

Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel-Injektoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing János Kerékgyártó
geb. am 30.03.1978 in Debrecen (Ungarn)
genehmigt durch die Fakultät Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing Szilárd Szabó

Promotionskolloquium am 26.02.2009

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Mobile Systeme, Lehrstuhl Kolbenmaschinen (IMS-KM) der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Dabei wurde ich von vielen Mitarbeitern und Kollegen unterstützt, bei denen ich mich an dieser Stelle herzlich bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Lehrstuhls, Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke für die wissenschaftliche Betreuung und Förderung dieser Arbeit, sowie für die Übernahme des Hauptreferates. Für die sorgfältige Durchsicht der Arbeit danke ich ihm herzlich. Seine Anregungen und Ratschläge haben maßgeblich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Szilárd Szabó, Leiter des Lehrstuhls für Strömungs- und Wärmetechnische Maschinen der Universität Miskolc, für sein Interesse an dieser Dissertation und der Übernahme des Korreferates.

Den Mitarbeitern des Lehrstuhls (IMS-KM), die während meiner Arbeit immer hilfreich zur Verfügung standen und mich unterstützten, danke ich sehr. Herrn Dr.-Ing. Lothar Schulze danke ich besonders für seine langjährigen fachlichen Unterstützung und die sprachlichen Hinweise für das Manuskript.

Weiterhin danke ich der Robert Bosch GmbH Bamberg und Stuttgart für die finanzielle Unterstützung, die Bereitstellung der gewünschten Versuchseinrichtungen und die gute Zusammenarbeit.

Danken möchte ich ferner der IAV GmbH Gifhorn für die Bereitstellung der Versuchseinrichtungen.

Zum Schluss möchte ich mich bei meiner Frau dafür bedanken, dass sie mir während dieser Zeit verständnisvoll zur Seite stand. Besonderer Dank gilt auch meinen Eltern für die langjährige Unterstützung.

Magdeburg, im September 2007

Kurzreferat

Beim Dieselmotor beeinflusst der zeitliche Verlauf der eingespritzten Kraftstoffmenge (Einspritzverlauf) wesentlich den Ablauf der Verbrennung und damit den Kraftstoffverbrauch, das Verbrennungsgeräusch und die Schadstoff-Emissionen. Bis heute ist eine direkte Messung des Einspritzverlaufs im Motor nicht möglich. Deshalb müssen diese Messungen außerhalb des Motors durchgeführt werden. Hierbei sind die Randbedingungen des Brennverfahrens möglichst realistisch nachzubilden. Zum Beispiel sollen der Druck und die Temperatur annähernd den Werten im Brennraum während der Einspritzung entsprechen. Abweichungen von den realen Brennraumbedingungen können die Messergebnisse erheblich verfälschen.

In der vorliegenden Arbeit wird ein neu entwickeltes Laborverfahren zur Ermittlung des Einspritzverlaufs vorgestellt. Dieses Verfahren wird durch den Vergleich von umfangreichen Simulationsergebnissen mit entsprechenden Messungen verifiziert. Eine Fehleranalyse um die Genauigkeit der Laborvorrichtung und anderer Messsysteme zu bestimmen wird durchgeführt. Aus vergleichenden Untersuchungen mit bekannten Systemen (Einspritzverlaufsindikator 1, Einspritzverlaufsindikator 2) wird ein Korrekturverfahren für diese Messsysteme abgeleitet.

Wichtig ist dabei, die physikalischen Vorgänge in der sich im Messrohr befindlichen Flüssigkeitssäule sowie zwischen den Flüssigkeitsschichten während der Einspritzung zu verstehen. Hierzu muss der hochdynamische Ablauf einer Einspritzung in die Flüssigkeitssäule untersucht werden, wobei neben einem Druckwelleneffekt ein Widerstand des Mediums auftritt. Dieser Widerstand kann für die Abweichungen der untersuchten Messsysteme verantwortlich sein. Aus diesem Grund wird dieser Effekt mit der 1D-Simulationssoftware AMESim in allen Betriebspunkten nachgebildet. Infolge der Nachbildung kann eine Rückrechnung des Widerstandseinflusses realisiert werden. Somit kann eine Korrektur der Messergebnisse von den oben genannten Messsysteme ohne Simulation rechnerisch ermittelt werden.

Abstract

The timing of fuel injection in diesel engines fundamentally affects their combustion process and thus fuel consumption and noise and exhaust emissions. Now as before, the injection rate cannot be measured directly in an engine. Available measuring instruments measure the injection rate from outside an engine and have not yet been verified with a so-called master device (lab device). The boundary conditions of the combustion can be simulated realistically. For example the pressure and the temperature have to correspond to the values inside the combustion chamber during the injection. The deviations from real parameters in the combustion chamber can affect the measuring results.

This dissertation presents a new developed technique for measuring the injection's characteristic, which was developed at the Institute of Mobile Systems at Otto von Guericke University Magdeburg. The experimental method is supported and verified by extensive, detailed simulated tests with 1D-CFD-code AMESim. A failure analysis will be done to determine the accuracy of the developed and established measuring instruments. For the known measuring systems (Einspritzverlaufsindikator 1, Einspritzverlaufsindikator 2) will be deduced a rectification by comparative analysis.

It is essential to understand the physical processes in the fluid in conventional measuring instruments during injection. This entails analyzing the influence of the highly dynamic process of injection into the fluid during which pressure waves form and the medium develops resistance. This resistance can be responsible for errors in conventional measuring systems. That is why 1D-CFD-code AMESim is employed to mechanically simulate this effect in every operating point. The influence of the resistance can be inversely calculated from the simulation, thus making it possible to mathematically correct the measurement results of conventional measuring systems without any simulation

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	3
2.1	Einspritzsysteme für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung	3
2.2	Notwendigkeit eines optimierten Einspritzverlaufs	6
2.3	Einspritzverlaufsmessung	18
2.3.1	Einspritzverlauf aus Strömungsgeschwindigkeitsmessung	19
2.3.2	Einspritzverlauf aus Druckmessung	26
2.4	Fazit	32
3	Aufgabenstellung	33
4	Versuchs- und Simulationstechnik	34
4.1	Aufbau der Prüfbank	34
4.2	Einspritzmengenmessung	35
4.3	Einspritzverlaufsmessung	38
4.4	Nadelhubmessung am Injektor	42
4.5	Simulationssoftware	44
5	Entwicklung der Laborvorrichtung	45
5.1	Arbeitsprinzip der Laborvorrichtung	45
5.2	Antrieb des Kolbens	45
5.3	Messung des Kolbenweges	46
5.4	Steuerung der Einzeleinspritzungen	47
5.5	Laborvorrichtung mit EVI1	47
5.6	Laborvorrichtung mit EVI2	51
6	Modellierung der Messsysteme mit AMESim	54
6.1	Modellierung der Laborvorrichtung	54
6.2	Modellierung der Einspritzverlaufsindikatoren	55
6.2.1	Modellierung des EVI1	56
6.2.2	Modellierung des EVI2	58
7	Abweichung der Messergebnisse	61
7.1	Experimentelle Analyse der Abweichung	61
7.2	Theoretische Analyse der Abweichung	75
7.3	Abhängigkeiten der Abweichung	89
7.4	Ursache der Abweichung	93

8	Nachbildung der Abweichung.....	95
8.1	Geänderte Flüssigkeitseigenschaften	95
8.2	Nachbildung der Abweichung mit Feder-Dämpfersystem.....	96
8.2.1	Aufbau des 1D-Simulationmodells.....	97
8.2.2	Simulationsergebnisse mit Feder-Dämpfersystem	98
9	Korrektur der Abweichung.....	103
9.1	1D-Simulationsmodell mit Feder-Dämpfersystem	103
9.2	Mathematische Modellierung des Feder-Dämpfersystems.....	104
9.3	Korrigierter Einspritzverlauf aus dem Druckverlauf	107
9.4	Verifizierung der Korrektur.....	109
10	Zusammenfassung und Ausblick	113
	Literaturverzeichnis	116
	Symbolverzeichnis.....	123
	Anhang 1 – Berechnung der Aufweitung	126
	Anhang 2 – Lösung der Differentialgleichung	128

1 Einleitung

Beim Einsatz von modernen Dieselmotoren wird eine hohe Leistung bei niedrigem Kraftstoffverbrauch und geringen Emissionen gefordert. Der zeitliche Verlauf der Kraftstoffeinspritzung (Einspritzverlauf) in den Brennraum beeinflusst über Gemischbildung und Verbrennung diese Zielgrößen wesentlich.

In einem Common-Rail-Dieseleinspritzsystem – ohne gezielte Einspritzverlaufsformung – ist der zeitliche Verlauf der Einspritzrate (Definition in Kapitel 2.2) näherungsweise trapezförmig (**Abb. 1-1**). Am Anfang wird die steigende Flanke vom Öffnungsvorgang der Düse verursacht. Der konstante Bereich entspricht der offenen Einspritzdüse (Querschnitt der Spritzlöcher) und die abfallende Flanke wird durch den Schließvorgang der Düse erzeugt.

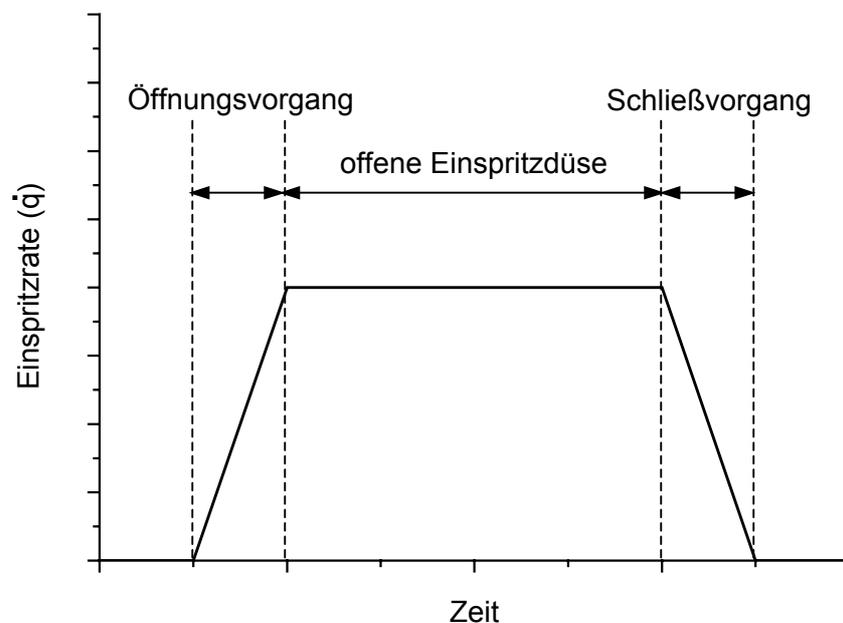


Abb. 1-1: Prinzipieller Einspritzverlauf einer Common-Rail-Einspritzung

Zur Steigerung der Effizienz und zur Senkung der Emissionen gibt es verschiedene Möglichkeiten zur Einspritzverlaufsformung. So werden z.B. die Steigungen der Einspritzverlaufslanken gezielt verändert, der Einspritzdruck moduliert, oder die Einspritzung unterteilt. Die gezielte Beeinflussung der dieselmotorischen Verbrennung durch die Kraftstoffeinspritzung setzt die Kenntnis des tatsächlichen Einspritzverlaufs voraus.

Einige heute verwendete Verfahren für die Einspritzverlaufsmessung werden im Rahmen dieser Arbeit untersucht und ihre Eigenschaften dargelegt. Auf dieser Basis wird ein neues Konzept für die Einspritzverlaufsmessung definiert.

Nach wie vor ist es nicht möglich den Einspritzverlauf direkt am Motor zu bestimmen. Deshalb muss dieser außerhalb auf der Prüfbank ermittelt werden. Die mit den bisher bekannten Systemen gewonnenen Ergebnisse weichen verfahrensbedingt vom tatsächlichen Einspritzverlauf ab. Ziel der Arbeit ist es, die Ursachen hierfür aufzudecken und durch entsprechende Maßnahmen zu korrigieren. Hierzu werden eine neue Messmethode und ein neues Messgerät entwickelt. Dieses Gerät ist auch zur Erzeugung eines definierten Einspritzverlaufs geeignet. Mit der entwickelten Laborvorrichtung wird eines der meist verwendeten Messgeräte, der sogenannte Einspritzverlaufsindikator (EVI) untersucht. An diesem können die wichtigsten brennraumseitigen Randbedingungen, wie Temperatur und Druck annähernd eingestellt werden.

Die Ergebnisse der Arbeit ermöglichen die Ermittlung des Einspritzverlaufs am Injektor und damit des Einspritzvolumens und der Einspritzmasse.

2 Stand der Technik

Bei Dieselmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung kommt dem zeitlichen Verlauf der Kraftstoffzuführung in den Brennraum eine besondere Bedeutung zu, da für diese Motoren ein enger Zusammenhang zwischen dem Einspritzverlauf und dem Brennverlauf besteht. Um den Verbrennungsablauf zu optimieren wird bereits seit langem versucht einerseits den zeitlichen Verlauf der Einspritzung zu messen und andererseits den Einspritzverlauf gezielt zu beeinflussen. Hierzu wird im Folgenden der derzeitige Entwicklungsstand dargelegt.

2.1 Einspritzsysteme für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung

Wegen der Forderung nach Einhaltung immer strengerer Abgasgrenzwerte, geringerer CO₂-Emissionen und reduzierter Verbrennungsgeräusche werden die Einspritzsysteme ständig weiterentwickelt [56]. Damit ist zu erklären, dass abhängig von den Motoren und der Zeit verschiedene Systeme eingesetzt wurden und werden. Hierzu gehören die konventionellen Einspritzsysteme und die modernen Hochdruckeinspritzsysteme.

Die Einzelzylinder-Hochdruckeinspritzsysteme, wie Pumpe-Düse-Einheit (PDE) und Pumpe-Leitung-Düse (PLD) können Einspritzdrücke über 2000 bar bereitstellen. Diese Systeme gehören zu den druckgesteuerten Einspritzsystemen.

Das heute am meisten verwendete Einspritzsystem ist das Common-Rail-System (CRS). Das CRS ist ein nadelhubgesteuertes Einspritzsystem. Beim CRS ist eine Entkopplung zwischen Druckerzeugung und Einspritzung realisiert. Das bedeutet, dass im Gegensatz zu den anderen Einspritzsystemen, bei denen der Einspritzdruck für jede einzelne Einspritzung zum entsprechenden Zeitpunkt erzeugt wird, das CRS den Einspritzdruck permanent bereitstellt. Deshalb wird dieses auch Speichereinspritzsystem genannt.

Der Druck im Rail, der durch eine Hochdruckpumpe erzeugt wird, ist weitestgehend unabhängig von der Motordrehzahl und der Einspritzmenge. Die Injektoren, die den Kraftstoff in den Zylinder einspritzen, sind mit dem Rail verbunden. Durch eine schnelle Öffnungs- und Schließphase des Injektors wird eine sehr genau dosierte Einspritzung erreicht. Das CRS ermöglicht außerdem Realisierung von Vor-, Haupt-

und Nacheinspritzungen, zur Optimierung von Emissionen, Wirkungsgrad und Verbrennungsgeräusch [3] [28] [46] [55].

Die Einspritzdüse ist, hydraulisch betrachtet, das "Ende" des Einspritzsystems. Sie mündet in den Brennraum und sorgt durch feine Zerstäubung des Kraftstoffes für eine gute Gemischbildung. Bei der Direkteinspritzung werden üblicherweise für Pkw und Nkw Mehrlochdüsen mit fünf bis zwölf Spritzlöchern eingesetzt.

Die Düsen stellen hohe Anforderungen an die Fertigungsqualität und arbeiten mit hoch dynamischem Verhalten. Die schnelle Betätigung der Düsen wird durch Magnetventile oder Piezoaktuatoren gesichert.

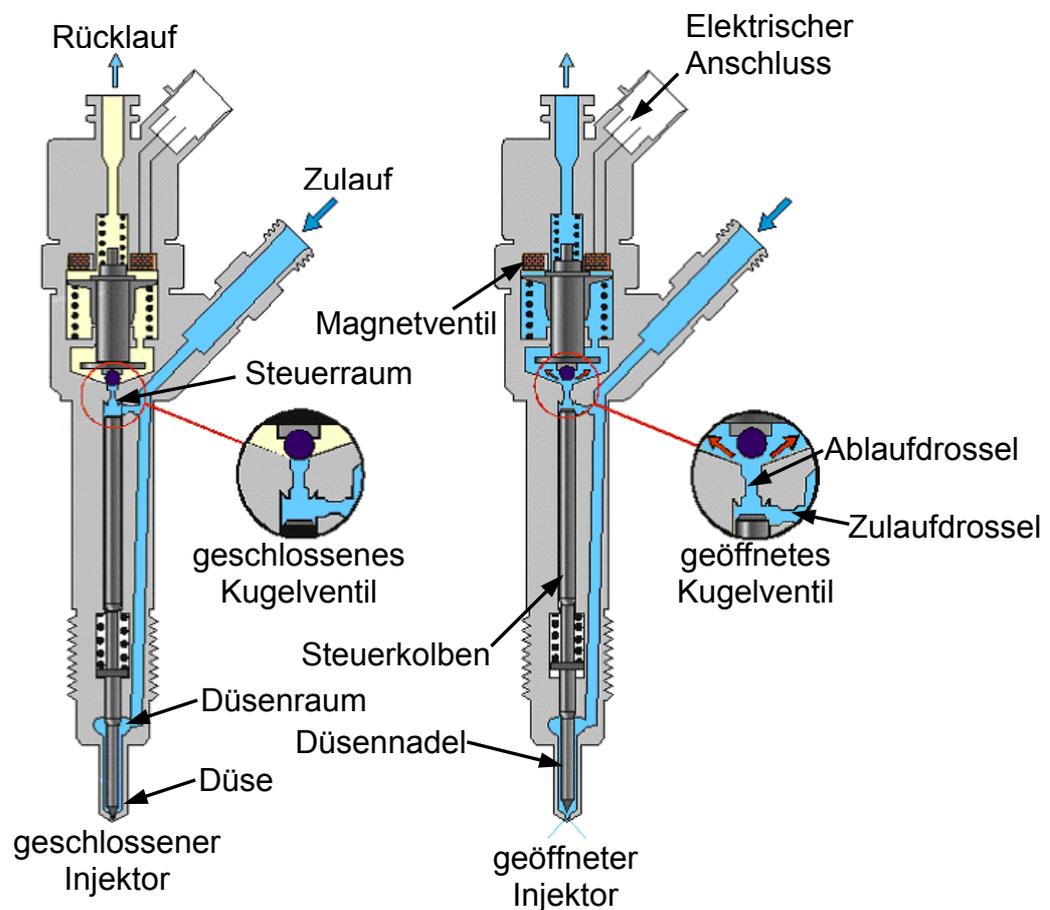


Abb. 2-1: Funktion eines magnetventilgesteuerten Injektors [57]

In **Abb. 2-1** ist ein magnetventilgesteuerter Injektor und dessen Funktion dargestellt. Links ist das Magnetventil nicht angesteuert. Das Kugelventil ist geschlossen. Im Steuerraum und im Düsenraum herrscht Raildruck. Die Fläche des Steuerkolbens, auf der der Hochdruck wirkt, ist größer als die wirksame Fläche der Düsenadel. Wegen dieser Flächenverhältnisse wird die Düsenadel von der größeren Kraft auf der Steuerkolbenfläche in ihren Sitz gepresst. Es erfolgt keine Einspritzung. Wird das Magnetventil angesteuert, öffnet das Kugelventil und der Kraftstoff fließt ab. Dadurch

fällt der Druck über dem Steuerkolben, gleichzeitig bleibt er unter der Düsennadel wegen der Zulaufdrossel nahezu unverändert erhalten. Es entsteht eine Druckdifferenz. Die Kraft im Steuerraum ist jetzt kleiner als im Düsenraum. Dadurch werden die Düsennadel und der Steuerkolben nach oben bewegt. So werden die Einspritzlöcher freigegeben und die Einspritzung beginnt. Wenn die Ablaufdrossel durch das Magnetventil wieder geschlossen wird, erhöht sich oberhalb des Steuerkolbens der Druck wieder. Der Schließvorgang der Düsennadel wird durch die Druckkraft herbeigeführt. Die Einspritzung ist beendet [4].

Die Ausführung des Düsennadelsitzes hat einen großen Einfluss auf Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung. In **Abb. 2-2** ist der grundsätzliche Aufbau von zwei Mehrlochdüsenvarianten dargestellt:

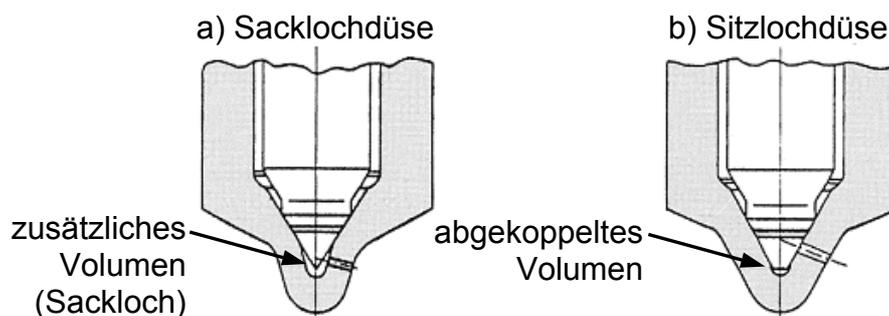


Abb. 2-2: Sacklochdüse und Sitzlochdüse [45]

Bei den Sacklochdüsen ist prinzipbedingt unter der Düsennadel ein Volumen (Sackloch) im Düsenkörper vorhanden. Der in diesem Volumen nach der Einspritzung verbleibende Kraftstoff dampft nach Schließen der Düse aus und verursacht HC-Emissionen. Bei den Sitzlochdüsen dagegen werden die Einspritzlöcher durch die Düsennadel geschlossen. Dadurch kann das Volumen unter dem Nadelsitz nach dem Nadelschließen vom Brennraum abgekoppelt werden. Aber es besteht hier die Gefahr, dass infolge radialen Versatzes der Düsennadel während der Öffnungs- und Schließphase einzelne Spritzlöcher teilweise abgedeckt werden. Dies führt zu einem unsymmetrischem Spritzbild [45].

Neben dem Düsentyp ist die Geometrie der Spritzlöcher (Durchmesser, Winkel, Oberfläche, Übergangsradien, usw.) sehr wichtig. Diese bestimmt die Eigenschaften des Kraftstoffsstrahls, die für die Gemischbildung entscheidend sind [25].

2.2 Notwendigkeit eines optimierten Einspritzverlaufs

Im Dieselmotor hängt der Verbrennungsvorgang in entscheidendem Maße davon ab, wann und wie der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Der Zeitpunkt und die Zeitdauer der Einspritzung, die Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum, die Mischung des eingespritzten Kraftstoffs mit der Luft (Homogenität), der Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns, die momentane Einspritzrate und die Gesamtmenge des eingespritzten Kraftstoffs sind die wichtigsten Parameter. Um die perfekte Funktion des Dieselmotors zu erreichen müssen alle Einflussgrößen und deren Zusammenhänge optimiert sein. Für die Erzeugung der idealen Einspritzung muss eine Anpassung an den Motor und seinen Einsatzbereich durchgeführt werden. Da die Einflussfaktoren, die berücksichtigt werden, nicht unabhängig voneinander sind, kann diese Gestaltung immer nur ein Kompromiss sein [36].

Grundlagen der Hochdruckeinspritzung

Ein flexibel steuerbares **Einspritzsystem** ist für die Gestaltung des Einspritzvorgangs wichtig. Die Voraussetzung für eine effiziente Verbrennung ist eine gute Gemischbildung. Dabei spielt das Einspritzsystem eine zentrale Rolle [41].

Eine von mehreren Größen, die die Gemischbildung und die Verbrennung, damit die Emissionen beeinflussen, ist der **Einspritzverlauf**. Die genaue Kenntnis darüber spielt eine große Rolle bei der Anpassung der Einspritzung an den Dieselmotor. Der Einspritzverlauf (früher auch Einspritzgesetz genannt) beschreibt den zeitlichen Verlauf der in den Brennraum eingespritzten Kraftstoffmenge [41]:

$$Q(t) \text{ [mm}^3\text{]} \quad (1)$$

Durch eine immer strengere Abgasgesetzgebung mit weiter sinkenden Grenzwerten steht die Motorindustrie in den kommenden Jahren vor Herausforderungen, die alle inner- und außermotorischen Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung ausnutzen müssen. Die Formung des Einspritzverlaufs zur Minimierung von Rohemissionen ist trotz der Notwendigkeit einer Abgasnachbehandlung eine Schlüsseltechnologie für kostengünstige und emissionsarme Dieselmotoren.

Als Einspritzverlaufsformung wird eine gezielte zeitliche Einbringung des Kraftstoffs eines einzelnen Einspritzereignisses (im Allgemeinen der Haupteinspritzung) in den Brennraum bezeichnet. Die wichtigste charakterisierende Größe ist die **Einspritzrate** [41]:

$$\dot{q}(t) = \frac{dQ(t)}{dt} \quad \left[\frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \right] \quad (2)$$

Beim Einspritzen wird die Druckenergie im Kraftstoff in Strömungsenergie umgesetzt. Die zeitlich eingespritzte Kraftstoffmenge ist neben der Düsengeometrie vom **Einspritzdruck** abhängig. Ein hoher Kraftstoffdruck führt zu einer hohen Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs am Ausgang der Einspritzdüse und somit zu einer Zerstäubung in sehr feine Tröpfchen. Dies fördert die Verdampfung und verringert die Partikelmenge im Abgas. Bei allen Einspritzsystemen, bei denen der Druck durch einen Pumpenkolben einspritzsynchron aufgebaut wird (Verteilereinspritzpumpen, Reiheneinspritzpumpen, PDE und PLD), ist der Einspritzdruck von dem Querschnitt der Spritzlöcher der Düse, der Nockenform und der Drehzahl abhängig [41].

Die benötigte **Einspritzmenge** ($\text{mm}^3/\text{Einspritzung}$), die vom Betriebspunkt und dem Wirkungsgrad bestimmt wird, berechnet sich nach der folgenden Formel: [41]

$$Q = \frac{P[\text{kW}] \cdot b_e[\text{g/kWh}] \cdot 1000}{30 \cdot n[1/\text{min}] \cdot z \cdot \rho[\text{g/mm}^3]} = \int q(t) dt \quad \left[\frac{\text{mm}^3}{\text{Hub}} \right] \quad (3)$$

Diese zeigt, dass die vom Motor abgegebene Leistung bei konstantem Wirkungsgrad direkt proportional zur Einspritzmenge ist.

Der Kraftstoff muss zum richtigen Zeitpunkt und mit dem richtigen zeitlichen Ablauf in der richtigen Menge und mit hohem Druck eingespritzt werden. Schon bei geringfügigen Abweichungen sind ansteigende Schadstoffemissionen, starke Verbrennungsgeräusche oder hoher Kraftstoffverbrauch die Folge. Ein geringer **Zündverzug** (die Zeit zwischen dem Einspritzbeginn und dem Beginn der Verbrennung im Brennraum) ist sehr wichtig für den Verbrennungsverlauf eines Dieselmotors. Er hängt wesentlich vom Kraftstoff, aber auch von den Brennraumbedingungen ab. Wenn in diesem Zeitraum eine große Kraftstoffmenge eingespritzt wird, führt dies bei einsetzender Verbrennung zu einem schlagartigen

Druckanstieg und dadurch zu starken Verbrennungsgeräuschen [8] und bei hohen Temperaturen zu hohen NO_x -Emissionen.

Der Einspritzbeginn und die Einspritzdauer sind entscheidend für das Abgasverhalten und damit für die Höhe der wesentlichen Komponenten Partikel, NO_x und HC. Je weiter der **Einspritzbeginn** in Richtung spät verschoben wird und je länger die Einspritzung dauert, um so niedriger wird die Verbrennungstemperatur sowie der Druckanstieg und damit wird die NO_x -Emission und das Verbrennungsgeräusch geringer. Dabei nehmen der spezifische Verbrauch, die HC-Emission und die Ruß- bzw. Partikelemissionen zu [47].

Die **Einspritzdauer** kennzeichnet die Dauer der Einspritzung, während der die Einspritzdüse geöffnet ist und Kraftstoff in den Brennraum strömen kann. Für einen optimalen Verbrennungsablauf und damit auch Kraftstoffverbrauch und geringer Rußemission muss die Einspritzdauer abhängig vom Betriebspunkt festgelegt und auf den Einspritzbeginn abgestimmt sein [41].

In **Tabelle 2-1** sind Einflüsse verschiedener Maßnahmen auf die Emissionen und die Verbrennungseigenschaften zusammengefasst.

Tabelle 2-1: Einflüsse auf den Einspritzverlauf [51]

Maßnahmen	Schadstoffe					Kraftstoffverbrauch	Thermische Belastung	Abgastemperatur nach Zyl.
	NO_x	CO	Ruß	HC	RCHO			
Verkürzung der Einspritzdauer	-	+	+	o	o	+	o	o
Erhöhung des Einspritzdrucks	-	+	+	o	+	+	-	+
Steuerung des Einspritzverlaufs	+	o	o	o	o	o	-	-

o keine Auswirkung - Verschlechterung + Verbesserung

Unter Einspritzverlaufsformung wird der Verlauf nur eines Einspritzereignisses definiert. Die Mehrfacheinspritzung stellt somit keine Einspritzverlaufsformung sondern die Aufteilung der Einspritzmenge in mehrere Einspritzereignisse dar. Da sie

in der Literatur jedoch häufig zu der Verlaufsformung gezählt wird, ist die Mehrfacheinspritzung hier aufgenommen worden.

Die **Voreinspritzung** wirkt wie eine „Vorkonditionierung“ im Brennraum, da eine kleine Menge ($1...4 \text{ mm}^3$) von Dieselkraftstoff in den Zylinder eingespritzt wird. Beim Druckverlauf ohne Voreinspritzung steigt der Druck im Bereich OT entsprechend der Kompression nur flach (**Abb. 2-3**), mit Brennbeginn aber sehr steil an. Der steile Druckanstieg verursacht ein hohes Verbrennungsgeräusch. Mit der ersten und zweiten Voreinspritzung wird ein weicher Verbrennungsdruckanstieg (**Abb. 2-3**) erreicht. Der Zündverzug der Haupteinspritzmenge wird verkürzt. Dadurch wird das Verbrennungsgeräusch und, je nach Brennverfahren der Kraftstoffverbrauch und die NO_x - bzw. HC-Emissionen verringert. Allerdings tritt häufig eine leichte Erhöhung der Partikelemission auf [41].

Eine dritte (sehr frühe) Voreinspritzung dient zur Homogenisierung des Kraftstoffs im Brennraum.

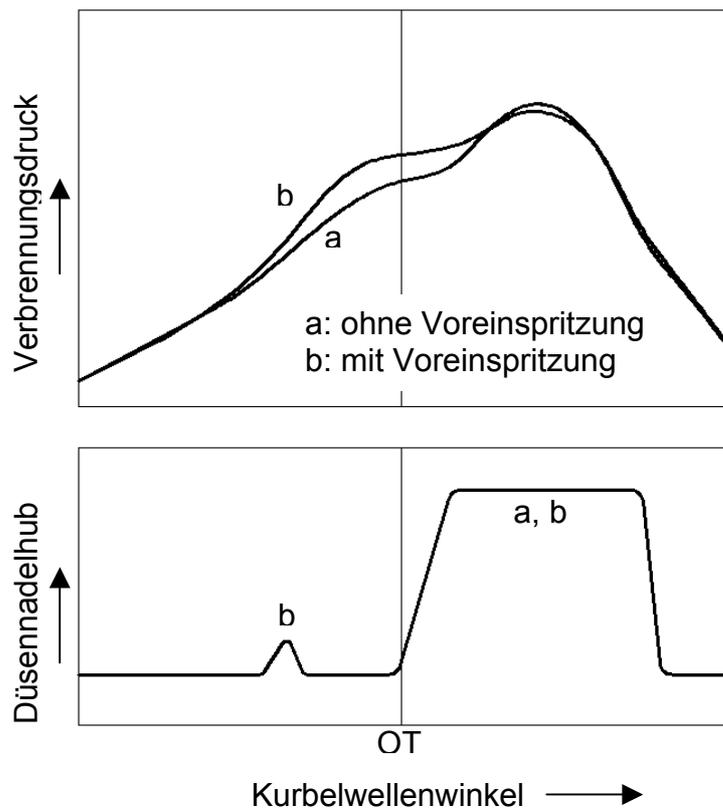


Abb. 2-3: Einfluss der Voreinspritzung auf den Verbrennungsdruckverlauf [41]

Je nach Spritzbeginn der Haupteinspritzung und Abstand zwischen Vor- und Haupteinspritzung kann der spezifische Kraftstoffverbrauch beeinflusst werden.

Wie die Voreinspritzung so hat auch die Nacheinspritzung und deren Spritzbeginn einen Einfluss auf die Verbrennung. Eine frühe **Nacheinspritzung** kann beim Common-Rail-System unmittelbar nach der Haupteinspritzung realisiert werden. Diese erfolgt dann in die noch andauernde Verbrennung, so werden Rußpartikel nachverbrannt, und der Rußausstoß kann um 20...70% verringert werden.

Eine späte Nacheinspritzung kann zur Reduktionsmitteldosierung für einen NO_x-Katalysator oder zur Regenerierung eines Partikelfilters eingesetzt werden. Sie bringt eine genau dosierte Menge Kraftstoff in das Abgas ein. In diesem Fall wird der Kraftstoff nicht verbrannt, sondern durch die Restwärme im Abgas verdampft. Dieses Gemisch wird im Ausstoßtakt über das Auslassventil zur Abgasanlage geführt. Der Kraftstoff im Abgas dient in geeigneten NO_x-Katalysatoren als Reduktionsmittel für die Stickoxide oder im Oxidationskatalysator zur Aufheizung des Partikelfilters [41].

Mit diesen Grundkenntnissen kann die Einspritzverlaufsformung untersucht werden. Diese hat zwei Hauptrichtungen, die hubgesteuerte- und die druckgesteuerte Einspritzverlaufsformung. Bei der hubgesteuerten Methode (z.B. CRS) ist die Einspritzverlaufsformung hauptsächlich durch den Düsennadelhub und die Düsengeometrie, bei druckgesteuerten Systemen (z.B. PDE) wird sie durch den Einspritzdruck beeinflusst.

Das Ziel der Einspritzverlaufsformung ist ein optimales Kraftstoff-Luft-Gemisch zum Zeitpunkt der Selbstzündung und die Steuerung des Brennverlaufs zugunsten moderater Spitzendrücke und -temperaturen. Zur Formung des Einspritzverlaufs sind mit der Druckmodulation, der variablen Düsengeometrie, der Nadelsitzdrosselung und der Mehrfacheinspritzung vier grundlegende Verfahren bekannt. Anhand von der **Abb. 2-4** können diese vier Verfahren eingeordnet werden [32].

Grundlegendes Unterscheidungsmerkmal ist die Art der Bereitstellung des Einspritzdrucks. Bei konstantem Einspritzdruck kann der Einspritzverlauf durch Nadelsitzdrosselung, variable Düsengeometrie (nicht verfügbar) und Mehrfacheinspritzung geformt werden. Bei variablem Einspritzdruck kann die Einspritzverlaufsformung durch Druckmodulation oder Mehrfacheinspritzung erzielt werden [32].

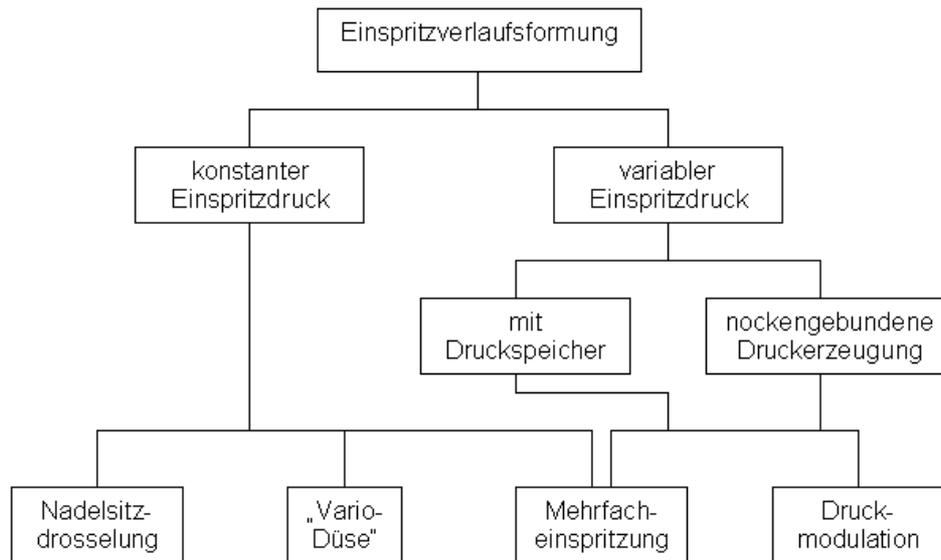


Abb. 2-4: Ordnungsschema der Einspritzverlaufsformungsverfahren [32]

Einflüsse der Einspritzverlaufsformung

Eine komplette Einspritzung kann durch folgende Charakteristika (**Abb. 2-5**) beschrieben werden:

- Voreinspritzung **(1)**: zur Verminderung des Verbrennungsgeräuschs und der NO_x -Emissionen,
- Haupteinspritzung **(2)**: ansteigender Druckverlauf (steiler Druckanstieg) **(3)** zur Reduzierung der NO_x -Emissionen beim Betrieb ohne Abgasrückführung; „bootförmiger“ Druckverlauf **(4)** zur Verminderung der NO_x - und Rußemissionen beim Betrieb ohne Abgasrückführung; konstant hoher Druck **(3,7)** zur Verminderung der Rußemissionen beim Betrieb mit Abgasrückführung,
- frühe Nacheinspritzung **(8)**: unmittelbar nach der Haupteinspritzung zur Verminderung der Rußemissionen
- späte Nacheinspritzung **(9)**: von Kraftstoff als Reduktionsmittel für einen NO_x -Speicherkatalysator bzw. zur Anhebung der Abgastemperatur im Oxidationskatalysator für die Regeneration eines Partikelfilters (nicht drehmomentbildend).

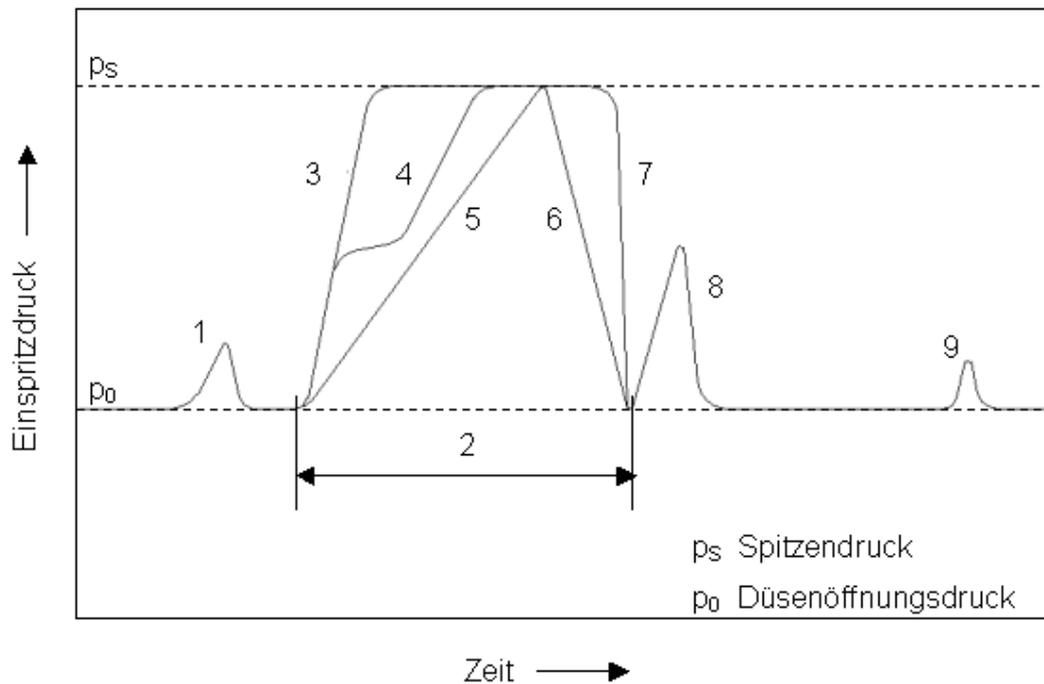


Abb. 2-5: Einspritzverläufe [41]

Bei konventionellen Einspritzsystemen wird der Druck während des Einspritzvorgangs durch einen Pumpenkolben kontinuierlich aufgebaut. Dabei hat die Kolbengeschwindigkeit direkten Einfluss auf die Fördergeschwindigkeit und somit auf den Einspritzdruck.

Bei kantengesteuerten Verteiler- und Reiheneinspritzpumpen findet die Einspritzung nahezu ausschließlich als Haupteinspritzung (**5, 6**) – ansteigender Druckverlauf und flacher Druckabfall – ohne Vor- und Nacheinspritzung, statt.

Bei magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen ist auch eine Voreinspritzung möglich (**1**).

Da die Druckerzeugung und die Bereitstellung der Einspritzmenge bei den konventionellen Systemen durch Nocken und Förderkolben beeinflusst werden [41]:

- Steigt der Einspritzdruck mit zunehmender Drehzahl und Einspritzmenge (**Abb. 2-6**).
- Steigt der Einspritzdruck zu Beginn der Einspritzung an, fällt aber vor dem Ende der Einspritzung (ab Förderende) wieder bis auf den Düsenschließdruck ab.

Die Folgen sind:

- Kleine Einspritzmengen werden mit geringeren Drücken eingespritzt.

- Der Einspritzverlauf ist annähernd dreieckförmig (Rampe), wie es für eine günstige Verbrennung ohne Abgasrückführung gefordert wird (weicher Druckanstieg, damit leise Verbrennung).
- Späte Nacheinspritzung nur bedingt möglich (fehlende Nockenhub).

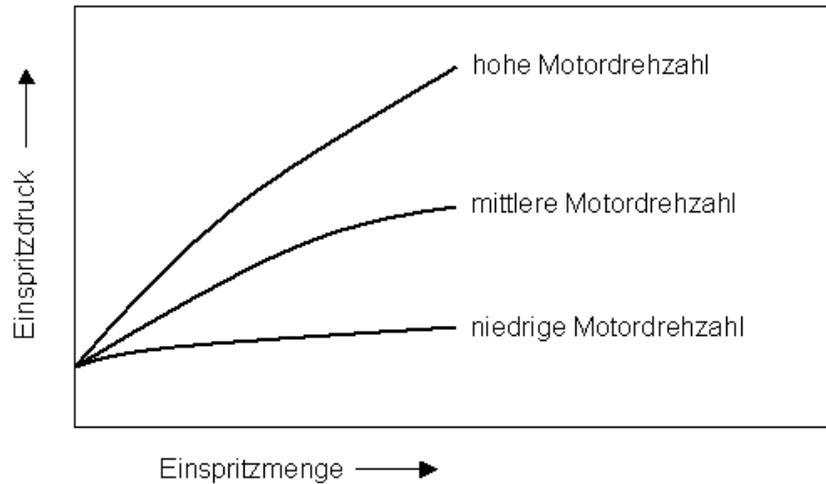


Abb. 2-6: Einspritzdruckverläufe der konventionellen Einspritzung [41]

Dagegen ist der Druckaufbau beim Common Rail Einspritzsystem völlig anders. Der Druck im Rail ist von der Motordrehzahl und dem Kurbelwinkel nahezu unabhängig. Die Druckerzeugung ist vom Einspritzvorgang abgekoppelt und erlaubt, dass der Druck im Rail konstant gehalten werden kann. Eine Hochdruckpumpe erzeugt den Raildruck unabhängig von der Einspritzung. Der Raildruck ist während des Einspritzvorgangs näherungsweise konstant (**Abb. 2-7**) [41].

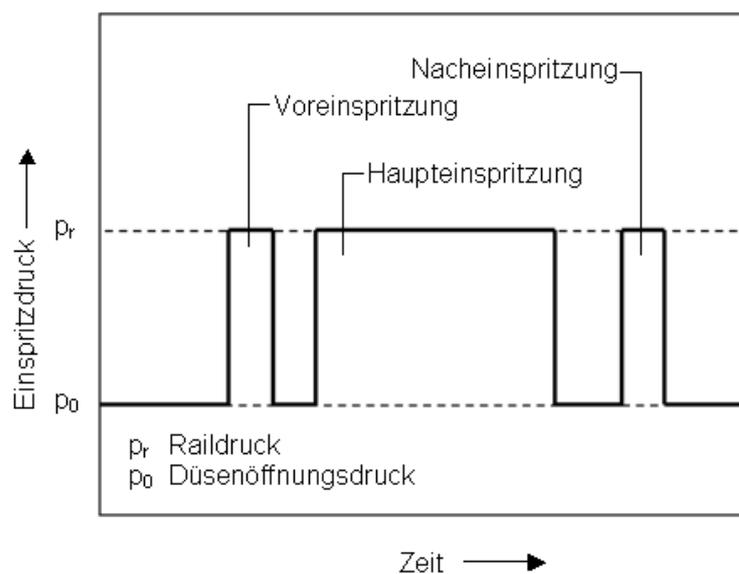


Abb. 2-7: Einspritzdruckverlauf beim Common-Rail-Einspritzsystem [41]

Aus diesem Grund wird der Einspritzverlauf wegen schneller Bewegung der Düsennadel nicht rampen- sondern rechteckförmig. Durch das Steuergerät, das die Injektoren ansteuert, können der Einspritzbeginn, die Einspritzdauer und das Einspritzende frei festgelegt (zeitgesteuerte Einspritzung) und somit optimal an die Erfordernisse des Motors angepasst werden. Vor- und Nacheinspritzungen sind zu beliebigen Zeitpunkten möglich [41].

Ein wichtiger Aspekt ist die Möglichkeit der Begrenzung der Einspritzmenge in der Phase des Zündverzugs. Die in diesem Zeitraum eingespritzte Kraftstoffmenge verbrennt bei einsetzender Selbstzündung sehr schnell. Je mehr Kraftstoff umgesetzt wird, desto höher sind die NO_x -Emission und das Verbrennungsgeräusch. Hier ist ein sanfter Anstieg des Einspritzverlaufs (**Abb. 2-8**) zu Beginn der Einspritzung erforderlich [52].

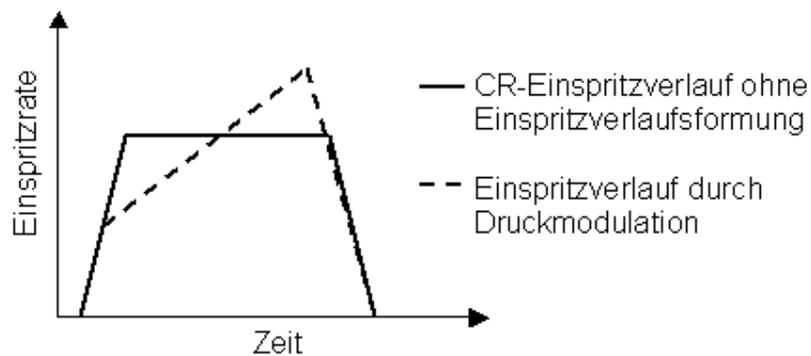


Abb. 2-8: Vergleich rampen- und rechteckförmigem Einspritzverlaufs [52]

Der rampenförmige Einspritzverlauf ist mit druckgesteuerten Einspritzsystemen (Pumpe-Düse-Einheit, Twin-CR) leicht erreichbar aber auch mit hubgesteuerten Einspritzsystemen (CR mit geteilten Mehrfacheinspritzungen) realisierbar [52].

Tabelle 2-2: Hubgesteuerte Einspritzverlaufsformung [9]

Piloteinspritzung (Voreinspritzung)	
Doppel-Piloteinspritzung	
Geteilte Einspritzung	
Nacheinspritzung	

In der **Tabelle 2-2** sind grundsätzliche Möglichkeiten der hubgesteuerten Einspritzverlaufsformung anhand von schematischen Nadelhubverläufen dargestellt.

Durch die Optimierung zeigte sich laut [9] das beste Ergebnis bei konventioneller Voreinspritzung mit kleinstmöglicher Voreinspritzmenge und kürzestmöglichem Abstand zwischen Ende der Voreinspritzung und Beginn der Haupteinspritzung.

Eine geteilte Einspritzung mit 30% zu 70% wirkt wie eine große Voreinspritzmenge unmittelbar vor der Haupteinspritzung. Damit erhöht sich die Rußemission und der Kraftstoffverbrauch sinkt durch gleichmäßige Verbrennung. Mehrfacheinspritzungen werden in zunehmendem Maße angewendet. Damit werden das Niveau und der Charakter des Verbrennungsgeräusches verbessert und das allgemeine Emissionsniveau des Motors gesenkt [9].

Bei Speichereinspritzsystemen ohne Einspritzverlaufsformung treten höherer Kraftstoffverbrauch sowie steigende NO_x - und Rußpartikelemissionen auf. Mit Einfach- und Doppel-Voreinspritzung sowie mit geteilter Einspritzung können diese Verbrauchsnachteile bei konstanter NO_x -Emission verringert werden. Mit Hilfe der frühen Nacheinspritzung wird die Rußpartikelemission ohne Verbrauchserhöhung drastisch gesenkt [9].

In **Abb. 2-9** ist ein allgemeiner Einspritzverlauf einer Einzeleinspritzung und seine Auswirkungen auf Leistungs- und Emissionsverhalten eines DI-Dieselmotors dargestellt. Die erforderliche schnelle Einbringung der Kraftstoffmenge ist nur mit Hochdruckeinspritzsystemen realisierbar. Am Anfang der Einspritzung wird eine geringe, möglichst im Rahmen einer angelagerten Voreinspritzung eingespritzte Kraftstoffmenge (1) gut aufbereitet, so dass die Zündung mit niedrigen HC-Emissionen und bei geringem Druckanstieg (niedrigeres Geräusch) erfolgt. Der Einspritzzeitpunkt ist zum oberem Totpunkt hin verschoben, um die Bildung thermischer Stickoxide (2) zu verringern. Je größer der Gradient beim Anstieg des Einspritzverlaufs (3), desto höher wird die vom Motor abgegebene Leistung aber gleichzeitig erhöht sich auch die HC-Emission. Bei maximaler Einspritzrate (4) mit längerer Einspritzdauer wird die Leistung erhöht. Danach sollte ein möglichst schneller Druckabfall am Ende der Einspritzung (5) stattfinden, der durch eine

schnelle Nadelschließphase erreicht werden kann. Eine steile Flanke des Einspritzverlaufs während der Schließphase führt zur Senkung der Rußemission. Eine weitere Verringerung der Rußemissionen kann durch eine unmittelbar am Ende der Einspritzung (6) vorgenommene angelagerte Nacheinspritzung mit kleiner Kraftstoffmenge und schnellem Abfall der Einspritzrate, erreicht werden.

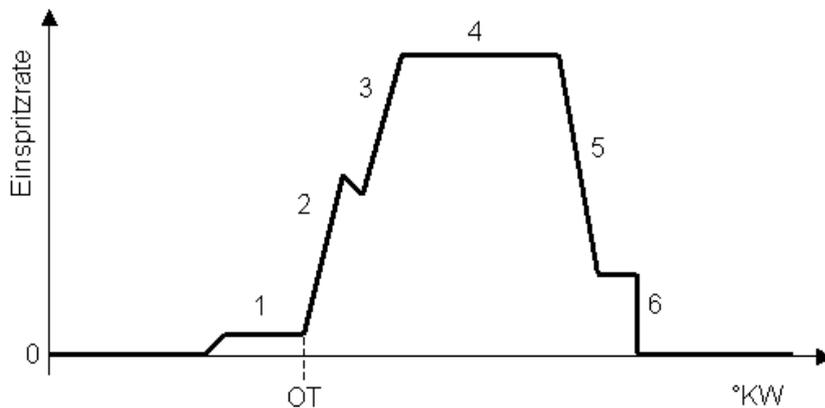


Abb. 2-9: Ein Einspritzverlauf für schnelllaufende DI-Dieselmotoren [39]

Die folgende **Tabelle 2-3** zeigt, wie stark sich die Einspritzung auf das Motorverhalten auswirken kann. Nur ein gut abgestimmtes und präzise arbeitendes Einspritzsystem garantiert einen leisen, schadstoffarmen und sparsamen Dieselmotor [40].

Tabelle 2-3: Einfluss der wichtigsten Einspritzparametern [41]

Auswirkung Fehler	Motorleistung fällt ab	hoher Kraftstoffverbrauch	Anstieg der HC- und Rußemissionen	Anstieg der NO _x -Emissionen	mögliche Motorschäden	„unrunder“ Motorlauf
Einspritzung zu früh	(•)	(•)	-	•	•	•
Einspritzung zu spät	•	•	•	-	•	•
Einspritzdruck zu gering	•	•	•	-	-	•
verschmutzte Einspritzdüse (schlechte Verteilung und zu geringe Einspritzmenge)	•	•	•	-	-	•
keine Voreinspritzung	-	-	• (nur HC↑)	•	-	•
keine Nacheinspritzung	-	-	• (nur Ruß↑)	-	-	-
falscher Einspritzverlauf	(•)	•	•	•	(•)	•

• Einfluss (•) möglicher Einfluss - kein Einfluss

Optimaler Einspritzverlauf

Aus der vorherigen Betrachtung wird nachfolgend ein optimaler Einspritzverlauf definiert.

Der Dieseldieselfkraftstoff ist bei hohen Drücken kompressibel. Dieser Einfluss und die Druckschwankungen während der Einspritzung müssen durch die Einspritzregelung korrigiert werden. Die Abweichungen der Einspritzmenge verursachen Abweichungen beim Verbrennungsverlauf, folglich bei Schadstoffemission, Motorleistung (Kraftstoffverbrauch) und Verbrennungsgeräuschen [47].

Die geringsten Emissionsergebnisse können mit einem bootförmigen Einspritzverlauf erzielt werden, die deutlich unter den Ergebnissen des rampenförmigen Einspritzdruckverlaufs liegen. Die ungünstigsten Emissionswerte ergeben sich bei rechteckigem Einspritzverlauf.

Ein optimaler Druck- und Nadelhubverlauf (**Abb. 2-10**) des CR-Systems hat folgende Eigenschaften (sie müssen für jeden Betriebspunkt optimiert werden)

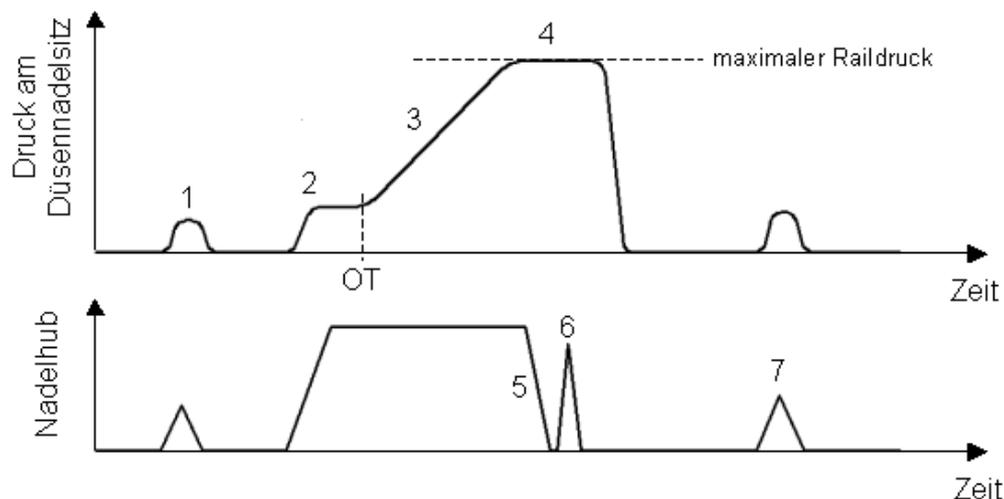


Abb. 2-10: Optimaler Druck- und Nadelhubverlauf [29]

1. Voreinspritzung mit möglichst geringem Druck,
2. eine Haupteinspritzung mit Boot-Stufe,
3. ein linearer Anstieg des Einspritzdruckes nach der Boot-Stufe,
4. ein hoher Einspritzdruck (≈ 2000 bar),
5. ein sehr schnelles Schließen der Düsennadel zum Ende der Haupteinspritzung,

6. eine frühe Nacheinspritzung unter hohem Druck zur Rußnachverbrennung,
7. eine späte Nacheinspritzung unter geringem Druck zur Bereitstellung von HC für die Abgasnachbehandlung.

Zur Darstellung der besten Kompromisse von Verbrauch, Emissionen und Geräusch ist eine Verringerung der kleinsten Voreinspritzmengen auf Werte von 1 bis 1,5 mm³ (bei Pkw) pro Einspritzvorgang erforderlich. Die Verbesserung der Gemischbildung und damit die Reduzierung der Emissionen kann durch schnelleres Öffnen und Schließen der Düsennadel und mit der Aufteilung der Haupteinspritzmenge auf mehrere Einspritzvorgänge erreicht werden. Durch die Voreinspritzmenge nehmen der Zündverzug und das Verbrennungsgeräusch ab und die Rauchemission zu. Dieser Effekt wird mit steigender Voreinspritzmenge unterstützt. Bei zu großen Voreinspritzmengen steigt die NO_x-Emission und das Verbrennungsgeräusch sogar über das Niveau der Basis ohne Voreinspritzung an. Die Schwarzauchmission steigt auch mit zunehmender Voreinspritzmenge, da der Zündverzug der Haupteinspritzung nahezu linear mit der Voreinspritzmenge abnimmt und somit auch die raucharme vorgemischte Verbrennung immer kleiner wird [35].

2.3 Einspritzverlaufsmessung

Bei der Messung des Einspritzverlaufs wird der zeitliche Verlauf der in Brennraum eingespritzten Kraftstoffmenge ermittelt. Diese kann durch Multiplikation der Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffes beim Düsenaustritt und der Querschnittsfläche der Bohrungen berechnet werden. Der Massenverlauf ergibt sich nach (4) mit Hilfe der Dichte des Kraftstoffes.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d\dot{V}}{dt} \cdot \rho = A \cdot v(t) \cdot \rho \quad (4)$$

Es gibt eine Reihe von Verfahren um den zeitlichen Verlauf der Kraftstoffeinspritzung zu messen. Diese Verfahren können in zwei Gruppen eingeteilt werden:

1. Verfahren, die den Einspritzverlauf direkt messen. Hierbei wird die Kraftstoffmasse bzw. das -volumen unmittelbar gemessen [13].
2. Verfahren, die den Einspritzverlauf indirekt messen. Diese Verfahren basieren auf der Messung charakteristischer physikalischer Größen des Einspritzvorganges wie Strömungsgeschwindigkeit oder Druckverlauf.

Aus heutiger Sicht sind wegen der Störung durch den im Einspritzsystem eingebauten Sensor nur die Verfahren der Gruppe 2 erfolgversprechend. Die Messverfahren sollten möglichst unter motornahen Bedingungen (z.B. Gasdruck, Gastemperatur) eingesetzt werden können.

2.3.1 Einspritzverlauf aus Strömungsgeschwindigkeitsmessung

Heißfilm- und Hitzdrahtanemometrie [1] [2] [11] [13]

Die Heißfilm- und Hitzdrahtanemometrie basiert auf der Messung des Wärmeverlustes eines elektrisch beheizten Messelementes an das ihn umgebende Medium. Die Größe des Wärmeverlustes und damit der Widerstandsänderung ist abhängig von der geometrischen Form und den Abmessungen des Fühlers und von der Strömungsgeschwindigkeit, dem Druck und den thermischen Eigenschaften des Mediums. Dieses Messverfahren wird bei Gasen häufig angewendet.

Zur Einspritzverlaufsmessung erscheint dieses Verfahren aus folgenden Gründen ungeeignet:

- Änderung der Flüssigkeitstemperatur durch die Verdichtung
- Änderung der Wärmeübertragung durch Ablagerungen auf dem Fühler
- Änderung der Wärmeübertragung durch Blasenbildung
- Verschleiß und chemische Reaktionen der Sonde
- Vibrationen des Fühlers und Wirbelbildung
- Mechanische Belastbarkeit der Fühlers
- Rückströmung wird nicht erfasst

Somit ist eine Messung des Einspritzverlaufs unter motorischen Bedingungen mit Heißfilm- und Hitzdrahtanemometrie derzeit nicht realisiert.

Kapazitive Messverfahren [1] [13] [26]

Bei dieser Methode wird das physikalische Phänomen ausgenutzt, dass beim Strömen von Flüssigkeiten entlang einer Wand, in der Grenzschicht der Flüssigkeit eine Trennung elektrischer Ladungen erfolgt. An der Wandseite der Trennfläche sind

elektrische Ladungen vorhanden. An der Flüssigkeitsseite befinden sich die Ladungen mit dem entgegengesetzten Vorzeichen. Eine Bewegung der Flüssigkeitsteilchen relativ zur Wandoberfläche bewirkt eine Störung des elektrischen Gleichgewichtszustandes. Die bewegten Flüssigkeitsmoleküle üben mechanische Kräfte auf die Träger der Grenzschichtladungen aus. Es führt zu Ladungstrennungen und Ladungsverschiebungen, die Anreicherung von Ionen in der Flüssigkeit wie bei einer elektrostatischen Aufladung verursachen. Dieser Zusammenhang gilt sowohl bei stationären als auch bei instationären Strömungen. Die Größe des Aufladungseffekts hängt nicht nur von der elektrischen Leitfähigkeit der Flüssigkeit, der Strömungsgeschwindigkeit und dem Rohrdurchmesser sondern auch von spezifischen Stoffeigenschaften ab. Außerdem ist eine gute Reproduzierbarkeit des Aufladestrommessung nur mit der Berücksichtigung des Temperatureinflusses auf den Auflademechanismus möglich.

Wegen der folgenden Nachteile ist dieses Messverfahren in den Hintergrund getreten:

- Kavitation und Hohlraumbildung
- Rückströmung der Flüssigkeit kann nicht detektiert werden
- Kalibrierung dieses Verfahrens ist an die Stoffeigenschaften der Flüssigkeit gebunden. Schon geringe Veränderungen der Leitfähigkeit der Messflüssigkeit führen zu Verfälschung des Messergebnisses.

Laseranemometrie [13] [48]

Bei diesem Verfahren wird ein Laserstrahl als Geschwindigkeitssensor verwendet. Beim Durchgang des Strahles durch den Flüssigkeitsstrom wird das Licht von den Partikeln, die in der Flüssigkeit mit der Strömung fließen, gestreut. Das Streulicht wird mit Hilfe von optoelektronischen Sensoren erfasst und daraus die Strömungsgeschwindigkeit berechnet. Der von bewegten Partikeln gestreute Lichtstrahl erfährt eine Frequenzverschiebung (Doppler-Effekt).

Die Messung mit der Laseranemometrie ist berührungslos und rückwirkungsfrei. Bedingung ist ein optisch durchlässiges Medium mit streuenden Teilchen. Andere Faktoren, wie Temperatur, Druck usw., haben keinen Einfluss auf die Messung.

Um mit diesem zur Zeit modernsten und genauesten (gleichzeitig teuersten) Messverfahren einen Einspritzverlauf messen zu können, müssen folgende Voraussetzungen erfüllt werden:

- Schaffung einer optisch zugänglichen Messstelle, die den hohen Drücken im Einspritzsystem standhält.
- Schwingungsfreie Befestigung der Messstelle, da nur so eine unverfälschte Messung der Strömungsgeschwindigkeit möglich ist.

Letzteres lässt sich am laufenden Motor oder an einer Einspritzpumpenprüfbank kaum erfüllen. Daneben ist die Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit der Flüssigkeitspartikel über dem Strömungsquerschnitt bei einer hochdynamischen instationären Strömung nur näherungsweise möglich.

Induktive Durchflussmessung [5] [6] [12] [13] [49]

Die induktive Durchflussmessung nutzt den Effekt aus, dass an zwei Elektroden, die diametral entgegengesetzt am Rohrleitungsumfang angebracht sind, entsprechend den Maxwellschen Feldgleichungen eine Spannung induziert wird, wenn eine Flüssigkeit senkrecht zu einem das Rohr durchsetzenden Magnetfeld bewegt wird.

Die induzierte Spannung ist der magnetischen Induktion, dem Elektrodenabstand und der Strömungsgeschwindigkeit proportional. Da die magnetische Induktion und der Elektrodenabstand konstante Werte sind, ergibt sich eine lineare Abhängigkeit der Messspannung von der Strömungsgeschwindigkeit. Mit diesem Verfahren sind hochdynamische Vorgänge sehr gut messbar.

Entsprechend der theoretischen Zusammenhänge dieses Messverfahrens besteht keine Abhängigkeit von den elektrischen Eigenschaften der Flüssigkeit. Da die induktive Durchflussmessung auf der Grundlage des Faradayschen Induktionsgesetzes beruht und die strömende Flüssigkeit in dem System einen elektrischen Leiter darstellt, muss diese jedoch eine Mindestleitfähigkeit haben.

Die induktive Durchflussmessung hat folgende Vorteile:

- lineare Anzeige der mittleren Strömungsgeschwindigkeit

- Unabhängigkeit der Messung gegenüber Druck- und Temperaturänderungen
- Verfahren ist unabhängig von der Strömungsart
- sehr geringer Auswerteaufwand

Die Kraftstoffe (Kohlenwasserstoffe) sind aber grundsätzlich Nichtleiter, so dass dieses Verfahren für die betrachtete Messaufgabe nicht eingesetzt werden kann.

Strahlkraftmessung

Dieses Verfahren ist eine Kraftmessung die auf dem Prinzip des Impulssatzes beruht. Da die Kraft der Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffes proportional ist und von dieser generiert ist, wird das Verfahren der Strömungsgeschwindigkeitsmessung zugeordnet. Das Prinzip besteht darin, dass ein Kraftstoffstrahl nach dem Austritt aus der Einspritzdüse auf eine senkrecht zur Strahlachse stehende Messfläche trifft. Die der Geschwindigkeit proportionale Kraft, die der Strahl auf diese Fläche ausübt, wird mit einem Drucksensor gemessen. Aus dem gemessenen Kraftverlauf wird der Impuls berechnet [25].

Mit diesem Verfahren wird der Impuls des Einspritzstrahles bestimmt (**Abb. 2-11**), daraus kann dann der Einspritzverlauf berechnet werden.

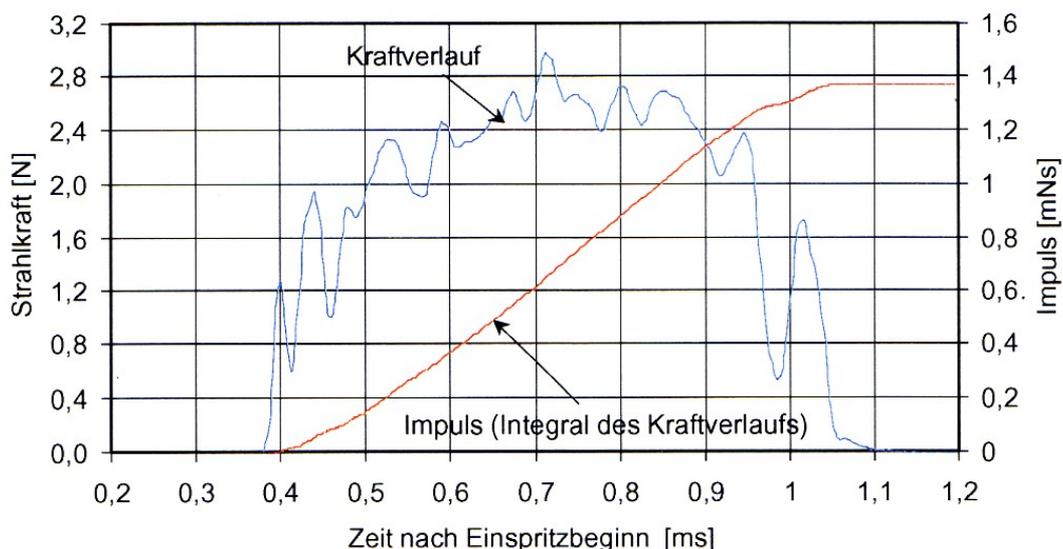


Abb. 2-11: Strahlkraftverlauf und Strahlimpuls [27]

Der Kraftverlauf ist der Strömungsgeschwindigkeit, der Impuls des Strahles der Einspritzmenge proportional. Der maximale Impulswert entspricht der

Einspritzmenge. Eine zusätzliche Mengenmessung ist nötig, um die Einspritzmenge des Injektors zu bestimmen. Aus dem Impuls und der Mengenmessung kann ein Umrechnungsfaktor bestimmt werden. Mit Hilfe dieses Faktors kann aus dem Kraftverlauf der Einspritzverlauf berechnet werden.

Ein ausgeführtes Messgerät ist in **Abb. 2-12** dargestellt. Der Injektor muss so eingestellt werden, dass der Einspritzstrahl senkrecht auf die Mitte der Fängerplatte trifft.

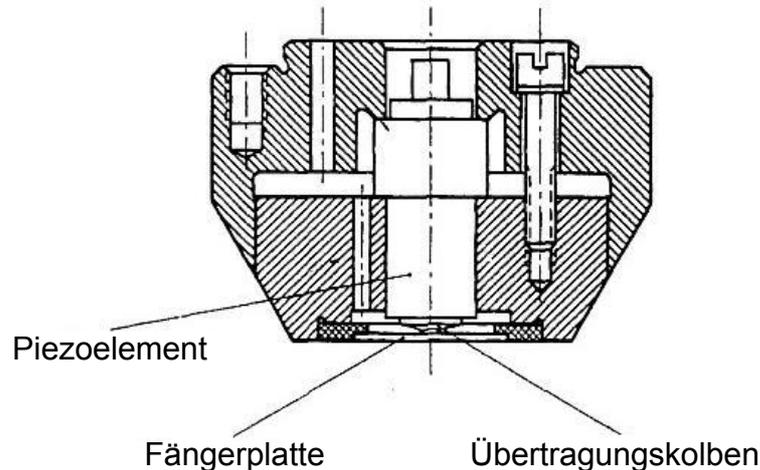


Abb. 2-12: Strahlkraftaufnehmer [31]

Dieses Verfahren kann nicht unter motorischen Bedingungen eingesetzt werden. Die notwendige Mengenmessung erhöht den Messaufwand erheblich. Ein weiterer Mangel dieses Verfahrens ist, dass wegen der Zerstäubung des Kraftstoffes nicht alle Tröpfchen vom Messgerät aufgenommen werden. Deshalb hat dieses Messverfahren eine geringe Genauigkeit und ist für eine exakte Messung des Einspritzverlaufs nicht geeignet.

Mengenindikator [58]

In den 1960-er Jahren wurde der sogenannte *Mengenindikator* für Einspritzverlaufsmessung bei Bosch entwickelt. Mit diesem Messgerät kann die Strömungsgeschwindigkeit bestimmt werden. Der Kraftstoff wird durch einen Kanal in eine Einspritzkammer eingespritzt. Von oben ist diese Kammer durch einen Kolben, von unten durch ein Überströmventil geschlossen (**Abb. 2-13**). Die Kolbenbewegung wird mit einem induktiven Wegaufnehmer gemessen und die Kolbengeschwindigkeit durch die Ableitung der Bewegungsfunktion nach der Zeit bestimmt.

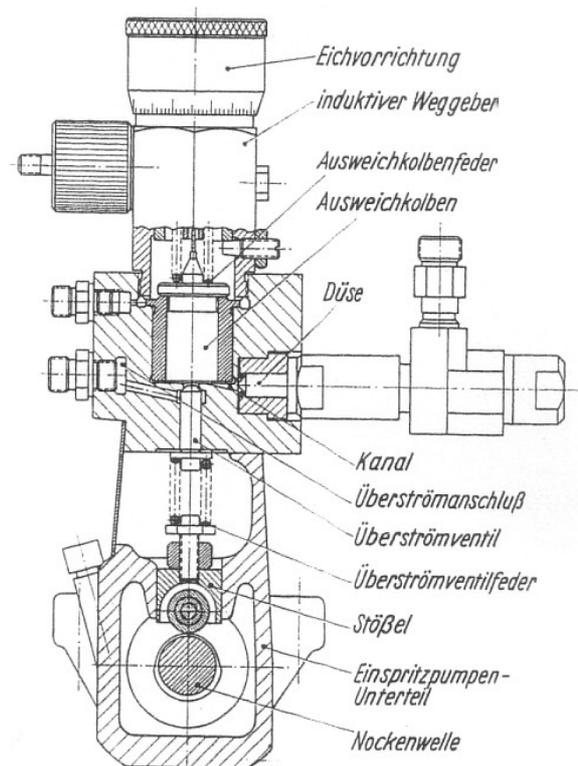


Abb. 2-13: Mengenindikator [58]

Wird in die Kammer eingespritzt, bewegt sich der Kolben nach oben. Während der Einspritzung ist das Überströmventil über Nocken und Stößel so vorgespannt, dass sich das Ventil nicht öffnet. Nach der Einspritzung wird die Ventulfeder durch entsprechende Nockendrehung soweit entspannt, dass die Kolbenfeder den Kolben bewegt und so die in der Einspritzkammer befindliche Einspritzmenge durch das offene Überströmventil zum Überströmanschluß verdrängt. Danach steht der Kolben wieder im Startpunkt, das Ventil wird geschlossen und die nächste Einspritzung kann stattfinden.

Die durch den Messstift im induktiven Wegaufnehmer induzierte Spannung ist der Kolbengeschwindigkeit proportional. Der Einspritzverlauf ergibt sich nach Multiplikation der gemessenen Kolbengeschwindigkeit mit der bekannten Kolbenfläche. Ein Überspringen des Kolbens kann nicht vermieden werden. Deshalb muss der Kolben einen möglichst großen Durchmesser und eine möglichst kleine Masse haben. Außerdem muss der schädliche Raum der Messkammer möglichst klein sein. Eine zu große Dämpfung ergibt zu niedrige Messwerte.

Der Nachteil dieses Geräts ist, dass während der Messung die Brennraumtemperatur und der -druck nicht simuliert werden können. Dieses Messgerät ist eher für die

Einspritzmengenmessung (EMI: Einspritzmengenindikator) als für die Einspritzverlaufsmessung geeignet.

AVL Shot to Shot PLU 131 [14] [37] [38]

Ein neues Messgerät, das in den letzten Jahren für die Durchflussmessung entwickelt wurde ist das AVL Shot to Shot PLU 131. Es ist neben der Bestimmung der Durchflussraten auch zur Messung des Volumens von Einzeleinspritzungen und zur kontinuierlichen Durchsatzmessung von Einspritzventilen geeignet.

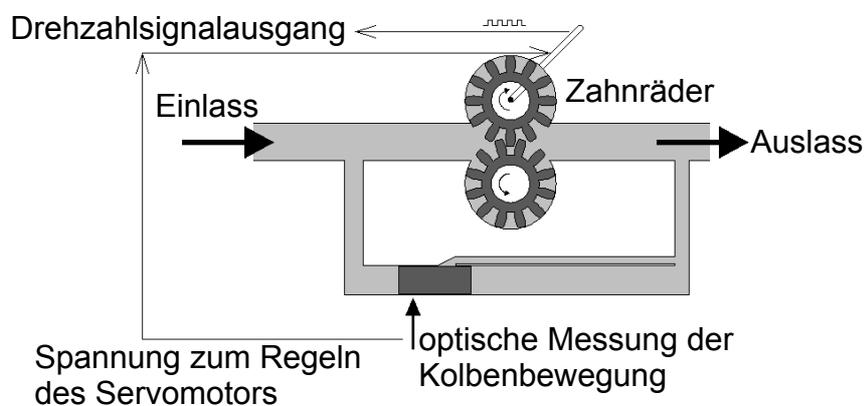


Abb. 2-14: Prinzipskizze des Messgerätes [37]

Das Messgerät arbeitet nach dem Mess- und Funktionsprinzip des servogeregelten Verdrängerzählers ($\Delta p = 0 \text{ bar}$). Mit Hilfe einer optischen Abtastung wird die Bewegung des Messkolbens erfasst (**Abb. 2-14**). Aus dem Kolbenweg kann die Kolbengeschwindigkeit berechnet werden. Aus der Kolbenpositionen nach der Einspritzung kann die Einspritzmenge und aus der Geschwindigkeit des Kolbens der Einspritzverlauf einer Einspritzung bestimmt werden. Gleichzeitig wird die Drehzahl des Volumenzählers in Abhängigkeit der Kolbenlage so geregelt, dass die Druckdifferenz über dem Zähler nach der Einspritzung wieder zu Null wird. Daraus folgt, dass der integrale Durchfluss der Drehzahl des Volumenzählers proportional ist. Die Drehzahl wird vom Impulsgeber erfasst und an den Ausgang geführt. Die Anzahl der Impulse ist proportional zur mittleren Durchflussmenge. Durch eine Auswertungselektronik werden die Ergebnisse sofort dargestellt.

Dieses neue Messgerät konnte nicht zur Verfügung gestellt werden.

2.3.2 Einspritzverlauf aus Druckmessung

Ein anderes Prinzip für die Einspritzverlaufsbestimmung beruht auf der Druckmessung im Einspritzsystem selbst oder in einer gefüllten Einspritzkammer.

Die Verfahren mit Druckmessung können in zwei Gruppe aufgeteilt werden:

- direkte Bestimmung des Einspritzverlaufs aus einem Druckmesswert
- indirekte Bestimmung des Einspritzverlaufs aus der aus einem Druckmesswert berechneten Strömungsgeschwindigkeit

Bei der direkte Bestimmung des Einspritzverlaufs ist dieser dem Differenzial des Druckmesswerts in einem Messvolumen proportional. Bei der indirekten Bestimmung des Einspritzverlaufs ist der lineare Zusammenhang zwischen Druckverlauf und Strömungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen.

Druckindikator [58]

Bei den Druckindikatoren ist der Einspritzverlauf dem gemessenen Druckverlauf in einem Messvolumen proportional. Der Druckindikator (**Abb. 2-15**) entspricht teilweise in seinem Aufbau dem Mengenindikator. Beim Druckindikator ist die Einspritzdüse direkt (ohne Kanal) mit der Messkammer verbunden. Die Kammer hat ein großes Volumen von V_0 . Die Größe der Messkammer und damit die Druckerhöhung während der Einspritzung kann durch den Einsatz verschieden großer Kammern an die zu messende Einspritzmenge angepasst werden. Die Druckänderung wird mit einem Piezoquarzdrucksensor gemessen.

Das Messprinzip setzt die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes voraus, das die Konstanz der Ölkompresibilität (E) annimmt (**5**). Deshalb darf die Druckänderung während der Einspritzung aufgrund der Druckabhängigkeit der Ölkompresibilität nicht zu groß werden.

$$\frac{dQ}{dt} = V_0 \cdot E \cdot \frac{dp}{dt} \quad (5)$$

Der Druckindikator hat gegenüber dem Mengenindikator den Vorteil, dass er ohne bewegliche Teile arbeitet.

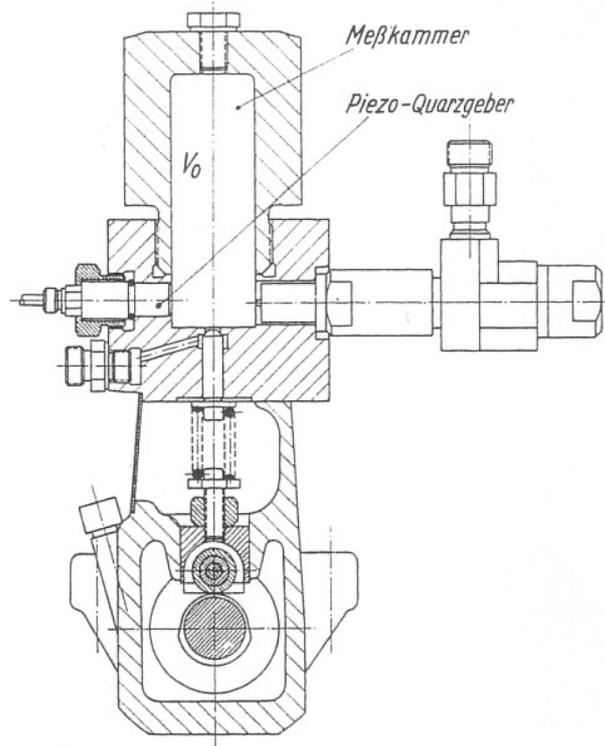


Abb. 2-15: Druckindikator [58]

Der Nachteil dieses Verfahrens ist, dass für den Kompressibilitätsmodul und die Dichte für jede Messung ein separater, aufwendiger Kalibriervorgang durchgeführt werden muss, was die Messung umständlich und in der Praxis schwer durchführbar macht. Die Dichte des Kraftstoffes ist temperaturabhängig. Deshalb ist ein Temperatursensor im Messgerät erforderlich. Eine eventuell vorhandene ungleiche Verteilung der Temperatur im Messvolumen kann nicht erfasst werden.

Weiterentwicklung des Druckindikators [42]

Dieses Messgerät befindet sich zur Zeitpunkt der Analyse des Stands der Technik noch in der Entwicklungs- und Testphase. Der im vorigen Abschnitt beschriebene Druckindikator wurde einschließlich seines aufwendigen Kalibrierungsvorgangs verbessert. Statt der früheren Kalibrierungen wird der Umrechnungsfaktor zur Ermittlung der Einspritzmenge bzw. des Einspritzverlaufs aus dem Druckverlauf bei diesem Verfahren aus der Schallgeschwindigkeit bestimmt. Diese wird mittels eines separaten Messvorgangs ermittelt. Dabei wird ein Ultraschallimpuls von einem Schallgeber in das Messvolumen eingeleitet und durch den Drucksensor aufgenommen. Aus dem bekannten Abstand zwischen Schallgeber und Drucksensor

und der gemessenen Laufzeit lässt sich die Schallgeschwindigkeit direkt berechnen. Die Schallgeschwindigkeit kann auch ohne zusätzliche Messung bestimmt werden. Aus den Druckmesswerten wird die Eigenfrequenz einer Druckeigenschwingung des Messvolumens bestimmt. Hieraus folgt die Schallgeschwindigkeit über das gesamte Messvolumen.

Durch Filterung der Druckmesswerte können Störungen und Rauschen eliminiert werden. Da der Drucksensor im Messvolumen so positioniert ist, dass er im Druckknoten der ersten Druckeigenschwingung liegt, erfasst der Drucksensor kein Signal der Grundeigenschwingung. Deshalb kann die Grenzfrequenz des Tiefpassfilters zur Glättung des Druckverlaufs verdoppelt werden.

In **Abb. 2-16** ist der Aufbau der Vorrichtung schematisch dargestellt. An einer Seite der Messkammer (1) wird die Einspritzdüse (2) angekoppelt. Gegenüber wird der Drucksensor (3) an einer Halterung (4) in der Mitte des Messvolumens positioniert. Um die Schallgeschwindigkeit zu bestimmen ist ein Schallgeber (5) über dem Drucksensor eingebaut. Um die Schallgeschwindigkeit zu bestimmen ist ein Schallempfänger (6) diametral dem Schallgeber gegenüber eingebaut. Um den Druck im Messvolumen zwischen den Einspritzungen zu regeln, ist ein Druckregelventil (7) eingebaut.

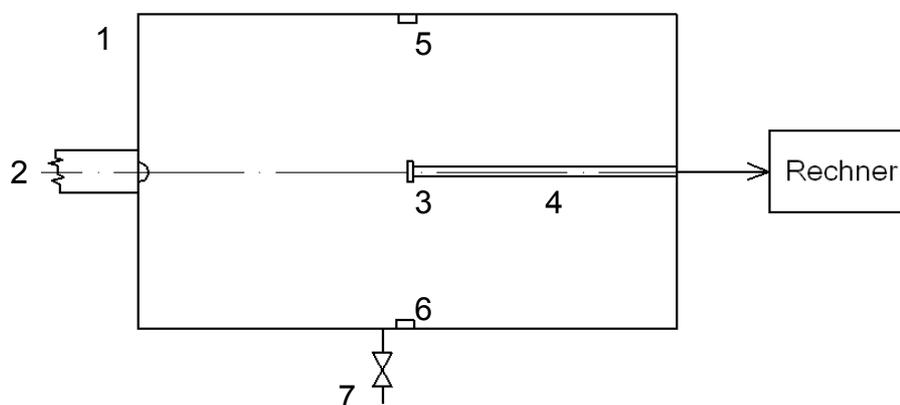


Abb. 2-16: Schematisch dargestellte Messvorrichtung [42]

Es kann auch ein separater Schallempfänger (6) diametral dem Schallgeber gegenüber eingesetzt werden. Damit steht eine längere Strecke zur Verfügung, wodurch eine größere Genauigkeit bei der Bestimmung der Schallgeschwindigkeit erreichbar ist. Um den Druck im Messvolumen zwischen den Einspritzungen zu regeln, ist ein Druckregelventil (7) eingebaut.

Messung des Druckverlaufs in der Einspritzleitung [18] [54]

Mit Hilfe der Druckdifferenz zwischen Düsenraum und Brennraum kann ohne Düsennadelhubmessung bei bekanntem wirksamen Durchflussquerschnitt ($\mu \cdot A$) der Düse der Einspritzverlauf berechnet werden **(6)**.

$$\frac{dQ}{dt} = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_D - p_Z)} \quad (6)$$

Da der Druckverlauf im Düsenvorraum in der Regel nicht gemessen werden kann, wird der Druck in der Einspritzleitung verwendet. Der Gesamtdruck an der Messstelle setzt sich zusammen aus dem in der Leitung vorhandene Systemdruck, der vorlaufenden Druckwelle und der rücklaufenden Druckwelle.

Um den Druckverlauf an der Düse zu bestimmen, muss die mit Schallgeschwindigkeit zur Düse vorlaufende Druckwelle berechnet werden. Hierbei sind die Wellenlaufzeiten zwischen Druckmessstelle und Düsenvorraum zu berücksichtigen. Da im Messsignal bis zur doppelten Wellenlaufzeit zwischen Messstelle und Düse kein rücklaufender Wellenanteil enthalten sein kann, gelingt es mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung für den Düsenvorraum und der Bewegungsgleichung für die Düsennadel den Gesamtdruck im System in vor- und rücklaufende Welle zu trennen. Damit wird es durch simultane numerische Lösung des Differentialgleichungssystems möglich, sowohl den Einspritzverlauf als auch den Düsennadelhub zu berechnen.

Diese Methode ist für Einspritzverlaufsmessungen am laufenden Motor geeignet. Der Verlauf wird nur aus dem in der Einspritzleitung gemessenen Druckverlauf und dem Zylinderdruckverlauf berechnet.

Dieses Verfahren hat den Nachteil, dass die Auswertung einen hohen rechnerischen Aufwand erfordert. Außerdem muss zur Ermittlung der wirksamen Querschnittfläche eine Reihe zusätzliche Messungen durchgeführt werden. Dieses Verfahren ist nur für Einspritzsysteme geeignet, bei denen es nach der Druckmessung in der Einspritzleitung keine Leckage oder keinen Rücklauf gibt. Deshalb ist es für heutige Einspritzdüsen nicht verwendbar.

Einspritzverlaufsindikator [7] [20] [53]

Ein anderes Messgerät, das die Bestimmung des Einspritzverlaufs aus einer Druckmessung auf die Strömungsgeschwindigkeitsberechnung zurückführt, ist der Einspritzverlaufsindikator (EVI). Dieser ist das heute am meisten verwendete Messgerät zur Einspritzverlaufsmessung. Es wurde von Wilhelm Bosch [7] entwickelt, deshalb ist er auch als "Bosch-Indikator" bekannt. Der grundsätzliche Vorgang bei der Messung des Einspritzverlaufs lässt sich folgendermaßen beschreiben: Die Einspritzdüse wird mit Hilfe eines Düsenadapters an das Gerät angeschlossen. Es wird in ein mit Flüssigkeit aufgefülltes langes Messrohr eingespritzt. Die aus der Düse austretende zeitlich veränderliche Einspritzmenge erzeugt eine davon abhängige Strömungsgeschwindigkeit in der Leitung. Diese Strömung verursacht eine Druckwelle in der Flüssigkeit, deren Verlauf unter vereinfachenden Annahmen der eingespritzten Kraftstoffmenge proportional ist. Diese Druckwelle wird im Rohr gemessen und daraus der Einspritzverlauf bestimmt.

$$\frac{dQ}{dt} = A \cdot \frac{p}{\rho \cdot a} \quad (7)$$

Die älteren Versionen des Messgeräts hatten ein Messrohr mit geringer Wandstärke, so dass der Druck über die Dehnung des Rohres mit Hilfe von Dehnmessstreifen erfasst werden konnte. Die Druckmessung erfolgt heute mit Hilfe eines piezoelektrischen Druckaufnehmers.

Der EVI hat gegenüber anderen Messverfahren den Vorteil, dass sein Aufbau sehr einfach ist und dass er direkt kalibrierbar ist. Im Messgerät können motorische Bedingungen wie Gegendruck und Temperatur annähernd eingestellt werden.

Nachteilig ist, dass die Theorie des Messprinzips auf einer Reihe von Annahmen (z.B. konstante Kraftstoffdichte, konstante Schallgeschwindigkeit) basiert und die Ergebnisse der Messung somit unsicher sind.

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wurde dieser EVI verwendet, deshalb erfolgt eine detaillierte Beschreibung des Messgeräts in Kapitel 4.

Injection Analyzer [20]

Der Injection Analyzer ist die Kombination eines Einspritzverlaufsindikators 2 (EVI2) mit einer Auswertelektronik inklusive Software. Vom Einspritzverlaufsindikator werden nur das Druckverlauf- und das Temperatursignal als Messspannung übergeben. Um die richtigen physikalischen Werte zu bekommen, müssen die Signale umgerechnet werden. Diese Umrechnung mit Signalkorrekturen wird im Injection Analyzer realisiert.

2.4 Fazit

Eine direkte Messung des Einspritzverlaufs am Motor ist nach wie vor nicht möglich. Die verfügbaren Messgeräte messen den Einspritzverlauf außerhalb des Motors.

Die Druckverlaufs- oder Strömungsgeschwindigkeitsmessungen am Motor vor der Düse sind Alternativen, haben aber das Problem der Aufteilung des Kraftstoffstroms innerhalb der Düse in Einspritzung und Rücklaufmenge. Eine zusätzliche gleichzeitige Zu- und Rücklaufmengenmessung kann wegen der unbekanntenen Verzögerungszeiten Fehler bei der Einspritzverlaufmessung verursachen.

Die verwendeten Messgeräte außerhalb des Motors können die motorischen Bedingungen meist nur teilweise simulieren, so dass die Messergebnisse nur mit Einschränkungen auf einen laufenden Motor übertragbar sind oder basieren auf Annahmen, die die Messgenauigkeit stark beeinflussen.

Es sollten Messvorrichtungen entwickelt werden um die Schwachpunkte des bisherigen Messverfahrens zu reduzieren und um die Zuverlässigkeit und Genauigkeit der Einspritzverlaufsmessung zu erhöhen. Eine Verifizierung der Einspritzverlaufsmessgeräte mit einer sogenannten Mastervorrichtung (Laborvorrichtung) wurde bisher noch nicht realisiert. Deshalb wird in Rahmen dieser Arbeit eine Laborvorrichtung entwickelt, die einen definierten, exakt messbaren „Einspritzverlauf“ generiert, der als Eingangssignal für die nachgeschalteten Einspritzverlaufsmessgeräte dient. Durch diesen Vergleich lassen sich die Abweichungen einerseits und Korrekturfaktoren für am Markt befindliche Messgeräte andererseits ermitteln.

Für die bis heute dominierende Verfahrensweise der Einspritzverlaufsmessung am Hydraulikprüfstand ist das beim Einspritzverlaufsindikator (EVI) beschriebene Messprinzip am besten geeignet. Aus diesem Grund sollte ein Einspritzverlaufsindikator als Kontrollgerät für neue Messvorrichtungen verwendet werden.

3 Aufgabenstellung

Die innermotorischen Vorgänge, wie Gemischbildung, Verbrennung, Abgasemissionen, Geräusch, Leistung und Kraftstoffverbrauch eines Diesel-Motors hängen in starkem Maße vom Einspritzverlauf ab.

Das Ziel dieser Arbeit soll die Entwicklung einer Laborvorrichtung sein, mit der eine möglichst exakte Bestimmung des Einspritzverlaufs an Diesel-Injektoren möglich ist. Die bei den untersuchten und bekannten Messgeräten festgestellten Abweichungen sind mit Hilfe von Kontrollmessungen mit der Laborvorrichtung und Simulationen zu korrigieren.

Im Einzelnen sind folgende Aufgaben zu lösen:

- Entwicklung eines neuen Messverfahrens und einer dafür geeigneten Laborvorrichtung, mit der ein definierter Einspritzverlauf (ähnlich der motorischen Einspritzung) in ein Messgerät eingespritzt werden kann.
Als Kontrollmessgeräte werden ein EVI1 und ein EVI2, die heute meist verwendeten Einspritzverlaufsmessgeräte, verwendet. Der EVI wird hinter der Laborvorrichtung geschaltet. Mit dieser wird ein definierter Einspritzverlauf in das Messgerät eingespritzt. Der gewünschte Gegendruck (Brennraumdruck) wird durch den EVI eingestellt und geregelt.
- Erstellen von 1D-Simulationsmodellen für die beiden Einspritzverlaufsindikatoren und die Laborvorrichtung sowie Verifizierung der Modelle mit Messergebnissen.
- Untersuchung unterschiedlicher statischer und dynamischer Einflüsse auf das Messergebnis der Laborvorrichtung (simulativ und experimentell).
- Erklärung der Abweichungen zwischen den Messergebnissen der Laborvorrichtung und des EVI auf der Basis von physikalischen Zusammenhängen. Hierdurch werden die Messergebnisse des EVI korrigierbar.
- Modellierung und Untersuchung der Abweichung während des Messvorgangs durch rechnerische Simulation.
- Erstellen von Korrekturalgorithmen für die EVI-Messgeräte zur Bestimmung des richtigen ("wahren") Einspritzverlaufs.

4 Versuchs- und Simulationstechnik

4.1 Aufbau der Prüfbank

Die Basis des Prüfaufbaus ist der Einspritzpumpenprüfstand EPS 715 E der Firma Moehwald. Die Prüfbank verfügt über ein Aufspannbett, auf dem die Hochdruckpumpe, das Common-Rail-System und weitere prüfstandsrelevante Bauteile, montiert werden können [34].

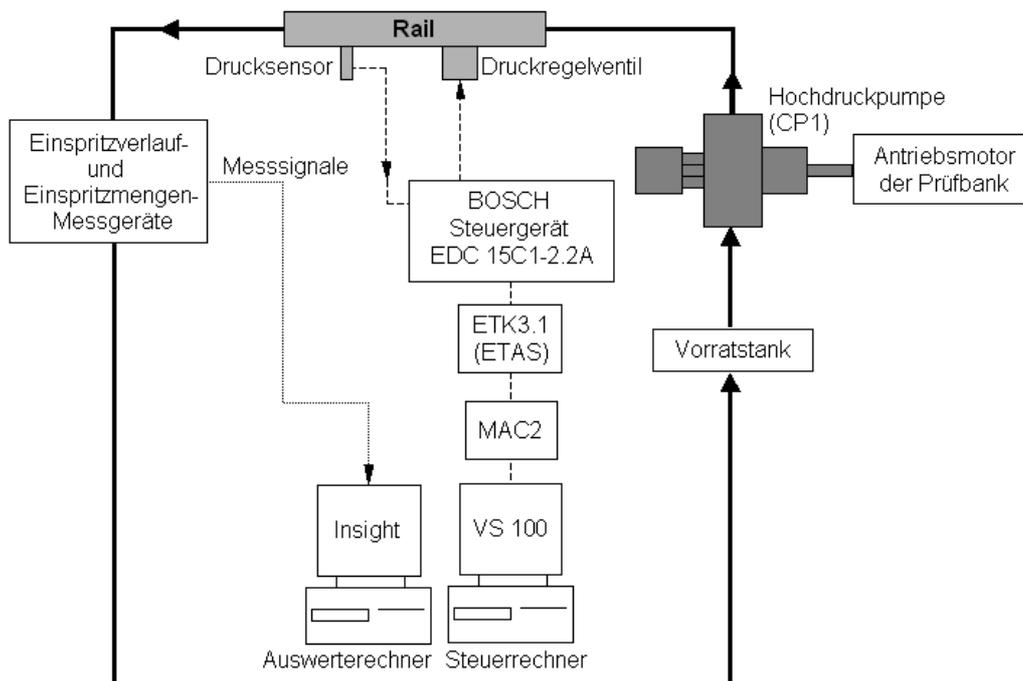


Abb. 4-1: Schematische Darstellung des Prüfbankaufbaus

Der Versuchsaufbau entspricht der **Abb. 4-1**. Als Medium wird Prüföl verwendet. In der **Tabelle 4-1** sind die wichtigsten physikalischen Eigenschaften des verwendeten Prüföls ISO 4113 zusammengestellt.

Tabelle 4-1: Auszug relevanter Eigenschaften des Prüföls ISO 4113 [10] [43]

Eigenschaft	Einheit	Wert
Dichte bei 15°C	g/ml	0,82 – 0,83
Flammpunkt	°C	min. 75
Kinematische Viskosität	mm ² /s	2,45 – 2,75
Wassergehalt	-	frei von ungelöstem Wasser
Schaumverhalten		
Neigung	ml	max. 50
Stabilität	ml	0

Die Hochdruckpumpe (CP1) ist über eine Kupplung mit dem Antriebsmotor der Einspritzprüfbank verbunden. Durch die Pumpe wird der nötige Einspritzdruck von 250 bar bis 1350 bar im Common-Rail-System erzeugt. Mit diesem Druck wird das Prüföl über einen Speicher (Rail) in die entsprechenden Messgeräte eingespritzt.

Die Betriebsparameter des Einspritzsystems werden mit Hilfe der Steuerungssoftware (VS100) des Steuergeräts (EDC15 und ETK3.1 über einen MAC2-Adapter) eingestellt. Die anfallenden Messdaten werden mittels einer Messkarte und der Messsoftware „Insight“ einem Rechner zurückgeführt und für die Auswertung gespeichert.

4.2 Einspritzmengenmessung

Um die Betriebspunkte für die Untersuchungen festzulegen wurden vorab Einspritzmengenmessungen vorgenommen. Danach wurden für die geplanten Untersuchungen die Einspritzmengen $\approx 1 \text{ mm}^3$, $\approx 10 \text{ mm}^3$, $\approx 50 \text{ mm}^3$ und $\approx 100 \text{ mm}^3$ abhängig von Raildruck und Systemdruck festgelegt. Die Einspritzmengen wurden mit EMI2 (Einspritzmengenindikator) separat und bei Einsatz eines EVI mit dem nachgeschalteten KMM (kontinuierliches Mengensystem) gemessen.

Einspritzmengenindikator [44]

Mit dem Einspritzmengenindikator (EMI2) kann die Einspritzmenge für jede Einspritzung gemessen werden. Bei jeder Einspritzung können drei Einzeleinspritzungen (Vor-, Haupt- und Nacheinspritzmenge) gemessen werden. Ebenso ist eine Messung der Gesamteinspritzmenge möglich. Diese drei Einzeleinspritzmengen können entweder als Augenblickswert der Einzeleinspritzmengen oder Durchschnittswert von mehreren Einspritzungen angezeigt werden. Die Messergebnisse werden als Masse, Volumen oder als temperaturkompensiertes Volumen bei einer vorgegebenen Temperatur angezeigt. Die Möglichkeit der Anzeige kompensierter Volumina bedarf der Eingabe einer Kennlinie für die Abhängigkeit der Dichte des Prüföls von der Temperatur.

Der EMI2 arbeitet nach dem Verdrängungsprinzip, wie **Abb. 4-2** zeigt. Die Einspritzung erfolgt in die mit Prüföl gefüllte Messkammer. Durch die eingespritzte,

zusätzliche Prüfmenge wird ein Kolben mit einem Durchmesser d um die Wegstrecke h verdrängt. Der momentane Kolbenweg wird induktiv gemessen.

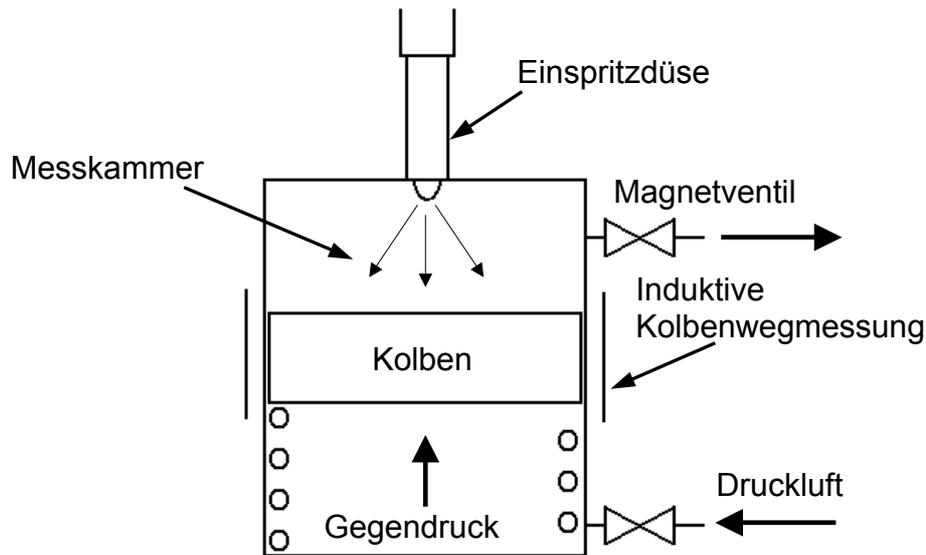


Abb. 4-2: Prinzipskizze des EMI2

Mit Hilfe der bekannten geometrischen Abmessung (d) des Zylinders und der Strecke (h) kann dann das Einspritzvolumen (V_E) nach **(8)** bestimmt werden.

$$V_E = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h \quad (8)$$

Der Kolben wird von unten mit Druckluft beaufschlagt, so dass ein Gegendruck (Zylinderdruck im Motor) simuliert werden kann. Nach der Messung wird ein Magnetventil geöffnet und das eingespritzte Prüfmittel mittels Federkraft ausgeschoben.

Die maximal messbare Einspritzmenge beträgt $600 \text{ mm}^3/\text{Einspritzung}$. Bei Einspritzungen bis $100 \text{ mm}^3/\text{Einspritzung}$ besitzt das Gerät eine Auflösung von $0,02 \text{ mm}^3/\text{Einspritzung}$ und darüber von $0,1 \text{ mm}^3/\text{Einspritzung}$. Die Messunsicherheit beträgt weniger als $\pm 0,1 \%$ des vollen Messbereiches (ca. $\pm 0,6 \text{ mm}^3/\text{Einspritzung}$).

Kontinuierliches Mengemesssystem [34]

Das KMM bietet die Möglichkeit eine Anzahl von bis zwölf Volumenströmen gleichzeitig auch im Niederdruckbereich zu messen. Der Ausgang eines Messgerätes (z.B. EVI) wird an das KMM angeschlossen. Dadurch kann während der Messung einer physikalischen Eigenschaft (z.B. Einspritzverlauf) zeitgleich die eingespritzte Kraftstoffmenge ermittelt werden. Diese Mengemessung dient

während der Messungen nur als Kontrolle der Betriebspunkte, da dieses System für eine nähere Untersuchung der einzelnen Einspritzung ungeeignet ist. Das in Kapitel 2.3.1 beschriebene AVL Shot to Shot PLU 131 ist die Weiterentwicklung dieses Gerätes, konnte aber hier nicht eingesetzt werden.

Im Folgenden wird das KMM 60 mit beispielsweise sechs Messstellen näher beschrieben. Jede dieser Messstellen ist mit einem Verdrängungszähler ausgerüstet.

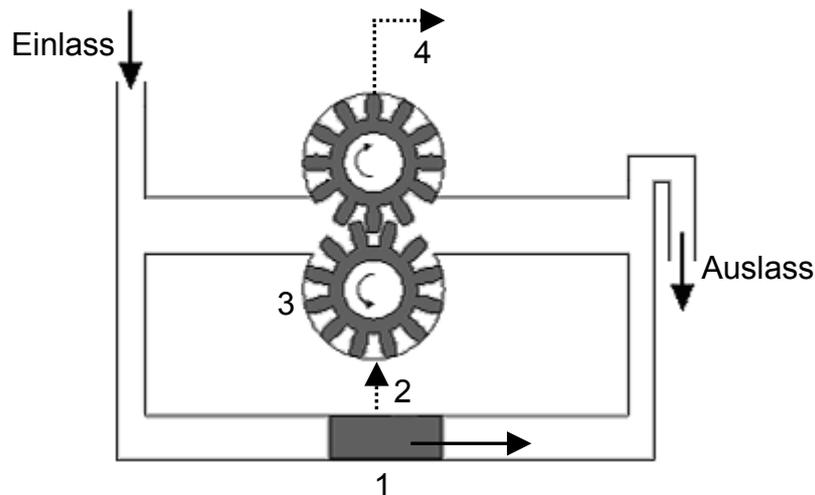


Abb. 4-3: Aufbau einer Messzelle des KMM

In **Abb. 4-3** ist der Aufbau einer Messstelle zu sehen. Das KMM misst das abgespritzte Prüfölvolumen kontinuierlich. Das Funktionsprinzip besteht in der Einstellung der Drehzahl der Zahnradpumpe so, dass die Druckdifferenz zwischen Eingang und Ausgang der Messzelle Null wird. In der Messzelle befinden sich zwei Röhrchen (Einlass und Auslass), die zum einen über den frei beweglichen Messkolben (1) als Differenzdruckaufnehmer und zum anderen über die Zahnradpumpe (3) als Verdrängungszähler miteinander verbunden sind. Durch den auftretenden Druckunterschied wird der Messkolben des Differenzdruckaufnehmers verschoben und durch photoelektrische Abtastung des Kolbens entsteht ein elektrisches Signal (2). Dieses Signal steuert den Servoantrieb der Zahnradpumpe an, um Prüföl vom linken ins rechte Röhrchen zu pumpen und so die Druckdifferenz Null zu stellen. Weiterhin wird das Drehzahlsignal der kontinuierlich betätigten Zahnradpumpe (4) benutzt, um die Durchflussmenge darzustellen. Über das rechte Röhrchen fließt überschüssiges Prüföl durch den Überlauf in den Vorratstank zurück.

4.3 Einspritzverlaufsmessung

Der Einspritzverlaufsindikator 1 und der Einspritzverlaufsindikator 2 basieren auf dem im Kapitel 2.3.2 beschriebenen Bosch-Indikator. Da der EVI heutzutage das meist verwendete Einspritzverlaufsmessgerät ist und es in der vorliegenden Arbeit als zu prüfendes Messgerät benutzt wurde, wird es nachfolgend detailliert erklärt.

Einspritzverlaufsindikator 1 (EVI1) [7] [19] [53]

Der theoretische Zusammenhang zwischen dem Einspritzverlauf und dem Druckverlauf im Messgerät wird mit der folgenden Gleichung beschrieben:

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{q}(t) = \frac{A}{a(p(t), T) \cdot \rho(p(t), T)} \cdot p(t) \quad (9)$$

Wegen der Temperatur- und Druckabhängigkeit der Flüssigkeitseigenschaften ist neben der Druckmessung eine Temperaturmessung (eine konstante Temperatur wird während der Einspritzung angenommen) erforderlich, um den Faktor für die Umrechnung des Drucksignals in jedem Messpunkt in einen Einspritzverlauf zu bestimmen. Dieser Faktor wird als EVI-Faktor bezeichnet und lautet:

$$F_{\text{EVI}} = \frac{A}{a(p(t), T) \cdot \rho(p(t), T)} \quad (10)$$

Die Bestimmung des EVI-Faktors ist mit Hilfe von Einspritzmengenmessungen möglich. Das bestimmte Integral nach **(11)** liefert eine Gleichung zur Berechnung der Einspritzmenge für eine einzelne Einspritzung:

$$q_{\text{Hub}} = \int_{t_{\text{Einspritzbeginn}}}^{t_{\text{Einspritzende}}} \dot{q}(t) dt = \frac{A}{a \cdot \rho} \int_{t_{\text{Einspritzbeginn}}}^{t_{\text{Einspritzende}}} p(t) dt \quad (11)$$

Es ist zu beachten, dass diese Gleichung die Konstanz der Schallgeschwindigkeit und der Dichte während der Einspritzung unterstellt. Verwendet man für q_{Hub} einen Mittelwert aus einer genügend großen Anzahl von Mengenmessungen und teilt diesen durch den Mittelwert aus derselben Anzahl von Druckintegralen, lässt sich der EVI-Faktor bestimmen:

$$\frac{A}{a \cdot \rho} = \frac{q_{\text{Hub}} \Big|_{\text{Mittelwert von 1000 Einspritzerreignissen}}}{\int_{t_{\text{Einspritzbeginn}}}^{t_{\text{Einspritzende}}} p(t) dt \Big|_{\text{Mittelwert von 1000 Einspritzerreignissen}}} \quad (12)$$

Dieses Verfahren hat den Nachteil, dass neben der Einspritzverlaufsmessung eine Mengenmessung durchgeführt werden muss. So gehen sämtliche Messunsicherheiten der verwendeten Geräte in die Bestimmung des Faktors ein. Weiterhin ist die Kenntnis der korrekten Zeitpunkte von Einspritzbeginn und -ende für die Berechnung der Druckintegrale notwendig.

Je nach Anforderungen an die Genauigkeit der zu ermittelnden Einspritzverläufe sollte auf eine exakte Bestimmung der Schallgeschwindigkeit und der Dichte auf Grundlage von detaillierten Stoffwerten zurückgegriffen werden. Um diesen Faktor für Prüföl ISO 4113 zu bestimmen wurde aus der Schallgeschwindigkeit im Öl – $a(p,T)$ – und der Dichte des Öls – $\rho(p,T)$ – ein Kennfeld für den EVI-Faktor in Abhängigkeit von Druck und Temperatur ($p=20$ bis 100 bar und $T=20$ bis 80 °C) berechnet.

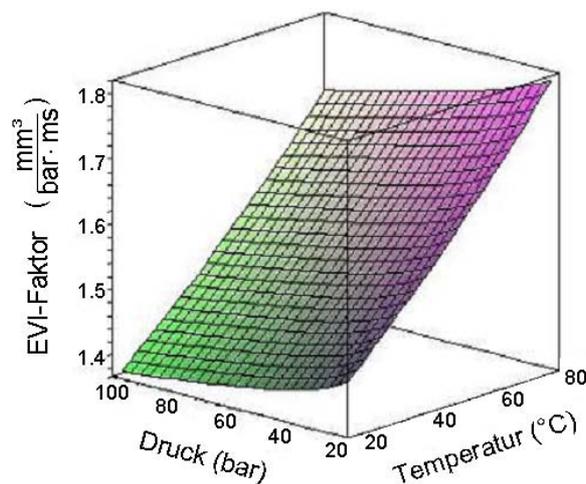


Abb. 4-4: Abhängigkeit des EVI-Faktors von Druck und Temperatur

In **Abb. 4-4** ist beispielhaft ein solches Kennfeld für einem Durchmesser des Messrohrs von 4,5 mm dargestellt.

Um die motorischen Bedingungen einer Einspritzung annähernd nachbilden zu können, wird im Messrohr ein konstanter Gegendruck eingestellt, welcher dem Zylinderdruck des Motors zum Zeitpunkt der Einspritzung entspricht. Die Druckregelung erfolgt über ein Regelventil, das sich am Ende des Messrohrs befindet. Die Druckwellen, die sich mit Schallgeschwindigkeit im Messrohr ausbreiten, werden am Ende der Leitung reflektiert und laufen zurück zur Einspritzdüse. Damit die am Rohrende reflektierten Druckwellen sich nicht mit dem

Messsignal überlagern und so dieses verfälschen können, muss die Rohrlänge entsprechend ausgewählt werden.

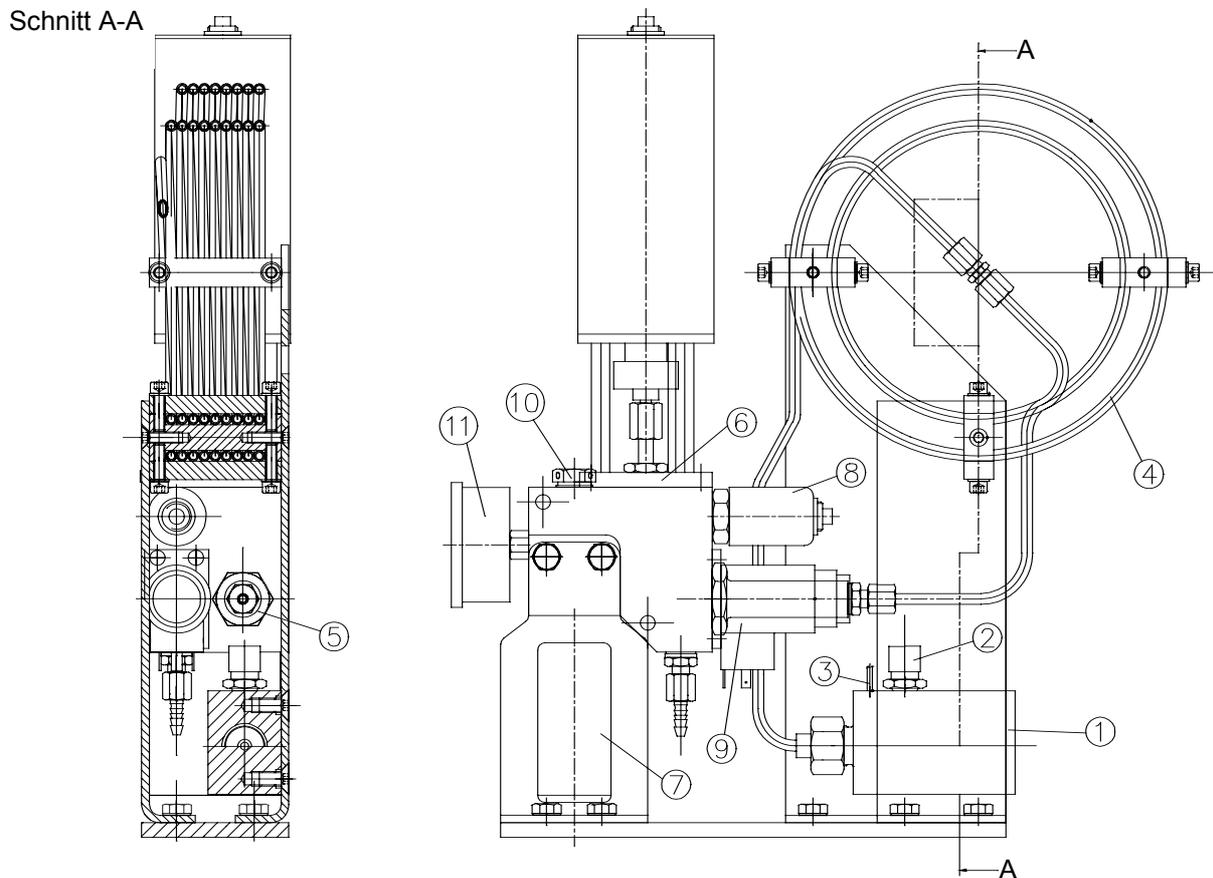


Abb. 4-5: Aufbau des EVI1 [53]

In Abb. 4-5 ist der Aufbau des EVI1 dargestellt. Die einzelnen Komponenten sind in Tabelle 4-2 aufgeführt.

Tabelle 4-2: Komponenten des EVI1 [53]

Pos.	Bezeichnung
1	Düsenadapter zur Aufnahme der Einspritzdüse / des Injektors
2	PT 100 Temperaturfühler
3	Piezoelektrischer Quarzdruckaufnehmer
4	Rohrschleife (6 m lang)
5	Filterpaket mit der Aufgabe, die Druckwellen mit hoher kinetischer Strahlenergie der DI- Einspritzsysteme zu dämpfen
6	Drosselventil mit der Aufgabe, durch Veränderung des Drosselquerschnittes (mit Schrittmotor) den Reflektionsgrad der Druckwelle zu beeinflussen.
7	Druckspeicher zur Beruhigung des Druckes hinter der Drossel
8	Drucksensor für die Gegendruckregelung
9	Druckregelventil, ausgeführt als Proportional- Magnetventil.
10	Berstscheibe, als Sicherheit gegen Überdruck im System.
11	Manometer, zweite Systemdruckanzeige für Kontrollzwecke am Messgerät.

Trotz des kompakten Aufbaus des EVI1 ist die mit Flüssigkeit aufgefüllte Rohrleitung schwingfähig. So können Schwingungen aus der Umgebung und vom Gerät selbst das Messsignal beeinflussen. Weiterhin generiert das elektronisch geregelte Druckregelventil durch Öffnen und Schließen eine Druckschwingung in der Flüssigkeit. Diese Schwingungen können sich dem eigentlichen Messsignal als Störgröße überlagern.

Einspritzverlaufsindikator 2 (EVI2) [20]

Eine Weiterentwicklung des EVI1 ist der EVI2. Das Messprinzip ist das gleiche nur der Aufbau wurde verändert (**Abb. 4-6**).

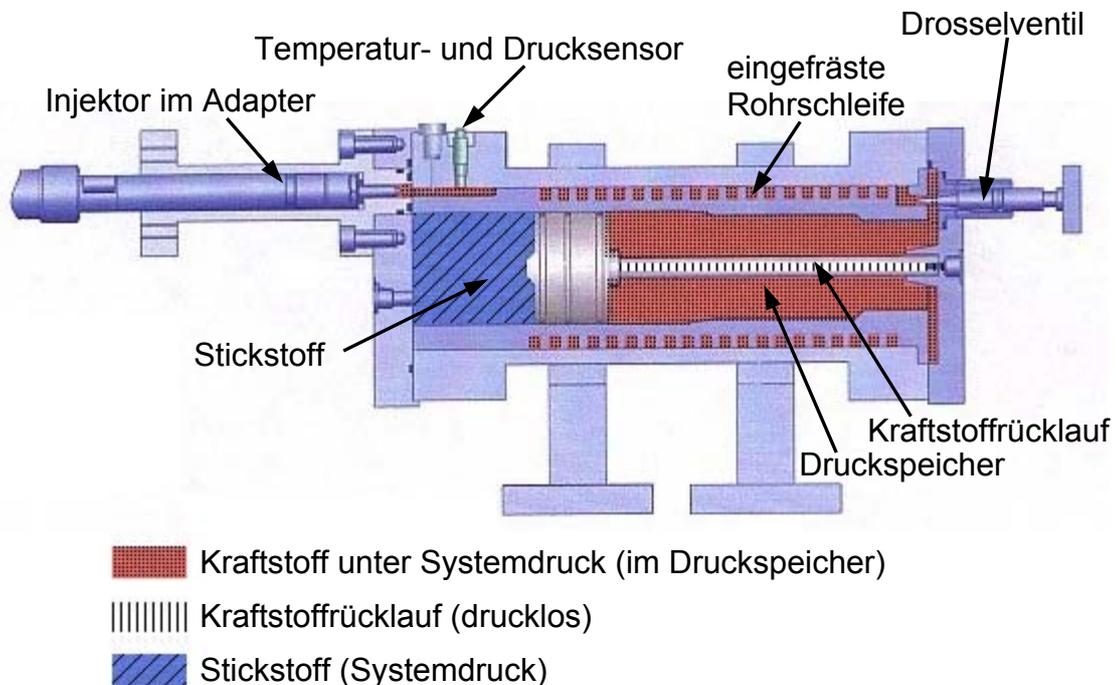


Abb. 4-6: Aufbau des Einspritzverlaufsindikators (EVI2) [20]

Eine grundlegende Verbesserung ist die Kompaktheit des Messgeräts. Beim EVI2 wurde die Messleitung in einem Stahlblock eingefräst. Damit hat dieser Aufbau eine vielfach höhere Steifigkeit als die Rohrleitung des EVI1 hat. Dadurch wird eine bessere Signalqualität erreicht.

Der Gegendruck kann bis 180 bar erhöht werden um den entsprechenden Zylinderdruck zu simulieren.

Eine Korrektur des Einspritzverlaufssignals ist notwendig, da die Messungen zeigen, dass sich der Druck während der Einspritzung erhöht und nach Abschluss der Einspritzung höher ist als vor der Einspritzung.

4.4 Nadelhubmessung am Injektor

Für die Untersuchung der Charakteristik von Einspritzverläufen ist es hilfreich, zusätzlich zur eigentlichen Einspritzverlaufsmessung Informationen über die Vorgänge innerhalb des Injektors während der Einspritzung zu erhalten. Beginn und Ende der Einspritzung werden durch Freigabe bzw. Verschließen der Düsenbohrungen festgelegt. Der Einspritzvorgang selbst ist an die Bewegung der Düsennadel gekoppelt. Die Düsennadel ist mit dem Steuerkolben verbunden. Die Druckverhältnisse oberhalb des Steuerkolbens können durch die Betätigung des Magnetventils (Injektorsteuerung) gesteuert werden. Zwischen Magnetventil und Steuerkolben besteht nur eine hydraulische Kopplung. Dadurch erfolgt die Bewegung des Steuerkolbens und der Düsennadel nicht unmittelbar nach der Betätigung des Magnetventils sondern mit einer gewissen Verzögerung. Diese Trägheit des Systems ist unter anderem auch vom momentanen Raildruck abhängig. Die Messung des Ansteuerstromverlaufs des Magnetventils gibt nur begrenzt Aufschluss über die Bewegung der Düsennadel. Aus diesem Grund kann auf eine direkte Messung des Düsennadelhubes nicht verzichtet werden. Eine entsprechende Wegmessung erfolgt an der Steuerkolbenstange. Die Bewegung der Steuerkolbenstange entspricht der Bewegung der Düsennadel, da zwischen Düsennadel und Steuerkolben ein ständiger Kraftschluss durch den Raildruck erhalten bleibt.

Das gewählte Messprinzip umfasst eine berührungslose Wegmessung des Steuerkolbens mit Hilfe eines Wirbelstromsensors der Serie eddyNCDT der Firma Micro-Epsilon. Der Wirbelstromsensor muss folglich auf geeignete Weise in das Gehäuse des Injektors eingesetzt werden (**Abb. 4-7**), um eine Veränderung des Abstands zwischen Sensor und Steuerkolben in Abhängigkeit vom Hub der Düsennadel zu gewährleisten. Dazu wurde der Steuerkolben mit einer entsprechenden Einfräsung versehen. Die entstandene Messfläche liegt in einem Winkel von 15° zur Symmetrieachse des Kolbens. Der Wirbelstromsensor wurde im

gleichen Winkel in den Injektor eingeschraubt, so dass die Spulenquerschnittsfläche parallel zur Messfläche liegt.

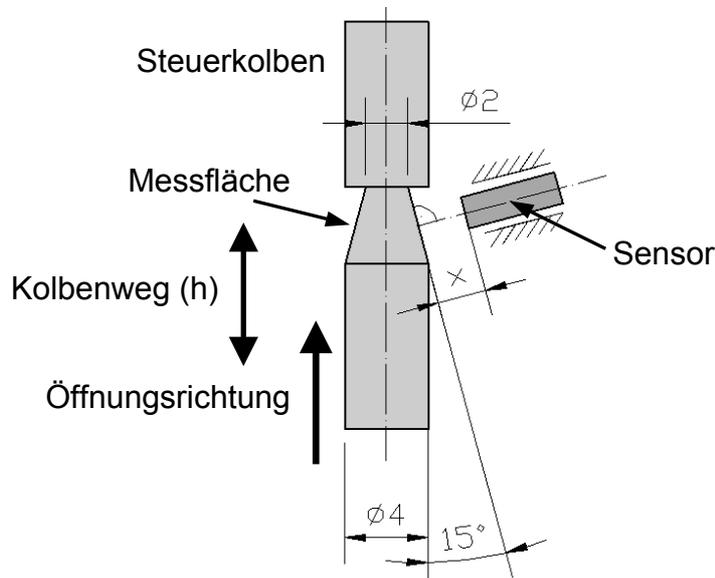


Abb. 4-7: Anordnung des Wirbelstromsensors am Steuerkolben des Injektors

Der Zusammenhang zwischen Kolben- bzw. Düsenadelhub und dem Sensorabstand (x) zur Messfläche beschreibt **(13)**, wobei der maximale Kolbenhub, $\Delta h_{N_{\max}} = 0,3 \text{ mm}$ ist:

$$\Delta x = \Delta h_N \cdot \sin 15^\circ \quad (13)$$

$$\Delta x_{\max} = 0,078 \text{ mm}$$

Die Stauchung und die Biegung des Steuerkolbens werden nicht berücksichtigt.

Die wichtigsten technischen Daten des Sensors laut Hersteller sind in der **Tabelle 4-3** aufgeführt:

Tabelle 4-3: Technische Daten des Wirbelstrommesssystems [33]

Messbereich	0,5	mm
Grundabstand für ferromagnetische Messobjekte	0,05	mm
Linearität $\leq \pm 0,2\%$ d. Messwertes	1	μm
Statische Auflösung $\leq \pm 0,01\%$ des Messwertes	0,5	μm
Dynamische Auflösung $\leq \pm 0,2\%$ des Messwertes	1	μm
Grenzfrequenz (-3dB)	100	kHz
Bereich der Temperaturkompensation	10 – 90	$^\circ\text{C}$
Signalausgang	0 – 10	V

Die Kalibrierung des Sensors erfolgte in einem Injektorgehäuse mit verstellbarem Steuerkolben. Die folgende Gleichung **(14)** beschreibt für den verwendeten Aufbau die Umrechnung der gemessenen Spannung in Nadelhub [50]:

$$h_N = [-(U_M) + 3 \text{ V}] \cdot 0,133 \text{ mm/V} \quad (14)$$

Nach der Kalibrierung des Wirbelstromsensors wurde der Sensor in den Injektor eingebaut.

4.5 Simulationssoftware

Parallel zur Messung wurden die Messergebnisse rechnerisch kontrolliert. Hierfür kam das 1D-Simulationsprogramm AMESim zur Anwendung. Es wurden Simulationsmodelle für EVI1, EVI2 und die Laborvorrichtung entwickelt.

Das Programm AMESim ist eine eindimensionale, virtuelle Systemanalyseplattform. Dieses Programmpaket kombiniert vielseitige numerische Möglichkeiten mit einer hochentwickelten graphischen Umgebung, so dass es zur Untersuchung statischer und dynamischer Eigenschaften von Komponenten und Systemen geeignet ist.

Die graphische Modellierungs-, Simulations- und Analyseumgebung basiert auf Elementen verschiedener Anwendungsgebiete (z.B. Hydraulik, Leitungen, Mechanik,...). Hinter jedem Grundelement steht eine entsprechende numerische Beschreibung. Durch die Verbindung unterschiedlicher Grundelemente können so komplexe Systeme aufgebaut werden [21].

5 Entwicklung der Laborvorrichtung

Mit der Laborvorrichtung wird ein determinierter Einspritzverlauf erzeugt. Dieses Ausgangssignal der Laborvorrichtung wird als Eingangssignal für einen EVI benutzt. Damit wird es möglich, das Ausgangssignal des EVI mit dem definierten Signal der Laborvorrichtung zu vergleichen und so gegebenenfalls vorhandenen Abweichungen des EVI aufzudecken. Eine Systemskizze des Messsystems ist in **Abb. 5-1** dargestellt.



Abb. 5-1: Systemskizze des Messsystems

Im Idealfall sollte beim EVI das Ausgangssignal dem Eingangssignal entsprechen.

5.1 Arbeitsprinzip der Laborvorrichtung

Die Vorrichtung besteht aus einem Wegmesssystem und aus einem Kolben in einem Zylinder. Der Kolben soll möglichst so schnell bewegt werden können, dass damit ein Einspritzverlauf wie bei der motorischen Einspritzung erzeugt werden kann. Die vom Kolben geförderte Menge wird in den EVI eingespeist. Die Bewegung des Kolbens wird mit dem Wegaufnehmer gemessen. Die Geschwindigkeit des Kolbens ist proportional der Einspritzrate. Dadurch wird eine Eingangsgröße für das Messgerät definiert und die Genauigkeit des Geräts kann untersucht werden.

5.2 Antrieb des Kolbens

Der Kolben befindet sich im sogenannten Messzylinder. Dieser ist auf einer Seite mit dem EVI verbunden. Die Verbindungsleitung ist mit Flüssigkeit aufgefüllt. Von der anderen Seite kann der Kolben angetrieben werden. Um für ein bestimmtes Einspritzvolumen einen möglichst großen Kolbenweg zu erzielen ist der

Kolbendurchmesser entsprechend klein zu wählen (höhere Auflösung). Zur Nachbildung eines motornahen Einspritzverlaufs muss der Kolben extrem schnell und steuerbar beschleunigt werden. Dafür wurden verschiedene mögliche "Antriebe" untersucht, die in der **Tabelle 5-1** mit ihren Bewertungen zusammengestellt sind.

Tabelle 5-1: Antriebsmöglichkeiten des Kolbens

Antriebsmöglichkeiten	Bewertung
Feder	kleine Beschleunigung; Baugröße
Explosion	nicht steuerbar
Hydraulisch (mit Ventil)	Schaltzeiten der Ventile zu lang
Piezo	zu kleine Wege
Linearantrieb	kleine Beschleunigung
Nocken	Einzeleinspritzung ist nicht realisierbar
Injektor	optimal

Um den Kolben anzutreiben wurde ein Injektor (mit Magnetventil) gewählt, da damit ein identischer Einspritzverlauf wie beim motorischen Betrieb darstellbar ist. Die Hochdrucklochdüse wird unmittelbar in dem Messzylinder, vor dem Kolben angeordnet. Die durch den Injektor eingespritzte Menge verdrängt den Kolben. Das so vom Kolben geförderte Volumen (zum EVI) entspricht dem vom Injektor eingespritzten Volumen.

5.3 Messung des Kolbenweges

Für die Kolbenwegmessung wurden einige am Markt angebotene Messsysteme untersucht. Eine Zusammenfassung zu möglichen Sensoren für bis zu 10 mm Messbereich ist in **Tabelle 5-2** dargestellt.

Tabelle 5-2: Wegmesssysteme

Messprinzip	Eigenschaft			
	Abtastrate	Auflösung	Messbereich	Einbaugröße
Induktiv	10 kHz	10 μm	geeignet	geeignet
Kapazitiv	0,5 kHz	5 μm	zu klein	geeignet
Wirbelstrom	10 kHz	50 μm	zu klein	zu groß
Optisch	500 kHz	20 μm	geeignet	geeignet

Der induktive Wegaufnehmer (WA/10 MM-L von HBM) wurde ausgewählt, da seine Eigenschaften zur Lösung der Aufgabe und der Preis optimal sind. Der zylinderförmige Sensor ist für 350 bar Überdruck ausgelegt und wird als Messzylinder eingesetzt. Er hat einen Messbereich von 10 mm und für die

Laborvorrichtung geeignete Abmessungen. Der innere Durchmesser (4 mm) des Aufnehmers wurde feinstbearbeitet und der Tauchanker durch einen extra angefertigten Kolben ersetzt. Der Kolben wurde so in den Zylinder eingepasst, dass ein Optimum aus Reibung und Leckage auftritt [15] [16] [17].

5.4 Steuerung der Einzeleinspritzungen

Da der Kolben im Wegaufnehmer nur begrenzt bewegt werden kann, wurde für den Injektor ein Steuergerät für Einzeleinspritzungen entwickelt. Bei diesem ist die Ansteuerdauer mit einer Schrittweite von 0,1 ms einstellbar. Damit kann der Kolben mit verschiedenen Einspritzmengen beaufschlagt werden. Es gibt die Möglichkeit mit Hilfe eines Frequenzgebers die Einspritzfrequenz für Mehrfacheinspritzungen am Steuergerät einzustellen.

Über die Ansteuerdauer ist auch eine Zuordnung der Einspritzung zu einem bestimmten Betriebspunkt möglich. Die Betriebspunkte wurden für die Raildrücke 250, 500, 1000 und 1350 bar jeweils bei ≈ 1 , ≈ 10 , ≈ 50 und $\approx 100 \text{ mm}^3$ Einspritzmenge gewählt.

5.5 Laborvorrichtung mit EVI1

Die Laborvorrichtung wurde zunächst für den EVI1 entwickelt. In einer zweiten Phase wurde sie für EVI2 angepasst.

Aufbau der Laborvorrichtung

Eine Prinzipskizze der Laborvorrichtung für EVI1 ist in **Abb. 5-2** dargestellt. Als Grundelement wurde der zum EVI gehörende EVI1-Adapter eingesetzt. In die Verbindungsstelle des Injektors zum EVI1-Adapter wurde der Wegaufnehmer mit dem beweglichen Kolben eingebaut. Im Wegaufnehmer ist eine Hülse als Anschlag eingeordnet. Somit kann der Nullpunkt des Kolbens definiert werden. Unterhalb des Injektors ist in der Einspritzkammer ein piezoelektrischer Drucksensor eingebaut. Mit einem Ventil kann die Einspritzkammer druckentlastet und damit der Kolben zurückgestellt werden.

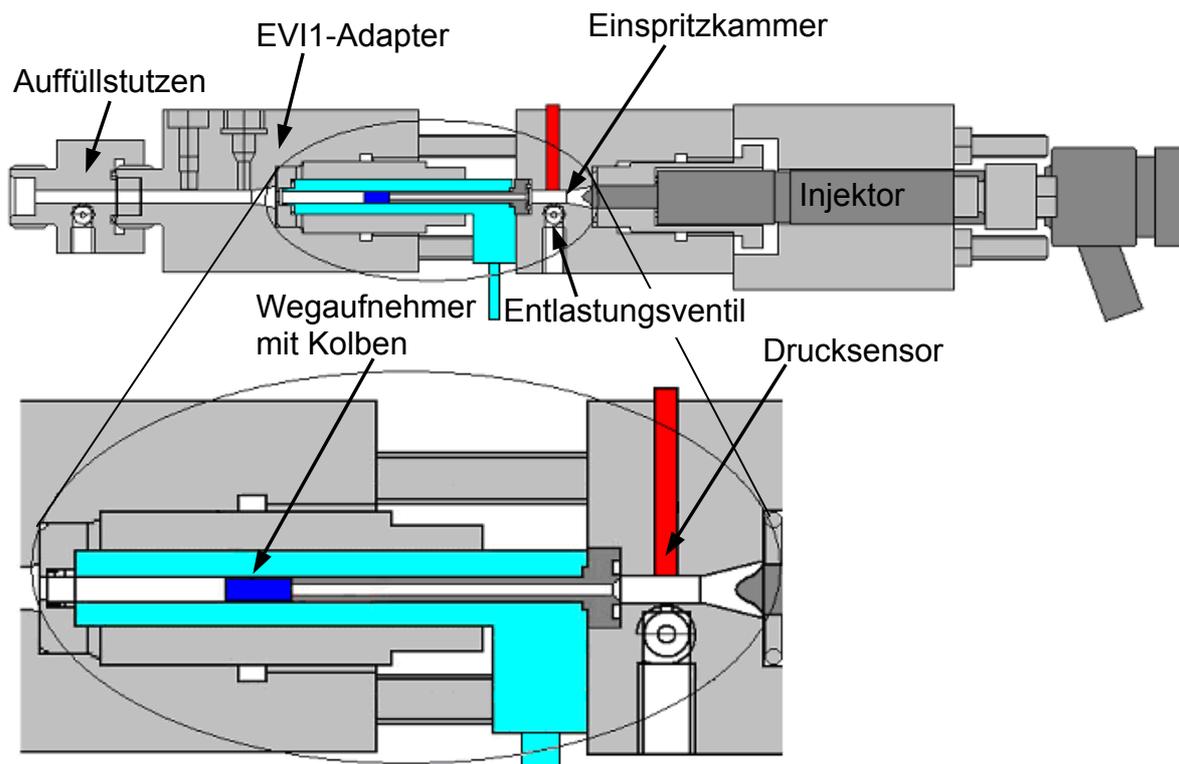


Abb. 5-2: Aufbau der Laborvorrichtung

Da durch den Kolben der EVI1 vom Injektor getrennt ist, musste eine entsprechende Auffüllanlage (Abb. 5-3) gebaut werden.

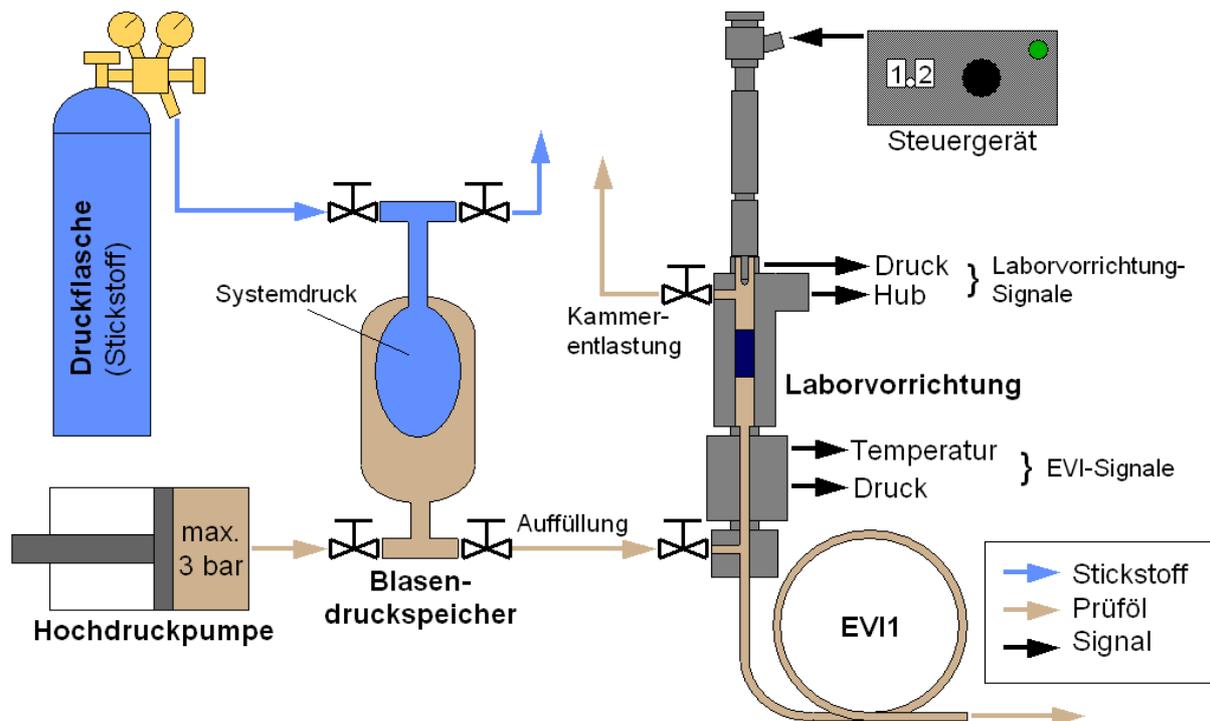


Abb. 5-3: Schematische Darstellung der Auffüllanlage

Hiermit wird der EVI1 aufgefüllt und der Systemdruck eingestellt. Die Auffüllung findet mit Hilfe eines Auffüllstutzens zwischen EVI1-Adapter und Rohrschleife durch ein Ventil statt.

Die Auffüllanlage besteht aus einem Blasendruckspeicher und Steuerventilen. Dieser kann von einer Seite mit Prüföl – durch die Vordruckpumpe an der Prüfbank; von anderer Seite mit Stickstoff aufgefüllt werden. Mit dem durch die Druckflasche eingestellten Druck und der Auslenkung der Membran wird so das ganze System mit Prüföl aufgefüllt und der gewählte Systemdruck eingestellt.

Kalibrierung der Laborvorrichtung

Der Wegaufnehmer muss wegen Verwendung eines anderen Kerns (Kolben aus Stahl statt Tauchanker aus einem nicht bekannt gegebenen Material) nach jedem Aufbau neu kalibriert werden. Ein neuer Kern ist notwendig, weil:

- er eine geringere träge Masse hat,
- durch Feinstbearbeitung des Messzylinders und Kolbens die Leckage minimiert werden kann.

Die Kalibrieranlage ist in **Abb. 5-4** dargestellt.

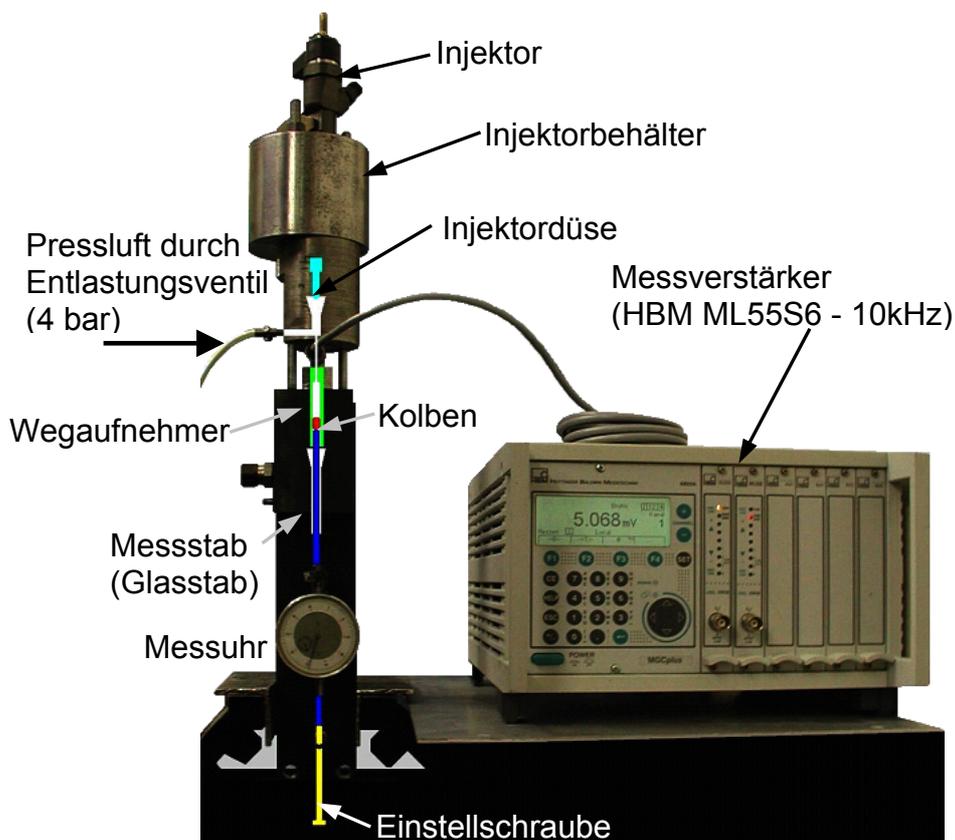


Abb. 5-4: Kalibrieranlage der Laborvorrichtung für EVI1

Die Kalibrierung wird mit Hilfe einer Messuhr durchgeführt. Der Kalibrierprozess erfolgt folgendermaßen: In die Laborvorrichtung wird oberhalb des Kolbens durch das Entlastungsventil Pressluft eingespeist. Von der anderen Seite der Vorrichtung wird ein Glasstab – um die induktive Messung nicht zu stören – bis zum Kolben eingeführt. Der Messstab und damit der Kolben werden mit einer Einstellschraube bewegt. Die Pressluft drückt den Kolben immer gegen den Stab so dass in jedem Schritt der richtige Kolbenhub und der dazu gehörige Spannungswert ablesbar sind.

Nach der Kalibrierung wird eine Kalibrierkurve erstellt. Für die Messung wird nur der annähernd lineare Abschnitt genutzt (**Abb. 5-5**).

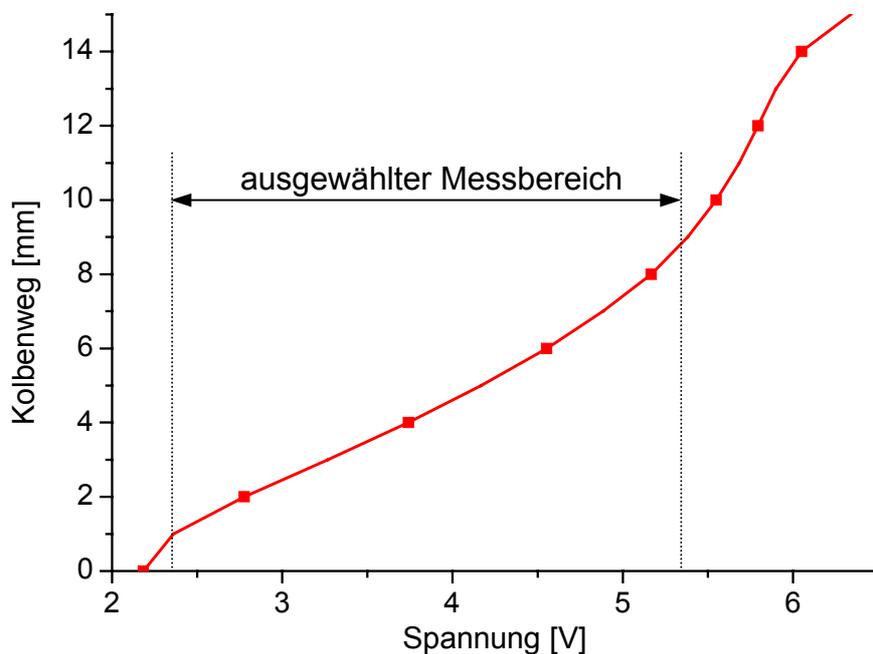


Abb. 5-5: Kalibrierkurve der Laborvorrichtung für EV11 mit Pressluft

Die Kalibrierung wurde auch mit Prüföl unter Systemdruck durchgeführt um den Einfluss des Prüföls zu untersuchen. Dafür war ein neuer Aufbau der Kalibrieranlage erforderlich. Das ganze System wurde in die Prüfbank eingebaut, um den nötigen Prüföldruck zu sichern.

Der Druck vor dem Kolben wurde durch Einspritzungen des Antriebsinjektors eingestellt, nach dem Kolben durch die Auffüllanlage, die auch bei den Messungen benutzt wird. Vom Auffülladapter aus wurde der Messstab in die Laborvorrichtung eingeführt und mittels O-Ring abgedichtet. Das Ergebnis der Kalibrierung mit Prüföl unter Systemdruck (30 bar) wurde mit dem der Luftkalibrierung (4 bar) in **Abb. 5-6** verglichen.

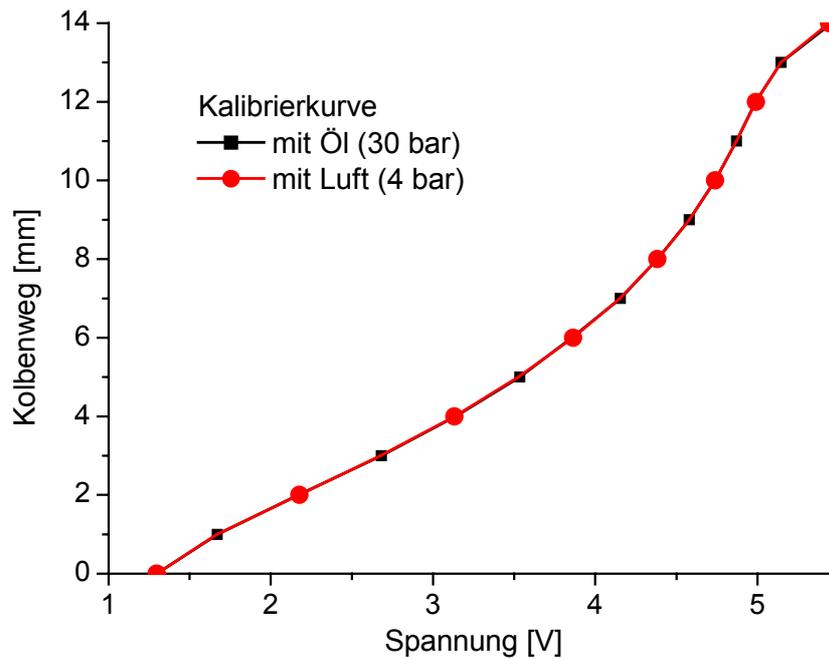


Abb. 5-6: Vergleich der Kalibrierkurven

Der Verlauf der Kalibrierkurven ist nahezu identisch. Das Prüföl und der Systemdruck hatten keinen Einfluss auf den Verlauf der Kalibrierkurve, deshalb ist eine Kalibrierung mit Pressluft unter 4 bar ausreichend.

Entlüftung der Laborvorrichtung

Die Entlüftung wird gleichzeitig mit der Spülung realisiert. An der EVI-Seite erfolgt die Spülung durch das Druckregelventil. Durch die Spülung werden die Luftblasen aus dem System entfernt. Zwischen dem Kolben im Wegaufnehmer und dem Ende des EVI1 können die Luftblasen aus dem Messsystem ausgespült werden. Restluft in der Einspritzkammer hat auf die Untersuchungen keinen Einfluss. Die Signalerzeugung für den EVI liegt am Kolben und so ist das System entlüftet, weil es ab dem Kolben keine Luft im Messsystem gibt.

5.6 Laborvorrichtung mit EVI2

Die Laborvorrichtung für EVI2 musste wegen des Aufbaus und anderen Anschlussadapters des EVI2 umgebaut werden.

Aufbau der Laborvorrichtung

Beim EVI2 muss die Auffüllung des Systems anders gelöst werden. Dafür wird der Adapter für den Wegsensor des EVI2 umgebaut.

In **Abb. 5-7** wird die Laborvorrichtung für EVI2 in Einbaulage dargestellt.

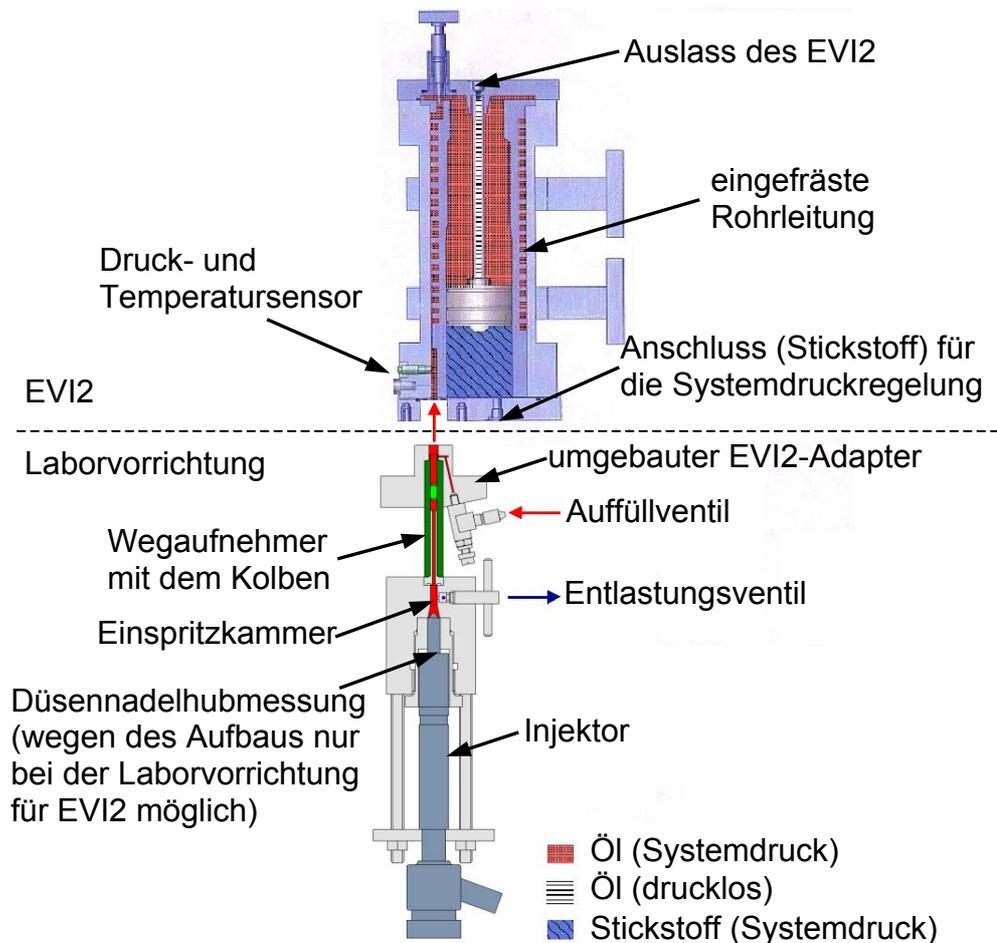


Abb. 5-7: Aufbau der Laborvorrichtung für EVI2

Der Aufbau des Messgeräts ist folgendermaßen:

1. Oben ist der EVI2 befestigt. An der unteren Seite des EVI2 befinden sich die Sensoren und der Adapter-Anschluss, wo der Injektor eingeführt werden soll.
2. Unter dem EVI2 befindet sich die Laborvorrichtung.

Das Auffüllventil wurde in den Adapter eingebaut. Durch eine Bohrung mit einem Durchmesser von 1 mm wird der EVI2 durchgespült und mit Prüföl aufgefüllt. Die für

die Auffüllung benötigte, unter Druck stehende Flüssigkeit wird wie beim EVI1 von einem Blasendruckspeicher bereitgestellt.

Kalibrierung der Laborvorrichtung

Der Aufbau der Kalibrieranlage (**Abb. 5-8**) musste an den gegenüber EVI1 geänderten EVI2-Adapter angepasst werden. Die Kalibrierung der Laborvorrichtung für EVI2 erfolgt prinzipiell gleich wie beim EVI1. Sie wird wie unter Kapitel 5.5 beschrieben in Schritten von 0,5 mm mit Hilfe von Pressluft vorgenommen.

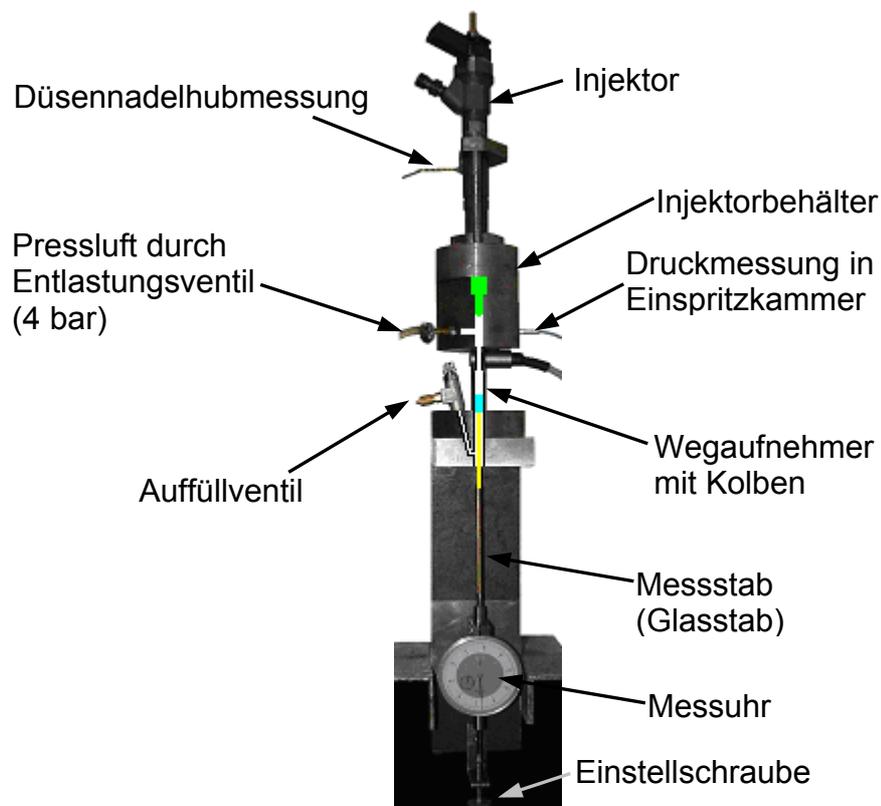


Abb. 5-8: Kalibrierung der Laborvorrichtung für EVI2

Entlüftung der Laborvorrichtung

Die Entlüftung der Laborvorrichtung und des EVI2 wurde durch die Einbaulage erleichtert. Vorrichtung und EVI2 sind übereinander angeordnet (**Abb. 5-7**). Dadurch können die Luftblasen oberhalb des Kolbens und im EVI2 leicht nach oben ausgespült werden.

6 Modellierung der Messsysteme mit AMESim

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen wurde das System mittels Simulation analysiert. Um das Simulationsmodell des gesamten Messsystems zu verifizieren wurden Modelle der Laborvorrichtung, des EVI1 und des EVI2 erstellt. Die Laborvorrichtung für EVI1 und für EVI2 hat simulationstechnisch den gleichen inneren Aufbau. Deshalb wird für beide EVI-Modelle das gleiche Modell der Laborvorrichtung verwendet.

6.1 Modellierung der Laborvorrichtung

In diesem Kapitel wird das Laborvorrichtungsmodell beschrieben. Bei der Verifizierung des EVI-Modells spielt das Modell der Laborvorrichtung eine bedeutende Rolle. Mit ihm wird die Eingangsrandbedingung des EVI-Modells erfüllt. Es wurden zwei Varianten dieses Modells entwickelt:

- indirekter Kolbenantrieb
- direkter Kolbenantrieb

Modell mit indirektem Kolbenantrieb

Indirekter Kolbenantrieb bedeutet, dass der Kolben nicht entsprechend der gemessenen Kolbenbewegung angetrieben wird, sondern durch den aus der Kolbenbewegung berechneten Einspritzverlauf.

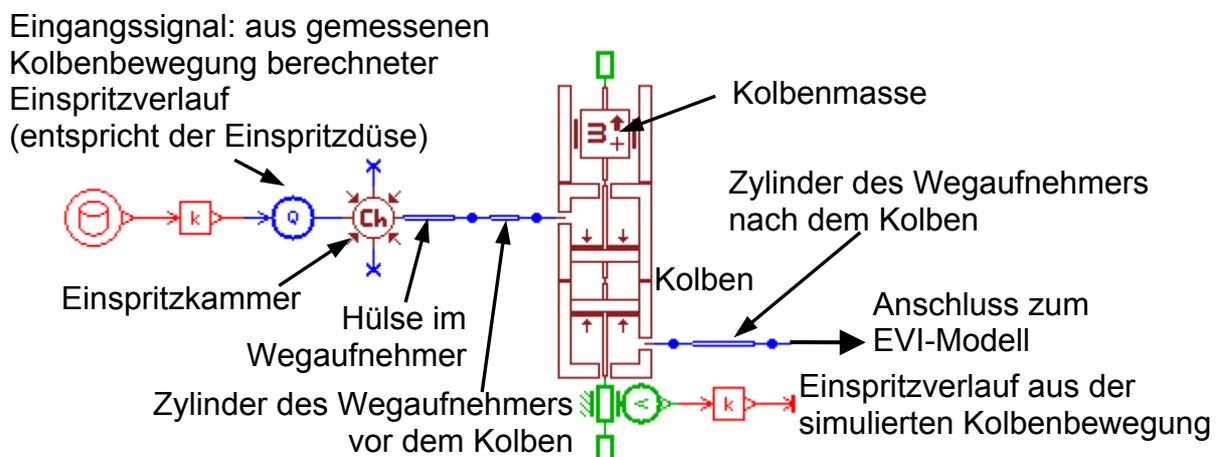


Abb. 6-1: Modellaufbau für den indirekten Kolbenantrieb

Dies hat den Nachteil, dass die Kolbenbewegung durch die Flüssigkeit leicht gedämpft wird und nicht die originale Bewegung wiedergibt. Dieses Modell (**Abb. 6-1**) beschreibt die gesamte Laborvorrichtung von der Einspritzdüse bis zum EVI. Es kann verwendet werden, wenn der Einspritzverlauf des zu untersuchenden Injektors bekannt ist und gesichert ist, dass keine Restluft in der Einspritzkammer vorhanden ist.

Modell mit direktem Kolbenantrieb

Bei dem Modell mit direktem Kolbenantrieb (**Abb. 6-2**) wird der Kolben direkt entsprechend den Messwerten des Kolbenweges bewegt. Weiterhin enthält das Modell den Zylinder des Wegaufnehmers bis zum EVI.

Dieses Modell hat den Vorteil, dass der Kolbenweg exakt den Messwerten entspricht. Deshalb kann es als verifizierte Eingangsgröße für die EVI-Modelle verwendet werden.

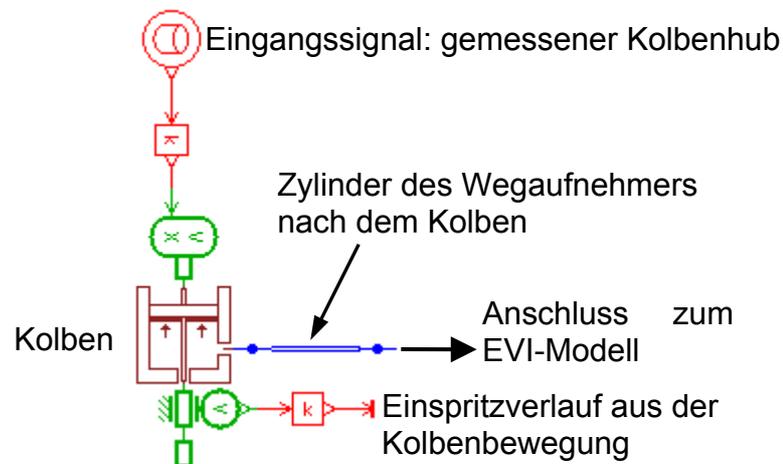


Abb. 6-2: Modellaufbau für den direkten Kolbenantrieb

Für die simulativen Untersuchungen wurde das Modell mit direktem Antrieb verwendet. Dadurch sind die Mess- und Simulationsergebnisse vergleichbar, weil der Kolben den gleichen Weg in der Simulation und bei der Messung hat.

6.2 Modellierung der Einspritzverlaufsindikatoren

Der EVI wurde mit der Laborvorrichtung gemeinsam modelliert um einen validierten Eingang und eine Korrektur der EVI-Messergebnisse am Injektor zu ermöglichen.

Die Modellierung des EVI basiert auf den geometrischen Abmessungen des Geräts und dem hydraulischen Verhalten der Strömung innerhalb des EVI.

Bei der Simulation werden die physikalischen Eigenschaften der Messflüssigkeit (Prüföl entsprechend ISO 4113) verwendet.

6.2.1 Modellierung des EVI1

Der Aufbau des EVI1 teilt sich auf in drei Hauptteile:

- Adapter mit Sensoren und Injektoranschluss,
- Rohrleitung (6 m lang) und
- Druckregler am Ende des EVI1.

Bei der Modellierung wurden diese Komponenten zunächst separat betrachtet und untersucht um das reale Verhalten des Messgerätes zu gewährleisten.

Aufbau des 1D-Simulationsmodells für EVI1

Das EVI1-Modell ist in **Abb. 6-3** dargestellt. Das Adaptermodell (Anschluss, Leitung und Sensoren) ist mit einem Anschluss für eine Einspritzdüse ausgestattet und die Innengeometrie (Bohrung) als Leitung modelliert. Ein Drucksensor – entsprechend der Realität – ist in den Adapter eingebaut. Mit Hilfe dieser Komponente kann der Druck an der selben Stelle erfasst werden wie beim Messgerät. Um den Einspritzverlauf in der Simulation sichtbar zu machen, ist ein zusätzlicher Durchflusssensor in das Modell implementiert. Das inkompressible Leitungsmodell berücksichtigt die Trägheit der Flüssigkeit und die Wandreibung.

Ein Temperatursensor ist in das Adaptermodell nicht eingebaut, da während der Simulation eine vorher eingestellte, konstante Temperatur realisiert wird.

Hinter dem Adapter ist die 6 m lange Rohrschleife mit Hilfe eines Godunov-Leitungsmodells simuliert. Dieser komplexe Leitungstyp ist für die Simulation des Massentransports durch Druckwellen geeignet [21].

Am Ende des EVI1 muss die Druckregelung modelliert werden. Die Druckregelung ist vereinfacht als Tank mit Systemdruck (unendlich großes Volumen, konstanter

Druck) simuliert. Dies ist gerechtfertigt, da er 6 m hinter dem Drucksensor angeordnet ist und somit keine Rückwirkung auf das gemessene Drucksignal hat. Durch diese Vereinfachung kann die Rechengeschwindigkeit der Simulation ohne Einfluss auf die Genauigkeit erhöht werden.

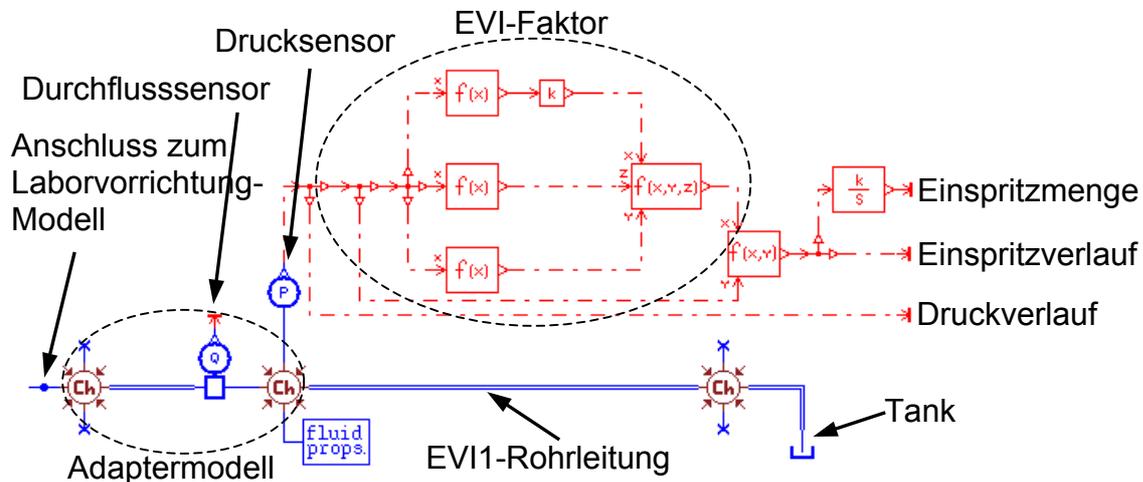


Abb. 6-3: Aufbau des 1D-Simulationsmodells für EVI1

Bei der Simulation müssen die gleichen Randbedingungen wie Systemdruck und Temperatur eingestellt werden, die auch bei der Messungen vorhanden sind.

Die Berechnung des in Kapitel 4.3 beschriebenen, von Druck und Temperatur abhängigen EVI-Faktors ist im Modell integriert. Mit dem Faktor werden der Einspritzverlauf und die Einspritzmenge aus dem EVI-Drucksignal in Realzeit berechnet.

Verifizierung des EVI1-Modells

Die Modellverifizierung des EVI1 erfolgte mit Hilfe des Modells der Laborvorrichtung als Eingangsgröße. Wie im Kapitel 6.1 beschrieben wurde, ist dieses Modell mit direktem Kolbenantrieb wegen der direkten Übernahme der Kolbenwegmesswerte eine verifizierte Eingangsgröße für das EVI-Modell. Deshalb kann sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation die Systemantwort vom EVI1 bei gleicher Eingangsgröße untersucht werden. Die Eingangseinspritzverläufe für den EVI werden vom Kolben der Laborvorrichtung generiert. Der Verlauf der Kolbengeschwindigkeit muss geglättet werden, da er infolge der Differentiation der

Kolbenbewegung stark schwingt. Ein Ausgleich durch Mittelwertbildung ist wegen der Einzeleinspritzung nicht möglich [30].

Abb. 6-4 zeigt die Einspritzverläufe des EVI1 bei der Messung und bei der Simulation mit gleichen Kolbenwegverläufen (Eingangsgröße).

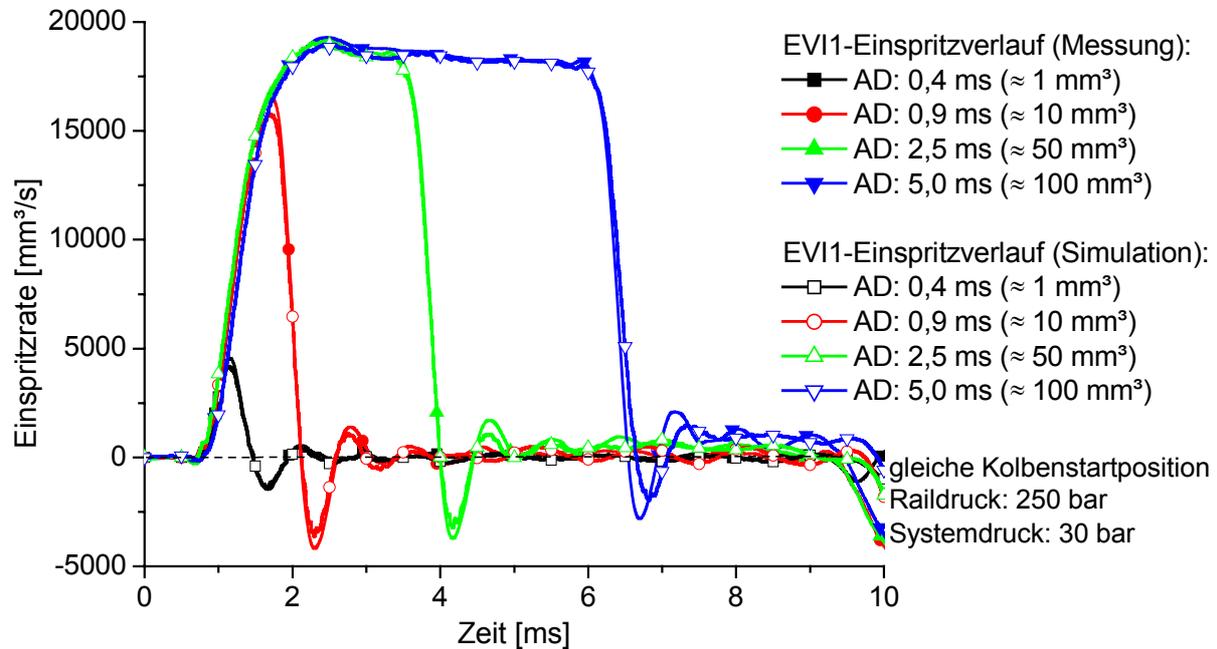


Abb. 6-4: Mess- und Simulationsergebnisse des EVI1 [22]

Das Diagramm zeigt, dass die gemessenen und simulierten Einspritzverläufe in den entsprechenden Betriebspunkten praktisch gleich sind. Somit ist das Modell des EVI1 verifiziert. Die geringen Unterschiede zwischen Messung und Berechnung sind durch die Glättung des Eingangssignals bei der Simulation verursacht.

6.2.2 Modellierung des EVI2

Das Simulationsmodell für das EVI2 ist analog zu dem des EVI1 aufgebaut. Da beide Geräte im Aufbau weitestgehend übereinstimmen, genügt für die Modellierung eine Anpassung der Geometrie.

Aufbau des 1D-Simulationsmodells für EVI2

Der Adapter ist wegen der anderen Geometrie des EVI2 neu modelliert und die eingefräste Rohrschleife entsprechend der Abmessungen des EVI2 umparametriert worden. Der Leitungsquerschnitt des EVI2 ist quadratisch. Im EVI2-Modell wird

abweichend von der Realität eine kreisförmige Leitung mit gleicher Querschnittsfläche verwendet. Da das Simulationsprogramm eindimensional arbeitet, ist die Verwendung eines kreisförmigen statt eines quadratischen Leitungsquerschnitts näherungsweise zulässig. Das EVI2-Modell ist in **Abb. 6-5** dargestellt.

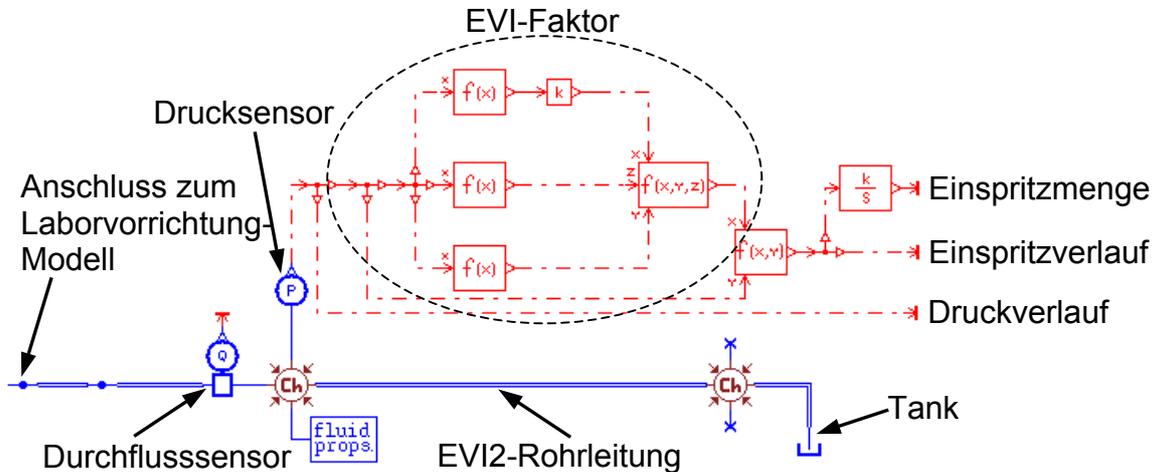


Abb. 6-5: Aufbau des 1D-Simulationsmodells für EVI2

Das Modell zur Berechnung der EVI-Faktors ist ebenfalls an die geänderten geometrischen Bedingungen der EVI-Leitung angepasst.

Verifizierung des EVI2-Modells

Das EVI2-Modell wurde wie beim EVI1 mit Hilfe des Modells der Laborvorrichtung mit direkt angetriebenem Kolben verifiziert. Im Vergleich mit der Messungen zeigen die EVI2-Einspritzverläufe wie realistisch die Nachbildung des EVI2 ist. Es wurden in jedem Betriebspunkt zehn Messungen mit der gleichen Kolbenstartposition durchgeführt. Die Positionierung des Kolbens im EVI2 verursacht wegen der verbesserten Druckregelung keine Systemdruckerhöhung. So kann eine Mittelwertbildung von mehrerer Messungen durchgeführt werden.

Die in **Abb. 6-6** dargestellten Kurven weisen eine sehr gute Übereinstimmung der gemessenen und der simulierten EVI2-Einspritzverläufe auf. Da hier wegen der gegenüber den EVI1-Untersuchungen gemittelten Messwerte keine Glättung der Kolbengeschwindigkeitswerte durchgeführt werden muss, liegen die Kurven auch bei den Unterschwingungen aufeinander.

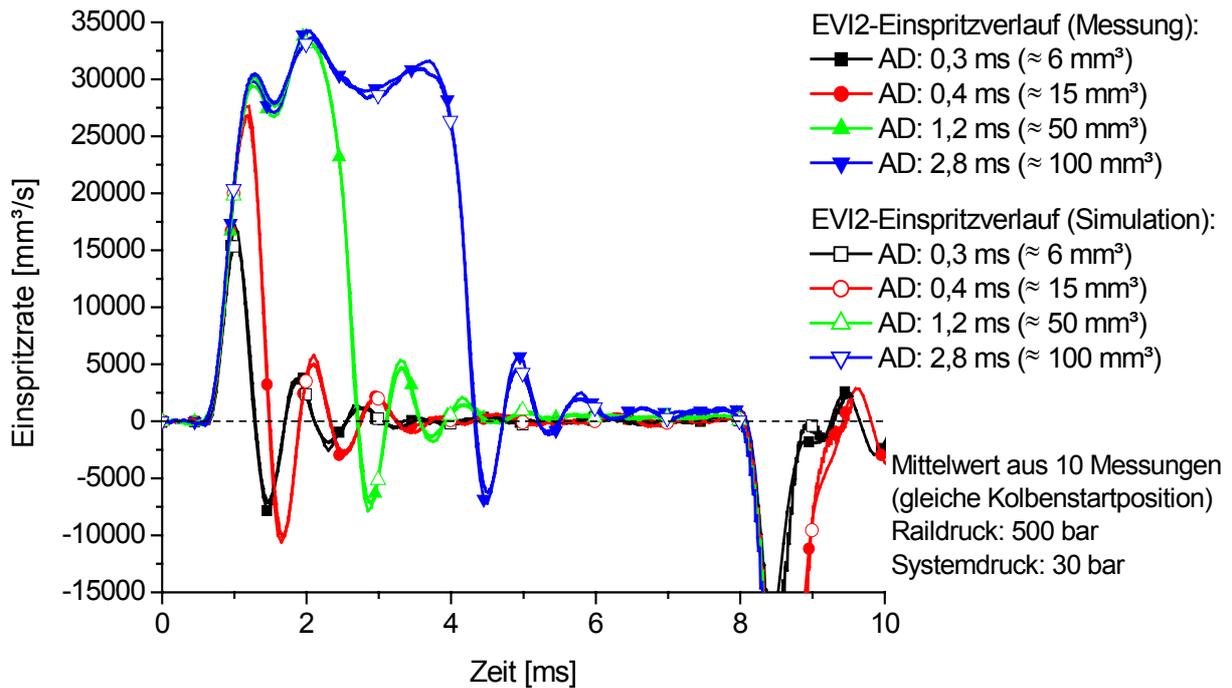


Abb. 6-6: Mess- und Simulationsergebnisse des EVI2 [23]

Das gleichzeitigen Auftreten der von Reflexionen bei der Messung und Simulation hervorgerufenen Schwingungen bestätigen die Gültigkeit des System- und Flüssigkeitsmodells.

Fazit zu Kapitel 6:

Es konnte festgestellt werden, dass die Systemantwort (Einspritzverlauf aus Druckverlauf) bei realistischem Modellaufbau für EVI1 und EVI2 mit gleicher Kolbenbewegung in der Laborvorrichtung bei Messung und Simulation (direkter Kolbenantrieb = gemessener Kolbenhub) gleich ist. Das zeigt ein identisches Verhalten der Systeme; die Modelle entsprechen der Realität.

7 Abweichung der Messergebnisse

In diesem Kapitel werden die Mess- und Simulationsergebnisse von der Laborvorrichtung und der angewandten Messgeräte verglichen, die Abweichungen analysiert und deren Ursachen bestimmt.

Zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI1 ist eine kontinuierlich zunehmende Abweichung (**Abb. 7-1**) während der Einspritzung vorhanden.

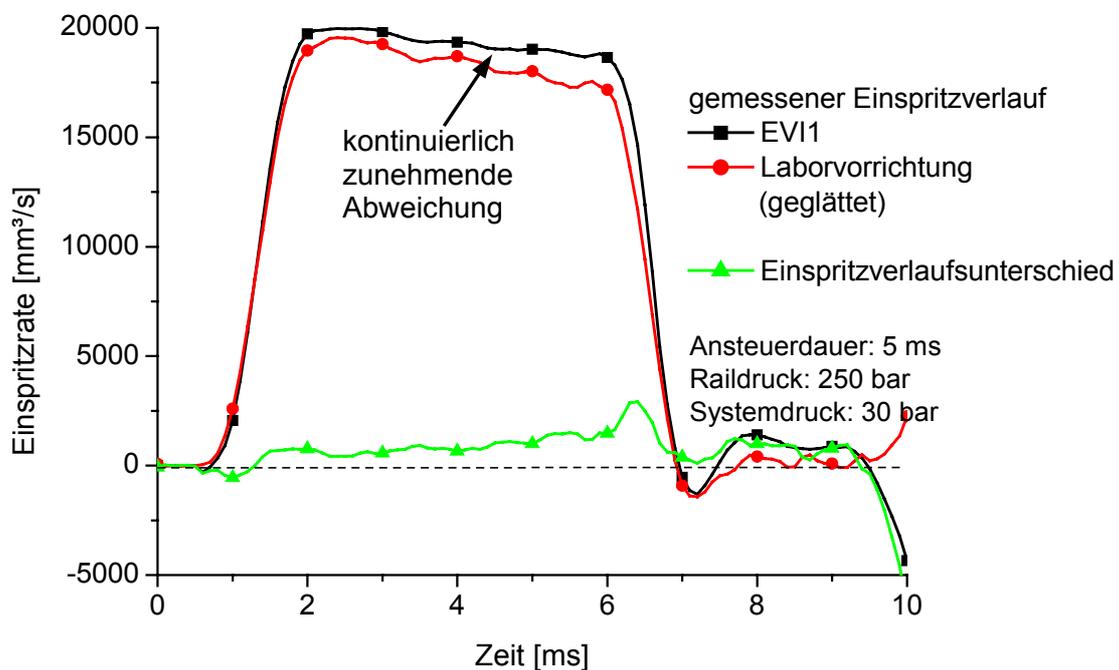


Abb. 7-1: Abweichung zwischen den gemessenen Einspritzverläufen

Auf Grund dieser Abweichung wurde zunächst die Laborvorrichtung untersucht, inwiefern der von ihrer erzeugte Einspritzverlauf als Eingangsgröße verwendbar ist, und welche Ursachen für die Abweichung verantwortlich sind.

7.1 Experimentelle Analyse der Abweichung

Die experimentellen Untersuchungen wurden mit einem EVI1 durchgeführt. Da zwischen dem EVI1 und dem EVI2 kein grundsätzlicher Unterschied vorhanden ist, können die mit EVI1 erreichten Ergebnisse auch für den EVI2 als gültig angenommen werden. Wenn Unterschiede bestehen, wird darauf hingewiesen.

Eignung des Wegaufnehmers

Der Wegaufnehmer hat einen maximalen messbaren Grenzwert für die Beschleunigung. Dieser liegt bei $\pm 2500 \text{ m/s}^2$ [15]. Während der Messung wird diese Grenze vor dem Einspritzende – bei Abbremsung des Kolbens – kurz überschritten. Die Abweichung zwischen den Einspritzverläufen tritt in einem Bereich auf, bei dem die Beschleunigung des Kolbens fast Null ist. Dieser Effekt kann die Abweichung daher nicht verursachen.

Die Trägerfrequenz des induktiven Sensors beträgt 5 kHz [15]. Eine zu geringe Abtastrate würde während der dynamischen Phase des Kolbenweges – z.B. bei hoher Beschleunigung des Kolbens am Anfang der Einspritzung – Messfehler verursachen. Am Anfang zeigen aber die Messwerte sehr gute Übereinstimmungen. Am Ende (ab $\approx 7 \text{ ms}$ in **Abb. 7-1**) gibt es jedoch einen Unterschied, der aus dem mittleren Teil des Verlaufs (ab 2 bis 6 ms in **Abb. 7-1**) herrührt. Die Trägerfrequenz des Wegaufnehmers hat auf die Abweichung ebenfalls keinen Einfluss.

Betrachtung langer Messzeiten

Da die Amplituden der Signale nach erfolgter Kolbenbewegung von verschiedenen Kolbenstartpositionen unterschiedlich sind (**Abb. 7-2**), wurde vermutet, dass der Wegaufnehmer auf Grund der zu hohen Dynamik falsche Messergebnisse liefert.

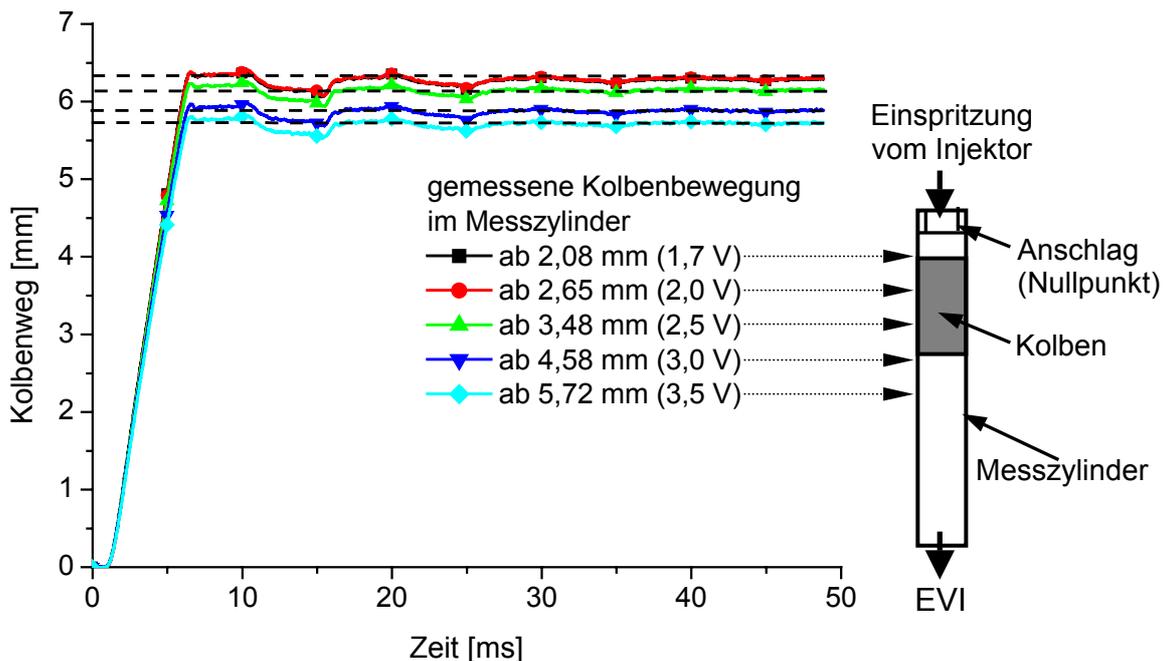


Abb. 7-2: Langzeitbetrachtung der Kolbenwege mit Kolbenstartpositionen

Deshalb wurden die Kolbensignale über einen längeren Zeitabschnitt betrachtet, ob sie sich nach dynamischer Messung im statischen Bereich ausgleichen. Die Differenzen der gemessenen Kolbenwege bleiben konstant wenn keine Kolbenbewegung vorliegt. Daraus wird ersichtlich, dass der induktive Wegaufnehmer das Signal während der dynamischen Messungen nicht verzerrt. Somit ist ein Einfluss der dynamischen Messung auf die Abweichung nicht vorhanden.

Verschiedene Kolbenstartpositionen

Wie in **Abb. 7-2** dargestellt, ergibt sich bei jeder Kolbenstartposition eine andere Kolbenbewegung. Da die Innenseite des Messzylinders feinstbearbeitet wurde, kann ein Einfluss der Geometrie ausgeschlossen werden. Die Ursache ist die Druckerhöhung auf Grund der Kolbenpositionierung im System. Wenn der Kolben in Richtung EVI positioniert wird, komprimiert er die Flüssigkeit vor sich in der Leitung. Dies verursacht einen geringfügig höheren Systemdruck, der mit einer größeren Gegenkraft auf den Kolben wirkt. Je weiter der Kolbenstartpunkt vom Nullpunkt (Anschlag) entfernt ist, desto größer ist die Kraft die ihn während der Messung bremst. Dadurch ergibt sich ein kürzerer Weg. Diese Druckerhöhung ist nur beim EVI1 vorhanden. Beim EVI2 ist wegen der verbesserten Systemdruckregelung diese Druckerhöhung vermieden worden.

Statische Kontrollmessung

Um den Einfluss unterschiedlicher Kolbengeschwindigkeiten auf die Messwerte zu untersuchen, wurde eine Kontrollmessung mit Kolbenbewegungen zwischen zwei definierten Anschlägen im Wegaufnehmer durchgeführt. Das Ziel war die Erfassung der Start- und Endpositionen des Kolbens.

Diese wurden durch die Anschläge bestimmt und sind unabhängig von den Randbedingungen (Systemdruck, Kolbengeschwindigkeit). Eine Prinzipskizze für diese Kontrollmessung zeigt **Abb. 7-3**. Ein Vergleich der Kolbenbewegung wurde unter verschiedenen Systemdrücken durchgeführt. Der maximale mögliche Kolbenhub beträgt 7,88 mm.

Der Kolben wurde durch eine Einspritzung des Antriebsinjektors bewegt. Die Bewegung erfolgt jeweils von Anschlag bis Anschlag. Durch Systemdruckvariation (von 10 bis 50 bar in Schrittweiten von 10 bar) ließen sich unterschiedliche Kolbengeschwindigkeiten erreichen.

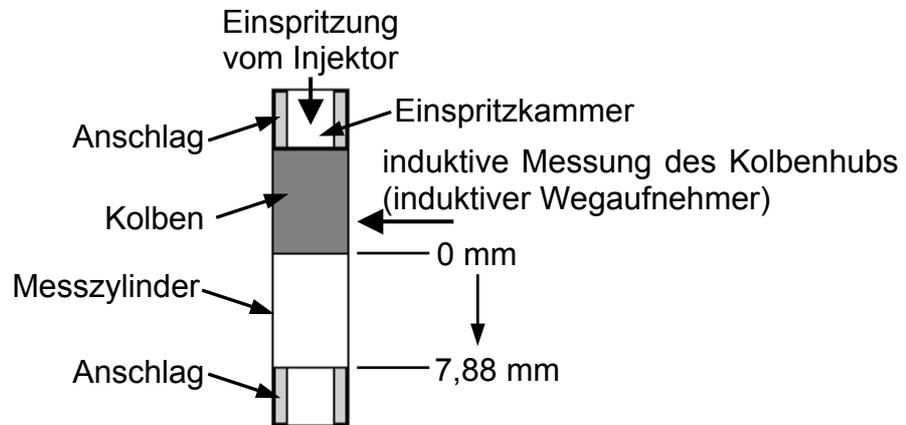


Abb. 7-3: Aufbau für statische Kontrollmessung

Vor der Messung erfolgte die Kalibrierung der Anlage. Für jede Messung wurde die gleiche Kalibrierungsumrechnung verwendet, um damit den Fehler durch die Umrechnung auszuschließen.

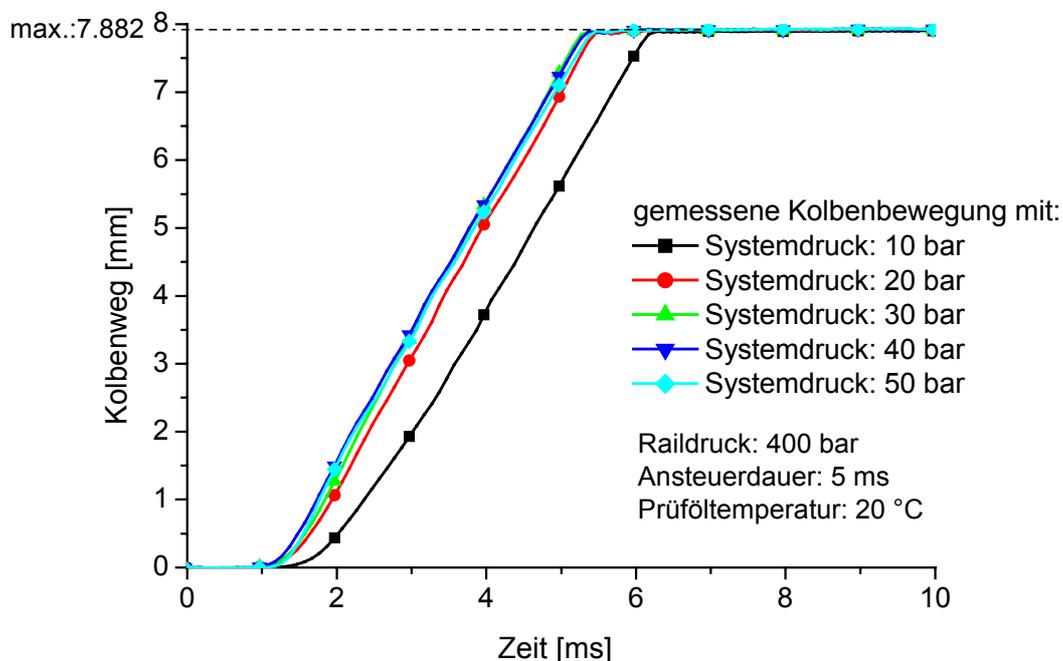


Abb. 7-4: Kolbenbewegung zwischen zwei Anschlägen

In **Abb. 7-4** sind die Kolbenwege zwischen den Anschlägen dargestellt. Das Diagramm zeigt, dass die gemessenen Start- und Endpunkte (Anschlagpunkte) der

Bewegung in jedem Fall identisch sind. Die unterschiedliche Dynamik – durch den verschiedenen im Messsystem vorhandenen Systemdrücken verursachte Injektorfunktion (geringer Systemdruck → langsamere Injektoröffnung) – hat auf die statischen Messpunkte keinen Einfluss.

Dynamische Kontrollmessung

Das dynamische Verhalten des Sensors wurde gleichzeitig mit induktiver und optischer Messung der Kolbenbewegung untersucht. Ein am Kolben befestigter Stahlstab für die optische Messung konnte aus dem Aufnehmer herausgeführt werden (**Abb. 7-5**). Die Analyse wurde mit unaufgefüllter Laborvorrichtung (ohne Systemdruck) durchgeführt, weil sonst bei einer “geringen“ Abdichtung des für die optische Messung herausgeführten Stabs Leckage auftreten würde. Infolge der Leckage wäre eine genaue optische Messung nicht ausführbar. Umgekehrt verursacht eine “starke“ Abdichtung zu hohe Reibung. Dadurch ist die Bewegung des Kolbens nicht möglich.

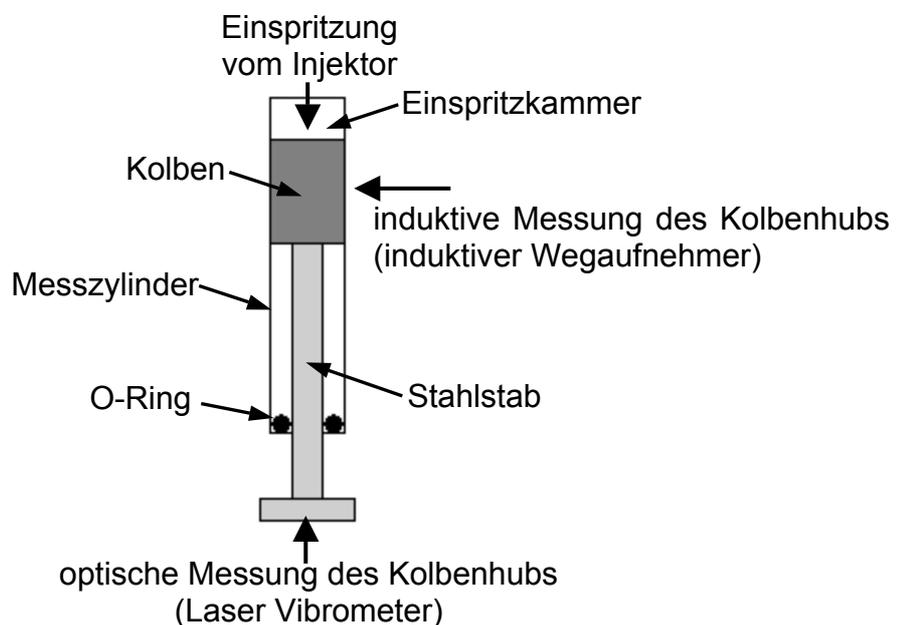


Abb. 7-5: Aufbau für dynamische Kontrollmessung

Der Kolben wurde durch eine Einspritzung angetrieben. Die eingespritzte Flüssigkeit in der Einspritzkammer verursacht keine große Leckage am Kolben, die die optische Messung verhindern würde. Mit einem O-Ring wurde die Durchführung abgedichtet und durch Reibung eine Haltekraft auf den Stab ausgeübt, die vor der Messung den Kolben und den Stab fixierte und während der Messung bremste. Diese Reibung

simuliert die Fluidwirkung von Verdrängung der Flüssigkeit. Somit wurde ein ähnlicher Verlauf wie bei einer normalen Messung erreicht.

Der Masseneinfluss des Stahlstabes ist bei beiden Fällen (optische und induktive Messungen) der gleiche.

Die optische Messung wurde als Basis gewählt, da dieses Messverfahren eine extrem hohe Dynamik erfassen kann. Die Kolbenbewegung ist von dem induktiven und dem optischen Sensor gleichzeitig gemessen worden. Die Messergebnisse sind in **Abb. 7-6** dargestellt.

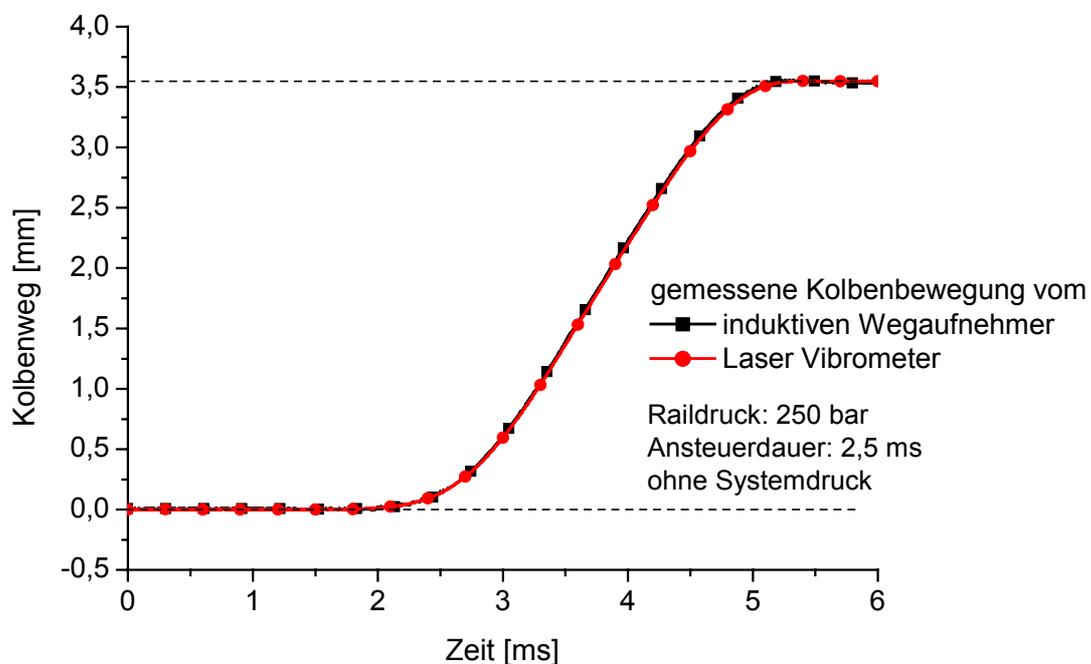


Abb. 7-6: Vergleich optisch und induktiv gemessener Kolbenbewegung

Eine gute Übereinstimmung zwischen den optischen und induktiven Ergebnissen konnte nachgewiesen werden.

Leckagenuntersuchung

Beim diesem Versuch stand die Analyse der Leckage am Kolben im Vordergrund. Durch Einsatz eines O-Rings konnte die Leckage vermieden werden (**Abb. 7-7**).

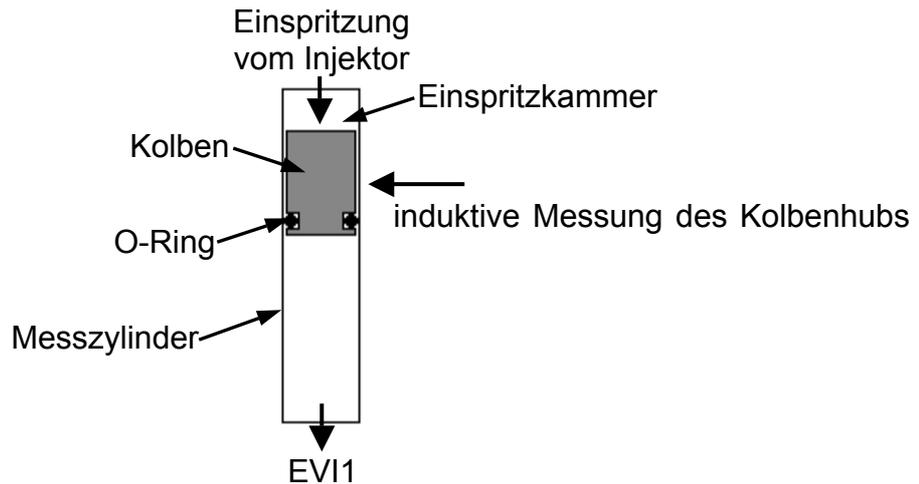


Abb. 7-7: Aufbau für die Leckagen- und Reibungsuntersuchung

Durch den O-Ring vergrößerte sich die Reibungskraft, die gegen die Kolbenbewegung wirkt. Die Messung erfolgte mit der Laborvorrichtung und dem EVI1.

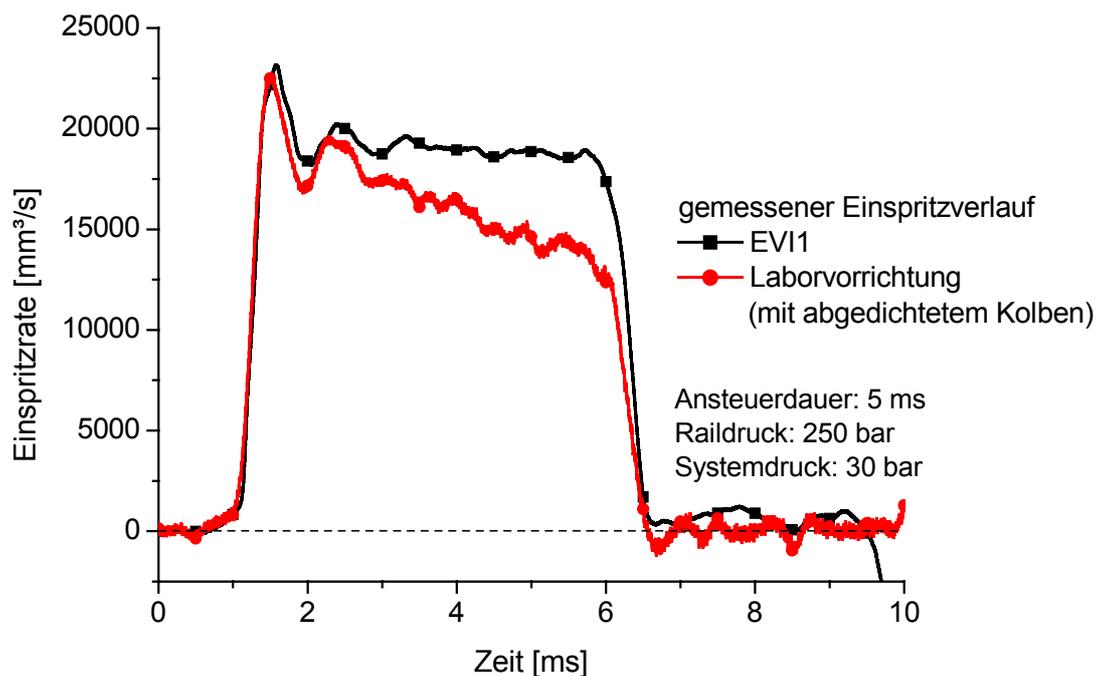


Abb. 7-8: Einspritzverläufe bei einem abgedichteten Kolben

Der Einspritzverlauf wird in der Laborvorrichtung direkt aus der Kolbenbewegung, im EVI1 indirekt aus dem gemessenen Druckverlauf bestimmt. Die Flüssigkeit wird unter dem Kolben komprimiert, das Druckniveau im EVI1 erhöht sich, da durch die Dichtung kein Druckausgleich zwischen den zwei Seiten des Kolbens stattfinden kann. Aus diesem Grund vergrößert sich über der Zeit die Abweichung zwischen von Laborvorrichtung und vom EVI1 gemessenen Einspritzverläufe. Die aus dem Druck

berechnete Einspritzrate wird höher, gleichzeitig die Kolbenbewegung wird durch den höheren Druck gebremst.

Die Verläufe liegen in der Beschleunigungsphase des Kolbens (bis 1,5 ms), wo der größte Druckunterschied an den zwei Seiten des Kolben ist, annähernd übereinander. Dies weist das Fehlen einer Leckage aus. Wenn Leckage vorhanden wäre, würde eine deutliche Abweichung in dieser Phase stattfinden.

Mit diesem Versuch konnte nachgewiesen werden, dass die Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und dem EVI1 nicht durch Leckage verursacht wird sondern durch eine Druckerhöhung im EVI1 bewirkt sein kann.

Kolbenspieleinfluss

Durch Variation des Kolbenspiels kann der Einfluss der Leckage experimentell untersucht werden. Hierzu dienten Messungen mit drei angepassten Kolben, die unterschiedliches Kolbenspiel (2 μm , 10 μm und 50 μm) zum Messzylinder besitzen. Damit ist ein großer Bereich des Passungsspiels gewährleistet. Die Messergebnisse sind in **Abb. 7-9** dargestellt.

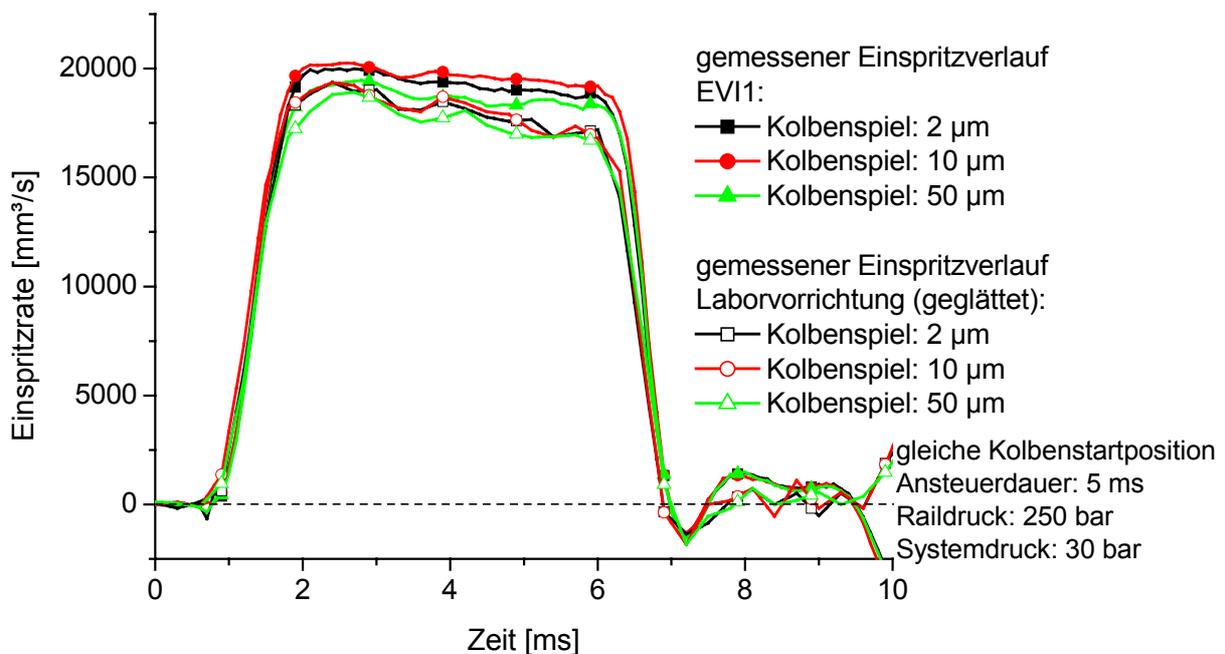


Abb. 7-9: Einspritzverläufe bei Kolbenspielvariation

Die mit Hilfe der Laborvorrichtung gemessenen Einspritzverläufe sind zur klaren Darstellung geglättet (Mittelwertbildung) worden. Die Verläufe liegen nicht genau übereinander, da die Randbedingungen (z.B. Systemdruck, Temperatur) nicht exakt einhaltbar waren. Die Kolbenstartpositionen, bei denen der Systemdruck identisch ist, konnten infolge der Systemdruckregelung des EVI1 nicht exakt eingestellt werden. Diese Einflüsse wurden deshalb mit möglichst gleichen Randbedingungen in Grenzen gehalten, damit die Ergebnisse vergleichbar bleiben.

Die Eingangsgröße des EVI1 ist der aus der Kolbenbewegung bestimmte Einspritzverlauf. Wie erwartet spielt das Kolbenspiel beim hochdynamischen Bereich (Anstieg) keine Rolle. Die Abweichung tritt in dem Bereich auf, in dem der Kolben nicht mehr beschleunigt wird. Die Abweichungen zwischen den entsprechenden Einspritzverläufen sind etwa gleich. Das Kolbenspiel hat bis $50\ \mu\text{m}$ keinen signifikanten Einfluss auf den Ratenunterschied.

Einfluss der Entlüftung

Um den Einfluss der im Messsystem verbliebenen Luftblasen zu untersuchen, wurden Messungen (mit dem EVI1 und der Laborvorrichtung) mit unterschiedlichen Entlüftungen durchgeführt.

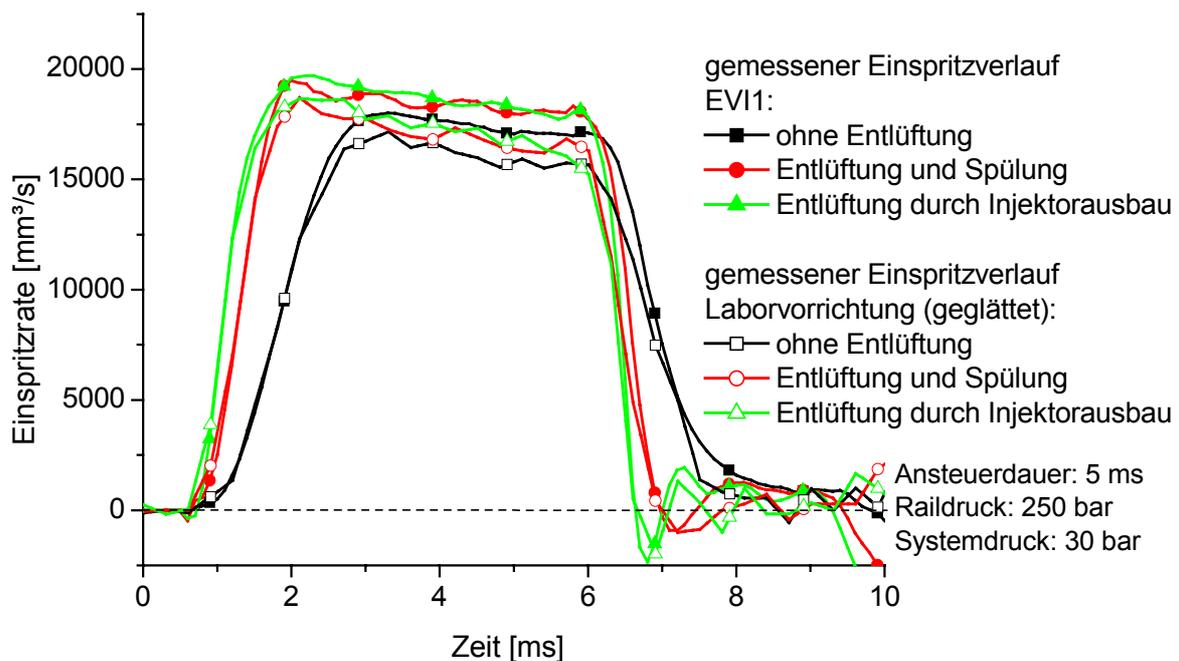


Abb. 7-10: Einspritzverläufe bei Entlüftungsvariationen

Die Analysen sind mit möglichst gleichen Systemparametern durchgeführt worden. Die Messergebnisse ohne Entlüftung, mit Entlüftung und Spülung und mit Entlüftung durch Injektorausbau sind in **Abb. 7-10** dargestellt.

Ohne Entlüftung

Das Messsystem wurde nicht entlüftet und mit dem gewünschten Systemdruck durch den Blasendruckspeicher aufgefüllt. Nach der Positionierung des Kolbens erfolgte die Messung.

Die in **Abb. 7-10** dargestellten Ergebnisse ohne Entlüftung weisen zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und dem EVI1 eine Abweichung auf. Der Anstieg und der Abfall der Kurven werden durch die Dämpfungswirkung der Luft infolge höher Kompressibilität im System abgeflacht.

Entlüftung und Spülung

Für diesen Fall wurde eine Entlüftung und Spülung des Messsystems realisiert. Dabei wird das System nach dem Kolben entlüftet. Somit muss keine weitere Entlüftung zwischen Kolben und Injektor vorgenommen werden.

Auf Grund weniger Luft (geringerer Dämpfung) im System zeigen die Messergebnisse (**Abb. 7-10**) einen steileren Verlauf der Einspritzung. Die Abweichung zwischen den Einspritzverläufen bleibt bestehen.

Entlüftung durch Injektorausbau

Um die Einspritzkammer zu entlüften, wurde nach der Entlüftung des Messsystems der Injektor ausgebaut und der Raum für die Aufnahme der Düse mit Prüföl aufgefüllt. Dadurch ist gesichert, dass sich in diesem Raum keine Luft mehr befindet. Nach dem Injektorumbau wird das System nochmals gespült.

Infolge dieser optimalen Entlüftung weisen die Einspritzverläufe die steilsten Flanken auf (**Abb. 7-10**). Der Unterschied zwischen den Einspritzverläufen (Laborvorrichtung und EVI1) ist weiterhin vorhanden.

Diese Untersuchungen zeigen, dass die Luft im Messsystem eine Dämpfung des Drucksignals verursacht, die zu einem veränderten Einspritzverlauf führt. Die Abweichungen sind vom Luftinhalt unabhängig und sind in alle Fällen proportional. Die Entlüftung hat einen Einfluss auf den Anstieg und Abfall des Einspritzverlaufs, aber keinen auf die Abweichung während der Konstantphase zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und dem EVI1.

Einfluss der Systemdruckregelung

Hierbei galt es die Einflüsse zu erfassen, die Abweichungen auf die Systemdruckregelung zur Folge haben. Während der Analysen sind nur Einzeleinspritzungen (siehe Kapitel 5.4) verwendet worden. Da für die Funktion des elektrisch gesteuerten Druckregelventils des EVI1 eine bestimmte Druckerhöhung im System notwendig ist, arbeitet es nach einer Einspritzung nicht. Deshalb erhöht sich der Druck während (1.) und unmittelbar (2.) nach der Einspritzung bzw. während der Reflexionen (3.) (**Abb. 7-11**). Die Druckerhöhung im System ist proportional mit der Einspritzmenge bzw. der Einspritzrate.

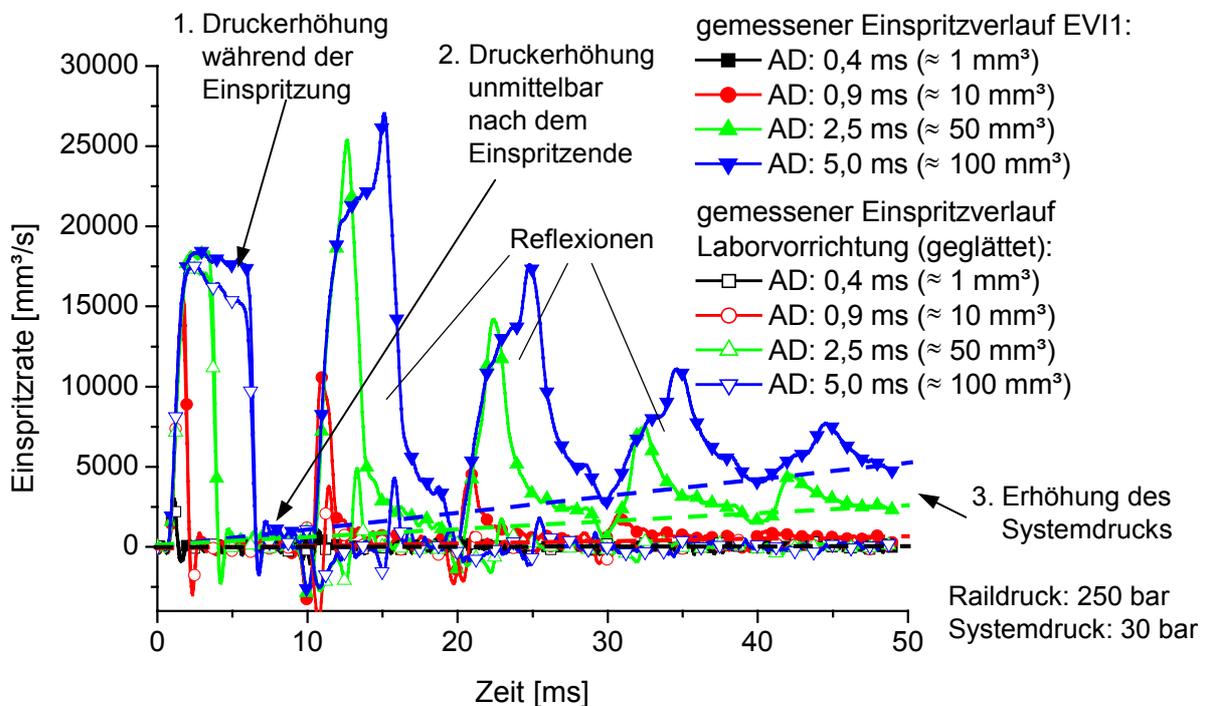


Abb. 7-11: Einspritzverläufe ohne Druckregelung

Die Funktion des elektrisch gesteuerten Druckregelventils übernahm in dem nächsten Versuch ein Blasendruckspeicher von 10 Liter Volumen. Die Druckregelung wurde durch die Membran im Speicher und den Stickstoff realisiert. Die umgebaute Druckregelung weist Ähnlichkeit mit der EVI2 Druckregelung auf.

Auf Grund des großen kompressiblen Stickstoffvolumens im Behälter lässt das System nur sehr geringfügige Druckerhöhungen während der Messung zu. Hierdurch kann der Systemdruck während der Einspritzung (3.) konstant gehalten werden (**Abb. 7-12**). Eine Druck- oder Einspritzratenerhöhung während (1.) und unmittelbar (2.) nach der Einspritzung ist mit diesem Aufbau ebenfalls vorhanden. Der Ablauf der Reflexionen ist anderes wegen des Einflusses der Gummimembran.

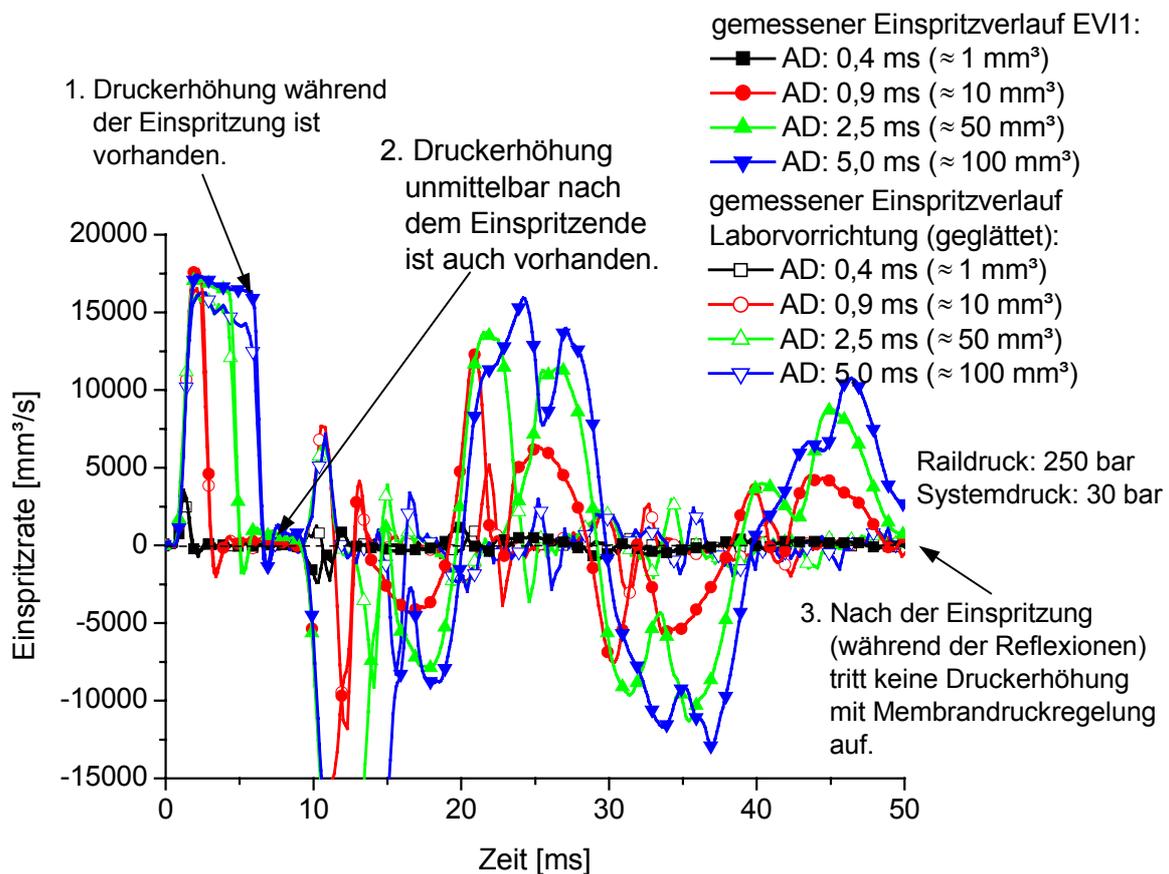


Abb. 7-12: Einspritzverläufe mit Blasendruckspeicher

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bei einer Einzeleinspritzung die Erhöhung des Systemdruckes während der Reflexionen abhängig von der Druckregelung ist. Die Druckerhöhung während und unmittelbar nach der

Einspritzung ist unabhängig von der Druckregelung. Die Ursache dafür wurde mit den folgenden Untersuchung weiter untersucht.

Einfluss der Laborvorrichtung ohne Kolben

Der Einfluss des Aufbaus der Laborvorrichtung auf die Messergebnisse soll zunächst ohne Kolben untersucht werden um zu sehen, wie die Druckwelle sich verändert. Wenn keine Änderung des Signals vorhanden wäre, könnte der Einspritzverlauf direkt mit der Laborvorrichtung gemessen werden.

Schwingungen im Messsignal

Um den Einfluss der Leitungsgeometrie der Vorrichtung zu bestimmen, wurden Messungen mit der Laborvorrichtung ohne Kolben und mit dem EVI1 durchgeführt. In **Abb. 7-13** sind Druckverläufe vom EVI1 dargestellt. Das Messsignal vom EVI1 mit Laborvorrichtung verzögert sich infolge des längeren Wellenweges. Der Unterschied zwischen den Druckverläufen liegt beim Einspritzende. Hierbei kommt es zu einer starken Unterschwingung des Druckverlaufs. Dieser Effekt ist nur beim EVI1 mit Laborvorrichtung zu beobachten.

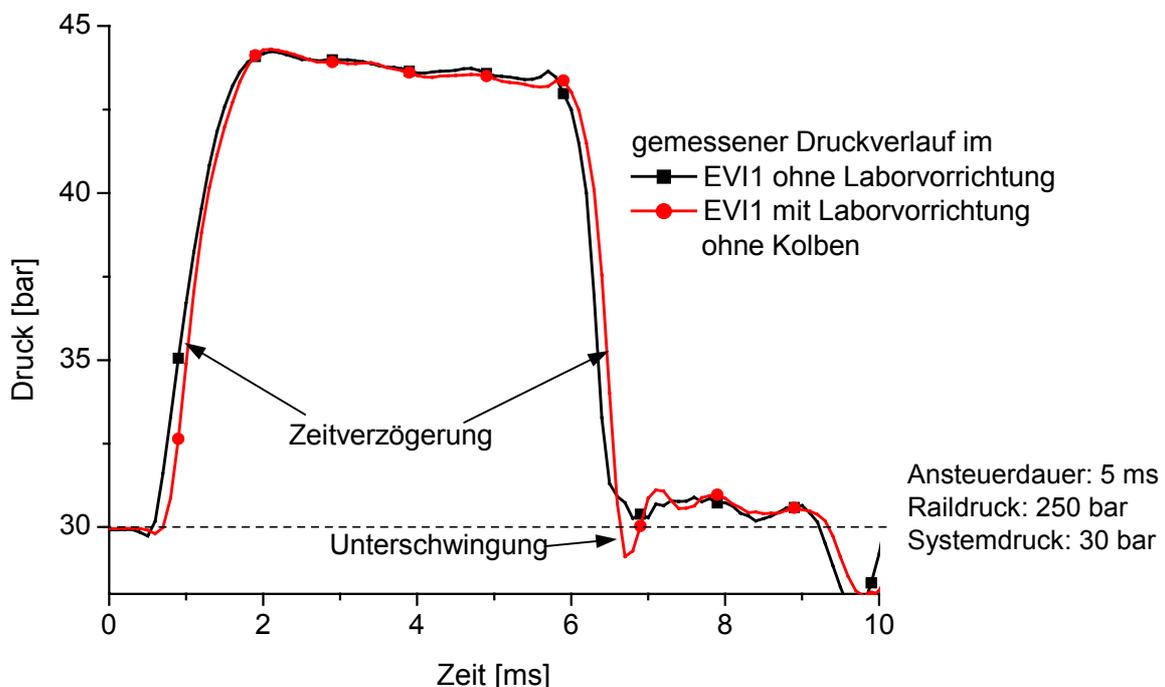


Abb. 7-13: Einfluss der Laborvorrichtung ohne Kolben

Deshalb muss diese Unterschwingung aus dem geometrischen Aufbau der Laborvorrichtung (Drosselung) resultieren. Eine Weiterentwicklung der Laborvorrichtung mit einer kantenfreien Innengeometrie könnte diese Schwingung vermeiden.

Streuung der Messungen

Der Einbau der Laborvorrichtung in den Versuchsaufbau hat einen Einfluss auf die Streuung der Messergebnisse vom EVI1 (**Abb. 7-14**).

Beim Vergleich weisen die Messergebnisse mit Laborvorrichtung (ohne Kolben) eine höhere Streuung bei maximaler Einspritzrate auf. Diese größere Abweichung steht im Zusammenhang mit der Innengeometrie in der Leitung der Laborvorrichtung. Der Innendurchmesser dieser Leitung ist nicht konstant (**Abb. 5-2**), deshalb werden innerhalb dieser Einheit Druckwellen generiert, die eine Störung auf den originalen Einspritzverlauf von der Düse auswirkt.

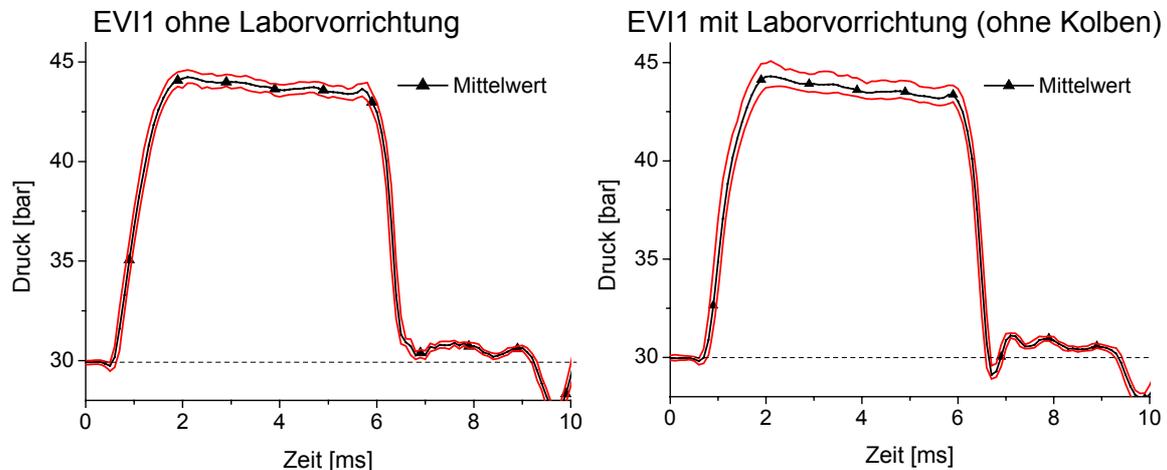


Abb. 7-14: Streuband von 100 Messungen

Einfluss des Kolbens in der Laborvorrichtung

Abb. 7-15 zeigt den Einfluss des Kolbens auf den Druckverlauf im EVI1. Die Wirkung eines Kolbens im Messsystem wurde mit einem Vergleich der Druckverläufe untersucht. Das Bild zeigt, dass bei dynamischer Änderung der

Kolbengeschwindigkeit, trotz geringerer Trägheit des Kolbens (Kolbenmasse: 1 g), die Schwingungen leicht verstärkt werden.

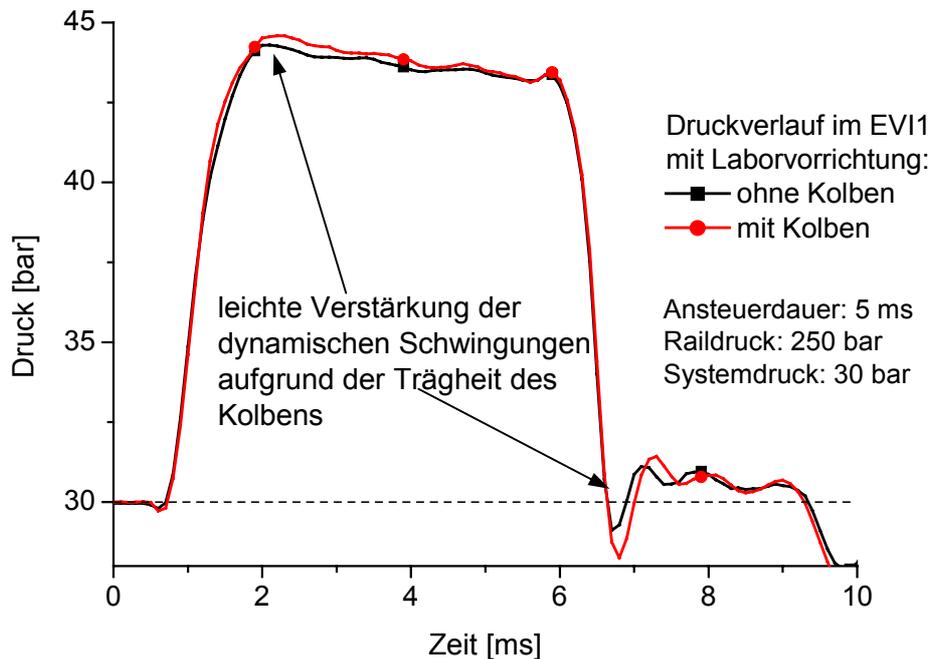


Abb. 7-15: EVI1-Einspritzverläufe mit Laborvorrichtung ohne und mit Kolben

Mit geringerer Kolbenmasse und mit verbesserter Laborvorrichtung (Innengeometrie) könnte dieser Effekt reduziert oder vermieden werden.

Diese Untersuchungen haben gezeigt, dass die Abweichungen zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und dem EVI1 nicht durch den Einbau der Vorrichtung verursacht werden, sondern ein anderer physikalischer Effekt ist dafür verantwortlich.

7.2 Theoretische Analyse der Abweichung

Da einige Einflüsse auf die Abweichung nicht oder nur teilweise mit Messungen untersucht werden konnten, wurden theoretische und simulative Analysen durchgeführt.

Aufweitung des Messzylinders

Der Kolben befindet sich im Wegaufnehmer innerhalb des Messzylinders. In diesem Zylinder herrscht Systemdruck. Wenn eine Einspritzung erfolgt, baut sich der Druck (Druckwelle) im Zylinder auf. Durch höhere Drücke könnte sich der innere

Durchmesser des Messzylinders vergrößern und zwischen dem Kolben und der Zylinderwand einen Spalt erzeugen. Dieser Spalt könnte eine unzulässige Leckage verursachen, die für unterschiedliche Messergebnisse vom EVI und von der Laborvorrichtung verantwortlich sein kann.

Die theoretisch maximale Aufweitung des Messzylinders in verwendeten Betriebspunkten wurde berechnet. Der Messzylinder ist aus Stahl. Der Innendurchmesser beträgt 4 mm, die Wandstärke 1 mm. Die maximale Druckerhöhung während der Einspritzung (100 mm³ Einspritzmenge bei 1350 bar Raildruck) beträgt etwa 50 bar. Auf Grund des Elastizitätsmoduls des Stahls beträgt die Aufweitung des Zylinderdurchmessers weniger als 1 µm, (siehe **Anhang 1**).

Experimentell wurde schon in Kapitel 7.1 untersucht, dass ein Spiel zwischen der Zylinderwand und dem Kolben bis 50 µm keinen Einfluss auf die Abweichung hat (siehe unter Kap. 7.1 bei Kolbenspieleinfluss). Darin wurde gezeigt, dass die Durchmesseränderungen während der Einspritzungen sehr klein sind und damit keine nennenswerten Einflüsse auf die Leckage haben können.

Kontrollmodell ohne Kolben

Um den Einfluss der Laborvorrichtung simulativ zu untersuchen, wurde ein Modell ohne Kolben entwickelt (**Abb. 7-16**).

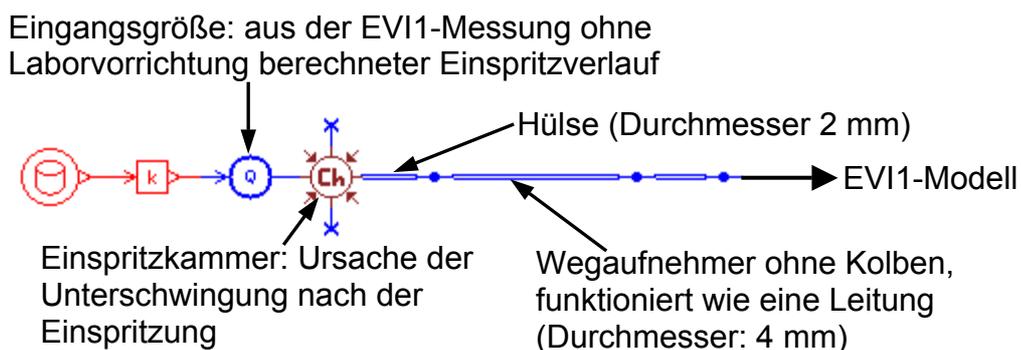


Abb. 7-16: Aufbau des Modells der Laborvorrichtung ohne Kolben

Da hier kein Kolben vorhanden ist, musste die Eingangsgröße indirekt vorgegeben werden. Ein Einspritzverlauf aus der EVI1-Messung ohne Laborvorrichtung wurde verwendet. Die Einspritzkammer wurde vor der Hülse eingebaut, damit die wirkliche Geometrie der Laborvorrichtung durch das Modell abgebildet werden kann.

In **Abb. 7-17** wird neben der Erhöhung der Einspritzraten (Einfluss des EVI1) die von der Laborvorrichtung verursachte und im Kapitel 7.1 experimentell bestätigte Unterschwingung am Ende der Einspritzung (nach 6 ms) veranschaulicht.

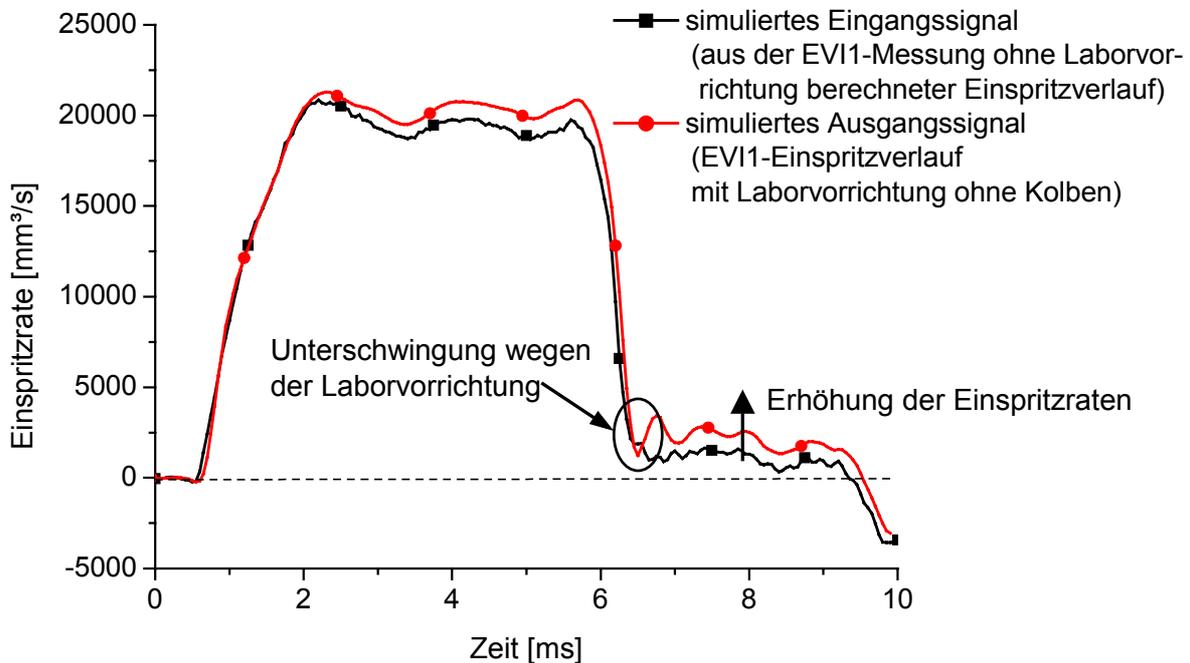


Abb. 7-17: Vergleich simulierter Einspritzverläufe ohne Kolben in Laborvorrichtung

Die Ursache dieser Unterschwingung liegt im geometrischen Aufbau der Laborvorrichtung. Die in die Einspritzkammer eingespritzte Kraftstoffmenge wird durch die in den Wegaufnehmer eingeführte Hülse gedrosselt. Diese Drosselung verursacht eine Schwingung am Ende des starken Druckabfalls. Um die Verstärkung der schon bei der Eingangsgröße vorhandenen Unterschwingung zu vermeiden, wird der indirekte Kolbenantrieb weiterhin ohne Einspritzkammer simuliert. Das Volumen der Einspritzkammer wird in dem Modell nicht berücksichtigt und damit der Drosseleffekt bei Durchmesseränderung vermieden.

Kolbenmassenvariation

Der Einfluss der Kolbenmasse wurde mit einer Variation von 0,001 bis 100 g untersucht. Bei den hier durchgeführten Simulationen wird eine Kolbenmasse von 1 g verwendet.

Vor dem verifizierten EVI1-Simulationsmodell ist das Laborvorrichtungsmodell mit indirektem Kolbenantrieb eingebaut (**Abb. 7-18**). Dieser Antrieb ist notwendig, um damit den Einfluss der Kolbenmasse zu überprüfen. Die Unterschwingung im

Einspritzverlauf nach der Einspritzung ist schon beim Eingangssignal vorhanden, da die Eingangsgröße ein aus gemessener Kolbenbewegung berechneter Einspritzverlauf ist. Damit wird diese Größe ohne Einspritzratenerhöhung (während und nach der Einspritzung) nachgebildet.

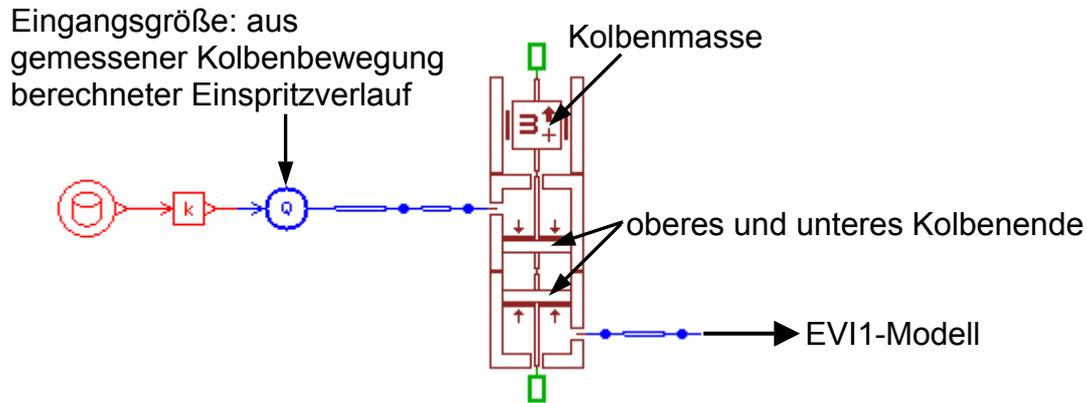


Abb. 7-18: Aufbau des Simulationsmodells für Kolbenmassevariation

Die Einspritzverläufe vom EVI1 aus dem Druckverlauf werden mit denen von der Laborvorrichtung in **Abb. 7-19** verglichen. Infolge der gleichen Eingangsgrößen ändern sich die Kolbenbewegungen kaum.

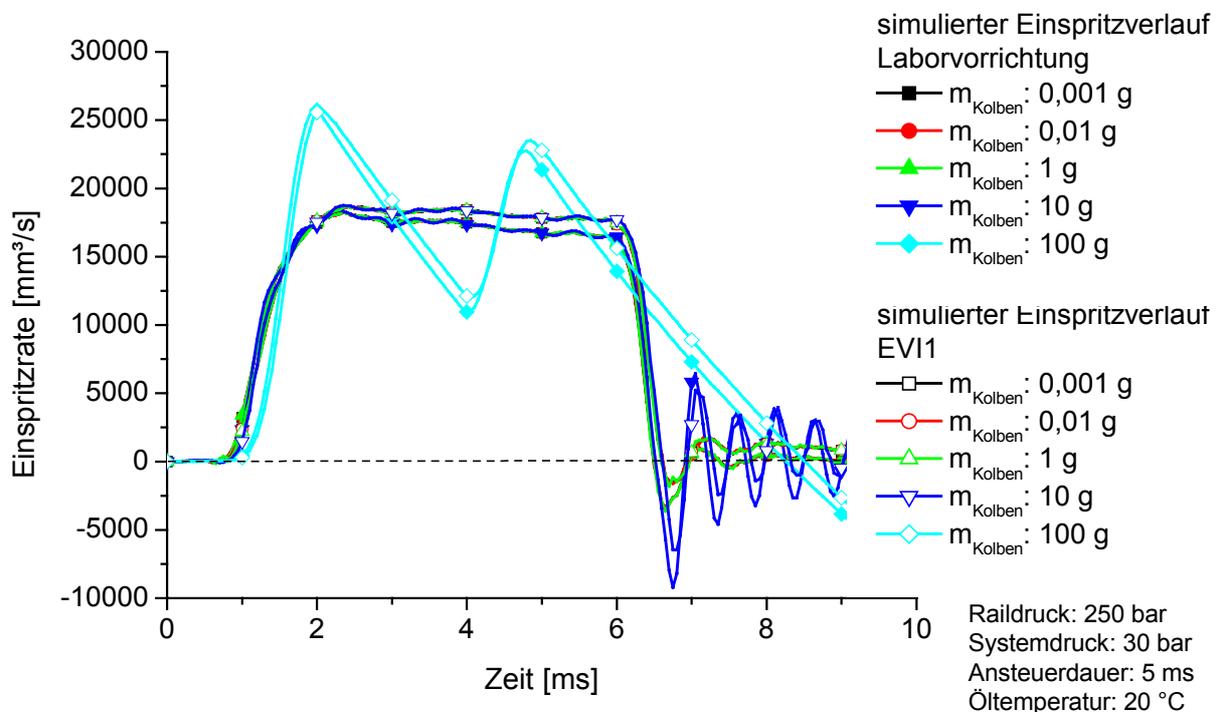


Abb. 7-19: Simulierte Einspritzverläufe bei Kolbenmassevariation

Erst beim 10 g-Kolben ist ein gravierender Einfluss der Kolbenmasse festzustellen. Beim 100 g-Kolben tritt schon während der Einspritzung eine Schwingung auf, die durch die Massenträgheit des Kolbens generiert wird.

Damit wird ersichtlich, dass die Kolbenmasse von 1 g einen nur sehr geringen Einfluss auf die Messergebnisse zwischen Laborvorrichtung und EVI1 verursachen kann.

Leckagevariation

Eine Leckage am Kolben müsste einen Einfluss auf die Messwerte haben. Der Aufbau des Simulationsmodells des Passungsspiels ist in **Abb. 7-20** dargestellt. Für die Leckageuntersuchung ist der indirekte Kolbenantrieb notwendig.

Durch eine Variation des Kolbenspiels, von 1 bis 1000 μm , wurde untersucht wie sich die Kolbenbewegung und der Druckverlauf im EVI1 (Einspritzverlauf) verhalten. Das während der Messungen verwendete Kolbenspiel war 6 μm .

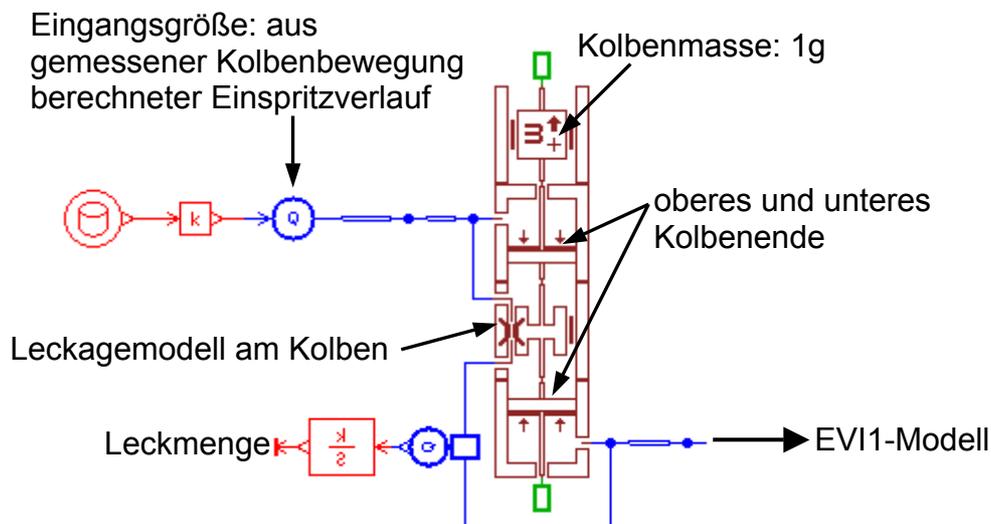


Abb. 7-20: Aufbau des Simulationsmodells des Passungsspiels

Die simulierten Verläufe (**Abb. 7-21**) weisen bis 10 μm Kolbenspiel keinen Einfluss auf die Abweichung auf.

Bei 100 μm ergibt sich eine Verzögerung des Einspritzverlaufs der Laborvorrichtung, die wegen des infolge der Leckage weniger angetriebenen Kolbens verursacht wird. Um den Kolben herum strömt durch den Spalt zwischen Zylinderwand und Kolben Flüssigkeit. Diese Flüssigkeitsmenge treibt den Kolben nicht an, daher kommt es zur Verzögerung.

Ein Spiel von 1000 μm bewirkt nur noch eine geringe Kolbenbewegung. Dadurch wird nur ein sehr flacher Einspritzverlauf vom Kolben generiert.

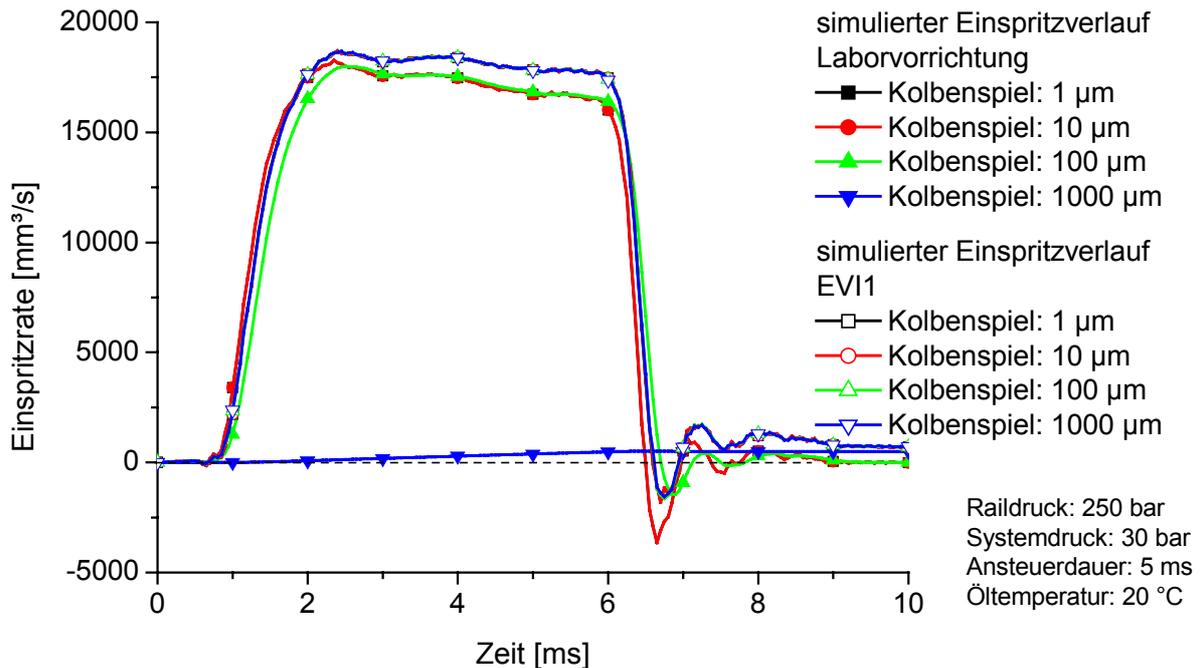


Abb. 7-21: Simulierte Einspritzverläufe bei Kolbenspielvariation

Die vom EVI1 erfassten Signale zeigen keinen Unterschied untereinander, da die Ausbreitung des Druckverlaufs auch durch die Leckage möglich ist.

Die Variation des Spiels zwischen dem Kolben und dem Messzylinder verursacht nur auf der Kolbenseite Unterschiede. Diese Unterschiede sind aber nicht für die kontinuierlich zunehmende Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und vom EVI1 in der mittleren Phase der Einspritzung verantwortlich.

Die Simulationen des Kolbenspieleinflusses entsprechen den experimentellen Untersuchungen und weisen keinen Einfluss auf die Abweichung der Einspritzverläufe auf.

Kolbenlängenvariation

Die Kolbenlänge wurde von 0,1 bis 1000 mm variiert, um zu untersuchen ob daraus ein Einfluss auf die Abweichung der Einspritzverläufe entsteht. Die Untersuchungen wurde mit konstanter Kolbenmasse (1 g) und konstantem Kolbenspiel (6 μm), wie bei der Messung, durchgeführt. Der Aufbau entspricht dem bei der Leckagevariation verwendeten Modell.

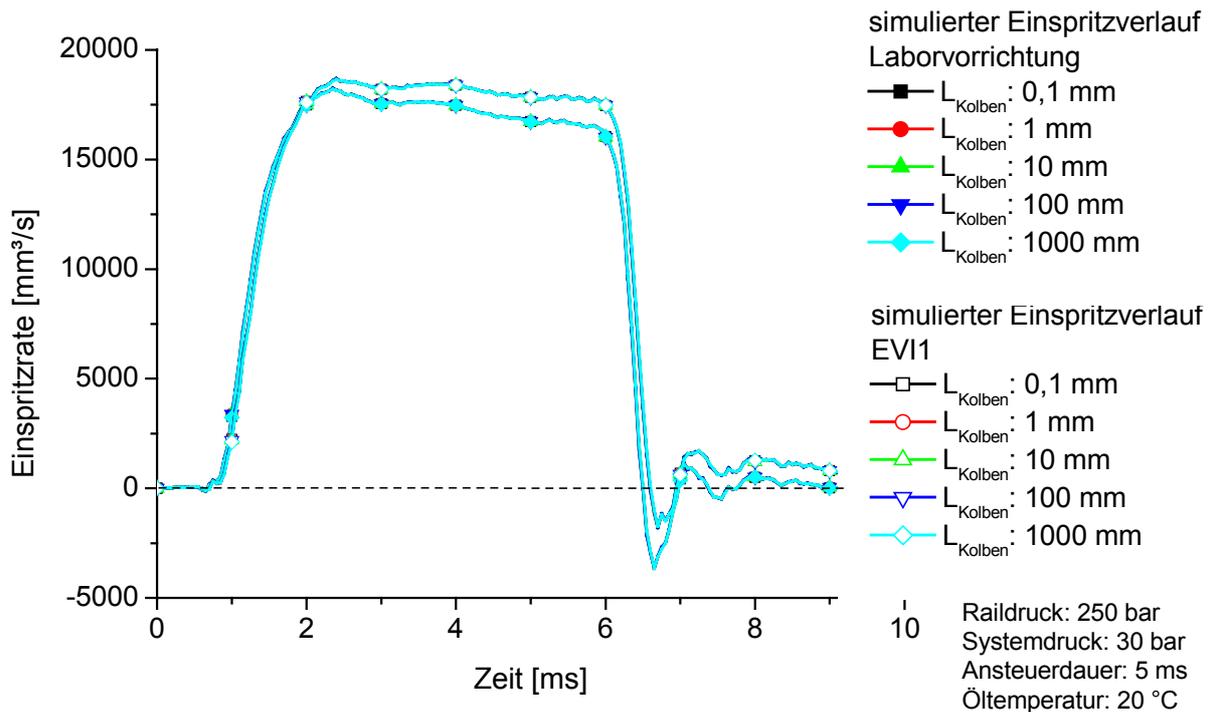


Abb. 7-22: Simulierte Einspritzverläufe bei Kolbenlängenvariation

Ein Einfluss der viskosen Reibung (Reibung zwischen viskoser Flüssigkeit an Wand) wegen erhöhter Kolbenmantelfläche auf die Kolbenbewegung sowie den Einspritzverlauf ist, wie **Abb. 7-22** zeigt, nicht vorhanden. Daher wurde der Einfluss der viskosen Reibung vernachlässigt.

Die Einspritzverläufe der Laborvorrichtung zeigen keinen Unterschied und die Abweichungen der Verläufe der Laborvorrichtung zu den Verläufen des EVI1 sind jeweils gleich.

Variation der Kolbenstartpositionen

Das Simulationsmodell ist identisch mit dem, welches bei der Kolbenmassevariation (**Abb. 7-18**) genutzt wurde, nur ist hierbei die Kolbenmasse konstant 1 g, und die Länge der Leitungen vor und nach dem Kolben wird entsprechend der Kolbenposition variiert. Der Kolben wird vom oberen Anschlag (Hülse) von 0 bis 20 mm positioniert. Die Änderung des Zylinders geschieht gleichzeitig vor und nach dem Kolben immer um den gleichen Wert. Wenn die Leitung z.B. vor dem Kolben 1 mm länger wird, dann wird sie hinter dem Kolben 1 mm kürzer. Dadurch verschiebt sich die Startposition. Die Gesamtlänge des Messzylinders bleibt konstant.

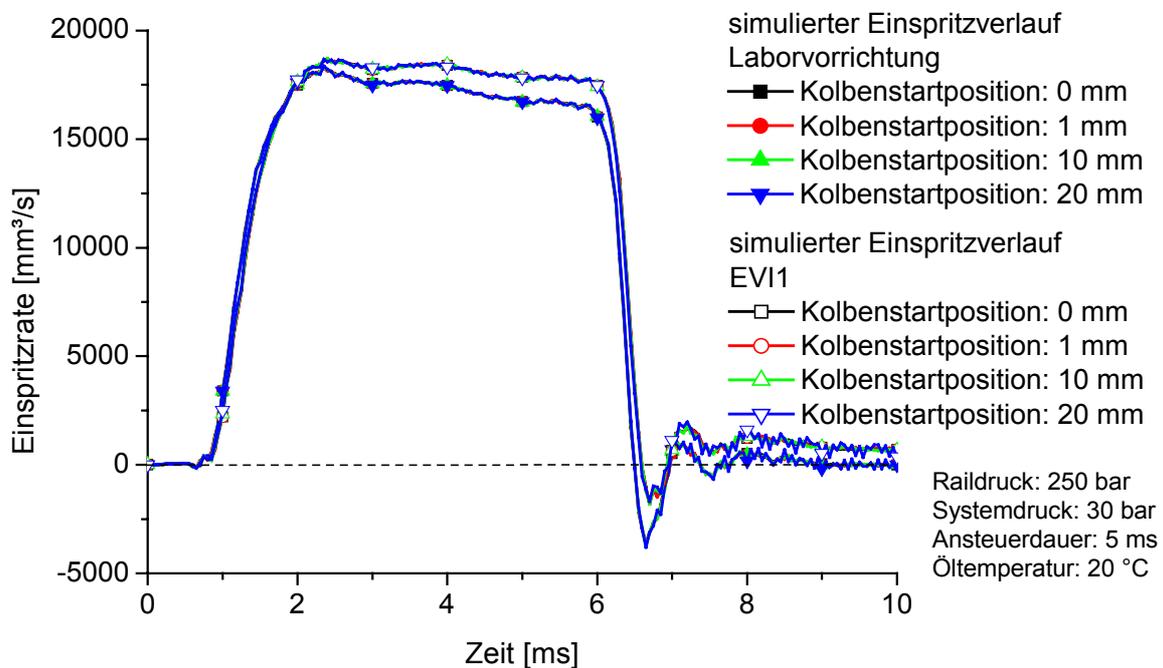


Abb. 7-23: Simulierte Einspritzverläufe bei Kolbenstartpositionsvariationen

Alle Einspritzverläufe aus der Kolbenbewegung und aus den Druckverläufen (**Abb. 7-23**) weisen keinerlei Abweichungen voneinander auf. Es treten lediglich kleine Zeitverzögerungen infolge längerer Wege der Druckwelle auf, die bei der Auswertung einfach mit Verschiebung der Kurve entlang der Zeitachse korrigiert werden konnten. So haben die Kurven beim Anfang der Einspritzung einen gemeinsamen Startpunkt.

Gegenüber der experimentellen Untersuchung kann bei der Simulation die Systemdruckregelung als ideal angenommen werden. Mit gleichen Systemparametern (Eingangsgröße, Systemdruck, Temperatur,...) hat die

Kolbenstartposition keinen nennenswerten Einfluss auf die Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI1.

Reibungsvariation

Der Einfluss der Reibungen wurde theoretisch untersucht und dabei das Simulationsmodell der Leckagevariation (**Abb. 7-20**) verwendet. Wie bei der Messung beträgt das Kolbenspiel 6 μm , die Kolbenmasse ist auf 1 g eingestellt. Das Leckagemodell weist viskose Reibung auf, die in diesem Modell berücksichtigt ist. Neben der viskosen Reibung sind die Haft- (statische) und die Gleit- (dynamische) Reibung analysiert worden. Ein allgemeiner Einspritzverlauf (Simulation) der Laborvorrichtung und vom EVI1 ist in **Abb. 7-24** dargestellt.

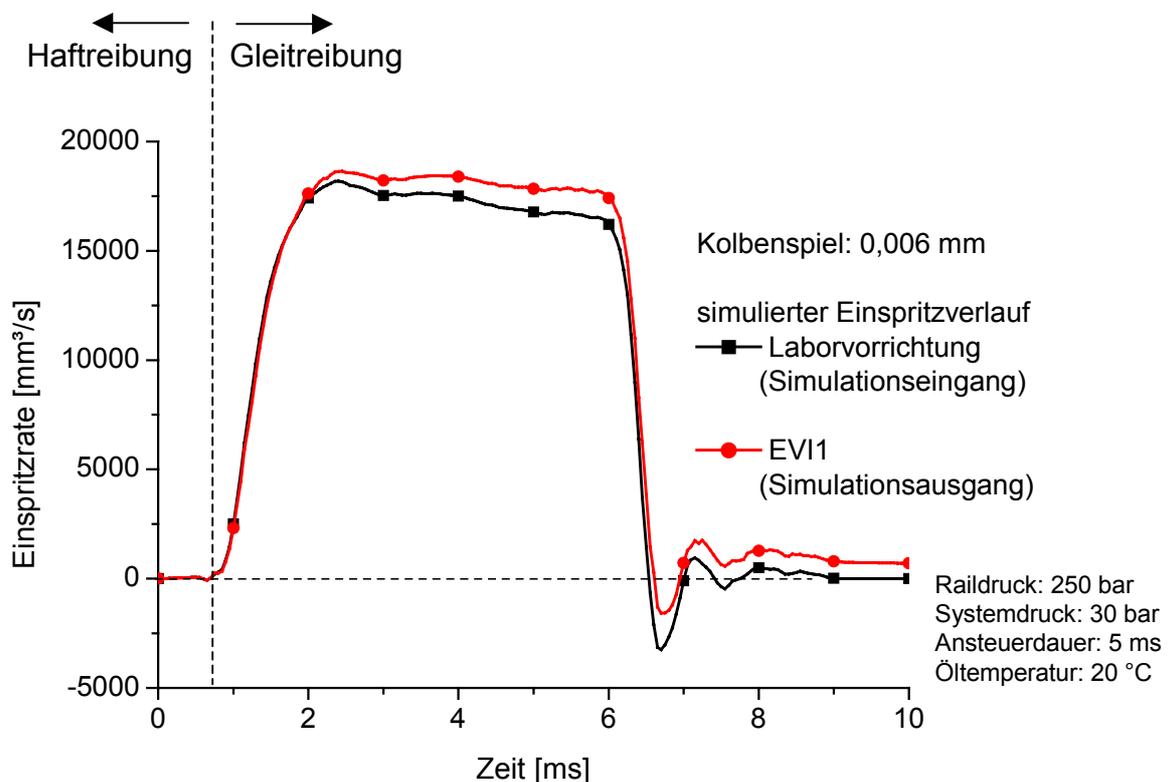


Abb. 7-24: Simulierte Einspritzverläufe von der Laborvorrichtung und dem EVI1

Haftreibung

Die Haftreibung ist eine statische Reibung, die im ruhenden Zustand wirkt. Je größer diese Reibung ist, desto später setzt die Bewegung des Kolbens ein, sie wird verzögert. Die Verzögerung wäre nur dann kritisch, wenn sich der Druck durch eine Leckage weiter ausbreiten könnte. In diesem Fall würde beim EVI1 der gleiche, beim Kolben wegen der Verzögerung und der Leckage ein kleinerer Einspritzverlauf

erfasst werden, da durch die Leckage während der Einspritzung eine Flüssigkeitsmenge am Kolben vorbei bewegt wird.

Der Kolben befindet sich im Prüföl. Zwischen Kolben und Wand gibt es eine Ölschicht. Dadurch reduziert sich der Reibungskoeffizient zwischen dem Kolben und der Wand.

Da bei der Messung dieser Verzögerungseffekt nicht auftritt, kann diese Reibungsart vernachlässigt werden.

Gleitreibung

Der Einfluss der dynamischen Reibung, die nur bei Bewegung vorkommt, ist immer kleiner als der Haftreibung. Wenn die Wirkung der Haftreibung vernachlässigbar klein ist, dann kann auch die dynamische Reibung unberücksichtigt bleiben.

Viskose Reibung mit der Wand

Die viskose Reibung ist flüssigkeitsabhängig. Sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation wird Prüföl nach ISO 4113 bzw. dessen Modell verwendet.

Diese Reibung wird im Leckagenmodell des Simulationsprogramms berücksichtigt. Bei der Kolbenlängenvariation wurde festgestellt, dass sie keinen Einfluss auf die Abweichung hat.

Kraft gegen die Kolbenbewegung

Bisher konnte mit den Simulationsuntersuchungen keine Ursache der Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI nachgewiesen werden. Die aus der Kolbenbewegung berechneten kleineren Einspritzverläufe resultieren aus der langsameren Bewegung des Kolbens. Dies bedeutet, dass der Druck im EVI sich während der Einspritzung erhöht. Durch diesen höheren Druck wirkt auf den Kolben, gegen die Bewegung, eine dem erhöhten Druck proportionale Kraft. Deshalb legt der Kolben einen kürzeren Weg zurück. Nur so kann die aus der Kolbenbewegung berechnete Einspritzrate geringer als die aus dem Druck berechnete Einspritzrate sein.

Es wurde ein Laborvorrichtungsmodell mit variierbarer, auf den Kolben wirkender zusätzlicher Kraft entwickelt (**Abb. 7-25**), um den Gegenkrafteinfluss durch Simulation nachzuweisen. Da ein frei beweglicher Kolben notwendig ist, wird abweichend von anderen Untersuchungen ein indirekter Kolbenantrieb verwendet.

Das Leckagemodell um den Kolben wurde durch ein einfaches Leitungsmodell ersetzt. Eine Reibungsberechnung, wie im Leckagemodell vorgesehen, ist für diese Untersuchung nicht notwendig. Der Leitungsquerschnitt entspricht dem Leckagenquerschnitt.

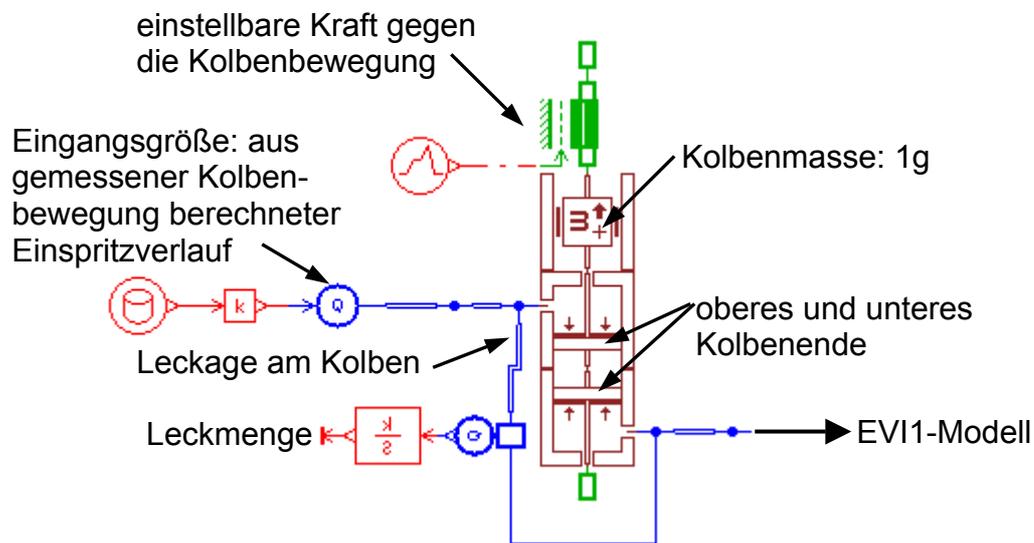


Abb. 7-25: Simulationsmodell zur Untersuchung der Gegenkraft

Um die Wirkung der Gegenkraft zu untersuchen, wurde zuerst eine Simulation ohne Gegenkraft durchgeführt. Die variierten Kolbenspiele und Gegenkräfte sind in der **Tabelle 7-1** zusammengefasst.

Tabelle 7-1: Gegenkraft- und Kolbenspielvariation

<i>Gegenkraftvariation</i>	<i>Kolbenspielvariationen</i>
0 N	10 μm
	20 μm
	50 μm
	100 μm
3 N	10 μm
	20 μm
	50 μm
	100 μm
5 N	10 μm
	20 μm
	50 μm
	100 μm

Wie bereits bei der Leckagevariation festgestellt wurde, hat ein Spiel bis $10\ \mu\text{m}$ keinen Einfluss, ein Spiel von $100\ \mu\text{m}$ bewirkt jedoch eine Zeitverzögerung. Deshalb wurde das Kolbenspiel in diesem Bereich variiert.

Wird die Gegenkraft nicht berücksichtigt, werden die Kolbenbewegungen mit Zunahme der Kolbenspiele immer langsamer. Somit zeigen die Einspritzverläufe (**Abb. 7-26**), dass sich ohne zusätzliche Gegenkraft bei $10\ \mu\text{m}$ Spiel die Abweichungen zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI1 entsprechend den Messungen verhalten. Bei größeren Spielen (ab $20\ \mu\text{m}$) wird der Kolben deutlich gebremst, deshalb ergibt sich eine andere, nicht vergleichbare Charakteristik.

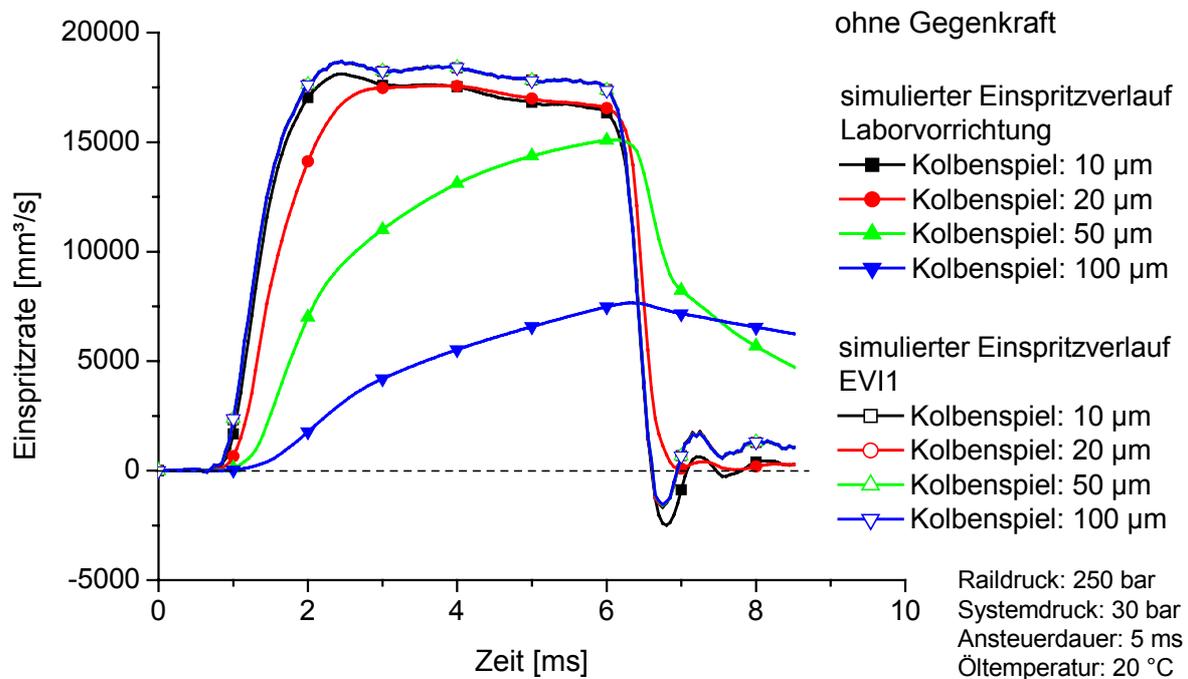


Abb. 7-26: Simulierte Einspritzverläufe ohne Gegenkraft

Infolge einer kontinuierlichen Erhöhung der Abweichung im Bereich von 1 bis 6 ms und einer kontinuierlich abnehmenden Abweichung im Bereich von 6 bis 7 ms – entsprechend der Messergebnisse – wurde ein Kraftverlauf gegen die Kolbenbewegung (**Abb. 7-27**) angenommen. Die Gegenkraft hat ein Maximum von 3 N. Durch diesen Verlauf werden die Kolbenbewegungen bei unterschiedlichen Passungsspielen beeinflusst. Die Kolbenbewegung wird von der Gegenkraft gebremst. Sie ist bei größerem Passungsspiel geringer, da durch die Leckage das Öl

in den EVI1 fließen kann. Damit bleibt der Druckverlauf im EVI1 immer gleich und in allen Fällen resultiert daraus der gleiche Einspritzverlauf.

Wird eine Gegenkraft berücksichtigt, weist der Einspritzverlauf der Laborvorrichtung bei 10 μm Spiel eine deutlich größere Abweichung vom Einspritzverlauf des EVI1 auf. Je mehr Kolbenspiel vorhanden ist, desto größer ist die Abweichung.

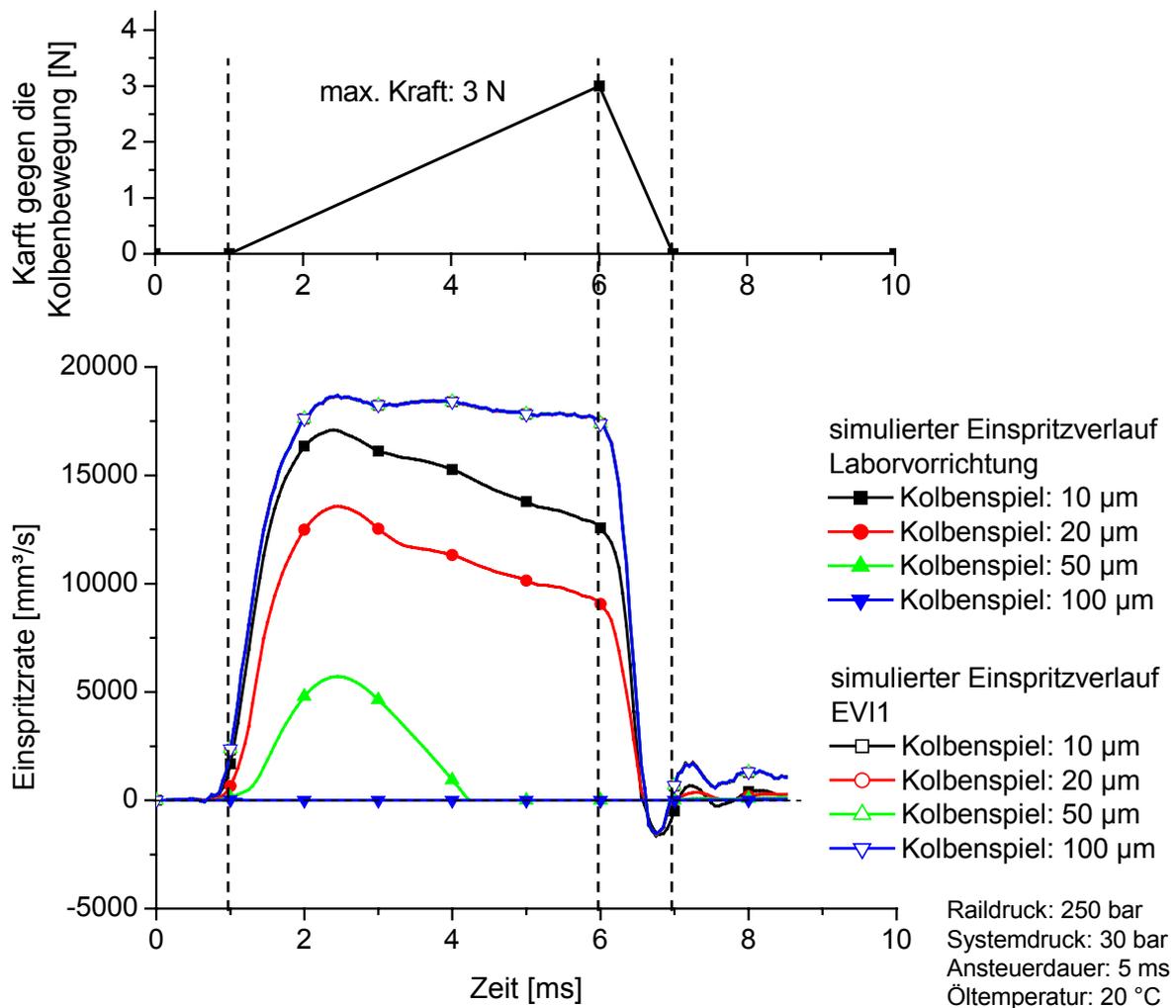


Abb. 7-27: Simulierte Einspritzverläufe bei 3 N maximaler Gegenkraft

Die Untersuchung wurde mit einer maximalen Gegenkraft von 5 N wiederholt (**Abb. 7-28**). Es konnte die gleiche Tendenz wie bei den vorherigen Untersuchungen mit 3 N festgestellt werden. Infolge höherer Gegenkräfte verringerten sich die Kolbengeschwindigkeiten und die Kolbenwege. Die Abweichungen zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI1 werden im Bereich von 1 bis 6 ms mit zunehmendem Spiel immer größer. Bei einem Kolbenspiel von 100 μm erfolgt keine Bewegung des Kolbens mehr.

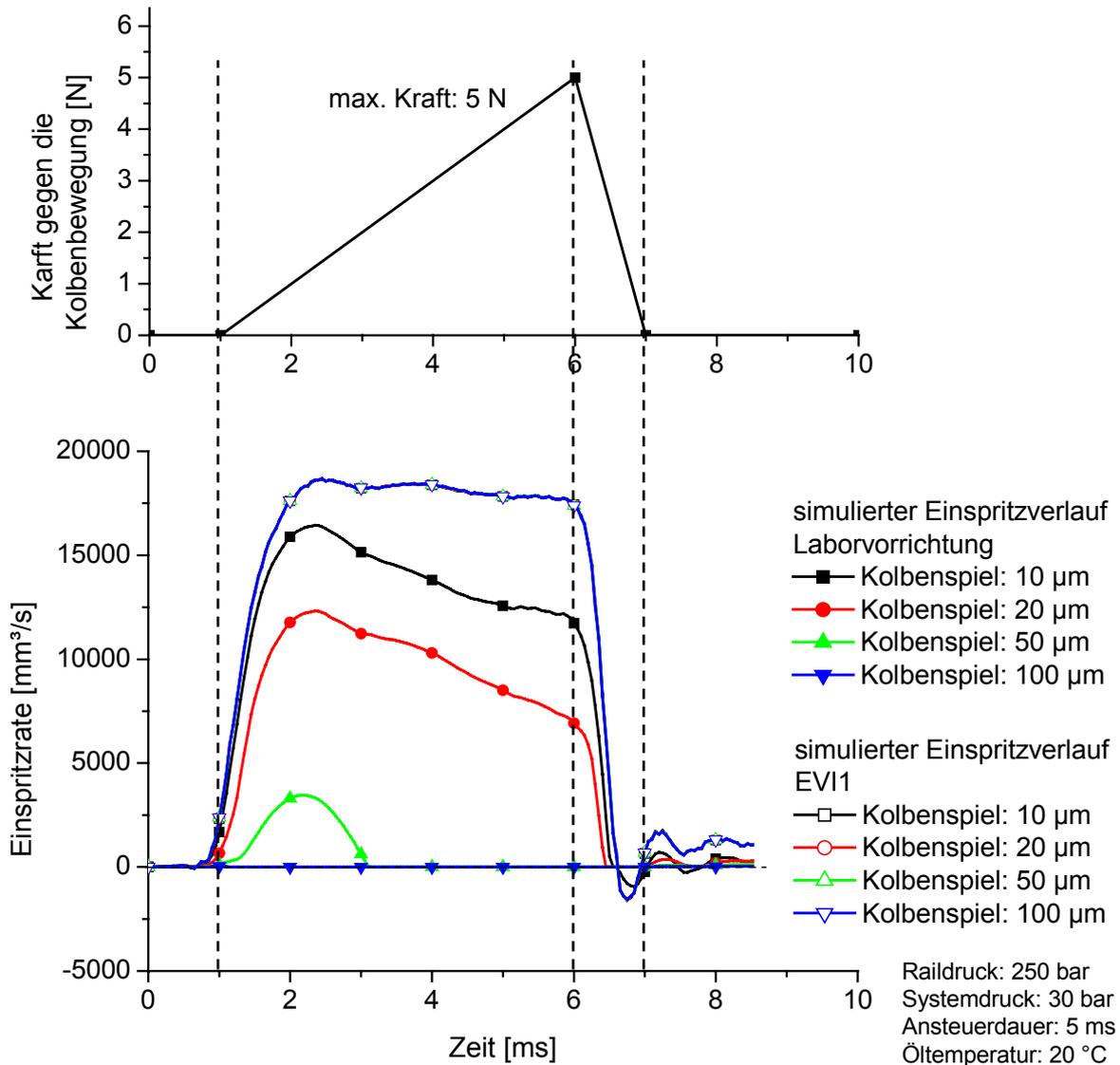


Abb. 7-28: Simulierte Einspritzverläufe bei 5 N maximaler Gegenkraft

Die Untersuchungen mit variierbarer Gegenkraft zeigen, dass durch eine zunehmende Kraft, die gegen die Kolbenbewegung wirkt, eine kontinuierlich zunehmende Abweichung des Einspritzverlaufs der Laborvorrichtung vom Einspritzverlauf des EVI1 verursacht werden kann.

Fazit zu Kapitel 7.1 und 7.2:

Der Einspritzverlauf der Laborvorrichtung wird aus der Kolbenbewegung (vom induktiven Wegaufnehmer), der des EVI1 aus dem Druckverlauf (vom piezoelektrischen Drucksensor) berechnet. Beide Grundwerte sind nach experimentellen und theoretischen Untersuchungen korrekt, da

- die Sensoren für die Messaufgabe geeignet sind und
- die Genauigkeit der Sensoren ausreichend ist.

Die Eingangsgröße in das System (aus der Kolbenbewegung berechneter Einspritzverlauf) ist sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation die gleiche. Die Ausgangsgrößen (aus den Druckverläufen berechnete Einspritzverläufe) weisen in beiden Fällen die gleiche Abweichung auf. Da beim EVI der Einspritzverlauf aus dem Druckverlauf bestimmt wird, muss die Ursache der Abweichung im Druckverlauf während der Einspritzung liegen.

Eine Erhöhung des Druckes während der Einspritzung verursacht eine Kraft, die gegen die Kolbenbewegung wirkt. Mit Zunahme der Kraft nimmt die Abweichung proportional zu. Es ist zu vermuten, dass die Ursache der Abweichung eine noch nicht bekannte Gegenkraft ist. Um die Größe und den Verlauf der Kraft zu verstehen, müssen die Abhängigkeiten der Abweichung untersucht werden.

7.3 Abhängigkeiten der Abweichung

Zur Bestimmung der Abhängigkeiten wurde als Versuchsaufbau die Laborvorrichtung mit dem EVI1 oder EVI2 verwendet.

Ansteuerdauervariation

Diese Untersuchung diente zur Überprüfung des Einflusses der Ansteuerdauer. Mit dem Antriebsinjektor wurden Einzeleinspritzungen mit verschiedenen Ansteuerdauern (von 0,4; 0,7; 2,3 und 4,8 ms) bei gleichem Raildruck (250 bar) durchgeführt. In **Abb. 7-29** sind die Messergebnisse der Laborvorrichtung und vom EVI2 dargestellt. Die Anwendung des EVI2 statt des EVI1 wurde für diesen Versuch bevorzugt. So konnten die unterschiedlichen Messungen unter gleichen Systembedingungen wiederholt werden. Durch die Weiterentwicklung der Druckregelung lässt sich der Systemdruck in jedem Betriebspunkt exakt auf das gleiche Niveau einstellen. Dadurch werden die Kolbenbewegungen (Einspritzverläufe der Laborvorrichtung) reproduzierbar. Bei EVI2-Messungen ist eine Glättung der

gemessenen Kolbenbewegung nicht nötig. Es wurden jeweils 10 Messungen in dem gleichen Betriebspunkt durchgeführt und die Ergebnisse gemittelt.

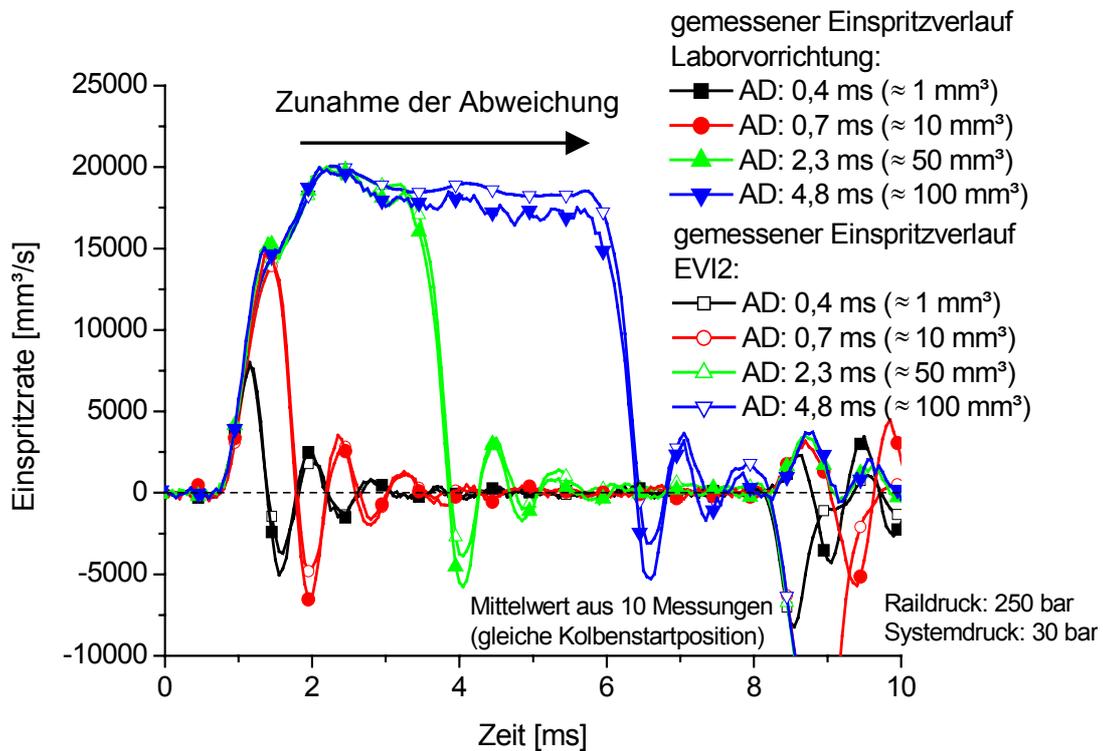


Abb. 7-29: Abweichung der Einspritzverläufe bei Ansteuerdauervariation

Die Verläufe der Betriebspunkte sind im Anstiegsbereich gleich und liegen (bei gleichem Raildruck) bis zur ihren jeweiligen abfallenden Flanke der Einspritzverläufe aufeinander. Mit EVI1 liegen die Ergebnisse aufgrund unterschiedlicher Systemdrücke in anderen Betriebspunkten nicht exakt übereinander (hier nicht dargestellt). Nachdem die maximale Einspritzrate erreicht ist, nimmt die Abweichung linear zu. Die Ansteuerdauer bestimmt nur die Dauer der linear zunehmenden Abweichung und hat keinen Einfluss auf deren Steigung.

Kolbengeschwindigkeitsvariation

Bei einem weiteren Versuch mit EVI1 wurden die Messungen mit unterschiedlichen Einspritzdüsen durchgeführt. Die Einspritzdüsen hatten 1, 2, 4 und 7 Spritzlöcher. Der Raildruck (250 bar) und die Ansteuerdauer (5 ms) wurden für alle Messungen konstant gehalten, wodurch unterschiedliche Einspritzmengen mit unterschiedlichen maximalen Einspritzraten eingespritzt wurden. Diese Mengen haben den Kolben im induktiven Wegaufnehmer, abhängig vom Verlauf der Einspritzung, angetrieben.

Somit wurden verschiedene maximale Kolbengeschwindigkeiten (vom Kolben gelieferte maximale Einspritzraten) erreicht.

Die Abweichungen zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI1 sind bei den höheren Einspritzraten größer (**Abb. 7-30**).

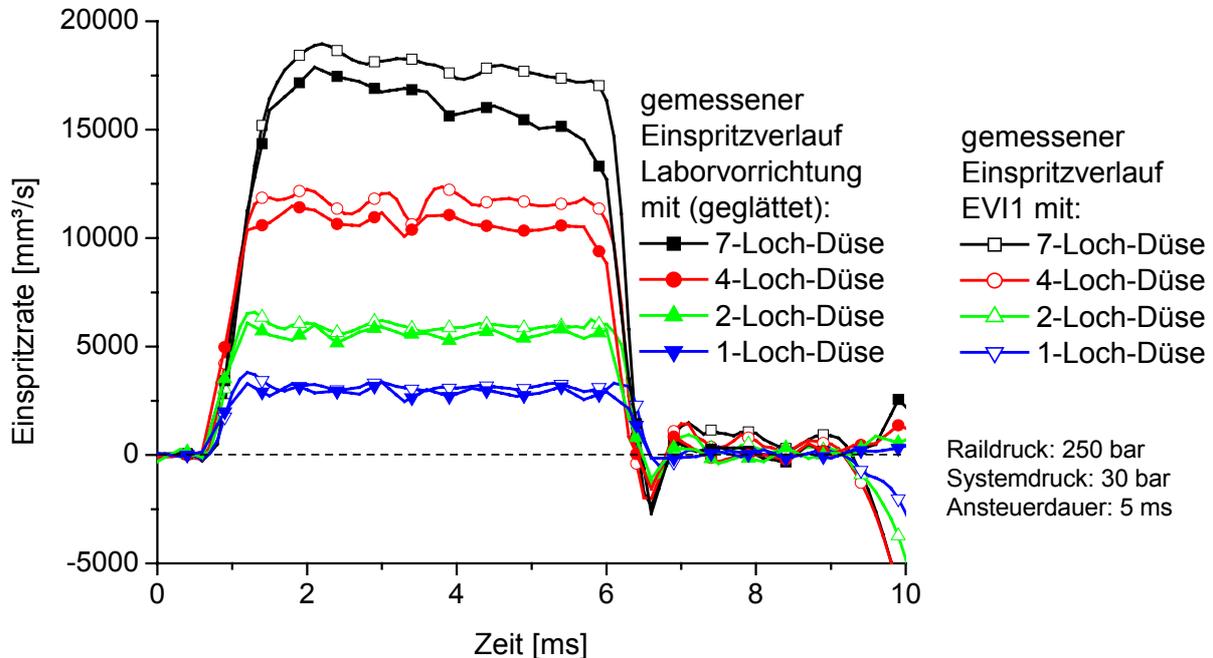


Abb. 7-30: Abweichung der Einspritzverläufe bei Düsenquerschnittvariation

Mit der Einspritzdüse mit einem Spritzloch ergab sich eine maximale Einspritzrate von etwa 3000 mm³/s. Die Abweichung ist in diesem Fall gering. Bei 2-, 4- und 7-Loch-Düse werden die Ratenunterschiede immer größer. Die Änderung der Abweichung (Zunahme des Drucks im EVI) ist proportional der Einspritzrate. Bei einem konstanten Einspritzverlauf (ab 2 bis 6 ms) bleibt der Ratenunterschied erhalten.

Raildruckvariation

Ein dritter Versuch wurde mit gleichen Einspritzmengen bei verschiedenen Raildrücken (250, 400, 600 und 800 bar) mit einem EVI1 durchgeführt. Die eingespritzte Kraftstoffmenge ($\approx 100 \text{ mm}^3$) wurde durch die Ansteuerdauer für jeden Betriebspunkt gleich gehalten. Durch die höheren Raildrücke nahmen auch die maximalen Einspritzraten zu (**Abb. 7-31**). Wie die Ansteuerdauervariation zeigte, weist die Abweichung, nachdem die maximale Einspritzrate erreicht wird, eine lineare Zunahme auf.

Die Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI1 hat mit ansteigenden Raildrücken eine zunehmende Steigung in jedem Betriebspunkt, die von der Einspritzrate abhängt.

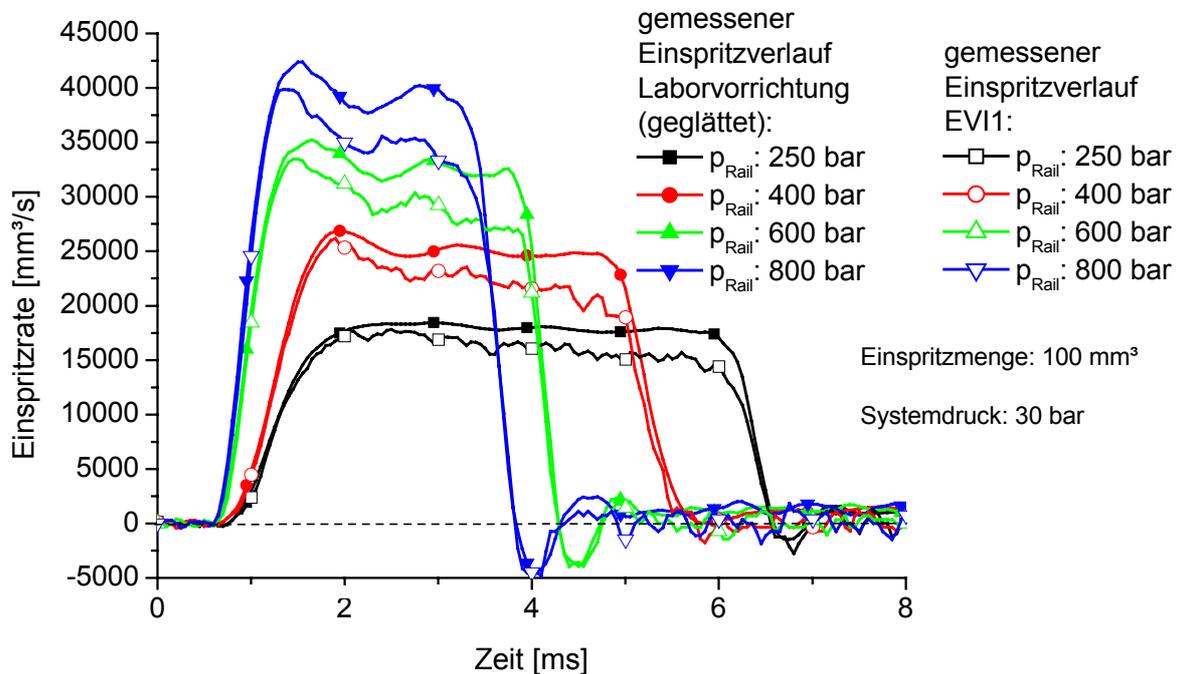


Abb. 7-31: Abweichung der Einspritzverläufe bei Raildruckvariation

Die Steigung der Abweichung ist bei 250 bar Raildruck wesentlich geringer als bei 800 bar Raildruck. Somit ist festzustellen, dass der Raildruck, bzw. die maximale Einspritzrate die Steigung der Abweichung bestimmt.

Fazit zu Kapitel 7.3:

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Abweichung zwischen den mit der Laborvorrichtung und dem EVI gemessenen Einspritzverläufen vorrangig von der Einspritzrate abhängt. Eine höhere Einspritzrate verursacht einen größeren Ratenunterschied.

Die Ansteuerdauer bestimmt die Dauer der Zunahme dieses Unterschieds und damit die maximale Abweichung.

Eine größere Einspritzmenge, die durch längere Ansteuerdauer und nicht durch höheren Raildruck oder eine höhere Einspritzrate verursacht wird, hat keinen Einfluss auf die Abweichung.

7.4 Ursache der Abweichung

Die Korrektheit des gemessenen Einspritzverlaufs der Laborvorrichtung wurde durch Untersuchungen bestätigt. Es war notwendig zu sehen, ob das Eingangssignal zum EVI fehlerfrei ist. Es muss daher die Abweichung der Einspritzverläufe aus der Druckerhöhung im EVI resultieren, da der Einspritzverlauf aus dem Druckverlauf berechnet wird.

In der **Tabelle 7-2** sind die möglichen Ursachen dieser Druckerhöhung zusammengestellt.

Tabelle 7-2: Mögliche Ursachen der Einspritzverlaufsabweichung

<i>Ursache</i>	<i>Einfluss auf die Abweichung</i>
Messsysteme (Kolbenwegmessung, Druckmessung)	kein
Leckage (kein Durchfluss)	kein
Reibungskräfte (vernachlässigbar)	kein
Temperatureinfluss	kein
Druckregelung im EVI (Druckregelventil und Membranbehälter)	kein
Kräfte gegen die Kolbenbewegung	Feder- und Dämpfungseffekt der Flüssigkeitssäule

Bei den Messsystemen (Laborvorrichtung und EVI) wurde die Möglichkeit eines Messfehlers ausgeschlossen. Mit experimentellen und theoretischen Untersuchungen wurde die ausreichende Genauigkeit der gemessenen Größen bestätigt. Die Abweichung sollte durch die Umrechnung mit fehlerhaften Annahmen der Messgrößen auf Einspritzrate erzeugt werden.

Die Leckage um den Kolben wurde sowohl simulativ (1D-Simulationsmodell) als auch experimentell (Messungen mit Kolben mit unterschiedlichem Kolbenspiel) untersucht. Im untersuchten Bereich (bis 50 µm Kolbenspiel) hat die auftretende Leckage keinen nennenswerten Einfluss verursacht.

Die Einflüsse von Haft-, Gleit- und viskoser (hydrodynamischer) Reibung wurden untersucht. Die Analysen zeigten, dass die Reibung einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf die Abweichung hat.

Der Kolben in der Laborvorrichtung befindet sich zwischen den EVI-Sensoren (Druck- und Temperatursensor) und dem Injektor. Er trennt die vom Injektor eingespritzte Flüssigkeit von der im Bereich der Sensoren verdrängten Flüssigkeit. Eine durch die Einspritzung entstehende Temperaturerhöhung des Mediums (zwischen Injektor und Kolben) kann nicht zu den Sensoren (nach dem Kolben) weitergeleitet werden. Deshalb kann die durch die Einspritzung entstehende Temperaturerhöhung (zwischen Injektor und Kolben) keinen Einfluss auf die Abweichung haben. Der Einfluss der durch die Komprimierung entstehenden geringen Temperaturerhöhung nach dem Kolben wurde nicht untersucht.

Der Einfluss der Systemdruckregelung im EVI1 wurde durch experimentelle Untersuchung geprüft. Ein Blasendruckspeicher ersetzt das elektronisch gesteuerte Druckregelventil. Der durch die Membran (mit Hilfe von Stickstoffdruck) geregelte Systemdruck erhöht sich bei der Einzeleinspritzung während der Reflexionen nicht. Die weiterentwickelte Druckregelung beim EVI2 löst dieses Problem. Die Ergebnisse zeigten, dass die Druckregelung im EVI1 nur auf die Erhöhung des Systemdrucks während der Reflexionen einen Einfluss hat. Die Erhöhung während und unmittelbar nach der Einspritzung (Abweichung) ist von der Druckregelung unabhängig.

Nach diesen systematischen Untersuchungen wurde als Ursache für die Abweichung angenommen, dass eine Kraft entgegen der Kolbenbewegung wirkt; z.B. durch eine Druckerhöhung nach dem Kolben während der Einspritzung.

Der Druck kann sich während der Strömung durch die lokale Kompression der Flüssigkeit erhöhen. Das heißt, dass die Flüssigkeitsschichten in einer Flüssigkeitssäule durch die hochdynamische instationäre Strömung am Anfang der Leitung mehr komprimiert werden als am Ende der Leitung. Wenn die Einspritzung beendet ist, ist keine Strömung mehr vorhanden. Der Druck fällt wieder auf den Systemdruck ab, da die am Anfang der Leitung lokal komprimierten Flüssigkeitsschichten sich auf die ganze Länge der Leitung ausdehnen. Damit entsteht eine sehr geringe und gleichmäßige Druckerhöhung in der gesamten Flüssigkeitssäule.

8 Nachbildung der Abweichung

Die Abweichungen zwischen den Messergebnissen weisen auf einen Fehler hin. Um diesen Fehler zu finden und vermeiden zu können, wurde die Abweichung künstlich beeinflusst und physikalisch nachgebildet. Mit Hilfe dieses Einsatzes wird die Korrektur des Fehlers möglich.

8.1 Geänderte Flüssigkeitseigenschaften

Um den Einfluss der Flüssigkeitseigenschaften auf die Druckerhöhung nach dem Kolben zu untersuchen, wurden die Kompressibilität und die dynamische Viskosität der Flüssigkeit beim Simulationsmodell des EVI1 variiert (**Abb. 8-1**). Die Kompressibilität wurde von 1/1000 bar ("weich") bis zu 1/50000 bar ("hart") reduziert – relative Volumenänderung unter relativer Druckänderung – und die Viskosität bei jeder untersuchten Kompressibilität zwischen 1 und 50 cP variiert. Je größer die Viskosität, desto weniger fließfähig ist das Fluid.

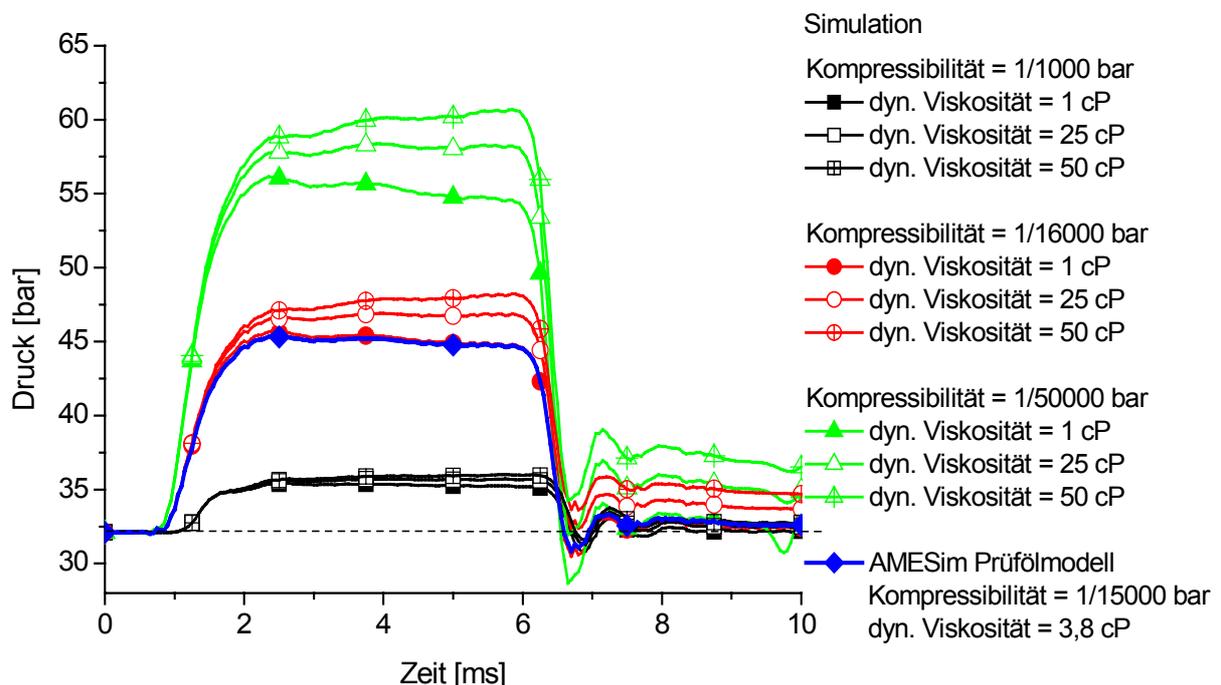


Abb. 8-1: Einfluss der Kompressibilität und der Viskosität auf die Abweichung

Das in **Abb. 8-1** dargestellte Ergebnis unter Verwendung der ursprünglichen Eigenschaften des AMESim Prüfölmodells entspricht der Abweichung aus der Messung.

Bei gleicher Eingangsgröße (Kolbenhub) in das Simulationsmodell zeigen die Druckverläufe im EVI1, dass bei geringerer Kompressibilität (hart) eine höhere Kraft (höherer Druck) notwendig ist, dass die Flüssigkeitssäule um den gleichen Weg komprimiert wird (bis etwa 2 ms). Wenn eine Flüssigkeitssäule durch eine höhere Kraft komprimiert wird, erhöht sich damit auch die Viskosität des Mediums. Eine höhere Viskosität bedeutet größere Reibung zwischen den Flüssigkeitspartikeln. Infolge der zunehmenden inneren viskosen Reibung (Reibung zwischen den Flüssigkeitsteilchen) erhöht sich der Druck in der Flüssigkeit weiter (zwischen 2 und 6 ms).

Diese Untersuchung zeigt, dass durch die Komprimierung eine lokale Druckerhöhung in der Flüssigkeit auftreten kann. Diese Erhöhung bleibt während der Einspritzung (Kolbenbewegung) erhalten und fällt anschließend wieder auf den Systemdruck ab.

8.2 Nachbildung der Abweichung mit Feder-Dämpfersystem

Mit der Annahme, dass die Abweichung aus einem Feder-Dämpfereffekt der Flüssigkeitssäule resultiert, wird diese Säule beziehungsweise der EVI durch ein Feder-Dämpfersystem ersetzt.

In **Abb. 8-2** ist eine Analogie der Druckerhöhung in einer Flüssigkeitssäule während des hydraulischen Vorgangs mit einem Feder-Dämpfersystem (FDS) dargestellt.

Hinter dem Kolben befindet sich eine mit Flüssigkeit gefüllte lange Leitung (6 m) mit geringem Durchmesser (4,5 mm). Die Leitung ist an einer Seite mit dem Kolben, an der anderen Seite mit dem Druckregelventil verschlossen.

Wird der Kolben während der Einspritzung angetrieben, wird der Anfang der Flüssigkeitssäule in der Leitung lokal komprimiert. Die Flüssigkeit verhält sich wie ein FDS. Wie bei einer langen schlanken Feder, erfolgt daraufhin die Verteilung der anfänglich nur an einem Ende erfolgten Stauchung gleichmäßig auf die gesamte Länge (**Abb. 8-2** links). Ein Welleneffekt mit vor- und rücklaufendem, komprimiertem Teil der Feder tritt im hier betrachteten Zeitbereich nicht auf (**Abb. 8-2** rechts).

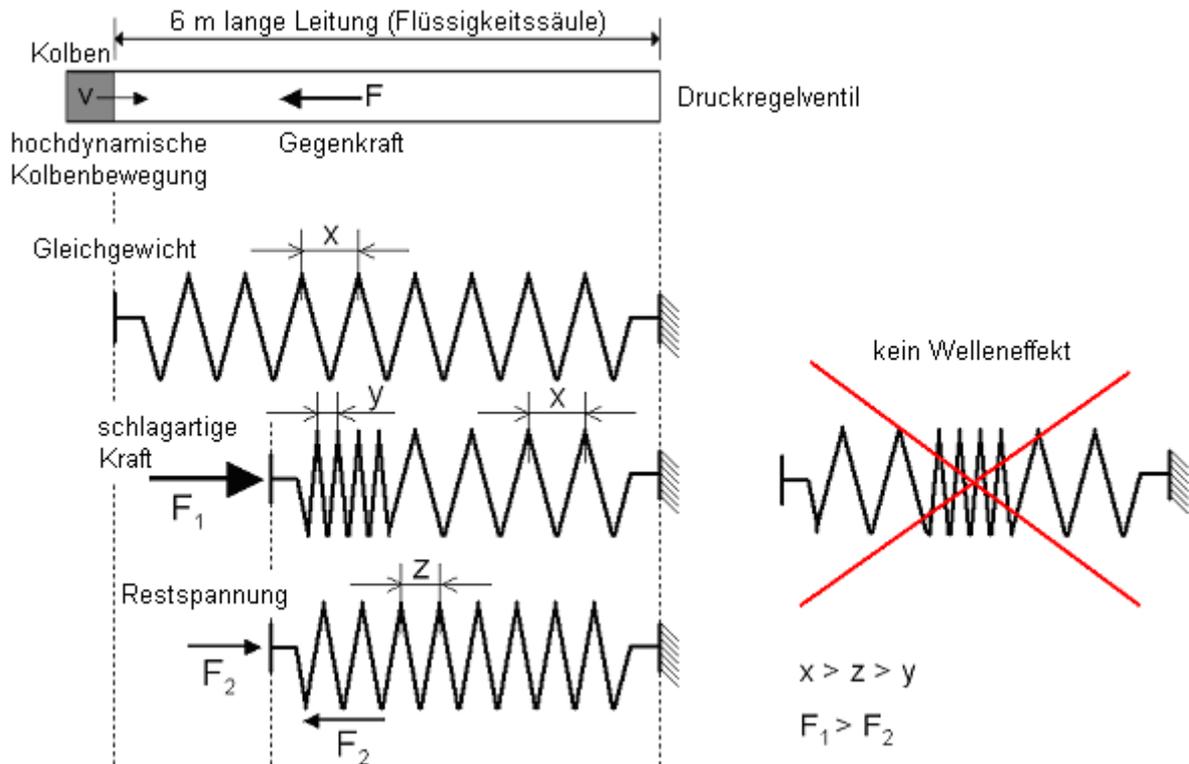


Abb. 8-2: Kraft gegen die Kolbenbewegung

Natürlich gibt es auch einen Welleneffekt in der Flüssigkeit (vor- und rücklaufende Druckwelle), der aber nicht für die betrachtete Abweichung als Folge des Feder-Dämpfereffekts direkt verantwortlich ist, weil sie durch die Leitung hin und her läuft. Der Druck wird durch die Abbau der Welle aufgebaut.

8.2.1 Aufbau des 1D-Simulationmodells

Im **Abb. 8-3** oben wurde das Modell der Laborvorrichtung und das nachgeschaltete EVI1-Modell dargestellt.

Unten wurde statt des EVI1-Modells ein Feder-Dämpfersystem modelliert um die Feder- und Dämpferfunktion der Flüssigkeitssäule zu simulieren.

Beim Feder-Dämpfermodell gibt es die Möglichkeit die Federkonstante und die Dämpfungsrate einzustellen. Durch eine Anpassung kann mit dem Feder-Dämpfermodell während der Einspritzung ein gleicher Druckverlauf vor dem Kolben simuliert werden, wie er mit nachgeschaltetem EVI1 entsteht.

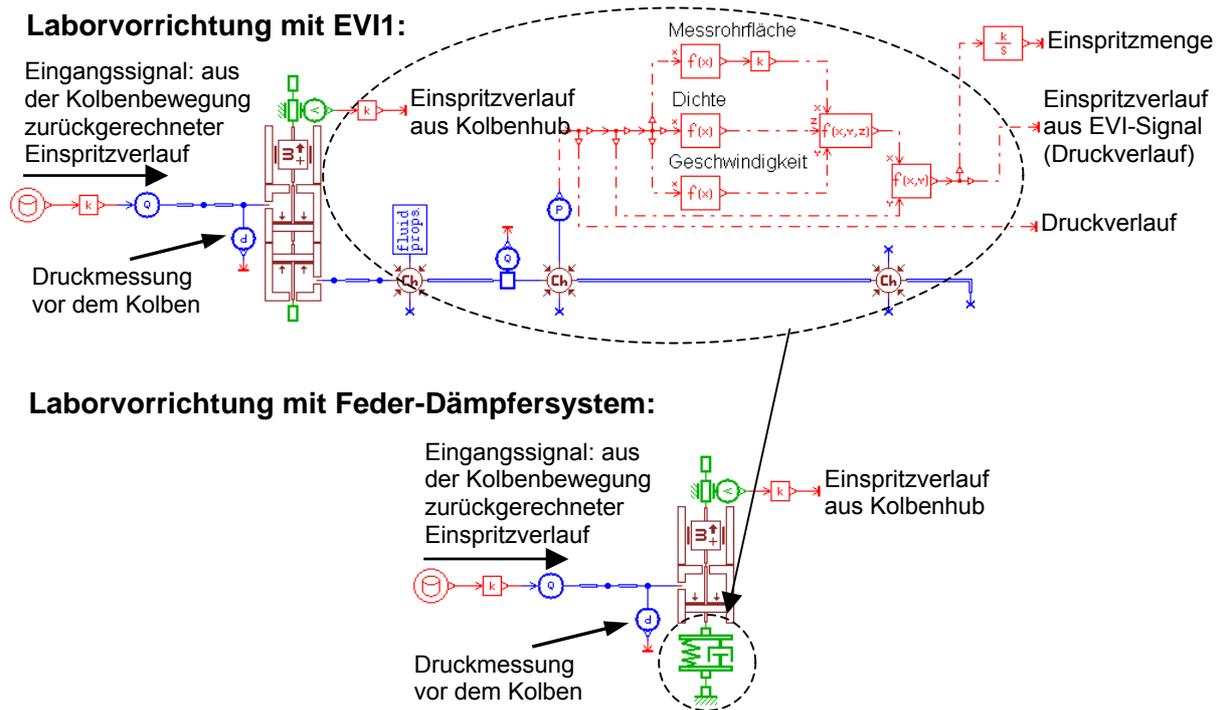


Abb. 8-3: Feder-Dämpfermodell statt EVI-Modell

Beim EVI1-Modell wurde der Einspritzverlauf indirekt, mit Hilfe des Druckverlaufs und des EVI-Faktors bestimmt. Dieser Einspritzverlauf hat im Vergleich mit dem Eingangssignal (durch die Kolbenbewegung definierter Einspritzverlauf) eine Abweichung, die aus der Druckerhöhung resultiert und ist dadurch verfälscht.

Der Einspritzverlauf des FDS wurde direkt aus der Bewegung des Kolbens bestimmt. Die Kolbengeschwindigkeit wurde mit der Querschnittsfläche des Kolbens multipliziert. In diesem Fall hat der Einspritzverlauf im Vergleich mit dem Eingangssignal keine Abweichung.

Aufgrund der Variation von Federkonstante und Dämpfungsrate gehören zu jeder Kolbenbewegung unterschiedliche Druckverläufe. Je nach Federkonstante und Dämpfungsrate ändert sich die Druckerhöhung und somit der Einspritzverlauf.

8.2.2 Simulationsergebnisse mit Feder-Dämpfersystem

Um die Einflüsse der Änderung der Federkonstante und der Dämpfungsrate darzustellen wurden die folgenden Simulationsversuche durchgeführt.

Einfluss der Federkonstante

Für die Analyse des Einflusses der Federkonstante wurde die Dämpfungsrate konstant gehalten und die Federkonstante von 1 bis 1000 N/m erhöht. In **Abb. 8-4** sind die Einspritzverläufe mit FDS (berechnet aus Druckverläufen vor dem Kolben) dargestellt. Die Charakteristik des Druckverlaufs vor dem frei bewegenden Kolben ist gleich wie sie nach dem Kolben ist. Deshalb kann dies mit FDS (wo keine Flüssigkeit nach dem Kolben ist) für die Berechnung der Abweichung berücksichtigt werden. Als Eingangssignal für die Kolbenbewegung diente ein trapezförmiger Einspritzverlauf. Die Ergebnisse zeigen, dass die Federkonstante die Steigung der Abweichung bei maximaler Einspritzrate bestimmt. Eine größere Federkonstante (steifer) verursacht größeren Anstieg des Druckverlaufs vor dem Kolben. Diese Druckerhöhung ist grundsätzlich temperaturabhängig, eine höhere Öltemperatur verursacht eine geringere Erhöhung. Die Simulationen wurden aber aufgrund der sehr hohen Dynamik isotherm durchgeführt.

Die Federkonstante verursacht den gleichen Effekt wie die Viskosität der Flüssigkeit. Eine Erhöhung der Federkonstante wirkt wie eine Erhöhung der Viskosität (**Abb. 8-1**).

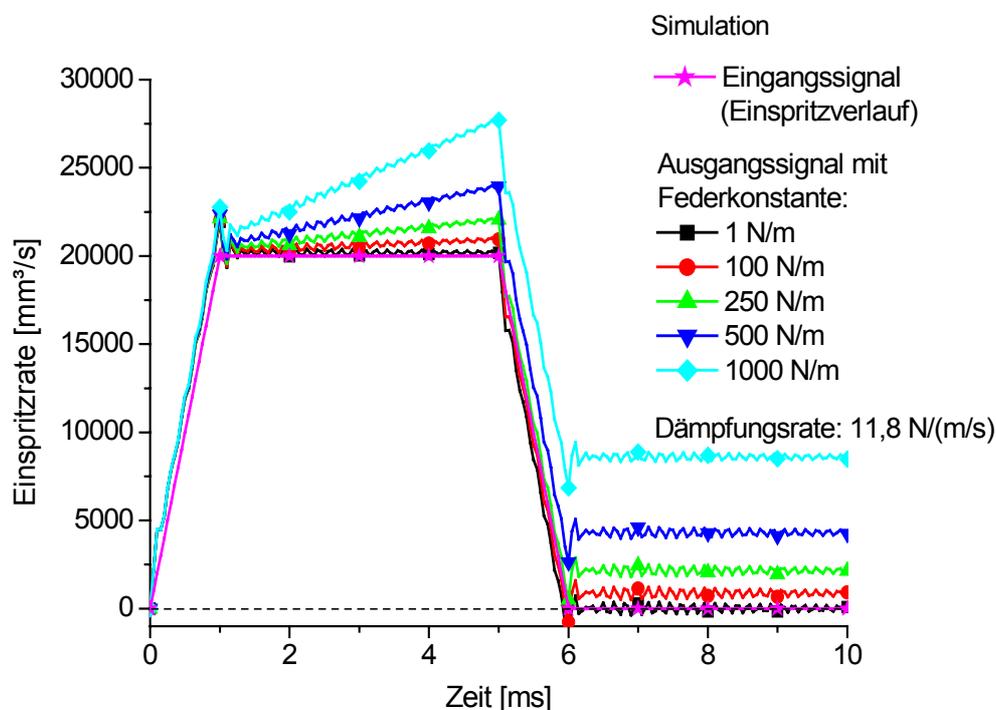


Abb. 8-4: Einfluss der Federkonstante auf die Abweichung [24]

Einfluss der Dämpfungsrate

Bei der Variation der Dämpfungsrate wurde die Federkonstante des Feder-Dämpfersystems konstant gehalten und die Dämpfungsrate von 1 bis 20 N/(m/s) variiert. Die Eingangsgröße hatte den gleichen trapezförmigen Einspritzverlauf wie bei der Variation der Federkonstanten.

In **Abb. 8-5** ist erkennbar, dass die maximale Einspritzrate ohne Einfluss des Federeffekts von der Dämpfungsrate abhängt. Eine größere Dämpfungsrate verursacht eine größere maximale Einspritzrate.

Die Dämpfungsrate verursacht den gleichen Effekt wie die Kompressibilität der Flüssigkeit. Eine Erhöhung der Dämpfungsrate wirkt wie eine Erhöhung der Kompressibilität (siehe **Abb. 8-1**).

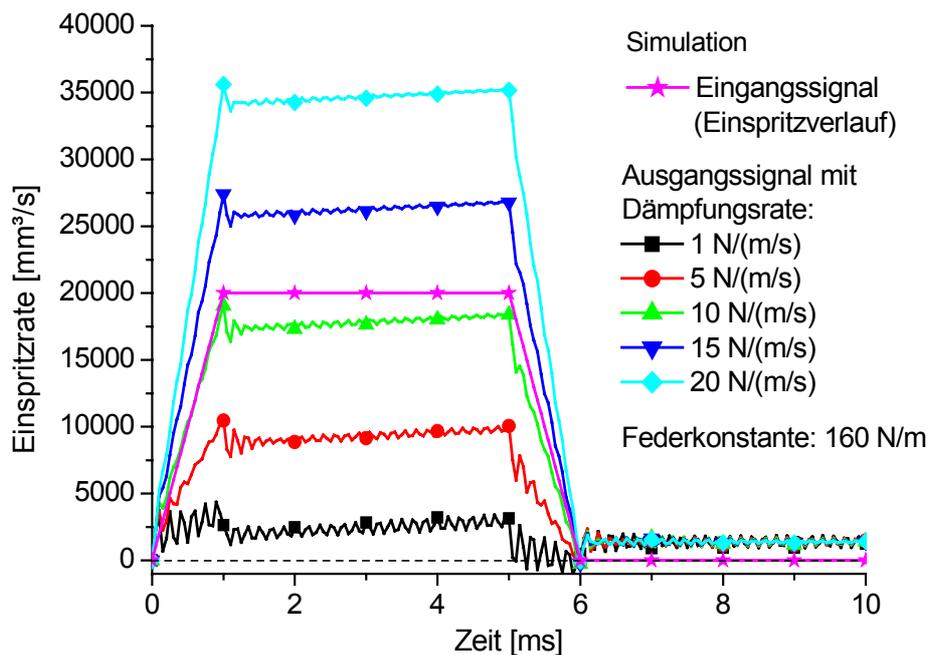


Abb. 8-5: Einfluss der Dämpfungsrate auf die Abweichung [24]

Optimiertes Feder-Dämpfersystem

Mit der Anpassung eines Feder-Dämpfersystems durch die temperaturabhängige Federkonstante und Dämpfungsrate kann der gleiche Einspritzverlauf wie beim EVI1-Modell erreicht werden.

Die Anpassung bei einer bestimmten Öltemperatur wird folgendermaßen durchgeführt:

1. Die maximale Einspritzrate wird mit einer Dämpfungsratenvariation ohne den Einfluss der Federkonstante (Federkonstante = 1 N/m) angepasst.
2. Die Abweichung der maximalen Einspritzrate wird mit der optimierten Dämpfungsrate und mit Hilfe einer Federkonstantenvariation angepasst.

Für eine andere Temperatur muss die Anpassung wiederholt werden. Bei höheren Temperaturen ist das Prüföl viskoser, deshalb werden die Abweichungen weniger ausgeprägt, aber immer noch deutlich.

In **Abb. 8-6** sind die Einspritzverläufe eines EVI1-Modells und die eines optimierten Feder-Dämpfermodells dargestellt. Beim FDS wurde erst durch die Dämpfungsrate (11,8 N/(m/s)) die maximale Einspritzrate (20000 mm³/s) ohne Erhöhung eingestellt. Danach wurde mit der Federkonstante (160 N/m) die Steigung des Verlaufs optimiert.

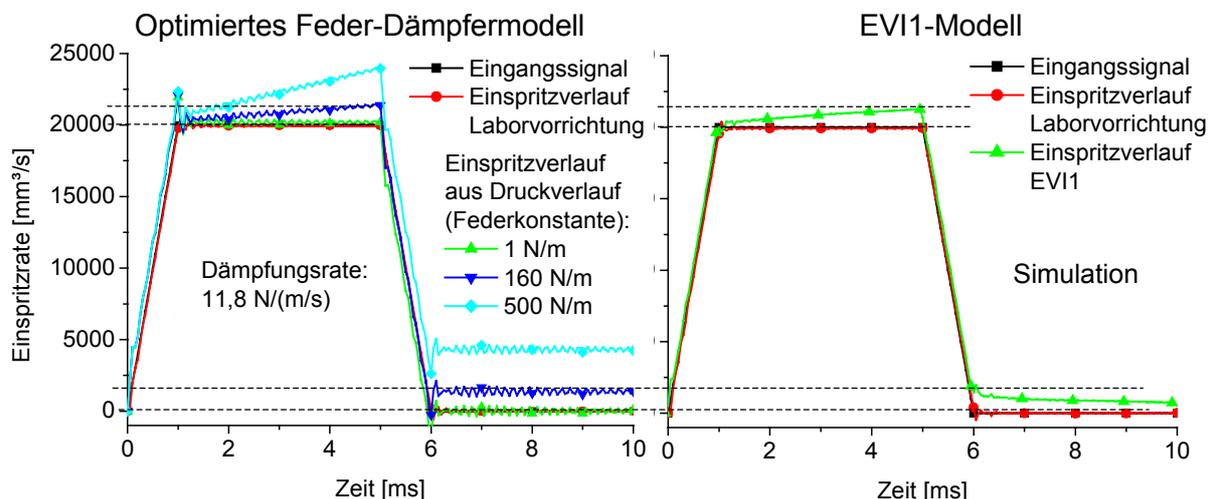


Abb. 8-6: Nachbildung des Feder-Dämpfereffekts der Flüssigkeitssäule im EVI1

Mit dieser Anpassung konnte bei beiden Systemen mit dem gleichen Eingangssignal (Einspritzverlauf vor dem Kolben) die gleiche Kolbenbewegung und der gleiche Druckverlauf vor dem Kolben erreicht werden. Der Druckverlauf vor dem Kolben entspricht dem im EVI1 (nach dem Kolben) erfassten Druckverlauf.

Somit wurde der Einspritzverlauf bzw. der Druckverlauf des EVI1-Modells simuliert. Diese Nachbildung gilt bis zum Einspritzende. Nach dem Ende der Einspritzung fällt die Druckerhöhung beim EVI1-Modell „langsam“ auf Null zurück. Beim FDS bleibt sie konstant (Einspritzende bei 6 ms) und fällt nicht ab, da die Federlänge in der Simulation nicht erfasst werden kann. Demzufolge wird die Feder nicht entlastet. Die Kraft bleibt erhalten.

9 Korrektur der Abweichung

Die Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI wurde mit Hilfe eines Feder-Dämpfersystems simuliert. Deshalb muss auch eine Rückrechnung auf den Einspritzverlauf am Injektor mit dem gleichen System möglich sein. Dazu wird der Druckverlauf in der Flüssigkeitssäule als Eingangsgröße verwendet und die Kolbenbewegung mit dem optimierten FDS bildet den Einspritzverlauf nach **Abb. 9-1** am Injektor nach.

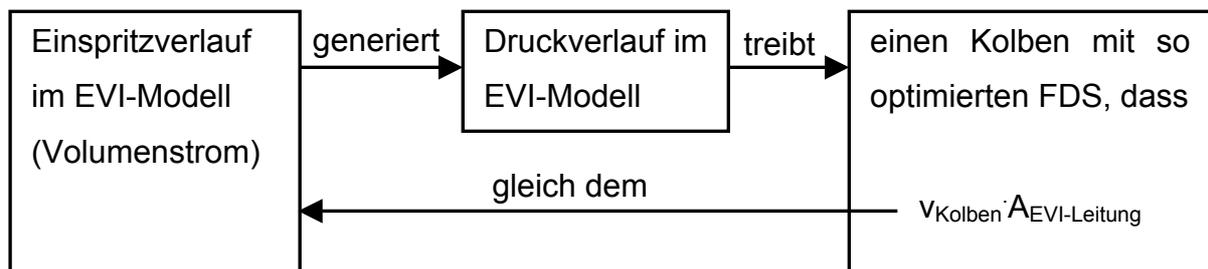


Abb. 9-1: Prinzip der Korrekturalgorithmus

9.1 1D-Simulationsmodell mit Feder-Dämpfersystem

In **Abb. 9-2** ist das Simulationsmodell für die Rückrechnung dargestellt. Als Eingangsgröße für den EVI1 kann ein beliebig definierter Einspritzverlauf verwendet werden. Für diese Untersuchung wird ein trapezförmiger Einspritzverlauf gewählt, da er eine vereinfachte Form der Haupteinspritzung darstellt. Aus dem mit einem Sensor erfassten Druckverlauf wird mit Hilfe des EVI-Faktors der Einspritzverlauf des EVI1 (Einspritzverlauf aus EVI1-Signal) bestimmt. Die Simulation ermöglicht die Darstellung des tatsächlichen Einspritzverlaufs am Drucksensor. Der aufgezeichnete Druckverlauf des EVI1 wird vor einem Kolben eingespeist, dessen Durchmesser gleich dem Leitungsdurchmesser am Drucksensor ist. Die Kolbenmasse wurde sehr klein (Masse: 10^{-3} g) gewählt, um den Einfluss auf die Korrektur zu vernachlässigen. Nach dem Kolben folgt das FDS, das mit optimierten Parametersätzen (temperaturabhängige Federkonstante und Dämpfungsrate) eine Kolbenbewegung simuliert, die genau der Strömung am Drucksensor entspricht.

Dieses Korrekturmodell ist nur in einem bestimmten Betriebspunkt anwendbar, da die Abstimmung des FDS immer mit einer gleich bleibenden Federkonstante und

Dämpfungsrage erfolgt. Dies bedeutet, dass eine Korrektur nur bei einer bestimmten, maximalen Einspritzrate einsetzbar ist. Bei kleiner Einspritzrate wirkt die Korrektur zu stark, bei größerem zu schwach.

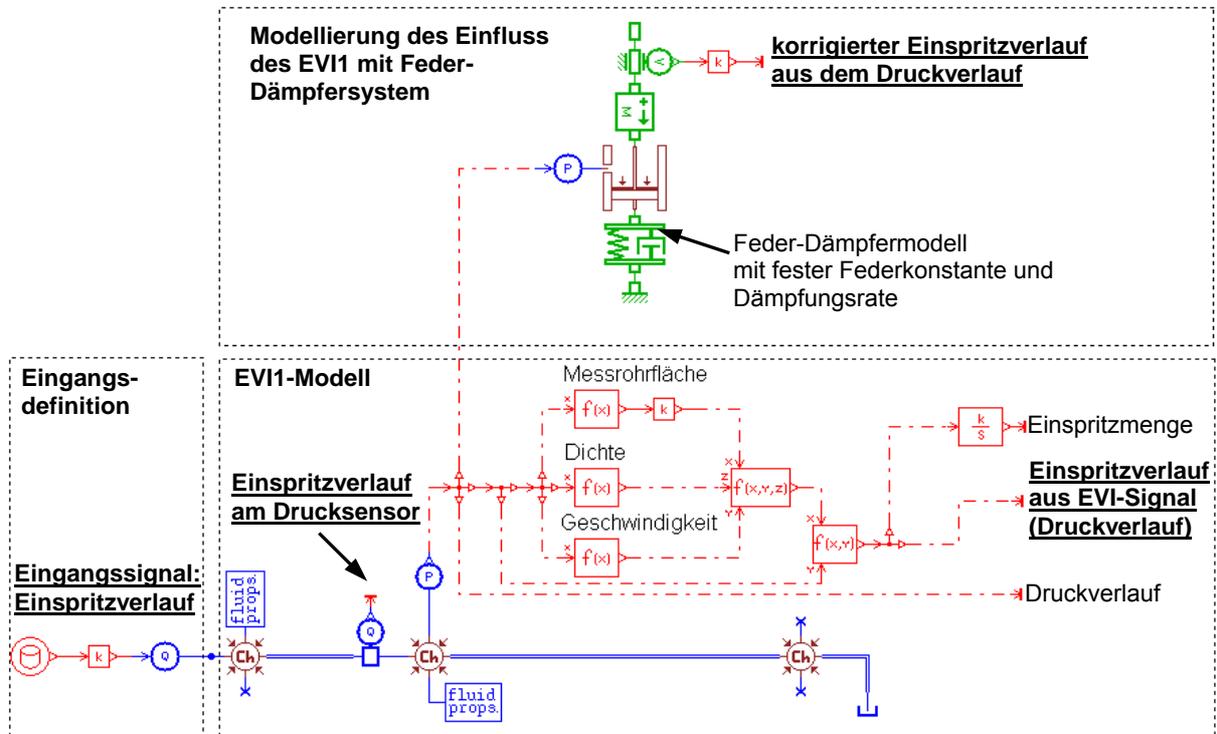


Abb. 9-2: Optimierung des FDS am EVI an einem Betriebspunkt

Das Korrekturmodell hat den Nachteil, dass für den Anstieg und Abfall des Einspritzverlaufs die gleiche Federkonstante und Dämpfungsrage eingesetzt wird, wie bei der maximalen Einspritzrate, und dies nur für eine Temperatur Gültigkeit hat.

9.2 Mathematische Modellierung des Feder-Dämpfersystems

Zur Vermeidung der beschriebenen Nachteile, wird das FDS mathematisch modelliert. Somit kann die Dämpfungsrage und die Federkonstante als Funktion des Drucks und der Temperatur definiert werden. Damit kann der Druck beliebig mit einem optimierten Parametersatz des Dämpfungssystems eingestellt werden.

Mit dem Modell nach **Abb. 9-2** wurden die Parameter für ein EVI1-Messsystem mit trapezförmigen Einspritzverläufen optimiert. Der Systemdruck betrug 30 bar. Die maximalen Einspritzraten wurden von 0 bis 100000 mm³/s (Schrittweite 10000 mm³/s), die Temperatur im Bereich von 20 bis 140 °C (Schrittweite 20 °C) variiert. Damit ergibt sich eine Druckerhöhung von bis zu 80 bar über dem

Systemdruck. Diese Optimierung gilt nur für einen EVI1 mit gleichen Abmessungen, da die Rohrquerschnittsfläche und Rohrlänge die Anpassung beeinflussen. Für einen EVI1 oder EVI2 mit anderen Abmessungen oder mit anderem Systemdruck muss dieser Vorgang wiederholt werden. Eine Optimierung und somit die Korrektur für den untersuchten EVI2 wird ebenfalls durchgeführt.

Der Algorithmus für die Korrektur basiert auf den Kraftverhältnissen am Kolben (**Abb. 9-3**), auf den der Druck gegen das FDS wirkt.

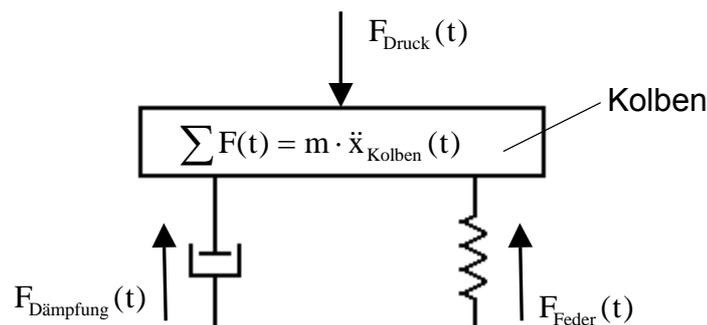


Abb. 9-3: Kraftverhältnis am Kolben

Die Druckkraft wurde negativ definiert, da sie gegen die Feder wirkt:

$$F_{\text{Druck}}(t) = -p(t) \cdot A_{\text{Kolben}} = -(p_{\text{imEVI}}(t) - p_{\text{System}}(t)) \cdot A_{\text{Kolben}} \quad (15)$$

Die Feder ist ohne Länge definiert und die Federkonstante und die Dämpfungsrate sind von der Kolbenposition unabhängig. Die Feder ist durch den Systemdruck vorgespannt. Um die richtige Kolbenposition (Federkompression) während der Einspritzung zu bestimmen, darf die Vorspannungskraft bei der Berechnung nicht berücksichtigt werden. Damit kann ein Sprung des Kolbens aufgrund des Systemdruckes vermieden werden.

Die Kraft vom Feder-Dämpfersystem ergibt sich:

$$F_{\text{FDS}} = F_{\text{Feder}}(t) + F_{\text{Dämpfung}}(t) \quad (16)$$

$$F_{\text{FDS}} = k(p(t), T) \cdot x_{\text{Kolben}}(t) + D(p(t), T) \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}}(t) \quad (17)$$

Mit den optimierten Parametersätzen wird ein Algorithmus für die Federkonstante und für die Dämpfungsrate erstellt, die für jeden Messpunkt in Abhängigkeit von Druck und Temperatur den aktuellen Wert ausgibt.

Die Gesamtkraft am Kolben ist:

$$\sum F(t) = F_{\text{Druck}}(t) + F_{\text{FDS}}(t) \quad (18)$$

$$m \cdot \ddot{x}_{\text{Kolben}}(t) = k(p(t), T) \cdot x_{\text{Kolben}} + D(p(t), T) \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} - p(t) \cdot A_{\text{Kolben}} \quad (19)$$

Der Kolben simuliert die Flüssigkeitsschicht, die am Drucksensor vorbeiströmt. Da die Masse der Flüssigkeitsschicht vernachlässigbar klein ist (die maximale Kraft ist an der linken Seite der Gleichung kleiner als 10^{-3} N, die Kraft vom Druck und vom FDS kann aber bis zu 60 N zunehmen) und der Einfluss der Masse deshalb nicht berücksichtigt ist, kann aus **(19)** die folgende lineare, inhomogene Differentialgleichung 1. Ordnung abgeleitet werden:

$$\dot{x}_{\text{Kolben}}(t) + \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} \cdot x_{\text{Kolben}}(t) = \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t) \quad (20)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung ist (Ableitung **Anhang 2**):

$$x_{\text{Kolben}}(t) = e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} \cdot \int_0^t \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t) \cdot e^{\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} dt \quad (21)$$

Damit kann die Kolbenbewegung, die der Strömung am Drucksensor im EVI entspricht, berechnet werden. Die Kolbengeschwindigkeit multipliziert mit der Kolbenquerschnittsfläche ergibt den korrigierten Einspritzverlauf, der dem Verlauf am Drucksensor entspricht:

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot A_{\text{Kolben}} \quad (22)$$

Da dieser Verlauf dem Durchfluss am Drucksensor entspricht, kann mit dem Integral die Einspritzmenge, die auch der Eingangsgröße entspricht, bestimmt werden.

$$Q(t) = \int_0^t \frac{dQ}{dt} dt \quad (23)$$

Der Algorithmus funktioniert nur bei überwiegend zunehmenden Einspritzverläufen mit Ausnahme der abfallenden Flanke am Einspritzende, da dies durch die Korrektur (Federkonstante) zugelassen ist. Diese Bedingung muss berücksichtigt werden, da die Kompression wegen der Flüssigkeitsträgheit länger dauert als die Einspritzung. Das heißt, wenn der Einspritzverlauf fällt (nicht nur am Ende des Verlaufs), kann die Kompression je nach Abnahmelänge noch einige Millisekunden dauern. Deshalb darf die Korrektur nicht sofort entsprechend der momentanen Einspritzrate abfallen. Da die Ansteuerdauer in Pkw-Dieselmotoren nur einige Millisekunden beträgt, sollte die Bedingung der zunehmenden Korrektur keinen Einfluss auf die Rückrechnung haben. Entscheidend ist immer der Druckverlauf.

Das mathematische Modell des Feder-Dämpfersystems (mit Kolbenmasse) stellt **Abb. 9-4** dar.

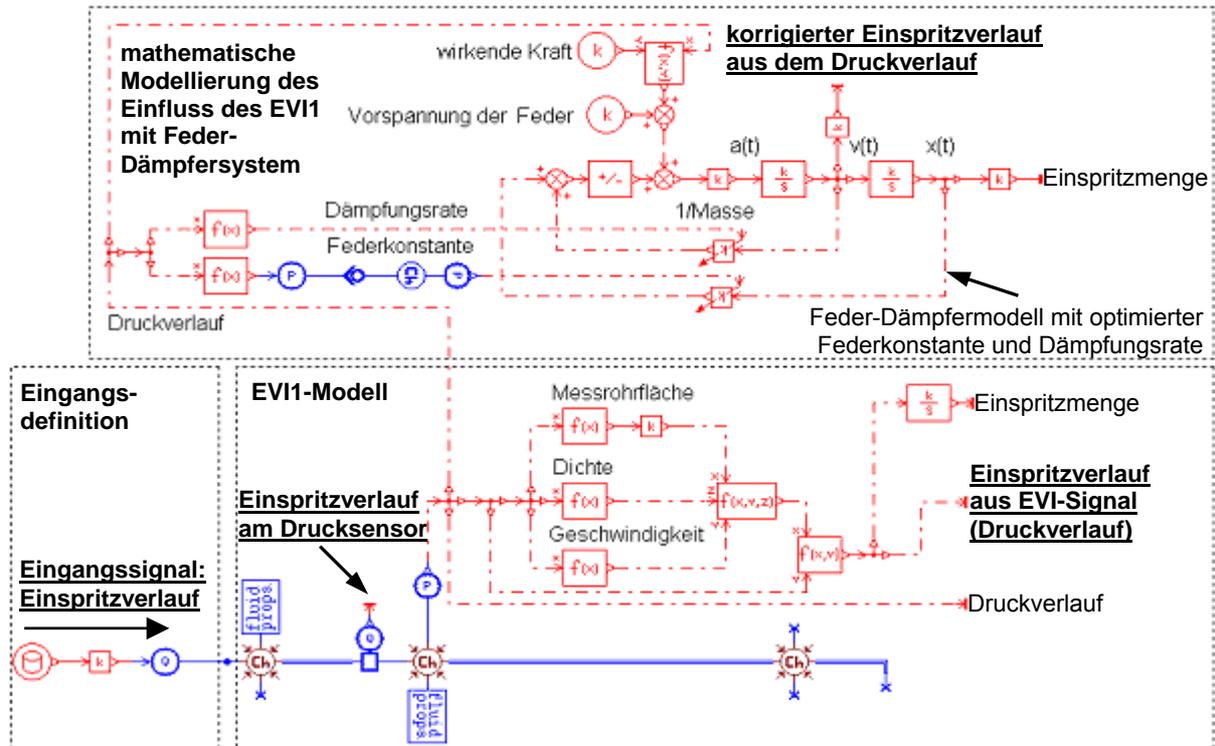


Abb. 9-4: Optimierung des FDS am EVI an allen Betriebspunkten

Treten Schwankungen von 5000-8000 mm³/s länger als ein Millisekunde auf, kann die Korrektur infolge ihrer Schwingungsempfindlichkeit fehlerhaft sein und sollte deshalb immer durch Simulation überprüft werden.

Sind die Lösung der Differentialgleichung und die Algorithmen nach den optimierten Kennfeldern von Federkonstante und Dämpfungsraten bekannt, kann die Korrektur des Einspritzverlaufs in jedem Zeitpunkt ohne das Simulationsprogramm AMESim berechnet werden. In dieser Arbeit wurde die Korrekturberechnung mit dem Programm Microsoft Excel vorgenommen, so dass nur eine Messwerteingabe (Druckverlauf) notwendig ist.

9.3 Korrigierter Einspritzverlauf aus dem Druckverlauf

Die **Abb. 9-5** zeigt das Simulationsergebnis eines trapezförmigen Eingangssignals, das der gemessenen Eingangsgröße und dem Einspritzverlauf am Injektor entspricht.

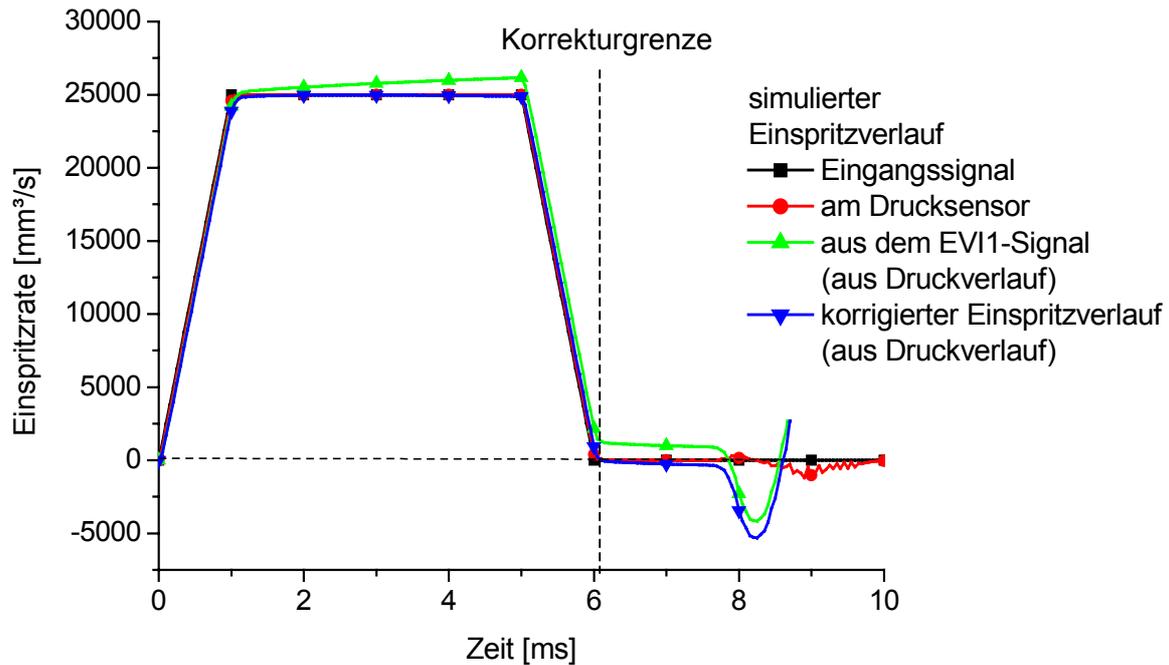


Abb. 9-5: Ermittlung des Einspritzverlaufs am Injektor (Trapez)

Die Messgrößen sind in **Abb. 9-4** unterstrichen dargestellt. Am Drucksensor ist der Einspritzverlauf gleich dem Eingangssignal, bis die Reflexion ihn ab 8 ms leicht verändert. Der aus dem Druckverlauf (EVI1-Signal) bestimmte Einspritzverlauf weist eine Abweichung von diesem auf. Der aus dem Druckverlauf berechnete und korrigierte Einspritzverlauf entspricht dem Eingangssignal. Die Korrektur gilt nur bis kurz nach dem Einspritzende, da eine Abnahme der Korrektur wegen des großen Aufwands nicht nachgebildet wird. Mit der Korrektur wurde das Eingangssignal in **Abb. 9-5** (bis Einspritzende: ~ 6 ms) aus dem erhöhten Druckverlauf erreicht.

Für die in **Abb. 9-6** dargestellten Simulationsergebnisse wurde als Eingangsgröße ein gemessener Einspritzverlauf benutzt. Dieser wird, um eine Erhöhung am Eingang zu vermeiden, aus der gemessenen Kolbenbewegung der Laborvorrichtung bestimmt.

Dieser Einspritzverlauf ähnelt einem Trapez. Bei der maximalen Einspritzrate hat er leichte Schwingungen und am Verlaufsende eine Unterschwingung. Der aus dem Druckverlauf gerechnete Einspritzverlauf des EVI1 hat aufgrund der Druckerhöhung eine deutliche Abweichung vom Eingangssignal. Die Kurven des korrigierten Einspritzverlaufs und des Eingangssignals stimmen gut überein. Die Korrekturmöglichkeit endet auch hier kurz nach dem Einspritzende.

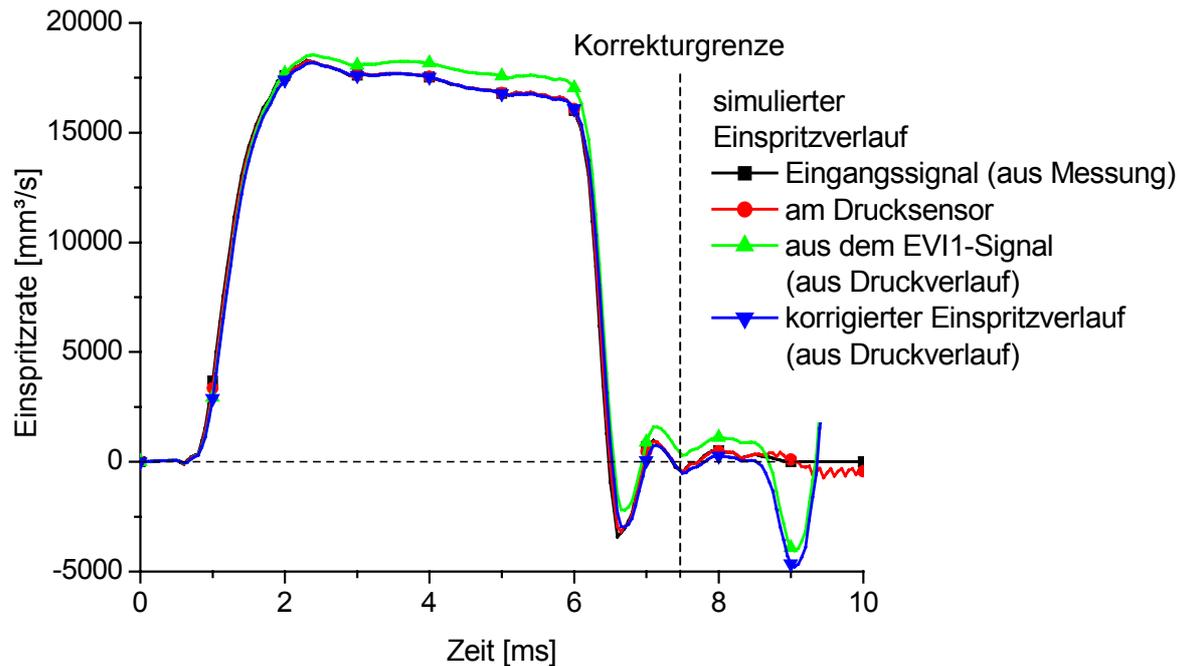


Abb. 9-6: Ermittlung des Einspritzverlaufs am Injektor (Messwert)

Ein gemessener Druckverlauf kann also ebenso gut korrigiert werden wie ein hypothetischer (z.B. trapezförmiger) Verlauf.

Bedingung für eine Simulation ist, dass der gemessene Druckverlauf als Eingangssignal gewählt und in die mathematische Modellierung des FDS eingespeist wird.

Die Korrektur – mathematische Rückrechnung – kann auch ohne Simulation nur aus den Messwerten mit der Lösung der Differentialgleichung (20) nach (21) berechnet erfolgen (z.B. mit Anwendung von Excel).

Eine Reihe der korrigierten Einspritzverläufe in verschiedenen Betriebspunkten sind in **Abb. 9-9** und **Abb. 9-10** dargestellt.

9.4 Verifizierung der Korrektur

Um die Richtigkeit der Korrektur zu beweisen, wurde folgende simulative Untersuchung durchgeführt (**Abb. 9-7**):

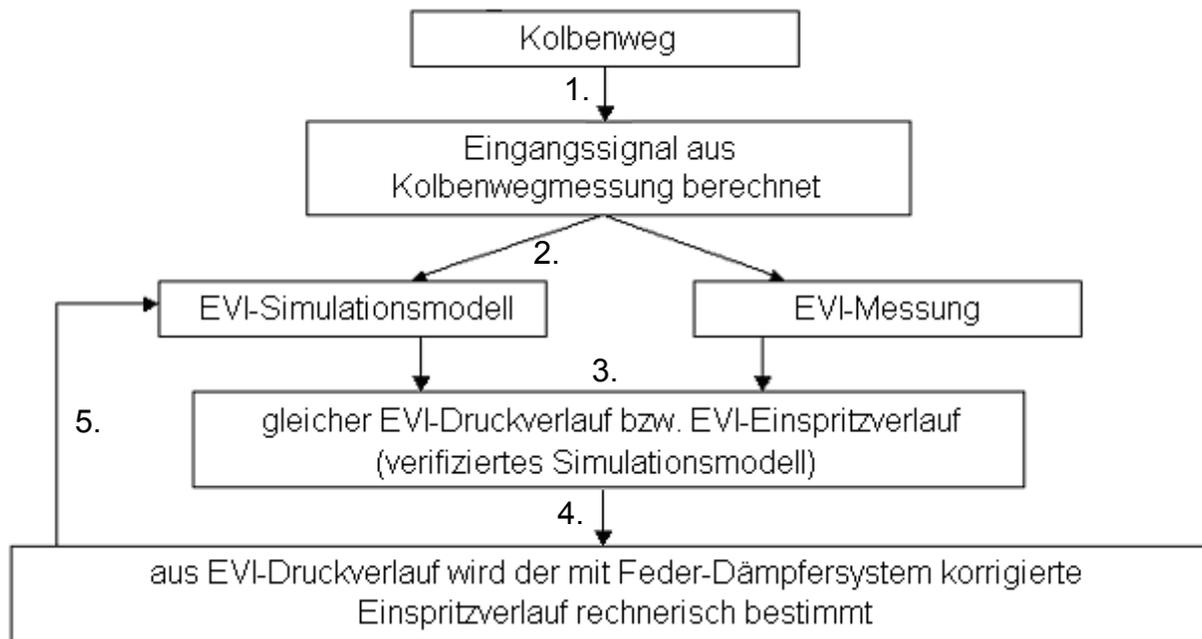


Abb. 9-7: Verifizierung der Korrektur durch Simulation

1. In einem System bestehend aus der Laborvorrichtung und dem EVI wird der Kolbenweg gemessen und daraus das Eingangssignal (Einspritzverlauf) für die Simulation bestimmt.
2. Dieses Signal wird bei der Simulation in ein verifiziertes Modell des Messsystems eingegeben.
3. Der gemessene und simulierte Druckverlauf im EVI sind aufgrund des verifizierten Simulationsmodells identisch.
4. Aus dem simulierten oder gemessenen gleichen Druckverlauf des EVI wird rechnerisch mit Hilfe des Feder-Dämpfersystems der korrigierte Einspritzverlauf bestimmt.
5. Der korrigierte Einspritzverlauf wird als eine Eingangsgröße wieder in das Simulationsmodell übertragen und wie im Punkt 3 des vorigen Zyklus bildet sich der gleiche Druckverlauf aus. Damit schließt sich der Wirkungskreis und die Korrektur ist verifiziert.

Eine weitere Verifizierung der Korrektur konnte mit Hilfe der Mengenmessung durchgeführt werden. In jedem Betriebspunkt ist die Einspritzmenge bekannt und kann mit dem Integral des korrigierten Einspritzverlaufs verglichen werden. Um das Integral berechnen zu können, muss zunächst der Einspritzbeginn und das Einspritzende für den Zeitbereich des Integrals definiert werden. Der

Einspritzverlaufs beginnt mit dem Austreten von Flüssigkeitströpfchen aus der Düse [50]. Dieser Punkt liegt am Anfang des Einspritzverlaufs (**Abb. 9-8**), bei dem ein Minimum erreicht wird.

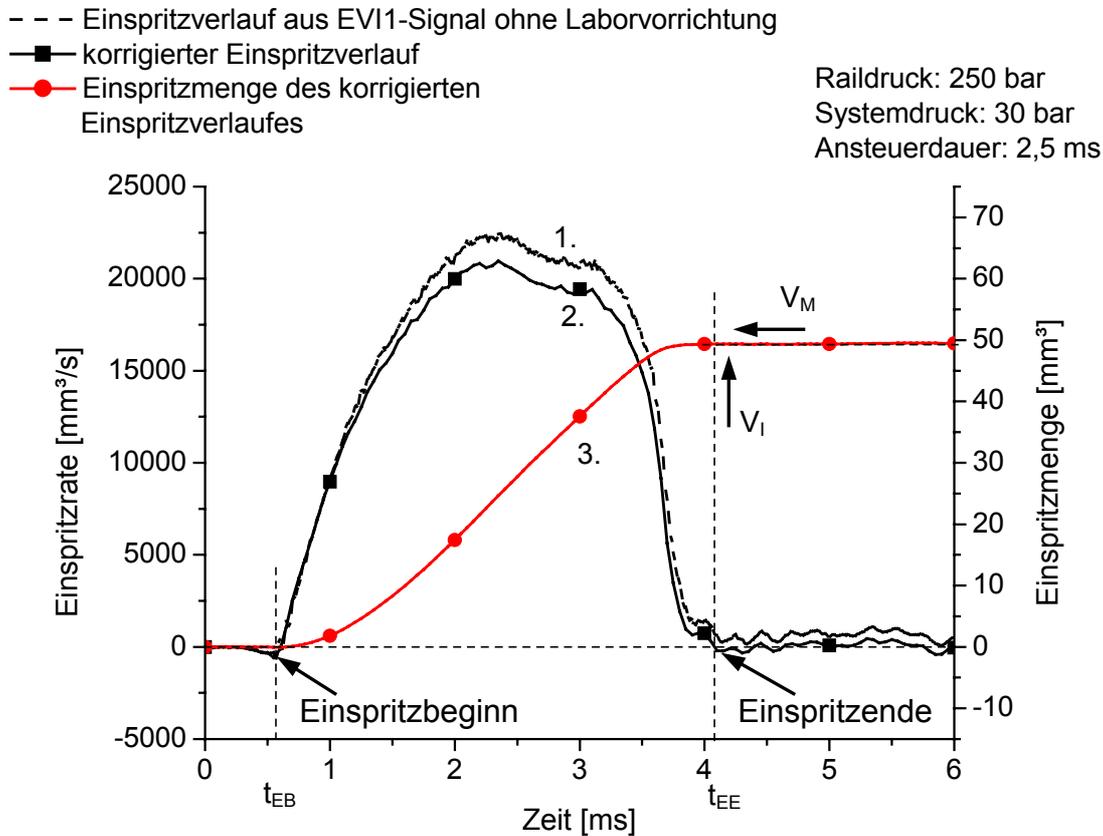


Abb. 9-8: Verifizierung der Korrektur durch Mengenummessung

Ab diesem Zeitpunkt (t_{EB}) nimmt der Druck im Messgerät zu und kennzeichnet den Einspritzbeginn. Die Unterschwingung am Einspritzbeginn ist bei der Messung mit Laborvorrichtung nicht so stark ausgeprägt, da die durch den Aufbau der Vorrichtung gedämpft wird. Erreicht die Kurve vom korrigierten Einspritzverlauf den Nullpunkt (t_{EE}), ist das Ende der Einspritzung bestimmt. In **Abb. 9-8** ist zu sehen:

1. der ursprüngliche, nach dem EVI1-Signal berechnete Einspritzverlauf ohne Laborvorrichtung,
2. der korrigierte Einspritzverlauf,
3. das Integral aus 2.

Wird am Einspritzende der Integralwert ($V_I=49,38 \text{ mm}^3$) des korrigierten Einspritzverlaufs mit dem Wert der Mengenummessung ($V_M=49,30 \text{ mm}^3$) verglichen, zeigt sich eine gute Übereinstimmung und verifiziert die Korrektur.

In den nächsten Abbildungen (**Abb. 9-9** und **Abb. 9-10**) sind aus Kolbenbewegung berechnete Einspritzverläufe (Eingangssignal), berechnete EVI1-Einspritzverläufe am Drucksensor, aus Druckverläufen berechnete EVI1-Einspritzverläufe und die korrigierten Einspritzverläufen dargestellt. Die abgebildeten Korrekturen sind bei einer Ansteuerdauervariation und einer Raildruckvariation durchgeführt.

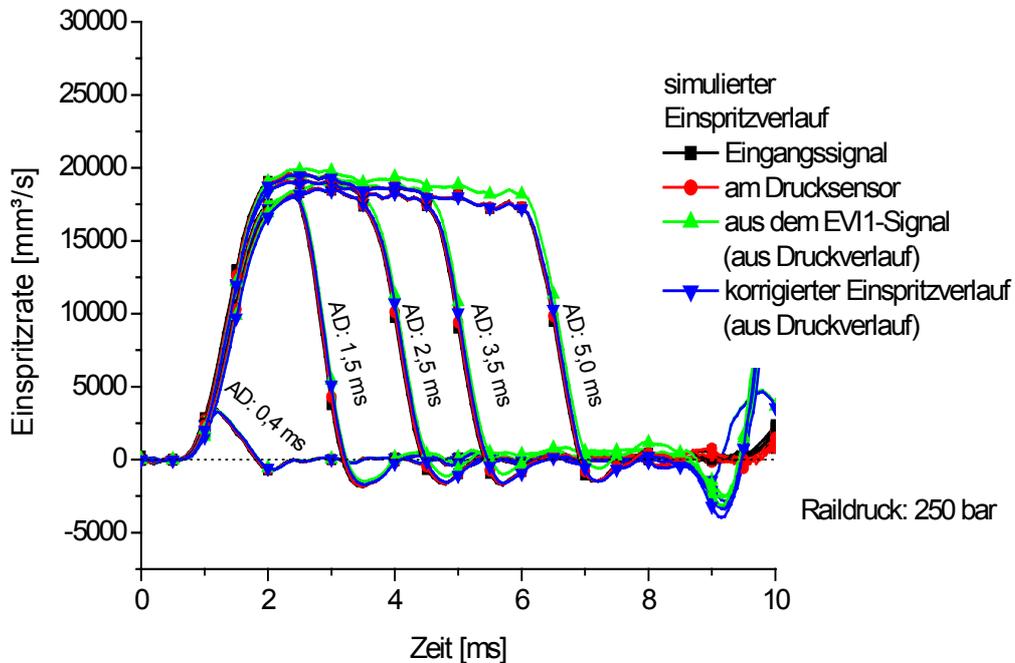


Abb. 9-9: Korrektur bei Ansteuerdauervariation

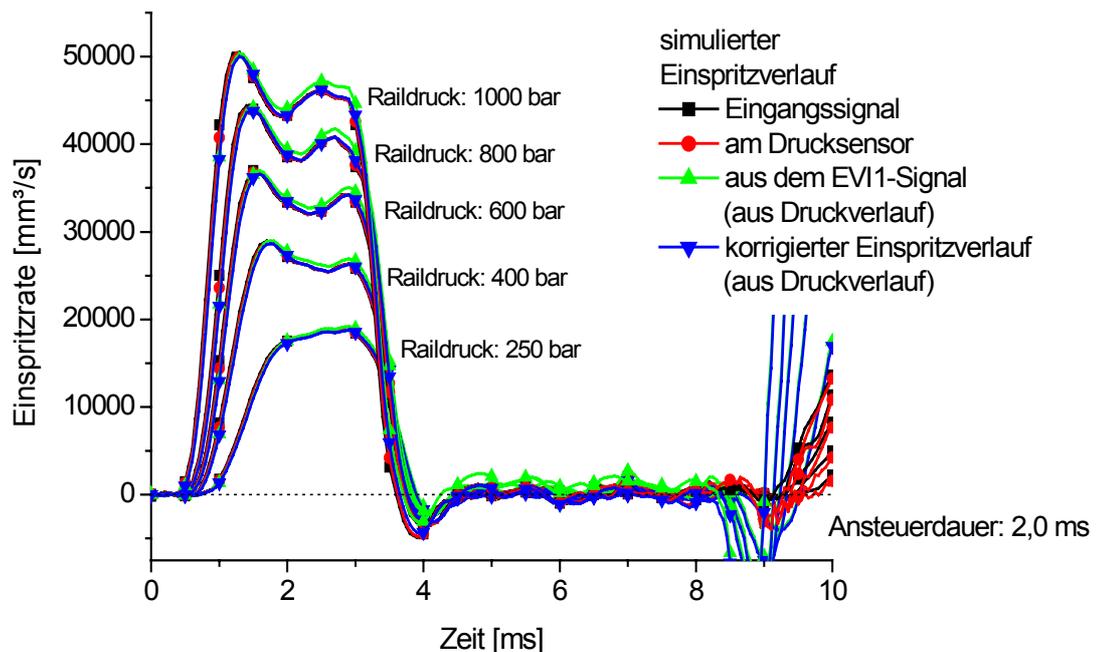


Abb. 9-10: Korrektur bei Raildruckvariation

10 Zusammenfassung und Ausblick

Der zeitliche Ablauf der eingespritzten Kraftstoffmenge in den Brennraum ist entscheidend für Motorleistung, Emissionen und Verbrauch. Allerdings ist eine direkte Messung des Einspritzverlaufs im Brennraum bisher nicht möglich.

Für die Untersuchung des Einspritzverlaufs eines Diesel-Injektors wurde eine Laborvorrichtung entwickelt, die eine Vermessung und Generierung des Einspritzverlaufs ermöglicht, so dass Eingabewerte für die nachgeschalteten Einspritzverlaufsmessgeräte zur Verfügung stehen und damit eine genauere Bestimmung des Einspritzverlaufes ermöglicht. Für die Genauigkeitsanalyse kamen die am häufigsten verwendeten Einspritzverlaufsmessgeräte EVI1 und EVI2 zum Einsatz.

Die Laborvorrichtung und die Messsysteme wurden experimentell an einem Einspritzprüfstand untersucht, die Simulation erfolgte mit dem 1-D Simulationsprogramm AMESim. Damit konnte die Eignung der Laborvorrichtung und der Messsysteme nachgewiesen und die Einflüsse ermittelt werden, die zur Abweichung zwischen den Einspritzverläufen der Laborvorrichtung und des EVI führten:

- Da die gemessenen Signale aus der Laborvorrichtung (Wegmessung) korrekt sind, muss die Abweichung von einem physikalischen Effekt verursacht werden.
- Die Einflüsse verschiedener Parameter, wie z.B. Leckage, Entlüftung, Systemdruckregelung, Aufweitung des Messzylinders, geometrische Veränderungen der Laborvorrichtung und Reibung wurden geprüft. Es wurde festgestellt, dass die Abweichung der Messergebnisse nicht von diesen verursacht ist.
- Es wurde folgende Abhängigkeit der Abweichungen festgestellt: Eine größere Einspritzrate verursacht eine höhere Abweichung des in dem EVI-Messsystem aus dem Druckverlauf berechneten Einspritzverlaufs.

- Die Ursache der Abweichung ist die Druckerhöhung während der Einspritzung. Die Flüssigkeitsschichten werden durch die Einspritzung lokal verdichtet. Dies führt zu einer lokalen Druckerhöhung und ist für die Abweichung verantwortlich.
- Die Flüssigkeitseigenschaften im EVI-Messsystem konnten bei Simulation so eingestellt werden, dass die Eigenschaft der Abweichung ermittelt wurden. Durch eine größere Kompressibilität kann ein höherer (Maximaldruck), durch größere dynamische Viskosität eine größere Abweichung vom Maximaldruck erreicht werden. Damit wird der Einfluss des Widerstands der Flüssigkeitssäule im Messrohr bestätigt.
- Die Nachbildung des Widerstands wird mit Hilfe eines Feder-Dämpfersystems simuliert. Durch Variation der Systemparameter, wie Federkonstante, Dämpfungsrate und Temperatur konnte ein optimiertes Kennfeld für jeden Betriebspunkt aufgenommen werden.
- Durch Verwendung optimierter Parametersätze für das Feder-Dämpfersystem, konnten die durch die Abweichung auftretenden Fehler korrigiert werden. Das korrigierte Signal entspricht dem Eingangssignal.
- Der Korrekturalgorithmus konnte sowohl mit der Simulation als auch mit der gemessenen Einspritzmenge verifiziert werden.

Der gemessene Druckverlauf des EVI mit Korrektur durch ein optimiertes Feder-Dämpfersystem ermöglicht die Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel-Injektoren. Die mit dem AMESim Simulationsprogramm berechnete Korrektur ist gleich der rechnerisch bestimmten Korrektur ohne Simulation. Diese kann weiterhin ohne das Simulationsprogramm AMESim verwendet werden.

Die Korrektur funktioniert bei überwiegend schwankungsfreien Einspritzverläufen und gilt bis unmittelbar nach dem Einspritzende. Eine Schwankung von etwa 5000-8000 mm³/s, die länger als 1 ms dauert, kann Fehler in der Korrektur verursachen.

Die Untersuchung einer Mehrfacheinspritzung am Injektor ist trotzdem möglich, wenn die einzelnen Einspritzungen (Vor-, Haupt-, Nacheinspritzung) separat gemessen werden.

Eine Weiterentwicklung des Algorithmus könnte auch Einspritzverläufe des EVI mit Schwankungen korrigieren. Dafür muss die Abnahme der Korrektur beim abfallenden Einspritzverlauf bestimmt werden.

Die Weiterentwicklung der Laborvorrichtung zur direkten Messung des Einspritzverlaufs könnte durch folgende Schritte erreicht werden:

- Realisierung einer querschnittsveränderungsfreien Innengeometrie der Laborvorrichtung (drosselungsfrei). Dadurch wäre der Einfluss der Vorrichtung auf die Messergebnisse deutlich reduziert (Unterschwingung am Einspritzende), weil es nur als eine Verlängerung der EVI-Leitung auswirken würde.
- Verbesserte und sichere Entlüftung der Einspritzkammer. Wenn zwischen der Injektordüse und dem Kolben ein luftfreies Medium gewährleistet werden kann, kann die vom Injektor eingespritzte Einspritzrate durch die Kolbenbewegung richtig gemessen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Adolph, H.:
Anwendung der Reibungselektrizität zur Durchflussmessung in
Einspritzleitungen von Dieselmotoren
KFT 9, 1961, S.370-372.
- [2] Asanuma, T.:
Der Tandemhitzdraht-Kraftstoffströmungsmengenmesser
Transaction of the J.S.M.E. Bd. 73, 1970, S.832-840.
- [3] Bargende, M.; Essers, U.:
Dieselmotorentechnik 2002
Expert, 2002, S.31-47
- [4] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:
Lexikon Motorentechnik, 2. Auflage
Vieweg, 2004
- [5] Bernard, H.:
Die magnetisch-induktive Durchflußmessung
ETZ, 1967
- [6] Bonfig, K. W.:
Induktive Durchflussmessung
Messen und Prüfen 1, 1971, S.23-25.
- [7] Bosch, W.:
Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung
des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen
MTZ 25, 1964, S.268-282.
- [8] Braess; Seiffert:
Vieweg –Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 3. Auflage
Vieweg, 2003, S.221-222
- [9] Chmela, F.; Jager, P.; Herzog, P.; Wirbeleit, F.:
Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels
Einspritzverlaufsformung
MTZ 60, 1999, S.552-558.

- [10] Deutsche Shell GmbH:
Shell V-Oil 1404
Einspritzpumpenprüföl nach DIN ISO 4113
2000
- [11] Fomin, J. J.:
Die Verdichtbarkeit von Motorkraftstoffen in Abhängigkeit von Dichte, Druck
und Temperatur
Energomasinostroenie 11, 1965, S.24-26.
- [12] Hakomori, H.; Tanasawa, Y.:
A Study on the Fuel Injection Phenomena of Diesel Engines, with
Electromagnetic Flowmeters
Nippon Kikat Gakkai Rombunshu, 1962, S.1480-1489.
- [13] Hartig, V.:
Ein Beitrag zur experimentellen Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der
Kraftstoffeinspritzung im Dieselmotor
Dissertation, Universität Magdeburg, 1976
- [14] Henzinger, R.; Kammerstetter, H.; Radke, B. F.; Werner, M.:
Neue Messtechnik für Direkteinspritzsysteme von Diesel- und Ottomotoren
MTZ 67, 2006, S.524-529.
- [15] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH:
Induktiver Wegaufnehmer
1997
- [16] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH:
ME50 S54 für induktive Aufnehmer
2002
- [17] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH:
Messverstärkersystem MGCplus mit Anzeige-Bedienfeld AB22A/AB32
1999
- [18] Huber, E. W.; Schaffitz, W.:
Experimentelle und theoretische Arbeit zur Berechnung von Einspritzanlagen
von Dieselmotoren (Teil I)
MTZ 27, 1966, S.35-42.

- [19] IAV GmbH:
Einspritzverlaufsindikator (EVI)
Technische Beschreibung
2001
- [20] IAV GmbH:
Einspritzverlaufsindikator EVI2
Messgerät zur Einspritzverlaufsmessung
Bedienungshandbuch
2004
- [21] Imagine GmbH:
AMESim Handbuch
2005
- [22] Kerékgyártó, J.:
Untersuchung des Einspritzverlaufsindikator durch Simulation und Experiment
Abschlussbericht, Phase I, Universität Magdeburg, 2005
- [23] Kerékgyártó, J.:
Untersuchung des Einspritzverlaufsindikator durch Simulation und Experiment
Zwischenbericht, Phase II, Universität Magdeburg, 2006
- [24] Kerékgyártó, J.:
Untersuchung des Einspritzverlaufsindikator durch Simulation und Experiment
Abschlussbericht, Phase II, Universität Magdeburg, 2007
- [25] Kilic, A.:
Untersuchung der Einzelstrahlmengen an Diesel-Common-Rail-Injektoren
Dissertation, Universität Magdeburg, 2003
- [26] Klingenberg, A.:
Elektrische Aufladung schlechtleitender Flüssigkeiten bei turbulenter
Strömung
VDJ Berichte Nr. 82, 1964
- [27] Komaroff, I.; Melcher, K.:
Messung der Strahlkraft und –bewegungsgrösse zur Beurteilung der
Zerstäubungsgüte von Einspritzstrahlen.
Bosch Technische Berichte 3, Heft 6, 1971

- [28] Krieger, K.:
Diesel-Einspritztechnik für PKW-Motoren Überblick über Verfahren und
Ergebnisse
MTZ 60, 1999, S.308-313.
- [29] Kropp, M.; Mage, H.-C.; Mahr, B.; Otterbach, W.:
Diesel- und Benzindirekteinspritzung
Ein druckübersetztes Common-Rail-System mit flexibler
Einspritzverlaufsformung.
Expert, 2001, S.28-45.
- [30] Lehrkamp, A.:
Untersuchung des Einspritzverlaufsindikator durch Experiment
Studienarbeit, Universität Magdeburg, 2005
- [31] Lommer, J.:
Grundlegende Versuche und Aufbau eines Prüfstands zur
Strahlimpulsmessung an Mehrlocheinspritzdüsen
Diplomarbeit, Fachhochschule Regensburg, 2002
- [32] Meyer-Salfeld, S.:
Piezogesteuertes Forschungs-Einspritzsystem für direkteinspritzende
PKW-Dieselmotoren
Dissertation, Universität Hannover, 2004
- [33] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH:
Berührungslose Wegmessung auf Wirbelstrombasis
eddyNCDT Serie 3010
2000
- [34] Moehwald GmbH:
Diesel-Einspritzpumpen-Prüfbank mit Bediengerät EPB 2000
1998
- [35] Netterscheid, M.; Herrmann, H.-O.; Düsterhöft, M.; Krüger, M.:
Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Haus der Technik, 2002
Das Potential von Piezo-gesteuerten Common-Rail-Einspritzsystemen.
Expert, 2001, S.46-60.

- [36] Nothdurft, A.:
Untersuchung und Analyse des Einspritzverlaufes auf motorische Ergebnisse
Studienarbeit, Universität Magdeburg, 2007
- [37] Pierburg Instruments GmbH:
Präzisions-Durchfluss-Messanlage für Einspritzventile,
Pierburg 131 STS, Produktinformation
2003
- [38] Pierburg Instruments GmbH:
PLU 131-HP-STs, Technische Beschreibung
2004
- [39] Pischinger, F.:
Abschlussbericht von Sonderforschungsbereich 224
“Motorische Verbrennung“
Universität Aachen, 2001, S.62-80.
- [40] Robert Bosch GmbH:
Dieseleinspritztechnik
VDI, 1993, S.20-25.
- [41] Robert Bosch GmbH:
Dieselmotormanagement, 3.Auflage
Vieweg, 2002, S.56-67.
- [42] Robert Bosch GmbH:
Patent DE 102 49 754 A1
2004
- [43] Robert Bosch GmbH:
Prüföl für Diesel-Einspritzausrüstung (ISO 4113)
1988
- [44] Robert Bosch GmbH:
Einspritzmengenindikator 2
2000
- [45] Robert Bosch GmbH:
Düsen und Düsenhalter, Technische Beschreibung
1995

- [46] Robert Bosch GmbH:
Systeme für Dieseleinspritzung
- [47] Schäfer, F.; van Basshuysen, R.:
Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von
Pkw-Verbrennungsmotoren
Springer, 1993, S.59-70.
- [48] Schnabel, W.:
Berührungslose Weg- und Geschwindigkeitsmessung mit dem
Laser-Doppler-System
MTZ 32, 1971, S.257.
- [49] Schommartz, G.:
Induktive Strömungsmessung
VEB Verlag Technik Berlin, 1974
- [50] Schröter, M.:
Untersuchung der „Charakteristika“ des Einspritzverlaufs
Diplomarbeit, Universität Magdeburg, 2005
- [51] Sperber, R.:
Technisches Handbuch Dieselmotoren
VEB Verlag Technik Berlin, 1990, S.212-214
- [52] Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G.:
Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung
MTZ 65, 2004, S.114-121.
- [53] Tremmel, O.:
Technische Beschreibung von Einspritzverlaufsindikator (EVI-IAV)
IAV GmbH, 2001
- [54] Woschni, G.; Anasits, F.:
Elektronische Berechnung des Einspritzverlaufes im Dieselmotor aus dem
gemessenen Druckverlauf in der Einspritzleitung
MTZ 30, 1969, S.238-242.
- [55] www.bosch.de
Diesel-Einspritzsysteme

- [56] www.dieselnet.com
Gesetzliche Abgasgrenzwerte
- [57] www.kfztech.de
Magnetventilgesteuerter Injektor
- [58] Zeuch, W.:
Neue Verfahren zur Messung des Einspritzgesetzes und der
Einspritzregelmäßigkeit von Diesel-Einspritzpumpen
MTZ 22, 1961, S.344-349.

Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit im Medium
A	mm ²	Rohrquerschnitt
A_{innen}	mm ²	Querschnittsfläche des Zylinders ohne Druck
A_{Kolben}	mm ²	Kolbenquerschnittsfläche
b_e	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
d	mm	Durchmesser der Rohrleitung
D	N/(m/s)	Dämpfungsrate
$d_{\text{außen}}$	mm	Außendurchmesser des Messzylinders
d_{innen}	mm	Innendurchmesser des Messzylinders
E	N/m ²	Kraftstoffelastizität
E_{Stahl}	N/mm ²	Elastizitätsmodul des Stahles
$F_{\text{Dämpfer}}$	N	Kraft von der Dämpfung
F_{Druck}	N	Kraft aus dem Druckverlauf
F_{EVI}	mm ³ /(bar ms)	EVI-Faktor
F_{Feder}	N	Kraft von der Feder
F_{FDS}	N	Kraft vom Feder-Dämpfersystem
h	mm	Kolbenweg
h_{Wand}	mm	Wandstärke des Messzylinders
K	N/m	Federkonstante
L_{Kolben}	mm	Kolbenlänge
m	g	Masse
\dot{m}	mg/s	Massendurchfluss
m_{Kolben}	g	Kolbenmasse
n	1/min	Motordrehzahl
P	kW	Motorleistung
p	bar	Druck
p_0	bar	Düsenöffnungsdruck
p_D	bar	Kraftstoffdruck im Düsenraum
p_{imEVI}	bar	Druckverlauf im EVI-Rohr
p_{innen}	bar	Druck im Messzylinder

$p_{\text{max.Raildruck}=1350 \text{ bar}}$	bar	maximaler Druck im Messzylinder bei 1350 bar Raildruck
p_{Rail}	bar	Raildruck
p_s	bar	Spitzendruck
p_{System}	bar	Systemdruck im EVI
$p_{\text{Systemdruck}}$	bar	Systemdruck im Messzylinder
p_z	bar	Gasdruck im Zylinder
\dot{q}	mm ³ /s	Einspritzrate
Q	mm ³	Einspritzmenge
q_{Hub}	mm ³ /Hub	Einspritzmenge pro Hub der Einspritzung
t	s	Zeit
t_{EE}	s	Zeitpunkt des Einspritzendes
t_{EB}	s	Zeitpunkt des Einspritzbeginns
U_M	V	gemessene elektrische Spannung
v	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
\dot{V}	mm ³ /s	Volumenstrom
V_0	mm ³	Kammervolumen
V_E	mm ³	Einspritzvolumen
V_I	mm ³	Einspritzvolumen aus Integral
V_M	mm ³	Einspritzvolumen von Mengenummessung
x	μm	Sensorabstand zur Messfläche
x_{Kolben}	mm	Kolbenposition
\dot{x}_{Kolben}	mm/s	Kolbengeschwindigkeit
\ddot{x}_{Kolben}	mm/s ²	Kolbenbeschleunigung
z	-	Anzahl der Motorzylinder
$\Delta A_{\text{max.Raildruck}=1350 \text{ ba}}$	mm ²	maximale Änderung der Querschnittsfläche bei 1350 bar Raildruck
$\Delta A_{\text{Systemdruck}}$	mm ²	Änderung der Querschnittsfläche beim Systemdruck
Δd	μm	Durchmesseränderung des Messzylinders
$\Delta d_{\text{max.Raildruck}=1350 \text{ bar}}$	μm	maximale Durchmesseränderung des Messzylinders bei 1350 bar Raildruck
$\Delta d_{\text{Systemdruck}}$	μm	Durchmesseränderung des Messzylinders beim Systemdruck
Δh_N	μm	Nadelhub
$\Delta h_{N\text{max}}$	μm	maximaler Nadelhub

Δp	bar	Druckdifferenz
Δx	μm	Änderung des Sensorabstands zur Messfläche
Δx_{max}	μm	maximale Änderung des Sensorabstands zur Messfläche
ε	-	Dehnung des Messzylinders
$\mu \cdot A$	mm^2	wirksamer Durchflussquerschnitt
ρ	g/mm^3	Kraftstoffdichte
σ_t	N/mm^2	tangentiale Spannung im Messzylinder

Abkürzungen	Bedeutung
AD	Ansteuerdauer
CO	Kohlenmonoxid
CR	Common-Rail
CRS	Common-Rail-System
DI	Direkt Injection
EMI	Einspritzmengenindikator
EVI	Einspritzverlaufsindikator
FDS	Feder-Dämpfersystem
HC	Kohlenwasserstoff
KMM	Kontinuierliches Mengenmesssystem
NO _x	Stickoxid
OT	oberer Totpunkt
PDE	Pumpe-Düse-Einheit
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
RCHO	Aldehyd
Ruß	Ruß bzw. Rußpartikel

Anhang 1 – Berechnung der Aufweitung

Berechnung der theoretischen Aufweitung des Messzylinders

Die theoretisch maximale Aufweitung des Messzylinders wurde berechnet, um zu analysieren, wie groß dieser Einfluss auf die Abweichung sein kann. Eine Prinzipskizze des Messzylinders ist in **Abb. Anhang-1** gezeigt.

Es liegen folgende Parameter vor:

$d_{\text{au\ss en}} = 6 \text{ mm}$: Außendurchmesser des Messzylinders

$h_{\text{Wand}} = 1 \text{ mm}$: Wandstärke

$E_{\text{Stahl}} = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$: Elastizitätsmodul des Stahls

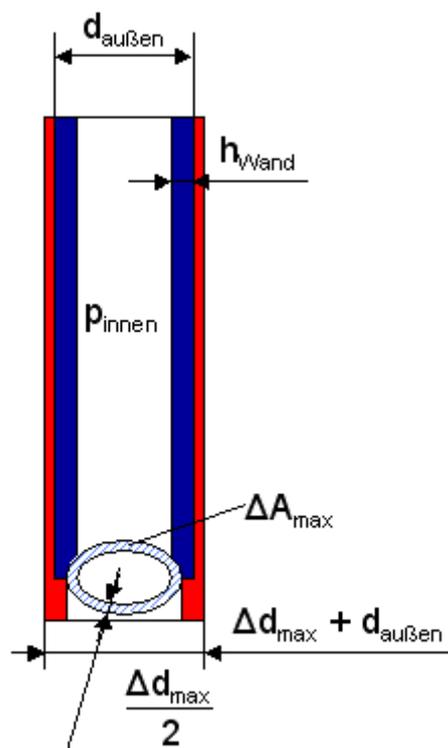


Abb. Anhang-1: Theoretische Aufweitung des Messzylinders

Die maximalen Druckwerte im Messzylinder sind:

$p_{\text{Systemdruck}} = 50 \text{ bar}$

$p_{\text{max.Raildruck=1350 bar}} = 100 \text{ bar}$

Der Durchmesser des Zylinders verändert sich um Δd :

$$\Delta d = \varepsilon \cdot d_{\text{außen}} \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma_t}{E_{\text{Stahl}}} \quad (25)$$

$$\sigma_t = \frac{p_{\text{innen}} \cdot d_{\text{außen}}}{2 \cdot h_{\text{Wand}}} \quad (26)$$

$$d_{\text{innen}} = 4 \text{ mm}$$

$$\Delta d_{\text{Systemdruck}} = 4,28 \cdot 10^{-6} \text{ } \mu\text{m}$$

$$\Delta d_{\text{max.Raildruck=1350 bar}} = 8,57 \cdot 10^{-6} \text{ } \mu\text{m}$$

Die Querschnittsveränderung folgt zu:

$$A_{\text{innen}} = 12,56 \text{ mm}^2$$

$$\Delta A_{\text{Systemdruck}} = 2,69 \cdot 10^{-8} \text{ mm}^2$$

$$\Delta A_{\text{max.Raildruck=1350 bar}} = 5,38 \cdot 10^{-8} \text{ mm}^2$$

Die Ergebnisse zeigen, dass die Durchmesseränderungen des Zylinders sehr klein sind und sonst nur eine sehr geringe Vergrößerung der Querschnittflächen (ΔA) erfolgt. Diese haben keinen nennenswerten Einfluss auf die Leckage.

Anhang 2 – Lösung der Differentialgleichung

Ableitung der Lösung der Differenzialgleichung

Die lineare, inhomogene Differenzialgleichung erste Ordnung ist:

$$\dot{x}_{\text{Kolben}}(t) + \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} \cdot x_{\text{Kolben}}(t) = \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t) \quad (27)$$

Die homogene Lösung:

$$\dot{x}_{\text{Kolben}}(t) + \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} \cdot x_{\text{Kolben}}(t) = 0 \quad (28)$$

$$\dot{x}_{\text{Kolben}}(t) = -\frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} \cdot x_{\text{Kolben}}(t) \quad (29)$$

$$\int_0^t \frac{1}{x_{\text{Kolben}}(t)} dt = -\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt \quad (30)$$

$$\log |x_{\text{Kolben}}(t)| = -\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt + C_0 \quad (31)$$

$$|x_{\text{Kolben}}(t)| = e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt + C_0} \quad (32)$$

$$x_{\text{Kolben}}(t) = C \cdot e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} \quad (33)$$

Die inhomogene Lösung:

$$x_{\text{Kolben}}(t) = C(t) \cdot e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} \quad (34)$$

$$C'(t) \cdot e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} + C(t) \cdot \left[-\frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} \cdot e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} \right] +$$

$$+ \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} \cdot C(t) \cdot e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} = \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t)$$
(35)

$$C'(t) \cdot e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} = \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t)$$
(36)

$$C'(t) = \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t) \cdot e^{\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt}$$
(37)

$$C(t) = \int_0^t \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t) \cdot e^{\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} dt$$
(38)

Die Lösung der Differentialgleichung:

$$x_{\text{Kolben}}(t) = e^{-\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} \cdot \int_0^t \frac{A_{\text{Kolben}}}{D(p(t), T)} \cdot p(t) \cdot e^{\int_0^t \frac{k(p(t), T)}{D(p(t), T)} dt} dt$$
(39)

Lebenslauf

	János Kerékgyártó
30.03.1978	geboren in Debrecen (Ungarn)
1984 – 1992	Grundschule in Debrecen
1992 – 1996	Technische Oberschule in Debrecen Abschluss: Abitur (Érettségi)
02.1995 – 06.1995	Zusatzstudium an der „Mechwart András“ Technischen Oberschule in Debrecen Abschluss: Computer Administrator
10.1995 – 06.1996	Zusatzstudium an der „Mechwart András“ Technischen Oberschule in Debrecen Abschluss: Software Operator
1996 – 2001	Studium an der Universität Miskolc, Ungarn Technische Informatik im Modul Energetische Systeme an der Fakultät für Maschinenbau Abschluss: Dipl.-Ingenieur
2001 – 2002	Forschungsstudium am Lehrstuhl für Strömungs- und Wärmetechnische Maschinen an der Universität Miskolc
11.2002 – 12.2007	Forschungsstudium am Lehrstuhl Kolbenmaschinen an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg mit dem Ziel der Promotion
seit 01.2008	Mitarbeiter bei VDO Automotive AG