

1 Einleitung und Zielsetzung

Im Segment der Nutzfahrzeuge (Nfz) stellt der Dieselmotor mit einem Marktanteil von 95 % die wichtigste Antriebsart dar. Auch in den kommenden Jahren werden dieselmotorische Antriebsstränge im Nfz-Bereich den Hauptteil der verkauften Fahrzeuge in der gewerblichen Anwendung stellen [4]. Nach Prognosen nehmen die Antriebsstränge mit Dieselmotor im Nfz-Segment weiterhin einen Anteil von über 80 % in 2030 ein [51]. Als Haupttreiber der Entwicklungsarbeit gelten nach wie vor die Einhaltung von Abgasgesetzgebungen, deren Fokus sich neben der Partikel- und Stickoxidemissionsreduktion zunehmend auf die signifikante Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs respektive CO₂-Emissionen des Verbrennungsmotors ausweitet. Hierzu hat die Europäische Union (EU) die Reduktion der CO₂-Flottengrenzwerte von 15 % bis 2025 respektive ca. 43 % bis 2030 im Vergleich zu den Referenzwerten in 2019/2020 zum Ziel gesetzt [53, 147]. Darüber hinaus verlangt die Phase 2 des Treibhausgasemissionsstandards der Vereinigten Staaten ebenso eine kontinuierliche Reduktion der CO₂-Emissionen bis 2027 [146]. Außerdem hat die Emissionsschutzbehörde Kaliforniens (California Air Resources Board (CARB)) eine Absenkung der Stickoxid (NO_x)-Emissionen um 90 % gegenüber dem aktuell gültigen Emissionsstandard (United States Environment Protection Agency 10 (US EPA 10)) für 2027 in dem stationären und transienten Zertifizierungszyklus definiert [3]. Die für die Zertifizierung gesetzlich vorgeschriebenen transienten Zyklen (bspw. World Harmonized Transient Cycle (WHTC) in der EU bzw. Heavy-Duty FTP Transient Cycle in den USA) für schwere Nutzfahrzeuge werden sowohl als Kalt- als auch als Warmstarttest absolviert. Um die NO_x-Emissionsanforderungen erreichen zu können, müssen insbesondere hinsichtlich der kaltgestarteten Testprozeduren motorische Aufheizmaßnahmen (z. B. Ansaug- und Abgasdrosselung, frühe Nacheinspritzung, Spätverschiebung der Haupteinspritzung oder Miller-Zyklus [140]) eingeleitet werden, um die Abgastemperatur auf die notwendigen Temperaturniveaus der Abgasnachbehandlungssysteme anzuheben. Die Maßnahmen zur NO_x-Reduzierung stehen im direkten Konflikt mit der Wirkungsgradsteigerung respektive CO₂-Senkung [105]. Um den hieraus resultierenden sogenannten NO_x-CO₂-Trade-Off zu entschärfen, sind die Optimierung der Abgasnachbehandlungskomponenten sowie die Aufladung auf motorischer Seite zwei zentrale Parameter. Beispielsweise kann die Optimierung des transienten Ladedruckaufbaus, um folglich höhere Abgasrückführaten im dynamischen Betrieb einstellen zu können, als geeignete NO_x-Reduzierungsmaßnahme im kaltgestarteten Transientzyklus eingesetzt werden [43].

Im Hinblick auf die steigende Komplexität im Zusammenspiel aus Brennverfahren, Aufladung und Abgasnachbehandlung nimmt der Einsatz von simulationsgestützten Methoden im Entwicklungsprozess eine zunehmende Rolle ein. In Bezug auf die Anpassung des Aufladeaggregats auf den Verbrennungsmotor ist die Verwendung der 1D-Motorprozesssimulation ein unverzichtbares Werkzeug. Für eine präzise Vorhersage des Systemverhaltens des Verbundes aus Verbrennungs- und Strömungsmaschine ist die genaue Abbildung des Verbrennungsprozesses und der Abgasturboaufladung eine zwingende Voraussetzung. Im Allgemeinen wird der Arbeitsprozess des Abgasturboladers in der Motorprozesssimulation als adiabat betrachtet [170]. Jedoch treten bei der Vermessung des Abgasturboladers (ATL) im Heißgasprüfstand und im Motorprüfstandsbetrieb Wärmeübertragungsmechanismen auf, die eine realitätsnahe Abbildung des ATL-Betriebsverhaltens in der Simulation beeinträchtigen [86]. Die am Heißgasprüfstand er-

mittelten Verdichterwirkungsgrade kombinieren den aerodynamischen Arbeitstransfer und den Einfluss des Wärmestroms. Die aus der Heißgasmessung hervorgehenden Turbinenwirkungsgrade sind zusätzlich durch den parasitären Effekt der ATL–Lagerreibung beeinflusst [113]. Die Verwendung dieser Maschinenkennfelder in niedriglastigen und in dynamischen Motorprozesssimulationen, die verstärkt in den Fokus der Simulationsaktivitäten rücken, führt durch die deutlichen Abweichungen von den Randbedingungen der Heißgasmessung zu einer Absenkung der Vorhersagegüte [170]. Die Abtrennung der parasitären Effekte (Wärmestrom und Lagerreibung) aus den konventionell gemessenen Heißgaskennfeldern in Kombination mit einer physikalischen Modellierung der realen Wärmeübergänge des Abgasturboladers unter motorischen Randbedingungen sowie die separate Modellierung der ATL–Reibleistungscharakteristik sind notwendige Maßnahmen zur Steigerung der Ergebnisqualität. Darüber hinaus führt die eingeschränkte Aufnahme des Turbinenkennfeldes am Heißgasprüfstand zu einer zusätzlichen Beeinflussung der Teillast- und Transient–Simulationen. Demzufolge hat sich die Extrapolation der Turbinenkennfelder als zielführende Maßnahme zur Steigerung der Aussagefähigkeit der Simulationsergebnisse erwiesen [187].

Im Hinblick auf die Verbrennungsmodellierung ist eine präzise Vorhersage des Hochdruckprozesses und damit einhergehend die akkurate Modellierung des Enthalpieangebots vor der Turbine ein wesentlicher Baustein. Darüber hinaus kann eine belastbare Emissionsmodellierung weiteren Mehrwert für die Nutzung der Motorprozesssimulation in den Entwicklungsphasen bereitstellen. Untersuchungen von Cornetti et al. [47] verdeutlichen, dass die Kombination aus physikalischem Verbrennungs- und Ladungswechselmodell sowie datenbasierter Emissionsmodellierung zu einer weiteren Anhebung der Emissionsvorhersagefähigkeit gegenüber der physikalischen Emissionsmodellierung führt. Der in Kooperation zwischen der Robert Bosch GmbH und dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) – auf Basis der Untersuchungen von Bloch [23] – entwickelte datenbasierte Ansatz zur Modellierung der Verbrennung und der Emissionen zeigt die geforderten Genauigkeiten hinsichtlich der Hochdruckprozess- und Emissionsvorhersage.

Anhand obiger Ausführungen lassen sich folgende Forschungsziele dieser Dissertation zusammenfassend festhalten:

- Erstellung einer datenbasierten Verbrennungs- und Emissionsmodellierung und Integration in die 1D–Motorprozessrechnung
- Erarbeitung eines Ansatzes zur betriebspunktabhängigen Bestimmung des Wärmestromeintrages in den Verdichter zur Korrektur der herkömmlich am Heißgasprüfstand gemessenen Wirkungsgradkennfelder von der Wärmeübertragung auf Basis von Kennfelddaten der konventionellen Heißgasmessung
- Reduzierung der rein mathematischen Extrapolation der Turbinenkennfelder durch experimentelle Untersuchungen am Heißgasprüfstand
- Identifikation der elementaren Wärmeübertragungspfade des Abgasturboladers unter motorischen Randbedingungen
- Erarbeitung eines thermischen Modells des Abgasturboladers zur Berücksichtigung der Hauptwärmeübertragungspfade im motorischen Betrieb und Implementierung dieses Modells in die 1D–Motorprozessrechnung
- Validierung der Kombination aus einer datenbasierten Verbrennungs- und Emissionsmodellierung mit einer erweiterten physikalischen Abgasturbolader–Simulationsmethodik anhand stationärer und transienter Messdaten vom Motorprüfstand

Nach der Einführung der thermodynamischen Grundlagen der Abgasturboaufladung und Kenngrößen der Strömungsmaschinen wird der Stand des Wissens hinsichtlich des diabaten Verhaltens des Aufladeaggregats im Betrieb präsentiert. Daran anschließend werden die experimentellen Ergebnisse am Heißgasprüfstand vorgestellt, die zur Quantifizierung des Einflusses des Wärmestromeintrages in den Verdichter sowie zur Extrapolation der Maschinenkennfelder der Turbine Verwendung finden. Die im weiteren Verlauf gezeigten experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand mit einer mit Oberflächentemperaturmessstellen versehenen ATL-Hardware bilden die Basis zur Identifizierung der Hauptwärmeübertragungspfade des Aufladeaggregats unter motorischen Randbedingungen. Anknüpfend an den experimentellen Teil wird die Implementierung eines datenbasierten Ansatzes zur Verbrennungs- und Emissionsmodellierung vorgestellt. Anschließend erfolgt dessen Validierung mittels stationärer und transients Messdaten. Des Weiteren wird ein Ansatz erarbeitet, der die betriebspunktabhängige Korrektur des Wärmestromeintrages in den Verdichter und damit die Bestimmung des adiabaten Verdichter- und Turbinenkennfeldes ermöglicht. Darüber hinaus wird eine Kombination aus physikalischer und mathematischer Extrapolationsmethodik für die Turbinenkennfelder präsentiert. Die Untersuchungsergebnisse der Oberflächentemperaturmessungen in Verbindung mit den Erkenntnissen aus der Grundlagenliteratur über das diabate Verhalten des Abgasturboladers dienen zum Aufbau eines simplifizierten eindimensionalen thermischen Wärmeübertragungsmodells des Aufladeaggregats. Die 1D-Wärmestrommodellierung des Abgasturboladers wird in das Gesamtmodell implementiert und mit Hilfe der ATL-Oberflächentemperaturmessung an der motorischen Vollast abgestimmt. Das thermische Ersatzmodell wird abschließend anhand von stationären und transienten Motormessungen validiert.

2 Grundlagen und wissenschaftlicher Kenntnisstand

Dieses Kapitel betrachtet im Abschnitt 2.1 die Grundlagen der Abgasturboaufladung des Verbrennungsmotors, die thermodynamischen Grundlagen der Abgasturboaufladung in Kapitel 2.2 sowie die Kenngrößen der Verdichter- und Turbinenstufe in Abschnitt 2.3. Außerdem werden die Grundlagen der Wärmeübertragungsmechanismen (Abschnitt 2.4) sowie der Wärmeübertragung im Abgasturbolader (Abschnitt 2.5) erläutert. Im Anschluss daran wird im Kapitel 2.6 auf den Stand der Technik hinsichtlich der konventionellen Kennfeldmessung des Abgasturboladers, die Handhabung und die Korrekturansätze der ATL-Reibleistung sowie die Methoden zur Erweiterung der Turbinencharakteristik eingegangen.

2.1 Abgasturboaufladung der Verbrennungskraftmaschine

Die Steigerung der in den Zylinder einströmenden Luftmasse über eine Anhebung des Dichtenniveaus der frei angesaugten Luft ist das Ziel der Aufladung. Die Anhebung der Luftdichte führt in Verbindung mit einer entsprechenden Steigerung der Brennstoffzufuhr zu einer Zunahme von Drehmoment und Leistung [67].

$$P_e = p_{me} \cdot i \cdot n_{Mot} \cdot V_H \quad \text{mit} \quad p_{me} = \rho_L \cdot \eta_e \cdot \lambda_a \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{min}} \quad (2.1)$$

Wie aus der Gleichung 2.1 ersichtlich ist, kann der effektive Mitteldruck p_{me} und somit die effektive Leistung P_e bei vorgegebenem Luft-Kraftstoffverhältnis λ , festgelegter Kraftstoffart (unterer Heizwert H_u und Mindestluftbedarf L_{min}) sowie hinsichtlich den fixierten Motorparametern (Hubvolumen V_H , Motordrehzahl n_{Mot} und Arbeitsspielzahl i) neben der Anhebung der Luftdichte der angesaugten Luft ρ_L über den effektiven Wirkungsgrad η_e und den Luftaufwand λ_a gesteigert werden. Jedoch kann eine nennenswerte Leistungssteigerung nur durch die Anhebung der Ansaugluftdichte erreicht werden [83]. Die Steigerung dieser erfolgt primär durch eine Erhöhung des Motoreinlassdruckes auf einen Wert oberhalb des Umgebungsdruckes. Da neben der Anhebung des Druckes auch die Temperatur ansteigt, wird ein Ladeluftkühler (LLK) eingesetzt, welcher der Kompression im Verdichter nachgeschaltet ist, womit die im Aufladegregat erfolgte Temperaturanhebung des Arbeitsgases mehr oder weniger reduziert wird, damit die Ansaugluftdichte weiter gesteigert werden kann [139].

Die Aufladung wurde zunächst hauptsächlich als Verfahren für die Anhebung der Leistung eingesetzt, wobei diese zunehmend als Maßnahme für die Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsabsenkung Anwendung findet [125]. Die Aufladung der Verbrennungskraftmaschine lässt sich in unterschiedliche Aufladeverfahren aufteilen, wobei sich die Abgasturboaufladung als dominierendes Verfahren herauskristallisiert hat [67, 125]. Der Abgasturbolader setzt sich aus einer im Abgasstrom befestigten Turbine und einem im Ansaugbereich applizierten Strömungsverdichter zusammen. Beide Strömungsmaschinen werden für den Einsatz im Hubkolbenmotor üblicherweise in radialer Bauweise ausgeführt. Die beiden Laufräder sind über eine Welle starr verbunden [19, 186]. Die Abgasströmung des Verbrennungsmotors wird radial in die Turbine eingeleitet. Der Enthalpiestrom des Abgases wird durch ein Druckgefälle, hervorgerufen durch

die Reduzierung des Strömungsquerschnitts im Turbinengehäuse und dem Leitapparat, vor dem Turbinenlaufrad teilweise in kinetische Energie umgewandelt. Im Laufrad der Turbine übt das stark beschleunigte Arbeitsmedium beim Durchströmen der Schaufelkanäle infolge von Umlenk- und Rückstoßwirkung eine Umfangskraft auf die Beschaukelung des Turbinenrades aus. Das in Folge der Umfangskraft erzeugte Drehmoment an der Rotorwelle wird somit dem Verdichter als mechanische Energie bereitgestellt [93], die jedoch durch die Reibungsverluste im Lagerstuhl reduziert wird [156]. Das im Laufrad expandierte Gas verlässt die Turbinenstufe axial in Richtung Abgastrakt mit reduziertem Temperatur- und Druckniveau [67]. Das in den Verdichter axial einströmende Gas wird über das von der Rotorwelle angetriebene Verdichterlaufrad infolge einer Druck- und Schleuderwirkung verdrängt und beschleunigt [93]. Am Laufradaustritt und in den weiterführenden Komponenten des Radialverdichters (Diffusor und Volute) wird die Strömung verzögert, wodurch kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt wird [138]. Das komprimierte Arbeitsmedium verlässt das Verdichterlaufrad in radialer Richtung [67]. Folglich ist der Abgasturbolader thermodynamisch an den Verbrennungsmotor gekoppelt [19, 125].

Bei den Pkw-Dieselmotoren wird für die Regelung des Ladedrucks vorzugsweise auf Turbinen mit variablem Leitapparat (Variable Turbinengeometrie (VTG)) zurückgegriffen [125, 186, 207]. Im Bereich der Nfz-Dieselmotoren zeigen die Motoren in den Modelljahren 2008 bis 2013 im schweren und mittelschweren Segment eine große Spanne von verschiedenen Aufladesystemen auf [125]. Nach Horvath et al. [88] wird für Nfz-Motorenkonzepte für das Modelljahr 2024 die Vielfalt der Aufladesysteme reduziert – Abkehr von der zweistufigen Aufladung und dem Turbo-compound –, wobei die Variante der einstufigen Aufladung mit hohen Maschinenwirkungsgraden die bevorzugte Variante sein wird. Als Haupttreiber hierfür zeigt sich unter anderem das schnelle Aufheizverhalten der Abgasnachbehandlung bedingt durch die geringere thermische Trägheit des Aufladesystems verantwortlich [88]. Obwohl im schweren Nutzfahrzeugsegment die einstufige Aufladung mit abgasseitigem Bypass (Wastegate) zur Regelung des Ladedruckes am häufigsten Verwendung findet [54, 125], entscheiden sich viele Nutzfahrzeughersteller für die Nutzung von Abgasturboladern mit VTG [125]. Als Hauptgrund lässt sich der Gebrauch der VTG als kennfeldweite Regelungskomponente des optimalen Luftverhältnisses oder alternativ der optimalen Abgasrückführung (AGR) [125] nennen. Der Aufbau eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie und die Bezeichnung der wesentlichen Komponenten wird in nachfolgender Abbildung 2.1 schematisch dargestellt. Auf eine detaillierte Beschreibung der weiteren Bestandteile der Turbomaschine¹ und deren Funktionsweise sowie wechselseitigen Beeinflussungen im Aufladeaggregat wird an dieser Stelle verzichtet und auf die Literatur verwiesen (Grundlagen der Strömungsmaschinen und Abstimmung der Baugruppen: Baines [13], Korpela [104], Dixon und Hall [50], Traupel [185], Watson und Janota [197]; Verdichter: Aungier [8], Japikse und Baines [91]; Turbine: Aungier [9], Whitfield und Baines [202], Lüdtke [115], Van den Braembussche [188]).

Mittels der Variation der Leitschaufeln und der dementsprechenden Veränderung des Eintrittsquerschnittes wird die generierte Turbinenleistung und damit das Ladedruckniveau bestimmt. Bei geringen Abgasmassenströmen führt das Schließen der Leitschaufeln zu einer Minderung des Turbinenquerschnitts, sodass die angehobene Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit zu einem ansteigenden Turbineneintrittsdruck (höheres Enthalpiegefälle) führt, wodurch eine Zunahme des Ladedruckes über die Erhöhung der Turbinenleistung bewirkt wird [67]. Neben der Steigerung des Turbineneintrittsdruckes zur Erhöhung des Ladedruckes können weitere

¹Die aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht explizit markiert sind

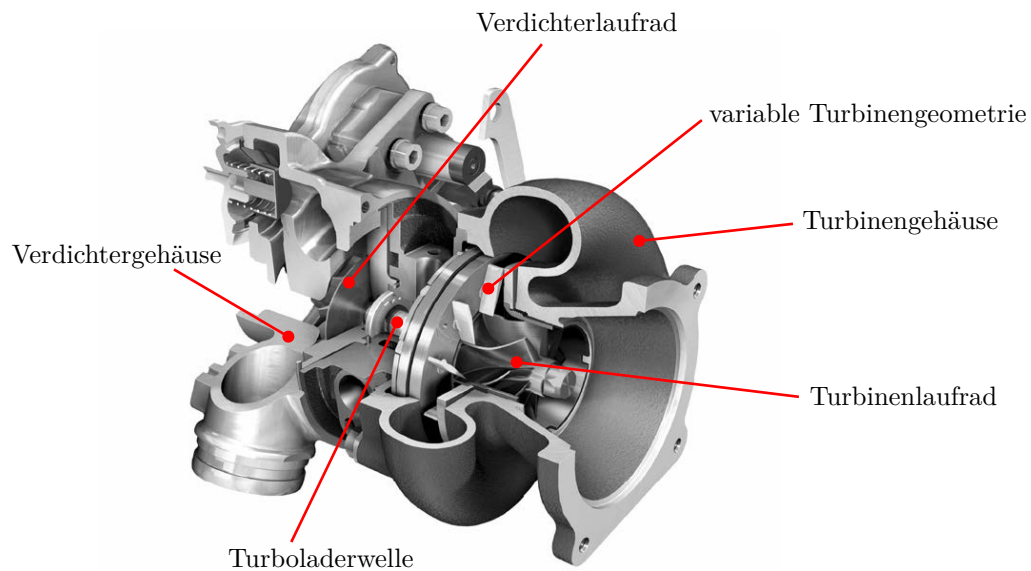


Abbildung 2.1: Schnittdarstellung eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie aus [181] mit der Benennung der wesentlichen Komponenten nach [99]

Maßnahmen anhand der Turboladerhauptgleichung (siehe Gleichung 2.2 nach [83, 139]) ergriffen werden.

$$\Pi_V = \frac{p_{t2}}{p_{t1}} = \left[1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{c_{p,T}}{c_{p,V}} \cdot \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \cdot \eta_{ATL} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_{t3}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right) \right]^{\frac{\kappa_V}{\kappa_V - 1}} \quad (2.2)$$

Bei gegebenen Ansaugzuständen (T_1 , p_1 sowie $p_4 \approx p_1$) sowie gegebenem Massenstromverhältnis (\dot{m}_T/\dot{m}_V) kann eine Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses Π_V ebenso über eine Anhebung der Turbineneintrittstemperatur T_{t3} oder durch die Steigerung des Abgasturboladerwirkungsgrades² η_{ATL} erfolgen [139]. Die Steigerung der Turbineneintrittstemperatur und die damit einhergehende Zunahme der thermischen Belastung ist als kritisch zu bewerten, sodass die Anhebung des Abgasturboladerwirkungsgrades die geeignetste Möglichkeit zur Erhöhung des Ladedruckes darstellt. Demzufolge erlauben die höheren Wirkungsgrade des Turboladers die Bereitstellung niedriger Abgastemperaturen- und/oder Drücke zur Erreichung des gleichen Druckverhältnisses am Verdichter [205].

2.2 Thermodynamische Grundlagen der Abgasturboaufladung

Dieses Kapitel widmet sich der Erläuterung von thermodynamischen Grundlagen, welche zum Verständnis der Arbeit benötigt werden. Diesbezüglich werden zunächst die totalen Zustandsgrößen eingeführt und anschließend die Wirkungsgraddefinitionen der Verdichter- und Turbinenstufe hergeleitet.

Die Machzahl Ma wird als die wesentliche dimensionslose Kenngröße in der kompressiblen Strömungsmechanik tituiert [30]. Diese wird über das Verhältnis zwischen Strömungsgeschwindigkeit c und lokaler Schallgeschwindigkeit a gebildet und gilt damit als Maß für die Kompressibilität der Strömung [107]:

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} \quad (2.3)$$

²Dieser ist das Produkt aus dem isentropen Wirkungsgrad des Verdichters $\eta_{V,is}$ und der Turbine $\eta_{T,is}$ sowie des mechanischen Wirkungsgrades des Abgasturboladers $\eta_{ATL,m}$

Dabei wird T als statische Temperatur, R als Gaskonstante und κ als Isentropenexponent des Gases bezeichnet. Die spezifische Totalenthalpie h_t eines Fluids ist die Summe aus dessen statischer Enthalpie h und spezifischer kinetischer Energie der Strömung [107]:

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} \quad (2.4)$$

Die totalen Zustandsgrößen werden konventionsgemäß mit dem Index „t“ versehen. Unter Verwendung der Machzahl lassen sich die statischen thermodynamischen Zustandsgrößen in Totalgrößen umwandeln [107].

$$\text{Totaltemperatur:} \quad T_t = T \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right) \quad (2.5)$$

$$\text{Totaldruck:} \quad p_t = p \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.6)$$

$$\text{Totaldichte:} \quad \rho_t = \rho \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (2.7)$$

Hierbei gilt jedoch zu berücksichtigen, dass die Beziehungen für Totaldruck und Totaldichte nur unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung gültig sind [30, 107]. Die Temperaturerhöhung in einem isentropen Prozess wird über das Verhältnis von End- zu Anfangsdruck p_2/p_1 , die Temperatur vor Verdichtung T_1 und den Isentropenexponenten κ folgendermaßen berechnet [19]:

$$T_{2,is} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad (2.8)$$

Die isentrope Temperaturerhöhung bei der Verdichtung wird in der Praxis zur Bestimmung des Verdichterwirkungsgrades verwendet [83], wie im weiteren Verlauf dieses Abschnittes gezeigt wird.

Der wichtigste Parameter der Turbomaschine stellt der Wirkungsgrad dar [202]. Dieser setzt den tatsächlichen Arbeitsaufwand in das Verhältnis zu einer idealen Prozessarbeit. Somit lässt sich für den Verdichterwirkungsgrad folgender Zusammenhang formulieren [91]:

$$\eta_V = \frac{w_{ideal}}{w_{12}} = \frac{\text{idealer Arbeitsaufwand}}{\text{tatsächlicher Arbeitsaufwand}} \quad (2.9)$$

Analog dazu kann der Wirkungsgrad der Turbinenstufe wie folgt ausgedrückt werden [91]:

$$\eta_T = \frac{w_{34}}{w_{ideal}} = \frac{\text{tatsächlicher Arbeitsgewinn}}{\text{idealer Arbeitsgewinn}} \quad (2.10)$$

Der tatsächliche Arbeitsaufwand lässt sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse folgendermaßen ermitteln [104]:

$$q + h_{t1} = h_{t2} + w \quad (2.11)$$

Generell werden die Turbomaschinen als adiabat ($q = 0$) betrachtet [50, 91, 202], womit der Arbeitstransfer vereinfacht über die Enthalpieänderung ausgedrückt werden kann [91]. Für die am Fluid geleistete Arbeit im Verdichter lässt sich folgende Vereinfachung festhalten [104]:

$$w_{12} = h_{t2} - h_{t1} \quad (2.12)$$

Die tatsächliche Arbeit der Turbine ist gegeben durch folgenden Ausdruck [104]:

$$w_{34} = h_{t3} - h_{t4} \quad (2.13)$$

Neben der oben gezeigten thermodynamischen Beschreibung des Arbeitstransfers in einer Turbomaschine kann dieser alternativ auch fluidmechanisch über die Änderung des Drehimpulses beim Durchlaufen der Maschine ausgedrückt werden (Eulersche Turbomaschinengleichung) [13]. Die aus den Gleichungen 2.12 und 2.13 ermittelte tatsächliche Arbeit gilt als Maß für die aerodynamische und thermodynamische Prozessgüte und entspricht im Allgemeinen nicht der mechanischen Leistung an der Rotorwelle des Aufladeaggregats. Dies lässt sich auf externe Verluste wie Rezirkulationen, Luftwiderstand durch Leckage des Arbeitsgases an der Stirnseite des Rotors oder durch Reibungsverluste am Laufradrücken zurückführen [91].

Der ideale Arbeitsaufwand w_{ideal} entspricht der Strömungsarbeit, welche aufgebracht werden muss, um die Druckerhöhung beim Durchlaufen des idealen Referenzprozesses zu erreichen [39]. Prinzipiell kann der ideale Prozess über drei Referenzprozesse definiert werden. Die Unterscheidung erfolgt nach Casey und Fesich [39] hinsichtlich des isentropen, polytropen oder isothermen Vergleichsprozesses. Nach Whitfield und Baines [202] sollte der isotherme Vergleichsprozess als geeignete Referenz für die Turbomaschinen Anwendung finden, bei denen die Wärmeströme nicht als vernachlässigbar betrachtet werden können. Der isotherme Vergleichsprozess ist allerdings nur zur Beschreibung einer gekühlten Verdichtung bzw. einer mehrstufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung geeignet [87]. Außerdem wird nach Casey und Fesich [39] die Verwendung des polytropen Vergleichsprozesses bei Turbomaschinen mit stark wärmestrombehafteten Prozessen empfohlen. Aufgrund der vereinfachten Darstellungsweise des isentropen Vergleichsprozesses im h - s -Diagramm ist die isentrope Wirkungsgradformulierung in der Praxis gebräuchlich [30], folglich wird auch in dieser Arbeit die isentrope Wirkungsgradnotation eingesetzt. Demzufolge lassen sich über die gemessenen Drücke und Temperaturen am Ein- und Austritt der Maschine und der isentropen Referenz die isentropen Wirkungsgrade der Turbomaschine berechnen. Für die isentropen Maschinenwirkungsgrade ergeben sich somit folgende Ausdrücke [13]:

$$\text{Verdichterwirkungsgrad (total-total):} \quad \eta_{V,is} = \frac{h_{t2,is} - h_{t1}}{h_{t2} - h_{t1}} \quad (2.14)$$

$$\text{Turbinenwirkungsgrad (total-statisch):} \quad \eta_{T,is} = \frac{h_{t3} - h_{t4}}{h_{t3} - h_{t4,is}} \quad (2.15)$$

Die ideale (isentropen) und reale Zustandsänderung der Verdichter- und Turbinenstufe im h - s -Diagramm demonstriert nachfolgende Abbildung 2.2. Wie in Abbildung 2.2 ersichtlich, differieren die Isobaren mit zunehmender Entropie. Dies lässt sich über den Zusammenhang der Isobaren in einem h - s -Diagramm über folgenden Ausdruck beschreiben [91]:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial s} \right|_{p=konst.} = \frac{h}{c_p} \quad (2.16)$$

Hieraus lässt sich ableiten, dass die Steigung stets positiv ist und mit zunehmender spezifischer Enthalpie h ansteigt, womit sich der Abstand der Isobaren vergrößert. In der Praxis wird dementsprechend oft von den divergierenden Isobaren gesprochen [91].

Die Eintrittszustände beider Strömungsmaschinen (h_{t1} und h_{t3}) werden generell im totalen Zustand verwendet, da die gesamte kinetische Energie der Strömung potentiell für die Energiewandlung zur Verfügung steht [91]. Im Allgemeinen wird auf der Turbinenseite vorausgesetzt, dass die kinetische Restenergie des Gases bei Austritt aus der Stufe ungenutzt in das Abgas-

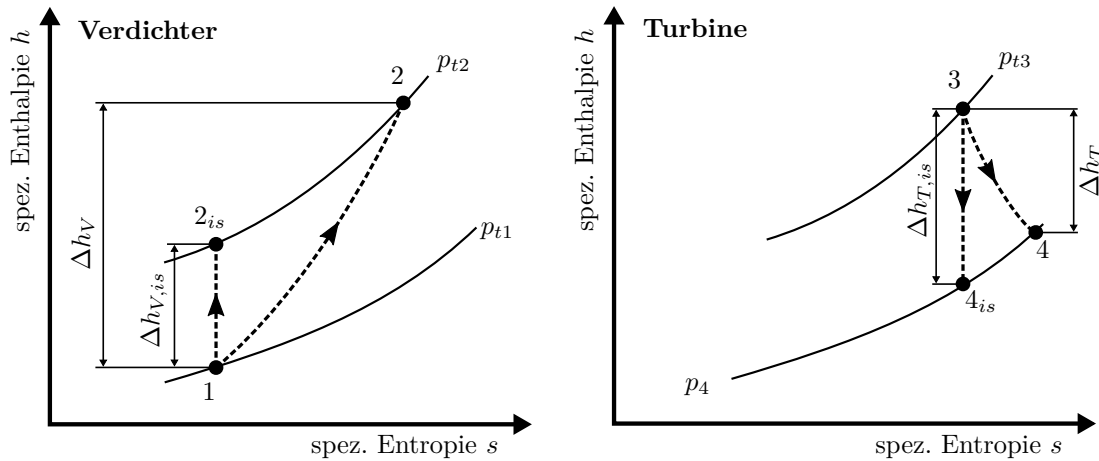


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Zustandsänderungen im h - s -Diagramm für die Kompression (Verdichter) und Expansion (Turbine) nach [22, 139]

system austritt, wodurch sich die totale-zu-statische Definition als Maß für den isentropen Turbinenwirkungsgrad eignet [104, 197]. Im Gegensatz dazu wird die kinetische Energie des Gases beim Austritt des Verdichterlaufrades durch die nachfolgenden Bauteile (Diffusorabschnitt und Volute) genutzt. Demzufolge wird der Wirkungsgrad des Verdichters in seiner total-zu-total Definition notiert [104].

Für den praktischen Gebrauch ist es üblich, die Enthalpien h durch $c_p \cdot T$ zu ersetzen. Mit der Annahme eines perfekten Gases, worin die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p als Konstante gilt, kann diese eliminiert werden. In Verbindung mit der isentropen Temperaturerhöhung bei der Verdichtung, welche über das Verhältnis von End- zu Anfangstotaldruck p_{t2}/p_{t1} , die Totaltemperatur vor Verdichtung T_{t1} und den Isentropenexponenten der Verdichtung κ_V ³ berechnet wird [13],

$$T_{t2, is} = T_{t1} \cdot \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} \quad (2.17)$$

kann der isentrope Verdichterwirkungsgrad zu folgendem Ausdruck umformuliert werden:

$$\text{Verdichterwirkungsgrad (total-total):} \quad \eta_{V, is} = \frac{T_{t1} \cdot \left(\left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (2.18)$$

Die Benutzung des isentropen Turbinenwirkungsgrades ist generell nicht üblich, da eine verlässliche Messung der Turbinenaustrittstemperatur bedingt durch die Wärmeverluste an die Umgebung nicht durchgeführt werden kann. Darüber hinaus ist die Strömung stromabwärts der Turbine stark drallbehaftet, die zusätzlich eine stark inhomogene Temperaturverteilung aufzeigt, wodurch eine exakte Bestimmung der totalen Temperatur mit konventionellen Messmethoden zusätzlich erschwert wird [31, 125]. Auf Grund dieser Effekte wird der Turbinenwirkungsgrad in der Praxis durch den sogenannten kombinierten Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T, komb}$ (siehe Gleichung 2.26 in Abschnitt 2.3) ermittelt. Dieser setzt sich aus dem isentropen Turbinenwirkungsgrad und den mechanischen Verlusten des Aufladeaggregates zusammen. Die Herleitung des kombinierten Turbinenwirkungsgrades wird im Anhang A.1 detaillierter beschrieben. Weiterführend werden von Baar et al. [11] drei mögliche Erweiterungen des Versuchsaufbaus aufgezeigt, welche die

³Für den Isentropenexponenten der Verdichtung gilt: $\kappa_V = 1,4$

genauere Bestimmung der Turbinenaustrittstemperatur und damit einhergehend eine exaktere Berechnung des isentropen Turbinenwirkungsgrades ermöglichen.

2.3 Betriebskenngrößen und Kennfelder der Verdichter- und Turbinenstufe

Das Betriebsverhalten der Strömungsmaschine wird über Kennfelder beschrieben, welche typischerweise an sogenannten Heißgasprüfständen ermittelt werden. Diese versorgen die Turbine des Abgasturboladers mit Heißgas, womit die Turbine ihrerseits den Betrieb des Verdichters ermöglicht [94]. Die im stationären Betrieb des Abgasturboladers durchgeführte Kennfeldvermessung erfolgt üblicherweise nach dem Society of Automotive Engineers (SAE) Standard [155], wobei sich eine Turbineneintrittstemperatur von 600 °C als Standard etabliert hat [55, 125, 139, 150]. Die Ermittlung der Betriebskennfelder der Verdichter- und Turbinenstufe wird simultan am Heißgasprüfstand durchgeführt.

Die Zustände des Verdichters werden konventionsgemäß am Eintritt mit „1“ und am Austritt mit „2“ gekennzeichnet. Der Turbineneintritt wird mit „3“ und der Turbinenaustritt wird mit dem Zustand „4“ bezeichnet. Am Verdichterein- und austritt sowie am Turbineneintritt werden Totalzustände, am Turbinenaustritt statische Zustandsgrößen verwendet. Um Betriebskennfelder unterschiedlicher Abgasturbolader miteinander vergleichen zu können, die bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen aufgezeichnet worden sind, wird die Mach'sche Ähnlichkeit berücksichtigt [156]. Mit der Definition der Machzahl nach Gleichung 2.3 unter Verwendung von $\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A$ und dem idealen Gasgesetz lässt sich für die Machzahl folgender Zusammenhang schlussfolgern:

$$Ma \sim \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T}}{p} \quad (2.19)$$

Das Verdichterbetriebsverhalten wird generell über vier Kenngrößen beschrieben [125]. Die Notation des Massenstroms und der Drehzahl wird verdichterseitig typischerweise in einer korrigierten Form angegeben. Hierbei erfolgt für die auf den Eintrittszustand reduzierten Größen eine zusätzliche Bezugnahme auf einen Referenzzustand. Entsprechend des SAE Standards [155] wird ein Referenzdruck $p_{V,ref} = 1$ bar und eine Referenztemperatur $T_{V,ref} = 298$ K herangezogen. Somit ergeben sich für den Verdichter folgende Kenngrößen:

$$\text{Verdichterdruckverhältnis:} \quad \Pi_V = \frac{p_{t2}}{p_{t1}} \quad (2.20)$$

$$\text{isentropen Wirkungsgrad:} \quad \eta_{V,is} = \frac{h_{t2,is} - h_{t1}}{h_{t2} - h_{t1}} = \frac{T_{t2,is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (2.21)$$

$$\text{korrigierter Massenstrom:} \quad \dot{m}_{V,korr} = \dot{m}_V \cdot \frac{p_{V,ref}}{p_{t1}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t1}}{T_{V,ref}}} \quad (2.22)$$

$$\text{korrigierte Drehzahl:} \quad n_{V,korr} = n_{ATL} \cdot \frac{\sqrt{T_{V,ref}}}{\sqrt{T_{t1}}} \quad (2.23)$$

Anhand der physikalischen Messgrößen des Verdichtermassenstroms \dot{m}_V , des Druckes p , der Temperatur T sowie der physikalischen Abgasturbolader-Drehzahl n_{ATL} können alle Kenngrößen des Verdichters bestimmt werden. Des Weiteren wird die Umfangsgeschwindigkeit des Verdichters als weitere Kenngröße verwendet:

$$\text{Verdichterumfangsgeschwindigkeit:} \quad u_{V,korr} = \pi \cdot D_{V,2} \cdot n_{V,korr} \quad (2.24)$$