In der Rubrik **[FORSCHUNG.KOMPAKT]** stellen wir aktuelle Forschungsergebnisse übersichtlich und frei zugänglich dar, die eine wissenschaftliche Begutachtung (»Peer Review«) durchlaufen haben. Die Originalfassung dieses Artikels wurde veröffentlicht unter **Bucherer, S., Rothe, P., Sobek, F., Gottwald, T., Kraljevic, I., Vacca, A., ... & Kulzer, A. (2023). Experimental and Numerical Investigation of Spark Plug and Passive Pre-Chamber Ignition on a Single-Cylinder Engine with Hydrogen Port Fuel Injection for Lean Operations (No. 2023-01-1205). SAE Technical Paper.**, und kann unter der nebenstehenden Adresse abgerufen werden.

https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2023-01-1205/ (kein Open-Access)

[FORSCHUNG.KOMPAKT]

Paul Rothe*

Anpassung eines Einzylinder-Ottomotors für den Wasserstoffbetrieb und maximale Effizienz

Am Fraunhofer ICT werden Einzylindermotoren für die Brennverfahrensentwicklung konstruiert, simuliert und getestet, um mithilfe von klimafreundlichen Kraftstoffen den Motor der Zukunft zu gestalten. Dabei werden Zündsysteme und Einblasstrategien untersucht und entwickelt, um auch unter anspruchsvollen Randbedingungen ein zuverlässiges und effizientes Brennverfahren sicherzustellen. Besonderer Wert wird dabei im Sinne der Umwelt auf die Vermeidung von Emissionen gelegt.

→ **Kontakt**

* Fraunhofer ICT,
paul.rothe@ict.fraunhofer.de

Der Wettlauf gegen die Zeit in Richtung Klimaneutralität ist im Gange und erfordert eine Reduzierung des Verbrauchs fossiler Energieressourcen. Dies setzt sofortige und zuverlässige Entwicklungen im Hinblick auf umweltfreundliche technische Lösungen für den Energie- und Transportsektor voraus. Eine Alternative zu einem kohlenstofffreien Antriebsstrang ist die Verwendung von grünem Wasserstoff für Verbrennungsmotoren. In dieser Arbeit wird der selbstentwickelte Fraunhofer-Einzylindermotor mit einem Hubvolumen von 430 mm^3, der für magere Verbrennung mithilfe von passiver Vorkammerzündung entwickelt wurde, für den Wasserstoffbetrieb angepasst. Um dies zu erreichen, verfügt der Motor über ein maßgeschneidertes Kühlsystem, das auch bei hohen Lasten niedrige Brennraumtemperaturen sicherstellt, um unerwünschte Zündquellen, sogenannte *Hotspots*, zu vermeiden. Der untersuchte Einzylindermotor ist gekennzeichnet durch ein Verdichtungsverhältnis von 12,2, eine Saugrohreinspritzung und eine konventionelle Zündkerze. Basierend auf den Ergebnissen wird der Motor zudem mit einer passiven Vorkammerzündkerze betrieben, um deren Einfluss auf die Zündung des Wasserstoffgemisches zu untersuchen. Dabei können die Vorteile der Vorkammerzündung hinsichtlich Brenndauer und Klopffestigkeit insbesondere bei Volllast nachgewiesen werden. Diese Arbeit zeigt darüber hinaus die Möglichkeit auf, durch Optimierung der Einspritzstrategie einen indizierten effektiven Mitteldruck (IMEP)[1] von 23 bar bei Lambda 2 zu erreichen[2], was in einen indizierten Wirkungsgrad von über 43 % resultiert. Die weitere Leistungssteigerung wird durch die mechanische Belastungsgrenze von 180 bar Zylinderspitzendruck begrenzt. Da das Brennverfahren in den experimentell untersuchten Betriebsbereichen keinerlei Klopfneigung aufwies, wurde sein Potenzial im Bereich mit höheren Zylinderspitzendrücken mittels Simulation weiter untersucht. Durch die Optimierung der Brennverfah-

1 IMEP – »Indicated Mean Effective Pressure«

2 Lambda (Symbol λ) beschreibt das Kraftstoff-Luft-Verhältnis im Brennraum. Dabei gilt ein Gemisch mit Luftüberschuss (λ>1) als »mager« und mit Kraftstoffüberschuss (λ<1) als »fett«. Ein ideales Gemisch (λ=1) wird als »stöchiometrisch« bezeichnet.

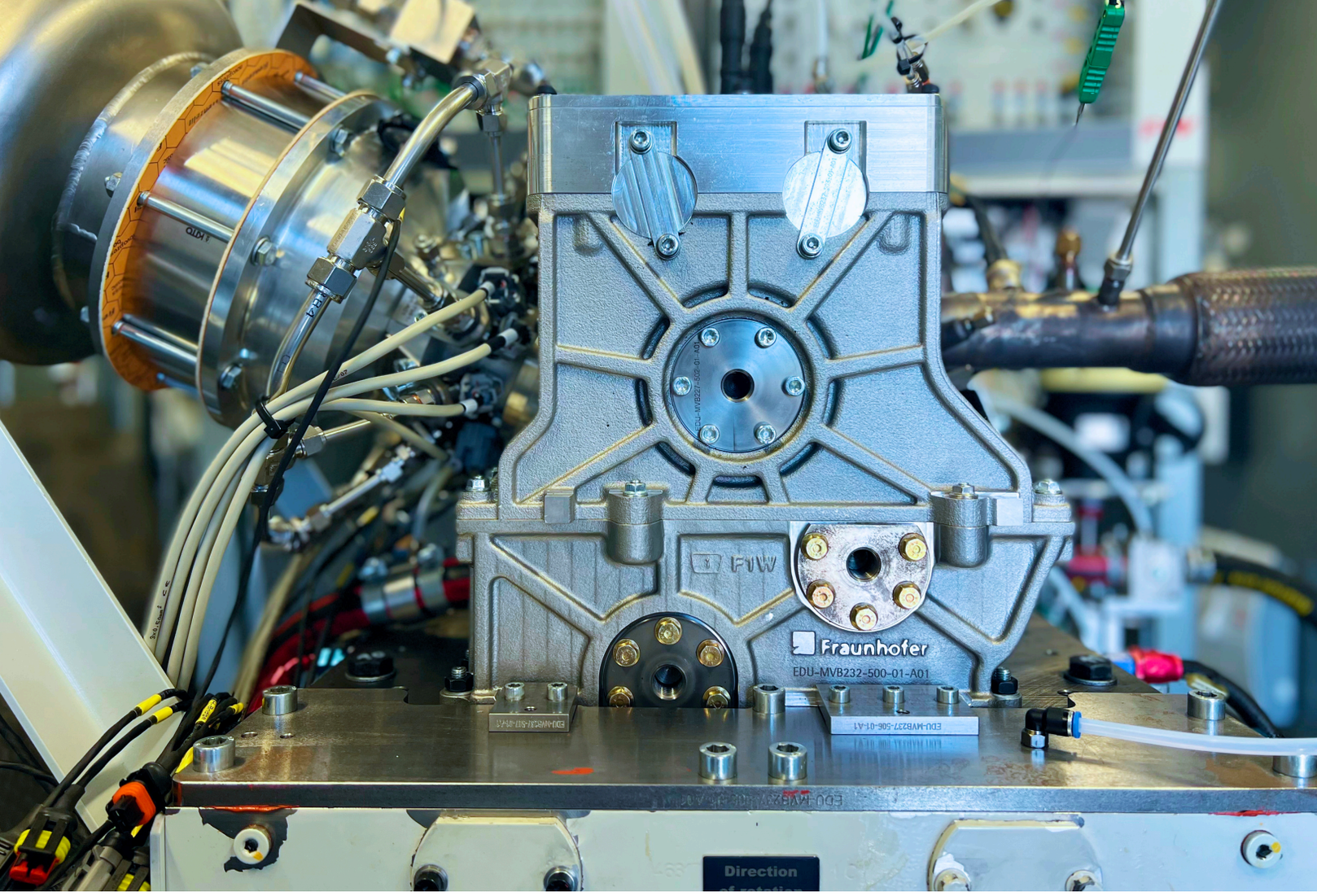


Abb. 1: Fraunhofer-Einzylindermotor

> Die Arbeit zeigt die Möglichkeit auf, durch Optimierung der Einspritzstrategie einen Wirkungsgrad von über 43 % zu erreichen.«

rensparameter konnte, bei einem Lambda von 1,5 und dem korrespondierenden Ladedruck von 4 bar, im untersuchten Betriebspunkt der effektive Mitteldruck bis auf 28 bar gesteigert werden.

Einleitung

Die globale Erwärmung und ihre Auswirkungen auf den Klimawandel sind eine der wichtigsten Aufgaben des 21. Jahrhunderts. Um die globale Erwärmung unter 1,5 K zu halten, ist eine Verringerung der weltweit produzierten CO_2-Emissionen um 45 % bis zum Jahr 2030 im Vergleich zum Jahr 2010 erforderlich, wobei das zukünftige Emissionsniveau zur Mitte des Jahrhunderts bei Null liegen soll (Pact, 2021). Diese Situation erfordert sowohl sofortige als auch wirksame Maßnahmen zur Minimierung der Treibhausgasemissionen im gesamten Energiesektor. Im Energie- und Verkehrssektor ist die Verwendung von grünem Wasserstoff für Verbrennungsmotoren ein möglicher Weg zu einer dekarbonisierten Antriebslösung.

Der Betrieb von Ottomotoren mit Wasserstoff ist eines der wichtigsten Forschungsfelder bei der Entwicklung nachhaltiger Verbrennungsmotoren. Um die unterschiedlichen chemischen und physikalischen Eigenschaften von Wasserstoff im Vergleich zu Ottokraftstoff zu nutzen, müssen einige Herausforderungen bewältigt werden. Tabelle 1 enthält einen kurzen Vergleich der grundlegenden Eigenschaften von Wasserstoff und Benzin.

Die Dichte von gasförmigem Wasserstoff liegt im Normalzustand weit unter der von Benzin, was dazu führt, dass ein Hochdruckgas- oder Flüssigwasserstoffspeicher erforderlich ist, um die geforderte volumetrische Energiedichte für ausreichende Fahrzeugreichweiten zu erfüllen. Beispielsweise erhöht sich die Dichte von Wasserstoff durch Komprimierung auf einen Druck von 350 bar bei 273 K auf 31 kg/m³ (Stępień, 2021).

Im Vergleich zu Benzin hat Wasserstoff einen fast dreimal höheren massebezogenen unteren Heizwert und damit eine zehnmal geringere volumetrische Energiedichte im Normzustand. Zusammen

Tabelle 1: Vergleich der wesentlichen physikalischen Kraftstoffeigenschaften von ROZ98 und Wasserstoff bei 300 K und 1013 mbar (Verhelst und Wallner, 2009; Klell, Helmut Eichlseder und Trattner, 2018; Stępień, 2021)

Eigenschaft	Ottokraftstoff ROZ98	Wasserstoff
Molare Masse [g/mol]	84	2
Dichte [kg/m³]*	750—70	0,09
Unterer Heizwert [MJ/kg]*	41,4	120
Energiedichte [MJ/dm³]	31,7	3
Stöchiometrisches Luft/Kraftstoffverhältnis [—]	14	34,3
Heizwert (PFI) [MJ/m³]* **	3,76	3,19
Heizwert (DI) [MJ/m³]* **	3,83	4,52
Flammbarkeitsgrenzen [λ]	1,4—0,4	10—0,13
Minimale Zündenergie [mJ]	0,24	0,02
Wandabstand Flammenlöschen [mm]	2	0,64

* bei 273 K bzw. 0 °C, ** bei λ = 1

mit dem höheren stöchiometrischen Luft/Kraftstoff-Verhältnis von 34,3 ergibt sich daraus ein geringerer Heizwert und damit ein potenzieller Leistungsverlust von etwa 17 % bei der Saugrohreinspritzung im Vergleich zu Benzin bei stöchiometrischem Motorbetrieb aufgrund eines geringeren volumetrischen Wirkungsgrads. Wird der Motor im Magerbetrieb betrieben, nimmt der Leistungsverlust zu (Spicher u. a., 2017; Kufferath, Schünemann, Michael Krüger, Krüger, Jianye, Eichlseder u. a., 2021; Bucherer, Rothe, Sobek, Gottwald, Kraljevic, Vacca u. a., 2023).

Wasserstoff bietet große Entflammbarkeitsgrenzen, die einen breiteren Motorbetriebsbereich bis hin zur extrem mageren Verbrennung ermöglichen. Die magere Verbrennung bietet eine Reihe von Vorteilen, indem sie Drosselverluste bei niedrigen Lasten vermeidet und den Wirkungsgrad des Motors bei hoher Last durch Verringerung der Wandwärmeverluste erhöht. Darüber hinaus wird das Risiko unerwünschter Verbrennungsereignisse durch Rückzündung und Vorzündung bei Motoren mit Saugrohreinspritzung aufgrund der im Vergleich zu Benzin niedrigen Mindestzündenergie von Wasserstoff im Magerbetrieb reduziert (Bucherer, Rothe, Sobek, Gottwald, Kraljevic, Vacca u. a., 2023; Verhelst und Wallner, 2009; White, Steeper und Lutz, 2006). Rückzündungen im Einlasskrümmer werden etwa durch heißes Restgas oder lokale Hotspots im Brennraum bei geöffnetem Einlassventil induziert. Potenzielle heiße Stellen für eine unerwünschte Zündung können Auslassventile, Sitzringe, Zündkerzen, Ablagerungen oder Partikel usw. sowie das heiße Restgas selbst sein (Stępień, 2021). Rückzündungen können reduziert werden, indem verhindert wird, dass vorgemischte Ladeluft direkt nach dem Öffnen des Einlassventils durch einen späteren Einspritzbeginn in den Brennraum gelangt und so das Restgas im Zylinder verdünnt wird (Berckmüller, Rottengruber, Eder, Brehm, Elsässer, Müller-Alander u. a., 2003). Durch eine späte Direkteinspritzung des Wasserstoffs in den Brennraum z.B. nach dem Schließen der Einlassventile ermöglicht Rückzündungen im Krümmer gänzlich zu verhindern (Stępień, 2021). Aufgrund der hohen Diffusionsfähigkeit von Wasserstoff (fast sechsmal höher als bei Benzin (Klell, Helmut Eichlseder und Trattner, 2018)) kann eine homogene Gemischzusammensetzung von Wasserstoff und Luft in einem weiten Bereich von Einspritzzeitpunkten erzeugt werden, auch bei der späten Einspritzung zu Beginn des Verdichtungshubes.

Da im Brennraum außer der vernachlässigbaren Konzentration aus dem Schmieröl kein Kohlenstoff vorhanden ist, sind die wichtigsten Schadstoffemissionen eines mit Wasserstoff betriebenen Verbrennungsmotors Stickoxide (NO_x). In Abb. 2 sind die NO_x-Rohemissionen sowie die Temperatur des verbrannten Gases im Brennraum zusammen mit der Sauerstoffkonzentration in Abhängigkeit von Lambda für einen wasserstoffbetriebenen Motor mit Saugrohreinblasung dargestellt.

Die erzeugten Stickoxidemissionen steigen vom stöchiometrischen Motorbetrieb bis zu einem Maximalwert bei etwa Lambda 1,3 an, bevor sie zu größeren Lambdawerten hin deutlich abnehmen. Thermisches NO_x macht den größten Teil der erzeugten Stickoxide aus, wobei seine Entstehung von hohen Temperaturen und der Anwesenheit von Sauerstoff abhängt (Van Basshuysen u. a., 2015; Günter und Merker, 2011; Fouquet, 2012). Die Senkung der Spitzentemperaturen führt daher zu einer Verringerung der Stickoxidemissionen im Magerbetrieb. Dies bietet zwei mögliche Strategien zur Verringerung der NO_x-Emissionen, indem der Motor entweder im stöchiometrischen Betrieb unter Verwendung eines

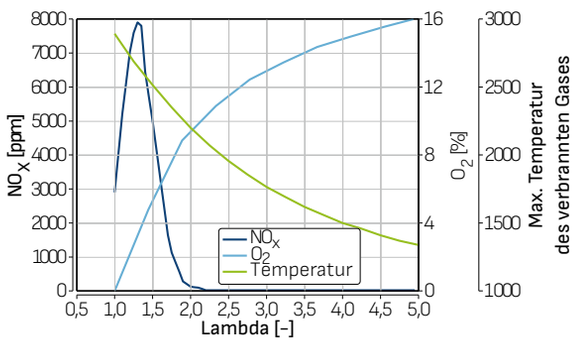


Abb. 2: NO_x-Rohemissionen über dem Luft/Kraftstoffverhältnis mit Wasserstoff (Klell, Helmut Eichlseder und Trattner, 2018)

Drei-Wege-Katalysators oder im ultramageren Betrieb mit Lambda größer 2 betrieben wird. Der Einsatz einer Abgasrückführung kann zu einer weiteren Verringerung der Stickoxidrohemissionen führen (Safari, Jazayeri und Ebrahimi, 2009). Allerdings muss die Temperatur des rückgeführten Abgases gegebenenfalls gesenkt werden, um Verbrennungsanomalien, wie z.B. Vorentflammung oder klopfende Verbrennung zu vermeiden.

Die Deckung des hohen Frischluftbedarfs durch das Ladeluftsystem ist eine Schlüsselkomponente für einen Verbrennungsmotor (Fischer, Sterlepper, Pischinger, Seibel, Kramer und Lorenz, 2022; Srinivas, Vaithianathan Jaikumar, Saravanan, Ramakrishnan Venkateswara, Subash, Mathew u. a., 2015). Die Anpassung der Hardware und der Motorsteuerungsstrategie an die gegebenen Eigenschaften und Anforderungen von Wasserstoff ist entscheidend, um die Ziele des thermischen Wirkungsgrads, der Rohemissionen, des Drehmoments und der Leistung zu erreichen.

In Abb. 3 und Abb. 4 sind die laminare Flammengeschwindigkeit[3] sowie die Zündverzögerungszeit von Benzin mit einer Oktanzahl von 98 (ROZ)[4], Methan und Wasserstoff dargestellt. Diese kraftstoffbezogenen Motoreigenschaften wurden anhand eines detaillierten chemischen Mechanismus berechnet, der die genaueste Lösung zur Bewertung dieser Eigenschaften für Temperatur- und Druckbereiche darstellt, die für die Beschreibung des Verbrennungsprozesses im Kontext von Verbrennungsmotoren geeignet sind (Cupo, 2021). Während die Geschwindigkeit der laminaren Flamme von Benzin und Methan vergleichbare Tendenzen aufweist, ist die Geschwindigkeit von Wasserstoff bei Lambda 1 fast zehnmal höher und auch im ultramageren Bereich noch bemerkenswert hoch. Die gute Reproduktion der laminaren Flammengeschwindigkeit von Wasserstoff ist ein Schlüsselfaktor für die erfolgreiche Modellierung der Wasserstoffverbrennung in der reaktiven Strömungssimulation. Der hohe Entflammbarkeitsbereich, die sehr niedrige Zündenergie und die hohe laminare Flammengeschwindigkeit führen dazu, dass Wasserstoff schnelle und kurze Verbrennungsereignisse erzeugt, welche die Anforderungen eines nahezu idealen Verbrennungsprozesses – der *isochoren Verbrennung* – erfüllen. Es wird also die Annahme getroffen, dass die Verbrennung bei konstantem Volumen abläuft. Die Kolbenbewegung wird dabei vernachlässigt.

Wenn Wasserstoff einerseits einen schnellen Verbrennungsprozess hervorrufen kann, ist es andererseits wichtig, seinen Widerstand gegen Selbstzündung zu bewerten. Die Klopffestigkeit lässt sich unter anderem durch die Berechnung detaillierter chemischer Mechanismen und der Zündungsverzugszeit des Kraftstoffes modellieren, also der Zeit, die benötigt wird, um eine Selbstzündung des Gemischs bei bestimmten Werten von Druck, Temperatur, Lambda und Restgasgehalt zu erreichen. Aus Abb. 4 geht hervor, dass Methan und Wasserstoff aufgrund der höheren Brennverzugszeit im Vergleich zu Benzin eine wesentlich höhere Klopffestigkeit aufweisen (die ROZ von Methan beträgt 120 (Vacca, Chiodi, Bargende, André Casal Kulzer, Bucherer, Rothe u. a., 2022)). Diese Berechnungen gehen von einer perfekten Vermischung des Kraftstoffs mit Luft aus (perfekte Homogenisierung). Im Falle von Wasserstoff ist die Zündenergie so gering,

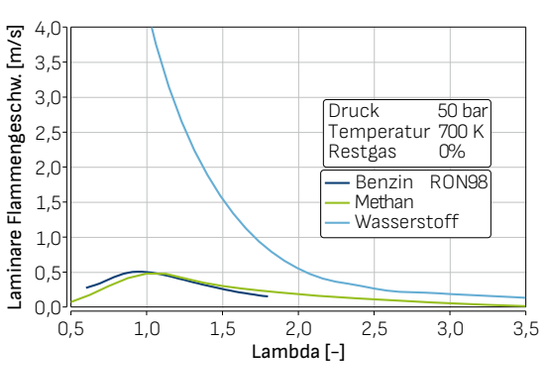


Abb. 3: Mittels detaillierter Chemie berechnete laminare Flammengeschwindigkeit über Lambda aufgetragen für Ottokraftstoff, Methan und Wasserstoff

3 Die Flammenfront bei der Verbrennung eines vorgemischten Gases breitet sich je nach Turbulenzniveau laminar oder turbulent aus, wobei sich beide Phänomene auch überlagern können. Aus dem Fortschreiten der Flammenfront leitet sich die Flammengeschwindigkeit ab, welche ebenfalls in laminar und turbulent unterteilt werden kann.

4 Research-Oktanzahl

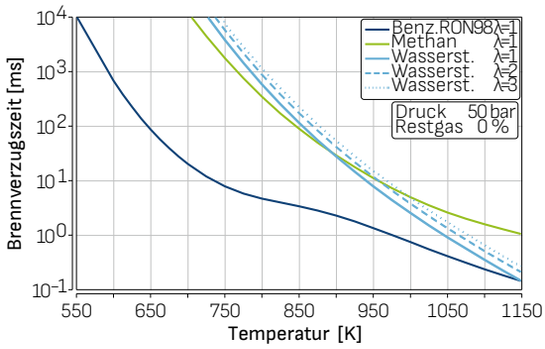


Abb. 4: Mittels detaillierter Chemie berechnete Brennverzugszeit über der Gastemperatur aufgetragen für Ottokraftstoff, Methan und Wasserstoff

dass das Wasserstoffgemisch zur Selbstentzündung neigt, sobald im Gemisch lokale Bedingungen für die Zündung vorhanden sind, was zu einer Rückzündung oder Vorzündung führt. Daher müssen die chemischen Eigenschaften der Brennstoffe wie die laminare Flammengeschwindigkeit und die Brennverzugszeit unter Einbezug des realen Strömungsfeldes eines Verbrennungsmotors berücksichtigt werden.

Motorsetup

Der in der vorliegenden Arbeit verwendete Einzylindermotor wurde von Fraunhofer für eine ultramagere Verbrennung mit Benzin und den Einsatz eines passiven Vorkammerzündsystems entwickelt. Die Zylinderkopfgeometrie folgt einem speziellen Konzept mit geringem Tumble[5], aber hoher Turbulenz, wenn sich der Kolben in der Nähe des oberen Totpunkts befindet. Die technischen Daten des Motors sind in Tab. 2 aufgeführt.

Der Aluminium-Zylinderkopf mit zwei obenliegenden Nockenwellen besitzt Auslassventile mit 28 mm Durchmesser, Einlassventile mit 30 mm Durchmesser bei flachen Ventilwinkeln. Die M10-Zündkerze ist in zentraler Position zum Brennraum angebracht, um die Spülung der Vorkammer zu unterstützen, falls sie verwendet wird (Villforth, Andre Casal Kulzer, Deeg, Vacca, Rossi, Cupo u. a., 2021; Schmid, Kraljevic, Gottwald, Sobek, Bargende, Chiodi u. a., 2021; Shinda und Karunamurthy, 2021). Der Brennraum ist mit einem Verdichtungsverhältnis von 12,2 ausgelegt und der zugehörige Kolben ist aus Stahl, mit einem integrierten Kühlkanal, gefertigt. Der Auslasskanal enthält einen Inconel Port-Liner, welcher das heiße Abgas vom Zylinderkopf abschirmt und so die Metalltemperatur in diesem Bereich reduziert. Der Aufbau des Motors auf dem Prüfstand ist in Abb. 1 dargestellt.

Die Wasserstoffeinspritzung erfolgt über acht Einspritzdüsen im Ansaugkrümmer, 145 mm von den Einlassventilen entfernt. Die Bohrung für eine Direkteinspritzung befindet sich unterhalb des Auslasskanals, ist aber bei dieser Applikation verschlossen, da der Motor nur mit Saugrohreinspritzung betrieben wird.

Als Zündkerze wurde eine Zündkerze des Herstellers Niterra (ehem. NGK) mit Oberflächenentladung, einem Elektrodenabstand von 1,3 mm und einem Wärmewert[6] von 10 verwendet. Der Schwerpunkt bei der Wahl der Zündkerze lag auf der Reduzierung möglicher Hotspots im Brennraum, weshalb eine Entladungszündkerze gewählt wurde. Bei der zweiten getesteten Zündkerze handelte es sich um eine passive Vorkammerzündkerze mit den in Tab. 3 angegebenen Konstruktionsmerkmalen.

Simulativer Entwicklungsansatz

Die Wasserstoffeinspritzung und ihre Auswirkungen auf die Thermodynamik des Motors wurden durch 3D-CFD[7]-Simulationen untersucht, wobei das gesamte Strömungsfeld des Einzylindermotors und insbesondere der Ansaug- und Abgasdruckbehälter analysiert wurden. Mit dem 3D-CFD-Tool *QuickSim* wurde der Verbrennungsprozess unter Berücksichtigung der Auswirkungen des gesamten Motorzyklus durch RANS-Simulationen (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) für mehrere Zyklen untersucht. Gleiches gilt für das Strömungsfeld in der Vorkammer.

Bei der 3D-CFD-Simulation des Motorzyklus wurden verschiedene konstante Wandtemperaturen für die wichtigsten Motorteile (entsprechend dem jeweiligen Lastpunkt) vorgegeben. Die Gasströmungsdynamik wurde für mehrere Betriebspunkte berechnet und anhand experimenteller Daten validiert, wobei sowohl die herkömmliche Zündkerze als auch die Vorkammerzündkerze berücksichtigt wurden. Anschließend wird das berechnete Motorströmungsfeld zur Durchführung von konjugierten Wärmeübergangssimulationen (CHT) bereitgestellt, um ein genaueres Wandtemperaturströmungsfeld zu berechnen. Das resultierende Wandtemperatur-Strömungsfeld wird dann wiederum als Input für die 3D-CFD-Gasdynamiksimulationen verwendet.

5 Tumble bezeichnet eine rotierende Ladungsbewegung, wobei die Drehachse normal zur Zylinderachse angeordnet ist.

6 Der Wärmewert ist ein charakteristisches Merkmal einer Zündkerze und gibt an, wie viel Wärme über die Zündkerze abgeführt wird. Dementsprechend stellt sich eine Betriebstemperatur der Zündkerze ein.

7 CFD, engl. »Computational Fluid Dynamics«, dt. Strömungsmechanik bzw. Strömungssimulation.

Tabelle 2: Wesentliche Merkmale der Fraunhofer-Einzylindermotors

Fraunhofer-Einzylindermotor	
Bohrung [mm]	82,5
Hub [mm]	80
Hubvolumen [cm3]	430
Verdichtungsverhältnis [-]	12,2
Einspritzsystem	H2 Saugrohreinblasung
Einblasdruck [bar]	2—8
Max. Zylinderdruck [bar]	180

Tabelle 3: Wesentliche Merkmale der Vorkammerzündkerze (**VK**)

Passive Vorkammerzündkerze	
Vorkammervolumen [mm³]	460
Verhältnis Vorkammer-/Totvolumen [%]	1,2
Anordnung der Schussbohrungen	Symmetrische Löcher mit 120° axialem Winkel
Ausrichtung der Schussbohrungen	Symmetrische Löcher mit 60° radialem Abstand
Lochanzahl [-]	6
Bohrungsdurchmesser [mm]	1

3D-CFD-Simulation des Kühlwassermantels

In den folgenden beiden Abschnitten wird die Kühlung des Einzylindermotors und die daraus resultierende Wärmeverteilung im Betrieb erläutert. Die Vernetzung der Geometrie sowie die CHT-Simulationen selbst wurden mit der Simulationssoftware *ANSYS Fluent* durchgeführt, während die Konvektions-Randbedingungen des Zylinderinnenvolumens wie oben beschrieben aus Simulationen mit QuickSim importiert wurden.

Zum einen wurde der Kühlwassermantel in Bezug auf Strömungsführung und Druckverlust optimiert. Das bedeutet, dass größere Querschnittssprünge sowie starke Richtungsänderungen vermieden wurden. Zum anderen wurde die Kühlmittelführung für die allgemeine Bauteilkühlung optimiert und darüber hinaus kritische Bereiche, die genannten Hotspots, gezielt gekühlt. Dadurch kann das Kühlmedium möglichst nahe am zu kühlenden Bereich gefördert sowie die Querschnittsfläche verengt werden, was in einer lokal höheren Strömungsgeschwindigkeit und damit zu einer besseren Wärmeabfuhr resultiert. Der Kühlmittelmantel ist in Abb. 5 dargestellt.

Das Kühlmittel strömt auf der Einlassseite in Höhe des halben Kolbenhubs auf die Laufbuchse. Etwa ein Drittel des Massenstroms fließt auf der Einlassseite nach oben zum Zylinderkopf und dann um die Sitzringe der Einlassventile. Der Rest umströmt die Kolbenlaufbuchse, wobei Wert darauf gelegt wurde, den oberen Teil, der deutlich höheren thermischen Belastungen ausgesetzt ist, stärker zu kühlen als den unteren Teil. Anschließend strömt das Kühlmedium auch auf der Auslassseite zum Zylinderkopf und um die Sitzringe der Auslassventile. Der Querschnitt der Überleitungskanäle kann durch den Einsatz von Ausgleichsscheiben variiert und so die Massenstromverteilung zuverlässig eingestellt werden. Zentral über dem Brennraumdach werden die Kühlwege wieder zusammen- und nach oben abgeführt, um die zentrale Zündkerze großflächig zu kühlen.

Der Druckabfall des gesamten Kühlwassermantels beträgt 68 mbar bei einem Volumenstrom von 21,4 l/min. Der Volumenstrom wird linear in Abhängigkeit von der Drehzahl geregelt. Der hier simulierte Volumenstrom entspricht dem ebenfalls im nächsten Abschnitt über CHT-Simulationen betrachteten Betriebspunkt 7 bei 2000 U/min und 23 bar indiziertem Mitteldruck. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Bereich des Brennraumdaches beträgt 1,4 m/s. Aufgrund der optimierten Stromlinie und der vergleichsweise engen Strömungsquerschnitte ist die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit annähernd linear zum Volumenstrom und damit zur Drehzahl.

3D-CHT-Simulation des Zylinderkopfs

Bei der CHT-Simulation wird die Wärmeübertragung zwischen der Gasphase, den Festkörper und dem Wassermantel gekoppelt betrachtet. Konkret werden die wandnahe Gastemperatur und der Wärmeübergangskoeffizient zeitlich über ein *Arbeitsspiel* (einen Kreisprozess-Umlauf, das heißt 720° Kurbelwinkel), gemittelt und mit der äußersten Wand-

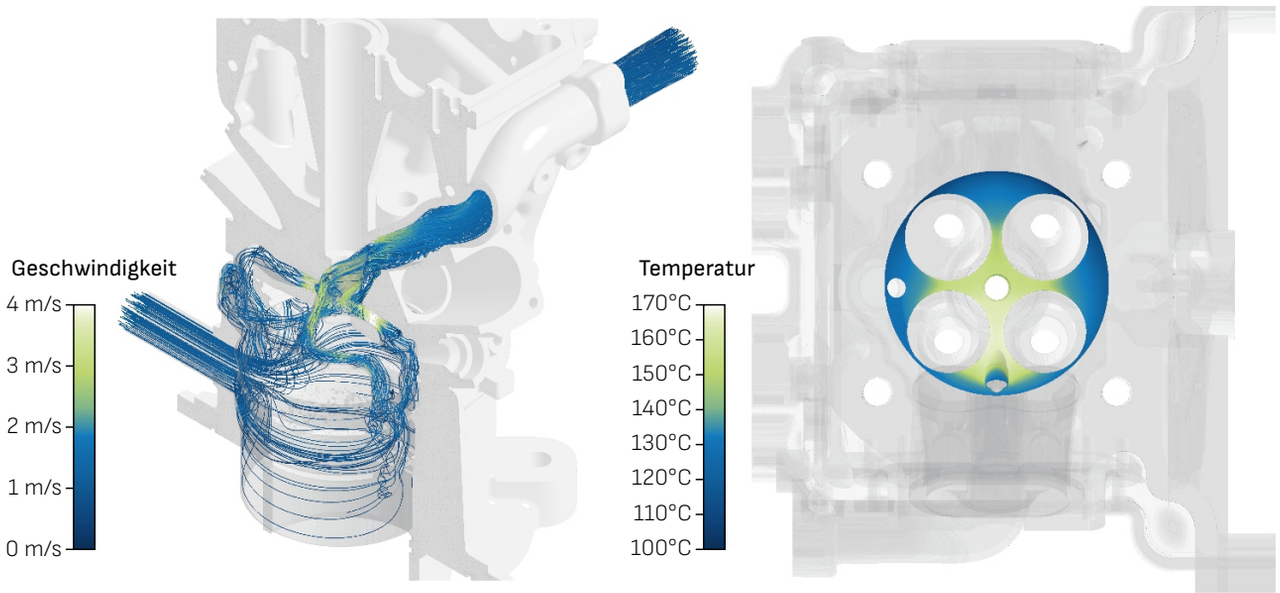


Abb. 5: Stromlinien des Kühlwassers (links) und Temperaturverteilung am Brennraumdach (rechts)

schicht in ein thermodynamisches Gleichgewicht gebracht. Gleichzeitig wird die Wärme im Inneren des Festkörpers verteilt und wird zum Teil in den Kühlwassermantel übertragen, an dessen Grenze sich ebenfalls ein thermodynamisches Gleichgewicht einstellt. Das Ergebnis ist eine stationäre Temperaturverteilung im Inneren des Zylinderkopfes sowie in den simulierten An- und Einbauteilen. Die hier vorgestellten Simulationen berücksichtigen die Sitzringe, Ventile und Ventilschaftführungen, das Zylindergehäuse einschließlich Stehbolzen, die Laufbuchse sowie die Zündkerze mit Elektrode und Isolator. Alle Komponenten sind mit ihren jeweiligen Materialeigenschaften definiert, wobei Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität von besonderer Bedeutung sind.

Die hier gezeigten Ergebnisse der CHT-Simulation beziehen sich auf einen aufgrund des hohen Drehmoments thermisch anspruchsvollen Betriebspunkt mit 2000 U/min und 23 bar indiziertem Mitteldruck. Die Konvektions-Randbedingungen der Gasphase wurden wie beschrieben in die 3D-CHT-Simulation importiert, woraufhin die resultierenden Wandtemperaturen wiederum in die 3D-CFD-Simulation eingegeben wurden. Dieser iterative Austausch wurde mehrmals durchgeführt, bis die Ergebnisse einen stationären Zustand erreichten. Die berechnete Temperaturverteilung an der Brennkammerdecke ist in Abb. 5 dargestellt.

Der Bereich mit den höchsten Wandtemperaturen im Brennraum befindet sich zwischen den Auslassventilen. Die maximale Temperatur beträgt hier 163,4 °C. Daneben ist das Ergebnis einer effektiven Kühlung der Zündkerze deutlich zu erkennen. Dies wirkt sich vor allem in dem hier betrachteten drehmomentstarken Betriebspunkt positiv auf den Verbrennungsprozess aus. Die vergleichsweise homogene Temperaturverteilung an der Brennraumdecke reduziert zum einen die Bauteilbelastung durch thermodynamische Einflüsse und unterstützt zum anderen den Verbrennungsprozess durch Vermeidung von Hotspots. Die Entwicklungsziele eines effizienten und zuverlässigen Wärmemanagements können somit nachgewiesen werden.

Prüfstandsergebnisse

Für einen validierten Vergleich zwischen der konventionellen und der passiven Vorkammerzündkerze wurden verschiedene Motorbetriebspunkte untersucht. Der Motor wurde mit beiden Zündsystemen für die in Tab. 4 aufgeführten Betriebspunkte getestet.

Je nach Betriebspunkt werden die Brennverzugszeiten (Zeitdifferenz zwischen Zündzeitpunkt und 5 % verbranntem Kraftstoffmassenanteil), die Verbrennungsdauer (Zeitdifferenz zwischen 10 und 90 % verbranntem Massenanteil), die Mitteldruck-Kovarianz, die NO_x-Emission sowie der indizierte Wirkungsgrad (η_i) für die Hakenkerze (**ZK**) und die passive Vorkammerzündkerze (**VK**) dargestellt und analysiert. Die Lambda-Bewertung basiert auf dem Sauerstoffgehalt [O_2] in [mol/mol] im trockenen Abgas und folgt der in Gl. (1) angegebenen Berechnung (Lambda calculation based on dry exhaust oxy-

Tabelle 4: Übersicht der untersuchten Betriebspunkte am Fraunhofer-Einzylindermotor

Betriebspunkt	Drehzahl [U/min]	Indizierter effekt. Mitteldruck [bar]	Lambda [–]	Abs. Ladedruck p2 [bar]
OP1	1500	3	1,25–3	0,57–0,83
OP2	3000	10	1,5–3	1,48–2,39
OP3	3500	10	1,5–3	1,49–2,42
OP4	4000	10	1,5–3	1,51–2,55
OP5	3000	15	1,5–3	2,15–3,48
OP6	3000	Volllast	2	3,86

gen content (Lejsek, Erik Schünemann, Grabner und Schaffer, 2021))

$$\lambda_{exh} = \frac{[O_2] - 1}{4{,}7733[O_2] - 1}[-] \qquad (1)$$

Um eine Konsistenz und Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden einige Randbedingungen für alle Betriebspunkte gleich gesetzt. Die Ansaugtemperatur T2 wurde auf 40 °C gehalten. Da der Einzylindermotor ohne Turbolader betrieben wurde, wurden der Ansaugdruck p2 und der Abgasdruck p3 ohne ein definiertes Druckgefälle aus einem Turboladerkennfeld identisch gesetzt. Um den Winkel des 50 %igen Gesamtverbrennungsanteils (MFB50)[8] bei 8° KW zu halten, wurde der Zündzeitpunkt entsprechend variiert. Das Ende der Einspritzung wurde in Abhängigkeit vom Lastpunkt variiert und für die Lambda-Variation über den gesamten Lastpunkt gleich gehalten.

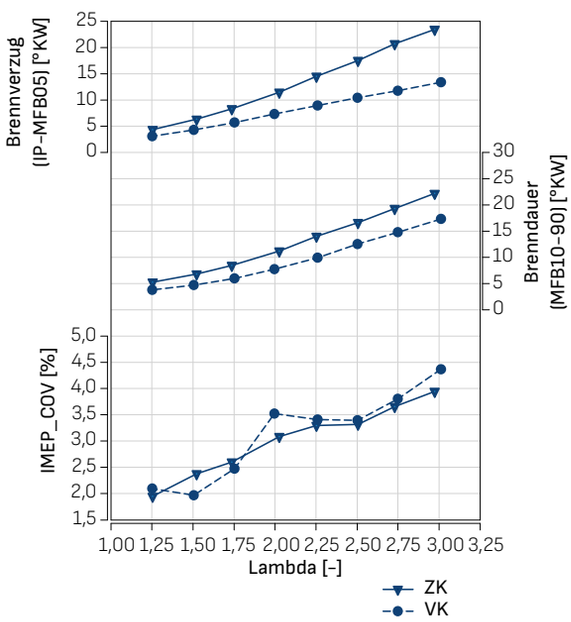


Abb. 6: Brennverzug, Brenndauer und Kovarianz bei 1500 U/min und 3 bar Mitteldruck

Betriebspunkt OP1: 1500 rpm, 3 bar pmi

Für diesen niedrigen Lastpunkt wurde der Motor bei 1500 U/min und 3 bar Mitteldruck in einem weiten Lambda-Bereich von 1,25 bis 3 betrieben. Die Hakenkerze (**ZK**) und die passive Vorkammerzündkerze (**VK**) zeigen die erwartete Tendenz zu einer Zunahme der Brenndauer bei größerem Lambda, wie in Abb. 6 dargestellt.

Aufgrund der höheren Turbulenz und des Impulses der Zündstrahlen bei der Vorkammerzündkerze sind die Brenndauer und der Brennverzug hierbei kürzer als bei der Hakenkerze, wobei der Effekt zu einem größeren Lambda hin zunimmt. Der Betrieb des Motors bei solch niedriger Last ist eine Herausforderung für die passive Vorkammerzündkerze in Bezug auf benzinbetriebene Motoren (Pischinger, Geiger, Neff, Thiemann, Böwing und Koßwar, 2002). Aufgrund der schwachen Spülung, die zu einer hohen Restgasmenge in der Vorkammer bei niedriger Last führt, wird der Zünd- und Verbrennungsprozess im Vorkammervolumen behindert. Darüber hinaus verursachen die Restgasspülung sowie die Gemischbildung bei niedrigen Lasten hohe zyklische Schwankungen. Abgesehen von diesen Effekten war die Kovarianz des Mitteldrucks für beide Zündsysteme ähnlich und blieb über den gesamten Lambda-Bereich unter 4,5 %. Dies ist auf die hohe laminare Flammengeschwindigkeit und die weiten Zündgrenzen von Wasserstoff in Bezug auf unterschiedliche Lambda zurückzuführen, die das magere Gemisch und den hohen Restgasanteil kompensieren.

Abgesehen von diesen Herausforderungen zeigt die Vorkammerzündkerze bei moderatem magerem Gemisch (Lambda zwischen 1,25 und 1,5) einen etwas geringeren Wirkungsgrad als die Hakenkerze, wie in Abb. 7 dargestellt.

Der Betrieb des Motors mit passiver Vorkammerzündkerze bei niedriger Last führt zu einem Anstieg des Wandwärmeverlustes, welcher die Vorteile der kürzeren Verbrennungsdauer und Verbrennungsverzögerung im Vergleich zur Zündkerze bei magerem Gemisch mit Lambda zwischen 1,25 und

8 MFB50 – »50 % of Mass Fraction Burned«

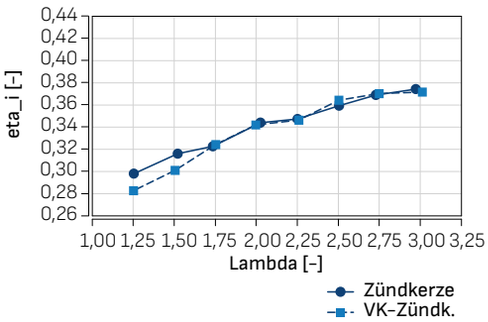


Abb. 7: Indizierter Wirkungsgrad bei 1500 U/min und 3 bar Mitteldruck

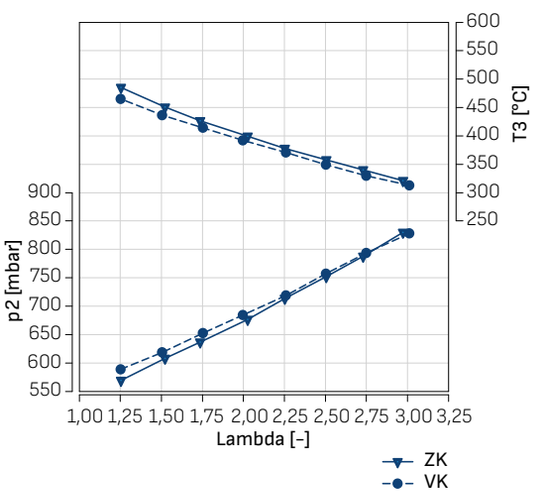


Abb. 8: Abgastemperatur und absoluter Ladedruck bei 1500 U/min und 3 bar Mitteldruck

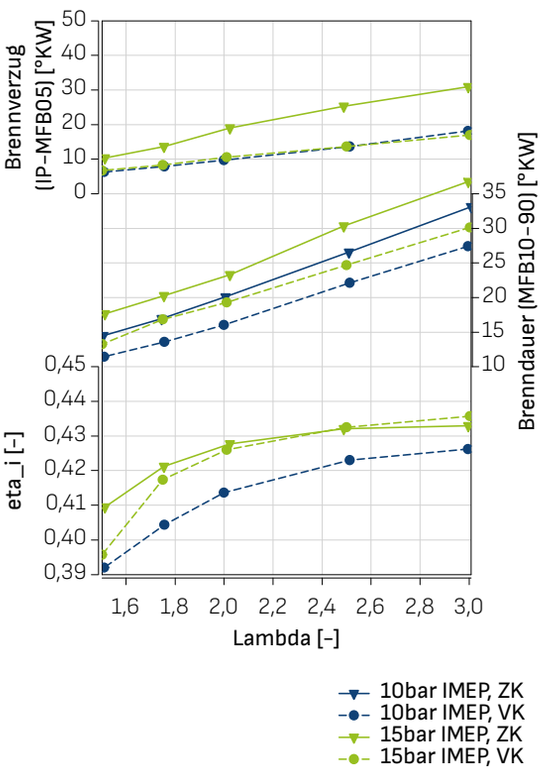


Abb. 9: Brennverzug, Brenndauer und indizierter Wirkungsgrad bei 3000 U/min und 10 beziehungsweise 15 bar indiziertem Mitteldruck

1,5 überkompensiert. Die kürzere Brenndauer, die durch die Vorkammer induziert wird, führt auch zu einer Verringerung der Abgastemperatur, da die Verbrennung früher einsetzt (siehe Abb. 8). Bei mageren Gemischen als Lambda 1,7 ist der angegebene Wirkungsgrad bei beiden Zündsystemen ähnlich und steigt mit den verringerten Drosselverlusten bis auf etwa 37 %.

Selbst bei niedrigen Lasten und sehr magerem Gemisch kann die Vorkammerzündkerze den Verbrennungsprozess zuverlässig einleiten und eine stabile Verbrennung mit relativ geringer Streuung bewirken (siehe wiederum Abb. 6), was bei benzinbetriebenen Motoren nicht der Fall ist. Hier können niedrige Lasten oft nicht allein durch den Einsatz einer Vorkammerzündkerze erreicht werden, sodass zusätzlich zur Vorkammerzündkerze eine seitliche herkömmliche Zündkerze im Brennraum verwendet wird (Pischinger, Geiger, Neff, Thiemann, Böwing und Koßwar, 2002). Die hohe laminare Flammengeschwindigkeit und die weiten Entflammbarkeitsgrenzen von Wasserstoff im Vergleich zu Benzin werden somit ausgenutzt, wie in Abb. 3 dargestellt. Daher ist die höhere Menge an Restgas und magerem Gemisch in der Vorkammer nicht so kritisch wie beim Betrieb von Ottomotoren mit flüssigen Kraftstoffen.

Betriebspunkte OP2—5: 3000—4000 U/min, 10 bar und 15 bar pmi

Für die mittleren Lastpunkte wurde der Motor bei 3000, 3500 und 4000 U/min mit einem indizierten Mitteldruck von 10 und 15 bar betrieben. Da die Unterschiede zwischen den untersuchten Drehzahlniveaus marginal waren und ähnliche Phänomene zeigten, wird nur der Betriebspunkt 3000 U/min dargestellt. Wie bereits für den niedrigen Lastpunkt festgestellt, führt auch bei den mittleren Lastpunkten die Verwendung der passiven Vorkammerzündkerze zu einem kürzeren Brennverzug und einer kürzeren Verbrennungsdauer, wie in Abb. 9 für OP2 bis OP5 dargestellt.

Insgesamt sind die gezeigten Tendenzen der Thermodynamik des Motors sowohl für die niedrigen als auch für die mittleren Lastpunkte ähnlich. Bei Verwendung der konventionelle Zündkerze ist der Wirkungsgrad bei niedrigen Lambdas höher und bei höheren Lambdas niedriger, mit einem im Vergleich zur Vorkammerzündkerze ähnlichem Niveau für Lamb-

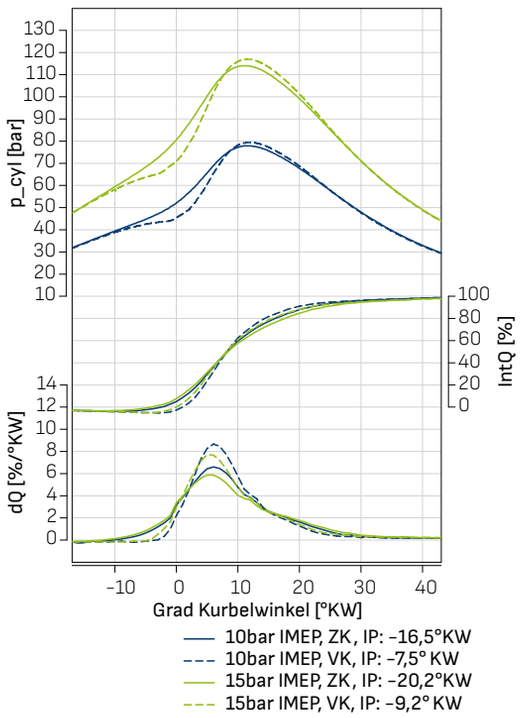


Abb. 10: Zylinderdruck, kumulierte Wärmefreisetzung und Kurbelwellenwinkel-aufgelöste Wärmefreisetzung bei 3000 U/min, Lambda 2 und 10 beziehungsweise 15 bar indiziertem Mitteldruck

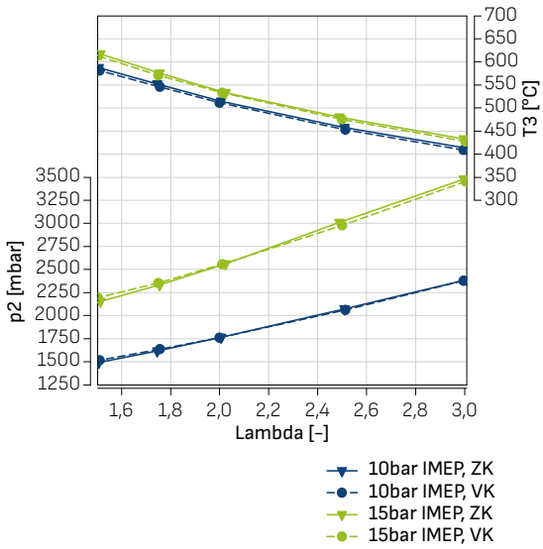


Abb. 11: Abgastemperatur und absoluter Ladedruck bei 3000 U/min und 10 beziehungsweise 15 bar indiziertem Mitteldruck

da zwischen 2 und 2,5. Dieser Effekt beruht auf den Verbrennungseigenschaften des Betriebs einer passiven Vorkammerzündkerze. Abb. 10 zeigt den Zylinderdruck und die Wärmefreisetzung in Abhängigkeit des Kurbelwinkels bei Lambda 2 und verdeutlicht den Unterschied im Verbrennungsprozess zwischen Hakenkerze und passiver Vorkammerzündkerze. Die hohe Turbulenz im Hauptbrennraum, die durch die Durchtrittöffnungen der Vorkammer verursacht werden, führen zu einer kürzeren Verbrennungsdauer mit höherem Wärmefreisetzungsgradienten (Vacca, Rossi, Cupo, Chiodi, André Casal Kulzer, Bargende u. a., 2022). Der Zündzeitpunkt von konventioneller Zündkerze und Vorkammerzündkerze für 10 und 15 bar Mitteldruck ist in der Legende von Abb. 10 angegeben, wobei der Motor mit einer Verbrennungsschwerpunktlage von 8° KW betrieben wird. Der Spitzendruck im Zylinder, der Zylinderdruckgradient und die Wärmefreisetzungsrate sind bei der Vorkammerzündkerze höher, was auf die kurze Verbrennungsdauer und den daraus resultierenden früheren Druck- und Temperaturabfall in der Expansionsphase zurückzuführen ist. Dies korreliert mit den etwas niedrigeren Abgastemperaturen in Abb. 11.

Je magerer der Verbrennungsprozess, desto größer ist der Vorteil der Vorkammer-Zündung im Vergleich zur konventionellen Zündung mit Hakenkerze und desto höher ist tendenziell der indizierte Wirkungsgrad (siehe Abb. 9). Mit magerem Gemisch nimmt die laminare Flammengeschwindigkeit ab, sodass die Erhöhung der Turbulenz an der Elektrode in der Vorkammer einen hohen Stellenwert einnimmt. Andererseits ist die Flammengeschwindigkeit des Wasserstoffs bei einem stöchiometrischen oder mageren Gemisch bis zu Lambda 2 so hoch, dass die Turbulenzunterschiede an der Elektrode zwischen Hakenkerze und Vorkammerzündkerze weniger wirksam sind und der Einfluss des Vorkammervolumens, das keine Arbeit am Kolben verrichtet, den Wirkungsgrad des Motors mit Vorkammer senkt.

Für alle mittleren Lastpunkte lag die Kovarianz des Mitteldrucks unter 1,4 % und zeigte keine signifikanten Unterschiede zwischen beiden Zündsystemen. Die gemessenen NO_x-Emissionen in Abhängigkeit von Lambda für 10 und 15 bar indizierten Mitteldruck sind in Abb. 12 dargestellt.

Die NO_x-Messung zeigt ähnliche Emissionsmerkmale für beide Zündsysteme. Obwohl die Verbrennung mit der passiven Vorkammerzündkerze höhere Druckgradienten aufwies, wurden hier im Vergleich zur Hakenkerze bei Lambdawerten zwischen 1,5 und 3 ähnliche NO_x-Emissionen gemessen. Die gemessenen Gesamtemissionen entsprechen den in der Literatur angegebenen erwarteten NO_x-Emissionsdiagrammen (vgl. Abb. 2).

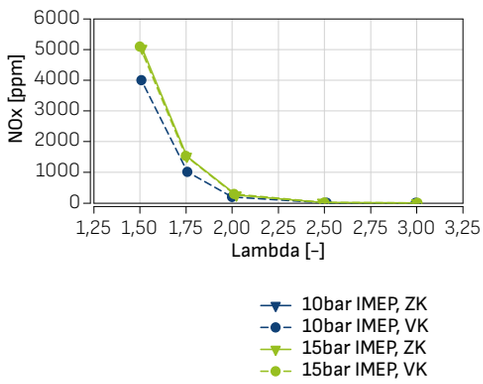


Abb. 12: Stickoxidemissionen bei 3000 U/min und 10 beziehungsweise 15 bar indiziertem Mitteldruck

Betriebspunkt OP6: 3000 U/min, Volllast

Für den Hochlastpunkt wurde der Einzylindermotor bei 3000 U/min und Lambda 2 betrieben. Der Zylinderdruck sowie die Wärmefreisetzung sind in Abb. 13 dargestellt, wobei der Zündzeitpunkt in der Legende für Hakenkerze und Vorkammerzündkerze angegeben ist.

Da der Motor mechanisch auf einen Zylinderspitzendruck von 180 bar begrenzt ist, wurde die mechanische Belastungsgrenze in diesem Betriebspunkt aufgrund der zyklischen Druckschwankungen (dp_cyl_max in part III) erreicht, die zu Spitzendruckwerten über 190 bar führten. Mit dieser Begrenzung wurde ein indizierter Mitteldruck von 23 bar sowohl für die passive Vorkammerzündkerze als auch für die Hakenkerze erreicht. Der Betrieb des Motors mit einem höheren Lambda führte zu einem höheren Zylinderspitzendruck, der den Mitteldruck noch früher begrenzte, während fettere Gemische das Risiko einer möglichen Fehlzündung erhöhten. Daher wurde für diesen Betriebspunkt Lambda 2 gewählt. Der Motor wurde mit beiden Zündsystemen jeweils im gleichen Lastpunkt betrieben, wobei der Zündzeitpunkt aufgrund des Impulses der Vorkammer völlig unterschiedlich war. Obwohl der Lastpunkt jeweils sehr unterschiedliche Verbrennungseigenschaften aufwies, blieb der angegebene Wirkungsgrad des Motors aufgrund der schnellen Verbrennung von Wasserstoff in beiden Fällen gleich.

Selbst bei den hohen Zylinderdrücken von 180 bar traten beim Betrieb des Motors mit dem Verbrennungsschwerpunkt bei 8° KW[9] keine Verbrennungsanomalien wie Vorentflammung, Rückzündung oder Klopfen auf. Dies zeigt, dass der Motor an diesem Punkt nicht an seine thermodynamische Grenze stößt, was auf die effiziente Kühlung des Zylinderkopfes und somit die Vermeidung heißer Stellen im Brennraum (Hotspots) hindeutet. Darüber hinaus zeigten die NO_x-Emissionen für die Vorkammer (406 ppm) eine Verringerung von rund 20 % im Vergleich zu den NO_x-Emissionen bei der konventionellen Zündkerze (515 ppm) für diesen Lastpunkt.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein wasserstoffbetriebener Verbrennungsmotor mit Saugrohreinblasung mit einer herkömmlichen Zündkerze und einem passiven Vorkammerzündsystem getestet und validiert. Mit beiden Systemen wurden wurden verschiedene Motorbetriebspunkte bei niedriger, mittlerer und hoher Last untersucht. Es zeigt sich, dass der Betrieb des Motors mit einer passiven Vorkammerzündkerze kürzere Zündverzögerung und Verbrennungsdauer begünstigt, was zu höheren Zylinderdruckgradienten im Vergleich zur konventionellen Zündkerze führt. Die höheren Turbulenzen an der Elektrode in der Vorkammer sowie die Turbulenzen im Hauptbrennraum durch die von der Vorkammer induzierten Fackelstrahlen wirken sich günstig auf den Verbrennungsprozess aus. Einerseits erhöhen sich die Vorteile der Vorkammerzündung, wenn der Motor unter ultramageren Bedingungen betrieben wird (Lambda größer 2,5), wodurch die höheren Wandwärmeverluste überkompensiert werden, was zu einem höheren angegebenen Wirkungsgrad im Vergleich zu der herkömmlichen Zündkerze führt. Wird der Motor hingegen nicht unter ultramageren Bedingungen betrieben (Lambda unter 2,5), können die Vorteile des passiven Vorkammerzündkerze die höheren Verluste nicht kompensieren, was zu einem niedrigeren indizierten Wirkungsgrad im Vergleich zur Brennverfahrensführung mit konventioneller Zündkerze führt. Dieser Effekt zeigt sich in den Testergebnissen für verschiedene Motorbetriebspunkte bei 1500, 3000, 3500 und 4000 U/min und 3, 10, 15 und 23 bar indiziertem Mitteldruck. Innerhalb dieser Betriebspunkte war die Kovarianz des indizierten Mitteldrucks ähnlich und blieb bei beiden Zündsystemen unter 4,5 %.

Die Stickoxidemissionen waren beim Betrieb des Motors mit der passiven Vorkammerzündkerze im Vergleich zur konventionellen Zündkerze im Hochlastbetriebspunkt geringer. Insgesamt entsprachen die gezeigten Emissionskennwerte denen, die bereits in verschiedenen Forschungs- und Literaturarbeiten angegeben wurden.

9 °KW bezeichnet »Grad Kurbelwinkel« als Maß der Drehung der Kurbelwelle. Eine Umdrehung entspricht 360°, ein Zyklus beim Viertakter = 720°.

	IMEP bar	p_max bar	dp_cyl_max bar/°KW	Brennverzug °KW	Brenndauer °KW	eta_i –
—— ZK	23,02	173,7	13,38	19,65	27,03	0,433
--- VK	23,00	174,7	15,41	10,85	23,21	0,436

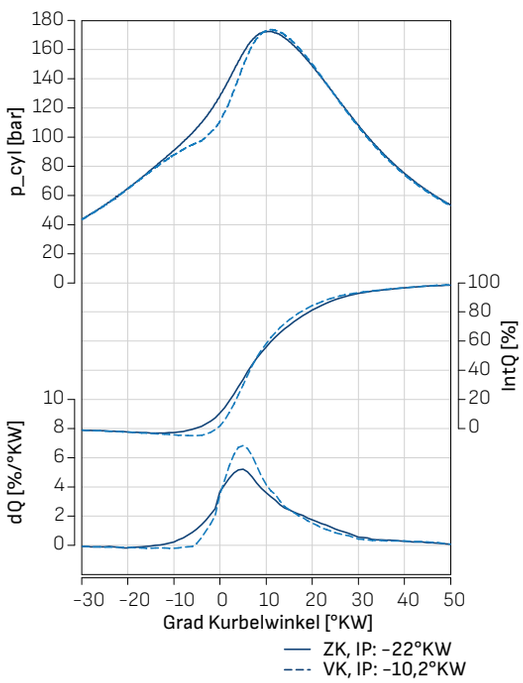


Abb. 13: Zylinderdruck, kumulierte Wärmefreisetzung und Kurbelwellenwinkel-aufgelöste Wärmefreisetzung bei 3000 U/min, Lambda 2 und Volllast

Beim Betrieb des Motors mit 3000 U/min und Lambda 2 mit einer geregelten Verbrennungsschwerpunktlage auf 8° KW wurden mit beiden Zündsystemen 23 bar Mitteldruck erreicht. Der maximale Spitzenwirkungsgrad lag in beiden Fällen über 43 %. Die maximale Last wurde durch den maximalen Zylinderdruck von 180 bar aufgrund der mechanischen Belastungsgrenze der Hardware begrenzt. Im gesamten untersuchten Betriebsbereich des Motors wurden keine Verbrennungsanomalien beobachtet, was zeigt, dass die thermodynamische Grenze des Motors nicht erreicht wurde. Dies deutet auf ein effizientes Design des Zylinderkopfkühlsystems hin, insbesondere im Hinblick auf die Kühlung potenzieller Hotspot-Bereiche, um anormale Verbrennungsvorgänge erfolgreich zu vermeiden.

Zu beachten ist, dass die verwendete passive Vorkammerzündkerze für Benzin konzipiert und nicht für Wasserstoff angepasst wurde. Um das volle Potenzial eines passiven Vorkammersystems auszuschöpfen, ist eine Optimierung hinsichtlich des Volumens, der inneren Geometrie und des Lochdesigns erforderlich und entscheidend für einen detaillierteren Konzeptvergleich.

Ausblick

Das Potenzial des Betriebs eines wasserstoffbetriebenen Motors mit einer passiven Vorkammerzündkerze wurde mit Saugrohreinspritzung und einem für Benzin abgeleiteten Vorkammerdesign gezeigt. Für zukünftige Untersuchungen sind die folgenden Hardwaremodifikationen und Randbedingungen geplant, um ein tieferes Verständnis der Herausforderungen und Vorteile des Betriebs eines Wasserstoffmotors zu ermöglichen:

- Wasserstoff Direkteinspritzung
- Wassereinspritzung
- Vorkammeroptimierung hinsichtlich Volumen, Geometrie und Lochdesign
- Alternative Zündkerzen
- Variation von Kolbendesign und Verdichtungsverhältnis
- Turboladerkennfeld für anwendungsnahe Lade- und Gegendrücke

Neben der beschriebenen Hardwarekonfiguration und den Randbedingungen ist ein tieferes Verständnis des laufenden Verbrennungsprozesses erforderlich. Die Verknüpfung der virtuellen Simulation mit den Prüfstandsergebnissen zur Anpassung bestehender Modelle und Berechnungen ist ein zukünftiger Schwerpunkt. Der Einsatz einer Hochgeschwindigkeitskamera zur Visualisierung der Wasserstoffverbrennung wird dazu beitragen, den Verbrennungsprozess selbst zu untersuchen und wertvolle Informationen für weitere Verbesserungen zu sammeln. Schließlich muss das Phänomen der reduzierten Stickoxid-Emissionsbildung bei Verwendung der Vorkammerzündung im Vergleich zur konventionellen Zündkerze im Hochlastbetriebspunkt genauer untersucht werden. ■

Literaturverweise

Bucherer, Sebastian, Paul Rothe, Florian Sobek, Theo Gottwald, Ivica Kraljevic, Antonino Vacca u. a. (2023). *Experimental and Numerical Investigation of Spark Plug and Passive Pre-Chamber Ignition on a Single-Cylinder Engine with Hydrogen Port Fuel Injection for Lean Operations*. Techn. Ber. SAE Technical Paper.

Berckmüller, M, H Rottengruber, A Eder, N Brehm, G Elsässer, G Müller-Alander u. a. (2003). *Potentials*

of a charged SI-hydrogen engine. Techn. Ber. SAE Technical Paper.

Bucherer, Sebastian, Paul Rothe, Florian Sobek, Theo Gottwald, Ivica Kraljevic, Antonino Vacca u. a. (2023). *Experimental and Numerical Investigation of Spark Plug and Passive Pre-Chamber Ignition on a Single-Cylinder Engine with Hydrogen Port Fuel Injection for Lean Operations*. Techn. Ber. SAE Technical Paper.

Cupo, Francesco (2021). *Modeling of real fuels and knock occurrence for an effective 3D-CFD virtual engine development*. Springer.

Fischer, Marcus, Stefan Sterlepper, Stefan Pischinger, Jörg Seibel, Ulrich Kramer und Thomas Lorenz (2022). »Operation principles for hydrogen spark ignited direct injection engines for passenger car applications«. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 47.8, S. 5638—5649.

Fouquet, Marcel (2012). »Niedrigstemissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor«. Diss. Technische Universität München.

Günter, P und Merker Merker (2011). *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Vieweg+ Teubner Verlag.

Klell, Manfred, Helmut Eichlseder und Alexander Trattner (2018). *Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik*. Springer.

Kufferath, A, E Schünemann, Michael Krüger, M Krüger, S Jianye, H Eichlseder u. a. (2021). »H2 ICE Powertrains for future on-road mobility«. In: *Proceedings of the 42nd International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria*, S. 29—30.

Lejsek, David, Erik Schünemann, Peter Grabner und Klaus Maria Schaffer (2021). »Thermodynamic analysis of hydrogen engines with port fuel-and direct injection«. In: *18th Symposium Sustainable Mobility, Transport and Power Generation*. Verlag der Technischen Universität Graz, S. 382—393.

Pact, Glasgow Climate (2021). »UNFCCC Decision—/CP. 26«. In: *URL: https://unfccc. int/documents/310475*.

Pischinger, Stefan, José Geiger, Willi Neff, Jörg Thiemann, Robert Böwing und Hans-Jürgen Koßwar (2002). »Einfluss von Zündung und Zylinderinnenströmungauf die ottomotorische Verbrennung bei hoher Ladungsverdünnung«. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 63.5, S. 388—399.

Safari, H, SA Jazayeri und R Ebrahimi (2009). »Potentials of NOX emission reduction methods in SI hydrogen engines: Simulation study«. In: *International journal of hydrogen energy* 34.2, S. 1015—1025.

Schmid, Hans, Ivica Kraljevic, Theo Gottwald, Florian Sobek, Michael Bargende, Marco Chiodi u. a. (2021). *LPG and Prechamber as Enabler for Highly Performant and Efficient Combustion Processes Under Stoichiometric Conditions*. Techn. Ber. SAE Technical Paper.

Shinda, Balu Jalindar und K Karunamurthy (2021). »Effect of Spark Plug Location on Combustion, Performance and Emission of High-Speed Digital Three Spark Ignition (DTSI) Engine Fueled with Gasoline and Hydrogen«. In: *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility* 4.2021-26-0227, S. 836—846.

Spicher, Ulrich u. a. (2017). *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff ed R van Basshuysen*.

Srinivas, Jilakara, V Vaithianathan Jaikumar, Natarajan Saravanan, R Ramakrishnan Venkateswara, GP Subash, Abraham Mathew u. a. (2015). *An experimental study of turbocharged hydrogen fuelled internal combustion engine*.

Stępień, Zbigniew (2021). »A comprehensive overview of hydrogen-fueled internal combustion engines: Achievements and future challenges«. In: *Energies* 14.20, S. 6504.

Vacca, Antonino, Marco Chiodi, Michael Bargende, André Casal Kulzer, Sebastian Bucherer, Paul Rothe u. a. (2022). »Virtual Development of a New 3-Cylinder Natural Gas Engine with Active Pre-chamber«. In: *22. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil-und Motorentechnik*. Springer, S. 429—459.

Vacca, Antonino, Edoardo Rossi, Francesco Cupo, Marco Chiodi, André Casal Kulzer, Michael Bargende u. a. (2022). *Virtual Development of a Single-Cylinder Engine for High Efficiency by the Adoption of eFuels, Methanol, Pre-Chamber and Millerization*. Techn. Ber. SAE Technical Paper.

Van Basshuysen, Richard u. a. (2015). »Natural gas and renewable methane for powertrains«. In: *Futur. Strateg. Clim. Mobil., 1st edn. Springer, Berlin*, S. 973—978.

Verhelst, Sebastian und Thomas Wallner (2009). »Hydrogen-fueled internal combustion engines«. In: *Progress in energy and combustion science* 35.6, S. 490—527.

Villforth, Jonas, Andre Casal Kulzer, Hans-Peter Deeg, Antonino Vacca, Edoardo Rossi, Francesco Cupo u. a. (2021). *Methods to investigate the importance of eFuel properties for enhanced emission and mixture formation*. Techn. Ber. SAE Technical Paper.

White, CM, RR Steeper und AE Lutz (2006). »The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review«. In: *International journal of hydrogen energy* 31.10, S. 1292—1305.