

2 Grundlagen

2.1 Abgasgesetzgebung und Kundenanforderungen

Zur Erreichung der aktuellen Emissionsgrenzwerte und der ab dem Jahr 2020 gültigen Grenzwerte innerhalb der EU sind erhebliche Entwicklungsaufwände erforderlich. Die gleichzeitige Erreichung von Schadstoff-Emissionsgrenzwerten und CO₂-Grenzwerten stellt einen Zielkonflikt dar, da der CO₂-Ausstoß direkt proportional zum Kraftstoffverbrauch ist und die technischen Maßnahmen zur Vermeidung toxischer Emissionen (wie CO, NO, NO₂ und HC) in der Regel mit einem Mehrverbrauch verbunden sind. Daher müssen Wege gefunden werden, bei zuverlässig niedrigen Schadstoffemissionen den Verbrauch zu senken. Diese bestehen oftmals aus einem Technologiepaket bzw. der Verbindung zahlreicher Maßnahmen. Zu nennen sind hier die Direkteinspritzung, Aufladung und Ventiltriebsvariabilitäten, die Ausführung und Bauart von Zündanlage und Injektoren, variable Nebenaggregate sowie ein umfassendes Energie- und Thermomanagement des Motors, [36], [37], [38], [39], [40]. Darüber hinaus sind die Kosten-Nutzen-Aspekte einzelner Maßnahmen oder Kombinationen sorgfältig zu bewerten.

Insbesondere die Aufladung des Verbrennungsmotors ist in zweierlei Hinsicht ein Weg zur Entschärfung des beschriebenen Zielkonflikts. Zum einen wird der spezifische Verbrauch des Motors gesenkt, wie weiter unten noch erläutert wird. Sofern es sich um ein ausschließlich stöchiometrisch betriebenes Motorkonzept handelt, bleibt überdies der Aufwand für die Abgasnachbehandlung zur Erzielung der erforderlichen Abgasqualität näherungsweise unverändert im Vergleich zu Konzepten mit teilweise homogen-mageren oder geschichteten Brennverfahren. Zum anderen kann das Motorgewicht gesenkt werden, da die Leistungsdichte steigt. In der Praxis bedeutet dies im Vergleich zu einem (nicht aufgeladenen) Vorgängermodell ein geringeres oder - aufgrund von oftmals zusätzlich installierten, neuen Sicherheits- und Fahrerassistenzsystemen - zumindest ein konstantes Fahrzeuggewicht. Da der absolute Fahrzeugverbrauch (in l_{tr}/km) näherungsweise linear proportional zum Fahrzeuggewicht ist, kann somit weiteres Potenzial erschlossen werden. Zwar berücksichtigen die EU-Grenzwertregelungen das Fahrzeuggewicht und erlauben aktuell pro 100 kg Fahrzeugmehrgewicht eine Mehremission von 4.57 g CO₂ pro km, [41]. Dies ist allerdings in der Regel nicht ausreichend, um die durch 100 kg Zusatzgewicht verursachten Fahrzeugmehrverbräuche auszugleichen. Neben dem Aspekt des sparsamen Umgangs mit Ressourcen ist also bereits aufgrund der Gesetzgebung Leichtbau geboten.

Zudem muss der Fahrer- bzw. Kundenwunsch nach einem agilen Fahrzeugkonzept und einem gewissen Fahrspaß berücksichtigt werden. Durch einfache Absenkung der verfügbaren Motorleistung ließe sich der (absolute) Verbrauch prinzipiell sofort begrenzen. In der Praxis kann der Fahrer allerdings versucht sein, dies durch häufige Schaltvorgänge und das „Ausdrehen“ von Gangstufen zu kompensieren, was die reale Verbrauchersparnis begrenzt bzw. in dieser Hinsicht sogar kontraproduktiv wäre. Um effektiven Umweltschutz, Gesetzgebung und Kundenwünsche in Einklang zu bringen, ist es also zielführend, bei möglichst unverändertem Leistungs- und Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugkonzepts, den Kraftstoffverbrauch zu senken. Neben aufwendigen und teuren Hybridkonzepten oder in der Reichweite meist stark eingeschränkten Elektroantrieben stellt die Aufladung der klassischen Verbrennungskraftmaschine eine vielversprechende und sofort einsetzbare Kerntechnologie dar.

2.2 Aspekte der Leistungs- und Effizienzsteigerung von Motoren

Die Begriffe Leistung und Effizienz sind eng miteinander verknüpft, da vor allem die spezifische Leistung oder auch Leistungsdichte große Auswirkungen auf die Effizienz eines Motorkonzeptes hat. Die Steigerung des Hochdruckprozesswirkungsgrades stellt in diesem Kontext zunächst eine naheliegende Eingriffsmöglichkeit dar, da mit ihr alle drei Werte (Effizienz, Leistung und Leistungsdichte) erhöht werden können. Allerdings sind der Prozessführung Grenzen gesetzt und der aktuell bereits sehr hohe Entwicklungsstand lässt nur noch geringe Steigerungen erwarten.

Die Optimierung des Ladungswechsels und des Brennverfahrens unter Volllast- und vor allem Teillastbedingungen stellt eine weitere Möglichkeit zur Effizienzsteigerung des Verbrennungsmotors dar. Eine teilweise oder vollständige Entdrosselung des Ladungswechsels erfordert allerdings - vor allem bei Ottomotoren - hohe Aufwände zur Realisierung einer stabilen und effizienten (ggf. deutlich überstöchiometrischen) Verbrennung. Zudem ergeben sich neue Herausforderungen für die Abgasnachbehandlung. Daher muss das gesamte Antriebs- bzw. Motor- und Emissionskonzept betrachtet werden, um alle Potenziale zu erschließen. So kann bspw. durch Gewichtseinsparungen bei Fahrzeugen der absolute Verbrauch gesenkt werden, ohne dass eine Effizienzsteigerung des Verbrennungsmotors stattgefunden hat.

Die effektiv abgegebene Leistung eines Verbrennungsmotors wird durch Gleichung 2.1 beschrieben, [3]. Darin ist z die Zylinderzahl, V_h der Hubraum eines Zylinders, p_{me} der effektive Mitteldruck, n die Motordrehzahl und i die Anzahl der Kurbelwellenumdrehungen pro Motorarbeitspiel.

$$P_e = z V_h p_{me} \frac{n}{i} \quad (2.1)$$

Die Hubraumvergrößerung stellt demnach eine Möglichkeit dar, die absolute Leistungsabgabe eines Motors zu steigern, nicht jedoch seine spezifische. Der gesamte Motor wird vergrößert und somit auch sein Gewicht und der von ihm eingenommene Bauraum. Thermische Trägheit, Reibung und - im Falle einer erhöhten Zylinderanzahl - wärmeabgebende Oberflächen nehmen zu, was i.d.R. mit einer Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades einhergeht. Für mobile Systeme können Einschränkungen in der (u.a. aerodynamischen) Gestaltungsfreiheit des Fahrzeugs sowie ein höheres Fahrzeugesamtgewicht hinzukommen und somit einen weiter gesteigerten Kraftstoffverbrauch bedingen. Auf diese Art der Leistungssteigerung mittels Skalierung des Motors durch Erhöhung von Zylinderzahl und/oder Zylinderhubraum wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen.

Die Änderung von effektivem Mitteldruck, der Drehzahl oder dem Verfahren bzw. Takt des Motors führt hingegen gleichzeitig zu einer Änderung seiner Leistungsdichte. Alle drei Maßnahmen bedingen bei gegebenem Kraftstoff, Kraftstoff-Luft-Verhältnis und einem als konstant angenommenem Hochdruckprozesswirkungsgrad einen geänderten Luft- und Kraftstoffmassendurchsatz, wodurch sich die umgesetzte thermische Leistung ebenfalls ändert. In aktuellen PKW-Antriebssträngen kommt allerdings fast ausschließlich das 4-Takt-Verfahren zum Einsatz, weshalb nur die Änderung von n und p_{me} als Möglichkeiten verbleiben.

Durch eine Drehzahlerhöhung steigt der Massendurchsatz proportional zu dieser, vorausgesetzt die Qualität des Ladungswechsels bleibt unverändert. Allerdings steigen hierdurch die mechanischen

Belastungen auf Motorkomponenten - wie bspw. den Ventiltrieb - deutlich an, was eine geänderte Auslegung von Komponenten erfordern und Gewichtsnachteile mit sich bringen kann. Die Reibleistung des Triebwerks vergrößert sich bei hohen Drehzahlen überproportional, was zu verminderter Effizienz führt. Zudem steigen die Strömungsverluste der angesaugten Luft, da bei konstanter Dichte und unveränderten Rohrquerschnitten die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten zunehmen, [7]. Dennoch kann durch diese Maßnahme sowohl die bauraum- als auch die hubraumbezogene Leistungsdichte erhöht werden, allerdings bei nominell unveränderten Mitteldrücken auf saugmotorischem Niveau und somit weitgehend unverändertem spezifischen Drehmoment. Verbesserungen im spezifischen Verbrauch sind daher kaum möglich.

Die Erhöhung des effektiven Mitteldrucks erfordert unter den beschriebenen Randbedingungen - und zunächst unter Annahme einer gleichbleibenden mechanischen Effizienz des Motors - die Erhöhung der Dichte der vom Motor angesaugten Luft. Dabei kommt einem Aufladeaggregat die Funktion zu, diese Dichtesteigerung herbeizuführen. Hierdurch können bei unveränderter Maximaldrehzahl des Motors die Leistungsdichte *und* das spezifische Drehmoment erhöht werden. Aufgrund der Dichtesteigerung erfolgt in erster Näherung keine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten, was in Relation zur höheren Last einem verbesserten Ladungswechsel entspricht. Aufgrund des erhöhten spezifischen Drehmoments bzw. der erhöhten Gaskräfte muss eine mechanisch robustere Auslegung vieler Bauteile erfolgen, was wiederum zu Nachteilen in der Reibleistung und beim Reibmitteldruck p_{mr} führen kann. Hierdurch ist der Reibmitteldruck eines hubraumkleineren und aufgeladenen Motors oftmals größer als der seines nicht-aufgeladenen, saugmotorischen Pendants. Dies wird i.d.R. aber durch die noch höhere Steigerung des (indizierten) Mitteldrucks $p_{mi,720}$ überkompensiert, was zu einer Steigerung der mechanischen Effizienz der Motors führt, Gleichung 2.2.

$$\eta_{engine,mech} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_r}{P_i} = \frac{p_{mi,HD} + p_{mi,LW} - p_{mr}}{p_{mi,HD} + p_{mi,LW}} = \frac{p_{mi,720} - p_{mr}}{p_{mi,720}} = \frac{p_{me}}{p_{mi,720}} \quad (2.2)$$

Ein weiterer Grund für die Verbesserung des Wirkungsgrades ist - vor allem bei Ottomotoren mit Quantitätsregelung - eine teilweise Entdrosselung des Ladungswechsels. Ein aufgeladener Motor mit - im Vergleich zum Saugmotor - halbiertem Hubraum benötigt den doppelten Mitteldruck und damit den doppelten Saugrohrdruck, um das gleiche effektive Drehmoment an die Kurbelwelle zu liefern. Dies führt in der Ansaugphase zu einer geringeren aufzubringenden Kolbenarbeit für die Ansaugung und somit - isoliert betrachtet - zu einem verbesserten Mitteldruck des Ladungswechsels $p_{mi,LW}$. Im Unterschied zur Kompressoraufladung muss für den Fall einer Abgasturboaufladung allerdings auch auf erhöhtem Abgasdruckniveau gegen die, das Abgas aufstauende, Turbine ausgeschoben werden, Abbildung 2.1.

An dieser Stelle wird der wesentliche Vorteil (aber gleichzeitig auch die größte Herausforderung) bei der Abgasturboaufladung deutlich, der im Eingriff auf der Abgasseite des Motors liegt. Hierdurch kann - anders als beim Kompressormotor - die thermische Energie des Abgases genutzt werden; der Gasentspannung im Zylinder schließt sich also nach „Auslass öffnet“ (AO) eine zweite Expansion an. Allerdings steigt insgesamt auch das Abgasdruckniveau, was durch erhöhte Ausschiebearbeit die Ladungswechselsarbeit erhöht, [1], [3]. Speziell bei restgasempfindlichen Ottomotoren kann zudem eine Rückkopplung auf das Brennverhalten (sog. klopfende Verbrennung) entstehen, was den motorischen Hochdruckprozess negativ beeinflusst, [42]. Da Turbine und Verdichter über eine Welle miteinander

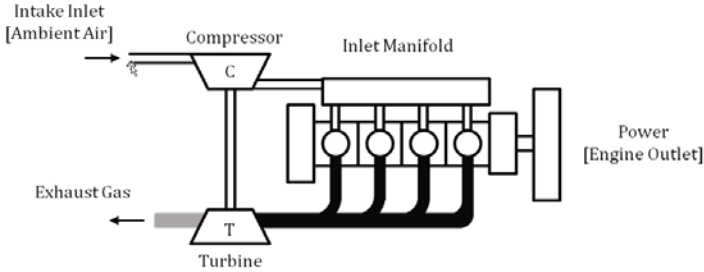


Abb. 2.1: Schematische Übersicht eines abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotors [1]

verbunden sind und sich im Leistungsgleichgewicht befinden, herrscht eine Kopplung der Zustände im Ansaug- und Abgassystem des Motors. Die aufzubringende Arbeit in der Ladungswechselschleife hängt also von Auslegung und Betriebspunkt des Turboladers ab. Die Nachteile des Aufstauens der Abgase sind bei der Kompressoraufladung nicht vorhanden, die Ladungswechselarbeit wirkt sich daher in jedem Falle positiv auf die indizierte Arbeit aus, Abbildung 2.2.

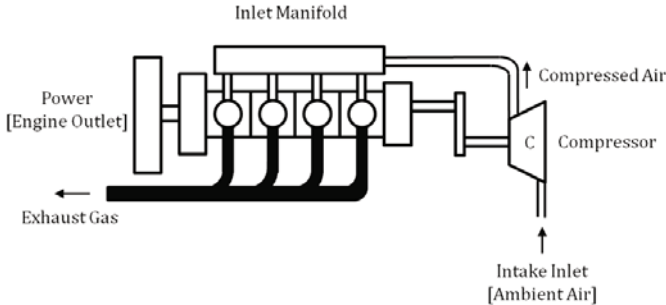


Abb. 2.2: Schematische Übersicht eines mechanisch mittels Kompressor aufgeladenen Verbrennungsmotors, [1]

Allerdings wird die Antriebsleistung für den Kompressor direkt von der Kurbelwelle abgezogen. Ergänzend zu Gleichung 2.2 muss in diesem Fall im Zähler noch die Kompressorleistung P_{SC} berücksichtigt werden, was die effektive Motorleistung P_e bei gegebener indizierter Leistung P_i sowie Reibleistung P_r verringert. Insgesamt sinkt daher bei Kompressoraufladung die mechanische Effizienz (Gleichung 2.3) bzw. die Effizienzsteigerung im Vergleich zum Saugmotor fällt geringer aus als bei der Turboaufladung.

$$\eta_{engine,mech} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_r - P_{SC}}{P_i} \quad (2.3)$$

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die verschiedenen beschriebenen Möglichkeiten zur Erhöhung der *spezifischen* Leistung und/oder des *spezifischen* Drehmoments der grundsätzlichen Idee

eines sog. Downsizings entsprechen. Allgemein kann in Hochlast- und Hochdrehzahlkonzepten unterschieden werden, wobei ab ca. 20 bar Mitteldruck bzw. 7000 rpm der Hochlast- respektive Hochdrehzahlbereich beginnt, [7]. Aus brennverfahrensimmanenten Gründen sind beim Dieselmotor kaum Drehzahlsteigerungen möglich, weshalb hier nur Hochlastkonzepte sinnvoll sind. Neben der Darstellung geometrisch kompakter Motoren sind in jüngster Vergangenheit vor allem potenzielle Kraftstoffverbrauchseinsparungen in den Fokus gerückt. Deshalb werden aktuell üblicherweise ausschließlich Motorkonzepte mit Aufladung - und hierbei im Speziellen mit Turboaufladung - als Downsizingkonzepte bezeichnet.

2.3 Betriebsverhalten und Herausforderungen bei Abgasturboaufladung

2.3.1 Quasi-Stationärer und transienter Betrieb

Im vorhergehenden Kapitel wurden die grundsätzlichen Aspekte der Aufladung, deren Auswirkungen auf das Gesamtsystem sowie mögliche Rückwirkungen auf die Prozessführung des Brennverfahrens erläutert. Im Falle der Turboaufladung wird eine Verdrängermaschine mit einer Strömungsmaschine gekoppelt, deren Interaktion die Eigenschaften des Systems 'aufgeladener Motor' wesentlich bestimmt. Speziell die Turbine und ihr Betrieb besitzen dabei wesentlichen Einfluss.

Die abgasseitige Kopplung führt zu großen zeitlichen Schwankungen der Eintrittsbedingungen an der Turbinenstufe. Sie wird bereits in einem quasi-stationären Motorbetriebspunkt (d.h. mittlere Last und Drehzahl konstant) pulsierend beaufschlagt und somit instationär betrieben. Dies wiederum hat erheblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Turbine und des gesamten Aufladesystems. Im Falle einer Lastaufschaltung oder -wegnahme (transienter Motorbetrieb) findet zudem eine überlagerte zeitliche Änderung der Mittelwerte und Amplituden statt. Insbesondere vor dem Hintergrund von weiteren spezifischen Laststeigerungen und der Reduktion von Zylinderzahlen steigt die Höhe der Pulsationen weiter an. Um in einem virtuellen Vorauslegungsprozess eine optimale Kombination von Verbrennungskraftmaschine und Aufladeaggregat bestimmen zu können, ist detailliertes Verständnis und eine hohe Modellierungsgüte speziell des Abgasturboladerturbinenverhaltens von eminenter Wichtigkeit.

Eine Kernherausforderung beim Downsizing stellt die Optimierung des Lastaufschaltverhaltens eines turboaufgeladenen Motors dar. Während ein Saugmotor nach Lastanforderung innerhalb weniger zehntel Sekunden das volle Drehmoment zu liefern vermag, kann der Turbomotor zunächst nur sein (kleineres) saugmotorisches Volllastdrehmoment liefern. Der weitere Verlauf der Drehmomententwicklung hängt wesentlich von den Eigenschaften des Aufladeaggregates sowie dessen Zusammenspiel mit dem Verbrennungsmotor ab. Der Turboverdichter benötigt hohe Drehzahlen, um hohen Ladedruck bereit zustellen, weshalb dem Beschleunigungsverhalten - bestimmt durch Rotorträgheit und der aus dem Abgasmassenstrom extrahierten Turbinenleistung - eine besondere Bedeutung zukommt. Dabei wird die extrahierte Turbinenleistung bestimmt durch den Wirkungsgrad und das Abgasenergieangebot, welches wiederum durch das Aufstauverhalten der Turbinenstufe bedingt wird. Speziell die über die Turboladerwelle übertragene Turbinenleistung ist dabei eine Größe, welche in der vorliegenden Arbeit sowohl unter stationären als auch unter instationären Randbedingungen bestimmt werden soll.

Es sei erwähnt, dass auch die Verdichterstufe aufgrund der alternierenden Ansaugvorgänge des Motors zu einem gewissen Grad instationären Randbedingungen unterliegt. Die Auswirkungen dieser Effekte sind jedoch wesentlich geringer als bei der Turbinenstufe. Sie sind nicht Teil der vorliegenden Arbeit und auf sie wird nur eingegangen, sofern es für das Verständnis des Gesamtsystems erforderlich ist.

2.3.2 Positives Spülgefälle und spülender Ladungswechsel

Ein positives Spülgefälle liegt vor, wenn der Ansaugdruck (Ladedruck) größer ist als der Abgasdruck (Druck vor Turbine), also $p_2 > p_3$ gilt. Hierdurch ist eine positive Ladungswechselarbeit möglich. Bei der Kompressoraufladung ist dies praktisch immer der Fall. Die von der Kurbelwelle abgezogene Arbeit wird somit teilweise in der Ansaugphase durch die Volumenänderungsarbeit am Kolben zurückgewonnen.

Die Abgasturboaufladung ermöglicht nur in bestimmten Betriebsbereichen auch während der Ladungswechselphase einen Arbeitsgewinn. Die Exergie des Abgases wird dann bestmöglich genutzt. Solche Betriebspunkte sind auch bei PKW-Motoren prinzipiell erreichbar, allerdings nur eingeschränkt, da die Auslegung der Turbomaschinen in einem sehr weiten Betriebsbereich unter Berücksichtigung zahlreicher Zielkonflikte erfolgt. Bspw. kommt bei ottomotorischen Hochtemperaturanwendungen aktuell fast immer eine sog. Wastegate-Turbinenstufe zum Einsatz. Um ein gutes stationäres und transientes Motorverhalten im unteren Drehzahlbereich (1000 bis ca. 2000 rpm) zu gewährleisten ist die Turbinenstufe bzgl. ihres Schluckverhaltens auf kleinere Massenströme ausgelegt. Dies führt einerseits zu einem hohen realisierbaren Ladedruck (und damit hoher potenziell erreichbarer Motorlast) bei geringer Motordrehzahl, dem sog. „Low-End-Torque“. Andererseits ist sie „zu klein“, als dass sie den gesamten Abgasmassenstrom auch bei Nennleistung (hohe Drehzahlen und Lasten) bei akzeptablen Abgasdrücken durchsetzen könnte. Daher wird ein Wastegate als Regelorgan für die Turbinenleistung benötigt, durch das ein Teilmassenstrom des Abgases ungenutzt an der Turbinenstufe vorbeigeführt werden kann. Der in der Folge deutlich sinkende Wirkungsgrad des Aufladesystems beeinflusst die notwendigen Bedingungen für ein positives Spülgefälle negativ.

Die bisherige Betrachtung bezog sich auf Mittelwerte des Motorzyklus. Eine Betrachtung der kurbelwinkelaufgelösten Werte offenbart einen weiteren Vorteil: Durch den stark schwankenden Abgasdruck ist dieser nicht zu jedem Zeitpunkt niedriger als der Ansaugdruck, auch wenn dies für die Mittelwerte zutrifft. Kann nun ein Ventilüberschnitt genau in den Zeiträumen realisiert werden, in denen der Ladedruck höher ist als der Abgasdruck, dann ist ein spülender Ladungswechsel möglich, [3], [1], [43]. Die Frischluft strömt durch das noch geöffnete Einlassventil in den Brennraum und wird durch das bereits geöffnete Auslassventil auf die Abgasseite durchgespült. Zum einen können hierdurch im Brennraum verbliebene Restgase gut ausgespült werden, was bei Ottomotoren die Klopfempfindlichkeit senkt. Zum anderen erfolgt eine zusätzliche Kopplung zwischen Motor und Turbolader. Die durchgespülte Luft führt zu einem höheren Turbinenmassenstrom und damit zu mehr Turbinenleistung. Diese kann mit Hilfe des Verdichters in einen höheren Ladedruck und damit noch effektiveres Spülen umgesetzt werden. Durch Spülen lässt sich somit insbesondere das maximale Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen erheblich steigern. Während der erste Effekt der Restgasausspülung auch mit einer Kompressoraufladung erzielt werden kann, ist der zweite Effekt der positiven Rückkopplung zwischen Verdichter- und Turbinenstufe den Konzepten mit Abgasturboaufladung vorbehalten.

In Kapitel 8 dieser Arbeit werden Betriebspunkte mit spülendem und nicht spülendem Ladungswechsel ausführlich beleuchtet und diskutiert.

2.4 Komponenten von Abgasturboladern und Schnittstellen zum Motor

Wie oben geschildert werden Abgasturbolader eingesetzt, um dem Motor die Ansaugluft vorverdichtet auf einem höheren Druckniveau bereitzustellen. Die wesentlichen Komponenten des Turboladers sind dabei der Rotor, das Lagergehäuse - in dem dieser entsprechend rotierend und mit eingeschränkten Freiheitsgraden gelagert ist - sowie die Spiralgehäuse von Verdichter- und Turbinenstufe. Der Rotor selbst besteht wiederum aus Verdichter- und Turbinenrad sowie der Turboladerwelle, die beide Laufräder verbindet und die Leistung überträgt.

Die Verdichtung erfolgt bei Anwendungen im PKW-Bereich üblicherweise in einer Radialverdichterstufe (engl. 'centrifugal compressor'). Diese saugt die Luft über den Luftfilter des Motors an. Im Verdichterrad (engl. 'compressor wheel') wird dem Fluid kinetische Energie zugeführt, die sowohl im Rad selbst als auch in einem nachgeschalteten Diffusor (engl. 'diffuser') in Druckenergie umgesetzt wird (rotierender und nicht rotierender Diffusor). Das Spiralgehäuse (engl. 'compressor housing' oder 'volute') fungiert im Wesentlichen als Sammelorgan für den über dem Umfang verteilten Massenstrom.

Nach der Verdichtung wird die dadurch erwärmte Luft in einem Ladeluftkühler isobar auf ein Niveau zwischen 30 °C und 50 °C (abhängig von den Umgebungsbedingungen) abgekühlt und dem Brennraum zugeführt. Nach der Verbrennung strömt das Gas aus dem Zylinder (engl. 'cylinder') in den Abgaskrümmen (engl. 'manifold') und von dort aus in das Turbinengehäuse (engl. 'turbine housing'). Der Krümmer fungiert als Sammelorgan und kann in das Turbinengehäuse integriert bzw. daran angegossen oder angeschweißt sein. Auch Konstruktionen mit in den Zylinderkopf integriertem Krümmer und/oder Turbinengehäuse sind möglich und bekannt. Dem Turbinengehäuse kommt die Aufgabe der Beschleunigung des Massenstromes sowie dessen gleichmäßiger Verteilung über dem Umfang des Turbinenrades (engl. 'turbine wheel') zu. Das Turbinengehäuse selbst kann ein- oder mehrflutig ausgeführt sein. Im Rad wird das Fluid weiter entspannt und beschleunigt und es wird ihm ein Teil seiner kinetischen Energie entzogen. Turbinengehäuse und Turbinenrad fungieren also als nicht rotierende bzw. rotierende Düsen. Die vorhandene kinetische Energie am Radaustritt wird in einem Diffusor möglichst effizient in eine Drucksteigerung umgesetzt. Danach wird das Abgas dem Abgasnachbehandlungssystem zugeführt.

Das Lagergehäuse (engl. 'bearing housing' oder 'center section') wird über den Motorölkreislauf mit Schmiermittel (engl. 'lubricant') versorgt. Vorrangige Aufgabe ist Schmierung und Kühlung der Radial- und Axiallagerstellen der Turboladerwelle. Das Öl kann aber auch gleichzeitig als Kühlmittel (engl. 'coolant') für das gesamte Lagergehäuse dienen. Denn neben der Reibleistung ist auch die durch das Abgas eingetragene Wärme abzuführen, um einer zu hohen Temperatur an den Lagerstellen vorzubeugen. Insbesondere bei Hochtemperaturanwendungen im Ottomotor kommen vorrangig wassergekühlte Gehäuse zum Einsatz, die neben dem Ölkern einen zusätzlichen Wasserkern aufweisen und an den Kühlmittelkreislauf des Motors angeschlossen sind.

2.5 Integrale und reduzierte Kenngrößen

Zur Beurteilung von Verdichter- und Turbinenstufen werden bestimmte - teilweise dimensionslose oder pseudo-dimensionslose - Kennzahlen verwendet. Im Idealfall fällt deren Definition so aus, dass eine baugrößenunabhängige Vergleichbarkeit der Kennzahlen vorliegt. Dies ist allerdings aufgrund der üblichen Definitionen, die sich im Bereich der Abgasturboaufladung durchgesetzt haben, z.T. nur eingeschränkt der Fall, [1], [42]. Diese sind nicht notwendigerweise unabhängig von Baugröße, Stoffwerten oder Prozessführung und erlauben damit nicht in jedem Fall eine eindeutige Beurteilung der aerodynamischen Qualität der Strömungsmaschine. Beispiele hierfür sind die Verwendung des isentropen anstelle des polytropen Wirkungsgrades oder des Massenstromparameters MFP der Turbinenstufe (auch Durchflusszahl genannt).

2.5.1 Verdichterkenngrößen

Zur Charakterisierung der Verdichterstufe werden üblicherweise der korrigierte Massenstrom, die korrigierte Verdichterdrehzahl sowie das total-zu-totale Verdichterstufendruckverhältnis und der total-zu-totale isentrope Verdichterwirkungsgrad herangezogen. Als Referenzbedingungen innerhalb dieser Arbeit werden dabei stets $T_{ref} = 293.15 \text{ K}$ und $p_{ref} = 100000 \text{ Pa}$ gewählt.

$$\dot{m}_{C,corr} = \dot{m}_C \frac{p_{ref}}{p_{1t}} \sqrt{\frac{T_{1t}}{T_{ref}}} \quad (2.4)$$

$$n_{C,corr} = n_C \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{1t}}} \quad (2.5)$$

$$PI_{C,tt} = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \quad (2.6)$$

Für die Wirkungsgraddefinition wird das ideale, auf Eintrittstemperatur und gemessenem Druckverhältnis basierende, Enthalpiegefälle ins Verhältnis zum realen, auf gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen basierenden, Enthalpiegefälle gesetzt, Gleichung 2.7.

$$\begin{aligned} \eta_{C,tt,is} &= \frac{\text{isentrop (ideale) Verdichterarbeit}}{\text{real verrichtete Verdichterarbeit}} \\ &= \frac{h_{2t,is} - h_{1t}}{h_{2t} - h_{1t}} = \frac{\Delta h_{C,tt,isentrop}}{\Delta h_{C,tt,real}} \\ &= \frac{T_{1t} \left(PI_{C,tt}^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right)}{T_{2t} - T_{1t}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

2.5.2 Turbinenkenngrößen

Zur Charakterisierung der Turbinenstufe werden üblicherweise der reduzierte Massenstrom, die reduzierte Turbinendrehzahl sowie das total-zu-statische Turbinenstufendruckverhältnis und der total-zu-statische (thermo-mechanische) Turbinenwirkungsgrad herangezogen. Dieser beinhaltet bedingt durch die Messmethode auch den mechanischen Wirkungsgrad.

$$\dot{m}_{T,red} = MFP = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{3t}}}{p_{3t}} \quad (2.8)$$

$$n_{T,red} = \frac{n_T}{\sqrt{T_{3t}}} \quad (2.9)$$

Das Druckverhältnis wird üblicherweise total-zu-statisch gebildet, da die in der Abströmung noch enthaltene kinetische Energie (zumindest bei einstufigen Maschinen) als verloren angesehen wird, [1].

$$PI_{T,ts} = \frac{p_{3t}}{p_{4s}} \quad (2.10)$$

Analog zur Definition beim Verdichtungsprozess ergibt sich der Wirkungsgrad des Entspannungsprozesses in der Turbinenstufe gemäß Gleichung 2.11, allerdings mit total-zu-statischer Definition des idealen Vergleichsprozesses, da die kinetische Energie am Austritt der Stufe wiederum als verloren angesehen wird.

$$\begin{aligned} \eta_{T,ts,is} &= \frac{\text{real verrichtete Turbinenarbeit}}{\text{isentropie (ideale) Turbinenarbeit}} \\ &= \frac{h_{3t} - h_{4t}}{h_{3t} - h_{4s,is,is}} = \frac{\Delta h_{T,tt,real}}{\Delta h_{T,ts,ideal}} \\ &= \frac{\frac{\Delta h_{T,tt,real}}{2}}{\frac{c_{is,T}^2}{2}} = \frac{T_{3t} - T_{4t}}{T_{3t} \left(1 - \left(\frac{1}{PI_{T,ts}} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right)} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Diese Definition kann in der Praxis üblicherweise nicht verwendet werden, da die Wärmeverluste an die Umgebung zu hoch sind, um mittels einer Temperaturmessung verlässliche Wirkungsgrade berechnen zu können ([44]), siehe auch Abschnitt 3.2. Zudem herrscht stromab der Turbinenstufe üblicherweise eine drallbehaftete Strömung, die zusätzlich ein inhomogenes Temperaturfeld aufweist, was die exakte Bestimmung der Totaltemperatur weiter erschwert ([45], [46]). Der Einfluss dieses Effekts auf die gemessene Temperatur ist allerdings um mindestens eine Größenordnung geringer als der Einfluss durch Wärmeverluste, [44], [47].

Aus den geschilderten Gründen wird unter Vernachlässigung der mechanischen Verluste innerhalb des Turboladers die reale Verdichterleistung gleich der realen Turbinenleistung gesetzt und diese mit der berechneten, ideal möglichen (durch das Gas zur Verfügung gestellten) Leistung verglichen, Gleichung 2.12.

$$\begin{aligned}
 \eta_{T,ts,is,tm} &= \frac{P_{T,real} + P_{fric}}{P_{T,ideal}} = \frac{P_{C,real}}{P_{T,ideal}} \\
 &= \frac{\dot{m}_1 c_{p,a} (T_{2t} - T_{1t})}{\dot{m}_3 c_{p,g} T_{3t} \left(1 - \left(\frac{1}{P_{T,ts}} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right)} \quad (2.12) \\
 &= \eta_{T,ts,is} \eta_{mech}
 \end{aligned}$$

Hierdurch ist der mechanische Wirkungsgrad des Turboladers im gemessenen Turbinenwirkungsgrad enthalten, weshalb er als *thermo-mechanischer Turbinenwirkungsgrad* bezeichnet wird. Reibungs- bzw. Leistungsverluste entstehen bspw. durch die Radseitenreibung und Panschverluste an rotierenden Bauteilen innerhalb des Lagergehäuses sowie vor allem aufgrund der Lagerreibleistung an Radial- und Axiallagerstellen. Während die erstgenannten Verluste von zunächst eher untergeordneter Bedeutung sind, besitzen die Lagerverluste einen dominierenden Einfluss und sind nicht zu vernachlässigen. Die Lagerreibleistung ist sowohl drehzahl- als auch axialschubabhängig und zunächst nicht bekannt. Für den Fall, dass Mess- oder Simulationsdaten zur Lagerreibleistung vorhanden sind, kann diese betriebspunktabhängig zur gemessenen realen Verdichterleistung hinzuaddiert werden. Hierdurch kann nahezu die reale (aerodynamische) Turbinenleistung bestimmt werden, wodurch der daraus errechnete Turbinenwirkungsgrad die aerodynamischen Eigenschaften deutlich besser repräsentiert. Siehe hierzu ebenfalls Abschnitt 3.2.

In Abbildung 2.3 sind die jeweiligen h-s-Diagramme eines einstufigen Verdichtungs- sowie Entspannungsprozesses dargestellt. Die Benennung der einzelnen Stationen innerhalb der Prozesse erfolgt entsprechend der im Symbolverzeichnis angegebenen Indizes, welche in allen Gleichungen, Skizzen und Graphen sowie Tabellen dieser Arbeit Anwendung finden.

Stationäres und instationäres Betriebsverhalten von
Abgasturboladern

Lüddecke, B.

2016, XXVII, 173 S. 89 Abb., 43 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-12780-0