

# **vATL – ein virtueller Abgasturbolader auf Basis physikalischer Modelle**

---

Mehdi Nakhjiri  
Peter F. Pelz  
Berthold Matyschok  
Lorenz Däubler  
Andreas Horn

## **Abstract**

Global warming is a climate phenomenon with world-wide ecological, economic and social impact which calls for strong measures in reducing automotive fuel consumption and thus CO<sub>2</sub> emissions. In this regard, turbocharging and the associated designing of the air path of the engine are key technologies in elaborating more efficient and downsized engines. The development, parameterization and testing of model-based air path control strategies require adequate performance maps characterizing the working behavior of turbochargers. The working behavior is typically identified on test rig which is expensive in terms of costs and time required. Hence, the objective of the research project "virtual Exhaust Gas Turbocharger" (vEGTC) is an alternative approach which considers a physical modeled vEGTC to allow a founded prediction of efficiency, pressure rise as well as pressure losses of an arbitrary turbocharger with known geometry. The model is conceived to use smallest possible number of geometry as well as material parameters. Thus, conventional expensive and time-consuming application processes can be countered and test rig as well as in vehicle measurements can be reduced. Furthermore, the vEGTC model enables the prediction of different turbocharger behavior caused by geometry variations.

Within this paper it is shown in which way the radial compressor as a representative modeling component can be described by zero-dimensional equations: in order to simulate the working behavior of the compressor the geometry, the thermodynamic state of the inlet-air and the turbocharger speed are assumed to be known. The loss mechanisms are devised using analytical and semi-empirical loss correlations. In order to determine the compressor efficiency the heat transfer from the turbine to the compressor is considered. Finally, the simulation output is compared to the experimentally generated maps of three different turbochargers pointing out the reliability of the model. Thus, a comprehensive validation of the vEGTC model is yielded. The object-oriented language Modelica is used for modeling and the simulations are provided by the Dymola solver.

## **Kurzfassung**

Für die Entwicklung und Applikation modellbasierter Regelstrategien in der Luftstrecke turboaufgeladener Motoren sind Kennfelddaten zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von Abgasturboladern notwendig. Zur Identifikation dieses Betriebsverhaltens werden üblicherweise Prüfstandsversuche durchgeführt, die zeit- und kostenintensiv sind. Das Forschungsprojekt „virtueller Abgasturbolader“ (vATL) verfolgt einen

alternativen Ansatz: ein physikalisch modellierter vATL soll dazu dienen, mit Hilfe möglichst weniger Geometrie- und Werkstoff-Parameter fundierte Ergebnisvoraussagen zu treffen bzgl. Wirkungsgrad, Druckverhältnis und Druckverlust. Damit ist es möglich, dem konventionell langwierigen und teuren Applikationsaufwand entgegenzuwirken, Prüfstands- und Fahrzeugversuche zu reduzieren und darüber hinaus Auswirkungen von geometrischen Änderungen einer bereits vermessenen/applizierten Laderbaugruppe auf das Betriebsverhalten abzuschätzen.

Im Rahmen der Abhandlung wird der Notwendigkeit des virtuellen Turboladers im Hinblick auf die Bedatung und Applikation in der Motorluftstrecke und auch auf dessen Einbindung in einen Hardware-in-the-Loop-Prüfstand Rechnung getragen. Weiterhin wird anhand der ATL-Komponente Verdichter der nulldimensionale Modellierungsansatz dargelegt. Zusätzlich zu der Angabe der ATL-Drehzahl werden für die Simulation des Betriebsverhaltens des Verdichters dessen Geometrie und der thermodynamische Zustand der Luft benötigt. Die Verlustmechanismen werden mit analytischen oder halbempirischen Verlustkorrelationen abgebildet. Bei der Ermittlung des Verdichterwirkungsgrades wird die von der Turbine auf den Verdichter übertragene Wärme berücksichtigt. Der Einfluss der Wärme auf den Druckaufbau und den Wirkungsgrad des Verdichters wird diskutiert. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit experimentell ermittelten Kennfeldern soll die Zuverlässigkeit des Modells verdeutlichen.

Zur Modellierung wird Modelica genutzt, als Gleichungslöser für Simulationen kommt Dymola zum Einsatz. Die Vorteile der eingesetzten Simulationswerkzeuge in Kombination mit Matlab zur Visualisierung der Ergebnisse werden vorgestellt.

## 1. Einleitung

Die Einführung der digitalen Regelung relevanter Motoraktuatoren (z.B. Kraftstoffsystem und Einspritzung, Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie) mit *Motorsteuergeräten* (ECU) war die logische Folge der ständig steigenden Emissions- und Verbrauchsanforderungen.

Eine charakteristische Eigenschaft der Motorsteuergeräte ist die hohe Wiederverwendbarkeit der Regelalgorithmen, die durch Anpassung geeigneter Software-Parameter an verschiedene Automobil- und Motorkonzepte angepasst werden können.

Ein weiterer Meilenstein in der Entwicklung von Motorregelungen war die Einführung modellbasierter Regelstrategien, d.h. die Berechnung der Stellgrößen durch das Lösen entsprechender physikalischer, stationärer, null-dimensionaler Gleichungen in Echtzeit (z.B. Druckverlust am Ventil, Turboladerleistung, Massenströme usw.). Modellbasierte Regelstrategien weisen weniger komplexe Parameterstrukturen auf, so dass der Applikationsaufwand reduziert wird. Dabei kann eine höhere Regelgenauigkeit bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen erreicht werden.

Die modellbasierten Regelstrategien für Turbolader in kraftfahrzeugtechnischen Anwendungen basieren auf dem stationären Energieerhaltungssatz und greifen auf Wirkungsgradkennfelder als zentrale physikalische Parameter zurück. Prüfstands- und Fahrzeugtests und die darauffolgenden offline Analysen sind die gängigen Vorgehensweisen bei der Kalibrierung der Kennfelder. Eine alternative Methode stellt die Turboladermodellierung und -simulation dar, die auf folgende Anforderungen eingeht:

- Kalibrierung der Wirkungsgradkennfelder mittels Messungen ist mit großem Zeit- und Ressourcenaufwand verbunden.
- Prüfstandsversuche reflektieren nicht den gesamten Betriebsbereich des Turboladers. Das Ziel ist die Beschreibung eines erweiterten Betriebsbereichs, ohne auf Extrapolationsmethoden angewiesen zu sein.
- Bei kleinen Änderungen in der Turboladergeometrie muss der Turbolader neu vermessen werden. Mithilfe eines Turboladermodells können die erwarteten Änderungen im Wirkungsgradkennfeld (aber auch Totaldruckverhältnis) untersucht werden.
- Modellieren bedeutet Verstehen. Durch die Modellierung der relevanten physikalischen Zusammenhänge erhalten Applikationsingenieure einen Einblick in die Thermodynamik des Turboladers. Das wiederum spielt eine Schlüsselrolle bei der Entwicklung neuer bzw. Verbesserung bereits bestehender Regelstrategien.

Der präsentierte Simulationsansatz *virtueller Abgasturbolader* basiert auf einem physikalischen Turboladermodell, um eine computergestützte Kalibrierung und Parameteranpassung zu ermöglichen. Das Modell ist in der Lage, für einen beliebigen Turbolader mit bekannter Geometrie Vorhersagen hinsichtlich des Wirkungsgrads, des Druckaufbaus sowie der Verluste zu treffen. Auf diese Weise sollen modellbasierte Regelstrategien der Luftstrecke einen höheren Grad an Genauigkeit und Zuverlässigkeit erreichen, während gleichzeitig Kosten reduziert werden.

An dieser Stelle fällt die Entscheidung bewusst zugunsten der physikalischen Modellierung gegenüber Computational Fluid Dynamics CFD. Dadurch wird die Komplexität des Modells signifikant reduziert, so dass die Zusammenhänge zwischen den Modellparametern einfacher nachvollzogen werden können. Darüber hinaus können Geometrieparameter einfacher variiert werden, während im Falle einer CFD Simulation jede kleine Geometrieänderung mit der Generierung eines neuen Netzes oder zumindest der Verfeinerung des Netzes verbunden ist. Die Berechnung eines Betriebspunktes bei physikalischer Modellierung ist mehrfach schneller als eine CFD-Simulation. Die Rechenzeit ist ein grundlegender Aspekt hinsichtlich der Echtzeitkapazität des Modells in HiL-Simulationen oder on-board Anwendungen. Die physikalische Modellierung ist ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Entwicklungszeit und -kosten.

## 2. Simulationsumgebung

Modelica ist eine Programmiersprache, die primär für komponentenorientierte Modellierung komplexer Systeme und Simulationsaufgaben angewendet wird. Eine Besonderheit ist die deklarative Beschreibung des Modells. Das Gleichheitszeichen ist kein Zuweisungsoperator sondern ein Gleichheitsoperator im mathematischen Sinne. Somit weisen die Gleichungen keine vordefinierte Kausalität auf. Dadurch ergibt sich ein Gleichungssystem, das nicht über- oder unterbestimmt sein darf. Des Weiteren wird durch die Objektorientierung die Modularität und die Wiederverwendbarkeit des Modells sichergestellt. Zur Simulation wird der Modelica Code in Objekte übersetzt, die dann von einem ODE oder DAE Solver bearbeitet werden.

Als Simulationsumgebung wird in dieser Arbeit das kommerzielle Tool *Dymola* eingesetzt, das eine Kombination aus einer benutzerfreundlichen Schnittstelle und einem

Solver darstellt. Darüber hinaus ist die Möglichkeit einer graphischen Programmierung durch einen entsprechenden Editor gegeben.

### 3. Modellstruktur

Der nulldimensionale Ansatz nutzt Gleichungen der Gasdynamik, empirische und semi-empirische Strömungsmodelle und experimentell generierte Verlustkorrelationen aus der Literatur (siehe [1] bis [6]). Die Nulldimensionalität bedeutet, dass die Strömungsgrößen lediglich an den Schnittstellen einzelner Komponenten bekannt sind, z.B. der Druckverlauf innerhalb einer Komponente wird nicht ermittelt.

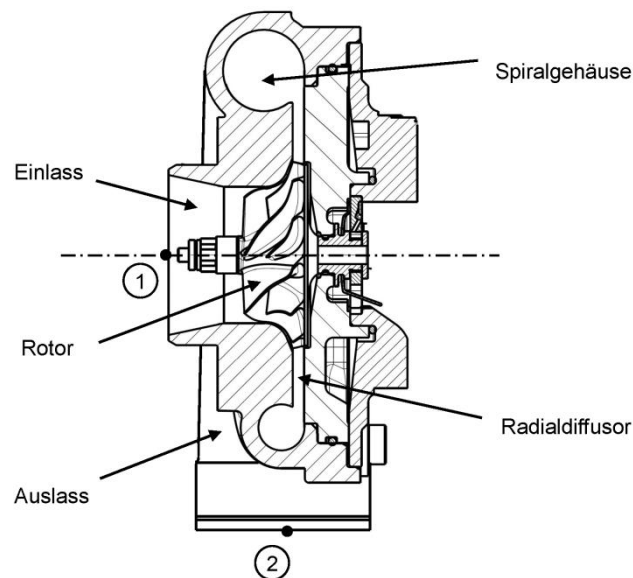


Bild 1: Schnittbild eines Radialverdichters

Zur Modellierung wird der Verdichter in seine einzelnen Komponenten zerlegt (siehe Bild 1). Jede Komponente wird mit Hilfe eines Gleichungssystems beschrieben (siehe [7]). In dieser bottom-up Strategie wird eine Bibliothek der Komponenten erstellt, die Modelle für Einlass, Rotor, Radialdiffusor, Spiralgehäuse und Auslassstutzen beinhaltet. Zur Ausführung des Gesamtsystems des Verdichters werden die einzelnen Komponenten zusammengesetzt und miteinander verbunden (siehe Bild 2).

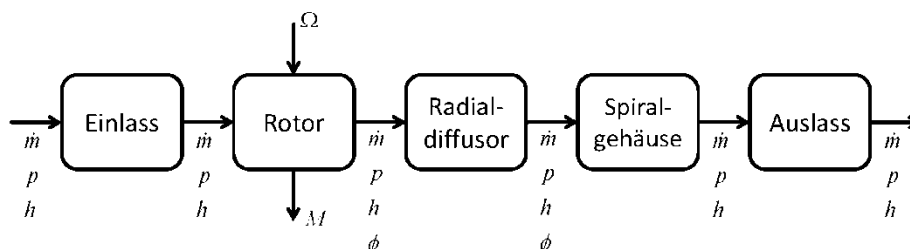


Bild 2: Verdichterkomponenten als Teilmodelle

Zur Simulation werden der thermodynamische Zustand der Ansaugluft, der Massenstrom sowie die Turboladerdrehzahl vorgegeben. Des Weiteren ist die Geometrie des Verdichters bekannt. Im Hinblick auf den Anwendungsbereich des virtuellen Turboladers sind die Anzahl der benötigten Geometrie- und Materialparameter möglichst

klein gehalten (25 Parameter in dieser Arbeit). Mit Annahme stationärer Strömung werden zur Modellierung jeder Komponente die Gleichungen der Energiebilanz, Kontinuität sowie die ideale Gasgleichung herangezogen, wobei die isentrope Zustandsänderung den idealen Prozess beschreibt. Weiterhin berechnet sich die der Strömung zugeführte Arbeit im Rotor aus der Eulerschen Turbinengleichung, die aus dem Drallerhaltungssatz resultiert.

$$\rho(\vec{c} \cdot \vec{n})A = \text{const.} \quad (1)$$

$$h_{t,2} - h_{t,1} = w + q \quad (2)$$

$$pv^\kappa = \text{const.} \quad (3)$$

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (4)$$

$$\frac{D}{2} c_u = \text{const.} \quad (5)$$

Zur Beschreibung der Verluste werden zusätzliche Gleichungen hinzugefügt, die hauptsächlich auf den Verlustansätzen in der Literatur basieren. Es ist zu beachten, dass die Anwendung dieser Verlustkorrelationen mit Unsicherheiten verbunden ist. Die Verlustmechanismen sind in der Regel abhängig voneinander, dennoch werden sie in der Literatur in Profil- und Wandverluste sowie Leckage-verluste aufgegliedert. Eine weitere Unsicherheit besteht darin, dass die spezifizierten Verlustkorrelationen häufig für den Auslegungspunkt gelten und nicht den gesamten Betriebsbereich exakt beschreiben.

Eine übliche Definition des Verlustes ist der Totaldruckverlust, der messtechnisch einfach erfasst werden kann. Eine zweckmäßigere Definition ist jedoch der Enthalpieverlust wie von Denton [4] beschrieben. Mit Bezug auf Bild 3 wird der Enthalpieverlustkoeffizient wie folgt beschrieben:

$$\zeta = \frac{h_o - h_{o,s}}{h_{t,i} - h_i} \quad (6)$$

Da der Nenner in Gleichung 6 den dynamischen Druck beschreibt, resultiert die Definition des Verlustes in eine Enthalpieänderung, die proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit ist.

$$\Delta h_{\text{loss}} = \zeta \frac{c_i^2}{2} \quad (7)$$

Somit führen Verluste zu einer Enthalpieerhöhung der Strömung, die jedoch nicht zum Druckaufbau beiträgt. Der Gesamtenthalpieverlust wird additiv bestimmt. Im Folgenden werden die berücksichtigten Verluste beschrieben.

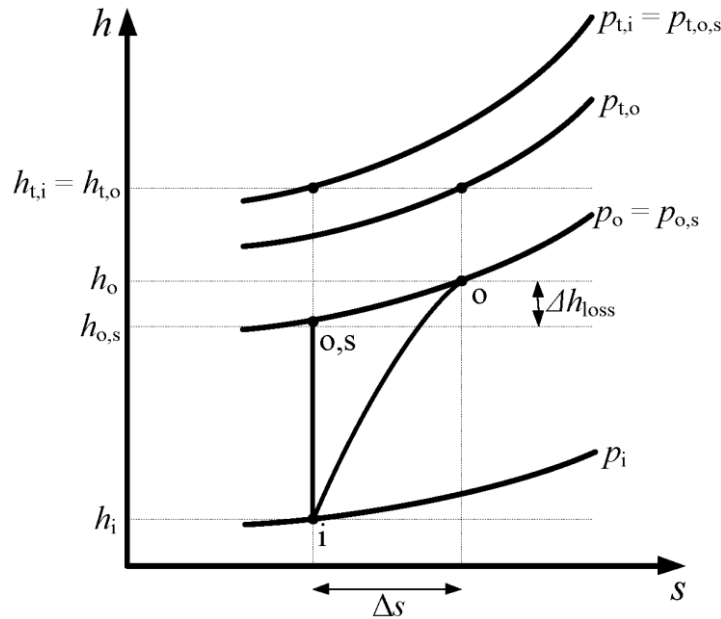


Bild 3:  $h$ - $s$ -Diagramm für einen Diffusor; adiabater Verdichtungsprozess

### 3.1 Reibungsverluste

Hinsichtlich der Wandschubspannung in einem Strömungskanal wird der Reibungsverlust als

$$dh_f = \frac{\lambda}{D_h} \frac{c^2}{2} dx \quad (8)$$

beschrieben, wobei ein Strömungskanal mit konstantem Querschnitt, ein inkompressibles Medium, eine ausgebildete Strömung und stationäres Verhalten vorausgesetzt werden. Da die meisten Annahmen in einem realen Turboladerbetrieb nicht eingehalten werden können, stellt diese Definition der Reibung von Natur aus eine Unsicherheit dar. Für die Anwendung auf Turbolader werden der Reibungsbeiwert  $\lambda$  und der hydraulische Durchmesser  $D_h$  am Eintritt und Austritt jeder Komponente berechnet und anschließend linear gemittelt. Im Falle der Strömungsgeschwindigkeit wird jedoch der Mittelwert des Quadrats der Geschwindigkeiten gebildet, der die mittlere kinetische Energie repräsentiert. In der angegebenen Form in Gleichung 8 wird der Reibungsverlust in den Komponenten Ein- und Auslass beschrieben.

Im Spiralgehäuse wird im zylindrischen Koordinatensystem eine modifizierte Berechnung herangezogen. Unter Annahme einer linearen Querschnittsänderung wird der Reibungsverlust definiert als

$$dh_f = \frac{\sqrt{2}}{8} \pi^3 \lambda \frac{c_{r,i}^2 B_1^2 D_1^2}{A_i^2 \sqrt{\phi}} D d\phi. \quad (9)$$

Im Rotor und Radialdiffusor beruhen die Reibungsmodelle jeweils auf weiteren Annahmen, die im Folgenden geschildert werden.

## Rotor

Unter Annahme eines Schaufelkanals im Rotor wird Gleichung 8 auch für die Beschreibung der Reibungsverluste im Rotor verwendet. Aufgrund der gekrümmten Beschauflung liegt im Rotor vielmehr eine kompressible und gar verwirbelte Strömung vor, so dass dieser Ansatz eine grobe Schätzung der Reibungsverluste im Rotor darstellt. Für die Berechnung ist eine geeignete Definition der Lauflänge der Strömung durch den Schaufelkanal erforderlich. Hierzu werden eine maximale und eine minimale Lauflänge angenommen, während der Mittelwert als die tatsächliche Lauflänge angenommen wird. Fixiert man einen Punkt auf dem mittleren Stromfaden jeweils am Eintritt und am Austritt des Schaufelkanals, kann der Verbindungsvektor als  $\vec{v} = (x \ y \ z)$  angegeben werden. Somit ist die Vektorlänge die minimale Lauflänge  $L_{\min} = |\vec{v}|$ , während die maximale Lauflänge aus der Summe der Beträge der einzelnen Koordinaten resultiert  $L_{\max} = |x| + |y| + |z|$ . Weiterhin wird der Rotor wie ein Laufrad mit abgedeckter Beschauflung behandelt wird. D.h., die Verluste an der Gehäusewand werden nicht separat ermittelt sondern sie werden als Teil der Verluste im Schaufelkanal betrachtet. Shapiro [2] weist darauf hin, dass der Reibungsbeiwert im Rotor höher ist als im Falle einer vollausgebildeten Rohrströmung. Letzterer wird aus dem Moody-Diagramm entnommen. Folglich werden die Reibungsverluste durch diesen Ansatz unterschätzt. Daher wird der Schaufelkanal in voller Länge berücksichtigt, ohne die Splitter Vanes in Betracht zu ziehen, um dieser Unterschätzung entgegenzuwirken.

## Radialdiffusor

Die Reibungsverluste im Radialdiffusor werden auf den Drallverlust zurückgeführt. Eckert und Schnell [8] geben die Umfangskomponente der Geschwindigkeit auf einem beliebigen Radius im Radialdiffusor an

$$c_u = \frac{4f(D)}{D(f^2(D) - \frac{1}{Z^2})} \quad (10)$$

mit

$$f(D) = e^{\frac{\lambda(D-D_i)}{8B_i}} \left( \frac{2}{c_{u,i}D_i} + \sqrt{\frac{1}{Z^2} + \frac{4}{(c_{u,i}D_i)^2}} \right) \quad (11)$$

$$Z = \frac{Q}{2\pi B_i} \quad (12)$$

Die Umfangskomponente der Geschwindigkeit in Gleichung 10 unterscheidet sich von der Geschwindigkeit, die sich aus dem Drallsatz im verlustfreien Fall ergibt (d.h.  $c_u = \frac{D_i}{D} c_{u,i}$ ). Diese Differenz kann als Dissipation der kinetischen Energie durch Reibung angesehen werden, die zu einer Enthalpieerhöhung der Strömung führt.

### 3.2 Inzidenzverluste

Ein klassisches Modell für die Fehlanströmung oder Inzidenz impliziert, dass die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit beim Eintritt in den Rotor, also ein Teil

der kinetischen Energie dissipiert wird (NASA-Shock-Loss-Theory). Aufgrund der abrupten Richtungsänderung am Rotoreintritt führt die Differenz zwischen den Umfangskomponenten der optimalen Anströmung und der tatsächlichen betriebspunkt-abhängigen Anströmung zur Dissipation. Der Ansatz ist physikalisch begründet (siehe [5]) und basiert auf empirischen Studien.

$$\Delta h_{\text{inc}} = \frac{(w_{u,i} - w_{u,i,\text{opt}})^2}{2} \quad (13)$$

$$w_{u,i,\text{opt}} = \frac{\dot{m}}{\rho_i A_i \tan \beta_{i,\text{geo}}} \quad (14)$$

Die tatsächliche Komponente der Relativgeschwindigkeit  $w_{u,i}$  ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck am Rotoreintritt für den jeweiligen Betriebspunkt. Die Fehl-anströmung an Splitter Vanes wird nicht berücksichtigt. Es wird angenommen, dass die Strömung entsprechend der Krümmung des Schaufelkanals geführt wird, so dass die Strömungsrichtung mit der geometrischen Anströmung der Splitter Vanes übereinstimmt.

### 3.3 Spaltverluste

Verluste, die durch die Umströmung der Schaufel zwischen der Druck- und Saugseite verursacht werden, können mit der folgenden empirischen Korrelation beschrieben werden:

$$\Delta h_{\text{tip}} = \begin{cases} 0.6 \left( \frac{s}{B_{o,\text{Blade}}} - 0.013 \right) \frac{u_o^2}{2} & \text{if } \frac{s}{B_{o,\text{Blade}}} > 0.013, \\ 0 & \text{else,} \end{cases} \quad (15)$$

die von Traupel [3] vorgeschlagen wird und auf Dean [9] zurückgeht. Die Berücksichtigung der Spaltverluste wird insbesondere für großen relativen Spalt empfohlen, der gerade bei Turboladern im Fahrzeugeinsatz vorhanden ist. In Gleichung 15 ist  $B_{o,\text{Blade}}$  die Schaufelhöhe am Rotoraustritt und  $s$  die mittlere Spaltweite, während  $u_o$  für die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors am Austritt steht.

### 3.4 Carnotsche Stoßverluste

Einige Komponenten des Radialverdichters weisen Diffusorverhalten auf, z.B. Radialdiffusor und Auslassstutzen. In einem Diffusor kann die Verzögerung der Geschwindigkeit zusammen mit dem Druckaufbau in Strömungsrichtung zur Grenzschichtablösung führen. Die auftretenden Verluste werden mit Carnotschem Stoßverlust für eine plötzliche Querschnittserweiterung (ideal schlechter Diffusor) beschrieben.

$$\Delta h_{\text{carnot}} = \varepsilon \frac{(c_i - c_o)^2}{2} \quad (16)$$

Beim Übergang vom Rotor in den unbeschaukelten Radialdiffusor liegt eine plötzliche Querschnittserweiterung vor. Im Spiralgehäuse zeigt die Strömung beim Eintritt eine hohe Umfangskomponente, während die aus der Kontinuität resultierende Ge-



schwindigkeit am Austritt des Spiralgehäuses deutlich kleiner ist. Auch diese dissipative Verzögerung wird mit Carnotschem Stoßverlust behandelt.

Der Dämpfungsfaktor  $\varepsilon$  wird von Van den Braembussche [10] und Weber [11] für einen klassischen Diffusor abhängig vom Öffnungswinkel vorgeschlagen. In allen anderen Anwendungen wird der Dämpfungsfaktor zu 1 gesetzt.

### 3.5 Hinterkantenverluste

Bei der Umströmung der Schaufelhinterkante können Wirbel entstehen. Die Energie zur Aufrechterhaltung dieser Wirbel wird als dissipierte Energie definiert (siehe [12]).

$$\Delta h_{\text{trail}} = \varepsilon \frac{T_o}{t_o \sin \beta_o} \frac{w_o^2}{2} \quad (17)$$

Bammert [12] und Denton [4] empfehlen  $0.15 < \varepsilon < 0.2$ .  $t_o$  ist die Schaufelteilung am Rotoraustritt, während  $T_o$  für die Schaufeldicke steht.

### 3.6 Minderumlenkung

Die endliche Schaufelzahl verursacht einen Abströmwinkel abweichend vom schaufelkongruenten Abströmwinkel am Rotoraustritt. Dies führt zu einer kleineren Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{u,\text{eff}} = \mu c_u$ , was im Hinblick auf die Eulersche Turbinengleichung gleichbedeutend ist mit einem kleineren Druckaufbau. Eckert und Schnell [8] definieren die Minderumlenkung wie folgt:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{H}{H_{\text{eff}}} \frac{\pi}{2n(1-D_i/D_o)} \sin \beta_{o,\text{geo}}} \quad (18)$$

Der Faktor  $\frac{H}{H_{\text{eff}}}$  soll die Reibungseinflüsse und die ungleichmäßige Entwicklung der Grenzschicht auf der Druck- und Saugseite beschreiben.

### 3.7 Weitere Verlustmechanismen

Am Rotoreintritt wird die Strömung durch die Nabe und die verwinkelten Schaufeln blockiert. Um die resultierende Dissipation zu charakterisieren, wird der Impulssatz für ein sehr kleines Kontrollvolumen (bestehend aus der Nabe und der Schaufelvorderkante) aufgestellt. Die Wirkkraft wird auf den Totaldruck im Staupunkt der Nabe bezogen. Zusammen mit der Kontinuität, Energiebilanz und der idealen Gasgleichung lässt sich eine Enthalpieänderung berechnen, die nicht mit der isentropen Zustandsänderung übereinstimmt. Es ergibt sich hier gemäß Gleichung 6 ein Verlustkoeffizient.

Im Spiralgehäuse kann die Radialkomponente der Anströmgeschwindigkeit nicht verwertet werden und führt zur Dissipation der kinetischen Energie (siehe [10], [11], [13]).

$$\Delta h_{\text{dump}} = \frac{c_{r,i}^2}{2} \quad (19)$$

Die Sekundärströmungsverluste im Rotor, die vor allem aufgrund der Umlenkung der Strömung im Schaufelkanal entstehen, werden durch die Dissipation eines Teils der kinetischen Energie bezogen auf sowohl die Absolutgeschwindigkeit am Eintritt als auch die Relativgeschwindigkeit im Schaufelkanal beschrieben, siehe z.B. [6]. In dieser Arbeit werden die Sekundärströmungsverluste lediglich auf die Relativgeschwindigkeit bezogen und mit einem Carnotschen Stoßverlust behandelt, der auch einen Verlust der kinetischen Energie darstellt.

### 3.8 Korrekturfaktor

Die vorgestellten Verlustmodelle werden in der Literatur für Modellierung im kompressiblen Betrieb vorgeschlagen, obwohl sie meist auf der Annahme inkompressibler Strömung basieren. Somit können diese Modelle die kompressible Strömung nicht exakt beschreiben, so dass der Einsatz eines Korrekturfaktors naheliegend ist. In dieser Arbeit werden die Enthalpieverluste multiplikativ mit dem Faktor  $\frac{\rho_o}{\rho_i}$  aufgewertet. Die Herleitung erfolgt auf Basis eines geraden Strömungskanals mit konstantem Querschnitt. Für inkompressible Strömung  $\rho_i = \rho_o$  ergibt die Bernoulli-Gleichung

$$p_{t,o} - p_{t,i} = -\rho_i \Delta h_{\text{loss}} \quad (20)$$

$$p_{t,o} = \rho_i \left( \frac{p_{t,i}}{\rho_i} - \Delta h_{\text{loss}} \right). \quad (21)$$

Im Verdichter ist die Dichte jedoch stark veränderlich. Die Aufwertung der Enthalpieverluste mit dem vorgeschlagenen Korrekturfaktor bedeutet, dass die Enthalpieverluste mit der Dichte nach der Kompression  $\rho_o$  verrechnet werden, vergleiche hierzu Gleichung 20 und 23.

$$p_{t,o} = \rho_i \left( \frac{p_{t,i}}{\rho_i} - \frac{\rho_o}{\rho_i} \Delta h_{\text{loss}} \right) \quad (22)$$

$$p_{t,o} - p_{t,i} = -\rho_o \Delta h_{\text{loss}} \quad (23)$$

Der Korrekturfaktor verbessert die Modellqualität bzw. die Simulationsergebnisse maßgeblich, insbesondere für hohe Drehzahlen.

### 3.8 Wärmeströme

Gemäß des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik wird die von der Turbine auf den Verdichter übertragene spezifische Wärmemenge in Gleichung 2 berücksichtigt. Gleichzeitig wird ein Enthalpieverlust  $\Delta h_{\text{heat}}$  eingeführt, der der allgemein angenommenen Wirkungsgradverschlechterung durch die Wärme Rechnung tragen soll. Wärme wird einerseits zwischen dem Verdichter und der Turbine (bzw. dem Lagergehäuse) und andererseits zwischen dem Verdichter und der Umgebung ausgetauscht, siehe Bild 4.

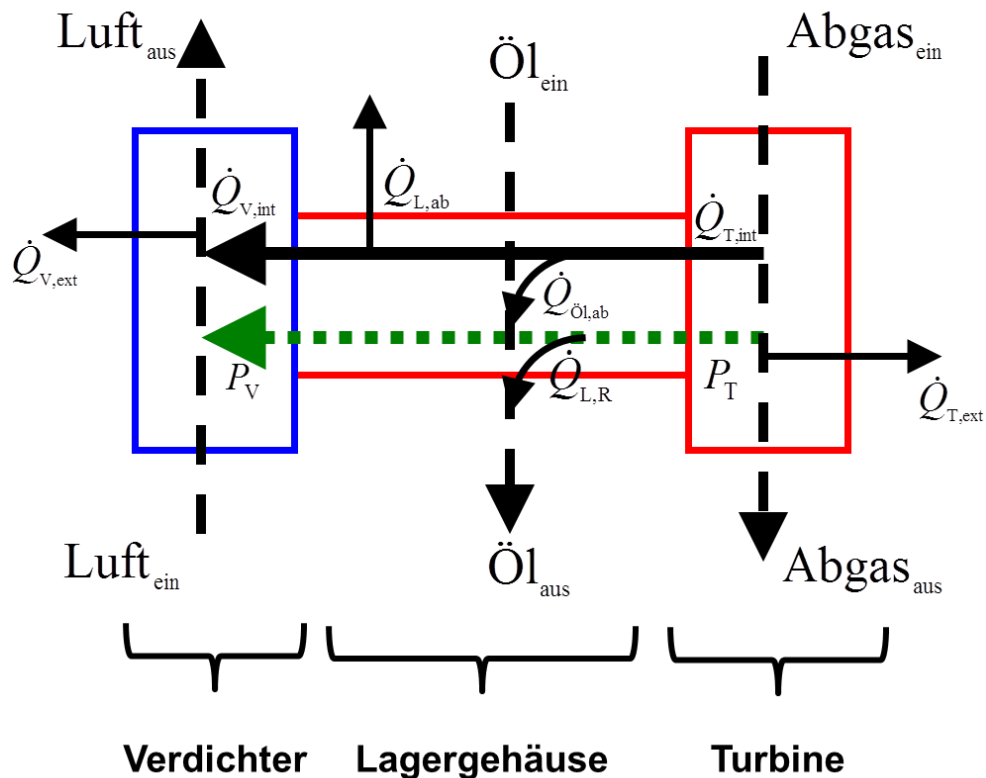


Bild 4: Wärmeströme in einer vereinfachten Turboladerdarstellung

Um den Wärmestrom abzuschätzen, definieren Bohn und Heuer [14] einen Wärmeübergang stellvertretend für die gesamte übertragene Wärme. Die aufgestellte Beziehung basiert auf der dimensionslosen Nusselt-Zahl, wobei die Reynolds-Zahl und die Turbineneintrittstemperatur als Parameter dienen.

$$Nu = Nu_0 - \sqrt{C_1^2 - \frac{Re^2}{1-C_2^2}} \quad (24)$$

$C_1$  ist ein Koeffizient abhängig von der Abgastemperatur und  $C_2$  eine Konstante, deren Belegung in [14] angegeben ist. Das Wärmemodell berücksichtigt auch negative Wärmeströme, d.h. vom Verdichter an die Umgebung. Dieses Verhalten tritt ein, wenn die Strömung aufgrund sehr hoher Verdichtung soweit erhitzt wird, dass sich ein negativer Temperaturgradient gegenüber dem Verdichtergehäuse bzw. dem Lagergehäuse einstellt. Somit sind die beiden Wärmeströme  $\dot{Q}_{V,int}$  und  $\dot{Q}_{V,ext}$  aus Bild 4 in Gleichung 24 zusammengefasst.

#### 4. Simulationsergebnisse und Diskussion

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse exemplarisch an einem Turbolader vorgestellt (Durchmesser Verhältnis 64%, geometrischer Abströmwinkel 60°, Schaufelzahl 6+6). Hierzu werden das Totaldruckverhältnis  $\Pi_t = \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}}$  und der isentrope Wirkungsgrad  $\eta_s = \frac{h_{t,2,s} - h_{t,1}}{h_{t,2} - h_{t,1}}$  gegenüber reduziertem Volumenstrom  $Q_{red} = Q \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{t,1}}}$  bei un-

verschiedenen reduzierten Umfangsgeschwindigkeiten  $u_{\text{red}} = \pi D n \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{t,1}}}$  aufgetragen und mit Herstellerkennfeldern als Referenz verglichen. Die Simulationsergebnisse sind mit Symbolen gekennzeichnet, während die Herstellerkennlinien als durchgezogene Linien abgebildet sind.

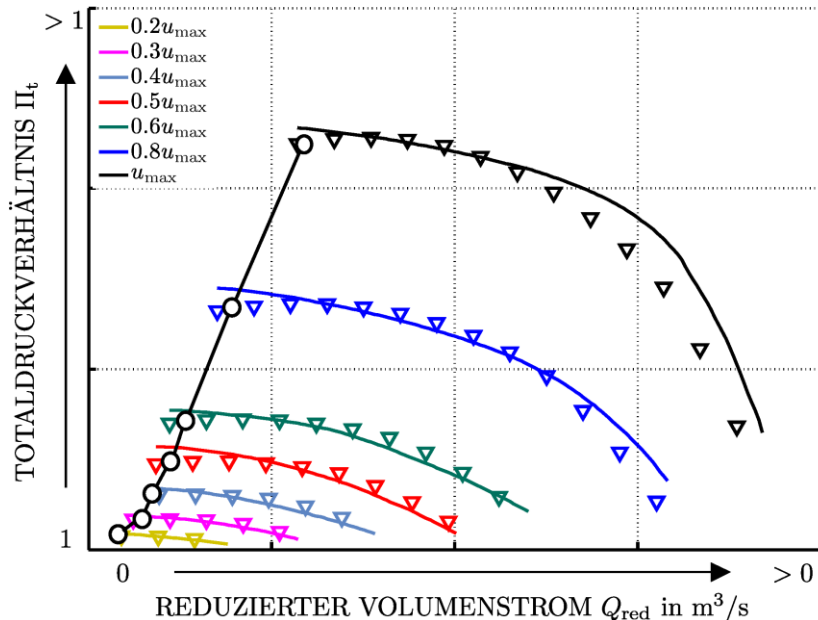


Bild 5: Totaldruckverhältnis-Kennfeld; Simulation (Symbole) gegenüber Referenz (durchgezogen)

Bild 5 zeigt, dass das Modell in der Lage ist, die erforderliche Vorhersage des Totaldruckverhältnisses des Verdichters zu treffen. Die größte relative Abweichung tritt bei der höchsten Drehzahl ein und ist kleiner als 3%. Es ist zu beachten, dass das Modell auch Betriebspunkte bei Drehzahlen unterhalb des im Herstellerkennfeld abgebildeten Betriebsbereiches identifizieren kann. Somit ist es möglich ein erweitertes Kennfeld auf physikalischer Basis aufzustellen, ohne auf Extrapolationsmethodik angewiesen zu sein. Weiterhin ist anzumerken, dass die simulierten Kennlinien an der Pumpgrenze entsprechend der Herstellerkennlinien abgeschnitten sind. Dennoch ist eine Vorhersage der Instabilitäten mit Hilfe des Diffusionsfaktors  $Df$  nach Rodgers [15] als Ablöseparameter möglich.

$$Df = 1 - \frac{w_a}{w_e} + \frac{\pi D_a c_{u,a}}{2nLw_e} + 0.1 \frac{2b_m}{D_m} \left(1 + \frac{w_a}{w_e}\right) \quad (25)$$

Dabei sind  $b_m$  die mittlere Kanalhöhe im Rotor und  $D_m$  der mittlere Krümmungsradius der Gehäusewand. Der kritische Wert wird bei  $Df = 0.8$  angegeben. Aus dem Bild 5 geht hervor, dass der Diffusionsfaktor unter Berücksichtigung der Verzögerung im Laufrad, der Schaufelbelastung und der meridionalen Umlenkung die Pumpgrenze zuverlässig vorhersagen kann (gekennzeichnet durch die Kreissymbole und die Verbindungslinie). Eine Erkennung des Pumpvorgangs ist im Modell nicht vorgesehen, da das Eintreten des Verdichterpumpens stark abhängig von vor- bzw. nachgeschalteten Komponenten und Krümmern ist. Demzufolge sind für eine zuverlässige Erkennung des Pumpvorgangs apriori-Informationen hinsichtlich Prüfstandsgeometrie erforderlich.

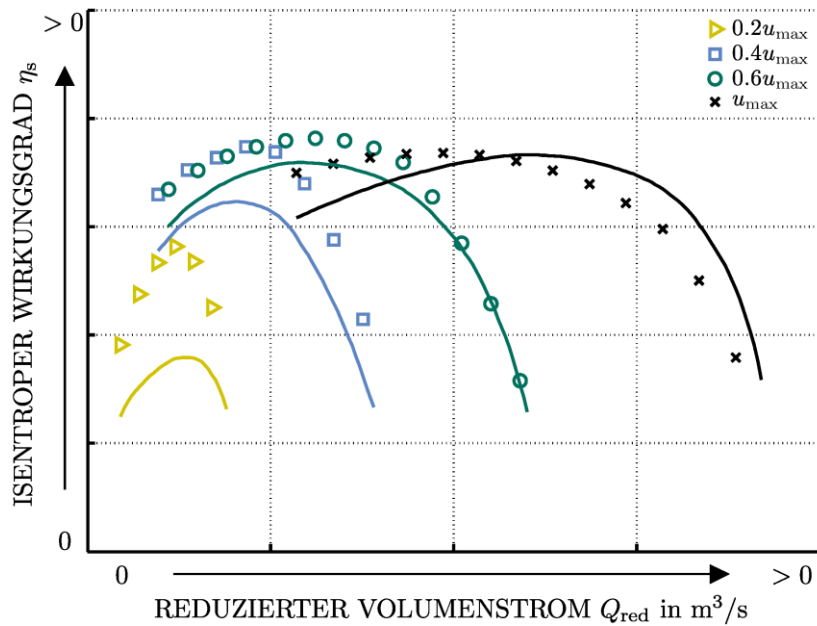


Bild 6: Wirkungsgrad-Kennfeld; Simulation (Symbole) gegenüber Referenz (durchgezogen)

Im Bild 6 werden die simulierten Wirkungsgradkennlinien dem Herstellerkennfeld gegenübergestellt. Für eine bessere Übersicht sind jedoch vier ausgewählte Kennlinien abgebildet. Im hohen Drehzahlbereich ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen, während die Kennlinie bei  $0.2u_{\max}$  die größte Abweichung zwischen Simulation und Referenz aufweist. Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit reduziert sich die Abweichung im Betrag des Wirkungsgrades, wohingegen die Genauigkeit bei der Lokalisierung des Maximums nachlässt.

Die Diskrepanz zwischen den simulierten Wirkungsgradkennlinien und den Referenzdaten kann einerseits auf das allgemeine Enthalpieverlustmodell zurückgeführt werden, siehe Gleichung 7. Neben dem Betrag des Wirkungsgrads wird auch die Position des Optimums durch die verschiedenen Verlustmechanismen, insbesondere die Fehlanströmung, bestimmt. Die Fehlanströmung wird allgemein verursacht durch Fertigungstoleranzen, Teillastbetrieb, inhomogene Anströmung und Grenzschichtentwicklung. Das Inzidenzmodell im Abschnitt 3.2 beschreibt jedoch nur die Betriebspunktabhängigkeit bei homogener Anströmung ohne Berücksichtigung der Grenzschichtentwicklung. Es ist anzumerken, dass die Verlustmodelle nicht alle den realen Prozess exakt beschreiben können. Einige Verluste können über- bzw. unterschätzt werden. Es wird jedoch angenommen, dass in der Summe der Gesamtverlust gut getroffen wird – ohne wesentliche Abweichung vom realen Prozess.

Andererseits kann das Modell für den Wärmestrom im Abschnitt 3.8 Unsicherheiten in das Verdichtermodell einbringen. Diese Hypothese wird vor allem durch zwei oben erzielte Ergebnisse bekräftigt. Erstens deutet die gute Übereinstimmung des Totaldruckverhältnisses im Bild 5 darauf hin, dass die Verlustmodelle eine hohe Genauigkeit liefern. Hier ist aus der Literatur bekannt, dass die Wärme kaum einen Einfluss auf den Druckaufbau des Verdichters hat. D.h. die Wärme leistet keine Nutzarbeit nach dem Beispiel einer Wärmepumpe. Auch die Studie mit Hilfe der Simulation zeigt eine geringfügige Abweichung im Totaldruckverhältnis zwischen dem adiabaten Prozess (Dreieck-Symbole) und dem realen diabaten Prozess (Rechteck-Symbole). Wird die Wärme in einem idealen Prozess als reine Nutzenergie betrachtet, die nach dem

ersten Hauptsatz zur Erhöhung der Totalenthalpie beiträgt, zeigen die Kennlinien bei kleinerem Volumenstrom einen höheren Druckaufbau (Kreis-Symbole). Die relative Druckausbeute bleibt jedoch unterhalb von 3%.

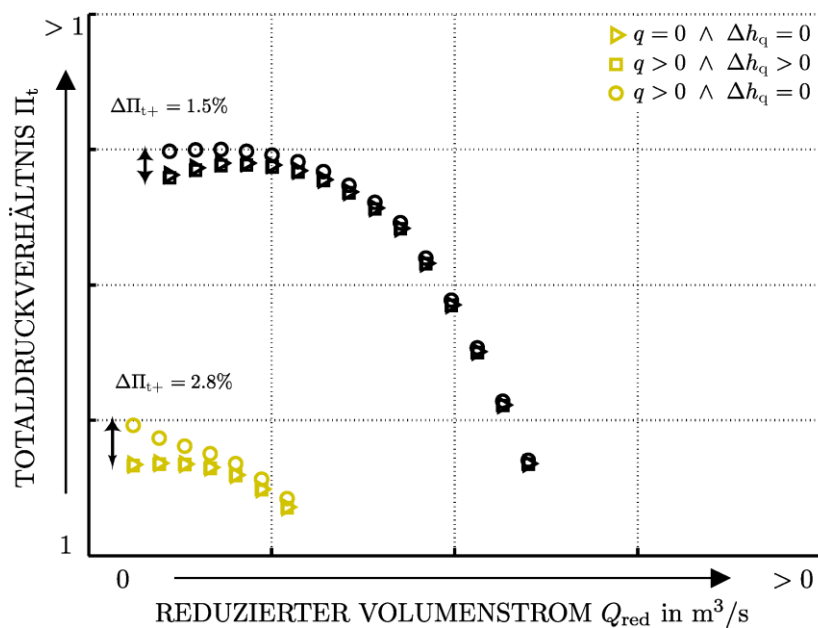


Bild 7: Totaldruckverhältnis unter dem Einfluss der Abwärme der Turbine

Zweitens liegt die größere Diskrepanz der simulierten Wirkungsgradkennlinien im niedrigen Drehzahlbereich (Bild 6). Aufgrund der kleinen Verdichterleistung im niedrigen Drehzahlbereich ist dort der Einfluss der Wärme auf den Wirkungsgrad groß. Das heißt der Wirkungsgrad wird bei kleinen Drehzahlen vom Wärmestrom dominiert, während im hohen Drehzahlbereich die strömungstechnischen Verluste den Wirkungsgrad maßgeblich bestimmen. Daher spielt das Wärmemodell bei den Abweichungen in den Simulationsergebnissen eine große Rolle.

Darüber hinaus sind die Simulationsergebnisse einigen Unsicherheiten ausgesetzt, die im Folgenden angesprochen werden. Die Geometrieparameter als Eingangsdaten des Modells sind mit Unsicherheiten verbunden, da sie aufgrund mangelnder CAD-Daten manuell vermessen werden müssen. Um jedoch diese Unsicherheiten zu minimieren, wurde eine stereoskopische Erfassung der Geometrie durchgeführt. Weiterhin stellt die Validierungsmethodik mit Herstellerkennfeldern als Referenzdaten eine Unsicherheit dar, da genaue Kenntnisse über die Messtechnik und Messstellen am Prüfstand des Herstellers nicht verfügbar sind. D.h., die Größen Druck, Temperatur und Massenstrom werden nicht unmittelbar am Eintritt bzw. Austritt des Verdichters erfasst. Um den Turbolader an den Prüfstand anzubringen, kommen Passungen zwischen dem Turbolader und den Rohrleitungen des Prüfstands zum Einsatz. Die Messstellen befinden sich in den Rohrleitungen angrenzend an den Passungen, so dass sich die Systemgrenze automatisch erweitert. Zwar werden die Passungen so ausgelegt, dass der Verlustkoeffizient möglichst klein bleibt, dennoch kann eine gewisse Restunsicherheit nicht ausgeschlossen werden. Die beiden hier genannten Punkte beschreiben ein typisches Szenario für einen Applikationsingenieur dar.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wird ein physikalischer Modellierungsansatz vorgestellt, um das stationäre Betriebsverhalten eines Radialverdichters zu beschreiben. Der nulldimensionale Ansatz benötigt eine kleine Zahl an Geometrie- und Werkstoffparametern, um der Anforderung hinsichtlich Rechenzeit gerecht zu werden. Als Eingangsdaten für die Simulation gelten die Geometrie, der thermodynamische Zustand der Ansaugluft und die Turboladerdrehzahl. Ausgegeben werden die thermodynamischen Größen am Ende einzelner Komponenten und die charakteristischen Kennfelder. Verschiedene Verlustmechanismen werden in Form von analytischen und semi-empirischen Verlustkorrelationen in das Modell eingebunden. Das Verdichtermodell wird um ein Wärmemodell erweitert, um den Einfluss der Abwärme der Turbine auf den Verdichtungsgrad abzubilden. Das Modell kann auf Turbolader unterschiedlicher Bauformen im Fahrzeugeinsatz angewendet werden, ohne eine Anpassung einzelner Verlustkorrelationen durchführen zu müssen. Zur Validierung werden die Simulationsergebnisse mit Herstellerkennfeldern verglichen. Die simulierten Kennlinien des Totaldruckverhältnisses weisen die erforderliche Übereinstimmung mit den Referenzdaten auf. Der simulierte Wirkungsgrad zeigt einen guten Konsens jedoch mit geringerer Genauigkeit. Das lässt sich durch die einfachen Verlustkorrelationen und das unzureichende Wärmemodell erklären.

Um die die Wärme betreffenden Zusammenhänge zuverlässiger zu identifizieren, ist eine umfassende Analyse der Wärmeströme am Turbolader in Bearbeitung (siehe auch Bild 4). Hierbei kann das präsentierte Verdichtermodell zur Beschreibung des adiabaten Prozesses dienen. Ziel ist zu untersuchen, ob der Wärmestrom den Verdichtungsprozess beeinträchtigt oder die Verschlechterung des Wirkungsgrades nur ein Artefakt ist, das sich auf die temperaturbasierte Definition des isentropen Wirkungsgrades zurückführen lässt. In der Literatur wird meist angenommen, dass die Wärme hauptsächlich nach dem Verdichtungsprozess auf die Strömung übertragen wird. Die größte Fläche für die erzwungene Konvektion bietet das Spiralgehäuse. Das unterstützt die oben aufgestellte Hypothese.

In die Analyse muss weiterhin die abgegebene Turbinenleistung berücksichtigt werden, was die Modellierung und Analyse des Turbinenprozesses einbezieht. Diese Untersuchungen sind essenziell im Hinblick auf die ECU Kalibrierung und die Entwicklung von Regelstrategien.

## Literatur

- [1] Spurk, J. H. und Aksel, N. (2008). Fluid Mechanics. Berlin: Springer.
- [2] Shapiro, A. H. (1954). The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow. New York: The Ronald Press Company.
- [3] Traupel, W. (1977). Thermische Turbomaschinen. Berlin: Springer.
- [4] Denton, J. D. (1993). Loss Mechanisms in Turbomachines. Journal of Turbomachinery.
- [5] Pfeleiderer, C. und Petermann, H. (2004). Strömungsmaschinen. Berlin: Springer.
- [6] Eck, B. (2002). Ventilatoren. Berlin: Springer.

- [7] Stonjek, S. (2008). Modeling of the Compressor of a Turbocharger. Technische Universität Darmstadt: Diploma thesis.
- [8] Eckert, B. und Schnell, E. (1980). Axial- und Radialkompressoren. Berlin: Springer.
- [9] Dean, R. C. (1975). The Fluid Dynamic Design of Advanced Centrifugal Compressors. Hanover/New Hampshire: Creare Tech. Note 185.
- [10] Van den Braembussche, R. A. (2006). Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps. Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12.
- [11] Weber, R. C. und Koronowski, M. E. (1986). Meanline Performance Prediction of Volutes in Centrifugal Compressors. ASME Paper No. 86-GT-216.
- [12] Bammert, K. und Fiedler, K. (1966). Hinterkanten- und Reibungsverlust in Turbinenschaufelgittern. Forschung im Ingenieurwesen Vol. 32, VDI-Duesseldorf.
- [13] Japikse, D. (1982). Advanced Diffusion Levels in Turbocharger Compressors and Component Matching. Proceeding of the first International Conference on Turbocharging and Turbochargers. London: IMechE.
- [14] Bohn, D. und Heuer, T. (2003). Conjugate Flow and Heat Transfer Investigation of a Turbocharger: Part I: Numerical Results. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38445.
- [15] Rodgers, C. (1978). A Diffusion Factor Correlation for Centrifugal Impeller Stalling. ASME Paper, 78-GT-61.

## Nomenklatur

<i>A</i>	Fläche
<i>B</i>	Breite
<i>c</i>	Absolutgeschwindigkeit
<i>D / D<sub>h</sub></i>	Durchmesser / Hydraulischer Durchmesser
<i>f</i>	Beliebige Funktion
<i>h</i>	Spezifische Enthalpie
<i>H</i>	Kanalhöhe
<i>L</i>	Länge
<i>M</i>	Moment
<i>Ma</i>	Mach Zahl
<i>ṁ</i>	Massenstrom
<i>n</i>	Schaufelzahl
<i>p</i>	Druck
<i>q</i>	Spezifische Wärme
<i>Q</i>	Volumenstrom
<i>R</i>	Ideale Gaskonstante
<i>s</i>	Spezifische Entropie
<i>S</i>	Mittlerer Spalt
<i>t</i>	Schaufelteilung
<i>T</i>	Temperatur / Schaufeldicke
<i>v</i>	Spezifisches Volumen
<i>w</i>	Relativgeschwindigkeit / Spezifische Arbeit
<i>Z</i>	Konstante



## Griechische Symbole

$\beta$	Relativer Winkel
$\varepsilon$	Dämpfungsfaktor
$\zeta$	Verlustkoeffizient
$\eta$	Isentroper Wirkungsgrad
$\kappa$	Isentroper Exponent
$\lambda$	Reibungszahl
$\mu$	Minderumlenkungsfaktor
$\rho$	Dichte
$\Pi$	Druckverhältnis
$\phi$	Winkel
$\Omega$	Winkelgeschwindigkeit

## Indizes

+	Normierte Größe
eff	Effektiv
geo	Geometrisch
i	Eintritt einer Komponente
o	Austritt einer Komponente
opt	Optimal
r	Radiale Komponente
red	Reduziert
ref	Referenzzustand
s	Isentroper Zustand
t	Totale Größe
u	Umfangskomponente

---