

Gekoppelte Simulation des Einspritz- und Verbrennungsvorgangs eines Industrie-Dieselmotors

Daniel Jörss¹, Maximilian Ringel¹, Bert Buchholz², Christian Fink^{1*}

¹Department of Mechanical / Process and Environmental Engineering, Wismar University of Applied Sciences, Philipp-Müller-Str. 14, 23966 Wismar, Germany

**Christian.Fink@hs-wismar.de*

²Chair of Piston Machines and Internal Combustion Engines, Rostock University, Albert-Einstein-Straße 2, 18059 Rostock, Germany

Abstract. Um die zukünftigen Abgasemissionsgrenzen einhalten zu können, kommt einer sehr präzisen Regelung von Einspritzmenge und Einspritzbeginn eine entscheidende Bedeutung zu. Das Einspritzsystem, welches den Forderungen bestmöglich gerecht wird, ist das Common-Rail System. Das hier präsentierte Modell beschreibt ein 1D-Hydraulik Injektormodell in Simscape™, welches an ein nulldimensionales Verbrennungsmotormodell anknüpft. Zur Validierung des Injektormodells wurden Messungen an einem Einspritzverlaufsindikator durchgeführt. Dabei konnten gute Ergebnisse zwischen Simulation und Experiment erzielt werden. Im zweiten Schritt wurde ein in Matlab® Simulink® entwickeltes Modell [1] mit einem phänomenologischen Verbrennungsmodell nach Barba [2] erweitert. Als Eingangparameter wird der Einspritzverlauf in das Verbrennungsmodell übergeben. Unter Berücksichtigung weiterer Teilmodelle wird daraus der Brennverlauf für das Verbrennungsmotormodell berechnet. Zwischen dem aus der Druckverlaufsanalyse (DVA) berechneten Brennverläufen und der Simulation konnten gute Ergebnisse erzielt werden. Des Weiteren zeigen die experimentellen und simulierten Zylinderdruckverläufe hohe Übereinstimmungen.

Einleitung

Mit der Einführung der Common-Rail Einspritztechnik ist es möglich, die Druckerzeugung und die Einspritzung zeitlich sowie örtlich zu entkoppeln. Der notwendige Einspritzdruck in dem System wird durch eine separate Hochdruckpumpe erzeugt. Der unter Druck stehende Kraftstoff wird anschließend in

einem Hochdruckrail gespeichert und ist somit das Bindeglied zwischen Pumpe und Injektor. Anstelle von druckgesteuerten Einspritzdüsen werden in Common-Rail-Systemen elektrisch betätigte Injektoren verwendet. Durch die elektrische Ansteuerung des Injektors können der Zeitpunkt und die Dauer der Einspritzung bestimmt werden. Auf diese Weise ergeben sich große Freiheiten hinsichtlich der Gestaltung von Mehrfacheinspritzungen sowie der Applikation unterschiedlicher Kraftstoffdrücke je nach Lastpunkt. Dadurch ist es möglich, Einspritzstrategien so zu entwickeln, dass alleine mit innermotorischen Maßnahmen erhebliche Emissionsreduktionen erreicht werden können. Auf diese Weise kann ggf. auf eine anschließende Abgasnachbehandlung verzichtet oder die notwendige Nachbehandlung deutlich reduziert werden. Dabei stellen sich der zeitliche Verlauf der Einspritzrate sowie die Zerstäubungsqualität der in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffmenge als wichtige Parameter heraus. Für eine bestmögliche Anpassung jedes Betriebspunktes im Motorenkennfeld sind oft umfangreiche Prüfstandsversuche notwendig. Mit heutigen Simulationsverfahren gelingt es, komplexe Vorgänge im Verbrennungsmotor detailliert abzubilden, um ein besseres Verständnis des Betriebs- und Emissionsverhaltens zu bekommen sowie die Auswirkungen unterschiedlicher Applikationen zu analysieren.

In diesem Bericht soll das Modell eines Common-Rail Injektors mit Anbindung an ein nulldimensionales Verbrennungsmotormodell [1] beschrieben, sowie erlangte Simulationsergebnisse mit Messergebnissen des Prüfstandes verglichen werden.

1 Modellbeschreibung

Zur Simulation des Common-Rail Injektors wurde in Simulink® die physikalische objektorientierte Toolbox Simscape™ gewählt. Konventionelle Common-Rail Injektoren bestehen aus drei wesentlichen Baugruppen, das Steuerventil, die Einspritzdüse sowie ein mechanisch-hydraulisches Kopplungselement. Bezogen auf Abbildung 1 entscheidet der Druck im Ventilsteuererraum (2) darüber, ob die Einspritzdüse öffnet oder schließt bzw. geöffnet oder geschlossen bleibt. Wie hoch der Druck im Ventilsteuererraum ist, hängt zum einen vom Raildruck und zum anderen vom Zustand des Steuerventils ab. Ist das Steuerventil geöffnet, strömt Kraftstoff über eine Abströmdrossel aus dem Ventilsteuererraum ab und der Druck fällt. Schließt das Steuerventil die Abströmdrossel, steigt der Druck im Ventilsteuererraum an und erhöht über den Ventilsteuerkolben die auf die Düsenadel wirkende Kraft bis diese schließt und den Einspritzvorgang beendet. Ein fallender Druck reduziert die auf den Steuerkolben wirkende Kraft auf die Düsenadel, welche einem Kräftegleichgewicht unterliegt. Ab Unterschreitung eines bestimmten Druckes öffnet die Düsenadel und der Einspritzvorgang beginnt.

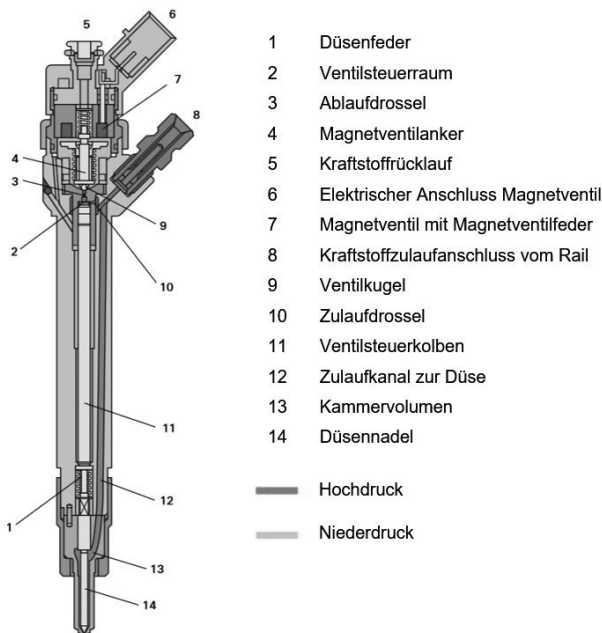


Abbildung 1: Aufbau Magnetventil-Injektor [3]

In der Simulationsumgebung wird der Injektor in Teilsysteme unterteilt, bei denen verschiedene Domä-

nen von Simscape™ verwendet werden. Die geometrischen Abmaße der einzelnen Bauteile sowie die Volumina des zu simulierenden Injektors wurden im Vorfeld messtechnisch ermittelt. Parameter für das Magnetventil konnten aus [4],[5] entnommen werden.

1.1 Magnetventilmodell

Das Magnetventilmodell umfasst insgesamt vier Domänen aus der Simscape™-Bibliothek. In Abbildung 2 ist die Verknüpfung der einzelnen Blöcke dargestellt. Der

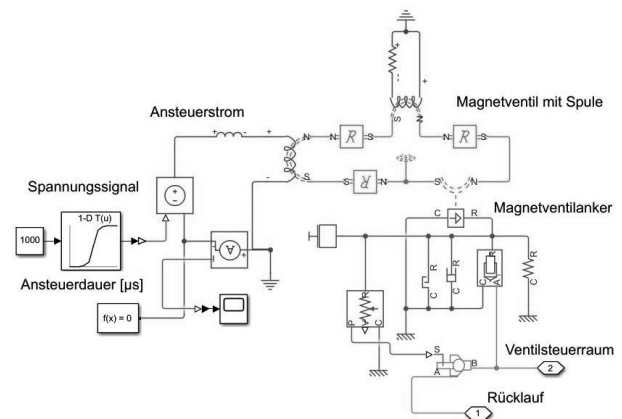


Abbildung 2: Aufbau Magnetventil in Simscape™

Aufbau dieses Teilmodells wurde in Anlehnung an [4] weiterentwickelt. Wie auch in [4] wird hier als Eingangsgröße ein pulswidenmoduliertes Spannungssignal vorgegeben. Unter Berücksichtigung des ohmschen Widerstandes sowie der Induktivität ergibt sich hieraus der Ansteuerstrom. Aus dem zeitlichen Verlauf dieses Signals ergibt sich die Ansteuerdauer für das Magnetventil. Dieser Zusammenhang ist exemplarisch, bei einer Ansteuerdauer von 1000 µs, in Abbildung 3 dargestellt. Über den Strom entsteht in der Spule des Magnetventils ein Magnetfeld, das den Magnetventilanker anzieht. Überwiegt die Magnetkraft die der entgegen gerichteten Federkraft sowie die der Druckkraft, die auf der Ventilkugel wirkt, beginnt sich die Ventilkugel aus dem Sitz zu heben. In Abbildung 4 ist der zeitliche Verlauf zwischen Ansteuerstrom und der Hubbewegung des Magnetventilankers dargestellt. Der negative Anteil des Hubverlaufs lässt sich auf eine Stauchung und Dehnung der Bauteile zurückführen, die durch den hohen Systemdruck hervorgerufen wird. Der hohe Strom in der Anzugsphase bewirkt ein schnelles Öffnen, womit der Durchfluss durch die Abflussdrossel freigegeben wird. Nach kurzer Zeit beginnt die Hal-

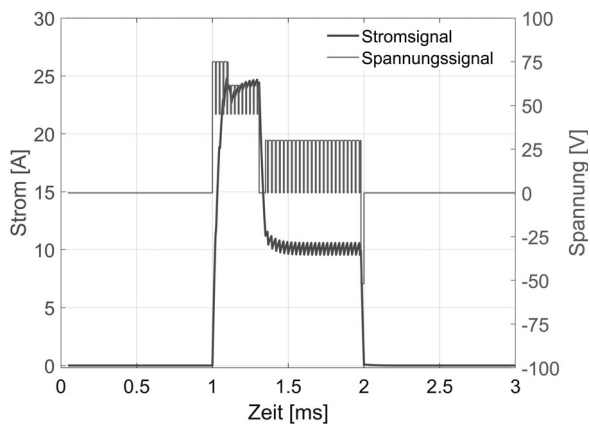


Abbildung 3: simulierter Strom- und Spannungsverlauf

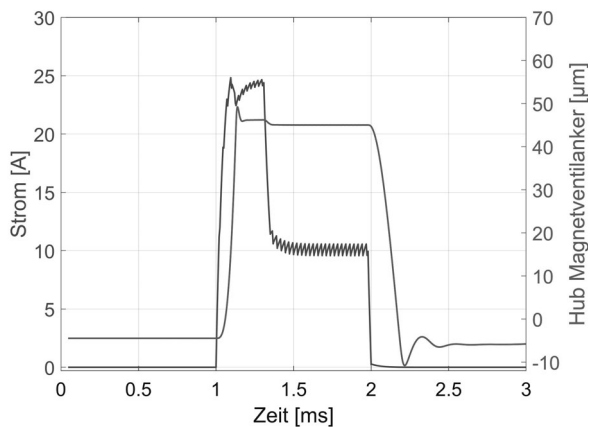


Abbildung 4: Zusammenhang Steuerstrom und Magnetventilhubverlauf

tephase, in der die Ventilkugel weiterhin geöffnet bleibt. Mit dem Ende der Ansteuerung drückt die Magnetventilfeder den Magnetanker nach unten, schließt den Ventilsitz und beendet somit den Durchfluss durch die Abflussdrossel.

1.2 Mechanisch-hydraulisches Modell

Dieses Modell beschreibt die Kopplung zwischen den hydraulischen und den mechanischen Komponenten im Injektor. Als Eingangsgrößen dienen die Hubbewegung des Magnetventilankers aus dem Magnetventilmodell und ein vorgegebener Kraftstoffdruck. In Abbildung 5 ist dieser Ansatz in Simscape dargestellt und ist dem Aufbau des vermessenden Injektors nachempfunden. Die beiden Hydraulikzylinderblöcke repräsentieren darin die Düsennadel und den Ventilsteuerkol-

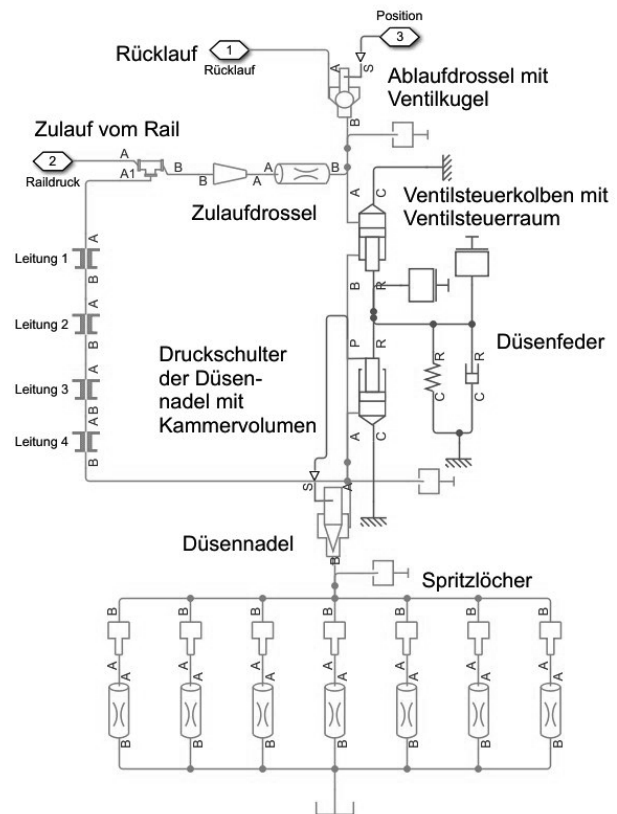
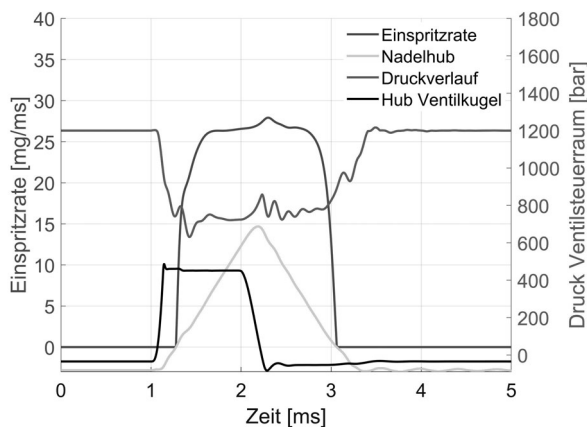


Abbildung 5: Aufbau des Injektormodells in Simscape™

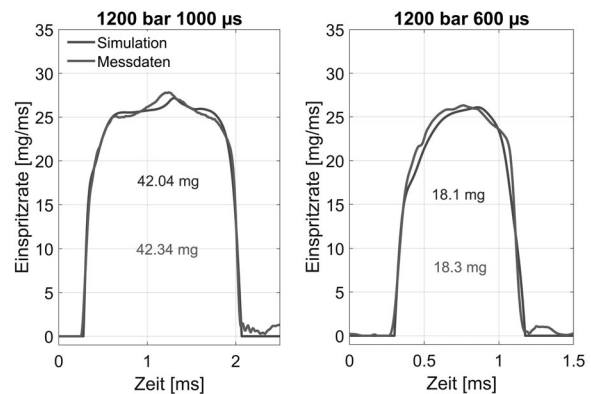
ben, mit ihren dazugehörigen Massen. Wie in [4] werden auch hier die Spritzlöcher aus einer Kombination aus Querschnittsänderung und Drosselstelle einzeln dargestellt. Im Ruhezustand liegen im Ventilsteuererraum sowie im Kammervolumen derselbe Druck an. Auf der Fläche des Ventilsteuerkolbens und der Druckschulter der Düsennadel wirkt jeweils eine Kraft. Wegen der Flächenverhältnisse wird die Düsennadel durch die größere Kraft des Ventilsteuerkolbens in ihren Sitz gedrückt. Durch die Ansteuerung des Magnetventils hebt sich die Ventilkugel aus dem Sitz und öffnet daraufhin die Ablaufdrossel. In der Folge strömt der Kraftstoff aus dem Ventilsteuererraum, wodurch der Druck sinkt. Daraus folgt, dass der Druck im Ventilsteuererraum kleiner ist als der Druck im Kammervolumen. Die Druckdifferenz bewirkt, dass die Kraft an der Düsennadel größer ist als die im Ventilsteuererraum und führt zum Öffnen der Düsennadel. Vom Querschnittsverhältnis zwischen Zu- und Ablaufdrossel des Ventilsteuererraums hängt die Öffnungsgeschwindigkeit, mit der sich die Düsennadel bewegt, ab. Der Zusammenhang zwischen Einspritzrate, Nadelhubverlauf, Druckverlauf


Abbildung 6: Simulationsergebnisse Injektormodell

im Steuerraum und Hubbewegung der Ventilkugel sind in Abbildung 6 dargestellt. Mit dem Ende der Ansteuerung des Magnetventils verschließt die Ventilkugel die Ablaufdrossel und stoppt den Durchfluss. Dadurch baut sich der Druck im Ventilsteuerraum wieder auf, womit wieder eine erhöhte Kraft auf den Steuerkolben entsteht. Die Schließgeschwindigkeit wird maßgeblich durch die Zulaufdrossel bestimmt. Überschreiten die Kraft aus dem Ventilsteuerraum und die Kraft der Düsenfeder nun die entgegengesetzte Kraft auf der Düsennadel, so beginnt sich die Düsennadel zu schließen. Die Einspritzung endet, wenn die Düsennadel den Düsenkörpersitz erreicht und die Spritzlöcher verschließt.

2 Modellvalidierung

Zur Validierung des Simulationmodells werden die Berechnungsergebnisse mit Messdaten des Einspritzverlaufsindicators verglichen. In Abbildung 7 ist ein Vergleich der Einspritzverläufe, am Beispiel von zwei verschiedenen Betriebspunkten, dargestellt. Der Messdatenverlauf ist in beiden Fällen der mittlere Verlauf aus 150 aufeinanderfolgenden Einspritzvorgängen, die am Einspritzverlaufsindikator gemessen wurden. Ein Vergleich der Einspritzverläufe zeigt, dass Simulation und Messdaten qualitativ gut übereinstimmen. Die Abweichung der eingespritzten Mengen zwischen Simulation und Experiment beträgt rund 1%. Ähnlich gute Ergebnisse wurden auch an anderen Betriebspunkten festgestellt, was die Anwendbarkeit dieses Injektormodells bestätigt.


Abbildung 7: Vergleich der Einspritzverläufe zwischen Messung und Simulation

3 Verbrennungsmodell

Der hier vorgestellte Ansatz nach Barba [2] beschreibt ein globales phänomenologisches Verbrennungsmodell zur Berechnung des Brennverlaufes. Dieses Modell verwendet als Eingangsgröße den Einspritzverlauf, wodurch sich gegenüber empirischen Modellen mehr Anwendungsmöglichkeiten von Parameterstudien ergeben.

Wie in [6] ist auch hier der Grundgedanke, dass die Kraftstoffumsetzung durch den Zündverzug und die Kraftstoffverdampfung gesteuert wird. Als erster Modellbaustein, für die Verdampfung des eingebrachten Kraftstoffes, folgt die Berechnung des Primärtropfendurchmessers d_{Tr0} [7] nach Gleichung 1.

$$d_{Tr0} = c \cdot d_{D,eff} \cdot (Re \cdot We)^{-0.28} \quad (1)$$

Die Reynolds- und die Weber-Zahl werden nach Gleichung 2 und 3 berechnet.

$$Re = \frac{u_{Tr0} \cdot d_{D,eff}}{v_{B,fl}} \quad (2)$$

$$We = \frac{u_{Tr0}^2 \cdot d_{D,eff} \cdot \rho_Z}{\sigma_{B,fl}} \quad (3)$$

Die Ausgangstropfengeschwindigkeit u_{Tr0} wird direkt aus dem Einspritzverlauf nach Gleichung 4 berechnet.

$$u_{Tr0} = \frac{dm_E}{dt} \cdot \frac{1}{\rho_{B,fl} \cdot A_{D,eff}} \quad (4)$$

Mit dem d^2 -Gesetz in Gleichung 5 lässt sich ausgehend vom Ausgangstropfendurchmesser und einem empirischen Faktor β die Verdampfungszeit für jeden Rechenschritt berechnen.

$$d_{Tr}^2 = d_{Tr0}^2 - \beta \cdot t \quad (5)$$

In der Literatur werden für den Koeffizient c Werte von 8.7 [7], 4.0 [2] und 25.0 [8] angegeben. Für den Verdampfungskoeffizient β wird der Wert mit $7 \cdot 10^{-6}$ angegeben [2][10]. Neben der Verdampfungszeit muss noch zusätzlich der Zündverzögerung mitberücksichtigt werden. Der Zündverzögerung ist typischerweise die Zeit zwischen Einspritzbeginn und der ersten signifikanten Wärmefreisetzung. Nach Gleichung 6 unterteilt Barba [2] diesen in einen physikalischen und einen chemischen Anteil.

$$\tau_{ZV} = \tau_{ZV,phy} + \tau_{ZV,chem} \quad (6)$$

Die Anteile lassen sich nach den Gleichungen 7 und 8 berechnen.

$$\tau_{ZV,phy} = c_0 \cdot u_{Tr0}^{-1.68} \cdot d_{D,eff}^{0.88} \quad (7)$$

$$\tau_{ZV,chem} = c_1 \cdot \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{c_2} \cdot \lambda_{Zn}^{c_3} \cdot e^{\frac{T_A}{T_Z}} \quad (8)$$

Da sich die Temperaturen und Drücke während der Zündverzögerungsberechnung ändern, wird deshalb das Zündintegral nach Gleichung 9 verwendet.

$$1 = \int_{t_{EB}}^{t_{VB}} \frac{1}{\tau_{ZV}} dt \quad (9)$$

Das Zündereignis erfolgt, wenn das Integral den Wert 1 erreicht hat. In Abbildung 8 sind die Simulationsergebnisse des Verdampfungsmodells dargestellt. Aus dem Einspritzverlauf wird für jede Rechenschrittweite ein Tropfendurchmesser sowie die dazugehörige Verdampfungszeit berechnet.

In Simulink[®] werden die Verdampfungszeit und der Zündverzögerung als Zeitverzögerung an ein "Transport Delay" übergeben. Damit lässt sich die kumulierte eingespritzte Kraftstoffmasse als Eingangsgröße, um diese Zeitspanne verschieben.

Den wichtigsten Parameter für das Verbrennungsmodell stellt die zur Verfügung stehende unverbrannte dampfförmige Kraftstoffmasse dar. Die Beschreibung der Diffusionsverbrennung nach Gleichung 10 basiert auf einen Frequenzansatz, der neben

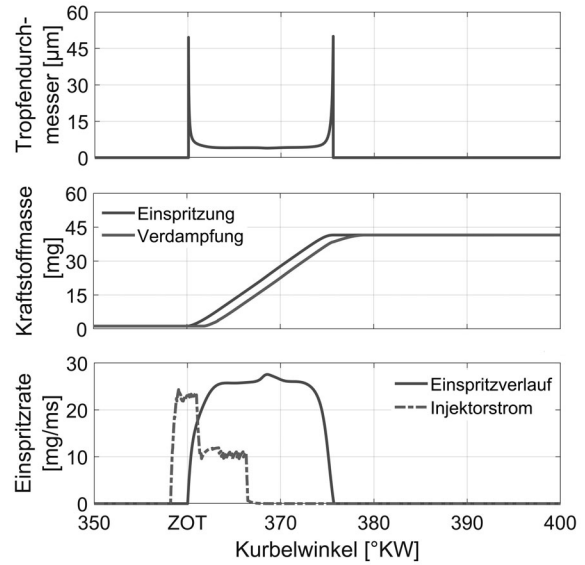


Abbildung 8: Simulationsergebnisse Verdampfungsmodell

einer charakteristischen Mischungslänge auch eine Mischungsgeschwindigkeit, die für die Turbulenz im Brennraum steht, verwendet [2].

$$\frac{dm_{B,V}}{dt} = \frac{u'}{l_{Diff}} \cdot m_{B,UV} \quad (10)$$

Nach Gleichung 11 setzt sich die Mischungslänge l_{Diff} aus der Brennraumgeometrie, dem momentanen Verbrennungsluftverhältnis und aus der Anzahl der Düsenstritzlöcher zusammen.

$$l_{Diff} = \sqrt[3]{\frac{V_Z}{\lambda \cdot Anz_D}} \quad (11)$$

Auf Grund der auftretenden Turbulenz im Brennraum wird die Mischungsgeschwindigkeit u' in eine Grund- und eine Einspritz-turbulenz unterteilt. Dabei werden auftretende Effekte, die durch Einlassströmung oder Drall entstehen, in der Grundturbulenz erfasst und über die mittlere Kolbengeschwindigkeit abgebildet, was eine grobe Vereinfachung darstellt. Durch vektorielle Addition der Grundturbulenz und der Einspritz-turbulenz lässt sich Gleichung 12 wie folgt schreiben [2].

$$u' = \sqrt{c_G \cdot c_m^2 + c_{Kin} \cdot k} \quad (12)$$

Die beiden Parameter c_G und c_{Kin} erlauben eine Wichtung der beiden Anteile sowie einen Angleich des Diffusionsmodells an Messdaten [2]. Somit lässt sich

Gleichung 10 folgendermaßen formulieren:

$$\frac{dm_{B,V}}{dt} = \frac{\sqrt{c_G \cdot c_m^2 + c_{Kin} \cdot k}}{\sqrt[3]{\frac{V_Z}{\lambda \cdot Anz_D}}} \cdot m_{B,UV} \quad (13)$$

Die spezifische kinetische Turbulenzenergie k fasst die Diffusion des Kraftstoffes und die dem System zugeführte kinetische Energie, infolge der Einspritzung, zusammen. Dieses stark vereinfachte $k - l_I$ -Modell wird entsprechend Gleichung 14 beschrieben.

$$\frac{dk}{dt} = -c_{Diss} \cdot \frac{1}{l_I} \cdot k^{\frac{3}{2}} + c_E \cdot \frac{dk_E}{dt} \quad (14)$$

Die zugeführte kinetische Energie ergibt sich aus dem zeitlichen Einspritzverlauf sowie der jeweils dazugehörigen Ausgangstropfengeschwindigkeit. Zusätzlich geht Barba von einer globalen Betrachtung des Zylinders aus, indem die gesamte Zylinderfüllung als Skalierung für die gesuchte kinetische Energiedichte herangezogen wird [2]. Dies lässt sich nach Gleichung 15 wie folgt beschreiben:

$$\frac{dk_E}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{dm_E}{dt} \cdot u_{T,r0}^2 \cdot \frac{1}{m_Z} \quad (15)$$

Mit der verbrannten Kraftstoffmasse aus Gleichung 13 und dem unteren Heizwert für Dieseldieselkraftstoff wird der zugeführte Wärmestrom nach Gleichung 16 berechnet.

$$\frac{dQ_B}{dt} = H_U \cdot \frac{dm_{B,V}}{dt} \quad (16)$$

Für die Simulationsrechnung ersetzt dieses Modell den zuvor verwendeten Ersatzbrennverlauf nach Vibe [9] in der Energiebilanz. In Abbildung 9 ist die Gegenüberstellung des Brennverlaufs aus der Druckverlaufsanalyse experimentell ermittelter Messdaten (DVA) und des phänomenologischen Modells dargestellt. Besonders im zweiten Teil der Hauptverbrennung zeigt sich, dass das phänomenologische Modell eine gute Übereinstimmung liefert. Durch den Bezug auf den Einspritzverlauf lässt sich das phänomenologische Modell vielseitig anwenden, besonders für die Verwendung von weiteren Teileinspritzungen sowie bei Variationen hydraulischer Parameter des Einspritzsystems.

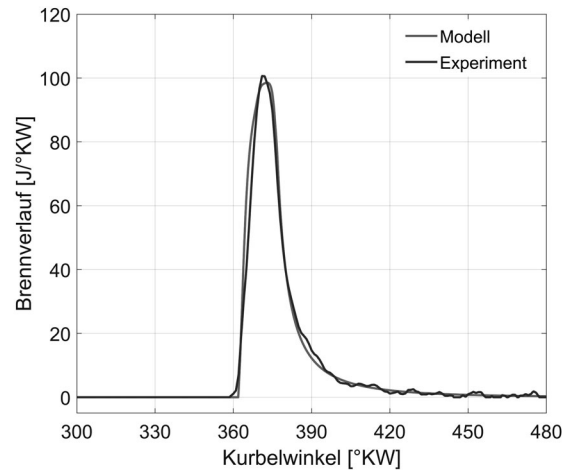


Abbildung 9: Vergleich Brennverlauf aus Druckverlaufsanalyse (DVA) mit Simulationsmodell

4 Validierung des Gesamtmodells

Zur Validierung des Gesamtmodells werden die Berechnungsergebnisse mit Messdaten vom Motorenprüfstand verglichen. Die Eingangsparameter wie Injektorbestromungsdauer, Raildruck und Ladedruck sind denen vom Prüfstand nachempfunden. In Ab-

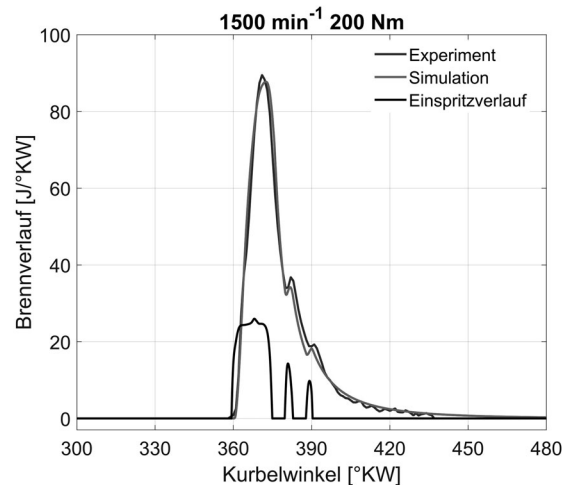


Abbildung 10: Vergleich des experimentell (DVA) und simulativ ermittelten Brennverlaufs bei Anwendung einer Mehrfacheinspritzung hohe Last

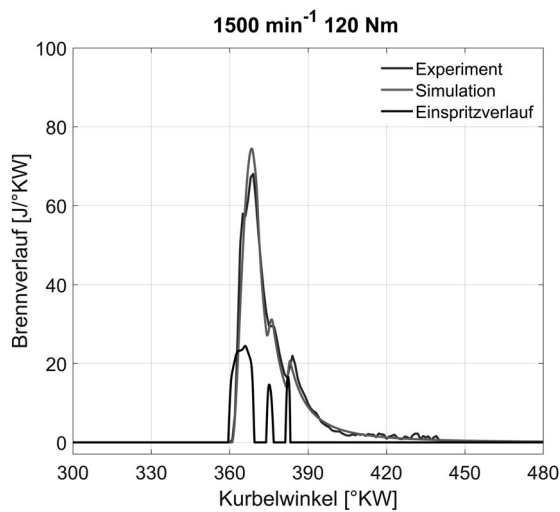


Abbildung 11: Vergleich des experimentell (DVA) und simulativ ermittelten Brennverlaufs bei Anwendung einer Mehrfacheinspritzung mittlere Last

Abbildung 10 und 11 ist ein Vergleich der Brennverläufe bei zwei verschiedenen Lastpunkten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das gekoppelte Simulationmodell auch bei angewandeter Mehrfacheinspritzung eine hohe Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Daten aufweist. Die nach der Haupteinspritzung einsetzende Wärmefreisetzung, die durch die angelagerten Nacheinspritzungen entsteht, sind dabei deut-

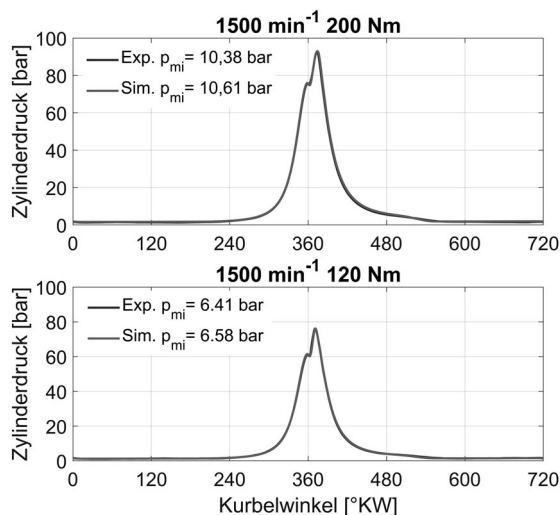


Abbildung 12: Zylinderdruckverlauf über ein Arbeitsspiel im Vergleich von Experiment und Simulation

lich zu erkennen. Eine weitere Validierung erfolgt mit Hilfe der entsprechenden Zylinderverläufe in diesen Betriebspunkten, die in Abbildung 12 mit der Simulation gegenüber gestellt sind. Dabei zeigt sich, dass das Verbrennungsverhalten sehr gut wiedergegeben wird. Ein Vergleich des Mitteldruckes, als Größe zur Charakterisierung der Motorlast, zeigt eine Abweichung von 2 % zwischen Messung und Simulation. Ähnlich gute Ergebnisse wurden auch in anderen Betriebspunkten mit Ein- und Mehrfacheinspritzung festgestellt, was die Anwendbarkeit des Simulationsansatzes und der gewählten Modelle bestätigt.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der in diesem Beitrag dargestellte Modellansatz beschreibt ein 1D-Hydraulik Injektormodell in Simscape™, welches mit einem in Simulink® umgesetzten phänomenologischen Verbrennungsmodell gekoppelt wurde. Mit dem Injektormodell steht ein leistungsfähiges Werkzeug zur Verfügung, mit dem es möglich ist, das Injektorverhalten detailliert zu beschreiben. Dazu bietet das Verbrennungsmodell eine sehr gute Grundlage zur Berechnung der Wärmefreisetzung im Brennraum. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse zeigte sehr gute Übereinstimmungen mit den Messergebnissen von den Prüfständen, was eine Anwendbarkeit dieser Modellansätze unterstützt. Ein wesentliches Ziel für zukünftige Arbeiten ist die Weiterentwicklung des Modells hinsichtlich der Betrachtung dynamischer Betriebszenarien. Des Weiteren steht die Implementierung eines NO-Emissionsmodells im Fokus, um das Emissionsverhalten in Parameterstudien zu analysieren und Optimierungsmaßnahmen abzuleiten.

Danksagung

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des öffentlichen geförderten Projektes SIDYN (FKZ:13FH043PX8) erarbeitet. Die Autoren danken dem BMBF für die Unterstützung des Vorhabens.

Nomenklatur

- β - Verdampfungskoeffizient [m^2/s]
- λ - Verbrennungsluftverhältnis [-]
- λ_{zn} - Lokal vorherrschendes Luftverhältnis [-]

$v_{B.fl}$ - Kinematische Viskosität flüssig [m^2/s]
 $\rho_{B.fl}$ - Dichte Kraftstoff flüssig [kg/m^3]
 ρ_Z - Dichte [kg/m^3]
 $\sigma_{B.fl}$ - Oberflächenspannung flüssig [N/m]
 τ - Zeit [s]
 τ_{ZV} - Zündverzögerung [s]
 $A_{D.eff}$ - Effektive Düsendurchschnitt [mm^2]
 c - Allgemeine Konstante [-]
 c_m - Mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]
 $d_{D.eff}$ - Effektive Düsendurchmesser [mm]
 H_U - Unterer Heizwert [J/kg]
 k - Kinetische Energiedichte [m^2/s^2]
 l_{Diff} - Mischungslänge [m]
 l_l - Längenmass [m]
 m_B - Kraftstoffmasse [kg]
 m_E - Eingespritzte Kraftstoffmasse [kg]
 p_0 - Umgebungsdruck [bar]
 p_{mi} - Indizierter Mitteldruck [bar]
 p_z - Zylinderdruck [bar]
 Q_B - freigesetzte Energie (bei der Verbrennung) [J]
 Re - Reynoldszahl [-]
 T_A - Aktivierungstemperatur [K]
 t_{EB} - Zeit Einspritzbeginn [s]
 t_{VB} - Zeit Verbrennungsbeginn [s]
 T_Z - Mittlere Gastemperatur im Zylinder [K]
 u' - Turbulenzintensität [m/s]
 $u_{T\tau 0}$ - Ausgangstropfengeschwindigkeit [m/s]
 V_Z - Zylindervolumen [m^3]
 We - Weberszahl [-]

- [5] Payri, R., Salvador, F.J., Carreres, M., De la Morena, J. *Fuel temperature influence on the performance of a last generation common-rail diesel ballistic injector. part ii: Id model development, validation and analysis* Energy Conversion and Management, 114:376-391, 2016.
- [6] Constien, M., R., Woschni G. *Vorausberechnung des Brennverlaufes aus dem Einspritzverlauf für einen direkteinspritzenden Dieselmotor*, MTZ 53, Nr.7/8, 1992.
- [7] Varde, K.S., Popa, D.M., Varde L.K. *Spray Angle and Atomization in Diesel Sprays*, SAE 841055, 1984.
- [8] Kožuch, P. *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*, Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2004.
- [9] Vibe, I. *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970.
- [10] Grill, M. *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2006.

References

- [1] Jörss, D., Herrmann, B., Fink, C. *Modellierung des Betriebsverhaltens eines Diesel-Industriemotors als Stromerzeuger*, Virtueller ASIM Workshop der Fachgruppe STS/GMMS & EDU, 2021, DOI: 10.11128/arep.45
- [2] Barba, C. *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*, Zürich, ETH Zürich, Diss., 2001.
- [3] Audi AG, http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_227.PDF, letzter Zugriff: 08.12.2022
- [4] Vermeiden, J.C. *Fuel injection equipment characterisation for short and multiple injections experimental setup design and model-based sensitivity analysis*, Eindhoven University of Technology, 2020.