

2 Stand der Technik

abgasturboaufgeladener Ottomotoren

2.1 Ottomotorische Prozessführung

2.1.1 Thermodynamische Grundlagen ottomotorischer Verbrennung

Der Ottomotor ist üblicherweise als Hubkolbenmotor ausgeführt (Ausnahme Wankelmotor) der in vier Takten (Ansaugen, Verdichten, Arbeiten, Ausschleiben) arbeitet und dabei im Arbeitstakt die chemisch gebundene Energie des Kraftstoffs durch eine fremd initiierte Verbrennung (Fremdzündung) in Wärme umwandelt. Als Wärmekraftmaschinen setzt der Verbrennungsmotor in der Expansion die Wärme in mechanische Energie für den Fahrzeugantrieb um. Eine zentrale Auslegungsgröße für den Ottomotor ist das Verdichtungsverhältnis ε , das über das Zylinderhubvolumen V_h und das Kompressionsvolumen V_c nach Gleichung 2.1 definiert ist.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

Der Gleichraumprozess stellt eine idealisierte Modellvorstellung für die ottomotorische Prozessführung dar. Es ist der thermodynamisch günstigste Prozess, der in einer arbeitsraumbildenden Maschine technisch verwirklicht werden kann. Mit dem Verdichtungsverhältnis ε ergibt sich der ideale thermische Wirkungsgrad η_{th} nach Gleichung 2.2. Diese Grundgleichung der Ottomotorenentwicklung zeigt, dass der Wirkungsgrad unabhängig ist von den Ausgangsbedingungen des Prozesses (Druck und Temperatur) sowie von der zugeführten Wärmemenge. Der thermische Wirkungsgrad hängt lediglich vom Verdichtungsverhältnis und von den kalorischen Eigenschaften des Arbeitsmediums, die durch den Isentropenexponenten κ dargestellt werden, ab [Bar10].

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.2)$$

Die Gleichung lässt erkennen, dass unter der Randbedingung eines konstanten Isentropenexponenten (für Abgas etwa $\kappa = 1,33$ [Mer14]) hohe Verdichtungsverhältnisse zu einem besseren thermischen Wirkungsgrad führen. Real sind dem Schranken gesetzt. Aufgrund des degressiven Anstiegs des thermischen Wirkungsgrads über dem Verdichtungsverhältnis steht ab einem bestimmten Verdichtungsverhältnis der Aufwand (mechanische Auslegung) in keiner Relation zum Wirkungsgradgewinn. Insbesondere bei

aufgeladenen Ottomotoren fördert ein hohes Verdichtungsverhältnis zusammen mit hohen Aufladegraden die Klopfneigung, so dass spätere Schwerpunktlagen den real erreichbaren Wirkungsgrad schmälern.

Der reale Ottoprozess ist mit thermodynamischen Verlusten behaftet, die auf mehrere Ursachen zurückzuführen sind, wie das reale Gasverhalten, bei dem die Wärmekapazität von Druck und Temperatur abhängig ist ($c_p = f(T, p)$; $\kappa \neq \text{konstant}$), die endliche Verbrennungszeit, die Wandwärmeverluste und die für den Ladungswechsel aufzubringende Arbeit, um hier die wichtigsten zu nennen. Detaillierte Einblicke in Aufbau, Funktion und Thermodynamik des Verbrennungsmotors gewährt die Fachliteratur [Pis09], [Hey88], [Mer14], [Bas15].

2.1.2 Prinzip der Benzin-Direkteinspritzung

Im Vergleich zu einer Saugrohreinspritzung (SRE) bietet die direkte Einspritzung des flüssigen Kraftstoffs in den Brennraum thermodynamische Vorteile sowie mehr Gestaltungsfreiheiten hinsichtlich des Brennverfahrens, der Abgasnachbehandlung sowie den Betriebsarten in Kombination mit einem ATL (spülender Ladungswechsel). Eine umfangreiche Lektüre zur Benzin-Direkteinspritzung bietet [Bas13], [Gol05], [Rei15], [Spi12]. Hier sollen nur einige prinzipielle Punkte vorgestellt werden.

Eine vorrangige Idee der Direkteinspritzung ist, die Vorteile einer Qualitätsregelung wie beim drosselfreien Dieselprozess auch beim quantitätsgeregelten Ottoprozess zu nutzen. Eine Entdrosselung in der Teillast und damit eine Senkung der Ladungswechselarbeit ist jedoch nur dann möglich, wenn eine entsprechende Gemischaufbereitung auch eine sichere Verbrennung gewährleistet. Die Direkteinspritzung ermöglicht dies, da mit ihr verschiedene Betriebsarten, darunter sind der geschichtete und der homogene Betrieb, umsetzbar sind. Im geschichteten Betrieb kann der Motor entdrosselt werden, da mit Hilfe der Direkteinspritzung der Einspritzzeitpunkt so gewählt werden kann, dass ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze sichergestellt ist. Somit können die infolge der Entdrosselung überstöchiometrischen Luftverhältnisse, welche die Zündgrenze im homogenen Betrieb ($\lambda_{Zyl} > 1,5$ [Bas13]) deutlich überschreiten (bis zu $\lambda_{Zyl} = 10$ [Rei15]), oder Gemische mit hohem Restgasanteil auch sicher entflammt werden. Beim homogenen Betrieb wird der Einspritzzeitpunkt früher in den Saughub verlegt, so dass durch die Turbulenz und die vorhandene Zeit bis zur Entflammung eine Homogenisierung des Gemisches stattfinden kann.

Die engen Zündgrenzen des Ottoprozesses erschweren zwar die Umsetzung der Direkteinspritzung im Vergleich zum Dieselmotor, aber aufgrund des hohen Potentials zur Senkung des Kraftstoffverbrauches, gerade in Verbindung mit der Abgasturboaufladung [Gol05] etabliert sich die Direkteinspritzung zunehmend beim Ottomotor. Infolge der inneren Gemischbildung im Brennraum entzieht die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffs der Ladung Wärme, so dass die Ladungsmasse erhöht und die Temperatur der Zylinderladung gesenkt wird. Unter der Bedingung einer gleichbleibenden Klopfgrenze kann aufgrund des niedrigeren Temperaturniveaus (Senkung der Klopfempfindlichkeit) das Verdichtungsverhältnis ϵ um 1 bis 1,5 Einheiten angehoben werden, was im gesamten Motorkennfeld zu einer Wirkungsgradsteigerung (vgl. Gleichung 2.2) führt [Gol05]. Bei abgasturboaufgeladenen DE-Motoren reduziert die Wirkungsgradsteigerung den Luft-

massenbedarf bei gleichbleibender Leistung, so dass sowohl der Verdichter als auch die Turbine zu Gunsten einer besseren Dynamik kleiner ausgeführt werden können.

Die Direkteinspritzung befähigt zur zeitlichen und quantitativen Variabilität in der Einspritzung. In Abhängigkeit des verwendeten Systems sind auch Mehrfacheinspritzungen möglich, die prinzipiell auf alle Takte nach Bedarf angewendet werden können. So kann die Einspritzmenge auf den Ansaug- und Verdichtungstakt aufgeteilt werden, wobei letztere auf die Senkung der Prozesstemperatur und damit der Klopfneigung abzielt. Eine Einspritzung in den Expansions- und Ausschietakt kann zur zielgerichteten Beeinflussung der Abgastemperatur und damit des Abgasturboladers und des Abgasnachbehandlungssystems angewendet werden. Zur Senkung der Light-Off-Phase des Katalysators kann eine späte Nacheinspritzung die Abgastemperatur erhöhen und damit bei aufgeladenen Motoren die Wärmesenke des ATL kompensieren. Im Sinne der Steigerung der Turbinenleistung kann mit einer späten Nacheinspritzung gezielt das Enthalpieangebot für die Turbine erhöht werden. Wobei bei diesen Anwendungen die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs und das Emissionsverhalten kritisch zu bewerten sind.

Von elementarer Bedeutung ist die Direkteinspritzung in Kombination mit der Abgasturboaufladung bei der Kompensation der Schwäche beim Drehmomentaufbau im niedrigen Drehzahlenbereich. Saugrohrein-spritzende, aufgeladene Ottomotoren weisen hier große Defizite im Lastaufbau aufgrund eines unzureichenden Enthalpieangebots auf, wodurch die Dynamik des Fahrzeugs und damit die Kundenakzeptanz beeinträchtigt werden. Der Freiheitsgrad der zeitlichen Variabilität der Einspritzung befähigt zusammen mit variablen Ventilsteuerzeiten zum spülen den Ladungswechsel, der den Restgasgehalt senkt, den Liefergrad erhöht (vgl. Kapitel 2.2.4) und damit zu einer deutlichen Verbesserung des stationären und dynamischen Drehmomentverhaltens beiträgt. Ein zentraler Aspekt hierbei ist, dass die Einspritzung erst stattfindet, wenn die Auslassventile geschlossen sind, so dass ein direktes Durchspülen von Kohlenwasserstoffen, im Gegensatz zur SRE, unterbunden wird [Gol05]

Die Direkteinspritzung beim Ottomotor durchdringt zunehmend den Markt, da die Leistungs- und Drehmomentvorteile sowie das Potential zur Reduktion von Verbrauch und Schadstoffemissionen die Grundsteine für diesen Weg gelegt haben. Somit sind nach heutigem Stand der Technik volumenspezifische Leistungskennwerte von bis zu 200 Nm/l und 100 kW/l mit einem ansprechendem Beschleunigungsverhalten realisierbar. Der aufgeladene, direkteinspritzende Ottomotor kann beim spezifischen Drehmoment mit den Dieselausführungen gleichziehen und übertrifft diese hinsichtlich der spezifischen Leistung [Bas13], [FKP05].

2.2 Abgasturboaufladung

2.2.1 Grundlagen der Abgasturboaufladung

Den Zusammenhang zur Steigerung der effektiven Motorleistung P_e zeigt die Leistungsformel für Motoren mit innerer Gemischbildung in Gleichung 2.3 (mit $k = 0,5$ beim Viertakt- und $k = 1$ beim Zweitaktmotor), aus der sich der Grundgedanke zur Vorverdichtung der Ladungsluft erschließt. Eine Leistungssteigerung mittels Anhebung der Drehzahl n_{Mot} oder des Hubraums V_H wirkt sich ungünstig auf den Kraftstoffverbrauch

(höhere Reibleistung, größere Wandwärmeverluste) aus und ist limitiert, z.B. durch eine maximale Kolbengeschwindigkeit. Wenn von einer physikalischen Begrenzung im effektiven Wirkungsgrad η_e , einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis $\lambda_{Zyl} = 1$ und einem gegebenen Verhältnis aus dem unteren Heizwert H_u und dem stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} ausgegangen wird, so verbleiben der Liefergrad λ_l und die Luftdichte ρ_L als Größen zur Erhöhung der Leistung.

$$P_e = k \cdot n_{Mot} \cdot V_H \cdot \eta_e \cdot \lambda_l \cdot \frac{\rho_L \cdot H_u}{\lambda_{Zyl} \cdot L_{st}} \quad (2.3)$$

Auch dem Liefergrad (Verhältnis aus der tatsächlich im Zylinder gefangenen Luftmasse zur theoretisch möglichen Ladungsmasse) sind Grenzen durch das Verdichtungsverhältnis ε gesetzt. Eine Verbesserung ($\lambda_l \geq 1$) ist nur durch eine gute Restgasauspülung z.B. durch einen spülenden Ladungswechsel (Details vgl. Kapitel 5.2.1) möglich, so dass maximal noch das Kompressionsvolumen zur Liefergradsteigerung herangezogen werden kann.

Damit ist die einzige relevante Stellgröße zur deutlichen Leistungssteigerung die Luftdichte. Mit ihr wird der Luftmassendurchsatz durch den Hubkolbenmotor gesteigert und dem Arbeitsprozess mehr Sauerstoff für die Verbrennung zur Verfügung gestellt. Bezogen auf den Zustand im Saugrohr ist die Dichte ρ_2 vom Ladedruck p_2 und von der Ladelufttemperatur T_2 abhängig, wie der thermischen Zustandsgleichung in Gleichung 2.4 zu entnehmen ist.

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (2.4)$$

Eine Steigerung des Drucks beim Verdichtungsprozess ist mit einer Temperaturerhöhung verbunden, was die Dichtesteigerung kompensiert und die Verbrennung negativ beeinflusst (Klopfen vgl. Kapitel 2.3). Um diesem Effekt entgegenzuwirken wird dem Verdichtungsprozess ein Kühlprozess in einem Ladeluftkühler nachgeschaltet.

In den Anfängen der ottomotorischen Aufladung diente diese primär der Leistungssteigerung z.B. von hochmotorisierten Sportwagen. Heute hingegen wird sie zunehmend als Mittel zur Effizienzerhöhung eingesetzt. Bei identischer Leistung kann durch die erläuterte Anhebung der Luftdichte das Hubvolumen reduziert werden, wodurch die Betriebspunkte hin zu höheren Mitteldrücken verschoben werden, was heute unter dem Begriff *Downsizing* (vgl. [Gol05]) bekannt ist. Die daraus folgende Entdrosselung und eine zusätzliche etwaige Reibungsreduzierung durch die mögliche Verringerung der Zylinderzahl bewirkt eine deutliche Wirkungsgradverbesserung.

Die Abgasturboaufladung beruht darauf, dass die Energie für den Verdichtungsprozess der sonst ungenutzt gebliebenen Abgasenergie durch eine Entspannung in der Turbine in mechanische Energie gewandelt wird. Üblicherweise werden im PKW-Bereich Radialverdichter und Radialturbinen verwendet, die starr über eine Welle verbunden sind. Auf der Verdichterseite wird die Luft zunächst beschleunigt und im Diffusor wird die kinetische Energie in Druckenergie gewandelt. Detaillierte Einblicke in die Technik und Thermodynamik der Abgasturboaufladung gewähren [HP03], [PZ12], [Bai05]. Im Folgenden werden nur einige Grundlagen erörtert.

Aus dem Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter im stationären Betriebspunkt kann die erste Turboladerhauptgleichung (Gleichung 2.5) hergeleitet wer-

den, die das erreichbare Verdichterdruckverhältnis Π_V wiedergibt (vgl. [PZ12] Bezug auf Totalzustände).

$$\Pi_V = \frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{c_{p,T}}{c_{p,V}} \cdot \eta_{ATL} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{4,s}}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}} \right) \right]^{\frac{\kappa_V}{\kappa_V-1}} \quad (2.5)$$

Sind bei einem vorliegenden Motor der Ansaugzustand T_1 , p_1 bekannt, die Stoffgrößen konstant und ein Massenstromverhältnis \dot{m}_T/\dot{m}_V gegeben, so kann ein höheres Ladedruckverhältnis Π_V erreicht werden, je höher die Werte am Turbineneintritt p_3 , T_3 sowie der Wirkungsgrad des Abgasturboladers η_{ATL} ist.

$$\begin{aligned} p_3 &\uparrow \\ T_3 &\uparrow \quad \implies \quad \Pi_V \uparrow \\ \eta_{ATL} &\uparrow \end{aligned}$$

Aus diesem Zusammenhang lassen sich die wesentlichen Problemstellungen der Aufladung mittels Abgasturbolader ableiten. Lediglich die Anhebung des Wirkungsgrads des Abgasturboladers η_{ATL} ist als vollkommen unproblematisch zu betrachten. Eine Erhöhung des Abgasdrucks p_3 und/oder der Abgastemperatur T_3 hingegen sind hinsichtlich Restgas, Ladungswechselerarbeit bzw. thermischer Belastung als kritisch zu bewerten. Im Umkehrschluss erlaubt ein besserer Abgasturboladerwirkungsgrad η_{ATL} somit das Erreichen des identischen Druckverhältnisses Π_V mit geringeren Werten des Abgasdrucks p_3 und/oder der Abgastemperatur T_3 mit den entsprechenden positiven Folgen.

Der Wirkungsgrads des Abgasturboladers nach Gleichung 2.6 ist das Produkt der isentropen Wirkungsgrade der beiden Strömungsmaschinen Turbine $\eta_{T,is}$ und Verdichter $\eta_{V,is}$ sowie des mechanischen Wirkungsgrads $\eta_{ATL,mech}$. Aufgrund des instationären Betriebsverhaltens eines PKW-Verbrennungsmotors sowie pulsierender Strömungseinflüsse ändert sich der Abgasturboladerwirkungsgrad permanent. Seine Bedeutung ist vergleichbar mit dem spezifischen Kraftstoffverbrauch oder dem Verbrennungsluftverhältnis beim Verbrennungsmotor [PZ12].

$$\eta_{ATL} = \eta_{V,is} \cdot \eta_{T,is} \cdot \eta_{ATL,mech} \quad (2.6)$$

Die zweite Turboladerhauptgleichung beschreibt das Turbinenschluckvermögen (Durchsatz) bei gegebenen Turbineneintrittsgrößen (p_3 , T_3) in reduzierter Form \dot{m}_{red} , wie der Gleichung 2.7 zu entnehmen ist. Die Herleitung basiert auf der Saint-Venantschen Durchflussgleichung (vgl. [PZ12]), bei der die Turbine auf eine Düse mit einem effektiven Turbinenquerschnitt $A_{T,e}$ reduziert wird. Die Funktion ist unter der Annahme eines konstanten effektiven Turbinenquerschnitts $A_{T,e} = \text{konstant}$ über dem Turbinendruckverhältnis Π_T degressiv steigend.

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} = A_{T,e} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_T}{R_A \cdot (\kappa_T - 1)}} \cdot \left[\left(\frac{p_{4,s}}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa_T}} - \left(\frac{p_{4,s}}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T+1}{\kappa_T}} \right] \quad (2.7)$$

Der effektive Turbinenquerschnitt $A_{T,e}$ ist nicht konstant sondern hängt neben der Turbinengeometrie, dazu gehört der Turbinenhalsquerschnitt (auch Spiralenquerschnitt), von dem Turbinendruckverhältnis, Turbinendrehzahl sowie der Anströmung ab [PZ12].

Eine vereinfachende Betrachtung bei der eine rein geometrische Abhängigkeit des effektiven Turbinenquerschnitt vom Turbinenhalsquerschnitt angenommen wird, ermöglicht die Aussage, dass eine Vergrößerung des effektiven Turbinenquerschnitts $A_{T,e}$ die Aufstauung senkt und eine Verkleinerung diese erhöht, jeweils mit den entsprechenden Konsequenzen für den oben beschriebenen Zusammenhang des Verdichtungsverhältnisses Π_V sowie den Rückwirkungen auf den Verbrennungsmotor (vgl. [SDB⁺09]).

$$\begin{aligned} A_{T,e} \uparrow &\implies p_3 \downarrow \\ A_{T,e} \downarrow &\implies p_3 \uparrow \end{aligned}$$

2.2.2 Varianten der Abgasturboaufladung

Alle Aufladeverfahren lassen sich nach [PZ12] in Selbst- und Fremdaufladung unterteilen. Bei der Fremdaufladung stellt eine außenstehende Energiequelle, die zur Aufladung benötigte Leistung bereit, was vorwiegend für Forschungsmotoren relevant ist. Für den Fahrzeugbereich ist die Selbstaufladung maßgebend, bei der die Aufladeleistung vom aufgeladenen Motor selbst aufgebracht wird. Im Bereich der Selbstaufladung kann nach [Mer14] unterschieden werden zwischen denen mit Abgasnutzung (Druckwellenaufladung und Abgasturboaufladung) und denjenigen ohne Nutzung der Abgasenergie (Resonanz- und mechanische Aufladung). Wobei von genannten nur die Abgasturboaufladung und die mechanische Aufladung mit Verdichtern arbeiten und bei heutigen Fahrzeugen am weitesten verbreitet sind [Mer14].

Der Antrieb des Verdichters erfolgt bei der mechanischen Aufladung durch mechanische Kopplung an die Kurbelwelle des Verbrennungsmotor, was zwar Vorteile bzgl. des Ansprechverhaltens aufweist, jedoch die Effizienz im Vergleich zum abgasturboaufgeladenen Motor reduziert. Beim ATL wird die Verdichterleistung durch eine auf der gleichen Welle liegende Turbine aus der Abgasenergie des Motors gewonnen. Es herrscht eine thermodynamische Kopplung zwischen Verbrennungsmotor und Turbine, wobei hier bei der Umsetzung zwischen einer Stau- und Stoßaufladung oder einer Kombination aus den beiden (Stoß-/Stauumschaltung) differenziert werden muss.

Nach dem Prinzip der Stauaufladung werden die Abgasleitungen aller Zylinder in ein großes Volumen vor der Turbine zusammengeführt. Darin wird die kinetische Energie in statischen Druck gewandelt. Der konstante Druck wirkt sich positiv auf den Turbinenwirkungsgrad aus. Nachteilig ist, dass die Energie zwei Mal mit den daran gebundenen Verlusten gewandelt wird. Hinzu kommen ein ungünstiges Package und ein sehr schlechtes Instationärverhalten.

Beim Prinzip der Stoßaufladung ist eine Wandlung von kinetischer Energie in statischen Druck unerwünscht, weshalb die Strömungsführung vom Motor zur Turbine möglichst kurz und kompakt ausgeführt wird, um neben der thermischen Energie auch die kinetische Energie des Abgasstrom zu nutzen. Die stark pulsierende, nicht optimale Beaufschlagung der Turbinenschaufeln hat einen negativen Einfluss auf den Turbinenwirkungsgrad und kompensiert einen Teil des Gewinns aus der Nutzung des kinetischen Energie [Mer14]. Ein energetischer Vorteil des Stoßprinzips ist im Detail in [PZ12]

nachgewiesen. Darauf fundieren die gängigen Ausführungen im Fahrzeugsegment, die vorrangig mit der Stoßaufladung ein besseres Beschleunigungsverhalten forcieren. Der schnellere Hochlauf des Laufzeugs wird durch die Nutzung der kinetischen Energie und durch die geringeren thermischen Senken (kleineres Abgasleitungsvolumen) begünstigt.

Gesteigerte Aufladegrade bei einstufiger Aufladung machen es immer schwieriger ein zufriedenstellendes Ansprechverhalten aus niedrigen Drehzahlen heraus darzustellen, weshalb neben der aktiven Brennraumpülung (vgl. Kapitel 2.2.4) auch zunehmend Systeme mit Kombinationen unterschiedlicher ATL oder geeignete Unterstützungssysteme in den Fokus der Forschung und Entwicklung rücken [PZ12].

So bringt die Kombination zweier ATL (meist unterschiedlicher Durchsatzcharakteristik) in verschiedenen Anordnungen (z.B. Reihe oder Parallel) signifikante Vorteile, erhöht jedoch die Kosten und den Regelungsaufwand. In einem Vergleich von [RZ08] zwischen Register- und zweistufige Aufladung mit einer Biturbo-Variante zeigt letztere ein schwächeres Verhalten im unteren Drehzahlenbereich. Elektische Zusatzverdichter (ebooster) werden z.B. in [SWM13], [GCMH14] untersucht. Darin zeigt sich eine deutliche Verbesserung des Ansprechverhaltens, jedoch auch die Ausreizung des elektrischen 12 V-Fahrzeugnetzes. Auch in [Fri02] zeigte die Gegenüberstellung von eBooster, Pscroll und zweistufiger Aufladung eine Spannungsversorgungsproblematik. In [GP13] wird das Potential im instationären Lastaufbau eines elektrisch unterstützten ATLs aufgezeigt. Ein alternatives ATL-Konzept wird in [BBDD12] präsentiert. Anstelle der konventionellen Radialturbine wird eine Axialturbine mit beidseitigem Verdichterrad vorgestellt. Die Senkung der Trägheit um 50 % verdoppelt die Beschleunigung beim Hochlauf des Laufzeugs mit den entsprechenden positiven Konsequenzen im Drehmomentaufbau.

Aus diesem kurzen Überblick geht deutlich hervor, dass sich zur Erfüllung der immer weiter steigenden Anforderungen nach aktuellem Stand der Technik eine Bandbreite an Technologien in der Entwicklung befindet oder bereits zur Verfügung steht. Unabhängig von der angewendeten Technologie ist und bleibt das Ziel der Aufladung, eine Leistungssteigerung im Verbrennungsmotor zu generieren.

2.2.3 Ladedruckregelung in der Abgasturboaufladung

Der breite Betriebsbereich von Verbrennungsmotoren, der große instationäre Anteil im realen Fahrzeugbetrieb, der grundsätzliche Unterschied im Durchsatzverhalten sowie unterschiedliche Betriebsgrenzen der beiden Aggregate machen eine Ladedruckregelung erforderlich. Einstufig aufgeladene PKW-Motorkonzepte in der Serie weisen bei der Dimensionierung des Turboladers meist eine Tendenz zu kleineren Ladern (höherer Aufladegrad, geringere Massenträgheit) zu Gunsten eines besseren Ansprechverhaltens auf. Diese Auslegung hat zur Folge, dass bei mittleren und hohen Drehzahlen die Turbinenleistung begrenzt werden muss, um einen zu hohen Ladedruck (motorische Begrenzung), das Überschreiten der Stopf- oder Pumpgrenze oder eine Überdrehzahl des Turboladers zu vermeiden [Mer14].

Die Eingriffsmöglichkeiten zur Regelung gehen aus folgenden Beziehungen hervor. Werden verdichterseitige Regelungseingriffe ausgeschlossen, so ist der erzeugte Ladedruck von der Verdichterleistung P_V abhängig, die unter Berücksichtigung der mechanischen

Verluste im Leistungsgleichgewicht nach Gleichung 2.8 mit der effektiven Turbinenleistung $P_{T,e}$ steht.

$$P_V = P_T \cdot \eta_{ATL,mech} = P_{T,e} \quad (2.8)$$

Die effektive Turbinenleistung $P_{T,e}$ ist das Produkt aus der abgegebenen isentropen Enthalpiedifferenz $\Delta h_{T,is}$ des die Turbine durchströmenden Massenstroms \dot{m}_T und der entsprechenden Wirkungsgrade, wie der Gleichung 2.9 zu entnehmen ist. Um nun die ladedruckerzeugende Verdichterleistung zu begrenzen, kann die Turbinenleistung durch die beiden Eingriffsmöglichkeiten Turbinenmassenstrom \dot{m}_T oder Enthalpiedifferenz $\Delta h_{T,is}$ gesenkt werden, wenn von konstanten Wirkungsgraden ausgegangen wird.

$$P_{T,e} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,is} \cdot \eta_{ATL,mech} \cdot \eta_{T,is} \quad (2.9)$$

Eine Turbine mit variabler Turbinengeometrie (VTG) nutzt den gesamten Abgasmassenstrom auf der Turbine zur Leistungserzeugung und regelt durch die Stellung der Leitschaufeln, welche den effektiven Turbinenquerschnitt in der Größe variieren, die Aufstauung vor der Turbine und damit das Enthalpiegefälle. Aufgrund der Nutzung des gesamten Abgasmassenstroms bietet dieses System Wirkungsgradvorteile. Jedoch sind die Anforderungen infolge der hohen Abgastemperaturen beim Ottomotor an den Werkstoff und die Funktionalität der Leitschaufeln sehr hoch und mit entsprechenden Kosten verbunden und daher in der Serie bislang nur in [KKN06] umgesetzt.

Nach heutigem Stand der Technik wird in ATL der Turbinenmassenstrom über ein Bypass-Ventil, das *Wastegate*, geregelt. Die Stellgröße hierbei ist der freigegebene Strömungsquerschnitt. Das Stellorgan ist hierbei meist eine Klappe, die durch das Öffnen sukzessive einen größeren Strömungsquerschnitt für das Abblasen des Abgases freigibt. Gemäß diesem Strömungsquerschnitt wird ein Teil des vom Motor gelieferten Abgasmassenstroms an der Turbine vorbei geleitet (Wastegate-Massenstrom \dot{m}_{WG}) und somit durch das Senken des Turbinenmassenstroms \dot{m}_T die Turbinenleistung reduziert. Ergänzt sei, dass nach diesem Prinzip als Folge der geringeren Aufstauung synchron das Enthalpiegefälle, also letztlich der Druck vor der Turbine verkleinert wird.

Somit ist das Abblasen nicht nur auf die Vollastanwendungen beschränkt, sondern auch in der Teillast als Mittel zur Senkung des Abgasgedrucks von Interesse, wodurch mit der Senkung der Ladungswechselarbeit der gewünschte Betriebspunkt effizienter erreicht werden kann. Eine weitere Anwendung ist die gezielte Enthalpieleitung direkt zum Abgasnachbehandlungssystem im Kaltstart. Somit wird die Wärmesenke Turbolader umgangen und der Katalysator kann schneller auf seine Konvertierungstemperatur aufgeheizt werden. Der Aufbau und die Modellierung eines Wastegates in der 1D-Strömungssimulation werden in Kapitel 4.2.4 detailliert erörtert. Für weiterführende Informationen zur Ladedruckregelung auch zur Variablen Turbinengeometrie sei hier auf die Literatur [Her12], [Mer14], [PZ12] verwiesen.

2.2.4 Prinzip des spülenden Ladungswechsels (Scavenging)

Beim spülenden Ladungswechsel (Scavenging aus dem englischen "to scavenge" = spülen) wird der Brennraum aktiv durch ein treibendes positives Druckgefälle mit Frischladung durchgespült. Dabei wird die restliche umgesetzte Ladung (Restgas), welche nach dem Ausschietetakt noch im Kompressionsvolumen verblieben ist, aus dem Brennraum

idealerweise vollständig hinausgeschoben. Die Güte der aktiven Spülung ist maßgeblich bestimmt durch die Dauer des Ventilüberschnitts, die damit zur Verfügung stehenden effektiven ein- und auslassseitigen Strömungsquerschnitte, der Strömungsführung im Brennraum (Kolbenoberfläche) und dem anliegenden Druckgefälle während der Überschneidungsphase. Die Direkteinspritzung ist hierbei eine wegbereitende Technologie. Sie ermöglicht es, den Einspritzzeitpunkt frei zu wählen, so dass erst eingespritzt wird, sobald die Auslassventile geschlossen sind, wodurch ein Durchspülen von Kraftstoff zusammen mit der Spülluft in den Abgastrakt vermieden wird.

Die positiven Effekte des spülenden Ladungswechsel sind eine deutliche Erhöhung des Liefergrads λ_l , da durch das Ausspülen des Restgases mehr Volumen (auch das Kompressionsvolumen) für die Füllung des Brennraums genutzt werden kann, womit auch Liefergrade größer eins ($\lambda_l > 1$) realisierbar werden. Weiterhin wird durch die Restgasausspülung die Ladungstemperatur und damit einhergehend die Klopfneigung gesenkt, wodurch die Schwerepunktlage hin zur wirkungsgradoptimaler Verbrennung verschoben werden kann. Im Brennraum kann ein stöchiometrisches Luft-/Kraftstoffverhältnis umgesetzt werden, während global im Abgastrakt aufgrund der überspülten Luft ein überstöchiometrisches vorherrschend ist. Die überspülte sauerstoffreiche Frischluft kann im Abgastrakt mit unverbrannten Kohlenwasserstoffen exotherm reagieren (Nachoxidation), was das Enthalpieangebot vor der Turbine steigert. In Summe führen die genannten Auswirkungen stationär zu einem früheren Erreichen des Eckdrehmoments. Der Nutzen der aktiven Spülung ist allerdings im instationären Drehmomentaufbau von zentraler Bedeutung, da er zu einem verbesserten Hochlauf des Turbinenlaufzeugs und somit letztlich zu einem schnelleren Ladedruck- und Drehmomentaufbau führt, wie z.B. in [SGBB10b], [GRM10] numerisch bestätigt wurde. Ergebnisse in [BK03] zeigen, dass das Anfahrmoment eines aufgeladenen BDE-Motors um 20 % gegenüber einer aufgeladenen SRE-Variante ohne Phasensteller gesteigert werden kann.

Voraussetzung für einen spülenden Ladungswechsel ist ein temporäres, positives Druckgefälle zwischen der Ein- und Auslassseite, was bei heutigen Ausführungen entweder durch die räumliche Flutentrennung der Zündfolgezylinder in einer Zwillings- oder Doppelstromturbine, oder durch die zeitliche Separation der Abgasdruckpulse mittels der Auslassöffnungsdauer mit einflutiger Aufladung umgesetzt wird.

Der Literatur ist eine Dominanz der Untersuchungen an flutengetrennten Varianten entnehmbar. In [SDB⁺09] wird die aktive Spülung an einer Einflutigen- und einer Doppelstrom-VTG in Kombination mit verschiedenen Krümmervarianten untersucht, wobei die Doppelstrom-VTG mit einem flutengetrennten Abgaskrümmter das höchste Potential zur Verbesserung des Gesamtsystems aufweist. Der Vergleich von flutengetrennter und einflutiger Aufladung zeigt in [HTMP05] deutliche Vorteile bei der flutengetrennten Variante. Allerdings wird darin die Auslassöffnungsdauer den Anforderung einer einflutigen Aufladung nicht angepasst. Zudem kann mit nur einer einlassseitigen Phasenverstellung (Auslassphasensteller nicht vorhanden) auch nicht das gesamte Potential ausgeschöpft werden. Weitere Untersuchungen zur Luftspülung in flutengetrennten Ausführungen werden z.B. in [LKKS10], [RS10] diskutiert.

In [GRM10] wird an verschiedenen Aufladekonzepten (ATL, VTG, Rootsgebläse) die aktive Luftspülung an einem Dreizylinder-Ottomotor untersucht, wobei die Luftspülung bei allen drei das dynamische Verhalten verbessert. In [Guh11] zeigt ein Dreizylinder

Vorteile im spülenden Ladungswechsel gegenüber einem Vierzylinder-Motor, da der Auslassöffnungsdauer aufgrund des großen Zündabstands von 240 °KW keine Restriktion gesetzt ist. Anders verhält es sich bei einem Vierzylinder-Aggregat mit einem Zündabstand von 180 °KW.

In Abbildung 2.1 ist das Prinzip des spülenden Ladungswechsels an einem einflutigen Aufladekonzept anhand des Schnitts durch den Ein- und Auslasskanal schematisch und über die Druck- und Massenstromverläufe analytisch dargestellt. Die darin gewählte Auslassöffnungsdauer beträgt 180 °KW (Bezugshub: 0,5 mm), um zu gewährleisten, dass der spülende Ladungswechsel vollständig unbeeinflusst vom Abgasdruckpuls des Zündfolgezylinders ablaufen kann. Im oberen Diagramm sind die Druckverläufe im Zylinder

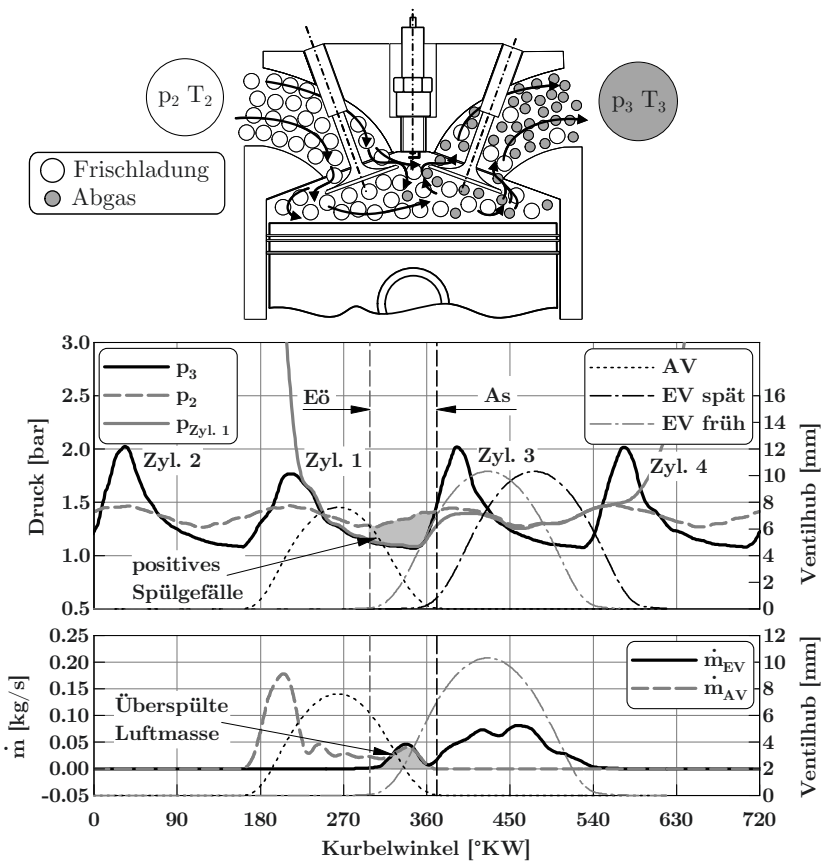


Abbildung 2.1: Prinzip des spülenden Ladungswechsels einer einflutigen Aufladung

$p_{\text{Zyl},1}$, im Einlass p_2 und im Auslass p_3 sowie die Ventilhubverläufe abgebildet. Die essentielle Voraussetzung für die aktive Brennraumspülung - ein temporäres positives Druckgefälle - ist grau hinterlegt und deutlich erkennbar. Der erzeugte Abgasdruckpuls des Zylinder eins wird von der Turbine abgebaut und es kommt zum Druckausgleich zwischen Brennraum und Abgastrakt, sobald Zylinder- und Abgasdruck zusammenfallen. Infolge des fortschreitenden Druckabbaus durch die Turbine unterschreitet der Druck im offenen Brennraum-Auslassstraktsystem den Ladedruck und ab diesem Zeitpunkt liegt ein positives Druckgefälle an, bis der Abgasdruckpuls des Zündfolgezylinders drei zu einem Druckanstieg im Abgastrakt führt, so dass das Ladedruckniveau wieder überschritten wird. Der Druckanstieg, hervorgerufen durch den Zündfolgezylinder, ist bei einem einflutigen Aufladesystem mit einem vier-in-eins-Krümmen in erster Linie abhängig von der Auslassöffnungs-dauer. Eine größere Öffnungs-dauer als 180°KW würde aufgrund eines früher stattfindenden Auslass-öffnet-Zeitpunktes des Zündfolgezylinders die Zeitspanne des positiven Spülgefälles verkürzen. Es müsste dann eine Rückströmung eines Gemisches aus überspülter Luft und Abgas in Kauf genommen werden. Ein räumlich flutengetreuntes System umgeht diese Problematik, indem es durch die räumliche Separation der Zündfolgestränge den Zündfolgevorauslass auf der spülenden Flut ausblendet (vgl. auch Kapitel 3).

Der hier exemplarisch zur Spülung genutzte Zeitraum ist grau hinterlegt. Ausgehend von keinem Ventilüberschnitt (EV spät) wird durch eine Frühverstellung des Einlassventils (EV früh) ein positiver Ventilüberschnitt erzeugt, der im Diagramm durch die Zeitpunkte Einlass-öffnet (Eö) und Auslass-schließt (As) markiert ist. Die Auswirkungen auf die Massenstromdynamik sind dem unteren Diagramm zu entnehmen. Sobald das Auslassventil öffnet steigt der Abgasmassenstrom \dot{m}_{AV} getrieben durch den hohen Druckunterschied zwischen Brennraum und Abgastrakt stark an und fällt beim Druckausgleich wieder ab. Er bleibt durch den Ausschiebevorgang durch den Kolben auf einem positiven Niveau und steigt dann wieder an, sobald das Einlassventil (EV früh) öffnet. Während dem positiven Ventilüberschnitt sind der Einlasstrakt, der Brennraum und der Abgastrakt miteinander verbunden und die Frischluft strömt durch den Brennraum in den Abgastrakt (grau hinterlegte Fläche) und spült dabei das Restgas aus. Das schließende Auslassventil verkleinert kontinuierlich die freie effektive Strömungsfläche des Auslasses, so dass die Massenströme an den Ein- und Auslassventilen (\dot{m}_{EV} und \dot{m}_{AV}) während des Überschnitts wieder abnehmen. Sobald der Auslass geschlossen ist (As), beginnt der reine Füllvorgang des Brennraums (\dot{m}_{EV}), wobei idealerweise bereits ein großer Teil des Kompressionsvolumens (hoher Spülluftanteil, geringe Restgasrate) mit Frischluft gefüllt ist.

2.3 Grenzen der Aufladung im ottomotorischen Betrieb

Zu den limitierenden Größen der Aufladung gehören sowohl beim Diesel- als auch beim Ottomotor die thermische Belastung der Brennraumbauteile (Kolben, Ventile, Zylinderkopf etc.) sowie die mechanische Belastung über den steigenden Spitzendruck der sich auf das Triebwerk auswirkt. Beim Ottomotor kommt aufgrund der höheren Verbrennungstemperaturen im Vergleich zum Dieselprozess noch die Beschränkung der maximalen Abgastemperatur hinzu, die im wesentlichen durch den Aufbau (mit oder oh-

ne Flutenteiler, VTG etc.) und die Werkstoffwahl des ATL auferlegt wird. Flutengetrennte Gehäuse sind durch den thermisch stark beanspruchten, innenliegenden Trennsteg auf eine maximale Abgastemperatur von 980 °C begrenzt, während einflutige Konzepte bei vergleichbarem technologischen Aufwand und Kosten aktuell maximale Temperaturen von bis zu 1050 °C zulassen. Der maximale Lade- und Abgasdruck müssen bei der Auslegung der Strömungsführungen (Dichtungen, Verbindungen usw.) sowie des Ventiltriebs und des Wastegates beachtet werden, um z.B. ein Aufdrücken der Auslassventile bzw. der Wastegate-Klappe durch den Abgasdruck zu verhindern.

Vorherrschend prägt jedoch das Klopfen die Beschränkung des Aufladegrads beim Ottomotor. Eine klopfende Verbrennung ist nach der Selbstzündungstheorie (vgl. [WMD01]) eine unkontrollierte Selbstzündung im unverbrannten Endgas (von der Flamme noch nicht erfasster Bereich), die durch hohe Brennraumdrücke und Temperaturen vorwiegend in oder nahe der Volllast hervorgerufen wird. Dadurch entstehen hochfrequente Druckschwingungen die akustisch wahrnehmbar sind und je nach Ausprägung zu mechanischen Motorschädigungen führen können.

Ob es zu einer Selbstzündung kommt hängt davon ab, ob das Gemisch im Endgas ausreichend Zeit für die Vorreaktionsabläufe einer Selbstzündung hat, bzw. ob diese schnell genug ablaufen, bevor der potentielle Klopfherdbereich von der regulären Flamme erfasst wird. Die Vorreaktionsabläufe werden durch einen Energieeintrag (Druck- und Temperaturanstieg) beschleunigt. Da ein erhöhtes Druckniveau die Zündverzugszeit verkürzt [WMD01], erhöhen hohe Aufladegrade die Klopfneigung. Eine Reduzierung des Ladedrucks und/oder eine Rücknahme des Zündwinkels (Verschiebung hin zu späten Zündzeitpunkten) entschärft somit durch einen flacheren Druckgradienten die kritischen Randbedingungen zur Selbstzündung. Eine spätere Verbrennung senkt jedoch den Hochdruckwirkungsgrad und erhöht die Abgastemperatur. Dadurch kann ein erhöhter Gemischanreicherungsbedarf zum Bauteilschutz entstehen, der durch seinen Kühleffekt (Entzug der Verdampfungsenthalpie beim Einspritzvorgang) die Klopfneigung mindern kann, jedoch den spezifischen Verbrauch zwangsläufig erhöht. Da das Luftverhältnis gleichzeitig die laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit beeinflusst (vgl. [Gül84], Maximalwert bei $\lambda_{Zyl} = 0,9$), ist als konträrer Effekt bei der Verlangsamung der Geschwindigkeit eine Verstärkung der Klopfneigung zu erwarten.

Mehr Zeit für die Vorreaktionsabläufe im potentiellen Zündherd wird grundsätzlich durch eine langsame Flammenausbreitungsgeschwindigkeit der regulären Flamme bereitgestellt. Als maßgebende Einflussfaktoren auf die Flammenausbreitung im Brennraum sind die Zündkerzenposition, die Brennraum- und Kolbengestaltung, die Kraftstoffeigenschaften (vgl. Oktanzahl nach EN ISO 5163 und 5164), die Gemischzusammensetzung sowie das Turbulenzniveau zu nennen. Ein höherer Restgasgehalt im Gemisch erhöht das Temperaturniveau des Prozesses und erhöht die Klopfneigung [Rus96]. Die Flammenausbreitung wird durch das Restgas stark gesenkt, da aufgrund der höheren Wärmekapazität die chemischen Reaktionen und dadurch die Flammenausbreitung insgesamt verlangsamt wird [Gol05], so dass im Endgasbereich mehr Zeit für Vorreaktionen zur Verfügung stehen, welche die Klopfneigung erhöhen. In diesem Kontext sei ergänzt, dass die höhere Wärmekapazität des Restgases gleichzeitig auch die klopfgefährdenden, energetischen Bedingungen (hoher Druck- und Temperaturanstieg) hemmt, was eine klopfmindernde Auswirkung nach sich zieht. Der Einfluss von gekühlter Abgasrückführung in der

Hochlast weist Verbrauchspotentiale auf (vgl. [CGK15]), jedoch sind die Auswirkungen auf das Klopfen noch nicht vollständig geklärt und aktuell Gegenstand der Forschung (vgl. [FVV15]). Die Drehzahl beeinflusst das Turbulenzniveau und damit den turbulenten Anteil der Flammengeschwindigkeit, wobei eine Zunahme der Drehzahl die Turbulenz und damit die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit erhöht, wodurch die Zeit für Vorreaktionen reduziert wird.

Bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten ist die Vorentflammung [WDM⁺09] als limitierendes Phänomen zu nennen. Die Vorentflammung bildet den Extremfall der Selbstzündung des Gemisches vor dem eigentlichen Zündzeitpunkt. Da bei der Vorentflammung das gesamte Gemisch einer unkontrollierten Verbrennung unterworfen ist, sind die Auswirkungen wesentlich gravierender, wie an der Gegenüberstellung eines klopfenden und eines Arbeitsspiels mit einer Vorentflammung in Abbildung 2.2 zu erkennen ist.

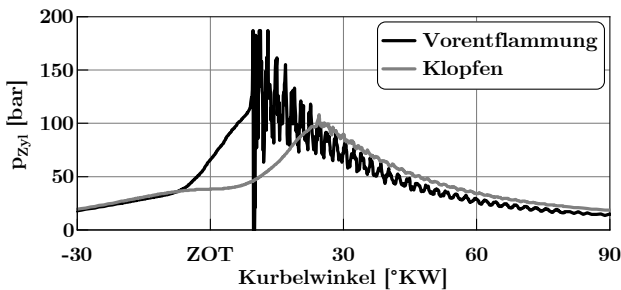


Abbildung 2.2: Drucksignal einer Vorentflammung und eines klopfenden Arbeitsspiels

Der Druckanstieg ist deutlich größer und die maximalen Druckspitzen der Vorentflammung sind höher, was zu sofortigen Motorschäden führen kann. Durch den Trend zur Hubraumverkleinerung bei gleichzeitiger Erhöhung des Aufladegrads tritt das Vorentflammungsphänomen mehr in Erscheinung, wobei seine Entstehungsursachen noch nicht genau geklärt und Gegenstand der Forschung [BHG⁺10], [ZRN⁺11], [ZLDP12], [DHM10] sind. Als mögliche Ursachen werden sogenannte "hot spots" (heiße Stellen oder Ablagerung im Brennraum), heißes Restgas und (Vor-)Reaktionen im Kraftstoffspray bzw. im Kraftstoff vor dem Einspritzen angeführt.

Untersuchungen zur impulsgetrennten Aufladung an
einem Vierzylinder-Ottomotor

Wolany, A.

2016, XXVII, 196 S. 111 Abb., 2 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-15975-7