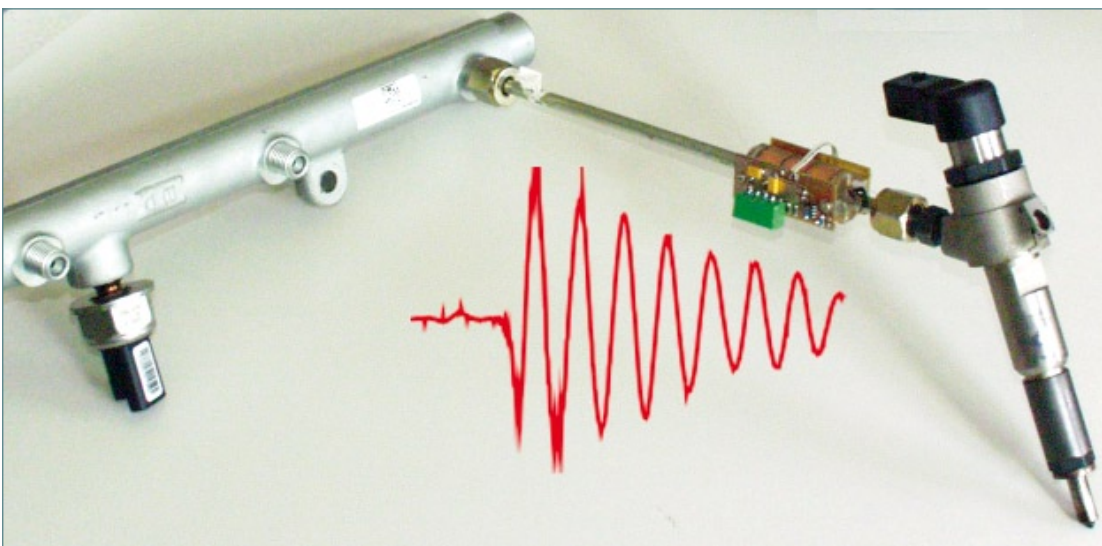


Julian Baumann

# Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren





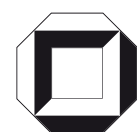
Julian Baumann

**Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen  
mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren**



# **Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren**

von  
Julian Baumann



---

universitätsverlag karlsruhe

Dissertation, Universität Karlsruhe (TH)  
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, 2006

## **Impressum**

Universitätsverlag Karlsruhe  
c/o Universitätsbibliothek  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe  
www.uvka.de



Dieses Werk ist unter folgender Creative Commons-Lizenz  
lizenziert: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.0/de/>

Universitätsverlag Karlsruhe 2006  
Print on Demand

ISBN-13: 978-3-86644-064-7  
ISBN-10: 3-86644-064-2







# Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**DOKTOR-INGENIEURS**

von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik  
der Universität Fridericiana zu Karlsruhe  
genehmigte

**DISSERTATION**

von

**Dipl.-Ing. Julian Baumann**  
aus Karlsruhe

Tag der mündl. Prüfung: 26.07.2006

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. U. Kiencke (Universität Karlsruhe (TH))

Korreferent: Prof. Dr. L. Guzzella (ETH Zürich)



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Industrielle Informationstechnik der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik an der Universität Karlsruhe (TH).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Uwe Kiencke für die Anregung zu dieser Arbeit und die Unterstützung bei ihrer Durchführung. Herrn Prof. Dr. Lino Guzzella von der ETH Zürich danke ich für sein Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Die Arbeit ist in in einem Kooperationsprojekt mit der Siemens AG, Siemens VDO Automotive in Regensburg entstanden. Von den vielen Mitarbeitern bei Siemens, mit denen ich im Lauf der Arbeit Kontakt hatte, möchte ich besonders Herrn Prof. Dr. Thomas Schlegl und Herrn Dr. Jürgen Fritsch für ihre fachliche und organisatorische Unterstützung danken. Herrn Dr. Fredrik Borchsenius gilt mein Dank für die Zuverfügungstellung des Injektormodells und der Software für die Hydrauliksimulation.

Ohne das gute Arbeitsklima am Institut wäre vieles sicher nicht möglich gewesen. Zahlreiche fachliche und allgemeinbildende Diskussionen habe ich mit den Kolleginnen und Kollegen geführt. Frau Manuela Koffler hat viele organisatorische Probleme gelöst und Herr Dieter Brandt sich um die EDV-Administration gekümmert. Herr Hermann Dilger und seine Mitarbeiter haben tatkräftige Hilfe beim Aufbau des Einspritzprüfstands geleistet. Herr Stefan Seelinger hat mir bei praktischen Problemen aller Art oft aus der Not geholfen und beim Löten der dünnen Sensordrähte stets eine ruhige Hand gehabt. Ihnen allen danke ich herzlich. Den Kollegen vom Institut für Strömungslehre danke ich für die Unterstützung bei der Modellierung des Hydrauliksystems.

Einen wichtigen Beitrag zu dieser Arbeit haben die Studierenden geleistet, die bei mir Diplom- oder Studienarbeit gemacht haben. Auch ihnen gilt mein Dank. Weiter danke ich Herrn Jörg Barrho, Herrn Dr. Marcus Hiemer und Herrn Dr. Ulrich Baumann für die wertvollen Korrekturvorschläge zu diesem Manuskript.

Zu guter Letzt danke ich meiner Frau Claudia, meiner Familie und allen lieben Menschen in meinem persönlichen Umfeld für den Rückhalt und die Unterstützung, aus der ich immer schöpfen konnte.

Karlsruhe, im September 2006

Julian Baumann



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Stand der Technik . . . . .	3
1.1.1	Aufbau eines Common-Rail-Systems . . . . .	3
1.1.2	Einspritzstrategie . . . . .	4
1.2	Entwicklungstrends . . . . .	6
1.3	Aufgabenstellung und Gliederung der Arbeit . . . . .	8
1.3.1	Problemstellung . . . . .	8
1.3.2	Bisheriges Lösungsverfahren . . . . .	8
1.3.3	Aufgabenstellung . . . . .	10
1.3.4	Gliederung . . . . .	10
<b>2</b>	<b>Magnetoelastischer Drucksensor</b>	<b>13</b>
2.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	13
2.1.1	Magnetische Feldgrößen . . . . .	14
2.1.2	Erscheinungsformen des Magnetismus . . . . .	14
2.1.3	Magnetostriktion und Magnetoelastik . . . . .	17
2.1.4	Magnetische und mechanische Eigenschaften geeigneter Materialien . . . . .	19
2.1.5	Verluste in magnetischen Werkstoffen . . . . .	20
2.1.6	Der Entmagnetisierungsfaktor . . . . .	21
2.2	Messprinzip . . . . .	23
2.3	Modellbildung . . . . .	23
2.3.1	Energetische Modellierung . . . . .	24
2.3.2	Phänomenologische Modellierung . . . . .	31
2.4	Magnetische Eigenschaften der Einspritzleitungen . . . . .	34
2.4.1	Frequenzabhängigkeit der Permeabilität . . . . .	35
2.4.2	Druckabhängigkeit der Permeabilität . . . . .	37
2.5	Sensordesign . . . . .	41
2.5.1	Sensorbauform und Anbauort . . . . .	41
2.5.2	Sensorelektronik . . . . .	44
2.5.3	Schirmung . . . . .	47
2.5.4	Vormagnetisierung . . . . .	48

2.5.5	Robustheitsanforderungen . . . . .	51
2.6	Signalverarbeitung . . . . .	53
2.7	Integration ins Gesamtsystem . . . . .	56
<b>3</b>	<b>Druckwellenmessungen</b>	<b>57</b>
3.1	Untersuchte Arbeitspunkte . . . . .	57
3.2	Untersuchte Einspritzleitungen . . . . .	59
3.3	Auswertung im Zeitbereich . . . . .	61
3.3.1	Mittelung über mehrere Einspritzungen . . . . .	62
3.3.2	Einfacheinspritzungen . . . . .	63
3.3.3	Zweifacheinspritzungen . . . . .	67
3.3.4	Variation des Separationswinkels . . . . .	69
3.4	Auswertung im Frequenzbereich . . . . .	70
3.4.1	Kritische Arbeitspunkte . . . . .	71
3.4.2	Relativer Fehler . . . . .	73
3.4.3	Oberwellen . . . . .	74
3.5	Einfluss der Kraftstofftemperatur . . . . .	75
3.5.1	Genauigkeit im Zeitbereich . . . . .	75
3.5.2	Genauigkeit im Frequenzbereich . . . . .	76
3.5.3	Bestimmung der Kraftstofftemperatur aus der Druckfrequenz	76
3.6	Bewertung der Ergebnisse . . . . .	80
3.6.1	Amplitude . . . . .	80
3.6.2	Phasenlage . . . . .	81
3.6.3	Frequenz . . . . .	81
3.6.4	Kraftstofftemperatur . . . . .	81
3.6.5	Einfluss der verschiedenen Leitungen . . . . .	81
3.6.6	Reproduzierbarkeit der Signale . . . . .	82
3.6.7	Fazit . . . . .	83
<b>4</b>	<b>Hydrauliksimulation eines Common-Rail-Systems</b>	<b>85</b>
4.1	Injektormodell . . . . .	85
4.1.1	Funktionsweise . . . . .	86
4.1.2	Hydraulische Modellierung . . . . .	87
4.2	Simulationsverfahren für hydraulische Systeme . . . . .	91
4.3	Joukowsky-Stoß . . . . .	92
4.4	Grundgleichungen . . . . .	95
4.5	Charakteristikenverfahren . . . . .	98
4.5.1	Generelle Methode . . . . .	98
4.5.2	Frequenzabhängige Reibung . . . . .	101

4.5.3	Vergleich von Simulationen und Messungen . . . . .	103
4.6	Variationelles Verfahren . . . . .	105
4.7	Simulation von Einspritzmengenschwankungen . . . . .	108
4.7.1	Einfluss des Separationswinkels . . . . .	109
4.7.2	Korrektur der Ansteuerdauer . . . . .	111
4.7.3	Anwendung im Motorbetrieb . . . . .	113
<b>5</b>	<b>Einspritzmengenkorrektur</b>	<b>117</b>
5.1	Bewertung des Offline-Verfahrens . . . . .	118
5.1.1	Mögliche Unsicherheitsfaktoren . . . . .	118
5.1.2	Resultierender Fehler . . . . .	121
5.2	Konzept der Online-Korrektur . . . . .	122
5.2.1	Auswertung des Drucksignals . . . . .	123
5.2.2	Berechnung der resultierenden Mengenabweichungen . . . . .	124
5.2.3	Anzahl der benötigten Drucksensoren . . . . .	126
5.3	Zusammenhang zwischen Druck- und Mengenverlauf . . . . .	127
5.3.1	Identifikation der Parameter . . . . .	127
5.3.2	Zusammenhang der Frequenzen . . . . .	130
5.3.3	Zusammenhang der Phasen . . . . .	131
5.3.4	Zusammenhang der Amplituden . . . . .	134
5.3.5	Rekonstruktion der Mengenschwankungen . . . . .	137
5.3.6	Einfluss nicht direkt benachbarter Einspritzungen . . . . .	139
5.4	Validierung mit Messdaten . . . . .	140
5.4.1	Identifikation der Parameter . . . . .	142
5.4.2	Zusammenhang der Frequenzen . . . . .	143
5.4.3	Zusammenhang der Phasen . . . . .	145
5.4.4	Zusammenhang der Amplituden . . . . .	147
5.4.5	Rekonstruktion der Mengenschwankungen . . . . .	148
5.5	Echtzeitfähigkeit . . . . .	150
5.5.1	Erforderliche Rechenschritte . . . . .	151
5.5.2	Schnell- und langsamveränderliche Parameter . . . . .	153
5.6	Potenzialabschätzung . . . . .	154
5.6.1	Fehler bei der druckbasierten Mengenrekonstruktion . . . . .	155
5.6.2	Verbesserungspotenzial gegenüber dem Offline-Verfahren . . . . .	156
5.6.3	Fazit . . . . .	157
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>159</b>
<b>A</b>	<b>Common-Rail-Einspritzprüfstand</b>	<b>163</b>

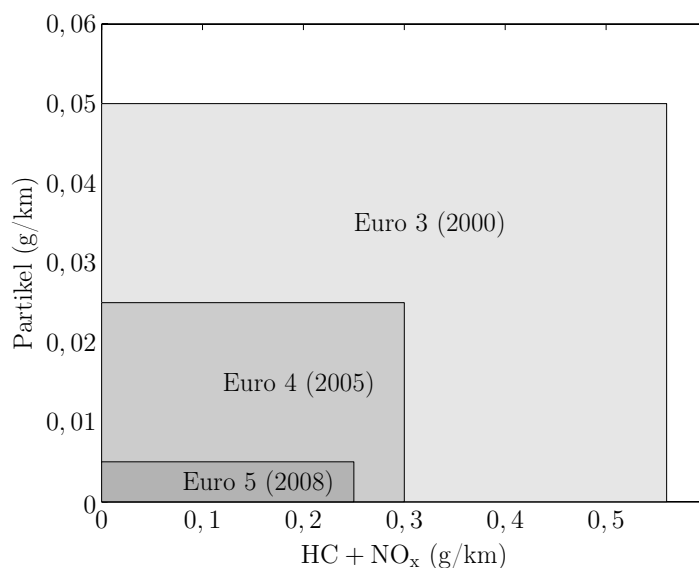
<b>B Messergebnisse der übrigen Leitungen</b>	<b>165</b>
B.1 Zeitbereich . . . . .	165
B.2 Frequenzbereich . . . . .	172
<b>C Weitere Ergebnisse der Mengenrekonstruktion</b>	<b>175</b>
<b>D Nomenklatur</b>	<b>177</b>
D.1 Konstanten . . . . .	177
D.2 Abkürzungen, Indizes und Schreibweisen . . . . .	177
D.3 Variablen . . . . .	177
<b>Literatur</b>	<b>181</b>
<b>Index</b>	<b>193</b>



# 1 Einleitung

Der Dieselmotor als Antrieb für Pkw hat seinen Marktanteil in den letzten Jahren kontinuierlich ausbauen können. Es wird erwartet, dass im Jahr 2006 in Europa erstmals mehr Neuwagen mit Dieselantrieb als mit Benzinmotor verkauft werden. Ursache dafür ist die rasante Entwicklung der Dieseltechnologie in den letzten 15 Jahren. Sie hat zu einem konkurrenzlos niedrigen Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig höherer Leistung und hohem Drehmoment, das über einem weiten Drehzahlbereich verfügbar ist, geführt. Diese technischen Fortschritte wurden im Wesentlichen durch die Einführung von Turboladung, Abgasrückführung und Direkteinspritzsystemen erzielt [5].

Die ersten Direkteinspritzsysteme für Pkw kamen Ende der 80er Jahre des 20. Jahrhunderts auf den Markt und waren meist mit einer Verteilereinspritzpumpe ausgestattet. Dabei wird der Kraftstoffdruck in einer zentralen Pumpe erzeugt und über separate Leitungen an die Einspritzventile, auch Injektoren genannt, geleitet. Vom Volkswagen-Konzern wird seit 1998 als Einspritzsystem das Pumpe-Düse-Konzept eingesetzt, bei dem der Einspritzdruck dezentral mit an den einzelnen Injektoren angebrachten Pumpen zum jeweiligen Einspritzzeitpunkt erzeugt wird. Etwa zur gleichen Zeit kamen die ersten Pkw mit Common-Rail-Einspritzsystemen auf den Markt. Beim Common-Rail-System, das an der ETH Zürich entworfen und von Fiat, Magneti Marelli sowie Bosch gemeinsam zur Serienreife entwickelt wurde, wird der durch eine Kraftstoffpumpe erzeugte Druck in einer Hochdruck-Verteilerleiste konstant vorgehalten, an die die einzelnen Injektoren angeschlossen sind. In der Anfangszeit war das Pumpe-Düse-System der konkurrierenden Common-Rail-Technologie überlegen und ermöglichte bereits sehr früh die Einhaltung der Euro 4-Abgasnorm. Aufgrund der bei hoher Zylinderzahl höheren Systemkosten und der hohen Entwicklungskosten hat Volkswagen inzwischen jedoch angekündigt, ab 2007 in allen Motorneuentwicklungen ausschließlich Common-Rail-Systeme einzusetzen. Gleichzeitig geht die Zahl der Systeme mit Verteilereinspritzpumpen immer weiter zurück, womit sich die Common-Rail-Technologie bei den Einspritzsystemen für Diesel-Pkw als Standard weitgehend durchgesetzt hat und inzwischen von allen namhaften Herstellern eingesetzt wird.



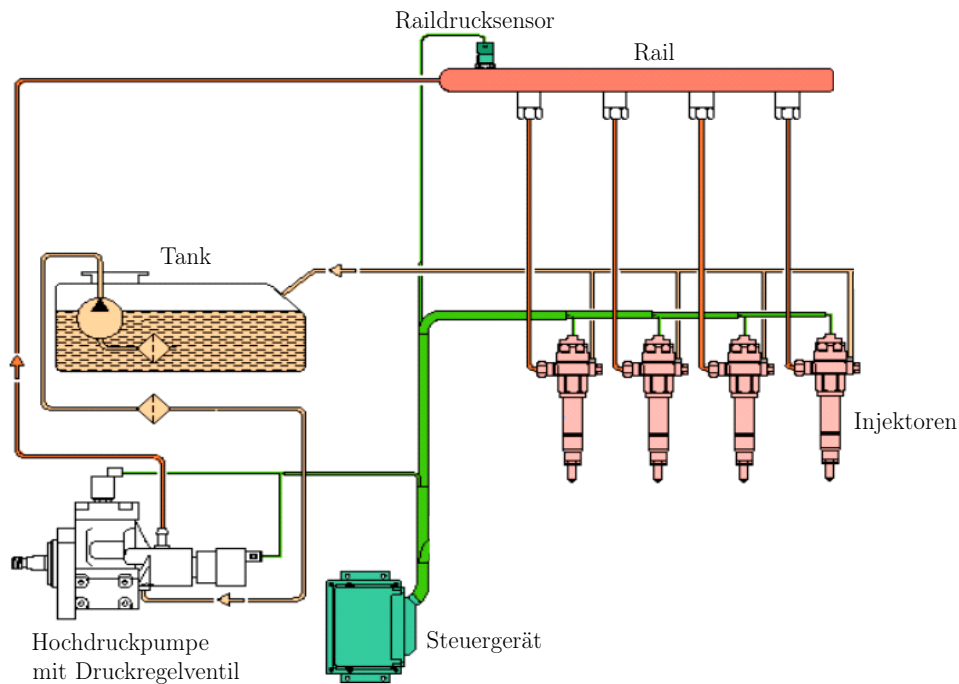
**Bild 1.1:** Europäische Emissionsgesetzgebung für Diesel-Pkw

Die größten Herausforderungen für den Dieselmotor stellen die künftigen Emissionsanforderungen dar. Die für Neufahrzeuge geltenden europäischen Emissionsgrenzwerte für Kohlenwasserstoffe und Stickoxide sowie Partikelmasse sind für Euro 3 (gültig seit 1.1.2000), Euro 4 (gültig seit 1.1.2005) und Euro 5 (gültig voraussichtlich ab 1.1.2008)<sup>1</sup> in Bild 1.1 dargestellt. Von der (nicht abgebildeten) Euro 1-Gesetzgebung bis zur Euro 5-Gesetzgebung verringert sich der Partikelmassengrenzwert um 72 %, der Grenzwert für Kohlenwasserstoffe und Stickoxide um 78 %.

Die Reduktion der Emissionen erfolgte beim Dieselmotor bisher größtenteils durch innermotorische Maßnahmen. Wegen des prinzipiellen Betriebs von Dieselmotoren mit zum Teil hohem Luftüberschuss sind die katalytischen Möglichkeiten der Abgasbehandlung eingeschränkt, weshalb innermotorische Maßnahmen neben Abgasnachbehandlungssystemen auch zukünftig hohe Bedeutung haben werden [57]. Um die Euro 5-Grenzwerte und zukünftige Vorgaben unterschreiten zu können, ist eine ganzheitliche Optimierung des Dieselsystems, bestehend aus Einspritzsystem, Brennverfahren, Motor und Abgasnachbehandlungssystemen, erforderlich [24].

Eine Schlüsselrolle kommt dabei dem Einspritzsystem zu. Es muss kleinste Vor- und Nacheinspritzmengen und deshalb schnelle Öffnungs- und Schließvorgänge sicher beherrschen. Außerdem soll der Gradient der Einspritzrate, d.h. die Anstiegs- und Abfallgeschwindigkeit des Volumenstroms durch die Düse, arbeitspunktabhängig verstellbar sein. Neben dem Luft- und Sauerstoffgehalt hat der

<sup>1</sup>Das parlamentarische Verfahren zur Euro 5-Gesetzgebung ist noch nicht abgeschlossen, Änderungen an den vorgeschlagenen Grenzwerten werden vom deutschen Umweltbundesamt jedoch nicht erwartet.



**Bild 1.2:** Schematische Darstellung eines 4-Zylinder-Common-Rail-Systems

Einspritzverlauf wesentlichen Einfluss auf die Energieumsetzungsrate im Zylinder, den so genannten Brennverlauf [50]. Die Formung des Brennverlaufs hat zentrale Bedeutung bei der innermotorischen Vermeidung von Emissionen.

## 1.1 Stand der Technik

Als „Quasi-Standard“ der Dieseleinspritztechnik werden Common-Rail-Systeme in großer Stückzahl produziert. Gleichzeitig wird in der Automobilindustrie und an zahlreichen Forschungseinrichtungen an weiteren Verbesserungen gearbeitet. Im Folgenden wird der Aufbau des Common-Rail-Systems beschrieben und die Formung des Brennverlaufs mittels Mehrfacheinspritzung erläutert.

### 1.1.1 Aufbau eines Common-Rail-Systems

Den vereinfachten schematischen Aufbau eines Common-Rail-Systems zeigt Bild 1.2. Im Unterschied zu anderen Einspritzsystemen sind die Druckerzeugung und die Kraftstoffeinspritzung voneinander entkoppelt. Der Kraftstoff wird von einer Hochdruckpumpe, die meist über die Nockenwelle angetrieben wird, in das so genannte *Common Rail* gefördert, das als zentraler Druckspeicher des Systems dient. Die Injektoren sind über Stichleitungen an das Rail angeschlossen und

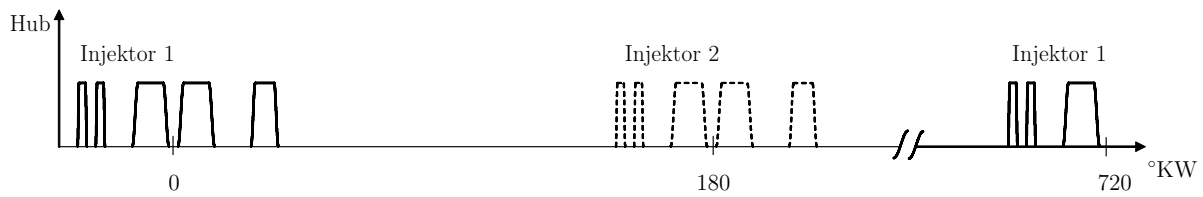
werden von diesem mit Kraftstoff versorgt, der permanent unter näherungsweise konstantem Druck steht.

Am Rail ist ein Drucksensor angebracht, dessen Signal vom elektronischen Steuergerät ausgewertet wird. Ein Regelalgorithmus steuert ein im Hochdruckkreis eingebautes Druckventil an, das als Stellglied des Regelkreises fungiert. Je nach Systemauslegung dient ein zusätzliches, niederdruckseitig angebrachtes Volumenstromventil dazu, die Fördermenge der Pumpe bedarfsgerecht zu regeln. Dies verbessert den Wirkungsgrad des Systems. Die Pumpe ist als Kolbenpumpe ausgelegt, wodurch drehzahlabhängig Druckberge im Verlauf des Raildrucks entstehen, die vom Druckregelkreis geglättet werden müssen. Der Systemdruck variiert arbeitspunktabhängig zwischen etwa 200 bar und dem zulässigen Maximaldruck, der je nach System zwischen 1500 bar und 1800 bar liegt.

Nachdem die Injektoren der ersten Common-Rail-Generation mit Magnetaktuatoren ausgestattet waren, haben sich aufgrund ihrer Schnelligkeit und des geringeren Energiebedarfs inzwischen Piezoaktuatoren durchgesetzt. Dabei handelt es sich um in Form eines Stacks geschichtete Piezokristalle, die sich bei Bestromung ausdehnen. Der sich ausdehnende Piezostack öffnet eine Ablaufdrossel, durch die Kraftstoff aus dem oberhalb der Düsenadel gelegenen Stellerraum entweicht. Durch den reduzierten Druck bewegt sich die Nadel nach oben und gibt die Düsenlöcher frei. Der Kraftstoff entweicht durch Löcher in der Düse in den Brennraum, die beim nicht aktuierten Injektor durch die Nadel verschlossen sind. Die Nadel wird also nicht direkt vom Piezoaktor bewegt, sondern indirekt hydraulisch gesteuert. Ursache für die Verwendung dieses indirekten Mechanismus sind die hohen auszuübenden Kräfte. Der genaue Aufbau eines Injektors sowie die Öffnungs- und Schließvorgänge werden detailliert in Kapitel 4.1 beschrieben. Die Injektoren werden vom elektronischen Motorsteuergerät angesteuert, das aus der Motordrehzahl und dem aus dem Fahrpedal ausgelesenen Fahrerwunsch die einzuspritzende Kraftstoffmenge berechnet. Zusätzlich werden noch weitere Größen, wie z.B. der Energiebedarf der Nebenaggregate oder emissionsrelevante Begrenzungen, berücksichtigt. Die Berechnung aller Größen erfolgt dabei üblicherweise momentenbasiert, d.h. ihr Einfluss wird in ein additives oder limitierendes Drehmoment umgerechnet. Die Umrechnung des Drehmoments in eine Kraftstoffmenge erfolgt über ein drehzahlabhängiges motorspezifisches Kennfeld.

### **1.1.2 Einspritzstrategie**

Beim Viertaktmotor erfolgt alle zwei Umdrehungen der Kurbelwelle eine Verbrennung im so genannten Arbeitstakt des jeweiligen Zylinders. Der Kraftstoff wird dabei in der Nähe des oberen Totpunkts des Kolbens eingespritzt. Die berechnete



**Bild 1.3:** Typisches Schema einer Mehrfacheinspritzung

einzuspritzende Kraftstoffmenge wird zwecks gezielter Einspritzverlaufsformung auf mehrere Einspritzungen verteilt, die in kurzen zeitlichen Abständen aufeinander folgen. Die Zahl der möglichen Einspritzungen pro Verbrennungszyklus nimmt mit jeder neuen Systemgeneration zu.

In Bild 1.3 ist ein Arbeitspunkt mit fünf Einspritzungen schematisch dargestellt. Die zwei kurzen Einspritzungen ganz links sind Voreinspritzungen, die im vorliegenden Beispiel noch vor Erreichen des oberen Totpunkts bei  $0^\circ\text{KW}$  abgesetzt werden<sup>2</sup>. Sie dienen hauptsächlich zur Reduzierung des Verbrennungsgeräuschs, das vom maximalen Zylinderdruckgradient abhängt [24]. Je langsamer der Anstieg des Zylinderdrucks ist, desto geringer ist das entstehende Verbrennungsgeräusch.

Die beiden breiteren Einspritzungen um den oberen Totpunkt herum sind die Haupteinspritzungen, die primär zur Leistungserzeugung dienen. Hier wird die anteilmäßig größte Kraftstoffmenge in den Brennraum eingespritzt.

Die schließlich folgende Nacheinspritzung dient zur Abgasnachbehandlung. Sie kann je nach Abstand zur Haupteinspritzung zum Verbrennen des Rußes im Zylinder oder zum Anfeuchten bzw. Regenerieren eines Partikelfilters dienen<sup>3</sup>.

Bei einem Vierzylindermotor folgt der nächste Arbeitstakt in einem anderen Zylinder nach  $180^\circ\text{KW}$ , in Bild 1.3 gestrichelt dargestellt. Die nächste Einspritzung in den ersten Zylinder erfolgt nach  $720^\circ\text{KW}$ .

Das Steuergerät rechnet die geforderte Menge für jede Teileinspritzung über das so genannte *Injektorkennfeld* in eine Bestromungsdauer (auch Ansteuerdauer genannt) des Injektors um, die in der Endstufe des Steuergeräts realisiert wird. Das Injektorkennfeld gibt die eingespritzte Kraftstoffmenge in Abhängigkeit des Raildrucks und der Bestromungsdauer an.

<sup>2</sup>Um drehzahlunabhängige Angaben über Zeitpunkte und -dauern machen zu können, wird bei der Verbrennungsberechnung üblicherweise die Einheit ( $^\circ\text{KW}$ ) ( $\text{KW} = \text{Kurbelwellenwinkel}$ ) verwendet [31]. Damit ist der Zeitpunkt gemeint, bei dem die Kurbelwelle die angegebene Winkelstellung erreicht hat, bzw. die Zeitdauer, die zur Drehung der Kurbelwelle um die angegebene Gradzahl erforderlich ist. Bei konstanter Drehzahl kann sie in die normale Zeiteinheit (s) umgerechnet werden.

<sup>3</sup>Sehr spät eingespritzter Kraftstoff verbrennt nicht mehr oder nicht mehr vollständig im Zylinder, sondern wird unverbrannt in den Abgasstrang ausgestoßen.

Anzahl, Abstand, Dauer und Position der Einspritzungen variieren von Arbeitspunkt zu Arbeitspunkt. In der Einspritzstrategie steckt ein großer Teil des Know-Hows der Hersteller zur Brennverlaufsoptimierung. Sie ist maßgeblich für die Akustik des Motors, dessen Leistungs- und Drehmomentcharakteristik sowie dessen Emissionsverhalten.

## 1.2 Entwicklungstrends

Um den steigenden gesetzlichen Anforderungen und den Kundenwünschen gerecht zu werden, wird intensiv an einer Optimierung des Verbrennungsprozesses gearbeitet. Die Bemühungen können in zwei unterschiedliche Bereiche aufgeteilt werden, wobei bei der Aufzählung der Forschungsschwerpunkte kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben wird:

- **Optimierte Mehrfacheinspritzung:**  
Um Ruß- und Stickoxidbildung während der Verbrennung vorzubeugen, wird ein möglichst homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum angestrebt. Das wird erreicht, indem der Durchmesser der Düsenlöcher des Injektors verringert und gleichzeitig, um den Düsendurchfluss konstant zu halten, der Einspritzdruck erhöht wird. Dadurch sinkt der mittlere Durchmesser der Kraftstofftröpfchen, die in den Brennraum eingespritzt werden. Durch das veränderte Oberflächenverhältnis vermischen sich die Kraftstofftröpfchen besser mit der Luft. Außerdem wird versucht, die Öffnungs- und Schließvorgänge des Injektors zu beschleunigen [57].

Um den Einspritzdruck steigern zu können, ohne die Anforderungen an den gesamten Hochdruckkreis des Einspritzsystems zu sehr erhöhen zu müssen, werden neue Injektorkonzepte entwickelt, die einen hydraulischen Verstärker enthalten [24, 55]. Dadurch sind nur wenige Bauteile in Düsennähe den Belastungen durch den erhöhten Druck ausgesetzt. Ein anderes Injektorkonzept hat eine möglichst flexible Einspritzverlaufsformung durch Modulation des Einspritzdrucks während der Einspritzung zum Ziel [58].

- **Neue Brennverfahren:**  
Noch weitgehenden Forschungsstatus haben die zahlreichen Untersuchungen zu neuen Brennverfahren. Als prominente Vertreter ist hier die Gruppe der HCCI-Verfahren (Homogeneous Charge Compression Ignition) zu nennen. Sie haben eine sehr homogene Ladungsverteilung zum Ziel, die einen

möglichst gleichzeitigen Verbrennungsbeginn im gesamten Brennraum ermöglicht. Die Verbrennung durch Selbstzündung wird durch die bei der Verdichtung der Ladung entstehende Kompressionswärme eingeleitet. Durch variable Steuerung der Ein- und Auslassventile des Zylinders wird heißes internes Restgas verwendet, welches in Kombination mit hoher Frischgasfüllung die für eine Selbstzündung notwendige Kompressionstemperatur sicherstellt. Im Unterschied zum konventionellen Dieselbetrieb wird die Verbrennung also nicht durch ein einfach triggerbares Ereignis (den Einspritzvorgang), sondern durch den Anstieg der Ladungstemperatur während der Verdichtungsphase ausgelöst [27].

Versuchsmotoren zeigen neben erheblichem Kraftstoffeinsparpotenzial eine deutliche Reduktion der Rohemissionen. Aufgrund der niedrigen Verbrennungstemperaturen ergibt sich ein hoher thermodynamischer Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses. Der Kraftstoff muss allerdings mit größerem Abstand zur Zylinderwand als beim konventionellen Betrieb eingespritzt werden, da sich an der vergleichsweise kalten Wand sonst vermehrt HC- und CO-Emissionen bilden [81]. Der HCCI-Betrieb ist jedoch nur im Teillastbereich möglich, da bei erhöhter Motorlast die Energiefreisetzung aufgrund erhöhter Temperaturen sehr schnell und kaum beherrschbar stattfindet. Bei höherer Last muss somit der Wechsel in den konventionellen Motorbetrieb erfolgen. Da für optimalen konventionellen Betrieb ein breiterer Strahlwinkel erforderlich ist, wird an so genannten Vario-Düsen gearbeitet, die eine betriebsartenabhängige Verstellung des Strahlwinkels zulassen. Der Wechsel zwischen den verschiedenen Betriebsarten muss emissions- und drehmomentneutral ausfallen. Hier besteht noch Forschungsbedarf.

Der HCCI-Betrieb ist sowohl mit Otto- als auch mit Dieselkraftstoff möglich. Einige Autoren sehen darin ein Indiz für eine zukünftige Konvergenz der beiden Motorkonzepte [73].

Für den optimalen Betrieb neuer Brennverfahren sind zusätzliche Informationen über den Brennverlauf erforderlich. Regelalgorithmen benötigen Informationen direkt aus dem Brennraum, um eine hohe Regelgenauigkeit zu erzielen und somit die Emissions- und Verbrauchspotenziale ausschöpfen zu können. Mehrere Hersteller arbeiten daher an der Entwicklung von Brennraumdrucksensoren, an die aufgrund ihres Einsatzortes hohe Robustheitsanforderungen gestellt werden [17]. Sie können auch bei den konventionellen Strategien zur Mehrfacheinspritzung eingesetzt werden, um eine verbesserte Regelung der Verbrennung zu erreichen.

## 1.3 Aufgabenstellung und Gliederung der Arbeit

### 1.3.1 Problemstellung

Ein Problem, das durch die Mehrfacheinspritzung entsteht, sind Druckwellen in der Stichleitung zwischen Rail und Injektor. Durch die schnellen Öffnungs- und Schließvorgänge im Injektor bilden sich stehende Wellen, die, aufgrund des geringen Abstands der Einspritzungen, bis zur nächsten Einspritzung noch nicht abgeklungen sind. Am Injektor ist dann nicht der (näherungsweise konstante) Raildruck wirksam, sondern der Kraftstoffdruck, der je nach Phasenlage und Amplitude der Druckwelle während der Zeitspanne der Injektoraktuierung variiert. Dadurch entspricht die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge nicht mehr unbedingt der im Injektorkennfeld angegebenen Menge, die auf den statischen Druck bezogen ist, sondern kann entsprechend größer oder kleiner sein.

### 1.3.2 Bisheriges Lösungsverfahren

Die Mengenschwankungen sind verbrauchs- und emissionsrelevant und müssen weitestmöglich korrigiert werden, was bisher durch auf Offline-Messungen basierende Verfahren geschieht. Ein solches Verfahren wird ausführlich in Kapitel 4.7 beschrieben. Hier werden nur die zum prinzipiellen Verständnis erforderlichen Grundgedanken wiedergegeben:

Das Einspritzsystem wird an einem Prüfstand in verschiedenen Arbeitspunkten betrieben, wobei die eingespritzte Kraftstoffmenge in Abhängigkeit des Abstands zur vorausgehenden Einspritzung gemessen wird. Die Messung der eingespritzten Kraftstoffmenge erfordert eine spezielle, aufwändige Messtechnik, die im Serienfahrzeug nicht verfügbar ist. Die Mengenschwankungen werden durch eine Anpassung der Injektorbestromungsdauer korrigiert, d.h. bei zu großer Einspritzmenge wird die Bestromungsdauer verkürzt und bei zu kleiner Menge verlängert.

Der Verlauf dieser Korrekturzeiten über dem Abstand zur letzten Einspritzung wird durch eine parametrische Funktion angenähert, deren Parameter in arbeitspunktabhängigen Kennfeldern im Motorsteuergerät abgespeichert werden. Im Motorbetrieb wird dann in Abhängigkeit des Arbeitspunkts die Korrekturzeit aus den auf den Offline-Messungen basierenden Funktionsparametern berechnet und zur nominalen Bestromungsdauer, die entsprechend der gewünschten Kraftstoffmenge aus dem Injektorkennfeld berechnet wurde, hinzuaddiert. Somit kann auf Online-Messdaten des Mengenverlaufs<sup>4</sup> verzichtet werden.

---

<sup>4</sup>Der Verlauf der Mengenschwankungen einer Einspritzung in Abhängigkeit des Abstands zur vorhergehenden



Dieses Verfahren setzt voraus, dass die Mengenschwankungen in jedem Arbeitspunkt reproduzierbar und alle einflussnehmenden Parameter bekannt sind. Dass ist jedoch nur bedingt gewährleistet. Folgende Unsicherheiten treten auf:

**Kraftstofftemperatur:** Die Kraftstofftemperatur im Injektor ist nicht genau bekannt, da der Temperatursensor im Niederdruckkreislauf des Systems eingebaut ist. Sie hat Einfluss auf den Verlauf der Mengenschwankungen.

**Kraftstoffsorte:** Sommer- und Winterdiesel unterscheiden sich in der Kraftstoffviskosität, was auch die Mengenschwankungen beeinflusst.

**Injektorverschleiß:** Aufgrund von Verschleiß kann sich das Verhalten des Injektors über die Lebensdauer des Motors verändern, z.B. durch schnelleres Öffnungsverhalten, das durch veränderte effektive hydraulische Durchmesser bedingt ist.

**Funktionsansatz:** Der Verlauf der Korrekturzeit wird, wie oben beschrieben, durch eine parametrische Funktion angenähert, die als exponentiell gedämpfte Sinusschwingung angesetzt wird. In der Realität sind die Schwingungen aber nicht exponentiell gedämpft, sondern können durch Schwebungseffekte anderes Abklingverhalten zeigen. Durch die Näherung mit einer exponentiellen Funktion ergeben sich dann Abweichungen vom tatsächlichen Verlauf, die vor allem bei großem Abstand zur vorhergehenden Einspritzung signifikant sind.

**Beliebige Einspritzmuster:** Es wird versucht, mit den Messungen am Prüfstand einen möglichst weiten Arbeitsbereich des Systems abzudecken. Aufgrund der Flexibilität des Einspritzsystems und der hohen Anzahl der pro Verbrennungszyklus verwendeten Einspritzungen ist dies jedoch nur begrenzt möglich. Der Einfluss nicht direkt benachbarter Einspritzungen, also z.B. der ersten auf die dritte oder vierte Einspritzung, kann mit diesem Verfahren nicht oder nur ungenau erfasst werden, da dies die Dimension und Zahl der in der Motorsteuerung abzulegenden Kennfelder sprengen würde.

Aufgrund dieser Unsicherheiten ist das auf Offline-Messungen basierende Korrekturverfahren in manchen Arbeitspunkten fehlerhaft, was vor allem im Hinblick auf die steigenden Anforderungen der Emissionsgesetzgebung kritisch bewertet werden muss.

---

Einspritzung wird in dieser Arbeit kurz als Mengenverlauf bezeichnet.

### **1.3.3 Aufgabenstellung**

Das Hauptproblem bei der Korrektur der Einspritzmengenschwankungen ist, dass sie bisher nicht mit vertretbarem Aufwand im Serienfahrzeug messbar sind. Die Stützung des Korrekturverfahrens auf Offline-Messdaten birgt aber die oben geschilderten Unsicherheiten. Eine mögliche Lösung des Problems wäre der Einsatz eines Brennraumdrucksensors. Aus dem gemessenen Druckverlauf im Brennraum kann auf die eingespritzte Kraftstoffmenge zurückgerechnet werden, wobei gleichzeitig noch der thermodynamisch wichtige Sauerstoffgehalt im Zylinder implizit miterfasst wird, was für die Verbrennungsoptimierung vorteilhaft ist. Dies gilt jedoch nur eingeschränkt für nicht momentenwirksame Einspritzungen wie z.B. sehr späte Einspritzungen, deren Kraftstoffmenge nicht mehr im Zylinder verbrennt, sondern unverbrannt in den Abgasstrang ausgestoßen wird. Deren Einfluss auf den Zylinderdruckverlauf ist gering. Ein weiterer Nachteil sind die hohen Kosten der Brennraumdrucksensoren.

In dieser Arbeit wird deshalb ein anderer Ansatz verfolgt. Er basiert auf der Messung des Druckverlaufs des Kraftstoffs in der Stichleitung zwischen Rail und Injektor. Da aus dem Druckverlauf auf die eingespritzte Kraftstoffmenge geschlossen werden kann, lässt sich bei Online-Erfassung des Drucks die Bestromungsdauer des Injektors direkt korrigieren, wodurch die oben beschriebenen Unsicherheiten des offline-basierten Verfahrens weitgehend eliminiert werden können.

Die Messung des Drucks in der Stichleitung mit einem für den hohen Druckbereich ausgelegten konventionellen Drucksensor scheidet aus Kostengründen aus. Der serienmäßig vorhandene Raildrucksensor kann aufgrund seines Anbauortes die Druckwellen nicht erfassen, da diese primär in den Stichleitungen auftreten und durch das Rail stark gedämpft werden. Deshalb wird in dieser Arbeit ein neues, auf dem magnetoelastischen Prinzip basierendes Sensorkonzept vorgestellt, das mit geringen Kosten verbunden ist und keinen hydraulischen Systemeingriff erfordert. Zusammenhänge zwischen Druckverlauf und Mengenschwankungen werden hergestellt, durch die eine bessere Korrektur der Bestromungsdauer möglich wird. Aufgrund des komplexen hydraulischen Aufbaus eines Injektors erweist sich die nahe liegende Vermutung, dass ein Druckberg während der Öffnungsdauer des Injektors eine Zunahme und ein Drucktal eine Abnahme der Einspritzmenge bewirkt, als falsch. Die Zusammenhänge sind komplizierter und bedürfen deshalb einer ausführlichen Untersuchung.

### **1.3.4 Gliederung**

Der erste Teil der Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung und Erprobung eines magnetoelastischen Drucksensors. Dazu werden in Kapitel 2 die zum Ver-

ständnis des magnetoelastischen Effekts erforderlichen Grundlagen vorgestellt, und darauf basierend wird ein zur magnetoelastischen Messung der Druckwellen in der Einspritzleitung geeignetes Sensorkonzept entworfen. Als Sensorelement dienen die aus ferromagnetischem Material bestehenden Stichleitungen zwischen Rail und Injektor.

Die Eignung dieses Sensors wird in Kapitel 3 anhand von Messungen an einem Einspritzprüfstand analysiert. Dabei wird der Sensor anhand spezieller, im Hinblick auf den Zusammenhang zwischen Druckwellen und Mengenschwankungen ausgewählter Kriterien bewertet. Die Untersuchungen erfolgen an mehreren Einspritzleitungen und bei verschiedenen typischen Arbeitspunkten des Einspritzsystems.

Im zweiten Teil der Arbeit wird der Zusammenhang zwischen Druckverlauf und Mengenschwankungen untersucht. Die Verknüpfungen beider Größen werden mit Hilfe eines hydraulischen Simulationsmodells analysiert, das in Kapitel 4 vorgestellt wird. In Kapitel 5 wird dann ein auf Online-Druckmessungen basierendes Korrekturverfahren hergeleitet und mit Messdaten validiert. Dabei wird auch die Echtzeitfähigkeit untersucht und eine Abschätzung des Verbesserungspotenzials gegenüber den offline-basierten Verfahren gegeben.

Kapitel 6 fasst schließlich die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammen und gibt Anregungen für weitere Untersuchungen.



## 2 Magnetoelastischer Drucksensor

Bereits 1842 entdeckte J.P. Joule, dass sich die Länge eines ferromagnetischen Werkstoffs unter dem Einfluss eines Magnetfelds ändert. Gut 20 Jahre später beschrieb E. Villari den inversen Effekt, wonach sich die magnetischen Eigenschaften eines unter mechanische Spannung versetzten ferromagnetischen Materials ändern. Dieser magnetoelastische Effekt ist das magnetische Pendant zum piezoelektrischen Effekt und bildet die physikalische Basis für magnetoelastische Sensoren, die in diesem Kapitel betrachtet werden.

Untersuchungen zu technischen Anwendungen des magnetoelastischen Effekts gibt es z.B. in den Bereichen Kraft- und Drehmomentmessungen [16, 42, 51] sowie Dehnwellen- und Biegeschwingungsmessungen [34, 70]. Industrielle Anwendungen finden sich bis heute hauptsächlich bei Kraftmessungen in der Schwerindustrie, z.B. bei der Messung des Drehmoments an Schiffsantrieben oder der Kraft in Schwerlasthaken [22, 29]. Die dort eingesetzten magnetoelastischen Sensoren haben die Robustheit des Messprinzips unter rauen Bedingungen unter Beweis gestellt, sie werden jedoch in der Regel einzeln kalibriert und stellen kein Massenprodukt im Sinne der bei der Automobilindustrie üblichen Stückzahlen dar. Zur Druckmessung in hydraulischen Systemen eingesetzte magnetoelastische Sensoren sind bisher nicht bekannt.

Ein phänomenologisches Modell der Vorgänge im Material während der Magnetisierung wurde 1939 in [6] hergeleitet, Varianten davon finden sich z.B. in [13, 21, 53].

Im Folgenden werden die zum Verständnis des magnetoelastischen Effekts erforderlichen Grundlagen erläutert und zwei phänomenologische Modelle für den in dieser Arbeit vorgesehenen Einsatz zur Druckmessung in Common-Rail-Einspritzleitungen vorgestellt. Anschließend werden die magnetischen Eigenschaften der Einspritzleitungen experimentell untersucht und darauf basierend ein Sensorprototyp entworfen. Schließlich werden die zur Bestimmung des Drucks aus den gemessenen Signalen notwendigen Rechenschritte beschrieben.

### 2.1 Physikalische Grundlagen

Zum besseren Verständnis des magnetoelastischen Effekts werden zunächst einige Grundlagen des Magnetismus erwähnt. Vor dem magnetoelastischen Effekt wird

der bekanntere magnetostruktive Effekt erklärt, und anschließend werden die an geeignete Sensormaterialien gestellten Anforderungen beschrieben.

### 2.1.1 Magnetische Feldgrößen

Stromdurchflossene Leiter und Werkstoffe mit geeigneter Elektronenkonfiguration üben aufeinander magnetische Kräfte aus und werden deshalb als *Magnete* bezeichnet. Die Stärke und die Richtung der magnetischen Kraft an einem Ort werden durch ein Vektorfeld, das magnetische Feld, beschrieben [35]. Die Existenz eines Magnetfelds ist also ursächlich verknüpft mit der Bewegung elektrischer Ladungen. Im Inneren einer Zylinderspule der Länge  $l$  mit  $n$  Windungen erzeugt ein Strom  $I$  ein Feld mit der *magnetischen Feldstärke*  $H$  [62]:

$$H = \frac{n \cdot I}{l} \quad (2.1)$$

Das magnetische Feld wird durch Feldlinien charakterisiert. Im Gegensatz zu den elektrischen Erscheinungen, die an die Existenz der Elementarladungen gebunden sind, welche als positive und negative Monopole auftreten, liegen den magnetischen Erscheinungen stets Dipole zugrunde, d.h. es gibt keine magnetischen Ladungen als real existierende physikalische Gebilde. Daher bilden die Feldlinien stets in sich geschlossene Kurven. Die Summe aller Feldlinien im Spulenquerschnitt wird als magnetischer Fluss  $\Phi$  bezeichnet, die Anzahl der Feldlinien je Flächeneinheit des Spulenquerschnitts  $A$  nennt man die *magnetische Flussdichte*  $B$ . Zwischen der magnetischen Feldstärke  $H$  und der magnetischen Flussdichte  $B$  besteht der Zusammenhang

$$B = \mu_r \mu_0 H, \quad (2.2)$$

wobei  $\mu_0$  die magnetische Feldkonstante ist und  $\mu_r$  als *magnetische Permeabilität* oder einfach Permeabilitätszahl bezeichnet wird. Die Permeabilität des Vakuums ist  $\mu_0$ , da dort  $\mu_r = 1$  gilt.  $\mu_r$  stellt ein Maß für die Verstärkung oder Schwächung der magnetischen Flussdichte durch das in die Spule eingebrachte Kernmaterial dar. Alternativ lässt sich der werkstoffabhängige magnetische Fluss auch durch die Magnetisierung  $M$  oder die Polarisation  $J = \mu_0 M$  beschreiben:

$$B = \mu_0 H + J = \mu_0 (H + M) \quad (2.3)$$

### 2.1.2 Erscheinungsformen des Magnetismus

Die Ursachen des Magnetismus lassen sich mit dem Bohrschen Atommodell erklären [7]. Danach kreisen in jedem Atom Elektronen auf festen Bahnen um den

Atomkern. Dadurch übt jedes Elektron wie ein gewöhnlicher Kreisstrom eine magnetische Wirkung aus, das so genannte Bahnmoment. Jedes einzelne Elektron dreht sich außerdem um seine eigene Achse und besitzt neben seiner elektrischen Ladung infolge seines Spins ein magnetisches Spinmoment. Die Wirkung aller Elektronen in den verschiedenen Elektronenschalen überlagert sich und resultiert in einem magnetischen Moment des Atoms, das von der Elektronenkonfiguration bestimmt wird. Jedes Elektron verhält sich darin wie ein kleiner Permanentmagnet, und je nach Zahl und Anordnung der Elektronen kann die Wechselwirkung mit anderen Atomen sehr stark oder auch sehr schwach sein. Ein Maß dafür ist die Permeabilitätszahl  $\mu_r$ . Dementsprechend unterscheidet man verschiedene Formen des Magnetismus.

### **Diamagnetismus**

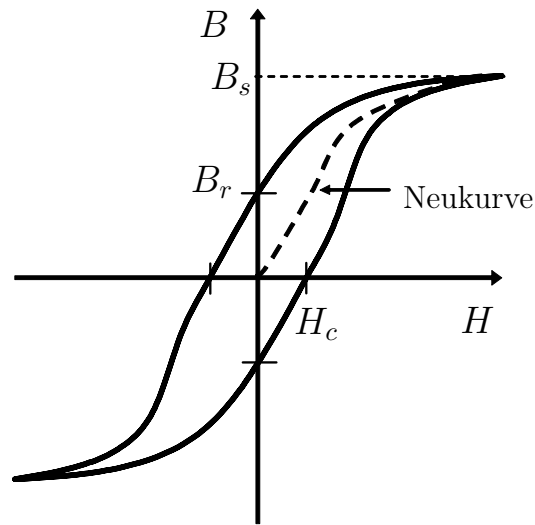
Atome, die abgeschlossene Schalen besitzen (Edelgase) oder Moleküle, die zur Bildung abgeschlossener Schalen neigen, besitzen kein permanentes magnetisches Moment. Die magnetischen Momente der einzelnen Elektronen heben sich auf. Diese Stoffe bezeichnet man als diamagnetisch, sie weisen eine Permeabilität  $\mu_r < 1$  auf, wirken also feldschwächend.

### **Paramagnetismus**

Ist in einem Atom mindestens eine der Elektronenschalen bei ungerader Elektronenzahl nicht voll besetzt, dann kompensieren sich die magnetischen Momente nicht vollständig. Besteht keine relevante Wechselwirkung der Dipole untereinander, so spricht man von Paramagnetismus. Im feldfreien Raum sind die resultierenden Momente der Atome oder Ionen zufällig verteilt. Durch ein äußeres Magnetfeld kann die Ausrichtung der Momente in eine Richtung erreicht werden, dem jedoch die mit steigender Temperatur zunehmende thermische Bewegung der Atome entgegensteht. Paramagnetische Werkstoffe weisen eine Permeabilität  $\mu_r > 1$  auf, wirken also je nach Temperatur leicht feldverstärkend.

### **Ferromagnetismus**

Atome ferromagnetischer Materialien weisen ebenfalls ein resultierendes magnetisches Moment auf. Jedoch existiert unter den Atomen eine starke Wechselwirkung, die dazu führt, dass benachbarte Atome sich bezüglich ihres magnetischen Moments parallel ausrichten. Dies geschieht in Kristallbereichen, die Weissche Bezirke oder Domänen genannt werden. Sie sind im unmagnetisierten Zustand



**Bild 2.1:** Hysteresekurve bei ferromagnetischen Materialien

zufällig verteilt, so dass der Werkstoff nach außen unmagnetisch ist. Die Weißschen Bezirke sind voneinander durch so genannte Blochwände getrennt, in denen sich die Magnetisierung von einem Weißschen Bezirk zum nächsten ändert. Durch Anlegen eines äußeren Felds werden die Domänen zunehmend in Feldrichtung ausgerichtet. Dabei wachsen mit zunehmendem äußeren Feld energetisch günstiger orientierte Domänen durch Blochwandverschiebungen auf Kosten der weniger günstig positionierten, bis der gesamte Körper aus einer Domäne besteht. Hierbei lässt sich eine Erhöhung der magnetischen Flussdichte feststellen, die durch  $\mu_r \gg 1$  beschrieben wird. Stimmt die Richtung der Magnetisierung nicht genau mit der des anliegenden Feldes überein, so wird die verbleibende Fehlstellung bei weiterer Erhöhung des äußeren Feldes durch Drehprozesse kompensiert. Wenn die Richtungen übereinstimmen, ist die so genannte Sättigung erreicht.

Ein Charakteristikum ferromagnetischer Materialien ist ihre Curie-Temperatur. Oberhalb der Curie-Temperatur verhält sich ein ferromagnetischer Werkstoff paramagnetisch, d.h. das Material wird durch ein äußeres Feld magnetisiert, verliert seine Magnetisierung aber bei Abschalten des Magnetfelds wieder. Dies kann zur Entmagnetisierung einer Probe genutzt werden.

Das Verhalten der Magnetisierung bei sich änderndem äußeren Feld ist nichtlinear und lässt sich in Form einer Hysteresekurve (s. Bild 2.1) darstellen. Wichtige Kenngrößen dieser Kurve sind die Remanenzflussdichte  $B_r$ , die bei Wegnahme des äußeren Felds ( $H = 0$ ) entsteht, und die Koerzitivfeldstärke  $H_c$ , die benötigt wird, um wieder einen unmagnetischen Materialzustand ( $B = 0$ ) zu erreichen. Der Verlauf der Hysteresekurve aus dem entmagnetisierten Zustand heraus wird



als Neukurve bezeichnet. Die Flussdichte, bei der sich alle magnetischen Momente vollends in die vorgegebene Feldrichtung gedreht haben, heißt Sättigungsinduktion  $B_s$ . Von diesem Punkt an nimmt  $B$  nur noch proportional zu  $H$  zu.

Die Hysteresekurve beschreibt das Verhältnis zwischen magnetischer Feldstärke  $H$  und magnetischer Flussdichte  $B$  eines ferromagnetischen Materials. Aufgrund des nichtlinearen Verlaufs der Kurve wird deutlich, dass keine globale Permeabilitätszahl  $\mu_r$  entsprechend Gleichung (2.2) definiert werden kann. Vielmehr hängt diese von der Feldstärke  $H$  und der Magnetisierungsvorgeschichte des Materials ab.

### 2.1.3 Magnetostriktion und Magnetoelastik

Mitte des 19. Jahrhunderts entdeckte James Prescott Joule, dass ferromagnetische Materialien ihre geometrischen Abmessungen ändern, wenn sie magnetisiert werden [45]. Diese Dimensionsänderungen können in zwei Anteile zerlegt werden: eine volumeninvariante Gestaltänderung, Gestaltmagnetostriktion oder auch Joule-Magnetostriktion genannt, und eine gestaltinvariante Volumenänderung, die Volumenmagnetostriktion [21]. Letztere hat bei den technisch üblichen Legierungen verschwindend kleine Werte und wird daher nicht näher betrachtet.

Bei der Gestaltmagnetostriktion ändern sich zwar die Abmessungen des Körpers, der sich im Magnetfeld befindet, aber das Volumen bleibt nahezu unverändert. Die Prozesse während der Magnetisierung sind vereinfacht in Bild 2.2 dargestellt. Links oben ist der unmagnetisierte Zustand einer Werkstoffprobe gezeigt, bei dem die resultierenden magnetischen Momente der Domänen, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, zufällig verteilt sind. Die unmagnetisierte Werkstoffprobe hat die Länge  $l_0$ . Beim Anlegen eines äußeren Feldes beginnen die in energetisch günstiger Richtung orientierten Domänen auf Kosten der anderen zu wachsen, wie rechts oben in Bild 2.2 gezeigt wird. Bei weiter zunehmendem äußerem Feld besteht der ganze Körper aus einer Domäne, die sich schließlich durch Drehprozesse in die Richtung des äußeren Feldes ausrichtet, wie im unteren Teil von Bild 2.2 dargestellt. Dieser Magnetisierungsprozess geht einher mit einer Längenänderung des Materials. Ursache für diese Magnetostriktion ist die Kopplung zwischen Spin- und Bahnmoment eines Elektrons. Im unteren Bereich jedes Teilbildes sind als Pfeile die magnetischen Momente der Atome und als Ellipsen die Bereiche der Elektronenhüllen dargestellt. Werden die magnetischen Momente in die gleiche Richtung ausgerichtet, so wird bei starker Spin-Bahn-Kopplung auch die Elektronenhülle in diese Richtung ausgerichtet. Dadurch erhöht sich der Abstand zwischen den Atomen und führt zur Längenänderung des Materials, die

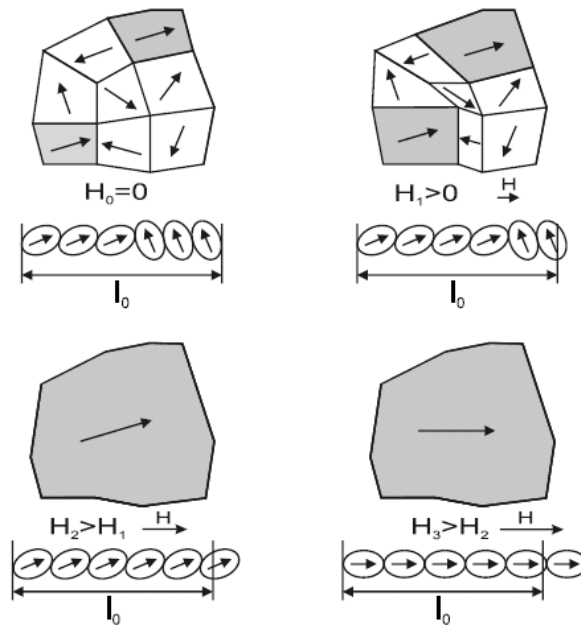


Bild 2.2: Prinzip der Gestaltungsmagnetostraktion

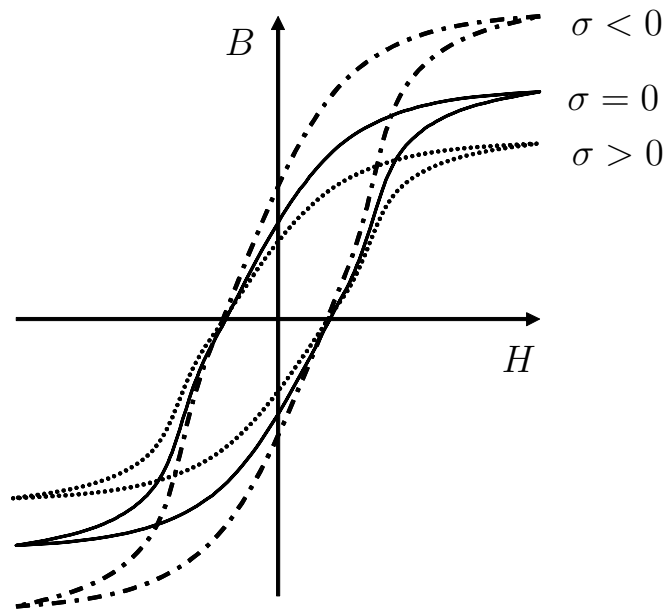
in Bild 2.2 stark übertrieben dargestellt ist und deren Wert bei magnetischer Sättigung mit  $\Delta l = l_1 - l_0$  bezeichnet wird. Darin ist  $l_0$  die Länge der unmagnetisierten Werkstoffprobe und  $l_1$  deren Länge bei magnetischer Sättigung. Damit lässt sich die Magnetostruktionskonstante

$$\lambda_s = \frac{\Delta l}{l_0}, \tag{2.4}$$

definieren, die ein Maß für die magnetoelastische Empfindlichkeit ist. Sie ist materialabhängig und liegt bei den üblichen ferromagnetischen Materialien zwischen  $-35 \cdot 10^{-6}$  und  $100 \cdot 10^{-6}$ . Jenach Material kann es also zu einer Ausdehnung oder Verkürzung der Werkstoffprobe in Magnetisierungsrichtung kommen.

Während die Magnetostruktion die Längenänderung eines ferromagnetischen Materials bei Änderung eines äußeren magnetischen Feldes beschreibt, wird der umgekehrte Vorgang als *magnetoelastischer Effekt* beschrieben: E. Villari [80] entdeckte 1865, dass sich die magnetischen Eigenschaften eines ferromagnetischen Materials ändern, wenn man es unter mechanische Spannung  $\sigma$  setzt. Nach dem Hookeschen Gesetz ergibt sich eine Dehnung  $\epsilon$  entsprechend folgender Gleichung

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E}, \tag{2.5}$$



**Bild 2.3:** Verzerrung der Hysteresekurve unter mechanischen Spannungen am Beispiel von Nickel [29]

worin  $E$  für den Elastizitätsmodul des Materials steht. Die resultierende Dehnung  $\epsilon$  führt aufgrund der Spin-Bahn-Kopplung zu einer Änderung der Magnetisierungsrichtung in den einzelnen Domänen. Je nach Intensität und Richtung der wirkenden mechanischen Spannung werden die magnetischen Momente der Domänen mehr oder weniger stark ausgerichtet. Makroskopisch betrachtet bedeutet dies eine Änderung der magnetischen Flussdichte  $B$  im Material bei gleichbleibendem äußerem Feld  $H$  und somit eine Verzerrung der Hysteresekurve (s. Bild 2.3). Dadurch können äußere mechanische Spannungen durch Messung der magnetischen Flussdichte in einem ferromagnetischen Material detektiert werden.

#### 2.1.4 Magnetische und mechanische Eigenschaften geeigneter Materialien

Um bei Nutzung des magnetoelastischen Effekts gute Sensoreigenschaften zu erzielen, ist eine möglichst hohe magnetoelastische Empfindlichkeit des Sensormaterials, gleichbedeutend mit einer hohen Magnetostruktionskonstante  $\lambda_s$ , wünschenswert. Man unterscheidet generell zwischen magnetisch weichen und magnetisch harten Materialien [29]. Magnetisch harte Werkstoffe haben eine hohe Koerzitivfeldstärke  $H_c$  und damit eine breite Hysteresekurve. Sie sind also schwer magnetisierbar und haben in der Regel einen niedrigen  $\lambda_s$ -Wert.

Magnetisch weiche Materialien weisen dank ihrer kleinen Koerzitivfeldstärke  $H_c$

eine schmale Hysteresekurve auf und lassen sich damit leicht magnetisieren. Darüberhinaus besitzen sie höhere Magnetostruktionskonstanten als magnetisch harte Werkstoffe und sind somit für den Einsatz in magnetoelastischen Sensoren besser geeignet. Nickel-Eisen-Legierungen mit 50 % Nickelanteil besitzen einen hohen  $\lambda_s$ -Wert von etwa  $25 \cdot 10^{-6}$  und eine geringe Koerzitivfeldstärke von  $H_c = 0,05 \text{ A/m}$  [29]. Sie weisen jedoch gleichzeitig eine geringe mechanische Härte von ca.  $110 \text{ HV}^1$  auf und haben damit einen gravierenden Nachteil für den Einsatz in hydraulischen Hochdrucksystemen.

Generell sind magnetisch weiche Werkstoffe auch mechanisch weich und umgekehrt. Der zur Herstellung von Einspritzleitungen, die als magnetoelastische Sensorelemente dienen sollen, verwendete Automatenstahl weist nur sehr moderate magnetische Eigenschaften auf. Da der Einsatz weichmagnetischer Materialien bei Drücken von bis zu 2000 bar ausgeschlossen ist, böte sich der Einsatz amorpher Metalle an. Sie kombinieren eine sehr hohe magnetoelastische Empfindlichkeit mit hoher mechanischer Härte [71], lassen sich jedoch nur als dünne Streifen produzieren. Prinzipiell wäre es denkbar, die Einspritzleitungen aus Automatenstahl mit amorphen Metallen zu beschichten. Dies scheidet jedoch aus Kostengründen aus.

Da die Leitungen nur bedingt geeignet sind, um als magnetoelastische Sensoren zu dienen, ist zu erwarten, dass das damit messbare Signal sehr klein sein wird. Es soll dennoch untersucht werden, inwiefern durch geeignete Sensorauslegung und Signalverarbeitung Informationen über den Druckverlauf in der Einspritzleitung bereitgestellt werden können, die eine verbesserte Einspritzmengenkorrektur ermöglichen.

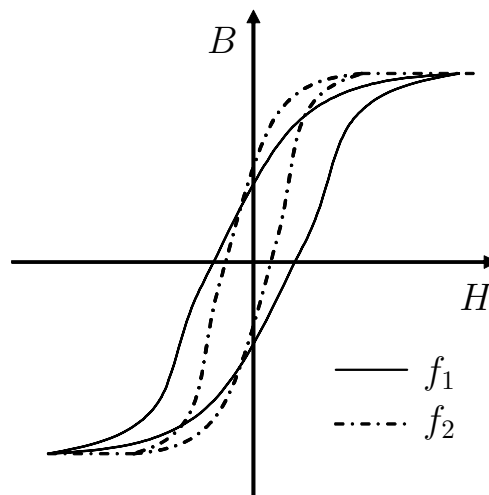
### 2.1.5 Verluste in magnetischen Werkstoffen

Beim Ummagnetisieren, d.h. bei einem Durchlauf der Hysteresekurve einer Werkstoffprobe wird Energie benötigt, die innerhalb des Materials in Wärme umgewandelt wird. Diese Verluste sind der Fläche der Hystereseschleife proportional, weshalb man von Hystereseverlusten spricht [7].

Da ferromagnetische Stoffe elektrisch leitend sind, wird bei höheren Frequenzen ein weiterer Verlustmechanismus relevant. Durch das äußere Wechselfeld werden im Werkstoff elektrische Spannungen induziert, die Wirbelströme erzeugen, die mit der Leitfähigkeit des Materials zunehmen. Diese Wirbelströme erzeugen

---

<sup>1</sup>HV = Vickerscher Härtegrad



**Bild 2.4:** Frequenzabhängigkeit der Hysteresekurve,  $f_1 > f_2$

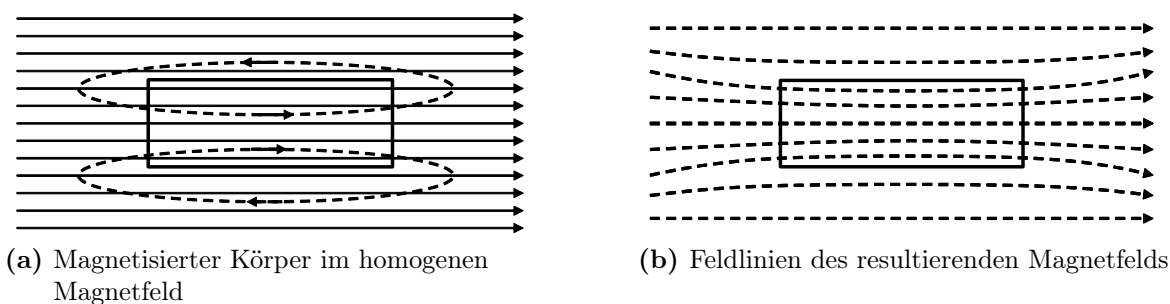
selbst wieder magnetische Felder, die nach der Lenzschen Regel [35] dem äußeren magnetischen Feld entgegengerichtet sind und dieses schwächen. Da Wirbelströme nur im Innern des Werkstoffs eine geschlossene Strombahn vorfinden, findet die Feldschwächung in erster Linie im Innern statt, während unmittelbar an der Oberfläche das äußere Feld voll wirksam bleibt [43]. Dieser so genannte *Skineffekt* bewirkt, dass metallische Körper nur bei kleinen Frequenzen homogen magnetisiert werden können. Die Permeabilität  $\mu_r$  zeigt daher bei hohen Frequenzen einen deutlichen Abfall.

Durch die Verluste beim Ummagnetisieren wird die Form der Hystereseschleife frequenzabhängig. Mit zunehmender Ummagnetisierungsgeschwindigkeit nehmen die Verluste zu, wodurch die Hystereseschleife breiter wird, siehe Bild 2.4.

### 2.1.6 Der Entmagnetisierungsfaktor

Magnetische Feldlinien sind immer in sich geschlossen. Wird ein Kreisring aus Eisen von einem geraden, stromführenden Leiter in Achsrichtung durchsetzt, so durchlaufen die magnetischen Feldlinien den Kreisring quellenfrei in Umfangsrichtung. Der magnetische Kreis ist geschlossen. Wird der Kreisring geschlitzt oder zu einem Stab aufgebogen, können sich die induzierten Feldlinien in der Werkstoffprobe nicht mehr schließen, man spricht vom ungeschlossenen magnetischen Kreis. Die Feldlinien müssen aus dem Eisen in das angrenzende Medium austreten und an einer anderen Stelle wieder eintreten. Bei einem zylindrischen Stab geschieht dies an seinen beiden Enden.

Bild 2.5a zeigt einen magnetisierten kurzen Stab im homogenen Magnetfeld. Die



**Bild 2.5:** Wirkung des entmagnetisierenden Feldes bei einem kurzen Stab

am rechten Ende des Stabs austretenden Feldlinien schließen sich, indem sie am linken Stabende wieder eintreten. Sie verlaufen dadurch außerhalb des Stabes auf der Höhe der Stabmitte antiparallel zu den Feldlinien im Stab und schwächen das innere Magnetfeld dort. Der aus der Überlagerung des äußeren Magnetfeldes und der Feldlinien des magnetisierten Körpers resultierende Feldlinienverlauf ist in Bild 2.5b dargestellt. Das Feld  $H_i$  im Innern der Probe ist stets kleiner als das von außen angelegte Feld  $H_a$ . Dieser Tatsache wird Rechnung getragen durch Einführung eines Entmagnetisierungsfaktors  $N$ , der in erster Linie eine Funktion der geometrischen Gestalt der Probe ist. Mit ihm lässt sich ein entmagnetisierendes Feld  $H_N$  berechnen

$$H_N = N \cdot M = N \cdot \frac{J}{\mu_0}, \quad (2.6)$$

das dem äußeren Feld entgegengerichtet ist

$$H_i = H_a - H_N. \quad (2.7)$$

Der Entmagnetisierungsfaktor lässt sich nur für Ellipsoide berechnen. Für andere Probenformen sind  $N$  und  $H_i$  ortsabhängig und können nur näherungsweise bestimmt werden [43].  $N$  nimmt Werte zwischen 0 und 1 an, wobei  $N = 0$  dem Beispiel des Kreisrings entspricht, bei dem kein entmagnetisierendes Feld existiert.

Nachdem die zum Verständnis des magnetoelastischen Effekts wichtigsten physikalischen Grundlagen erläutert wurden, steht im Folgenden die Anwendungs idee, also die Nutzung des Effekts zur Detektion von Druckwellen in Einspritzleitungen, im Vordergrund.

## 2.2 Messprinzip

Gewöhnliche Drucksensoren benötigen den direkten Kontakt zum Medium, um den dort herrschenden Druck zu messen. Um den Druck in den Stichleitungen zwischen den Injektoren und dem Rail eines Common-Rail-Einspritzsystems zu bestimmen, muss ein mechanischer Eingriff in das hydraulische System erfolgen. Bei Systemdrücken von 1800 bar und mehr bedeutet dies einen hohen fertigungstechnischen Aufwand sowohl für den Sensor als auch für die Anschlussvorrichtung, die die Dichtheit über die Lebensdauer des Motors gewährleisten muss.

Marktübliche Sensoren für den Messbereich von etwa 200-2500 bar sind meist piezoresistive Sensoren. Beim piezoresistiven Effekt verändert sich der elektrische Widerstand eines Materials, solange es einer Zug- oder Druckbelastung ausgesetzt ist. Er ist besonders gut ausgeprägt bei Halbleitern, z.B. Silizium [36]. Das Silizium wird in ein Substrat eindiffundiert, das als Dehnungsmessstreifen fungiert. Um Herstellungstoleranzen auszugleichen, werden die Dehnungsmessstreifen meist in Brückenschaltungen eingesetzt. Wirkt ein Druck auf die Membran, die in die Brückenschaltung implantiert ist, so verstimmt sich die Brücke entsprechend der Widerstandsänderung der Dehnungsmessstreifen. Die resultierende Differenzspannung ist nach entsprechender Temperaturkompensation proportional zum Druck.

Hier soll ein anderer Ansatz verfolgt werden. Da die Stichleitungen zwischen Injektoren und Rail aller gängiger Hersteller aus Stahl und somit aus ferromagnetischem Material bestehen, tritt in ihnen der magnetoelastische Effekt auf. Durch das schnelle Öffnen und Schließen der Injektoren entstehen Druckwellen, die mechanische Druck- und Zugspannungen in den Wänden der zylindrischen Leitungen hervorrufen. Diese Spannungen bewirken über den magnetoelastischen Effekt eine Änderung der magnetischen Permeabilität  $\mu_r$  des Leitungsmaterials, was mit Hilfe einer um die Leitung gewickelten Spule gemessen werden kann. Aus der in die Spule induzierten Spannung soll auf noch genauer zu bestimmende Weise auf den in der Leitung herrschenden Druck geschlossen werden. Der so entworfene magnetoelastische Drucksensor<sup>2</sup> arbeitet nichtinvasiv, und somit ist kein Eingriff in das hydraulische System notwendig.

## 2.3 Modellbildung

Um die physikalischen Vorgänge im Sensor näher zu beleuchten, werden im Folgenden zwei physikalische Modelle vorgestellt. Im Grunde genommen handelt es

---

<sup>2</sup>im Folgenden kurz *ME-Sensor* genannt

sich in beiden Fällen um phänomenologische Modelle. Da beim ersten Ansatz im Unterschied zum zweiten die Energie in der Leitungswand betrachtet wird, wird dieser als energetisches und der zweite als phänomenologisches Modell bezeichnet.

### 2.3.1 Energetische Modellierung

Beim magnetoelastischen Effekt wird mechanische Energie in magnetische Energie umgewandelt. Ansätze zur Modellierung dieses Effekts gehen daher in der Regel von einer Energiebetrachtung aus [6, 13, 20, 21, 23, 53]. Dabei werden die verschiedenen wirkenden Energien im magnetoelastischen Material beschrieben und dann angenommen, dass die Elektronen immer den in Abhängigkeit der mechanischen und magnetischen Kräfte energetisch günstigsten Zustand einnehmen. Eine solche Energiebetrachtung wird im Folgenden dargestellt.

Das magnetische Moment der einzelnen Elektronen im Material stellt sich in die Richtung ein, die mit der geringsten Energie verbunden ist. Für eine Energiebetrachtung sind also jene Energien relevant, die von der Richtung des magnetischen Moments abhängen. Das sind die Energie  $E_k$  der Kristallanisotropie, die Energie  $E_u$  der magnetischen Vorzugsrichtung, die Energie  $E_s$  der Spannungsanisotropie sowie die Energie  $E_h$  des äußeren Magnetfeldes. Diese einzelnen Energien werden aufsummiert zu einer Gesamtenergie

$$E_{ges} = E_k + E_u + E_s + E_h, \quad (2.8)$$

deren richtungsabhängiges Minimum gesucht wird. Aus der Minimumsbedingung kann dann eine Abhängigkeit vom in der Leitung herrschenden Druck formuliert werden.

Die verschiedenen wirkenden Teilenergien werden im Folgenden genauer beschrieben und unter den Bedingungen in polykristallinem Material betrachtet sowie auf die Verhältnisse in einer Einspritzleitung angepasst.

### Berücksichtigung der Geometrie der Einspritzleitung

Um die Zylindergeometrie des Rohres berücksichtigen zu können, werden entsprechend Bild 2.6 der Winkel  $\gamma$  als Winkel zwischen Magnetisierungsvektor  $x$  und seiner Projektion in die senkrechte Schnittebene des Rohres sowie der Winkel  $\phi$  als Winkel zwischen dieser Projektion und der radialen Achse  $r$ , die als Richtung der Druckkraft angenommen wird, definiert. Diese Winkel werden nachfolgend bei der Bestimmung der verschiedenen Energiebeiträge verwendet.



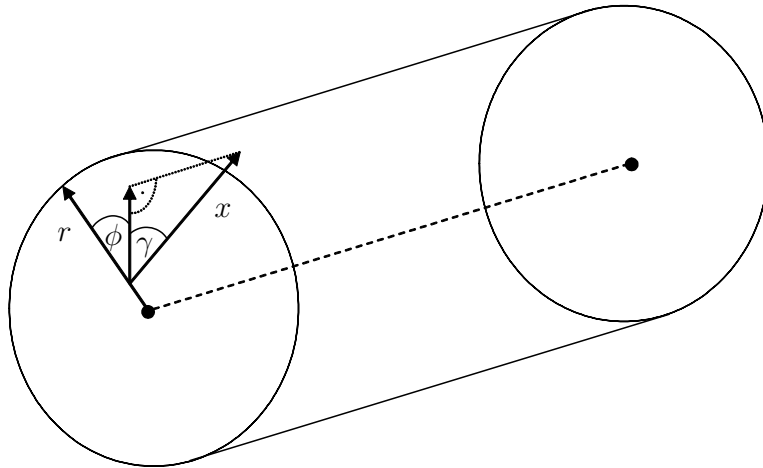


Bild 2.6: Definition der Winkel im Zylinder

## Kristallanisotropie

In Metallen sind die Atome auf Kristallgittern angeordnet. Kristalle sind regelmäßige, sich räumlich wiederholende Anordnungen von Atomen in einem festen Verband [41]. Die Kristallstruktur beeinflusst die Bahn der Elektronen und über die Spin-Bahn-Kopplung damit auch das magnetische Moment der Elektronen. Durch die Kristallanisotropie<sup>3</sup> bilden z.B. in Eisen die [111]-Richtungen<sup>4</sup> des kubischen Kristallgitters die so genannten *leichten* Richtungen des magnetischen Moments. Dies sind die Richtungen mit dem geringsten Energiebedarf, und folglich orientieren sich die Domänen (s. Abschnitt 2.1.3) in unmagnetisiertem Zustand in diese Richtungen. In Bild 2.7 sind diese Energieverhältnisse in der (001)-Ebene dargestellt.

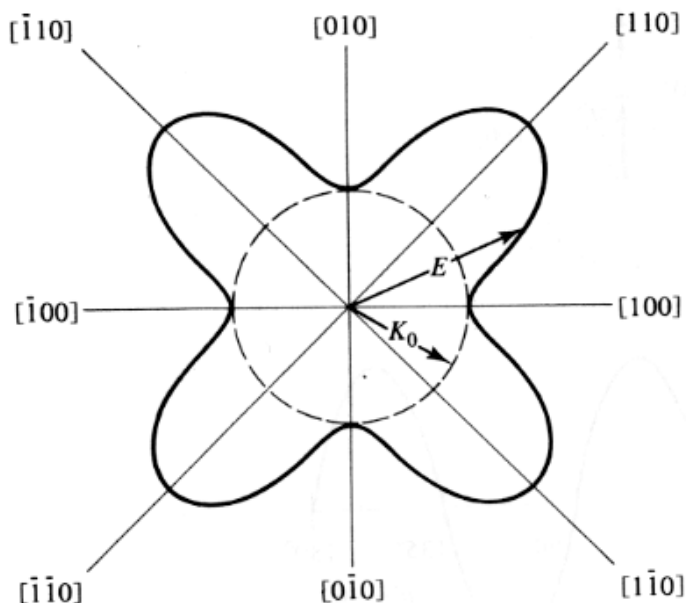
Dreht ein äußeres Feld den Magnetisierungsvektor  $x$  aus der leichten Richtung weg, so muss Arbeit gegen die Kristallanisotropie verrichtet werden und damit im Kristall Anisotropieenergie  $E_k$  gespeichert sein. Diese kann in Form einer Reihenentwicklung dargestellt werden, wobei der Magnetisierungsvektor entsprechend seiner Richtung mit den drei Kristallachsen die Winkel  $a, b, c$  bildet [21]:

$$E_k = K_o + K_1 (\alpha_1^2 \alpha_2^2 + \alpha_2^2 \alpha_3^2 + \alpha_3^2 \alpha_1^2) + K_2 (\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2) + \dots \quad (2.9)$$

Dabei sind  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  die Kosinuswerte der Winkel  $a, b, c$  und  $K_o, K_1, K_2, \dots$  sind Materialparameter, wobei höhere Ordnungen nicht notwendig sind und auch  $K_2$

<sup>3</sup>Die Richtungsabhängigkeit der Energie wird Anisotropie genannt.

<sup>4</sup>Die Millerschen Indizes sind Vektoren  $[xyz]$ , die die Richtung in Bezug auf das Koordinatensystem beschreiben. Negative Richtungen werden mit einem Strich über dem Index gekennzeichnet. Ebenen werden in runde Klammern gesetzt [67]. (100) bezeichnet z.B. im kubischen Kristall die Seitenfläche eines Würfels in x-Richtung.



**Bild 2.7:** Kristallanisotropieenergie in der (001)-Ebene [21]

oft vernachlässigt werden kann.  $K_0$  ist richtungsunabhängig und wird deshalb ebenfalls vernachlässigt, da nur die Änderung der Energie bei rotierendem Magnetisierungsvektor interessiert.

Stahl ist ein Polykristall, das sich aus vielen Einkristallen, so genannten Körnern zusammensetzt, in denen jeweils die Verhältnisse eines Einkristalls herrschen. Diese Körner sind in ihrer Orientierung zufällig verteilt, so dass dem polykristallinen Material keine Kristallachsenrichtungen zugeordnet werden können. Daher heben sich im Polykristall durch die zufällige Orientierung der Körner deren Kristallanisotropien im Mittel auf. Die gesamte Probe zeigt also eine richtungsunabhängige Kristallanisotropie

$$E_k = \textit{konstant}. \quad (2.10)$$

### Magnetische Vorgeschichte des Materials

Die Vorgeschichte eines Materials hat starken Einfluss auf seine magnetischen Eigenschaften. Einem polykristallinen Material wird bei der Herstellung und Verarbeitung, z.B. durch Walz- und Ziehvorgänge, aber auch durch die Geschwindigkeit des Abkühlens des Materials, oft eine magnetische Vorzugsrichtung eingeprägt [13], die auch als induzierte uniaxiale Anisotropie bezeichnet wird. Die daraus resultierende Energie berechnet sich nach [21] mit der zugehörigen, von

der Historie des Materials abhängigen Anisotropiekonstante  $K_u$  zu

$$E_u = K_u \cos^2 \nu, \quad (2.11)$$

wobei  $\nu$  der Winkel zwischen der momentanen Magnetisierungsrichtung und der eingepprägten Vorzugsrichtung ist. Wenn die Einspritzleitung eine deutliche Vorzugsrichtung hat, so ist dies aufgrund des Herstellungsverfahrens vermutlich die Längsachse des Rohrs. Dann entspricht  $\cos \nu$  gerade  $\sin \gamma$ :

$$E_u = K_u \sin^2 \gamma. \quad (2.12)$$

In [46] wird vorgeschlagen, zur Einprägung einer eindeutigen magnetischen Vorzugsrichtung das Material zu tempern, d.h. es über die Curie-Temperatur zu erhitzen und während des Abkühlens einem starken äußeren Magnetfeld auszusetzen. Dies bedeutet jedoch einen erhöhten fertigungstechnischen Aufwand, dessen Erfolg durch die anschließend notwendige Autofrettage<sup>5</sup> zumindest teilweise wieder zunichte gemacht wird.

### Spannungsanisotropie

Die Spannungsanisotropie beschreibt die Längenänderung einer Werkstoffprobe im Magnetfeld und damit die eigentliche Magnetostraktion. Setzt man den Körper unter Zug- oder Druckspannungen, so weist er Vorzugsrichtungen der Magnetisierung auf. Die maximal mögliche Längenänderung wird durch die Magnetostraktionskonstante  $\lambda_s$  nach Gleichung (2.4) beschrieben. Sie tritt auf, wenn eine Werkstoffprobe aus dem unmagnetisierten Zustand bis in die Sättigung magnetisiert wird. Da das Volumen des Körpers gleich bleibt, tritt bei Vergrößerung der Länge in eine Richtung gleichzeitig eine entsprechende Verkürzung in die beiden anderen Raumrichtung statt. Bei Drehung eines starken äußeren Feldes von der Längs- in die Querrichtung (also um  $90^\circ$ ) ist die gesamte Längenänderung demnach  $\frac{3}{2}\lambda_s$  [71].

In der Einspritzleitung tritt der umgekehrte Effekt auf. Durch eine angelegte mechanische Spannung wird die Form der Leitung verändert, wodurch eine bevorzugte Ausrichtung der Magnetisierung in diese Richtung entsteht. Man definiert  $\theta$  als Winkel zwischen der Richtung, die die Magnetisierung vor Auftreten der Formänderung hat, und der der mechanischen Spannung. Dann kann die Energie

---

<sup>5</sup>Autofrettage bedeutet, dass das Werkstückinnere kurzzeitig unter hohen Überdruck gesetzt wird, um damit ein gezieltes Vorrecken, d.h. Einbringen von Eigenspannungen an den anrissgefährdeten Stellen, zu erreichen. Dadurch wird die Dauerfestigkeit des Bauteils erhöht.

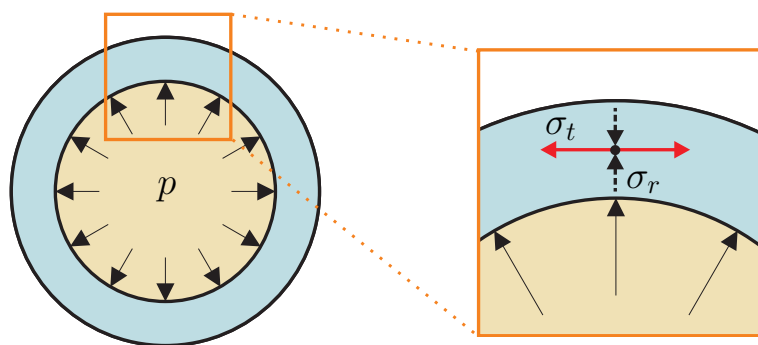


Bild 2.8: Spannungen in der Leitungswand

der Spannungsanisotropie, die benötigt wird, wenn das Material durch mechanische Spannung  $\sigma$  aus dem entmagnetisierten Zustand in die Sättigung gebracht wird, beschrieben werden [13] als

$$E_s = -\frac{3}{2}\lambda_s \sigma \cos^2 \theta. \quad (2.13)$$

Um die Verhältnisse in der Einspritzleitung zu beschreiben, wird vereinfachend angenommen, dass der Druck nur in radialer Richtung auf die Leitungswand wirkt und Wandreibungseffekte vernachlässigt werden können. Die Zerlegung des Kraftvektors zeigt, dass in der Leitungswand eine Druckspannung  $\sigma_r$  in radialer Richtung sowie eine Zugspannung  $\sigma_t$  in tangentialer Richtung entstehen, siehe Bild 2.8. Diese können beschrieben werden als [28, 68]

$$\sigma_r(r) = \frac{p_i r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) - \frac{p_a r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \quad (2.14)$$

$$\sigma_t(r) = \frac{p_i r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right) - \frac{p_a r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right). \quad (2.15)$$

$r_i$  und  $r_a$  beschreiben den Innen- und Außenradius des Rohrs sowie  $p_i$  und  $p_a$  den Innen- und Außendruck. Der Außenradius beträgt  $r_a = 6\text{mm}$ , der Innenradius  $r_i = 2,4\text{mm}$ , und damit das Verhältnis etwa 3 : 1. Der Außendruck kann gegenüber dem hohen Innendruck vernachlässigt werden. Die Gleichungen für Druck- und Zugspannung vereinfachen sich damit zu

$$\sigma_r(r) = \frac{p}{8} \left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) \quad (2.16)$$

$$\sigma_t(r) = \frac{p}{8} \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right). \quad (2.17)$$

Die radialen und tangentialen Anteile addieren sich zu

$$E_s = -\frac{3}{2}\lambda_s \frac{p}{8} \left[ \left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) \cos^2 \theta_r + \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right) \cos^2 \theta_t \right], \quad (2.18)$$

wobei die Winkelbeziehungen

$$\cos^2 \theta_r = \cos^2 \gamma \cos^2 \phi \quad (2.19)$$

$$\cos^2 \theta_t = \cos^2 \gamma \sin^2 \phi \quad (2.20)$$

durch die radiale Symmetrie des Rohrs mit den Mittelwerten  $\overline{\sin^2 \phi} = \overline{\cos^2 \phi} = \frac{1}{2}$  vereinfacht werden können [14]. Damit kürzen sich die Radiuskomponenten, und Gleichung (2.18) wird zu

$$E_s = -\frac{3}{16}\lambda_s p \cos^2 \gamma. \quad (2.21)$$

### Formanisotropie

Die Form der Werkstoffprobe hat Einfluss auf das innere Magnetfeld  $H_i$  (s. Abschnitt 2.1.6). Wird vereinfachend angenommen, dass es sich bei der Einspritzleitung um einen unendlich langen dünnen Stab handelt, so kann der Entmagnetisierungsfaktor zu  $N = 0$  gewählt werden. Damit wird der Einfluss des entmagnetisierenden Feldes vernachlässigt.

### Äußeres Magnetfeld

Als äußeres Feld  $H$  wirkt entweder das Erdmagnetfeld oder ein künstliches Feld (später wird dieses durch Vormagnetisierungsspulen erzeugt). Seine Richtung und sein Betrag sind konstant, die Komponente in Längsrichtung des Rohres weicht von der Richtung der magnetischen Polarisation  $J$  der Werkstoffprobe wiederum um den Winkel  $\gamma$  ab. Die Energie, die dadurch auf einen magnetischen Dipol, z.B. eine Domäne im Material wirkt, ist

$$E_h = -HJ \sin \gamma. \quad (2.22)$$

Sie wird minimal, wenn der Dipol parallel zur Feldrichtung ausgerichtet ist ( $\gamma = 90^\circ$ ). Dies beschreibt die bereits bekannte Tatsache, dass die magnetischen Dipole eines Werkstoffs durch ein äußeres Feld in dessen Richtung ausgerichtet werden können.

### Berechnung der resultierenden Magnetisierungsrichtung

Unter der Annahme, dass das Problem eben und symmetrisch zur Längsachse des Rohrs behandelt werden kann, ergibt sich für die gesamte magnetische Energie im Material der bereits zu Beginn dieser Herleitung in Gleichung (2.8) angegebene Zusammenhang

$$\begin{aligned} E(\gamma) &= E_k + E_u + E_s + E_h \\ &= K_u \sin^2 \gamma - \frac{3}{16} \lambda_s p \cos^2 \gamma - H J \sin \gamma. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Der Einfluss der durch den Druck in der Einspritzleitung erzeugten mechanischen Spannungen wird durch die Energie der Spannungsanisotropie  $E_s$  berücksichtigt. Da sich immer der energetisch günstigste Zustand einstellt, ist das Minimum von Gleichung (2.23) bezüglich  $\gamma$  gesucht. Bildet man die Ableitungen und erfüllt die Bedingungen [71]

$$\frac{\partial E}{\partial \gamma} = 0 \quad \text{und} \quad \frac{\partial^2 E}{\partial \gamma^2} > 0, \quad (2.24)$$

so ergibt sich die triviale Lösung  $\cos \gamma = 0$ , d.h. die Magnetisierungsrichtung ist parallel zum äußeren Feld, sowie die zweite Lösung

$$\sin \gamma = \frac{H J}{2K_u + \frac{3}{8} \lambda_s p}. \quad (2.25)$$

Die von der um die Leitung gewickelten Messspule gemessene Polarisation  $J_M$  ist der Anteil in Längsrichtung des Rohrs:

$$J_M = J \sin \gamma = \frac{H J^2}{2K_u + \frac{3}{8} \lambda_s p} \quad (2.26)$$

In einer Spule mit  $n$  Wicklungen und der Querschnittsfläche  $A = \pi (r_a^2 - r_i^2)$  induziert eine zeitlich veränderliche magnetische Flussdichte eine Spannung gemäß

$$u_{ind} = -n \iint \dot{B} dA, \quad (2.27)$$

was bei konstantem äußerem Feld  $H$

$$u_{ind} = -n A \dot{J}_M = n A \frac{\frac{3}{8} \lambda_s J^2 H}{(2K_u + \frac{3}{8} \lambda_s p)^2} \dot{p} \quad (2.28)$$

ergibt. Gleichung (2.28) zeigt somit einen Zusammenhang zwischen dem in der Leitung herrschenden Druck bzw. seiner Ableitung und der in der Messspule induzierten Spannung auf.

## Bewertung des energetischen Modells

Voraussetzung zur Anwendung von Gleichung (2.28) ist die Kenntnis der Materialparameter  $K_u$  als Konstante der magnetischen Vorzugsrichtung und  $\lambda_s$  als Magnetostruktionskonstante. Wenn überhaupt, so sind diese nur für chemische Elemente und einige wenige Legierungen bekannt und variieren stark je nach Autor. Bei den Einspritzleitungen handelt es sich jedoch um Automatenstahl nach DIN St52, dessen genaue Legierung nicht bekannt ist. Die Herleitung des energetischen Modells hat außerdem gezeigt, dass die Historie des Materials, also das Herstellungsverfahren, starken Einfluss auf den Parameter  $K_u$  hat. Die Annahme, dass die magnetische Vorzugsrichtung durch die Bearbeitung der Leitung deren Längsachse ist, ist nicht gesichert.

Aufgrund der zahlreichen Unsicherheiten kann das energetische Modell in der vorliegenden Anwendung nicht zur quantitativen Auswertung dynamischer Messsignale dienen. Es wurde hier dennoch vorgestellt, da es zum besseren prinzipiellen Verständnis der elementaren Vorgänge in der Leitung dienen kann.

### 2.3.2 Phänomenologische Modellierung

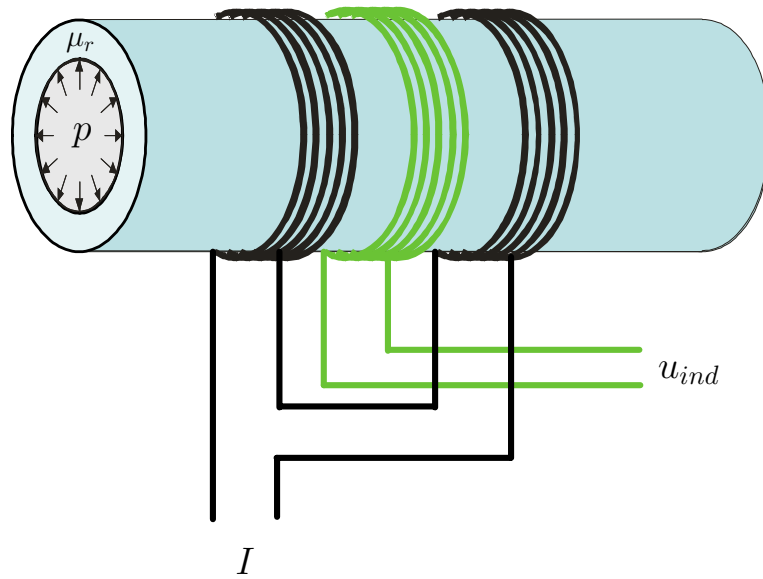
Da das energetische Modell aufgrund der beschriebenen Unsicherheiten für die Praxis der Druckmessung in Einspritzleitungen keinen verlässlichen funktionalen Zusammenhang liefert, wird in diesem Abschnitt ein anderer, deutlich einfacherer Ansatz vorgestellt. Dabei wird eine phänomenologische Wirkungskette (siehe Bild 2.9) des magnetoelastischen Drucksensors betrachtet und rückwärts erklärt, d.h. von der gemessenen Spannung wird schrittweise bis auf den in der Leitung herrschenden Druck geschlossen.

Der Sensor besteht aus zwei Elementen, zum Einen der Leitung selbst und zum Anderen der um die Leitung gewickelten Spule (s. Bild 2.9a). Die Spule besteht dabei aus drei nebeneinander angeordneten Einzelspulen, wobei die beiden äußeren Spulen elektrisch in Reihe geschaltet sind und die Aufgabe der Vormagnetisierung des Materials übernehmen, was in Abschnitt 2.5.4 näher erläutert wird. Die mittlere Spule ist die eigentliche Messspule, deren Signal an eine Auswerteeinheit weitergeleitet wird.

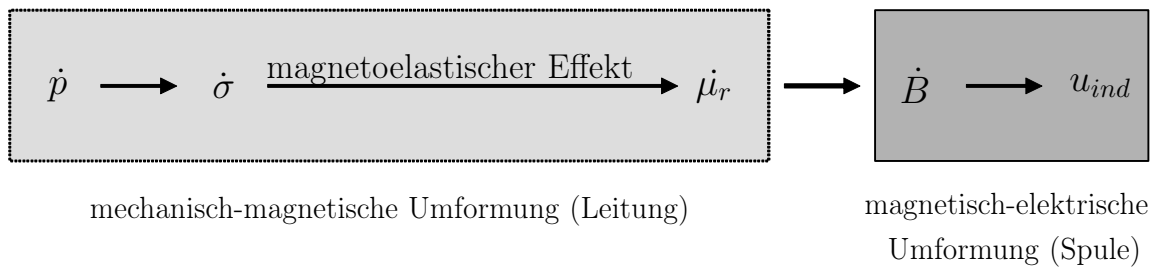
Entsprechend der Struktur des Sensors kann auch die Signalwandlung im Sensor nach Bild 2.9b in zwei Bereiche unterteilt werden [46]:

#### 1. Mechanisch-magnetische Umformung (Leitung):

Eine Änderung des Drucks  $\dot{p}$  des Mediums im Leitungsinnen führt zu



(a) Schematische Darstellung des Sensorkonzepts



(b) Phänomenologische Wirkungskette

**Bild 2.9:** Konzept des magnetoelastischen Drucksensors

einer mechanischen Spannungsänderung  $\dot{\sigma}$  in der Leitungswand, die über den magnetoelastischen Effekt die Permeabilitätszahl  $\dot{\mu}_r$  der Leitung beeinflusst. Hierbei wird mechanische Energie in magnetische Energie umgewandelt.

**2. Magnetisch-elektrische Umformung (Spule):**

Die Änderungen der magnetischen Leitungseigenschaften bewirken eine zeitlich veränderliche magnetische Flussdichte  $\dot{B}$ , die in der Spule eine elektrische Spannung  $u_{ind}$  induziert. In der Spule wird also magnetische Energie in elektrische Energie umgewandelt.

Um eine formelmäßige Beschreibung der Signalwandlung im Sensor zu erhalten, werden zuerst die Vorgänge in der Spule betrachtet. In einer Zylinderspule wirkt



das 1831 von Michael Faraday entdeckte Induktionsgesetz [35]

$$u_{ind} = -n \frac{d\Phi}{dt}, \quad (2.29)$$

wobei  $n$  die Anzahl der Wicklungen der Spule angibt und  $\frac{d\Phi}{dt}$  die zeitliche Änderung des magnetischen Flusses durch den Spulenkern ist. Der magnetische Fluss ist das Flächenintegral der magnetischen Flussdichte  $B$ . Da die Querschnittsfläche  $A$  der Spule konstant ist, gilt mit Gleichung (2.2)

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{\iint B dA}{dt} = A \frac{dB}{dt} = A \frac{d(\mu_0 \mu_r H)}{dt}. \quad (2.30)$$

$H$  ist das durch die Vormagnetisierungsspulen erzeugte magnetische Feld. Je nach an den Spulen angelegter Spannung handelt es sich um ein Gleich- oder Wechselfeld. In diesem Abschnitt wird von einem zeitlich konstanten Feld ausgegangen, der Spezialfall des Wechselfeldes wird in Abschnitt 2.4.2 behandelt. Da  $\mu_0$  eine Naturkonstante ist, bleibt als einzige zeitlich veränderliche Größe im letzten Teil von Gleichung (2.30) die magnetische Permeabilität  $\mu_r$ . Damit kann das Induktionsgesetz formuliert werden als

$$u_{ind} = -n A \mu_0 \dot{\mu}_r H. \quad (2.31)$$

Das  $H$ -Feld wird durch die zwei in Reihe geschalteten Vormagnetisierungsspulen erzeugt, zwischen denen die Messspule liegt. Zur Berechnung des  $H$ -Feldes wird vereinfachend angenommen, dass die Vormagnetisierung durch *eine* Spule erzeugt wird, deren Windungszahl  $n_1$  die Summe der Windungen der beiden Teilspulen und deren Länge  $l$  die Summe der Länge der beiden Teilspulen ist. Die Lage der Messspule wird also vernachlässigt. Dann gilt mit der Näherung für eine lange Zylinderspule [43]

$$H = \frac{n_1 I}{l}, \quad (2.32)$$

wobei  $I$  der Strom durch die Vormagnetisierungsspulen ist. Gemäß Abschnitt 2.1.6 handelt es sich dabei um das äußere Feld  $H_a$ , das noch durch den Entmagnetisierungsfaktor  $N$  geschwächt wird, bevor es als inneres Feld  $H_i$  in der Messspule wirken kann. Nimmt man die Einspritzleitung als langen geraden Stab an, so ist  $N = 0,01$  [43]. Es muss jedoch noch berücksichtigt werden, dass die Leitung an einem Ende mit dem Rail und am anderen Ende mit dem Injektor verschraubt ist, die beide Einfluss auf den magnetischen Kreis haben. Aufgrund

ihrer komplizierten Form ist ihr Einfluss auf die Entmagnetisierung nur schwer quantifizierbar.

Gleichung (2.31) beschreibt die Umwandlung magnetischer in elektrische Energie in der Spule. Offen ist noch die mechanisch-magnetische Umwandlung in der Leitung, also der eigentliche magnetoelastische Effekt. Hier treten wieder die bereits in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Schwierigkeiten bezüglich der Kenntnis der genauen Materialparameter auf. Deswegen wird als einfachster Ansatz ein linearer Zusammenhang zwischen Druck  $p$  und Wandspannung  $\sigma$  sowie zwischen  $\sigma$  und der magnetischen Permeabilität  $\mu_r$  angenommen:

$$\sigma = k_1 p \quad \text{und} \quad \mu_r = k_2 \sigma \quad (2.33)$$

Fasst man die Proportionalitätsfaktoren zusammen zu  $k = k_1 \cdot k_2$ , so ergibt sich

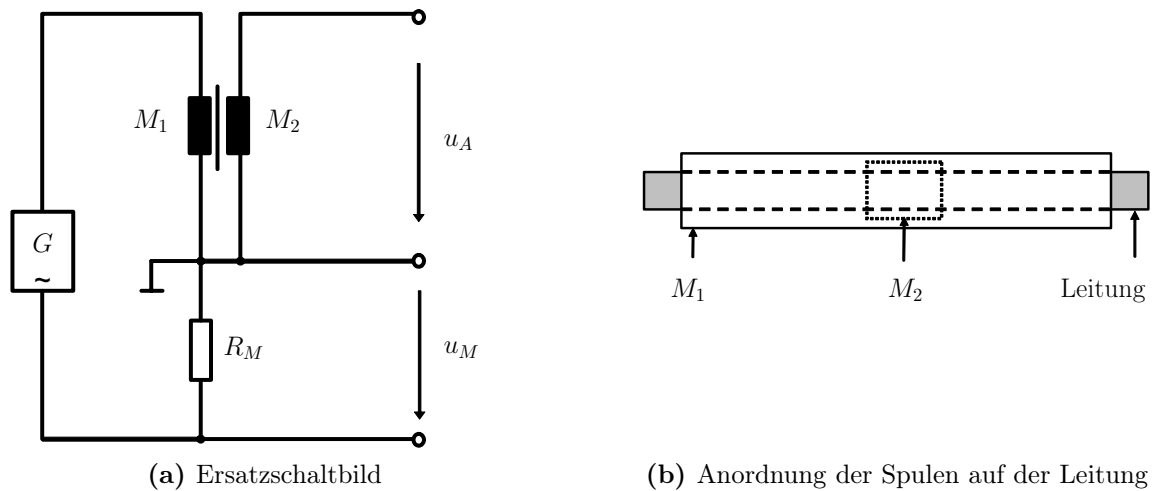
$$\mu_r = k p. \quad (2.34)$$

Der Faktor  $k$  wird empirisch anhand von Messungen bestimmt. Dabei zeigt sich, dass aufgrund der Nichtlinearitäten des magnetoelastischen Effekts für verschiedene Druckbereiche verschiedene  $k$ -Werte verwendet werden müssen. Mit einem druckabhängigen Skalierungsfaktor  $k = k(p)$  können gute Ergebnisse erzielt werden, wie anhand von Messungen in Kapitel 3 gezeigt wird.

Betrachtet man die Wirkungskette aus Bild 2.9b unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen, so ergibt sich bei bekanntem  $k$  ein linearer Zusammenhang zwischen  $\dot{p}$  und  $u_{ind}$ . Wichtig ist die Tatsache, dass mit diesem Sensorkonzept nur *Druckänderungen* gemessen werden können, da nur ein zeitlich veränderlicher magnetischer Fluss in der Spule eine Spannung induziert. Es ist also nicht möglich, einen konstanten Arbeitsdruck zu bestimmen.

## 2.4 Magnetische Eigenschaften der Einspritzleitungen

Um trotz mangelnder Kenntnis der in Abschnitt 2.3.1 eingeführten Materialparameter einen auf dem magnetoelastischen Effekt basierenden Sensor entwerfen zu können, ist es zunächst sinnvoll, die magnetischen Eigenschaften der als Sensorelement dienenden Einspritzleitungen experimentell zu untersuchen. Interessant für die Anwendung als Drucksensor ist die Abhängigkeit der magnetischen Permeabilität  $\mu_r$  vom Druck. Um die dazu eingesetzten Messverfahren bewerten zu können, wird vorher die Frequenzabhängigkeit von  $\mu_r$  betrachtet.



**Bild 2.10:** Messanordnung zur Bestimmung der frequenzabhängigen Permeabilität

### 2.4.1 Frequenzabhängigkeit der Permeabilität

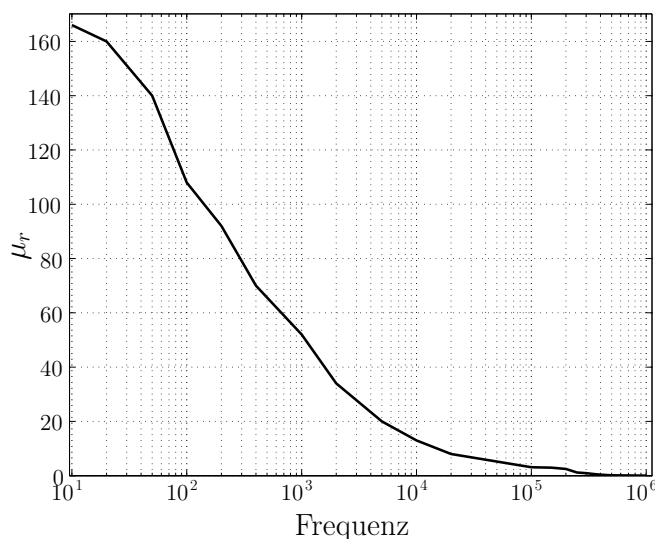
Die magnetische Permeabilität  $\mu_r$  beschreibt den Zusammenhang zwischen magnetischem Feld  $H$  und magnetischer Flussdichte  $B$  nach Gleichung (2.2) und ist abhängig vom Material und dessen Magnetisierung. Aufgrund des in Abschnitt 2.1.5 beschriebenen Skin effekts und der Hystereseverluste ist die Permeabilität abhängig von der Frequenz des eingprägten Feldes.

Zur Messung des Permeabilitätsverlaufs als Funktion der Frequenz wird eine Messanordnung entsprechend Bild 2.10 verwendet. Die Spulen  $M_1$  und  $M_2$  sind auf eine Einspritzleitung gewickelt, wobei die Primärspule  $M_1$  wesentlich länger ist als die Sekundärspule  $M_2$  und diese umschließt (s. Bild 2.10b). Mit Hilfe eines Signalgenerators  $G$  wird über den Vorwiderstand  $R_M$  eine sinusförmige Wechselspannung kleiner Amplitude in  $M_1$  eingprägung. Über den Spannungsabfall  $u_M$  am Vorwiderstand kann der Strom  $i_M$  durch  $M_1$  bestimmt werden. Damit kann mit der Näherung für lange Zylinderspulen das in der Primärspule erzeugte  $H$ -Feld mit der Windungszahl  $n_1$  und der Spulenlänge  $l_M$  berechnet werden

$$H = \frac{n_1 i_M}{l_M} = \frac{n_1 \hat{I}_M \sin(\omega t)}{l_M}. \quad (2.35)$$

Der erzeugte magnetische Fluss  $\Phi$

$$\Phi = A \cdot B = A \mu_0 \mu_r \frac{n_1 \hat{I}_M \sin(\omega t)}{l_M} \quad (2.36)$$



**Bild 2.11:** Amplitudenpermeabilität einer Leitung als Funktion der Frequenz

wird durch die Leitung geführt und induziert eine Spannung in der Sekundärspule mit der Windungszahl  $n_2$  gemäß

$$u_A = -n_2 \dot{\Phi} = -n_1 n_2 A \mu_0 \mu_r \frac{\hat{I}_M}{l_M} \omega \cos(\omega t). \quad (2.37)$$

Zur Bestimmung der Frequenzabhängigkeit von  $\mu_r$  wird die Frequenz des Erregerstroms  $I_M$  von Messung zu Messung erhöht, alle anderen Parameter bleiben konstant. Es ergibt sich eine frequenzabhängige Ausgangsspannung  $u_A$ , die von der frequenzabhängigen magnetischen Kopplung der beiden Spulen herrührt, also von der frequenzabhängigen Permeabilität  $\mu_r(\omega)$ . Diese kann einfach bestimmt werden durch Verwendung der Amplitudenwerte  $\hat{I}_M$  und  $\hat{U}_A$  (so genannte *Amplitudenpermeabilität*) und Auflösen von Gleichung (2.37) nach  $\mu_r$ , wobei die Vorzeichen für diese Betrachtung vernachlässigt werden können:

$$\mu_r = \frac{l_M}{n_1 n_2 A \mu_0} \frac{\hat{U}_A}{\hat{I}_M \omega} \quad (2.38)$$

Bild 2.11 zeigt die Permeabilität einer Einspritzleitung in Abhängigkeit der Frequenz. Bereits bei  $f = 100$  Hz zeigt sich ein Permeabilitätsabfall von etwa 30 %. Die in der Einspritzleitung auftretenden Druckwellen liegen im Bereich  $f < 5$  kHz, wo  $\mu_r > 20$  ist. Damit wird eine Änderung des magnetischen Feldes  $H$  eine entsprechend große Änderung der magnetischen Flussdichte  $B$  bewirken, was wichtig für die in der Messspule induzierte Spannung ist.

### 2.4.2 Druckabhängigkeit der Permeabilität

Das Ziel der in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen ist es, mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts den Druck in der Einspritzleitung zu bestimmen. Dazu wird die Abhängigkeit der Permeabilität von mechanischen Spannungen in der Leitung und damit vom Leitungssinnendruck gesucht. Im Folgenden werden drei Messprinzipien angewendet und bewertet: die Messung der Hystereseurve, das Demodulationsverfahren und schließlich das differentielle Messverfahren.

#### Messung der Hystereseurve

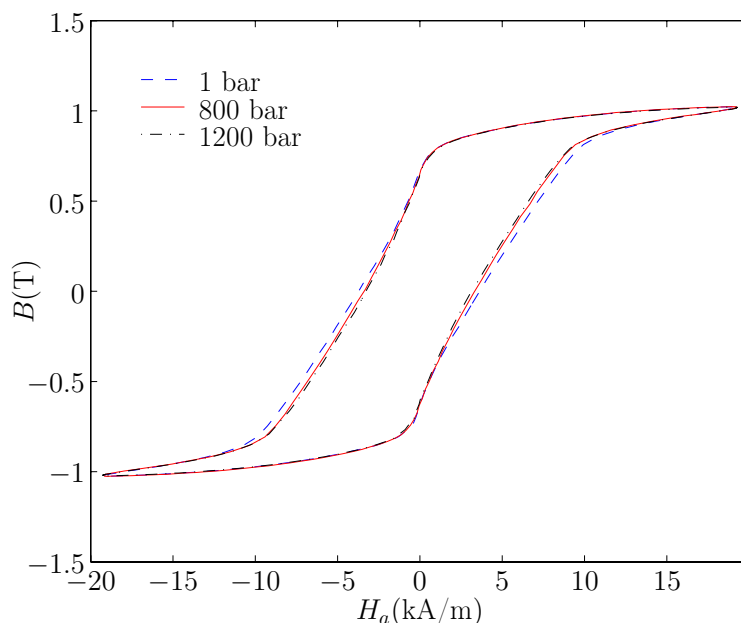
Erwartet wird eine druckabhängige Stauchung oder Streckung der Hystereseurve entsprechend Bild 2.3. Die magnetoelastische Empfindlichkeit des Materials bestimmt das Ausmaß der Verzerrung der Kurve.

Die Messanordnung entspricht der in Bild 2.10, jedoch soll nun die Hystereseurve der Leitung dargestellt werden. Da die induzierte Spannung  $u_A$  proportional zu  $\dot{B}$  ist, auf der Ordinate aber  $B$  dargestellt werden soll, wird sie integriert

$$B \sim \int u_A dt. \quad (2.39)$$

Auf der Abszisse der Hystereseurve wird das Magnetfeld  $H$  aufgetragen, das proportional zu  $i_M$  ist. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, dass über  $i_M$  und  $R_M$  gemäß Gleichung (2.35) nur das äußere Feld  $H_a$  berechnet werden kann. Da der magnetische Kreis bei dieser Probenform nicht geschlossen ist, wirkt ein unbekannter Entmagnetisierungsfaktor  $N$  (s. Abschnitt 2.1.6), der das Feld im Innern der Spulen schwächt. In Abbildung 2.12 ist daher nur das äußere Feld  $H_a$  auf der Abszisse aufgetragen, das tatsächlich wirkende innere Feld  $H_i$  ist vermutlich um mindestens eine Größenordnung kleiner.

Im Gegensatz zu den Messungen in Abschnitt 2.4.1 wird hier ein sehr viel stärkerer Erregerstrom verwendet, um das Material möglichst in die magnetische Sättigung zu bringen. Als Spannungsquelle fungiert ein regelbarer Trenntransformator, weshalb die Frequenz bei  $f = 50$  Hz liegt. Die in Bild 2.12 dargestellten Hystereseummessungen wurden bei verschiedenen Raildrücken, also verschiedenen Leitungssinnendrücken, durchgeführt. Trotz der starken Druckunterschiede weichen die Kurven kaum voneinander ab. Entgegen der theoretischen Annahme zeigt die Leitung keine relevante Druckabhängigkeit der Permeabilität  $\mu_r$ .



**Bild 2.12:** Hysteresekurve einer Einspritzleitung bei verschiedenen Leitungsinndrücken

## Demodulationsverfahren

Eine zweite Möglichkeit zur Messung der Druckabhängigkeit von  $\mu_r$  wird in [46] vorgeschlagen. Der Messaufbau entspricht dabei Bild 2.9, wobei die äußeren, in Reihe geschalteten Spulen nicht mit Gleichstrom beaufschlagt werden, sondern mit einer hochfrequenten Wechselspannung  $u_1$  der Amplitude  $U_{ss} = 10$  V, deren Frequenz  $f = 20$  kHz deutlich über den zu erwartenden maximalen durch Einspritzungen hervorgerufenen Druckwellenfrequenzen liegt. Durch die magnetische Kopplung wird in der Messspule eine Spannung gemäß Gleichung (2.37) induziert. Die Amplitude dieser Spannung wird durch die Permeabilität  $\mu_r$  moduliert, d.h. eine druckabhängige Änderung von  $\mu_r$  verändert  $\hat{U}_A$ . Bei gleichbleibender Erregerspannung kann aus der Amplitudenänderung durch Demodulation auf  $\mu_r$  geschlossen werden, wobei durch Multiplikation von Erreger- und Messspannung der Faktor  $b(t)$  zwischen den beiden Signalen berechnet wird:

$$b(t) = u_1(t) \cdot u_A(t) \quad (2.40)$$

Dieses Messverfahren müsste in der Lage sein, durch die zeitaufgelöste Messung von  $b(t)$  sowohl den statischen Druck in der Leitung als auch dynamische Druckwellen zu detektieren, vorausgesetzt die Frequenz der Erregerspannung ist entsprechend höher als die Frequenz der Druckwellen. Sie darf jedoch auch nicht zu hoch gewählt werden, da sonst die Magnetisierung des Materials durch den Skineneffekt verhindert wird. Da die Amplitude der Erregerspannung in gewissen Grenzen frei wählbar ist, können die Signalpegel der Messgrößen auf ein für die

Auswertelektronik optimales Maß gebracht werden, wodurch keine zusätzlichen Verstärker benötigt werden.

Messungen zeigen jedoch keine druckabhängige Beeinflussung von  $u_A$ , der Faktor  $b(t)$  bleibt bei allen untersuchten Raildrücken und Einspritzdauern konstant, woran auch Variationen der Frequenz und der Amplitude der Erregerspannung nichts ändern. Damit zeigt sich wie bei den Hysteresemessungen keine relevante Druckabhängigkeit der Magnetisierung des Materials, was auf eine sehr geringe magnetoelastische Empfindlichkeit der Einspritzleitungen deutet.

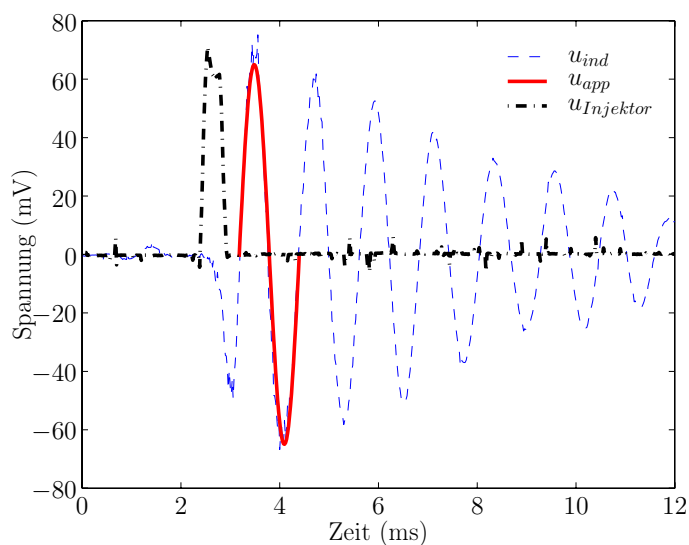
### Differentielles Messverfahren

Die beiden bisher vorgestellten Messprinzipien zeigen die Schwierigkeiten, die das für die Einspritzleitungen verwendete Material beim Einsatz als magnetoelastisches Sensorelement macht. Dass es dennoch möglich ist, druckabhängige magnetische Eigenschaften der Leitungen zu detektieren und dies für die Druckmessung zu nutzen, zeigt das folgende differentielle Messverfahren.

Bei der Herleitung des phänomenologischen Modells in Abschnitt 2.3.2 wurde angenommen, dass die beiden äußeren Spulen des Sensoraufbaus nach Bild 2.9 mit Gleichstrom durchflossen werden. Dies erklärt auch ihre Benennung als Vormagnetisierungsspulen, da durch den Gleichstrom ein konstantes magnetisches Feld erzeugt wird, das die Leitung vormagnetisiert.

In der Messspule wird bei dieser Anordnung nur dann eine Spannung induziert, wenn sich der magnetische Fluss und damit entsprechend Gleichung (2.31) die Permeabilität  $\mu_r$  ändert. Es sind also keine statischen Druckmessungen möglich, weshalb dieses Messverfahren als differentielles Verfahren bezeichnet wird. Dennoch liefert es die besten Ergebnisse.

In Bild 2.13 ist die in der Messspule induzierte Spannung  $u_{ind}$  bei einer Einspritzdauer von 400  $\mu$ s dargestellt, wobei  $u_{Injektor}$  die Injektorspannung ist. Das kurzzeitige Öffnen und Schließen des Injektors bei einem Druck von 1000 bar ruft eine Druckwelle in der Einspritzleitung hervor, die eine Spannung von etwa  $\hat{U}_{ind} = 70$  mV in der Messspule induziert. Diese induzierte Spannung kann nur durch eine Änderung der Permeabilität  $\mu_r$  in Abhängigkeit der Druckwelle entstehen. Dieses Ergebnis steht in scheinbarem Widerspruch zu den Ergebnissen der Hysterese- und Demodulationsmessungen, wo keine Druckabhängigkeit von  $\mu_r$  festgestellt werden konnte. Um diesen Widerspruch aufzulösen, wird die Größenordnung der druckabhängigen Änderung  $\Delta\mu_r$  abgeschätzt. Der Verlauf der induzierten Spannung in Bild 2.13 kurz nach der Einspritzung wird mit einer Sinuswelle der Frequenz  $f = 822$  Hz und der Amplitude  $\hat{U}_{app} = 65$  mV approximiert.



**Bild 2.13:** Approximation der induzierten Spannung durch eine Sinusschwingung.  $u_{mess}$  ist die induzierte Spannung,  $u_{app}$  deren Approximation und  $u_{Injektor}$  die mit  $5 \cdot 10^{-4}$  skalierte Injektorspannung.

Löst man das Induktionsgesetz in der Form von Gleichung (2.31) nach  $\dot{\mu}_r$  auf, so ergibt sich

$$\dot{\mu}_r = \frac{-\hat{U}_{app} \sin(2\pi ft)}{n_2 A \mu_0 H} \quad (2.41)$$

mit der Windungszahl  $n_2 = 1000$  der Messspule und der Spulenquerschnittsfläche  $A = 50 \text{ mm}^2$ . Das Magnetfeld  $H$  wird durch die Vormagnetisierungsspulen erzeugt, die von einem Vormagnetisierungsstrom  $I_{VM} = 200 \text{ mA}$  durchflossen werden, und hat mit der Windungszahl  $n_1 = 2000$  und der Länge  $l = 30 \text{ mm}$  der gesamten Spulenordnung in Bild 2.9a einen Wert von

$$H = \frac{n_1 I_{VM}}{l} = 13 \frac{\text{kA}}{\text{m}}. \quad (2.42)$$

Hierbei muss berücksichtigt werden, dass mit Gleichung (2.42) das äußere Magnetfeld  $H_a$  berechnet wird, das noch durch den Entmagnetisierungsfaktor geschwächt wird. Da dieser jedoch nicht bekannt ist und es hier nur um eine Größenabschätzung geht, wird vereinfachend angenommen, dass  $H_a = H_i$  ist. Damit lässt sich  $\dot{\mu}_r$  bestimmen zu

$$\dot{\mu}_r = -79,6 \sin(2\pi ft) \frac{1}{\text{s}}. \quad (2.43)$$

Die für die induzierte Spannung erforderliche Permeabilitätsänderung lässt sich



durch Integration von Gleichung (2.41) bestimmen

$$\begin{aligned}\mu_r &= \int \dot{\mu}_r dt = \mu_{AP} + \frac{79,6}{2\pi f} \cos(2\pi ft) \\ &= \mu_{AP} + 15,4 \cdot 10^{-3} \cos(2\pi ft),\end{aligned}\tag{2.44}$$

und somit ergibt sich für  $\Delta\mu_r$

$$\Delta\mu_r = 30,8 \cdot 10^{-3}.\tag{2.45}$$

Bei einem Arbeitspunkt von  $\mu_{AP} > 20$  (s. Bild 2.11) ist dies ein geringer Wert<sup>6</sup>. Er erklärt, warum die beiden auf die Messung des Absolutwerts von  $\mu_r$  ausgelegten Verfahren Hysteresemessung und Demodulation nicht funktionieren. Das differentielle Messverfahren liefert hingegen Signale in der in Bild 2.13 gezeigten Größenordnung, die sich durchaus zur Weiterverarbeitung eignen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass aufgrund der Materialeigenschaften der Einspritzleitungen nur das zuletzt beschriebene differentielle Messverfahren erfolgversprechend für die Druckwellenmessung ist. Es wird in allen folgenden Untersuchungen eingesetzt, bei denen aus dem grundlegenden Sensorkonzept ein Prototyp entwickelt wird.

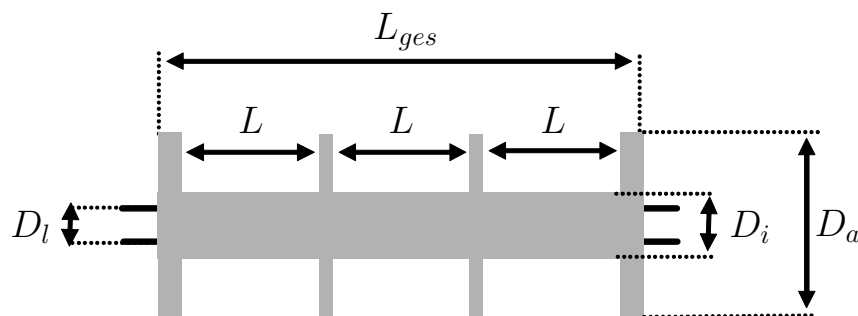
## 2.5 Sensordesign

Nachdem sich der in Bild 2.9 skizzierte Sensoraufbau bei den grundlegenden Untersuchungen zur Verwendbarkeit des magnetoelastischen Effekts zur Druckmessung in Einspritzleitungen als geeignet erwiesen hat, soll nun ein Sensorprototyp entworfen werden. Dazu werden der Einfluss der Sensorbauform und des -anbauorts untersucht, eine geeignete Sensorelektronik entwickelt und weitere Designparameter betrachtet.

### 2.5.1 Sensorbauform und Anbauort

Der prinzipielle Aufbau des magnetoelastischen Drucksensors besteht aus drei nebeneinander angeordneten Zylinderspulen, wobei die beiden äußeren Spulen als Vormagnetisierungsspulen dienen und die mittlere die Messspule darstellt. Das durch die beiden Vormagnetisierungsspulen erzeugte Feld wird desto homogener, je länger diese Spulen sind. Auch der Einfluss äußerer Störungen kann durch

<sup>6</sup>Durch den vernachlässigten Entmagnetisierungsfaktor ist  $\Delta\mu_r$  tatsächlich noch kleiner als hier abgeschätzt.



**Bild 2.14:** Bauform des Spulenkörpers. Abmessungen:  $L_{ges} = 35$  mm,  $L = 10$  mm,  $D_i = 8$  mm,  $D_a = 17$  mm. Leitungsdurchmesser:  $D_l = 6$  mm.

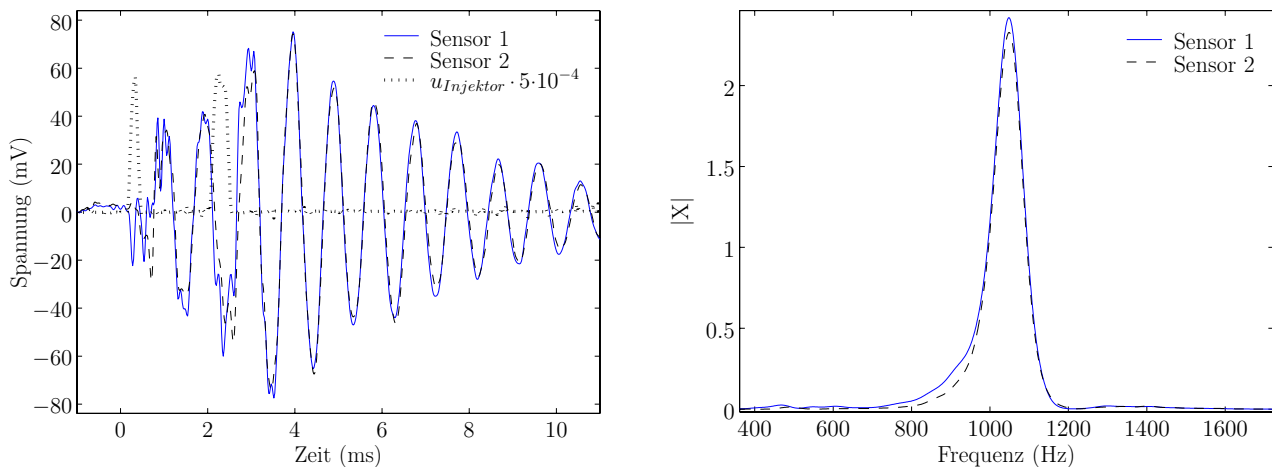
längere Spulen reduziert werden. Eine längere Messspule reduziert den Einfluss lokaler Anisotropien im Leitungsmaterial. Zusätzlich ist eine hohe Wicklungszahl der Spulen vorteilhaft, um auf der einen Seite ein starkes Vormagnetisierungsfeld zu erzeugen und auf der anderen Seite eine hohe Amplitude der induzierten Spannung zu ermöglichen.

Dem entgegen steht der beschränkte Bauraum an den Stichleitungen zwischen dem Rail und den Injektoren, die nahe am Motorblock entlang geführt werden. In realen Einspritzsystemen weisen die Stichleitungen zudem oft mehrere Biegungen auf. Die Länge des Sensors wird deshalb durch die Länge der geraden Teilstücke der Leitung nach oben begrenzt.

Es wurden Messungen mit verschiedenen Spulenlängen und -durchmessern durchgeführt. Als guter Kompromiss zwischen Störempfindlichkeit und Platzbedarf hat sich dabei die in Bild 2.14 gezeigte Bauform des Sensors erwiesen. Für die Messspule und jede der Vormagnetisierungsspulen wurde die Wicklungszahl  $n = 1000$  gewählt.

Die Position der mittleren Spule bestimmt den Messort des Sensors. Dabei muss berücksichtigt werden, dass sich nach dem Schließen des Injektors in der Stichleitung eine stehende Welle ausbildet [35]. Die Amplitude der Grundschwingung ist dabei desto höher, je näher der Messpunkt am Injektor liegt. Des Weiteren bilden sich Oberschwingungen, von denen die erste Oberschwingung, die die dreifache Frequenz der Grundschwingung hat, relevant ist. Sie hat einen ortsfesten Schwingungsknoten, der  $\frac{\lambda}{2}$  vom geschlossenen Ende der Leitung entfernt liegt ( $\lambda$  ist die Wellenlänge der Schwingung). Frequenz und Phase der Schwingungen sind im eingeschwingenen Zustand ortsunabhängig (siehe Abschnitt 4.3).

Bei der Wahl des Anbauorts sollte also darauf geachtet werden, dass der Sensor im Interesse einer hohen Signalamplitude möglichst nahe am Injektor und nicht



(a) Signalverlauf zweier auf der gleichen Leitung montierten Sensoren. Abstand zum Injektor: Sensor 1=7 cm, Sensor 2 = 13 cm

(b) Spektrum der beiden Sensorsignale

**Bild 2.15:** Einfluss des Anbauorts auf die Sensorsignale

am Schwingungsknoten der Oberwelle platziert wird, da diese sonst nicht messbar ist. Die Biegungen der Leitung schränken die Wahl des Anbauorts weiter ein, da das Leitungsmaterial durch den Biegevorgang lokal starke Spannungen aufweist, was die magnetischen Eigenschaften negativ beeinflusst, und der Sensor deshalb etwas Abstand von einer Biegung haben sollte. In der Praxis wird es durch diese Vorgaben wenig Spielraum bei der Wahl des Anbauorts geben.

Bild 2.15a zeigt die Signale zweier magnetoelastischer Sensoren, die auf der gleichen Einspritzleitung montiert sind, jedoch unterschiedlichen Abstand zum Injektor haben. In kurzem zeitlichen Abstand werden zwei Einspritzungen durchgeführt. Sensor 1 sitzt näher am Injektor und wird deshalb etwas mehr durch die Injektorspannung gestört (vgl. Abschnitt 2.5.3). Auch die Signale kurz nach Schließen des Injektors verlaufen etwas unterschiedlich, was auf die ortsabhängigen hydraulischen Einschwingvorgänge der stehenden Wellen zurückzuführen ist. Davon abgesehen stimmen die beiden Sensorsignale jedoch sehr gut überein, wie auch die nahezu deckungsgleichen Spektren in Bild 2.15b zeigen.

Für das induktive Teilsystem magnetoelastischer Sensoren werden in [46] Gestaltungsregeln angegeben, die auch für die hier vorgestellte Anwendung Gültigkeit haben und deren Einhaltung im Folgenden überprüft wird:

1. Anstreben eines magnetischen Kreises mit geringer Scherung:  
Der magnetische Kreis ist vorgegeben durch die Form der Leitung bzw. des Rails und des Injektors. Hier gibt es keine freien Designparameter mehr.

In [75] wurde zwar versucht, mit Hilfe eines Jochs aus weichmagnetischem Material die beiden Enden des Sensors miteinander zu verbinden und somit den magnetischen Kreis zu schließen. Die Messergebnisse zeigen jedoch keine Verbesserung des Signals, und der Platzbedarf sowie der zusätzliche Aufwand müssen als kritisch bewertet werden.

2. Vermeiden von Luftinduktion in der Spule:  
Um die aus Kupferlackdraht bestehenden Spulen auf der Leitung zu fixieren, werden sie auf einen aus Kunststoff bestehenden Spulenkörper gewickelt. Um Luftinduktion in der Spule zu vermeiden, wird die Wandstärke des Spulenkörpers so gering wie möglich (1 mm) gehalten.
3. Hohe Wicklungszahlen der Senserspulen:  
Diese Anforderung ist mit der gewählten Wicklungszahl von  $n = 1000$  erfüllt.
4. Anordnung der Spulen in der Mitte des magnetischen Materials:  
Der Anbauort des Sensors auf der Leitung ist durch äußere Geometrien weitgehend vorgegeben.
5. Ausschließen von Lageabweichungen zwischen magnetischem Kern und Senserspulen:  
Durch die konzentrische Anordnung der Spulen auf der Leitung ist diese Anforderung erfüllt.

### 2.5.2 Sensorelektronik

Die Auswertung der Sensorsignale kann entweder vollständig im Motorsteuerggerät erfolgen, wobei die in der Messspule induzierte Spannung analog zum Steuergerät übertragen und dort digitalisiert und weiterverarbeitet wird, oder ein Teil der Signalverarbeitung findet bereits im Sensor statt, wie z.B. eine Fouriertransformation der Signale und anschließende Maximumsuche im Spektrum. Dann wird das Ergebnis dieser Vorverarbeitung in der Regel digital zum Steuergerät übertragen. In dieser Arbeit wird auf den Entwurf einer direkt im Sensor platzierten intelligenten Signalverarbeitung verzichtet, da hier ein Prototyp entwickelt werden sollte, dessen Design möglichst flexibel für Änderungen bleibt.

Die Sensorelektronik muss zwei Funktionen bereitstellen: die Versorgung der Vormagnetisierungsspulen mit Gleichstrom und die Verstärkung der in der Messspule induzierten Spannung. Letzteres muss direkt am Sensor erfolgen, da der Pegel der induzierten Spannung je nach Raildruck zwischen 20 und 80 mV liegt und damit

eine unverstärkte Übertragung dieses Signals zur Motorsteuerung ausscheidet. Die Gleichstromregelung könnte statt am Sensor auch weiter entfernt angebracht werden, was Bauraum sparen und die Anforderungen an die Elektronik bezüglich Temperaturfestigkeit reduzieren könnte. Allerdings besteht die Gefahr, dass über eine lange Leitung zwischen Stromquelle und Spulen elektromagnetische Störfelder einkoppeln und über den transformatorischen Effekt das Messsignal verfälschen. Um diese Fehlerquelle zu minimieren, sollten die Leitungen verdrillt werden.

## Stromquelle

Da die beiden Vormagnetisierungsspulen von Gleichstrom durchflossen werden, ist für den Entwurf einer Gleichstromquelle primär ihr ohmscher Widerstand  $R_L$  relevant. Da die Bordnetzspannung im Auto schwankt und ein möglichst konstanter Vormagnetisierungsstrom wünschenswert ist, kann als Regelement ein Spannungsregler vom Typ 7805 eingesetzt werden, siehe Bild 2.16. Dieser Baustein regelt die Spannung über den Widerstand  $R_V$  auf konstant 5 V ein. Da der Strom in den Steuereingang A vernachlässigbar klein ist, kann durch geeignete Wahl von  $R_V$  der Strom, der durch die Last  $R_L$  fließt, eingestellt werden. Die Kondensatoren dienen zur Glättung der Spannungen. Das induktive Verhalten der Last ist nur bei Ein- und Ausschaltvorgängen wichtig. Die Freilaufdiode D dient dazu, den Spannungsregler gegen hohe Selbstinduktionsspannungen beim Ausschalten zu schützen.

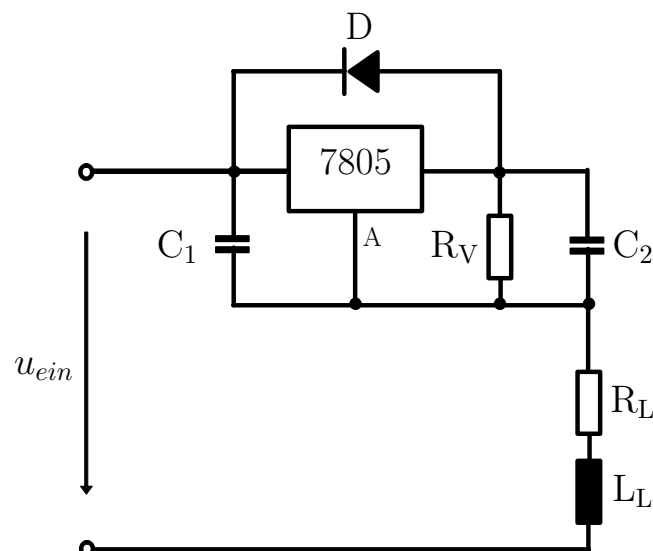
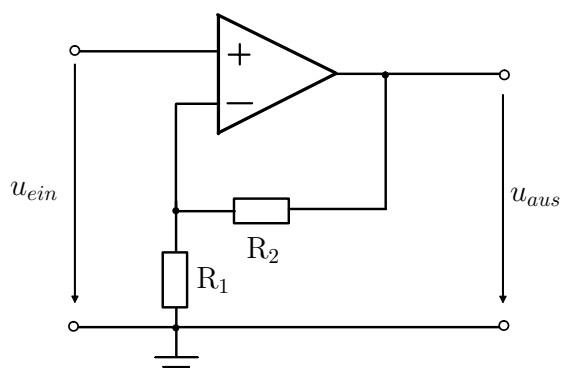
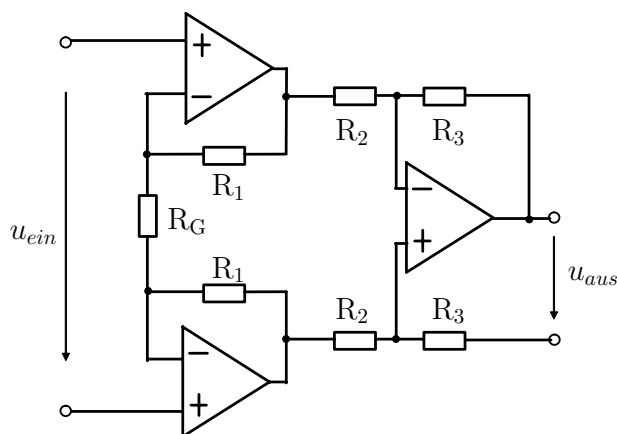


Bild 2.16: Schaltbild der Gleichstromquelle



**Bild 2.17:** Schaltbild eines nichtinvertierenden Verstärkers



**Bild 2.18:** Schaltbild eines Instrumentenverstärkers

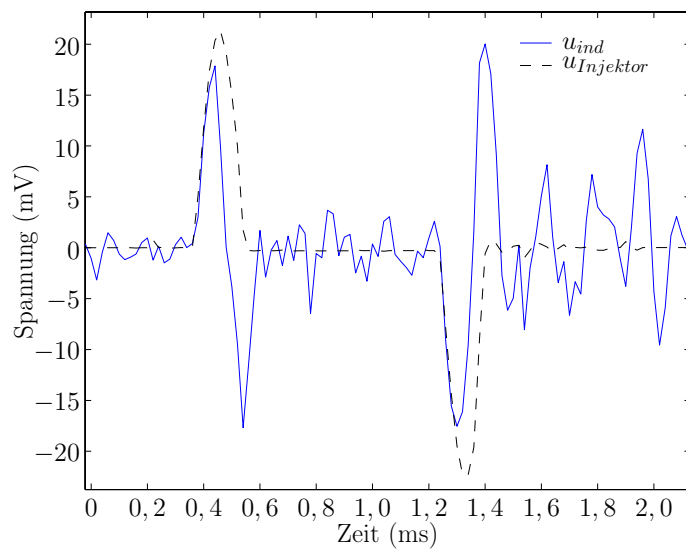
## Verstärker

Zur Verstärkung der in der Messspule induzierten Spannung bietet sich ein Operationsverstärker in einer Schaltung als nichtinvertierender Verstärker an (s. Bild 2.17). Die Verstärkung  $v$  wird dabei über die einfache Formel

$$v = \frac{R_1 + R_2}{R_1} \quad (2.46)$$

eingestellt. Wichtige Kriterien bei der Wahl des Bauteils sind ein hoher Eingangswiderstand, eine geringe Eingangs-Offsetspannung und eine ausreichende Anstiegsgeschwindigkeit (*Slew Rate*) [1]. Im Schaltbild sind Kondensatoren zur Glättung der Versorgungsspannung vernachlässigt.

Nachteilig bei dieser Schaltung kann sein, dass die Masse der Ausgangsspannung direkt mit der Masse der Eingangsspannung und damit mit der Messspule verbunden ist. Störungen auf der Masseleitung des Bordnetzes wirken sich dann direkt auf das Messsignal aus. Um diesen Einfluss zu unterdrücken, kann ein Instrumentenverstärker nach Bild 2.18 eingesetzt werden. Dabei handelt es sich um einen zweistufigen Verstärker, bei dem die erste Stufe aus zwei nichtinvertierenden Verstärkern aufgebaut ist und die zweite Stufe aus einem Differenzverstärker besteht. Damit ist eine differentielle, also potentialunabhängige, Messung möglich. Diese Schaltung ist als integriertes Bauteil erhältlich, ihre Verstärkung wird über den externen Widerstand  $R_G$  eingestellt. Ob der im Vergleich zum einfachen Operationsverstärker teurere Instrumentenverstärker eingesetzt werden muss, hängt von der Störumgebung ab. Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen an Einspritzprüfständen erwies sich ein einfacher Operationsverstärker als ausreichend.



**Bild 2.19:** Störungen durch Injektorspannung ( $u_{Injektor}$  um Faktor 3000 verkleinert)

### 2.5.3 Schirmung

Der Sensor soll im Motorraum von Fahrzeugen eingesetzt werden, in dem eine Reihe elektromagnetischer Störquellen, wie z.B. Lichtmaschine und Injektoren, wirken. Die Injektoren sind in direkter Sensornähe montiert. Bei Öffnungs- und Schließvorgängen fließen hohe Ströme bei Spannungen von bis zu 100 V. Bild 2.19 zeigt den Verlauf der Injektorspannung während einer Einspritzung bei 20 bar und die in der Messspule induzierte Spannung. Es ist deutlich sichtbar, dass eine Änderung der Injektorspannung durch die magnetische Kopplung über die Einspritzleitung eine Störspannung im Sensor induziert. Ziel des Sensordesigns ist eine möglichst gute Abschirmung äußerer magnetischer Felder, da durch den geringen Nutzsignalpegel des Sensors solche Störfelder die Signalqualität negativ beeinflussen können.

Zur Abschirmung des Sensors kann ein zylindrisches Metallgehäuse entsprechend Bild 2.20 verwendet werden, das um die Senserspulen montiert wird. Es besteht aus weichmagnetischem Material, in das etwaige Störfelder Wirbelströme induzieren, die das Feld aus der Wandung verdrängen [7]. Dabei muss auf ausreichenden Abstand des Schirms zu den Senserspulen geachtet werden, da sonst deren Feld ebenfalls geschwächt wird. Die Wirkung eines Schirms wird entscheidend dadurch beeinflusst, ob er vollständig geschlossen ist oder Öffnungen aufweist, durch die das Störfeld eindringen kann [54]. Die Schirmwirkung fällt dann mit steigender Frequenz ab, weshalb die Abschirmung magnetischer Wechselfelder äußerst schwierig sein kann.



Bild 2.20: Abschirmgehäuse

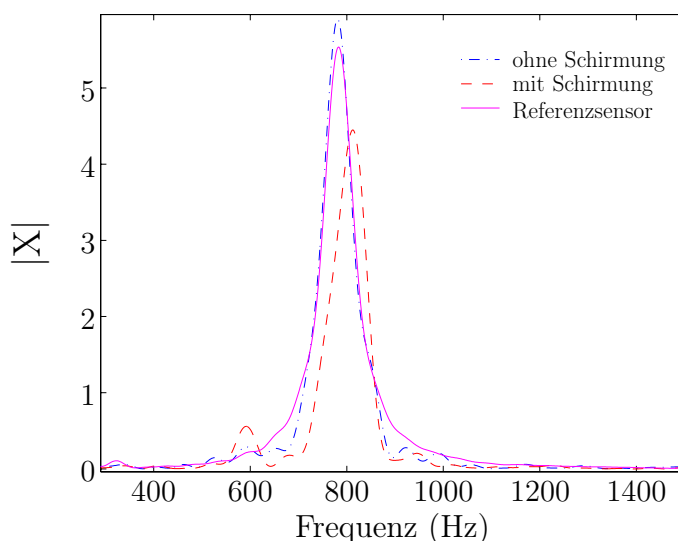


Bild 2.21: Signalspektren mit und ohne Schirmung

Im vorliegenden Fall weist das Abschirmgehäuse an beiden Enden große Öffnungen auf, durch die die Einspritzleitung geführt wird. Dadurch ergibt sich eine konstruktiv nicht zu behebende Schwächung der Schirmwirkung. Da der Injektor mit der Stichleitung fest verschraubt ist, können sich magnetische Störfelder durch die Leitung zum Sensor hin ausbreiten, die von der Abschirmung nicht oder nur gering geschwächt werden.

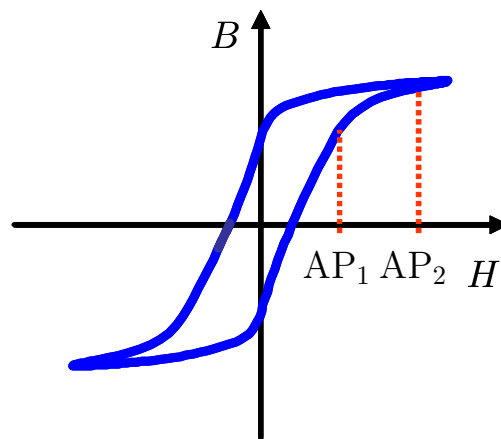
Messungen ergeben bei Verwendung der Abschirmung zwar eine deutliche Reduzierung der Störungen durch die Injektorspannung, aber die Signalqualität verschlechterte sich insgesamt. Bild 2.21 zeigt die Spektren des magnetoelastischen Sensorsignals mit und ohne Schirmung sowie das Spektrum eines Referenzdrucksensors. Während das ungeschirmte Signal und der Referenzsensor ein gut übereinstimmendes Spektrum zeigen, ergibt sich beim abgeschirmten Signal eine Frequenzverschiebung. Von daher kann das Abschirmgehäuse nicht zur Signalverbesserung verwendet werden. Vorteilhafter Weise wirken die Störungen jedoch nur *während* einer Änderung der Injektorspannung auf den Sensor, also in einer Zeitspanne von jeweils etwa  $100\mu\text{s}$ . Die übrige Messung des Druckverlaufs wird durch die Injektorspannung nicht beeinflusst, wohl aber durch andere Störfelder.

#### 2.5.4 Vormagnetisierung

Durch die Wahl des Stroms durch die Vormagnetisierungsspulen wird das magnetische Feld  $H$  gemäß Gleichung (2.32) bestimmt. Damit wird festgelegt, auf welchem Arbeitspunkt der Hysteresekurve der Sensor arbeitet (s. Bild 2.22).

Ein größeres  $H$ -Feld erzeugt bei einer magnetoelastischen Änderung der Permeabilität  $\mu_r$  eine größere magnetische Flussdichte  $B$ , was zu einer höheren induzier-

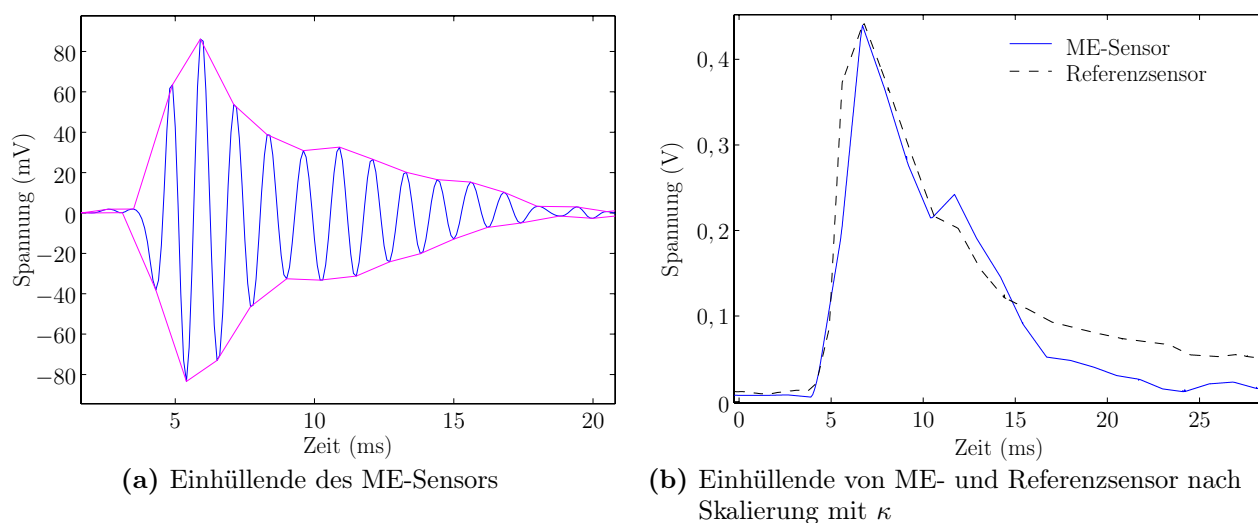




**Bild 2.22:** Wahl des Arbeitspunkts auf der Hysteresekurve

ten Spannung führt. Es ist zu vermuten, dass der Sensor das beste Verhalten bezüglich Signalamplitude, Linearität und Robustheit in der magnetischen Sättigung zeigt. Die Vorgeschichte der Magnetisierung spielt dann keine Rolle mehr. Bei der Messung der Hysteresekurve der Leitungen in Abschnitt 2.4.2 wurden zum Erreichen der magnetischen Sättigung sehr starke, im Fahrzeug nicht realisierbare Ströme verwendet. Diese werden hier aufgrund der sehr viel höheren Wicklungszahl der Vormagnetisierungsspulen jedoch nicht benötigt. Für einen Strom  $I_{VM} = 200 \text{ mA}$ ,  $n = 2000$  Wicklungen und die Spulenlänge  $l = 30 \text{ mm}$  wurde bereits in Gleichung (2.42) eine magnetische Feldstärke  $H_a = 13 \text{ kA/m}$  berechnet, was in der gleichen Größenordnung wie bei den Hysteresemessungen in Bild 2.12 liegt.

Um den Einfluss des Vormagnetisierungsstroms auf das Messsignal genauer zu untersuchen, werden bei verschiedenen Strömen  $I_{VM}$  Messungen mit dem ME-Sensor durchgeführt und mit dem Signal eines ebenfalls an der Leitung montierten hochgenauen Referenzsensors verglichen. Dazu werden die Einhüllenden  $E_{ME}(t)$  und  $E_{Ref}(t)$  der Druckwellen beider Sensorsignale berechnet und wegen der unterschiedlichen Signalpegel über einen Skalierungsfaktor aneinander angepasst. Die Einhüllende des ME-Sensors bei  $I_{VM} = 170 \text{ mA}$  und 800 bar Raildruck ist in Bild 2.23a zu sehen. Der positive Zweig der Einhüllenden des Referenzsensors wird mit dem positiven Zweig der mit  $\kappa$  skalierten Einhüllenden des ME-Sensors in Bild 2.23b verglichen. Am Ende der Schwingung zeigt der ME-Sensor eine stärkere Dämpfung als der Referenzsensor. Zwischen etwa 10 ms und 12 ms nimmt die Amplitude des ME-Sensors kurzzeitig zu, was aus der Physik der Druckwellen nicht zu erklären ist und auf eine Störung im magnetoelastischen



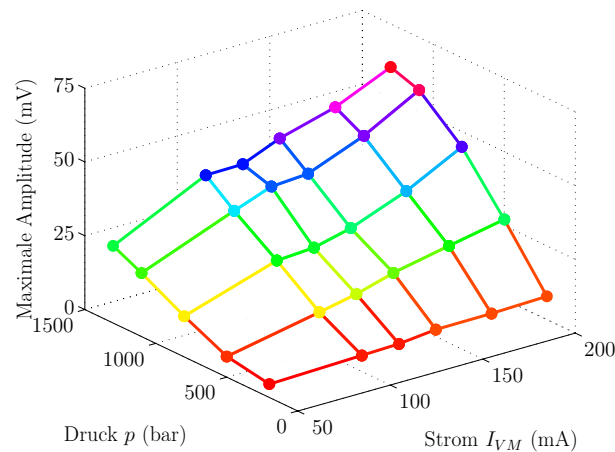
**Bild 2.23:** Vergleich der Einhüllenden von ME- und Referenzsensor

Messprinzip hindeutet. Im restlichen Verlauf stimmen die Einhüllenden beider Sensoren gut überein. Mit zunehmendem Vormagnetisierungsstrom nehmen die Abweichungen zwischen den beiden Einhüllenden ab, was auf die stärkere Magnetisierung des Materials und somit auf eine stärkere Ausrichtung der Domänen in Richtung des äußeren Feldes zurückzuführen ist.

Bild 2.24 zeigt die maximale Amplitude der induzierten Spannung in Abhängigkeit von Druck und Vormagnetisierungsstrom. Auch hier wirkt sich der höhere Strom positiv aus, da eine höhere Signalamplitude ein besseres Signal-Rausch-Verhältnis bedeutet.

Ein starkes Vormagnetisierungsfeld wirkt außerdem als aktive Schirmung gegen äußere Störfelder. Die Störfelder überlagern sich dem Feld der Vormagnetisierungsspulen. Bringt das Vormagnetisierungsfeld das Material bereits in die magnetische Sättigung, so ist der additive Einfluss der Störfelder auf die magnetische Flussdichte  $B$  entsprechend gering.

Somit sprechen alle diskutierten Aspekte für einen möglichst hohen Vormagnetisierungsstrom  $I_{VM}$ . Dieser wird jedoch zum Einen begrenzt durch den Stromverbrauch und die Belastung für die Bauteile der Gleichstromquelle, zum Anderen durch die Wärmeentwicklung in den Spulen. Ein Wert von  $I_{VM} = 200$  mA hat sich daher als guter Kompromiss erwiesen, bei dem die magnetische Sättigung des Materials zumindest näherungsweise erreicht ist.



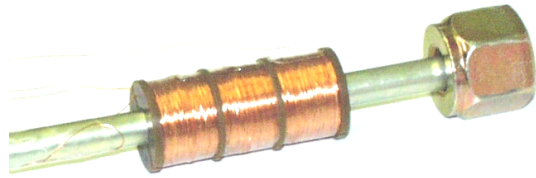
**Bild 2.24:** Maximale Amplitude der induzierten Spannung

### 2.5.5 Robustheitsanforderungen

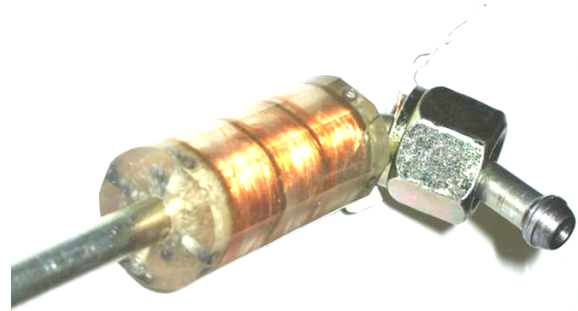
Die Montage des Sensors an den Stichleitungen zwischen Rail und Injektoren bringt hohe Anforderungen an die Robustheit des Sensors mit sich. Er muss Temperatur- und Vibrationsbelastungen standhalten und kraftstofffest sein. Die Belastungen, die während des Fahrzeugbetriebs auftreten können, sind in einer ISO-Norm [63] angegeben. Die Automobilhersteller haben auf Basis dieser Norm Prüfvorschriften für elektronische Bauteile entwickelt. Abhängig vom Anbauort der Elektronik sind unter anderem verschiedene Minimal- und Maximaltemperaturen sowie Schwingungsamplituden für Vibrationstests vorgegeben. Diese Anforderungen müssen bereits bei der Auswahl der Sensormaterialien und der Konstruktion berücksichtigt werden.

Die Sensorspulen werden aus Kupferlackdraht, wie er z.B. für Transformatoren verwendet wird, gewickelt. Dabei ist der Draht mit einem Isolationslack umhüllt, der ausreichend temperaturbeständig sein muss. Weiterhin soll der Draht möglichst dünn sein, um Bauraum zu sparen, ohne jedoch bei der Herstellung zu reißen. Für den Prototypenbau wird ein Kupferlackdraht mit Durchmesser  $d=0,15$  mm und einer Dauertemperaturbeständigkeit von  $180^\circ\text{C}$  ausgewählt.

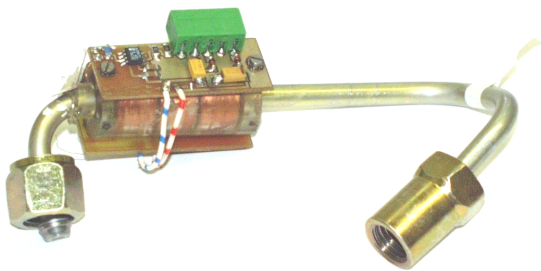
Zur Fixierung der Spulen auf der Leitung wird der Draht auf einen aus zwei Halbschalen bestehenden Spulenträger gewickelt, siehe Bild 2.14. Damit dieser bis mindestens  $125^\circ\text{C}$  temperaturbeständig ist, bietet sich z.B. Polyamidguss als Material an. Eine Leitung mit montierten Spulen ist in Bild 2.25a dargestellt. Um die Spulen samt Träger vor Verrutschen auf der Leitung und gegen mechanische Beschädigungen zu schützen, können sie z.B. mit einem handelsüblichen Polyurethan-Gießharz vergossen werden, das ebenfalls bis mindestens  $125^\circ\text{C}$  temperaturbeständig sein muss. Die vergossenen Spulen zeigt Bild 2.25b.



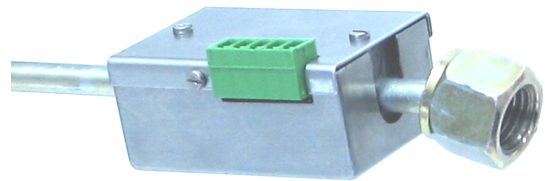
(a) Leitung mit montierten Spulen



(b) Vergossene Spulen



(c) Leitung mit komplettem Sensor

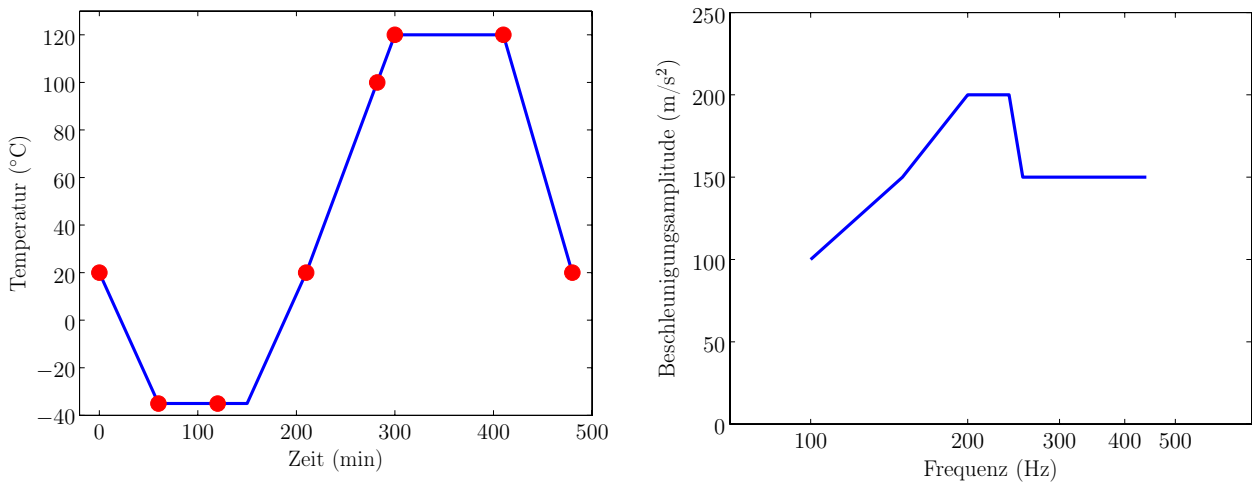


(d) Gehäuse zum mechanischen Schutz

**Bild 2.25:** Herstellung eines Sensorprototyps

Auch bei der Auswahl der Bauteile für die Sensorelektronik muss die hohe Temperatur am Einsatzort berücksichtigt werden. Es dürfen nur Bauteile verwendet werden, die für den so genannten erweiterten industriellen Temperaturbereich von  $-40^{\circ}\text{C}$  bis  $+125^{\circ}\text{C}$  spezifiziert sind. Um Platz zu sparen, wird die Elektronik in zwei Teilplatten gefertigt, die längs auf die vergossenen Spulen montiert werden (s. Bild 2.25c). Alternativ könnte die Elektronik auch gleich mit den Spulen vergossen werden, was aber einen eventuellen Austausch oder Umbau der Elektronik unmöglich macht. Dann wäre kein zusätzliches Schutzgehäuse mehr erforderlich, wie es in Bild 2.25d zu sehen ist.

Um abschätzen zu können, ob ein entsprechend Bild 2.25 hergestellter Sensorprototyp ausreichend robust für den Erprobungseinsatz in einem Fahrzeug wäre,



(a) Temperaturverlauf beim Temperaturwechseltest. Die Zeitpunkte der elektrischen Funktionsüberprüfung sind markiert. (b) Beschleunigungsamplitude beim Vibrationstest

**Bild 2.26:** Durchgeführte Robustheitstests

wurden vier baugleiche Prototypen in einem zertifizierten Prüflabor ausgewählten Temperatur- und Vibrationstests unterzogen.

Der beim Temperaturtest erzeugte Temperaturverlauf ist in Bild 2.26a dargestellt. Die dabei festgelegte Mindesttemperatur  $T_u = -35\text{ °C}$  und die Höchsttemperatur  $T_o = 120\text{ °C}$  sind gegenüber den Vorgaben der ISO-Norm ( $T_u = -40\text{ °C}$ ,  $T_o = 140\text{ °C}$ ) etwas abgeschwächt. Alle vier Prüflinge passierten den Test ohne Beanstandungen.

Beim Vibrationstest wurde eine Sinusschwingung mit der in Bild 2.26b dargestellten Beschleunigungsamplitude erzeugt. Nach einer Testdauer von einer Stunde waren drei der vier Prüflinge funktionsunfähig, weil sich die Schrauben, mit denen die Platinen am vergossenen Spulenkörper befestigt waren, gelöst hatten. Hier empfiehlt sich eine andere Befestigungsmethode, z.B. Festkleben oder Vergießen der Elektronik. Der vergossene Spulenkörper als Kernelement des Sensors zeigte keine Beschädigungen.

## 2.6 Signalverarbeitung

In Abschnitt 2.3.2 wurde bereits der prinzipielle Zusammenhang zwischen dem Druck in der Leitung und der in der Messspule induzierten Spannung beschrieben. Aus diesem Ansatz wird nun ein Algorithmus zur quantitativen Bestimmung des Drucks in der Stichleitung entwickelt.

Die magnetischen Eigenschaften des Leitungsmaterials lassen nur ein differentiell-

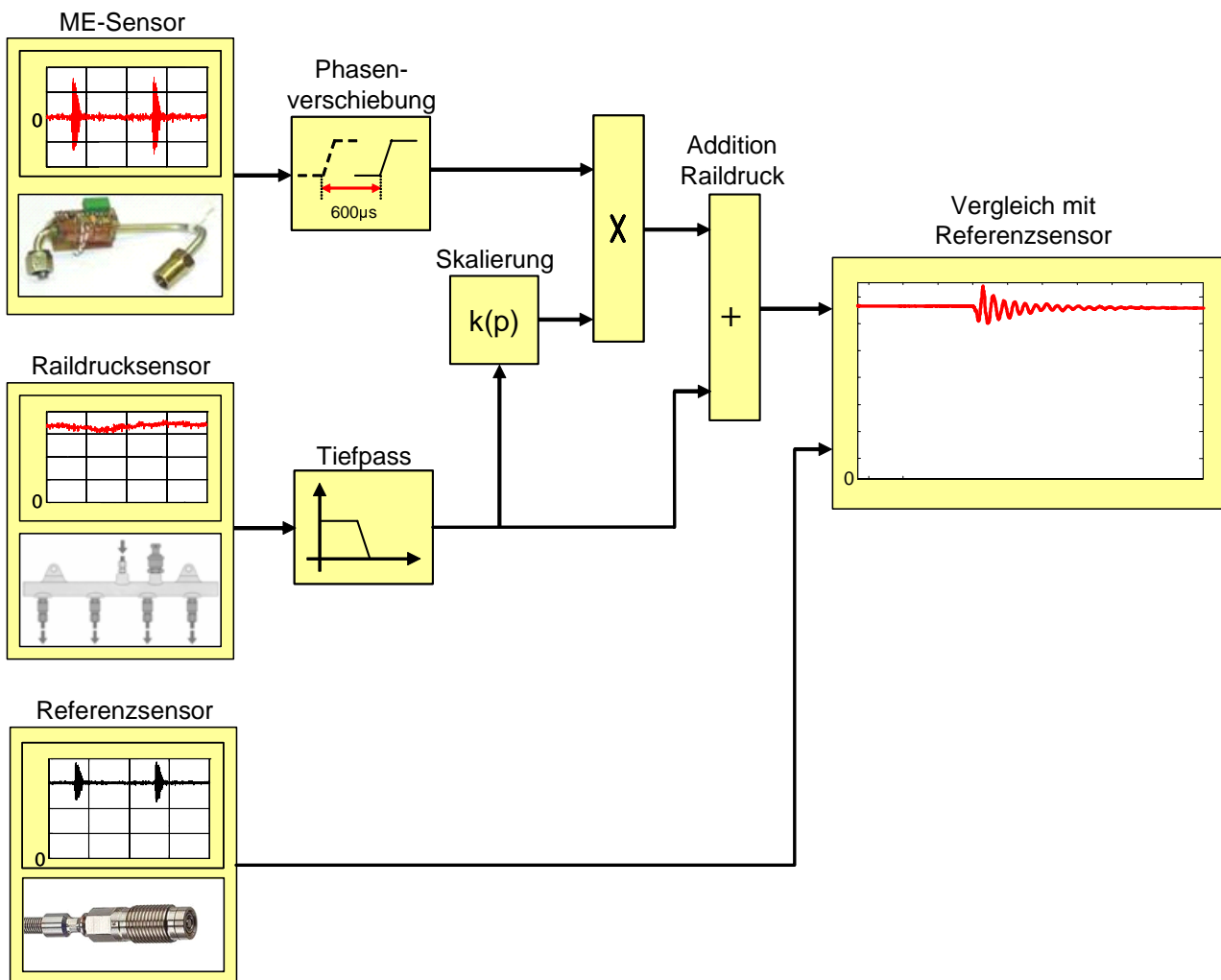
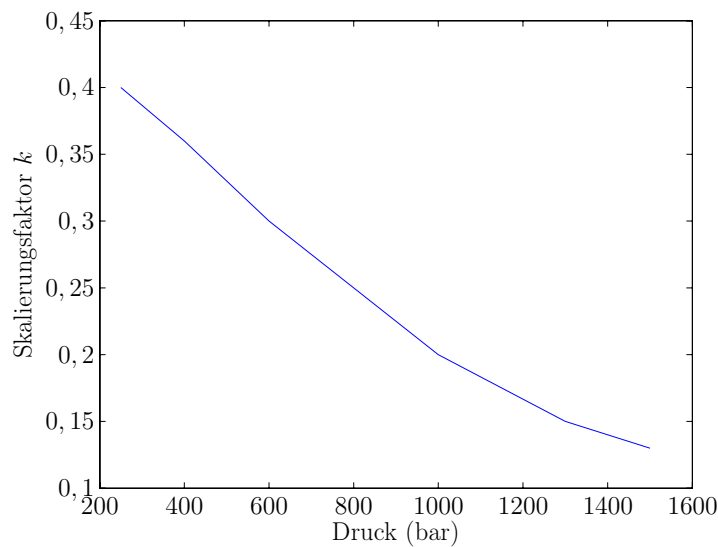


Bild 2.27: Algorithmus zur Druckrekonstruktion

les Messverfahren zu, bei dem die Änderung des Drucks erfasst wird (s. Abschnitt 2.4.2). Dennoch kann unter der Annahme, dass der Mitteldruck im ganzen Einspritzsystem gleich ist, der Absolutdruck in der Stichleitung bestimmt werden. Dazu wird zu den mit dem ME-Sensor gemessenen Druckänderungen das Signal des Raildrucksensors, der in jedem Einspritzsystem eingebaut ist, hinzu addiert (s. Bild 2.27). Da der Raildruck in der Regel durch Kolbenpumpen erzeugt wird, ist er nicht konstant, sondern die Kolbenhübe sind im Drucksignal sichtbar. Sie haben eine deutlich kleinere Amplitude als die durch die Injektorbewegungen verursachten Druckwellen auf der Stichleitung. Die Ausbreitung dieser Druckwellen durch das Rail und die Stichleitung bis zum Anbauort des ME-Sensors benötigt eine gewisse Zeit. Bei Messung des Drucks in der Stichleitung mit einem Referenzsensor zeigt sich diese Ausbreitungszeit in einer ortsabhängigen Phasen-



**Bild 2.28:** Nichtlinearität des ME-Sensors über dem Druck

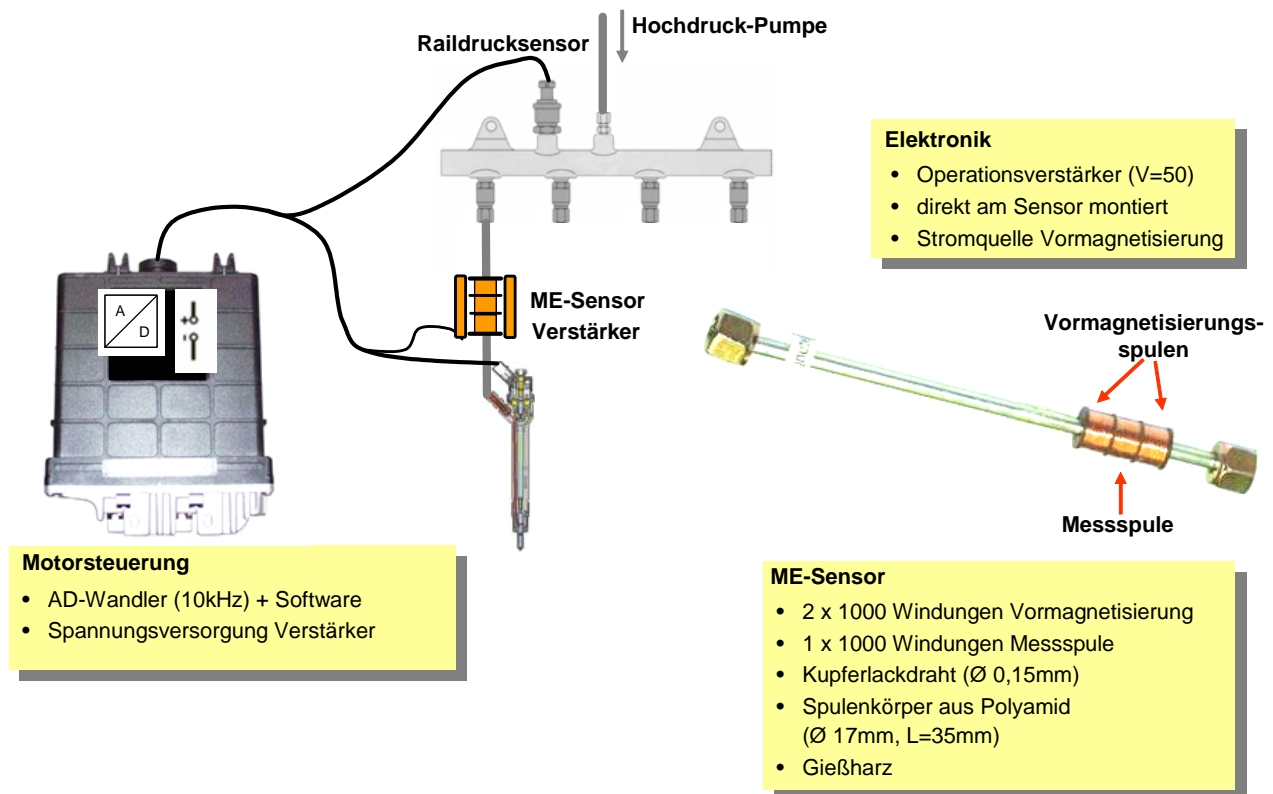
verschiebung zwischen dem Signal des Raildrucksensors und des Referenzsensors. Diese Phasenverschiebung wird im Algorithmus nach Bild 2.27 durch ein Verzögerungsglied berücksichtigt.

Wie die Modellbetrachtungen in Abschnitt 2.3.1 und 2.3.2 gezeigt haben, kann der Zusammenhang zwischen dem dynamischen Druckanteil und der im Sensor induzierten Spannung entsprechend Gleichung (2.34) aufgrund der unbekannt Materialparameter nur empirisch bestimmt werden. Hierzu wird anhand von Vergleichsmessungen mit einem Referenzsensor ein Faktor  $k$  bestimmt, mit dem die gemessene Spannung skaliert wird. Dabei ergibt sich ein nichtlinearer Verlauf von  $k$  über dem Raildruck  $p_{Rail}$ , der in Bild 2.28 dargestellt ist. Der ME-Sensor ist also nichtlinear über dem zu messenden Druck. Der Skalierungsfaktor ändert sich jedoch nur langsam über dem Druck, so dass bei der Messung der durch die Einspritzungen erzeugten Druckwellen, deren Amplitude um maximal  $\pm 15\%$  vom Arbeitspunkt abweicht, näherungsweise von einem konstanten  $k$  ausgegangen werden kann. Dies entspricht einer Linearisierung um den Arbeitspunkt. Der Verlauf des Skalierungsfaktors kann in der Motorsteuerung in einem Kennfeld abgelegt werden.

Nach Skalierung mit  $k(p_{Rail})$  und Addition des Mitteldrucks steht somit der tatsächliche Druckverlauf  $p(t)$  in der Stichleitung als indirekte Messgröße zur Verfügung. Der Algorithmus ist in Bild 2.27 schematisch dargestellt. Da die maximale erwartete Schwingfrequenz im Einspritzsystem bei etwa 3 kHz liegt, wird der Algorithmus mit einer Abtastrate von 10 kHz ausgeführt. Der Raildrucksensor wird vor der Weiterverarbeitung noch tiefpassgefiltert, beim ME-Sensor wird darauf verzichtet. Dies erspart Probleme mit der frequenzabhängigen Gruppen-

laufzeit der dazu üblicherweise verwendeten IIR-Filter [47], was zu einer Phasenverschiebung des gefilterten Signals führen kann. Je nach Störumgebung der Messanordnung kann es aber notwendig sein, auch das ME-Signal zu filtern.

## 2.7 Integration ins Gesamtsystem



**Bild 2.29:** Integration des magnetoelastischen Drucksensors ins Einspritzsystem

Nachdem das Funktionsprinzip des Sensors untersucht und die Einflüsse verschiedener Entwurfsparameter geklärt wurden, stellt Bild 2.29 zusammenfassend eine mögliche Integration des magnetoelastischen Drucksensors in die Struktur eines Einspritzsystems dar. Gezeigt ist nur ein Injektor, je nach Systemauslegung kann jedoch auch an mehreren Injektoren ein magnetoelastischer Drucksensor montiert werden. Neben den Spulen und der Sensorelektronik ist im Motorsteuergerät ein AD-Wandler sowie Software zur Auswertung und Weiterverarbeitung der Sensorsignale erforderlich.



## 3 Druckwellenmessungen

Nachdem in Kapitel 2 ein Prototyp eines magnetoelastischen Drucksensors entworfen wurde, soll im Folgenden dessen Eignung beim Einsatz in einem Common-Rail-System überprüft werden. Dazu werden verschiedene Messungen an einem Common-Rail-Einspritzprüfstand, dessen Aufbau in Anhang A beschrieben wird, durchgeführt. Um die Sensorsignale beurteilen zu können, ist bei allen Messungen zusätzlich ein hochgenauer piezoresistiver Referenzdrucksensor an der Stichleitung montiert.

Es werden verschiedene Arbeitspunkte definiert, die im Motorbetrieb typischer Weise auftreten oder gut zur Bewertung der Sensorsignale geeignet sind. Die Druckverläufe in diesen Arbeitspunkten werden dann an mehreren Stichleitungen gemessen, um zu untersuchen, wie unterschiedlich das Messverfahren bei verschiedenen Leitungen funktioniert. Die Messdaten werden im Zeitbereich und im Frequenzbereich ausgewertet, wobei auch die Reproduzierbarkeit der Signale und Temperatureinflüsse untersucht werden.

### 3.1 Untersuchte Arbeitspunkte

Je nach Last und Motordrehzahl variiert der Raildruck sowie die eingespritzte Kraftstoffmenge und deren Aufteilung in einzelne Einspritzungen pro Verbrennungszyklus. Um einen repräsentativen Überblick über das Verhalten des magnetoelastischen Drucksensors zu bekommen, werden folgende Arbeitspunktgruppen definiert:

#### 1. **Einfacheinspritzung:**

Die einfachste Form eines Einspritzmusters besteht aus einer Einspritzung pro Verbrennungszyklus. Dieses Prinzip wird zwar in modernen Dieselmotoren nicht mehr angewendet, da dort immer mindestens zwei Einspritzungen pro Verbrennungszyklus eingesetzt werden, es hat jedoch den Vorteil, dass die entstehende Druckwelle nicht nach kurzer Zeit durch eine zweite Einspritzung unterbrochen wird und somit der gesamte Abklingvorgang der Welle untersucht werden kann. Um den Einfluss der Einspritzdauer  $t_i$  beurteilen zu können, wird diese variiert. Der maximal mögliche Raildruck im zu Verfügung stehenden Einspritzsystem beträgt 1500 bar, der

im Motorbetrieb verwendete minimale üblicherweise 250 bar, weshalb auch der Raildruck entsprechend variiert wird. Kombinatorisch ergeben sich 35 sinnvolle Arbeitspunkte, die in Bild 3.1a dargestellt sind.

2. **Zweifacheinspritzung:**

Um den Einfluss einer Druckwelle auf die nachfolgende Einspritzung zu untersuchen, werden Einspritzmuster mit zwei Einspritzungen pro Verbrennungszyklus verwendet. Dabei folgen häufig zwei kurze Einspritzungen aufeinander, was im Betrieb einer geteilten Voreinspritzung oder geteilten Haupteinspritzung entspricht, oder eine lange Einspritzung auf eine kurze, was einer Haupteinspritzung, die auf eine Voreinspritzung folgt, entspricht. Die Menge  $m_1$  der ersten Einspritzung wird zwischen 1 mg bei niedrigeren Drücken und 1,5 mg bei hohen Drücken variiert, die Menge  $m_2$  je nach Druck zwischen 3 mg und 38,5 mg. Damit ergibt sich eine Gesamteinspritzmenge  $m_{ges}$  von 4 mg bis 40 mg. Die gewählten Arbeitspunkte zeigt Bild 3.1b, wobei sich  $m_2$  aus der Differenz von  $m_{ges}$  und  $m_1$  ergibt. Die Abstände zwischen dem jeweiligen Beginn der Einspritzung werden für jeden gezeigten Arbeitspunkt zwischen 2 ms und 3 ms variiert, was bei einer Motordrehzahl von  $N = 1200$  U/min Separationswinkeln von  $14,5^\circ$  bzw.  $21,5^\circ$  Kurbelwellenwinkel entspricht. Damit ergeben sich insgesamt 52 zu vermessende Arbeitspunkte.

3. **Variation des Separationswinkels:**

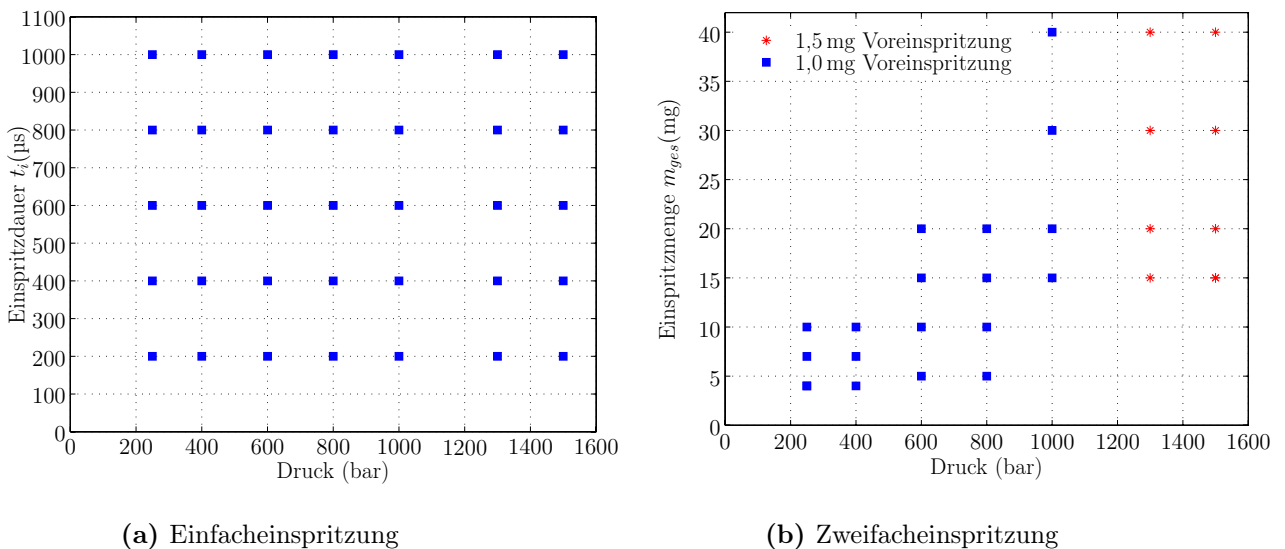


Bild 3.1: Untersuchte Arbeitspunkte

Ein im Motorbetrieb häufig auftretender Fall ist die Variation des Abstandes zwischen zwei Einspritzungen, also des Separationswinkels. Es handelt sich dabei um eine Variante der Zweifacheinspritzungen, die für einige Arbeitspunkte exemplarisch untersucht wird.

#### 4. Variation der Kraftstofftemperatur:

Da sich der Kraftstoff durch den hohen Druck im System erwärmt und außerdem durch Pumpen- und Injektorleckage und die Abspritzmengen des Druckregelventils ein Teil des geförderten Kraftstoffs wieder in den Tank zurückgeleitet wird, kann die Kraftstofftemperatur am Injektor zwischen der Umgebungstemperatur und etwa 80 °C schwanken. Dies hat durch die sich verändernde Viskosität des Kraftstoffs Einfluss auf die Frequenz der Druckwellen. Um gleichzeitig das Temperaturverhalten des magnetoelastischen Drucksensors zu überprüfen, werden Messungen bei Kraftstofftemperaturen zwischen 25 °C und 60 °C durchgeführt.

### Einfluss der Motordrehzahl

Die erläuterten Messungen werden der Einfachheit halber alle bei einer Motordrehzahl von  $N = 1200$  U/min durchgeführt. Bei einer Betrachtung der Einspritzvorgänge auf der Zeitachse ändert sich bei variierender Motordrehzahl nur der Abstand zwischen den Einspritzungen. Dieser kann bei der am Prüfstand vorliegenden Steuerung einfach über einen Kalibrationsparameter verändert werden. Auf den Druckverlauf hat außerdem die Hochdruckpumpendrehzahl Einfluss, die mit  $2/3$  der Motordrehzahl läuft. Da es sich um eine Dreikolbenpumpe handelt, beträgt die Frequenz der durch die Kolben erzeugten Druckhübe

$$f_{Pumpe} = \frac{2}{3} \cdot N_{Motor} \cdot \text{Kolbenzahl} = 40 \text{ Hz} \quad (3.1)$$

und liegt damit um mehr als eine Größenordnung unter den Frequenzen der durch die Injektoren erzeugten Druckwellen. Der Einfluss der Hochdruckpumpe auf den Druckverlauf kann somit bei der gewählten Beobachtungsdauer von in der Regel 20 ms vernachlässigt werden.

### 3.2 Untersuchte Einspritzleitungen

Um den Einfluss des Leitungsmaterials auf die Sensorsignale zu untersuchen, werden zehn verschiedene Leitungen der Länge  $l = 200$  mm vermessen. Die Leitungen stammen vom gleichen Hersteller und bestehen aus dem gleichen Material, einem

Automatenstahl nach DIN St52. Sie haben einen Innendurchmesser  $d_i = 2,4$  mm und einen Außendurchmesser  $d_a = 6$  mm.

Zur Kontrolle der Messdaten wird an jeder Leitung zusätzlich ein piezoresistiver Referenzsensor montiert. Dieser benötigt den direkten Kontakt zum Medium, weshalb die Leitung angebohrt werden muss. Das Anbohren erzeugt bleibende Spannungszustände im Material, die lokalen Einfluss auf die Kristallstruktur und damit auf die magnetischen Eigenschaften der Leitung haben. Um die Signalgüte des magnetoelastischen Sensors nicht zu beeinträchtigen, muss bei der Montage ein räumlicher Abstand zwischen den beiden Sensoren von einigen Zentimetern eingehalten werden. Bei der in Bild 3.2 skizzierten Messanordnung wird der Referenzsensor an einem separaten Leitungsstück von 50 mm Länge befestigt, das zwischen Injektor und Stichleitung eingebaut wird. Dadurch soll der Einfluss mechanischer Spannungen in der Stichleitung minimiert werden. Durch den räumlichen Abstand sind die Druckverläufe an den beiden Messpunkten nicht exakt identisch, denn es können Unterschiede beim Einschwingvorgang, also direkt nach Schließen des Injektors, und in den Amplituden der Druckwellen auftreten. Dies muss bei der Bewertung der Übereinstimmung der beiden Sensoren berücksichtigt werden.

Zur Unterscheidung werden die zu untersuchenden Stichleitungen nummeriert:

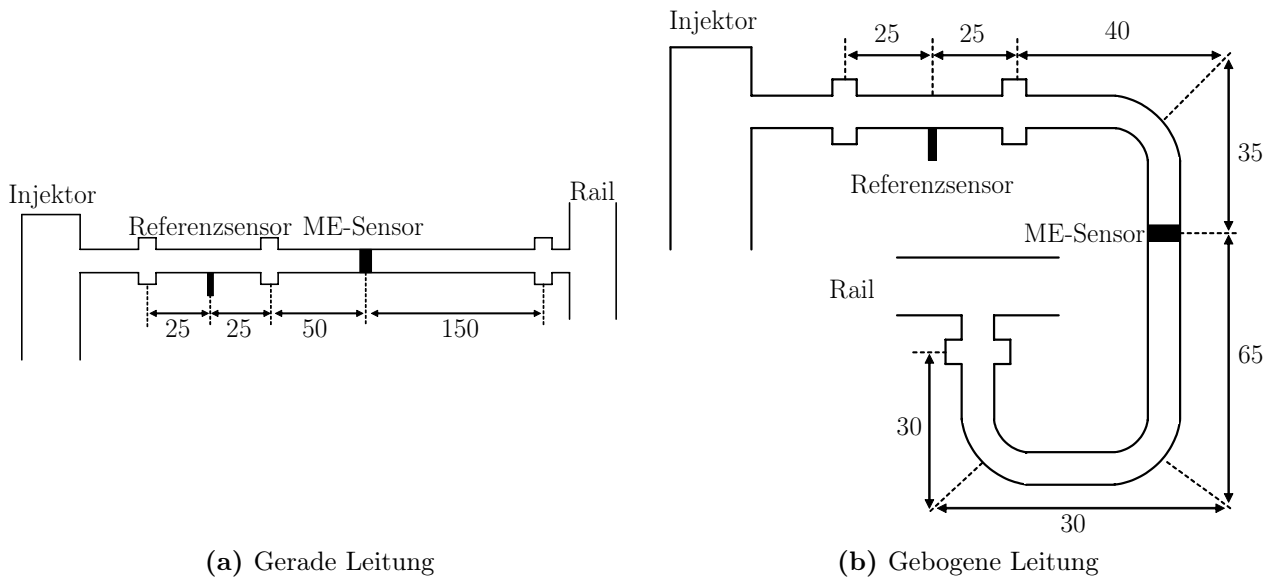
#### Leitungen 1-5: Gerade Leitungen

Die Leitungen 1-5 weisen keine Biegungen auf. Die Position des ME-Sensors und des Referenzsensors ist in Bild 3.2a skizziert. Der Abstand zwischen den beiden Sensoren beträgt 75 mm.

#### Leitungen 6-10: Gebogene Leitungen

Die Leitungen 6-10 sind jeweils an drei Stellen um  $90^\circ$  gebogen, siehe Bild 3.2b. Durch diese Geometrie sind die möglichen Anbaupositionen des Sensors eingeschränkt. Der Abstand vom ME-Sensor zum Referenzsensor ist mit 100 mm größer als bei den geraden Leitungen. Außerdem verändert das Biegen die mechanischen Spannungszustände im Material, was wiederum Einfluss auf dessen magnetoelastisches Verhalten hat. Deshalb wird im Algorithmus zur Druckrekonstruktion nach Abschnitt 2.6 für die gebogenen Leitungen ein höherer Skalierungsfaktor verwendet als für die geraden Leitungen.

Auf allen Leitungen wird jeweils ein Sensorprototyp entsprechend Bild 2.25 montiert. Geringfügige Unterschiede zwischen den einzelnen Sensoren sind wegen der manuellen Sensorherstellung dabei nicht auszuschließen.



**Bild 3.2:** Leitungsgeometrie und Sensorpositionen, Maßangaben in (mm)

### 3.3 Auswertung im Zeitbereich

Zur Bewertung des Druckverlaufs werden zwei Fehlergrößen verwendet: der maximale relative Fehler und der quadratische Fehler. Diese sind folgendermaßen definiert:

1. **Maximaler relativer Fehler:**

Als maximaler relativer Fehler wird die größte relative Abweichung während einer Messung zwischen ME-Sensor und Referenzsensor bezeichnet. Er berechnet sich als

$$e_{rel,max} = \max_t \left( \underbrace{\frac{|p_{ME}(t) - p_{Ref}(t)|}{p_{Ref}(t)}}_{e_{rel}(t)} \right), \tag{3.2}$$

wobei  $p_{ME}(t)$  den mit dem ME-Sensor und  $p_{Ref}(t)$  den mit dem Referenzsensor gemessenen Druck bezeichnet. Da der relative Fehler  $e_{rel}(t)$  auf das Signal des Referenzsensors bezogen ist, nimmt er naturgemäß mit zunehmendem Druckniveau ab.

Der maximale relative Fehler bezieht sich nur auf den Punkt der größten Abweichung beider Sensorsignale. Über den restlichen Verlauf der Messkurven sagt er nur soviel aus, dass dort zu keinem Zeitpunkt eine größere

Abweichung auftritt. Ob der maximale relative Fehler bei einer Impulsstörung auftritt und die Sensoren an den restlichen Zeitpunkten wesentlich besser übereinstimmen, oder ob er repräsentativ für den gesamten Signalverlauf ist, kann mit dieser skalaren Größe nicht festgestellt werden.

## 2. Normierter quadratischer Fehler:

Um die Übereinstimmung zwischen ME-Sensor und Referenzsensor über die gesamte Messung zu bewerten, kann ein quadratischer Fehler gemäß

$$e_q = \sum_t (p_{ME}(t) - p_{Ref}(t))^2 \quad (3.3)$$

verwendet werden. Dabei wird zu jedem Abtastzeitpunkt der quadratische Fehler zwischen den beiden Sensoren berechnet und aufsummiert. Der absolute Wert des quadratischen Fehlers sagt somit wenig aus, er dient jedoch zum Vergleich verschiedener Leitungen untereinander. Deshalb wird der quadratische Fehler auf den kleinsten auftretenden Wert normiert:

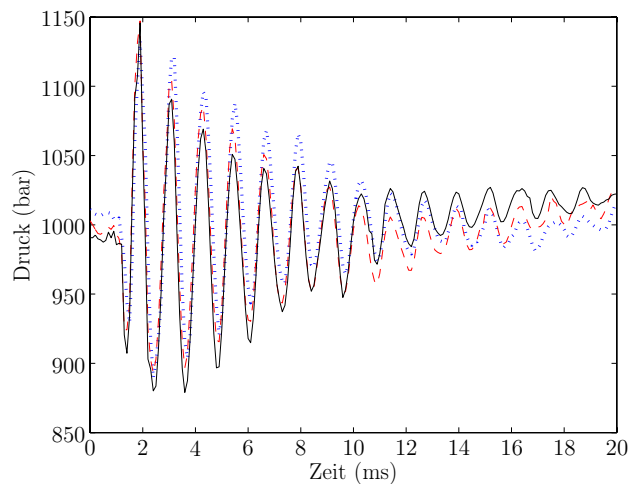
$$e_{quad} = \frac{e_q}{e_{q,max}} \quad (3.4)$$

Die beiden Fehlergrößen werden für die verschiedenen Leitungen berechnet und angegeben. Zusätzlich werden exemplarisch ausgewählte Messungen grafisch dargestellt.

Zur Auswertung der Signale wird der in Abschnitt 2.6 vorgestellte Algorithmus verwendet. Dabei gehen Messfehler des Raildrucksensors implizit in das Signal des ME-Sensors mit ein und werden diesem zugerechnet. Natürlich können auch Ungenauigkeiten des Referenzsensors nicht völlig ausgeschlossen werden. Der Hersteller gibt die Empfindlichkeitsänderung über dem Messbereich mit  $< \pm 1\%$  an, was bei hohem Druck und einer auf diesen Sensor bezogenen Fehlerdefinition durchaus signifikanten Einfluss haben kann. Da eine genauere Druckmessung jedoch nicht mit vertretbarem Aufwand realisierbar ist, wird im Folgenden davon ausgegangen, dass der Referenzsensor den tatsächlichen Druck korrekt angibt.

### 3.3.1 Mittelung über mehrere Einspritzungen

Bei der hydraulischen Auslegung von Common-Rail-Einspritzsystemen wird Wert auf eine hohe Stabilität gelegt, was bedeutet, dass Druck- und Volumenstromverläufe bei gleichem Arbeitspunkt möglichst gut reproduzierbar sein sollen. Beim



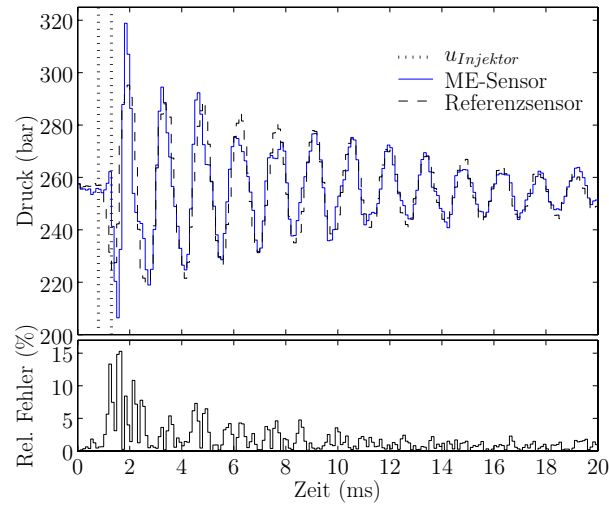
**Bild 3.3:** Mit dem ME-Sensor gemessene Druckverläufe drei aufeinander folgender Einspritzungen. Die Druckverläufe sind zeitlich übereinander gelegt, der Beginn aller drei Einspritzungen liegt im Bild bei 1 ms.

zu Verfügung stehenden Einspritzprüfstand ist dies jedoch nur bedingt gewährleistet. Die Messung mehrerer direkt hintereinander folgender Einspritzungen im gleichen Arbeitspunkt zeigt, dass die Druckwellen gleiches Verhalten zeigen, der überlagerte Mitteldruck jedoch von Einspritzung zu Einspritzung variiert (s. Bild 3.3). Dieses Phänomen tritt sowohl bei den Messwerten des ME-Sensors als auch bei denen des Referenzsensors auf, kann also nicht auf Ungenauigkeiten des magnetoelastischen Messverfahrens zurückgeführt werden. Um diese Streuungen zu eliminieren, wird bei der Betrachtung der Messdaten im Folgenden immer über acht direkt aufeinander folgende Einspritzungen gemittelt. Dadurch wird auch der Einfluss von Störungen auf die Fehlerberechnung reduziert.

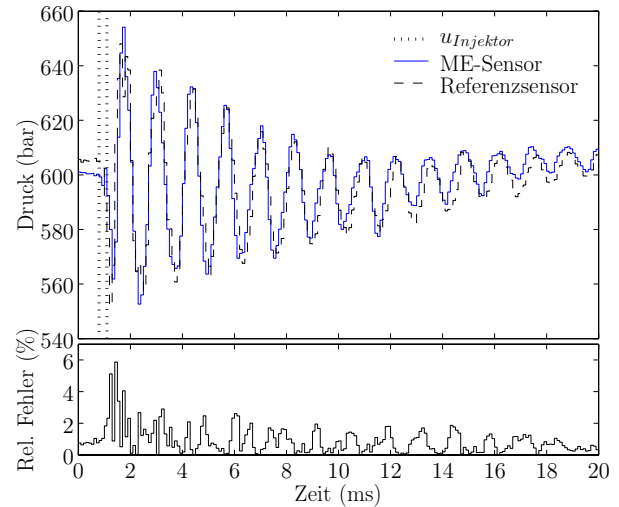
### 3.3.2 Einfacheinspritzungen

In Bild 3.4 ist der Signalverlauf bei Einfacheinspritzungen für eine gerade Leitung dargestellt<sup>1</sup>. Die in den Teilbildern 3.4b, 3.4c und 3.4d sichtbare Zunahme des Mitteldrucks gegen Ende der Druckschwingungen ist auf die von der Hochdruckpumpe erzeugten Druckpulsationen zurückzuführen. Bei allen Drücken zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen ME-Sensor und Referenzsensor bezüglich der Phase und der Frequenz der Druckschwingungen. In den Amplituden gibt es einige Abweichungen, die vor allem zu Beginn der Druckwellen auftreten. Der exponentiell abklingende Dämpfungsverlauf wird gut wiedergegeben. Im unteren

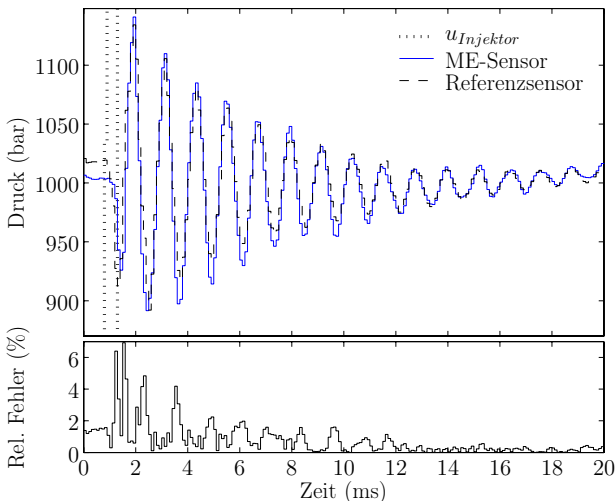
<sup>1</sup>Die Injektorspannung  $u_{Injektor}$  wird in allen Bildern dieses Kapitels so skaliert, dass Anstieg und Abfall und damit Beginn und Ende der Einspritzungen deutlich erkennbar wird. Auf eine Angabe der physikalisch korrekten Skalierungsfaktoren wird dabei verzichtet.



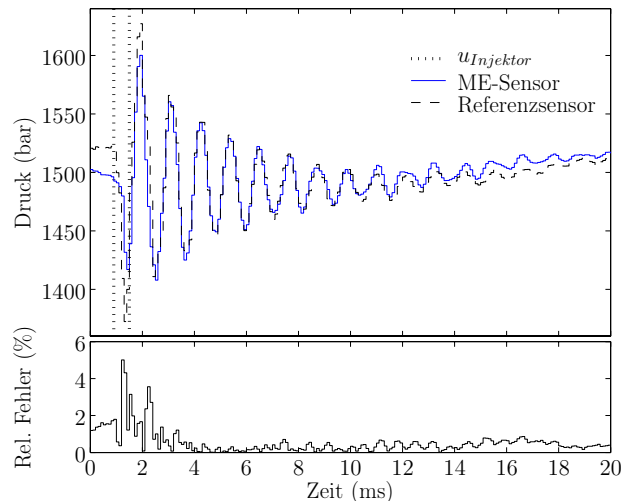
(a)  $p_{Rail} = 250 \text{ bar}$ ,  $t_i = 400 \mu\text{s}$ ,  $e_{rel,max} = 15,3 \%$



(b)  $p_{Rail} = 600 \text{ bar}$ ,  $t_i = 200 \mu\text{s}$ ,  $e_{rel,max} = 5,9 \%$



(c)  $p_{Rail} = 1000 \text{ bar}$ ,  $t_i = 400 \mu\text{s}$ ,  $e_{rel,max} = 6,9 \%$



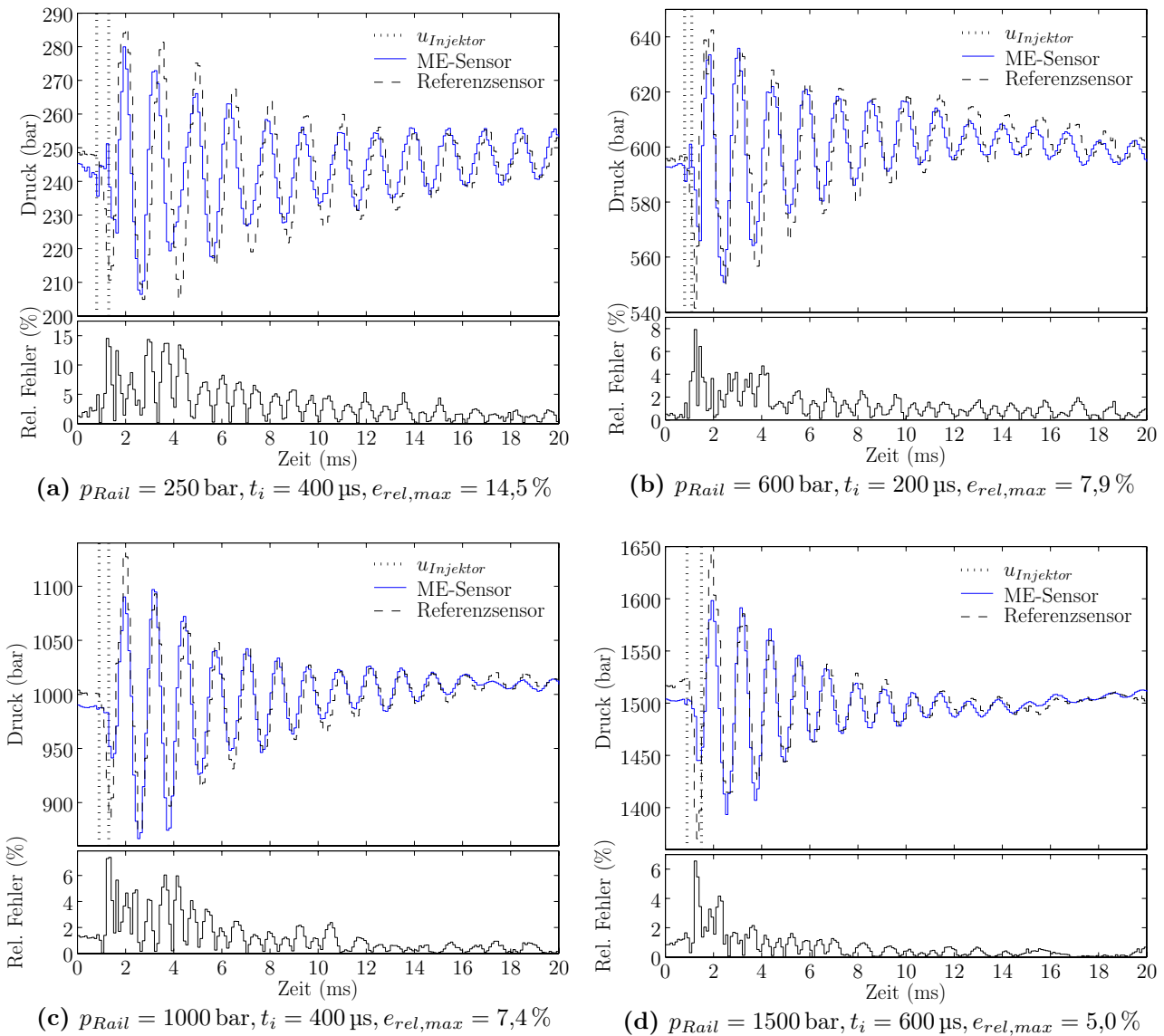
(d)  $p_{Rail} = 1500 \text{ bar}$ ,  $t_i = 600 \mu\text{s}$ ,  $e_{rel,max} = 5,0 \%$

**Bild 3.4:** Druckverlauf bei Einfacheinspritzung in einer geraden Leitung

Abschnitt jedes Teilbildes ist der Verlauf des relativen Fehlers  $e_{rel}$  mit gleicher Zeitachsenskalierung dargestellt. Der maximale relative Fehler nach Gleichung (3.2) tritt jeweils zu Anfang der Druckschwingungen auf, wenn die Abweichungen in den Amplituden am größten sind. Im weiteren Verlauf nimmt er auf etwa die Hälfte des Maximalwertes ab.

Die gleichen Arbeitspunkte sind für eine gebogene Leitung in Bild 3.5 dargestellt. Auffällig ist die leichte Phasenverschiebung zwischen ME-Sensor und Referenzsensor bei niedrigem Druck. Da sie über den zeitlichen Verlauf der Messung konstant ist, stimmt die Schwingfrequenz der beiden Sensoren, wie bei der geraden Leitung, weitgehend überein. Amplituden- und Dämpfungsverhalten entsprechen dem der geraden Leitung, jedoch ist bei der gebogenen Leitung die Amplituden-

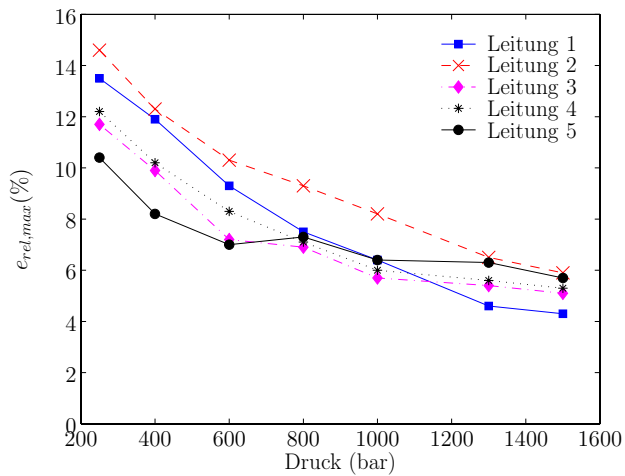




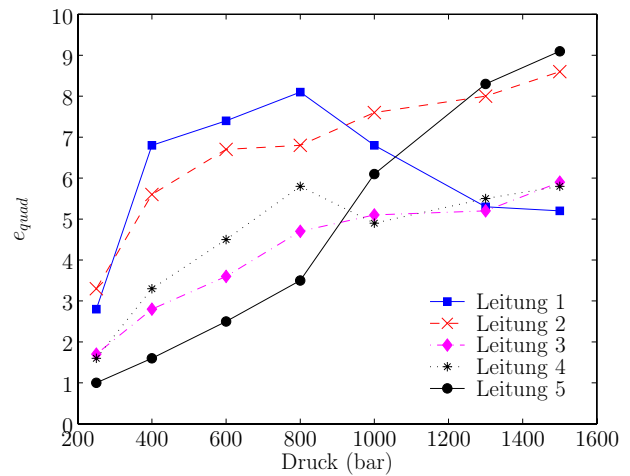
**Bild 3.5:** Druckverlauf bei Einfacheinspritzung in einer gebogenen Leitung

abweichung im ersten Minimum der Druckwelle nach Einspritzende etwas größer. Dieses Phänomen ist bei niedrigem Druck stärker ausgeprägt als bei hohem und führt zu recht großen maximalen relativen Fehlern, die etwa 20 % betragen können.

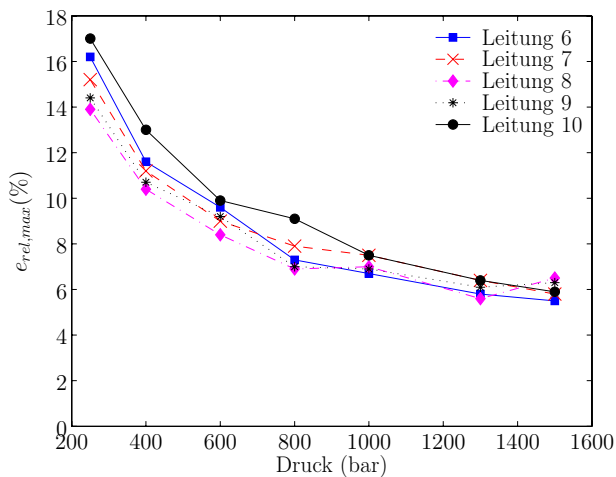
Die bei Einfacheinspritzungen auftretenden Fehler sind für gerade und gebogene Leitungen in Bild 3.6 dargestellt. Dabei sind die Werte über jeweils alle Messungen bei gleichem Raildruck gemittelt. Der relative Fehler nimmt bei höheren Drücken ab, was zum Einen auf die Definition des Fehlers als bezogene Größe zurückzuführen ist, zum Anderen auf die höheren Signalpegel und das damit ver-



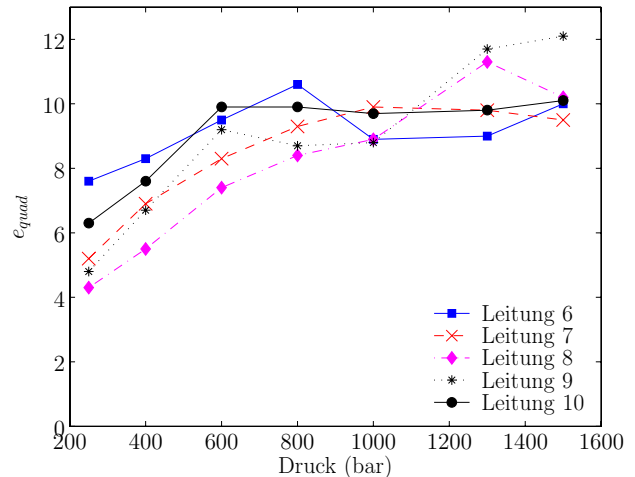
(a) Relativer max. Fehler der geraden Leitungen



(b) Norm. quadr. Fehler der geraden Leitungen



(c) Relativer max. Fehler der gebogenen Leitungen

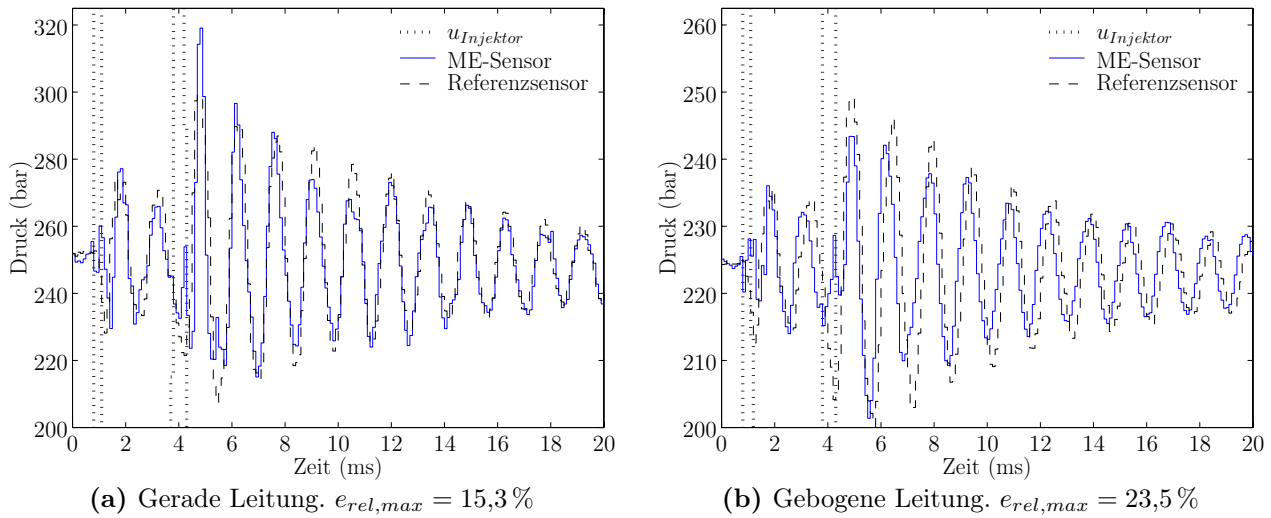


(d) Norm. quadr. Fehler der gebogenen Leitungen

**Bild 3.6:** Fehlergrößen der untersuchten Leitungen bei Einfacheinspritzung. Der quadratische Fehler ist für alle Leitungen auf den Minimalwert, d.h. auf den Wert von Leitung 5 bei 250 bar normiert.

bundene bessere Signal-zu-Rausch-Verhältnis. Bei niedrigem Raildruck sind die durch die Druckwellen ausgelösten mechanischen Spannungen in den Leitungen relativ klein, wodurch auch der magnetoelastische Effekt schwach auftritt und Störungen entsprechend großen Einfluss haben. Der quadratische Fehler zeigt bei den unterschiedlichen Leitungen größere Streuungen als der relative Fehler, was auf Unterschiede der Leitungen im Abklingverhalten der Signalamplituden zurückzuführen ist (siehe auch die weiteren Messergebnisse in Anhang B.1).

Insgesamt zeigen die geraden Leitungen ein etwas günstigeres Verhalten als die gebogenen, was vor allem beim quadratischen Fehler bei 250 bar auffällig ist. Für dessen höhere Werte bei den gebogenen Leitungen ist die bei niedrigen Drücken



**Bild 3.7:** Druckverlauf bei 250 bar,  $m_1 = 1$  mg,  $m_2 = 3$  mg und  $t_{sep} = 3$  ms

auftretende Phasenverschiebung verantwortlich. Sie ist vermutlich dadurch zu erklären, dass die durch die Biegungen erzeugten mechanischen Spannungen die magnetischen Eigenschaften der gebogenen Leitungen beeinflussen.

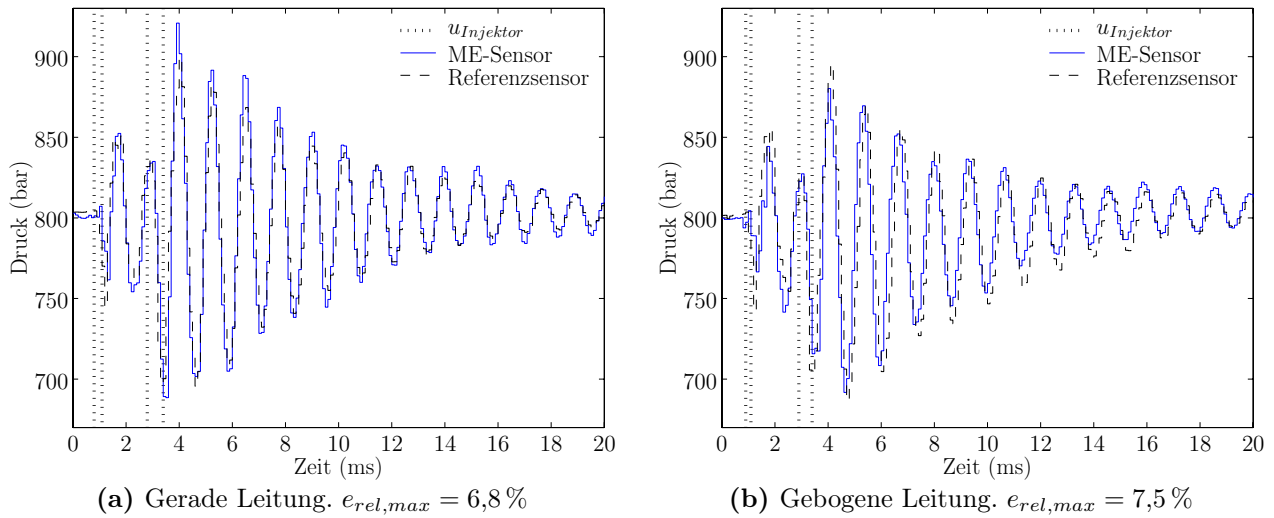
### 3.3.3 Zweifacheinspritzungen

Lineares Verhalten des Sensors vorausgesetzt, wäre nach der ausführlichen Untersuchung der Einfacheinspritzungen der Sensor ausreichend charakterisiert und eine Betrachtung weiterer Arbeitspunkte überflüssig. Im Folgenden soll jedoch anhand von Zweifacheinspritzungen untersucht werden, inwieweit die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Signaleigenschaften auch bei mehrfachem Anregen einer Druckwelle kurz hintereinander zutreffen oder ob davon abweichende Phänomene auftreten.

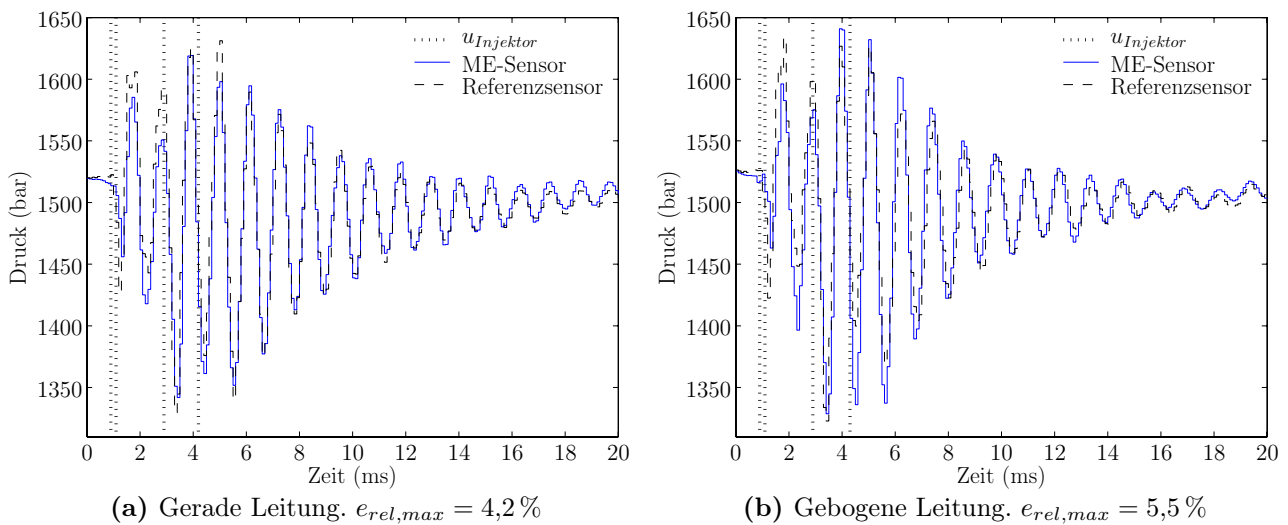
Bild 3.7 zeigt das Verhalten einer geraden und einer gebogenen Leitung<sup>2</sup> bei einem typischen Leerlaufarbeitspunkt. Der Raildruck ist mit 250bar niedrig, die eingespritzte Kraftstoffmenge mit  $m_{ges} = 4$  mg gering<sup>3</sup>. Bei der Betrachtung der Einfacheinspritzungen wurde bereits deutlich, dass die Genauigkeit des Messverfahrens bei niedrigen Raildrücken am schlechtesten ist. Der größte relative Fehler

<sup>2</sup>Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird von den jeweils fünf vermessenen geraden bzw. gebogenen Leitungen immer nur eine dargestellt, nämlich Leitung 3 und Leitung 8. Das Verhalten der anderen Leitungen, deren Messergebnisse in Anhang B.1 dargestellt sind, ist ähnlich.

<sup>3</sup>Die Menge der ersten Einspritzung wird allgemein mit  $m_1$  bezeichnet, die der zweiten mit  $m_2$ . Der Abstand zwischen den beiden Einspritzungen wird als  $t_{sep}$  bezeichnet (abweichend von der Definition in Bild 4.11 wird in diesem Kapitel der Separationswinkel über die *Beginnzeitpunkte* zweier Einspritzungen definiert).



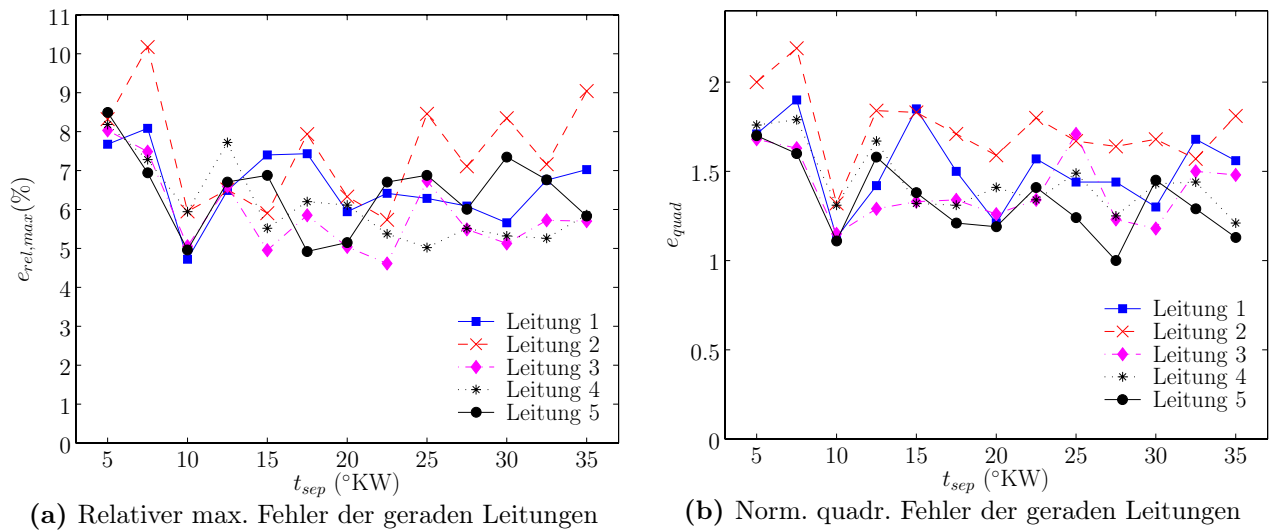
**Bild 3.8:** Druckverlauf bei 800 bar,  $m_1 = 1$  mg,  $m_2 = 14$  mg und  $t_{sep} = 2$  ms



**Bild 3.9:** Druckverlauf bei 1500 bar,  $m_1 = 1,5$  mg,  $m_2 = 39$  mg und  $t_{sep} = 2$  ms

tritt hier während der zweiten Einspritzung auf. Er ist auf die in Abschnitt 2.5.3 untersuchte und in Bild 3.7 deutlich erkennbare Störung des Sensorsignals durch die Injektorspannung zurückzuführen. Des Weiteren ist auch bei Zweifacheinspritzungen die bei den gebogenen Leitungen bei niedrigem Druck auftretende Phasenverschiebung zwischen ME-Sensor und Referenzsensor feststellbar.

Der Einfluss der störenden Injektorspannung nimmt mit zunehmendem Druck relativ gesehen ab, da die Amplitude des Nutzsignals größer wird. Bild 3.8 zeigt einen Teillastarbeitspunkt bei 800 bar und  $m_{ges} = 15$  mg Kraftstoffmenge. Die



**Bild 3.10:** Fehlergrößen der geraden Leitungen bei Variation des Separationswinkels der Einspritzungen. Arbeitspunkt:  $p_{Rail} = 1000$  bar,  $m_1 = 1,5$  mg,  $m_2 = 18,5$  mg.

Phasenverschiebung bei der gebogenen Leitung ist bei diesem Druckniveau bereits sehr gering, die Übereinstimmung der ME-Sensorsignale mit den Referenzsensorsignalen somit entsprechend hoch.

Ein typischer Volllastarbeitspunkt ist in Bild 3.9 zu sehen. Die Signale beider Drucksensoren stimmen hier gut überein, signifikante Unterschiede zwischen der geraden und der gebogenen Leitung treten nicht auf.

### 3.3.4 Variation des Separationswinkels

Im Motorbetrieb ist häufig eine Variation des Abstandes zwischen zwei Einspritzungen erforderlich. Dieser Abstand, *Separationswinkel* genannt, wird üblicherweise in [°]-Kurbelwellenwinkel angegeben, er kann aber bei fester Drehzahl in eine entsprechende Zeit umgerechnet werden [31]. Seine Werte schwanken etwa zwischen  $5^\circ$  und  $35^\circ$ , was bei konstanter Drehzahl  $N = 1200$  U/min Zeiten von  $700 \mu\text{s}$  bis  $5$  ms entspricht.

Nach der Betrachtung der Messergebnisse bei Zweifacheinspritzungen ist nicht zu erwarten, dass der Separationswinkel Einfluss auf die Übereinstimmung von ME-Sensor und Referenzsensor hat. Um dies zu überprüfen, werden bei verschiedenen Arbeitspunkten Messungen mit unterschiedlichen Separationswinkeln durchgeführt. Die dabei auftretenden Fehler der geraden Leitungen sind für einen Arbeitspunkt beispielhaft in Bild 3.10 abgebildet. Der relative Fehler der einzelnen Leitungen schwankt dabei um etwa 3-4%, der quadratische um den Faktor 1,5. Dabei ist jedoch kein systematischer Einfluss des Separationswinkels erkenn-

bar. Die auftretenden Schwankungen entstehen durch stochastische Fehler bei der Druckmessung. Gleiches gilt auch für die gebogenen Leitungen. Bild 3.10 kann somit auch als Aussage über die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse betrachtet werden.

### 3.4 Auswertung im Frequenzbereich

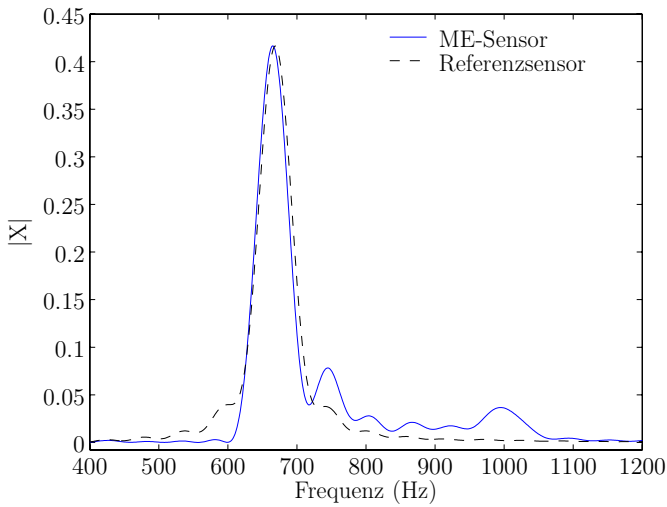
Eine wichtige Information, die durch die Messung des Drucks in der Einspritzleitung gewonnen werden soll, ist die Frequenz der Druckschwingungen. Ihre exakte Kenntnis ist wichtig für die Korrektur des Einflusses der Druckwellen (siehe Kapitel 5). Die Schwingfrequenz kann bestimmt werden durch Fouriertransformation [49] des Zeitsignals und anschließende Maximumsuche im Spektrum.

Zur Bewertung der Genauigkeit der Frequenzmessung wird der relative Fehler zwischen der Frequenz mit maximalem Betrag im Spektrum des ME-Sensors und der des Referenzsensors herangezogen:

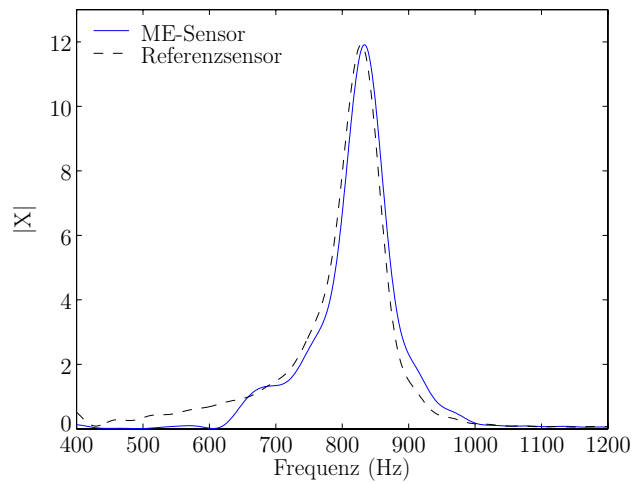
$$e_{f,rel} = \frac{|f_{ME,max} - f_{Ref,max}|}{f_{Ref,max}} \quad (3.5)$$

Da eine Messreihe immer acht aufeinander folgende Einspritzungen enthält, gibt es zwei Möglichkeiten zur Frequenzbestimmung: Entweder wird für jede einzelne Einspritzung das Spektrum berechnet und anschließend die Maxima aller Spektren gemittelt, oder die Zeitsignale werden wie in Abschnitt 3.3.1 zuerst gemittelt, und anschließend wird das Spektrum des gemittelten Signals berechnet und dessen Maximum gesucht. Berechnungen zeigen, dass beide Verfahren bezüglich des Fehlers sehr ähnliche Ergebnisse liefern, die sich meist nur in der zweiten Nachkommastelle der Prozentangabe unterscheiden. Wegen der einfacheren Darstellbarkeit und des geringeren Rechenaufwands wird das Verfahren der Mittelung im Zeitbereich angewendet. Vor der Berechnung des Spektrums des Referenzsensors wird der Mittelwert des Zeitsignals abgezogen, um den Leckeffekt zu minimieren [49].

Die Frequenz der Druckschwingungen ist abhängig von der Länge der Leitungen, die nicht veränderlich ist, und von der Schallgeschwindigkeit des Kraftstoffs, die sich mit dem Druck und der Temperatur ändert. Die verschiedenen Anbauorte der Sensoren und die Ansteuerdauer des Injektors haben somit keinen Einfluss auf die Frequenz.



**Bild 3.11:** Spektrum bei  $p_{Rail} = 250 \text{ bar}, t_i = 400 \mu\text{s}$



**Bild 3.12:** Spektrum bei  $p_{Rail} = 1500 \text{ bar}, t_i = 60 \mu\text{s}$

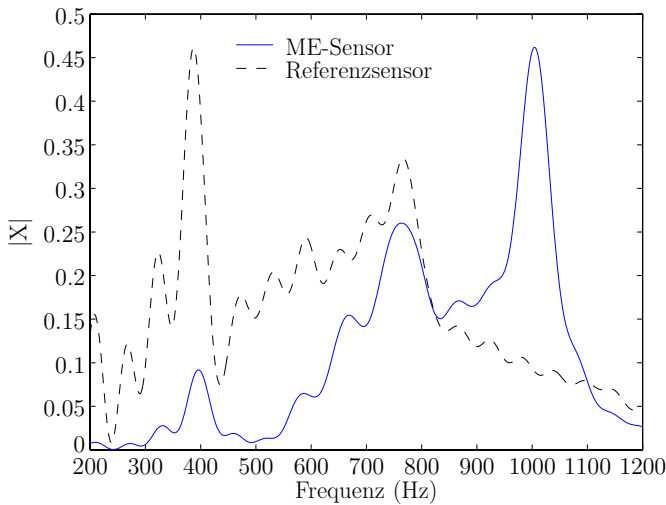
Die Spektren von ME-Sensor und Referenzsensor bei 250 bar sind in Bild 3.11 gezeichnet<sup>4</sup>. Man erkennt eine gute Übereinstimmung der Frequenzlage der Hauptmaxima. Der ME-Sensor zeigt rechts des Hauptmaximums noch kleine Nebenmaxima, die auf Störungen zurückzuführen sind. Ihr Betrag ist jedoch gering, so dass sie keinen relevanten Einfluss auf das Drucksignal haben und die Bestimmung des Maximums im Spektrum nicht beeinflussen.

Bild 3.12 zeigt die Spektren der Druckmessung bei 1500 bar. Da die Amplitude der Druckwellen hier deutlich größer ist als bei niedrigem Druck, ist auch die Signalenergie dieser Schwingung entsprechend größer, was am höheren Betrag des Spektrums sichtbar wird. Dementsprechend haben Störungen geringeren Einfluss auf das Spektrum des ME-Sensors.

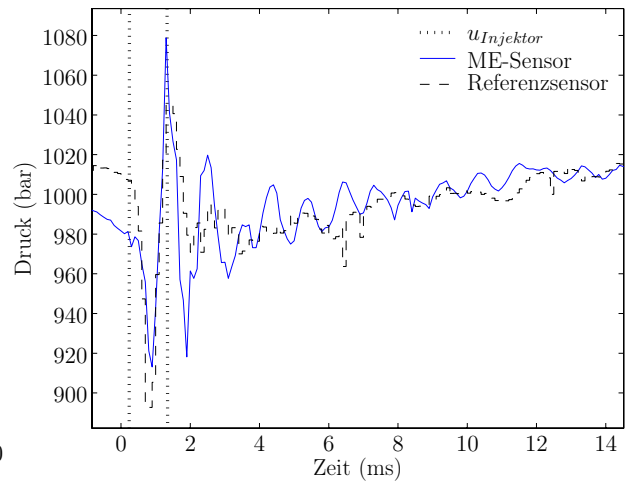
### 3.4.1 Kritische Arbeitspunkte

Ein Sonderfall tritt auf bei einer Einspritzdauer von  $t_i = 1000 \mu\text{s}$ , siehe Bild 3.13. Das Spektrum zeigt kein eindeutiges Maximum, sondern ist über einen weiten Frequenzbereich verschmiert. Dieser Effekt tritt auch beim Referenzsensor auf, was auf eine hydraulische Ursache hindeutet. Die aufgrund des Drucks und der Leitungslänge physikalisch passende Schwingfrequenz müsste bei etwa 750 Hz liegen. Beide Sensoren zeigen an dieser Stelle im Spektrum auch ein lokales Maximum, das aber jeweils wegen eines anderen (höheren) Maximums bei der Maximumsuche nicht entdeckt wird. Eine Erklärung findet sich bei Betrachtung der

<sup>4</sup>Bei allen Darstellungen der Spektren ist das Spektrum des Referenzsensors so skaliert, dass sein Maximum mit dem des ME-Sensors übereinstimmt.



**Bild 3.13:** Spektrum bei  
 $p_{Rail} = 1000 \text{ bar}, t_i = 1000 \mu\text{s}$



**Bild 3.14:** Druckverlauf bei  
 $p_{Rail} = 1000 \text{ bar}, t_i = 1000 \mu\text{s}$

Signale im Zeitbereich, siehe Bild 3.14. Die Druckschwingung klingt bei beiden Sensoren sehr schnell ab, beim Referenzsensor ist sie nach zwei Periodendauern bereits völlig gedämpft. Die Fouriertransformation dieses Zeitsignals kann kein eindeutiges Maximum liefern, entsprechend unzuverlässig ist die Bestimmung der Schwingfrequenz über eine Maximumsuche im Spektrum.

Die Ursache der starken Dämpfung der Druckschwingungen liegt in der Ansteuerdauer des Injektors. Durch das Öffnen des Injektors wird eine Druckwelle in der Leitung ausgelöst, durch das folgende Schließen eine zweite, die sich der ersten überlagert. Bei einem zeitlichen Abstand beider Vorgänge von  $t_i = 900 \mu\text{s}$  bis  $t_i = 1100 \mu\text{s}$  sind bei den verwendeten Leitungslängen die beiden Druckwellen gerade um  $180^\circ$  phasenverschoben. Es kommt zu negativer Interferenz, die zweite Druckwelle löscht die erste quasi aus.

Die Amplituden der Druckwellen haben ein Maximum bei  $t_i \approx 400 \mu\text{s}$ , verschwinden dann fast komplett bei  $t_i \approx 1000 \mu\text{s}$  und nehmen bei weiter steigender Ansteuerdauer wieder zu. Dieses Verhalten ist auch bei anderen Druckniveaus sichtbar. Eine zuverlässige Frequenzbestimmung ist also für die so genannten *kritischen Arbeitspunkte* bei  $t_i \approx 1000 \mu\text{s}$  nicht möglich. Dies ist jedoch nicht weiter tragisch, denn wenn die Druckwelle sofort ausgelöscht wird, kann sie auch die Einspritzmenge der nachfolgenden Einspritzung nicht beeinträchtigen, und eine Einspritzmengenkorrektur gemäß Kapitel 5 ist für diese deterministisch auftretenden Arbeitspunkte nicht erforderlich. Darauf kann bei der Auswertung der ME-Sensorsignale im Frequenzbereich Rücksicht genommen werden, indem die kritischen Arbeitspunkte nicht in die Fehlerberechnung einbezogen werden.



Druck	Leitung 6	Leitung 7	Leitung 8	Leitung 9	Leitung 10	MW A
250 bar	0,1%	0,2%	0,5%	0,2%	0,5%	0,3%
400 bar	0,6%	0,7%	0,5%	0,4%	0,8%	0,6%
600 bar	0,3%	0,2%	0,9%	1,1%	0,5%	0,6%
800 bar	0,4%	0,3%	0,4%	0,1%	2,6%	0,7%
1000 bar	4,0%	2,4%	13,9%	10,1%	8,6%	7,8%
1300 bar	25,2%	18,9%	8,0%	15,3%	30,8%	19,6%
1500 bar	3,5%	7,0%	16,7%	0,9%	25,5%	10,7%
MW B	4,9%	4,2%	5,8%	4,0%	9,9%	

**Tabelle 3.1:** Relative Abweichung der Maxima im Spektrum, Einfacheinspritzungen bei gebogenen Leitungen. Fehler > 1 % sind grau hinterlegt.

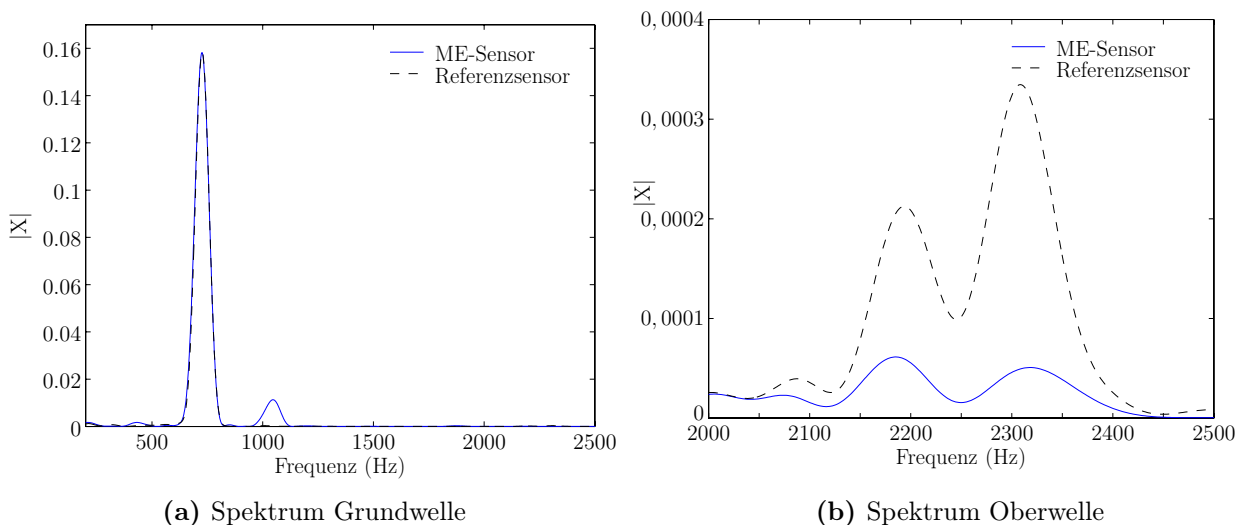
Druck	Leitung 6	Leitung 7	Leitung 8	Leitung 9	Leitung 10	MW A
250 bar	0,1%	0,3%	0,6%	0,2%	0,5%	0,3%
400 bar	0,5%	0,7%	0,5%	0,3%	0,7%	0,5%
600 bar	0,3%	0,2%	0,7%	0,9%	0,3%	0,5%
800 bar	0,4%	0,4%	0,4%	0,1%	0,3%	0,3%
1000 bar	0,2%	0,1%	0,6%	0,6%	0,6%	0,4%
1300 bar	0,5%	0,4%	0,8%	0,7%	0,6%	0,6%
1500 bar	0,6%	0,6%	0,9%	0,7%	0,5%	0,7%
MW B	0,4%	0,4%	0,6%	0,5%	0,5%	

**Tabelle 3.2:** Relative Abweichung der Maxima im Spektrum, Einfacheinspritzungen bei gebogenen Leitungen ohne kritische Arbeitspunkte

### 3.4.2 Relativer Fehler

Der relative Frequenzfehler nach Gleichung (3.5) ist für die Einfacheinspritzungen der gebogenen Leitungen in Tabelle 3.1 angegeben. Der Wert MW A gibt für jedes Druckniveau den über alle Leitungen gemittelten Fehler an, MW B für jede Leitung den über alle Drücke gemittelten Fehler. Fehlerwerte > 1 % sind grau hinterlegt. In dieser Tabelle sind alle Einfacheinspritzungen gemäß Bild 3.1a berücksichtigt. Bei einigen Arbeitspunkten treten hohe relative Fehler auf, die auf die Probleme der Frequenzbestimmung bei den kritischen Arbeitspunkten zurückzuführen sind.

Bezieht man die kritischen Arbeitspunkte bei  $t_i \approx 1000 \mu\text{s}$  nicht in die Auswertung mit ein, so ergeben sich die in Tabelle 3.2 angegebenen Werte. Hier ist keiner der Fehler > 1 %, viele Werte liegen deutlich niedriger. Ein ähnliches Bild ergibt sich für die geraden Leitungen und auch für die Auswertung der Messungen mit Zweifacheinspritzung. Sie sind in Anhang B.2 angegeben.



**Bild 3.15:** Größenverhältnisse von Grund- und Oberwelle im Spektrum

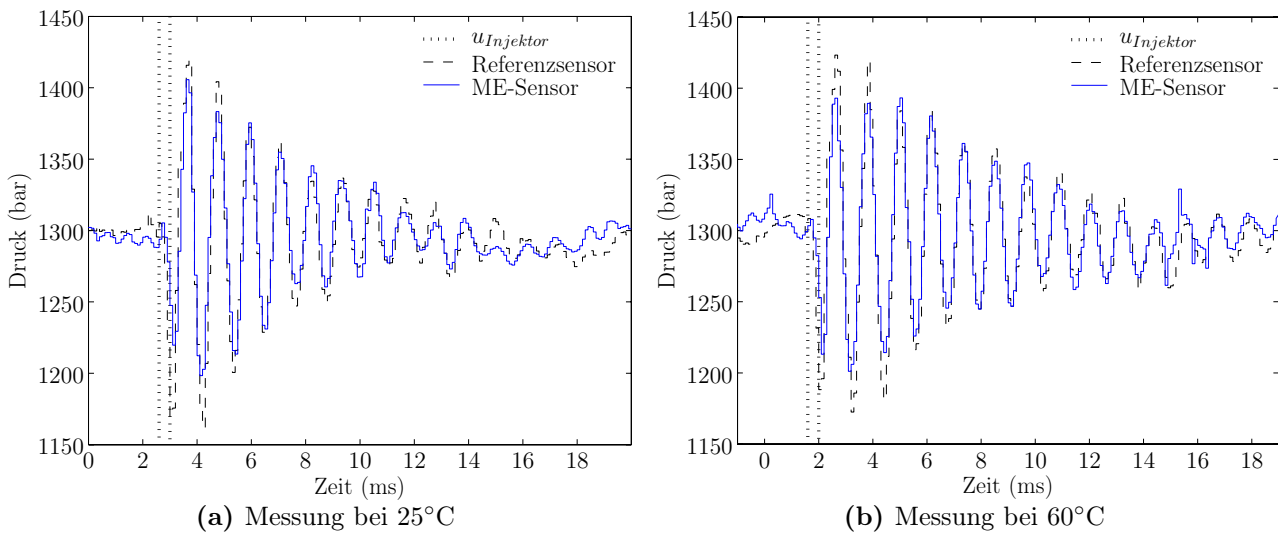
### 3.4.3 Oberwellen

Betrachtet man Injektor und Stichleitung stark vereinfacht als ein (nach Einspritzende) auf der Injektorseite geschlossenes und auf der Railseite geöffnetes Rohr konstanten Durchmessers, so entsteht in ihm eine stehende Welle, die neben der Grundschwingung auch Oberwellen, so genannte *Harmonische*, enthält [35]. Die Oberwellenfrequenz ist ein ungeradzahliges Vielfaches der Grundfrequenz

$$f_n = (2n + 1)f_0. \quad (3.6)$$

Die Amplitude der ersten Oberwelle ist in Einspritzsystemen in der Regel bereits deutlich kleiner als die der Grundwelle, die höheren Harmonischen sind verschwindend klein.

Alle bisher diskutierten Frequenzauswertungen bezogen sich stets auf die Grundwelle. Der Grund hierfür ist die sehr schwache Ausprägung der Oberwellen im vorliegenden Einspritzsystem. In Bild 3.15 ist das Spektrum einer Einfach einspritzung bei 400 bar und  $t_i = 800 \mu\text{s}$  dargestellt. In Teilbild 3.15a ist die Grundschwingung bei  $f_0 = 726 \text{ Hz}$  zu sehen sowie eine Störung im Spektrum des ME-Sensors bei etwa 1050 Hz. Teilbild 3.15b zeigt den für die erste Harmonische relevanten Frequenzbereich. Das Spektrum des Referenzsensors zeigt hier zwei lokale Maxima, die in abgeschwächter Form auch im Spektrum des ME-Sensors auftreten. Man beachte jedoch die unterschiedlichen Ordinatenkalierungen der beiden Teilbilder, zwischen denen ein Faktor 400 liegt. Dies zeigt, wie klein die der Anteil der Oberwelle am Gesamtsignal ist.



**Bild 3.16:** Gleicher Arbeitspunkt bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen

Die Größenverhältnisse zwischen Grund- und Oberwelle sind bei allen getesteten Arbeitspunkten dem hier gezeigten Beispiel ähnlich. Daher ist eine quantitative Bewertung des Übertragungsverhaltens des ME-Sensors im höherfrequenten Bereich auf Basis der vorliegenden Messungen nicht möglich. Bild 3.15b gibt aber zumindest einen Hinweis darauf, dass die Bandbreite des ME-Sensors zur Messung der ersten Harmonischen ausreichend ist.

## 3.5 Einfluss der Kraftstofftemperatur

In der Literatur finden sich Hinweise auf einen starken Temperaturgang magnetoelastischer Sensoren [34, 29], der neben der Temperaturabhängigkeit der magnetischen Eigenschaften des Leitungsmaterials vom veränderten elektrischen Widerstand der Spulen und den Geometrieänderungen von Spulen und Kern bei thermischer Ausdehnung und dem damit verbundenen Einfluss auf mechanische Spannungen herrührt. Um den Temperaturgang zu untersuchen, werden Messungen mit Kraftstofftemperaturen von 25 °C bis 60 °C durchgeführt und miteinander verglichen.

### 3.5.1 Genauigkeit im Zeitbereich

Im Zeitbereich lässt sich für die getesteten Temperaturen von 25 °C, 30 °C, 40 °C, 50 °C und 60 °C keine Temperaturabhängigkeit erkennen. Dies gilt sowohl für den relativen und den quadratischen Fehler als auch für den charakteristischen Ver-

Temperatur	Leitung 6	Leitung 7	Leitung 8	Leitung 9	Leitung 10
T=25°C	0,7%	0,8%	0,8%	0,7%	0,5%
T=30°C	0,8%	0,8%	0,7%	0,9%	0,6%
T=40°C	0,7%	0,6%	0,7%	0,5%	0,5%
T=50°C	0,5%	0,7%	0,6%	0,6%	0,5%
T=60°C	0,5%	0,5%	0,8%	0,7%	0,5%

**Tabelle 3.3:** Frequenzfehler in Abhängigkeit der Kraftstofftemperatur

lauf der Druckwellen. In Bild 3.16 sind zwei Messungen an der gleichen Leitung bei gleichem Arbeitspunkt (Einfacheinspritzung,  $p_{Rail} = 1300$  bar,  $t_i = 400$   $\mu$ s) exemplarisch gegenübergestellt. Bild 3.16a zeigt den Druckverlauf bei einer Kraftstofftemperatur von 25 °C, Bild 3.16b den bei 60 °C. Andere Arbeitspunkte zeigen ähnlich geringe Abweichungen.

### 3.5.2 Genauigkeit im Frequenzbereich

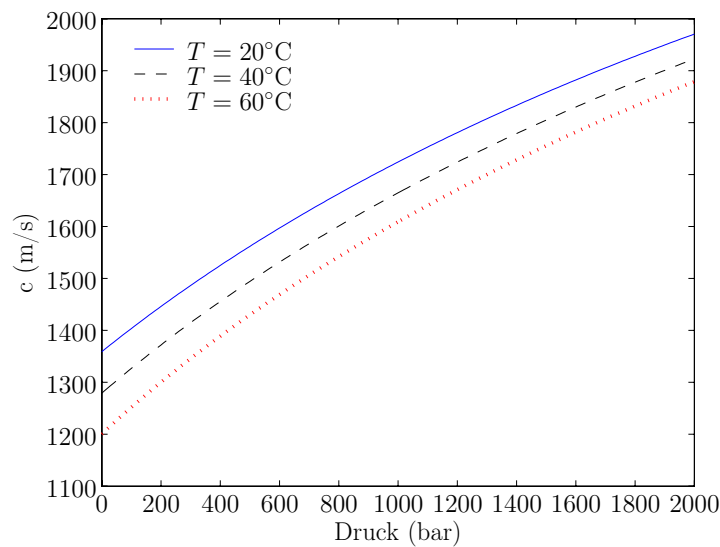
Auch bei der Frequenzbestimmung lässt sich im untersuchten Temperaturbereich kein signifikanter Temperaturgang feststellen. Tabelle 3.3 gibt die relativen Frequenzfehler der gebogenen Leitungen bei den verschiedenen Kraftstofftemperaturen an. Die Werte sind über den gesamten Druckbereich und die verschiedenen Einspritzdauern gemittelt.

Mit den vorliegenden Messergebnissen kann der erwartete Temperaturgang des ME-Sensors nicht bestätigt werden. Möglicherweise ist die untersuchte Temperaturspreizung zu gering, um die wesentlichen Temperatureffekte erkennen zu können. Niedrigere oder auch höhere Kraftstofftemperaturen können aber nur in einem vollklimatisierten Einspritzprüfstand erreicht werden, der im Rahmen dieser Arbeit nicht zu Verfügung stand.

### 3.5.3 Bestimmung der Kraftstofftemperatur aus der Druckfrequenz

Die Frequenz der Druckwellen ist von der Viskosität des Kraftstoffs abhängig, die dessen Schallgeschwindigkeit beeinflusst. Die Schallgeschwindigkeit zeigt Abhängigkeiten von der Kraftstofftemperatur und dem Druck. Bei bekanntem Verlauf der Schallgeschwindigkeit kann somit aus der gemessenen Schwingfrequenz auf die Temperatur des Kraftstoffs in der Einspritzleitung geschlossen werden.

In Common-Rail-Einspritzsystemen befindet sich üblicherweise ein Temperatursensor im Rücklauf zum Tank. Dieser überwacht die Temperatur des Kraftstoffs, der durch Pumpen- und Injektorleckage oder als Abspritzmenge des Druckregel-



**Bild 3.17:** Schallgeschwindigkeit des Prüföls

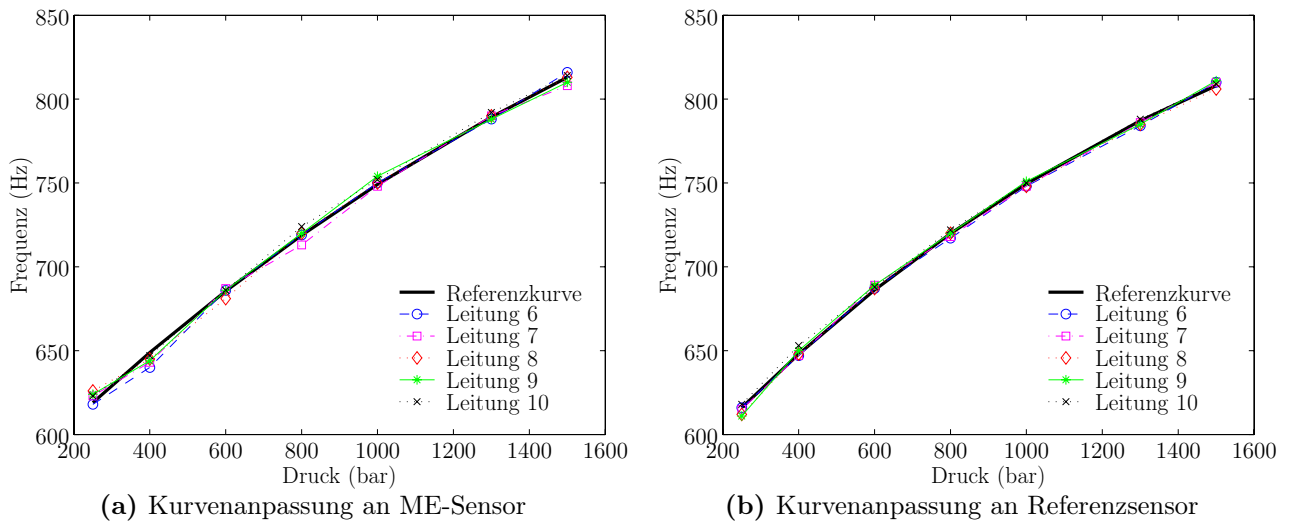
ventils nicht in den Zylinder eingespritzt, sondern zurück in den Tank geleitet wird. Dadurch soll eine zu starke Erwärmung des Tankinhalts vermieden werden. Im Folgenden soll untersucht werden, mit welcher Genauigkeit die Kraftstofftemperatur in der Stichleitung bestimmt werden kann. Gegebenenfalls könnte dadurch der Temperatursensor eingespart werden, wobei noch die Abkühlung des Kraftstoffs auf dem Weg vom Injektor zum Tank abgeschätzt werden müsste. Werden wie bereits in Abschnitt 3.4.3 Injektor und Stichleitung als ein einseitig geöffnetes Rohr mit konstantem Durchmesser betrachtet, so hat die sich darin aufbauende stehende Welle die Frequenz

$$f(p, T) = \frac{c(p, T)}{4 \cdot l}, \quad (3.7)$$

wobei  $l$  die Länge der Leitung und  $c(p, T)$  die vom Druck  $p$  und der Temperatur  $T$  abhängige Schallgeschwindigkeit des Mediums ist. Ihr Verlauf ist für Sommer- und Winterdiesel sowie für das im Einspritzprüfstand verwendete Prüföl<sup>5</sup> bekannt [64]. Bild 3.17 zeigt den Verlauf der Schallgeschwindigkeit des Prüföls über dem Druck mit der Temperatur als Parameter.

Da das Innere des Injektors ein komplexes hydraulisches System bildet, ist die Modellvorstellung des einseitig geöffneten Rohrs für das System Injektor und Stichleitung nur eine grobe Näherung. Dementsprechend stimmt die gemessene Frequenz mit der nach Gleichung (3.7) berechneten nicht exakt überein. Dennoch

<sup>5</sup>Aus Sicherheitsgründen wird in Einspritzprüfständen häufig kein Diesel, sondern speziell entwickeltes Prüföl verwendet. Es zeigt ähnliches Verhalten bezüglich Viskosität und Kompressibilität, ist jedoch schwerer entflammbar als Diesel.



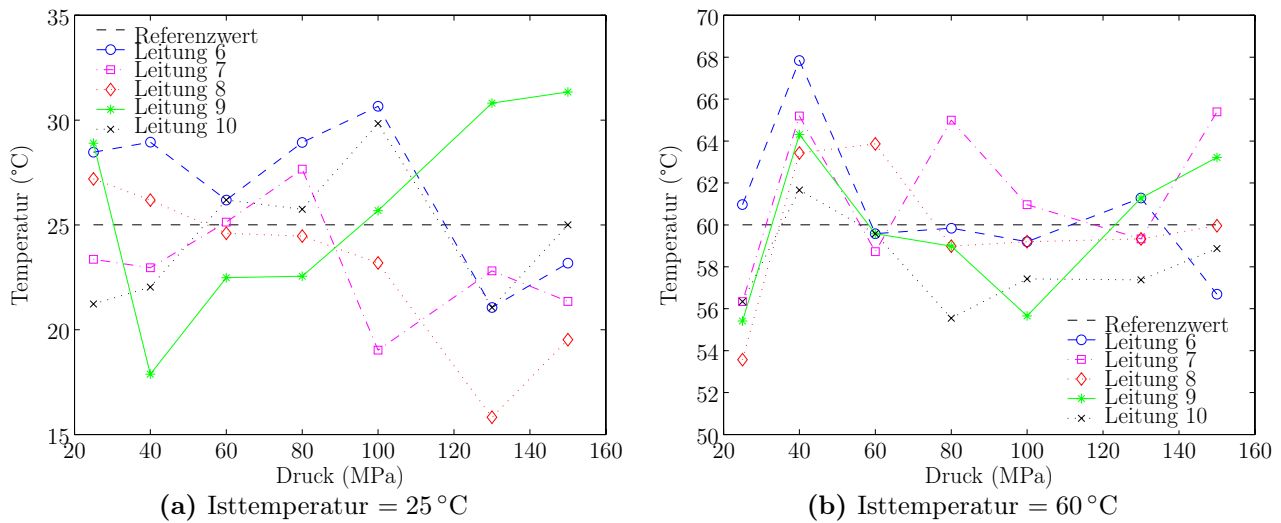
**Bild 3.18:** Kurvenanpassung des Frequenzverlaufs bei  $T = 60\text{ °C}$

kann von einer Proportionalität zwischen Schallgeschwindigkeit und Frequenz ausgegangen werden. Deshalb wird der Verlauf der temperatur- und druckabhängigen Frequenz  $f(p, T)$  durch Referenzkurven angenähert, die durch Kurvenanpassung aus den Messwerten der untersuchten Leitungen berechnet werden. Da die Frequenz über dem Druck etwa wie ein Ausschnitt einer Parabel verläuft, wird für die Kurvenform für jede untersuchte Temperatur die Gleichung

$$f(p) = ap^2 + bp + c \quad (3.8)$$

angesetzt, deren Parameter  $a, b, c$  mit Hilfe eines Least-Squares-Verfahrens bestimmt werden [48]. Bild 3.18a zeigt für  $T = 60\text{ °C}$  den Frequenzverlauf der gebogenen Leitungen und die berechnete Referenzkurve. Es fällt auf, dass die gemessenen Frequenzen bei den verschiedenen Leitungen teilweise variieren. Zum Teil können diese Abweichungen durch die in Abschnitt 3.5.2 beschriebenen Fehler bei der Frequenzmessung erklärt werden. Sie treten in schwächerer Form jedoch auch beim Referenzsensor auf (s. Bild 3.18b), dessen Messfehler laut Spezifikation vernachlässigbar klein sein müsste. Dies deutet auf eine tatsächliche Streuung der Frequenz von Messung zu Messung hin. Eine mögliche Ursache ist die Schwankung der Kraftstofftemperatur. Sie wird mit dem Referenzdrucksensor gemessen, der einen zusätzlichen Temperatúrausgang hat. Dessen Genauigkeit ist mit  $< \pm 3\text{ °C}$  angegeben. Eine Schwankung in diesem Bereich könnte die Abweichungen der Frequenzen erklären.

Die Stützstellen der Referenzkurven werden in einem Kennfeld abgelegt. Aus der mit dem ME-Sensor gemessenen Frequenz wird mittels linearer Interpolation an-



**Bild 3.19:** Aus der Frequenz interpolierte Temperatur

hand des Kennfelds die resultierende Temperatur berechnet. Die Ergebnisse für  $T = 25\text{ °C}$  und  $T = 60\text{ °C}$  sind in Bild 3.19 dargestellt. Die berechneten Temperaturen weichen von der tatsächlichen Temperatur um bis zu  $10\text{ °C}$  ab. Dies liegt an der geringen Temperaturempfindlichkeit der Frequenz: Eine Temperaturänderung von  $10\text{ °C}$  bewirkt bei hohem Druck eine Frequenzänderung von etwa  $1\%$ , was im Toleranzbereich des ME-Sensors liegt. Abweichungen von  $\pm 10\text{ °C}$  müssen also bei der Temperaturbestimmung in Kauf genommen werden. Da die Temperatur ein langsamveränderlicher Parameter ist, kann die Interpolation für mehrere Messungen durchgeführt und gemittelt werden, um so den Einfluss stochastischer Frequenzfehler zu reduzieren.

Die Schallgeschwindigkeit des für die Messungen verwendeten Prüföls weicht von der von Sommer- und Winterdiesel je nach Temperatur und Druck etwas ab. Bei Sommerdiesel kann sie bis zu  $1\%$  größer, bei Winterdiesel bis zu  $2,5\%$  kleiner sein. Im gleichen Verhältnis ändert sich auch die Frequenz der Druckwellen. Für die Bestimmung der Kraftstofftemperatur aus der Druckwellenfrequenz ist also ein Umschalten der Referenzkurven nach Sommer- oder Winterbetrieb erforderlich.

Ist das Fahrzeug mit einem Umgebungstemperatursensor ausgerüstet, scheint eine Kraftstofferkennung möglich: Bei einem Kaltstart kann aus der gemessenen Frequenz auf die verwendete Kraftstoffart geschlossen werden, da dann die Kraftstofftemperatur gleich der (bekannten) Umgebungstemperatur ist.

### 3.6 Bewertung der Ergebnisse

Die vorgestellten Messergebnisse müssen im Hinblick auf deren geplante Verwendung beurteilt werden. Die spezielle Aufgabe der Einspritzmengenkorrektur bringt spezielle Anforderungen an die Messtechnik mit sich. Für die Korrektur der Einspritzmenge ergeben sich aus den in Kapitel 5 vorgestellten Überlegungen folgende Anforderungen an das Drucksignal:

- Kenntnis der mittleren Amplitude der Druckwellen kurz vor Beginn der nachfolgenden Einspritzung
- Kenntnis der Phasenlage der Druckwellen kurz vor Beginn der nachfolgenden Einspritzung
- Kenntnis der Frequenz der Druckwellen

Der magnetoelastische Sensor muss also im Hinblick auf diese Kriterien untersucht werden. Er muss *nicht* alle Anforderungen erfüllen, die an einen universal einsetzbaren Drucksensor gestellt werden.

#### 3.6.1 Amplitude

Der magnetoelastische Drucksensor weist bei niedrigen Drücken einen maximalen relativen Fehler zum Referenzsensor von etwa 20 %, bei hohen Drücken von etwa 5 % auf. Diese Werte sind recht hoch im Vergleich zu konventionellen Drucksensoren. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass die genannten Werte Maximalfehler darstellen, die häufig durch Störungen der Injektorspannung während einer Einspritzung auftreten. Im weiteren Verlauf der Druckschwingungen ist der Fehler in der Regel wesentlich geringer.

Für den Einsatz zur Einspritzmengenkorrektur wird eine gute Kenntnis der mittleren Amplitude kurz vor Beginn der nachfolgenden Einspritzung gefordert. Der Ausdruck *mittlere Amplitude* bedeutet, dass diese über zwei bis drei Schwingungsperioden gemittelt wird. Je nach Abstand der Einspritzungen zueinander verschiebt sich das Zeitfenster, in dem der Druckverlauf zur Amplitudenberechnung betrachtet wird. Es darf jedoch keine Einspritzung enthalten, da der Druckverlauf bei geöffnetem Injektor in Kapitel 5 nicht ausgewertet werden kann. Dadurch haben die durch die Injektorspannung verursachten Störungen keinen Einfluss auf die Amplitudenmessung.



### 3.6.2 Phasenlage

Die Phasenlage des Signals des ME-Sensors stimmt bei Drücken ab etwa 800 bar sehr gut mit der des Referenzsensors überein. Bei niedrigeren Drücken zeigen die gebogenen Leitungen eine etwas voreilende Phase. Wenn diese Phasenverschiebung reproduzierbar auftritt, was im Rahmen der vorgenommenen Untersuchungen der Fall war, kann sie bei der Auswertung der Messsignale korrigiert werden.

### 3.6.3 Frequenz

Im Frequenzbereich zeigt der magnetoelastische Drucksensor eine hohe Übereinstimmung mit dem Referenzsensor. Der relative Fehler zwischen der vom Referenzsensor gemessenen und der vom ME-Sensor gemessenen Frequenz liegt unter 1 % und in vielen Arbeitspunkten noch deutlich darunter, womit eine sehr zuverlässige Frequenzbestimmung möglich ist.

### 3.6.4 Kraftstofftemperatur

Eine Rückrechnung auf die Kraftstofftemperatur ist bis auf  $\pm 10^\circ\text{C}$  Genauigkeit möglich. Sie wird durch die geringe Empfindlichkeit der Frequenz über der Temperatur begrenzt. Eine Erhöhung der Genauigkeit durch mehrfache Messung und Mittelung scheint jedoch möglich.

### 3.6.5 Einfluss der verschiedenen Leitungen

Die gebogenen Leitungen liefern bei den Auswertungen im Zeitbereich generell etwas schlechtere Ergebnisse als die geraden. So tritt im Gegensatz zu den geraden Leitungen bei den gebogenen bei niedrigem Druck eine Phasenverschiebung zwischen dem Signal des ME-Sensors und dem des Referenzsensors auf. Da dieser Effekt aber bei allen gebogenen Leitungen etwa gleich stark auftritt, handelt es sich um einen systematischen Fehler, der bei der Signalauswertung korrigiert werden kann.

Da die Leitungen maschinell hergestellt sind, ist davon auszugehen, dass es nur geringe herstellungsbedingte Unterschiede in der magnetischen Vorzugsrichtung oder unterschiedliche mechanische Spannungen im Material gibt. Dennoch schwankt die Amplitude der induzierten Spannung von Leitung zu Leitung etwas. Eine Ursache könnte die unterschiedliche Magnetisierungshistorie der verschiedenen Leitungen sein. Deren Einfluss soll zwar durch den Vormagnetisierungsstrom (siehe Abschnitt 2.5.4) eliminiert werden, der jedoch aufgrund seiner thermischen

Begrenzung das Material nur näherungsweise in die magnetische Sättigung bringen kann, was eine Erklärung für verbleibende Unterschiede wäre. Außerdem können Abweichungen in den manuell hergestellten Sensorprototypen für Signalunterschiede verantwortlich sein.

Die Amplitudenschwankungen könnten durch eine individuelle Anpassung des Skalierungsfaktors bei der Signalauswertung in Gleichung (2.34) kompensiert werden, wodurch sich die Fehler in der Druckrekonstruktion reduzieren würden. Dies würde aber die Kalibrierung jeder einzelnen Leitung bedeuten und bei einer Serienfertigung entsprechend hohe Kosten nach sich ziehen, weshalb darauf in dieser Arbeit verzichtet wird.

Bei der Bestimmung der Schwingfrequenz der Druckwellen zeigen die untersuchten Leitungen keine signifikanten Unterschiede.

### 3.6.6 Reproduzierbarkeit der Signale

Wichtig im Hinblick auf eine technische Anwendung ist die Reproduzierbarkeit der Sensorsignale. Darunter versteht man, dass unter gleichen Versuchsbedingungen im Rahmen des Messfehlers gleiche Ergebnisse erzielt werden sollen. Die Bereitstellung gleicher Versuchsbedingungen ist aufgrund der in Abschnitt 3.3.1 beschriebenen Schwankung des Mitteldrucks von Einspritzung zu Einspritzung nur bedingt möglich. Ein Druckverlauf lässt sich wegen der Einflüsse der Hochdruckpumpe und hydraulischer Störimpulse nicht exakt reproduzieren.

Aus diesem Grund wurden die Messsignale über mehrere Einspritzungen gemittelt. Dabei werden jedoch nicht nur Abweichungen des Mitteldrucks eliminiert, sondern auch magnetische und elektrische Störungen im ME-Sensor. Bei Auswertung einer einzelnen Einspritzung, eines so genannten *Single Shot*, kann der relative Fehler sowohl größer als auch kleiner als der des über mehrere Einspritzungen gemittelten Signals sein. Die Abweichung zwischen dem kleinsten maximalen Fehler einer Messreihe, also der Einspritzung mit bestem Ergebnis, und dem größten maximalen Fehler, d.h. dem der Einspritzung mit schlechtestem Ergebnis, kann je nach Arbeitspunkt bis zu 10 % betragen. Der in den Auswertungen angegebene Fehler des gemittelten Signals ist meist 1-2 % größer als der der Einspritzung mit bestem Ergebnis, was darauf hindeutet, dass das Signal der Einspritzung mit schlechtestem Ergebnis eher die Ausnahme als die Regel ist. Im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen wurden zahlreiche Messreihen aufgezeichnet. Dabei zeigte sich eine gute Reproduzierbarkeit der Signale, wobei der maximale relative Fehler je nach Messreihe um 3-4 % schwanken kann. Der den gesamten Druckverlauf berücksichtigende quadratische Fehler zeigt nur wenig Abweichungen von Messung zu Messung, ebenso der Fehler bei der Bestimmung der Frequenz der Druckwellen.

### 3.6.7 Fazit

Der magnetoelastische Drucksensor wurde als Low-Cost-Sensor konzipiert, um Informationen über den Druck in der Stichleitung zu liefern, die dazu dienen, die Mengenstabilität der Einspritzung zu erhöhen. Dazu soll die Einspritzdauer entsprechend dem gemessenen Druck korrigiert werden. In Kapitel 5 wird untersucht, wie dies möglich ist. Dabei spielt die genaue Kenntnis der Druckwellenfrequenz eine wichtige Rolle. Diese kann mit dem ME-Sensor mit hoher Genauigkeit ermittelt werden. In einer zweiten Korrekturstufe werden die mittlere Amplitude und die Phasenlage des Drucksignals kurz vor Beginn der nächsten Einspritzung ausgewertet. Die Unterschiede zwischen den Amplituden der einzelnen Leitungen werden durch die Mittelung über mehrere Schwingungsperioden reduziert. Außerdem ist zu erwarten, dass sie bei einer maschinellen Sensorherstellung weiter zurückgehen, so dass der Amplitudenfehler vernachlässigbar klein wird. Die ebenfalls wichtige Phasenlage der Druckwellen stimmt mit der des Referenzsensors entweder gut überein oder zeigt, wie bei den gebogenen Leitungen bei niedrigem Druck, eine systematische Abweichung, die korrigiert werden kann.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten nur zehn Einspritzleitungen untersucht werden. Wichtig für einen industriellen Einsatz des Sensorkonzepts ist die Überprüfung in Frage kommender Leitungen, die aus verschiedenen Materialien bestehen und sich im Fertigungsprozess unterscheiden können, auf Tauglichkeit zum Einsatz als magnetoelastisches Sensorelement. Dabei sollte auch die noch offene Frage der Langzeitstabilität der Sensorsignale untersucht werden.



## 4 Hydrauliksimulation eines Common-Rail-Systems

In Kapitel 2 wurde ein magnetoelastischer Sensor zur nichtinvasiven Druckmessung in ferromagnetischen Rohren entwickelt und in Kapitel 3 dessen Eignung beim Einsatz in Common-Rail-Einspritzsystemen untersucht. Das Ziel dieser Arbeit ist eine Korrektur der Einspritzung derart, dass die Druckwellen am Injektor keinen Einfluss auf die eingespritzte Kraftstoffmenge haben. Um den Zusammenhang zwischen dem dynamischen Druckverlauf und der daraus resultierenden eingespritzten Kraftstoffmenge zu untersuchen, bietet sich eine Simulation der hydraulischen Vorgänge im Einspritzsystem an.

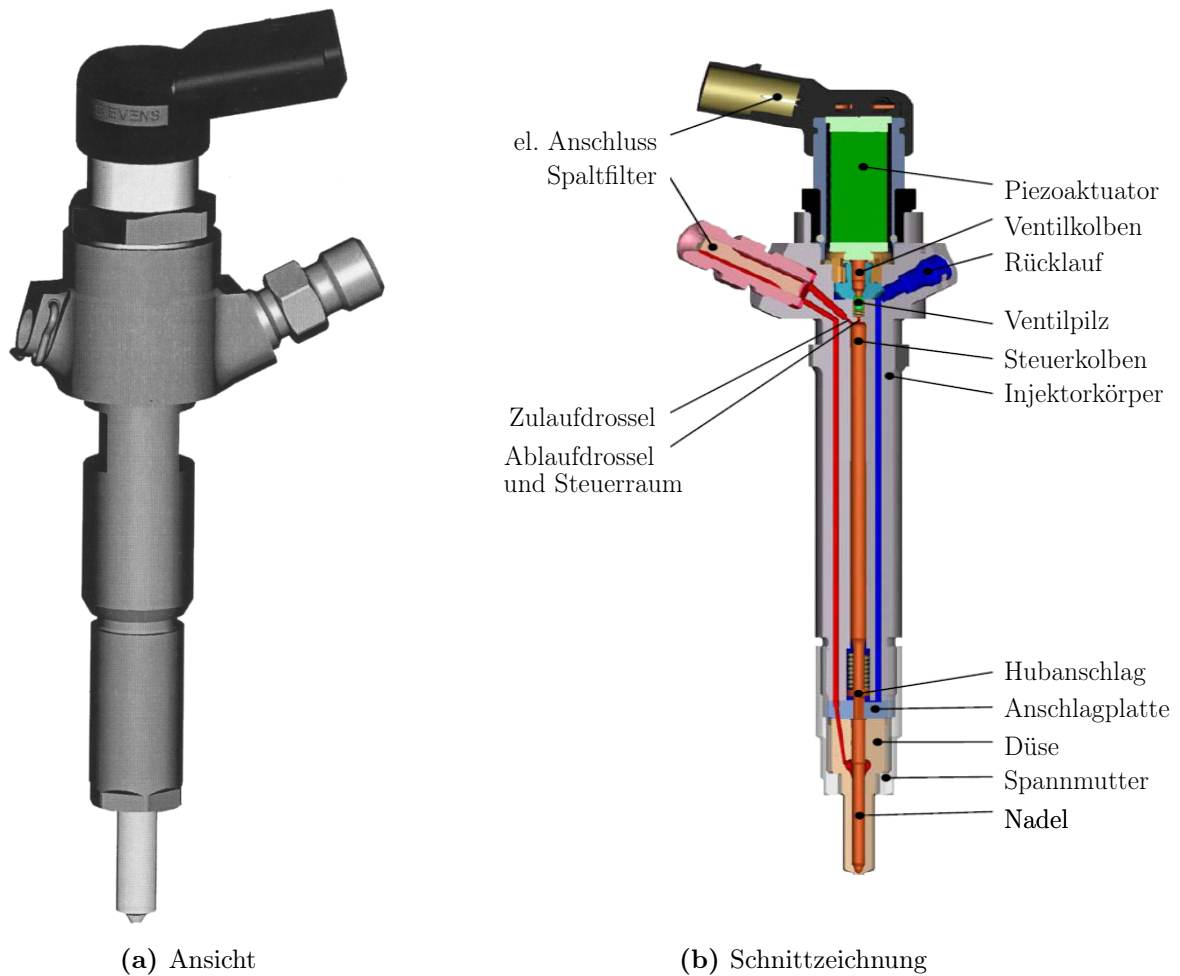
Zur hydraulischen Modellierung eines Injektors bzw. eines Common-Rail-Systems gibt es eine Reihe von Veröffentlichungen [4, 10, 11, 18, 30, 32, 38]. Darin werden in der Regel die Simulationsmethoden und die Anwendungen bei der Auslegung von Einspritzsystemen beschrieben, wobei die Modelle häufig aus Bibliotheken der Simulationssoftware AMESim [40] stammen. Im Folgenden wird ein detailliertes Injektormodell vorgestellt, das nicht an eine kommerzielle Software gebunden ist.

Im Anschluss an die Beschreibung des Injektormodells wird die Ausbildung einer stehenden Welle im Rohr nach schnellem Schließen des Ventils, der so genannte Joukowsky-Stoß, erläutert. Danach werden die Grundlagen der Ölhydraulik und zwei Verfahren zur Simulation von Hydraulikleitungen, die Charakteristikenmethode und ein variationelles Verfahren, beschrieben.

Mit Hilfe des Injektormodells und des variationellen Simulationsverfahrens können Arbeitspunkte eines Common-Rail-Systems simuliert werden, bei denen die Druckwellen im Injektor die eingespritzte Kraftstoffmenge beeinflussen. Auf Basis der Ergebnisse dieser Simulationen wird ein gängiges Verfahren zur Korrektur der Einspritzmengen vorgestellt, das auf Offline-Messungen der Einspritzmengen basiert.

### 4.1 Injektormodell

Um den Einfluss von Druckwellen in der Stichleitung auf das Öffnungsverhalten des Injektors realitätsnah abbilden zu können, ist es notwendig, das Innenleben



**Bild 4.1:** Piezoinjektor [Siemens VDO Automotive]

des Injektors hinreichend genau zu modellieren. Dazu werden zuerst die prinzipiellen Vorgänge bei Ansteuerung eines Piezoinjektors beschrieben, um anschließend das daraus abgeleitete hydraulische Modell zu erläutern.

#### 4.1.1 Funktionsweise

Bild 4.1 zeigt schematisch das Innenleben eines Piezoinjektors. Die Stichleitung wird an den Spaltfilter angeschlossen und versorgt den Injektor mit Kraftstoff. Wird der Injektor bestromt, so dehnt sich der Piezoaktuator aus und drückt über den Ventilkolben den Ventilpilz nach unten. Dadurch wird die Ablaufdrossel geöffnet, und der im Steuerraum befindliche Kraftstoff entweicht in den Rücklauf. Der Druck im Steuerraum baut sich ab, und damit wird die von oben auf den Steuerkolben wirkende Kraft geringer als die auf die Spitze der Düsennadel wirkende. Die Nadel bewegt sich nach oben und gibt damit die Düsenlöcher frei,

durch die der Kraftstoff in den Brennraum entweicht.

Der Piezoaktuator zieht sich zusammen, sobald er entladen wird. Durch eine Feder wird der Ventiltyp zurück nach oben gedrückt und verschließt die Ablaufdrossel. Dadurch füllt sich der Steuerraum mit Kraftstoff, und der sich aufbauende Druck bewirkt eine Kraft auf den Steuerkolben, die aufgrund der im Vergleich zur Nadelspitze größeren Querschnittsfläche des Steuerkolbens größer ist als die auf die Düsenpitze wirkende Kraft. Dadurch bewegen sich Steuerkolben und Nadel nach unten, und die Düsenlöcher werden verschlossen.

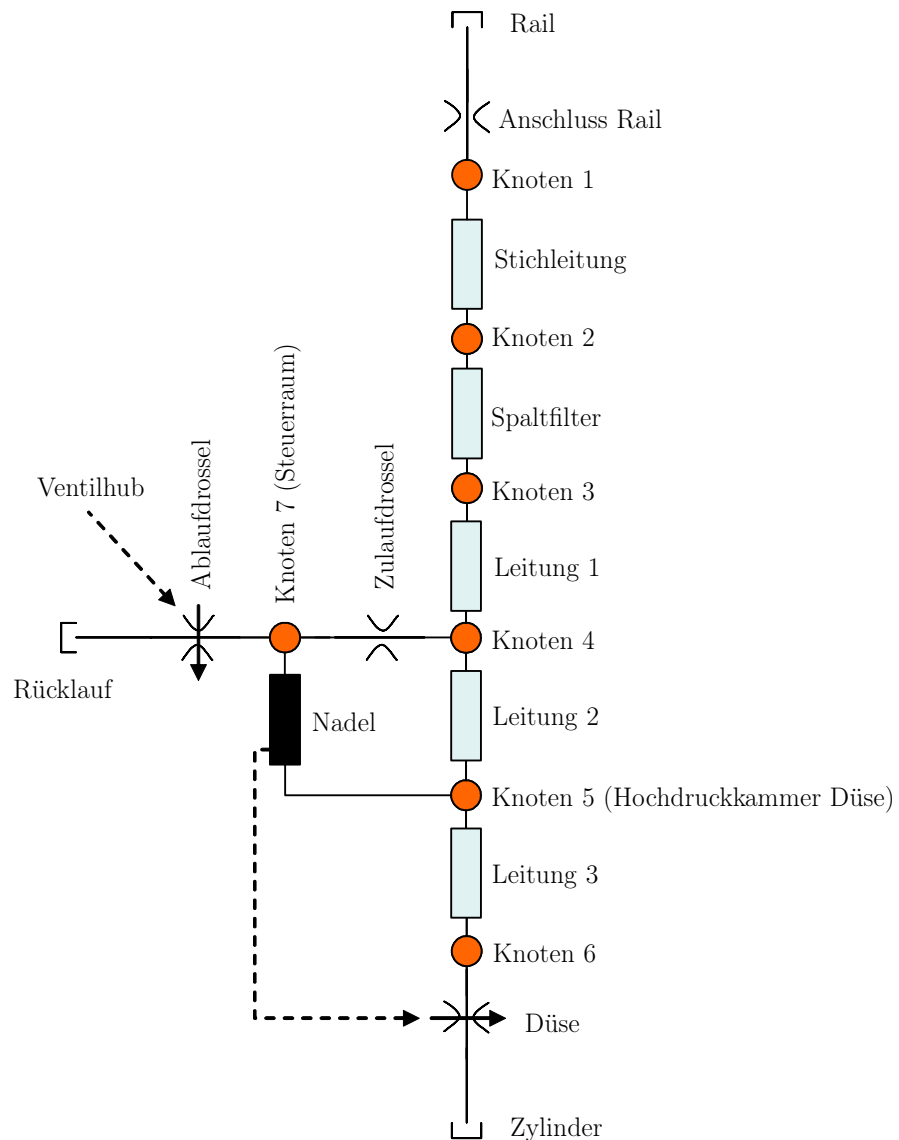
Bei sehr kleinen Einspritzmengen wird der Injektor ballistisch betrieben [3]. Der Piezoaktuator dehnt sich dabei nur kurz aus, so dass sich der Druck im Steuerraum weniger stark abbaut. Dadurch stellt sich nahezu ein Kräftegleichgewicht an Ventilkolben und Nadel ein, wodurch die Nadel sich etwas hebt, aber nicht bis zum oberen Anschlag gleitet und entsprechend schneller wieder schließen kann. Durch die Auslegung von Zulauf- und Ablaufdrossel sowie der Querschnittsflächen von Steuerkolben und Nadel kann die Öffnungs- und Schließcharakteristik des Injektors gestaltet werden [69]. Der durch den Steuerraum in den Rücklauf fließende Kraftstoff wird als Schalteckage bezeichnet. Je nach Injektortyp wird ein geringer Kraftstoffanteil als Schmiermittel für den Steuerkolben verwendet, der dauernd fließt und als Dauerleckage bezeichnet wird.

Aus der Betrachtung des Injektoraufbaus wird klar, dass Druckwellen zum Einen direkt auf die Düsenadel und zum Anderen durch die Zulaufdrossel gedrosselt auf den Steuerkolben wirken und dadurch die Nadelbewegung und den Volumenstrom durch die Düse beeinflussen. Dadurch wird je nach Amplitude und Phasenlage der Druckwellen die eingespritzte Kraftstoffmenge verändert.

### 4.1.2 Hydraulische Modellierung

Je nach Simulationsziel kann zur Beschreibung des Injektors ein sehr detailliertes hydraulisches Modell erforderlich sein. Im vorliegenden Fall soll das Modell dazu dienen, den Einfluss der Druckwellen am Injektoreingang auf die eingespritzte Kraftstoffmenge zu untersuchen und zwischen beiden physikalischen Größen einen Zusammenhang herzustellen. Dabei soll das Injektormodell möglichst eine Art Mittelwert aller zum Einsatz kommenden Varianten des oben beschriebenen Injektortyps darstellen, d.h. geringfügige Unterschiede in der Dimensionierung sowie Fertigungstoleranzen und mögliche Verschleißerscheinungen sollen unberücksichtigt bleiben.

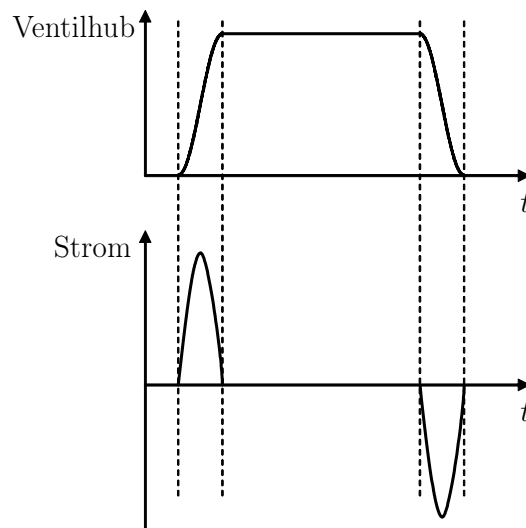
Ein diesen Anforderungen entsprechendes Injektormodell wurde von der Firma Siemens VDO Automotive zur Verfügung gestellt. Sein Aufbau ist in Bild 4.2



**Bild 4.2:** Struktur des Injektormodells

dargestellt. Es besteht aus Leitungselementen, Drosseln mit und ohne veränderlichem Querschnitt und Knoten, die die verschiedenen Elemente miteinander verbinden. Der Piezoaktuator wird in diesem Modell nicht berücksichtigt, stattdessen wird direkt der Ventilhub der Ablaufdrossel vorgegeben, der in der Realität über den Piezoaktuator und den Ventilkolben gesteuert wird. Der Ventilhub ist bei einfachen Injektorendstufen in guter Näherung proportional zur Ladung im Piezoaktuator, die wiederum das Integral über den Injektorstrom ist, siehe Bild 4.3. Bei positiver Stromrichtung nimmt die Ladung im Piezostack zu, woraufhin dieser sich ausdehnt. Beim Schließen des Injektors fließt der Strom in negativer Richtung. In geöffneter oder geschlossener Ventilstellung fließt kein Strom.





**Bild 4.3:** Zusammenhang zwischen Strom und Ventilhub

## Leitungen

Für die Leitungselemente werden Länge und Innendurchmesser als Parameter angegeben. Die hinreichend genaue und dennoch numerisch effiziente Simulation des Drucks und des Volumenstroms in Leitungen stellt eine der größten Herausforderungen an hydraulische Simulationsprogramme dar. Es gibt hierzu verschiedene Ansätze, von denen zwei in den Abschnitten 4.5 und 4.6 vorgestellt werden. Für die in Abschnitt 4.7 beschriebenen Simulationen wird das variationelle Verfahren nach Abschnitt 4.6 verwendet.

## Knoten

Im Injektormodell treten verschiedene Knotentypen auf. Knoten 7 (Steuerraum) und Knoten 5 (Hochdruckkammer Düse) werden aufgrund ihres signifikanten Volumens als kompressible Knoten modelliert, deren Druckverhältnis die Bewegung der Düsennadel bestimmt. Knoten 1-3 dienen nur zur Verbindung von Leitungselementen und werden volumenlos modelliert, während Knoten 4 und 6 als inkompressible Volumina betrachtet werden.

Der Vorteil der Verwendung verschiedener Knotentypen liegt in einer verbesserten numerischen Effizienz der Simulation [9]. Kompressible Knoten werden durch die Differentialgleichung

$$\dot{p} = \frac{E}{V} \sum (Q_{zu} - Q_{ab}) \quad (4.1)$$

beschrieben, in der alle im Knoten zu- und ablaufende Volumenströme  $Q$  auf-

summiert werden.  $E$  ist der Elastizitätsmodul des Fluids. Für kleine Volumina  $V$  wird diese Differentialgleichung steif. Daher ist es für im Verhältnis zu anderen Volumina kleine  $V$  effizienter, die Knoten inkompressibel zu modellieren. Statt einer Differentialgleichung erhält man für einen Knoten eine algebraische Gleichung

$$\sum(Q_{zu} - Q_{ab}) = 0, \quad (4.2)$$

die als Nebenbedingung der Bewegungsgleichungen des Gesamtsystems fungiert. Ob die Kompressibilität eines Knotens signifikanten Einfluss auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems hat oder vernachlässigt werden kann, lässt sich im Zweifelsfall durch simulativen Vergleich ermitteln.

### Düsennadel

Auf die Düsennadel wirkt der Druck  $p_1$  im Steuerraum über die Querschnittsfläche  $A_1$  des Steuerkolbens. Entgegengesetzt wirkt der Druck  $p_2$  in der Hochdruckkammer der Düse über die (kleinere) Querschnittsfläche  $A_2$  und zusätzlich die Kraft einer Feder mit der Federkonstanten  $c$  (s. Bild 4.1b), die mit der Kraft  $F_0$  vorgespannt ist. Im Kräftegleichgewicht ergibt sich somit

$$\begin{aligned} F &= F_1 - F_2 - F_0 \\ cx &= p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_0, \end{aligned} \quad (4.3)$$

woraus sich die Position  $x$  der Nadel zu

$$x = \frac{p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_0}{c} \quad (4.4)$$

berechnet. Um die Massenträgheit der Nadel zu berücksichtigen, wird ihre Bewegung als  $PT_1$ -Glied mit der Zeitkonstante  $T$  modelliert

$$T\dot{x} + x = \frac{\Delta F}{c}. \quad (4.5)$$

Die Position der Düsennadel gibt den Ventilhub und somit den Öffnungsgrad der Düse vor, wie in Bild 4.2 anhand der gestrichelten Linie gekennzeichnet.

### Ventile

Der Volumenstrom durch die Düse und durch die anderen Drosseln wird mit der Bernoullischen Gleichung [60]

$$Q = \alpha_k A_v \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (4.6)$$

modelliert, worin  $\alpha_k$  die Kontraktionsziffer der Drossel ist, die geometrieabhängige Verlustfaktoren erfasst.  $A_v$  ist die ggf. variable Querschnittsfläche und  $\Delta p$  der Druckverlust am Ventil, der bei bekanntem Volumenstrom durch Umformung von Gleichung (4.6) berechnet werden kann.

Die Impulsgleichung für ein Ventil in einer Leitung mit der in der Leitung befindlichen Fluidmasse  $m$ , der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und den Drücken an den Leitungsrändern  $p_A$  und  $p_B$  lautet [60]

$$m \dot{v} = (p_A - p_B) A_v - \Delta p A_v. \quad (4.7)$$

### Randbedingungen

Als Randbedingung wird in Bild 4.2 ein konstanter Raildruck vorgegeben. Auf die Modellierung einer Kolbenpumpe und eines Druckregelventils wird verzichtet, da deren Dynamik nur sekundären Einfluss auf den Druckverlauf im Injektor hat. Sollen die Einflüsse benachbarter Injektoren aufeinander untersucht werden, so kann das Rail als Leitung modelliert werden, an die weitere Injektoren angeschlossen sind. Die Druckrandbedingung wird dann am Versorgungsanschluss des Rails vorgegeben. Außerdem wird der Ventilhub der Ablaufdrossel vorgegeben, um verschiedene Einspritzmuster zu realisieren.

Das vorgestellte Injektormodell ist nicht validiert, d.h. die Druck- und Volumenstromverläufe wurden nicht mit Messdaten eines realen Injektors verifiziert. Es kann also zu quantitativen Abweichungen kommen. So weist das vorliegende Modell bei längeren Ventilöffnungszeiten einen größeren Volumenstrom durch die Düse auf als die zur Verfügung stehenden Injektoren. Das qualitative Verhalten des Injektormodells stimmt jedoch aufgrund der physikalisch motivierten Modellierung mit den gemessenen Signalverläufen überein.

## 4.2 Simulationsverfahren für hydraulische Systeme

Die zur Simulation hydraulischer Systeme üblichen Verfahren können nach Zeitbereichs- und Frequenzbereichsmethoden unterschieden werden. Im Frequenzbereich wird das Übertragungsmatrizenverfahren angewendet, das z.B. in [79] beschrieben wird. Darin werden die so genannten „Vierpolgleichungen“ hergeleitet, die den Zusammenhang von Volumenstrom und Druck am Eingang und Ausgang einer Leitung in Form einer Übertragungsmatrix im Laplace-Bereich beschreiben und die frequenzabhängige Rohrreibung berücksichtigen. Schwierig ist die Erfassung der Reibung in einem Modell im Zeitbereich, da die inverse

Laplace-Transformation der Übertragungsfunktionen mathematisch nicht möglich ist. Häufig werden die Übertragungsfunktionen daher durch rationale Polynome approximiert, die sich in den Zeitbereich rücktransformieren lassen [37].

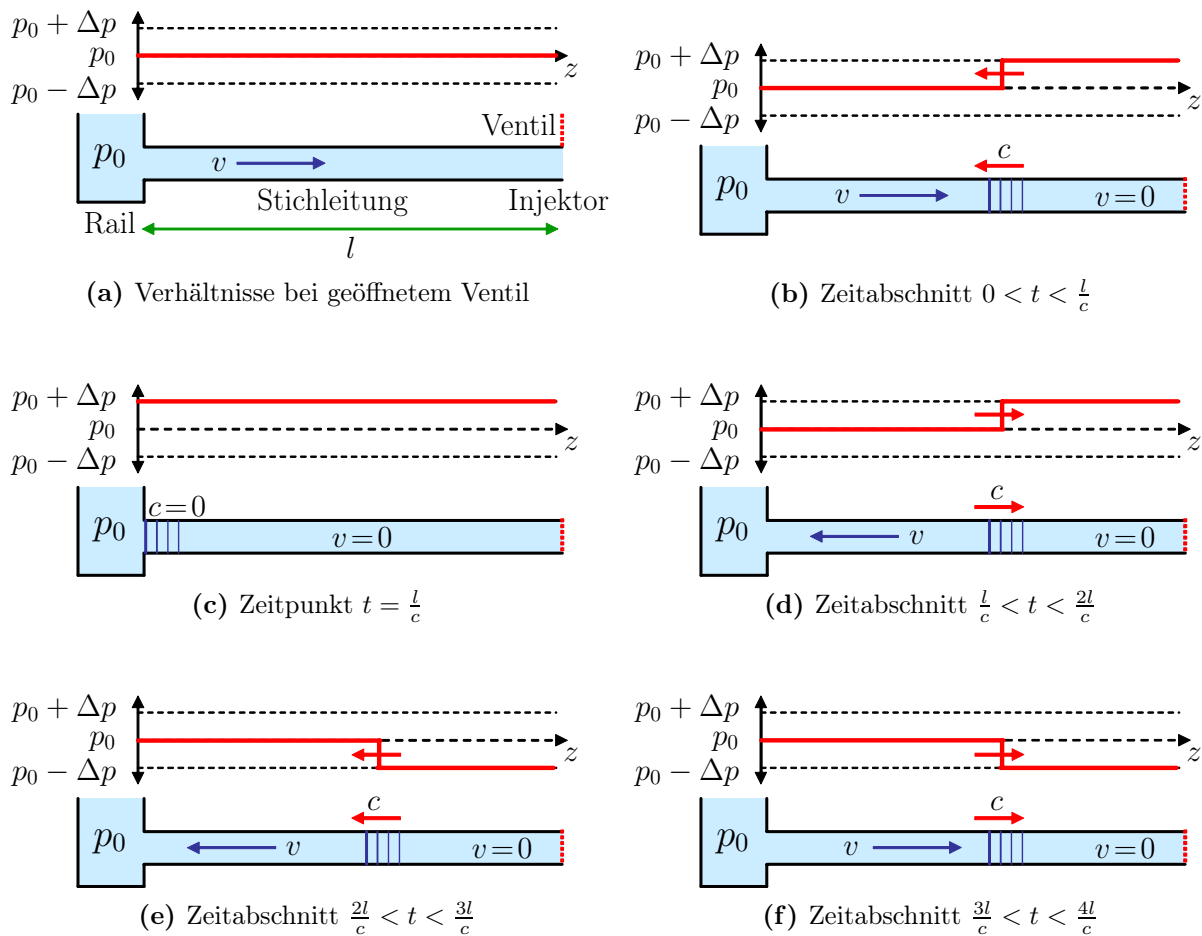
Im Zeitbereich werden sowohl Verfahren basierend auf konzentrierten als auch auf verteilten Parametern verwendet. Bei den Verfahren mit konzentrierten Parametern wird das Fluid nicht als Kontinuum betrachtet, sondern in diskreten Elementen abgebildet [60], die als Netzwerke verschaltet werden. Blenden und Drosseln, aber auch Rohrreibungsverluste werden als hydraulische Widerstände aufgefasst. Ein kompressibles Volumen kann als hydraulische Kapazität betrachtet werden, da es bei einer Erhöhung des Drucks zusätzliches Volumen aufnehmen kann. Von hydraulischen Induktivitäten spricht man überall da, wo Massen zu beschleunigen sind, z.B. bei Flüssigkeitsmassen in Rohren, die bei Volumenstromänderungen beschleunigt werden müssen. Dies entspricht dem Verhalten einer elektrischen Induktivität, bei der eine anliegende Spannung eine Änderung des Stroms bewirkt.

Ein weit verbreitetes Verfahren, das auf verteilten Parametern basiert, ist das Charakteristikenverfahren. Dabei handelt es sich ursprünglich um ein grafisches Verfahren, für das in [82] eine einfache numerische Umsetzung angegeben ist. Es erlaubt die Berücksichtigung frequenzabhängiger Reibung, lässt jedoch nur unter Genauigkeitseinbußen eine variable Simulationsschrittweite zu. Zur Kopplung verschiedener Modelle und Simulationsverfahren ist dies jedoch bei der Berechnung komplexer hydraulischer Netzwerke oft notwendig. Eine Formulierung des Problems mit Differentialgleichungen, wie z.B. in [8] oder [59], lässt variable Schrittweiten dagegen problemlos zu. Die Differentialgleichungen werden häufig mit Finite-Elemente-Verfahren näherungsweise gelöst.

### 4.3 Joukowsky-Stoß

Die Druckwellen in der Stichleitung zwischen Injektor und Rail entstehen durch die schnellen Öffnungs- und Schließvorgänge des Injektors. Dieses Phänomen wurde erstmals von Joukowsky [44] an Wasserleitungen untersucht und wird als Joukowsky-Stoß oder in der englischen Literatur als *Waterhammer Phenomenon* bezeichnet. Eine anschauliche phänomenologische Beschreibung der Entstehung eines Druckstoßes findet sich in [19]. Sie wird hier verkürzt wiedergegeben.

Um die Betrachtung möglichst einfach zu halten, wird angenommen, dass das Rail ein unendlich großes Druckreservoir mit dem Druck  $p_0$  ist. Es ist über eine Leitung der Länge  $l$  mit dem Injektor verbunden, der als unendlich schnell



**Bild 4.4:** Phasen des Druckverlaufs beim Joukowsky-Stoß

schließendes und öffnendes Ventil betrachtet wird. Reibungseinflüsse werden vernachlässigt. Die verschiedenen Phasen während einer Druckwellenperiode sind in Bild 4.4 dargestellt. Zu Beginn (s. Bild 4.4a) ist das Ventil geöffnet, und das Fluid strömt mit der Geschwindigkeit  $v$  aus dem Rail durch die Leitung zum Ventil. Im Rail und in der gesamten Leitung herrscht der konstante Druck  $p_0$ . Zum Zeitpunkt  $t=0$  schließt das Ventil schlagartig und bleibt für die weitere Betrachtung geschlossen. Wegen der Kompressibilität des Fluids erhöht sich durch die noch anhaltende Strömung am Ventil der Leitungsdruck auf  $p_0 + \Delta p$ . Dadurch entsteht eine Druckwelle, die mit der Schallgeschwindigkeit  $c$  Richtung Rail, also entgegen der Strömungsrichtung läuft. Dieser Vorgang ist in Bild 4.4b dargestellt. Die Druckwelle benötigt die Zeit  $t = \frac{l}{c}$ , um die Leitung zu durchlaufen. Zum Zeitpunkt  $t = \frac{l}{c}$  erreicht die Druckwelle das Rail (s. Bild 4.4c). In diesem Moment herrscht in der gesamten Leitung der Druck  $p_0 + \Delta p$ , und die Strömung ist zum Stillstand gekommen. Durch die Druckdifferenz zwischen Leitung und Rail beginnt nun das Fluid, aus der Leitung zurück in das Rail zu fließen. Dabei

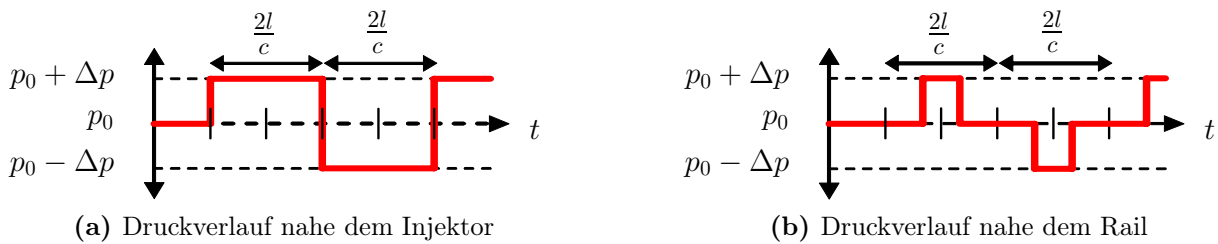


Bild 4.5: Reibungsfreier Druckverlauf über der Zeit

reduziert sich der Druck wieder auf Normalniveau  $p_0$ , was mit einer nach rechts laufenden Druckwelle einhergeht. Dies geschieht im Zeitabschnitt  $\frac{l}{c} < t < \frac{2l}{c}$ , siehe Bild 4.4d.

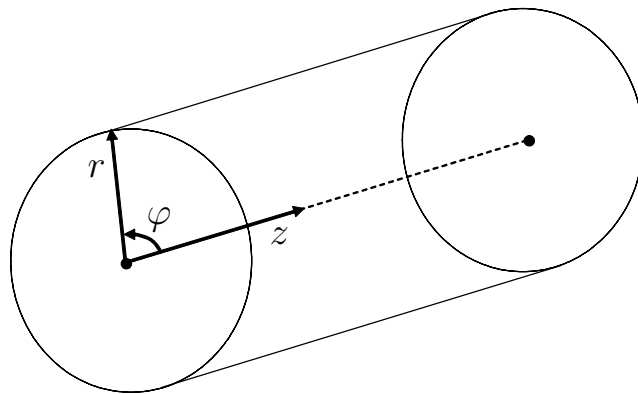
Wenn die nach rechts laufende Druckwelle am Ventil angekommen ist, herrscht in der ganzen Leitung wieder der Normaldruck  $p_0$ . Da jedoch das Fluid aufgrund der Massenträgheit vorerst weiterhin mit der Geschwindigkeit  $v$  in das Rail zurückfließt, reduziert sich der Druck in Ventalnähe zu  $p_0 - \Delta p$ . Dadurch bildet sich im Zeitabschnitt  $\frac{2l}{c} < t < \frac{3l}{c}$  erneut eine Druckwelle, die nun die gleiche Richtung wie die Strömung hat (s. Bild 4.4e). Ist diese Druckwelle am Rail angekommen, herrscht in der ganzen Leitung geringerer Druck als im Rail, wodurch die Strömung wieder ihre Richtung ändert und in die Leitung fließt. Dadurch erhöht sich der Druck im Zeitabschnitt  $\frac{3l}{c} < t < \frac{4l}{c}$  wieder auf Normalniveau, siehe Bild 4.4f. Erreicht diese Druckwelle das Ventil, so herrschen die gleichen Bedingungen wie zum Zeitpunkt  $t=0$  und der Zyklus beginnt von vorne.

Betrachtet man den Druckverlauf über der Zeit an einem festen Ort in der Leitung, so erkennt man eine Rechteckschwingung (s. Bild 4.5). Die Breite der Rechteckimpulse hängt ab vom Messort, sie nimmt mit zunehmender Entfernung vom geschlossenen Ende der Leitung ab. Die Periodendauer ist mit  $T = \frac{4l}{c}$  in der gesamten Leitung gleich. Damit erklärt sich anschaulich die Frequenz einer stehenden Welle

$$f = \frac{1}{T} = \frac{c}{4l}, \tag{4.8}$$

die im eingeschwungenen Zustand unabhängig vom Messort ist. In der Realität sind die Druckwellen sinus- statt rechteckförmig. Dies lässt sich erklären durch die Reibung im System, die hier vernachlässigt wurde. Die schmalere Impulsbreite zeigt sich in realen Messungen in einer abnehmenden Amplitude der Schwingungen bei zunehmender Entfernung vom Injektor. Die Reibung bewirkt auch die Dämpfung der Schwingungen im Lauf der Zeit.

Diese Betrachtung ist natürlich gegenüber der Realität stark vereinfacht. Durch den mit endlicher Zeit ablaufenden Schließvorgang, die vernachlässigte Reibung



**Bild 4.6:** Definition der Zylinderkoordinaten

sowie den nicht unbegrenzt im Rail zu Verfügung stehenden Systemdruck sind die in Wahrheit ablaufenden Prozesse bei der Entstehung einer stehenden Welle wesentlich komplexer. Hinzu kommt beim Kraftstoffeinspritzsystem das komplizierte hydraulische Innenleben des Injektors, das hier völlig unbeachtet geblieben ist. Vor allem die Einschwingvorgänge können mit Bild 4.4 nicht erklärt werden. Es trägt jedoch zum anschaulichen Verständnis der Ausbildung einer stehenden Welle bei. Um der Komplexität eines Einspritzsystems gerecht zu werden, wird zur Betrachtung der hydraulischen Vorgänge ein numerisches Simulationsverfahren verwendet.

## 4.4 Grundgleichungen

Da die wesentlichen Elemente bei der Modellierung eines Common-Rail-Einspritzsystems die Leitungselemente sind, werden die hydraulischen Grundgleichungen in Zylinderkoordinaten angegeben, siehe Bild 4.6.

Unter der Voraussetzung von Quellen- und Senkenfreiheit in einem bestimmten Volumenelement besagt die *Kontinuitätsgleichung* der Fluidmechanik, dass die in dieses Volumenelement einströmende Masse abzüglich der ausströmenden Masse gleich der sich im Volumenelement befindlichen Masse ist. Mit der Dichte  $\rho$  und dem Geschwindigkeitsvektor  $\underline{v}$  kann dies nach [77] formuliert werden als

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \underline{v} = 0. \quad (4.9)$$

Die zweite wichtige Gleichung, die Impulsgleichung, beschreibt die Wirkung der

Kräfte auf ein Fluidteilchen. In der Form

$$\rho \left( \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} + \underline{v} \operatorname{grad} \underline{v} \right) = -\operatorname{grad} p + \eta \Delta \underline{v} + \underline{F} \quad (4.10)$$

wird sie als *Navier-Stokes-Gleichung* bezeichnet. Darin bezeichnet  $p$  den Druck und  $\eta$  die dynamische Viskosität, die unter der Voraussetzung eines Newtonschen Fluids als Widerstand bei der Verschiebung benachbarter Flüssigkeitsschichten definiert ist [60]. Der Laplace-Operator  $\Delta$  bezeichnet die Summierung der zweiten partiellen Ableitungen, der, auf den Geschwindigkeitsvektor  $\underline{v}$  angewendet, wiederum einen Vektor ergibt [14]. Äußere Kräfte  $\underline{F}$  wie z.B. Gravitations- oder Zentrifugalkräfte werden aufgrund der geringen Höhenunterschiede der Leitungen und des hohen Systemdrucks vernachlässigt. Soll auch der Temperaturverlauf des Fluids berücksichtigt werden, so benötigt man als dritte Grundgleichung noch die Energiegleichung. In dieser Arbeit wird zwar auch der Einfluss der Kraftstofftemperatur untersucht, dabei wird jedoch stets von einem im betrachteten System konstanten Temperaturniveau ausgegangen. Da keine Temperaturgradienten berücksichtigt werden, wird die Energiegleichung nicht verwendet.

In Zylinderkoordinaten lautet die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v_r) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho v_\varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z) = 0 \quad (4.11)$$

und die Navier-Stokes-Gleichung für die  $r$ ,  $\varphi$  und  $z$ -Komponente

$$\begin{aligned} & \rho \left[ \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right] \\ &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \eta \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left[ \frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_\varphi v_r}{r} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right] \\ &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \eta \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r v_\varphi) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left[ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right]. \end{aligned} \quad (4.14)$$



Diese Gleichungen sind recht unhandlich. Da die Längen der hier betrachteten Leitungen jedoch wesentlich größer sind als deren Durchmesser, kann die Strömung als eindimensional angenommen werden. Damit können die Grundgleichungen für den Spezialfall einer eindimensionalen laminaren Strömung im Rohr in  $z$ -Richtung durch folgende Annahmen vereinfacht werden:

- Die Strömung sei rotationssymmetrisch und drallfrei:  $v_\varphi = 0$ ,  $\frac{\partial}{\partial v_\varphi} = 0$
- Die Strömung sei laminar, d.h. die Fluidelemente bewegen sich nebeneinander auf voneinander getrennten Bahnen parallel zur Hauptströmungsrichtung.
- Die Strömung habe keine  $r$ -Komponente:  $v_r = 0$
- Die dynamische Viskosität  $\eta$  sei konstant.
- Die Dichte  $\rho$  sei nur vom Druck abhängig, nicht von der Geschwindigkeit (schwach kompressibles Fluid):  $\rho = \rho(p)$

Dadurch reduziert sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v_z \cdot \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad (4.15)$$

und die Navier-Stokes-Gleichungen in den Koordinatenrichtungen werden zu

$$\begin{aligned} r : \quad & 0 = -\frac{\partial p}{\partial r} \\ \varphi : \quad & 0 = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \\ z : \quad & \rho \left[ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right]. \end{aligned} \quad (4.16)$$

Die Geschwindigkeit  $v$  hat nun nur noch eine  $z$ -Komponente, die jedoch sowohl von  $z$  als auch von  $r$  abhängig sein kann,  $v = v_z(r, z)$ . Dadurch sind Geschwindigkeitsprofile im Rohr möglich, die z.B. in der Nähe der Leitungswände einen anderen Betrag oder auch eine andere Richtung haben als bei  $r=0$ , was für die frequenzabhängige Reibung wichtig ist. Der Druck  $p$  ist nur noch von  $z$  abhängig,  $p = p(z)$ .

Um die Kompressibilität des Fluids zu berücksichtigen, wird noch die Zustandsgleichung für schwach kompressible Flüssigkeiten benötigt [33]:

$$\left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T = \frac{\rho}{E} \quad (4.17)$$

Sie gilt bei konstanter Temperatur  $T$ , von der hier ausgegangen wird.  $E$  ist das Volumenelastizitätsmodul des Fluids. Damit ist auch die Dichte des Fluids nur noch von  $z$  abhängig,  $\rho = \rho(z)$ .

Da die Gleichungen (4.15) und (4.16) sowohl Ableitungen nach der Zeit als auch nach dem Ort enthalten, handelt es sich um partielle Differentialgleichungen. Deshalb spricht man auch von einem System mit verteilten Parametern [26]. Um die partiellen Differentialgleichungen mit Rechnern behandeln zu können, werden sie in ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen umgewandelt, die mittels numerischer Verfahren näherungsweise gelöst werden. In der Art und Weise, wie dies geschieht, unterscheiden sich die zahlreichen existierenden Verfahren [15, 39, 52, 56, 59]. In dieser Arbeit werden zwei numerische Lösungsverfahren vorgestellt, von denen sich das erste, das Charakteristikenverfahren, durch seine einfache Verständlichkeit auszeichnet und das zweite, das variationelle Verfahren, numerisch sehr effizient ist.

## 4.5 Charakteristikenverfahren

Ein häufig angewendetes Verfahren zur Umwandlung der partiellen Differentialgleichungen (4.15) und (4.16) ist die Charakteristikenmethode, die ein Sonderfall der Finite-Differenzen-Methode ist. Zur Berücksichtigung der frequenzabhängigen Reibung wurden mehrere Varianten entwickelt [25, 74, 76, 83]. Aufgrund der zahlreich vorhandenen Literatur zu diesem Thema wird keine ausführliche Herleitung angegeben, sondern es werden nur die wichtigsten Ideen der Methode erklärt. Eine ausführliche Herleitung findet sich z.B. in [33].

### 4.5.1 Generelle Methode

Ziel des Verfahrens ist es, die unabhängigen Variablen  $z$  und  $t$  der partiellen Differentialgleichungen so zu verknüpfen, dass nur noch in Abhängigkeit einer Variablen integriert werden muss. Dazu wird mit der Zustandsgleichung (4.17) die Dichte in der Kontinuitätsgleichung (4.15) durch den Druck substituiert. Teilt man ferner Gleichung (4.16) durch  $\rho$ , so erhält man die beiden Ausdrücke:

$$L_1 = \frac{\partial p}{\partial t} + v_z \frac{\partial p}{\partial z} + E \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (4.18)$$

$$L_2 = \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\eta}{\rho} \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (4.19)$$

Da jede der beiden Gleichungen  $L_1$  und  $L_2$  für sich gleich null ist, muss auch eine Linearkombination gleich null sein

$$L_1 + \phi \cdot L_2 = 0. \quad (4.20)$$

Damit erhält man eine partielle Differentialgleichung

$$\begin{aligned} \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + \left( v_z + \frac{\phi}{\rho} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \right] + \phi \left[ \frac{\partial v_z}{\partial t} + \left( v_z + \frac{E}{\phi} \right) \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] \\ - \phi \frac{\eta}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) = 0. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Um diese Gleichung vereinfachen zu können, werden materiellen Ableitungen eingeführt [72]. Danach lässt sich die Ableitung einer Komponente  $u_z$  schreiben als

$$\frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \frac{dz}{dt}, \quad (4.22)$$

wobei der erste Term die lokale Änderung der Größe und der zweite den konvektiven Anteil beschreibt. Daraus geht bei Vergleich der Terme in eckigen Klammern in Gleichung (4.21) die Beziehung

$$\frac{dz}{dt} = \left( v_z + \frac{\phi}{\rho} \right) = \left( v_z + \frac{E}{\phi} \right) \quad (4.23)$$

hervor. Sie ergibt, nach  $\phi$  aufgelöst,

$$\phi_{1,2} = \pm \sqrt{E \rho} = \pm c \rho. \quad (4.24)$$

Dabei ist  $c$  die Schallgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (4.25)$$

Damit ergeben sich für die beiden Lösungen von  $\phi$  aus Gleichung (4.21) zwei gewöhnliche Differentialgleichungen, die jedoch nur entlang der beiden Charakteristiken  $C^+$ :  $\frac{dz}{dt} = v_z + c$  bzw.  $C^-$ :  $\frac{dz}{dt} = v_z - c$  gelten. Um von der Strömungsgeschwindigkeit  $v_z$  auf den für die Praxis interessanteren Volumenstrom  $Q$  überzugehen, müsste das Geschwindigkeitsprofil  $v_z(r)$  der Strömung über den Rohrquerschnitt integriert werden. Da dieses nicht bekannt ist, muss man von einer über den

Querschnitt gemittelten Geschwindigkeit  $v_z$  ausgehen, womit sich mit der Rohrquerschnittsfläche  $A$  die Beziehung

$$Q = A v_z \quad (4.26)$$

ergibt. Mit  $Z_L = \frac{c\rho}{A}$  erhält man durch Einsetzen der beiden Charakteristiken in Gleichung (4.21) die Ausdrücke

$$C^+ : \quad \frac{dp}{dt} + Z_L \frac{dQ}{dt} - c\eta \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] = 0, \quad (4.27)$$

$$C^- : \quad \frac{dp}{dt} - Z_L \frac{dQ}{dt} + c\eta \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] = 0. \quad (4.28)$$

Sie können durch bestimmte Integration über die Zeit<sup>1</sup> von  $A$  nach  $P$  bzw.  $B$  nach  $P$  und unter der Annahme, dass  $c$  längs des Integrationsweges konstant ist, umgeformt werden zu

$$p_P - p_A + Z_L (Q_P - Q_A) - \underbrace{\int_A^P c\eta \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] dt}_{=-F_A} = 0, \quad (4.29)$$

$$p_P - p_B - Z_L (Q_P - Q_B) + \underbrace{\int_B^P c\eta \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] dt}_{=-F_B} = 0. \quad (4.30)$$

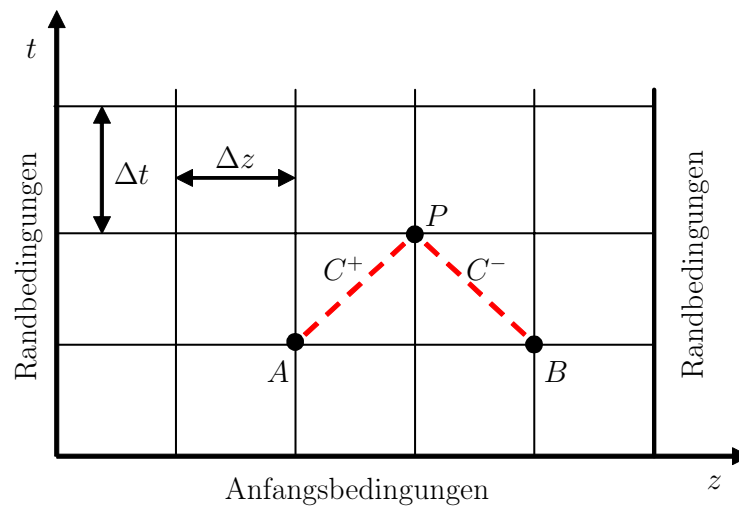
Die Terme  $F_A$  und  $F_B$  beschreiben die Reibungsverluste. Sie werden vorerst als bekannt vorausgesetzt. Damit können mit Hilfe der beiden algebraischen Gleichungen (4.29) und (4.30) bei bekanntem Druck und Volumenstrom im Punkt  $A$  und  $B$  die unbekannt Zustände  $p_P$  und  $Q_P$  bestimmt werden.

Das Vorgehen in der Weg-Zeit-Ebene wird anhand von Bild 4.7 erläutert. Der Punkt  $P$  liegt auf dem Schnittpunkt der Charakteristiken  $C^+$  und  $C^-$ . Die Steigung der Charakteristiken wird beschrieben durch

$$\frac{dz}{dt} = v_z \pm c. \quad (4.31)$$

Da in hydraulischen Systemen die Schallgeschwindigkeit  $c$  wesentlich größer ist als die Strömungsgeschwindigkeit  $v_z$ , kann  $v_z$  vernachlässigt werden, ohne allzu

<sup>1</sup> $A$ ,  $B$  und  $C$  sind Punkte in der in Bild 4.7 dargestellten Weg-Zeit-Ebene.



**Bild 4.7:** Charakteristikengitter bei konstanter Schallgeschwindigkeit

große Fehler zu erzeugen. Approximiert man ferner die Differentiale in Gleichung (4.31) mit finiten Differenzen  $\Delta z$  bzw.  $\Delta t$ , so erhält man

$$\frac{\Delta z}{\Delta t} = \pm c. \quad (4.32)$$

Bei dieser Diskretisierung darf  $\Delta z$  nicht zu groß gewählt werden, da sonst die Annahme konstanter Schallgeschwindigkeit und konstanter Dichte nicht gewährleistet ist. Eine Leitung wird in  $N$  gleich große Längenabschnitte unterteilt, woraus  $\Delta z$  und damit nach Gleichung (4.32) auch  $\Delta t$  festgelegt ist. Damit ergibt sich unter Annahme konstanter Schallgeschwindigkeit ein rechtwinkliges Gitter in der Weg-Zeit-Ebene (s. Bild 4.7). Bei vorgegebenen Anfangsbedingungen (Druck und Fluss an jedem Punkt der Leitung zu Simulationsbeginn) und Randbedingungen (Verlauf des Drucks oder des Flusses während der Simulation an den Enden der Leitung) kann durch Auflösen der Gleichungen (4.29) und (4.30) nach  $p_P$  und  $Q_P$  der Druck und Fluss in jedem Gitterpunkt sukzessive berechnet werden. Die Berechnung erfolgt entsprechend Bild 4.7 immer zeilenweise in fortschreitender  $t$ -Richtung.

### 4.5.2 Frequenzabhängige Reibung

Noch ungeklärt ist, wie die Reibungsterme  $F_A$  und  $F_B$  in den Gleichungen (4.29) und (4.30) bestimmt werden können. Bei Druckschwingungen in einer Leitung ändert die Strömung ständig ihre Richtung (siehe Bild 4.4). Durch die Trägheit des Fluids, die in der Rohrmitte dominiert, und Reibungskräfte, die an der Rohrwand großen Einfluss haben, ist das Geschwindigkeitsprofil der Strömung

abhängig von der Frequenz der Druckschwingungen. Bei niedrigen Frequenzen hat es parabolische Form, bei zunehmenden Frequenzen wird es in der Rohrmitte immer gleichförmiger, der Gradient an der Rohrwand wird immer steiler. Dadurch ist die Reibung bei oszillierenden Strömungen höher als bei stationären, weshalb sie sich in einen stationären und einen frequenzabhängigen Anteil aufspalten lässt.

Die Änderung des Drucks durch Reibung wird über den Wandschubspannungsansatz [74]

$$\frac{\partial p_{reib}}{\partial z} = \frac{2\pi r_i \tau(r_i)}{\pi r_i^2} = \frac{2}{r_i} \tau(r_i) \quad (4.33)$$

mit

$$\tau(r = r_i) = -\eta \left. \frac{\partial v_z}{\partial r} \right|_{r=r_i} \quad (4.34)$$

und dem Innenradius  $r_i$  des Rohres berücksichtigt. Um das benötigte Geschwindigkeitsprofil  $v_z(r)$  der Strömung zu berechnen, wird die Navier-Stokes-Gleichung (4.16) laplacetransformiert, wodurch sich eine Besselsche Differentialgleichung ergibt [14], aus deren Lösung das Geschwindigkeitsprofil  $v_z(r)$  im Laplacebereich abgeleitet werden kann. Sie wird nach  $r$  differenziert und in die ebenfalls laplacetransformierte Gleichung (4.33) eingesetzt. Nach Rücktransformation in den Zeitbereich ergibt sich

$$\frac{\partial p_{reib}}{\partial z} = \frac{8\eta}{\pi r_i^4} Q + \frac{4\eta}{\pi r_i^4} \int_{t_1=0}^t W_d(t - t_1) \frac{\partial Q}{\partial t_1}(t_1) dt_1. \quad (4.35)$$

Darin stellt der erste Summand den stationären Reibungsanteil dar, der zweite den frequenzabhängigen.  $W_d(t)$  ist der dynamische Anteil einer Gewichtsfunktion  $W(t)$ , mit der vergangene Werte der Volumenstromänderung hinsichtlich ihrer Bedeutung für den augenblicklichen Druckabfall bewertet werden [74].  $W(t)$  besitzt im Laplacebereich unendlich viele Polstellen, so dass sie im Zeitbereich durch eine Funktion endlicher Summanden approximiert werden muss [83].

Problematisch ist jedoch, dass zur Auswertung des Faltungsintegrals in Gleichung (4.35) sämtliche Volumenstromwerte von  $t_1 = 0$ , also von Simulationsbeginn, bis zum aktuellen Zeitpunkt an allen Stützstellen der Leitung benötigt werden. Um den dadurch entstehenden Speicherplatzbedarf zu begrenzen, wird in [76] ein rekursives Berechnungsverfahren vorgestellt, das zur Auswertung des Faltungsintegrals nur Volumenstromwerte des vorangegangenen Zeitpunkts  $t - \Delta t$  benötigt.

Die zur Approximation verwendete Rekursionsformel

$$\int_{t_1=0}^t W_d(t-t_1) \frac{\partial Q}{\partial t_1}(t_1) dt_1 \approx \sum_{i=1}^{NI} I_i(t) \quad (4.36)$$

mit

$$I_i(t) = m_i [Q(t) - Q(t - \Delta t)] + e^{-n_i \frac{\nu \Delta t}{R^2}} I_i(t - \Delta t) \quad (4.37)$$

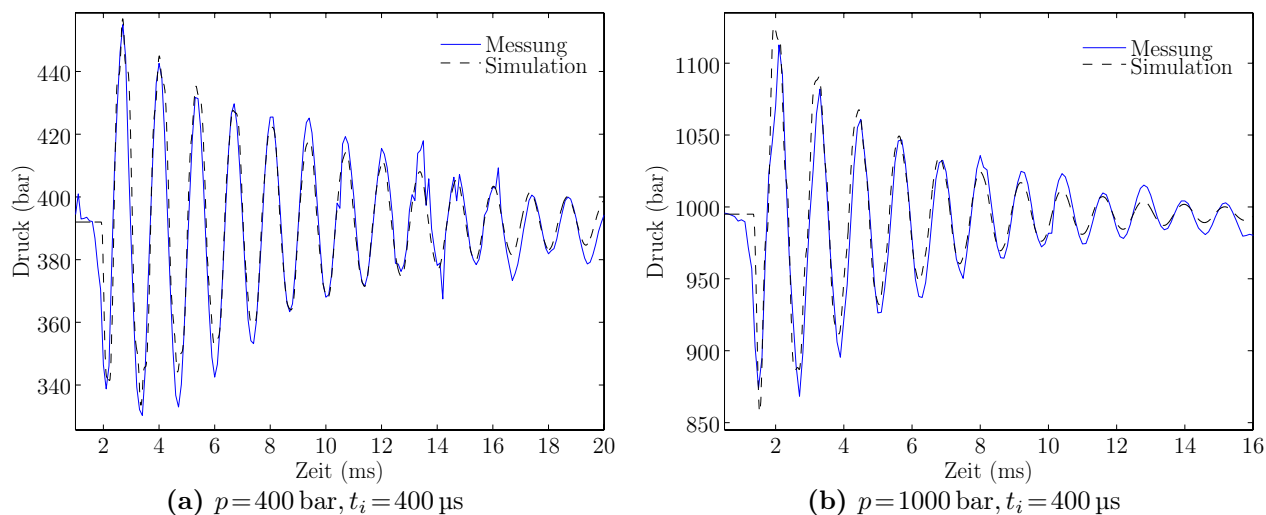
( $\nu = \frac{\eta}{\rho}$  ist die kinematische Viskosität) enthält Koeffizienten  $m_i$  und  $n_i$ , die so gewählt werden, dass das Faltungsintegral möglichst optimal approximiert wird. Je größer die Zahl  $NI$  der verwendeten Summanden ist, desto besser wird die Genauigkeit der Approximation, desto höher ist jedoch auch der Speicherbedarf und die Rechenzeit. Je nach Autor werden in der Regel drei bis fünf Summanden verwendet [33, 74, 76, 78]. Damit können das Faltungsintegral in Gleichung (4.35) und folglich die Reibungsterme  $F_A$  und  $F_B$  in Gleichung (4.29) und (4.30) gemäß

$$F_{A,B}(t, z) = \frac{\partial p_{reib}}{\partial z} \Delta z \quad (4.38)$$

berechnet werden.

### 4.5.3 Vergleich von Simulationen und Messungen

Um die Qualität des Charakteristikenverfahrens mit frequenzabhängiger Reibung beurteilen zu können, werden Simulationsergebnisse mit Messdaten vom Einspritzprüfstand verglichen. Dabei stellt sich das Problem, dass mit dem Charakteristikenverfahren nur eine Leitung konstanten Durchmessers simuliert werden kann, deren Randbedingungen vorgegeben werden. Die Messungen werden jedoch an einer zwischen Rail und Injektor eingebauten Stichleitung gemacht. Der Injektor ist ein komplexes System, in dem die Düsennadel hydraulisch indirekt geöffnet wird, Zu- und Ablaufdrosseln wichtigen Einfluss auf die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit haben und die internen Leitungslängen berücksichtigt werden müssen. Da über den internen Aufbau des verwendeten Injektors keine Daten zu Verfügung stehen, wird sein interner Mechanismus vernachlässigt, und die geschätzten Leitungslängen des Injektors werden der Stichleitung zugeschlagen. Dabei wird davon ausgegangen, dass alle Leitungen den gleichen Innendurchmesser haben. Der Ventilhub wird in der Simulation über den ansteigenden und abfallenden Volumenstrom am Leitungsende berücksichtigt. Durch diese Vereinfachungen kann die Simulation nur eine Näherung der realen Verhältnisse sein.

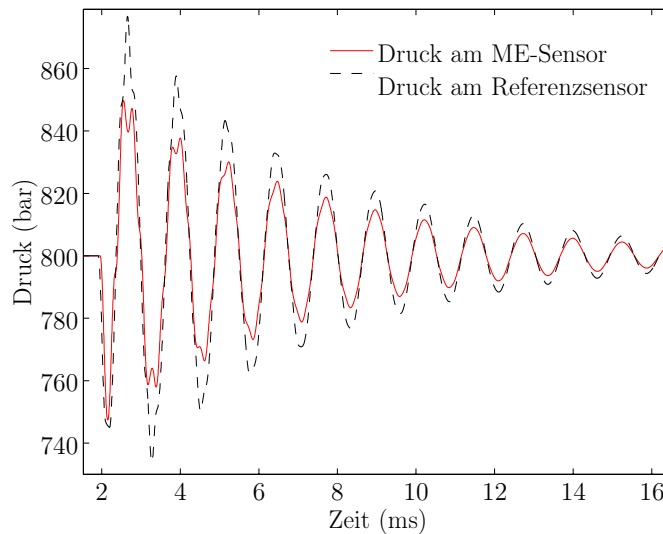


**Bild 4.8:** Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen

In Bild 4.8 werden Messergebnisse des Referenzdrucksensors mit Simulationsergebnissen verglichen. Die für die Simulation erforderlichen Fluidparameter wurden Datenblättern entnommen. Sowohl bei 400 bar (s. Bild 4.8a) als auch bei 1000 bar (s. Bild 4.8b) ist der Druckverlauf in der Simulation etwas stärker gedämpft als in der Messung, wobei die Abweichungen relativ gering sind. Die Übereinstimmung der Frequenz der Schwingungen ist hoch, was jedoch mit Vorsicht beurteilt werden muss. Da die Leitungslängen und -durchmesser im Injektor nicht bekannt sind, können sie nur abgeschätzt werden, wodurch sich gewisse Freiheitsgrade bei der Wahl der Leitungslänge in der Simulation ergeben. In den abgebildeten Simulationen liegt der Anteil des Injektors an den Leitungslängen bei 19 cm, eine Variation dieser Länge um  $\pm 1 \text{ cm}$  bringt bereits eine Frequenzverschiebung von 2 %.

Mit dem Charakteristikenverfahren lässt sich der Einfluss der Sensorposition auf die Messdaten untersuchen. Bei den in Kapitel 3 dargestellten Messungen wurde bereits darauf hingewiesen, dass die Anbauorte von ME-Sensor und Referenzsensor je nach Leitungsart 7,5 cm bzw. 10 cm Abstand voneinander haben, was Einfluss auf die Amplitude der Druckwellen hat. Bild 4.9 zeigt eine Simulation des Druckverlaufs bei  $p = 800 \text{ bar}$  an den Stellen der Leitung, an denen die beiden Sensoren im Falle einer geraden Leitung montiert sind. Der Referenzsensor sitzt näher am Injektor als der ME-Sensor, weshalb die Druckamplitude dort um etwa 20 % höher ist. Frequenz und Phasenlage der Schwingung stimmen erwartungsgemäß überein. Die Abweichung in der Amplitude wurde beim Vergleich der Messdaten der beiden Sensoren implizit durch entsprechende Anpassung des Skalierungsfaktors des ME-Sensors berücksichtigt, konnte dort jedoch nicht quan-





**Bild 4.9:** Simulativer Vergleich des Einflusses der Sensorposition

tifiziert werden.

Die Wahl der Zeitschrittweite beeinflusst beim Charakteristikenverfahren den Dämpfungsverlauf signifikant. Untersuchungen in [8] haben gezeigt, dass die numerische Dämpfung stark von der Schrittweite  $\Delta t$  abhängt und bei sehr kleinen Werten eine Schwingung stark dämpfen kann, ohne dass überhaupt ein Reibungseinfluss bei der Simulation berücksichtigt wird. Zwar kann die Schrittweite so gewählt werden, dass der Dämpfungsverlauf mit den Messungen übereinstimmt. Eine Einbindung des Verfahrens in eine Simulation, die variable Schrittweiten erfordert, ist jedoch aufgrund der dann stark schwankenden numerischen Dämpfung schwierig.

## 4.6 Variationelles Verfahren

Beim Charakteristikenverfahren werden die beiden partiellen Differentialgleichungen in einer Gleichung kombiniert, die für zwei Spezialfälle, die beiden Charakteristiken, zu gewöhnlichen Differentialgleichungen vereinfacht werden können. Zur numerischen Berechnung werden diese dann ortsdiskretisiert. Eine andere Herangehensweise, die auf der Methode der Finiten-Elemente basiert, wird in [8] vorgestellt. Ihre wesentlichen Ideen werden im Folgenden wiedergegeben.

Ausgangspunkt sind wieder die drei Grundgleichungen (4.15), (4.16) und (4.17). Mit Hilfe der Zustandsgleichung (4.17) kann die Dichte in der Kontinuitätsgleichung (4.15) durch den Druck ersetzt werden. Nimmt man  $\frac{\partial p}{\partial z} \ll \frac{\partial p}{\partial t}$  an [79] und

ersetzt die Geschwindigkeit durch den Volumenstrom  $Q = A \cdot v_z$ , so lautet die vereinfachte Kontinuitätsgleichung

$$\dot{p} + \frac{E}{A} \frac{\partial Q}{\partial z} = 0. \quad (4.39)$$

Durch Einführung einer neuen Koordinate

$$\tilde{z}(t) = \frac{1}{A} \int_0^t Q \, d\tau \quad \text{mit} \quad \dot{\tilde{z}} = \frac{Q}{A} \quad \text{und} \quad \ddot{\tilde{z}} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (4.40)$$

und Integration von Gleichung (4.39) kann der Druck in Abhängigkeit von  $\tilde{z}$  berechnet werden

$$p(z, t) = -E \underbrace{\frac{\partial \tilde{z}(t)}{\partial z}}_{=: \tilde{z}'} + p_0(z), \quad (4.41)$$

wobei  $a' = \frac{\partial a}{\partial z}$  die partielle Ortsableitung einer Größe und  $p_0$  die Druckanfangsbedingung im Rohr ist.

Die Navier-Stokes-Gleichung (4.16) kann unter Vernachlässigung des konvektiven Anteils mit der vorerst als linear angenommenen Reibung  $F_R$  als

$$\rho \dot{v}_z + p' + F_R v_z = 0 \quad (4.42)$$

geschrieben werden. Mit Gleichung (4.41) kann nun der Druck in (4.42) eliminiert werden

$$\rho \ddot{\tilde{z}} - E \underbrace{\tilde{z}''}_{\frac{\partial^2 \tilde{z}}{\partial z^2}} + p_0' + F_R \dot{\tilde{z}} = 0. \quad (4.43)$$

Diese partielle Differentialgleichung soll nun in ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen umgeformt werden. Dazu wird sie, wie bei Randwertproblemen in der Finite-Elemente-Methode üblich, in eine variationelle Form gebracht [66], indem sie mit einer Ansatzfunktion  $w(z)$  multipliziert und über die Leitungslänge  $L$  integriert wird:

$$\rho \int_0^L \ddot{\tilde{z}} w(z) dz - E \int_0^L \tilde{z}'' w(z) dz + \int_0^L p_0'(z) w(z) dz + \int_0^L F_R \dot{\tilde{z}} w(z) dz = 0 \quad \forall w(z) \quad (4.44)$$

Die Druckrandbedingungen können durch partielle Integration des Terms  $\int w \ddot{z} dz$  eingebunden werden:

$$\begin{aligned} \rho \int_0^L \ddot{z} w(z) dz + E \int_0^L \dot{z}' w'(z) dz + \int_0^L p_0'(z) w(z) dz + \int_0^L F_R \dot{z} w(z) dz \\ = w_0 p_A - w_L p_E - (w_0 - w_L) p_0 \end{aligned} \quad (4.45)$$

Darin sind  $p_A$  und  $p_E$  die Druckverläufe am Leitungsanfang bzw. -ende während der Simulation und  $w_0$  bzw.  $w_L$  die zugehörigen Werte der Ansatzfunktionen.  $p_0$  ist die gleichförmige Druckverteilung in der Leitung am Anfang. Durch einen Separationsansatz der Variablen  $t$  und  $z$

$$\tilde{z} \approx \underline{q}(t)^T \underline{w}(z) \quad (4.46)$$

kann die Zustandsgröße  $\tilde{z}$  als Linearkombination der Ansatzfunktionen  $\underline{w}(z)$  approximiert werden. Gleichung (4.45) geht damit in ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen über, die die partielle DGL näherungsweise erfüllen:

$$\begin{aligned} \rho \int_0^L \underline{w} \underline{w}^T dz \underline{\ddot{q}} + E \int_0^L \underline{w}' \underline{w}'^T dz \underline{q} + F_R \int_0^L \underline{w} \underline{w}^T dz \underline{\dot{q}} \\ = \underline{w}_0 p_A - \underline{w}_L p_E - (\underline{w}_0 - \underline{w}_L) p_0 \end{aligned} \quad (4.47)$$

Mit den Abkürzungen

$$\underline{M} = \rho A \int_0^L \underline{w} \underline{w}^T dz \quad (\text{Massenmatrix})$$

$$\underline{K} = EA \int_0^L \underline{w}' \underline{w}'^T dz \quad (\text{Steifigkeitsmatrix})$$

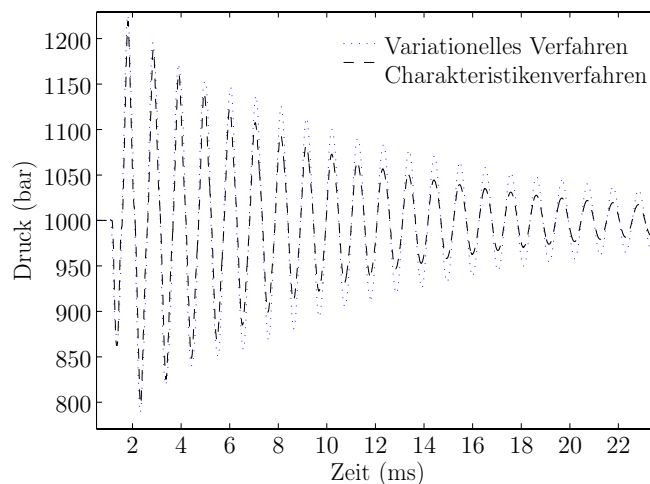
$$\underline{D} = 8\eta\pi \int_0^L \underline{w} \underline{w}^T dz \quad (\text{Dämpfungsmatrix})$$

sowie  $\underline{w}_A = A \underline{w}_0$  und  $\underline{w}_E = A \underline{w}_L$  lautet die mit  $A$  multiplizierte Gleichung (4.47)

$$\underline{M} \underline{\ddot{q}} + \underline{D} \underline{\dot{q}} + \underline{K} \underline{q} = \underline{w}_A p_A - \underline{w}_E p_E - (\underline{w}_A - \underline{w}_E) p_0. \quad (4.48)$$

Diese Gleichung entspricht der Bewegungsgleichung eines linearen mechanischen Systems. Die Koordinaten  $\underline{q}$  des Systems sind modale Freiheitsgrade, deren örtliche Verteilung den vorgegebenen Ansatzfunktionen  $\underline{w}(z)$  entsprechen. Diese Ansatzfunktionen stammen gemäß der Methode nach GALERKIN [65] aus einem vollständigen Funktionenraum, und in [9] werden als günstige Ansatzfunktionen harmonische Funktionen

$$\underline{w}(z) = \left[ 1 \quad \sin\left(\frac{\pi z}{L}\right) \quad \cos\left(\frac{\pi z}{L}\right) \quad \sin\left(\frac{2\pi z}{L}\right) \quad \cos\left(\frac{2\pi z}{L}\right) \quad \cdots \quad \sin\left(\frac{n\pi z}{L}\right) \quad \cos\left(\frac{n\pi z}{L}\right) \right] \quad (4.49)$$



**Bild 4.10:** Vergleich von variationellem mit Charakteristikenverfahren

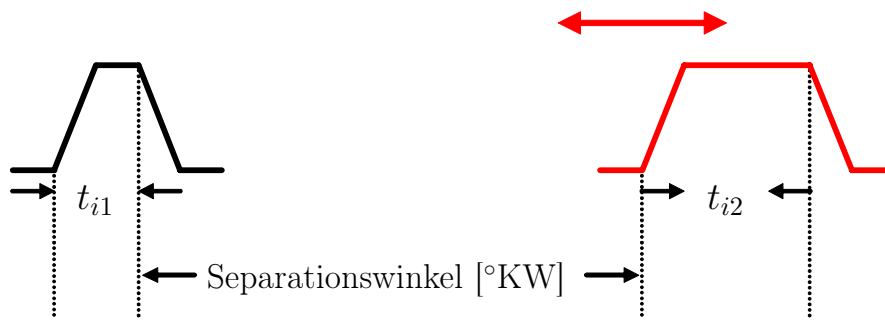
vorgeschlagen. Der Grad der Diskretisierung wird durch  $n$  angegeben.

Die Dämpfungsmatrix  $\underline{D}$  in Gleichung (4.48) beschreibt die frequenzunabhängige Reibung. Sie kann durch eine frequenzabhängige Korrekturmatri  $\underline{N}$  so korrigiert werden, dass auch die frequenzabhängige Reibung berücksichtigt wird. Dabei wird  $\underline{N}$  aus dem Verhältnis des Geschwindigkeitsgradienten an der Rohrwand bei der Frequenz  $\omega$  zum Gradienten bei stationärer Strömung berechnet [8].

Die Simulationsergebnisse des variationellen Verfahrens werden in Bild 4.10 beispielhaft mit denen des Charakteristikenverfahrens aus Abschnitt 4.5 verglichen. Dargestellt ist der Druckverlauf in einer Leitung in Ventilnähe nach Öffnen und Schließen des Ventils. Die beiden Verfahren zeigen einen ähnlichen Druckverlauf, der beim Charakteristikenverfahren etwas stärker gedämpft ist. Die Unterschiede lassen sich durch die schrittweitenabhängige numerische Dämpfung und die Modellierung der frequenzabhängigen Reibung beim Charakteristikenverfahren erklären.

## 4.7 Simulation von Einspritzmengenschwankungen

Mit dem in Abschnitt 4.1 erläuterten Modell von Injektor, Stichleitung und Rail können Drücke und Volumenströme an beliebigen Orten im Modell bei vorgegebenen Randbedingungen berechnet werden. Damit können Zusammenhänge zwischen dem Druckverlauf in der Stichleitung und den resultierenden Mengenabweichungen simulationsbasiert untersucht und ein Verfahren zur Korrektur der Mengenschwankungen entwickelt werden. Gegenüber der direkten Auswertung von Messdaten hat dies den Vorteil, dass physikalische Zusammenhänge nicht



**Bild 4.11:** Definition des Separationswinkels

durch Messfehler und Störungen überdeckt werden. Zur Simulation wird eine in [9] entwickelte Software eingesetzt, die die in Abschnitt 4.6 beschriebenen Leitungsmodelle enthält und die Bewegungsgleichungen des hydraulischen Netzwerks mit Hilfe eines Runge-Kutta-Verfahrens löst.

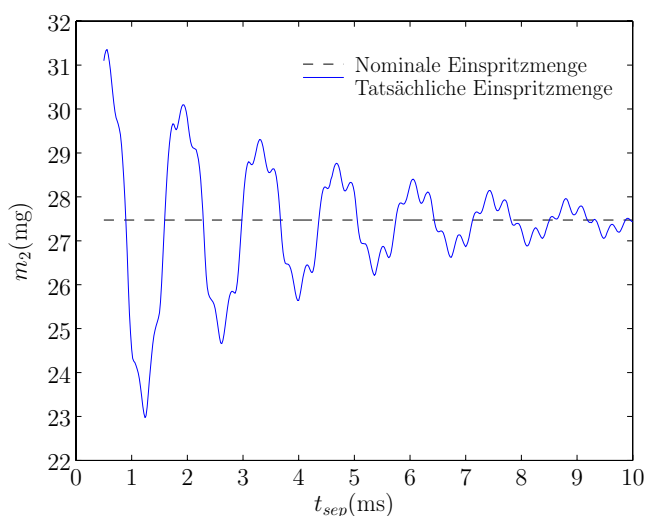
#### 4.7.1 Einfluss des Separationswinkels

Im Motorbetrieb wird der Abstand zwischen zwei Einspritzungen häufig drehzahl- und lastabhängig variiert. Die Definition dieses als Separationswinkel bezeichneten Abstands ist in Bild 4.11 gezeichnet<sup>2</sup>, wobei der Verlauf des Ventilhubes einer Einspritzung als Trapez dargestellt ist. Die ansteigende und abfallende Flanke haben betragsmäßig die gleiche Steigung.

Bei konstanten Injektorbestromungsdauern soll die eingespritzte Kraftstoffmenge möglichst unabhängig vom Separationswinkel sein. Um dies zu überprüfen, wird eine Reihe von Zweifacheinspritzungen mit wachsendem Abstand zueinander simuliert. Der Abstand wird dabei zwischen etwa  $5^\circ$  und  $50^\circ$  KW variiert, was je nach Drehzahl  $t_{sep,min} = 200 \mu\text{s}$  bis etwa  $t_{sep,max} = 10 \text{ ms}$  entspricht. Für jede Simulation wird bei der späteren Einspritzung der Volumenstrom durch die Düse aufintegriert und so die eingespritzte Kraftstoffmenge  $m_2$  berechnet. Diese wird anschließend über dem Separationswinkel aufgetragen.

Für einen Arbeitspunkt bei 500 bar und einer kleinen Voreinspritzung ( $t_{i1} = 300 \mu\text{s}$ ) gefolgt von einer großen Haupteinspritzung ( $t_{i2} = 1000 \mu\text{s}$ ) ist der Verlauf der Haupteinspritzmenge  $m_2$  in Bild 4.12 dargestellt. Er zeigt einen sinusförmigen Verlauf, der durch eine höherfrequente zweite Sinusschwingung kleinerer Amplitude überlagert ist. Der prinzipielle Verlauf ähnelt damit dem der Druckwellen in der Stichleitung, womit sich ein erster Zusammenhang zwischen Druck

<sup>2</sup> Anders als in Kapitel 3 ist der Separationswinkel hier als Abstand zwischen dem *Ende* der ersten und dem *Beginn* der zweiten Einspritzung definiert.



**Bild 4.12:** Schwankung der Einspritzmenge in Abhängigkeit des Separationswinkels

und Einspritzmenge angedeutet. Er wird in Kapitel 5 genauer untersucht.

Im vorliegenden Fall sind im Mengenverlauf Abweichungen von bis zu 5 mg vom gestrichelt gezeichneten Nominalwert feststellbar. Der Nominalwert bezeichnet die eingespritzte Kraftstoffmenge ohne vorhergehende Einspritzung, also aus einer hydraulischen Ruhelage mit konstantem Druck in der Stichleitung. Dieser Wert ist im Injektorkennfeld (s. Bild 4.15) eingetragen, das die Einspritzmenge in Abhängigkeit vom Druck und der Bestromungsdauer angibt, und auf dessen Grundlage im Motorsteuergerät aus einer angeforderten Kraftstoffmenge die Ansteuerdauer des Injektors berechnet wird [50].

Zur Verdeutlichung der Ursachen der Einspritzmengenschwankungen werden die Verhältnisse im Injektor genauer untersucht. In Bild 4.13 ist der Verlauf des relativen Ventilhubes bei einem Abstand von erster und zweiter Einspritzung von  $t_{sep} = 1,2$  ms gezeichnet. Der Ventilhub der Ablaufdrossel wird im realen Injektor durch die Ausdehnung des Piezoaktuators gesteuert, in der Simulation wird er stattdessen direkt vorgegeben. Der Nadelhub ist im Modell identisch mit der freigegebenen Düsenquerschnittsfläche. Bei der ersten Einspritzung ist erkennbar, dass die Nadel sich aufgrund der kurzen Bestromungsdauer nicht bis ganz nach oben bewegt, das Düsenventil also nicht vollständig geöffnet wird. Bei der zweiten Einspritzung ist der Einfluss der durch die erste Einspritzung angeregten Druckwellen auf die Nadelbewegung deutlich sichtbar. Zum Vergleich ist zusätzlich die Nadelbewegung bei gleicher Bestromungsdauer, aber ohne vorhergehende Einspritzung, also aus der hydraulischen Ruhelage heraus, abgebildet. Aufgrund der durch die erste Einspritzung veränderten Druckverhältnisse dauert es bei der zweiten Einspritzung länger als im Fall ohne Voreinspritzung, bis die Nadel sich vollständig nach oben bewegt hat.

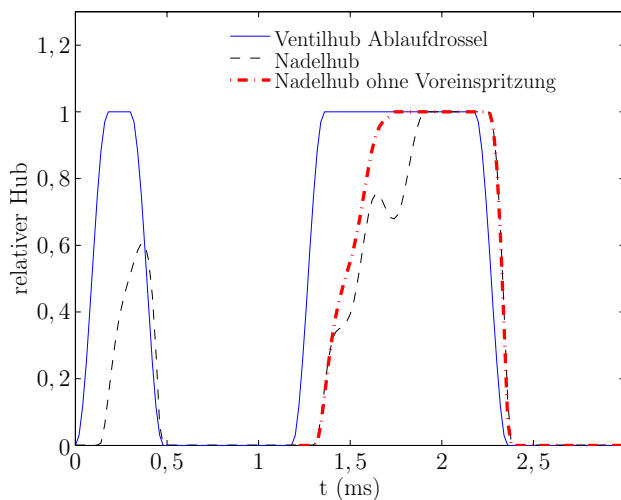


Bild 4.13: Ventilhub

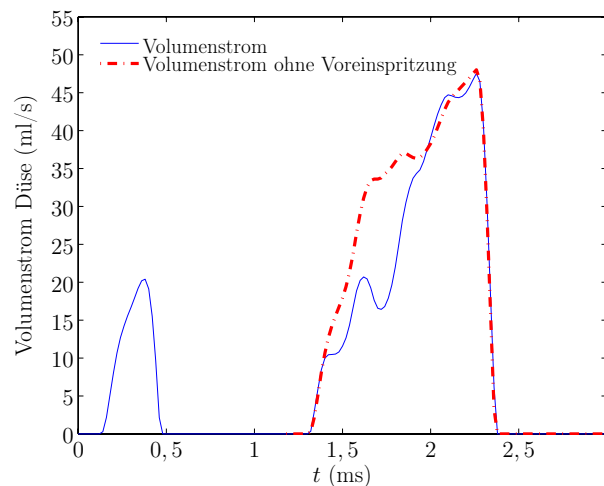


Bild 4.14: Volumenstrom

Der Verlauf des Nadelhubs beeinflusst neben dem Druckverlauf an der Düsen Spitze den in Bild 4.14 dargestellten Volumenstrom durch die Düse. Im vorliegenden Fall steigt er langsamer an als bei einer vergleichbaren Einspritzung aus der hydraulischen Ruhelage. Dies führt zu einer deutlich unter der Nominalmenge liegenden Einspritzmenge der zweiten Einspritzung.

Die Simulation zeigt, wie eine vorangegangene Einspritzung die nachfolgende beeinflussen kann. Die erste Einspritzung regt eine Druckwelle in der Stichleitung an, die bis zum Beginn der nachfolgenden Einspritzung noch nicht wieder abgeklungen ist. Abhängig vom Abstand der beiden Einspritzungen variieren Amplitude und Phasenlage der Druckwelle, die während der zweiten Einspritzung im Injektor wirkt und somit den Volumenstrom durch die Düse verändern kann.

#### 4.7.2 Korrektur der Ansteuerdauer

Um den Einfluss der Druckwellen auf nachfolgende Einspritzungen zu reduzieren, können bei der Auslegung des Gesamtsystems in gewissem Umfang konstruktive Maßnahmen, wie z.B. die Anbringung von Drosseln, erfolgen [3], die eine Verminderung der Druckwellen zum Ziel haben. Das reicht jedoch nicht aus, um die für die Praxis erforderliche Stabilität der Einspritzmengen optimal zu gewährleisten. Da es keine Möglichkeit gibt, die Druckwellen vollständig zu unterdrücken, bleibt zum Erreichen einer über dem Separationswinkel möglichst konstanten Einspritzmenge nur die Anpassung der Ansteuerdauer des Injektors. Bei zu großer Einspritzmenge muss die Dauer der zweiten Einspritzung reduziert, bei zu kleiner Menge erhöht werden. Die Berechnung der Korrekturzeit kann dabei nach folgendem Verfahren erfolgen:

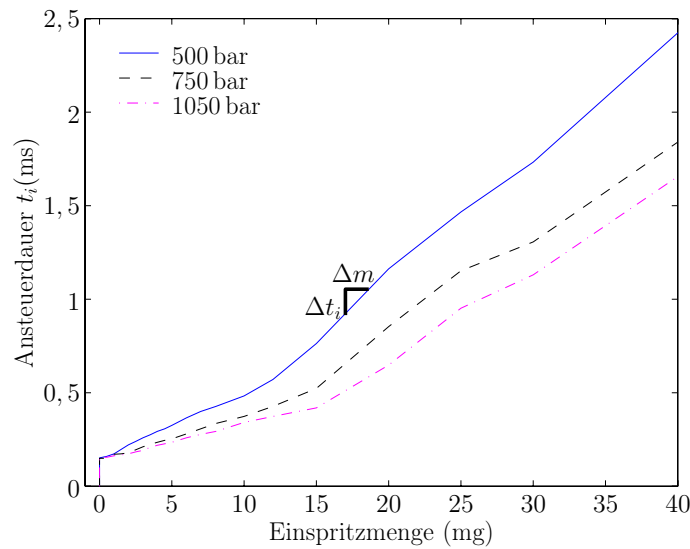


Bild 4.15: Injektorkennfeld

### 1. Berechnung der Mengenabweichung:

Zuerst wird die Abweichung der eingespritzten Menge  $m_{ist}$  vom Nominalwert  $m_{nom}$ , also dem im Injektorkennfeld eingetragenen Wert, berechnet

$$\Delta m = m_{ist} - m_{nom}. \quad (4.50)$$

Bei zu großer Menge ist die berechnete Differenz positiv, sonst negativ.

### 2. Berechnung der Kennfeldsteigung im Arbeitspunkt:

Die Abhängigkeit der eingespritzten Kraftstoffmenge von der Ansteuerdauer hängt von der Steigung des Injektorkennfeldes im entsprechenden Arbeitspunkt ab. Sie wird berechnet als

$$b = \frac{dt_i}{dm} \approx \frac{t_i(m_{nom} + \Delta m) - t_i(m_{nom})}{\Delta m} \left[ \frac{\text{s}}{\text{mg}} \right], \quad (4.51)$$

siehe Bild 4.15, und ist in jedem Fall positiv.

### 3. Berechnung der Korrekturzeit:

Die Zeitdauer, um die die Ansteuerdauer verändert werden muss, damit die eingespritzte Kraftstoffmenge dem Nominalwert entspricht, erhält man durch Auflösen von Gleichung (4.51) nach  $t_i$

$$t_{korr} = -\Delta m \cdot b \text{ [s]}. \quad (4.52)$$

Das negative Vorzeichen begründet sich darin, dass bei positivem  $\Delta m$  die Ansteuerdauer verkürzt werden muss und umgekehrt. Damit ergibt sich in



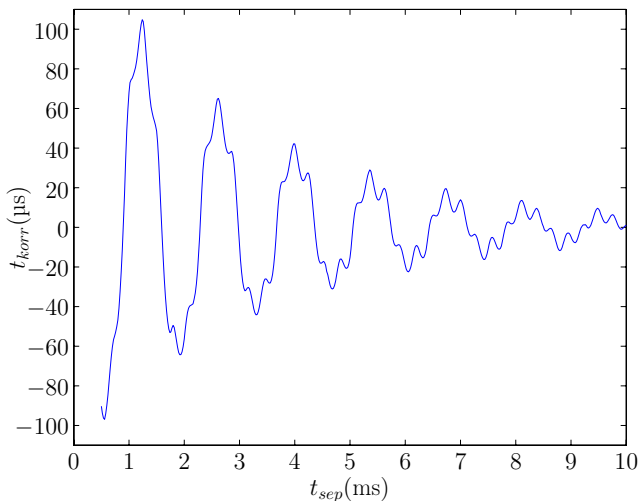


Bild 4.16: Berechnete Korrekturzeit

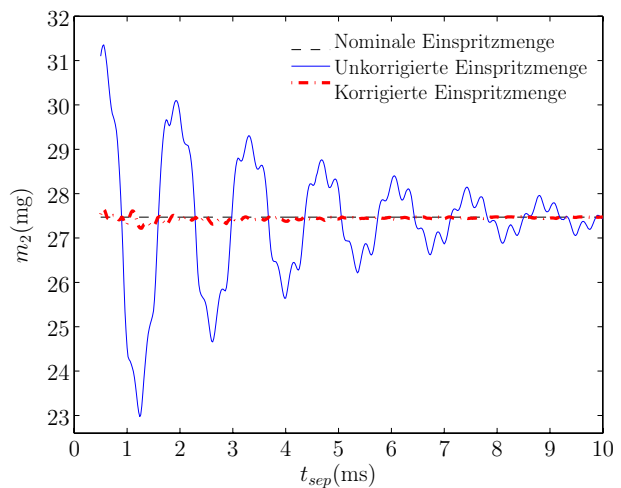


Bild 4.17: Mengenverlauf bei korrigierter Ansteuerdauer

Summe die korrigierte Ansteuerdauer zu

$$t_{neu} = t_{nom} + t_{korr} , \quad (4.53)$$

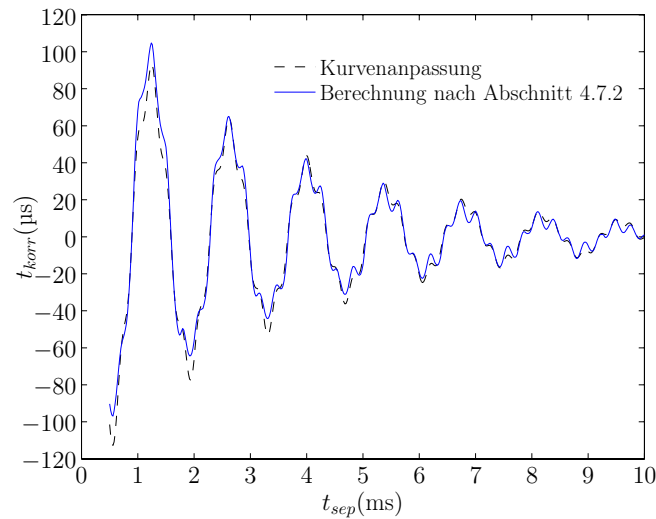
wobei  $t_{nom}$  die ursprüngliche Ansteuerdauer aus dem Kennfeld ist.

Auf diese Weise kann die korrigierte Ansteuerdauer für jeden Wert des Separationswinkels berechnet werden. Die zum Mengenverlauf in Bild 4.12 gehörende Korrekturzeit  $t_{korr}$  ist in Bild 4.16 dargestellt. Ihr Verlauf entspricht dem der Mengenschwankung, hat jedoch das umgekehrte Vorzeichen und ist zum Nullpunkt verschoben. Die Amplitude des Korrekturzeitverlaufs wird durch die Kennfeldsteigung bestimmt.

Wiederholt man die Simulationsreihe aus Bild 4.12 unter Berücksichtigung der berechneten Korrekturzeit, also mit  $t_{i2} = t_{neu}$ , so ergibt sich der in Bild 4.17 gezeichnete korrigierte Mengenverlauf. Er weicht im vorliegenden Fall um maximal 1 % von der Nominalemenge ab gegenüber bis zu 20 % im unkorrigierten Fall und zeigt damit eine gute Korrektur des Einflusses der Druckwellen.

### 4.7.3 Anwendung im Motorbetrieb

Um das vorgestellte Korrekturverfahren für beliebige Arbeitspunkte anwenden zu können, muss jeweils der Verlauf der Einspritzmenge über dem Separationswinkel ohne Korrekturmaßnahmen (entsprechend Bild 4.12) bekannt sein. In der Praxis geht man dabei so vor, dass für zahlreiche Arbeitspunkte (die sich durch den Raildruck, die Ansteuerdauer der ersten und zweiten Einspritzung sowie die



**Bild 4.18:** Kurvenanpassung des Korrekturzeitverlaufs

Kraftstofftemperatur unterscheiden) die Mengenschwankungen an einem Prüfstand gemessen und aufgezeichnet werden.

Für jeden Arbeitspunkt kann dann die Korrekturzeit berechnet werden. Geht man davon aus, dass das Verhalten des Einspritzsystems in jedem Arbeitspunkt reproduzierbar ist, so kann auf Basis der im Voraus durchgeführten Prüfstandsmessungen die Einspritzmenge im Motorbetrieb korrigiert werden. Um nicht zahlreiche Korrekturzeitkurven im Motorsteuergerät abspeichern zu müssen, wird für den Verlauf der Korrekturzeit der parametrische Ansatz

$$t_{korr} = \sum_{i=1}^2 A_i \sin(2\pi f_i t_{sep} + \varphi_i) e^{(-\gamma_i t_{sep})} \quad (4.54)$$

verwendet. Die Korrekturzeit wird damit als Summe zweier exponentiell gedämpfter Sinusschwingungen angenähert. Zur Bestimmung der Parameter  $A_i$ ,  $f_i$ ,  $\varphi_i$  und  $\gamma_i$  kann eine Kurvenanpassung mit einem Least-Squares-Verfahren [48] durchgeführt werden. Das Ergebnis ist beispielhaft für den hier behandelten Arbeitspunkt in Bild 4.18 gezeigt. Die Schwingungen bestehen, wie die Drucksignale in der Stichleitung, aus Grund- und Oberwelle. Relevant ist hier neben der Grundwelle die zweite Oberwelle, die die fünffache Frequenz hat. Die erste Oberwelle hat geringen Anteil an der Signalenergie und wird vernachlässigt, um die Zahl der benötigten Parameter zu begrenzen. Die Abweichungen zwischen der in Abschnitt 4.7.2 berechneten Kurve und deren Anpassung an den parametrischen Ansatz nach Gleichung (4.54) sind gering.

Die Korrekturzeit kann also mit Hilfe von acht Parametern dargestellt werden. Die Parameterwerte werden in Abhängigkeit des Arbeitspunkts in Kennfeldern

abgelegt. Dabei werden folgende Abhängigkeiten berücksichtigt:

$$\begin{aligned} A_i &= f(p, t_{i1}, t_{i2}) \\ f_i &= f(p, T) \\ \varphi_i &= f(p, t_{i1}, t_{i2}) \\ \gamma_i &= f(p, T) \end{aligned} \tag{4.55}$$

Die Ansteuerdauern  $t_i$  und der Raildruck  $p$  sind im Motorbetrieb bekannt. Die Kraftstofftemperatur  $T$  kann durch einen in der Regel im Rücklauf zum Tank angebrachten Temperatursensor gemessen werden, sofern dieser nicht aus Kostengründen eingespart wird.

Voraussetzung für eine zuverlässige Einspritzmengenkorrektur nach dem hier beschriebenen Verfahren ist zum Einen, dass die Größen, von denen die Parameterkennfelder abhängig sind, genau bekannt sind. Zum Anderen muss die Schwankung der Einspritzmenge in jedem Arbeitspunkt reproduzierbar sein und darf sich während der Systemlebensdauer nicht signifikant ändern. Dass dies jedoch nicht gewährleistet ist, wird zu Beginn von Kapitel 5 gezeigt. Deshalb wird daran anschließend ein alternatives Mengenkorrekturverfahren entworfen, das auf Online-Druckmessungen basiert und somit aktuelle Informationen aus dem hydraulischen System berücksichtigen kann.



## 5 Einspritzmengenkorrektur mit Hilfe von Online-Druckmessungen

Aufgrund der steigenden Anforderungen an das Emissions- und Verbrauchsverhalten moderner Dieselmotoren gewinnt die effiziente Korrektur von Einspritzmengenschwankungen, die durch den Einfluss von Druckwellen bei Mehrfacheinspritzungen entstehen, zunehmend an Bedeutung. Bekannte Korrekturverfahren verwenden keine aktuellen Messdaten aus dem hydraulischen System, da diese bisher nur mit hohem Kostenaufwand erfassbar waren. Durch die fehlende Stützung mit Messdaten muss der hydraulische Systemzustand auf Basis bekannter Arbeitspunktparameter vorhergesagt und basierend auf dieser Vorhersage eine Korrektur der Mengenschwankungen vorgenommen werden. Das macht die Verfahren anfällig für Fehler, da es keine Rückmeldung über die Richtigkeit der Vorhersage gibt.

Mit dem magnetoelastischen Drucksensor existiert nun die Möglichkeit, auf einfache und kostengünstige Weise den Druckverlauf in der Nähe des Injektoreingangs zu erfassen. Damit steht eine Information über den aktuellen Zustand des hydraulischen Systems zu Verfügung, die zur Stützung eines Einspritzmengenkorrekturverfahrens verwendet werden kann. Auf diese Weise können gegenüber den herkömmlichen Verfahren viele der möglichen Fehlerquellen ausgeschlossen werden, und somit kann eine höhere Genauigkeit der Mengenkorrektur erreicht werden. Dieser Ansatz wird im Weiteren als *Online-Korrektur*, der herkömmliche dagegen als *Offline-Verfahren* bezeichnet.

In diesem Kapitel wird zuerst eine Bewertung der Unsicherheitsfaktoren des Offline-Verfahrens vorgenommen. Anschließend wird ein Konzept zur Stützung des Korrekturverfahrens mit aktuellen Druckmessdaten entworfen. Zusammenhänge zwischen dem Druck in der Stichleitung und der eingespritzten Kraftstoffmenge werden zuerst basierend auf Simulationsdaten hergestellt, anschließend wird das Verfahren an Messdaten überprüft. Weiter werden die Echtzeitanforderungen an das Konzept untersucht, und schließlich wird eine Abschätzung des Potenzials des neuen Verfahrens gegeben.

## 5.1 Bewertung des Offline-Verfahrens

In Abschnitt 4.7 wurde ein Verfahren zur Korrektur der Einspritzmengenschwankungen vorgestellt, das, mit Ausnahme des Raildrucks, keine direkten Informationen aus dem hydraulischen System benötigt. Der Vorteil, auf Messdaten zu verzichten, ist gleichzeitig ein gravierender Nachteil des Verfahrens. Es geht davon aus, dass die bei der Kalibration des Systems gemessenen Mengenschwankungen über dessen Lebensdauer reproduzierbar sind. Dies ist jedoch nicht immer der Fall.

### 5.1.1 Mögliche Unsicherheitsfaktoren

In Abschnitt 1.3.2 wurden bereits mögliche Unsicherheitsfaktoren des Korrekturverfahrens aufgezählt. Nachdem nun die Funktionsweise des Korrekturverfahrens beschrieben wurde, kann der Einfluss einiger der Unsicherheitsfaktoren genauer erklärt werden.

#### Einfluss der Kraftstofftemperatur

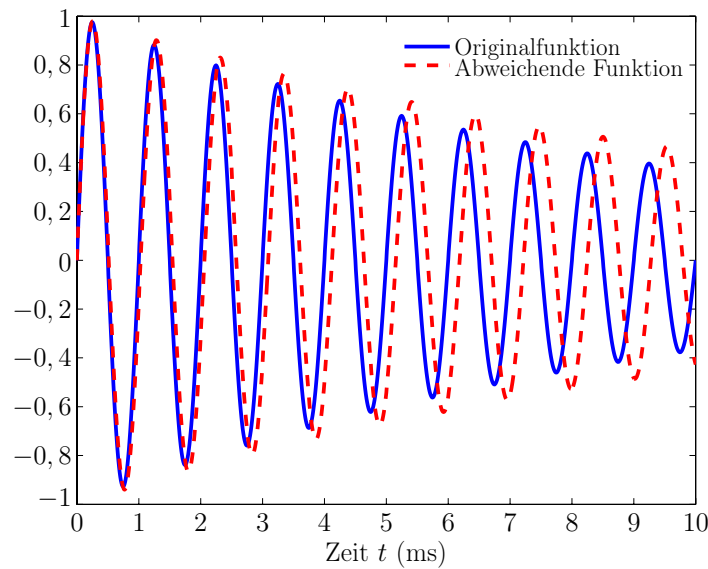
Die Korrektur der Mengenschwankungen erfolgt nach dem Ansatz aus Gleichung (4.54), die hier aufgrund ihrer zentralen Bedeutung nochmals angegeben wird:

$$t_{korr} = \sum_{i=1}^2 A_i \sin(2\pi f_i t_{sep} + \varphi_i) e^{(-\gamma_i t_{sep})} \quad (5.1)$$

Die Parameter dieser Gleichung sind in arbeitspunktabhängigen Kennfeldern abgelegt. Dabei sind die Frequenzen  $f_i$  und die Dämpfungsfaktoren  $\gamma_i$  gemäß Gleichung (4.55) auch von der Kraftstofftemperatur abhängig. Die möglichst genaue Kenntnis der Kraftstofftemperatur ist also erforderlich, um diese Parameter richtig bestimmen zu können.

Typischer Weise ist der Kraftstofftemperatursensor, sofern vorhanden, im Rücklauf zum Tank angebracht. Durch die Entfernung des Messorts vom Injektor kann die Temperatur nur mit einer Abweichung von etwa  $\pm 10^\circ\text{C}$  bestimmt werden, wodurch ein Fehler bei der Bestimmung der Frequenz  $f_i$  von  $\pm 1\%$  bei niedrigem Druck und  $\pm 2\%$  bei hohem Druck entstehen kann. Außerdem ändert sich auch die Dämpfung  $\gamma_i$  der Druckwellen mit der Temperatur, was ebenfalls Abweichungen des tatsächlichen vom angenommenen Mengenverlauf bewirken kann.

Diese Fehler wirken sich umso mehr aus, je größer der Separationswinkel zwischen der letzten und der nächstfolgenden Einspritzung ist. In Bild 5.1 ist eine



**Bild 5.1:** Einfluss von Frequenz- und Dämpfungsabweichungen

exponentiell gedämpfte Sinuskurve der Frequenz  $f = 1000$  Hz dargestellt, außerdem eine zweite Kurve, bei der die Frequenz um 3% niedriger ist und auch die Dämpfung reduziert wurde. Betrachtet man die Zeitachse als Abstand zwischen zwei Einspritzungen und die Sinuskurven als angenommenen bzw. tatsächlichen Mengenverlauf, so zeigt sich, dass mit zunehmendem Abstand der Einspritzungen die Abweichungen zwischen beiden Kurven immer größer werden und schließlich bei  $t = 10$  ms zu einer Phasenverschiebung von fast  $180^\circ$  KW führen. In diesem Fall würde eine Verwendung der fehlerhaften Kurve im Korrekturalgorithmus nicht nur den Erfolg der Mengenkorrektur beeinträchtigen, sondern sogar zu einer weiteren Erhöhung der Mengenabweichung statt zu ihrer Verminderung führen. Abstände von 10 ms sind z.B. bei späten Nacheinspritzungen durchaus üblich.

### Einfluss der verwendeten Kraftstoffsorte

Sommer- und Winterdiesel unterscheiden sich in der Kraftstoffviskosität und in der Schallgeschwindigkeit. Die Schallgeschwindigkeit ist proportional zur Frequenz der Druckwellen, die, wie noch gezeigt wird, identisch ist mit dem Frequenzparameter  $f$  in Gleichung (5.1). Der Unterschied der Schallgeschwindigkeiten von Sommer- und Winterdiesel kann je nach Druck- und Temperaturbereich 0 bis 4% betragen, wobei die Unterschiede bei niedrigem Druck und hohen Temperaturen am größten sind. In gleichem Maße kann also auch die Frequenz  $f$  abweichen, was die in Bild 5.1 bereits gezeigten Auswirkungen hat.

## Systematische Fehler im Funktionsansatz

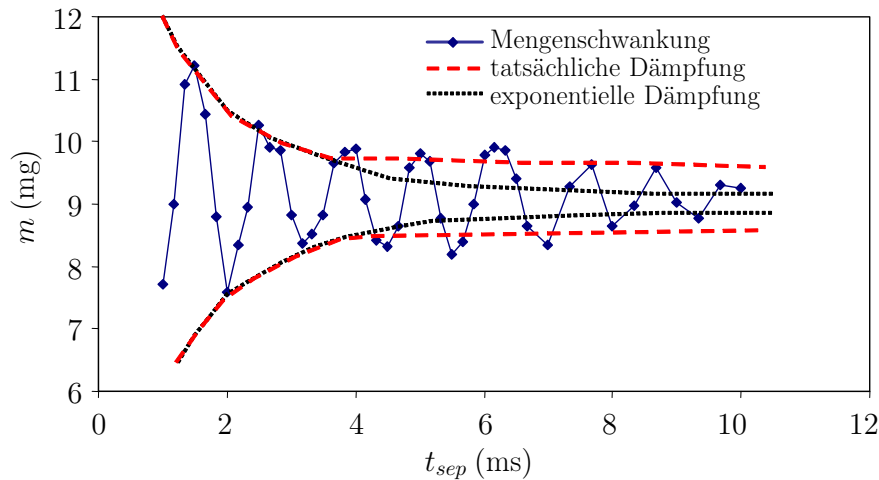
In dieser Arbeit wurde bisher stets nur das Schwingungsverhalten *eines* Injektors betrachtet. Da die Injektoren durch das Rail miteinander verbunden sind, kommt es jedoch auch zu Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Injektoren untereinander [3]. Eine Druckwelle in Stichleitung 1 ruft auch eine Druckwelle in Stichleitung 2 hervor, die, je nach Abstand der beiden Leitungen und Geometrie des Rails, verschieden stark ausgeprägt sein kann. Diese zweite Druckwelle wirkt wiederum auf die Hauptdruckwelle in Leitung 1 zurück. Durch diese *Injektor-Injektor-Schwingung* kann es zu Schwebungseffekten im Verlauf der Mengenschwankungen kommen.

Um dieses Phänomen zu verdeutlichen, sind in Bild 5.2 an einem realen Einspritzsystem aufgenommene Messdaten dargestellt. Sie zeigen Mengenschwankungen, deren Amplitude zu Beginn exponentiell abklingt, dann jedoch wieder leicht zunimmt und im weiteren Verlauf einige Zeit konstant bleibt. Dieses Verhalten ist auf Schwebungseffekte zurückzuführen und lässt sich mit dem Ansatz aus Gleichung (5.1), in dem eine exponentiell gedämpfte Schwingung angenommen wird, nicht korrekt abbilden. Entweder werden die Kurvenparameter so angepasst, dass der Dämpfungsverlauf bei kleinen Abständen zwischen zwei Einspritzungen gut wiedergegeben wird, dann ist die Dämpfung im weiteren Verlauf jedoch zu stark, siehe Bild 5.2. Das Verfahren korrigiert die Mengenschwankungen bei größeren Abständen zwischen zwei Einspritzungen dann zu wenig. Optimiert man die Kurvenparameter hingegen für große Separationswinkel, so stimmt der Verlauf im ersten Teil der Kurve nicht mehr. Der Ansatz einer exponentiell gedämpften Sinusschwingung beinhaltet also einen systematischen Fehler, der bereits bei der Kalibration des Systems in Kauf genommen werden muss.

## Weitere Faktoren

Neben den oben beschriebenen Unsicherheitsfaktoren gibt es noch eine Reihe weiterer, die die Genauigkeit des Korrekturverfahrens beeinträchtigen können. So muss bei der Kalibrierung der Parameterkennfelder in Gleichung (4.55) ein Kompromiss geschlossen werden zwischen dem Bestreben, einen möglichst weiten Arbeitsbereich des Systems detailliert abzudecken, und dem dafür erforderlichen Mess- und Speicheraufwand. Schwächere Abhängigkeiten, wie z.B. die Abhängigkeit der Amplituden  $A_i$  von der Kraftstofftemperatur, werden oft vernachlässigt. Auch der Einfluss z.B. der ersten auf die dritte oder vierte Einspritzung, der gerade in Bezug auf die Phase erheblich sein kann, wird nur ungenau erfasst. Dadurch kann die angenommene Mengenschwankung von der tatsächlichen abweichen.





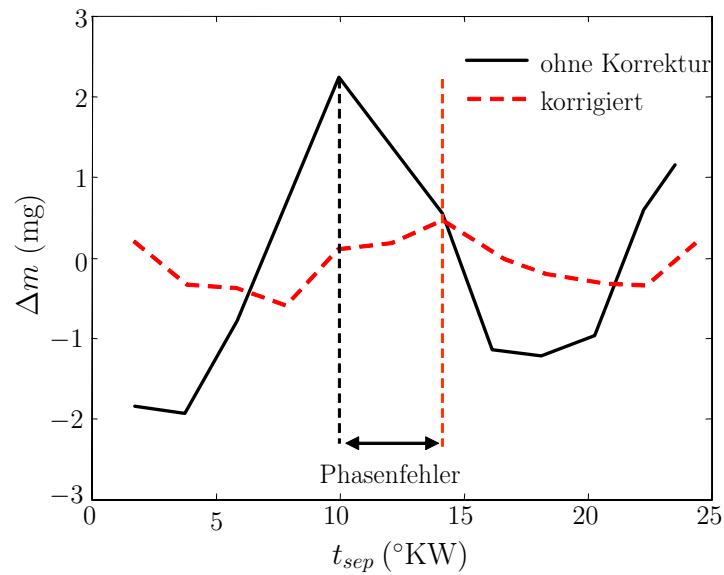
**Bild 5.2:** Gemessener, nicht exponentieller Dämpfungsverlauf einer Mengenschwankung

Wichtigen Einfluss haben außerdem Alterserscheinungen, d.h. Verschleiß der mechanischen Bauteile des Einspritzsystems. So kann sich z.B. das Verhalten des Injektors über die Lebensdauer des Motors verändern, etwa durch schnelleres Öffnungsverhalten, das durch verschleißbedingt veränderte hydraulische Durchmesser hervorgerufen wird. Dadurch ändert sich das hydraulische Verhalten des Systems, was zu veränderten Druck- und Mengenverläufen führen kann.

### 5.1.2 Resultierender Fehler

Der aus den beschriebenen Unsicherheitsfaktoren resultierende Fehler des Offline-Korrekturverfahrens lässt sich am besten anhand von Vergleichsmessungen bestimmen. Aus Wettbewerbsgründen halten sich die Hersteller von Einspritzsystemen mit der Veröffentlichung solcher Daten jedoch sehr zurück, weshalb eine Quantifizierung der Schwächen des Offline-Verfahrens an dieser Stelle schwer möglich ist. So bleibt nur die generelle Abschätzung, wie sie in Abschnitt 5.1.1 vorgenommen wurde.

Ein Messbeispiel einer nicht optimalen Korrektur der Einspritzmenge zeigt Bild 5.3. Dargestellt sind die Mengenabweichungen sowohl ohne Korrekturmaßnahmen als auch mit dem Offline-Verfahren korrigiert. Der korrigierte Mengenverlauf weicht zwar wenig vom Nominalwert ab, Maximum und Minimum der korrigierten Kurve treten jedoch zu anderen Zeitpunkten auf als die der nicht korrigierten Mengenabweichung. Dies lässt sich nur durch eine Phasenverschiebung zwischen dem bei der Korrektur angenommenen und dem tatsächlichen Mengenverlauf erklären. Der aus dem Kennfeld ausgelesene Phasenwert  $\varphi$  war in diesem Fall also fehlerbehaftet, entweder aufgrund des bei der Kalibrierung des Offline-Verfahrens



**Bild 5.3:** Gemessener Phasenfehler bei der Mengenkorrektur.  $\Delta m$  bezeichnet die Abweichung von der Nominalmenge,  $t_{sep}$  den Abstandswinkel zur vorhergehenden Einspritzung.

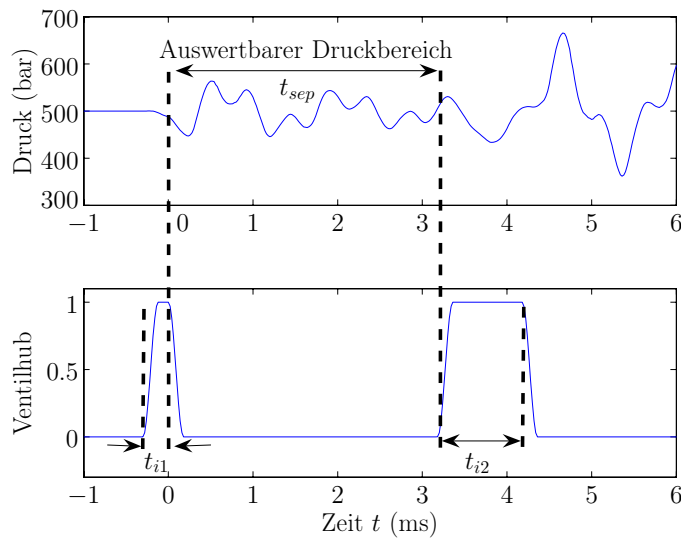
nicht berücksichtigten Einflusses einer früheren Einspritzung oder aufgrund anderer Störeinflüsse, die durch das Offline-Verfahren nicht erkannt werden.

## 5.2 Konzept der Online-Korrektur

Die in Abschnitt 5.1 beschriebenen Schwächen des Offline-Verfahrens zur Korrektur der Einspritzmengenschwankungen haben ihre Ursache darin, dass das Verfahren ohne direkte Messdaten aus dem hydraulischen System auskommen muss. Aus regelungstechnischer Sicht kann das Konzept als modellbasiert und prädiktiv bezeichnet werden, es fehlt ihm jedoch die Rückführung der Regelgröße, also der tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmenge.

Die Messung der eingespritzten Kraftstoffmenge ist nur an mit spezieller Messtechnik ausgerüsteten Prüfständen möglich und kommt für einen Einsatz in Seriensystemen nicht in Frage. Etwas einfacher ist die Messung des Druckverlaufs in der Stichleitung zwischen Rail und Injektor. Diese Größe lässt Rückschlüsse auf die Mengenschwankungen zu; wie, wird im Folgenden gezeigt. Konventionelle Drucksensoren mit einem Messbereich bis 2000 bar und der erforderlichen Dynamik, um Schwingungen bis 3 kHz erfassen zu können, sind jedoch ebenfalls zu teuer für einen Serieneinsatz.

Eine neue Möglichkeit ergibt sich durch die Verwendung von magnetoelastischen Drucksensoren, wie sie in Kapitel 2 entwickelt wurden. Sie stellen eine kosten-



**Bild 5.4:** Für die Menge der zweiten Einspritzung relevanter Druckverlauf und Ventilhub.  $t_{i1}$  und  $t_{i2}$  bezeichnen die Ansteuerdauer der ersten bzw. zweiten Einspritzung,  $t_{sep}$  den Abstand beider Einspritzungen (vom Ende der ersten bis zum Beginn der zweiten Einspritzung). Der Nullpunkt der Zeitachse liegt bei Einspritzende.

günstige Alternative zu konventionellen Drucksensoren dar, so dass ein Serieneinsatz denkbar erscheint. Dadurch steht eine Messgröße zu Verfügung, die eine Stützung des Korrekturverfahrens mit aktuellen hydraulischen Systemzuständen ermöglicht. Viele der im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Unsicherheitsfaktoren können auf diese Weise eliminiert werden, was die Genauigkeit des Korrekturverfahrens erhöht. Im Folgenden wird ein Konzept vorgestellt, das eine Korrektur der Mengenschwankungen auf Basis von Online-Druckmessdaten ermöglicht. Das Verfahren kann in zwei Schritte untergliedert werden, nämlich die Auswertung des Drucksignals und die Berechnung der resultierenden Mengenschwankung.

### 5.2.1 Auswertung des Drucksignals

Um zu erläutern, welcher zeitliche Bereich des Drucksignals für die realisierte Menge einer Einspritzung relevant ist, wird die in Bild 5.4 dargestellte Simulation zweier Einspritzungen betrachtet. Im unteren Teil des Bildes ist der relative Ventilhub der Ablaufdrossel dargestellt, im oberen der Druckverlauf am injektorseitigen Ende der Stichleitung<sup>1</sup>. Die erste Einspritzung regt eine Druckwelle

<sup>1</sup>Es fällt auf, dass der Druckverlauf hier generell etwas anders aussieht als die bisher gezeigten in Kapitel 3 und 4. Die Oberwelle hat hier größeren Einfluss, was auf die Parametrierung des den Simulationen zugrunde liegenden Injektormodells zurückzuführen ist. Für die qualitative Betrachtung ist das jedoch ohne Belang.

in der Stichleitung an, und 3,2 ms nach Ende der ersten Einspritzung beginnt die zweite. Dieser Abstand wird als Separationswinkel  $t_{sep}$  bezeichnet. Physikalisch relevant für die eingespritzte Kraftstoffmenge sind die *im* Injektor während der Öffnungsdauer herrschenden Drücke. Da diese jedoch nicht messbar sind, wird der Druckverlauf in der Stichleitung *vor* Beginn der zweiten Einspritzung betrachtet. Da bei der Auswertung des Drucksignals von einer stehenden Welle ausgegangen wird, ist eine Messung erst nach Ende der ersten Einspritzung sinnvoll. Diese beiden Randbedingungen grenzen den auswertbaren Druckbereich ein, siehe Bild 5.4. In der Praxis wird man bestrebt sein, den Mess- und Rechenaufwand zu minimieren und somit das Zeitfenster möglichst kurz zu halten und nahe an der zweiten Einspritzung zu platzieren.

Um den gemessenen Druckverlauf auswerten zu können, wird ein parametrischer Ansatz verwendet, der dem für die Korrekturzeit verwendeten Ansatz in Gleichung (5.1) ähnelt:

$$p(t) = p_0 + \sum_{i=1}^2 A_{D,i} \sin(2\pi f_{D,i} t + \varphi_{D,i}) \quad (5.2)$$

Es wird also davon ausgegangen, dass der Druckverlauf durch zwei überlagerte Sinuskurven beschrieben werden kann. Im Unterschied zur Korrekturzeit wird hier aus zwei Gründen keine exponentielle Dämpfung angenommen. Zum Einen zeigen Messungen an realen Systemen, dass der Dämpfungsverlauf nicht exponentiell abklingt (siehe Bild 5.2), zum Anderen lässt sich bei einem kleinen Zeitfenster der vorhandene Dämpfungsverlauf nur mit geringer Genauigkeit bestimmen. Stattdessen liefert eine Identifikation mit dem Ansatz aus Gleichung (5.2) eine über dem betrachteten Zeitfenster gemittelte, lokale Amplitude. Damit erhält man (bei bereits bekanntem Mitteldruck  $p_0$ ) sechs Parameter, die zur Unterscheidung von denen der Korrekturzeit mit dem Index  $D$  gekennzeichnet sind.

Die Parameter werden dann aus dem gemessenen Druckverlauf mit Hilfe eines Identifikationsverfahrens bestimmt<sup>2</sup>. Das genaue Vorgehen wird in Abschnitt 5.3.1 beschrieben.

### 5.2.2 Berechnung der resultierenden Mengenabweichungen

Nachdem die zum Druckverlauf direkt *vor* der zu korrigierenden Einspritzung gehörenden Parameter bekannt sind, wird aus  $A_{D,i}$ ,  $f_{D,i}$  und  $\varphi_{D,i}$  auf die Parameter

<sup>2</sup>Auf die Echtzeitfähigkeit dieses Ansatzes bei Verwendung in einem Steuergerät wird in Abschnitt 5.5 eingegangen.

$A_{M,i}$ ,  $f_{M,i}$  und  $\varphi_{M,i}$  der Mengenschwankung, die natürlich *während* der Einspritzung entsteht, geschlossen. Sie wird durch den zu Gleichung (5.2) äquivalenten Ansatz

$$m(t_{sep}) = m_0 + \sum_{i=1}^2 A_{M,i} \sin(2\pi f_{M,i} t_{sep} + \varphi_{M,i}) \quad (5.3)$$

charakterisiert<sup>3</sup>. Dies setzt voraus, dass die Zusammenhänge zwischen den Druckverlaufs- und Mengenverlaufsparemtern bekannt sind, worauf in Abschnitt 5.3 näher eingegangen wird.

Anders als beim Druckverlauf in Gleichung (5.2) beschreibt Gleichung (5.3) keine kontinuierliche physikalische Größe, da der Verlauf der Mengenschwankung sich nicht durch eine ununterbrochene Messung aufzeichnen lässt. Es handelt sich vielmehr um eine Aneinanderreihung der Ergebnisse mehrerer Einzelmessungen. Bei der Messung der Mengenschwankung wird als Zeitvariable der Separationswinkel  $t_{sep}$  eingesetzt, der den Abstand von der aktuellen zur vorhergehenden Einspritzung beschreibt. Für jeden Messwert von  $t_{sep}$  muss ein separater Einspritzzyklus durchgeführt werden. Die jeweils resultierende eingespritzte Kraftstoffmenge  $m$  der zweiten Einspritzung stellt einen Messpunkt auf der in Gleichung (5.3) beschriebenen Kurve dar. Die Aneinanderreihung vieler Messpunkte ergibt dann einen Verlauf der Mengenschwankung, der dem des Druckverlaufs qualitativ ähnelt. Um Zusammenhänge zwischen beiden Kurven herstellen zu können, müssen die Zeitvariablen  $t$  und  $t_{sep}$  gleich skaliert sein und einen gemeinsamen Nullpunkt haben. Sie werden also de facto gleichgesetzt.

Zur Bestimmung der erwarteten Mengenabweichung wird für  $t_{sep}$  der zeitliche Abstand der folgenden zur letzten Einspritzung eingesetzt. Von der durch Gleichung (5.3) beschriebenen Kurve wird also für die Mengenkorrektur pro Einspritzzyklus nur ein Punkt benötigt.

Schließlich kann aus dem berechneten Wert der erwarteten eingespritzten Kraftstoffmenge die daraus resultierende erforderliche Korrektur der Ansteuerdauer berechnet werden, wie in Abschnitt 4.7.3 beschrieben<sup>4</sup>.

Das Verfahren gliedert sich also in zwei Schritte: Zuerst wird der Druckverlauf gemessen, und daraus werden die Parameter des Druckverlaufs identifiziert. Im zweiten Schritt werden die Druckverlaufsparemter in Mengenverlaufsparemter

<sup>3</sup>Die Annahme der sinusförmigen Mengenschwankung wird durch den Verlauf in Bild 4.12 gerechtfertigt.

<sup>4</sup>Aus Effizienzgründen kann man, statt den Umweg über den Mengenverlauf zu nehmen, auch direkt aus den Parametern des Druckverlaufs auf die des Korrekturzeitverlaufs in Gleichung (5.1) schließen. Die Genauigkeit der Abbildung der Mengenschwankungen ist dann aber nicht mehr direkt ersichtlich.

umgerechnet, womit die erwartete Mengenabweichung bestimmt werden kann. Die Berechnung der erforderlichen Korrekturzeit ist dann nicht weiter schwierig.

Auf den ersten Blick mag das vorgestellte Verfahren etwas umständlich erscheinen: die Parametrierung einer Kurve aus Messdaten und Umrechnung in eine andere Kurve, von der schließlich nur ein einziger Punkt benötigt wird. Vielleicht erscheint es nahe liegender, den Druckverlauf *während* der fraglichen Einspritzung auszuwerten und daraus direkt Aussagen über die eingespritzte Menge abzuleiten. Dies ist jedoch aus zweierlei Gründen nicht möglich: Zum Einen muss sich die Auswertung dann gerade bei kurzen Ansteuerdauern auf ein sehr kurzes Drucksignal stützen, in dem eventuelle Messfehler signifikanten Einfluss hätten. Erschwerend kommt hinzu, dass der Druck im Injektor selbst nicht messbar ist, sondern nur der in der Injektorzuleitung. Zum Anderen sind die hydraulischen Zusammenhänge im Injektor so komplex, dass eine Art einfache Übertragungsfunktion „Druckverlauf  $\rightarrow$  eingespritzte Kraftstoffmenge“ nicht aufstellbar ist. Ein direkter Schluss vom Druck auf die Einspritzmenge scheint nur über eine hydraulische Simulation wie in Abschnitt 4.7 möglich, deren Rechenaufwand um Größenordnungen zu hoch für einen Echtzeiteinsatz ist.

### 5.2.3 Anzahl der benötigten Drucksensoren

Eine für die Praxis wichtige Frage ist, ob an jeder im Einspritzsystem vorhandenen Stichleitung ein magnetoelastischer Drucksensor angebracht werden muss, oder ob es eventuell ausreicht, wenn nur die Druckmessdaten einer Leitung oder z.B. jeder zweiten Leitung zu Verfügung stehen. Das kann nicht allgemein beantwortet werden, sondern hängt von der Geometrie des vorliegenden Systems und von der gewünschten Genauigkeit der Mengenkorrektur ab.

Sind alle Stichleitungen gleich lang, so genügt zur Bestimmung der Frequenz der Druckwellen die Verwendung *eines* Sensors. Das setzt voraus, dass im Hochdrucksystem keine größeren Temperaturgradienten existieren, wovon im Normalfall aber auszugehen ist. Damit kann bereits ein wesentlicher Unsicherheitsfaktor des Offline-Verfahrens eliminiert werden.

Soll über die Frequenz hinaus auch die Phase und Amplitude der Mengenschwankungen durch Online-Messungen bestimmt werden, kann der Einsatz mehrerer Sensoren erforderlich werden. Zwar kann man bei einem symmetrisch aufgebauten System davon ausgehen, dass die Druckverhältnisse in den verschiedenen Stichleitungen einander ähnlich sind, jedoch können Injektor-individuelle Abweichungen, bedingt durch Herstellungstoleranzen oder Verschleißerscheinungen, nur durch separate Messung an jeder Stichleitung erfasst werden. Zur genaueren

Bestimmung des Einflusses dieser Faktoren sind synchrone Messungen an mehreren Stichleitungen eines Einspritzsystems erforderlich.

Im Folgenden werden Zusammenhänge zwischen den Parametern des Druckverlaufs und denen des Mengenverlaufs hergestellt. Dazu werden zunächst auf dem Injektormodell aus Abschnitt 4.1 basierende Simulationsdaten verwendet. Anschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse anhand von Messdaten überprüft.

## 5.3 Zusammenhang zwischen Druck- und Mengenverlauf

Um Zusammenhänge zwischen den Parametern des Druckverlaufs und des Mengenverlaufs herzustellen, bietet sich eine simulationsbasierte Betrachtung an. Messrauschen sowie Messfehler und Störungen haben dann keinen Einfluss auf die Analyse. Die anhand der Simulation gefundenen Zusammenhänge können in einem weiteren Schritt an Messdaten überprüft werden. Die hier vorgestellten Simulationsergebnisse basieren alle auf dem Injektormodell aus Abschnitt 4.1 und wurden, wie auch schon das Beispiel in Abschnitt 4.7, mit der in [8] entwickelten Software erstellt.

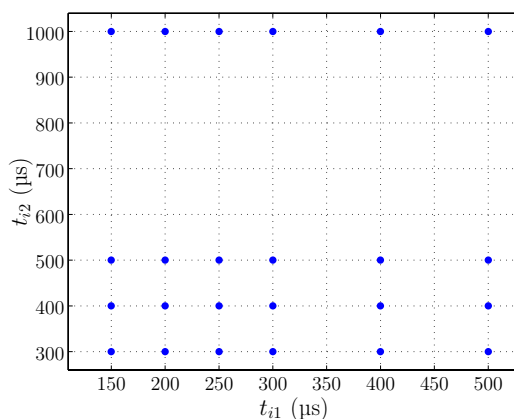
Gemäß Schritt 2 des Konzepts der Online Korrektur (siehe Abschnitt 5.2) muss aus den Parametern des Druckverlaufs auf die des Mengenverlaufs geschlossen werden. Konkret müssen also folgende Zusammenhänge untersucht werden:

$$\begin{array}{ll} \text{Frequenz:} & f_{D,i} \rightarrow f_{M,i} \\ \text{Phase:} & \varphi_{D,i} \rightarrow \varphi_{M,i} \\ \text{Amplitude:} & A_{D,i} \rightarrow A_{M,i} \end{array}$$

Zur Untersuchung der Zusammenhänge werden Simulationen von Zweifacheinspritzungen bei 500 bar, 750 bar und 1000 bar verwendet. Die für jeden Druckbereich simulierten Ansteuerdauern sind in Bild 5.5 dargestellt. Außerdem werden alle Simulationen durch die Verwendung der entsprechenden Fluidparameter für die Kraftstofftemperaturen  $T = 20^\circ\text{C}$ ,  $T = 40^\circ\text{C}$  und  $T = 60^\circ\text{C}$  durchgeführt. Damit werden in jedem Druckbereich 72 Arbeitspunkte betrachtet.

### 5.3.1 Identifikation der Parameter

Bevor mit der Untersuchung der Zusammenhänge begonnen werden kann, müssen die Parameter für die Druck- und Mengenverläufe aller betrachteten Arbeits-



**Bild 5.5:** Ansteuerdauern der simulierten Arbeitspunkte

punkte identifiziert werden. Das Vorgehen wird im Folgenden für die Parameter der Grundwelle des Druckverlaufs erläutert.

Zunächst wird eine Fouriertransformation des betrachteten Signals durchgeführt und das Betragsmaximum des Spektrums bestimmt. Damit ist die Frequenz  $f_D$  der Schwingung

$$p_{\text{Grundwelle}}(t) = A_D \sin(2\pi f_D t + \varphi_D) \quad (5.4)$$

bereits identifiziert. Als nächstes müssen die Amplitude  $A_D$  und die Phasenlage  $\varphi_D$  bestimmt werden. Dazu wird Gleichung (5.4) mit Hilfe von Additionstheoremen [14] umgeformt zu

$$\begin{aligned} p_{\text{Grundwelle}}(t) &= A_D \sin(2\pi f_D t + \varphi_D) \\ &= \begin{bmatrix} \sin(2\pi f_D t) & \cos(2\pi f_D t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_D \cos \varphi_D \\ A_D \sin \varphi_D \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Für zeitdiskrete Werte mit der Abtastzeit  $t_A$  und dem Zählindex  $k$  lautet die Gleichung

$$p_{\text{Grundwelle}}(k \cdot t_A) = \underbrace{\begin{bmatrix} \sin(2\pi f_D k \cdot t_A) & \cos(2\pi f_D k \cdot t_A) \end{bmatrix}}_{\underline{m}(k)} \underbrace{\begin{bmatrix} A_D \cos \varphi_D \\ A_D \sin \varphi_D \end{bmatrix}}_{\underline{b}}, \quad (5.6)$$

wobei  $\underline{m}(k)$  der zeitabhängige Messvektor und  $\underline{b}$  der gesuchte Parametervektor



ist. Bei  $N$  Messwerten ergibt sich ein überbestimmtes Gleichungssystem

$$\underbrace{\begin{bmatrix} p(0) \\ p(1 \cdot t_A) \\ \vdots \\ p(N \cdot t_A) \end{bmatrix}}_{\underline{p}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \sin(2\pi f_D 0) & \cos(2\pi f_D 0) \\ \sin(2\pi f_D 1 \cdot t_A) & \cos(2\pi f_D 1 \cdot t_A) \\ \vdots & \vdots \\ \sin(2\pi f_D N \cdot t_A) & \cos(2\pi f_D N \cdot t_A) \end{bmatrix}}_{\underline{M}} \underbrace{\begin{bmatrix} A_D \cos \varphi_D \\ A_D \sin \varphi_D \end{bmatrix}}_{\underline{b}}, \quad (5.7)$$

das mit Hilfe eines Least-Squares-Schätzers gelöst werden kann [61]. Dieses Verfahren minimiert die Summe der Fehlerquadrate und liefert unter den Voraussetzungen, dass als Störung auf die Messwerte nur Gaußsches weißes Rauschen wirkt und der Parametervektor einer Gleichverteilungsstatistik unterliegt, als optimalen Schätzwert für den Parametervektor

$$\hat{\underline{b}} = (\underline{M}^T \cdot \underline{M})^{-1} \underline{M}^T \underline{p}. \quad (5.8)$$

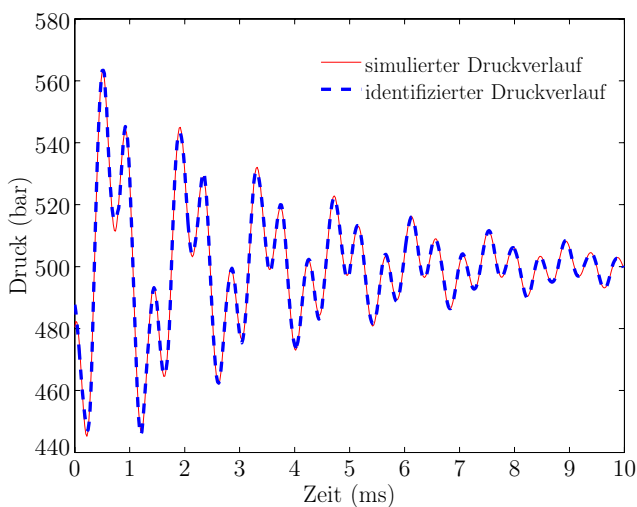
Aus  $\hat{\underline{b}}$  können schließlich die gesuchten Parameter gemäß

$$\varphi_D = \arctan \left( \frac{\hat{b}_2}{\hat{b}_1} \right) \quad (5.9)$$

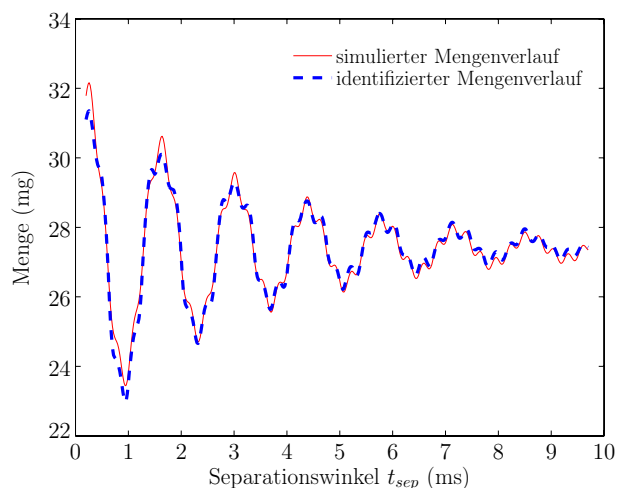
$$A_D = \sqrt{\hat{\underline{b}}^T \hat{\underline{b}}} \quad (5.10)$$

berechnet werden. Wenn die Amplitude der Schwingung im betrachteten Zeitbereich abnimmt, erhält man einen gemittelten Schätzwert. Führt man die Identifikation mehrfach durch und verschiebt das im Verhältnis zur Länge der Daten kurze Zeitfenster dabei jeweils um wenige Abtastwerte, so dass die betrachteten Zeitbereiche sich überlappen, so ändert sich der Schätzwert der Amplitude jeweils. Durch diese lokale Amplitudenschätzung kann die Dämpfung der Schwingung implizit berücksichtigt werden, was für die Untersuchung des Systemverhaltens interessant sein kann, für das eigentliche Korrekturverfahren jedoch nicht erforderlich ist.

Das gleiche Verfahren kann auch zur Bestimmung der Parameter der Oberwelle verwendet werden. Um gute Schätzergebnisse zu erhalten, kann es notwendig sein, die niederfrequente Schwingung vor der Schätzung durch Hochpassfilterung zu eliminieren. Alternativ können auch Grund- und Oberwellenparameter gleichzeitig identifiziert werden. Das ist jedoch nicht mehr mit einem einfach Least-Squares-Schätzer möglich. Stattdessen kann ein Gradientenabstiegsverfahren wie



**Bild 5.6:** Simulierter und identifizierter Druckverlauf nach einer Einspritzung



**Bild 5.7:** Simulierter und identifizierter Mengenverlauf in Abhängigkeit des Separationswinkels  $t_{sep}$

z.B. das Newton-Verfahren verwendet werden [61]. Dessen Rechenaufwand ist allerdings einiges höher, was problematisch für die Echtzeitfähigkeit sein kann. Für die Auswertung der Simulationsdaten spielt dies jedoch keine Rolle.

In Bild 5.6 ist ein simulierter Druckverlauf nach einer Einspritzung dargestellt. Im gleichen Bild ist auch der identifizierte Verlauf mit lokaler Amplitudenschätzung abgebildet. Die Abweichungen zwischen den beiden Kurven sind sehr gering, was auf ein gutes Identifikationsergebnis hindeutet. Ein Beispiel für die Identifikationsergebnisse des Verlaufs der Mengenschwankungen über dem Separationswinkel sind in Bild 5.7 zu sehen. Abgesehen von leichten Abweichungen in der Amplitude bei kleinem Separationswinkel kann auch hier die Übereinstimmung der beiden Kurven als gut beurteilt werden.

Die Übereinstimmung von Simulation und Identifikation bei den übrigen Arbeitspunkten ist ähnlich. Damit geben die identifizierten Parameter die simulierten Größen gut wieder, was für die folgende Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Druck- und Mengenverlauf wichtig ist.

### 5.3.2 Zusammenhang der Frequenzen

Bei den Frequenzen der Schwingungen von Druck und Menge lässt sich ein einfacher Zusammenhang herstellen: Sie sind identisch. Physikalisch ist dies auch leicht einsichtig, da sonst das System mit einer anderen Dynamik als der des Drucks angeregt werden müsste. Damit ergibt sich für alle Arbeitspunkte des

Systems die triviale Korrespondenz

$$f_{M,i} = f_{D,i}. \quad (5.11)$$

Dies zeigt bereits eine Stärke des Online-Korrekturverfahrens. Die Frequenz der Mengenschwankungen ist ein großer Unsicherheitsfaktor des Offline-Verfahrens, wie in Abschnitt 5.1 erläutert wurde. Kann man die Frequenz des Druckverlaufs bestimmen, kennt man somit auch die der Mengenschwankungen.

Für die Simulationsdaten muss bei den Oberwellenfrequenzen die Einschränkung gemacht werden, dass im Druckverlauf die erste Oberwelle einen deutlich höheren Energieanteil als die zweite hat, während es im Mengenverlauf bei vielen Arbeitspunkten umgekehrt ist. Dieses Phänomen ist auch beim Vergleich der Bilder 5.6 und 5.7 erkennbar. Bei den in Abschnitt 5.4 untersuchten Messdaten ist das in den meisten Arbeitspunkten jedoch nicht der Fall, d.h. dort tritt sowohl im Druck- als auch im Mengenverlauf neben der Grundwelle die erste Oberwelle auf. Dieses unterschiedliche Verhalten kann numerische Ursachen haben oder auch durch Abweichungen zwischen dem Injektormodell und dem realen Injektor begründet sein.

### 5.3.3 Zusammenhang der Phasen

Die Schwingungen im Druckverlauf und in den Mengenabweichungen sind nicht phasengleich, d.h. ein Druckmaximum zum Einspritzbeginn korreliert nicht mit einem Maximum in der eingespritzten Menge. Stattdessen zeigt eine genauere Untersuchung, dass sich die Phasendifferenz zwischen beiden Kurven je nach Arbeitspunkt verändert.

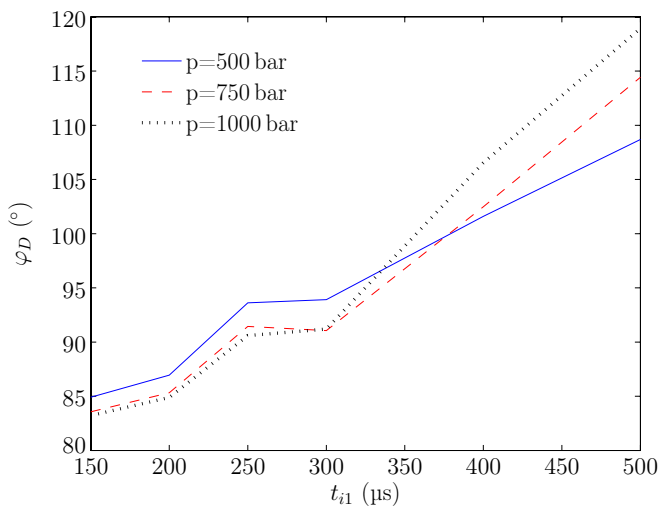
Die Phase des Drucksignals  $\varphi_D$  lässt sich mit dem in Abschnitt 5.3.1 beschriebenen Verfahren aus den Messdaten identifizieren. Kennt man außerdem die Differenz zwischen beiden Phasen

$$\Delta\varphi = \varphi_D - \varphi_M, \quad (5.12)$$

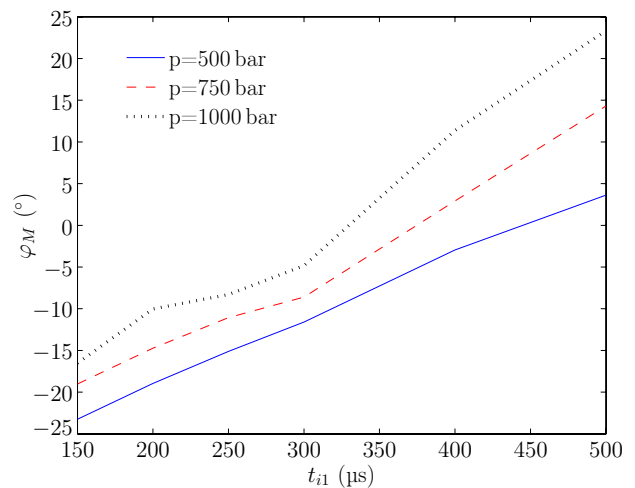
so lässt sich die Phase des Mengenverlaufs berechnen:

$$\varphi_M = \varphi_D - \Delta\varphi \quad (5.13)$$

Fraglich ist nun, von welchen Arbeitspunktparametern (d.h. Ansteuerdauern, Raildruck und Kraftstofftemperatur) die Phasendifferenz abhängt.



**Bild 5.8:** Phase  $\varphi_D$  des Druckverlaufs in Abhängigkeit der Ansteuerdauer  $t_{i1}$  bei 40 °C Kraftstofftemperatur



**Bild 5.9:** Phase  $\varphi_M$  des Mengenverlaufs in Abhängigkeit der Ansteuerdauer  $t_{i1}$  bei festem  $t_{i2} = 300 \mu\text{s}$  und 40 °C Kraftstofftemperatur

Bei Betrachtung des Druckverlaufs in Bild 5.4 lässt sich vermuten, dass die Dauer  $t_{i2}$  der zweiten Einspritzung, deren Mengenschwankungen korrigiert werden sollen, die Phase des Mengenverlaufs beeinflusst. Das liegt daran, dass das Zeitfenster, in dem der Druck *mengenwirksam* ist, durch die vorgegebenen Öffnungsdauer  $t_{i2}$  des Injektors bestimmt wird. Die Phase des Drucksignals hingegen wird durch  $t_{i2}$  nicht beeinflusst, da dessen Auswertung mit Beginn der zweiten Einspritzung endet. Somit ist zu erwarten, dass die Phasendifferenz  $\Delta\varphi$  von der Ansteuerdauer  $t_{i2}$  abhängt.

Um einen einfachen Zusammenhang für die Phasendifferenz zu erhalten, wird versucht, den Einfluss der Dauer  $t_{i1}$  der ersten Einspritzung möglichst zu eliminieren. Deshalb wird der Nullpunkt der Zeitachse, auf den die beiden Phasen sich beziehen, auf das *Ende* der ersten Einspritzung gelegt<sup>5</sup>, siehe Bild 5.4. Verändert sich die Ansteuerdauer  $t_{i1}$ , so wandert der Nullpunkt der Zeitachse entsprechend mit.  $t_{i1}$  verändert die Phase des Drucksignals  $\varphi_D$  somit nur noch durch das Ausmaß des Druckabfalls, der während der Einspritzung entsteht. In Bild 5.8 ist  $\varphi_D$  über  $t_{i1}$  aufgetragen, wobei der Raildruck ein Kurvenparameter ist.

Für die Betrachtung der Phasendifferenz ist nun interessant, ob sich die Phase des Mengenverlaufs bei Änderung von  $t_{i1}$  im gleichen Maße ändert wie die Phase des Druckverlaufs. Sie ist deshalb für die selben Werte von  $t_{i1}$  und einer festen Ansteuerdauer der zweiten Einspritzung von  $t_{i2} = 300 \mu\text{s}$  in Bild 5.9 dargestellt. Beim Vergleich beider Bilder lässt sich zwar ein gemeinsamer Trend

<sup>5</sup>Das bedeutet jedoch nicht, dass das Drucksignal immer ab dem Zeitpunkt  $t = 0$  ausgewertet werden muss.

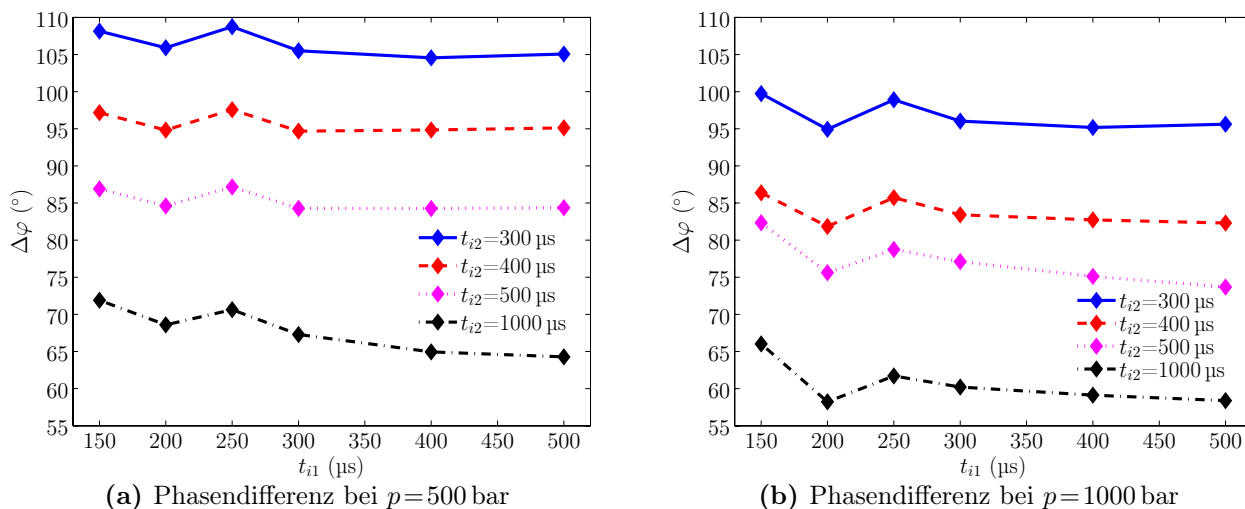


Bild 5.10: Berechnete Phasendifferenz bei  $T = 40^\circ\text{C}$

feststellen, jedoch sieht man schnell, dass die Differenz zwischen beiden Größen nicht konstant ist, sondern in gewissen Grenzen schwankt. Ändert sich also die die Phase des Druckverlaufs, so verschiebt sich auch die des Mengenverlaufs um einen ähnlichen Betrag, jedoch nicht um den exakt gleichen.

Das bestätigt, dass der Injektor systemtheoretisch nicht als lineares Übertragungsglied betrachtet werden kann, das bei einer Änderung des Eingangssignals eine proportionale Änderung am Ausgang bewirkt. Die Zusammenhänge sind komplizierter. Es muss auch berücksichtigt werden, dass eine geänderte Ansteuerdauer  $t_{i1}$  nicht nur eine Änderung der Phase  $\varphi_D$  bewirkt, sondern gleichzeitig auch eine Änderung der Druckamplitude  $A_D$ . Das kann auch Einfluss auf die Phase  $\varphi_M$  des Mengenverlaufs haben.

In Bild 5.10 ist die Phasendifferenz  $\Delta\varphi = \varphi_D - \varphi_M$  aller Arbeitspunkte bei 500 bar bzw. 1000 bar und  $40^\circ\text{C}$  Kraftstofftemperatur dargestellt. Man sieht, dass  $t_{i2}$  deutlichen und  $t_{i1}$  eher geringen Einfluss auf  $\Delta\varphi$  hat. Außerdem wirken die beiden Parameter  $t_{i1}$  und  $t_{i2}$  weitgehend unabhängig voneinander, da die gezeichneten Kurven näherungsweise durch Parallelverschiebung *einer* Ursprungskurve erzeugt werden können. Das ermöglicht es, die Phasendifferenz in Bild 5.10 für jeden Druckbereich jeweils als Summe zweier eindimensionaler Kennfelder abzubilden.

Weiter zeigt die Auswertung der Simulationen bei  $T = 20^\circ\text{C}$  und  $T = 60^\circ\text{C}$ , dass auch die Kraftstofftemperatur leichten Einfluss auf die Phasendifferenz hat. Dieser Einfluss ist allerdings gering, bei einer Erhöhung der Temperatur von 40 auf  $60^\circ\text{C}$  ändert sich die Phasendifferenz nur um rund  $3^\circ$ . Außerdem ist diese Änderung wiederum unabhängig von den Ansteuerdauern, so dass sich der Tem-

peratureinfluss, soweit dies aufgrund seiner geringen Auswirkungen auf die Phasendifferenz überhaupt notwendig ist, also auch durch eine Parallelverschiebung der Kurven berücksichtigen lässt. Das setzt natürlich die Kenntnis der Kraftstofftemperatur mit den bereits erwähnten damit verbundenen Schwierigkeiten voraus. Aufgrund ihres schwachen Einflusses ist die oft ungenaue Kenntnis der Temperatur jedoch als unkritisch zu bewerten. Sie kann entweder mit Hilfe des Temperatursensors geschätzt oder aus der Schwingfrequenz der Druckwellen berechnet werden, wie in Abschnitt 3.5.3 erläutert.

Zusammenfassend lässt sich die Phasendifferenz darstellen als Summe dreier Kennfelder

$$\Delta\varphi(p, t_{i1}, t_{i2}, T) = \Delta\varphi_1(p, t_{i1}) + \Delta\varphi_2(p, t_{i2}) + \Delta\varphi_3(p, T), \quad (5.14)$$

von denen das letzte, die Temperaturabhängigkeit berücksichtigende Kennfeld nur bei großen Temperaturdifferenzen benötigt wird. Die auf diese Weise erstellten Kennfelder zeigen nur geringe Abweichungen von den Simulationsdaten, die in keinem Arbeitspunkt größer als  $4^\circ$  und somit vernachlässigbar sind.

Die gezeigten Abbildungen beziehen sich alle auf die Grundwelle. Für die Oberwelle sind die Zusammenhänge analog darstellbar.

### 5.3.4 Zusammenhang der Amplituden

Nach Erläuterung der Verhältnisse bei Frequenz und Phase muss nun noch der Zusammenhang zwischen der Amplitude  $A_D$  der Druckwellen und der Amplitude  $A_M$  der Mengenabweichungen hergestellt werden. Dazu kann der Injektor in einem ersten Ansatz als Verstärkungsglied betrachtet werden, in dem die Druckamplitude über den Faktor  $V$  die Amplitude der Mengenabweichungen bestimmt:

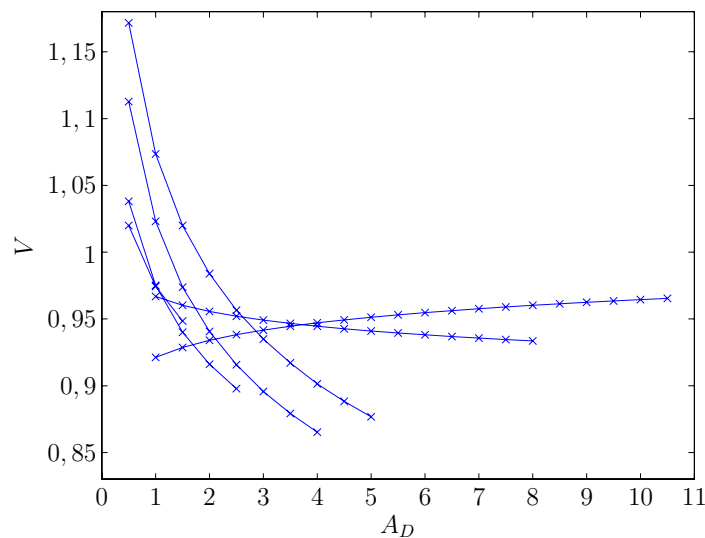
$$V = \frac{A_M}{A_D} \quad (5.15)$$

Um eine handhabbare Größenordnung für  $V$  zu erhalten, wird bei allen Berechnungen  $A_D$  in (MPa) und  $A_M$  in (mg) verwendet<sup>6</sup>. Aufgrund des komplexen Injektoraufbaus überrascht es überrascht nicht, dass der Faktor  $V$  nicht für alle Arbeitspunkte des Systems konstant ist.

Da die Druckamplitude für einen kleinen Ausschnitt des Drucksignals lokal geschätzt wird, muss  $V$  jeweils zur lokalen Mengenamplitude führen. Es ist zu erwarten, dass, wie auch bei der Phasendifferenz, die Ansteuerdauer  $t_{i2}$  der zweiten

---

<sup>6</sup>1 MPa=10 bar.



**Bild 5.11:** Amplitudenverhältnis  $V$  in Abhängigkeit von  $A_D$  bei variablem  $t_{i1}$  sowie  $t_{i2}=1000 \mu\text{s}$ , 500 bar Raildruck und  $40^\circ\text{C}$  Kraftstofftemperatur

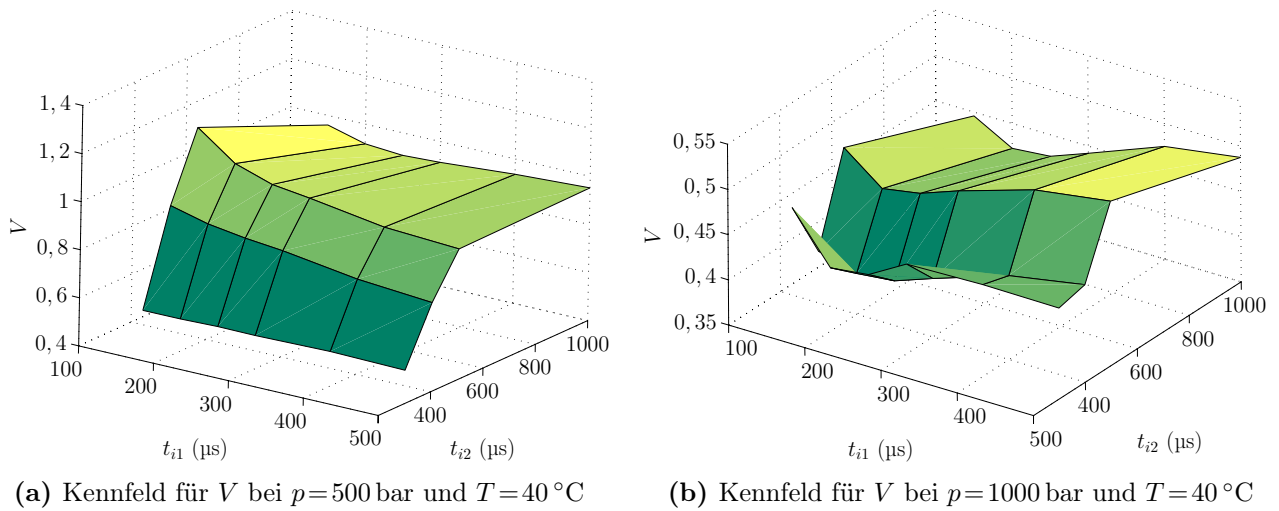
Einspritzung signifikanten Einfluss auf  $V$  hat. Die Abhängigkeit von der Dauer  $t_{i1}$  der ersten Einspritzung und der Kraftstofftemperatur muss ebenfalls geprüft werden.

Zur Untersuchung der Zusammenhänge werden zunächst die simulierten Arbeitspunkte bei  $p = 500 \text{ bar}$  und  $T = 40^\circ\text{C}$  betrachtet. Erste Abschätzungen zeigen, dass neben  $t_{i2}$  auch der Einfluss von  $t_{i1}$  nicht vernachlässigt werden kann. Versuchsweise wird angenommen, dass  $t_{i1}$  primär über die Druckamplitude  $A_D$  auf die Mengenamplitude  $A_M$  einwirkt und die sich ebenfalls mit  $t_{i1}$  ändernde Phase  $\varphi_D$  keinen signifikanten Einfluss auf  $A_M$  hat. Damit kann statt  $t_{i1}$  direkt die daraus resultierende Größe  $A_D$  als einflussnehmender Parameter betrachtet werden und für  $V$  der Ansatz

$$V = f(t_{i2}, A_D) \quad (5.16)$$

gemacht werden. Der Verstärkungsfaktor  $V$  wird somit abhängig von der Dauer der zweiten Einspritzung und von der momentanen Druckamplitude gemacht.

Bild 5.11 zeigt den Verlauf von  $V$  über  $A_D$  bei festem  $t_{i2} = 1000 \mu\text{s}$ . Die verschiedenen Kurven, die jeweils für einen  $t_{i1}$ -Wert gelten, weichen recht deutlich voneinander ab. Das liegt daran, dass die Amplituden von Druck und Menge nicht immer im gleichen Verhältnis zueinander abnehmen, sondern sich das Verhältnis der Dämpfung von Amplitude und Menge in Abhängigkeit von  $t_{i1}$  ändert. Soll der Ansatz aus Gleichung (5.16) beibehalten werden, so muss aus den verschiedenen Kurven in Bild 5.11 eine Mittelwertkurve gebildet werden. Der unterschiedliche



**Bild 5.12:** Amplitudenverhältnis  $V$  in Abhängigkeit von  $t_{i1}$  und  $t_{i2}$

charakteristische Verlauf der einzelnen Kurven lässt jedoch bereits erkennen, dass eine Mittelung einen teilweise recht großen Fehler nach sich ziehen würde und somit der Ansatz aus Gleichung (5.16) die tatsächlichen Abhängigkeiten von  $V$  nur ungenau wiedergibt.

Deshalb wird versucht, mit dem alternativen Ansatz für  $V$

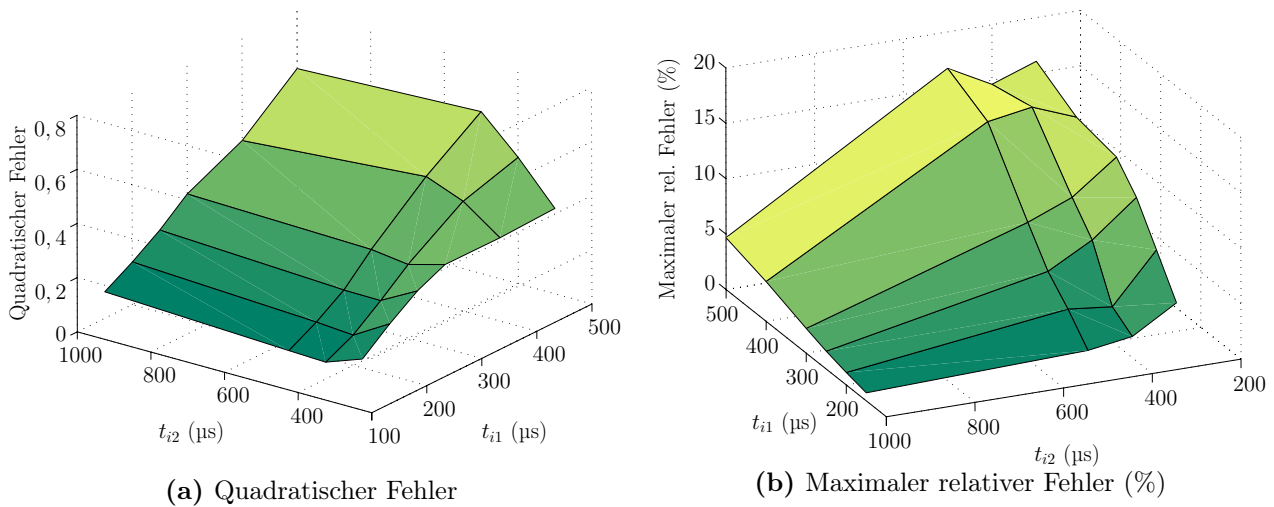
$$V = f(t_{i1}, t_{i2}) \quad (5.17)$$

durch direkte Berücksichtigung von  $t_{i1}$  bessere Ergebnisse zu erzielen. Dazu wird für jeden Arbeitspunkt der Verlauf von  $A_D$  über der Zeit und von  $A_M$  über dem Separationswinkel  $t_{sep}$  identifiziert, womit der Dämpfungsverlauf beider Kurven jeweils implizit bekannt ist. Dann wird mit Hilfe eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens, das auf dem Newton-Verfahren basiert [61], für jeden Arbeitspunkt der Wert von  $V$  gesucht, der den kleinsten quadratischen Fehler zwischen dem gemessenen Verlauf von  $A_M(t_{sep})$  und dem aus  $V \cdot A_D(t)$  berechneten Verlauf liefert. Aufgrund der unterschiedlichen Dämpfungsverläufe ist das besser, als einfach  $V = A_M(0)/A_D(0)$  zu setzen.

Das Ergebnis der Optimierung ist in Bild 5.12 dargestellt. Hier lässt sich die Abhängigkeit von  $t_{i1}$  und  $t_{i2}$  nicht ohne größeren Fehler in zwei voneinander unabhängige Anteile aufspalten, so dass sich für jeden Druckbereich ein zweidimensionales Kennfeld für  $V$  ergibt.

Das Amplitudenverhältnis  $V$  zeigt auch eine leichte Temperaturabhängigkeit. Bei zunehmender Temperatur wird  $V$  größer, bei abnehmender kleiner. Das Verhältnis der Amplituden von Druck- und Mengenverlauf ändert sich also mit der Temperatur. Dies lässt sich durch Addition eines temperaturabhängigen Offsets





**Bild 5.13:** Fehler der Mengenrekonstruktion bei 750 bar Raildruck und 40 °C Kraftstofftemperatur

zu  $V$  berücksichtigen, der z.B. bei einer Zunahme von 40 °C auf 60 °C 0,03 beträgt.

Insgesamt lässt sich bei bekannter Druckamplitude die Mengenamplitude berechnen zu  $A_M = V \cdot A_D$ , wobei der Faktor  $V$  als

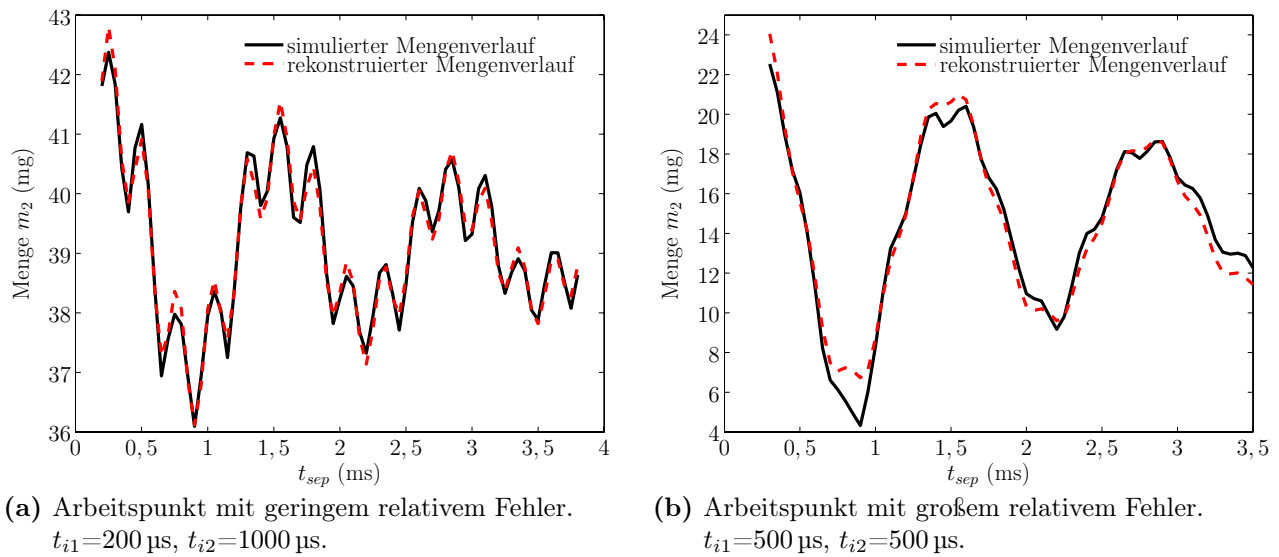
$$V(p, t_{i1}, t_{i2}, T) = \frac{A_M}{A_D} = V_1(p, t_{i1}, t_{i2}) + V_2(p, T) \quad (5.18)$$

darstellbar ist. Das gleiche Verfahren ist wiederum auch für die Oberwellenzusammenhänge einsetzbar.

### 5.3.5 Rekonstruktion der Mengenschwankungen

Nachdem die Zusammenhänge zwischen den Parametern Frequenz, Phase und Amplitude des Drucksignals mit denen der Mengenschwankungen hergestellt sind, soll die Genauigkeit der hergeleiteten Relationen überprüft werden. Dazu werden für jeden Arbeitspunkt aus den bekannten Druckparametern mit Hilfe der Gleichungen (5.11), (5.14) und (5.18) die Parameter der Mengenschwankungen bestimmt und der Verlauf der Mengenschwankungen mit Gleichung (5.3) rekonstruiert. Die rekonstruierten Mengenschwankungen werden mit den simulierten verglichen, wobei als Gütemaß, wie in Abschnitt 3.3, der maximale relative Fehler und der quadratische Fehler zwischen beiden Kurven dient.

Bild 5.13 zeigt die Fehlerwerte der Rekonstruktion des Mengenverlaufs bei 750 bar Raildruck und 40 °C Kraftstofftemperatur. Der quadratische Fehler nimmt mit  $t_{i1}$  zu, was sich dadurch erklären lässt, dass bei längerer Ansteuerdauer  $t_{i1}$  die



**Bild 5.14:** Vergleich von simuliertem und rekonstruiertem Mengenverlauf bei 750 bar Rail-  
 druck und 40 °C Kraftstofftemperatur

Amplitude der Druckwelle größer wird und somit auch die Mengenschwankungen zunehmen. Höhere Signalamplituden bewirken in der Regel einen größeren quadratischen Fehler. Dessen Absolutwert hat für sich allein gestellt keinen wesentlichen Informationsgehalt, erst im Vergleich der Arbeitspunkte untereinander ergibt sich eine relative Aussage über die Qualität der Rekonstruktion. Der maximale relative Fehler wird bei großen Werten von  $t_{i1}$  und kleinen Werten von  $t_{i2}$  am größten. Das liegt daran, dass ein großes  $t_{i1}$  eine große Amplitude und ein kleines  $t_{i2}$  einen geringen Mittelwert des Mengenverlaufs bewirkt. Da der relative Fehler auf den Absolutwert der Menge bezogen ist, wird er bei kleinen Mengen naturgemäß am größten.

Zur besseren Interpretation der Fehlerwerte sind in Bild 5.14 die simulierten und rekonstruierten Mengenverläufe jeweils für einen Arbeitspunkt mit geringem relativem Fehler und einen mit hohem relativem Fehler dargestellt. In Bild 5.14a beträgt der relative Fehler 1 % und der quadratische Fehler 0,16, wohingegen in Bild 5.14b der relative Fehler 17 % und der quadratische Fehler 0,6 beträgt. In dieser Größenordnung liegen auch die Abweichungen, die bei der Identifikation des Mengenverlaufs nach Abschnitt 5.3.1 entstanden sind. Die Fehler bei den anderen untersuchten Arbeitspunkten bewegen sich in der gleichen Größenordnung, so dass darauf verzichtet wird, sie hier aufzuführen.

Wie man in Bild 5.14 sieht, stimmen Frequenz und Phase des rekonstruierten Signals mit dem simulierten jeweils gut überein, während es bei den Amplituden teilweise Abweichungen gibt.

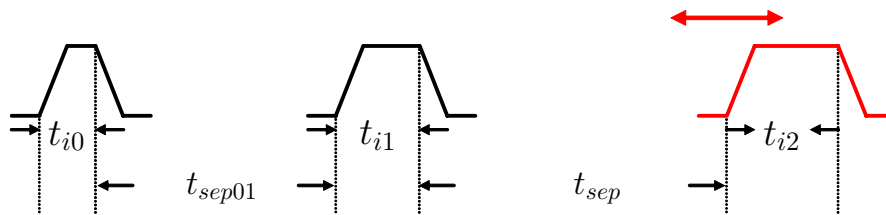


Bild 5.15: Bezeichnungen bei drei Einspritzungen

### 5.3.6 Einfluss nicht direkt benachbarter Einspritzungen

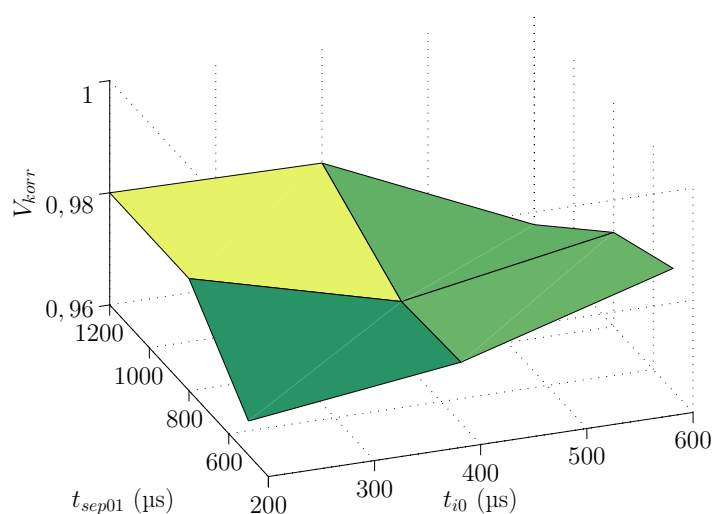
Bisher wurde der Einfluss einer Einspritzung auf die nächstfolgende untersucht. In der Praxis treten jedoch mehr als zwei Einspritzungen pro Verbrennungszyklus auf. Damit stellt sich die Frage, inwieweit Einspritzungen, die nicht direkt benachbart sind, einander beeinflussen, also welchen Einfluss z.B. die erste Einspritzung auf die dritte oder vierte hat. Dies wird mit Hilfe der Simulation untersucht.

Um bei der bisher verwendeten Terminologie zu bleiben, wird die Ansteuerdauer einer früheren Einspritzung als  $t_{i0}$  bezeichnet und der Abstand zwischen Einspritzung 0 und Einspritzung 1 mit  $t_{sep01}$ , siehe Bild 5.15. Es werden Einspritzmuster bei 500 bar Raildruck mit Ansteuerdauern im Bereich  $t_{i0} = 200 \dots 600 \mu\text{s}$  und Abständen im Bereich  $t_{sep01} = 500 \dots 1200 \mu\text{s}$  untersucht. Zuerst werden die Kennfelder des Amplituden- und Phasenzusammenhangs für die Einspritzungen ohne Einspritzung 0 gemäß Abschnitt 5.3.3 und 5.3.4 erstellt. Dann werden die Druck- und Mengenverläufe bei aktiver Einspritzung 0 identifiziert und mit denen ohne Einspritzung 0 verglichen.

Auf die Frequenz hat Einspritzung 0 keinen Einfluss. Das ist nicht überraschend, da die Frequenz bei den bisherigen Untersuchungen bereits unabhängig von den Ansteuerdauern war. Hier müssen also keine weiteren Maßnahmen zur Berücksichtigung früherer Einspritzungen getroffen werden.

Bei der Phase zahlt sich besonders aus, dass beim Online-Verfahren die Phasendifferenz in Kennfeldern abgelegt wird. Je nach Abstand und Dauer von Einspritzung 0 ändert sich die Phase des Druckverlaufs zwischen Einspritzung 1 und 2 um bis zu  $180^\circ$ . Diese Phasenverschiebung wirkt aber in gleichem Maße auch auf die Mengenschwankungen. Dadurch ändert sich an der Phasendifferenz zwischen Druck- und Mengenverlauf nichts, unabhängig von der Vorgeschichte der Einspritzungen. Beim Vergleich der Phasendifferenz  $\Delta\varphi$  mit und ohne Einspritzung 0 zeigen sich Unterschiede von weniger als  $2^\circ$ , die problemlos vernachlässigt werden können.

Leichte Abweichungen zeigen sich beim Amplitudenverhältnis  $V$ . Die optimale Verstärkung  $V$  mit und ohne Einspritzung 0 unterscheidet sich bei den unter-



**Bild 5.16:** Amplitudenkorrekturfaktor zur Berücksichtigung früherer Einspritzungen

suchten Arbeitspunkten um maximal 15 %. Durch einen Korrekturfaktor, der von  $t_{i0}$  und  $t_{sep01}$  abhängig ist

$$V_{korr} = f(t_{i0}, t_{sep01}), \quad (5.19)$$

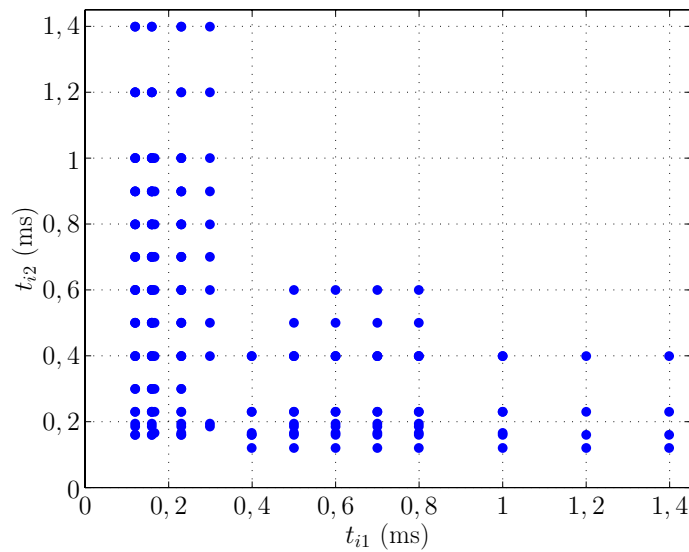
lässt sich dieser Fehler auf maximal 5 % reduzieren, indem Gleichung (5.19) mit Gleichung (5.18) multipliziert wird.  $V_{korr}$  kann als zweidimensionales Kennfeld dargestellt werden, siehe Bild 5.16.

Zusammenfassend betrachtet kann der Einfluss früherer Einspritzungen gut und einfach berücksichtigt werden. Das ist ein wichtiger Vorteil gegenüber dem Offline-Verfahren, bei dem vor allem der Einfluss früherer Einspritzungen auf die Phase nur ungenau abgebildet wird.

Da keine Messdaten mit drei oder mehr Einspritzungen pro Zyklus vorliegen, kann dieser Einfluss nicht validiert werden. Die vorher gefundenen Zusammenhänge werden jedoch im Folgenden anhand von Messdaten überprüft.

## 5.4 Validierung mit Messdaten

Die in Abschnitt 5.3 gefundenen Zusammenhänge zwischen Druckverlauf und Mengenschwankung wurden auf Basis eines simulierten Injektors erstellt. Dessen struktureller Aufbau entspricht zwar dem realer Systeme, jedoch ist das Modell nicht mit Messdaten verglichen und validiert worden. Es kann zwar davon ausgegangen werden, dass die bei der Auswertung der Simulationsdaten gefundenen prinzipiellen Abhängigkeiten der Frequenzen, Phasen und Amplituden auch für



**Bild 5.17:** Arbeitspunkte der vorliegenden Mengen- und zugehörigen Druckmessungen

reale Systeme gelten. Die Kennfelder, die die quantitativen Zusammenhänge beschreiben, können jedoch nicht direkt übernommen werden, sondern müssen neu erstellt werden.

Es liegen Messdaten eines Vierzylinder-Einspritzsystems vor. Aufgezeichnet wurden der Druckverlauf in einer Stichleitung und die eingespritzte Kraftstoffmenge des zugehörigen Injektors. Der Druck wurde mit einem piezoresistiven Sensor aufgezeichnet. Druck- und Mengenmessungen wurden jedoch nicht synchron abgespeichert, sondern es wurden in jedem Druckbereich zuerst Einfacheinspritzungen durchgeführt und dabei die Druckverläufe für alle relevanten Werte von  $t_{i1}$  aufgezeichnet. Anschließend wurden die Mengenmessungen mit einem automatisierten Verfahren durchgeführt, wobei keine Druckmessungen mehr stattfanden. Das muss bei der Auswertung der Daten berücksichtigt werden.

Die vermessenen Arbeitspunkte sind in Bild 5.17 gezeigt. Es liegen Messungen bei 200 bar<sup>7</sup>, 800 bar, 1200 bar und 1800 bar vor, wobei in jedem Druckbereich jeweils nur ein Teil der gezeigten Arbeitspunkte vermessen wurde.

Bei der Auswertung der Daten wird analog zu Abschnitt 5.3 vorgegangen, d.h. nach der Identifikation der Parameter von Druck- und Mengenverlauf werden die Zusammenhänge der Frequenzen, Phasen und Amplituden untersucht.

<sup>7</sup>Bei 200 bar liegt eine Besonderheit vor: Die Mengenmessungen wurden bei 200 bar durchgeführt, die Druckmessungen jedoch bei 220 bar.

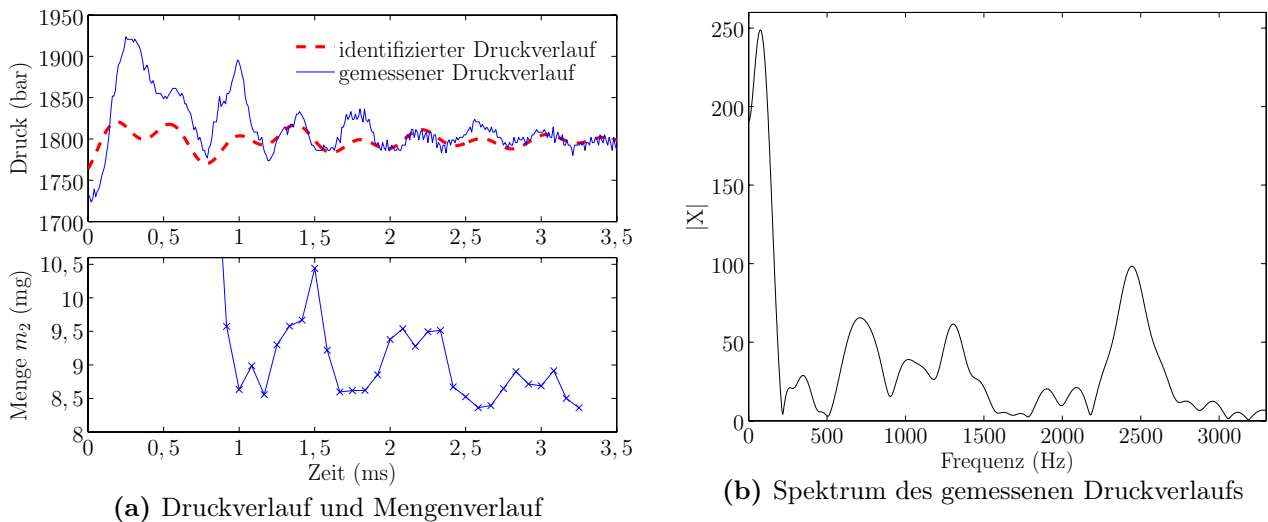
### 5.4.1 Identifikation der Parameter

Die Identifikation von Grund- und Oberwelle des Druckverlaufs erfolgt mit dem in Abschnitt 5.3.1 vorgestellten Least-Squares-Schätzer, die Identifikation der Mengenschwankungen mit einem Gradientenabstiegsverfahren. Für die vorliegenden Druckmessdaten zeigt sich, dass eine Hochpassfilterung vor der Identifikation der Oberwelle nicht erforderlich ist. Durch die Vorgabe der Frequenz der Oberwelle findet der Algorithmus automatisch die zugehörige Phase und Amplitude.

Während die Druckidentifikation im Allgemeinen gute Ergebnisse zeigt, gibt es bei den Ansteuerdauern  $t_{i1} \approx 500 \dots 700 \mu\text{s}$  Schwierigkeiten. Hier klingen die Druckwellen sehr schnell ab und die Spektren zeigen keine eindeutigen Maxima. Es handelt sich um das bereits in Abschnitt 3.4.1 erläuterte Phänomen, dass bei bestimmten Ansteuerdauern die durch das Öffnen des Injektors verursachte Druckwelle von der zweiten, durch das Schließen des Injektors angeregten Druckwelle aufgrund negativer Interferenz nahezu ausgelöscht wird. Da es sich hier um einen anderen Injektor als bei den Messungen in Kapitel 3 handelt, der andere interne Leitungslängen aufweist, und sich auch die Geometrie der Gesamtsysteme unterscheidet, treten die *kritischen Arbeitspunkte* hier bei kleineren Ansteuerdauern auf als in Kapitel 3.

Ein Beispiel für einen solchen kritischen Arbeitspunkt zeigt Bild 5.18. Im Spektrum des gemessenen Druckverlaufs erkennt man zwar eine Oberwellenfrequenz von etwa 2450 Hz, es gibt jedoch kein deutlich ausgeprägtes Maximum im Grundwellenbereich. Im Zeitverlauf des Drucksignals lässt sich beobachten, dass die Grundschiwingung schnell abklingt und aus mehreren Frequenzanteilen besteht. Dementsprechend weist das identifizierte Drucksignal bis zum Abklingen der Grundschiwingung einen deutlichen Fehler zum gemessenen auf. Auch im zugehörigen Mengenverlauf (siehe ebenfalls Bild 5.18) ist keine eindeutige Grund- und Oberwellenfrequenz erkennbar. Dadurch lassen sich die Mengenschwankungen dieser Arbeitspunkte nur eingeschränkt korrigieren. Aufgrund der starken Dämpfung der Druckwellen sind aber auch die Mengenschwankungen relativ gering, so dass eine nicht optimale Korrektur keine gravierenden Auswirkungen hat. In Offline-Korrekturverfahren wird bei diesen Arbeitspunkten in der Regel keine oder nur eine schwache Mengenkorrektur angewendet, weshalb sie bei den folgenden Betrachtungen nicht berücksichtigt werden.

In den übrigen Arbeitspunkten zeigen aber sowohl die Druck- als auch die Mengenidentifikation gute Ergebnisse, so dass dort der funktionale Ansatz zweier überlagerter Sinusschwingungen gerechtfertigt scheint.



**Bild 5.18:** Kritischer Arbeitspunkt bei 800 bar Raildruck und  $t_{i1} = 600 \mu\text{s}$

### 5.4.2 Zusammenhang der Frequenzen

Für die Schwingfrequenzen im Druck- und Mengenverlauf der Simulationsdaten wurde in Gleichung (5.11) die Identität

$$f_{M,i} = f_{D,i}$$

festgestellt. Bei der Überprüfung dieses Zusammenhangs anhand der Messdaten stößt man auf das bereits erwähnte Problem, dass Druck- und Mengensignale nicht synchron aufgezeichnet wurden. Im Verlauf der Messungen kann es Temperaturänderungen geben, die auch Einfluss auf die Schwingfrequenzen haben. Ist die Kraftstofftemperatur während der Druckmessungen anders als während der Mengmessungen, so können die Frequenzen nicht direkt miteinander verglichen werden. Je nach Messung weichen die Temperaturen um 2-13 °C voneinander ab, die Differenz ist also nicht sonderlich hoch. Um einen von Temperatureinflüssen bereinigten Vergleich zu ermöglichen, kann die Temperaturabhängigkeit der Frequenz berechnet werden, und damit können die Messwerte korrigiert werden. Da die Frequenz proportional zur Schallgeschwindigkeit ist, kann zur Korrektur die Änderung der Schallgeschwindigkeit über Druck und Temperatur herangezogen werden. Für das verwendete Prüflöl ist diese Information bekannt [64]. Als Referenzwert wird die Schallgeschwindigkeit bei 40 °C verwendet, womit der Korrekturfaktor definiert wird zu

$$f_{\text{korrr}} = \frac{c(p, T)}{c(p, T = 40 \text{ °C})} = \frac{f(p, T)}{f(p, T = 40 \text{ °C})}. \quad (5.20)$$

	100 bar	500 bar	900 bar	1300 bar	1800 bar
0 °C	1,116	1,091	1,076	1,065	1,054
20 °C	1,058	1,045	1,037	1,032	1,027
40 °C	1	1	1	1	1
60 °C	0,944	0,957	0,965	0,970	0,976
80 °C	0,890	0,917	0,933	0,944	0,954

Tabelle 5.1: Korrekturfaktor  $f_{korrr}$  für Prüfföl [64]

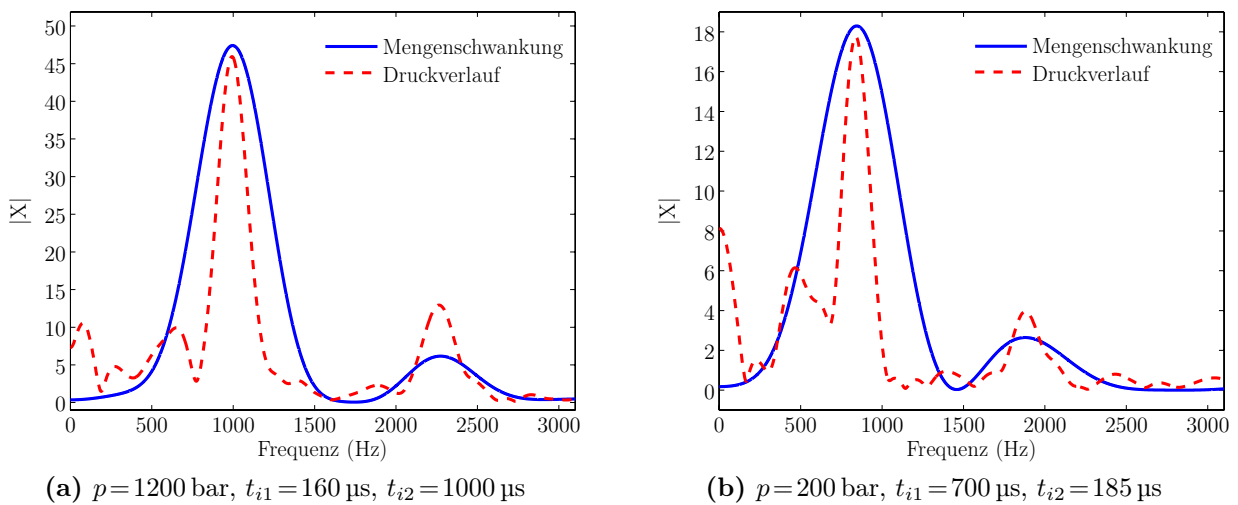


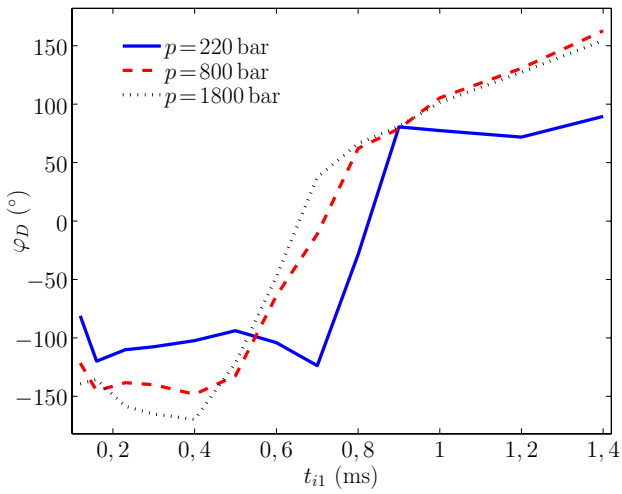
Bild 5.19: Vergleich der Spektren von Druck und Menge nach Temperaturkorrektur. Zur besseren Darstellung wurde in jedem Bild das Druckspektrum auf die Größenordnung des Mengenspektrums skaliert.

Einige Werte für  $f_{korrr}$  sind in Tabelle 5.1 angegeben. Damit lassen sich Frequenzen, die bei verschiedenen Temperaturen gemessen wurden, miteinander vergleichen.

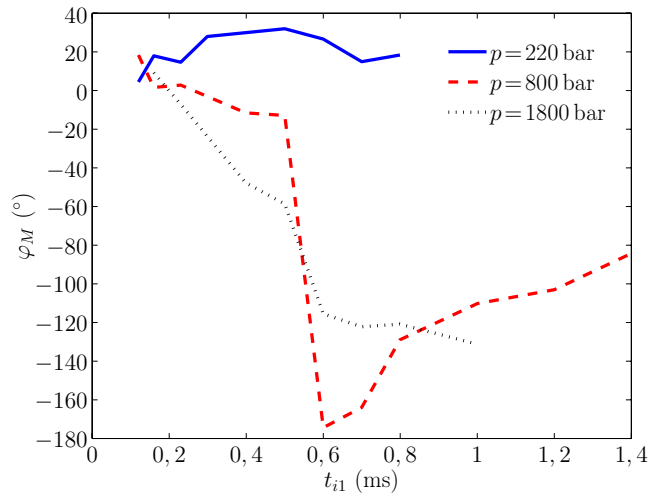
Die Auswertung der Messungen zeigt unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses nach Gleichung (5.20) eine hohe Übereinstimmung der Schwingfrequenzen von Druck und Mengenverlauf. Als Beispiel sind in Bild 5.19 die Spektren von Druck- und Mengenverlauf für zwei Arbeitspunkte dargestellt.

Die Abweichungen bei der Grundfrequenz sind, abgesehen von den kritischen Arbeitspunkten, nicht höher als 20 Hz, bei der Oberwellenfrequenz nicht höher als 40 Hz. Woher diese verbleibenden Abweichungen resultieren, lässt sich nicht ohne Weiteres klären. Physikalisch sind Unterschiede in den Schwingfrequenzen von Druck und Menge schwer zu erklären. Dadurch, dass die Druckmessungen nicht synchron, sondern *vor* den Mengenmessungen aufgezeichnet wurden, stellt sich





**Bild 5.20:** Phase  $\varphi_D$  des Druckverlaufs in Abhängigkeit der Ansteuerdauer  $t_{i1}$



**Bild 5.21:** Phase  $\varphi_M$  des Mengenverlaufs in Abhängigkeit der Ansteuerdauer  $t_{i1}$  bei festem  $t_{i2} = 400 \mu\text{s}$

die Frage, ob der Druckverlauf während der gesamten Messungen wirklich stabil geblieben ist, wie dies für die Auswertungen angenommen wird, oder ob sich die Druckfrequenz durch noch nicht erfasste Einflüsse während der Mengenmessungen verändert hat. Diese Frage lässt sich nur durch synchrone Aufzeichnung von Druck- und Mengenverlauf klären. Da die Abweichungen jedoch nicht besonders groß sind, wird für die Rekonstruktion des Mengenverlaufs Gleichung (5.11) für alle Arbeitspunkte angewendet, d.h. es wird die Frequenz des Druckverlaufs verwendet.

### 5.4.3 Zusammenhang der Phasen

Für den Phasenzusammenhang der Simulationsdaten wurden entsprechend Gleichung (5.14)

$$\Delta\varphi(p, t_{i1}, t_{i2}, T) = \Delta\varphi_1(p, t_{i1}) + \Delta\varphi_2(p, t_{i2}) + \Delta\varphi_3(p, T)$$

drei Kennfelder verwendet. Bei den vorliegenden Messdaten ist die Identifikation des Temperatureinflusses  $\Delta\varphi_3(p, T)$  jedoch schwer möglich, da dazu zu einem Arbeitspunkt mehrere Messungen bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen vorliegen müssen, was nicht der Fall ist. Da der Temperatureinfluss bei den Simulationen jedoch gering war und die Abweichungen zwischen der Temperatur der Druckmessung und der der Mengenmessung nicht größer als  $13^\circ\text{C}$  ist, wird er bei der folgenden Betrachtung vernachlässigt.

Analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 5.3.3 wird versucht, die Abhängigkeiten der Phasendifferenz  $\Delta\varphi$  für  $t_{i1}$  und  $t_{i2}$  getrennt darzustellen. Dazu wird zuerst die

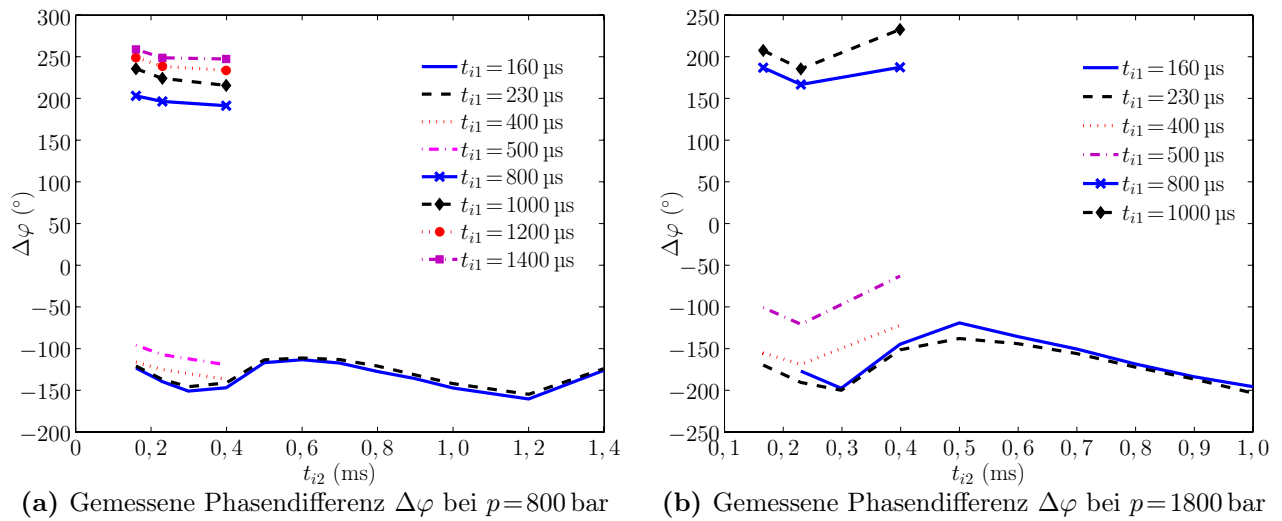
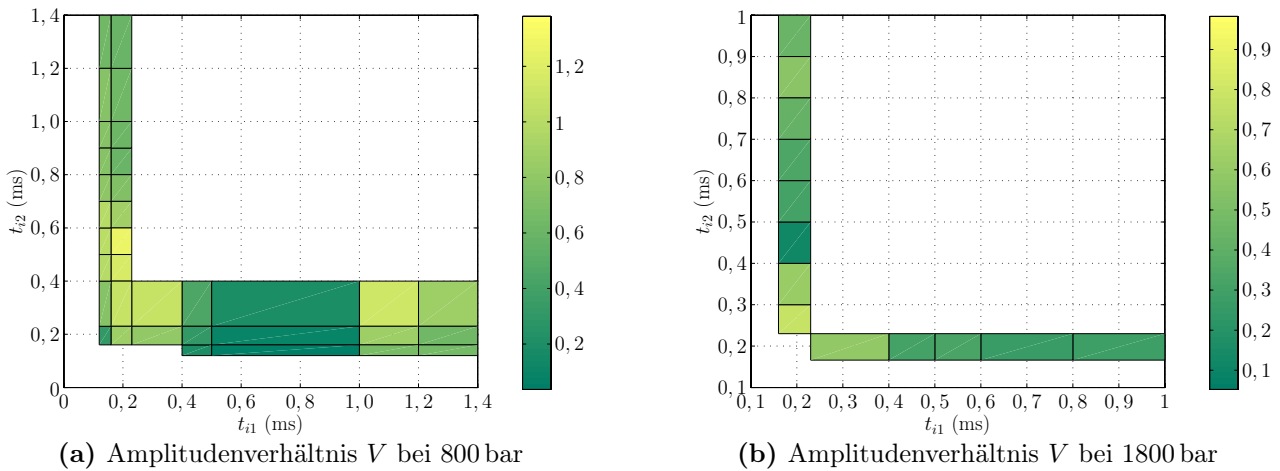


Bild 5.22: Gemessene Phasendifferenz  $\Delta\varphi$

Phase  $\varphi_D$  des Druckverlaufs über  $t_{i1}$  dargestellt, siehe Bild 5.20. Der Phasenverlauf ähnelt dem der Simulationsdaten in Bild 5.8, jedoch überstreicht die Phase der Messdaten einen größeren Wertebereich. Das kann damit erklärt werden, dass  $t_{i1}$  bei den Messungen höhere Werte annimmt als bei der Simulation. Der starke Anstieg von  $\varphi_D$  bei  $t_{i1} \approx 800$   $\mu\text{s}$  ist darauf zurückzuführen, dass  $t_{i1}$  dann die Periodendauer einer Schwingung überschreitet. Der Druck ist in diesem Fall nach anfänglichem Abfallen wieder angestiegen und beginnt nun, das zweite Mal abzufallen, was durch das Schließen des Injektors vorerst gestoppt bzw. verzögert wird. Dieser Übergang bewirkt den im Bild sichtbaren starke Phasenanstieg. Bei höherem Druck ist die Schwingfrequenz höher und damit die Periodendauer kürzer, weshalb der Phasenanstieg dann bereits bei kleineren Werten von  $t_{i1}$  beginnt. Bei der Simulation trat er nicht auf, da dort die Werte von  $t_{i1}$  kleiner waren als eine Periodendauer der Schwingung.

Die Phase des Mengenverlaufs ist in Bild 5.21 dargestellt. Sie unterscheidet sich in ihrem Verlauf deutlich von den Simulationsdaten in Bild 5.9. Bei der Betrachtung von  $\varphi_D$  und  $\varphi_M$  muss berücksichtigt werden, dass bei  $t_{i1} \approx 500 \dots 700$   $\mu\text{s}$  die kritischen Arbeitspunkte liegen und die Phaseninformation dort unter Umständen nicht sehr zuverlässig ist. Doch auch davon abgesehen treten bei  $\varphi_M$  größere druckabhängige Unterschiede auf als in der Simulation.  $\varphi_M$  nimmt dort stark zu, wo  $\varphi_D$  stark abnimmt. Hier wird die Verkopplung von Druck- und Mengenverlauf sichtbar.

Die zugehörige Phasendifferenz bei 800 bar zeigt einen systematischeren Verlauf, als der Blick auf  $\varphi_D$  und  $\varphi_M$  vermuten lässt, siehe Bild 5.22a. Die Abhängigkeit



**Bild 5.23:** Amplitudenverhältnis  $V$  für die Messdaten in Abhängigkeit von  $t_{i1}$  und  $t_{i2}$  in der Draufsicht (für die weißen Bereiche liegen keine Messdaten vor)

von  $t_{i1}$  kann, wie bei den Simulationskennfeldern auch, durch Parallelverschiebung einer Kurve berücksichtigt werden<sup>8</sup>. Dadurch kann der Verlauf der Phasendifferenz in Bild 5.22a durch Addition zweier eindimensionaler Kennfelder abgebildet werden. Gleiches gilt auch für die in Bild 5.22b gezeigte Phasendifferenz bei 1800 bar. Ihr Verlauf ähnelt dem bei 800 bar.

Die Abweichungen zwischen Kennfeld und Messung sind in beiden Fällen stets kleiner als  $20^\circ$ , was einem maximalen relativen Fehler in der Phase von 5% entspricht. Der für die Simulation entworfenen Ansatz zur Abbildung der Phasendifferenz kann also auch für die Messdaten verwendet werden.

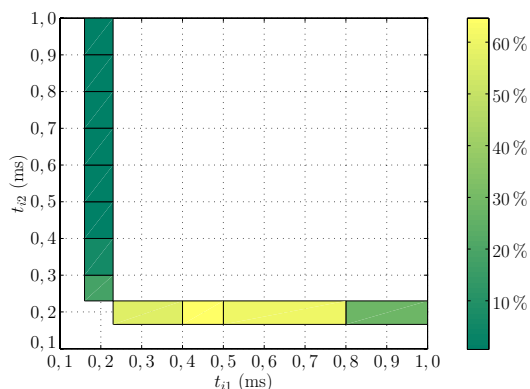
### 5.4.4 Zusammenhang der Amplituden

Für den Zusammenhang zwischen der Amplitude  $A_D$  des Druckverlaufs und der Amplitude  $A_M$  der Mengenschwankungen wurde in Abschnitt 5.3.4 ein multiplikativer Faktor  $V = \frac{A_M}{A_D}$  berechnet, der gemäß Gleichung (5.18) als Kennfeld der Form

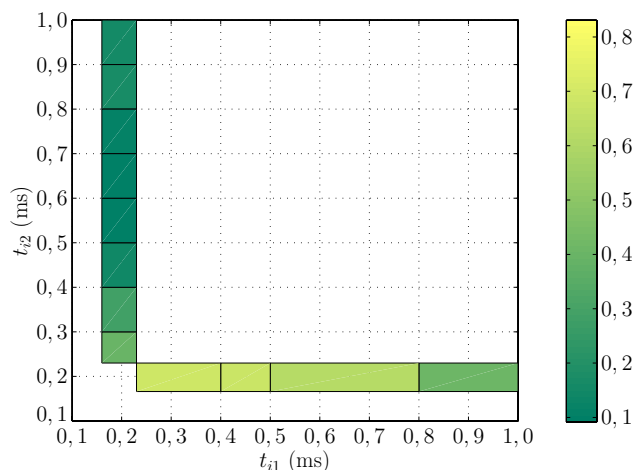
$$V(p, t_{i1}, t_{i2}, T) = V_1(p, t_{i1}, t_{i2}) + V_2(p, T)$$

abgespeichert werden kann. Wie beim Phasenzusammenhang wird auch hier die Temperaturabhängigkeit von  $V$ , also das Kennfeld  $V_2$ , vernachlässigt. Zur Berechnung von  $V_1$  wird, wie bei den Simulationsdaten, für jeden Arbeitspunkt mit Hilfe eines Optimierungsverfahrens aus dem Verhältnis von  $A_M$  und  $A_D$  über

<sup>8</sup>Dass  $\Delta\varphi$  einen Wertebereich größer als  $360^\circ$  aufweist, wird hier bewusst in Kauf genommen, um die Abhängigkeit von  $t_{i1}$  übersichtlich darzustellen.



**Bild 5.24:** Maximaler relativer Fehler der Mengenrekonstruktion bei 1800 bar Raildruck (%)



**Bild 5.25:** Quadratischer Fehler der Mengenrekonstruktion bei 1800 bar Raildruck

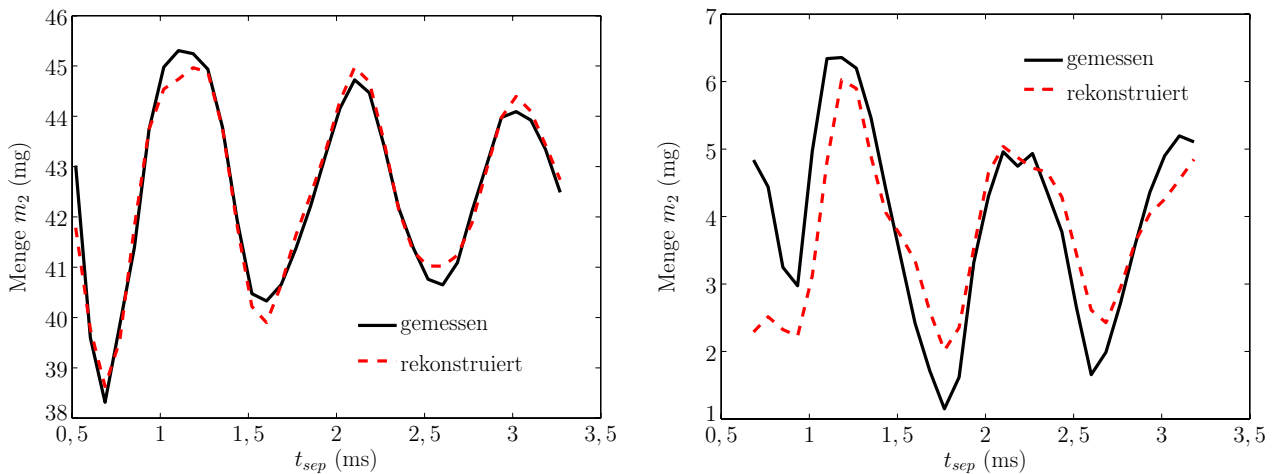
der Zeit der beste Wert für  $V$  ermittelt. Dadurch wird der Rekonstruktionsfehler bei unterschiedlicher Dämpfung von Druck- und Mengenverlauf minimiert. Die Dämpfung ist nicht explizit bekannt, sondern wird durch die lokale Betrachtung der Signale automatisch berücksichtigt.

Die für  $V$  resultierenden Kennfelder sind für 800 bar und 1800 bar in Bild 5.23 dargestellt. Sie sind weniger „glatt“ als die der Simulation (siehe Bild 5.12), der prinzipielle Verlauf und der Wertebereich von  $V$  sind jedoch ähnlich.

#### 5.4.5 Rekonstruktion der Mengenschwankungen

Nachdem die Parameterzusammenhänge für die Messdaten hergestellt wurden, kann nun der Mengenverlauf rekonstruiert und mit der gemessenen Menge verglichen werden. Als Gütemaß für die Bewertung der Rekonstruktion werden wieder der maximale relative Fehler und der quadratische Fehler berechnet. Der Übersichtlichkeit halber werden hier nur die Ergebnisse bei 1800 bar Raildruck gezeigt. Die Ergebnisse bei 200 und 800 bar Raildruck sind in Anhang C abgebildet.

Der maximale relative Fehler aller Arbeitspunkte bei 1800 bar Raildruck ist in Bild 5.24 dargestellt. Man sieht, dass der Fehler bei kleinen Werten von  $t_{i2}$  am größten ist, was dadurch zu erklären ist, dass bei diesen Arbeitspunkten der Mittelwert der eingespritzten Menge, auf den der Fehler bezogen ist, am kleinsten ist. Der Fehler beträgt dort teilweise über 50%. In den übrigen Bereichen liegt er jedoch meist unter 10%. Der maximale relative Fehler bezieht sich nur auf einen Punkt der rekonstruierten Kurve, der hier in der Regel am Anfang, also



(a) Arbeitspunkt mit kleinem Fehler.  $t_{i1} = 230 \mu\text{s}$ ,  $t_{i2} = 800 \mu\text{s}$ , max. rel. Fehler=2,9%, quadr. Fehler=0,23.

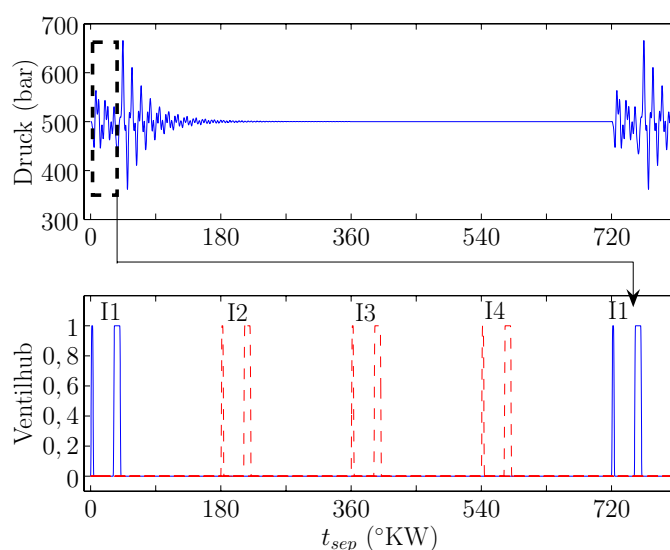
(b) Arbeitspunkt mit großem Fehler.  $t_{i1} = 400 \mu\text{s}$ ,  $t_{i2} = 166 \mu\text{s}$ , max. rel. Fehler=64%, quadr. Fehler=0,67.

**Bild 5.26:** Vergleich von gemessenen und rekonstruierten Mengenschwankungen bei 1800 bar Raildruck

bei kleinen Werten von  $t_{sep}$  liegt. Über die Qualität der Rekonstruktion insgesamt im Vergleich zu den anderen Arbeitspunkten sagt der quadratische Fehler, der in Bild 5.25 dargestellt ist, mehr aus. Er nimmt bei höherem Raildruck größere Werte an, was darauf zurückzuführen ist, dass bei höherem Druck die Amplitude der Mengenschwankungen größer ist und somit auch die Abweichungen zunehmen.

Um die erreichte Genauigkeit bei der Mengenrekonstruktion zu verdeutlichen, wird in Bild 5.26 der Verlauf von gemessener und rekonstruierter Menge für einen Arbeitspunkt mit kleinem maximalem relativem Fehler und einen mit großem Fehler bei 1800 bar Raildruck dargestellt. Der angegebene maximale relative Fehler tritt jeweils zu Beginn der Kurven auf. In Bild 5.26a wird der gemessene Mengenverlauf durch die rekonstruierte Kurve gut wiedergegeben. In Bild 5.26b ist im Verlauf der gemessenen Kurve eine zusätzliche niederfrequente Schwingung zu erkennen, die vom Korrekturverfahren nicht berücksichtigt wird. Sie entsteht, weil bei einem Teil der Druckmessungen bei 1800 bar einer der drei Kolben der Hochdruckpumpe des Einspritzsystems ausgefallen ist und dem Druckverlauf deshalb eine niederfrequente Schwingung überlagert ist. Außerdem ist eine leichte Phasenverschiebung und eine insgesamt etwas zu kleine Amplitude des rekonstruierten Signals erkennbar. Das ist auf Näherungen bei der Kennfelddarstellung der Parameterzusammenhänge zurückzuführen.

Die Ergebnisse für die anderen Druckbereiche liegen in der gleichen Größenord-



**Bild 5.27:** Zeitliche Verhältnisse im Echtzeitbetrieb beim Vierzylinder-System. Die obere Bildhälfte zeigt den Druckverlauf in Stichelung 1, die untere die Ventilhubhöhe von Injektor I1 (durchgezogene Linie) und die der restlichen Injektoren (gestrichelte Linie).

nung wie die bereits vorgestellten. Eine Bewertung erfolgt in Abschnitt 5.6.

## 5.5 Echtzeitfähigkeit

Ein wichtiger Aspekt bei der Bewertung des Online-Korrekturverfahrens ist dessen Echtzeitfähigkeit. In Bild 5.27 sind die zeitlichen Verhältnisse im Echtzeitbetrieb bei einem Vierzylinder-System dargestellt. In der oberen Bildhälfte ist der Druckverlauf in der zu Injektor I1 führenden Stichelung abgebildet. In der unteren Bildhälfte sieht man die Ventilhubhöhe der verschiedenen Injektoren. Alle 180°Kurbelwellenwinkel (KW) öffnet ein Injektor (in der Regel mehrmals), nach 720°KW wiederholt sich der gezeigte Ablauf.

Idealer Weise soll der Druckverlauf in der Stichelung bis zum Beginn der zu korrigierenden Einspritzung gemessen werden, wie durch das Rechteck in der oberen Bildhälfte angedeutet wird. Nach Beendigung der Messung muss die Identifikation der Druckparameter und deren Umrechnung in Mengenparameter erfolgen und daraus die Korrektur der Ansteuerdauer berechnet werden. Dieses Ergebnis kann bei der direkt folgenden Einspritzung (im Bild die zweite Einspritzung bei 0°KW) nicht mehr verwendet werden, da dann die für die Berechnungen zu Verfügung stehende Zeit  $t_{calc} = 0$  wäre. Außerdem muss bei den heute üblicherweise verwendeten Algorithmen zur Ansteuerung der Injektorendstufen das gesamte Einspritzmuster eines Injektors vor Beginn der ersten Einspritzung feststehen.

Damit ist klar, dass die gemessene Druckinformation im aktuellen Einspritzzyklus nicht mehr berücksichtigt werden kann.

Das ist jedoch nicht tragisch, denn der Arbeitspunkt des Einspritzsystems ändert sich normalerweise von einer Einspritzung zur nächsten nur wenig. Somit kann in guter Näherung davon ausgegangen werden, dass die gemessene Druckinformation auch bei der nächsten Einspritzung des Injektors noch Gültigkeit hat. In Bild 5.27 wird durch den Pfeil angedeutet, dass der bei 0°KW gemessene Druckverlauf für die zweite Einspritzung bei 720°KW ausgewertet wird. Je nach Systemkonfiguration können aus dem Druckverlauf gewonnene Informationen auch für die Ansteuerung der anderen Injektoren ausgewertet werden. Es hängt dann vom Rechenaufwand und der Auslastung des Steuergerätes ab, ob diese Informationen bereits für Injektor I2 oder erst für Injektor I3 oder I4 zu Verfügung stehen.

### 5.5.1 Erforderliche Rechenschritte

Da die höchsten auftretenden Frequenzen im Druckverlauf bei etwa 3 kHz liegen, müssen nach dem Abtasttheorem die Sensorsignale mit  $f_A \geq 6$  kHz abgetastet werden [49]. In der Praxis wählt man in der Regel einen Wert, der oberhalb dieser Schranke liegt, so dass hier von  $f_A = 10$  kHz ausgegangen wird. Für eine zuverlässige Frequenzbestimmung muss die Anzahl der ausgewerteten Datenpunkte mindestens  $N = 50$  betragen.

Um das Spektrum des gemessenen Signals und anschließend darin die beiden lokalen Maxima zu bestimmen, kann eine Fast Fourier Transformation (FFT) durchgeführt werden [47]. Dabei wird die Anzahl der Datenpunkte immer auf  $2^k$  mit Nullen aufgefüllt (so genanntes *Zero Padding*). Die Verwendung von  $2^6 = 64$  Werten reicht aber für die Frequenzbestimmung nicht aus, da dann die Frequenzauflösung

$$\Delta f = \frac{f_A}{N}, \quad (5.21)$$

d.h. der Abstand zwischen zwei Frequenzstützstellen im Spektrum, mit  $\Delta f = 156$  Hz viel zu grob wäre. Wünschenswert ist ein  $\Delta f \leq 10$  Hz, um die temperaturabhängige Frequenz der Schwingungen hinreichend genau bestimmen zu können. Das erfordert eine FFT-Länge von mindestens  $N = 2^{10} = 1024$  Punkten, noch besser wären  $N = 2^{11} = 2048$  Punkte für  $\Delta f = 4,9$  Hz. Diese Verlängerung des Messsignals kann durch Zero Padding erreicht werden.

Der Rechenaufwand der FFT beträgt etwa

$$N \cdot \lg(N), \quad (5.22)$$

was bei  $N = 1024$  Punkten 10240 komplexen Multiplikationen und Additionen entspricht. Dabei muss noch beachtet werden, dass einer komplexen Multiplikation vier reelle Multiplikationen und zwei reelle Additionen, einer komplexen Addition zwei reelle Additionen entsprechen. Die Berechnung der FFT stellt damit im Vergleich zum restlichen Algorithmus die mit großem Abstand höchste Rechenzeitanforderung dar. Sie kann in einem Motorsteuergerät nur dann ausgeführt werden, wenn ein digitaler Signalprozessor (DSP) implementiert wird, was nicht selbstverständlich ist. Es gibt zwar Realisierungen mit DSP, jedoch nur, wenn die Mehrkosten ausgeglichen werden durch die Vorteile der Funktion, die den DSP benötigt. Andernfalls muss die Auswertung auf dem Mikroprozessor stattfinden. Heutige Mikroprozessoren können maximal etwa 50-80 Datenpunkte verarbeiten, da noch eine große Zahl weiterer Funktionen auf dem Prozessor laufen und auch Speicherplatz benötigen. Auf einem Mikroprozessor ist die Berechnung der FFT also nicht möglich.

Wenn man bedenkt, dass vom berechneten Spektrum anschließend nur zwei lokale Maxima weiterverwendet werden, stellt sich die Frage, ob die gesuchte Information nicht einfacher zu bekommen ist. Wenn, wie im vorliegenden Fall, vorhersehbar ist, in welchem Bereich die gesuchte Schwingfrequenz liegt, kann die Frequenz nach dem Prinzip eines Korrelationsempfängers, auch *Matched Filter* genannt, detektiert werden [2]. Dazu werden Sinusschwingungen verschiedener Frequenzen, die so genannten Prototypen oder *Korrelatoren*  $\psi(k)$ , nacheinander mit dem Messsignal  $p(k)$  korreliert:

$$G = \sum_{k=1}^N \psi(k) \cdot p(k) \quad (5.23)$$

Je besser die Frequenzen übereinstimmen, desto höher ist die Korrelation  $G$ . Auf diese Weise kann die Frequenz des Messsignals bestimmt werden, wobei die Frequenzauflösung durch den Frequenzabstand der Korrelatoren vorgegeben wird. Da die Phasenlage des Messsignals nicht bekannt ist, muss das gleiche Verfahren zusätzlich mit Kosinus-Korrelatoren durchgeführt werden, und es wird die Summe aus Sinus- und Kosinus-Korrelation gebildet. Für dieses Verfahren müssen Korrelatoren im gesamten Bereich, in dem die Frequenz des gemessenen Signals liegen kann, im Speicher abgelegt werden. Je nach Druck- und Temperaturbereich kann die Grundfrequenz der Druckschwingungen im Einspritzsystem um 250 Hz schwanken, die der Oberwelle sogar um 500 Hz. Für eine Frequenzauflösung von 10 Hz müssten dann zweimal 25 bzw. zweimal 50 Korrelationen durchgeführt werden. Diese Zahl kann durch eine Raildruck-abhängige Eingrenzung des in Frage kommenden Frequenzbereiches deutlich reduziert werden. Die Korrelation



muss dabei immer nur für die tatsächlich vorliegenden Anzahl von Messwerten berechnet werden. Damit ist eine Realisierung dieses Verfahrens auf einem Mikroprozessor prinzipiell möglich. Eine Alternative ist die Implementierung auf einem ASIC<sup>9</sup>, der bei hohen Stückzahlen eventuell kostengünstiger als ein DSP und deutlich leistungsfähiger als ein Mikroprozessor ist.

Wenn die Schwingfrequenzen bekannt sind, müssen die Amplituden und Phasen von Grund- und Oberwelle des Drucksignals identifiziert werden. Dazu kann der Least-Squares-Schätzer nach Abschnitt 5.3.1 verwendet werden. Die Matrix  $\underline{M}$  in Gleichung (5.7) ist bei 50 Datenpunkten eine  $(50 \times 2)$ -Matrix, die in Gleichung (5.8) benötigte Inverse  $(\underline{M}^T \underline{M})^{-1}$  eine  $(2 \times 2)$ -Matrix, deren Berechnung analytisch problemlos möglich ist. Die Implementierung des Least-Squares-Schätzers bereitet für die Echtzeitanforderungen also keine Schwierigkeiten.

Die weiteren Schritte beschränken sich auf die Interpolation von Werten aus Kennfeldern und deren Multiplikation oder Addition. Nach der Berechnung der Mengenparameter werden diese in Gleichung (5.3) eingesetzt, um die erwartete Mengenabweichung zu bestimmen, aus der dann die Korrekturzeit entsprechend dem in Abschnitt 4.7.2 beschriebenen Verfahren berechnet wird. Dieser letzte Schritt kann eingespart werden, wenn die Mengenschwankungen nicht explizit bestimmt werden, sondern aus dem Druckverlauf direkt auf den Verlauf der Korrekturzeit gemäß Gleichung (4.54) geschlossen wird. Dann müssen natürlich auch die entsprechenden Parameterzusammenhänge in den Kennfeldern abgelegt sein.

### 5.5.2 Schnell- und langsamveränderliche Parameter

Nicht alle der eben aufgeführten Rechenschritte müssen in jedem Einspritzzyklus durchgeführt werden. Die Frequenz der Druckwellen hängt vom Raildruck und der Kraftstofftemperatur ab. Letztere ändert sich so langsam, dass eine Überprüfung alle 30 Sekunden ausreichend ist. Der Raildruck wird je nach Last und Motordrehzahl über Rampen verändert, die gewöhnlich eine Änderung um maximal 100 bar pro Sekunde bewirken. Damit reicht es auch aus, die rechenaufwändige Frequenzbestimmung bei Raildruckänderungen etwa einmal pro Sekunde und bei konstantem Raildruck deutlich seltener durchzuführen.

Das Einspritzmuster wird durch die Ansteuerdauern und die Abstände zwischen den Einspritzungen definiert. Es kann sich in Abhängigkeit der Fahrpedalstellung kurzfristig ändern. Eine Änderung von  $t_{i1}$  bewirkt eine Änderung der Phasen und Amplituden des Drucksignals, eine Änderung des Abstands  $t_{sep}$  zur nächsten Einspritzung beeinflusst das Zeitfenster der Druckmessung und somit die geschätzten

<sup>9</sup>Application Specific Integrated Circuit = Kundenspezifischer Integrierter Schaltkreis

Amplituden. In diesen Fällen ist eine neue Bestimmung von  $A_D$  und  $\varphi_D$  mit Hilfe des Least-Squares-Schätzers erforderlich. Ändert sich nur  $t_{i2}$  so können aus den „alten“ Druckparametern über die veränderten Kennfelder die neuen Mengensparameter berechnet werden. Häufig ändern sich jedoch mehrere Parameter des Einspritzmusters gleichzeitig, so dass eine vollständige Berechnung des Korrekturalgorithmus erforderlich wird.

Insgesamt benötigen die Rechenschritte zur Identifikation des Druckverlaufs und der Bestimmung der Mengenschwankung bzw. der Korrekturzeit nur wenig Rechenkapazität, so dass diese auch auf einem Mikroprozessor implementierbar sind und eine Berechnung zu jedem Einspritzzyklus möglich sein sollte. Die Frequenzbestimmung ist aufwändiger, muss aber auch seltener durchgeführt werden. Hier wird man die Berechnung über die Korrelation durchführen, da diese deutlich weniger Rechenaufwand als eine FFT benötigt. Bei Engpässen kann die Berechnung auch über mehrere Einspritzzyklen verteilt werden.

Viele Berechnungen werden im Motorsteuergerät ereignissynchron durchgeführt, d.h. sie werden zu bestimmten Ereignissen, in der Regel den Einspritzvorgängen, fällig. Der Abstand zwischen diesen Einspritzungen beträgt beim Vierzylinder-Motor  $180^\circ$ KW. Die Zeitdauer, die diesem Abstand entspricht, hängt von der Drehzahl des Motors ab. Bei niedrigen Drehzahlen bleibt viel Zeit für die Berechnungen, bei hohen Drehzahlen wird sie immer kürzer. Deshalb werden viele Rechenschritte ab einer bestimmten Drehzahl nur noch für jede zweite Einspritzung durchgeführt und die Ergebnisse jeweils kopiert. Dieses Verfahren ist auch für die Korrektur der Einspritzmengen möglich.

## 5.6 Potenzialabschätzung

Die Verwendung von Druckmessungen zur Bestimmung der Einspritzmengenschwankungen bedeutet erhöhten Aufwand gegenüber dem Offline-Verfahren, der nur dann gerechtfertigt ist, wenn die erreichbare Mengenkorrektur besser ist. Idealerweise würden an dieser Stelle Messergebnisse des neuen Verfahrens mit denen des alten Verfahrens verglichen und die erreichten Verbesserungen quantifiziert. Das ist jedoch aus zwei Gründen nicht ohne Weiteres möglich: Zum Einen liegen die Fehler bei der Mengenrekonstruktion auf Basis des Offline-Verfahrens nicht vor. Zum Anderen lassen sich mit den vorliegenden Messdaten die Vorteile des Online-Verfahrens nur in begrenztem Umfang zeigen, da diese nur geringe Schwankungen der Kraftstofftemperatur enthalten, nur bis zu einem Separationswinkel von  $t_{sep} = 4$  ms aufgezeichnet wurden und keine Einspritzmuster mit

mehr als zwei Einspritzungen vorliegen. Die Vorteile bei der Verwendung von Druckmessdaten liegen aber gerade bei großen Separationswinkeln und Temperaturschwankungen sowie bei mehr als zwei Einspritzungen pro Einspritzmuster. Im Folgenden wird daher das Potenzial des vorgestellten Verfahrens auf der Basis grundsätzlicher Überlegungen abgeschätzt.

### 5.6.1 Fehler bei der druckbasierten Mengenrekonstruktion

Für der Mengenrekonstruktion müssen die drei Parameter Frequenz, Phase und Amplitude bestimmt werden. Bei der Frequenz ist dies besonders leicht möglich, da sie identisch mit der Druckwellenfrequenz ist und somit ohne Benutzung weiterer Kennfelder bestimmt werden kann. Die Genauigkeit wird begrenzt durch die Frequenzauflösung der FFT, die wiederum vom erlaubten Rechenaufwand abhängt. Da die Frequenz ein langsamveränderlicher Parameter ist, der nicht zu jedem Einspritzzyklus aktualisiert werden muss, scheint eine Frequenzauflösung  $\Delta f \leq 5$  Hz realisierbar. Bei Verwendung eines magnetoelastischen Sensors zur Druckmessung muss noch dessen Messfehler berücksichtigt werden. Der Frequenzfehler des ME-Sensors liegt in den meisten Arbeitspunkten unter 0,5 % und ist somit gering. Insgesamt kann von einem Frequenzfehler  $e_f < 1$  % ausgegangen werden.

Zur Bestimmung der Phase des Mengenverlaufs muss neben der Druckmessung die in Kennfeldern abgelegte Phasendifferenz hinzugezogen werden. Hierbei kam es bei den untersuchten Messdaten zu Abweichungen von  $e_\varphi \leq 20^\circ$ . Dieser Wert ist relativ gering. Der ME-Sensor zeigt (bis auf einen korrigierbaren systematischen Fehler) eine gute Phasengenauigkeit. Weiteren Einfluss können Interpolationsfehler haben, die dann entstehen, wenn Stützstellen im Kennfeld so weit auseinander liegen, dass der tatsächliche Verlauf der Größe mehr als marginal vom interpolierten Wert abweicht. Dieser Fehler kann aber auch beim herkömmlichen Verfahren entstehen und hängt im Wesentlichen vom zur Verfügung stehenden Speicherplatz im Steuergerät ab. Er wird für die weitere Betrachtung vernachlässigt.

Die Amplitude der Mengenschwankungen wird, ähnlich wie bei der Phase, aus der Amplitude des Druckverlaufs und einem in Kennfeldern abgelegten Verstärkungsfaktor bestimmt. Hier muss auch der Fehler des ME-Sensors berücksichtigt werden. Der maximale relative Fehler tritt meist bei Einspritzende auf und beträgt je nach verwendeter Leitung bis zu 15 %. Im weiteren Verlauf des Drucksignals ist der Fehler deutlich kleiner. Da die Schätzung eine über den betrachteten Zeitraum gemittelte Amplitude liefert, wird der Einfluss des lokalen Fehlers reduziert, so dass bei hohem Druck mit einer Abweichung von weniger als 5 % und bei niedrigem von weniger als 10 % gerechnet werden kann. Hinzu kommen

Näherungen bei der Bestimmung des Verstärkungsfaktors, so dass der Amplitudenfehler etwa  $e_A \leq 30\%$  betragen kann, wenn er auch in vielen Arbeitspunkten geringer ist. Die Amplitude ist somit mit recht großen Unsicherheiten behaftet. Unter Berücksichtigung dieser Fehlerabschätzungen wird im Folgenden das Verbesserungspotenzial gegenüber dem Offline-Verfahren analysiert.

### 5.6.2 Verbesserungspotenzial gegenüber dem Offline-Verfahren

In Abschnitt 5.1.1 wurden Unsicherheitsfaktoren beschrieben, die das Offline-Korrekturverfahren beeinträchtigen können. Sie werden hier noch einmal aufgegriffen und dahingehend untersucht, inwiefern sie durch den Einsatz des Online-Verfahrens an Bedeutung verlieren.

Durch ungenaue Kenntnis der Kraftstofftemperatur und der verwendeten Kraftstoffsorte kann sich bei der Bestimmung der Frequenz im Offline-Verfahren ein Fehler von 2-4% ergeben. Bei der Auswertung des Drucksignals ist der Frequenzfehler kleiner als 1%. Zusätzlich können weitere Störeinflüsse, z.B. geringe Frequenzverschiebungen aufgrund von Schwebungen bei Injektor-Injektor-Schwingungen, berücksichtigt werden. Diese Verbesserung macht sich vor allem bei großem Separationswinkel bemerkbar, da Frequenzfehler bei langer Schwingungsdauer zu einer zunehmenden Phasenverschiebung führen (siehe Bild 5.1). Das Offline-Verfahren geht von einer exponentiellen Dämpfung der Mengenschwankungen aus. Wie anhand Bild 5.2 gezeigt wurde, ist diese Annahme in der Praxis häufig nicht zutreffend, was auf den Einfluss der benachbarten Injektoren zurückzuführen ist. Die Amplitude der Mengenschwankungen bleibt oft über einen gewissen Separationswinkelbereich konstant oder nimmt sogar wieder zu. Dieses nicht-exponentielle Verhalten kann auch mit einer Phasenverschiebung verbunden sein. Beim Online-Verfahren können diese systematischen Fehler im Funktionsansatz, der die Mengenabweichungen beschreibt, durch die lokale Bestimmung von Amplitude und Phase des Druckverlaufs vermieden werden. Das fällt vor allem wieder bei großen Abständen der Einspritzungen und großem Einfluss vorangegangener Einspritzungen ins Gewicht. Vorangegangene Einspritzungen können mit dem Offline-Verfahren nur unzureichend berücksichtigt werden. Hier scheinen Verbesserungen der Mengenkorrektur um einen Faktor 2 möglich. Schwierig zu bewerten ist das Verbesserungspotenzial in Bezug auf Verschleißerscheinungen. Ein verändertes Öffnungsverhalten des Injektors hat auch Auswirkungen auf den Druckverlauf in der Stichleitung und ist damit vom Online-Verfahren detektierbar. Es ist jedoch unklar, inwieweit die in Kennfeldern abgelegten Zusammenhänge zwischen den Parametern des Druckverlaufs und denen der Mengenschwankung noch Gültigkeit haben, wenn sich das Injektorverhalten ändert. Dadurch kann der Schluss vom Druck- auf den Mengenverlauf unter

Umständen fehlerhaft werden. Zur Klärung dieses Sachverhalts sind Vergleichsmessungen von neuen und verschleißbehafteten Injektoren erforderlich.

Insgesamt sind signifikante Verbesserungen durch Einbeziehung des aktuellen Drucksignals in das Verfahren zur Mengenkorrektur vorwiegend bei großen Abständen der Einspritzungen zueinander und bei Einspritzmustern, bei denen vorangegangene Einspritzungen großen Einfluss auf den Mengenverlauf haben, zu erwarten.

### 5.6.3 Fazit

Das Online-Verfahren erfordert erhöhten Aufwand, da ein oder mehrere zusätzliche Sensoren verwendet werden müssen. Will man die Qualität der Einspritzmengenkorrektur gegenüber den bisher üblichen Verfahren verbessern, ist man jedoch auf zusätzliche Messdaten angewiesen, wie die Betrachtung der Unsicherheitsfaktoren gezeigt hat. Der magnetoelastische Drucksensor bietet hier eine kostengünstige Möglichkeit, diese Messdaten zu erfassen. Der Mehraufwand kann teilweise dadurch kompensiert werden, dass aus der Frequenz der Druckschwingungen auf einfache Weise die Temperatur des Kraftstoffs bestimmt werden kann, so dass der häufig eingesetzte Kraftstofftemperatursensor obsolet wird.

Als Konkurrenz zur Druckmessung mit einem magnetoelastischen Sensor kann der in der Fachpresse stark propagierte Brennraumdrucksensor gesehen werden. Durch Auswertung des Brennraumdrucks kann auf den Brennverlauf, d.h. auf die Energieumsetzungsrate im Zylinder, geschlossen werden. Damit erhält man Informationen über die eingespritzte Kraftstoffmenge *und* den Sauerstoffgehalt im Zylinder, was für die Regelung des thermodynamischen Prozesses von Vorteil ist. Allerdings können so genannte *nicht momentenwirksame* Einspritzungen, z.B. sehr späte Einspritzungen, die nicht mehr im Zylinder verbrennen, sondern zur Regeneration des Rußfilters dienen, mit dem Brennraumdrucksensor nicht erfasst werden. Weiterhin werden an einen Brennraumdrucksensor aufgrund seiner Position im Brennraum hohe Anforderungen an die Robustheit gestellt, so dass er wesentlich teurer ist als ein magnetoelastischer Drucksensor.

Brennraumdrucksensoren werden primär für den Einsatz bei HCCI-Brennverfahren entwickelt, die ohne Informationen über den Brennraumdruck nicht regelbar sind. Eine Verwendung nur zur Korrektur der Probleme bei Mehrfacheinspritzungen entspräche einem überdimensionierten Lösungsansatz. Hier bietet das vorgestellte, auf dem ME-Sensor basierende Verfahren eine kostengünstige Alternative.



## 6 Zusammenfassung

Strengere gesetzliche Emissionsgrenzwerte und steigende Kundenanforderungen erfordern eine Optimierung des Verbrennungsprozesses im Dieselmotor. Eine Schlüsselrolle nimmt dabei die Formung des Brennverlaufes ein. Dies geschieht primär mit Hilfe moderner Einspritzsysteme, die eine variable Kraftstoffdosierung ermöglichen. Sie unterteilen den Einspritzvorgang während eines Verbrennungszyklus in mehrere, kurz aufeinander folgende Einspritzungen.

Beim Common-Rail-System entstehen durch das schnelle Öffnen und Schließen des Injektors Druckwellen in der Stichleitung. Die daraus resultierende Abweichung vom Solldruck kann die Einspritzmenge der nächstfolgenden Einspritzung verfälschen und somit Auswirkungen auf die entstehenden Emissionen haben.

Bisherige Methoden zur Korrektur der Mengenabweichungen sind kennfeldbasiert. Dabei wird die zu erwartende, arbeitspunktabhängige Mengenabweichung aus Kennfeldern ausgelesen und die Ansteuerdauer des Injektors entsprechend verkürzt oder verlängert. Da jedoch zahlreiche Größen wie z.B. die Kraftstofftemperatur, die Kraftstoffsorte, die Dauer und der Abstand der Einspritzungen Einfluss auf die Mengenabweichungen haben, sind diese Verfahren oft fehlerhaft. In der vorliegenden Arbeit wird daher ein neues Konzept zur Korrektur der Mengenabweichungen vorgestellt, das aktuelle Druckmessdaten auswertet und somit auf direkten Informationen aus dem hydraulischen System basiert. Dadurch kann eine höhere Mengengenauigkeit erreicht werden, die sich positiv auf das Emissionsverhalten des Motors auswirkt.

Zur Messung der Druckwellen in der Stichleitung wurde in Kapitel 2 ein magnetoelastischer Drucksensor entwickelt. Eine druckabhängige Änderung der magnetischen Permeabilität der Leitung induziert eine Spannung in einer um die Leitung gewickelten Messspule. Durch Auswertung der Spannung kann die Druckänderung in der Leitung bestimmt werden. Somit ermöglicht der magnetoelastische Drucksensor eine nicht-invasive Druckmessung. Nach grundlegenden Untersuchungen zur geeigneten Messmethode und den erzielbaren Signalamplituden wurden verschiedene Designparameter wie die Sensorbauform, die Höhe des Vormagnetisierungsstroms und die Auslegung der Sensorelektronik optimiert.

In Kapitel 3 wurde die Eignung des Sensors an einem eigens aufgebauten Einspritzprüfstand analysiert. Dazu wurden zehn Stichleitungen in typischen Systemarbeitspunkten untersucht. Die Schwingfrequenz der Druckwellen konnte mit einem Fehler kleiner 0,5 % bestimmt werden. Die Amplituden variieren bei den verschiedenen Leitungen leicht, so dass maximale relative Fehler von etwa 5 % bei hohem Druck und etwa 20 % bei niedrigem Druck auftreten. Der relative Fehler weist sein Maximum in der Regel direkt nach Einspritzende auf, während er im weiteren zeitlichen Verlauf deutlich niedriger ist. Da außerdem bei der Identifikation des Druckverlaufs die geschätzte Amplitude über mehrere Schwingungsperioden gemittelt wird, fallen lokale Amplitudenfehler weniger ins Gewicht. Für einen industriellen Einsatz müssen noch weitere Stichleitungen möglichst verschiedener Hersteller und Materialien auf ihre Eignung als Sensorelement untersucht werden.

Aus der gemessenen Schwingfrequenz kann auch mit hinreichender Genauigkeit auf die Kraftstofftemperatur geschlossen werden. Dadurch kann ein bisher üblicher Kraftstofftemperatursensor eingespart werden.

Um von den Druckwellen auf die Mengenabweichung schließen zu können, wurde zunächst das hydraulische Verhalten eines Common-Rail-Systems modelliert. Dazu wurde in Kapitel 4 ein Injektormodell vorgestellt. Weiter wurden die Grundlagen der eingesetzten hydraulischen Simulationsverfahren erläutert, und es wurden Simulationen von Druckverlauf und Mengenabweichungen bei verschiedenen Arbeitspunkten durchgeführt.

Auf Basis dieser Simulationen wurden in Kapitel 5 Zusammenhänge zwischen Druck und Mengenabweichung hergestellt. Dabei zeigte sich, dass beide Signale bei lokaler Betrachtung als Summe zweier Sinusschwingungen dargestellt werden können. Die Frequenzen von Druckverlauf und Mengenabweichungen sind identisch. Die Phasen beider Signale weisen eine arbeitspunktabhängige Differenz auf, die in einem Kennfeld abgespeichert werden kann. Gleiches gilt für das Verhältnis der Amplituden. Durch diese Zusammenhänge kann aus dem online gemessenen Drucksignal die zu erwartende Mengenabweichung bestimmt werden. Anschließend kann diese Mengenabweichung durch eine entsprechende Veränderung der Ansteuerdauer des Injektors korrigiert werden.

Die gefundenen Zusammenhänge wurden anhand von Messdaten validiert. Der für die Echtzeitfähigkeit des Verfahrens wichtige Rechenaufwand wurde abgeschätzt. Die Bestimmung von Amplitude und Phase mit Hilfe eines Least-Squares-Schätzers ist mit der Auswertung von etwa 50 Datenpunkten möglich und somit auf einem Mikrocontroller durchführbar. Die Frequenzberechnung kann über eine Korrelation erfolgen und ist ebenfalls in Echtzeit realisierbar.



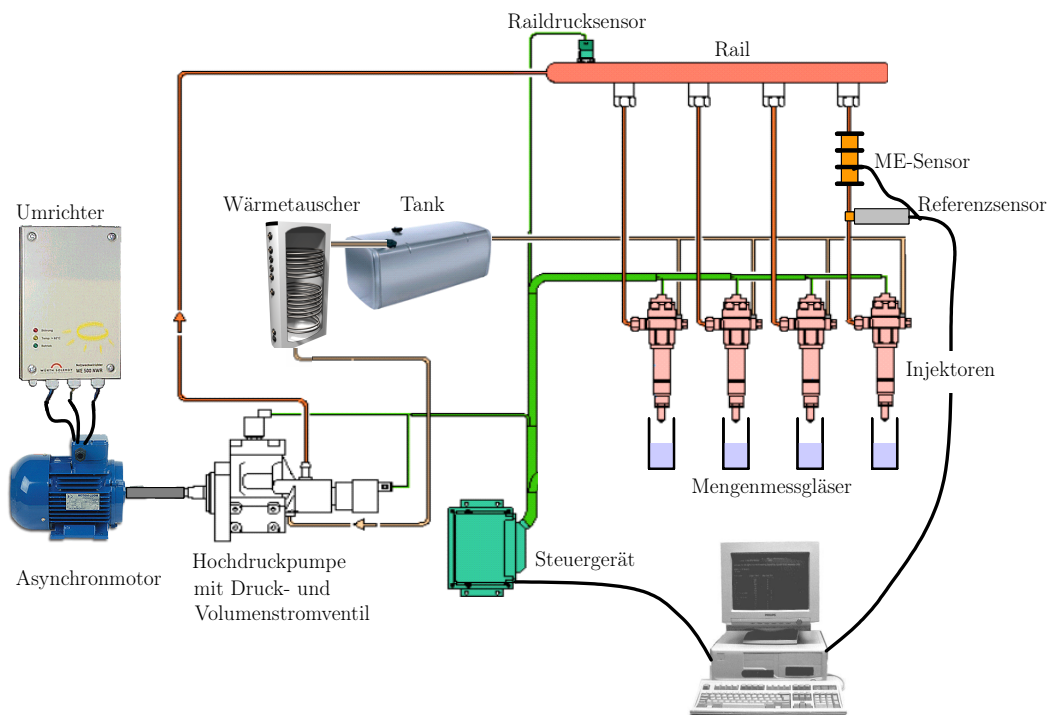
Durch die lokale Betrachtung der Signale muss keine Dämpfung der Schwingungen bestimmt werden, wodurch eine häufige Fehlerquelle der herkömmlichen Korrekturverfahren ausgeschlossen ist. Außerdem kann durch die messtechnische Bestimmung der momentanen Phase und Amplitude der Einfluss früherer Einspritzungen implizit mit berücksichtigt werden, was ein großer Vorteil gegenüber den herkömmlichen Verfahren ist, die in der Regel nur die jeweils letzte Einspritzung betrachten. Durch die direkte Bestimmung der Frequenz kann der Einfluss von Kraftstofftemperatur und -sorte berücksichtigt werden, was vor allem bei Einspritzungen mit großem Abstand zueinander genauigkeitsverbessernd wirkt. Eine quantitative Bewertung der Verbesserung der Einspritzmengenkorrektur gegenüber herkömmlichen Verfahren und eine Untersuchung der daraus resultierenden Auswirkungen auf die Emissionen muss noch erfolgen.

Zusammenfassend betrachtet bietet der magnetoelastische Drucksensor eine nicht-invasive und im Vergleich zu herkömmlichen Drucksensoren kostengünstige Alternative zur Messung der durch die Einspritzungen ausgelösten Druckwellen. Dadurch sind direkte Informationen über die Zustände des hydraulischen Systems zugänglich, die mit vertretbarem Rechenaufwand ausgewertet werden können. Parameterunsicherheiten wie bei herkömmlichen, kennfeldbasierten Verfahren entfallen durch die direkte Messung weitgehend. Basierend auf diesen Online-Messungen kann die resultierende Mengenabweichung bestimmt werden. Daraus wird die Verkürzung oder Verlängerung der Ansteuerdauer des Injektors zur Korrektur der Mengenschwankung berechnet. Auf diese Weise wird ein Beitrag zur Verbesserung der Mengengenauigkeit von Common-Rail-Einspritzsystemen geleistet, der sich positiv auf Verbrauch, Laufruhe und Emissionen moderner Dieselmotoren auswirkt.



# A Common-Rail-Einspritzprüfstand

Zur Entwicklung des magnetoelastischen Drucksensors wurde im Rahmen dieser Arbeit am Institut für Industrielle Informationstechnik ein Common-Rail-Einspritzprüfstand mit vier Injektoren aufgebaut. Er ist schematisch in Bild A.1 und als Fotografie in Bild A.2 dargestellt.



**Bild A.1:** Schematische Darstellung des Einspritzprüfstands

Die direkt zum Einspritzsystem gehörenden Teile, also die Hochdruckpumpe mit Druckregel- und Volumenstromventil, das Common Rail mit dem Raildrucksensor, die Injektoren, das Steuergerät und die Hochdruckleitungen stammen aus der Serienfertigung und wurden von der Firma Siemens VDO Automotive zu Verfügung gestellt. Als Antrieb für die Hochdruckpumpe dient ein über einen Umrichter angesteuerter 15-kW-Asynchronmotor. Die aus den Injektordüsen austretenden Kraftstoffmengen und die Leckagemengen der einzelnen Injektoren können wahlweise direkt in den Tank zurück oder in Reagenzgläser geleitet werden, die eine grobe integrale, d.h. über mehrere Einspritzungen gemittelte, Mengenmessung ermöglichen. Die hochaufgelöste Messung einzelner Einspritzmengen ist damit



(a) Prüfstand



(b) Injektoren mit ME-Sensoren

**Bild A.2:** Foto des Einspritzprüfstands

nicht möglich. Hierzu wird häufig ein auf dem in [12] vorgestellten *Einspritzmengenindikator* basierendes Messprinzip verwendet, das am Institutsprüfstand nicht verfügbar ist. Die in Kapitel 5 analysierten Mengenmessungen wurden daher an Systemprüfständen der Firma Siemens VDO Automotive AG durchgeführt.

Die für die Temperaturmessungen erforderliche Erwärmung des Kraftstoffs erfolgt durch einen Wärmetauscher. Der Kraftstoff wird in einer langen Wendel durch ein Wasserbad geleitet, das durch einen Tauchsieder erhitzt werden kann. Über einen Zweipunktregler kann die Temperatur des Wasserbades vorgegeben werden.

Die Ansteuerung der Injektoren und die Regelung des Raildrucks wird vom Motorsteuergerät übernommen. Um die gewünschten Einspritzmuster zu erzeugen, kann das Steuergerät mit Hilfe der Applikationssoftware SAM 2000 parametrierbar werden.

Die Messsignale werden von einer in einem PC eingebauten A/D-Wandlerkarte aufgezeichnet, die eine gleichzeitige Messung mehrerer Signale ermöglicht. Typischerweise wurden die Spannung an einem Injektor, das Signal des magnetoelastischen Sensors sowie Druck- und Temperatursignale des Referenzsensors aufgezeichnet.

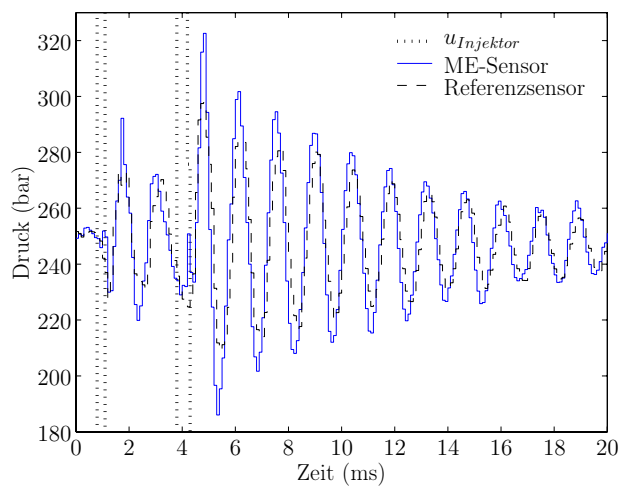
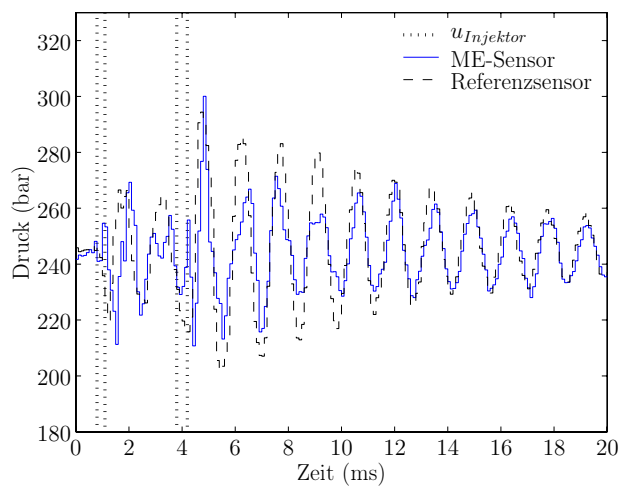
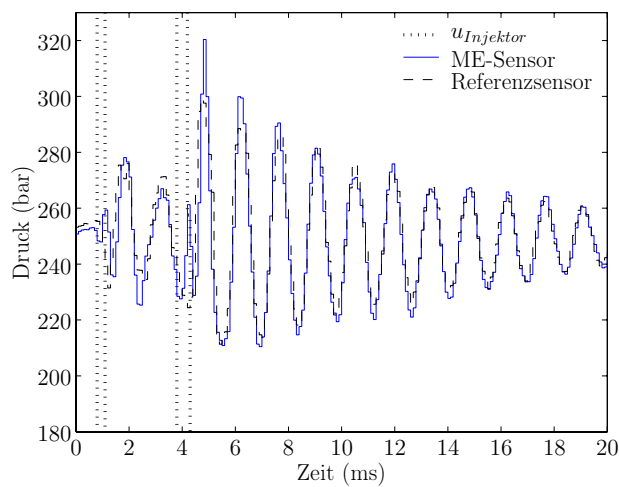
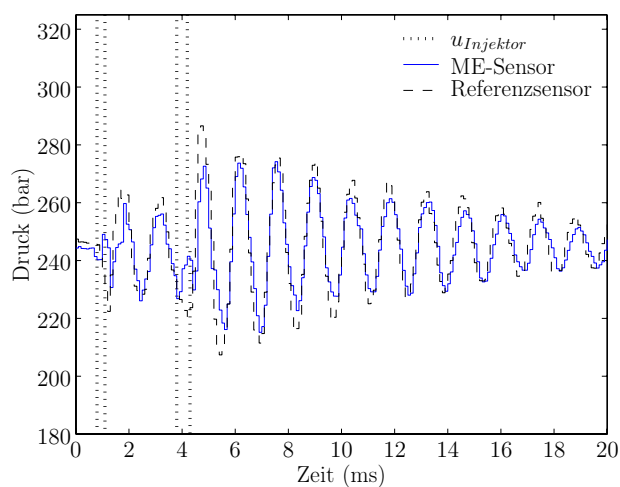
## B Messergebnisse der übrigen Leitungen

In Kapitel 3 wurden aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die Messergebnisse jeweils einer gebogenen und einer geraden Leitung dargestellt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden unter anderem jedoch noch jeweils vier weitere gebogene und gerade Leitungen untersucht. Deren Messergebnisse werden im Folgenden abgebildet.

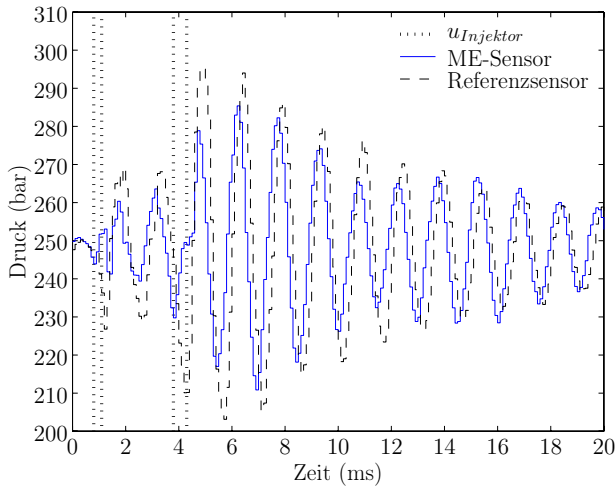
### B.1 Zeitbereich

Zur Unterscheidung wurden die zehn Leitungen entsprechend Abschnitt 3.2 nummeriert. Auf Leitung 3 und Leitung 8 wurde bereits in Kapitel 3 ausführlich eingegangen, so dass hier die Ergebnisse bei gleichen Arbeitspunkten der Leitungen 1, 2, 4 und 5 bzw. 6, 7, 9 und 10 gezeigt werden.

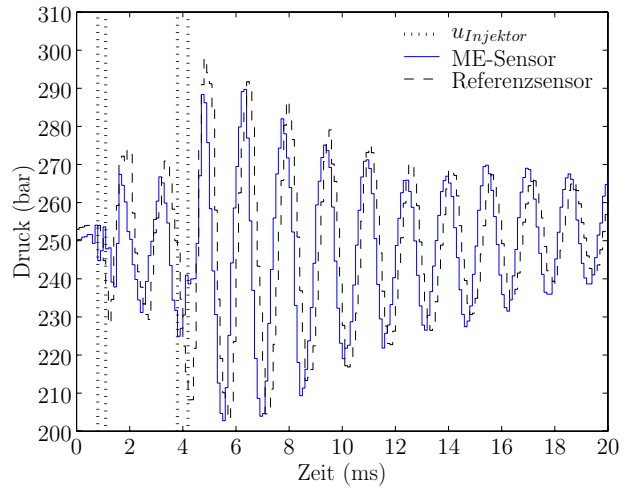
Die Leitungen zeigen prinzipiell das gleiche Verhalten wie in Abschnitt 3.3 diskutiert. Sie unterscheiden sich in der Höhe der Signalamplituden, was besonders bei niedrigen Drücken (siehe Bild B.1 und Bild B.2) auffällt. Bei mittlerem Druck (siehe Bild B.3 und Bild B.4) schwinden der Störeinfluss der Injektorspannung und die Phasenverschiebung bei den gebogenen Leitungen. Bei hohem Druck zeigen alle Leitungen gute Übereinstimmung der ME-Sensorsignale mit den Signalen des Referenzsensors (siehe Bild B.5 und Bild B.6), die Unterschiede in den Signalamplituden sind gering.

(a) Leitung 1.  $e_{rel,max} = 15,0\%$ (b) Leitung 2.  $e_{rel,max} = 18,5\%$ (c) Leitung 4.  $e_{rel,max} = 16,4\%$ (d) Leitung 5.  $e_{rel,max} = 11,0\%$ 

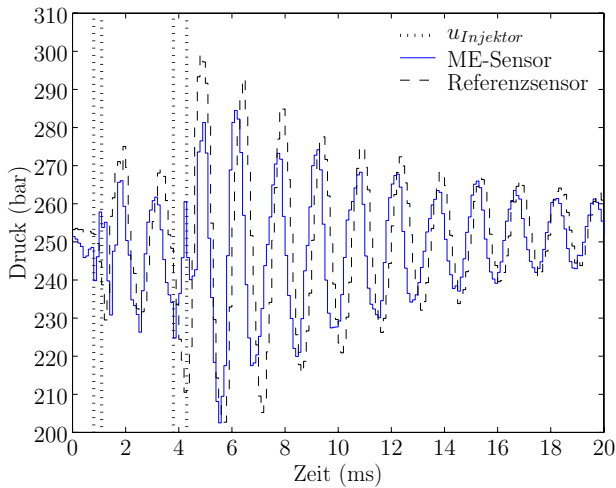
**Bild B.1:** Druckverlauf der geraden Leitungen bei 250 bar,  $m_1 = 1$  mg,  $m_2 = 3$  mg und  $t_{sep} = 3$  ms



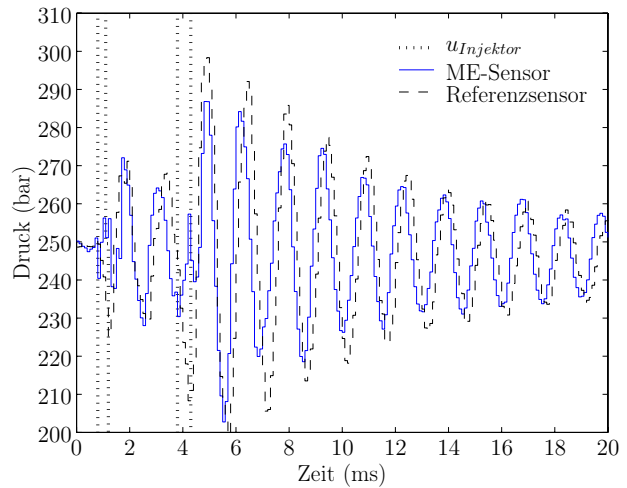
(a) Leitung 6.  $e_{rel,max} = 19,0\%$



(b) Leitung 7.  $e_{rel,max} = 17,7\%$



(c) Leitung 9.  $e_{rel,max} = 23,8\%$



(d) Leitung 10.  $e_{rel,max} = 23,2\%$

**Bild B.2:** Druckverlauf der gebogenen Leitungen bei 250 bar,  $m_1 = 1$  mg,  $m_2 = 3$  mg und  $t_{sep} = 3$  ms

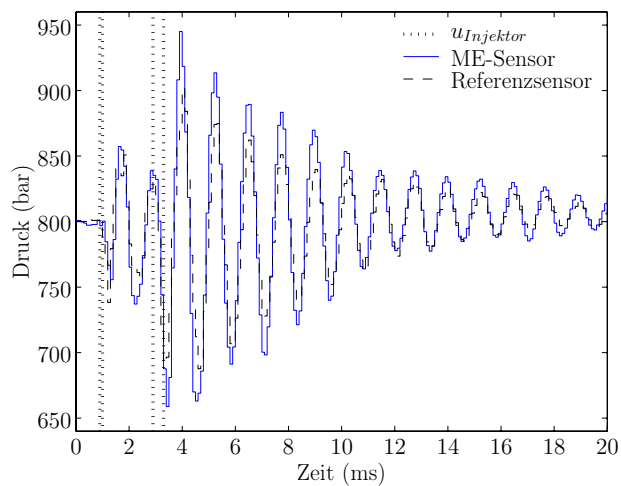
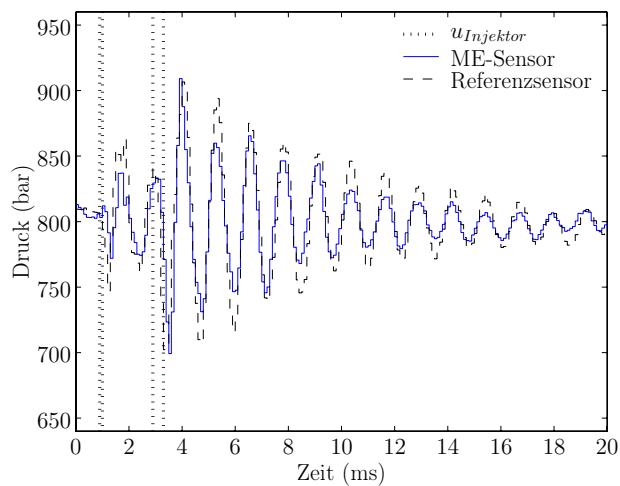
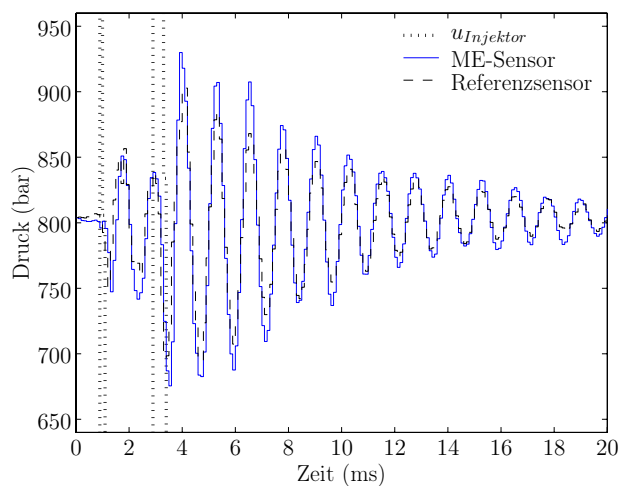
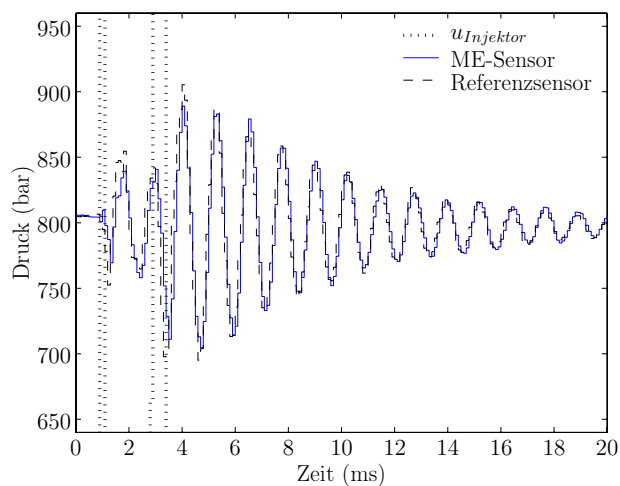
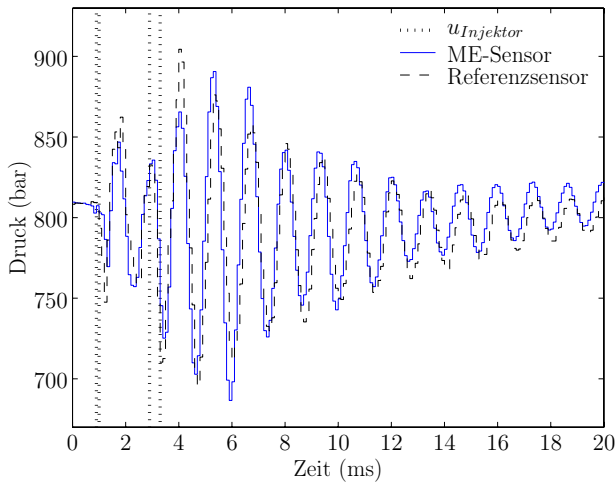
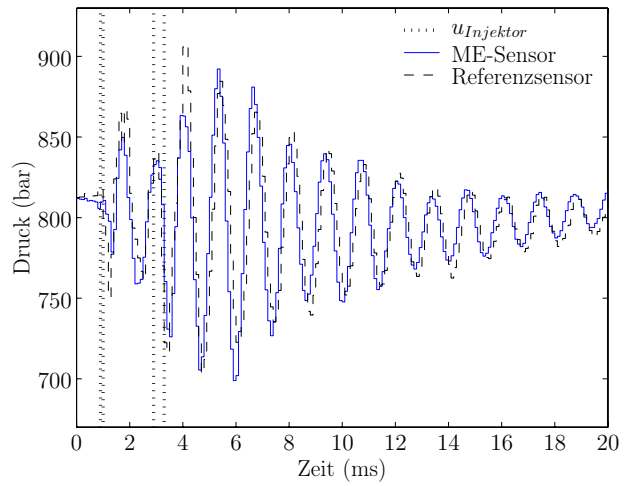
(a) Leitung 1.  $e_{rel,max} = 9,2\%$ (b) Leitung 2.  $e_{rel,max} = 9,8\%$ (c) Leitung 4.  $e_{rel,max} = 9,7\%$ (d) Leitung 5.  $e_{rel,max} = 7,9\%$ 

Bild B.3: Druckverlauf der geraden Leitungen bei 800 bar,  $m_1 = 1$  mg,  $m_2 = 14$  mg und  $t_{sep} = 2$  ms

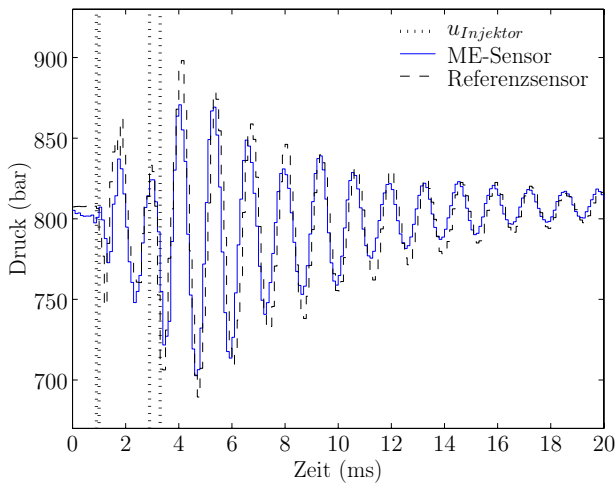




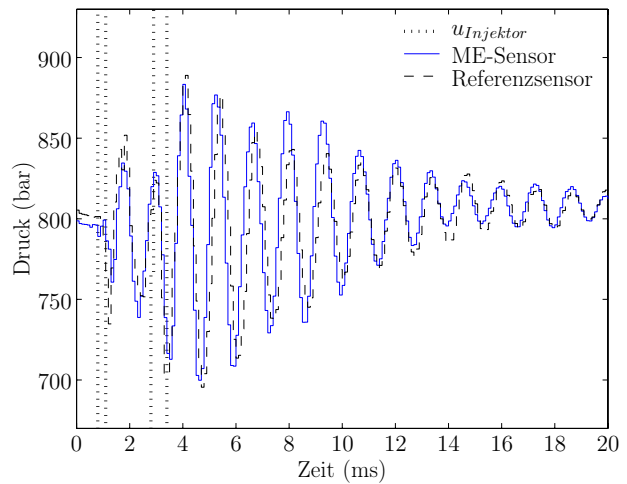
(a) Leitung 6.  $e_{rel,max} = 7,2\%$



(b) Leitung 7.  $e_{rel,max} = 7,6\%$



(c) Leitung 9.  $e_{rel,max} = 6,8\%$



(d) Leitung 10.  $e_{rel,max} = 9,5\%$

**Bild B.4:** Druckverlauf der gebogenen Leitungen bei 800 bar,  $m_1 = 1$  mg,  $m_2 = 14$  mg und  $t_{sep} = 2$  ms

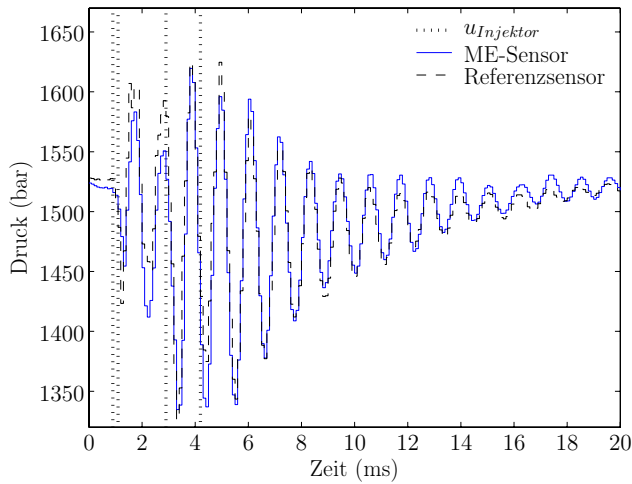
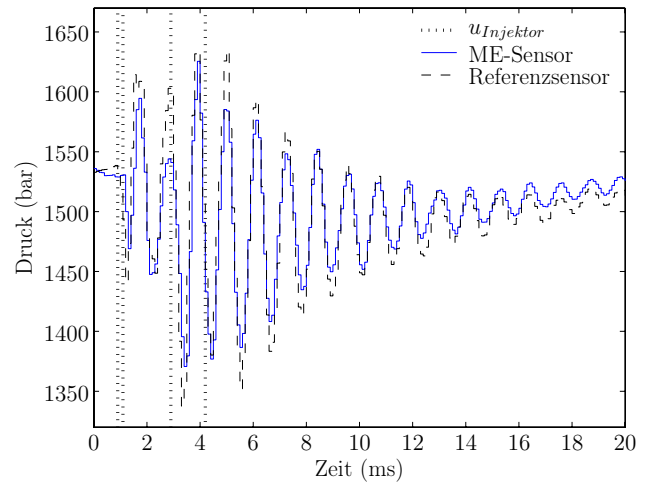
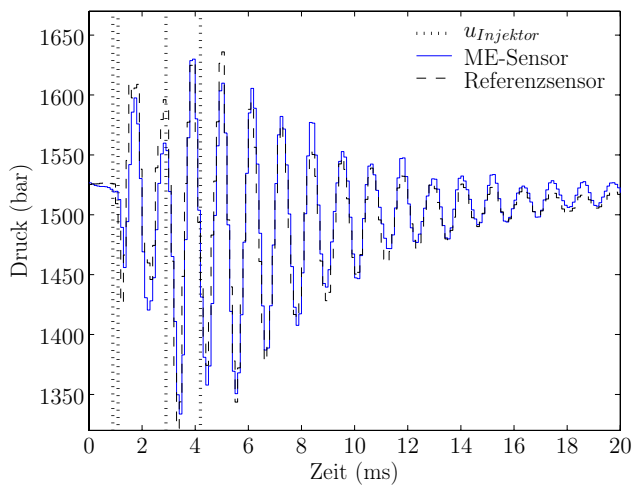
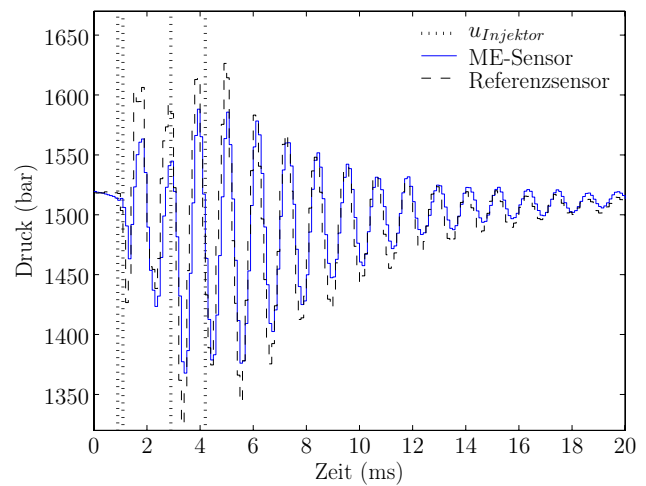
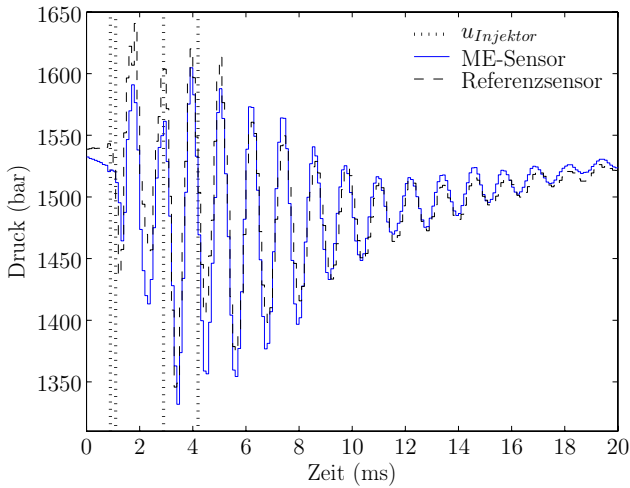
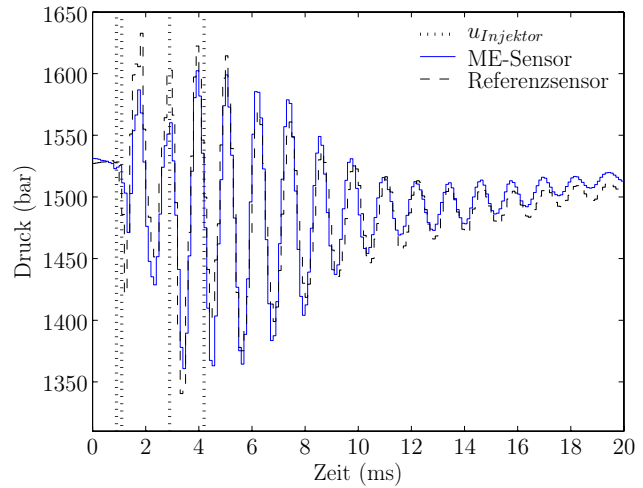
(a) Leitung 1.  $e_{rel,max} = 4,8\%$ (b) Leitung 2.  $e_{rel,max} = 4,8\%$ (c) Leitung 4.  $e_{rel,max} = 4,5\%$ (d) Leitung 5.  $e_{rel,max} = 5,2\%$ 

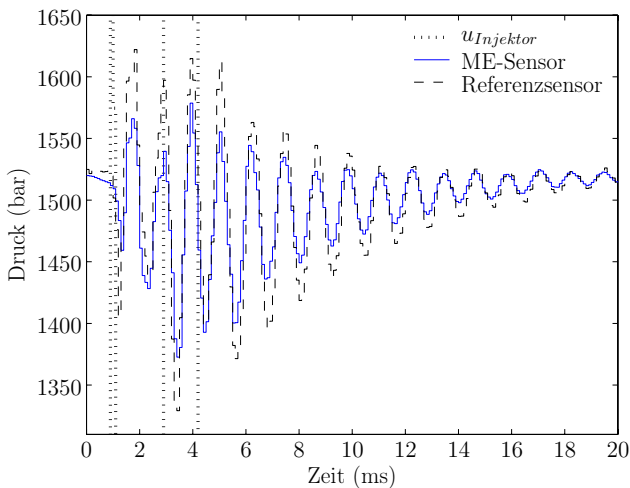
Bild B.5: Druckverlauf der geraden Leitungen bei 1500 bar,  $m_1 = 1,5$  mg,  $m_2 = 39$  mg und  $t_{sep} = 2$  ms



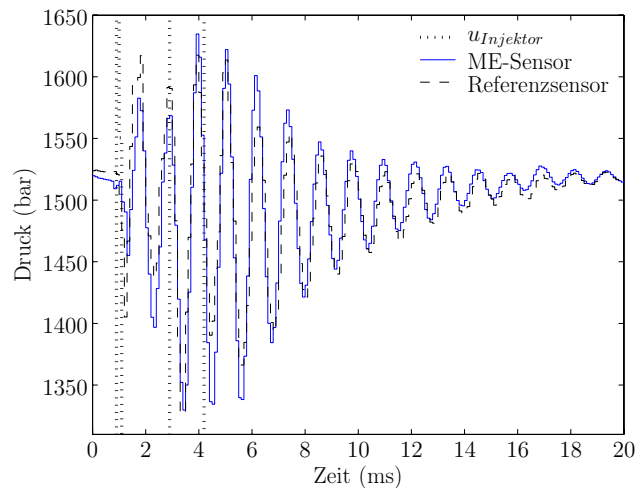
(a) Leitung 6.  $e_{rel,max} = 4,2\%$



(b) Leitung 7.  $e_{rel,max} = 5,7\%$



(c) Leitung 9.  $e_{rel,max} = 6,8\%$



(d) Leitung 10.  $e_{rel,max} = 6,1\%$

**Bild B.6:** Druckverlauf der gebogenen Leitungen bei 1500 bar,  $m_1 = 1,5$  mg,  $m_2 = 39$  mg und  $t_{sep} = 2$  ms

## B.2 Frequenzbereich

In Abschnitt 3.4 wurden die relativen Fehler zwischen ME-Sensor und Referenzsensor bei der Bestimmung der Schwingfrequenz für die Einfacheinspritzung bei gebogenen Leitungen angegeben. Die gleiche Auswertung wird in Tabelle B.1 für die geraden Leitungen durchgeführt. Dabei sind keine systematischen Abweichungen zu den Ergebnissen der geraden Leitung in Tabelle 3.2 feststellbar.

Druck	Leitung 1	Leitung 2	Leitung 3	Leitung 4	Leitung 5	MW A
250 bar	0.2%	0.3%	0.2%	0.1%	0.3%	0.2%
400 bar	0.2%	0.9%	0.4%	0.3%	0.2%	0.4%
600 bar	0.3%	0.5%	0.6%	0.6%	0.3%	0.4%
800 bar	0.4%	0.7%	0.6%	0.4%	0.2%	0.5%
1000 bar	0.0%	0.7%	0.1%	0.1%	0.2%	0.2%
1300 bar	0.6%	0.5%	0.4%	0.5%	0.4%	0.5%
1500 bar	0.1%	0.1%	0.3%	0.3%	0.1%	0.2%
MW B	0.3%	0.5%	0.4%	0.3%	0.3%	

**Tabelle B.1:** Relative Abweichung der Maxima im Spektrum, Einfacheinspritzungen bei geraden Leitungen ohne kritische Arbeitspunkte

Die gleiche Auswertung wird auch für die Zweifacheinspritzungen durchgeführt. Dabei bestehen die Messsignale aus zwei Druckschwingungen, die durch die zweite Einspritzung voneinander separiert sind. Da die Frequenz eine Funktion des Drucks sowie der Kraftstofftemperatur und -sorte ist, jedoch keine Funktion der Injektorbestromungsdauer, kann davon ausgegangen werden, dass die Frequenz der beiden Druckschwingungen sich nicht unterscheidet. Die Fouriertransformation des Zeitsignals wird deshalb über die gesamte Signallänge durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle B.2 für die geraden Leitungen und in Tabelle B.3 für die gebogenen Leitungen angegeben. Die Werte des relativen Fehlers bewegen sich im gleichen Bereich wie bei den Einfacheinspritzungen, systematische Unterschiede zwischen den geraden und den gebogenen Leitungen sind auch hier nicht feststellbar.

Druck	Leitung 1	Leitung 2	Leitung 3	Leitung 4	Leitung 5	MW A
250 bar	0,5%	0,6%	0,2%	0,1%	0,6%	0,4%
400 bar	0,4%	0,7%	0,5%	0,3%	0,2%	0,4%
600 bar	0,4%	0,7%	0,6%	0,5%	0,3%	0,5%
800 bar	0,2%	0,8%	0,2%	0,2%	0,1%	0,3%
1000 bar	0,3%	0,3%	0,1%	0,1%	0,1%	0,2%
1300 bar	0,3%	0,2%	0,4%	0,5%	0,1%	0,3%
1500 bar	0,2%	0,1%	0,2%	0,1%	0,1%	0,1%
MW B	0,3%	0,5%	0,3%	0,3%	0,2%	

**Tabelle B.2:** Relative Abweichung der Maxima im Spektrum, Zweifacheinspritzungen bei geraden Leitungen ohne kritische Arbeitspunkte

	Leitung 6	Leitung 7	Leitung 8	Leitung 9	Leitung 10	MW A
250 bar	0,3%	0,3%	0,4%	0,3%	0,7%	0,4%
400 bar	0,6%	0,6%	0,5%	0,6%	0,3%	0,5%
600 bar	0,2%	0,2%	0,8%	0,8%	0,5%	0,5%
800 bar	0,3%	0,4%	0,5%	0,5%	0,1%	0,4%
1000 bar	0,2%	0,1%	0,7%	0,7%	0,3%	0,4%
1300 bar	0,6%	0,6%	0,8%	0,8%	0,7%	0,7%
1500 bar	0,5%	0,6%	0,8%	0,4%	0,7%	0,6%
MW B	0,4%	0,4%	0,6%	0,6%	0,5%	

**Tabelle B.3:** Relative Abweichung der Maxima im Spektrum, Zweifacheinspritzungen bei gebogenen Leitungen ohne kritische Arbeitspunkte

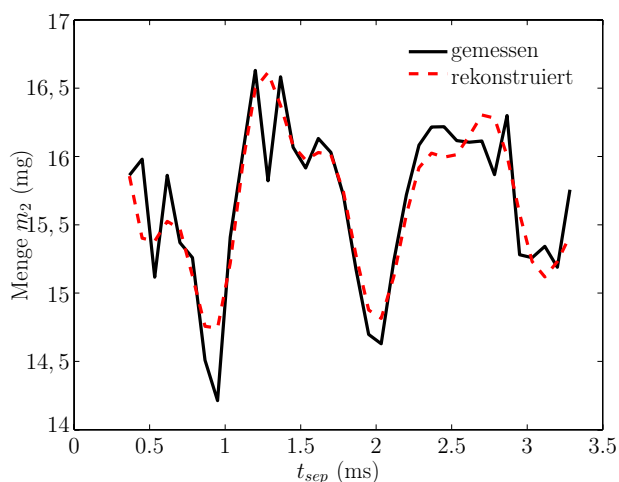


## C Weitere Ergebnisse der Mengenrekonstruktion

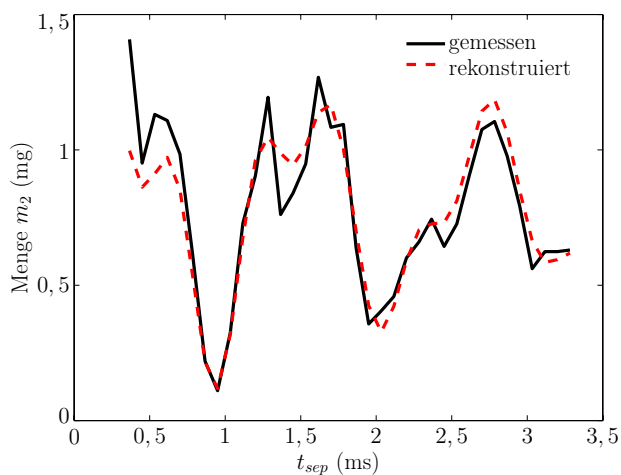
Als Ergänzung zu den in Abschnitt 5.4.5 diskutierten Ergebnissen der Mengenrekonstruktion bei 1800 bar sind hier Fehler bei 200 und 800 bar Raildruck angegeben<sup>1</sup>. Den maximalen relativen Fehler zeigt Bild C.2, den quadratischen Fehler zeigt Bild C.3.

Außerdem sind in Bild C.1 zwei Mengenrekonstruktionen bei 200 bar Raildruck abgebildet. Obwohl der absolute Fehler in Bild C.1a teilweise sogar größer ist als in Bild C.1b, ist der maximale relative Fehler aufgrund des höheren Bezugswerts kleiner. Der quadratische Fehler dagegen ist in Bild C.1b geringer und gibt somit die Rekonstruktionsgüte besser wieder.

<sup>1</sup>Bei 1200 bar liegen nur wenige Messpunkte vor, die keine Auffälligkeiten zeigen, so dass auf ihre Darstellung verzichtet wird.

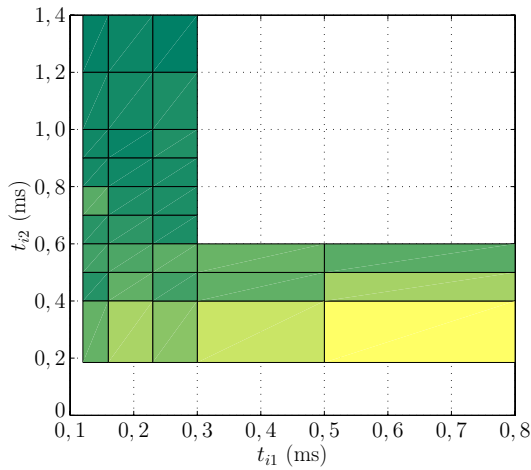


(a) Arbeitspunkt mit kleinem Fehler.  $t_{i1} = 300 \mu\text{s}$ ,  $t_{i2} = 1200 \mu\text{s}$ , max. rel. Fehler=5,1 %, quadr. Fehler=0,19.

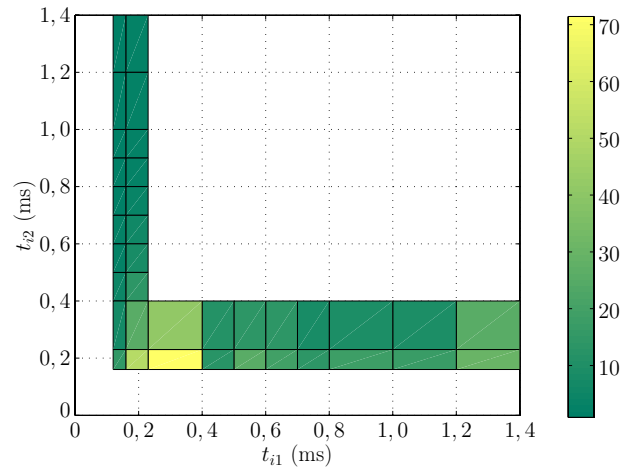


(b) Arbeitspunkt mit großem Fehler.  $t_{i1} = 300 \mu\text{s}$ ,  $t_{i2} = 194 \mu\text{s}$ , max. rel. Fehler=52 %, quadr. Fehler=0,08.

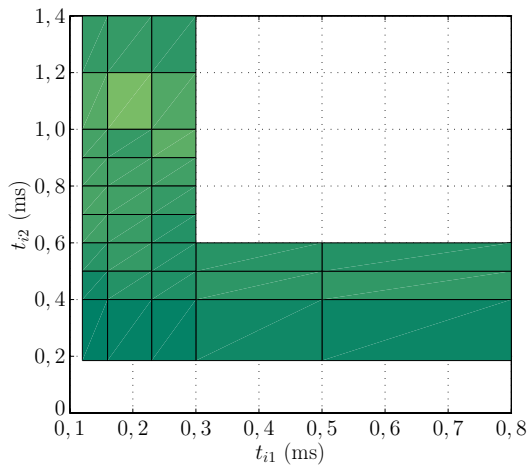
**Bild C.1:** Vergleich von gemessenen und rekonstruierten Mengenschwankungen bei 200 bar Raildruck



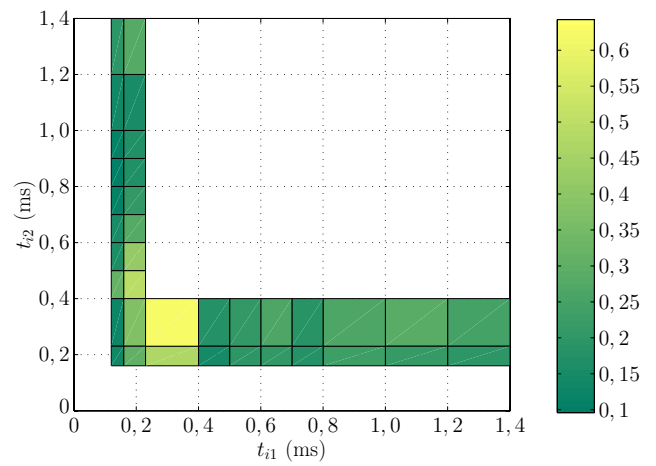
(a) Maximaler relativer Fehler bei 200 bar Raildruck



(b) Maximaler relativer Fehler bei 800 bar Raildruck

**Bild C.2:** Maximaler relativer Fehler der Mengenrekonstruktion (%)

(a) Quadratischer Fehler bei 200 bar Raildruck



(b) Quadratischer Fehler bei 800 bar Raildruck

**Bild C.3:** Quadratischer Fehler der Mengenrekonstruktion



## D Nomenklatur

### D.1 Konstanten

Magnetische Feldkonstante  $\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \text{Vs/Am}$

### D.2 Abkürzungen, Indizes und Schreibweisen

ASIC	Application Specific Integrated Circuit (Kundenspezif. Integr. Schaltkreis)
DGL	Differentialgleichung
DSP	Digitaler Signalprozessor
FFT	Fast Fourier Transformation (Schnelle Fouriertransformation)
ME-Sensor	Magnetoelastischer Sensor
$A$	Punkt $A$ im Rohr bzw. in der Weg-Zeit-Ebene betreffend
$B$	Punkt $B$ im Rohr bzw. in der Weg-Zeit-Ebene betreffend
$D$	Parameter des Druckverlaufs
$M$	Parameter der Mengenabweichung
0	Einspritzung 0 betreffend
1	Einspritzung 1 betreffend
2	Einspritzung 2 betreffend
$\hat{X}$	Spitzenwert einer elektrischen Größe $x$
$\underline{x}$	Vektor
$\underline{X}$	Matrix

### D.3 Variablen

Symbol	Einheit	Physikalische Größe
$A$		Amplitude
$A$	$\text{m}^2$	Querschnittsfläche
$A_v$	$\text{m}^2$	variable Querschnittsfläche
$B$	T	magnetische Flussdichte, magnetische Induktion
$B_s$	T	Sättigungsinduktion
$B_r$	T	Remanenzflussdichte
$b$	s/mg	Steigung im Injektorkennfeld
$C$	F	Kapazität
$c$	m/s	Schallgeschwindigkeit
$c$	kg/s <sup>2</sup>	Federkonstante

$D$		Dämpfungsmatrix
$D_i$	m	Innendurchmesser eines Rohres
$D_a$	m	Außendurchmesser eines Rohres
$d$	m	Durchmesser des Spulendrahtes
$E$	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$E_k$	J	Kristallanisotropieenergie
$E_u$	J	induzierte uniaxiale Anisotropieenergie
$E_s$	J	Spannungsanisotropieenergie
$E_h$	J	Energie des äußeren Magnetfeldes
$e_{f,rel}$	%	relativer Frequenzfehler
$e_{rel,max}$	%	maximaler relativer Fehler
$e_{quad}$		normierter quadratischer Fehler
$F$	N	Kraft
$F_A, F_B$		Reibungsverluste
$f$	Hz	Frequenz
$f_{korr}$		Korrekturfaktor der Frequenz bei Temperaturänderungen
$G$		Korrelation
$H$	A/m	magnetische Feldstärke
$H_c$	A/m	Koerzitivfeldstärke
$H_N$	A/m	entmagnetisierendes Feld
$H_a$	A/m	äußeres Feld
$H_i$	A/m	inneres Feld
$I$	A	Strom
$I_{VM}$	A	Vormagnetisierungsstrom
$J$	T	magnetische Polarisierung
$K$		Steifigkeitsmatrix
$K_u$		Anisotropiekonstante
$k$		Proportionalitätsfaktor
$L$	H	Induktivität
$l$	m	Länge
$l_0$	m	Länge einer unmagnetisierten Werkstoffprobe
$l_1$	m	Länge einer Werkstoffprobe bei magnetischer Sättigung
$l_M$	m	Länge einer Spule
$M$		Massenmatrix
$M$	A/m	Magnetisierung
$m$	kg	Masse
$n$		Windungszahl
$N$		Entmagnetisierungsfaktor
$N$	U/min	Motordrehzahl
$N$		Anzahl Datenpunkte
$p$	bar	Druck
$p_{ME}$	bar	mit dem ME-Sensor gemessener Druck
$p_{Ref}$	bar	mit dem Referenzsensor gemessener Druck
$p_{Rail}$	bar	Raildruck
$p_0$	bar	Mitteldruck
$Q$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
$q$		Koordinaten eines mechanischen Schwingungssystems

$R$	$\Omega$	Widerstand
$R_M$	$\Omega$	Messwiderstand
$R_v$	$\Omega$	Vorwiderstand
$R_L$	$\Omega$	Lastwiderstand
$r$		Radialkoordinate im Zylinderkoordinatensystem
$r$	m	Radius
$r_a$	m	Außenradius eines Rohres
$r_i$	m	Innenradius eines Rohres
$T$	s	Zeitkonstante eines PT <sub>1</sub> -Gliedes
$T$	°C	Temperatur
$T_u$	°C	Mindesttemperatur
$T_o$	°C	Höchsttemperatur
$t$	s	Zeit
$t_i$	s	Ansteuerdauer des Injektors
$t_{sep}$	°KW, s	Separationswinkel
$t_{korr}$	s	Korrekturzeit
$t_{nom}$	s	nominale Ansteuerdauer
$t_{neu}$	s	neue Ansteuerdauer
$u_A, u_{ind}$	V	Induzierte Spannung
$U$	V	Spannung
$V$		Amplitudenverhältnis zweier Schwingungen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$v$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$W$		Gewichtsfunktion
$w$		Ansatzfunktion
$x$	m	Nadelposition
$x$		Magnetisierungsvektor
$z$		Längskoordinate im Zylinderkoordinatensystem
$\alpha_k$		Kontraktionsziffer einer Drossel
$\gamma$	°	Winkel zwischen Magnetisierungsvektor und dessen Projektion in die senkrechte Schnittebene eines Rohres
$\gamma$		Dämpfung
$\Delta f$	Hz	Frequenzauflösung
$\Delta l$	m	Längenänderung eines Materials durch Magnetisierung
$\Delta p$	bar	Druckdifferenz
$\Delta \varphi$	°	Phasendifferenz zweier Schwingungen
$\epsilon$		Dehnung
$\eta$	Pa s	dynamische Viskosität
$\theta$	°	Winkel zwischen Magnetisierungsvektor und mechan. Spannung
$\lambda_s$		Sättigungsmagnetostriktion
$\mu_r$		relative magnetische Permeabilität
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma$	N/m <sup>2</sup>	Mechanische Spannung
$\sigma_r$	N/m <sup>2</sup>	Radiale Spannung

$\sigma_t$	N/m <sup>2</sup>	Tangentiale Spannung
$\tau$		Wandschubspannung
$\Phi$	Wb	magnetischer Fluss
$\phi$	°	Winkel zwischen $\gamma$ und der radialen Richtung der Druckkraft
$\varphi$	°	Phase
$\varphi$		Tangentialkoordinate im Zylinderkoordinatensystem
$\psi$		Korrelator
$\omega$	1/s	Kreisfrequenz

## Literaturverzeichnis

- [1] BADER, H.: *Operationsverstärker: Grundlagen und Anwendungen*. Elektra Verlag, 1985.
- [2] BAIER, A.: *Digitale signalangepasste Filter und Korrelatoren zur Detektion von Bandpaßsignalen*. VDI-Verlag, 1987.
- [3] BARANOWSKI, D., M. C. P. BRUNELLI, C. TAUDT und E. ZANDER: *Theoretische und experimentelle Methoden der hydraulischen Auslegung von Common-Rail-Systemen*. In: TSCHÖKE, H. und B. LEYH (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. 2, S. 36–57. expert-Verlag, 2003.
- [4] BARANOWSKI, D., W. KLÜGL und D. SCHÖPPE: *Simulation and design optimization of a common rail Piezo injector for passenger car DI diesel engines*. In: *IMEchE Seminar Publication: Fuel Injection Systems*, S. 219–231, 1999.
- [5] BASSHUYSEN, R. v. und F. SCHÄFER: *Handbuch Verbrennungsmotor*. Vieweg, 2. Aufl., 2002.
- [6] BECKER, R. und W. DÖRING: *Ferromagnetismus*. Springer Verlag, 1939.
- [7] BOLL, R.: *Weichmagnetische Werkstoffe*. Vacuumschmelze GmbH, Hanau, 1990.
- [8] BORCHSENIUS, F.: *Simulation ölhydraulischer Systeme*. VDI-Verlag, 2003.
- [9] BORCHSENIUS, F. und F. PFEIFFER: *Eiffiziente Verfahren zur Simulation hydraulischer Systeme*. In: *Hydraulische Leistungsübertragung*, VDI-Berichte 1592. VDI-Verlag, 2001.
- [10] BORGHI, M., M. MILANI und M. PIRACCINI: *Dynamic Analysis of Diesel Engine Common Rail Injection System. Part I: Injector Dynamics*. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, S. 7–16, New York, 2001.

- [11] BORGHI, M., M. MILANI und M. PIRACCINI: *Dynamic Analysis of Diesel Engine Common Rail Injection System. Part II: Four-Cylinder Injection System*. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, S. 17–24, New York, 2001.
- [12] BOSCH, W.: *Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen*. *Motor-technische Zeitschrift (MTZ)*, 25(7):268–282, 1964.
- [13] BOZORTH, R. M.: *Ferromagnetism*. D. van Nostrand Company, 1951.
- [14] BRONSTEIN, I. und K. A. SEMENDJAJEW: *Taschenbuch der Mathematik*. Verlag Harry Deutsch, Frankfurt und Zürich, 4. Aufl., 1964.
- [15] BRUNELLI, M. C. P.: *Two-Dimensional Pipe Model for Laminar Flow*. *Journal of Fluids Engineering*, 127:431–437, Mai 2005.
- [16] BÜTTNER, H.: *Zur Messung mechanischer Spannungen durch Ausnutzung des magnetoelastischen Effekts*. *Maschinenbautechnik*, 8(3):146–150, 1959.
- [17] BURROWS, J., S. GORETTI, A. RAMOND und G. TROY: *Glühkerzenintegrierter piezokeramischer Brennraumdrucksensor für Dieselmotoren*. *Motor-technische Zeitschrift (MTZ)*, 66(11):908–910, 2005.
- [18] CHIAVOLA, O. und P. GIULIANELLI: *Modelling and Simulation of Common Rail Systems*. In: *SAE World Congress*, SAE Paper 2001-01-3183, Detroit, 2001.
- [19] CROWE, C. T., D. F. ELGER und J. A. ROBERSON: *Engineering Fluid Mechanics*. Wiley, 7. Aufl., 2001.
- [20] CULLITY, B. D.: *Fundamentals of Magnetostriction*. *Journal of Metals*, 23:35–41, 1971.
- [21] CULLITY, B. D.: *Introduction to Magnetic Materials*. Addison-Wesley, 1972.
- [22] DAHLE, O.: *Der Pressduktor, ein elektrischer Kraftmessgeber für die Industrie*. *Die Elektrische Ausrüstung*, 5(2), 1964.
- [23] DAPINO, M. J., R. C. SMITH, F. T. CALKINS und A. B. FLATAU: *A Coupled Magnetomechanical Model for Magnetostrictive Transducers and*

- its Applications to Villari-Effect Sensors*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 13:737–747, 11 2002.
- [24] DOHLE, U., M. DÜRNHOLZ, S. KAMPMANN, J. HAMMER, C. HINRICHSEN, T. WINTRICH und M. KROPP: *Die 4. Generation Common Rail Dieseleinspritzung: Neue Ansätze zur Erfüllung höchster Kundenerwartung und gesetzlicher Anforderungen*. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. 3, S. 16–30. expert-Verlag, 2005.
- [25] EICHINGER, P.: *Untersuchung des Reibungsverhaltens bei instationären Strömungsvorgängen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1992.
- [26] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik*, Bd. 8. Hüthig-Verlag, Heidelberg, 1994.
- [27] FÜRHAPTER, A., W. F. PIOCK und G. K. FRAIDL: *Homogene Selbstzündung – Die praktische Umsetzung am transienten Vollmotor*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 65(2):94–101, 2004.
- [28] GÖLDNER, H. und F. HOLWEISSIG: *Leitfaden der technischen Mechanik*. Steinkopff Verlag, 10. Aufl., 1988.
- [29] GÖPEL, W., J. HESSE und J. ZEMEL (Hrsg.): *Sensors*, Bd. 5. VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim, 1989.
- [30] GROEN, O. DE und D. KOK: *Rechenprogramm zur Simulation von Hochdruckeinspritzsystemen für Nutzfahrzeuge*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 57(1):6–15, 1996.
- [31] GUZZELLA, L. und C. H. ONDER: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer-Verlag, Berlin, 2004.
- [32] HABERLAND, H., L. SCHULZE und H. TSCHÖKE: *Aspekte der Modellierung und Simulation von Diesel-Common-Rail-Einspritzsystemen*. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. 3, S. 119–144. expert-Verlag, 2005.
- [33] HABR, K.: *Gekoppelte Simulation hydraulischer Gesamtsysteme unter Einbeziehung von CFD*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2002.
- [34] HECKER, R.: *Anwendung des magnetoelastischen Effekts zur Messung von Dehnwellen in stabförmigen Körpern schlagender Maschinen*. Technisches Messen, 55(6):221–226, 1988.

- [35] HERING, E., R. MARTIN und M. STOHRER: *Physik für Ingenieure*. Springer-Verlag, 7. Aufl., 1999.
- [36] HEYWANG, W.: *Sensorik*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2. Aufl., 1986.
- [37] HSUE, C. und D. HULLENDER: *Modal Approximations for the Fluid Dynamics of Hydraulic and Pneumatic Transmission Lines*. In: *Fluid Transmission Line Dynamics*, S. 51–77, New York, 1983. American Society of Mechanical Engineers.
- [38] HUHTALA, K. und M. VILENIUS: *Study of a common rail fuel injection system*. In: *SAE World Congress*, SAE Paper 2001-01-3184, Detroit, 2001.
- [39] HULLENDER, D., R. WOODS und C. HSUE: *Time Domain Simulation of Fluid Transmission Lines Using Minimum Order State Variable Models*. In: *Fluid Transmission Line Dynamics*, S. 78–97, New York, 1983. American Society of Mechanical Engineers.
- [40] IMAGINE: *AMESim User Manual*.
- [41] IVERS-TIFFÉE, E. und W. v. MÜNCH: *Werkstoffe der Elektrotechnik*. Teubner Verlag, 9. Aufl., 2004.
- [42] JANOVSKY, W.: *Über die magnetoelastische Messung von Druck-, Zug- und Torsionskräften*. Zeitschrift für technische Physik, 11:466–472, 1933.
- [43] JELLINGHAUS, W.: *Magnetische Messungen an ferromagnetischen Stoffen*. De Gruyter Verlag, Berlin, 1952.
- [44] JOUKOWSKY, N.: *Über den hydraulischen Stoß in Wasserleitungsröhren*. Mémoires de l'Académie Impériale des Sciences de St.Petersbourg, Serie 8, 9(5), 1900.
- [45] JOULE, J. P.: *On a New Class of Magnetic Forces*. Ann. Electr. Magn. Chem., 8:219–224, 1842.
- [46] KABELITZ, H.: *Entwicklung und Optimierung magnetoelastischer Sensoren und Aktuatoren*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1994.
- [47] KAMMEYER, K. D. und K. KROSCHER: *Digitale Signalverarbeitung*. Teubner Verlag, Stuttgart, 4. Aufl., 1998.



- 
- [48] KIENCKE, U. und R. EGER: *Messtechnik*. Springer-Verlag, Berlin, 6. Aufl., 2005.
- [49] KIENCKE, U. und H. JÄKEL: *Signale und Systeme*. Oldenbourg Verlag, 3. Aufl., 2005.
- [50] KIENCKE, U. und L. NIELSEN: *Automotive Control Systems*. Springer-Verlag, Berlin, 2. Aufl., 2005.
- [51] KIRCHNER, H.: *Über den Einfluss von Zug, Druck und Torsion auf die Längsmagnetostraktion*. Annalen der Physik, 27:49–69, 1936.
- [52] KROLLER, M.: *Efficient Computation of a Mathematical Model for the Damping of Pressure Waves in Tubes of Circular Form*. Numerical Methods for Partial Differential Equations, 11:41–60, 1995.
- [53] LEE, E. W.: *Magnetostriction and magnetomechanical effects*. Reports on progress in physics, 18:184–229, 1955.
- [54] MAGER, A.: *Das Eindringen von Magnetfeldern in offene Abschirmzylinder*. Zeitschrift für angewandte Physik, 23:381–386, 1967.
- [55] MATTES, P., F. BOECKHING und S. KAMPMANN: *Piezo-Inline-Injektoren*. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. 3, S. 93–100. expert-Verlag, 2005.
- [56] MELCHER, K.: *Ein Reibungsmodell zur Berechnung von instationären Strömungen in Rohrleitungen an Brennkraftmaschinen*. Bosch Technische Berichte, 4(7):273–290, 1974.
- [57] METZ, N., W. STÜTZ, R. ZIMMER und S. MISSY: *Entwicklung der Abgasemissionen des Pkw-Verkehrs: Potenziale innermotorischer Maßnahmen*. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. 3, S. 1–15. expert-Verlag, 2005.
- [58] MEYER-SALFELD, S., J. STEGEMANN, T. RÖLLE und G. MERKER: *Twin-CR: Ein piezoaktuiertes Forschungs-Einspritzsystem mit Druckmodulation zur Einspritzverlaufsformung an Pkw-Dieselmotoren*. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. 3, S. 101–118. expert-Verlag, 2005.

- [59] MÄKINEN, J., R. PICHÉ und A. ELLMAN: *Fluid Transmission Line Modeling Using a Variational Method*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 122:153–162, März 2000.
- [60] MURRENHOF, H.: *Grundlagen der Fluidtechnik. Teil 1: Hydraulik*. Shaker Verlag, 2005.
- [61] NELLES, O.: *Nonlinear System Identification*. Springer-Verlag, 2001.
- [62] NITZSCHE, K. und H.-J. ULLRICH (Hrsg.): *Funktionswerkstoffe der Elektrotechnik und Elektronik*. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, Stuttgart, 2. Aufl., 1993.
- [63] NORM ISO 16750: *Straßenfahrzeuge; Umgebungsbedingungen und Prüfung von elektrischer und elektronischer Ausrüstung*, 1 2003.
- [64] NORM ISO 4113: *Straßenfahrzeuge; Prüföl für Diesel-Einspritzausrüstung*, 1988.
- [65] REDDY, J. und D. GARTLING: *The Finite Element Method in Heat Transfer and Fluid Dynamics*. CRC Press, 2. Aufl., 2001.
- [66] REDDY, J. N.: *Energy Principles and Variational Methods in Applied Mechanics*. John Wiley & Sons, 2. Aufl., 2002.
- [67] SCHAUMBURG, H.: *Werkstoffe*, Bd. 1 d. Reihe *Werkstoffe und Bauelemente der Elektrotechnik*. Teubner Verlag, Stuttgart, 1990.
- [68] SCHERNEWSKI, R.: *Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebssystemkomponenten im Kraftfahrzeug*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1999.
- [69] SCHUCKERT, M., L. SCHULZE und H. TSCHÖKE: *Zur Auslegung von Common-Rail-Diesel-Einspritzsystemen*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 59(12):800–806, 1998.
- [70] SCHULZ, R.-K.: *Nutzung des magnetoelastischen Effekts zur Bestimmung mechanischer Spannungszustände in ferromagnetischen Werkstoffen*. Der Andere Verlag, Osnabrück, 2003.
- [71] SEEKIRCHER, J.: *Magnetoelastische Kraftsensoren mit amorphen Metallen*. VDI-Fortschrittsberichte Reihe 8 Nr. 266, VDI-Verlag, 1991.

- [72] SPURK, J. H.: *Strömungslehre*. Springer-Verlag, 4., neubearb. Aufl., 1996.
- [73] STAN, C.: *Aspekte der zukünftigen Konvergenz von Otto- und Dieselmotoren*. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 65(6):494–503, 2004.
- [74] THEISSEN, H.: *Die Berücksichtigung instationärer Rohrströmung bei der Simulation hydraulischer Anlagen*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1983.
- [75] TORKZADEH, D.: *Echtzeitsimulation der Verbrennung und modellbasierte Reglersynthese am Common-Rail-Dieselmotor*. Logos Verlag, 2003.
- [76] TRIKHA, A. K.: *An Efficient Method for Simulating Frequency-Dependent Friction in Transient Liquid Flow*. Journal of Fluids Engineering, 97:97–105, 1975.
- [77] TRUCKENBRODT, E.: *Fluidmechanik*, Bd. 1. Springer-Verlag, Berlin, 2. Aufl., 1980.
- [78] VARDY, A. und J. BROWN: *Efficient Approximation of Unsteady Friction Weighting Functions*. Journal of Hydraulic Engineering, 130:1097–1107, 2004.
- [79] VIERSMA, T. J.: *Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines*, Bd. 1 d. Reihe *Studies in Mechanical Engineering*. Elsevier, 1980.
- [80] VILLARI, E.: *Ueber die Aenderungen des magnetischen Moments, welche der Zug und das Hindurchleiten eines galvanischen Stroms in einem Stabe von Stahl oder Eisen hervorbringt*. Ann. Phys. Chem., 126:87–122, 1865.
- [81] WEBERBAUER, F., M. RAUSCHER, I. ORLANDINI, A. KULZER und C. KNOPP: *Weiterentwicklung und thermodynamische Bewertung von Diesel-HCCI-Brennverfahren (Brennverfahren mit homogener Kompressionszündung)*. In: LEIPERTZ, A. (Hrsg.): *Motorische Verbrennung: aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (VII. Tagung)*, Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, S. 135–147, 2005.
- [82] WYLIE, E. B. und V. L. STREETER: *Fluid Transients in Systems*. Prentice Hall, 1993.
- [83] ZIELKE, W.: *Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow*. Journal of Basic Engineering, 90:109–115, 413–414, 1968.

## Patentanmeldungen

- [84] BAUMANN, J., D. GÖGER und T. SCHLEGL: *Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung des absoluten Drucks in durch Fluid durchströmten Rohren*. EP 1 657 537 A1, 2005.
- [85] BAUMANN, J., T. SCHLEGL und D. TORKZADEH: *Dämpfungseinrichtung und Dämpfungsverfahren zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen in einem Antriebsstrang*. EP 1 529 947 A1, 2004.
- [86] BAUMANN, J., T. SCHLEGL und D. TORKZADEH: *Dämpfungssystem mit einem LOLIMOT-Modell gegen Antriebsstrangschwingungen*. EP 1 529 946 A1, 2004.

## Eigene Veröffentlichungen

- [87] BAUMANN, J. und J. BARRHO: *A New Method for Measuring Pressure Oscillations in Fuel Injection Systems*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.): *Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 8, S. 15–26, Aachen, 2005. Shaker Verlag.
- [88] BAUMANN, J. und J. BARRHO: *Compensation of Fuel Mass Deviations in Common Rail Injection Systems with a Magneto-Elastic Pressure Sensor*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.): *Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 9, S. 1–14, Aachen, 2006. Shaker Verlag.
- [89] BAUMANN, J., D. GÖGER und U. KIENCKE: *A Magneto-Elastic Sensor for Measuring Pressure Oscillations in Common Rail Systems*. In: *16th IFAC World Congress*, Prague, 2005.
- [90] BAUMANN, J. und U. KIENCKE: *Modellbasierte prädiktive Regelung von Fahrzeuglängsschwingungen*. In: *VDE Kongress 2004 – Innovationen für Menschen*, Bd. 2, S. 275–280, Berlin, 2004. VDE Verlag.
- [91] BAUMANN, J., U. KIENCKE, T. SCHLEGL und W. ÖSTREICHER: *Practical Feasibility of Measuring Pressure Waves in Common Rail Injection Systems by Magneto-Elastic Sensors*. In: *SAE World Congress*, SAE Paper 2006-01-0891, Detroit, 2006.
- [92] BAUMANN, J. und O. ROOKS: *Model-Based Control of the Longitudinal Dynamics of a Passenger Car*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.):

- Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 7, S. 1–12, Aachen, 2004. Shaker Verlag.
- [93] BAUMANN, J. und A. SWARNAKAR: *Robust Controller Design for Damping of Vehicle Shuffle*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.): *Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 8, S. 1–14, Aachen, 2005. Shaker Verlag.
- [94] BAUMANN, J., A. SWARNAKAR, U. KIENCKE und T. SCHLEGL: *A Robust Controller Design for Anti-Jerking*. In: *SAE 2005 Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems*, SAE Paper 2005-01-0041, Detroit, 2006.
- [95] BAUMANN, J., D. TORKZADEH, U. KIENCKE und T. SCHLEGL: *Modellbasierte Parametrierung von Motorsteuerungsfunktionen im industriellen Entwicklungsprozess*. In: *Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - Autoreg 2004*, Bd. VDI-Berichte 1828, S. 205–215, Wiesloch, 2004. VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [96] BAUMANN, J., D. TORKZADEH, U. KIENCKE, T. SCHLEGL und W. ÖSTREICHER: *Integration Of A Common Rail Diesel Engine Model Into An Industrial Engine Software Development Process*. In: *SAE World Congress*, SAE Paper 2004-01-0900, Detroit, 2004.
- [97] BAUMANN, J., D. TORKZADEH, A. RAMSTEIN, U. KIENCKE und T. SCHLEGL: *Model-based predictive anti-jerk control*. *Control Engineering Practice*, 14:259–266, 2006.
- [98] MERZ, B., A. WALTER und J. BAUMANN: *Parameter Setting for a Real-Time C-Model of the Diesel-Combustion*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.): *Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 9, S. 15–22, Aachen, 2006. Shaker Verlag.
- [99] SCHLEGL, T. und J. BAUMANN: *Damping control of diesel drivetrain oscillations*. *IEEE Control Systems Magazine*, 24(3):19, 100, 2004.
- [100] TORKZADEH, D. und J. BAUMANN: *An Approach for Model-Based Anti-Jerk Control*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.): *Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 6, S. 43–54, Frankfurt, 2003. Dr. Hänsel-Hohenhausen Verlag der Deutschen Hochschulschriften.

- [101] TORKZADEH, D. und J. BAUMANN: *A Realtime Engine Model for Hard- and Software-in-the-loop Applications*. In: KIENCKE, U. und K. DOSTERT (Hrsg.): *Reports on Industrial Information Technology*, Bd. 6, S. 63–72, Frankfurt, 2003. Dr. Hänsel-Hohenhausen Verlag der Deutschen Hochschulschriften.
- [102] TORKZADEH, D., J. BAUMANN und U. KIENCKE: *A Neuro Fuzzy Approach for Anti-Jerk Control*. In: *SAE World Congress*, SAE Paper 2003-01-0361, Detroit, 2003.

## Betreute Diplom- und Studienarbeiten

- [103] ANGEL LÓPEZ RODRÍGUEZ, M.: *Zusammenhang zwischen Druckverlauf und Mengenschwankungen in Common-Rail-Einspritzsystemen*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 6 2006.
- [104] CHEN, P.: *Anpassung eines Algorithmus zur Druckrekonstruktion mit Hilfe des magnetoelastischen Drucksensors*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 11 2004.
- [105] DEMIRDELEN, I.: *Langzeitadaption des Modells eines PKW-Antriebsstrangs*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 4 2005.
- [106] FLEISCHMANN, U.: *Tool-unterstützte Parametrierung eines Motormodells*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 5 2005.
- [107] GÖGER, D.: *CAN-Anbindung und Sensordatenauswertung eines magnetoelastischen Drucksensors am Common Rail System auf einer Dualprozessor-Hardware*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 6 2004.
- [108] JAKOBI, R.: *Modellierung eines Abgasturboladers und Integration in ein bestehendes Motormodell*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 11 2003.
- [109] MAÑA, I.: *Hydraulische Modellierung einer Common-Rail-Einspritzleitung*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 2 2006.

- 
- [110] MURT, M.: *Bestimmung der Kraftstofftemperatur durch Messung von Druckwellen im Common Rail*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 12 2004.
- [111] SCHAMMANN, A.: *Untersuchung der Streuung magnetoelastischer Drucksensoren*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 9 2005.
- [112] STEGER, M.: *Untersuchungen von Signalstörungen magnetoelastischer Drucksensoren*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 6 2005.
- [113] SWARNAKAR, A.: *Identification of a drive train model and design of a robust controller for anti-jerking*. Master Thesis, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 5 2004.
- [114] TRAUTHWEIN, S.: *Integration eines Modells der Rußentstehung in das Motormodell*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 7 2003.
- [115] WAGNER, J.: *Inbetriebnahme des Einspritzprüfstandes und Signalverarbeitung am magnetoelastischen Drucksensor*. Studienarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 2 2004.
- [116] WALTER, A.: *Automatisierte Parameteridentifikation und Langzeitadaptation eines Antriebsstrangmodells*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 5 2004.
- [117] ÖZKAN, C.: *Entwurf von Zustandsreglern zur Dämpfung von Antriebsstrangschwingungen*. Diplomarbeit, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe (TH), 5 2005.





# Index

## A

Ablaufdrossel.....	86
Anbauort.....	41
Arbeitspunkt.....	57
kritischer.....	71
Autofrettage.....	27

## B

Bandbreite.....	75
Blochwand.....	16
Brennraumdrucksensor.....	7, 157

## C

Charakteristikenverfahren.....	92, 98
Curie-Temperatur.....	16

## D

Düse.....	86
Düsennadel.....	86, 90
Demodulation.....	38
Diamagnetismus.....	15
Domäne.....	15
Druckstoß.....	92

## E

Echtzeitbetrieb.....	150
Einfacheinspritzung.....	57
Einspritzmenge	
Schwankung der.....	108
Einspritzmuster.....	4, 58
Elastizitätsmodul.....	19, 98
Entmagnetisierungsfaktor.....	21

## F

Fehler	
Amplituden-.....	156
Frequenz-.....	70, 155
Phasen-.....	155
quadratischer.....	62
relativer.....	61
Ferromagnetismus.....	15
Filterung.....	55
Formanisotropie.....	29
Frequenzauflösung.....	151

## G

Galerkin-Verfahren.....	107
Geschwindigkeitsprofil.....	99, 101

## H

HCCI-Verfahren.....	6
Hydrauliksimulation.....	85, 91
hydraulisches Modell.....	87
Hysteresekurve.....	16, 37

## I

Identifikation.....	127, 142
Induktionsgesetz.....	33
Injektorkennfeld.....	112
Injektormodell.....	85

## J

Joukowski-Stoß.....	92
---------------------	----

## K

Koerzitivfeldstärke.....	16
--------------------------	----

- Kontinuitätsgleichung ..... 95  
Korrekturzeit ..... 111  
Korrelator ..... 152  
Kraftstofftemperatur ..... 118  
Kristallanisotropie ..... 25  
Kristallgitter ..... 25  
Kurvenanpassung ..... 114
- L**  
Least-Squares-Schätzer ..... 129, 153  
Leckage ..... 87
- M**  
magnetische Flussdichte ..... 14  
magnetische Permeabilität ..... 14  
    Druckabhängigkeit ..... 37  
    Frequenzabhängigkeit ..... 35  
magnetische Vorgeschichte ..... 26  
magnetischer Kreis ..... 33  
magnetisches Feld ..... 14  
    einer Zylinderspule ..... 14  
Magnetisierung ..... 14  
magnetoelastischer Effekt ..... 17  
Magnetostruktionskonstante ..... 18  
magnetostriktiver Effekt ..... 17  
Matched Filter ..... 152  
mechanische Spannung ..... 27  
Mengenrekonstruktion ..... 137, 148  
Messanordnung ..... 60  
Mittelung ..... 63
- N**  
Navier-Stokes-Gleichung ..... 96  
numerische Dämpfung ..... 105, 108
- O**  
Oberwelle ..... 114  
Oberwellen ..... 74
- P**  
Paramagnetismus ..... 15
- partielle Differentialgleichung ..... 98  
phänomenologisches Modell ..... 31  
Phasendifferenz ..... 132, 145  
Phasenverschiebung ..... 55  
Piezoaktuator ..... 88  
Prototyp ..... 52  
Prozessor ..... 152
- R**  
Referenzsensor ..... 60, 62  
Reibung ..... 100  
    frequenzabhängige .. 101, 102, 108  
    stationäre ..... 102  
Remanenzflussdichte ..... 16  
Reproduzierbarkeit ..... 82  
Robustheit ..... 51
- S**  
Sättigungsinduktion ..... 17  
Schallgeschwindigkeit ..... 76  
Schirmung ..... 47  
Schwebung ..... 120  
Sensorbauform ..... 41  
Separationswinkel ..... 58, 69, 109  
Signalverarbeitung ..... 53  
Skalierungsfaktor ..... 55  
Sommerdiesel ..... 79, 119  
Spannungsanisotropie ..... 27  
stehende Welle ..... 94  
Stromquelle ..... 45
- T**  
Temperaturberechnung ..... 76  
Temperaturgang ..... 75
- U**  
uniaxiale Anisotropie ..... 26
- V**  
variationelle Methode ..... 105  
Ventilhub ..... 88

Verschleiß ..... 121  
Verstärker ..... 46  
Vierpolgleichung ..... 91  
Vormagnetisierung ..... 33, 40, 48

## W

Waterhammer ..... 92  
Weißscher Bezirk ..... 15  
Winterdiesel ..... 79, 119  
Wirbelstrom ..... 20, 47

## Z

Zulaufdrossel ..... 87  
Zusammenhang  
  der Amplituden ..... 134, 147  
  der Frequenzen ..... 130, 143  
  der Phasen ..... 131, 145  
Zustandsgleichung ..... 97  
Zweifacheinspritzung ..... 58

ISBN-13: 978-3-86644-064-7

ISBN-10: 3-86644-064-2

---

[www.uvka.de](http://www.uvka.de)