

1 Einleitung

Anthropogene Treibhausgase beschleunigen den natürlichen Treibhauseffekt maßgeblich. Ein großer Anteil der ausgestoßenen Treibhausgase ist dabei auf die Verbrennung fossiler Energieträger zur Energieerzeugung, den Gütertransport und die Individualmobilität zurückzuführen. Der Verkehrssektor trug 2018 in der Europäischen Union (EU27) mit einem nicht unerheblichen Anteil von etwa 21,3 % zu den jährlich ausgestoßenen CO_2 -Emissionen bei, wovon alleine 94,9 % aus dem Straßenverkehr resultieren. Zudem zeigen Verkehrsprognosen, dass sowohl eine Zunahme der privaten als auch kommerziellen Verkehrsleistung bis 2030 zu erwarten ist. [1][2]

Im Lichte des globalen Bestrebens, den Ausstoß von Treibhausgasen zu reduzieren [3][4][5], einigten sich die europäischen Mitgliedsstaaten zu einer Regulierung des CO_2 -Ausstoßes von neu zugelassenen Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen. Im Jahre 2015 mussten Automobilhersteller einen gemittelten CO_2 -Ausstoß ihrer Fahrzeugflotte in Höhe von 130 g/km erreichen. Seit 2021 gilt ein neuer Grenzwert für die gesamte Fahrzeugflotte in Höhe von 95 g/km . Außerdem haben sich das Europäische Parlament und der Europäische Rat bereits Ende 2018 darüber geeinigt, den CO_2 -Ausstoß neu zugelassener Personenkraftwagen bis 2030 um weitere 37,5 % zu reduzieren. Gemäß des Vorschlags der Europäischen Kommission soll der CO_2 -Flottendurchschnitt von schweren Lastkraftwagen bezogen auf den Stand von 2019 schrittweise bis 2040 sogar um 90 % abgesenkt werden [6][7]. [8][9][10][11]

Um diesen strengen CO_2 -Vorgaben im Verkehrssektor gerecht zu werden, muss die Mobilität der Zukunft möglichst ohne fossile Energieträger gestaltet werden. Es ist deshalb von entscheidender Bedeutung, mit der Forschung und Entwicklung konventioneller Antriebskonzepte als Brückentechnologie voranzuschreiten, bis dieses übergeordnete Ziel einer klimaneutralen Mobilität erreicht wird.

1.1 Motivation

Der Dieselmotor hat stark an Ansehen verloren. In Expertenkreisen ist man sich jedoch einig, dass der Dieselmotor zur Einhaltung der CO_2 -Flottenziele unerlässlich ist [12][13]. Verdeutlicht wird dies durch den Rückgang von neu zugelassenen Personenkraftwagen mit Dieselantrieb und der gleichzeitigen Zunahme an neu zugelassenen Fahrzeugen mit Ottomotoren im Jahre 2015. Zum ersten Mal stagniert dadurch die sukzessive Reduktion der CO_2 -Werte und unterliegt 2016 sogar einem geringen Wachstum von 0,4 % auf $127,9\text{ g/km}$ [14][15]. Diese negative Auswirkung auf den CO_2 -Ausstoß neu zugelassener Personenkraftwagen in der Bundesrepublik Deutschland steht damit in direktem Zusammenhang mit dem rückläufigen Marktanteil von neu zugelassenen Dieselfahrzeugen [14].

Der Dieselmotor spielt somit als Antriebsquelle zur Einhaltung der CO_2 -Flottenziele eine entscheidende Rolle.

Der Kundenwunsch nach immer effizienteren und gleichzeitig emissionsärmeren Aggregaten sowie auch die Einführung der Real Driving Emissions (RDE) stellen die Motorenentwickler vor große Herausforderungen. Die realen Fahrbedingungen im Straßenverkehr unter genau definierten Außenbedingungen im RDE-Zyklus [16] erschweren die Applikation moderner Dieselmotoren. Besonders beim Kaltstart und Kaltlauf muss die Motorapplikation eine robuste Emissionierung des Aggregats gewährleisten. Nach einem Kaltstart entscheiden die ersten Sekunden bis die Abgasnachbehandlungskomponenten ihre optimale Betriebstemperatur erreichen darüber, ob ein Prüfzyklus bestanden wird. Aus diesem Grund sind Dieselmotoren seit langem mit applikativen Maßnahmen zur aktiven Anhebung der Abgastemperatur ausgestattet.

Neben den verschärften Rahmenbedingungen zur Homologation von Neufahrzeugen stellt der anhaltende Optimierungsprozess verbrennungsmotorischer Antriebe für deren Abgastemperatur ebenso ein Problem dar. Um einen möglichst hohen Motorwirkungsgrad zu erreichen, wird angestrebt, die im Kraftstoff gebundene Energie effizient in Kolbenarbeit zum Vortrieb umzusetzen. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass die Abgastemperatur mit steigendem verbrennungsmotorischem Wirkungsgrad sinkt und zur Aufrechterhaltung der Betriebstemperatur nachgeschalteter Abgasnachbehandlungssysteme nicht ausreicht. Bei Dieselmotoren fällt dieser Zusammenhang aufgrund der überstöchiometrischen Verbrennung und den damit einhergehenden geringeren Abgastemperaturen deutlich gravierender aus. Aufgrund des gegenläufigen Zusammenhangs von zur Verfügung stehender Abgasenergie und dem Motorwirkungsgrad besteht bei Heizmaßnahmen immer dieser Zielkonflikt. Aus diesem Grund ist es zwingend erforderlich, aus den zur Verfügung stehenden einzelnen Heizmaßnahmen eine effiziente Heizstrategie in der Motorapplikation vorzusehen. Dies ermöglicht es, unter Berücksichtigung des Abgasnachbehandlungssystems, stets eine an den gegenwärtigen Betriebszustand des Motors angemessene Heizmaßnahme zu aktivieren.

In diesem Kontext rückt der Einsatz eines variablen Ventiltriebs bei Dieselmotoren immer mehr in den Vordergrund. Es ist nachgewiesen, dass viele bekannte konventionelle aber auch variable Ventiltriebssysteme in ihrem grundlegendem Konstruktionsprinzip etwa 90 Jahre alt sind und mithilfe neuer Entwicklungsmethoden für den Einsatz in aktuelle Motorenkonzepte angepasst und bewertet werden. Variable Ventiltriebe gewähren einen direkten Eingriff in das Airmanagement und ermöglichen eine schnelle und bedarfsgerechte Regulierung des Restgasgehaltes. Das nach einem Kaltstart und während der Aufheizphase direkt dem Abgastrakt entnommene Restgas steigert die Prozesstemperatur im Brennraum sowie auch die Abgastemperatur. Zudem helfen die angehobenen Prozesstemperaturen, die temperaturempfindlichen HC - und CO -Emissionen zu senken. [17][18][19]

Das Ziel ist es, durch den Einsatz eines variablen Ventiltriebs die Wirksamkeit der Abgasnachbehandlungssysteme schneller zu erreichen. Wobei nach Erreichen der light-off Temperatur des Dieseloxydationskatalysators auch die Exothermie oxidierten Kraftstoffes zur Aufheizung der stromabwärts angebrachten Abgasreinigungssysteme genutzt werden

kann. Den genannten Vorteilen stehen jedoch die Kosten und der konstruktive Aufwand zur Unterbringung eines variablen Ventiltriebs in ein bereits bestehendes Motorkonzept gegenüber. Daher ist die Auslegung favorisierter Nockenwellenkonturen zur bedarfsgerechten Restgasregelung in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses unabdingbar. Wobei stets ein guter Kompromiss zwischen Heizpotenzial, dem Motorwirkungsgrad und der Kosten-Nutzen-Analyse eingegangen werden muss.

1.2 Ziel der Arbeit und Abgrenzung

Ziel der hier angebotenen Arbeit ist es, das Potenzial zur aktiven Anhebung der Abgastemperatur mittels variabler Ventilsteuerung zu untersuchen, um eine schnellere Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung zu erzielen. Der Fokus liegt dabei auf der Auslegung und experimentellen Untersuchung wirksamer Nockenwellenkonfigurationen mit einem Zusatzhub im Auslass für den Heizbetrieb.

Zur Bewältigung dieser anspruchsvollen Aufgabe wird zunächst eine Methodik zur Potenzialabschätzung und Auslegung geeigneter Erhebungskurven zur Abgastemperaturanhebung erarbeitet. Den Kern dieser Methodik bildet die Kombination aus 1-D Ladungswechselsimulation und statistischer Versuchsplanung (DOE). Diese Vorgehensweise ermöglicht es, die Auswirkungen verschiedener Ladungswechselkonfigurationen auf den Motorbetrieb zu modellieren und daraus geeignete Nockenwellenkonfigurationen für den Versuch auszuwählen.

Für eine umfassende experimentelle Untersuchung der Konfigurationen kommen neben konventionellen Analysemethoden auch Sondermesstechniken zum Einsatz. Dies erlaubt es, neben klassischen thermodynamischen Analysen des Motorprozesses auch eine umfassende emissionstechnische Bewertung der Motorrohmissionen durchzuführen. Auf Basis der wohlbekannten Tatsache, dass mit steigendem Restgas im Brennraum gleichzeitig auch der Rußausstoß ansteigt, findet im Rahmen dieser Arbeit eine umfangreiche Charakterisierung der Rußemissionen statt. In Anlehnung an vorangegangene Forschungsarbeiten wird untersucht, inwieweit sich allgemeingültige Verhaltensweisen zur Rußreaktivität auf den besonderen Heizbetrieb mit einem Zusatzhub im Auslass übertragen lassen. Weiterhin soll der Einsatz der Zwei-Farben Pyrometrie weitere Informationen über das Rußbildungs- und -oxidationsverhalten sowie der Brennraumtemperatur im Heizbetrieb liefern.

Mithilfe der modellbasierten und experimentellen Untersuchung wird ein Beitrag für ein umfassendes Verständnis von Heizmaßnahmen verschiedener Ladungswechselkonfigurationen geliefert. Die Bestimmung der Rußreaktivität von Ladungswechselkonfigurationen mit einem Zusatzhub im Auslass gibt außerdem eine erste Auskunft darüber, wie stark sich diese vom Serien-Heizbetrieb unterscheidet und gegebenenfalls bei der Auslegung berücksichtigt werden muss.

1.3 Aufbau der Arbeit

Zum besseren Verständnis wichtiger Zusammenhänge widmet sich Kapitel zwei der terminologischen Klärung relevanter Grundlagen. Im weiteren Verlauf werden in Kapitel drei alle notwendigen Informationen bezüglich des Versuchsträgers, der Experimente sowie der eingesetzten Messtechnik und Analysemethoden dargelegt. Den Kern der vorliegenden Arbeit bilden Kapitel vier und fünf. Im Fokus des vierten Kapitels steht die Ausarbeitung der Methodik zur Entwicklung von Ventilhubfunktionen für den Kaltstart im Teillastbetrieb. Neben der Einleitung der Methodik und deren Validierung umfasst das Kapitel auch die Auslegung geeigneter Ventilhubfunktionen für den Versuch. Gegenstand des fünften Kapitels bilden die klassischen Experimente zur Verifikation des vorhergesagten Potenzials der Heizmaßnahmen sowie eine emissionstechnische Gegenüberstellung der einzelnen Konfigurationen. Ein Fazit der zentralen Ergebnisse dieser Arbeit sowie Anknüpfungspunkte für weitere Forschung in diesem Bereich werden in Kapitel sechs gegeben.

2 Ausgewählte theoretische Grundlagen des Dieselmotors

Der Dieselmotor ist die Verbrennungskraftmaschine mit dem höchsten effektiven Wirkungsgrad, weshalb er heute noch Gegenstand neuester Entwicklungen ist. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Reduzierung von Emissionen zur Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte und der gleichzeitigen Optimierung des Wirkungsgrades.

Abbildung 2.1 zeigt unterschiedliche Einflussgrößen auf die Verbrennung und Schadstoffbildung sowie deren Interaktion untereinander. Teile dieser Einflussgrößen beschränken sich auf die Einbringung und Gemischaufbereitung des Kraftstoffes, andere wiederum auf die Ladungsbewegung im Brennraum. Beide Zweige münden in die eigentliche Gemischbildung, welche prinzipbedingt der Zündung und Wärmefreisetzung vorgelagert ist. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass die Gemischbildung zu einem Teil aus der Kraftstoffeinspritzung und zu einem anderen Teil aus der Brennrauminnenströmung bestimmt wird [20].

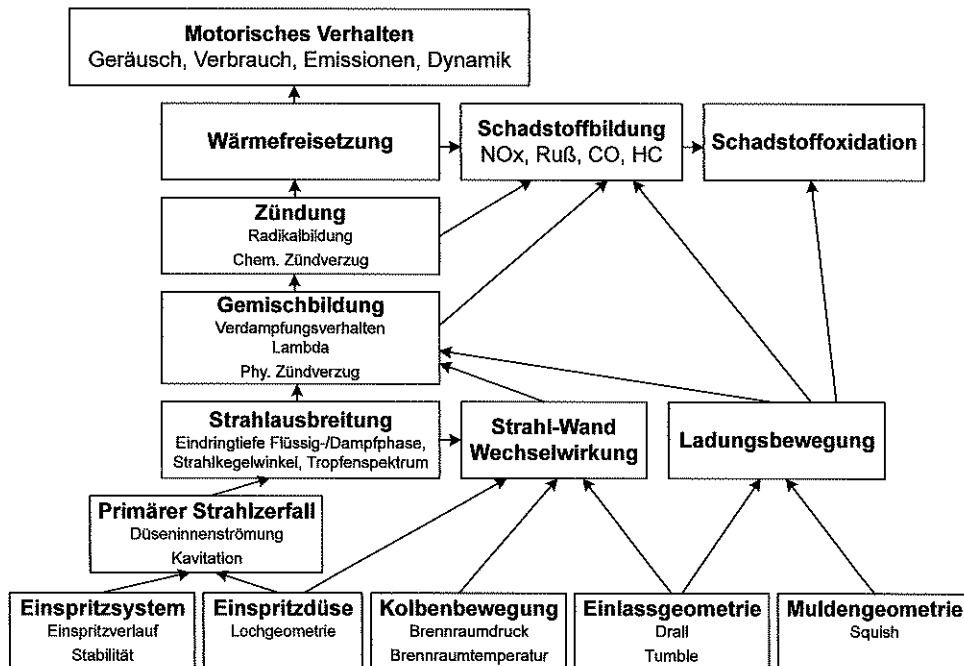


Abbildung 2.1: Wirkkette und Einflussgrößen des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses nach [21]

In Abhängigkeit der Motordrehzahl stehen diesen Prozessen für eine möglichst effiziente Energieumsetzung nur wenige Millisekunden zur Verfügung. Die Zündung und Verbrennung wird dabei durch die vorgelagerten Gemischbildungsprozesse gesteuert. Aus diesem Grund müssen die Gemischbildung beeinflussenden, thermodynamischen und konstruktiven Parameter genauestens aufeinander abgestimmt sein. Nachfolgend werden alle wesentlichen Einflussgrößen und Prozesse der motorischen Energieumsetzung eingehend erläutert.

2.1 Grundlagen zur motorischen Energieumsetzung

Kennzeichnend für den dieselmotorischen Verbrennungsprozess sind die Direkteinspritzung, die heterogene Gemischbildung, die Selbstzündung und die Diffusionsverbrennung, welche auch zu großen Teilen im Brennraum simultan ablaufen, siehe Abbildung 2.2. Es gilt als erwiesen, dass eine zweckmäßig initiierte Brennrauminnenströmung, auch Drallströmung genannt, die Gemischbildung und die Verbrennung sowie auch die Emissionen positiv beeinflussen. Bei Pkw-Dieselmotoren wird deshalb häufig ein Einlasskanal als Drallkanal ausgeführt, welcher die Frischladung in eine Rotationsbewegung um die Zylinderhochachse versetzt. Die Drallströmung ist dabei von der Ladungsmasse, der Ausgestaltung des Drallkanals, des Ventilsitzrings und des Brennraums sowie vom Ladungswechselorgan abhängig. Ein Eingriff in das Airmanagement hat somit einen direkten Einfluss auf die Ladungsbewegung und damit auch auf die Gemischbildung, die Energieumsetzung und das Emissionsverhalten des Aggregats.

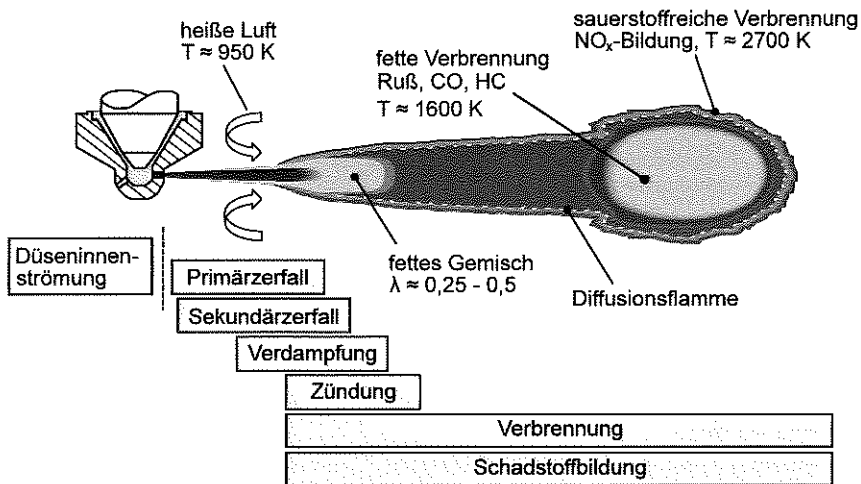


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der dieselmotorischen Gemischaufbereitung, Zündung und Verbrennung nach [22] und [23]

2.1.1 Strahlzerfallsmechanismen und Kraftstoffverdampfung

Die Gemischbildung erfolgt in allen konventionellen Dieselanwendungen im Brennraum, wobei der Kraftstoff dabei über eine Dieseleinspritzdüse direkt in den Brennraum eingebracht wird. Die geometrische Gestaltung der Einspritzdüse hat einen wesentlichen Einfluss auf die Düseninnenströmung, die Kavitationsneigung im Düsenloch und auf das Strömungsfeld des Einspritzstrahls. Aus diesem Grund wird die Spritzlochgeometrie sowie deren hydraulischer Durchfluss exakt auf das aerodynamische Strömungsverhalten im Brennraum abgestimmt. Den Beginn der Gemischbildung markiert der Zeitpunkt, wenn erste Kraftstofftropfen die Einspritzdüse verlassen und der Brennraumatmosphäre ausgesetzt sind. Die Gemischbildung kann in zwei untergeordnete Prozesse, den Strahlzerfall und die Kraftstoffverdampfung, unterteilt werden. Der Strahlzerfall selbst setzt sich dabei aus einem primären und sekundären Teil zusammen. [11][23]

Der primäre Strahlzerfall tritt zwischen Düsenlochaustritt und der Bildung erster Kraftstofftropfen auf. Der Kraftstoffstrahl zerfällt dabei unmittelbar am Düsenaustritt in einzelne Tropfen, deren mittlerer Durchmesser wesentlich kleiner ist als der des Düsenstrichloches. Dabei zerfällt der aus der Düse austretende Kraftstoffstrahl zunächst in Ligamente und anschließend, aufgrund von verschiedenen Zerfallsmechanismen, in Tropfen. Der Strahlzerfall wird zu diesem Zeitpunkt hauptsächlich durch das sich ausbildende Geschwindigkeitsprofil im Inneren der Düse, durch auftretende Kavitationseffekte und von Turbulenzen am Düsenlochaustritt beeinflusst. Durch das Absenken des Kraftstoffdruckes unter dessen Dampfdruck entstehen im Düsenloch Kavitationsblasen. Diese Kavitationsblasen bleiben teilweise bis zum Düsenlochaustritt erhalten, kollabieren dort und fördern die Zerstäubung. [11][23]

Der sekundäre Strahlzerfall knüpft direkt an die vorher beschriebene Wirkkette an und umfasst alle Vorgänge, bis die Flüssigkeitstropfen durch aerodynamische Kräfte und Tropfeninteraktionen in eine stabile Tropfengröße zerfallen und verdampfen. Charakteristisch sind dabei die weiterhin auf die Kraftstofftropfen einwirkenden aerodynamischen Kräfte aufgrund von Turbulenzen im Brennraum, die Tropfeninteraktion als auch die Tropfen-/Brennraumwandinteraktion. [11][23]

Das Resultat eines mit dem Motorbetrieb abgestimmten Einspritzvorganges besteht darin, feinste Kraftstofftropfen mit einem günstigen Oberflächen-/Volumenverhältnis zu erzeugen, die entsprechend schnell verdampfen. Die Verdampfung und der Stofftransport des Kraftstoffes im Brennraum beeinflussen die Selbstzündung und die daran anknüpfende Verbrennung maßgeblich. Die Temperaturdifferenz zwischen eingespritztem Kraftstoff und der Brennraumatmosphäre entzieht der spraynahen Verbrennungsluft zunächst Wärme und verzögert den Beginn der Verdampfung. Zudem werden durch das Eindringen des Kraftstoffstrahls in den Brennraum Turbulenzen initiiert. Diese rufen zwischen Kraftstoffspray und der Verbrennungsluft Wechselwirkungen hervor, wodurch sich Kraftstofftropfen mit der angrenzenden Verbrennungsluft vermischen, durch konvektiven Wärmeaustausch erhitzen und verdampfen. [11][23]

2.1.2 Zündverzug und Selbstzündung

Der Zündverzug fasst alle chemischen und physikalischen Prozesse zwischen Eindringen erster Kraftstofftropfen in den Brennraum und erster wahrnehmbarer Wärmefreisetzung zeitlich zusammen. Die beschriebenen Vorgänge von Einspritzung bis hin zur Verdampfung werden im physikalischen Teil zusammengefasst. Während der Ablauf erster chemischer Reaktionen bis hin zur Bildung eines zündfähigen Gemisches, welches die Selbstzündung initiiert, dem chemischen Teil des Zündverzugs zuzuordnen ist. Das Ende der Zündverzugszeit markiert der Zeitpunkt erster registrierter Wärmefreisetzung. [11][23]

Die notwendige Zeitspanne, bis die Selbstzündungsbedingungen des Kraftstoff-Luftgemisches erfüllt sind, hängt neben den thermodynamischen Zustandsgrößen der Brennraum-atmosphäre (Druck, Temperatur) ebenso von der Gemischaufbereitung und der Kraftstoffeigenschaft (CZ-Zahl, Siedekurve) ab. Maßgebend sind jedoch komplexe Zerfallsmechanismen und Oxidationsvorgänge langkettiger Kohlenwasserstoffe, die erst bei ausreichender Wärmeenergie zur Bildung von ersten zündfähigen Radikalen führen. Erst wenn optimale Selbstzündungsbedingungen vorliegen, wird eine initiale Zündung eingeleitet. Diese Initialzündung löst eine Kettenreaktion aus, so dass unmittelbar über den Brennraum verteilt weitere exotherme Reaktionen zur Selbstzündung führen und durch den Umsatz des restlichen Gemisches die eigentliche Verbrennung einleiten. [11][23]

2.1.3 Phasen der dieselmotorischen Verbrennung

Wie in Abbildung 2.3 dargestellt ist der dieselmotorische Verbrennungsprozess in drei Phasen unterteilt. Die erste Phase beginnt mit der Einspritzung und setzt sich aus der Zündverzugszeit und der vorgemischten Verbrennung zusammen. Der Kraftstoff wird im Wesentlichen kurz vor dem oberen Totpunkt eingebracht, um möglichst frühe und für den Wirkungsgrad förderliche Verbrennungsschwerpunktlagen zu erzielen. Sobald erste Kraftstofftropfen die Einspritzdüse verlassen, beginnt die Zündverzugszeit und der Kraftstoff vermischt sich und verdampft in der komprimierten Ansaugluft. Die Brennraumtemperatur steigt durch die fortsetzende Kompression weiter an und begünstigt die Kraftstoffverdampfung, wobei den spraynahen Bereichen aufgrund der Verdampfungsenthalpie zunächst Wärme entzogen wird. In Summe bildet sich um den Einspritzstrahlkern ein mit Kraftstoff angereicherter Gemischmantel aus. An diesem Gemischmantel führen erste chemische Reaktionen durch Aufbrechen langkettiger Kohlenwasserstoffe zur Bildung erster zündfähiger Radikale. Vorerst wird lediglich das zündfähige Gemisch umgesetzt, welches sich während der Zündverzugszeit bildete. Als Folge dieser Vorlagerung zündfähigen Gemisches läuft der Prozess schlagartig ab. Diese schlagartige Energieumsetzung wird als vorgemischte Verbrennung bezeichnet und markiert gleichzeitig das Ende der ersten Phase der dieselmotorischen Verbrennung. [11][23]

Phase zwei der dieselmotorischen Verbrennung wird als diffusions- oder mischungskontrollierte Verbrennung bezeichnet. Im Anschluss an die vorgemischte Verbrennung ist der zündfähige Gemischmantel nahezu vollständig umgesetzt. Der überschüssige Kraftstoff und die Produkte unvollständiger Verbrennung diffundieren aus dem Spraykern in den

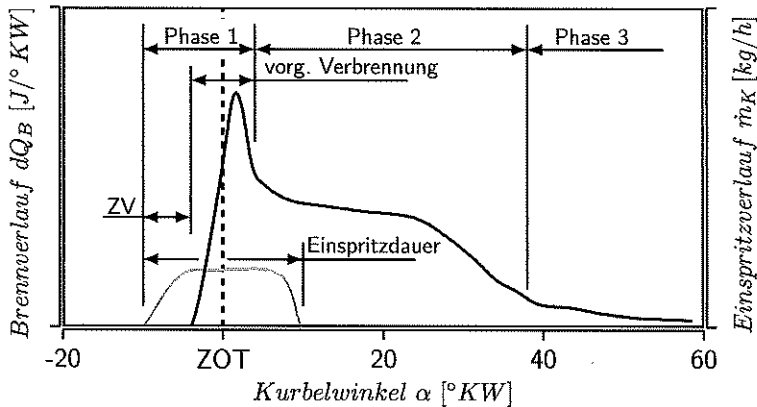


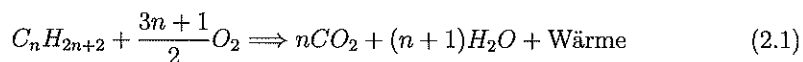
Abbildung 2.3: Einspritz- und Brennverlauf über Kurbelwinkel: Phasen der dieselmotorischen Verbrennung nach [23]

äußeren Gemischmantel, vermischen sich mit Luft und verbrennen in einer dünnen Reaktionszone. Diese durch Diffusionsvorgänge geprägte Verbrennung ist charakteristisch für die zweite und dritte Phase der dieselmotorischen Verbrennung. [11][23]

Phase drei, bekannt als die kinetisch kontrollierte Verbrennung, markiert das Ende der Verbrennung. Der Spraykern nimmt an der Diffusionsverbrennung teil und wird aufgrund des eingestellten Einspritzvorgangs nicht weiter mit Kraftstoff versorgt. Durch den zu diesem Zeitpunkt geringen energetischen Kraftstoffumsatz und der fortschreitenden Expansion sinkt die Brennraumtemperatur weiter ab, bis alle Oxidationsvorgänge zum Erliegen kommen. Die nun im Brennraum verbliebenen nicht oder nur teilweise verbrannten Bestandteile tragen als Produkte aus dem Verbrennungsprozess zu den Rohemissionen des Aggregats bei. [11][23]

2.1.4 Schadstoffe und ihre Entstehung

Der Dieselmotorkraftstoff ist in seiner flüssigen Form ein Gemisch unterschiedlicher Kohlenwasserstoffverbindungen (C_nH_{2n+2}). Unter Betrachtung der Reaktionsgleichung für eine ideale und vollständige Verbrennung von Kohlenwasserstoff mit Sauerstoff entstehen neben Wärme, zur Gewinnung mechanischer Arbeit für den Vortrieb, lediglich Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasser (H_2O), siehe Gleichung 2.1. [11][24]



Das Wasser ist ungiftig, Kohlenstoffdioxid trägt jedoch zum Treibhauseffekt bei. Unter realen Bedingungen entstehen bei der motorischen Verbrennung auch weitere Schadstoffe, wie Kohlenstoffmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC , PAK) und Stickoxide (NO_x). Neben den genannten gasförmigen Schadstoffen werden infolge der heterogenen dieselmotorischen Verbrennung auch feste Rußpartikel gebildet. Bevor an dieser