessenen Werten abgeglichen, um die Modellgüte zu bewerten. Die Parameter zur Definition der geometrischen Zusammenhänge entsprechen den im Versuchsträger verbauten Vierzylinder Ottomotor. Diese wurden von den entsprechenden Fachstellen im Unternehmen zusammengetragen, werden hier jedoch nicht veröffentlicht. Die gemessenen Daten zur Berechnung der Modelle (in diesem Fall vor allem Zylinderdruck, Drehzahl und Beschleunigungen der verbauten Sensoren) wurden während der in Tabelle 2.3 gezeigten Versuche aufgenommen. Wie beschrieben wurden diese über 40 Zyklen gemittelt.

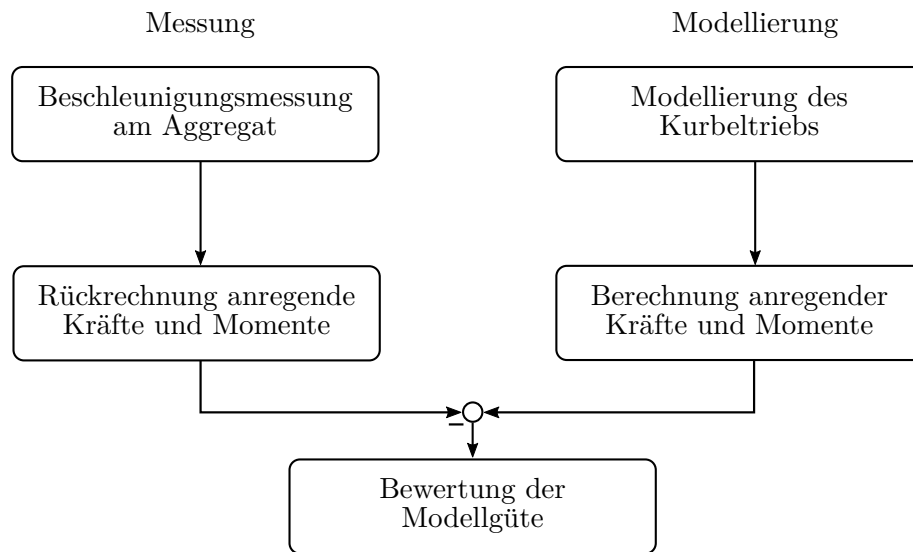


Abbildung 3.9: Vorgehen zur Identifikation eines Modells der LUR-Intensität.

3.3.1 Kurbeltriebsmodell zur Berechnung der anregenden Kräfte und Momente

Im nachfolgenden Abschnitt werden die Bewegungsgleichungen der einzelnen Kurbeltriebskomponenten sowie die daraus resultierenden Kräfte und Drehmomente eingeführt. Es wird das eingeführte Motor-KOSY, wie in Abbildung 2.7 definiert, verwendet. Drehmomente werden nach der Rechten-Hand-Regel positiv gezählt. Die Grundlagen zu den Bewegungsgleichungen, den Kurbeltriebskräften, sowie dem Massenausgleich finden sich beispielsweise in [5], [81] oder [74] und werden im Folgenden verwendet.

Bewegungsgleichungen

In Abbildung 3.10a ist der Kurbeltrieb eines einzelnen Zylindersegments gezeigt: auf der linken Seite sind die geometrischen Zusammenhänge abgebildet, während auf der rechten Seite die Bewegungsformen der Einzelkomponenten zu sehen sind. Das Pleuel mit der Länge l ist über den Hubzapfen mit dem Abstand r zur Kurbelwellenmitte mit der Kurbelwelle und über den Pleuelbolzen mit dem Pleuelbolzen verbunden.

Zu beachten ist, dass alle nachfolgenden Gleichungen auf den Kurbelwinkel (KW) φ referenzieren, welcher die Winkelauslenkung des Hubzapfens im Vergleich zur Nullstellung angibt. Bei $\varphi = 0^\circ$ KW befindet sich der Pleuelbolzen im Oberen Totpunkt (OT), bei $\varphi = 180^\circ$ KW im Unteren Totpunkt (UT).

Der Versuchsträger ist mit einem Vierzylinder Ottomotor ausgestattet. Mit φ wird daher im Weiteren der KW des ersten Zylindersegments bezeichnet. Entsprechend ist eine Umrechnung der zylinderspezifischen KW für die Zylinder zwei bis vier in Abhängigkeit des jeweiligen Kröpfungsversatzes notwendig. Nach Gleichung 3.4 wird das dimensionslose Pleu-

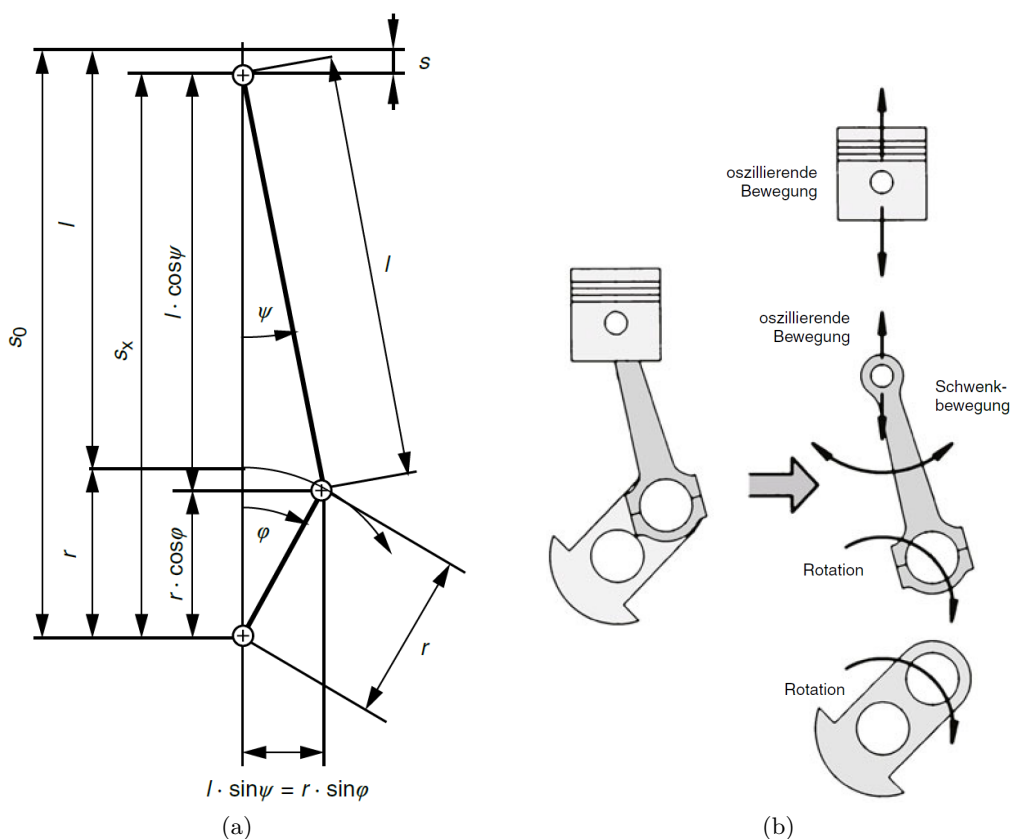


Abbildung 3.10: Geometrische Zusammenhänge des Einzelkurbeltriebs (links); Darstellung des Bewegungsablaufs der Einzelkomponenten nach [5]

elstangenverhältnis λ aus dem Quotienten von Pleuellänge l und Pleuellagerradius r definiert. Dieser grundlegende Zusammenhang hat direkten Einfluss auf den qualitativen Verlauf des Pleuellagerwegs.

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (3.4)$$

Für die Bestimmung des Pleuellagerwegs ausgehend vom OT wird der Pleuellagerwinkel Ψ benötigt, welcher sich nach Gleichung 3.5 in Abhängigkeit von λ und φ berechnet. Der Pleuellagerwinkel beschreibt somit die Auslenkung des Pleuellagers zur Pleuellagerachse.

$$\Psi(\varphi) = \arctan \frac{\lambda \cdot \sin(\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \quad (3.5)$$

Der Pleuellagerweg $s_K(\varphi)$ ergibt sich nach Gleichung 3.6, welche über eine Reihenentwicklung zu Gleichung 3.7 angenähert werden kann (vgl. [81], [5]).

$$s_K(\varphi) = r \cdot \left[1 - \cos(\varphi) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)} \right) \right] \quad (3.6)$$

$$s_K(\varphi) \approx r \cdot \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin^2(\varphi) \right) \quad (3.7)$$

Durch zweimaliges Ableiten des Kolbenwegs $s_K(\varphi)$ (vgl. Gleichung 3.7) nach der Zeit t erhält man die Kolbenbeschleunigung $a_K(\varphi)$, wobei mit $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = 2 \cdot \pi \cdot n$ die Winkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Motordrehzahl n bezeichnet wird. Zudem wird angenommen, dass der Einfluss der verbrennungsbedingten Drehzahlschwankungen hinreichend klein ist, um vernachlässigt zu werden. ω bleibt daher konstant und es entfällt ein Nachdifferenzieren nach ω .

Zur Ableitung der winkelbasierten Formulierungen nach der Zeit werden Gleichung 3.8 und Gleichung 3.9 verwendet (vgl. [74]).

$$\dot{s}_K(\varphi) = \frac{ds_K(\varphi)}{dt} = \frac{ds_K(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{ds_K(\varphi)}{d\varphi} \cdot \omega = s'_K(\varphi) \cdot \omega \quad (3.8)$$

$$\ddot{s}_K(\varphi) = \frac{d^2s_K(\varphi)}{d^2t} = \frac{d^2s_K(\varphi)}{d^2\varphi} \cdot \omega^2 = s''_K(\varphi) \cdot \omega^2 \quad (3.9)$$

Schließlich erhält man die Kolbenbeschleunigung $a_K(\varphi)$ wie in Gleichung 3.10 angegeben.

$$a_K(\varphi) = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi)) \quad (3.10)$$

Kurbeltriebskräfte

In Abhängigkeit ihrer Beschleunigung bzw. Geschwindigkeit entstehen an den massebehafteten Komponenten Trägheitskräfte, welche zusammen mit den antreibenden Gaskräften die abgegebene Leistung des Aggregats bestimmen.

Aus der oszillatorischen Bewegung des Kolbens resultiert eine in Zylinderlängsrichtung wirkende Massenkraft, welche über einen Verbrennungszyklus hinweg ihr Vorzeichen viermal ändert.

Im Gegensatz dazu weist das Pleuel am kleinen Auge eine rein translatorische Bewegung, am großen Auge eine rein rotatorische Bewegung auf (vgl. Abbildung 3.10b). Dadurch wird sowohl ein rotatorischer, als auch oszillatorische Kraftanteil verursacht. Zur Berechnung dieser Kräfte wird auf ein Zweimassenmodell zurückgegriffen, bei dem die Pleuelmasse auf zwei Punktmassen in den jeweiligen Mittelpunkten der Lagerstellen aufgeteilt wird.

Mit der Summe aus den oszillatorischen Teilmassen von Pleuel und Kolben $m_{osz} = m_{K,osz} + m_{Pl,osz}$ ergibt sich die gesamte oszillatorische Massenkraft für ein Zylindersegment nach Gleichung 3.11:

$$F_{osz}(\varphi) = -m_{osz} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi)) \quad (3.11)$$

Der Vorfaktor des Kurbelwinkels ist im ersten Cosinus-Ausdruck von Gleichung 3.11 gleich eins, der zweite dagegen gleich zwei. Entsprechend wird die Massenkraft in einen Anteil erster und einen Anteil zweiter Ordnung unterschieden.

Die Ordnung gibt dabei nach [5] „die Häufigkeit, mit der ein Ereignis im Verhältnis zur

Kurbelwellendrehzahl auftritt“, an.

Unter Vernachlässigung von Reibungseffekten ergibt sich die resultierende Kolbenkraft F_K entsprechend Gleichung 3.12 durch die Addition von F_{osz} und der auf die Kolbenfläche A_k wirkenden Gaskraft $F_{gas}(\varphi)$ in Abhängigkeit des relativen Gasdrucks zwischen Zylinder $p_{Zyl.}$ und Zylinderkurbelgehäuse p_{ZKG} $p(\varphi)_{rel} = p_{Zyl.}(\varphi) - p_{ZKG}$. Für p_{ZKG} wird im Weiteren der konstante Umgebungsdruck angenommen.

$$F_K(\varphi) = p(\varphi) \cdot A_K - r \cdot \omega^2 \cdot m_{osz} \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi)) \quad (3.12)$$

Durch die kurbelwinkelabhängige Schrägstellung des Pleuels teilt sich F_K gemäß Abbildung 3.11 vektoriell in einen normal zur Zylinderwand wirkenden Anteil F_N und die Pleuelstangenkraft F_{St} auf.

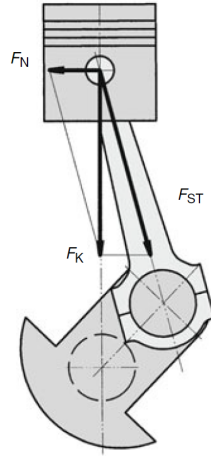


Abbildung 3.11: Aufteilung der Kolbenkraft [5]

Dabei trägt lediglich die Pleuelstangenkraft F_{St} zur Abgabe eines Drehmoments bei. Sie entspricht der tangential am Pleuellager angreifenden Kraft F_T , welche über die Winkelbeziehungen der Schrägstellung des Pleuels (vgl. Gleichung 3.5) hergeleitet werden kann:

$$F_T(\varphi) = F_K(\varphi) \cdot \frac{\sin(\varphi + \Psi(\varphi))}{\cos(\Psi(\varphi))} \quad (3.13)$$

Das resultierende Drehmoment ergibt sich schließlich durch die Multiplikation der Tangentialkraft F_T mit dem Pleuellagerabstand als Hebelarm um die Pleuellagerachse:

$$M_{T,x}(\varphi) = F_T(\varphi) \cdot r \quad (3.14)$$

Nach Abbildung 3.12 ruft die Pleuelstangenkraft F_N in Abhängigkeit ihres Abstands b zur Pleuellagerachse ein Reaktionsmoment $M_{R,x}$ nach Gleichung 3.15 am Pleuellager (KGH) hervor. Das Reaktionsmoment $M_{R,x}$ um die Pleuellagerachse wird über die Pleuellager

Nach [63] lassen sich die rotierenden Massenkräfte F_{rot} der Pleuelstange durch Gegenmassen an der gegenüberliegenden Pleuelwange ausgleichen. Für eine zylinderspezifische Berechnung dieser Massen wird das Pleuelsegment in Bezug auf seine Schwerpunktlage analysiert. Dafür wird es in eine Oberhälfte m_{oben} und Unterhälfte m_{unten} zerlegt und die jeweiligen Massen mit ihren Schwerpunktabständen zur Rotationsachse r_{unten} bzw. r_{oben} gemessen. Die Unterseite beschreibt hier die dem Hubzapfen gegenüberliegende Hälfte. r_{HZ} definiert den Abstand der rotatorischen Pleuelmasse $m_{Pl,rot}$ zum Hubzapfen.

Der Ausgleichsgrad A nach Gleichung 3.17 gibt dabei an, welcher Anteil der rotatorischen Massenkraft durch das Gegengewicht kompensiert wird.

$$A = \frac{m_{unten} \cdot r_{unten}}{m_{oben} \cdot r_{oben} + m_{Pl,rot} \cdot r_{HZ}} \quad (3.17)$$

Im Fall von $A \neq 1$ verbleiben wirkende Anteile aus den rotatorischen Kräften, die nach Gleichung 3.18 in ihre y- und z-Komponenten zerlegt werden.

$$\begin{aligned} F_{rot,y}(\varphi) &= -A \cdot F_{rot} \cdot \sin(\varphi) \\ F_{rot,z}(\varphi) &= A \cdot F_{rot} \cdot \cos(\varphi) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Die in y- und z-Richtung wirkenden Kräfte verursachen aufgrund ihres Hebelarms r Momente um deren Koordinatenachsen. Da für diese Arbeit aufgrund des Längsverbaus des Motors vorrangig das Moment um die x-Achse von Bedeutung ist, ist in Gleichung 3.19 der Übersichtlichkeit halber nur dieser Zusammenhang angegeben. Die Terme in den Betragstrichen entsprechen den Abständen der rotatorischen Kraftkomponenten zur x-Achse des KOSY.

$$M_{rot,x}(\varphi) = F_{rot,y}(\varphi) \cdot |r \cdot \sin(\varphi)| - F_{rot,z}(\varphi) \cdot |r \cdot \cos(\varphi)| \quad (3.19)$$

Durch symmetrische Anordnung der Kröpfungen bei Mehrzylindermotoren kann eine innere Kompensation der Kräfte und Momente erster Ordnung erreicht werden.

Zum Ausgleich der Massenkräfte zweiter Ordnung werden in der Regel zwei gegensinnig und mit doppelter Pleuelwellendrehzahl laufende Ausgleichswellen mit entsprechender Massenträgheit und Unwucht verbaut. Für die Auslegung des Massenausgleichs sei auf [5] und [81] verwiesen.

Im Falle des Versuchsmotors liegen zwei Ausgleichswellen mit unterschiedlichem z- und y-Versatz der Drehachse zur Pleuelwellenmitte vor, womit zusätzlich zum Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte zweiter Ordnung eine Kompensation des auftretenden Kippmoments erreicht wird.

In Abhängigkeit der Exzentrizität e der Unwuchtmasse von der Ausgleichswellendrehachse sowie deren Abstand in y- (Δy) und z-Richtung (Δz) zur Pleuelwellenachse berechnet sich

die Position der Unwuchtmassen in Relation zur Kurbelwellenmitte nach Gleichung 3.20.

$$\begin{aligned}
 y_{AGW\ 1} &= \Delta y_1 - e \cdot \sin(\varphi_{AGW\ 1}) \\
 y_{AGW\ 2} &= \Delta y_2 - e \cdot \sin(\varphi_{AGW\ 2}) \\
 z_{AGW\ 1} &= \Delta z_1 + e \cdot \cos(\varphi_{AGW\ 1}) \\
 z_{AGW\ 2} &= \Delta z_2 + e \cdot \cos(\varphi_{AGW\ 2})
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

Die beiden Massen u erzeugen in Abhängigkeit ihrer Exzentrizität e und der resultierenden Unwucht $U = u \cdot e$ eine zur Bewegungsrichtung senkrecht wirkende Kraft, welche im Weiteren nach Gleichung 3.21 in eine y- und eine z-Komponente aufgeteilt wird.

Zudem ist zu berücksichtigen, dass die Wellen mit betragsmäßig doppelter Kurbelwellendrehzahl $|\omega_{AGW\ i}| = 2 \cdot \omega_{KW}$ umlaufen und sich die exzentrische Masse bei $\varphi = 0^\circ KW$ auf der Unterseite der Ausgleichswelle (AGW) befindet.

Somit muss für die Aufteilung in die y- und z-Komponente der Fliehkraft der spezifische Winkel φ_{AGW} je AGW eingeführt werden.

$$\begin{aligned}
 F_{y, AGW\ i} &= -U \cdot \omega_{AGW, i}^2 \cdot \sin(\varphi_{AGW, i}) \\
 F_{z, AGW\ i} &= U \cdot \omega_{AGW, i}^2 \cdot \cos(\varphi_{AGW, i})
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

Durch den gegensinnigen Laufsinn der Wellen heben sich die y-Komponenten der resultierenden Kraft auf, wohingegen sie sich in z-Richtung addieren. Die asymmetrische Anordnung der beiden Wellen um die Kurbelwelle bedingt zudem das beschriebene Wechselmoment um die Kurbelwellenlängsachse und ist in Gleichung 3.22 angegeben.

$$M_{AGW, x} = F_{z, AGW\ 1} \cdot |y_{AGW\ 1}| - F_{y, AGW\ 1} \cdot |z_{AGW\ 1}| - F_{z, AGW\ 2} \cdot |y_{AGW\ 2}| + F_{y, AGW\ 2} \cdot |z_{AGW\ 2}| \tag{3.22}$$

Momentengleichgewicht am Aggregat

Im Folgenden werden die am Aggregat wirkenden Momente um die x-Achse zusammengefasst, um die Anregungen des Motor-Getriebeverbund (MGV) berechnen zu können.

In 3.23 werden die eingeführten Momente aus den Gleichungen 3.15, 3.22 und 3.19 eingesetzt sowie das Lagermoment $M_{x, Lagerung}$ um die x-Achse eingeführt, welches schließlich die Anregung in die Karosserie einleitet.

$$\sum M_x = \sum_{i=1}^4 M_{R, x, i}(\varphi) + \sum_{i=1}^4 M_{AGW, x, i}(\varphi) + \sum_{i=1}^4 M_{rot, x, i} + \sum M_{x, Lagerung} = 0 \tag{3.23}$$

Momentengleichgewicht an der Kurbelwelle

Nach Berechnung der zylinderspezifischen Drehmomentverläufe der Einzelkurbeltriebe aus den Tangentialkraftverläufen (vgl. Gleichung 3.14) ergibt sich das gesamte an die Kurbelwelle abge-

gebene Moment nach Gleichung 3.24. Eine Visualisierung von gemessenen Druckverläufen des Vierzylinder Versuchsmotors bei 50 km/h und Nominalverhalten sowie die daraus berechneten Momente zeigt Abbildung 3.13. Zusätzlich ist mit dicker Strichstärke der aufsummierte, resultierende Momentenverlauf eingezeichnet sowie strichliert das mittlere indizierte Drehmoment, welches auf die Kurbelwelle wirkt, hervorgehoben.

$$M_{ind}(\varphi) = \sum_{i=1}^4 M_{T,i}(\varphi) \quad (3.24)$$

Hierbei handelt es sich um ein rein indiziertes Moment, welches über verschiedene Verluste bis

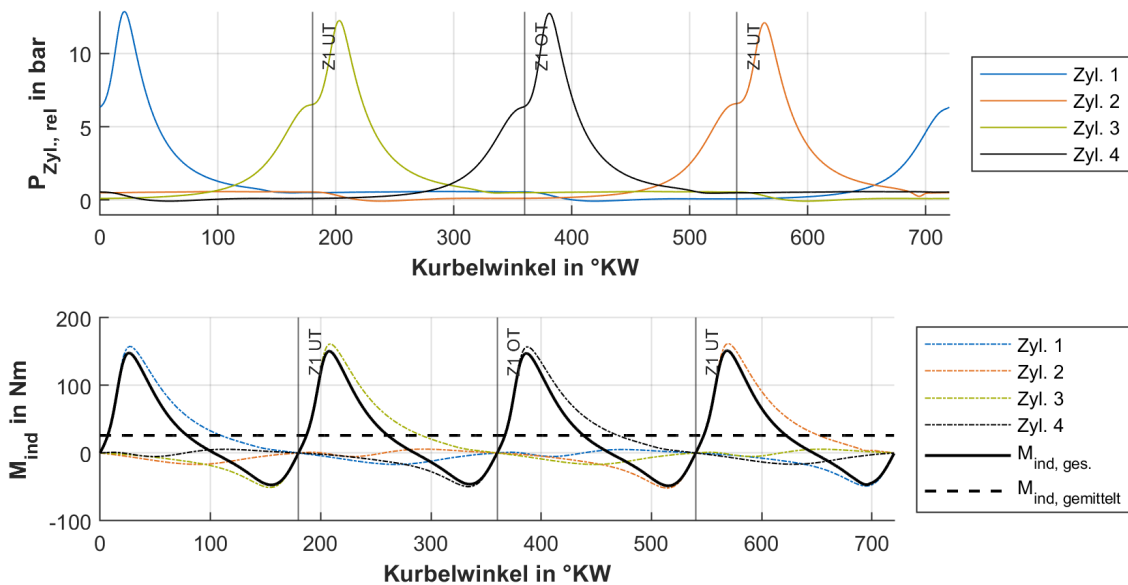


Abbildung 3.13: Gemessene Zylinderdruckverläufe für den Betriebspunkt 50 km/h ohne Fehleraufschaltung (oben). Die resultierenden indizierten Teilmomente sind dazu entsprechend unten aufgetragen. Das aufsummierte und gemittelte Gesamtmoment ist mit dicker Strichstärke hervorgehoben.

zum antreibenden Rad reduziert wird. Zu diesen Verlusten zählen geschwindigkeitsabhängige Reibungsverluste oder etwa *Blow-By* von Verbrennungsgas in das Kurbelgehäuse.

Da derartige Verluste sowohl geschwindigkeits-, temperatur- als auch lastpunktabhängig sind, ist deren Bestimmung nur über Prüfstandsversuche unter bekannten Randbedingungen sinnvoll möglich. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass für die vorliegende Arbeit mit Versuchen am Fahrzeug eine indirekte Ermittlung dieser Größen notwendig ist.

Die Momentenbilanz an der Kurbelwelle kann nach [19] gemäß Gleichung 3.25 in Abhängigkeit der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$, dem Trägheitsmoment Θ sowie den Gas-, Reibungs- und Lastdrehmomenten M_G , M_R und M_L gebildet werden. Die Tilde gibt hierbei einen alternierenden und der Querstrich einen Gleichanteil an.

Da im Fahrzeug Nebenverbraucher wie Lichtmaschine, Hochdruckpumpe oder Klimaanlage vom Verbrennungsmotor angetrieben werden, wird ein zusätzliches, als konstant angenommenes Nebenverbrauchermoment M_{NV} eingeführt.

$$\Theta_{KT} \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \cdot \Theta'_{KT} \cdot \dot{\varphi}^2 = \bar{M}_G - \tilde{M}_G - \bar{M}_R - \bar{M}_L - \bar{M}_{NV} \quad (3.25)$$

Im Falle eines Fahrzeugstillstands entfällt das Lastmoment M_L , sodass unter Kenntnis der Trägheiten und der Gaskräfte die Summe aus M_R und M_{NV} berechnet werden kann.

Im Fahrbetrieb dagegen bestimmen die auftretenden Fahrwiderstände das benötigte Motormoment. Diese setzen sich aus dem Beschleunigungs- F_B , Steigungs- F_{Steig} , Luft- F_L und Reibungswiderstand $F_{R,Reib}$ der Reifen zusammen. Deren Berechnung wird in [74] gezeigt.

Für eine exakte Lastbestimmung sind sowohl umfangreiche Kenntnisse der Kennwerte des Fahrzeugs als auch der Umgebung notwendig. Oftmals sind diese Werte wie beispielsweise Luftwiderstandsbeiwerte, Reibungswerte der Reifen oder die Steigung der Fahrbahn nur experimentell oder mit zusätzlicher Messtechnik zu bestimmen. Da sie für diese Arbeit nicht vorliegen, kann das Modell nicht für die Berechnung der Anregung während der Fahrt genutzt werden. Wie jedoch schon beschrieben sind die Anregungen durch eine LUR vor allem im Leerlauf zu spüren. Da hier keine fahrtspezifischen Kennwerte wie der Wirkungsgrad des Gesamtantriebsstrangs oder der Luftwiderstandsbeiwert eine Rolle spielen, können die angegebenen Zusammenhänge trotzdem für die Berechnung der Anregung im Leerlauf verwendet werden. Mit dieser Kenntnis kann dann die Schwere der LUR anhand der zuvor beschriebenen Probandenstudie abgeleitet werden.

3.3.2 Rückrechnung der gemessenen Aggregatebeschleunigung auf anregende Kräfte und Momente

Über die in Abschnitt 2.3 gezeigten Beschleunigungsaufnehmer wird an vier Positionen des Aggregats die Beschleunigung erfasst und aufgezeichnet. Unter Kenntnis des Trägheitstensors des MGV können anschließend die ursächlichen Kräfte und Momente berechnet werden, welche im Anschluss auf ihren Zusammenhang mit den zuvor ermittelten freien Massenkräften und -momenten aus der Motormechanik untersucht wurden.

Zudem ist in Abhängigkeit der Beschleunigungen eine Berechnung der auftretenden Kräfte in den Lagerstellen des MGV möglich. Die Lagerstellen bilden wie in Kapitel 2 die Systemgrenze der Untersuchung.

Relativkinematik auf starren Körpern

Zur Kondensation und Umrechnung der Informationen aus mehreren Beschleunigungsaufnehmern am Motor auf einen beliebigen Punkt, werden nachfolgend die mechanischen Grundlagen für die Starrkörperdynamik erläutert. Für die genaue Herleitung der Gleichungen sei auf [28] verwiesen. Zudem ist auf eine korrekte Zuordnung der Sensorachsen zu den lokalen Motor-

KOSY zu achten, da oftmals verbaubedingt keine deckungsgleiche Orientierung möglich ist. Mit $\mathbf{r}_i = \mathbf{r}_R + \mathbf{r}_{Ri}$ seien die Ortsvektoren der körperfesten Punkte i in Bezug auf den körperfesten Referenzpunkt R definiert. Die Geschwindigkeit dieser Punkte lässt sich in Abhängigkeit der Geschwindigkeit des Bezugspunkts und der Winkelgeschwindigkeit des Körpers durch Ableitung nach der Zeit wie in Gleichung 3.26 formuliert berechnen.

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{v}_R + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}_{Ri} \quad (3.26)$$

Über erneutes Ableiten folgt somit die Beschleunigung am Punkt i nach Gleichung 3.27.

$$\mathbf{a}_i = \mathbf{a}_R + \dot{\boldsymbol{\omega}} \times \mathbf{r}_{Ri} + \boldsymbol{\omega} \times \underbrace{(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}_{Ri})}_{\mathbf{v}} \quad (3.27)$$

Unter der Annahme kleiner Winkelverdrehungen verändert sich die Richtung der Geschwindigkeiten an den Punkten i nicht. Da $\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}$ senkrecht auf der Geschwindigkeit \mathbf{v} steht, verschwindet der Ausdruck und kann vernachlässigt werden.

Das Kreuzprodukt $\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$ zweier Vektoren kann gemäß [69] durch Einführung eines Tensors \mathbf{R} aus den Komponenten des Vektors \mathbf{r} (vgl. Gleichung 3.28) analog zu Gleichung 3.29 in eine Matrixmultiplikation überführt werden.

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0 & -r_3 & r_2 \\ r_3 & 0 & -r_1 \\ -r_2 & r_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$$\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} = -\mathbf{r} \times \boldsymbol{\omega} = -\mathbf{R}\boldsymbol{\omega} \quad (3.29)$$

Mit dieser Umformung lässt sich 3.27 unter Vernachlässigung der quadratischen Terme mit Gleichung 3.30 ausdrücken.

$$\mathbf{a}_i = \mathbf{a}_R + \mathbf{R}_{iR}\dot{\boldsymbol{\omega}} \quad (3.30)$$

Durch Zusammenfassen der i Gleichungen ergibt sich die Matrix-Vektor-Form gemäß Gleichung 3.31.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{a}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{a}_i \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{R}_{1R} \\ \vdots & \vdots \\ \mathbf{I} & \mathbf{R}_{iR} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{a}_R \\ \dot{\boldsymbol{\omega}} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Um die relevanten Beschleunigungen am Referenzpunkt bzw. die Winkelbeschleunigung des Körpers zu erhalten, muss Gleichung 3.31 nach dem Vektor $\begin{bmatrix} \mathbf{a}_R \\ \dot{\boldsymbol{\omega}} \end{bmatrix}$ aufgelöst werden.

Es ist zu beachten, dass in 3.31 $3i$ Gleichungen für 6 Unbekannte vorliegen, das Gleichungssystem somit überbestimmt ist und damit korrekterweise statt dem Gleichheitszeichen \approx geschrieben werden muss. Zur Lösung des Gleichungssystems wird über den *least-squares* Ansatz die Norm des Residuums minimiert, welche über die sog. *Moore-Penrose-Inverse* \mathbf{A}^\dagger

der Matrix $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{R}_{1R} \\ \vdots & \vdots \\ \mathbf{I} & \mathbf{R}_{iR} \end{bmatrix}$ [83] berechnet werden kann.

Somit ergeben sich die Größen am Referenzpunkt gemäß Gleichung 3.32.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{a}_R \\ \dot{\boldsymbol{\omega}} \end{bmatrix} = \mathbf{A}^\dagger \begin{bmatrix} \mathbf{a}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{a}_i \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Ersetzt man \approx durch ein Gleichheitszeichen, so ergeben sich die synthetisierten Beschleunigungen $\hat{\mathbf{a}}_i$ an den ursprünglichen Messstellen. Der Modellfehler \mathbf{e}_i lässt sich analog zu Gleichung 3.33 aus der Differenz zwischen gemessener \mathbf{a}_i und synthetisch generierter Beschleunigung am Punkt i ermitteln.

$$\mathbf{e}_i = \mathbf{a}_i - \hat{\mathbf{a}}_i \quad (3.33)$$

Rückrechnung auf anregende Kräfte und Momente

Zunächst wird mit $\boldsymbol{\Theta}^{(S)}$ nach [28] der Trägheitstensor der gemessenen Trägheits- und Deviationsmomente des MGV bezüglich dessen Schwerpunkts S im Fahrzeug-KOSY nach Gleichung 3.34 eingeführt.

$$\boldsymbol{\Theta}_{Motor}^{(S)} = \begin{bmatrix} \Theta_x & \Theta_{xy} & \Theta_{xz} \\ \Theta_{yx} & \Theta_y & \Theta_{yz} \\ \Theta_{zx} & \Theta_{zy} & \Theta_z \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Da der Trägheitstensor Θ der gemessenen Trägheiten des MGV im Fahrzeug-KOSY vorliegt, ist eine Umrechnung der Beschleunigungen vom lokalen Motor-KOSY in das globale Fahrzeug-KOSY nötig. Der Motor ist dabei um die y -Achse nach hinten gekippt sowie um die Kurbelwellenachse (x -Achse) verdreht.

Die Umrechnung wird durch die Multiplikation der gemessenen Größen mit der resultierenden Transformationsmatrix \mathbf{A}_{res} aus den beiden Drehmatrizen \mathbf{A}_x und \mathbf{A}_y nach Gleichung 3.35 durchgeführt, in der α den Verdrehwinkel um die globale x -Achse und β den Winkel um die globale y -Achse kennzeichnen. Das Vorzeichen beider Winkel ergibt sich nach der Rechten-Hand-Regel. Da aus dem gedrehten, lokalen KOSY in das Fahrzeug zurückgedreht werden soll, erfolgt die Berechnung der Transformationsmatrix in umgekehrter Reihenfolge.

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_x(\alpha) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix}, & \mathbf{A}_y(\beta) &= \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_{res} &= \mathbf{A}_y(\beta) \cdot \mathbf{A}_x(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos(\beta) & \sin(\beta) \cdot \sin(\alpha) & \sin(\beta) \cdot \cos(\alpha) \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ -\sin(\beta) & \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.35)$$

Die am Schwerpunkt wirkenden Drehmomente berechnen sich in Abhängigkeit der transformierten Winkelbeschleunigung $\dot{\boldsymbol{\omega}}$ und Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}$ sowie des Trägheitstensors $\boldsymbol{\Theta}^{(S)}$ analog zu Gleichung 3.36, wobei auch hier die quadratischen Anteile vernachlässigt werden können.

$$\boldsymbol{M}^{(S)} = \boldsymbol{\Theta}_{Motor}^{(S)} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\Theta}_{Motor}^{(S)} \cdot \boldsymbol{\omega}) \quad (3.36)$$

Die anregenden Kräfte am Schwerpunkt ergeben sich in Abhängigkeit der transformierten Beschleunigungen \boldsymbol{a}_S und der Masse des MGV nach Gleichung 3.37.

$$\boldsymbol{F}_S = m_{MGV} \cdot \boldsymbol{a}_S \quad (3.37)$$

3.3.3 Berechnung der Lagerkräfte

Um die aus den aufgebrauchten Drehmomenten resultierenden Kräfte an den Lagerstellen berechnen zu können, ist zunächst die Ermittlung der zugehörigen Hebelarme nötig.

Hierfür ist im ersten Schritt die Rotationsachse (engl. „Torque-Roll-Axis (TRA)“), um die sich der MGV bei einer Beaufschlagung durch ein Drehmoment dreht, zu bestimmen. Es dominieren die Drehmomente um die Kurbelwellenachse, weshalb die Ausrichtung der Drehachse über ein normiertes Moment in Kurbelwellenlängsrichtung und damit rein in x-Richtung des lokalen Motor-KOSY erfolgt (vgl. [45]). Daraus resultieren die Winkelbeschleunigungen im Fahrzeug-KOSY nach Gleichung 3.38 durch Umstellen von Gleichung 3.36 nach $\dot{\boldsymbol{\omega}}$. Die TRA lässt sich im 3D-Modell durch diesen Vektor ausgehend vom Schwerpunkt konstruieren.

$$\dot{\boldsymbol{\omega}} = \boldsymbol{\Theta}_{Motor}^{-1} \cdot \left(\boldsymbol{A}_{res} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \right) \quad (3.38)$$

Die im Fahrzeug-KOSY vorliegenden Lastgrößen sind für die finale Lagerberechnung in das KOSY der TRA zu transformieren. Dieses wird derart gewählt, dass die x-Achse in Richtung der TRA zeigt und die z-Achse parallel zur Fahrzeug-z-Achse steht.

Die Senkrechten von der TRA zu den jeweiligen Lagermittelpunkten gemäß Abbildung 3.14 ergeben die effektiven Hebelarme, über die das transformierte Drehmoment abgestützt wird. Da das System mit den drei elastischen Lagerstellen statisch überbestimmt ist, wird im Weiteren angenommen, dass sich die statische Massenkraft des MGV zunächst in Abhängigkeit der Schwerpunktlage auf die vorderen Motorlager (MoLa) und das hintere Getriebelager (GeLa) aufteilt. Der vordere Anteil wird in Abhängigkeit der jeweiligen y-Abstände der MoLa abgestützt.

Durch den kurzen Hebelarm r_{GeLa} wird ein aufgebrauchtes Moment um die TRA kaum vom GeLa aufgenommen, sodass im Folgenden angenommen wird, dass dies über die beiden MoLa in Abhängigkeit der jeweiligen Hebelarme r_{MoLa} gleichmäßig erfolgt. Die übrigen Momente

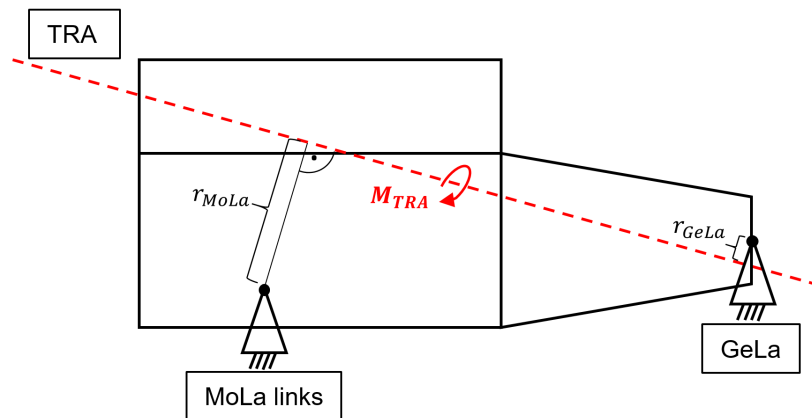


Abbildung 3.14: Schematische Darstellung der Lagerung des MGV in der Seitenansicht von links (zweites MoLa auf der Rückseite des Motorblocks), woraus $r_{MoLa} \gg r_{GeLa}$ folgt.

um die y- und z-Achse werden über die Abstände der einzelnen Lager zum Schwerpunkt aufgeteilt.

Die Lagerkräfte ergeben sich abschließend durch Komponentenzerlegung der abstützenden Kräfte an den Lagerstellen.

3.3.4 Zusammenführung der Ergebnisse aus Messung und Modell

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus den zuvor hergeleiteten Zusammenhängen dargestellt. Die freien Kräfte und Momente werden demnach direkt aus den Kurbeltriebsgleichungen und den Zylinderdrücken als Systemeingang sowie indirekt aus den gemessenen Beschleunigungen am Aggregat ermittelt.

Den Kurbeltrieb betreffend ist eine Superposition aus den Kräften an Kolben, Pleuel, Kurbelwelle sowie AGW notwendig, um die resultierenden Kräfte zu erhalten (erster Abschnitt).

Für die Auswertung der Beschleunigungsmessung werden die einzelnen Sensordaten auf einen Referenzpunkt fusioniert und darauf aufbauend wird über die Trägheit des MGV auf die ursächlichen Kräfte und Momente geschlossen (zweiter Abschnitt).

Über einen Vergleich der jeweiligen Ergebnisse kann schließlich die Modellgüte des Kurbeltriebs bewertet werden (dritter Abschnitt).

Auswertung Kurbelwellenmodell

Eine Darstellung der einzelnen Kraftkomponenten, der Abstände der Unwuchtmassen von der Kurbelwellenmitte sowie deren resultierendes Moment um die Kurbelwellenachse zeigt Abbildung 3.15. Die Eingangsdaten für die Berechnung wurden aus einer Messung im Leerlauf gewonnen. Auf das Versuchsfahrzeug waren keine Fehler aufgeschaltet. Durch den gegenläufigen Drehsinn heben sich die Kraftkomponenten in y-Richtung auf, sodass die Kräfte ausschließlich in z-Richtung wirken. Zum Ausgleich der oszillatorischen Massenkräfte zweiter Ordnung,

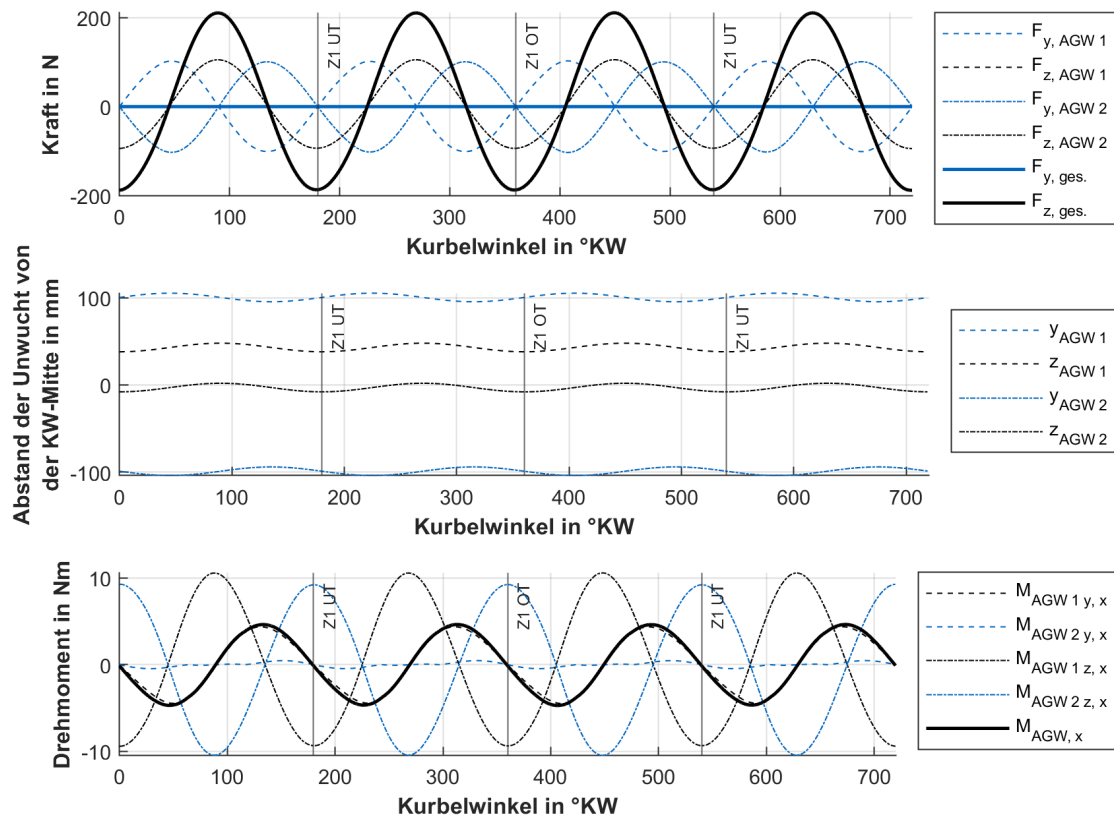


Abbildung 3.15: Auftretende Kräfte und Momente während einer Leerlaufmessung mit dem Versuchsträger ohne Fehlerrückmeldung. Oben: Auftretende Kräfte in y- (heben sich durch ihr gegensinniges Vorzeichen auf) und z-Richtung (addieren sich durch ihr gleiches Vorzeichen). Mittig: Position der Unwuchtmassen in Relation zur Kurbelwellenmitte. Unten: Resultierende Drehmomente aus den dargestellten Kräften und Abständen.

welche ebenfalls rein in Zylinderlängsrichtung wirken, ist genau dies gewünscht.

Die unterschiedlichen Verbaulagen der beiden Wellen in Relation zur Kurbelwellenlängsachse rufen ein um diese Achse wirkendes Drehmoment hervor. Wie später gezeigt wird, wirkt dies dem resultierenden Moment aus der Kolbenseitenkraft entgegen, sodass das entstehende Kippmoment reduziert werden kann.

In Abbildung 3.16 sind in den oberen beiden Graphen exemplarisch für Zylinder 3 die dort auftretenden Kräfte dargestellt. Eingangsgröße für die Berechnung war auch hier der gemessene Druckverlauf im Leerlauf. Die oszillierende Massenkraft $F_{osz.}$ nimmt aufgrund der niedrigen Drehzahl geringe Werte an, dominiert der Einfluss der Kolbenkraft F_K (Gleichung 3.12). Bei hohen Drehzahlen und geringen Lasten überwiegen hingegen die Massenkkräfte, da $F_{osz.}$ quadratisch mit der Drehzahl korreliert.

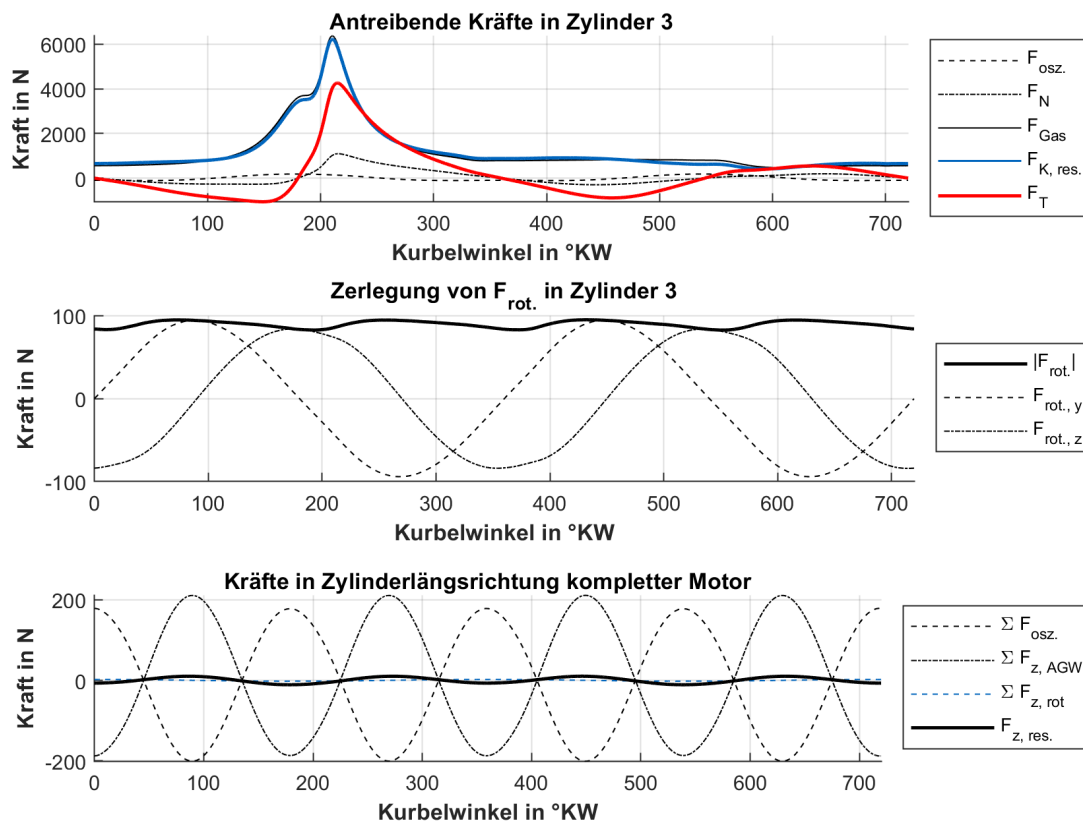


Abbildung 3.16: Verläufe der einzelnen Kolbengleichungen für die untersuchte Leerlaufmesung.

Weiterhin fällt auf, dass durch die kinematischen Zusammenhänge und der daraus resultierenden Pleuelschrägstellung und der Anbindung des Pleuels an den Hubzapfen nur ein kleiner Anteil der eingebrachten Kolbenkraft F_K als tangential wirkende Kraft F_T zur Erzeugung des Drehmoments genutzt werden kann. Der restlichen Anteile werden über die Zylinderbuchse und die Lagerung der Kurbelwelle aufgenommen.

Durch einen Ausgleichsgrad von unter 100 % liegt zudem je Zylindersegment eine frei wirkende rotatorische Massenkraft vor. Diese wirkt normal zur Bewegungsrichtung am Hubzapfen nach außen und wird für die weiteren Berechnungen in Abhängigkeit dessen Position vektoriell in die einzelnen Komponenten zerlegt. Die Schwankungen des dargestellten Betrags ist auf die über den Zyklus hinweg instationäre Drehzahl zurückzuführen.

Durch die symmetrische Gestaltung der Kurbelwelle gleichen sich die oszillatorischen Kräfte erster Ordnung im Motor aus, sodass diejenigen zweiter Ordnung verbleiben.

In Abbildung 3.16 unten ist das Zusammenspiel der Resultierenden aus den einzelnen oszillatorischen Kräften, der resultierenden z-Komponente aus Rotation und dem Eintrag der AGW

am kompletten Motor, dargestellt. Es zeigt sich, dass die Resultierende eng um null oszilliert und somit lediglich eine geringe Anregung in Zylinderlängsrichtung verbleibt. Die sich aus den einzelnen Kräften und Momenten ergebenden Resultierenden sind in Abbildung 3.17 zusammengefasst. Die freien Kräfte in y- und z-Richtung weisen nur niedrige Amplituden auf

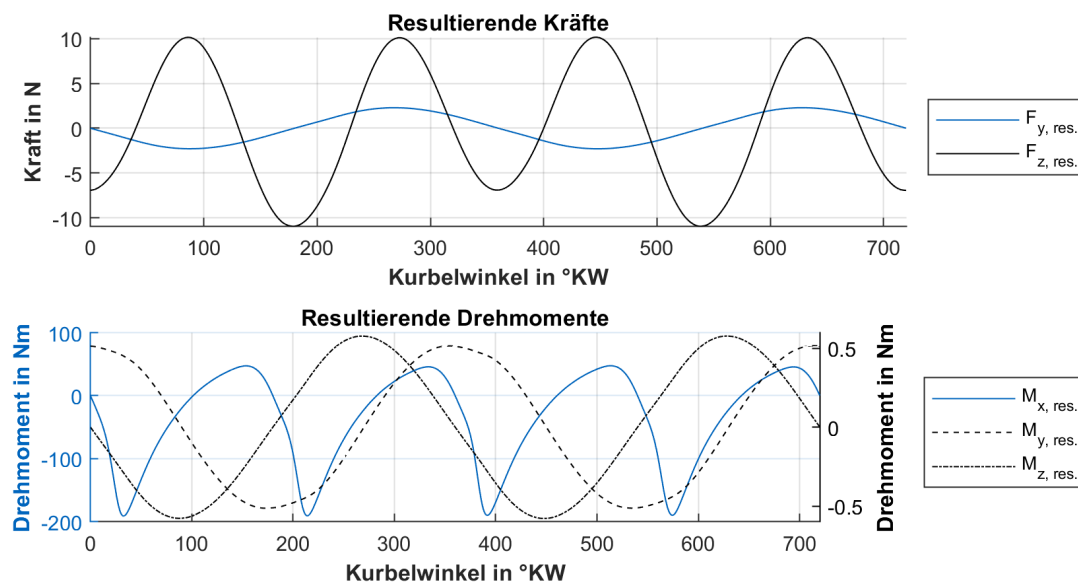


Abbildung 3.17: Übersicht der resultierenden Kräfte und Momente am Kurbeltrieb.

und regen den Motor somit nur in geringem Maße an.

Ähnlich niedrige Werte liegen bei den freien Momenten um die y- und z-Achse vor, welche zur Verdeutlichung gegen eine zweite Skala aufgetragen sind. Somit sind auch diese von geringem Einfluss auf die Schwingungen des Motors.

Anders verhält es sich dagegen bei den Drehmomenten um die Kurbelwellenlängsachse. Vorrangig beeinflusst das Reaktionsmoment aus der Kolbenseitenkraft den Verlauf, was auf die verhältnismäßig hohen Seitenkräfte in Verbindung mit dem Kolbenabstand zur Kurbelwellenachse zurückzuführen ist.

Basierend auf diesen Berechnungen ist vorrangig eine Rollbewegung des Aggregats um die Längsachse zu erwarten, was im Weiteren durch Auswertung der Beschleunigungsmessungen bestätigt werden kann.

Damit können die freien Kräfte und die Momente um die y- bzw. z-Achse aufgrund ihrer niedrigen Amplituden und der hohen Masse des MGV vernachlässigt werden.

Auswertung der Beschleunigungsmessung

Nachdem die einzelnen Kanäle der Beschleunigungsaufnehmer den zugehörigen Achsen des Motor-KOSY zugeordnet sind erfolgt über das in 3.3.2 gezeigte Vorgehen eine Synthese der Beschleunigungen auf den Referenzpunkt, welcher im Weiteren auf den Schwerpunkt des

MGV festgelegt wird.

Abbildung 3.18 zeigt die Verläufe für die linearen Beschleunigungen a_i sowie der Winkelbeschleunigungen $\dot{\omega}_i$ der i Sensorkanäle. Zusätzlich ist der relative Modellfehler dargestellt, welcher sich zu jedem Datenpunkt aus dem Quotienten der gemessenen und der synthetisierten Beschleunigungen an den einzelnen Sensorstellen berechnet.

Anhand der dargestellten Winkelbeschleunigungen bestätigt sich die Annahme, dass die Anregung um die x-Achse von vorrangiger Bedeutung ist.

Da der relative Modellfehler vor allem in den Bereichen hoher Beschleunigungen, welche für die Anregungen am relevantesten sind, niedrige Werte aufweist, ist die Annahme eines Starrkörpers gerechtfertigt.

Der Fehler nimmt in den Bereichen der Nulldurchgänge die höchsten Werte an. Da sich der Fehler allerdings aus dem Verhältnis der gemessenen und der synthetisierten Beschleunigungen ergibt, bedeutet dies zwar relativ gesehen eine hohe Abweichung, absolut gesehen sind diese durch die Nähe zur Nulllage allerdings niedrig. Somit ist der Effekt des Fehlers auf das Messergebnis gering und hinnehmbar.

Abgleich der Ergebnisse

Zur Ermittlung der verursachenden Kräfte und Momente für die gemessenen Beschleunigungen werden diese zunächst in das Fahrzeug-KOSY transformiert und gemäß Gleichung 3.36 mit dem Trägheitstensor des MGV verrechnet.

Analog dazu werden die Momente aus den Kurbeltriebsberechnungen transformiert und zusätzlich um deren Mittelwert bereinigt. Dies ist notwendig, da die Beschleunigungsaufnehmer nur Relativbeschleunigungen erfassen können und ihre Messwerte damit mittelwertbereinigt sind.

Die resultierenden Momente der Berechnungen aus den Kurbeltriebsgrößen und der Dynamik des starren Körpers um die globale Fahrzeug x-Achse sind in Abbildung 3.19 dargestellt. Der erste visuelle Vergleich ergibt hier ein vergleichbares Verhalten mit ähnlichen Amplituden. Für eine detailliertere Analyse sind die beiden Drehmomentverläufe in Abbildung 3.20 in die Frequenzdarstellung überführt und deren Amplituden werden jeweils auf die relativen und absoluten Unterschiede hin untersucht. Zudem wird über die Kreuzkorrelation der vorhandene Phasenversatz näher spezifiziert. Wie zu erwarten, dominieren die 4. MO und deren Vielfache. Dies ist auf die vier Zylinder zurückzuführen, die während der zwei Umdrehungen viermal Arbeit abgeben und damit die größten Amplituden verursachen. Die Amplituden weichen um etwa 3%-20% ab, sodass unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit der verwendeten Beschleunigungsaufnehmer eine ausreichende Abbildungsqualität der gemessenen Drehmomente durch das Modell festgestellt werden kann. Die Nebenordnungen weisen deutlich höhere relative Abweichungen auf, welche allerdings in Hinblick auf ihre niedrigen Amplituden akzeptiert werden können.

Die Abweichungen der beiden Verläufe können einerseits auf die modellbedingte Reduktion

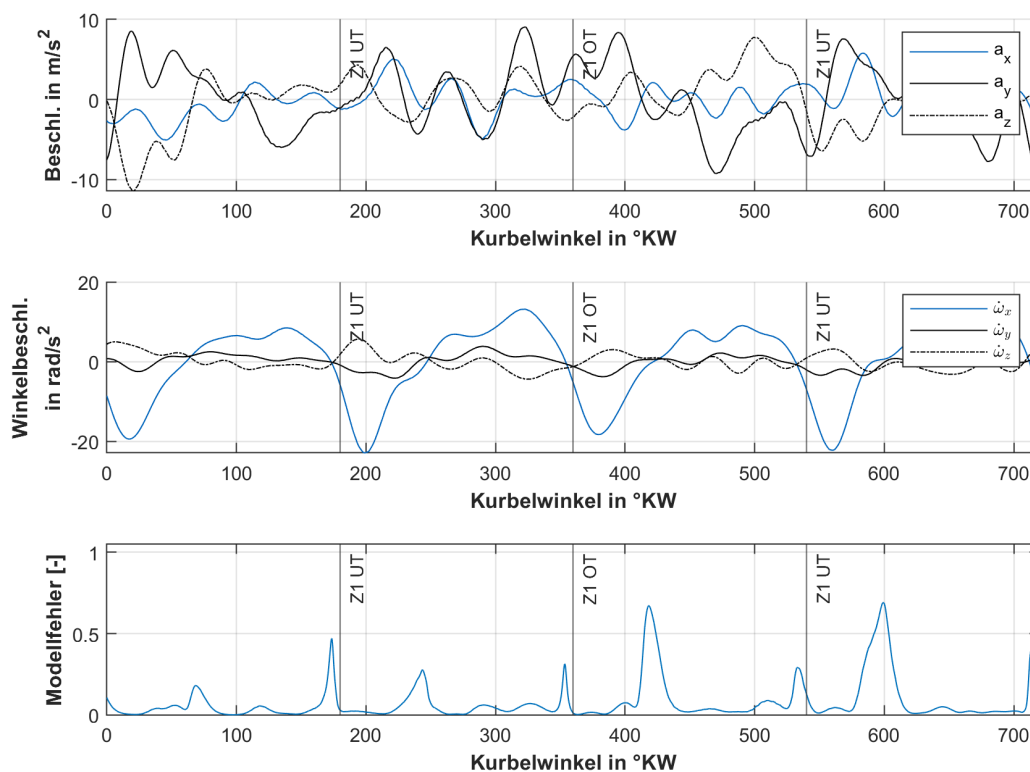


Abbildung 3.18: Sensorfusion auf den MGW-Schwerpunkt und Auswertung der Starrkörperbewegung. Dargestellt sind die linearen Beschleunigungen (oben) und Winkelbeschleunigungen (Mitte). Unten dargestellt ist der relative Modellfehler durch Vergleich der rücktransformierten Beschleunigungen zu den gemessenen Anregungen.

des realen Aggregats auf wenige bewegte Komponenten und andererseits auf Fertigungstoleranzen der Bauteile zurückgeführt werden. Die verwendeten Parameter für die einzelnen Komponenten unterliegen im Serienprozess trotz des hohen Qualitätsstandards gewissen Schwankungen, woraus eine variierende Dynamik resultiert. Dies muss hingenommen werden, da in der laufenden Produktion keine vollständige Parametrierung jedes einzelnen Aggregats möglich ist. Im Weiteren muss daher beachtet werden, dass das aus dem Kurbeltrieb berechnete Moment den Realzustand für das verwendete Versuchsfahrzeug leicht unterschätzt.

3.4 Zusammenfassung des Kapitels

Im Kapitel 3 wurde die Definition LUR spezifiziert und ein Konzept zur Detektion und zum Monitoring derselben erarbeitet. Dabei wurde die gesamte Wirkkette betrachtet: Das Empfinden des Fahrers, welcher als Sensor für LUR den Systemausgang darstellt, wurde anhand

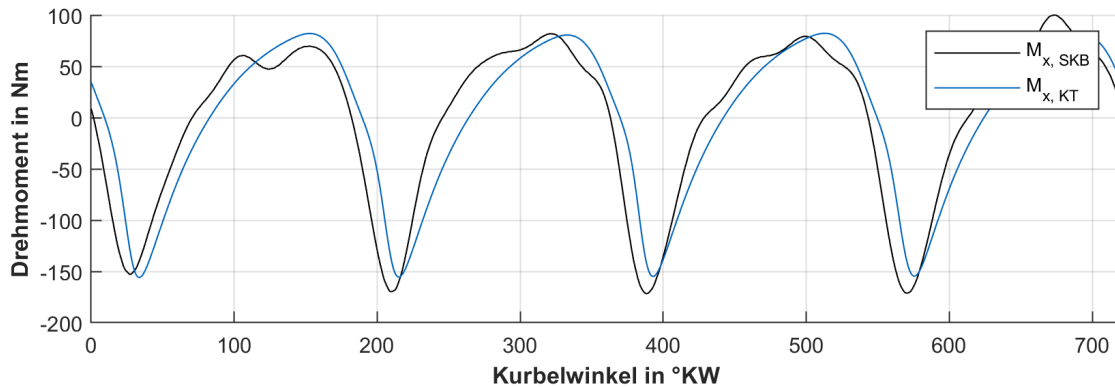


Abbildung 3.19: Vergleich der Berechnungsergebnisse aus der Starrkörperbewegung (SKB), welche über die Messung der Beschleunigungssensoren ermittelt wurde, und dem Kurbeltriebsmodell (KT), welches aus den Zylinderdruckverläufen berechnet wurde.

einer Probandenstudie objektiviert und kann so einer definierten Fehlerschwere zugeordnet werden.

Die Fehlerschwere wiederum hat ihre Ursache in schadhafte oder degradierenden Bauteilen, welche sich auf den Druckverlauf während der Verbrennung auswirken. Bereits durch eine Signalanalyse konnte ein Zusammenhang zwischen Druck und Drehzahl identifiziert werden, woraus ein Kennwert für die LUR-Intensität entwickelt wurde, welcher die natürlichen Prozessschwankungen berücksichtigt.

Um eine allgemeingültige Aussage der Schwingungsanregung zu treffen, wurde ein Modellierungsansatz vorgestellt, welcher die Motorbewegung in den Lagern und das daraus resultierenden Moment identifiziert. Durch diese Zwischengröße kann ein Maß der Anregung auf das Fahrzeug berechnet werden, das Aufschluss über die LUR für den Insassen gibt. Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass die Wankbewegung des Motors um seine x-Achse analog der Literatur bestätigt werden konnte und sich diese auch in der Karosserie in gedämpfter Form wiederfindet. Als Eingangsgröße für die Berechnung der Lagerkräfte dient weiterhin der Zylinderdruckverlauf, welcher in Serienfahrzeugen nicht messbar ist. Dieser Problematik wurde durch ein Last-/Drehzahlkennfeld gelöst, welches die Amplituden der Drehzahl und des Zylinderdrucks für den Referenzfall beinhaltet. Liegt die aktuelle Drehzahlamplitude außerhalb der Referenz plus der zweifachen Standardabweichung (vgl. Gleichung 3.2), kann in sehr guter Näherung der folgende, empirisch ermittelte lineare Zusammenhang verwendet werden:

$$p_{zyl,i} = p_{zyl,ref} - 0,421[p/rpm] * (A_{n,ref,i} - A_{n,i}) \quad (3.39)$$

Aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen Kurbelwelle und Kolben, steht der Zylinderinnendruck $p_{zyl,i}$ in direktem Zusammenhang mit der Amplitude der Drehzahl des entsprechenden Zylinders $A_{n,ref,i}$. Da im Fehlerfall zu wenig Arbeit in Form von Druck

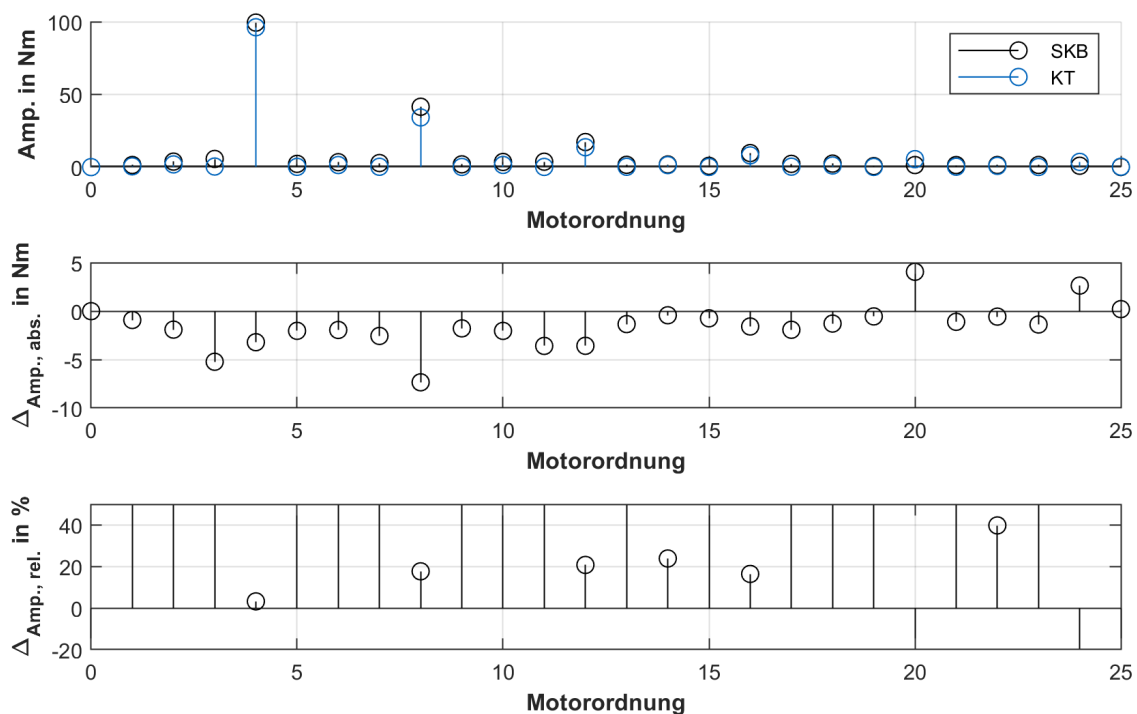


Abbildung 3.20: Fourier-Transformation der Drehmomente aus der Starrkörperbewegung (SKB) und dem Kurbeltrieb (KT).

abgegeben wird, sinkt auch die Amplitude der messbaren Drehzahl $A_{n,i}$, womit über den Skalierungsfaktor $0,421[p/rpm]$ die Übertragungsfunktion Referenzdruck $p_{zyl,ref}$ und real anliegendem Druck $p_{zyl,i}$ hergestellt werden kann. Auf diese einfache Art kann mit sehr geringem Rechenaufwand der Zylinderdruck abgeschätzt werden. Einer genaueren Abbildung des Zylinderdrucks anhand der Drehzahlinformation widmet sich das nachfolgende Kapitel. Nachdem ausführlich auf die Detektion von LUR als oberste Ebene der Abbildung 2.4 eingegangen wurde, muss im Weiteren der schadhafte Subprozess identifiziert werden. Dieser Aufgabe widmet sich ebenfalls das folgende Kapitel 4.

4 Identifikation des fehlerhaften Teilprozesses

In diesem Kapitel wird eine Methodik eingeführt, welche Informationen zu dem degradierenden Teilsystem, nämlich dem Luft- und Kraftstoffpfad, geben soll. Fehler im Zündsystem verhalten sich wie in Abbildung 3.6 verdeutlicht binär. Das bedeutet, dass ein degradierendes Zündsystem das Gemisch entweder vollständig entzündet, wodurch kein Einfluss auf die LUR des Motors identifiziert werden kann, oder aber die Degradation zu einem gesamthaften Aussetzer führt und damit eine maximale LUR verursacht. Fehler im Zündsystem können somit nicht mit einer Top-Down-Analyse im Sinne eines prädiktiven, sich anbahnenden Fehlers untersucht werden. Zu diesem Zweck muss das elektrische System selbst diagnostiziert werden, wie dies in aktuellen Motorgenerationen bereits Stand der Technik ist.

Die Methodik wird anhand von je einem Teilmodell für den Zylinderdruckverlauf sowie einem für den Drehzahlverlauf umgesetzt und wurde zur IFAC Tagung „Advanced Control and Diagnosis“ in der entsprechenden Veröffentlichung zusammengefasst (vgl. [31]). Hier werden die wichtigsten Aspekte aufgegriffen und der Weg der Top-Down Analyse des schadhaften Bauteils verfolgt (vgl. Abbildung 2.4).

Einen Überblick zur Zielsetzung des Kapitels gibt Abbildung 4.1. Das Diagramm zeigt, dass die beiden Teilmodelle zusammengeführt werden, um zunächst den Zylinderdruck zu bestimmen, der im nächsten Schritt wiederum Eingang für das Drehzahlmodell ist. Nachdem in Serienfahrzeugen aus Kostengründen keine Zylinderdrucksensoren verbaut werden, kann mithilfe dieses Ansatzes eine modellierte Drehzahl mit der gemessenen verglichen werden. Somit können Informationen über den Druckverlauf gewonnen werden, welcher wiederum Charakteristika ausbildet, die Abweichungen von der Sollkraftstoff- bzw. Sollluftmenge aufzeigen.

In der Literatur lassen sich unterschiedliche modellbasierte Verfahren zur Rekonstruktion des Zylinderdrucks finden. Zeng et al. stellt in [91] ein drehzahl- und lastbasiertes Verfahren mittels Lookup-Table zur Zylinderdruckrekonstruktion vor, bei dem der Zylinderdruck über eine dimensionslose Kurve im Frequenzbereich ausgedrückt wird. Die Erhebung der Druckmessdaten und Validierung des Modells erfolgt an einem Schwerlast-Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Die aufgezeichneten Zylinderdrücke werden in den Frequenzbereich überführt und die ersten 30 Ordnungen aufgetragen. Verwendet werden lediglich die ersten 16 Amplituden, da höhere Ordnungen vergleichsweise geringe Amplituden aufweisen und dementsprechend wenig Informationsgehalt bieten. Durch die annähernde Proportionalität zwischen der Amplitude der ersten Harmonischen und der Last, wird diese im Weiteren zur Normierung der darauffolgenden Amplituden genutzt. Über das Fitting eines Polynoms dritten Grades wird die charakteristische Gleichung des gemittelten Amplitudenverlaufs aus den normierten 25

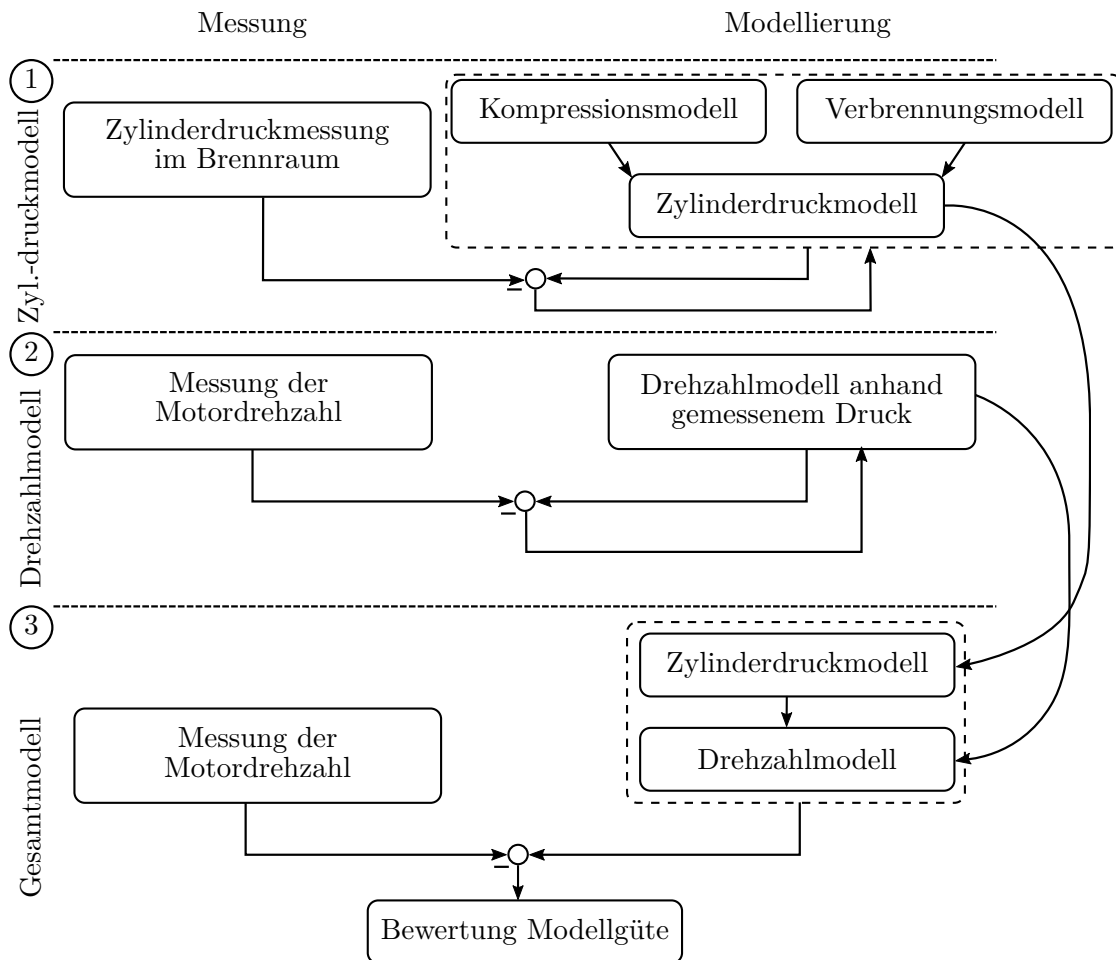


Abbildung 4.1: Vorgehen zur Identifikation eines Modells der LUR-Intensität

Messkurven ermittelt und ebenfalls abgespeichert. Zur Abbildung der Phasenwinkel wird eine lineare Näherung dessen Verlaufs durchgeführt und je zwei Punkte zur Beschreibung dieser Geraden zu den Lastpunktparametern hinzugefügt. Die ermittelten Werte werden schließlich in einem Kennfeld abgespeichert.

Weiterhin sind Ansätze zur Rekonstruktion mittels Dynamikmodell zu finden wie in [29], [48], [84], [62], [15], [56] und [19] beschrieben. Ihnen gemein ist die Vorgehensweise, die auf einem Drehzahlmodell anhand der Kurbelwellendynamik und einem Modell für den Druckverlauf basiert. Die Modellstruktur zur Drehzahlberechnung reicht dabei von einfachen physikalischen Zusammenhängen einer starren Kurbelwelle [29] bis hin zu einer Mehrmassenstruktur, die über Feder-Dämpfer-Elemente verbunden sind, um höhere Drehzahlen berücksichtigen zu können [48]. Für die Zylinderdruckmodelle wurden auch unterschiedliche Ansätze genutzt: In [29], [48], [62] wurde auf Zusatzmesstechnik zurückgegriffen, die den Druckverlauf eines Zylinders aufnimmt, um anhand dessen auf die Parameter des zugrundeliegenden Modells zu schließen, welche als konstant über alle Zylinder angenommenen wurden. Die Modelle selbst

reichen von linearen Übertragungsfunktionen zwischen Amplitude des Drehzahlsignals und der Höhe des Zylinderdrucks analog 3.39, welche auf einer polytrope Kompression und Expansion beruhen [62], bis hin zu Ansätzen, die eine isentrope Kompression und ein Polynom zur Darstellung des Brennverlaufs nutzen [29]. In [84] wird der Kompressionsverlauf anhand eines Polynoms dargestellt und der Brennverlauf durch die experimentell entwickelte Vibe-Funktion. Durch diesen Ansatz konnte auf zusätzliche Messtechnik verzichtet werden.

Aufgrund der komplexen thermodynamischen und chemischen Zusammenhänge während der Verbrennung kommen auch reine Black Box-Modelle zum Einsatz, die in der Regel auf neuronalen Netzen unterschiedlicher Struktur basieren. Auch hier wird das Drehzahlsignal als Eingang genutzt, um anhand dessen Charakteristika auf den Zylinderdruck zu schließen (vgl. [46], [89], [80] und [4]).

Im Unterschied zu den Ansätzen aus der Literatur, wird bei der Entwicklung der Diagnosmethodik für den Teilprozess, auf zusätzliche Messtechnik für den Anwendungsfall verzichtet (Sensorik wurde lediglich zur Herleitung und Validierung der Methodik verwendet). Des Weiteren wird nicht versucht, eine möglichst gute Abbildung des Druckverlaufs zu erreichen, sondern vielmehr eine möglichst einfache Modellstruktur zu erarbeiten, welche für die Identifikationsaufgabe hinreichend genau ist. Zusätzlich ist das Modell in der Lage die Drücke in jedem einzelnen Zylinder zu schätzen, um die Auswirkung auf die LUR zu identifizieren. Zu diesem Zweck wird im Folgenden zunächst der Verbrennungsprozess mit dem Drehzahlsignal als dessen Ausgang analysiert.

4.1 Systembeschreibung und Analyse von Fehlern in den Teilprozessen

Zunächst werden die untersuchten Fehlerfälle vorgestellt, anhand derer die Modelle validiert werden. Die gezeigten Verläufe für Druck und Drehzahl sind exemplarisch für einen Betriebspunkt von 100 km/h gezeigt (vgl. auch Tabelle 2.3). Ein Verschleiß oder Defekte in den einzelnen Teilprozessen führen in der Regel immer zu einer Mehr- oder Mindermenge des geförderten Mediums. Daher muss die experimentelle Simulation eines Fehlers eine Abweichung jener Fördermenge hervorrufen. Aus Abbildung 3.6 geht zudem hervor, dass eine Mehrmenge an eingespritzter Kraftstoffmenge nur ein geringes Maß an LUR hervorruft. Aus diesem Grund wird die Methodik im Weiteren anhand des Beispiels eines Injektors mit verringertem Durchfluss (z.B. durch Verkokung) und einer geringeren Luftmenge (z.B. durch Verkokungen auf dem Einlassventil) erarbeitet. Die Verläufe für den Zylinderdruck des Zylinder 1, an dem der Fehler anliegt, und der aus allen vier Verbrennungen resultierende Drehzahlverlauf ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Zusätzlich ist auch eine Messung des Nominalverhaltens in Blau eingezeichnet (vgl. „Referenz“ in Abbildung 4.2).

Zur Beeinflussung der Kraftstoffmasse wurden zunächst zwei Ansätze untersucht: Zum einen wurde eine Vertrimmung via Software umgesetzt, wobei die im Steuergerät berechnete Refe-

renzmenge prozentual für einen individuellen Zylinder und Injektor beeinflusst wurde (vgl. Messung „Vertrimmung 80%“ in Abbildung 4.2). Zum anderen wurden Einspritzventile unterschiedlichen statischen Durchflusses verbaut. Nachdem die zugrundeliegenden Einspritzzeiten je Betriebspunkt ohne wirkende Adaptionsfunktionen für alle vier Zylinder des Versuchsträgers identisch sind, wird aufgrund der kleineren Lochdurchmesser des getauschten Injektors und dem daraus resultierenden geringeren Durchfluss weniger Kraftstoffmasse in den betroffenen Zylinder eingebracht (vgl. Messung „Injektortausch -25%“ in Abbildung 4.2). Vorteil der softwareseitigen Beeinflussung der Einspritzzeit ist die einfache Umsetzung und die Möglichkeit unterschiedliche Fehlerschweren ohne aufwendige Umbauarbeiten zu realisieren. Jedoch wird bei dieser Art der Fehleraufschaltung aktiv in den Motorsteuerungsprozess eingegriffen und auf den vertrimmten Zylinder wirken keine individuellen Adaptionsfunktionen. Bei Verbau unterschiedlicher Injektoren reagiert die Motorsteuerung global auf das gesamte System, ohne beispielsweise die Einspritzzeit eines Ventils unangetastet zu lassen, sodass auch zylinderindividuelle Anpassungsfunktionen wirksam sind. Im Rahmen dieser Arbeit standen zu diesem Zweck jeweils eine Injektorvariante mit erhöhtem (+33 %) bzw. verringertem statischen Durchfluss (-25 %) zur Verfügung.

Grundsätzlich wurde aus den Versuchen deutlich, dass eine Fehleraufschaltung mittels Vertrimmung durch Software einen vergleichbaren Effekt auf Zylinderdruck und Drehzahl besitzen wie ein Austauschen der Injektoren, sodass mit beiden Methoden entsprechend valide Erkenntnisse gewonnen werden können (vgl. Abbildung 4.2). Deshalb wurden alle Versuche, welche das Verändern der eingespritzten Kraftstoffmasse erfordern, über eine Vertrimmung via Software umgesetzt. Dies gilt auch für die Versuche in Kapitel 5.

Für den Eingriff in das Luftsystem war eine Verstellung per Software nicht zielführend, bzw. nur mit erheblichen Aufwand möglich, da die Verstellung der Einlassventile Querwirkungen auf die Drosselklappenstellung, die Wastegatestellung und den Saugrohrdruck hat. Deshalb wurde ein Stopfen entwickelt, welcher im Einlasskanal platziert wurde und dessen Form exakt nachbildete. Um unterschiedlich starke Drosselungen des Luftmassenstroms zu bewirken, wurden die Stopfen mit jeweils zwei definierten Bohrungen für jeden Einlasskanal (3 mm, 5 mm und 7 mm) versehen. Der Effekt auf die einströmende Luftmasse kann nur qualitativ über das Druckverhältnis und den entsprechenden Querschnitt angegeben werden. Formfaktoren, die den hydraulischen Durchmesser berücksichtigen, und Temperatur- bzw. Dichteinflüsse sowie Effekte der Rohrreibung wurden bei der Auslegung der Durchmesser nicht berücksichtigt. Zusätzlich verschiebt sich bei gleichbleibendem Durchmesser die Auswirkung auf den Luftmassenstrom mit dem Luftbedarf bei höheren Drehzahlen und Lasten hin zu einer größeren Fehlerschwere. So verursachte die Bohrung von 3 mm bei einem konstanten Betriebspunkt von 150 km/h einen Verbrennungsaussetzer, der in einem Notlauf des Fahrzeugs resultierte. Gleichzeitig konnte im Leerlauf keinerlei Auswirkung des Stopfens mit 7 mm auf die LUR festgestellt werden.

Für die Validierung der Diagnosemethodik wird eine Fehlerkombination der Vertrimmung

und des Ansaugstopfens gewählt, welche auf den Spitzendruck im Zylinder eine vergleichbare Auswirkung hat. Die zugehörigen Druck- und Drehzahlverläufe sind in Abbildung 4.2 in Rot bzw. in Gelb dargestellt.

Bei auftretenden Fehlern versucht die Motorsteuerung den geforderten konstanten Betriebspunkt zu erhalten, was bedeutet, dass das fehlende Moment aus Zylinder 1 durch eine Lastanhebung der übrigen Zylinder mit einer entsprechenden Füllungsanhebung kompensiert wird. Zur Verdeutlichung dieses Phänomens wurde in Abbildung 4.2 ein Betriebspunkt mit höherer Last (100 km/h) verwendet. So wird anhand der Kompressionsphase im Druckverlauf deutlich, dass bei den Fehlern „Injektortausch -25%“ und „Vertrimmung 80%“ (verringerte Kraftstoffmenge) der Druck schneller ansteigt und oberhalb der Referenz liegt, bevor er nach der Zündphase einen niedrigeren Verlauf als die Referenz annimmt. Dies liegt darin begründet, dass die höhere Füllung einen größeren Druckanstieg verursacht. Betrachtet man den Fehler „Ansaugstopfen 5 mm “, liegt der gesamte Verlauf unterhalb des Referenzfalles. Aufgrund der Drosselung des Luftmassenstroms durch die simulierte Verkokung strömt insgesamt weniger Luftmasse in den Zylinder. Der Druckanstieg während der Kompression fällt daher geringer aus.

Im unteren Graphen von Abbildung 4.2 ist der Drehzahlverlauf abgebildet. Vor dem Hintergrund, dass die Kompression von Luft im entsprechenden Zylinder eine negative Beschleunigung verursacht, und die Verbrennung umgekehrt eine positive, muss der Verlauf der Drehzahl während der Kompression oberhalb der „Referenz“ in Blau liegen, da weniger Arbeit zur Kompression notwendig ist. Bei der Expansion wird durch das geringere Arbeitsvermögen die Kurbelwelle weniger stark beschleunigt, sodass der Verlauf von „Ansaugstopfen 5 mm “ in Rot unterhalb des fehlerfreien Zustandes liegt. Dieses Prinzip kann bei den vorliegenden Fehlerfällen in Abbildung 4.2 wiedergefunden werden. Bei Mindermengen aus dem Kraftstoffsystem liegt entsprechend des Kompressionsverlaufs das Minimum des zu Zylinder eins gehörigen Drehzahlverlaufs unterhalb der Referenz. Umgekehrt liegt beim Luftfehler das Minimum oberhalb der Referenz. Diese Zusammenhänge können für das spätere Diagnosekonzept genutzt werden, um eine schnellere Konvergenz der Fehlerparameter zu erwirken.

4.2 Modellierung

Zweck der im Folgenden erarbeiteten Modelle ist die Differenzierung zwischen den vorgestellten Fehlern anhand von Modellparametern. Hierfür werden zwei Teilmodelle zu einem Gesamtmodell überführt (vgl. Abbildung 4.1), welches iterativ den vom Referenzzustand abweichenden Drehzahlverlauf abbildet. Anhand der sich ändernden Parameter soll dann auf den ursächlichen Teilprozess geschlossen werden.

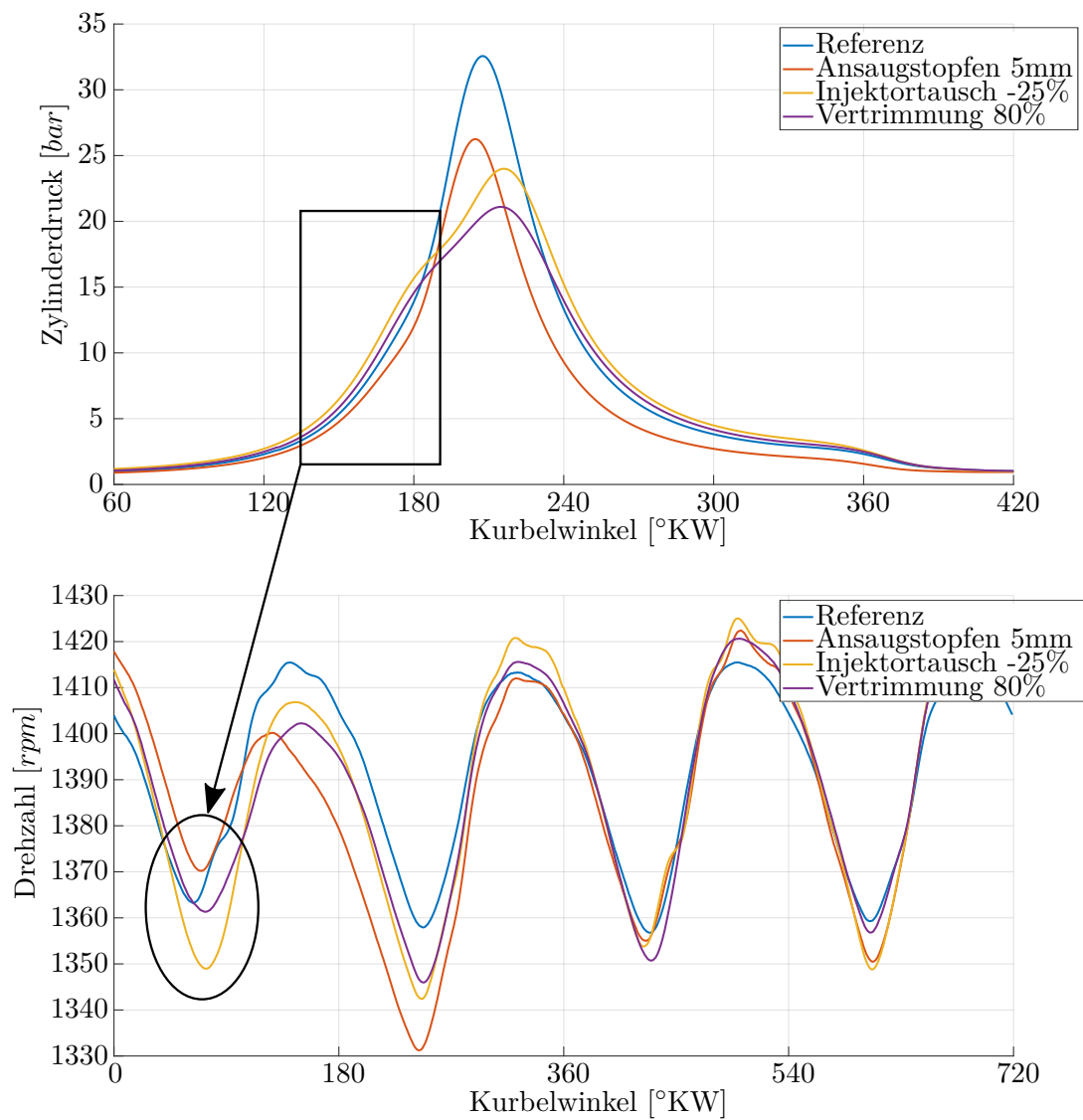


Abbildung 4.2: Druck- und Drehzahlverläufe für die untersuchten Fehlerfälle sowie den Referenzpunkt bei 100 km/h

4.2.1 Modellierung der Drehzahl

Die Modellierung der Drehzahl basiert auf den in Abschnitt 3.3.1 vorgestellten Grundgleichungen (vgl. auch [31]) zur Berechnung der Kräfte und Momente an der Kurbelwelle (vgl. Gleichung 3.4 bis 3.25). Zur Berechnung der Drehzahl wird eine vereinfachte Momentenbilanz aufgestellt, welche alle Lastabnehmer zu einem gesamten Lastmoment $M_{L,ges}$ zusammenfasst. Zudem wird die Kurbelwelle als ideal steif betrachtet, wodurch sich der in Gleichung 4.2 dargestellte Zusammenhang ergibt.

Die Annahme einer starren Kurbelwelle und die damit erreichbare Modellgenauigkeit wurde im Rahmen einer Masterarbeit [54] genauer untersucht. Anhand unterschiedlich ausgeprägter Torsionsschwingerketten wurden das mechanische Gesamtsystem und dessen strukturelle Eigenschaften analysiert. Ziel war es unter anderem jene Betriebspunkte zu identifizieren, in denen die Annahme einer ideal starren Kurbelwelle gerechtfertigt ist, um ein Modell abzuleiten, das einen möglichst geringen Berechnungsaufwand bei der Ausführung auf dem Steuergerät hat. Als Vergleichsgrundlage dient das in Abbildung 4.3 gezeigte 0-dimensionale Modell mit insgesamt sieben Trägheitselementen, welche jeweils mit einem Feder-Dämpfer-Element miteinander verknüpft sind (vgl. Abbildung 4.3). Dabei werden die Massen der vier Kröpfungen

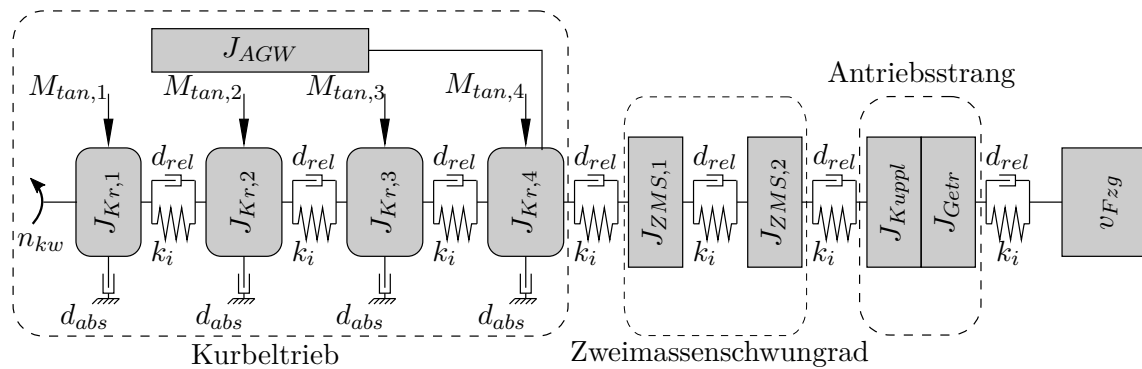


Abbildung 4.3: Drehzahlverläufe für den gemessenen und simulierten Referenzfall

des Kurbeltriebs jeweils $J_{Kr,i}$ zugeordnet. Zusätzlich wird die Trägheit der Ausgleichswellen J_{AGW} der vierten Kröpfung $J_{Kr,4}$ zugeordnet, da diese formschlüssig an der vierten Kröpfung angreift. Weiterhin wird das Zweimassen-Schwungrad (ZMS) entsprechend seiner Bauform in eine Primärseite $J_{ZMS,1}$ und eine Sekundärseite $J_{ZMS,2}$ aufgeteilt. Die rotierenden Massen des Getriebes J_{Getr} und der Kupplung J_{Kuppl} werden zusammengefasst.

Wie in [48] beschrieben, wird zwischen einer relativen Dämpfung d_{rel} , welche aus der Strukturmechanik entsteht, und einer absoluten Dämpfung d_{abs} unterschieden, welche wiederum die Verluste aus der viskosen Dämpfung an den Lagerstellen berücksichtigt.

Zusätzlich werden die für das Versuchsfahrzeug entsprechenden Ersatzfedersteifigkeiten k_i abgeleitet. Die genauen Daten für die Dämpfung aus der Strukturmechanik und der Federstei-

figkeiten wurden aus den entsprechenden Fachabteilungen eingeholt. Für die betriebspunkt-abhängige absolute Dämpfung wurden die Werte über einen Parameterschätzer identifiziert. Daraus resultiert ein System mit insgesamt sieben gekoppelten Differentialgleichungen. Dies ist in Gleichung 4.1 vereinfacht in vektorieller Form dargestellt:

$$\mathbf{J} \ddot{\varphi} + \mathbf{D} \dot{\varphi} + \mathbf{K} \varphi = \mathbf{M}(t) \quad (4.1)$$

Eingangsgrößen für das Modell sind die tangential an der jeweiligen Kröpfung angreifenden Momente $M_{tan,i}$. Mit der Randbedingung einer festen Drehzahl am Eingang des Antriebsstrangs, welche durch die Geschwindigkeit des Fahrzeugs v_{Fzg} definiert ist, kann nach der Kurbelwellendrehzahl n_{kw} am freien Kurbelwellenende aufgelöst werden.

Nach der Validierung des 0-dimensionalen Modells anhand von Messdaten (vgl. [54]) wurde das Modell auf ein Starrkörpermodell reduziert. Hierfür werden die Massenträgheitsmomente der Gruppe Kurbeltrieb aus Abbildung 4.3 wie in Gleichung 4.2 dargestellt zu \mathbf{J} zusammengefasst und der Drehimpulssatz angewandt:

$$\mathbf{J} \ddot{\varphi} = \sum \mathbf{M}_{tan,i} - \mathbf{M}_{L,ges} \quad (4.2)$$

Für das gesamte Lastmoment des Motors $M_{L,ges}$ wird ein in der Motorsteuerung vorhandener Modellwert genutzt, der Einflüsse aus Reibung und Fahrwiderständen bereits berücksichtigt. Nachdem es sich bei den untersuchten Lastpunkten stets um stationäre Betriebspunkte handelt, darf die über die Zyklen gemittelte Drehzahl keine Steigung besitzen, da ansonsten eine Beschleunigung des Fahrzeugs vorliegen würde. Zur Überprüfung der Genauigkeit des Modellwerts wurde die Steigung des gleitenden Mittelwerts der einzelnen Zyklen ausgewertet. Die Steigung lag stets unterhalb 0,01, was bedeutet, dass bei einer Drehzahl von $1500 U/min$ der Unterschied zwischen Anfangs- und Endpunkt der Drehzahl eines Zyklus kleiner als $15 U/min$ war. Diese Abweichung kann vernachlässigt und somit der Modellwert verwendet werden.

Zur Validierung der Simulationsmodelle aus 0-dimensionaler und Starrkörperbetrachtung wurden jeweils gemessener und simulierter Drehzahlverlauf während eines Verbrennungszyklus von $720^\circ KW$ verglichen. In Abbildung 4.4 sind die Verläufe der Drehzahl gezeigt sowie die normierte Amplitude über den jeweiligen MOen. Während der Versuche wurden keine definierten Geschwindigkeiten angefahren, sondern konstante Drehzahlstufen mit einem Abstand von $500 U/min$, um den Einfluss von Torsionsschwingungen zu analysieren.

Oben in Abbildung 4.4 ist eine konstante Drehzahl von $2500 U/min$ dargestellt. Um den Einfluss von Torsionsschwingungen auf den Drehzahlverlauf zu untersuchen, wurden in diesem Fall auch höhere Drehzahlen angefahren, als der in Kapitel 2 angegebene Versuchsraum. Exemplarisch ist in Abbildung 4.4 unten eine mittlere Drehzahl von $5500 U/min$ gezeigt. Aus der Darstellung geht hervor, dass mit der starren Modellierung ein hinreichend genaues Ergebnis bis zu einer Drehzahl von $2500 U/min$ erreicht werden kann. Besonders die Drehzahlam-

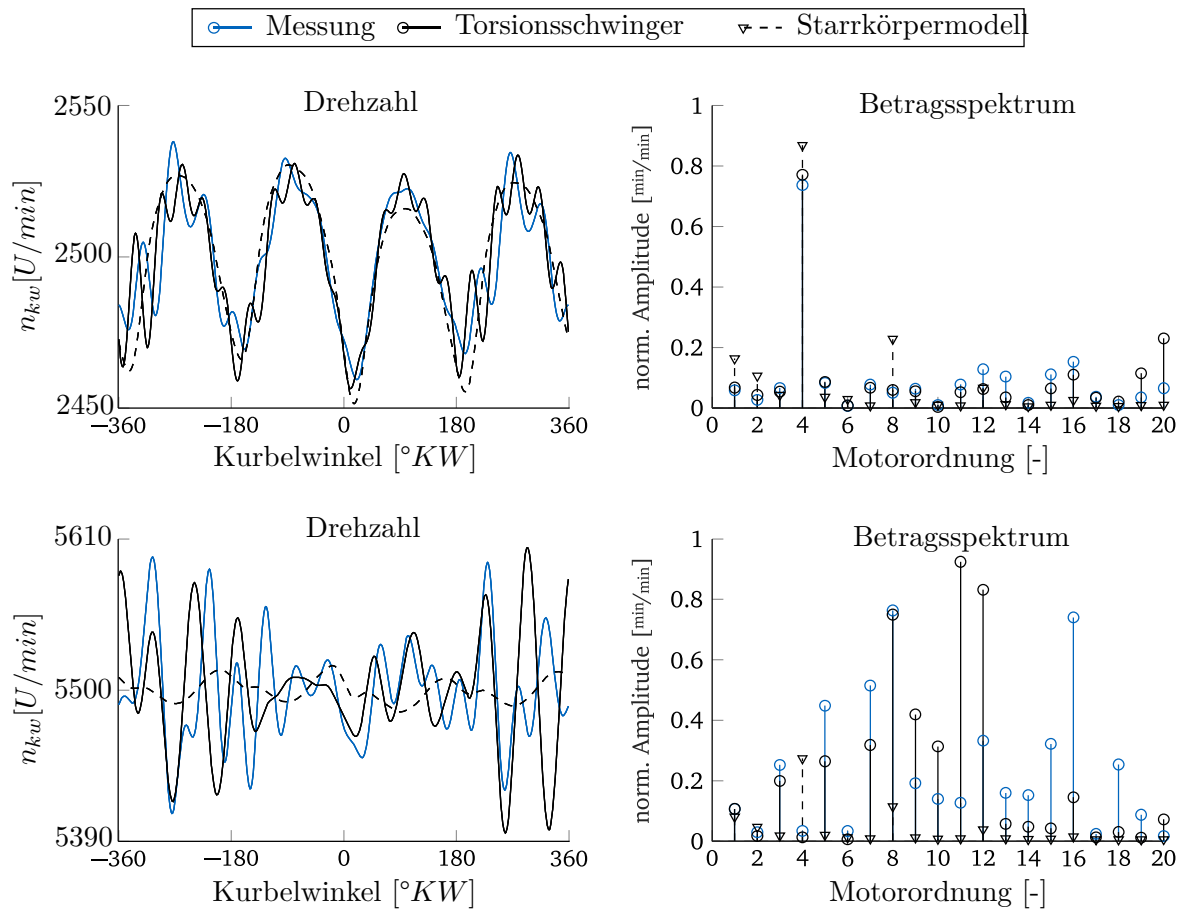


Abbildung 4.4: Vergleich der Drehzahlverläufe aus Starrkörpermodell und Torsionsschwingerkette mit der gemessenen Drehzahl. Oben ist ein konstanter Betriebspunkt mit 2500 U/min zu sehen, unten mit 5500 U/min . Auf der linken Seite sind jeweils die Verläufe gemittelt über 40 Zyklen dargestellt. Auf der rechten Seite ist das Betragsspektrum zum Vergleich der Amplituden der jeweiligen MOng zu sehen.

plitude der vierten MO und deren Vielfache sind charakteristisch für die Beschleunigung der Kurbelwelle durch die Verbrennung. Deshalb ist es von besonderer Bedeutung, diese im Modell gut abzubilden. Wie man anhand des Betragsspektrums über die MOen auf der rechten Seite von Abbildung 4.4 erkennt, kann das Starrkörpermodell bis zu einer Drehzahl von 2500 U/min diese Forderung mit ausreichender Güte erfüllen. Hintergrund dafür ist, dass, wie in Kapitel 3 erläutert, bei höheren Drehzahlen die Torsionsschwingungen im Kurbeltrieb dominieren und die Beschleunigung der Kurbelwelle aus der Verbrennung überlagern. Diese Torsionsschwingungen können mit einem ideal starren Modell nicht abgebildet werden. Da einerseits die für die Diagnose relevanten Betriebspunkte stets unterhalb von 2500 U/min liegen und andererseits Fehler aus der Verbrennung einen geringen Einfluss bei sehr hohen Drehzahlen haben, wegen der hohen Rotationsträgheit, ist die Verwendung eines starren Kurbelwellenmodells jedoch gerechtfertigt. In Tabelle 4.1 wurde jeweils für beide Modelle

mithilfe des NRMSE (normierter Root-Mean-Square-Error) der Fehler zwischen Modell und Messung betrachtet und mit der Kreuzkorrelationsanalyse γ_{XY} die Ähnlichkeit der simulierten und gemessenen Drehzahlensignale ausgewertet, jeweils für beide Modelle. Daraus geht hervor, dass die Korrelation zwischen gemessenem und simuliertem Verlauf vor allem beim Starrkörpermodell bei hohen Drehzahlen sehr gering ausfällt.

Tabelle 4.1

	$\gamma_{XY}(\varphi = 0)$		NRMSE	
	$n_{mot} = 2500$	$n_{mot} = 5500$	$n_{mot} = 2500$	$n_{mot} = 5500$
0D-Modell	0,854 [-]	0,235 [-]	14,1 [%]	26,5 [%]
Starrkörpermodell	0,818 [-]	0,166 [-]	16,6 [%]	19,9 [%]

Bei der Auswertung der Simulationsergebnisse des starren Modells lagen die Amplituden der Simulation oberhalb jener aus der Messung. Grund hierfür sind beschleunigungsabhängige Reibungseffekte aus der Strukturmechanik und der viskosen Dämpfung in den Lagern. Diese Phänomene wurden anhand eines empirischen Dämpfungsfaktors $d_{abs} = 0,4$ berücksichtigt. Die Ergebnisse für eine Referenzmessung bei 100 km/h sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Simulation der Messung abgesehen von hochfrequenten Schwingungen qualitativ gut folgt und für den Zweck der weiteren Modellierung verwendet werden kann.

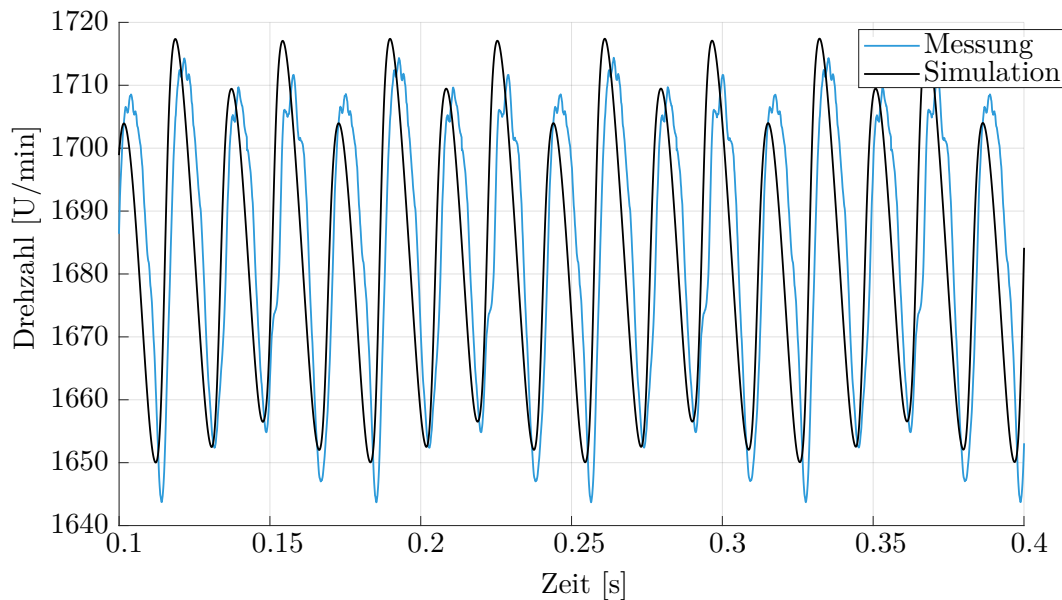


Abbildung 4.5: Drehzahlverläufe für den gemessenen und simulierten Referenzfall: Betriebspunkt 100 km/h ohne Fehlerrückmeldung

4.2.2 Modellierung des Zylinderdruckverlaufs

Aufgrund der Komplexität der thermodynamischen und chemischen Zusammenhänge bei der Verbrennung, wurde bei der Modellierung des Zylinderdruckverlaufs auf ein zweigeteiltes Modell zurückgegriffen: Die Kompression wird physikalisch mithilfe einer isentropen Kompression modelliert, während der aus der Verbrennung resultierende Druckverlauf über einen Polynomansatz umgesetzt wird. Zusätzlich muss das Gesamtmodell anhand von Parametern aufgebaut werden, die ein eindeutiges Indiz auf das zugrundeliegende fehlerhafte Teilsystem geben.

Modellierung des Kompressionsverlaufs

Für die Rekonstruktion des Zylinderdruckverlaufs wird zunächst die Druckveränderung durch die Kompression benötigt. Um die Komplexität des späteren Modells zu reduzieren, wird dazu auf eine isentrope Kompression wie in Gleichung 4.3 beschrieben zurückgegriffen.

$$p_{komp} = p_0 \left(\frac{V_0}{V(\varphi)} \right)^\kappa \quad (4.3)$$

Dafür muss zunächst der Startdruck p_0 aus dem idealen Gasgesetz (Gleichung 4.4) bestimmt werden.

$$p_0 = \frac{m_L R T_0}{V_0} \quad (4.4)$$

Das maximale Brennraumvolumen V_0 als Summe aus Kompressions- und Hubvolumen ist über die Geometrie des Motors bestimmt. Vereinfachend kann die Gaskonstante R für Luft angenommen, obwohl in der Regel ein Kraftstoff-Luft-Gemisch verdichtet wird. Die Volumenfunktion $V(\varphi)$ ist das Produkt aus dem Kolbenweg $s(\varphi)$ und der Kolbenfläche A_K . Es verbleiben die Starttemperatur T_0 und die Luftmasse im Brennraum m_L . Das spätere Zylinderdruckmodell soll in der Lage sein, die im Brennraum befindliche Luftmasse zu identifizieren, welche von der Referenz abweicht. Deshalb wird m_L als Parameter für die spätere Optimierung verwendet. Anstatt eines hinterlegten Kennfeldes für die Temperatur in Abhängigkeit von Luftmasse, Außentemperatur und Ladedruck wurde die Temperatur T_0 mit 320 K als konstant angenommen, um so den Rechenaufwand zu verringern. Dies ist insofern gerechtfertigt, als dass der Ladeluftkühler die Temperatur der Ansaugluft über einen Großteil des Kennfeldes konstant hält und die Temperaturen nur in sehr hohen Last- und Drehzahlbereichen über 320 K ansteigen. Der Kompressionsdruck p_{komp} kann infolgedessen in Abhängigkeit des Kurbelwinkels φ und einem Luftmassenparameter m_L berechnet werden.

Modellierung des Verbrennungsdruckverlaufs

Bei etwa 20°KW vor dem OT des Zündtaktes beginnen die realen Druckverläufe sich von der Kompressionskurve zu lösen. Daher geht ab diesem Zeitpunkt die Rekonstruktion in ihren zweiten Anteil, den Verbrennungsdruckverlauf, über. Da mit höheren Drehzahlen die absolut

verstrichene Zeit bezogen auf ein Grad KW abnimmt, der Zündverzug jedoch aufgrund der chemischen Reaktionsgeschwindigkeit nahezu konstant bleibt (Durchmischungsunterschiede des Gemischs aufgrund Ladungsbewegung werden nicht berücksichtigt), wird der Zündzeitpunkt von der Motorsteuerung derart verstellt, dass der Verbrennungsschwerpunkt und damit die Lage des Druckmaximums gleich bleibt. Demnach kann der Übergangspunkt im vorliegenden Last-Drehzahlbereich unabhängig vom Zündzeitpunkt gewählt werden.

Der Verbrennungsdruckverlauf wird durch eine Splineinterpolation erzeugt, welches anhand von empirisch ermittelten Stützstellen definiert ist. Als Hauptmerkmale des Modells wird der maximale Zylinderdruck p_{max} und dessen Lage $p_{max,x}$ gewählt. Die weiteren Stützstellen definieren sich in Abhängigkeit dieser beiden Parameter. Dazu werden zunächst geeignete Abstände für weitere Stützstellen in Abhängigkeit von $p_{max,x}$ ausgewählt (Linien eins bis acht in Abbildung 4.6). Anhand der Messungen erfolgt die Bestimmung des Zylinderdrucks an diesen Punkten. Im Anschluss werden diese durch den maximalen Zylinderdruck der jeweiligen Messung normiert. Mit den so gewonnenen Daten konnte eine lineare Näherung für jede Stützstelle erstellt werden, welche in Abhängigkeit von p_{max} den Druck an der entsprechenden Stützstelle lieferte.

Abschließend folgt die Bestimmung des Splines durch die Stützstellen und die Zusammenführung mit dem Kompressionsdruckverlauf. Aufgrund des linearen Zusammenhangs der Stützstellen und des geringen Aufwandes zur Berechnung des Splines wurden insgesamt acht Stützstellen verwendet. Ziel der Rekonstruktion war es den Zylinderdruckverlauf in der Hochdruckschleife nachzubilden. Der Ladungswechsel wurde daher nur mit zwei konstanten Werten für „Ausstoßen“ und „Ansaugen“ berücksichtigt.

Synthese der Teilmodelle

Schließlich müssen die beiden Teilmodelle für Kompression und Verbrennung zusammengeführt werden. Zu diesem Zweck werden bis $20^\circ KW$ vor OT des Kompressionstakts (in Abbildung 4.6 in Rot eingezeichnet) die Daten des Kompressionsverlaufs genutzt und anschließend jene der Hochdruckphase. Abbildung 4.6 zeigt dass sowohl der Kompressionsverlauf (gepunktet dargestellt) als auch der Verbrennungsdruckverlauf (strichliert abgebildet) dem gemessenen Verlauf sehr gut folgen. Letzterer neigt zwischen den Punkten 1 und 3 bzw. 6 und 7 zu geringfügigen Unterschwingern, welche hin zu kleineren Drücken zunehmen. Diese Ungenauigkeit ist jedoch zu vernachlässigen, da das Integral über den Hochdruckverlauf einerseits und die Kinematik des Kurbeltriebs andererseits die Arbeitsabgabe und damit die Beschleunigung der Kurbelwelle bestimmen. Die Abweichungen liegen zwar in einem Bereich mit großem Hebelarm aufgrund der Schrägstellung des Pleuels, haben jedoch nur einen geringen Flächen- und damit Arbeitsanteil bezogen auf die gesamte Arbeitsabgabe. Damit kann der Gesamtverlauf hinreichend genau wiedergegeben werden.

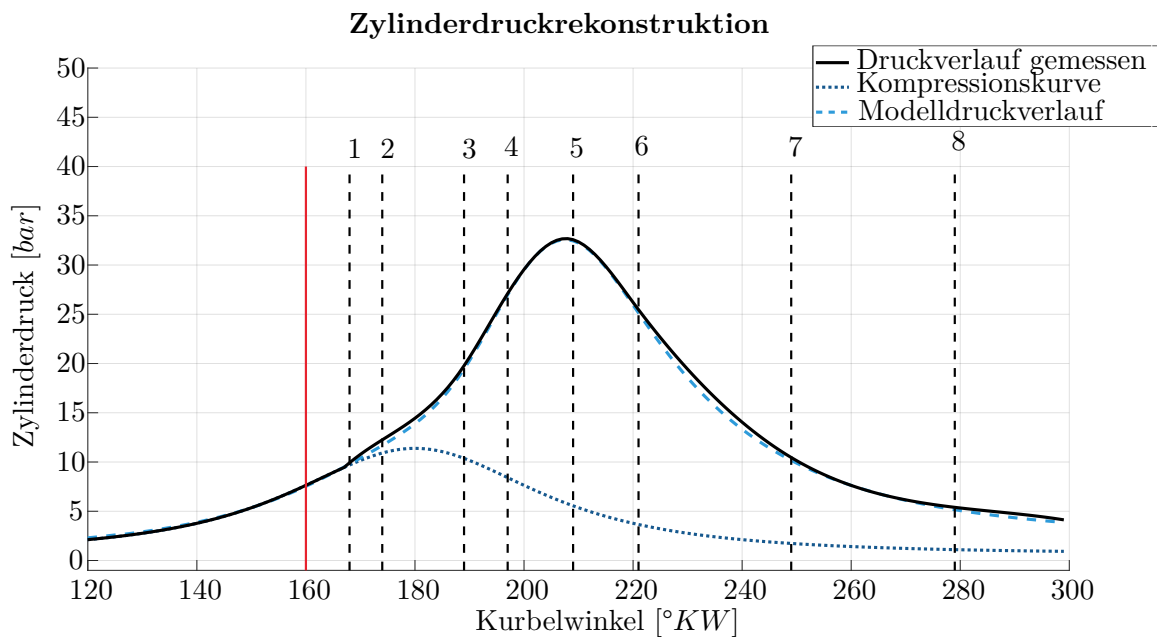


Abbildung 4.6: Synthese des Kompressions- und Verbrennungsdruckmodells

4.2.3 Validierung des Gesamtmodells

Bevor das Diagnosesystem eingeführt werden kann, gilt es, das Gesamtmodell zu validieren. Zu diesem Zweck sind in Abbildung 4.7 zunächst die Verläufe der Drehzahl (oben) aus Drehzahlmodell (hellblau strichliert), Gesamtmodell (dunkelblau) und Messung (schwarz) aufgetragen. Anhand des relativen Fehlers, welcher im unteren Teil dargestellt ist, wird deutlich, dass die Modellierung den gemessenen Verlauf sehr gut widerspiegelt. Dies gilt sowohl für die Referenzmessung, als auch für jene Messungen mit aufgeprägtem Fehler. Das bedeutet, dass mithilfe der Anpassung der vorgestellten Parameter für die Zylinderdrücke der Verlauf der Messung rekonstruiert werden kann.

Anhand einer Sensitivitätsanalyse der einzelnen Parameter, bei der die LUR-Intensität L_{in} aus Gleichung 3.3 verwendet wurde, (siehe Abbildung 4.8) konnte zudem festgestellt werden, dass der Einfluss der Lage des Spitzendrucks $p_{max,x}$ im Rahmen der physikalisch sinnvollen Grenzen nur einen geringen Einfluss auf die LUR und damit das Gesamtergebnis besitzt.

In den betrachteten Betriebspunkten lag der gemessene Spitzendruck zwischen $20^{\circ}KW$ und $40^{\circ}KW$ nach dem OT. Für die Sensitivitätsanalyse wurde $p_{max,x}$ zwischen $10^{\circ}KW$ und $50^{\circ}KW$ variiert, wobei zwischen $30^{\circ}KW$ und $40^{\circ}KW$ kein Einfluss identifiziert werden konnte und zwischen $20^{\circ}KW$ und $30^{\circ}KW$ ein geringer Einfluss. Außerhalb der genannten Wertepaare steigt der Einfluss aufgrund der Hebelverhältnisse des Kurbeltriebs stärker an, hat allerdings im Vergleich zu einer Variation des Luftmassenparameters m_L bzw. des Spitzendrucks p_{max} eine fünf- bzw. siebenfach kleinere Auswirkung auf den Zylinderdruck und damit die LUR.

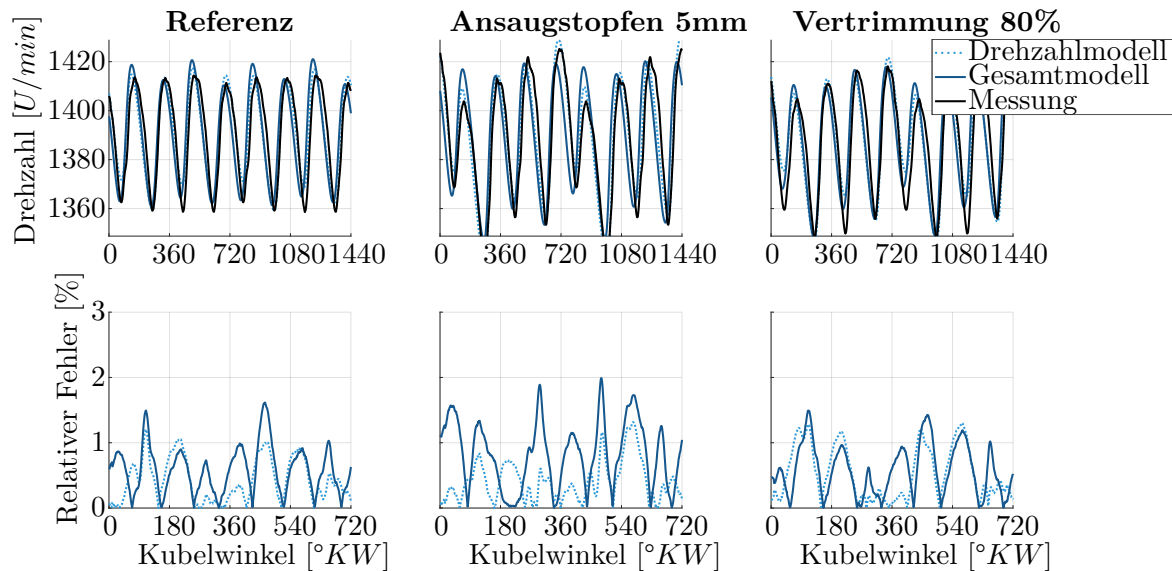


Abbildung 4.7: Validierung des Gesamtmodells für den untersuchten Betriebspunkt von 100 km/h : auf der linken Seite ist der Verlauf der Drehzahl aus der Messung sowie dem Drehzahl- und Gesamtmodell abgebildet. Oben sind jeweils die Verläufe dargestellt, unten der dazugehörige relative Fehler. In der Mitte sind analog die Daten für den Fehlerfall mit einem Ansaugstopfen von 5 mm aufgetragen, auf der rechten Seite für eine Vertrimmung von 80% . (vgl. auch Tabelle 2.3 und Abbildung 4.2)

Um die Freiheitsgrade und die Rechenzeit weiter zu reduzieren, kann daher ein Festwert für $p_{max,x} = 30^\circ \text{KW}$ verwendet werden, wodurch ein relativer Fehler von weniger als 2% bei der Auswertung der LUR entsteht. Abbildung 4.7 zeigt daher die Ergebnisse durch Anpassung der Parameter p_{max} und m_L , ohne die Spitzendrucklage zu berücksichtigen.

Des Weiteren fällt in Abbildung 4.7 auf, dass die Fehler, welche sich aus der Modellierung ergeben, vorrangig aus dem als starr angenommenen Kurbelwellenmodell stammen. Dies deckt sich mit den Resultaten, welche die Teilmodelle durch Vergleich mit den Messungen zeigten. Zur genaueren Analyse vermeintlicher Schwächen der Modellierung werden in Abbildung 4.9 mit einer Frequenzanalyse der Drehzahlen die einzelnen MOen untersucht. Zur Abbildung der Grundschiwingung, die durch die Verbrennung induziert wird, ist hauptsächlich die vierte MO von Bedeutung. Diese wird wie Amplitude und relativer Fehler in Abbildung 4.9 zeigen sehr gut wiedergegeben. Aus Abschnitt 3.1 ging hervor, dass zur Detektion einer LUR vor allem die erste MO relevant ist und gut abgebildet werden muss. Betrachtet man den Verlauf der Amplituden im oberen Abschnitt kann dies bestätigt werden. Auch im Falle eines Fehlers wird gerade der Anstieg der ersten MO gut wiedergegeben, sodass Fehler, die eine LUR verursachen, auch durch den rekonstruierten Drehzahlverlauf erkannt werden können. Die Intensität der LUR kann bereits aus den reinen Drehzahlverläufen in Abbildung 4.7 oben

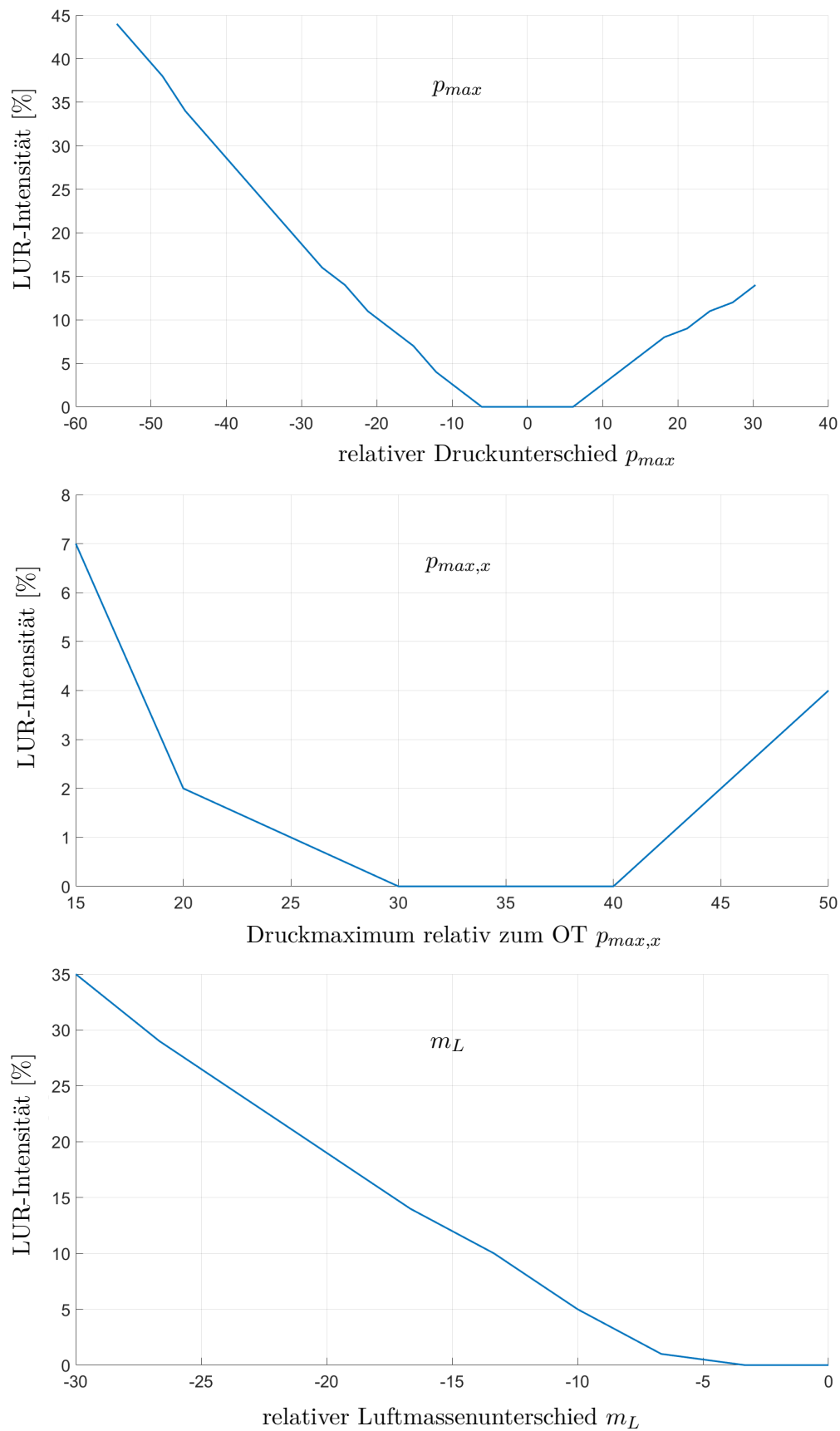


Abbildung 4.8: Sensitivitätsanalyse der einzelnen Druckverlaufparameter p_{max} , $p_{max,x}$ und m_L auf die LUR-Intensität. Oben ist die Höhe des Spitzendrucks gezeigt, in der Mitte die Lage des Spitzendrucks, unten der Einfluss der Luftmasse.

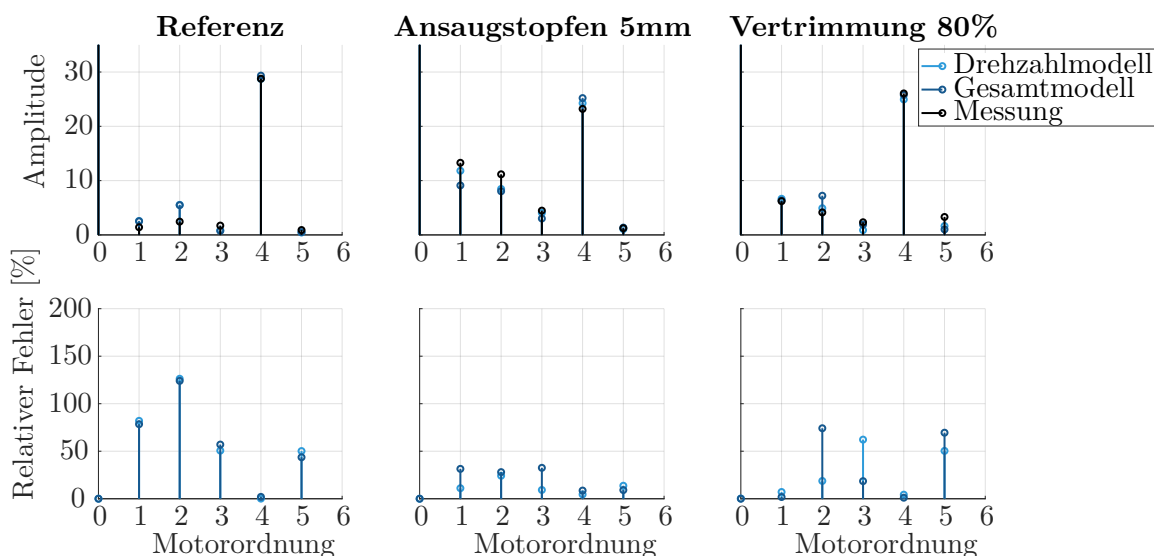


Abbildung 4.9: Validierung des Gesamtmodells anhand der MO für den untersuchten Betriebspunkt von 100 km/h analog Abbildung 4.7. Anstelle der Drehzahlverläufe sind oben die Amplituden der MOen für die Drehzahl aufgetragen. Unten ist der relative Fehler der Versuche mit und ohne Fehleraufschaltung abgebildet.

abgeschätzt werden: Der Sprung im Verlauf zwischen 720 °KW und 1080 °KW zeichnet sich im Fehlerfall „Ansaugstopfen“ deutlicher ab als für die Vertrimmung. Dieses Verhalten entspricht qualitativ den Amplituden aus Abbildung 4.9.

Der relative Fehler, dargestellt in Abbildung 4.9 unten, zeigt deutliche Ausschläge, vor allem im Referenzfall. Dies ist jedoch damit zu begründen, dass das Niveau der Amplituden (vgl. erste und zweite MO) insgesamt sehr gering ist. Daher ist die Auswertung des relativen Fehlers nur bedingt aussagekräftig. Es ist dennoch festzuhalten, dass die nullte und vierte MO in allen Fällen exakt abgebildet werden, was für eine hohe Qualität des Gesamtmodells spricht. Damit kann im nächsten Abschnitt das Diagnosesystem vorgestellt werden und die daraus resultierenden Diagnoseparameter p_{max} und m_L .

4.3 Diagnosesystem zur Identifikation des fehlerhaften Teilprozesses

Bereits in [31] wurde das Konzept zur Identifikation des an der LUR ursächlichen Teilprozesses vorgestellt. Dieses wird in Abbildung 4.10 nochmals aufgegriffen, allerdings ohne den Parameter zur Lage des Druckmaximums $p_{max,x}$. Die grundsätzliche Struktur ist so aufgebaut, dass das Diagnosemodell parallel zum eigentlichen Prozess läuft und sequentiell, in Abhängigkeit des arbeitenden Zylinders, simulierte und gemessene Drehzahl vergleicht, um daraus den zu minimierenden Modellfehler zu berechnen (vgl. hierzu auch Gleichung 4.5).

In einem Kennfeld sind die Parameter $p_{max,ref}$ und $m_{L,ref}$ hinterlegt, um den Referenzfall

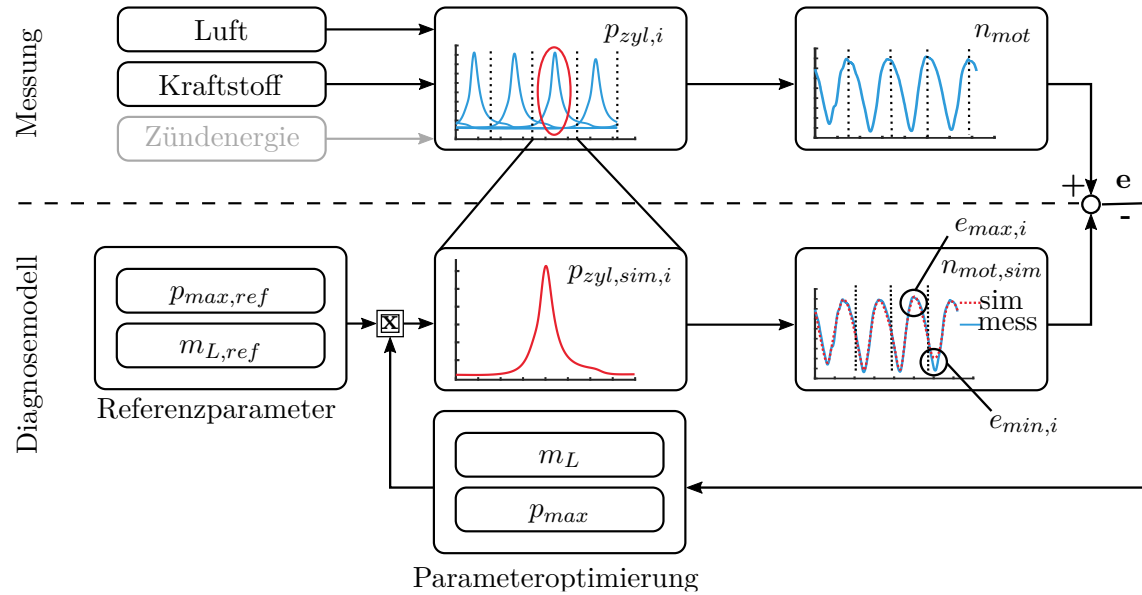


Abbildung 4.10: Diagnosesystem zur Identifikation des schadhaften Teilprozesses: Durch den Vergleich von gemessenen und simulierten Drehzahlsegmenten können die Parameter p_{max} und m_L identifiziert werden, die Aufschluss auf den schadhaften Teilprozess geben.

während des Normalbetriebs abzubilden. Diese sind für einen definierten Last-Drehzahl-Bereich dem zugrundeliegenden Motor eindeutig zuordenbar, sodass sie während des Entwicklungsprozesses eines Motors zu definieren sind. Alternativ bzw. zusätzlich können die Parameter am Bandende initial erlernt werden, wenn das System in fehlerfreiem Zustand vorliegt. Während des Betriebs werden zu definierten Ereignissen (z.B. Motor hat eine Temperaturschwelle überschritten, Last und Drehzahl sind konstant und innerhalb eines definierten Bereichs) Messungen der Drehzahl über 40 Zyklen aufgenommen (diese Anzahl stellt einen Kompromiss zwischen statistischer Aussagekraft und Messdauer dar). Jene Zyklen werden dann gemittelt und in die Segmente n_i unterteilt, entsprechend der Zylinderzahl und der Wirkung des dazu passenden Druckverlaufs. Im Anschluss wird dann in jedem Segment das Minimum $\min(n_i)$ und Maximum $\max(n_i)$ ausgewertet und mit jenen der simulierten Segmentdrehzahl $n_{i,sim}$ verglichen. Daraus resultiert der Fehlervektor \mathbf{e} , welcher wiederum als Eingang für die Optimierung der beiden Parameter von p_{max} und m_L dient. Als Abbruchkriterium wird die zweifache STD verwendet analog der in Abschnitt 3.1 eingeführten Detektionsschwelle von Gleichung 3.2. Die Berechnung des Fehlervektors \mathbf{e} und das zugehörige Abbruchkriterium sind in Gleichung 4.5 zusammengefasst:

$$\begin{bmatrix} e_{min,i} \\ e_{max,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} |\min(n_i) - \min(n_{i,sim})| \\ |\max(n_i) - \max(n_{i,sim})| \end{bmatrix} < 2 \cdot \sigma(n_i) \quad (4.5)$$

Als Algorithmus für die Minimierung des Ausgangsfehlers kann das Downhill-Simplex-Verfahren oder der Nelder-Mead-Simplex-Algorithmus (vgl. [55] und [26]) verwendet werden, welcher mit vergleichsweise geringem Rechenaufwand eine schnelle Konvergenz erreicht. Um die Geschwindigkeit zur Auswertung der Parameter weiter zu verbessern, wurde zusätzlich ein Algorithmus auf Basis von Regeln entwickelt, der die Stellgrößen (p_{max} und m_L) proportional zu deren Abweichung verändert (vgl. Abbildung 4.11). Der Zusammenhang kann anhand der

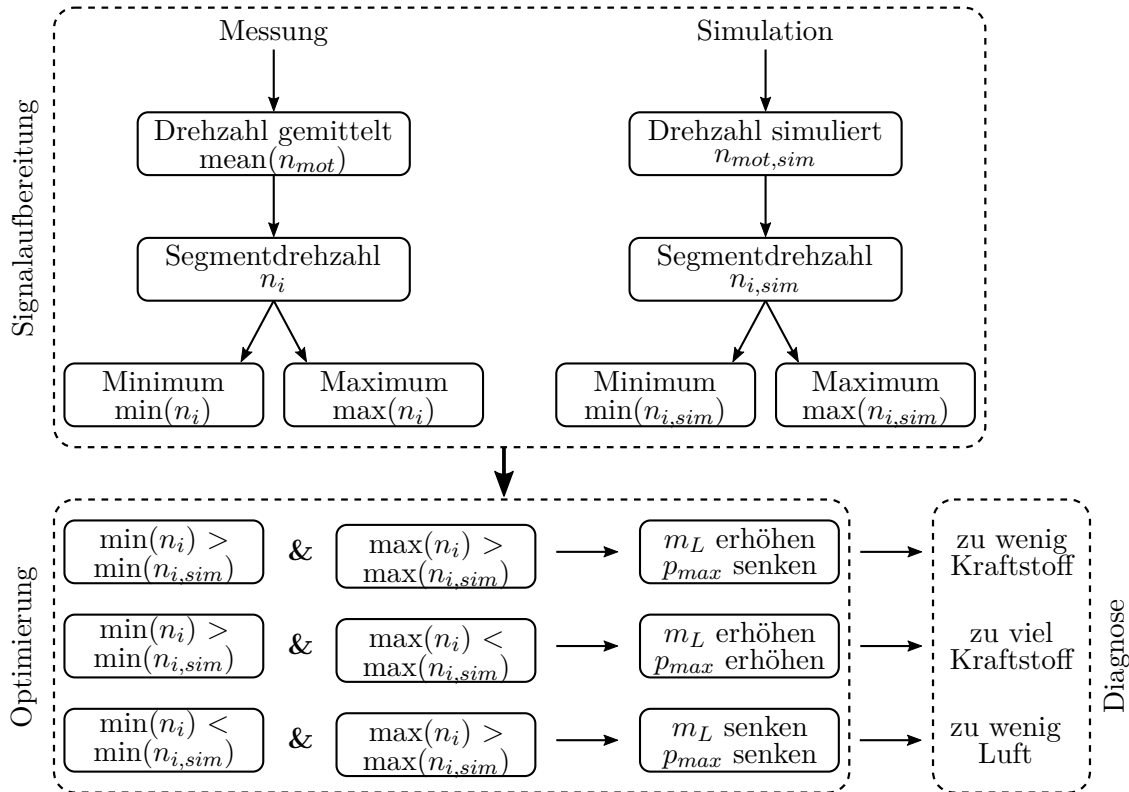


Abbildung 4.11: Optimierungsalgorithmus zur Identifikation von p_{max} und m_L ; Signalaufbereitung von gemessener und simulierter Drehzahl als Eingang für den Optimierungsalgorithmus; Diagnose anhand der optimierten Parameter

Signalanalyse aus Abbildung 4.2 gewonnen werden. Wie in 4.1 beschrieben liegt bei Fehlern durch eine verringerte Luftmasse das Drehzahlminimum $e_{min,i}$ oberhalb der Referenz, was bedeutet, dass der Luftmassenparameter $m_{L,i}$ proportional zu dessen Differenz verringert werden muss. Gleichzeitig muss auch proportional zu $e_{max,i}$ der Spitzendruck $p_{max,i}$ verringert werden. Liegen sowohl $e_{max,i}$ als auch $e_{min,i}$ unterhalb der Referenz, liegt eine Mindermenge an Kraftstoff vor. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4.11 verdeutlicht. Weiterhin geht aus Abbildung 4.11 der Anteil der Signalaufbereitung hervor, welcher die Grundlage für den Optimierungsalgorithmus ist.

Zu beachten ist, dass, falls für alle Segmente $e_{max,i}$ und $e_{min,i}$ in gleichem Maße abweichen,

in der Regel das Last-Drehzahl-Niveau falsch erkannt wird, und demzufolge adaptiert werden muss.

Die Ergebnisse der Parameteroptimierung sind in Abbildung 4.12 analog zur Veröffentlichung [31] zusammengefasst. Die Parameter für Luft und Kraftstoff (p_{max} und m_L sind der Übersichtlichkeit halber als b und a dargestellt) entsprechen den physikalischen Zusammenhängen. Liegt eine Mindermenge an Kraftstoff auf Zylinder 1 an, fällt der Spitzendruck im zugehörigen Zylinder. Gleichzeitig wird die Last durch die Motorsteuerung erhöht, um den geforderten Betriebspunkt zu erhalten. Daher steigen auch auf Zylinder 2 bis 4 die Parameter über die Referenz hinaus an (rot strichlierte Linie in Abbildung 4.12). Im Fall des Fehlers im Luftsystems skalieren die Parameter p_{max} und m_L die Referenz hin zu kleineren Werten, während auch hier insgesamt die Lastanpassung die Parameter auf den übrigen Zylindern erhöht. Bei den Parametern p_{max} und m_L ist von besonderer Bedeutung, dass eine Abweichung von 1, dem Nominalverhalten, bereits eine Veränderung im System vorliegt, da die Drehzahlabweichung größer als die zweifache STD ist. Daraus resultiert, dass die Fehlerschwelle, um Fehlalarme zu vermeiden, schon im Abbruchkriterium (vgl. Gleichung 4.5) enthalten ist. Wie in Abbildung 4.11 im Feld Diagnose dargestellt, kann so anhand der optimierten Parameter direkt der ursächliche Fehler abgelesen werden. Somit kann final festgehalten werden, dass das erarbeitete Modell zielführende Ergebnisse liefert.

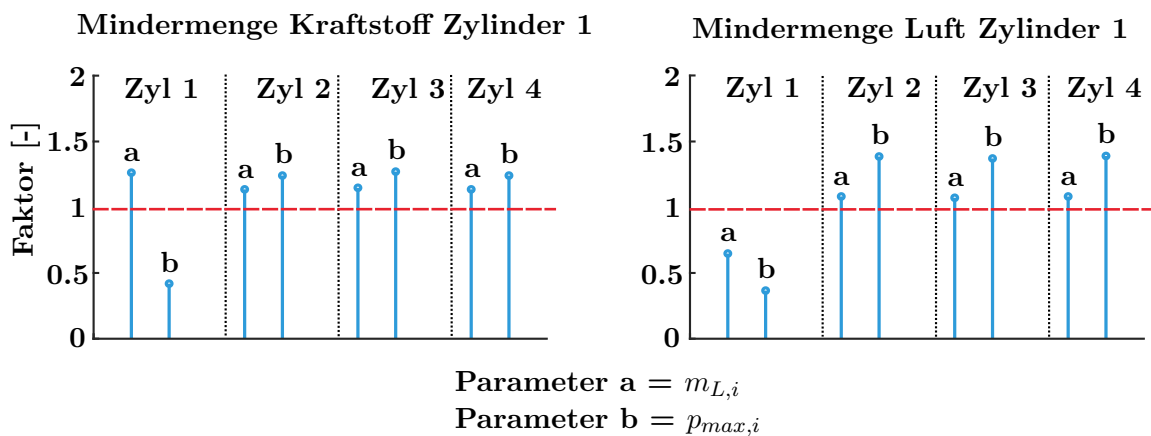


Abbildung 4.12: Ergebnisse des Diagnosesystems für Fehler aus Kraftstoff- und Luftsystem für 100 km/h

4.4 Zusammenfassung des Kapitels

In Kapitel 4 wurde ein weiterer Schritt zur Identifikation des fehlerhaften Bauteils getan. Anhand einer Signalanalyse wurde grundsätzlich die Auswirkung von Fehlern aus den unterschiedlichen Teilsystemen Luft und Kraftstoff untersucht. Als Beispiel dienten Ver-

kokungsphänomene, welche als Drossel für die dem Zylinder zugeführten Massenströme wirken. Anschließend wurde durch Synthese zweier Teilmodelle ein Gesamtmodell für die Identifikation des fehlerhaften Subsystems entwickelt, welches auf zwei Parametern basiert, die den Zylinderdruck rekonstruieren. Durch das Zylinderdruckmodell, bestehend aus einer isentropen Kompression und einem Polynomansatz für den Verbrennungsdruck, konnten sehr gute Ergebnisse im Vergleich zu den Messdaten erzielt werden. Für das Drehzahlmodell musste aus Komplexitäts- und Rechenkapazitätsgründen auf ein starres Modell zurückgegriffen werden, welches anhand eines empirischen Faktors die dynamische Dämpfungseigenschaften berücksichtigt.

Mithilfe der Signalanalyse wurde schließlich eine Logik für die Auswertung der Diagnoseparameter p_{max} und m_L entwickelt, welche die physikalischen Zusammenhänge aufgegriffen hat. So konnten für den Betriebspunkt von 100 km/h die Diagnoseparameter innerhalb einer Iteration identifiziert werden (für die übrigen Betriebspunkte lag die Anzahl an Iterationen zwischen eins und drei).

Die genaue Darstellung des Zylinderdrucks kann weiterhin als Eingang für die Berechnung der wirkenden Momente aus Abschnitt 3.3 genutzt werden, um damit die Lagerkräfte des Motors zu berechnen und so den aktuellen LUR-Zustand exakt zu identifizieren. Mithilfe der signalbasierten Laufunruheerkennung aus Abschnitt 3.1.2 und der dort entwickelten Gleichung 3.3 kann eine gezielte modellbasierte Fehlersuche getriggert werden: Sobald das Signalmodell Abweichungen erkennt, welche eine LUR hervorrufen, wird für eine genaue Identifikation der Anregung der Zylinderdruckverlauf anhand der vorgestellten Methodik identifiziert. So kann die Fehlerquelle der LUR bestimmt werden, um Auswirkungen und Handlungsanweisungen für den Kunden abzuleiten. Gleichzeitig kann in Abhängigkeit der Diagnoseparameter der Teilprozess analysiert werden, welcher die Abweichung in der Verbrennung verursacht, um weitere Informationen für die Reparatur in der Werkstatt zu sammeln. Durch den Zwischenschritt eines Teilprozesses, wird der Gesamtprozess schrittweise analysiert, sodass sich die Analyse des Fehlers nicht direkt in kleinste Einheiten auffächert, wodurch die Gefahr von Fehlinterpretationen durch Querwirkungen verringert wird. Nur so kann eine gerichtete Analyse der Fehlerquelle stattfinden. Weiterhin verringert sich der Rechenaufwand, da nur eine Teilmenge des Gesamtsystems bei der Suche nach der Ursache des Fehlers befragt werden muss. In dieser Arbeit wird hierfür das Kraftstoffsystem näher betrachtet.

5 Identifikation von Abweichungen im Teilprozess Kraftstoffsystem

Im letzten Schritt der Top-Down-Analyse (vgl. Abbildung 2.4 aus Kapitel 2.2) zur Diagnose des ursächlichen Fehlers der LUR wird der zuvor identifizierte Teilprozess näher analysiert. Im vorliegenden Fall wird dies exemplarisch am Kraftstoffsystem durchgeführt. Zunächst wird der Prozess der Kraftstoffförderung vom Tank bis hin zum EV beschrieben, um eine Übersicht über den Subprozess der Kraftstoffförderung zu erlangen. Anschließend wird zur Ableitung einer Modellstruktur eine Signalanalyse inklusive der Effekte möglicher Fehler durchgeführt. Darauf basierend werden unterschiedliche Methoden erarbeitet, die Fehler im Prozess diagnostizieren.

Das Einspritzsystem hat großen Einfluss auf das Verhalten des Verbrennungsmotors, insbesondere auf Emissionen, Akustik, Ansprechverhalten, Leistungsentwicklung und Laufkultur. Daher wurden zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten zum Thema Diagnose, Modellierung und Regelung des Prozesses Kraftstoffförderung und Einspritzung veröffentlicht. Die Methoden reichen dabei von signalbasierten Modellen über physikalisch motivierte Prozessmodelle bis hin zu reinen Black Box-Ansätzen. Beispiele aus den entsprechenden Kategorien sollen im Folgenden kurz zusammengefasst werden. Im Fokus der Publikationen steht vor allem der Dieselmotor, da dieser aufgrund seines Brennverfahrens sehr sensibel auf Abweichungen bei der Einspritzung reagiert und daraus ein starker Einfluss auf Emissionen von Ruß, NO_x und Geräusch resultiert. Eine Zusammenfassung von Veröffentlichungen der letzten Jahre zum Thema Analyse, Modellierung und Diagnose von Diesel Einspritzsystemen findet sich in [53] wieder.

Signalbasierte Methoden werden beispielsweise in [82] genutzt, um anhand einer Frequenzanalyse Fehler bei der Kraftstoffpumpe zu entdecken. In [43] wird durch eine Waveletanalyse ein Muster identifiziert, welches ein fehlerhaftes Einspritzverhalten detektiert. In [51] werden über unterschiedliche Residuen wie dem Drehzahlsignal und dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis des Lambdasensors ebenfalls Muster erkannt, die Fehler aus der Einspritzung diagnostizieren. Schwerpunkt der Veröffentlichungen ist die Entwicklung von physikalisch basierten Prozessmodellen. In [21], [22], [67], [36], [37] und [18] werden Modellierungsvorschläge zur Identifikation der Einspritzrate gemacht. Zu diesem Zweck wurden mechanische wie hydraulische Modelle entwickelt, welche die Dynamik durch Druckwellenausbreitung sowie durch die elektromechanische Ansteuerung der Injektoren abbilden. Des Weiteren werden beispielsweise in [12] und [10] Pumpenmodelle vorgestellt, deren Ausgang einen entscheidenden Einfluss auf die

Druckrandbedingung während des Einspritzvorgangs hat. Eine modellbasierte Untersuchung von Leckagen ist in [73] und [25] zu finden. In [32] wird anhand eines Parameterschätzers die Diagnose von Fehlern in der Pumpe und dem Injektor untersucht. Die auf dem „IFAC Symposium on Mechatronic Systems“ präsentierten Ergebnisse werden in Abschnitt 5.2 aufgegriffen und zusammengefasst vorgestellt.

5.1 Systembeschreibung

Im folgenden Unterkapitel wird das zu analysierende System betrachtet. Nachdem für eine LUR vorrangig Abweichungen im Hochdruckbereich, also nach der Verdichtung durch die HDP relevant sind, wird der Fokus auf diesen Teil gelegt. Somit liegen die Systemgrenzen bei einem als konstant angenommenen Vorförderdruck am Eingang der HDP sowie dem Brennraumdruck, welcher die Druckrandbedingung während der Einspritzung repräsentiert.

5.1.1 Prozessbeschreibung der Kraftstoffförderung

Abbildung 5.1 zeigt schematisch eine Übersicht des vorliegenden Systems. Es handelt sich hierbei um ein mengengesteuertes Prinzip, was bedeutet, dass kein Überdruckventil vorhanden ist: der Hochdruck wird über den Kraftstoffzufluss durch das Mengensteuerventil (MSV) gesteuert. Der Zufluss entspricht dem Abfluss durch die eingespritzten Kraftstoffmasse, wodurch ein konstantes Druckniveau erhalten wird. Am Pumpeneingang herrscht der konstante Vorförderdruck, welcher durch die elektrische Niederdruckpumpe, die sich in der Tankeinheit befindet, bereitgestellt wird. Nachdem während eines $720^\circ KW$ Zyklus viermal eingespritzt wird, ist es für eine gleichmäßige Druckrandbedingung notwendig vor jeder Einspritzung entsprechend vier Pumpenhübe zum Druckausgleich zu haben. So kann gewährleistet werden, dass nach jeder Einspritzung durch eine Nachförderung des Kraftstoffs wieder der gleiche geforderte Druck von 350 bar vorliegt. Das MSV wird dafür zeitbasiert über eine Vorsteuerung aktuiert und über den mittleren Raildruck (der Seriensensor ist wie in Abbildung 5.1 eingezeichnet bei $p_{HD,rail}$ verortet) auf den Sollwert von 350 bar geregelt.

Die zugeführte Kraftstoffmasse wird anschließend durch die Hochdruckpumpe, die vier Nocken besitzt und mit halber Motordrehzahl rotiert, verdichtet. Überschreitet der Druck im Pumpenraum die Federkraft des RV, fließt Kraftstoff in den ersten Leitungsabschnitt q_{L1} . Zwischen den Leitungsabschnitten eins und zwei befindet sich ein für die Modellentwicklung zusätzlich installierter Sensor, welcher die Druckinformationen $p_{HD,L}$ am Pumpenausgang bereitstellt. Über den Drucksensor hinweg gelangt der Kraftstoff in den zweiten Leitungsabschnitt q_{L2} , der in einer Drossel mündet, die Druckschwingungen durch die Kraftstoffförderung dämpft. Nach der Drossel fließt der Kraftstoff schließlich in das Rail q_R , welches als Druckspeicher fungiert und die einzelnen Injektoren mit Kraftstoff versorgt $q_{inj,i}$. Über die Öffnungsdauer des EV und in Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen Rail und Brennraum wird die Kraftstoffmenge für die Verbrennung definiert. Um die Wellencharakteristik im Rail und die

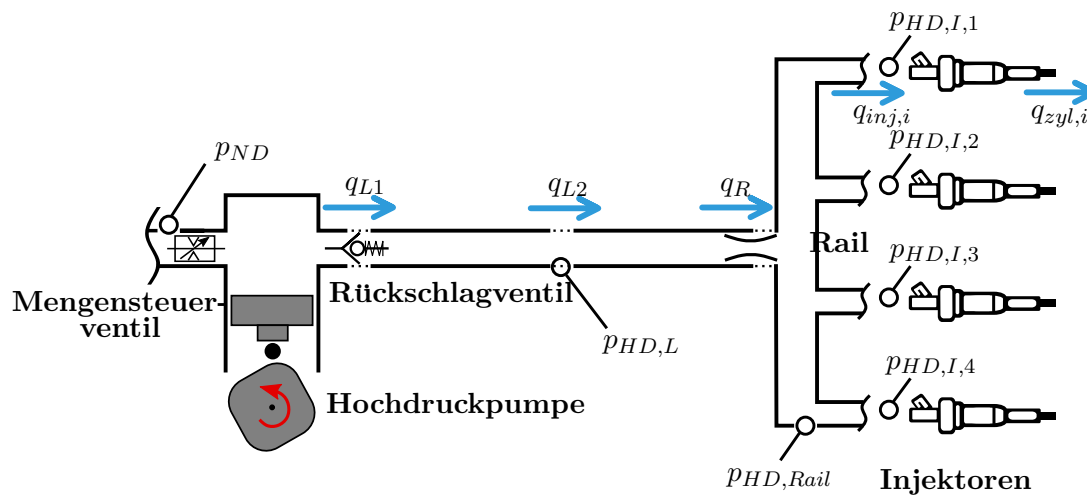


Abbildung 5.1: Schematische Übersicht des Kraftstoffhochdrucksystems.

Druckrandbedingungen am Injektor besser untersuchen zu können, wurden auch hier Drucksensoren $p_{HD,I,I}$ an jedem EV angebracht. Während des Prozesses der Kraftstoffförderung kann es an unterschiedlichen Stellen zu Fehlern kommen. Diese werden im nächsten Abschnitt genauer betrachtet.

5.1.2 Fehler im Kraftstoffsystem

Im ersten Schritt findet eine Analyse der Fehler aller Komponenten des Kraftstoffsystems statt. Die Analyse beruht zum Großteil auf Dauerlauf-Prüfstandversuchen und auf Daten aus dem Feld. Es handelt sich also um real existierende Fehlerfälle.

Die wichtigste Information für die Fehlerreaktion liegt in der Lokalisierung der fehlerbehafteten Komponente. Aus diesem Grund findet eine Unterteilung des Gesamtsystems in die jeweils kleinsten tauschbaren Einheiten statt. Das Gesamtsystem kann so in fünf Teilkomponenten unterteilt werden: die Niederdruckeinheit, die Hochdruckpumpe, das Hochdruckrail mitsamt den Hochdruck-Leitungen, der Hochdruck-Sensor und das Einspritzsystem. Alle vier Injektoren des Einspritzsystems sind zwar individuell austauschbar, da diese jedoch identisch sind und ein Fehler prinzipiell immer an jedem der einzelnen Injektoren auftreten kann, werden alle Injektoren in der Fehleranalyse als ein Bauteil betrachtet.

Wie in Tabelle 5.1 ersichtlich, können die Fehler an der Hochdruckpumpe in vier Fehlertypen unterteilt werden. Dazu gehören eine Reduktion der Fördermengen, die Leckage Richtung Niederdrucksystem, ein Totalausfall der Hochdruckpumpe und ein Fehler, der ausschließlich eine akustische Auffälligkeit zur Folge hat und keine Funktionseinschränkung nach sich zieht. Für die Entwicklung des Diagnosesystems sollen Fehler ausgewählt werden, welche der Klassifizierung aus dem Stand der Technik in Abschnitt 1.2.1 entsprechen. Zum einen werden unterschiedliche Fehlertypen (Aktor-, Prozess-, und Sensorfehler) betrachtet, zum anderen werden deren Wirkweisen (additiv oder multiplikativ) an Beispielen untersucht. Bezüglich

Fehlerursache	Fehlertyp	Wirkung	Zeitverhalten
Filter verstopft (Förderreduktion HDP)	Aktorfehler	additiv	ansteigend
RV klemmt offen (Leckage)	Aktorfehler	additiv	unterbrochen
HDP Kolbenbruch (Ausfall Förderung)	Aktorfehler	additiv	abrupt
Druckbegrenzungsventil undicht (Leckage)	Aktorfehler	additiv	ansteigend
MSV Nadelbruch (Ausfall Förderung)	Aktorfehler	additiv	abrupt
MSV elektrisches Problem (Förderreduktion)	Aktorfehler	additiv	unterbrochen
RV klebt fest (akustische Auffälligkeit)	-	-	-
Stößel klemmt (Förderreduktion)	Aktorfehler	additiv	ansteigend

Tabelle 5.1: Übersicht über Fehler an der Hochdruckpumpeneinheit: Alle aufgelisteten Fehler führen stets zu einem gesamthaften Tausch der Pumpeneinheit. Im Sinne einer prädiktiven Diagnose können nur ausgewählte Fehler erkannt werden. Diese sind vom Zeitverhalten ansteigend und der Fehlertyp lässt sich als Förderreduktion zusammenfassen.

des Zeitverhaltens beschränkt sich die Analyse auf ansteigende Fehler, da im Sinne einer vorausschauenden Diagnose keine abrupten oder unterbrochenen Phänomene diagnostiziert werden können. Deren stochastische Ausfallwahrscheinlichkeit muss wie bereits erwähnt über Dauerläufe abgesichert werden. Für Fehler an der HDP wird daher auch nur eine Reduktion der Fördermenge berücksichtigt.

Eine zu diskutierende Rolle nehmen die Injektoren ein. Aus diesem Grund ist in Abbildung 5.2 der Regelkreis für das Hochdrucksystem abgebildet. Hier werden die Komponenten den regelungstechnischen Aufgaben zugeordnet. Als Prozess wurde hierbei einerseits die Kompression des Kraftstoffs definiert, andererseits aber auch die Einspritzung durch die Injektoren. Diese stellen aus antriebstechnischer Sicht ein Bauteil bzw. einen Aktor dar und haben Einfluss auf den Druck im Rail $p_{HD,Rail}$. Allerdings ist die regelungstechnische Aufgabe der Injektoren die Druckregelung im Rail über den Schließzeitpunkt des MSV, um auf die eingespritzte Kraftstoffmasse zu reagieren bzw. diese zu kompensieren. Die Einspritzzeit wird von Prozessen außerhalb des Hochdrucksystems beeinflusst. Daher werden Fehler an den EVen als Prozessfehler betrachtet, während der Injektor im Sinne eines Bauteil als Aktor bezeichnet wird.

Aus den Anforderungen an die Aufprägung der Fehler wurden schließlich die in Tabelle 5.2 aufgeführten Fehler ausgewählt. Die angegebenen Fehler werden während der Versuche mit unterschiedlichen stationären Betriebspunkten (von Leerlauf bis 150 km/h siehe 2.3) aufgebracht.

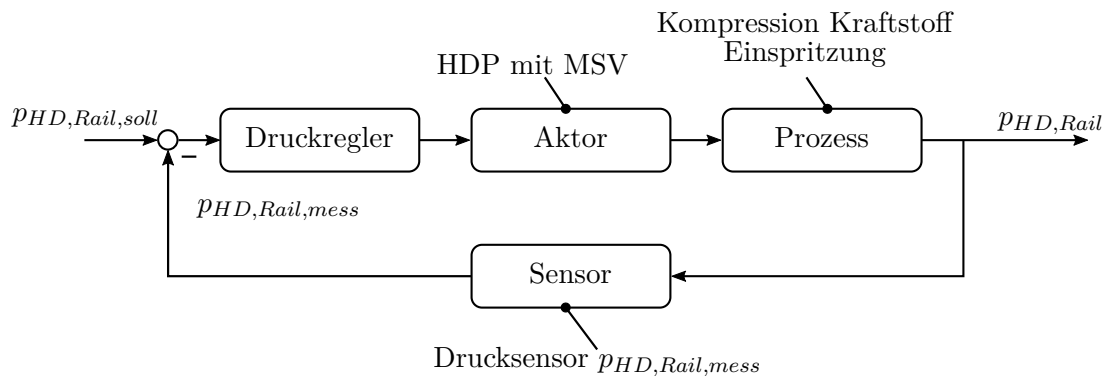


Abbildung 5.2: Schematische Übersicht des Kraftstoffhochdrucksystems.

Bauteil	Fehlerart	Fehlertyp	Auswirkung	Zeitverhalten
HDP	Förderreduktion	Aktor	additiv	ansteigend
EV	Massenreduktion	Prozess	multiplikativ	ansteigend
$p_{HD,Rail}$	Signaloffset	Sensor	additiv	ansteigend
Leitung	Leckage	Prozess	additiv	ansteigend

Tabelle 5.2: Übersicht über Fehler im Kraftstoffsystem die es zu diagnostizieren gilt, und welche im weiteren Verlauf untersucht werden.

Alle Fehler konnten durch Anpassung von Stellgrößen in der Software umgesetzt werden, bis auf die Leckage in der Leitung bzw. dem Rail. Hierfür wurde eine entsprechende Vorrichtung mit Kugelhahn gefertigt, welche eine stufenlose Verstellung der Leckage ermöglichte. Die Signalanalyse der Messfahrten wird exemplarisch für den Betriebspunkt von 100 km/h im nachfolgenden Abschnitt durchgeführt.

5.1.3 Signalanalyse im Referenz- und Fehlerfall

Für die Analyse wird das Drucksignal $p_{HD,Rail}$ verwendet. Dieses wird über 32 Zyklen gemittelt und mit einem Tiefpass gefiltert (Tiefpass-Butterworth-Filter mit einer Grenzfrequenz von 600 Hz). Der daraus resultierende Signalverlauf ist in Abbildung 5.3 als dunkelblaue, durchgezogene Linie aufgetragen (das Rohsignal ist in hellblau und gepunktet dargestellt). Auch hier dient die Mittelung der Erhöhung der Robustheit der Diagnose, um Prozessstörungen und Messfehler von Fehlern im Prozess zu differenzieren. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden stets die gemittelten und gefilterten Verläufe gezeigt, da die hochfrequenten Schwingungen im Rail keine Information für das vorgestellte Diagnosesystem enthalten (vgl. auch [32]). Darüber hinaus sind die Ansteuerzeiten von EV und HDP als Rechtecksignal eingezeichnet für den Betriebspunkt von 100 km/h . Des Weiteren werden auch für den Fehlerfall die Ansteuerzeiten der Referenz angenommen, da so simuliert wird, dass der Fehler für das Steuergerät unbekannt ist und sich Änderungen im System direkt auf den Diagnoseausgang auswirken.

Die einfache Standardabweichung des Signals liegt bei $0,3\text{ bar}$, was im Bezug auf das Druckni-

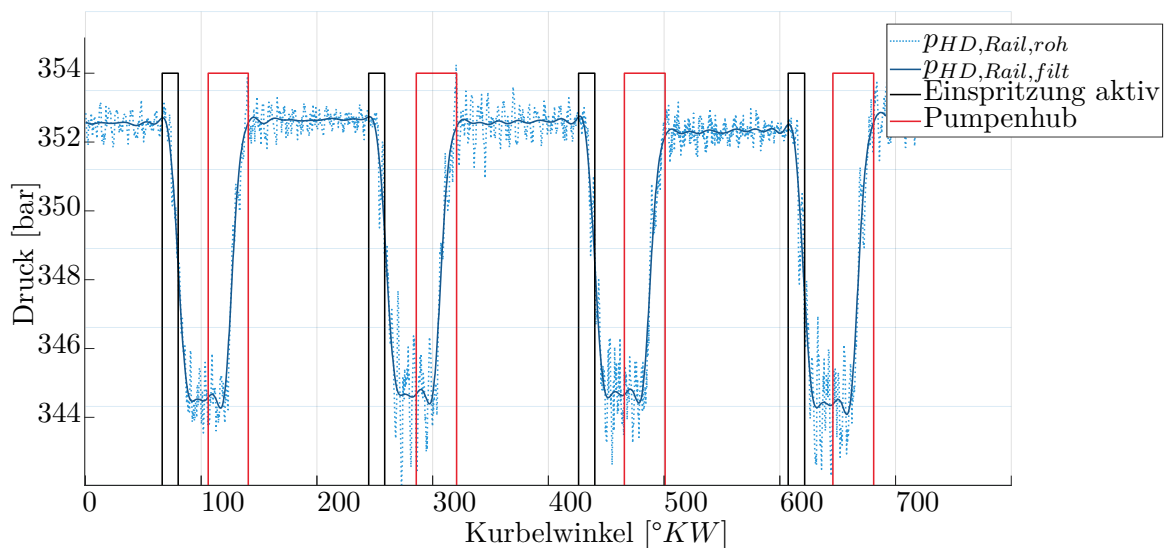


Abbildung 5.3: Verlauf des Raildrucks während eines Zyklus als Rohwert und gefiltert mit den Ansteuerzeiten von Pumpe und Injektor bei 100 km/h .

veau und die Drucksprünge (ca. 8 bar bei einem Betriebspunkt von 100 km/h) auf ein robustes, reproduzierbares Signal hindeutet. Dies erfordert im Umkehrschluss eine hohe Modellgüte zur Abbildung des Druckverlaufs und birgt gleichzeitig das Potential, Fehler robust und frühzeitig zu erkennen.

Referenzfall

Nachdem das Druckniveau geregelt ist, haben unterschiedliche Last-Drehzahl-Bereiche nur einen geringen Einfluss auf den Verlauf. Mit steigender Last werden die Drucksprünge aufgrund des höheren Kraftstoffdurchsatzes größer. In Bereichen sehr geringer Last (z.B. Leerlauf) wird das mittlere Druckniveau für eine höhere Effizienz herabgesetzt. Am qualitativen Verlauf ändert dies jedoch nichts.

In Abbildung 5.3 sind die Aktoreingriffe durch Pumpe und Injektor zu erkennen. Wird das EV geöffnet und Kraftstoff wird in den Brennraum eingetragen, fällt dieser mit einer dem statischen Durchfluss und der Druckdifferenz entsprechenden Steigung ab. Umgekehrt zeigt sich ein ähnliches Verhalten bei der Kraftstoffförderung durch die Pumpe. Durch die mengengesteuerte Arbeitsweise wird genau so viel Kraftstoff verdichtet, bis das Zielniveau erreicht wird. Im Vergleich zur Einspritzung kann hier jedoch eine deutliche Totzeit erkannt werden. Diese kommt aufgrund einer Verkettung von Totzeiten der bei der Aktuierung beteiligten Komponenten zustande: Zunächst ist ein Zeitverzug zwischen Ansteuerbeginn MSV und mechanischem Schließen des MSV zu verzeichnen. Weiterhin entsteht ein Verzug zwischen dem Druckaufbau während der Verdichtung durch Verluste der Pumpe wie Leckageströme sowie ein Verzug bis zum Überschreiten der mechanischen Federkraft des RVs. Zwischen

den Ansteuersignalen von EV und HDP bleibt das Druckniveau konstant, mit Ausnahme hochfrequenter Schwingungen.

Fehlerfall

Abbildung 5.4 zeigt die Druckverläufe $p_{HD,Rail}$ für die in Tabelle 5.2 aufgeführten Fehlerfälle. Der Übersichtlichkeit halber wurde die Abbildung aufgeteilt. Die schwarze, durchgezogene Linie stellt jeweils den Nominalfall bei 100 km/h dar. Oben dargestellt sind Fehler von Injektor (Massenreduktion EV) und Pumpe (Förderreduktion HDP), welche jeweils eine Verringerung des Durchflusses an Injektor 1 bzw. der Kraftstoffförderung der vier Nocken der HDP verursachen. Der Fehler am Injektor macht sich im Verlauf des Raildrucks $p_{HD,Rail}$ beim dritten Einbruch bei ca. 450°KW bemerkbar (hellblau strichlierte Linie; die Druckeinbrüche sind in der Zündreihenfolge 4-2-1-3 abgebildet, entsprechend der Ansteuerung der EVe). Aufgrund der zu geringen eingespritzten Kraftstoffmasse fällt der Druckabfall hier geringer aus. Beim Pumpenfehler (dunkelblau gepunktet) fallen die Drucksprünge im Vergleich zur Referenz geringer aus (vgl. Druckanstiege bei ca. 140°KW , 320°KW , 500°KW und 690°KW). In diesem Fall waren alle Pumpenhübe betroffen, da es nicht möglich war einzelne Nocken der Pumpe zu manipulieren. Der Fehler wurde durch eine Verschiebung des OT aller Nocken per Software aufgeprägt, sodass dem Aktor MSV ein falscher Zeitpunkt für das Schließen übergeben wird. Dadurch wird weniger Kraftstoff komprimiert, was zu einem geringeren Druckanstieg führt.

Im unteren Teil von Abbildung 5.4 ist der Verlauf des Raildrucks $p_{HD,Rail}$ gezeigt, jeweils für eine Leckage (hellblau strichlierte Linie) und einen Sensordrift in positive Richtung (dunkelblau gepunktete Linie), was bedeutet, dass der Motorsteuerung ein höherer Druck rückgemeldet wird, als real im System vorhanden ist.

Bei einer Leckage kann der Druck zwischen den Aktoreingriffen nicht konstant gehalten werden, er fällt immer wieder ab, bevor dies durch die Förderung der Pumpe kompensiert werden kann. Das Aufprägen dieses Fehlerfalls ist sehr schwierig, da die Motorsteuerung bei einem zu großen Druckabfall in den Hochdrucknotlauf übergeht mit einer Leistungsreduktion und Aufleuchten der Motorwarnlampe als Konsequenz. Gleichzeitig birgt das frühzeitige Erkennen dieses Fehlers ein hohes Potential die Fahrzeugverfügbarkeit aufrecht zu erhalten. Ein defekter Sensor (für diesen wurde auf der rechten Seite eine separate Ordinate eingezeichnet) wirkt sich durch ein global verändertes Druckniveau aus. Wird ein höherer Druck gemessen als real vorhanden (wie im vorliegenden Beispiel), ist das Druckniveau kleiner und umgekehrt. Dieser Fehler wirkt sich in der Regel nicht auf eine LUR aus, da die Auswirkung auf die eingespritzte Masse durch die veränderte Druckdifferenz den gleichen Effekt auf alle Zylinder hat. Für eine gesamthafte Diagnose wird dieser Fall jedoch trotzdem berücksichtigt. Während der Untersuchungen wurde auch eine Frequenzanalyse von Referenz- und Fehlermessungen durchgeführt. Anhand der Amplituden kann, wie dies beispielsweise in [43] bereits gezeigt wurde, eindeutig zwischen Fehlern unterschieden werden. Da jedoch aufgrund der

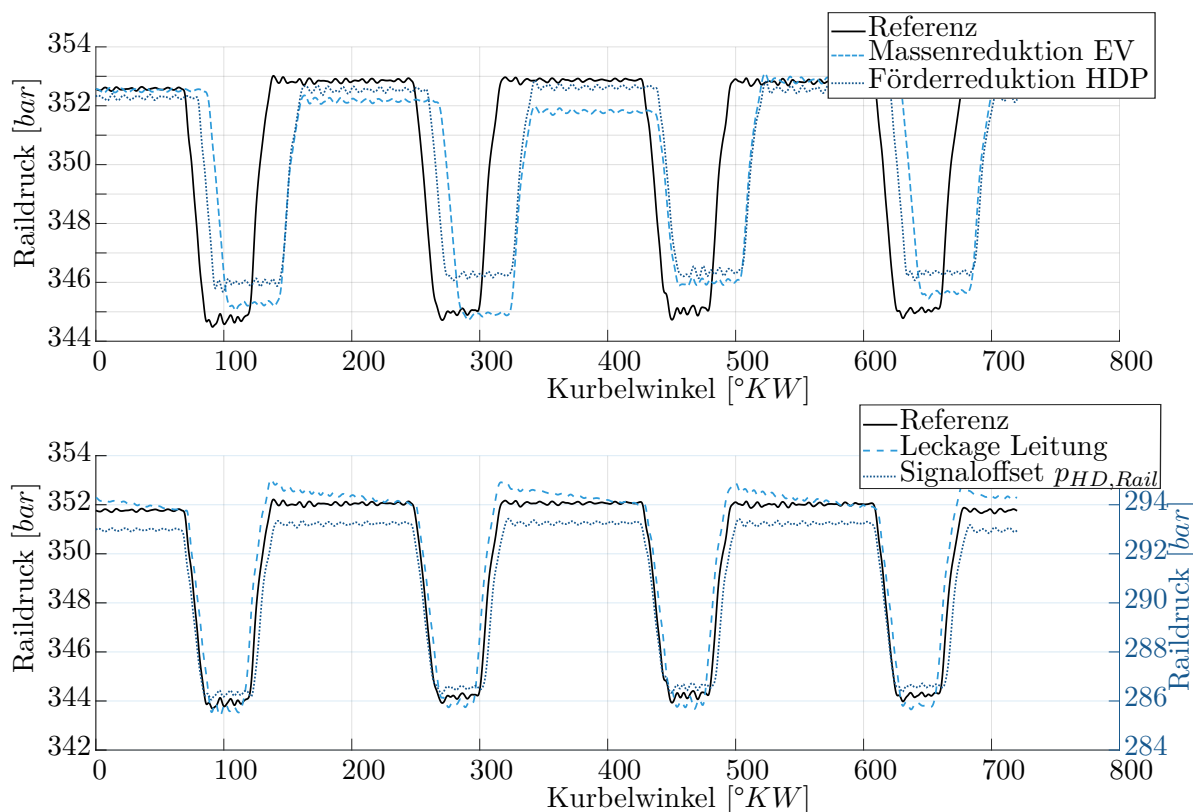


Abbildung 5.4: Verlauf des Raildrucks für die in Tabelle 5.2 aufgeführten Fehler (jeweils Fehlerart und Bauteil) bei 100 km/h sowie dem Nominalverhalten (Referenz).

lastabhängigen Massen bei Einspritzung und Verdichtung das Niveau der Amplituden sehr stark schwankt, können nur Muster identifiziert werden, die auf den Fehler hindeuten. Eine Aussage zur Fehlerschwere ist somit nicht möglich. Aus diesem Grund werden in den folgenden Unterkapiteln Modellierungsmethoden und darauf basierende Diagnosesysteme erarbeitet, welche sowohl Ort, als auch Schwere des Fehlers identifizieren.

5.2 Diagnosesystem mittels Parameterschätzer

In den beiden nachfolgenden Abschnitten werden Methoden zur Diagnose mittels Parameteridentifikation hergeleitet. Die grundsätzliche Arbeitsweise beider Varianten basiert auf einer sequentiellen Identifikation in Abhängigkeit der Bereiche von Aktoreingriffen, da diese, wie aus der Signalanalyse bekannt, voneinander separierbar und in dem untersuchten Betriebsbereich ohne Querwirkungen sind. Demnach werden die Sequenzen definiert: von EV öffnet bis EV schließt und von MSV öffnet bis MSV schließt. In diesen acht Bereichen gilt es Änderungen im Durchfluss zu identifizieren, welche auf einen Fehler schließen lassen.

Weiterhin ist beiden Modellen gemein, dass der Modellfehler $e_{p, Rail}$ auf der Differenz zwischen

simuliertem $p_{HD,Rail,sim}$ und gemessenem Raildruck $p_{HD,Rail,mess}$ basiert:

$$e_{p,Rail} = p_{HD,Rail,mess} - p_{HD,Rail,sim} \quad (5.1)$$

Grundlage für das hydraulische Modell bildet die Kompressibilitätsgleichung für zeitdiskrete Systeme. Mit diesem Zusammenhang wird über das Kompressionsmodul K als Stoffeigenschaft des Fluids die Druckdifferenz Δp berechnet, die durch eine Volumenänderung ΔV bezogen auf das Gesamtvolumen (in diesem Fall V_{Rail}) hervorgerufen wird.

$$\Delta p = \frac{K}{V_{Rail}} \cdot \Delta V \quad (5.2)$$

Die Druckänderung, die aus der Einspritzung des EV resultiert, wird durch die Druckdifferenz zwischen dem Raildruck $p_{HD,Rail}$ einerseits und dem Druck im Brennraum $p_{zyl,i}$ des entsprechenden Zylinders andererseits bestimmt. Die Volumenänderung pro Recheneinheit wurde aus Messungen abgeleitet und ist über den statischen Durchfluss des EV über dessen geometrische Ausprägung definiert. Mengenabweichungen aufgrund des Öffnungs- bzw. Schließvorganges werden bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Dadurch entstehen Modellungenauigkeiten bei Einspritzungen von Kleinstmengen, in denen das Ventil direkt nach Öffnen wieder schließt. Dies ist vor allem während des Katheizens relevant, allerdings werden jene Betriebspunkte von der Diagnose ausgeschlossen.

Setzt man die Volumenänderung aus der Förderung der Pumpe in die Kompressibilitätsgleichung ein, erhält man die Druckdifferenz, welche die Pumpe hervorruft. Die zeitdiskrete Änderung des Durchflusses ΔQ_{Pump} kann aus der Kolbenfläche A_{Kolb} der Radial-Kolbenpumpe und dessen Geschwindigkeit, bzw. dem in einem Zeitintervall zurückgelegten Weg Δx_{Kolb} , berechnet werden, wie in Gleichung 5.3 dargestellt.

$$\Delta Q_{Pump} = A_{Kolb} \cdot \Delta x_{Kolb} \quad (5.3)$$

Der Verlauf des simulierten Raildrucks $p_{HD,Rail,sim}$ kann dann über den mittleren Druck p_{ini} und die Summe der Druckänderungen Δp_i aus den vier Pumpenhüben und den vier Einspritzungen ermittelt werden:

$$p_{HD,Rail,sim} = p_{ini} + \sum \Delta p_i \quad (5.4)$$

Bereits in [32] wurde anhand einer Signalanalyse ermittelt, dass keine Übertragungsfunktionen notwendig sind, um die geometrisch unterschiedliche Verortung der Aktoren zu berücksichtigen. Aufgrund der hohen Schallgeschwindigkeit des Fluids und den kurzen Leitungslängen im System nimmt man keinen Modellfehler in Kauf, der sich durch zeitliche Verzögerungen ergeben kann. Nachdem die grundlegenden Zusammenhänge, welche die Basis für den simulierten Druck bilden, erläutert wurden, wird nun die Architektur der Diagnosesysteme vorgestellt.

5.2.1 Modellstruktur für eine Diagnose mittels Parameterschätzer

In [32] wurde die Struktur eines Parameterschätzers veröffentlicht, welcher den Ausgangsfehler $e_{p,Rail}$ mittels eines Optimierungsalgorithmus minimiert. Auch hier wurde das Downhill-Simplex-Verfahren bzw. der Nelder-Mead-Simplex-Algorithmus (vgl. [55] und [26]) angewandt, analog des Parameterschätzers zur Zylinderdruckbestimmung. Die Modellstruktur ist in Abbildung 5.5 aufgezeigt. Ist die Einspritzung ($Inj(Zyl_i)$) bzw. der Pumpenhub ($Pump(Zyl_i)$)

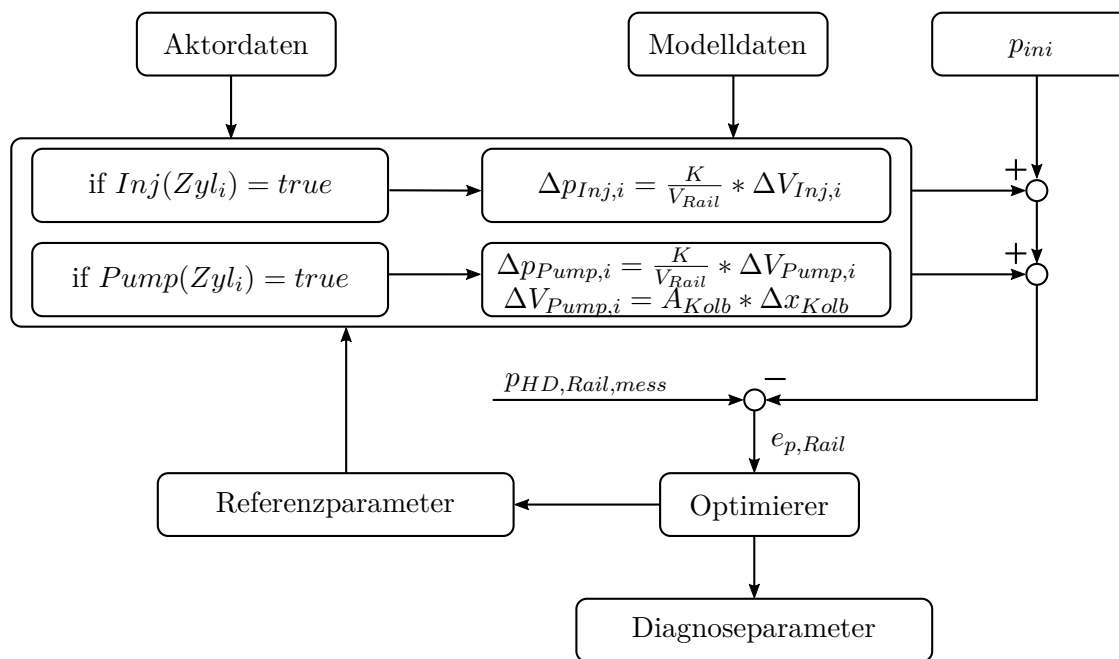


Abbildung 5.5: Struktur des Parameterschätzers mittels Optimierungsalgorithmus

des dazu referenzierenden Zylinders aktiv, wird die Druckänderung berechnet und auf den Initialdruck p_{ini} summiert. Zu beachten ist, dass das Vorzeichen der Druckänderung aus der Einspritzung negativ eingeht.

Aus der Übersicht geht weiterhin hervor, dass zwischen Referenz- und Diagnoseparametern unterschieden wird. Aufgrund der geringen Standardabweichung des Drucksignals und der Forderung nach einer sensitiven Diagnose ist es zielführend die Referenzparameter initial (z.B. am Bandende der Produktion) zu erlernen. Aufgrund von Bauteilswankungen kann bei den Injektoren der statische Durchfluss abweichen. Ebenso können die bei der Pumpe auftretenden Verluste bei der Kompression variieren. Das Anlernen der Parameter ist auch für die regelungsbasierte Diagnose zielführend, welche im folgenden Abschnitt erläutert wird.

5.2.2 Modellstruktur für eine regelungsbasierte Diagnose

Das hier vorgestellte Diagnoseprinzip beruht auf strukturellen Ansätzen analog der Methodik mittels Parameterschätzverfahren. Jedoch wurde anhand einer Studienarbeit [88] das

Optimierungsverfahren durch einen Regler ersetzt, um zum einen schnellere und genauere Ergebnisse zu erhalten und zum anderen, um Rechenkapazität für eine Anwendung auf dem Steuergerät zu minimieren. Mit der Parameteroptimierung konnte weiterhin nur mit hohem Aufwand die Verzugszeit im Druckaufbau bei den Pumpenhüben bestimmt werden. Dies ist ein weiteres Ziel für die regelungsbasierte Variante.

Hierfür muss für jeden Aktor die Höhe des Drucks, also die abgeflossene oder zugeführte Kraftstoffmenge im Rail, und die zeitliche Verschiebung des Eingriffs geregelt werden. Zusätzlich handelt es sich um ein System, bei dem die Stellgröße, z.B. der Schließwinkel des MSVs der HDP, vor der Simulation festgelegt werden muss, und während dieser nicht angepasst werden kann. Gleiches gilt für die Regelabweichung, die erst nach Ende der Simulation bestimmt werden kann. Während einer Simulation kann somit nur ein einziger Regeleingriff stattfinden. Erschwerend für eine Regelung kommt hinzu, dass sich Regelfehler auf die Startbedingungen darauffolgender Aktoren auswirken. So addiert sich die Regelabweichung des Drucks eines Injektors beispielsweise auf die Regelabweichung des darauffolgenden Hubs der HDP und sorgt für eine Verschleppung von Regelabweichung und Stellgrößenreaktion. Abhilfe soll auch hier die sequentielle Rückführung der Regelabweichung schaffen, wie dies in Abbildung 5.6 gezeigt wird.

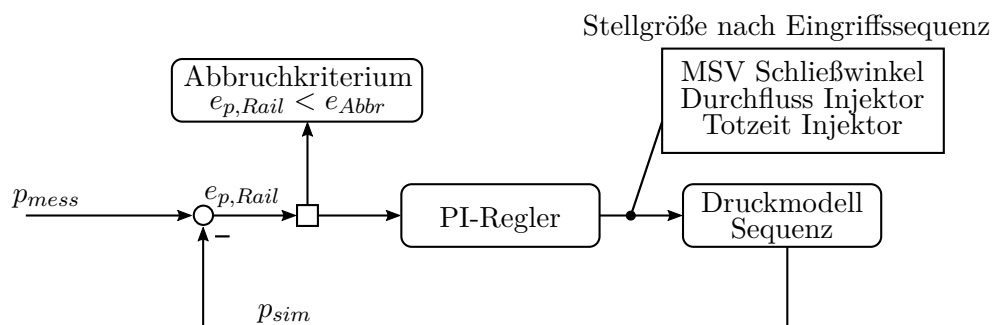


Abbildung 5.6: Struktur des sequentiellen PI-Reglers, welcher innerhalb eines Arbeitsspiels über die drei Stellgrößen MSV Schließwinkel, Durchfluss des Injektors und Totzeit des Injektors die Druckdifferenz der vier Pumpenhübe und Einspritzungen regelt, bis das Abbruchkriterium $e_{p,Rail} < e_{Abbr}$ erfüllt ist.

Ausgehend von einer Initialsimulation des Teilbereichs wird der simulierte Druck ermittelt. Über den Abgleich mit dem gemessenen Druck wird die Regelabweichung $e_{p,Rail}$ berechnet. Diese wird dem PI-Regler zugeführt, der daraus die Anpassung der entsprechenden Stellgröße generiert. Je nach Aktor und Regeltyp, ist dies der Schließwinkel des MSV, ein Faktor auf den stationären Durchfluss der Injektoren oder die Totzeit eines Aktoreingriffs. Alle hier beschriebenen Teilschritte bilden einen Regelschritt. In einer Schleife wird dieser Regelschritt wiederholt, bis die Abbruchbedingung $e_{p,Rail} < e_{Abbr}$, die Unterschreitung einer definierten Regelgüte, erfüllt ist.

Eine weitere Herausforderung ist die Abstimmung der Regelparameter. Diese können auf Schnelligkeit einerseits oder auf Genauigkeit andererseits hin getrimmt werden. Im vorliegenden Fall wurden die Parameter konservativ auf eine möglichst hohe Genauigkeit ausgelegt, um lokale Optima durch Reglerschwingen zu vermeiden. Nachdem sich die zu identifizierenden Fehler schleichend, über mehrere Betriebsstunden hinweg ausbilden, ist diese Vorgehensweise gerechtfertigt. Das Ergebnis für die Simulation des Referenzfalles ist in Abbildung 5.7 gezeigt. Damit zeigt die Simulation ähnlich gute Ergebnisse wie in [32] bzw. den Ergebnissen

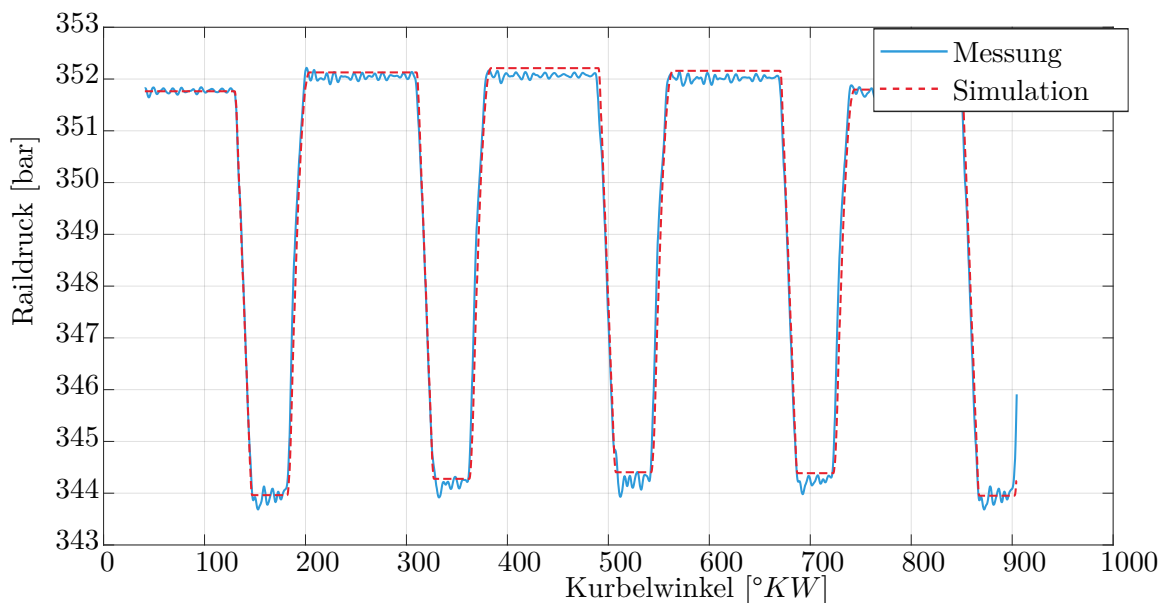


Abbildung 5.7: Vergleich der Verläufe von simuliertem mit gemessenem Raildruck bei 100 km/h im Nominalfall

der Parameterschätzung. Ein Vorteil der Anwendung dieser Methodik ist jedoch, dass die Stellgrößen der Regler direkt als Residuen verwendet werden können. Deren Ausprägung zeigt zudem die Fehlerschwere an. In Abbildung 5.8 sind die Residuen für eine Vertrimmung der Kraftstoffmenge bei Injektor eins aufgetragen. Zu sehen ist, dass die Stärke der Vertrimmung von 80% bis 120% der Referenzmenge direkt am Residuum abgelesen werden kann. In Abbildung 5.8 ist des Weiteren zu erkennen, dass im Referenzfall die Residuenausprägung bei einem Wert von eins bleibt. Bei Fehlerfällen ändern sich die Residuen der übrigen Aktoren ebenfalls. Dies liegt darin begründet, dass die Motorsteuerung durch Anpassung der Einspritz- und Pumpenansteuerung dem Fehler entgegenzuwirken versucht, um den Betriebspunkt zu erhalten. Daraus wurde ein weiteres Residuum abgeleitet: Die STD des Raildrucksignals selbst, welche Aufschluss gibt, ob das System aus seinem Referenzzustand ausgelenkt wurde. Fehler der Pumpe und am EV können direkt und eindeutig bestimmt werden. Für die Diagnose des Sensorfehlers werden alle eingeführten Residuen (Druckdifferenz aus Pumpenhüben, jeweils die Druckdifferenz aus den Einspritzungen und die STD des Drucksignals) bewertet

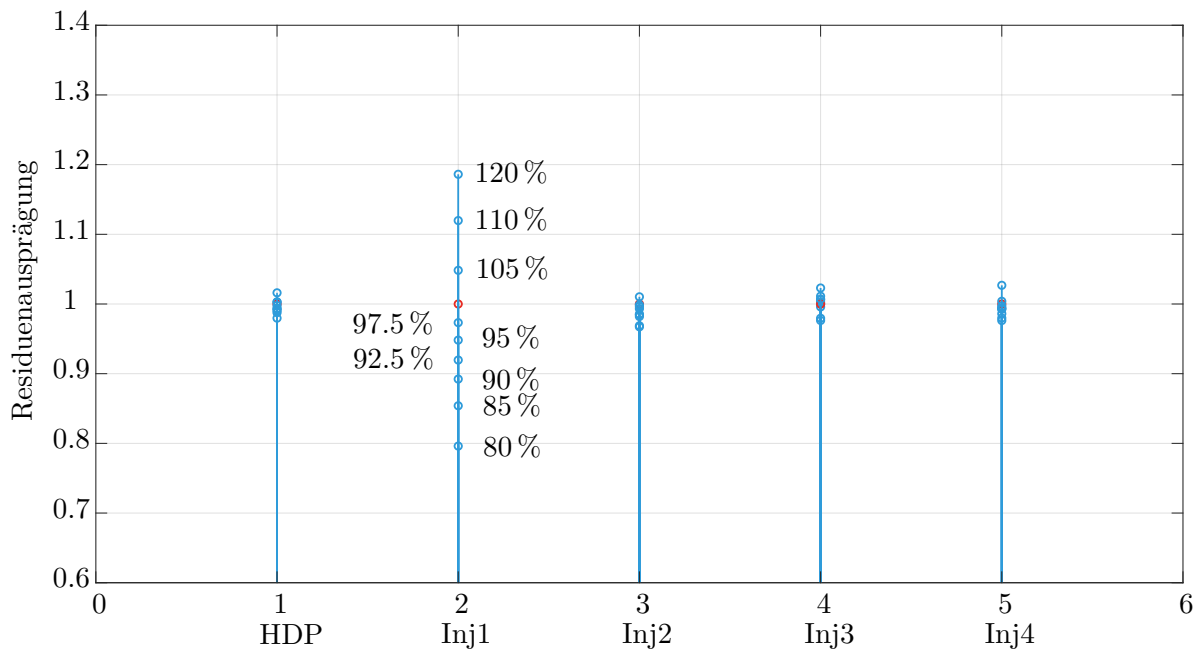


Abbildung 5.8: Übersicht der Residuen für unterschiedlich starke Vertrimmungen (in %) des Injektors auf Zylinder 1 (Inj1)

und anhand deren Muster ausgewertet. Weichen alle Residuen der Injektoren und der HDP ab und bleibt die STD unauffällig, liegt ein Sensorfehler vor. Aus diesen Informationen wurde zur Fehlerisolierung eine Fehlerbaumanalyse abgeleitet. Die Auswertung mittels Fehlerbaumanalyse ist aufgrund der geringen Anzahl an Residuen und deren physikalische Aussagekraft zielführend. Eine Leckage im System konnte mit dieser Methodik nicht identifiziert werden. In diesem Fall muss über ein Signalmodell, das die Plateaus zwischen zwei Aktuierungen betrachtet, ausgewertet werden. Sind Anfangs- und Endpunkt auf unterschiedlichem Niveau, liegt eine Leckage vor.

5.3 Diagnosesystem mittels Beobachter

Die präsentierte Modellierung, auf dessen Basis die Diagnosemethodik entwickelt wurde, zeigt aufgrund ihrer Vereinfachung bei der Simulation des Referenzfalls große Abweichungen vom gemessenen Signal. Aufgrund dessen musste jeweils ein Satz an Referenzparametern erlernt werden. Das Modell lieferte um ca. 20 % höhere Druckeinbrüche bei der Einspritzung und einen verfrühten Einspritzbeginn (ca. $10^{\circ}KW$ vor dem gemessenen Signal), welcher in Abhängigkeit der Druckverhältnisse über die Regelung der Totzeit kompensiert werden musste. Ein ähnliches Verhalten ist bei einem Pumpenhub vorzufinden. Hier kam es ebenfalls zu einem verfrühten Druckanstieg (ca. $30^{\circ}KW$ vor dem gemessenen Signal), welcher ca. 350 % höher ist als der gemessene Druck. Im Fall der Methodik über die Parameteroptimierung ohne Totzeitkompensation wurden so vermehrt falsche Druckdaten durch den Algorithmus verglichen, und es kam zu einem lokalen Minimum, das nicht der Realität entspricht. Auch

bei der Parameterregelung mussten zusätzliche Toleranzbänder implementiert werden, welche das Finden lokaler Minima von etwa 15 % auf 3 % reduzieren konnte auf Kosten des Implementierungsaufwandes.

Der Grund hierfür liegt in Verlusten, die in jedem Aktor und Leitungsabschnitt zu finden sind. Bei der Kompression des Fluids durch die HDP beispielsweise fließt ein marginaler Anteil an Kraftstoff über den Ringspalt zwischen Kolben und Lauffläche der Pumpe und hat damit keinen Anteil an der Verdichtung. Zusätzlich entstehen durch Reibungseffekte bei der Kompression und beim Ausströmen des Kraftstoffs weitere Verluste. Reibung tritt ebenso in den Leitungen und den Injektoren auf und müssen für ein genaueres Simulationsergebnis berücksichtigt werden.

Damit dies gelingt, muss die Geometrie des Leitungssystems abgebildet werden und einzelne Drosselstellen identifiziert werden. So kann das System in Teilmodelle gegliedert und mit charakteristischen Volumina und Dämpfungskoeffizienten versehen werden. Durch diese Maßnahmen soll weiterhin eine Unabhängigkeit des Systems von Betriebspunkten geschaffen werden: Aufgrund der Verringerung des Systemdrucks ändert sich auch der druckabhängige Durchfluss der Injektoren. Bisher wurde dies mit Kennlinien zum statischen Durchfluss bei gegebenem Druckverhältnis des Injektors berücksichtigt. Durch die Ableitung eines Durchflusskoeffizienten sind diese Kennlinien obsolet.

Auch die Online-Fähigkeit des Systems soll verbessert werden. Wegen der Mittelung des gesamten Druckverlaufs ist ein hoher Speicheraufwand bei der ausführenden Hardware notwendig. Durch ein effizientes Simulationsmodell (vgl. 5.3.1) können zyklisch die Diagnosefaktoren berechnet werden, wodurch es möglich ist, nur noch Einzelwerte zu mitteln und deren Verhalten zu untersuchen (vgl. 5.3.2).

5.3.1 Simulationsmodell des Kraftstoffsystems

Bevor Diagnoseparameter eingeführt werden können, wird das Simulationsmodell hergeleitet. Für das Modell wurde ein Ansatz mit konzentrierten Parametern gewählt, um die Gleichungen für Masse- und Impulserhaltung zu berücksichtigen. Der Laufindex n steht im weiteren für die Anzahl der Zylinder, da es je Zylinder eine Einspritzung und einen Pumpenhub gibt.

Verdichtung des Kraftstoffs während eines Pumpenhubs

In Abbildung 5.1 sind die einzelnen Teilabschnitte, die für die Simulation relevant sind, bereits angedeutet. Als Druckrandbedingung am Pumpeneingang dient der als konstant angenommene Niederdruck von 6 bar . Ist das MSV geöffnet, strömt in Abhängigkeit der Druckdifferenz der Kraftstoff während der Saugphase in den Pumpenraum der HDP. Die verdichtete Kraftstoffmenge wird über die Schließzeit des MSV definiert. Während der Kolbenaufwärtsbewegung wird Kraftstoff in das Niederdrucksystem zurückgeschoben, bis das MSV wieder geschlossen ist. Als Startbedingung für die Verdichtung wird daher der Niederdruck p_{ND} kurz vor Schließen des MSV verwendet, welcher über einen Zusatzsensor vermessen

wurde und über das Motorkennfeld hinweg konstant ist.

Die Verdichtung des im Pumpenraum verbleibenden Kraftstoffs kann mit folgender linearen Differentialgleichung berechnet werden:

$$\dot{p}_{HDP,i} = \frac{1}{V_{HDP} - x_K \cdot A_K} \cdot ((\dot{x}_K \cdot A_K - q_{L1}) \cdot K) - \vartheta_{HDP} \cdot p_{HDP} \quad (5.5)$$

Gleichung 5.5 entspricht der differentiellen Form der Kompressibilitätsgleichung. Dabei stellt der Term $x_K \cdot A_K$ das aktuelle Volumen im Pumpenraum dar, das sich aus dem Produkt des zurückgelegten Kolbenweg x_K und der Kolbenfläche A_K ergibt. Der Term $\dot{x}_K \cdot A_K - q_{L1}$ beschreibt den Kraftstofffluss, der sich aus der Verdichtung und dem Abfluss Richtung Leitung über das RV ergibt. Wie bereits beschrieben, gelangt Kraftstoff genau dann in das Leitungssystem, wenn der Druck am RV überschritten wird. Dieses Verhalten wird in der Simulation ebenfalls berücksichtigt, indem über die Bedingung $p_{HDP} < p_{L1} + p_{RV}$ kein Kraftstoff aus dem Pumpenraum fließt, also $q_{L1} = 0$ angenommen wird. Sobald die Druckschwelle des RV p_{RV} überschritten wird, ergibt sich der Druck im Pumpenraum nach Gleichung 5.5.

Die Verluste bei der Verdichtung des Kraftstoffs werden im Term $\vartheta_{HDP} \cdot p_{HP}$ berücksichtigt, wobei der Dämpfungskoeffizient empirisch aus Messungen gewonnen wird.

Förderung des Kraftstoffs durch das Leitungssystem

Nach Überschreiten der Druckschwelle p_{RV} des RV findet ein Kraftstofffluss q_{L1} in den ersten Leitungsabschnitt statt aufgrund der Druckdifferenz zwischen p_{HDP} und p_{L1} , welcher solange aufrechterhalten wird, bis der Druck in der HDP die Schwelle des Rückschlagventils wieder unterschreitet. Der sich daraus ergebende Volumenstrom bewirkt eine Druckänderung im Leitungsabschnitt, die sich auf den darauffolgenden Leitungsabschnitt auswirkt. Diese Koppelung von Druckänderung und Volumenstromänderung der verschiedenen Abschnitte lässt sich mithilfe der Impuls- und Massenerhaltung formelmäßig ausdrücken (vgl. 5.6 und 5.7).

$$\dot{p}_i = \frac{K}{V_i} \cdot (q_i - q_{i+1}) \quad (5.6)$$

$$\dot{q}_i = \frac{A_i}{\rho \cdot L_i} \cdot (p_{i-1} - p_i) - \vartheta_i \cdot q_i \quad (5.7)$$

Der Index i beschreibt dabei den entsprechenden Leitungsabschnitt mit den korrespondierenden geometrischen Abmessungen wie der Querschnittsfläche A_i und der Leitungslänge L_i bzw. des sich daraus ergebenden Volumens V_i . Die Dichte ρ des Kraftstoffs wird als konstant angenommen. Zusätzlich wurde ein Dämpfungskoeffizient ϑ_i eingeführt, der charakteristisch für den entsprechenden Leitungsabschnitt ist. Die Drosselwirkung des RV wird beispielsweise durch ϑ_{L1} des ersten Leitungsabschnittes berücksichtigt und hat deshalb einen um Faktor sieben höheren Wert als der zweite Leitungsabschnitt, welcher lediglich die Rohrreibung berücksichtigt. Die Drosselstelle, die in Abbildung 5.1 eingezeichnet ist, fließt im Abschnitt

des Rails mit ein.

Das dynamische Verhalten im Kraftstoffsystem kann schließlich durch Einsetzen von Gleichung 5.6 in die Ableitung von Gleichung 5.7 ausgedrückt werden. Nach Umformen erhält man die Differentialgleichung zweiter Ordnung wie in Gleichung 5.8 dargestellt.

$$\ddot{q}_i + \vartheta_i \dot{q}_i + \frac{K}{\rho L_i^2} q_i = \frac{A_i}{\rho L_i} \dot{p}_{i-1} + \frac{K}{\rho L_i^2} q_{i+1} \quad (5.8)$$

Auf der linken Seite des Gleichheitszeichens wird der Durchfluss in dem dazugehörigen Leitungsabschnitt beschrieben, während die rechte Seite von Gleichung 5.8 die Druckrandbedingung aus dem vorherigen und die Kraftstoffflussrandbedingung des nächsten Abschnitts repräsentiert. Nachdem die erste Druckrandbedingung aus der Verdichtung des Kraftstoffs bereits in Gleichung 5.5 definiert wurde, muss noch die Volumenstrombedingung des letzten Abschnitts charakterisiert werden.

Einspritzung

Der Kraftstofffluss durch den Injektor wird während der Einspritzung ausgewertet. Gleichung 5.9 beschreibt den Fluss durch den Injektor in Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen dem Druck im Injektor p_{Inj} und jenem im Zylinder p_{Zyl} .

$$q_{Zyl} = (p_{Inj} - p_{Zyl}) \cdot A_{Inj} \alpha_{Inj} \cdot \sqrt{\frac{2|p_{Inj} - p_{Zyl}|}{\rho}} \quad (5.9)$$

Die Einspritzung findet während der Niederdruckphase im Zylinder statt, sodass für p_{Zyl} ein konstanter Druck angenommen werden kann. Aufgrund des im Vergleich zum Raildruck niedrigen Niveaus des Zylinderdrucks, selbst am Ende der Kompressionsphase, ist der dabei entstehende Fehler zu vernachlässigen. Auch das Vorzeichen kann aus diesem Grund vernachlässigt werden. Es fließt ausschließlich Kraftstoff in den Brennraum hinein.

A_{Inj} beschreibt jene Fläche, die bei vollem Nadelhub durch die Einspritzlöcher im Injektor freigegeben wird. Grundsätzlich ist diese Fläche eine Funktion des Nadelhubs. Dies wird jedoch ebenfalls vernachlässigt, da die Ansteuerung derart schnell ist, dass keine Fehler durch eine Totzeit bzw. eine zu große Einspritzmenge entstehen. Auch hier gilt, dass gerade bei der Abgabe von Kleinstmengen, bei der die Nadel nur extrem kurze Zeit geöffnet ist, Fehler entstehen können. Diese Sonderbetriebspunkte werden weiter nicht betrachtet.¹

α_{Inj} ist der Durchflusskoeffizient des EV. Dieser gibt den Verlust an, der aufgrund der Strömungswiderstände durch die Geometrie entsteht. α_{Inj} kann anhand des statischen Durchflusses bei unterschiedlichen Drücken, der an einem speziellen Einspritzprüfstand herausgefunden wird, berechnet werden und ist eine Konstante.

¹Sehr kurze Öffnungszeiten werden im Motorbetrieb meist vermieden, da die die eingespritzte Kraftstoffmenge genauer ist, je länger die Nadel voll geöffnet ist und der Injektor stationär arbeitet. Dies ist ein weiterer Grund, warum im Leerlauf und Niedriglastbereich ein kleineres Druckniveau gefahren wird. Damit können die Injektoröffnungszeiten bewusst in die Länge gezogen werden.

Ergebnisse des Simulationsmodells

In Abbildung 5.9 ist eine schematische Übersicht des Simulationsmodells dargestellt, welches auf Grundlage der Gleichungen 5.5, 5.6, 5.7 sowie 5.9 in dem Simulationsprogramm Simulink der Fa. Mathworks umgesetzt wurde. Die Koppelung des Gleichungssystems (vgl. rechte Seite der Gleichung 5.8) ist in Abbildung 5.9 über die Rückführung des jeweiligen Kraftstoffvolumenstroms abgebildet bzw. über den Vorwärtspfad der Drücke der einzelnen Abschnitte. Die Ergebnisse aus der Simulation des Referenzfalls sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Zur

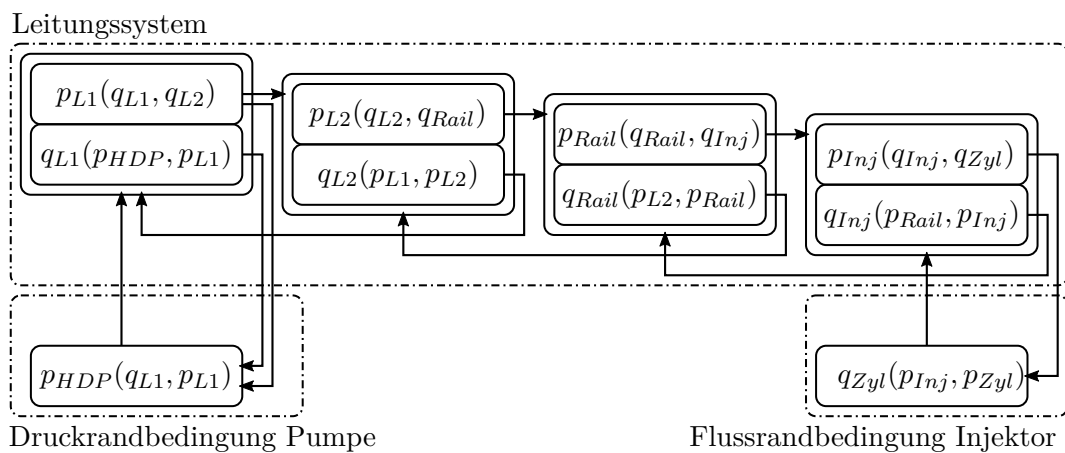


Abbildung 5.9: Aufbau des Simulationsmodells für das Kraftstoffsystem

Lösung der Differentialgleichung wurde das Eulerverfahren (ODE1) verwendet. Nachdem die einzelnen Dämpfungsfaktoren ϑ_i der verschiedenen Abschnitte anhand von Messungen mit unterschiedlichen Betriebspunkten identifiziert wurden, konnte der Verlauf des gemessenen Raildrucks sehr gut wiedergegeben werden. Auf Basis des Formelsatzes und des Simulationsmodells kann nun ein Diagnosesystem zur Identifikation von Fehlern im Kraftstoffpfad entwickelt werden.

5.3.2 Entwicklung eines Diagnosesystems auf Basis der Zustandsschätzung

Das Simulationsmodell kann grundsätzlich genutzt werden, um den Druckverlauf im Rail für einen bestimmten Betriebspunkt zu präzisieren. Allerdings müsste so anhand einer Analyse des geschätzten und gemessenen Verlaufs der Fehler isoliert werden. Der hier verfolgte Ansatz ist die Einführung von spezifischen Parametern, welche die Ursache für Änderungen im System sind. Die Parameter können dann für jeden Zyklus geschätzt werden, um den Gesundheitszustand des Kraftstoffsystems zu bestimmen. Jene Parameter werden im ersten Teil dieses Abschnitts eingeführt. Da das Simulationsmodell zyklisch berechnet werden muss,

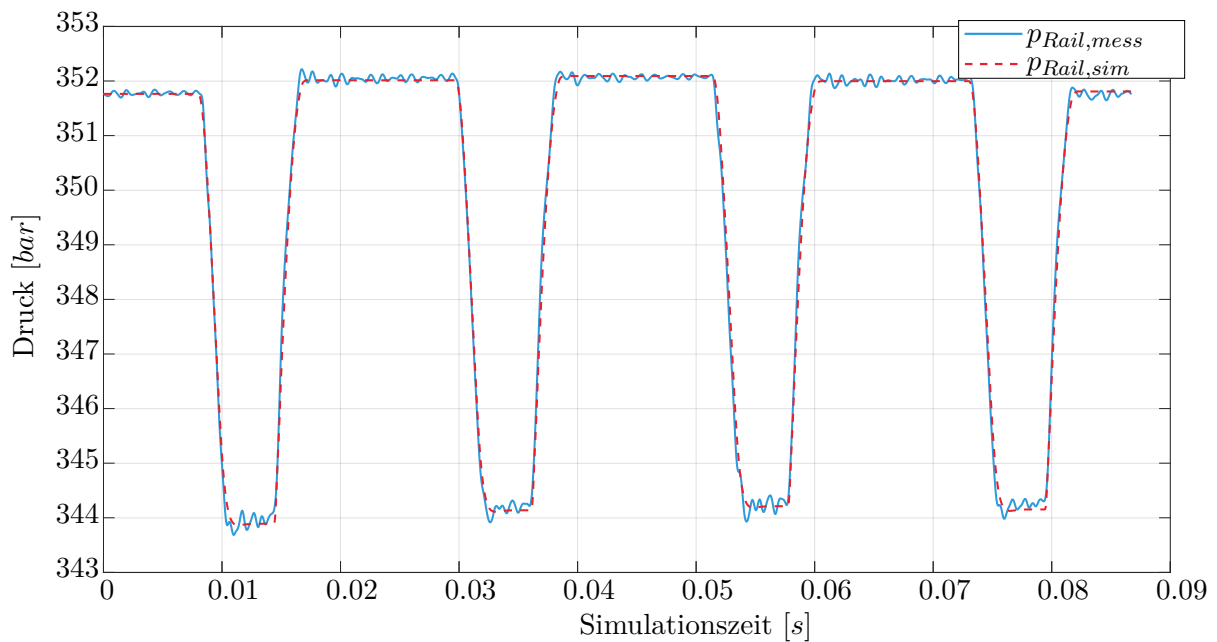


Abbildung 5.10: Ergebnis für die Simulation im Referenzfall

um den Druckverlauf zu erhalten, wird dieses für eine Echtzeitanwendung in den Zustandsraum überführt. Abschließend kann der Zustandsschätzer entworfen werden.

Einführung von Diagnoseparametern

Bei der Einführung der Diagnoseparameter wird darauf verzichtet, für jeden möglichen Fehler einen spezifischen Parameter zu entwickeln. Ziel ist es vielmehr, für jeden Aktoreingriff einen charakteristischen Koeffizienten zu bestimmen, welcher sich auf einen spezifischen Abschnitt im Raildruckverlauf auswirkt. Voraussetzung des Entwurfs eines Zustandsschätzers ist die Beobachtbarkeit (vgl. [8]). Ein System ist im Allgemeinen genau dann beobachtbar, wenn die Systemzustände aus Kenntnis der Ein- und Ausgangsgrößen innerhalb eines endlichen Zeitraums bestimmt werden können (vgl. [58]). Nachdem das Serienfahrzeug nur einen Sensor besitzt, der den Druckverlauf im Rail misst, muss dieser Verlauf in entsprechende Sektionen gegliedert werden, um die Bedingung der Beobachtbarkeit zu erfüllen. Durch die Sequenzierung des motorischen Arbeitspiels können 8 voneinander unabhängige Drucksprünge identifiziert werden, sodass die Beobachtbarkeitsmatrix vollen Rang besitzt. Zur Verfügung stehen demnach die Drucksprünge für vier Einspritzungen und vier Pumpenhübe. Entsprechend werden in den Gleichungen für die Verdichtung und Einspritzung acht Faktoren eingeführt: vier für den jeweiligen Hub der Pumpe (vgl. Gleichung 5.10) und vier für jede Einspritzung (vgl. Gleichung 5.11).

$$\dot{p}_{HDP,n} = \frac{1}{V_{HDP} - x_K \cdot A_K} \cdot ((\dot{x}_K \cdot A_K \cdot (1 + f_{HDP,n}) - q_{L1}) \cdot K) - \vartheta_{HDP} \cdot p_{HDP,n} \quad (5.10)$$

Der Faktor $f_{HDP,i}$ wirkt sich auf den sich theoretisch bei der Bewegung des Kolbens entstehenden Fluss aus. Befindet sich im System beispielsweise eine Leckage Richtung Niederdruck, so wird f_{HDP} negativ und der Druckaufbau fällt geringer aus.

$$q_{Zyl,i} = (p_{Inj,i} - p_{Zyl}) \cdot A_{Inj} \alpha_{Inj} \cdot (1 + f_{Inj,n}) \cdot \sqrt{\frac{2|p_{Inj,n} - p_{Zyl}|}{\rho}} \quad (5.11)$$

Der Faktor $f_{Inj,i}$ hat direkten Einfluss auf den Term $A_{Inj} \alpha_{Inj}$ der jeweiligen Einspritzung. Im Falle einer Verkokung würde die freigegebene Fläche der Bohrungen des EVs kleiner, $f_{Inj,i}$ nimmt daraufhin negative Werte an. Die Neutralstellung für den Referenzfall der Faktoren ist damit $f_{Inj,i} = f_{HDP,i} = 0$.

Anhand der Stellung der Diagnoseparameter kann nun deren Sollverhalten bei auftretenden Fehlern betrachtet werden. Bei Fehlern während eines Pumpenhubs bzw. einer Einspritzung gibt der dazugehörige Koeffizient direkt eine entsprechende Abweichung des Flusses an (vgl. hierzu auch Abbildung 2.3 aus Kapitel 2.2).

Liegt eine Leckage vor, sind alle Parameter betroffen. Die Pumpe muss mehr Kraftstoff fördern, als für den Betriebspunkt eigentlich notwendig ist. Die Auswirkung verhält sich ähnlich zu einer Leckage im Pumpenraum, wodurch alle vier Faktoren $f_{HDP,i}$ negative Werte annehmen würden. Aufgrund der geringeren Druckdifferenz zwischen Rail und Zylinder wird nach Gleichung 5.9 auch weniger Kraftstoff eingespritzt. Auch hier nehmen die Diagnosefaktoren $f_{Inj,i}$ negative Werte an. Damit kann eine Leckage erkannt werden, wenn alle Koeffizienten negative Werte annehmen. Die Möglichkeit, dass jeder der Aktoren einen Fehler aufweist, der das gleiche Muster wie eine Leckage besitzt, wird ausgeschlossen.

Im Falle eines Sensordrifts in positive (negative) Richtung, liegt ein geringerer (größerer) gemessener Druck im System vor. Daher muss global länger (kürzer) eingespritzt werden, da die Druckdifferenz kleiner (größer) ist als angenommen. Die Faktoren für die Einspritzung $f_{Inj,i}$ müssen allesamt negative (positive) Werte annehmen. Während der Kraftstoffförderung verhält es sich umgekehrt: Es muss weniger (mehr) gefördert werden, um das Druckniveau zu erreichen. Die Koeffizienten $f_{HDP,i}$ nehmen positive (negative) Werte an.

Überführung des Simulationsmodell in den Zustandsraum

Zur Lösung des Modells müssen die Gleichungen der Pumpenförderung (Gleichung 5.5) und der Einspritzung (Gleichung 5.9) sowie der Volumenstrom durch die i Leitungen (Gleichung 5.7) zu einem Satz von acht Differentialgleichungen erster Ordnung umgeformt werden. Daraus resultiert ein Zustandsraummodell (Gleichung 5.12), welches Aktor- und Prozessfehler berücksichtigt (die Einspritzung ist wie beschrieben in regelungstechnischem Sinn eine Prozessgröße) und auf einen Aktorfehler zurückgeführt wird, wie dies im Abschnitt 1.2.1 dargestellt wurde.

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = f(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}, \hat{\mathbf{f}}_{Inj,HDP}) \quad (5.12)$$

$\hat{\mathbf{x}}$ beschreibt in Gleichung 5.12 den geschätzten Zustandsvektor der internen Zustandsgrößen, \mathbf{u} definiert die Eingänge, welche sich aus den Zeiten zusammensetzen, in denen die vier Verdichtungen der Pumpe und die vier Einspritzungen der jeweiligen Injektoren aktiv sind. Die acht Einträge des Vektors stellen damit ein binäres Signal über den Kurbelwinkel dar, welches sich aus den Schließzeiten des MSV und den Öffnungszeiten des EV zusammensetzt. $\hat{\mathbf{f}}_{Inj,HDP}$ beinhaltet die geschätzten Fehlerparameter, welche sich auf den Kraftstoffvolumenstrom auswirken. Aufgrund der Annahme, dass sich Fehler nur langsam ausprägen, werden die Fehlerkoeffizienten während eines Zyklus als konstant angenommen. Nulldynamik der Parameter ist insofern gerechtfertigt, als dass die Zyklusdauer bei einer Drehzahl von $1000 U/min$ $60 ms$ beträgt und sich Fehler wie Verkokungen über mehrere Betriebsstunden ausbilden. Zur Lösung von Gleichung 5.12 wird eine Vorwärtsintegration nach Gleichung 5.13 angewandt mit der Abtastfrequenz Δt und den Anfangsbedingungen $\hat{\mathbf{x}}_0$. Daraus ergibt sich das zeitdiskrete System:

$$\hat{\mathbf{x}}_n = \hat{\mathbf{x}}_{n-1} + \Delta t \cdot f(\hat{\mathbf{x}}_{n-1}, \mathbf{u}, \hat{\mathbf{f}}_{Inj,HDP}) \quad (5.13)$$

Entwurf des Zustandsschätzers

Für den Zustandsschätzer wie er in Abschnitt 1.2 in Abbildung 1.11 eingeführt wurde, wurde für Simulation und Messung als charakteristisches Merkmal der Drucksprung $\Delta p_{HDP,i}$ und $\Delta p_{Inj,i}$ des jeweiligen Zylinders i abgeleitet. Auf Basis dessen werden der Übersichtlichkeit halber exemplarisch für Zylinder 1 die Gleichungen für einen linearen, quadratischen Schätzalgorithmus, dem Kalman Filter ([49], [58]), präsentiert. Hierfür werden für jeden Zyklus k die folgenden Parameter für Zylinder eins definiert (Gleichung 5.14):

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_k = \begin{bmatrix} \Delta p_{Inj,1,sim} \\ f_{Inj,1} \\ \Delta p_{HDP,1,sim} \\ f_{HDP,1} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Die Diagnosefaktoren werden dann für die Vorwärtsintegration Gleichung 5.13 zugeführt. Für die Parameter wird eine Normalverteilung angenommen mit $\hat{\boldsymbol{\theta}}_k$ als deren Mittelwert. \mathbf{P}_k stellt deren Kovarianzmatrix dar. Als Filtereingang $\hat{\mathbf{w}}_k$ werden die jeweiligen Druckmerkmale $\Delta p_{HDP,i}$ und $\Delta p_{Inj,i}$ aus dem Simulationsschritt (Gleichung 5.13) verwendet. Unter der Annahme von keiner Dynamik kann so ein lineares Filtermodell gewonnen werden mit der Prädiktionsmatrix \mathbf{A} und der Eingangsmatrix \mathbf{B} . Über die Matrix \mathbf{A} werden die zu prädizierenden Diagnoseparameter definiert, während \mathbf{B} die zugehörige Ansteuerung der Aktoren in Abhängigkeit deren Ansteuerzeit vorgibt. Der Prädiktionsschritt p kann nach

Gleichung 5.15 berechnet werden:

$$\begin{aligned}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{k|p} &= \mathbf{A}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{k-1} + \mathbf{B}\hat{\mathbf{w}}_k \\ \mathbf{P}_{k|p} &= \mathbf{A}\mathbf{P}_{k-1}\mathbf{A}^T + \mathbf{Q}\end{aligned}$$

$$\text{mit } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Die zusätzliche Kovarianzmatrix \mathbf{Q} berücksichtigt das Modellrauschen und wird als konstant angenommen. Die Bestimmung der Werte von \mathbf{Q} wurde anhand der Varianz der Faktoren zur Fehlererkennung ermittelt, indem für die unterschiedlichen Fehler deren maximale Ausprägung berücksichtigt wurde. Analog wurde dies für die Drucksprünge durchgeführt. Damit können Unsicherheiten des Filtereingangs abgedeckt werden.

Während des Update-Schrittes wird die Schätzung durch das gemessene Signal $\Delta p_{HDP,i}$ bzw. $\Delta p_{Inj,i}$ des Drucksensors aktualisiert. Auch hier wird von einer Normalverteilung um den Mittelwert \mathbf{z}_k mit der dazugehörigen konstanten Kovarianzmatrix \mathbf{R} ausgegangen. Diese wurde aus den Messungen des Raildruckverlaufs gewonnen. Für den Zyklus k ergibt sich durch die Kombination aus Prädiktion und Update schließlich der Zusammenhang aus Gleichung 5.16:

$$\begin{aligned}\hat{\boldsymbol{\theta}}_k &= \hat{\boldsymbol{\theta}}_{k|p} + \mathbf{L}_k(\mathbf{z}_k - \mathbf{C}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{k|p}) \\ \mathbf{P}_k &= \mathbf{P}_{k|p} - \mathbf{L}_k\mathbf{C}\mathbf{P}_{k|p}\end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\text{mit } \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Im vorliegenden Fall wird \mathbf{C} genutzt, um die Parameter der Messung zuzuordnen. \mathbf{L}_k ist die Kalman-Verstärkung, die nach Gleichung 5.17 berechnet werden kann.

$$\mathbf{L}_k = \mathbf{P}_{k|p}\mathbf{C}^T(\mathbf{C}\mathbf{P}_{k|p}\mathbf{C}^T + \mathbf{R})^{-1} \quad (5.17)$$

Die Bedutung der Kovarianzmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} ist ausschlaggebend für die Genauigkeit der Identifikation der Parameter einerseits. Andererseits definieren sie die Konvergenz des Modells wie aus Gleichung 5.17 deutlich wird. Für die Abbildung des Referenzfalls könnten daher sehr kleine Werte angenommen werden, welche sowohl ein genaues Ergebnis, als auch eine schnelle Konvergenz erreichen. Da jedoch gerade für die Fehlerfälle eine robuste Identifikation notwendig ist, wurden die Werte konservativ für große Fehler ausgelegt. Als Anhaltspunkt wurde die Abweichung der Kraftstoffmenge auf einem Zylinder aus der Probandenstudie gewählt, welche die Reizschwelle des 75 Perzentil Proband war (vgl. 3.8). Die Konvergenz für

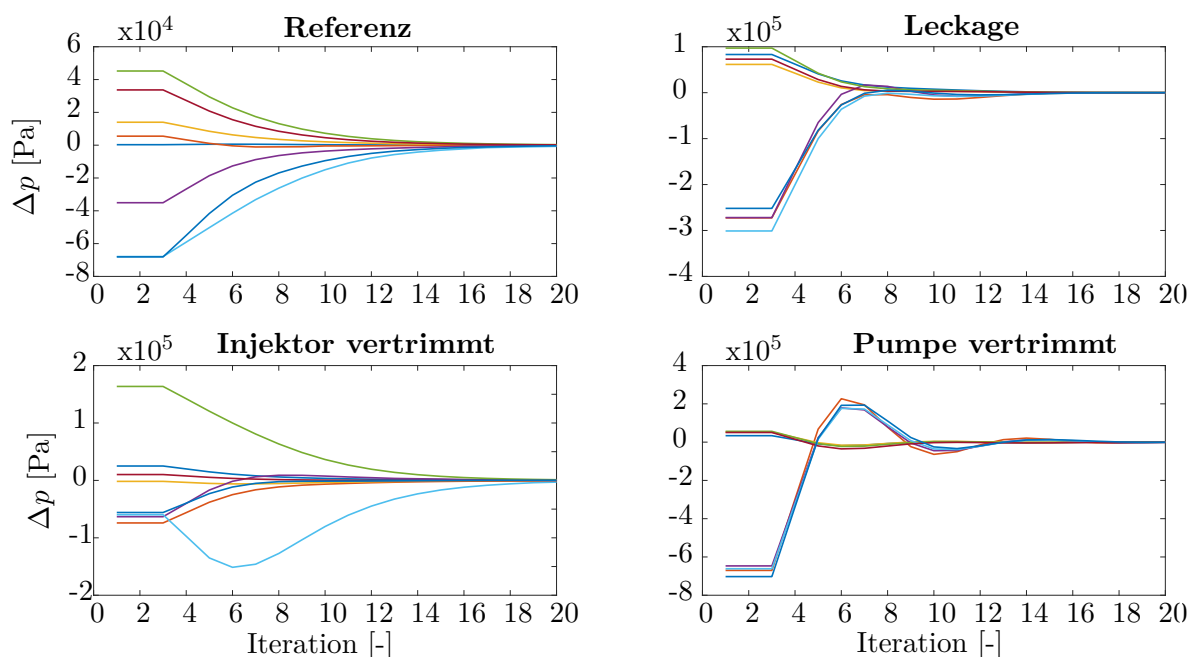


Abbildung 5.11: Verlauf des Fehlers zwischen gemessenem und simuliertem Drucksprung

ausgewählte Fehlerfälle ist in Abbildung 5.11 gezeigt. Zu sehen ist der Fehler zwischen dem gemessenem Drucksprung $\Delta p_{HDP,mess,i}$ bzw. $\Delta p_{Inj,mess,i}$ und der simulierten Druckdifferenz $\Delta p_{HDP,sim,i}$ bzw. $\Delta p_{Inj,sim,i}$ (y-Achse). Auf der x-Achse sind die Iterationen aufgetragen. Die jeweiligen Farben unterscheiden die Diagnoseparameter (für die Aussagekraft der Graphen ist die Zuordnung der Farben im einzelnen nicht relevant). Aus Abbildung 5.11 geht demnach hervor, dass mit der gewählten Modellstruktur und der Bedatung der Kovarianzmatrizen weniger als 20 Iterationen notwendig sind, um dem gemessenen Verlauf des Kraftstoffdrucks zu folgen und die Fehlerparameter $f_{HDP,Inj}$ somit gegen Null streben. Vor dem Hintergrund, dass sich die Fehler über einen längeren Zeitraum aufbauen, wird die Konvergenz als ausreichend schnell betrachtet. Für eine Drehzahl von $1000 U/min$ kann beispielsweise eine Verkokung verfolgt werden, welche sich innerhalb $1,2 s$ ausbildet und die durchgesetzte Kraftstoffmasse um 20% verringert. Als Hinweis sei die Skalierung im Referenzfall angemerkt. Dadurch, dass man sich bereits im Bereich von $0, x bar$ befindet, ist das Modell schon nach einer Iteration hinreichend genau, wie dies durch die Verläufe aus dem Simulationsmodell zuvor deutlich wurde.

Ergebnisse und Diskussion des Diagnosesystems anhand des Beobachters

Abschließend werden die Diagnoseparameter für die einzelnen Fehler dargestellt. Die Graphen sind unterteilt in Fehler an Injektor und Pumpe (vgl. Abbildung 5.12) und den Fehlern an Sensor und durch Leckage (vgl. Abbildung 5.13).

In Abbildung 5.12 ist in blau der Referenzfall (Ref) dargestellt. Orange und gelb geben jeweils Fehler durch zu geringe Einspritzmengen von 10 % (Inj10) bzw. 20 % (Inj20) wieder. Eine Leckage des Pumpenraums Richtung Niederdruck in unterschiedlicher Stärke (virtuelle Verschiebung des OT des Nocken um $8^{\circ}KW$ (Pump8) bzw. $15^{\circ}KW$ (Pump15)) zeigen die Balken in violett bzw. grün an.

Zunächst kann festgestellt werden, dass alle Koeffizienten im Referenzfall marginal um Null schwanken. Diese Tatsache ist von Bedeutung, damit das Diagnosesystem keine Fehlalarme auslöst.

Im Fall einer geringeren Einspritzmenge auf Zylinder 3, weisen die Diagnoseparameter einen Ausschlag in negative Richtung auf, welcher mit der unterschiedlichen Ausprägung des Fehlers korrespondiert. Die Größe der Faktoren wurde nicht normiert, um eine direkte Korrelation zu den veränderten Einspritzzeiten zu erhalten. Anders als bei den Parameterschätzern wird nicht der Drucksprung im Gesamten auf die Durchflussänderung umgerechnet, sondern in jedem Rechenschritt anhand der Druckdifferenz des vorherigen Zeitintervalls ein neuer Volumenstrom berechnet, der auf einer durch den Fehler veränderten Geometrie ($A \cdot \alpha$) beruht. Somit werden die physikalischen Effekte deutlich besser nachgebildet als bei den Parameterschätzern. Des Weiteren geht analog der bisherigen Ergebnisse aus Abbildung 5.12 hervor, dass durch den Fehler die Einspritzzeiten der anderen Zylinder erhöht werden, wodurch das Modell auch die übrigen Koeffizienten anpasst. Als Folge dessen muss entsprechend mehr Kraftstoff gefördert werden. Abschließend kann festgehalten werden, dass Fehler der EVe eindeutig und robust erkannt werden können. Vergleicht man die Faktoren im Fehlerfall mit jenen des Referenzfalls wird deutlich, dass auch eine kleine Abweichung (wie die Anpassungen der Ansteuerzeiten durch das Steuergerät) frühzeitig erkannt werden kann.

Ort und Ausprägung der Vertrimmung des OT der Pumpe können ebenfalls anhand der Diagnoseparameter erkannt werden. Der geringere Druckaufbau aufgrund des Fehlers wirkt sich auch auf die Einspritzung aus: Die Motorsteuerung erhöht die Einspritzzeiten, damit trotz der geringeren Druckdifferenz ausreichend Kraftstoff für den Lastpunkt zur Verfügung steht. Entsprechend kann auch eine leichte Anpassung der Einspritzparameter festgestellt werden, nachdem auch hier für das Modell die Ansteuerzeiten des Referenzfalls angenommen wurden. Der Eingriff der Motorsteuerung wirkt sich jedoch nicht auf die Robustheit der Fehleridentifikation aus. Die Ausprägung der Leckagesimulation der HDP ist deutlich stärker als jene der Injektorfehler. Der Einfluss auf den Drucksprung ist entsprechend auch größer (vgl. Abbildung 5.4).

In Abbildung 5.13 sind die Ergebnisse der Identifikation für einen Sensordrift mit unterschiedlichen Ausprägungen (in positive (orange und gelb) wie in negative (violett und grün) Richtung jeweils um 10 % und 20 %) sowie für eine Leckage im Leitungssystem (hellblaue Balken) dargestellt. Die Referenz ist in dunkelblau abgebildet.

Grundsätzlich kann das Verhalten, das bei der Einführung der Diagnoseparameter erwartet wurde bei einem Sensordrift anhand der Diagnosekoeffizienten wiedergefunden werden. Bei

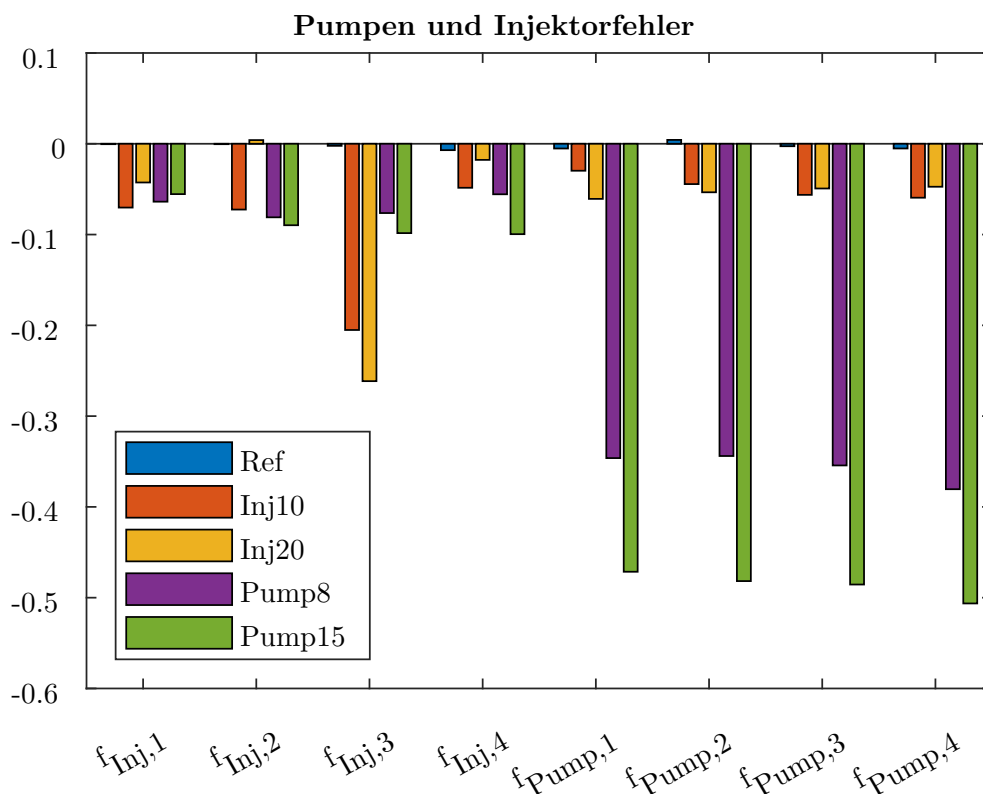


Abbildung 5.12: Diagnoseparameter für unterschiedliche Fehler der Pumpe und des Injektors. (Ref = Referenz, Inj10 = Abmagerung um 10 %, Inj20 = Abmagerung um 20 %, Pump8 = Verschiebung Nocken OT um $8^\circ KW$, Pump15 = Verschiebung Nocken OT um $15^\circ KW$)

einem positiven Drift des Sensors nehmen die Faktoren für die Einspritzung $f_{Inj,i}$ negative und die Faktoren der Pumpenhöhe $f_{Pump,i}$ positive Werte an, und umgekehrt. Allerdings ist auch festzustellen, dass die Fehlerschwere einen Drift um mindestens 20 % erfordert, damit der Fehler robust isoliert werden kann. Besonders der Drift in positive Richtung um 10 % kann durch das Diagnosesystem nicht erkannt werden.

Eine Leckage im Leitungssystem kann eindeutig und robust erkannt werden. Aufgrund des laufend abfallenden Drucks, müssen sowohl Pumpe als auch Injektoren mehr fördern, weshalb sich alle Parameter in negative Richtung ausprägen.

Somit können alle Fehler im Kraftstoffsystem, Aktor- Prozess- und Sensorfehler, durch Rückführung auf einen Aktorfehler und Entwurf eines Beobachtermodells isoliert und deren Fehlerschwere bestimmt werden.

5.4 Zusammenfassung und Diskussion des Kapitels

Ziel des vorliegenden Kapitels 5 war es, ein Diagnosesystem zu entwickeln, dem es möglich ist Fehler zu erkennen, welche eine unterschiedliche Auswirkung auf das Kraftstoffsystem

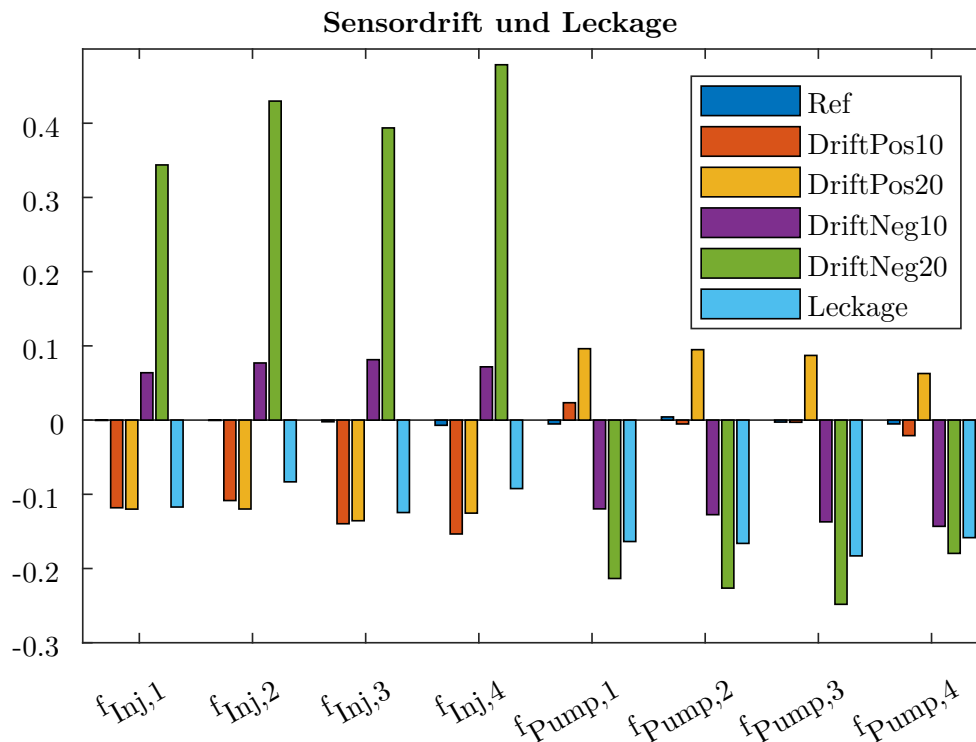


Abbildung 5.13: Diagnoseparameter für einen Sensoroffset des Drucksensors um 10 % und 20 % sowie einer Leckage. (Ref = Referenz, DriftPos10 = Sensoroffset in positive Richtung um 10 %, DriftPos20 = Sensoroffset in positive Richtung um 20 %), DriftNeg10 = Sensoroffset in negative Richtung um 10 %, DriftNeg20 = Sensoroffset in negative Richtung um 20 %, Leckage = Leckage in der Leitung)

besitzen. Aus diesem Grund wurde zunächst das physikalische System analysiert, um jeweils Aktor-, Prozess- und Sensorfehler zu simulieren, die es im Anschluss zu diagnostizieren galt. Anhand der Signalanalyse (Abbildung 5.3 und 5.4) konnte die Auswirkung eines Fehlers auf den gemessenen Raildruckverlauf sichtbar gemacht werden. Auf Basis dessen wurden drei unterschiedliche Methoden zur Identifikation des Fehlers vorgestellt.

Allen Methoden gemein ist die Tatsache, dass sich Fehler langsamer ausbilden als die Dauer eines Zyklus von $720^\circ KW$. Hintergrund ist, dass die Algorithmen auf einer zyklischen, ereignisdiskreten Berechnung beruhen, die unabhängig von festen Zeiten stattfindet. Das bedeutet zum einen, dass der Verbrennungszyklus den Rechenaufruf definiert und zum anderen, dass jeweils zum Ereignis eines Aktoreingriffs dessen explizite Reaktion auf das Systemverhalten ausgewertet wird. Im vorliegenden Fall waren das stets Drucksprünge, welche wiederum durch explizite Parameter charakterisiert wurden. So konnten in allen Fällen durch Vergleich von simulierten und gemessenen Kraftstoffdruckverläufen Fehler identifiziert werden.

Zwei grundlegende Konzepte wurden untersucht: Ein Diagnosesystem, das einerseits auf der Grundlage eines Parameterschätzers, und andererseits auf der eines Beobachtermodells

beruht.

Vorteil der Methodik des Parameterschätzers ist, dass vergleichsweise wenig Systemwissen für die Implementierung notwendig ist. Auf Basis der zeitdiskreten Kompressibilitätsgleichung konnte für das Kraftstoffsystem der Druckverlauf abgebildet werden. Jedoch war der initiale Simulationsfehler sehr hoch, was durch einen Satz an Referenzparametern kompensiert wurde. Diese müssen für unterschiedliche geometrische Randbedingungen (z.B. unterschiedliche Derivate) explizit erlernt werden, bevor die eigentlichen Diagnoseparameter identifiziert werden können. Modellgüte und Rechenaufwand werden bei diesem Ansatz maßgeblich durch den Optimierungsalgorithmus definiert. Aus diesem Grund wurde das Kraftstoffsystem mit zwei unterschiedlichen Optimierungsansätzen untersucht. Zunächst wurde wie bereits in [32] vorgestellt, ein lineare Optimierungsalgorithmus auf Basis des goldenen Schnitts verwendet. Durch einen regelungsbasierten Ansatz (P-I-Regler) und einer Modellrückführung konnte eine Verbesserung sowohl der Fehlerisolation, als auch der dafür notwendigen Rechenoperationen erreicht werden. Trotzdem konnte eine Leckage im System nicht von einem Sensordrift differenziert werden.

Trotz eines initial höheren Aufwandes bei der Modellerstellung konnte mithilfe des Beobachters ein deutlich besseres Diagnoseergebnis erzielt werden. Es konnten alle Fehler des Kraftstoffsystems mit einer hohen Sensitivität erkannt werden. Lediglich ein Sensordrift konnte nur ab einer Fehlerschwere von ca. 20 % erkannt werden. Dadurch, dass das Modell durch einen Satz an Differentialgleichungen für verschiedene charakteristische Leitungsabschnitte das Verhalten des physikalischen Systems bereits sehr gut wiedergeben konnte, sind keine initialen Diagnoseparameter für das System zu erlernen. Zudem können die Gleichungen auch auf Kraftstoffsysteme anderer Fahrzeugderivate angewandt werden. Weiterhin konnte durch die Überführung des Simulationsmodells in den Zustandsraum und der Entwurf eines linearen, quadratischen Schätzalgorithmus für die Diagnoseparameter der Rechenaufwand minimiert werden. Für die Fehlerisolation selbst sind Richtung und Länge der physikalisch motivierten Diagnoseparameter relevant, wodurch sie ohne weitere Informationen aus einem Signalmodell ein Diagnoseergebnis liefern. Aufgrund des eindeutigen Musters der Fehler ist keine weitere Analyse der Parameter notwendig.

Abschließend kann festgehalten werden, dass ein Diagnosesystem auf Basis eines Beobachtermodells zielführend für eine prädiktive Diagnose von Fehlern im Kraftstoffsystem ist.

6 Zusammenfassung und Diskussion

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Methodik entwickelt, die eine LUR diagnostizieren kann, welche durch eine Abweichung der Drehmomentabgabe während der Verbrennung verursacht wird. Die Diagnose beinhaltet dabei nicht nur die Erkennung der LUR und ihrer Auswirkung auf Fahrer und Fahrzeug, sondern auch die Identifikation des ursächlichen Fehlers.

Ein Konzept wurde entwickelt, das sich anhand unterschiedlicher Abstraktionsebenen diesem Ziel nähert. Die Methodik und die Schritte hin zur Identifikation des fehlerhaften Bauteils wurden anhand der einzelnen Kapitel 3 bis 5 vorgestellt.

6.1 Zusammenfassung

Zum Stand der Technik (Kapitel 1) wurden grundlegende Konzepte zur Klassifizierung und Diagnose von Fehlern zusammengefasst ebenso wie Methoden zur Modellierung physikalischer Systeme, auf deren Grundlage die spätere modellbasierte Diagnose fußt.

Im Kapitel 2 zur Systemanalyse wurde grundlegend festgelegt, was eine LUR im Ottomotor bedeutet und wo die Systemgrenzen liegen. Dabei wurde definiert, dass stets die Verbrennung im Zylinder und die daraus resultierende Momentenabgabe als Untersuchungsgrundlage gilt. Damit liegt eine LUR, hervorgerufen durch Fehler in der Motormechanik oder auch durch Fehler im Fahrwerk oder in der Karosserie außerhalb der definierten Systemgrenze. Im Betrachtungsfeld liegen jedoch die Auswirkung durch Fehler in der Verbrennung auf Fahrer und Fahrzeug sowie derjenige Teilprozess welcher ursächlich ist für die fehlerhafte Energieumwandlung. Zusätzlich soll in dem entsprechenden Teilprozess das an der LUR verantwortliche Bauteil isoliert werden. Zu diesem Zweck wurde das Gesamtsystem LUR in Abbildung 2.2 und anhand deren Wirkkette betrachtet. Für den Systemausgang sowie den Prozess mit dessen Eingängen wurden in Abbildung 2.3 die Zusammenhänge über Energiespeicher und Flüsse von Spannung und Materie dargestellt. Auf Basis dessen wurde das Konzept zur Diagnose von LUR abgeleitet: Wie in Abbildung 2.4 gezeigt, findet die Diagnose anhand verschiedener Ebenen statt. Zunächst wird erkannt, ob eine LUR vorhanden ist und, ob und wie stark der Fahrer diese empfindet. In der nächsten Ebene wird derjenige Teilprozess identifiziert, der die LUR verursacht hat. In der untersten Ebene wird schließlich das Bauteil im Teilprozess diagnostiziert, welches die Abweichung verursacht.

Das Konzept zur Detektion der LUR wurde in Kapitel 3 vorgestellt. Zunächst wurde anhand einer Signalanalyse die Auswirkung der Verbrennung auf die Beschleunigung der Kurbelwelle und damit das Drehzahlsignal untersucht. Anhand einer Fourieranalyse konnten die Merkmale

der Fehler, die eine LUR verursachen, erarbeitet werden. Dies ermöglichte dann eine signalbasierte Erkennung der LUR. Die LUR wurde durch unterschiedlich ausgeprägte Vertrimmungen der eingespritzten Kraftstoffmasse provoziert. Auf diese Weise und mit unterschiedlichen Fehlerschweren wurde eine Probandenstudie entwickelt, welche unter anderem die Reizschwelle des Menschen für LUR definiert (siehe auch [33]). Abschließend wurde ein Berechnungsmodell hergeleitet, welches die Anregung bis hin zu den Motorlagern während einer LUR bestimmt. An den Motorlagern, als Übergang zur Karosserie, wurde auch die Systemgrenze gesetzt. Für die Identifikation des fehlerhaften Teilprozesses in Kapitel 4 war es notwendig, zum einen ein Modell des Zylinderdruckverlaufs und zum anderen ein Modell der Drehzahl zu entwickeln, das die Charakteristika der Fehler in den Teilprozessen wiedergibt: eine Abweichung im Luftsystem wirkt sich auf den Kompressions- und Druckverlauf anders aus, als dies Fehler im Kraftstoffsystem tun, was durch eine Signalanalyse gezeigt wurde (vgl. Abbildung 4.2). So konnten Parameter für Kompression und Hochdruckphase abgeleitet werden, die mithilfe eines Parameterschätzers den aktuellen Druckverlauf nachbilden. Zur Minimierung des Ausgangsfehlers wurde das simulierte und gemessene Drehzahlsignal im entsprechenden Zylinderabschnitt ausgewertet (vgl. Abbildung 4.10). Mit dieser Modellstruktur konnten Fehler aus dem Luft- und Kraftstoffsystem unterschieden werden. Fehler im Zündsystem wurden nicht betrachtet, da diese bei unterschiedlichen Ladungswiderständen entweder einen Zündaussetzer oder eine reguläre Verbrennung nach sich zogen und damit keinen ansteigenden Fehlercharakter besitzen.

Die letzte Ebene des Analysekonzepts wurde in Kapitel 5 exemplarisch für das Kraftstoffsystem betrachtet. Hier wurden Diagnosesysteme auf Basis von Parameterschätzern mit einer linearen Optimierung und einem regelungsbasierten Ansatz betrachtet sowie eine Methodik auf Grundlage eines Beobachtermodells. Beide Ansätze konnten Fehler im Kraftstoffsystem isolieren und deren Schwere quantifizieren. Dabei hatte das Beobachterkonzept entscheidende Vorteile was die Fehlererkennung, die Übertragbarkeit auf andere Systeme sowie den Rechenaufwand betrifft. Allen Ansätzen gemein war eine parameterbasierte Struktur sowie eine zyklusbasierte Auswertung von Teilabschnitten des Raildruckverlaufs, welcher abschnittsweise durch einen Aktoreingriff charakterisiert wurde.

6.2 Anwendung der Methodik und Ausblick

Insgesamt konnte im Rahmen dieser Arbeit eine Methodik entwickelt werden, welche alle Anforderung an das Diagnosesystem erfüllt. Durch die physikalisch motivierten Parameter können in jedem Teilschritt der Diagnose die Ausprägung und der Ort des Fehlers direkt abgelesen werden, ohne einen weiteren Auswertalgorithmus für die Residuen zu entwerfen. Zudem stellt die direkte Interpretierbarkeit der Diagnoseparameter einen großen Vorteil für künftige Fahrzeugentwicklungen dar, da auch neue Fehlerbilder in Zusammenhang mit einer Systemanalyse bewertet werden können. In der Werkstatt ist es ebenfalls von Bedeutung, dass

Diagnoseergebnisse interpretierbar bleiben, damit Mechaniker diese mit ihren Erfahrungen bewerten und in Bezug setzen können. Kann kein Bezug zu den Ergebnissen hergestellt werden, würde dies den Verlust von heuristischem Wissen, das über Jahre angesammelt wurde, bedeuten.

Die Anwendung des Gesamtalgorithmus kann auf dem Steuergerät selbst, oder auch Offline stattfinden, durch Übertragung der Daten in der Werkstatt oder aus dem Fahrzeug „over the air“. Je nach Anwendungsfall muss in jeder Ebene dezidiert entschieden werden, ob die Rechenleistung online ausreichend ist, oder ob auf eine signalbasierte Vorauswertung zurückgegriffen werden muss. Am Beispiel der LUR-Detektion kann die signalbasierte Auswertung auf dem Steuergerät angewendet werden, um im regulären Serviceintervall im Stationärbetrieb Daten für das Anregungsmodell des Motors herauszufahren, welche den exakten Gesundheitszustand bzgl. LUR identifizieren. Aufgrund der Modularität der Methodik können dabei unabhängig von der LUR-Erkennung bereits Diagnoseinformationen aus den Teilprozessen gewonnen werden. Dies kann jedoch auch in Abhängigkeit der Ergebnisse aus der Analyseebene darüber stattfinden. Auf diese Weise können effizient Informationen über den Gesundheitszustand des Motors gesammelt werden, die sich einfach in Gesamtsystemdiagnosen integrieren lassen.

In der vorliegenden Arbeit wurde das Kraftstoffsystem als Teilprozess zur Analyse ausgewählt. Die Methodik der Diagnoseparameter, welche anhand von Parameterschätzern bzw. dem Beobachtermodell identifiziert wurden, kann ebenso auf das Luftsystem angewandt werden, da sich, wie aus Abbildung 2.3 bekannt, das System in Teilabschnitte unterteilen lässt, welche mit den entsprechenden Gleichungen für Masse- und Impulserhaltung beschrieben werden können.

Gerade die ersten beiden Ebenen sind in Fahrzeugen mit Hybridantrieb hilfreich, um Anregungen aus dem Antriebsstrang zu isolieren. Aufgrund der Antriebstopologie und Regelungsstrategie in Hybridfahrzeugen kann es zu einer LUR kommen, deren Quelle im Verbrennungsmotor oder in der E-Maschine liegen kann. Dadurch, dass die Drehmoment stellenden Regeleingriffe der E-Maschine eine höhere Frequenz besitzen, als die Arbeitsabgabe der Zylinder des Verbrennungsmotors, kann bereits mithilfe des signalbasierten Ansatzes aus Gleichung 3.3 identifiziert werden, ob die LUR durch den Verbrennungsmotor hervorgerufen wird. Durch die Rekonstruktion des Zylinderdruckverlaufs und den Abgleich des Solldrehzahlverlaufs mit dem gemessenen Verlauf können zudem die folgenden Phänomene analysiert werden: Durch das Abziehen der motorspezifischen Frequenzen und deren Amplituden vom Gesamtdrehzahlverlauf, kann aufgrund des Superpositionsprinzips diejenige Frequenz und deren zugehörige Amplitude ermittelt werden, welche charakteristisch für den Fehler an der E-Maschine ist. Weiterhin können mithilfe der Teilprozessanalyse Anteile von LUR durch den Verbrennungsmotor identifiziert werden, die aufgrund von Querwirkungen in den Regeleingriffen beider Drehmomentsteller entstehen. Schließlich kann mithilfe aller Ebenen des Diagnosekonzepts das schadhafte Bauteil im Verbrennungsmotor identifiziert werden. Mit diesen Informationen können sowohl in der Fahrzeugentwicklung in Abhängigkeit der Betriebsstrategie die Eingriffe

der Regelungen abgestimmt werden, als auch in der Werkstatt zielgerichtet die fehlerhaften Komponenten getauscht werden.

Das Konzept der unterschiedlichen Prozessebenen, bei dem ein Hauptprozess identifiziert wird und davon abhängig weitere Teilprozessebenen, kann ebenso auf andere technische Systeme übertragen werden. Grundsätzlich ist hierüber das gesamte Fahrzeug diagnostizierbar, wobei es in entsprechend viele Unterebenen gegliedert werden muss, um die Komplexität zu verringern. Grundlage für das Schneiden des Systems kann ein Symptom oder eine Funktionalität sein, die überwacht und diagnostiziert werden soll. Je nachdem, welchen Detaillierungsgrad die Diagnose anstrebt müssen so weitere Ebenen eingeführt werden und anhand der vorgestellten Modelle wie Parameterschätzer oder Zustandsbeobachter analysiert werden.

Abbildungsverzeichnis

1.1 Fehlerklassifizierung nach Streckenteil.	3
1.2 Fehlerklassifizierung nach Zeitverhalten.	6
1.3 Fehlerklassifizierung nach Wirkung.	6
1.4 Residuenerzeugung durch Hardwareredundanz.	8
1.5 Fehlerisolation und -identifikation anhand Signalmodellen.	9
1.6 Fehlerisolation und -identifikation mit Prozessmodellen.	11
1.7 Prozessrauschen (links) und Zuordnung der Residuen zu Wahrscheinlichkeiten (Mitte) bzw. Fuzzy-Funktionen (rechts).	13
1.8 Methoden zur Analyse von physikalischen Systemen.	14
1.9 Parameterschätzung zur Residuenerzeugung. Links ist die Struktur zur Mi- nimierung des Gleichungsfehlers dargestellt, rechts die Minimierung des Aus- gangsfehlers.	15
1.10 Modellstruktur eines Zustandsbeobachters. Durch den Vergleich von model- liertem und gemessenem Ausgang, können die Residuen \mathbf{R} gewonnen werden.	16
1.11 Struktur des Kalman Filters.	17
1.12 Aufbau und Struktur der Arbeit	18
2.1 Anregungsquellen im Leerlauf nach [90]: Die Ordnung gibt das Verhältnis aus der Anregungsfrequenz des Motors und der resultierenden Frequenz der LUR wieder; der Resonanzfall ist mit einem Blitz gekennzeichnet. (links). Bewer- tungsfaktoren als Funktion der Erregerfrequenz für den sitzenden Menschen nach [1] (rechts).	23
2.2 Wirkkette LUR für einen Vierzylinder Ottomotor	24
2.3 Wirkzusammenhänge anhand von Energiespeichern und Flüssen: mit q wer- den Flüsse über einen Volumenstrom definiert, der in den charakteristischen Abschnitt fließt, p beschreibt die im charakteristischen Abschnitt vorhande- ne Druckenergie; mit U wird die Spannung bezeichnet, die über Lade- und Entladezeiten t die Zündenergie bestimmen.	27

2.4	Top-Down Analysekonzept zur Diagnose einer ottomotorischen LUR: In der Ebene Detektion wird ermittelt wie stark die LUR ist. In der zweiten Ebene der Pyramide steht die Identifikation des Teilsystems (Zündung (ZDG), Luftsystem (LFT), Kraftstoffsystem (KST)), welche die Anregung verursacht. In der letzten Ebene wird schließlich das betroffene Bauteil aus dem Teilsystem identifiziert (beispielsweise der Injektor auf Zylinder eins (Inj1)).	29
2.5	Versuchsaufbau zur Messdatenerfassung und experimentellen Simulation von Fehlern.	31
2.6	Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer am Aggregat.	34
2.7	Definition des Motor-Koordinatensystems.	35
2.8	Effektivwerte und Offset nach der Kalibrierung	35
3.1	Übersicht zur Zielsetzung des Kapitels	40
3.2	Einfluss des Drehzahlniveaus und der Last auf die Drehzahlschwingungen im Zeit- und Frequenzbereich; Messung im Leerlauf und bei 150 km/h , jeweils im fehlerfreien Zustand.	42
3.3	Einfluss einer unterschiedlichen Arbeitsabgabe in einem Zylinder auf Druck- und Drehzahlverlauf	43
3.4	Überprüfung des Druckverlaufs auf die Annahme einer Normalverteilung nach dem Kolmogorov-Smirnoff-Anpassungstest	45
3.5	Fourieranalyse von Druckverlauf (oben) und Drehzahlverlauf (unten) während einer Leerlaufmessung bei unterschiedlichen Fehlerausprägungen: iO entspricht dem Nominalverhalten, Vertrimmung (Vertr.) entspricht einer Kraftstoffmasse von 0,7 (70 %) bis 0,9 (90 %) der regulären Einspritzmenge	46
3.6	LUR-Intensitäten für verschiedene Fehler im Leerlauf ausgewertet nach Gleichung 3.3. Die Fehler wurden experimentell im Luftsystem (Ansaugstopfen), im Kraftstoffsystem (Injektor mit unterschiedlichem statischem Durchfluss (Q_{stat}), Vertrimmung via Software), im Zündsystem (unterschiedliche Zündwiderstände)), jeweils mit unterschiedlichen Fehlerschweren durchgeführt.	47
3.7	Simple Staircase-Verfahren zweier willkürlich gewählter Probanden	49
3.8	Wahrnehmungsschwellen der einzelnen Probanden (oben) sowie deren Verteilung anhand eines Boxplots (mitte) und Einordnung der Empfindung zur aufgeprägten Schwingungsanregung (Vertrimmung, unten).	51
3.9	Vorgehen zur Identifikation eines Modells der LUR-Intensität.	53
3.10	Geometrische Zusammenhänge des Einzelkurbeltriebs (links); Darstellung des Bewegungsablaufs der Einzelkomponenten nach [5]	54
3.11	Aufteilung der Kolbenkraft [5]	56
3.12	Reaktionsmoment aus Kolbenseitenkraft [5]	57

3.13	Gemessene Zylinderdruckverläufe für den Betriebspunkt 50 km/h ohne Fehleraufschaltung (oben). Die resultierenden indizierten Teilmomente sind dazu entsprechend unten aufgetragen. Das aufsummierte und gemittelte Gesamtmoment ist mit dicker Strichstärke hervorgehoben.	60
3.14	Schematische Darstellung der Lagerung des MGV in der Seitenansicht von links (zweites MoLa auf der Rückseite des Motorblocks), woraus $r_{MoLa} \gg r_{GeLa}$ folgt.	65
3.15	Auftretende Kräfte und Momente während einer Leerlaufmessung mit dem Versuchsträger ohne Fehleraufschaltung. Oben: Auftretende Kräfte in y- (heben sich durch ihr gegensinniges Vorzeichen auf) und z-Richtung (addieren sich durch ihr gleiches Vorzeichen). Mittig: Position der Unwuchtmassen in Relation zur Kurbelwellenmitte. Unten: Resultierende Drehmomente aus den dargestellten Kräften und Abständen.	66
3.16	Verläufe der einzelnen Kolbengleichungen für die untersuchte Leerlaufmessung.	67
3.17	Übersicht der resultierenden Kräfte und Momente am Kurbeltrieb.	68
3.18	Sensorfusion auf den MGV-Schwerpunkt und Auswertung der Starrkörperbewegung. Dargestellt sind die linearen Beschleunigungen (oben) und Winkelbeschleunigungen (Mitte). Unten dargestellt ist der relative Modellfehler durch Vergleich der rücktransformierten Beschleunigungen zu den gemessenen Anregungen.	70
3.19	Vergleich der Berechnungsergebnisse aus der Starrkörperbewegung (SKB), welche über die Messung der Beschleunigungssensoren ermittelt wurde, und dem Kurbeltriebsmodell (KT), welches aus den Zylinderdruckverläufen berechnet wurde.	71
3.20	Fourier-Transformation der Drehmomente aus der Starrkörperbewegung (SKB) und dem Kurbeltrieb (KT).	72
4.1	Vorgehen zur Identifikation eines Modells der LUR-Intensität	74
4.2	Druck- und Drehzahlverläufe für die untersuchten Fehlerfälle sowie den Referenzpunkt bei 100 km/h	78
4.3	Drehzahlverläufe für den gemessenen und simulierten Referenzfall	79
4.4	Vergleich der Drehzahlverläufe aus Starrkörpermodell und Torsionsschwingerkette mit der gemessenen Drehzahl. Oben ist ein konstanter Betriebspunkt mit 2500 U/min zu sehen, unten mit 5500 U/min . Auf der linken Seite sind jeweils die Verläufe gemittelt über 40 Zyklen dargestellt. Auf der rechten Seite ist das Betragsspektrum zum Vergleich der Amplituden der jeweiligen MOng zu sehen.	81
4.5	Drehzahlverläufe für den gemessenen und simulierten Referenzfall: Betriebspunkt 100 km/h ohne Fehleraufschaltung	82
4.6	Synthese des Kompressions- und Verbrennungsdruckmodells	85

4.7	Validierung des Gesamtmodells für den untersuchten Betriebspunkt von 100 km/h : auf der linken Seite ist der Verlauf der Drehzahl aus der Messung sowie dem Drehzahl- und Gesamtmodell abgebildet. Oben sind jeweils die Verläufe dargestellt, unten der dazugehörige relative Fehler. In der Mitte sind analog die Daten für den Fehlerfall mit einem Ansaugstopfen von 5 mm aufgetragen, auf der rechten Seite für eine Vertrimmung von 80% . (vgl. auch Tabelle 2.3 und Abbildung 4.2)	86
4.8	Sensitivitätsanalyse der einzelnen Druckverlaufparameter p_{max} , $p_{max,x}$ und m_L auf die LUR-Intensität. Oben ist die Höhe des Spitzendrucks gezeigt, in der Mitte die Lage des Spitzendrucks, unten der Einfluss der Luftmasse. . . .	87
4.9	Validierung des Gesamtmodells anhand der MO für den untersuchten Betriebspunkt von 100 km/h analog Abbildung 4.7. Anstelle der Drehzahlverläufe sind oben die Amplituden der MOen für die Drehzahl aufgetragen. Unten ist der relative Fehler der Versuche mit und ohne Fehleraufschaltung abgebildet. . .	88
4.10	Diagnosesystem zur Identifikation des schadhafte Teilprozesses: Durch den Vergleich von gemessenen und simulierten Drehzahlsegmenten können die Parameter p_{max} und m_L identifiziert werden, die Aufschluss auf den schadhafte Teilprozess geben.	89
4.11	Optimierungsalgorithmus zur Identifikation von p_{max} und m_L ; Signalaufbereitung von gemessener und simulierter Drehzahl als Eingang für den Optimierungsalgorithmus; Diagnose anhand der optimierten Parameter	90
4.12	Ergebnisse des Diagnosesystems für Fehler aus Kraftstoff- und Luftsystem für 100 km/h	91
5.1	Schematische Übersicht des Kraftstoffhochdrucksystems.	95
5.2	Schematische Übersicht des Kraftstoffhochdrucksystems.	97
5.3	Verlauf des Raildrucks während eines Zyklus als Rohwert und gefiltert mit den Ansteuerzeiten von Pumpe und Injektor bei 100 km/h	98
5.4	Verlauf des Raildrucks für die in Tabelle 5.2 aufgeführten Fehler (jeweils Fehlerart und Bauteil) bei 100 km/h sowie dem Nominalverhalten (Referenz).	100
5.5	Struktur des Parameterschätzers mittels Optimierungsalgorithmus	102
5.6	Struktur des sequentiellen PI-Reglers, welcher innerhalb eines Arbeitsspiels über die drei Stellgrößen MSV Schließwinkel, Durchfluss des Injektors und Totzeit des Injektors die Druckdifferenz der vier Pumpenhübe und Einspritzungen regelt, bis das Abbruchkriterium $e_{p,Rail} < e_{Abbr}$ erfüllt ist.	103
5.7	Vergleich der Verläufe von simuliertem mit gemessenem Raildruck bei 100 km/h im Nominalfall	104
5.8	Übersicht der Residuen für unterschiedlich starke Vertrimmungen (in %) des Injektors auf Zylinder 1 (Inj1)	105
5.9	Aufbau des Simulationsmodells für das Kraftstoffsystem	109

5.10	Ergebnis für die Simulation im Referenzfall	110
5.11	Verlauf des Fehlers zwischen gemessenem und simuliertem Drucksprung . . .	114
5.12	Diagnoseparameter für unterschiedliche Fehler der Pumpe und des Injektors. (Ref = Referenz, Inj10 = Abmagerung um 10 %, Inj20 = Abmagerung um 20 %, Pump8 = Verschiebung Nocken OT um 8 °KW, Pump15 = Verschiebung Nocken OT um 15 °KW)	116
5.13	Diagnoseparameter für einen Sensoroffset des Drucksensors um 10 % und 20 % sowie einer Leckage. (Ref = Referenz, DriftPos10 = Sensoroffset in positive Richtung um 10 %, DriftPos20 = Sensoroffset in positive Richtung um 20 %), DriftNeg10 = Sensoroffset in negative Richtung um 10 %, DriftNeg20 = Sensoroffset in negative Richtung um 20 %, Leckage = Leckage in der Leitung)	117

Tabellenverzeichnis

2.1	Technische Daten des Versuchsträgers.	21
2.2	Hochaufgelöste Sensorik	32
2.3	Überblick über die Versuchsreihen mit der Zuordnung zu den einzelnen Kapiteln, in denen sie ihre Anwendung finden.	37
4.1	Validierungsübersicht	82
5.1	Übersicht über Fehler an der Hochdruckpumpeneinheit: Alle aufgelisteten Fehler führen stets zu einem gesamthaften Tausch der Pumpeneinheit. Im Sinne einer prädiktiven Diagnose können nur ausgewählte Fehler erkannt werden. Diese sind vom Zeitverhalten ansteigend und der Fehlertyp lässt sich als Förderreduktion zusammenfassen.	96
5.2	Übersicht über Fehler im Kraftstoffsystem die es zu diagnostizieren gilt, und welche im weiteren Verlauf untersucht werden.	97

Literaturverzeichnis

- [1] 2057, V. : Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen. In: *VDI-Richtlinie zu Ganzkörperschwingungen* (2015), dec. <https://www.beuth.de/de/technische-regel-entwurf/vdi-2057-blatt-1/241795022>
- [2] 2631-1, I. : Mechanische Schwingungen und Stöße - Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen. In: *VDI-Richtlinie zu Ganzkörperschwingungen* (1997). <https://www.beuth.de/de/norm/iso-2631-1/2513752>
- [3] AHMED, R. ; EL SAYED, M. ; GADSDEN, S. A. ; TJONG, J. ; HABIBI, S. : Automotive Internal-Combustion-Engine Fault Detection and Classification Using Artificial Neural Network Techniques. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 64 (2015), jan, Nr. 1, 21–33. <http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2014.2317736>. – DOI 10.1109/TVT.2014.2317736. – ISSN 0018–9545
- [4] ALI, S. A. ; SARASWATI, S. : Reconstruction of cylinder pressure using crankshaft speed fluctuations. In: *2015 International Conference on Industrial Instrumentation and Control (ICIC)*, IEEE. – ISBN 978–1–4799–7165–7, 456–461
- [5] BASSHUYSEN, R. van ; SCHÄFER, F. ; BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8>. – ISBN 978–3–658–10901–1
- [6] BLANKE, M. ; KINNAERT, M. ; LUNZE, J. ; STAROSWIECKI, M. : *Diagnosis and Fault-Tolerant Control*. Springer Berlin Heidelberg. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-47943-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-47943-8>. – ISBN 978–3–662–47942–1
- [7] BOGUŚ, P. ; GRZESZCZYK, R. : Overview of engine misfire detection methods used in on board diagnostics. In: *Journal of KONES* 8 (2001), Nr. 1, S. 326–341. – ISSN 1231–4005
- [8] BOHN, C. ; UNBEHAUEN, H. : *Identifikation dynamischer Systeme*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2197-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2197-3>. – ISBN 978–3–8348–1755–6

- [9] BORTZ, J. ; SCHUSTER, C. : *Tests zur Überprüfung von Unterschiedshypothesen*. 2010. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-12770-0_8. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-12770-0_8. – ISBN 9783642127694
- [10] BOTWINSKA, K. ; MRUK, R. ; KRAWIEC, L. : Modelling of the work processes high-pressure pump of common rail diesel injection system. In: *E3S Web of Conferences* 10 (2016). <http://dx.doi.org/10.1051/e3sconf/20161000126>. – DOI 10.1051/e3sconf/20161000126. – ISSN 22671242
- [11] CARB: *OAL-Approved Final Regulation Orders for the OBD 2 and Associated Regulations*. 2015
- [12] CATANIA, A. E. ; FERRARI, A. : Experimental analysis, modeling, and control of volumetric radial-piston pumps. In: *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME* 133 (2011), Nr. 8. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4004443>. – DOI 10.1115/1.4004443. – ISSN 00982202
- [13] CECCARELLI, R. ; CANUDAS-DE-WIT, C. ; MOULIN, P. ; SCIARRETTA, A. : Model-based adaptive observers for intake leakage detection in diesel engines. In: *Proceedings of the American Control Conference* (2009), S. 1128–1133. <http://dx.doi.org/10.1109/ACC.2009.5160133>. – DOI 10.1109/ACC.2009.5160133. – ISBN 9781424445240
- [14] CHEN, J. ; PATTON, R. J. ; SPRINGER (Hrsg.): *Robust Model-Based Fault Diagnosis for Dynamic Systems*. Springer US. – 1–13 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4615-5149-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4615-5149-2>. – ISBN 978-1-4613-7344-5
- [15] CITRON, S. J. ; O’HIGGINS, J. E. ; CHEN, L. Y.: Cylinder by Cylinder Engine Pressure and Pressure Torque Waveform Determination Utilizing Speed Fluctuations. In: *SAE Technical Papers*
- [16] DING, S. X.: *Data-driven design of model-based fault diagnosis systems*. IFAC. – 840–847 S. <http://dx.doi.org/10.3182/20120710-4-SG-2026.00105>. <http://dx.doi.org/10.3182/20120710-4-SG-2026.00105>. – ISBN 9783902823052
- [17] DING, S. X.: *Model-based Fault Diagnosis Techniques*. Springer Berlin Heidelberg. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-76304-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-76304-8>. – ISBN 978-3-540-76303-1
- [18] DONGIOVANNI, C. ; DONGIOVANNI, C. ; COPPO, M. : Accurate Modelling of an Injector for Common Rail Systems. In: *Fuel Injection* (2010), S. 95–121. <http://dx.doi.org/10.5772/9728>. – DOI 10.5772/9728

- [19] FEHRENBACH, H. ; HELD, W. ; ZUTHER, F. : Drehmomentbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 59 (1998), may, Nr. 5, 314–319. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03226454>. – DOI 10.1007/BF03226454. – ISSN 0024–8525
- [20] FEHRENBACH, H. ; HOHMANN, C. ; SCHMIDT, T. ; SCHULTALBERS, W. ; RASCHE, H. : Bestimmung des Motordrehmoments aus dem Drehzahlsignal. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 12, S. 1020–1027. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03226669>. – DOI 10.1007/BF03226669. – ISSN 00248525
- [21] FERRARI, A. ; PAOLICELLI, F. : Modal Analysis as a Design Tool for Dynamical Optimization of Common Rail Fuel Injection Systems. In: *SAE Technical Papers* 2015 (2015). <http://dx.doi.org/10.4271/2015-24-2467>. – DOI 10.4271/2015–24–2467. – ISSN 01487191
- [22] FERRARI, A. ; PIZZO, P. : Fully predictive Common Rail fuel injection apparatus model and its application to global system dynamics analyses. In: *International Journal of Engine Research* 18 (2017), Nr. 3, S. 273–290. <http://dx.doi.org/10.1177/1468087416653246>. – DOI 10.1177/1468087416653246. – ISSN 20413149
- [23] FÖRSTER, J. ; LOHMANN, A. ; MEZGER, M. ; RIES-MÜLLER, K. : Advanced Engine Misfire Detection for SI-Engines. In: *SAE Technical Papers*
- [24] FRANK, P. M.: Fault diagnosis in dynamic systems using analytical and knowledge-based redundancy. In: *Automatica* 26 (1990), may, Nr. 3, 459–474. [http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098\(90\)90018-D](http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098(90)90018-D). – DOI 10.1016/0005–1098(90)90018–D. – ISBN 9781457721373
- [25] FRISK, E. ; KRYSANDER, M. : *Leakage Detection In a Fuel Evaporative System*. IFAC. – 7066–7071 S. <http://dx.doi.org/10.3182/20080706-5-kr-1001.01198>. <http://dx.doi.org/10.3182/20080706-5-kr-1001.01198>. – ISBN 9783902661005
- [26] GEIGER, C. ; KANZOW, C. : Numerische Verfahren zur Lösung unrestringierter Optimierungsaufgaben. In: *Springer* (1999)
- [27] GESCHEIDER, G. : *Psychophysics: The Fundamentals*. Taylor & Francis <https://books.google.de/books?id=gATPDTj8QoYC>. – ISBN 9781134801220
- [28] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; WALL, W. A.: *Technische Mechanik 1*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2019. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-59157-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-59157-4>. – ISBN 978–3–662–59156–7

- [29] HAMEDOVIC, H. ; RAICHLER, F. ; BREUNINGER, J. ; FISCHER, W. ; DIETERLE, W. ; KLENK, M. ; BÖHME, J. F.: IMEP-estimation and in-cylinder pressure reconstruction for multicylinder si-engine by combined processing of engine speed and one cylinder pressure. In: *SAE Technical Papers* 2005 (2005), Nr. 724. <http://dx.doi.org/10.4271/2005-01-0053>. – DOI 10.4271/2005-01-0053. – ISSN 26883627
- [30] HARIHARA, P. ; KYUSUNG KIM ; PARLOS, A. : Signal-based versus model-based fault diagnosis-a trade-off in complexity and performance. In: *4th IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives, 2003. SDEMPED 2003.*, IEEE. – ISBN 0-7803-7838-5, 277-282
- [31] HARTL, F. ; AMENT, C. : Fault diagnosis by estimating the in-cylinder pressure progression of a gasoline engine. In: *IFAC 15th European Workshop on Advanced Control and Diagnosis* (2019)
- [32] HARTL, F. ; BRUECKNER, J. ; AMENT, C. ; PROVOST, J. : Rail pressure estimation for fault diagnosis in high pressure fuel supply and injection system. In: *IFAC-PapersOnLine* 52 (2019), Nr. 15, 193-198. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.11.673>. – DOI 10.1016/j.ifacol.2019.11.673. – ISSN 24058963
- [33] HARTL, F., DLASK, A., GRASREINER, S. ; PÖLTENSTEIN, A. : Online Identifikation von Laufunruhe an einem Vierzylinder Otto DI Motor als Beitrag zur Überwachung des SOH und zur prädiktiven Wartung. In: *Diagnose in mechatronischen Fahrzeugsystemen* (2018), Nr. XII
- [34] HIRAHARA, H. ; YOSHIDA, K. ; IWASE, M. : Torque estimation based on nonlinear engine model considering crankshaft torsion. In: *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM* (2010), S. 682-687. <http://dx.doi.org/10.1109/AIM.2010.5695893>. – DOI 10.1109/AIM.2010.5695893. ISBN 9781424480319
- [35] HOBLOS, G. ; BENKACI, M. : A model-free diagnosis approach for Intake Leakage Detection and characterization in diesel engines. In: *Machines* 3 (2015), Nr. 3, S. 157-172. <http://dx.doi.org/10.3390/machines3030157>. – DOI 10.3390/machines3030157. – ISSN 20751702
- [36] HOFMANN, O. ; HAN, S. ; RIXEN, D. : Common Rail Diesel Injectors with Nozzle Wear: Modeling and State Estimation. In: *SAE Technical Papers* 2017-March (2017), Nr. March. <http://dx.doi.org/10.4271/2017-01-0543>. – DOI 10.4271/2017-01-0543. – ISSN 01487191
- [37] HOFMANN, O. ; SCHUCKERT, S. ; WACHTMEISTER, G. ; RIXEN, D. J.: Optimal injection strategies to compensate for injector aging in common rail fuel systems. In: *SAE International Journal of Engines* 11 (2018), Nr. 6, S. 1-9. <http://dx.doi.org/10.4271/2018-01-1160>. – DOI 10.4271/2018-01-1160. – ISSN 19463944

- [38] ISERMANN, R. ; BALLÉ, P. : Trends in the application of model-based fault detection and diagnosis of technical processes. In: *Control Engineering Practice* 5 (1997), Nr. 5, S. 709–719. [http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(97\)00053-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(97)00053-1). – DOI 10.1016/S0967-0661(97)00053-1. – ISSN 09670661
- [39] ISERMANN, R. : *Identifikation dynamischer Systeme 1: Grundlegende Methoden*. Springer Berlin Heidelberg. – 330108 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-84679-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-84679-3>. – ISBN 978-3-642-84679-3
- [40] ISERMANN, R. : *Identifikation dynamischer Systeme 2: Besondere Methoden, Anwendungen*. Springer Berlin Heidelberg (Springer-Lehrbuch). – 336121 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-84769-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-84769-1>. – ISBN 978-3-642-84769-1
- [41] ISERMANN, R. : On fuzzy logic applications for automatic control, supervision, and fault diagnosis. In: *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics - Part A: Systems and Humans* 28 (1998), mar, Nr. 2, 221–235. <http://dx.doi.org/10.1109/3468.661149>. – DOI 10.1109/3468.661149. – ISSN 10834427
- [42] ISERMANN, R. ; ISERMANN, R. (Hrsg.): *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Springer Berlin Heidelberg. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-55698-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-55698-2>. – ISBN 978-3-540-44286-8
- [43] ISERMANN, R. : *Combustion Engine Diagnosis*. Springer Berlin Heidelberg. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49467-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49467-7>. – ISBN 978-3-662-49466-0
- [44] JENSEN, F. V. ; NIELSEN, T. D.: *Bayesian Networks and Decision Graphs*. Springer New York (Information Science and Statistics). – 3–9 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-0-387-68282-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-0-387-68282-2>. – ISBN 978-0-387-68281-5
- [45] JEONG, T. ; SINGH, R. : ANALYTICAL METHODS OF DECOUPLING THE AUTOMOTIVE ENGINE TORQUE ROLL AXIS. In: *Journal of Sound and Vibration* 234 (2000), Nr. 1, S. 85–114. <http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.1999.2860>. – DOI 10.1006/jsvi.1999.2860. – ISSN 0022460X
- [46] JOHNSON, R. : Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006), nov, Nr. 8, 1923–1940. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2005.09.003>. – DOI 10.1016/j.ymsp.2005.09.003. – ISSN 08883270

- [47] JONES, H. L. E. E.: *Failure Detection in Linear Systems*, Massachusetts Institute of Technology, Diss., 1973. <http://dspace.mit.edu/handle/1721.1/16414>
- [48] KALLENBERGER, C. ; HAMEDOVIC, H. ; ZOUBIR, A. M.: Evaluation of torque estimation using gray-box and physical crankshaft modeling. In: *ICASSP, IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing - Proceedings* (2008), Nr. 3, S. 1529–1532. <http://dx.doi.org/10.1109/ICASSP.2008.4517913>. – DOI 10.1109/ICASSP.2008.4517913. – ISBN 1424414849
- [49] KALMAN, R. E.: A new approach to linear filtering and prediction problems. In: *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME* 82 (1960), Nr. 1, S. 35–45. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3662552>. – DOI 10.1115/1.3662552. – ISSN 1528901X
- [50] KHAC, B. L. ; JIRI, T. : Approach to gasoline engine faults diagnosis based on crankshaft instantaneous angular acceleration. In: *Proceedings of the 2012 13th International Carpathian Control Conference, ICCC 2012* (2012), S. 35–39. <http://dx.doi.org/10.1109/CarpathianCC.2012.6228612>. – DOI 10.1109/CarpathianCC.2012.6228612. ISBN 9781457718687
- [51] KIMMICH, F. ; ISERMANN, R. : *Model based fault detection for the injection, combustion and engine-transmission*. IFAC. – 203–208 S. <http://dx.doi.org/10.3182/20020721-6-es-1901.00765>. <http://dx.doi.org/10.3182/20020721-6-es-1901.00765>. – ISBN 9783902661746
- [52] KOSFELD, R. ; ECKEY, H.-F. ; TÜRCK, M. : *Wahrscheinlichkeitsrechnung und Induktive Statistik*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-28713-9>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-28713-9>. – ISBN 978-3-658-28712-2
- [53] KROGERUS, T. R. ; HYVÖNEN, M. P. ; HUHTALA, K. J.: A Survey of Analysis, Modeling, and Diagnostics of Diesel Fuel Injection Systems. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 138 (2016), Nr. 8. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4032417>. – DOI 10.1115/1.4032417. – ISSN 15288919
- [54] KUKLINSKI, C. : *Modellbasierte Fehleridentifikation und Diagnose anhand des Drehzahl-signals der Kurbelwelle*. Master Thesis, 2018
- [55] LAGARIAS, J. ; REEDS, J. ; WRIGHT, M. ; WRIGHT, P. : Convergence properties of the Nelder Mead Simplex Method in low dimensions. In: *Society for Industrial and Applied Mathematics* 9 (1998), Nr. 1, S. 112–147
- [56] LIDA, K. ; AKISHINO, K. ; KIDO, K. : IMEP estimation from instantaneous crankshaft torque variation. In: *SAE Technical Papers* (1990). <http://dx.doi.org/10.4271/900617>. – DOI 10.4271/900617. – ISSN 26883627

- [57] LUNZE, J. : *Regelungstechnik 1*. Springer Berlin Heidelberg (Springer-Lehrbuch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-53909-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-53909-1>. – ISBN 978-3-642-53908-4
- [58] MARCHTHALER, R. ; DINGLER, S. : *Kalman-Filter*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-16728-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-16728-8>. – ISBN 978-3-658-16727-1
- [59] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H. : *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05068-9>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05068-9>. – ISBN 978-3-658-05067-2
- [60] MOBLEY, R. K.: *An Introduction to Predictive Maintenance*. Elsevier. <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-7506-7531-4.X5000-3>. <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-7506-7531-4.X5000-3>. – ISBN 9780750675314
- [61] MÖLLER, D. : *Modellbildung, Simulation und Identifikation dynamischer Systeme*. Springer Berlin Heidelberg (Springer-Lehrbuch). – 230 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-95675-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-95675-1>. – ISBN 3-540-55155-7
- [62] MORO, D. ; CAVINA, N. ; PONTI, F. : In-Cylinder Pressure Reconstruction Based on Instantaneous Engine Speed Signal. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 124 (2002), jan, Nr. 1, 220–225. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1391430>. – DOI 10.1115/1.1391430. – ISSN 0742-4795
- [63] NEUKIRCHNER, H. ; ARNOLD, O. ; DITTMAR, A. ; KIESEL, A. : Die Entwicklung von Massenausgleichseinrichtungen für Pkw-Motoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003), may, Nr. 5, 386–397. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03226703>. – DOI 10.1007/BF03226703. – ISSN 0024-8525
- [64] NIEMANN, H. : A Setup for Active Fault Diagnosis. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 51 (2006), sep, Nr. 9, 1572–1578. <http://dx.doi.org/10.1109/TAC.2006.878724>. – DOI 10.1109/TAC.2006.878724. – ISSN 0018-9286
- [65] NOLL, A. : *Konzeption und Entwicklung eines Preview-Systems durch Backend-Daten zur Verbesserung der Komforteigenschaften eines Fahrzeugs mit geregelten Vertikaldynamiksystemen*, Universität Augsburg, Diss., 2019
- [66] PARK, J. ; RIZZONI, G. ; RIBBENS, W. B.: On the representation of sensor faults in fault detection filters. In: *Automatica* 30 (1994), Nr. 11, S. 1793–1795. [http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098\(94\)90084-1](http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098(94)90084-1). – DOI 10.1016/0005-1098(94)90084-1. – ISSN 00051098

- [67] PAYRI, R. ; GIMENO, J. ; NOVELLA, R. ; BRACHO, G. : On the rate of injection modeling applied to direct injection compression ignition engines. In: *International Journal of Engine Research* 17 (2016), Nr. 10, S. 1015–1030. <http://dx.doi.org/10.1177/1468087416636281>. – DOI 10.1177/1468087416636281. – ISSN 20413149
- [68] RAIMONDO, D. M. ; BRAATZ, R. D. ; SCOTT, J. K.: Active fault diagnosis using moving horizon input design. In: *2013 European Control Conference (ECC)*, IEEE. – ISBN 978-3-033-03962-9, 3131–3136
- [69] RILL, G. ; SCHAEFFER, T. ; BORCHSENIUS, F. : *Grundlagen und computergerechte Methodik der Mehrkörpersimulation*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-28912-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-28912-6>. – ISBN 978-3-658-28911-9
- [70] ROOCH, A. : *Statistik für Ingenieure*. Springer Berlin Heidelberg (Springer-Lehrbuch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-54857-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-54857-4>. – ISBN 978-3-642-54856-7
- [71] SALEHI, R. ; ALASTY, A. ; VOSSOUGH, G. : Model-based air leak detection for turbocharged gasoline engines without a hot-film air mass flow meter sensor. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 228 (2014), Nr. 11, S. 1297–1314. <http://dx.doi.org/10.1177/0954407013512290>. – DOI 10.1177/0954407013512290. – ISSN 09544070
- [72] SANGHA, M. S. ; BARRY GOMM, J. ; YU, D. : Neural network fault classification of transient data in an automotive engine air path. In: *International Journal of Modelling, Identification and Control* 3 (2008), Nr. 2, S. 148–155. <http://dx.doi.org/10.1504/IJMIC.2008.019352>. – DOI 10.1504/IJMIC.2008.019352. – ISSN 17466172
- [73] SARWAR, A. ; LU, X. : Leak detection, localization, and prognosis of high pressure fuel delivery system. In: *Proceedings of the Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, PHM* (2018), S. 1–10. – ISBN 9781936263295
- [74] SCHREINER, K. : *Basiswissen Verbrennungsmotor*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-06187-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-06187-6>. – ISBN 978-3-658-06186-9
- [75] SHAO, Y. ; LIANG, J. ; GU, F. ; CHEN, Z. ; BALL, A. : Fault Prognosis and Diagnosis of an Automotive Rear Axle Gear Using a RBF-BP Neural Network. In: *Journal of Physics: Conference Series* 305 (2011), jul, Nr. 1, 012063. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/305/1/012063>. – DOI 10.1088/1742-6596/305/1/012063. – ISSN 1742-6596
- [76] SHATNAWI, Y. ; AL-KHASSAWENEH, M. : Fault Diagnosis in Internal Combustion Engines Using Extension Neural Network. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics*

- 61 (2014), mar, Nr. 3, 1434–1443. <http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2013.2261033>. – DOI 10.1109/TIE.2013.2261033. – ISSN 0278–0046
- [77] SIDERIS, M. : Methods for monitoring and diagnosing the efficiency of catalytic converters: A patent-oriented survey. In: *Studies in Surface Science and Catalysis* 115 (1998). – ISSN 01672991
- [78] SIXTL, F. : *Messmethoden der Psychologie: theoretische Grundlagen und Probleme*. Beltz, 1982. – ISBN 3407546114
- [79] STONE, R. B. ; TUMER, I. Y. ; VAN WIE, M. : The function-failure design method. In: *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME* 127 (2005), Nr. 3, S. 397–407. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1862678>. – DOI 10.1115/1.1862678. – ISSN 10500472
- [80] TRIMBY, S. ; DUNNE, J. F. ; BENNETT, C. ; RICHARDSON, D. : Unified approach to engine cylinder pressure reconstruction using time-delay neural networks with crank kinematics or block vibration measurements. In: *International Journal of Engine Research* 18 (2017), Nr. 3, S. 256–272. <http://dx.doi.org/10.1177/1468087416655013>. – DOI 10.1177/1468087416655013. – ISSN 20413149
- [81] URLAUB, A. : *Verbrennungsmotoren*. Springer Berlin Heidelberg. – 1–8 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-79114-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-79114-7>. – ISBN 978–3–642–79115–4
- [82] WANG, X.-j. ; CAI, Y.-p. ; LIN, X.-z. : Diesel Engine PT Pump Fault Diagnosis based on the Characteristics of its Fuel Pressure. In: *IERI Procedia* 7 (2014), 84–89. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ieri.2014.08.014>. – DOI 10.1016/j.ieri.2014.08.014. – ISSN 22126678
- [83] WANG, Y. S. ; MA, Q. H. ; ZHU, Q. ; LIU, X. T. ; ZHAO, L. H. : An intelligent approach for engine fault diagnosis based on Hilbert–Huang transform and support vector machine. In: *Applied Acoustics* 75 (2014), S. 1–9. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.07.001>. – DOI 10.1016/j.apacoust.2013.07.001. – ISSN 0003682X
- [84] WEISSENBORN, E. ; BOSSMEYER, T. ; BERTRAM, T. : Adaptation of a zero-dimensional cylinder pressure model for diesel engines using the crankshaft rotational speed. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), Nr. 6, 1887–1910. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.08.016>. – DOI 10.1016/j.ymsp.2010.08.016. – ISSN 08883270
- [85] WILLIAMS, J. : An Overview of Misfiring Cylinder Engine Diagnostic Techniques Based on Crankshaft Angular Velocity Measurements. In: *SAE Technical Papers*. – ISSN 26883627

- [86] WILLIMOWSKI, M. ; FÜSSEL, D. ; ISERMANN, R. : Diagnose von Verbrennungsaussetzern in Ottomotoren durch Messung des Abgasdrucks. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 60 (1999), Nr. 10, S. 654–663. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03226531>. – DOI 10.1007/BF03226531. – ISSN 00248525
- [87] WILLIMOWSKI, M. ; KIMMICH, F. ; ISERMANN, R. : Signal Model Based Fault Diagnosis for Combustion Engines. In: *IFAC Proceedings Volumes 33* (2000), Nr. 11, 897–903. [http://dx.doi.org/10.1016/s1474-6670\(17\)37475-x](http://dx.doi.org/10.1016/s1474-6670(17)37475-x). – DOI 10.1016/s1474-6670(17)37475-x. – ISSN 14746670
- [88] WURST, S. : *Prädiktive Identifikation und Diagnose des Kraftstoffsystems eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*. Master Thesis, 2019
- [89] YONG, X. ; GUIYOU, H. ; CHUNRONG, S. ; ZHIBING, N. ; WU, Z. : Reconstruction of Cylinder Pressure of I.C. Engine Based on Neural Networks. In: *2010 First International Conference on Pervasive Computing, Signal Processing and Applications*, IEEE. – ISBN 978-1-4244-8043-2, 924–927
- [90] ZELLER, P. ; ZELLER, P. (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik*. Springer Fachmedien Wiesbaden. – 89–158 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-18520-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-18520-6>. – ISBN 978-3-658-18519-0
- [91] ZENG, P. ; ASSANIS, D. N.: Cylinder pressure reconstruction and its application to heat transfer analysis. In: *SAE Technical Papers* (2004), Nr. 724. <http://dx.doi.org/10.4271/2004-01-0922>. – DOI 10.4271/2004-01-0922. – ISBN 0768013194

Erklärung

Die vorliegende Arbeit habe ich selbstständig ohne Benutzung anderer als der angegebenen Quellen angefertigt. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form oder auszugsweise im Rahmen einer oder anderer Prüfungen noch nicht vorgelegt worden.

Augsburg, den 15.07.2021

Florian Hartl