

Analyse und Modellierung zweiflutiger Turbinen unter Berücksichtigung der
Wastegateströmung
Analysis and modelling of double entry turbines under consideration of the wastegate flow

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule
Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Max Stadermann

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Christian Wirsum

Tag der mündlichen Prüfung: 30.06.2020

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Forschungsarbeiten am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen University unter Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger.

Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger gilt mein besonderer Dank für die Anregung zu dieser Arbeit und seine wohlwollende und stetige Förderung. Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Wirsum danke ich herzlich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Korreferats sowie bei der unter Herrn Professor Dr.-Ing. Wolfgang Schröder geleiteten Prüfungskommission. Herrn Priv.-Doz. Dr.-Ing. Philipp Adomeit danke ich für die kritische Durchsicht des Manuskripts.

Nach dem offiziellen Teil möchte ich noch so vielen mehr Danke sagen,
allen voran Dr. Schorn für das Stellen der ganz fiesen Fragen.

Du unterstützt deine Schützlinge wie es sonst keiner tut,
und immer daran denken: „Alles wird gut!“

Meine Frau Fiona muss ich natürlich auch erwähnen,

Im Wesentlichen für das Verarzten meines Blutes und Wegwischen von Schweiß und Tränen.

Dominik L., ich hab soviel von dir gelernt in all diesen Jahren,
von Personalführung bis hin zum Prüfstandfahren.

Richard A., es ist immer eine Freude, mich mit dir auszutauschen,
Bier zu brauen und am Whiteboard deiner Stimme zu lauschen.

Felix F., danke für das Freihalten des Rückens in der ganz heißen Zeit,
Jetzt sind beide Rücken kaputt, aber wir sind ja zu zweit.

Adrian S., du inspirierst mich jeden Tag, Dinge mehr zu hinterfragen,
scharf nachzudenken anstatt zu schnell „Ja und Amen“ zu sagen.

Iris K., danke für deine Auswertungen und Automation,
Dank deiner Skills in VBA ging's viel entspannter zur Dissertation.

Marco G., für deinen Support danke ich Dir und dem ganzen Lehrstuhl,
Du bleibst auch bei 99 Problemen in deinem Kopf immer sehr cool.

Arnold W. und Philipp O., danke für eure Arbeiten in 1 und 3D,
Die Konstellation war ein „Win-Win“, so wie ich das seh.

Diese Arbeit war nicht möglich ohne die Hilfe der FEV,

Du bist meine heimliche Affäre, aber sags nicht meiner Frau.

Zu guter Letzt noch die nicht erwähnten Freunde, Verwandte und Kollegen,
Danke, Ihr wart immer für mich da auf all diesen Wegen.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit untersucht die Interaktion des Turbinenbypasses (Wastegate) mit dem Turbinenrad sowie mit dem Verbrennungsmotor. Ein besonderer Fokus liegt hierbei auf einer erweiterten Modellbildung für die 1D-Motorprozessrechnung der zweiflutigen Turbine unter Berücksichtigung des Wastegateverhaltens bei Ungleichbeaufschlagung (ungleicher Eintrittsdruck in den beiden Fluten).

Aufgrund der hohen Komplexität der zweiflutigen Turbine, wurde das Wastegate zunächst für eine einflutige Turbine untersucht. Die Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Zur Quantifizierung des Durchflussverhaltens des Wastegates in Abhängigkeit des Wastegatewinkels und des anliegenden Druckverhältnisses werden zwei Methoden untersucht.
 - Messungen mit versperrter Turbinenvolute, bei der nur das Wastegate durchströmt wird.
 - Messungen mit vollständiger Turbinenstufe, bei der der Wastegatemassenstrom als Differenz zwischen dem Laufrad- und Gesamtmassenstrom berechnet wird. Bei geschlossenem Wastegate entspricht hierbei der Laufradmassenstrom dem Gesamtmassenstrom.
 - Beide Methoden führen zu vergleichbaren Ergebnissen.
- Der Durchfluss des Wastegates zeigt eine nicht vernachlässigbare Abhängigkeit vom Turbinendruckverhältnis $\Pi_{T,ts}$, welches beim untersuchten Versuchsträger einen Anstieg um bis zu $\Delta A_{3,s} = 25\%$ ($\Pi_{T,ts} = 1,2 \rightarrow \Pi_{T,ts} = 3$) ausmacht.
- Der Turbinenwirkungsgrad und Durchfluss des Laufrades kann in der Regel als unabhängig vom Öffnungswinkel des Wastegates angenommen werden.

Die auf diesen Erkenntnissen aufbauenden Untersuchungen an der zweiflutigen Turbine führen zu den folgenden Ergebnissen:

- Der isentrope Strömungsquerschnitt $A_{31,s}$ ändert sich für kleine (z. B. $\theta_{WG} = 6^\circ$) Wastegatewinkel um bis zu 600% in Abhängigkeit der Drücke in beiden Fluten, d. h. dem Strangdruckverhältnis.
- Aufgrund des asymmetrischen Ausströmens durch die beiden Wastegatekanäle kommt es zu einer Verschiebung des Strömungszustands vor dem Turbinenrad.
- Durch die hier erarbeitete Modellierung nähern die modellierten Druckverläufe sich der Messung an und die Abweichungen in der Ladungswechselerarbeit wird um 40% reduziert.
- Weiterhin ermöglicht sie die Vorhersage des Wastegatewinkels, um diese Information ebenfalls für die Bedatung von Motorsteuergeräten einzusetzen.

Abstract

This work investigates the interaction of the turbine bypass (wastegate) with the turbine wheel and the combustion engine. A particular focus is on an extended modelling for the 1D engine process simulation of the double entry turbine under consideration of the wastegate behavior during unequal admission (unequal inlet pressure in the two scrolls).

Due to the high complexity of the double entry turbine the wastegate is initially being investigated for a single entry turbine. The results can be summarized as follows:

- For the quantification of the flow behavior of the wastegate in dependence of the wastegate angle and the adjacent pressure ratio, two methods were examined.
 - Measurements with blocked turbine volute, where only the wastegate is admitted.
 - Measurements with a complete turbine stage, where the waste gate mass flow is measured as the difference between the impeller and the total mass flow. With closed Wastegate, the impeller mass flow corresponds to the total mass flow.
 - Both methods lead to comparable results.
- The flow of the wastegate shows a not negligible dependence on the turbine pressure ratio $\Pi_{T,ts}$, which shows an increase of up to $\Delta A_{3,s} = 25\%$ ($\Pi_{T,ts} = 1,2 \rightarrow \Pi_{T,ts} = 3$).
- The turbine efficiency and flow rate of the wheel can usually be considered independent from the opening angle of the wastegate.

The investigations on the double entry turbine based on these findings can be summarized as follows:

- The isentropic area of flow $A_{31,s}$ changes for small (e. g. $\theta_{WG} = 6^\circ$) wastegate angles by up to 600% depending on the pressures in both scrolls (the scroll pressure ratio).
- The asymmetrical discharge through the two wastegate channels results in a shift of the flow condition upstream of the turbine wheel.
- By using the newly developed model, the simulated pressure trace matches the measurement and the deviations in the gas exchange work is reduced by 40%.
- Additionally, the model enables the prediction of the wastegate angle to improve the setup of engine control units.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Einleitung und Zielsetzung der Arbeit | 1 |
| 2 | Aufladung von Verbrennungsmotoren | 3 |
| 2.1 | Steigerung der motorischen Leistung durch Turboaufladung | 3 |
| 2.2 | Thermodynamische Grundlagen von Abgasturboladern | 4 |
| 2.2.1 | Übersicht und Wirkprinzip eines Abgasturboladers | 4 |
| 2.2.2 | Zustandsänderungen und Kenngrößen | 5 |
| 2.3 | Kenngrößen zweiflutiger Turbinen | 9 |
| 2.4 | Lastregelung von Abgasturboladern | 13 |
| 2.5 | Grundlagen des Wastegates | 16 |
| 2.5.1 | Kenngrößen zur Charakterisierung des Wastegates | 16 |
| 2.5.2 | Konstruktion des Wastegates | 18 |
| 3 | Experimentelle Methoden | 21 |
| 3.1 | Messungen am Brennkammerprüfstand | 21 |
| 3.1.1 | Messung einflutiger Turbinen | 21 |
| 3.1.2 | Messung zweiflutiger Turbinen | 22 |
| 3.2 | Methoden zur Quantifizierung des Massenstroms durch das Abblasventil | 24 |
| 3.2.1 | Versuchsaufbau bei einflutigen Turbinen | 24 |
| 3.2.2 | Versuchsaufbau bei zweiflutigen Turbinen | 25 |
| 3.3 | Übersicht der verwendeten Versuchsträger und Messtechnik | 27 |
| 4 | Experimentelle Ergebnisse | 29 |
| 4.1 | Messung des abgeblasenen Massenstroms bei einflutigen Turbinen | 29 |
| 4.1.1 | Untersuchungen mit gesperrter Turbinenvolute | 29 |
| 4.1.2 | Untersuchungen der kompletten Turbinenstufe | 31 |
| 4.1.3 | Vergleich der beiden Messmethoden | 36 |
| 4.2 | Messung und Bewertung des abgeblasenen Massenstroms bei zweiflutigen Turbinen | 37 |
| 5 | Numerische Methoden | 43 |
| 5.1 | Strömungssimulation mit Hilfe von 3D-CFD | 43 |
| 5.2 | 1D-Motorprozessrechnung | 44 |

| | | |
|-------|--|-----------|
| 6 | Numerische Ergebnisse der 3D-CFD Simulationen | 47 |
| 6.1 | Untersuchungen des Wastegateverhaltens bei einflutigen Turbinen | 47 |
| 6.1.1 | Analyse der Druckverhältnisabhängigkeit der Wastegateströmung bei einflutigen Turbinen | 47 |
| 6.1.2 | Einfluss der Abgastemperaturen auf das Durchflussverhalten des Wastegates | 50 |
| 6.1.3 | Einfluss des Wastegates auf das Turbinenverhalten bei einflutigen Turbinen | 51 |
| 6.2 | Untersuchung des Wastegateverhaltens bei zweiflutigen Turbinen | 60 |
| 6.2.1 | Auswertung des Strömungsfelds am Wastegate für verschiedene Strömungszustände | 60 |
| 6.2.2 | Vergleich zwischen Simulationen mit versperrrter Volute und kompletter Turbinenstufe | 62 |
| 6.2.3 | Analyse des isentropen Strömungsquerschnitts für unterschiedliche Randbedingungen und Öffnungswinkel | 64 |
| 6.2.4 | Einfluss des Wastegates auf das Turbinenverhalten bei zweiflutigen Turbinen | 69 |
| 6.2.5 | Simulation eines Druckpulses zur Analyse des instationären Wastegateverhaltens von zweiflutigen Turbinen | 75 |
| 7 | Modellbildung und Ergebnisse der 1D-Motorprozessrechnung | 79 |
| 7.1 | Modell zur Untersuchung der quasistationären Annahme zweiflutiger Turbinen mit geöffnetem Wastegate | 79 |
| 7.2 | Untersuchung des neuen Wastegatemodells im Motormodell an der Vollast | 84 |
| 8 | Zusammenfassung | 87 |
| A | Weiterführende Messdaten | 90 |
| A.1 | Turboladerkennfelder aus Messungen am Brennkammerprüfstand | 90 |

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Prognose zum zeitlichen Verlauf neuer Antriebsstrangkonzeppte für Europa nach [16] . . . | 1 |
| 2.1 | Schnittbild eines Abgasturboladers mit Zwillingsstromturbine (Festgeometrie) und Benennung der wesentlichen Komponenten nach [49] | 4 |
| 2.2 | Dralländerung im Laufrad einer Turbomaschine nach Japikse [40] | 5 |
| 2.3 | Darstellung eines isentropen sowie eines polytropen Expansionsprozesses einer Turbine in einem h - s -Diagramm | 6 |
| 2.4 | Schnittdarstellung der Gehäuse einer Doppelstromturbine (links) und einer Zwillingsstromturbine (rechts) | 10 |
| 2.5 | Schematische Übersicht der unterschiedlichen Strömungszustände einer Zwillingsstromturbine nach [53] | 10 |
| 2.6 | Definition der Auswerteebenen zur Berechnung des reduzierten Massenstromverhältnisses zweiflutiger Turbinen bei geöffnetem Wastegate | 12 |
| 2.7 | Motor- und turboladerspezifische Begrenzungen des Volllastpotenzials am Beispiel eines Dieselmotors nach [30] | 14 |
| 2.8 | Schematische Schnittdarstellung eines Abgasturboladers mit Wastegate, einflutiges Turbinengehäuse (links), zweiflutiges Turbinengehäuse (rechts) | 14 |
| 2.9 | Schnittdarstellung einer Turbine mit variabler Turbinengeometrie (VTG) nach [26] . . . | 16 |
| 2.10 | Schematische Darstellung des effektiven Strömungsquerschnitts eines Wastegates in Anlehnung an die Darstellung bei einem Hub-Ventil | 17 |
| 2.11 | Beispielhafte Darstellung unterschiedlicher konstruktiver Lösungen des Wastegatedeckels | 19 |
| 2.12 | Vergleich unterschiedlicher Wastegate Designs für einflutige (1,2) und zweiflutige Turbinen (3,4) | 20 |
| 3.1 | Aufbau des Brennkammerprüfstands zur Messung von einflutigen Abgasturboladern . . | 22 |
| 3.2 | Aufbau des Doppelbrennkammerprüfstandes für Gleich-, Ungleich- und Einzelbeaufschlagung | 23 |
| 3.3 | Aufbau des Brennkammerprüfstands für die Messung des Übersprechens zwischen den Fluten | 24 |
| 3.4 | Schematisches Schnittbild einer einflutigen Turbine mit offener und versperrrter Turbinenvolute | 25 |
| 3.5 | Schematischer Schnitt durch eine Zwillingsstromturbine mit versperrrter Turbinenvolute | 26 |
| 3.6 | Aufbau des Brennkammerprüfstands für die Messung der Charakteristik des Wastegates einer zweiflutigen Turbine | 27 |

| | | |
|------|--|----|
| 4.1 | Isentroper Strömungsquerschnitt eines einflutigen Wastegates mit versperrrter Volute für unterschiedliche Öffnungswinkel θ_{WG} und Druckverhältnisse $\Pi_{T,ts}$ (Messung) | 30 |
| 4.2 | Isentroper Strömungsquerschnitt der einflutigen Wastegatemessung mit versperrrter Volute für unterschiedliche Öffnungswinkel θ_{WG} (Messung) | 31 |
| 4.3 | Übersicht der gemessenen Verdichterbetriebspunkte für unterschiedliche Wastegateöffnungs- winkel θ_{WG} und kompletter Turbinenstufe | 32 |
| 4.4 | Schematisches Darstellung der Positionierung der statischen Druckbohrungen vor und nach dem Turbinenrad | 33 |
| 4.5 | Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegates für unterschiedliche Öffnungswinkel basierend auf einer Vermessung der kompletten Turbinenstufe bei $T_{3,tot} = 600^{\circ}C$ und $T_{3,tot} = 400^{\circ}C$ | 34 |
| 4.6 | Absolute Abweichung des kombinierten Turbinenwirkungsgrads für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} im Bezug auf die Messung bei geschlossenem Wastegate ($n_{T,red} =$ $6097 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $\Pi_{T,ts} \approx 1,93$ und $T_{3,tot} = 600^{\circ}C$) | 35 |
| 4.7 | Isentroper Strömungsquerschnitt eines einflutigen Wastegates für unterschiedliche Öff- nungswinkel θ_{WG} und Druckverhältnisse $\Pi_{T,ts}$ für die Messungen mit versperrrter Volute (vV) und der kompletten Turbinenstufe (kT) | 36 |
| 4.8 | Isentroper Strömungsquerschnitt für ein inverses Druckverhältnis von $p_{4,st}/p_{3,tot} = 0,5$ für die Messungen mit versperrrter Volute und der kompletten Turbinenstufe | 37 |
| 4.9 | Isentroper Strömungsquerschnitt für Flut 1 und Flut 2 einer zweiflutigen Turbine mit ver- sperrrter Volute als Funktion des Strangdruckverhältnisses für ein konstantes gemittelt Turbinendruckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\theta_{WG} = 12^{\circ}$ (Messung) | 38 |
| 4.10 | Isentroper Strömungsquerschnitt für Flut 1 (oben) und Flut 2 (unten) einer zweiflutigen Turbine mit versperrrter Volute als Funktion des mittleres Turbinendruckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{Strang,tt}$ für $\theta_{WG} = 12^{\circ}$ (Messung) | 40 |
| 4.11 | Isentroper Strömungsquerschnitt für Flut 1 einer zweiflutigen Turbine mit versperrrter Vo- lute als Funktion des mittleres Turbinendruckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und des Strangdruckver- hältnisses $\Pi_{Strang,tt}$ für $\theta_{WG} = 12^{\circ}$ (oben) und $\theta_{WG} = 21^{\circ}$ (unten) (Messung) | 41 |
| 5.1 | Graphische Darstellung des 3D-CFD Modells unter Hervorhebung der verwendeten Aus- werteebenen für die zweiflutige Turbine (links: Flansch, rechts: Laufrad) | 44 |
| 5.2 | Vereinfachter Aufbau des verwendeten 1D-Motormodells in der Software GT-POWER von Gamma Technologies | 45 |
| 6.1 | Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegates für die CFD Simulationen einer einflu- tigen Turbine mit kompletter Turbinenstufe bei unterschiedlichen Öffnungswinkeln θ_{WG} und Druckverhältnissen $\Pi_{T,ts}$ | 48 |
| 6.2 | Visualisierung der lokalen Mach-Zahl an der Wastegateabzweigung für unterschiedliche Betriebspunkte und Öffnungswinkel (komplette Turbinenstufe) | 49 |
| 6.3 | Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegates für die CFD Simulationen einer einflu- tigen Turbine bei $\theta_{WG} = 12^{\circ}$ und unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen $T_{3,tot}$ (komplette Turbinenstufe) | 50 |

| | | |
|------|--|----|
| 6.4 | Auswertung des reduzierten Turbinenmassenstroms $\dot{m}_{T,red}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 52 |
| 6.5 | Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{T,s}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 52 |
| 6.6 | Auswertung des reduzierten Laufradmassenstroms $\dot{m}_{LR,red}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 53 |
| 6.7 | Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{LR,s}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 54 |
| 6.8 | Auswertung des totalen und statischen Drucks an vier unterschiedlichen Auswerteebenen entlang des Strömungspfades der Turbine für $\Pi_{T,ts} = 1,76$ und $\theta_{WG} = 12^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 54 |
| 6.9 | Vergleich zweier unterschiedlicher Designausführungen der Zusammenführung des Laufrad- und Wastegatemassenstroms (links: Versuchsträger ATL 2, rechts: kompaktes Design) | 56 |
| 6.10 | Auswertung des statischen Drucks am Austritt des Turbinenrades für eine einflutige Turbine mit kompaktem Wastegatedesign für $\theta_{WG} = 4^\circ$ links und $\theta_{WG} = 15^\circ$ rechts | 57 |
| 6.11 | Auswertung des statischen Drucks am Austritt des Turbinenrades für eine einflutige Turbine mit unvorteilhaftem Wastegatedesign für $\theta_{WG} = 4^\circ$ links und $\theta_{WG} = 15^\circ$ rechts | 57 |
| 6.12 | Auswertung des Drehmoments der einzelnen Schaufeln für die Simulation bei $\theta_{WG} = 4^\circ$ und $\theta_{WG} = 15^\circ$ für $\Pi_{T,ts} = 1,77$, $n_{T,red} = 6430 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$ | 58 |
| 6.13 | Auswertung des Drehmoments von Schaufel 1 für eine vollständige Umdrehung des Laufrades bei $\theta_{WG} = 4^\circ$ und $\theta_{WG} = 15^\circ$ für $\Pi_{T,ts} = 1,77$, $n_{T,red} = 6430 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$ (Simulation) | 59 |
| 6.14 | Modellübersicht für die Simulation unterschiedlicher Strömungszustände mit versperrrter Volute bei einer Zwillingsstromturbine | 60 |
| 6.15 | Auswertung der Strömungsgeschwindigkeiten beider Wastegate-Kanäle für drei unterschiedliche Strömungszustände ($\Pi_{Strang,tt} = 1, MFR = 0,7/1$) bei $\theta_{WG} = 6^\circ$ und $\bar{\Pi}_{T,ts} = 3$ (versperrrte Volute) | 61 |
| 6.16 | Strömungsfeld am Wastegatekanal 2 für einen Betriebspunkt mit Übersprechen für das Modell mit versperrrter Volute und kompletter Turbinenstufe für $\theta_{WG} = 12^\circ$, $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\Pi_{Strang,tt} = 0,34$ | 62 |
| 6.17 | Isentroper Strömungsquerschnitt der beiden Wastegatekanäle für die komplette Turbinenstufe und die Simulation mit versperrrter Volute bei $\theta_{WG} = 12^\circ$, $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\Pi_{Strang,tt} = 0,34$ | 63 |
| 6.18 | Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegate Kanals von Flut 1 als Funktion des Öffnungswinkels θ_{WG} bei Gleichbeaufschlagung (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 65 |
| 6.19 | Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegate Kanals von Flut 2 als Funktion des Öffnungswinkels θ_{WG} bei Gleichbeaufschlagung (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 65 |
| 6.20 | Mach-Zahl innerhalb der beiden Wastegatekanäle für einen Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 18^\circ$ und einem Druckverhältnis von $\bar{\Pi}_{T,ts} = 3$ (komplette Turbinenstufe) | 66 |
| 6.21 | Isentroper Strömungsquerschnitt von Flut 1 (oben) und Flut 2 (unten) als Funktion des gemittelten Turbinendruckverhältnisses und des Strangdruckverhältnisses für $\theta_{WG} = 12^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 68 |

| | | |
|------|--|----|
| 6.22 | Auswertung des reduzierten Turbinenmassenstroms für Flut 1 bei $\theta_{WG} = 0,3,6,9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 70 |
| 6.23 | Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,s}$ bei $\theta_{WG} = 0,3,6,9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 71 |
| 6.24 | Auswertung des reduzierten Laufradmassenstroms für Flut 1 bei $\theta_{WG} = 0,3,6,9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 72 |
| 6.25 | Auswertung des totalen und statischen Drucks an vier unterschiedlichen Auswerteebenen entlang des Strömungspfades der Turbine für $n_{T,red} = 4400 \text{ min}^{-1} / \sqrt{K}$, $p_{31,tot} = 2,2 \text{ bar}$, $\theta_{WG} = 6^\circ$ und $MFR_{LR} = 0,7$ (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 72 |
| 6.26 | Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,s}$ für das Turbinenrad bei $\theta_{WG} = 0,3,6,9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation) | 73 |
| 6.27 | Auswertung des reduzierten Massenstromverhältnisses der Turbinenstufe MFR gegenüber MFR_{LR} für $MFR_{LR} = 0,7$ und $\theta_{WG} = 0,3,6,9^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 74 |
| 6.28 | Auswertung des Interaktionskennfeldes am Laufradeintritt für $MFR_{LR} = 0,7$ und $\theta_{WG} = 0,3,6,9^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation) | 75 |
| 6.29 | Darstellung der zeitlich veränderlichen Randbedingungen am Beispiel des Totaldrucks für Flut 1 und Flut 2, sowie des statischen Drucks am Austritt der Turbine (Messung) | 76 |
| 6.30 | Verlauf der Massenströme am Eintritt des Gehäuses, unmittelbar vor dem Laufrad sowie in den Wastegatekanälen als Funktion der Zeit für die untersuchten Druckpulse (Simulation) | 77 |
| 6.31 | Verlauf des reduzierten Massenstromverhältnisses MFR und MFR_{LR} als Funktion der Zeit für den untersuchten Druckpuls (Simulation) | 78 |
| 7.1 | Schematische Darstellung des kennfeldbasierten Modells zur Abbildung des Betriebsverhaltens zweiflutiger Turbinen in der 1-D-Motorprozessrechnung nach [49] | 80 |
| 7.2 | Zeitlicher Verlauf des Wastegate- und Turbinenmassenstroms $\dot{m}_{LR,31}$, $\dot{m}_{WG,31}$ für die neue und alte Wastegatemodellierung (Simulation) | 82 |
| 7.3 | Zeitlicher Verlauf des Drucks vor Turbine $p_{31,tot}$ für die neue und alte Wastegatemodellierung (Simulation) | 82 |
| 7.4 | Zeitlicher Verlauf des mittleren Druckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{Strang,ts}$ sowie den isentropen Strömungsquerschnitt von Flut 1 $A_{31,s}$ (Simulation) | 83 |
| 7.5 | Validierung der 1D-Motorprozessrechnung anhand von ausgewählten Kenn- und Zustandsgrößen | 85 |
| 7.6 | Abgaspulsation vor der Turbine sowie der Verlauf des isentropen Strömungsquerschnitts bei $n_{mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ an der Vollast | 86 |
| A.1 | Gemessene Turbinendurchsatzkennfelder von ATL 1 für die Einzel- und Gleichbeaufschlagung | 90 |
| A.2 | Gemessener Turbinenwirkungsgrad von ATL 1 für die Einzel- und Gleichbeaufschlagung | 91 |
| A.3 | Gemessenes Verdichterdurchflusskennfeld von ATL 1 | 92 |
| A.4 | Gemessenes Verdichterwirkungsgradkennfeld von ATL 1 | 92 |

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|-----------|--|-------------------|
| A | Fläche, Strömungsquerschnitt | m^2 |
| a | Schallgeschwindigkeit | ms^{-1} |
| c | Strömungsgeschwindigkeit, spezifische Wärmekapazität | $ms^{-1}, J/kg/K$ |
| C | Konstante | m |
| D | Durchmesser | m |
| h | Spezifische Enthalpie | J/kg |
| \bar{h} | Mittlere Enthalpie | J/kg |
| H | Enthalpie | J |
| H_u | Heizwert | MJ/kg |
| i | Taktzahl | – |
| L | Luftbedarf | – |
| m | Masse | kg |
| \dot{m} | Massenstrom | kg/s |
| M | Drehmoment | Nm |
| Ma | Mach-Zahl | – |
| MFR | Reduziertes Massenstromverhältnis | – |
| n | Drehzahl | min^{-1} |
| P | Leistung | W |
| p | Druck | bar, Pa |
| \bar{p} | Gemittelter Druck | Pa |
| \dot{Q} | Wärmestrom | W |
| q | Spezifischer Wärmestrom | $kJkg^{-1}$ |
| R | Gaskonstante | $kJkg^{-1}K^{-1}$ |
| r | Radius | m |
| R | Radius | m |
| Re | Reynolds-Zahl | |
| s | spezifische Entropie | J/kg/K |
| T | Temperatur | K, °C |
| \bar{T} | Enthalpiemittelte Turbineneintrittstemperatur | K, °C |
| t | Zeit | s |
| u | Umfangsgeschwindigkeit | ms^{-1} |
| V | Volumen | m^3 |
| w | Arbeit | W |

Griechische Symbole

| Symbol | Beschreibung | Einheit |
|-----------|-----------------------|---------------------|
| α | Durchflusskoeffizient | — |
| η | Wirkungsgrad | — |
| κ | Isentropenexponent | — |
| λ | Luftverhältnis | — |
| ξ | Massenanteil | — |
| Π | Druckverhältnis | — |
| ρ | Dichte | kgm^{-3} |
| θ | Winkel | ° |
| Φ | relative Feuchtigkeit | — |
| ω | Winkelgeschwindigkeit | rad s^{-1} |

Indizes

| Index | Beschreibung |
|------------|--|
| 0 | Umgebungszustand |
| 1 | Zustand vor Verdichter |
| 12 | Differenz zwischen Zustand 1 und 2 |
| 2 | Zustand nach Verdichter oder nach Laufrad |
| 3 | Zustand vor Turbine |
| 3 <i>i</i> | Eintrittsbedingungen der Flut <i>i</i> |
| 31 | Eintrittszustand der Flut 1 |
| 31s | Isentrop, Flut 1 |
| 32 | Eintrittszustand der Flut 2 |
| 32s | Isentrop, Flut 2 |
| 31/32 | Verhältnis von Flut 1 zur Flut 2 |
| 4 | Zustand nach Turbine |
| 4 <i>i</i> | Austrittszustand der Flut <i>i</i> |
| 41 | Austrittszustand der Flut 1 |
| 42 | Austrittszustand der Flut 2 |
| 4s | Isentroper Zustand nach Turbine |
| 41s | Isentroper Zustand nach Turbine der Flut 1 |
| 42s | Isentroper Zustand nach Turbine der Flut 2 |
| a | Aufwand |
| ad | Adiabat |
| ATL | Abgasturbolader |
| av | Gemittelt |
| dia | Diabat |
| B | Brennstoff |
| BK | Brennkammer |

| Index | Beschreibung |
|-----------|---|
| e | Effektiv |
| ein | Eintrittszustand |
| E | Eintritt |
| ges | Gesamt |
| H | Gesamthubvolumen des Motors, Hebel des Wastegates |
| h | Hubvolumen eines Zylinders |
| <i>i</i> | Laufindex |
| <i>j</i> | Laufindex |
| <i>k</i> | Laufindex |
| K | Klappe des Wastegates |
| korr | Auf Referenzwerte bezogen |
| krit | Kritischer Zustand |
| L | Luft |
| LR | Laufrad |
| LR, 1 | Eintrittszustand ins Laufrad Flut 1 |
| LR, 2 | Eintrittszustand ins Laufrad Flut 2 |
| <i>LW</i> | Ladungswechsel |
| m | Massenstrom, Meridional, mechanisch |
| max | Maximum |
| me | Gemittelt, effektiv |
| mess | Messgröße |
| mot | Motor |
| n | Drehzahlabhängig |
| Öl | Schmiermittel |
| p | Druck |
| P31 | Leistung der Flut 1 |
| P32 | Leistung der Flut 2 |
| R | Reibung |
| <i>r</i> | In radiale Richtung |
| red | Reduziert |
| ref | Referenzzustand |
| s | Isentrop |
| schein | Scheinleistung |
| ss | Statisch-statisch |
| st | Statisch, stöchiometrisch |
| Strang | Verhältnis beider Turbinenfluten |
| T | Turbine |
| TG | Turbinengehäuse |
| tt | Total-total |
| ts | Total-statisch |
| tot | Totalzustand |
| u | In Umfangsrichtung |
| V | Verdichter |

| Index | Beschreibung |
|-------|---------------------------|
| WG | Wastegate |
| X | Übersprechen (Cross Flow) |
| Z | Zylinder |

Abkürzungen

| Symbol | Beschreibung |
|--------|-------------------------|
| AÖ | Auslassventil öffnet |
| AS | Auslassventil schließt |
| BKP | Brennkammerprüfstand |
| CCL | Compressor closed loop |
| EÖ | Einlassventil öffnet |
| ES | Einlassventil schließt |
| MFR | Mass flow ratio |
| SSL | Scroll separation level |

1 Einleitung und Zielsetzung der Arbeit

Die automobilen Antriebstechnologien stehen vor großen Herausforderungen und Änderungen. Die politischen Zielsetzungen und die Emissionsbelastungen in Ballungszentren fordern eine Elektrifizierung des Antriebsstranges. Das heißt in Zukunft wird neben dem reinen Verbrennungsmotorkonzept mit eventuell synthetischen Kraftstoffen, der Elektroantrieb über verschiedene Formen der Hybridisierung bis hin zum rein elektrischen Antrieb koexistieren.

Ein Blick auf aktuelle Prognosen zum Thema Antriebsstrang der Zukunft zeigt selbst im Jahr 2030 noch einen signifikanten Anteil an hybriden Antriebssträngen, welche als Kernkomponente auf einen Verbrennungsmotor setzen (siehe Abb. 1.1).

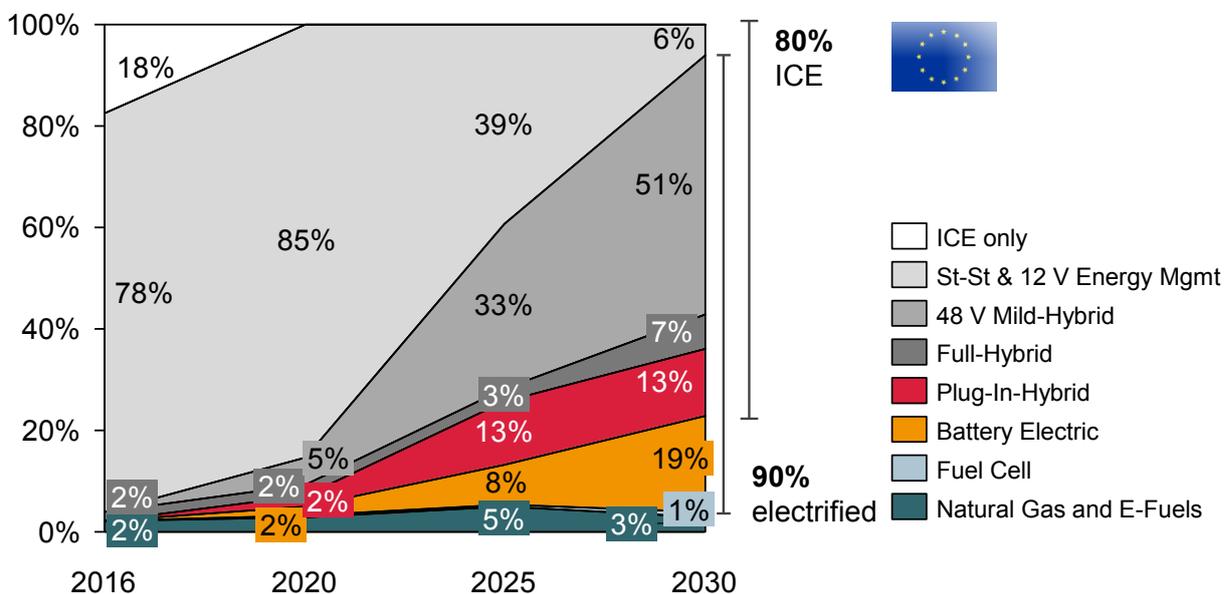


Abbildung 1.1: Prognose zum zeitlichen Verlauf neuer Antriebsstrangkonzeppte für Europa nach [16]

Insbesondere die Entwicklung von kleinen Motoren spielt, aufgrund des durch die hybriden Antriebsbausteine stark begrenzten Bauraums, eine zentrale Rolle. Für diese Art von kleinen Ottomotoren ist die Aufladung in der Automobilindustrie eine bevorzugte Technologie zur Leistungssteigerung bzw. Absenkung des Kraftstoffverbrauchs. Die auf dem Markt verfügbaren Aufladesysteme lassen sich unter anderem anhand ihrer Lastregelorgane unterteilen. Hier weisen Dieselmotoren häufig, aufgrund der geringen thermomechanischen Belastung, Turbinen mit einer variablen Geometrie (VTG) auf, wohingegen Ottomotoren und kostengünstige Dieselanwendungen meistens ein Wastegate (WG) zur Lastregelung verwenden. Durch neue Materialentwicklungen [29], optimiertes Design und die durch den Einsatz von Miller-Brennverfahren

[2, 24] reduzierte Abgastemperatur wird die VTG Technologie auch am Ottomotor Anwendung finden.

Durch die geänderten Emissionsanforderungen, d. h. die Wirksamkeit der Abgasnachbehandlung im gesamten Motorkennfeld ($\lambda = 1$), verschärfte CO_2 Ziele und den Kostendruck durch die Hybridisierung, wird der Wastegateturbolader weiterhin eine dominierende Technologie sein. Aufgrund der neuen Auslegungsziele moderner Verbrennungsmotoren werden sich die Anforderungen an das Verständnis der Interaktion zwischen Turbinenrad und Wastegate, sowie deren Modellierung, Auslegung und Qualität der Regelung weiter erhöhen.

Zur Anpassung der Strömungsmaschine Abgasturbolader an den Hubkolbenmotor werden Rechenmodelle in der 1D-Motorprozessrechnung mit unterschiedlicher Komplexität eingesetzt. Zur Abbildung des Abgasturboladers im Motorverbund hat sich hierbei der kennfeldbasierte Modellierungsansatz durchgesetzt [49]. Bei diesem werden stationäre Leistungskennfelder von Turbine und Verdichter an einem Brennkammerprüfstand gemessen, um unter Berücksichtigung der transient an der Turbine und am Verdichter zur Verfügung stehenden Energie, sowie der Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter, auf den sich ergebenden Ladedruck schließen zu können. Die Kennfelder der Turbine werden bei dieser Methode stets mit vollständig geschlossenem Wastegate aufgenommen, um ausschließlich die Leistungsumsetzung und Effizienz der Turbine zu bilanzieren.

Hieraus leitet sich folgende Zielsetzung der Arbeit ab: Es soll herausgestellt werden, welche Interaktion zwischen dem Energieumsatz im Turbinenrad und dem durch das Wastegate geleiteten Abgasmassenstroms besteht.

In einem ersten Schritt werden, aufgrund der geringeren Systemkomplexität, Untersuchungen an einer einflutigen Turbine durchgeführt. Diese ermöglichen eine Aussage über die im Turbinengehäuse auftretenden Druckverluste, sowie mögliche Änderungen der An- und Abströmung des Turbinenrades.

Weiterhin soll eine Methode zur Modellierung des WG-Massenstroms abgeleitet werden, welche einen Rückschluss auf den im realen Motorbetrieb einzustellenden Öffnungswinkel des WG's (θ_{WG}) ermöglichen soll. Dies ermöglicht eine prädiktive Steuerung der WG-Position und somit auch im instationären Motorbetrieb eine verbesserte Einhaltung eines stöchiometrischen Luftverhältnisses.

In einem weiteren Schritt sollen die an der einflutigen Turbine gesammelten Erkenntnisse auf eine zweiflutige Turbine übertragen werden. Neben einem zweigeteilten Spiralgehäuse verfügt diese Bauart auch über zwei getrennte Kanäle des WG, welche jedoch durch einen gemeinsamen Deckel geschlossen werden. Je nach Öffnungswinkel des Deckels und Strömungszustands der Turbine, d. h. dem Verhältnis der Druckverhältnisse und somit der Massenströme in beiden Fluten zueinander, stellt sich eine Beeinflussung der beiden WG-Kanäle ein. Diese soll anhand von Versuchen am Brennkammerprüfstand sowie numerischen 3D-CFD Simulationen analysiert werden. Weiterhin sollen die daraus gewonnen WG Durchflusskennfelder in einem Motormodell zur 1D-Motorprozessrechnung implementiert werden und der Vorteil dieser verbesserten Modellierung auf die Abgaspulsationen quantifiziert werden.

Teile diese Arbeit entstammen Vorveröffentlichungen des Autors [72, 73, 71].

2 Aufladung von Verbrennungsmotoren

Das folgende Kapitel erläutert die Möglichkeiten der Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren mit Hilfe der Abgasturboaufladung. Weiterhin werden die thermodynamischen Grundlagen von Abgasturboadern erläutert, und die wichtigsten Kenngrößen zur Beschreibung ein- und zweiflutiger Turbinen sowie des Wastegates vorgestellt.

2.1 Steigerung der motorischen Leistung durch Turboaufladung

Die zunehmende Elektrifizierung der PKW-Antriebsstränge führt, durch die zusätzlich benötigten Komponenten, zu verschärften Randbedingungen bezüglich des verfügbaren Bauraums für den Verbrennungsmotor. Um den verfügbaren Bauraum optimal ausnutzen zu können, sind kleine aufgeladene Motoren nach wie vor ein Schwerpunkt der Motorenentwicklung. Bei diesem sog. Downsizing lässt sich der Kraftstoffverbrauch des Motors durch eine Verkleinerung des Hubvolumens V_H erzielen [30]. Diese führt jedoch, bei sonst unveränderten Randbedingungen, zu einer Absenkung der erzielbaren Motorleistung. Dieser Zusammenhang lässt sich für direkteinspritzende Motoren durch Gleichung 2.1 verdeutlichen.

$$\frac{P_e}{V_H} = p_{me} \dot{m} = \eta_e \lambda_a \frac{H_u}{\lambda L_{st}} \frac{p_{ein}}{T_{ein} R_L} \dot{m} \quad (2.1)$$

Die Leistung des Motors lässt sich, bei gleichem Hubvolumen, im wesentlichen durch zwei Einflussparameter verändern; dem effektiven Mitteldruck des Motors p_{me} sowie der Motordrehzahl n . Der effektive Mitteldruck p_{me} wiederum lässt sich als Funktion des effektiven Wirkungsgrades η_e , des Luftaufwandes λ_a , des Heizwertes H_u sowie des stöchiometrischen Luftbedarfes des verwendeten Kraftstoffs L_{st} , des eingestellten Kraftstoff-Luftverhältnisses λ , sowie der Ladungsdichte als Funktion des Eintrittsdrucks und Temperatur p_{ein} , T_{ein} sowie der idealen Gaskonstanten für Luft R_L berechnen. Hierbei werden in der Regel die folgenden Größen vereinfacht als konstant oder nur geringfügig veränderbar angesehen: L_{st} , H_u , L_{st} , R_L .

Hochdrehzahlmotoren sind im Rennsport Stand der Technik [79]. Aufgrund der mit der Motordrehzahl quadratisch ansteigenden Bauteilbelastung und Reibung [58], sowie der damit verbundenen reduzierten Lebensdauer, hat sich dieses Konzept für in Großserie produzierte Motoren nicht durchgesetzt.

Die Anhebung des effektiven Mitteldrucks p_{me} ist Stand der Technik zur Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren. Hierbei wird meist durch Verwendung von Abgasturboadern (ATL) der Ladedruck des Motors erhöht, wodurch eine höhere Ladungsdichte erzielt wird (siehe Gl. 2.1). Die Optimierung von Abgasturboadern und deren Interaktion mit dem Verbrennungsmotor ist ein wesentlicher Forschungsschwerpunkt der Automobilindustrie.

2.2 Thermodynamische Grundlagen von Abgasturboladern

Im folgenden Abschnitt soll auf die wesentlichen thermodynamischen Prozesse innerhalb eines Abgasturboladers eingegangen werden. Weiterhin werden die für zweiflutige Turbinen spezifischen Kenngrößen eingeführt.

2.2.1 Übersicht und Wirkprinzip eines Abgasturboladers

Die Idee, die Ladungsdichte eines Verbrennungsmotors mit Hilfe von Druckluft zu erhöhen, hat eine lange Vergangenheit [19, 17, 14]. Das wesentliche Prinzip eines Abgasturboladers besteht darin, die im Abgas des Motors zur Verfügung stehende thermische und kinetische Energie in einer Turbine abzubauen und die somit gewonnene Leistung über eine Welle auf einen Verdichter zu übertragen. Dieser wiederum gibt die Leistung an die einströmende Luft ab, was einen Anstieg des am Austritt des Verdichters anliegenden Druckniveaus zur Folge hat. Abbildung 2.1 gibt einen Überblick über die wesentlichen Komponenten eines ATL.

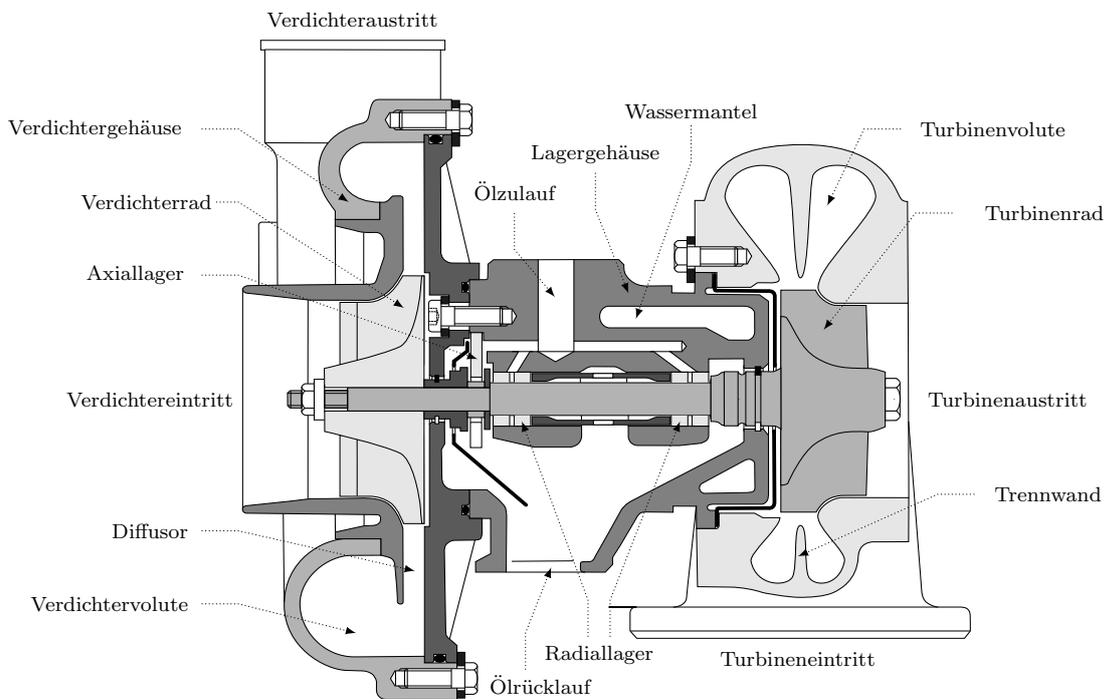


Abbildung 2.1: Schnittbild eines Abgasturboladers mit Zwillingsstromturbine (Festgeometrie) und Benennung der wesentlichen Komponenten nach [49]

Das Abgas strömt meist radial in das Turbinengehäuse ein. Durch die spiralförmige Anordnung wird das Abgas innerhalb der Volute beschleunigt; es entsteht ein Drall. Dieser wird innerhalb des Turbinenrads durch eine Leistungsabgabe an die Turbinenschaufeln abgebaut. Die Ladeluft wird axial in das Verdichterrad eingesaugt und unter Arbeitszufuhr über das selbige beschleunigt. Innerhalb des Diffusors findet eine Verzögerung der Strömung statt, wodurch kinetische

Energie in einen statischen Druckanstieg umgewandelt wird. Das Turbinen- und das Verdichterrad sind über eine gemeinsame Welle verbunden.

Als Lagerung der Welle werden meist radiale Gleitlager verwendet. Das dargestellte Beispiel (Abb. 2.1) zeigt ein Lager mit schwimmenden Radiallagerbuchsen [61]. Neben dieser Ausführungsvariante haben sich Lager mit feststehender Lagerbuchse und als Variante mit integriertem Axiallager verbreitet [1]. Kugellager finden bei PKW, Nutzfahrzeugen und Off-Highway-Anwendungen ebenfalls einen Einsatz [31, 86].

Die in Folge des Druckunterschieds zwischen der Luft und Abgasseite induzierte axiale Lagerbelastung kann über das Axiallager mit Hilfe eines hydrodynamischen Schmierfilms ins Gehäuse geleitet werden.

2.2.2 Zustandsänderungen und Kenngrößen

Ein Abgasturbolader stellt in erster Linie eine thermische Turbomaschine dar. Der Arbeitstransfer solcher Maschinen lässt sich durch die Änderung des Dralls über das Laufrad mit Hilfe der Euler'schen Turbinengleichung beschreiben. Unter Vernachlässigung der Reibung zwischen dem Fluid und der Gehäusewand lässt sich die Änderung des Dralls über Gl. 2.2 in ein resultierendes Drehmoment am Laufrad umrechnen [81, 7].

$$M = \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (2.2)$$

Die Strömung wird hierbei als stationär angenommen, wobei sich ein Massenstrom \dot{m} durch

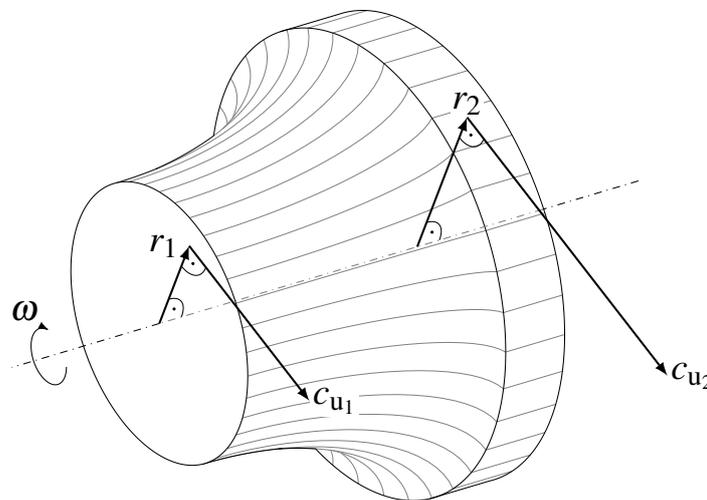


Abbildung 2.2: Dralländerung im Laufrad einer Turbomaschine nach Japikse [40]

das Laufrad einstellt. Um die Änderung des Dralls zu berechnen, wird jeweils am Eintritt und Austritt des Laufrads der Radius (r_1, r_2) mit der entsprechenden Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung c_{ui} multipliziert (siehe Abb. 2.2).

Gemäß dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich die spezifische Arbeit für einen adiabata-

ten stationären Fließprozess über die Änderung der Totalenthalpie mit Gl. 2.3 berechnen.

$$w_{12,tt} = h_{2,tot} - h_{1,tot} \quad (2.3)$$

Unter Berücksichtigung der Winkelgeschwindigkeit der Turbomaschine ω lässt sich aus Gl. 2.2 ebenfalls die spezifische Arbeit berechnen.

$$w_{12,tt} = \omega (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.4)$$

Da die Strömungsgeschwindigkeiten am Laufrad eines Turboladers experimentell, aufgrund der kleinen Baugrößen nur schwer quantifizierbar sind, hat es sich als praktikabel erwiesen, die Arbeit bzw. Änderung der Totalenthalpie mit Hilfe thermodynamischer Zustandsgrößen über Temperatur- und Druckmessungen zu berechnen. Die Totalenthalpie h_{tot} lässt sich als Funktion der Temperatur $T_{i,tot}$, sowie der Stoffzusammensetzung des Arbeitsfluids ξ_i beschreiben. Die Bewertung von Abgasturboladern basiert im wesentlichen auf dessen Wirkungsgraden.

Für die Turbine setzt dieser die reale abgegebene Leistung P_T ins Verhältnis zur isentropen angebotenen Leistung $P_{T,s}$. Beide Zustandsänderungen können ebenfalls exemplarisch im $h-s$ -Diagramm (Abb. 2.3) abgelesen werden. Hierbei beschreibt der Zustand 3 den Eintritt und Zustand 4 den Austritt der Turbine.

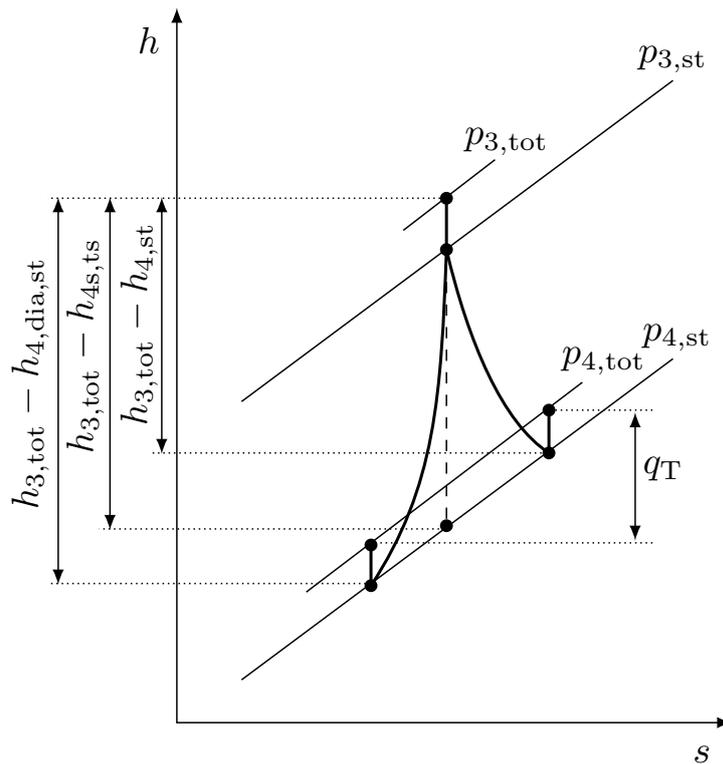


Abbildung 2.3: Darstellung eines isentropen sowie eines polytropen Expansionsprozesses einer Turbine in einem $h-s$ -Diagramm

Da sich die Turbine im realen Betrieb nicht adiabat verhält, und eine nicht vernachlässigbare

Menge an Wärme z. B. über das Turbinengehäuse an die Umgebung abgibt [52], kann es für Betriebspunkte mit niedrigen Turbinenleistungen P_T vorkommen, dass der Zustandspunkt nach der diabaten Expansion auf einem niedrigeren Energieniveau, als beim isentropen Fall liegt. Eine Abschätzung der von der Turbine abgegebenen Wärme ist nur durch einen, im Vergleich zu einer normalen Brennkammermessung, erhöhten Messaufwand möglich. Die Berechnung des Wärmeaustrags der Turbine q_T ist bei diesen Betriebspunkten mit niedrigen Turbinenleistungen mit Unsicherheit behaftet.

In der Praxis hat sich aufgrund des diabaten Verhaltens der Turbine eine andere, als auf ΔT -Messungen basierende Definition des isentropen Turbinenwirkungsgrads etabliert [76]. Bei dieser wird die reale Turbinenleistung über die erzielte totale Verdichterleistung P_V , sowie der im Lager entstehenden Reibleistung P_R , bilanziert (Gl. 2.5). Zur Berechnung der isentropen Turbinenleistung $P_{T,s}$ wird bei der Turbine in der Regel der statische Druck am Turbinenaustritt verwendet. Hier wird angenommen, dass der kinetische Anteil der Strömung nicht weiter genutzt werden kann [7]. Während heißer Messungen am Brennkammerprüfstand kommt es zu einem Wärmestrom zwischen der Turbine und dem Verdichter (q_V). Da die Verdichterleistung P_V gem. Gl. 2.5 über die Enthalpieänderung des Verdichters und folglich über die Temperaturdifferenz zwischen Verdichtereintritt und -austritt berechnet wird, ist dieser Wärmestrom in der bilanzierten Verdichterleistung enthalten. Um den Einfluss des Wärmestroms q_V auf den berechneten Wirkungsgrad der Turbine $\eta_{T,s}$ zu eliminieren, muss dieser über geeignete Modellansätze approximiert werden [70, 34, 66].

$$\eta_{T,s,ad,ts} = \frac{\overbrace{P_{V,ad} + \dot{Q}_V}^{P_V} + P_R}{P_{T,s}} = \frac{\dot{m}_V(h_{2,tot} - h_{1,tot}) + \dot{m}_V(q_V) + P_R}{\dot{m}_T(h_{3,tot} - h_{4,st,s})} \quad (2.5)$$

Eine Quantifizierung der im Lager auftretenden Reibungsverluste ist über eine Schleppmessung an einem gesonderten Prüfstand möglich [38].

Neben dem Turbinenwirkungsgrad lassen sich aus der Ähnlichkeitstheorie für Turbomaschinen die folgenden Kenngrößen der Turbine ableiten die nachgehend erläutert werden.

$$f(\Pi_{T,ts}, \eta_{T,s,ad,ts}, \dot{m}_{red}^*, n_{T,red}^*, Re, \kappa_T) = 0. \quad (2.6)$$

Die Mach'sche Ähnlichkeit unterstellt hierbei, dass sich Turbomaschinen dann aerodynamisch ähnlich verhalten, wenn sie geometrisch ähnliche Stromlinienbilder und somit gleiche Mach-Zahlen am Eintritt der Strömungsmaschine aufweisen [9]. Hierbei ist die reduzierte Drehzahl definiert durch,

$$n_{LR,red} = \frac{\pi n_T d_3}{\sqrt{\kappa R T_{3,tot}}} \quad (2.7)$$

und der reduzierte Massenstrom durch

$$\dot{m}_{LR,red} = \frac{\dot{m}_T \sqrt{\kappa R T_{3,tot}}}{\sqrt{\kappa} p_{3,tot} A_3} f(Ma_3) \quad (2.8)$$

definiert. In der industriellen Anwendung sind die notwendigen Zustandsgrößen an den Laufrädern nicht zugänglich, wodurch sich vereinfachte Kennzahlen durchgesetzt haben. Wichtig zu beachten ist jedoch, dass die Ähnlichkeit lediglich für eine gleichbleibende Geometrie, sowie für konstante Stoffdaten des durchströmenden Fluids gilt [41].

$$n_{T,\text{red}} = \frac{n_T}{\sqrt{T_{3,\text{tot}}}} \neq n_{LR,\text{red}} \sim Ma_{3,u} \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_{T,\text{red}} = \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{3,\text{tot}}}}{p_{3,\text{tot}}} \neq \dot{m}_{LR,\text{red}} \sim Ma_m \quad (2.10)$$

Mit Hilfe der reduzierten Kenngrößen können Kennfelder ohne eine erneute Messung auf andere Randbedingungen angewendet werden, was die Turboladermodellierung, insbesondere in Kombination mit dem intermittierend arbeitenden Verbrennungsmotor, vereinfacht. Die reduzierten Kenngrößen werden auf den Zustand am Laufradeintritt bezogen. In der Praxis werden die benötigten Zustandsgrößen jedoch, aufgrund der einfacheren Zugänglichkeit, weiter stromauf und stromab der Turbomaschine gemessen. Um potentielle Fehlinterpretationen bei diesem Vorgehen auszuschließen, wurden in der Literatur bereits weitreichende Untersuchungen zu den unterschiedlichen Einflussparametern durchgeführt. Beispiele hierfür sind der Einfluss von unterschiedlichen Eintrittstemperaturen, unterschiedlichen Gegendrücken hinter der Turbine, der Einfluss der Turboladerreibung [65, 76], sowie der Einfluss unterschiedlicher Strömungszustände vor der Turbine für zweiflutige Turbinen [49]. In den zitierten Arbeiten konnte die Validität der getroffenen Annahmen hinreichend genau nachgewiesen werden. In der Industrie hat es sich etabliert, Kennfelder auch bei variabler Geometrie dennoch in einem gemeinsamen Graphen darzustellen. Beispiele hierfür sind die Turbinenkennfelder einer variablen Turbinengeometrie bei unterschiedlichen Stellungen des Leitrings [6], oder die unterschiedlichen Strömungszustände bei zweiflutigen Turbinen [49].

Neben den bereits eingeführten Kenngrößen sind die in der Motorenentwicklung am weitesten verbreiteten Kennzahlen in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Tabelle 2.1: Tabellarische Auflistung der in der Motorenentwicklung typischerweise verwendeten Turboladerkennzahlen [76, 49]

| Turbine | Verdichter |
|---|---|
| $\dot{m}_{T,\text{red}} = \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{3,\text{tot}}}}{p_{3,\text{tot}}}$ | $\dot{m}_{V,\text{korr}} = \frac{\dot{m}_V \sqrt{T_{1,\text{tot}}}}{\sqrt{T_{\text{ref}}}} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_{1,\text{tot}}}$ |
| $n_{T,\text{red}} = \frac{n_T}{\sqrt{T_{3,\text{tot}}}}$ | $n_{V,\text{korr}} = n_T \cdot \frac{\sqrt{T_{\text{ref}}}}{\sqrt{T_{1,\text{tot}}}}$ |
| $\Pi_{T,\text{ts}} = \frac{p_{3,\text{tot}}}{p_{4,\text{st}}}$ | $\Pi_{V,\text{tt}} = \frac{p_{2,\text{tot}}}{p_{1,\text{tot}}}$ |

Für die Verdichterkenngrößen hat es sich als sinnvoll erwiesen, die Kennfelder mit Hilfe von bezogenen Werten darzustellen. Diese werden durch Referenzgrößen (z.B. $p_{\text{ref}} = 1013 \text{ mbar}$, $T_{\text{ref}} = 298,15 \text{ K}$) gebildet und normieren die gemessenen Größen auf selbige. Diese Herange-

hensweise ist in sofern praktikabel, als dass die zur Berechnung benötigten Größen am Motorprüfstand verfügbar sind und somit die aktuellen Betriebspunkte in ein am Brennkammerprüfstand gemessenes Kennfeld eingetragen und plausibilisiert werden können.

2.3 Kenngrößen zweiflutiger Turbinen

Im Nutzfahrzeugsbereich sind Dieselmotoren mit vier, sechs und acht Zylindern in Kombination mit zweiflutigen Turbinen weit verbreitet [4, 33, 64, 12]. Gleichzeitig werden an diesen Motoren auch häufig Turbolader mit variabler Turbinengeometrie verwendet.

Im PKW Dieselmotorbereich hat sich die VTG-Technologie durchgesetzt (siehe bspw. [85, 48, 56]). Zweiflutige Turbinen findet man im PKW-Bereich hauptsächlich bei ottomotorischen Anwendungen [67, 75, 23]. Neben der am weitesten verbreiteten Anwendung in Vierzylindermotoren, gibt es auch V-Motoren mit sechs [44], bzw. acht Zylindern mit dieser Technologie [45]. Bei V-8 Motoren werden jedoch meist zwei Turbolader pro Motor verbaut, um die Nutzung der Abgaspulsationen zu erhöhen und den Bauraumbedarf zu minimieren. Durch die Trennung der Stränge des Abgaskrümmers von jeweils zwei Zylindern lässt sich eine Verbesserung des Ladungswechsels erzielen [27]. Durch eine angepasste Auslegung der Auslassnocke wird insbesondere das Rückströmen von Abgas in einen ausschließenden Zylinder kurz vor Schließen des Auslassventils reduziert, die Füllung verbessert, sowie die Klopfneigung des Motors verringert. Das Gehäuse zweiflutiger Turbinen lässt sich in zwei konstruktive Ausführungen unterscheiden; das Zwillingsstrom- und das Doppelstromgehäuse. Beide Ausführungen sind in Abb. 2.4 dargestellt. Der Unterschied der beiden Gehäuse ist die Art der Flutentrennung. Bei der Zwillingsstromturbine ist die Volute wie bei einer einflutigen Turbine geformt. Die Trennung wird hier über eine in der Volute eingebrachte Trennwand umgesetzt. Die Doppelstromturbine hingegen verfügt über zwei um 180° verdrehte Voluten, welche jeweils nur eine Hälfte des Laufrades anströmen. Die Trennung der Fluten bzw. deren Interaktion miteinander erfolgt über die sog. Zungen. In den 70iger Jahren wurden ausschließlich Doppelstromturbinen ausgeführt. Danach dominierte die Zwillingsstromturbine den Markt [68]. Die Doppelstromturbine wird zur Zeit aufgrund ihrer potentiell höheren Trennung der Fluten wieder untersucht [50, 80, 11, 32]. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit befindet sich jedoch nur ein PKW-Motor mit Doppelstromturbine in der Serienproduktion [47]. Eine Herausforderung in der Auslegung eines Turbinenrades für ein Doppelstromturbinengehäuse ist die erhöhte Anregung des Laufrades durch die zwei Zungen. Im Vergleich zur Zwillingsstromturbine wird jede Schaufel zweimal pro Laufradumdrehung angeregt, wodurch das Risiko eines Schwingungsbruchs steigt. Das Laufrad ist entsprechend durch eine Modalanalyse schwingungstolerant auszulegen, um die kritischen Eigenfrequenzen außerhalb des Betriebsbereichs der Turbine zu verschieben.

Zur Modellierung und Bewertung zweiflutiger Turbinen lassen sich ebenfalls Kenngrößen definieren. Eine der wesentlichen Größen zur Charakterisierung des Strömungszustands der Turbine ist das reduzierte Massenstromverhältnis MFR nach [49].

$$MFR = \frac{\dot{m}_{31,red}}{\dot{m}_{31,red} + \dot{m}_{32,red}} \quad (2.11)$$

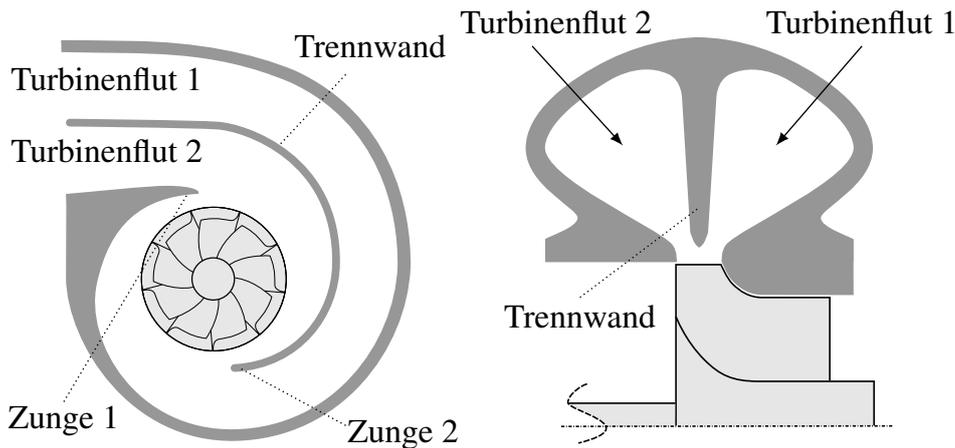


Abbildung 2.4: Schnittdarstellung der Gehäuse einer Doppelstromturbine (links) und einer Zwillingsstromturbine (rechts)

Hierbei wird für jede Flut ein reduzierter Massenstrom definiert, welcher gemäß der Definition aus Tab. 2.1 jeweils mit Hilfe der Eintrittsbedingungen der jeweiligen Flut gebildet wird. Als Bilanzhülle wird hier der Eintritt in das Turbinengehäuse gewählt.

$$\dot{m}_{31,\text{red}} = \dot{m}_{31} \cdot \frac{\sqrt{T_{31,\text{tot}}}}{p_{31,\text{tot}}} \quad \dot{m}_{32,\text{red}} = \dot{m}_{32} \cdot \frac{\sqrt{T_{32,\text{tot}}}}{p_{32,\text{tot}}} \quad (2.12)$$

Abbildung 2.5 zeigt alle möglichen Strömungszustände anhand einer Zwillingsstromturbine unter Berücksichtigung des *MFR*. Neben den beiden sog. Einzelbeaufschlagungen, bei welchen

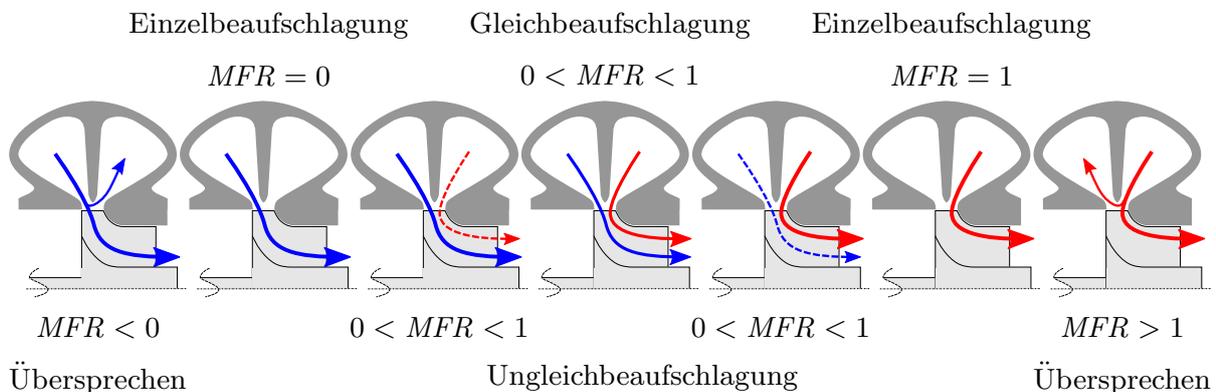


Abbildung 2.5: Schematische Übersicht der unterschiedlichen Strömungszustände einer Zwillingsstromturbine nach [53]

jeweils der Massenstrom in einer der beiden Fluten nach Gl. 2.11 null ist, lassen sich auch Kennfelder bei Ungleichbeaufschlagung $0 < MFR < 1$ messen. Weitere Informationen zum Aufbau des Brennkammerprüfstands bei solchen Messungen sind Kap. 3.1.2.1 zu entnehmen. Ein aus energetischer Sicht wichtiger Strömungszustand stellt das Übersprechen zwischen den Fluten dar [51]. Hierbei findet ein Massetransfer von der stärker beaufschlagten Flut in die nicht be-

aufschlagte Seite statt. In der Regel passiert dies unmittelbar nach dem Vorauslassstoß eines Zylinders. Zu diesem Zeitpunkt muss das Laufrad den größten Massenstrom abtransportieren, wodurch der Strömungswiderstand in die nicht beaufschlagte Flut zu strömen geringer ist, als der durch das Turbinenrad.

Die in Gl. 2.11 gezeigte Definition des reduzierten Massenstromverhältnisses wird für Messung von Kennfeldern am Brennkammerprüfstand (BKP), sowie für die Modellierung zweiflutiger Turbinen in der 1D-Motorprozessrechnung verwendet. Während der Messungen am BKP ist das Wastegate des ATL geschlossen zu halten, um das aerodynamische Verhalten der Turbine abbilden zu können. Bei solchen Messungen wird davon ausgegangen, dass der Massenstrom der in das Turbinengehäuse, also in die beiden Fluten, einströmt auch durch das Laufrad strömt. Das Turbinendruckverhältnis lässt sich anhand von Gl. 2.13 für jede Flut getrennt definieren.

$$\Pi_{31,ts} = \frac{P_{31,tot}}{P_{4,st}} \quad \Pi_{32,ts} = \frac{P_{32,tot}}{P_{4,st}} \quad (2.13)$$

Neben dem Druckverhältnis in den jeweiligen Fluten der zweiflutigen Turbine hat sich ebenfalls das gemittelte Turbinendruckverhältnis als Größe zur graphischen Darstellung von Kennfeldern etabliert. Hierbei wird nach Gl. 2.14 das arithmetische Mittel aus den Einzelwerten der beiden Fluten berechnet.

$$\bar{\Pi}_{T,ts} = \frac{(\Pi_{31,ts} + \Pi_{32,ts})}{2} \quad (2.14)$$

Das Strangdruckverhältnis $\Pi_{Strang,tt}$ dient als weiterer Parameter zur Beschreibung der Interaktion zwischen den beiden Fluten und wird weiterhin für die Modellierung zweiflutiger Turbinen in der 1D-Motorprozessrechnung benötigt.

$$\Pi_{Strang,tt} = \Pi_{31/32,tt} = \frac{P_{31,tot}}{P_{32,tot}} \quad (2.15)$$

Zur Bestimmung des Turbinenwirkungsgrades $\eta_{T,s,ad}$ von zweiflutigen Turbinen wird für jede Flut eine gesonderte Enthalpiebilanz aufgestellt.

Die isentrope Turbinenleistung einer Flut lässt sich durch:

$$P_{3i,s,ts} = \dot{m}_{3i} (h_{3i,tot} - h_{4i,s,ts}) \quad i = 1,2 \quad (2.16)$$

bestimmen und in Gl. 2.17 einsetzen um den isentropen Wirkungsgrad einer zweiflutigen Turbine zu definieren. Analog zu Gl. 2.5 wird auch hier die Lagerreibung P_R und der Wärmestrom des Verdichters q_V berücksichtigt.

$$\eta_{T,s,ad} = \frac{\dot{m}_V (h_{2,tot} - h_{1,tot} - q_V) + P_R}{P_{31,s,ts} + P_{32,s,ts}} \quad (2.17)$$

Aufgrund der Vermischung der Massenströme aus Flut 1 und Flut 2 vor dem Einströmen in das Turbinenrad lässt sich die reale, lokale Mischungstemperatur am Eintritt des Turbinenrades nur schwer bestimmen. Als für die 1D-Motorprozessrechnung praktikable Abschätzung der

Mischungstemperatur lässt sich eine enthalpiegemittelte Temperatur definieren.

$$\bar{T}_{3,\text{tot}} = \frac{\dot{m}_{31}c_{p31}T_{31,\text{tot}} + \dot{m}_{32}c_{p32}T_{32,\text{tot}}}{\dot{m}_{31}c_{p31} + \dot{m}_{32}c_{p32}} \quad (2.18)$$

Diese Annahme konnte hinreichend genau validiert werden [49] und wird somit im folgenden zur Berechnung der reduzierten Turbinendrehzahl $n_{T,\text{red}}$ verwendet.

$$n_{T,\text{red}} = \frac{n_{\text{ATL}}}{\sqrt{\bar{T}_{3,\text{tot}}}} \quad (2.19)$$

Bei geöffnetem WG wird zwischen dem Eintritt in das Turbinengehäuse und dem Turbinenlaufrad ein Massenstrom durch das WG abgezweigt. Bei zweiflutigen Turbinen ist dieser Massenstrom für beide Fluten meistens unterschiedlich und hängt von den Strömungszuständen am Eintritt des Turbinengehäuses ab. Zur Modellierung zweiflutiger Turbinen in Betriebspunkten mit geöffnetem Wastegate muss daher eine weitere Definition des *MFR* eingeführt werden. Diese soll den Strömungszustand unmittelbar vor dem Eintritt in das Turbinenrad bilanzieren und ist somit für die in Kap.6 beschriebenen 3D-CFD Untersuchungen von Relevanz. Die gewählte Auswerteebene für das reduzierte Massenstromverhältnis am Laufrad MFR_{LR} ist in Abb. 2.6 dargestellt.

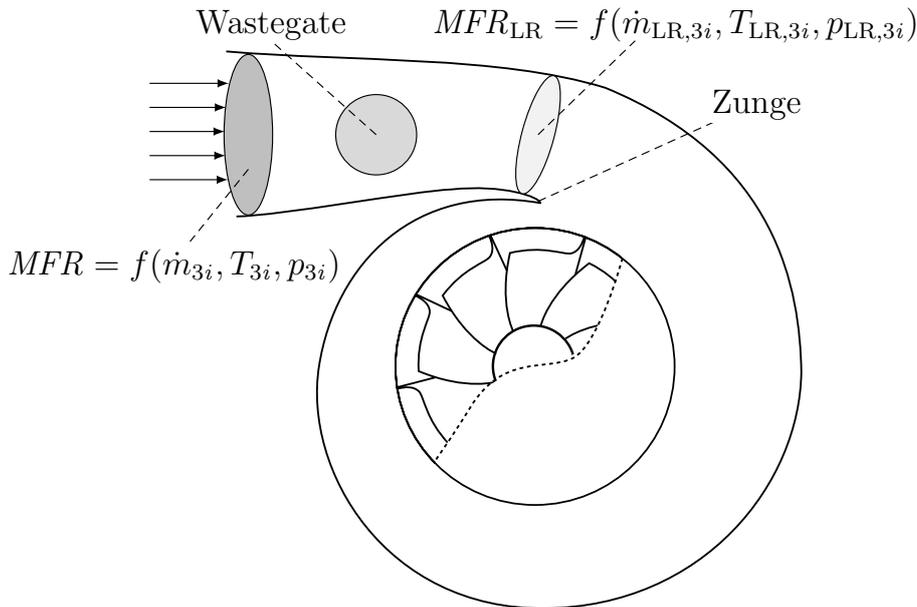


Abbildung 2.6: Definition der Auswerteebenen zur Berechnung des reduzierten Massenstromverhältnisses zweiflutiger Turbinen bei geöffnetem Wastegate

Das eingeführte Massenstromverhältnis MFR_{LR} des Turbinenrades unterscheidet sich vom Massenstromverhältnis des Turbineneintrittsgehäuses MFR durch die beiden meist ungleichen Ab-

blasemassenströme der beiden WG-Kanäle. Abgeleitet von Gl. 2.11 ergibt es sich zu:

$$MFR_{LR} = \frac{\dot{m}_{LR,31,red}}{\dot{m}_{LR,31,red} + \dot{m}_{LR,32,red}}. \quad (2.20)$$

Durch die Anwendung des Massenerhaltungsgesetzes auf die Turbine lässt sich der folgende Zusammenhang ableiten:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{LR} + \dot{m}_{WG}. \quad (2.21)$$

Da alle Massenströme auch durch die auftretenden Verluste in den Kanälen und Abzweigungen beeinflusst werden, wird dies in Kapitel 7 detailliert analysiert. Die Definition der zur Berechnung von MFR_{LR} benötigten red. Massenströme ergibt sich aus:

$$\dot{m}_{LR,31,red} = \dot{m}_{LR,31} \cdot \frac{\sqrt{T_{LR,31,tot}}}{p_{LR,31,tot}} \quad \dot{m}_{LR,32,red} = \dot{m}_{LR,32} \cdot \frac{\sqrt{T_{LR,32,tot}}}{p_{LR,32,tot}}. \quad (2.22)$$

Zur Bewertung des Turbinenverhaltens bei geöffnetem Wastegate muss weiterhin eine neue Definition des Turbinendruckverhältnisses eingeführt werden. Hierbei wird der Eintrittsdruck an einer Stelle nahe der Zunge (siehe Abb 2.6 Auswertung LR), also stromauf des Laufrades, aber stromab des Wastegatekanals ausgewertet. Gleichung 2.23 gibt die Druckverhältnisse am Laufrad für zweiflutige Turbinen an.

$$\Pi_{LR,31,ts} = \frac{p_{LR,31,tot}}{p_{LR,4,st}} \quad \Pi_{LR,32,ts} = \frac{p_{LR,32,tot}}{p_{LR,4,st}} \quad (2.23)$$

Gleichung 2.23 kann analog für einflutige Turbinen verwendet werden. Hierbei ergibt sich folglich nur ein Druck an der Zunge, nämlich $p_{LR,3,tot}$. Der Druck $p_{LR,4,st}$ beschreibt sowohl für einflutige, als auch für zweiflutige Turbinen den statischen Druck am Austritt des Turbinenrades.

2.4 Lastregelung von Abgasturboladern

Das maximale Drehmoment, sowie die maximale Leistung eines aufgeladenen Verbrennungsmotors, sind durch unterschiedliche motorische, aber auch turboladerspezifische Randbedingungen begrenzt.

Für einen Dieselmotor ergibt sich hier beispielsweise die Bildung von Ruß bei niedrigen Motordrehzahlen. Dieser wird durch den vom Turbolader begrenzten Frischluftmassenstrom und einem damit nahezu stöchiometrischen Kraftstoff-Luftverhältnisses des Motors hervorgerufen. Die mechanischen Belastungen des Motors müssen sowohl in Form des maximalen Zylinderdrucks, als auch durch die mit der Motordrehzahl quadratisch ansteigenden Massenkräfte begrenzt werden. Der Betrieb des Turboladers wird im wesentlichen bei niedrigen Motordrehzahlen durch die Pumpgrenze des Verdichters, sowie der zur Verfügung stehenden Abgasenthalpie begrenzt. Bei hohen Motordrehzahlen stellen die zulässige Abgastemperatur am Eintritt in die Turbine und die maximale Laderdrehzahl $n_{ATL,max}$ ein Limit dar.

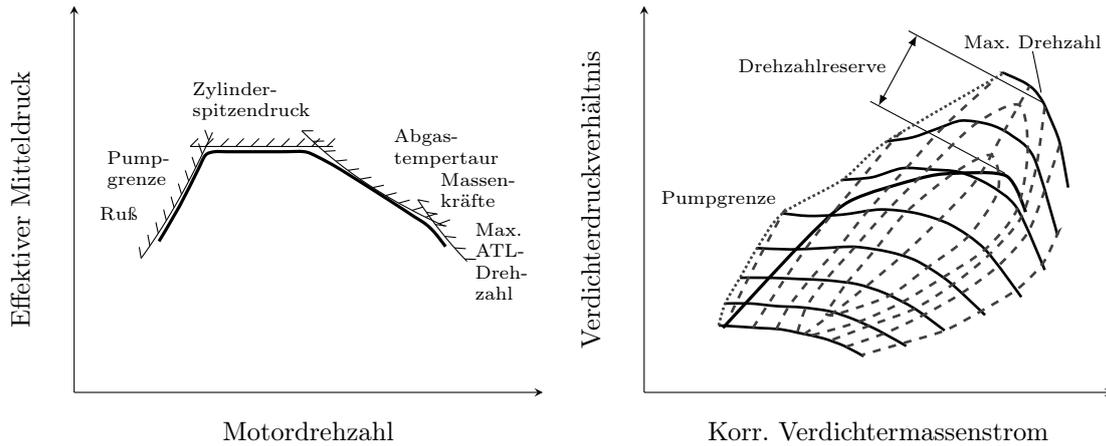


Abbildung 2.7: Motor- und turboladerspezifische Begrenzungen des Volllastpotenzials am Beispiel eines Dieselmotors nach [30]

Um unter den genannten Randbedingungen das Potential des Motors und der Aufladegruppe bestmöglich auszunutzen, ist eine Variabilität des Turboladers zielführend. Die gängigste Art eine solche Variabilität bzw. Lastregelung des ATL umzusetzen ist das Wastegate (WG), welches in Abb. 2.8 abgebildet ist. Hierbei wird ein Teil der dem Turbinengehäuse zugeführten

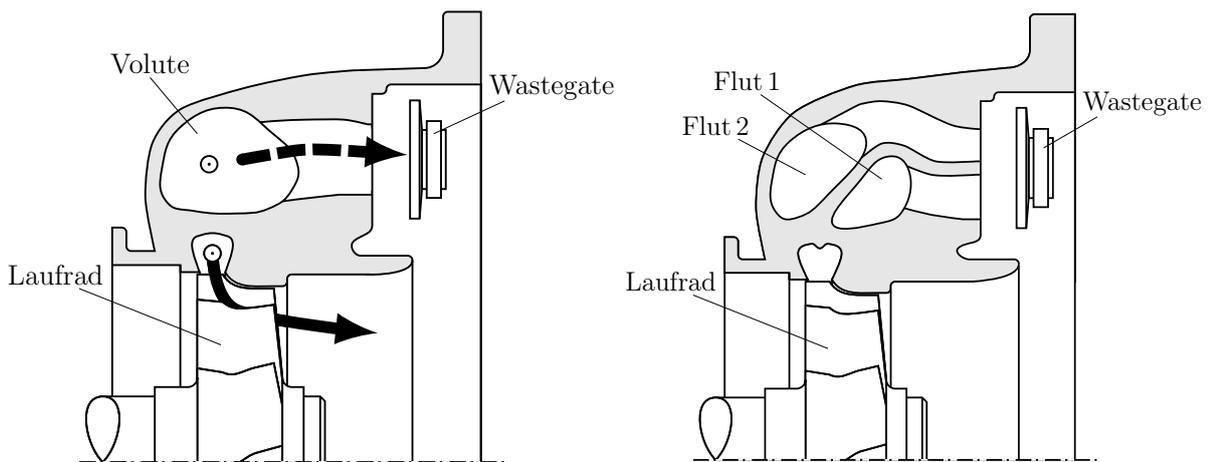


Abbildung 2.8: Schematische Schnittdarstellung eines Abgasturboladers mit Wastegate, einflutiges Turbinengehäuse (links), zweiflutiges Turbinengehäuse (rechts)

Abgasenthalpie über eine Bypassklappe an dem Turbinenrad vorbeigeführt und gibt somit keine Leistung an die Turboladerwelle ab.

Bezogen auf den gesamten, durch das Turbinengehäuse strömenden Massenstrom, stellt dies eine scheinbare Verschlechterung des Wirkungsgrads der Aufladegruppe dar. Eine genauere Analyse des Turbinenwirkungsgrades bei geöffnetem WG erfolgt in Kap. 6. Der durch das Wastegate geführte Massenstrom wird unmittelbar hinter dem Austritt des Turbinenrades wieder zugeführt. Aufgrund der in diesem Fall nahezu adiabaten Drosselung durch das WG, zeigt der WG-Massenstrom eine höhere Temperatur, weshalb der Motor z. B. unmittelbar nach dem Start

mit geöffnetem WG betrieben werden kann, um die Abgasnachbehandlungssysteme aufzuheizen. Die konstruktiven Umsetzungen dieser Zusammenführung variieren zum Teil stark, sind aber am stärksten durch die Einbaulage des ATL, sowie den Package Randbedingungen beeinflusst. Weitere Optimierungsziele der Konstruktion des Wastegates sind:

- Die Bereitstellung einer möglichst homogenen Einströmung in den Abgaskatalysator [46, 13, 18].
- Die Minimierung von Druckverlusten resultierend aus der Durchmischung von WG- und Turbinenmassenstrom bis hin zur Erzeugung von Ejektoreffekten [3].
- Die Minimierung der Kanaloberflächen, um die an das Gehäuse und die Umgebung abgegebene Wärme zu reduzieren und somit ein möglichst schnelles Aufheizen des Abgasnachbehandlungssystems im Kaltstart mit geöffnetem WG zu erzielen.
- Die Optimierung des Regelverhaltens über die Form des WG-Deckels und eine damit einhergehende Reduktion des Verschleißes sowie Reduktion der Geräusentwicklung [21, 62, 35, 69, 59, 28].

Die konsequente Verfolgung des Downsizings führt zu einer zunehmenden Verbreitung von Motoren mit vier oder weniger Zylindern. Dreizylinder Motoren zeigen durch den größer werdenden Zündabstand höhere Druckamplituden im Abgaskrümmmer als vergleichbare Vierzylinder motoren [77], was einen zunehmenden Verschleiß und höhere Geräusentwicklung am Deckel des Wastegates zur Folge hat. Durch die verhältnismäßig geringe Komplexität des Systems und damit verbundenen geringen Produktionskosten hat diese Art der Lastregelung einen sehr hohen Marktanteil. Weiterhin erlaubt das Wastegate, bei der Wahl geeigneter nickelhaltiger Werkstoffe, einen Betrieb bei hohen Abgastemperaturen von $T_{3,\max} = 1050^\circ\text{C}$ und ist damit besonders für den Einsatz an Ottomotoren geeignet.

Neben dem Wastegate stellt die Variable Turbinen Geometrie (VTG) die zweite wesentliche Lastregelungsmethode von Abgasturboladern dar. Das am weitesten verbreitete System mit drehbarer Leitschaufel besteht aus einem ringförmigen Metallkäfig, welcher am Eintritt des Turbinenrades installiert ist. Innerhalb des Käfigs befinden sich Leitschaufeln, welche über einen Hebel ihren Anstellwinkel verändern können. Hierdurch wird nicht nur der effektive Einströmwinkel des Abgases in das Turbinenrad, sondern auch der verfügbare Strömungsquerschnitt und damit das Aufstauverhalten der Turbine beeinflusst. Ein wesentlicher Vorteil der VTG ist die Tatsache, dass zu jedem Zeitpunkt der gesamte Abgasmassenstrom durch das Turbinenrad strömt und somit zum Antrieb des Verdichters verwendet werden kann. Abbildung 2.9 zeigt die Schnittdarstellung einer Turbine mit variabler Turbinengeometrie sowie den VTG-Käfig. Turbinen mit variabler Geometrie werden hauptsächlich an Dieselmotoren verwendet, da diese in der Regel eine geringe Abgastemperatur aufweisen und das Schließen der VTG zur Anhebung der Abgasrückführungsraten ($p_3 \uparrow$) und bei hohen Leistungen zur Absenkung des Abgasgedrucks genutzt werden kann.

Die Nutzung einer VTG an Ottomotoren werden zum einen durch die Verwendung hochoberflächiger Werkstoffe [42, 74], oder durch die Anpassung des Brennverfahrens auf geringere Abgastemperaturen ermöglicht [22]. Derzeitige Veröffentlichungen der Turboladerhersteller zeigen, dass Abgastemperaturen bis $T_{3,\max} = 980^\circ\text{C}$ und höher mit einer VTG am Ottomotor realisierbar sind [60, 18, 15]. Untersuchungen von Kombinationen aus einer Lastregelung durch

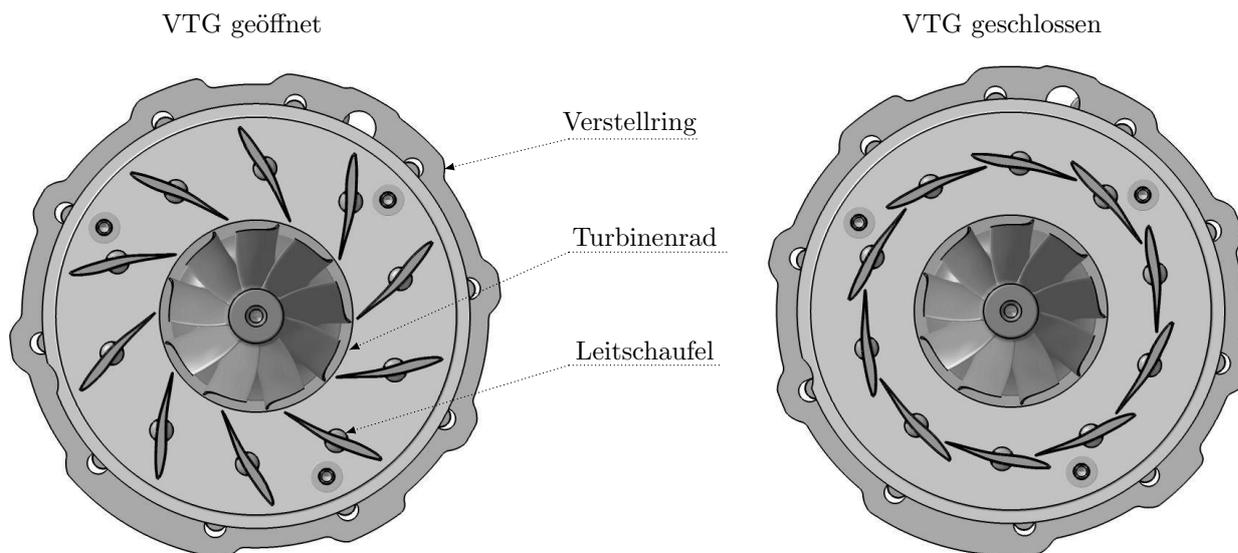


Abbildung 2.9: Schnittdarstellung einer Turbine mit variabler Turbinengeometrie (VTG) nach [26]

VTG und Wastegate zeigen weitere Vorteile sowohl in der motorischen Vollast [43], als auch bei der Senkung der Ladungswechselerarbeit des Motors [6]. Sowohl das Wastegate, als auch die VTG erzeugen eine Variabilität des Turbinendurchsatzes. Hierdurch lässt sich z. B. das Turbinenrad, bei gleichbleibender Motorleistung, kleiner auslegen, was wiederum zu einer Verbesserung des Drehmoments bei niedrigen Motordrehzahlen, sowie des Lastsprungverhaltens des Motors führt.

2.5 Grundlagen des Wastegates

Der folgende Abschnitt beschäftigt sich mit den Grundlagen des Wastegates. Diese umfassen sowohl die strömungsmechanischen Grundgleichungen, sowie eine Übersicht von konstruktiven Umsetzungen des WG. Weiterhin werden auch die Unterschiede der verwendeten Aktuatoren aufgezeigt.

2.5.1 Kenngrößen zur Charakterisierung des Wastegates

Um zu jedem Zeitpunkt innerhalb eines Motorzyklus eine korrekte Leistungsbilanz um den Turbolader zu bilden und somit den Ladedruck vorhersagen zu können, ist die Kenntnis des am Turbinenrad vorbeigeführten Wastegatemassenstrom \dot{m}_{WG} unerlässlich. In Analogie zur Berechnung des Durchflussverhaltens von Einlass- und Auslassventilen wird die Kontinuitätsgleichung als Basis nach Gl. 2.24 [36] verwendet. Der Massenstrom durch das WG \dot{m}_{WG} lässt sich unter Berücksichtigung des isentropen Strömungsquerschnitts A_s , der isentropen Dichte ρ_s , sowie der isentropen Strömungsgeschwindigkeit c_s nach Gleichung 2.24 berechnen.

$$\dot{m}_{WG} = A_s \cdot c_s \cdot \rho_s \quad (2.24)$$

Wie beim Einlassventil eines Verbrennungsmotors stellen sich auch beim WG Verluste durch Reibung und Strahlkontraktion ein, welche zur Folge haben, dass der isentrope Strömungsquerschnitt nicht dem max. geometrischen Querschnitt A_{WG} entspricht. Abbildung 2.10 zeigt eine schematische Darstellung der Strömung an einem teil-geöffneten Hub-Abblaseventil und einem Klappen-Ventil als Stromfäden.

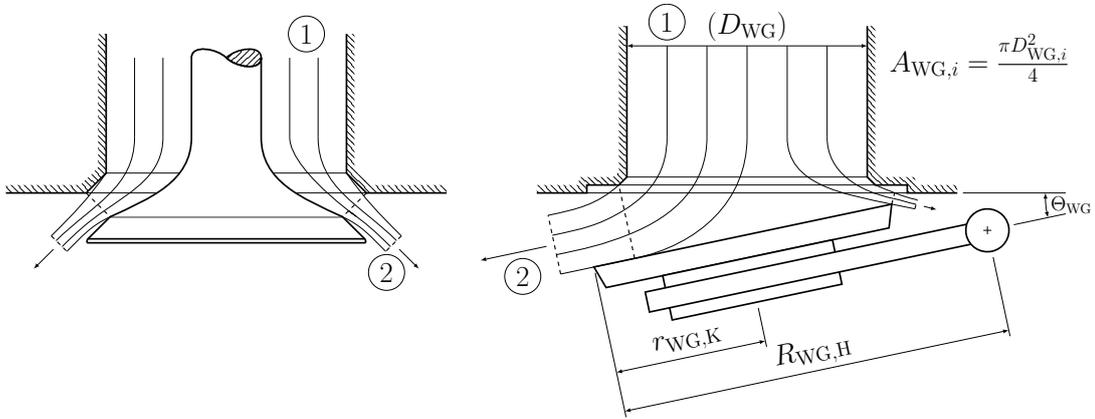


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung des effektiven Strömungsquerschnitts eines Wastegates in Anlehnung an die Darstellung bei einem Hub-Ventil

Die isentrope Geschwindigkeit des WG lässt sich nach [58] zu:

$$c_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{2,st}}{p_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (2.25)$$

berechnen. Hierbei stellt der Druck $p_{1,tot}$ den totalen Druck am Eintritt des Ventils und der Druck $p_{2,st}$ den statischen Druck am Austritt des Ventils dar. Durch die Berücksichtigung des Isentropenexponenten κ lässt sich die von der Gaszusammensetzung abhängige Kompressibilität des bei der Messung verwendeten Fluids berücksichtigen. Gleichung 2.25 lässt sich in zwei Regime einteilen; der unterkritischen und der überkritischen Strömung. Ab dem kritischen Druckverhältnis (für $\kappa = 1.4$, Luft ergibt sich ein Wert von $\frac{p_2^2}{p_1} = 0.5283$), liegt eine Strömung mit $Ma = 1$ vor. Eine weitere Steigerung des Druckverhältnisses führt hierbei zu keiner Steigerung der isentropen Strömungsgeschwindigkeit. Folglich ergibt sich die folgende Fallunterscheidung:

$$\frac{p_{2,st}}{p_{1,tot}} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.26)$$

Als letzte Unbekannte in Gl. 2.24 lässt sich die isentrope Dichte aus der Eintrittsdichte des WG, dem Druckverhältnis und κ berechnen.

$$\rho_s = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (2.27)$$

Laut Basshuysen [8] weißt der isentrope Strömungsquerschnitt A_s bei Ein- und Auslassventilen

keine, bzw. nur eine geringe Abhängigkeit des Druckverhältnisses auf. Weiterführende Untersuchungen von Woods und Khan [83, 82] zeigen, dass A_s bei großen Ventilhuben ab einem Druckverhältnis von $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,5$ und bei kleinen Ventilhuben unabhängig vom Druckverhältnis ist. Die Strömung kann weiterhin aufgrund der kurzen Drosselstelle und fehlendem Speichervolumen als quasi-stationär angenommen werden. Die Annahme einer quasi-stationären Strömung (bezogen auf motorische Zeitskalen) innerhalb von Turbinen wurde bereits mit der Hilfe von 3D-CFD Simulationen hinreichend genau bewiesen [5]. Eine Überprüfung und Quantifizierung der Druckverhältnisabhängigkeit der WG-Strömung soll als Teil dieser Arbeit erbracht werden. Um eine qualitative Beschreibung der WG-Durchströmung zu ermöglichen, wird im folgenden eine charakteristische Kennzahl definiert.

$$\alpha_{\text{WG},i} = \frac{A_{3,s,i}}{A_{\text{WG},i}} \quad (2.28)$$

Hierbei bezieht α_{WG} den isentropen Strömungsquerschnitt des WG auf den Querschnitt des WG-Kanals. Somit ist α_{WG} ein Maß für die im WG auftretenden Verluste. Hierzu zählen neben der Umlenkung der Strömung im Wastegatekanal auch die Strahlkontraktion zwischen dem Wastegatesitz und dem Deckel, sowie die auftretende Wandreibung.

Um das Ausströmverhalten bei zweiflutigen Turbinen analysieren zu können, lassen sich die Parameter A_s und $\alpha_{\text{WG},i}$ gesondert für jede Flut berechnen. Hierbei werden der Massenstrom, sowie der Druck und die Temperatur am Eintritt des Turbinengehäuses zur Berechnung herangezogen.

Isentroper Strömungsquerschnitt für einflutige Turbinen:

$$A_{3,s} = \frac{c_{3,s} \cdot \rho_{3,s}}{\dot{m}_{\text{WG}}} \quad (2.29)$$

Isentroper Strömungsquerschnitt für beide Fluten einer zweiflutigen Turbine:

$$A_{31,s} = \frac{c_{31,s} \cdot \rho_{31,s}}{\dot{m}_{\text{WG},31}} \quad A_{32,s} = \frac{c_{32,s} \cdot \rho_{32,s}}{\dot{m}_{\text{WG},32}} \quad (2.30)$$

2.5.2 Konstruktion des Wastegates

Das Wastegate stellt eine zentrale Komponente der meisten Turbolader für ottomotorische Anwendungen dar. Aufgrund der weiten Verbreitung und der großen Anzahl unterschiedlicher Applikationen, hat sich keine universale Konstruktion des Wastegates etabliert. Zu den wesentlichen Gründen hierfür zählen:

- starke Unterschiede im verfügbaren Bauraum
- unterschiedliche thermische und mechanische Bauteilbelastung durch die Auslegung und Topologie des Grundmotors und Aufladekonzepts
- Patentierung von konstruktiven Lösungen, welche nicht bei jedem Hersteller verfügbar sind
- unterschiedliche Erfahrungsstände, sowie Grenzwerte der Fahrzeughersteller im Bereich

Akustik, Dauerhaltbarkeit und Regelgenauigkeit

- unterschiedliche Kostenstruktur der Motorapplikationen (Low-cost, High-cost)

Die konstruktiven Unterschiede des Wastegates werden im folgenden anhand von ausgewählten Beispielen erläutert.

Ein erstes konstruktives Merkmal ist die Form des Wastegatedeckels. Abbildung 2.11 zeigt drei unterschiedliche Ausführungsbeispiele der Form des Deckels. Durch die geometrische Ausfüh-

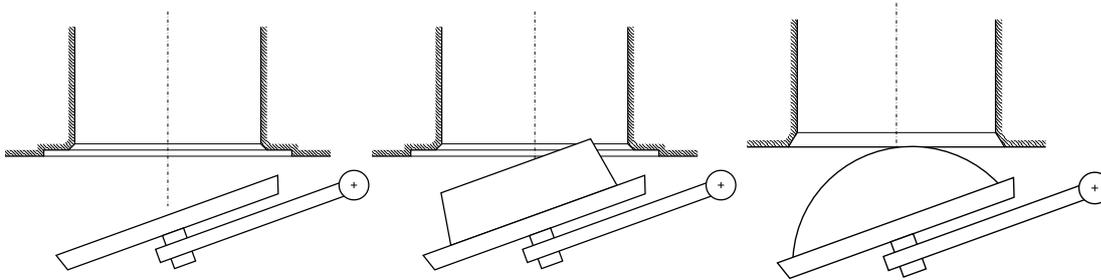


Abbildung 2.11: Beispielhafte Darstellung unterschiedlicher konstruktiver Lösungen des Wastegatedeckels

ung eines nicht flachen WG-Deckels lässt sich sowohl die Regelbarkeit bei kleinen Öffnungswinkeln des Wastegates, als auch die mechanische Belastung des Wastegates verringern [20]. Diese Art der sphärisch geformten Wastegatedeckel können auch genutzt werden, um einen bewussten Kurzschluss zwischen den beiden Fluten einer zweiflutigen Turbine zu erzeugen [10]. Dieser kann bei zweiflutigen Turbinen zu einer Verschiebung des Strömungszustands in Richtung der Gleichbeaufschlagung führen, was bei hohen Motordrehzahlen zu einer Absenkung des Abgasgedrucks, bei gleichzeitig besseren Turbinenwirkungsgraden, führen kann. Durch den Formschluss des Deckels mit dem Sitz ergeben sich schlussendlich Vorteile in der Dichtigkeit, sowie eine Reduktion der benötigten Aktuatorkraft durch eine Verkleinerung des wirksamen Deckeldurchmessers. Um diesen Formschluss sicherzustellen, muss das Spiel im gesamten Wastegatesystem sorgfältig betrachtet werden, um ein Verkanten des Deckels und somit Leckage zu vermeiden. In Abb. 2.12 ist die Befestigung des Deckels mit dem Schaft des Wastegates zu sehen. Hierbei ist die linke Konstruktion (1) als sog. Monoblock ausgeführt, wobei der Schaft und der Deckel aus einem Guss gefertigt ist [54]. Das Spiel zwischen diesen Bauteilen wird somit vollständig eliminiert, was akustische Vorteile mit sich bringen kann. Ein Beispiel dieses Designs ist in Abb. 2.12 ganz links (1) abgebildet. Bei den anderen Ausführungen wird der Wastegatedeckel durch den Ausleger des Wastegatearms gesteckt und anschließend über einen Schweißpunkt befestigt. Hierbei ergibt sich zwischen dem Deckel und dem Ausleger des Wastegatearms ein Spiel. Dieses hat zum einen den Vorteil kleinere Versätze auszugleichen und somit ein planes Aufliegen des Wastegates auf dem Sitz zu ermöglichen, auf der anderen Seite kann sich der Deckel aber durch diesen Freiheitsgrad auch im leicht geöffneten Zustand drehen und verkippen, was sich häufig in einer akustischen Auffälligkeit widerspiegelt. Um das Spiel optimal an die Motorapplikation anpassen zu können, werden aktuell häufiger Tellerfedern eingesetzt [63]. Hierdurch lassen sich weiterhin akustische Auffälligkeiten in der Serienanwendung beheben.

Neben der Form des Deckels spielt auch die Ausrichtung des Deckels zum Turbinenaustritt eine



Abbildung 2.12: Vergleich unterschiedlicher Wastegate Designs für einflutige (1,2) und zweiflutige Turbinen (3,4)

Rolle. Einige Beispiele hierfür sind in Abb. 2.12 abgebildet. Wie aus Design 4 ersichtlich wird, strömt einer der beiden Wastegatekanäle insbesondere bei kleinen Wastegatewinkeln zur Wand des Turbinengehäuses, wohingegen der zweite Kanal frei in die Hauptströmung des Turbinenrades ausströmen kann. Hierdurch können sich Asymmetrien im Ausströmverhalten der beiden Wastegatekanäle ergeben. Die Anordnung des Wastegates innerhalb des Turbinengehäuses wird im wesentlichen durch die Anbindung des Wastegatestellers und dem verfügbaren Bauraum am Motor definiert. Diese Randbedingung steht oft im Gegensatz zur Optimierung der Abströmung und der Anströmung des Katalysators, sowie der Verbesserung des Kaltstartverhaltens und der Vermeidung von heißen Stellen (hot spots) bei hohen Leistungen.

3 Experimentelle Methoden

3.1 Messungen am Brennkammerprüfstand

3.1.1 Messung einflutiger Turbinen

Die Messung thermodynamischer Kenngrößen von Turboladern erfolgt in aller Regel auf einem Brennkammerprüfstand, welcher mit Hilfe eines Kraftstoffs, meist Diesel oder Erdgas, die Turbine des Turboladers antreibt [25], [55]. Neben der Möglichkeit, die von der Turbine gelieferte mechanische Leistung über eine Bremse direkt messbar zu machen, hat es sich als Stand der Technik etabliert, die Turbine und den Verdichter simultan zu messen. Hierbei dient der Verdichter als Bremse für die Turbine. Aus solchen Messungen resultieren Turbinenkennfelder mit Informationen über das Durchsatz- $\dot{m}_{T,red}$ sowie das Wirkungsgradverhalten $\eta_{T,s} * \eta_m$ bei gleichbleibenden Randbedingungen im Ölkreislauf ($T_{\dot{O}l}, p_{\dot{O}l}$). Hierbei werden Linien konstanter Turboladerdrehzahlen n_{ATL} eingestellt, auf welchen die Leistungsabgabe der Turbine variiert wird. Durch die Verstellung der in Abb. 3.1 gezeigten Gegendruckventile stromab des Verdichters lässt sich der Verdichtermassenstrom \dot{m}_V und damit die vom Verdichter benötigte Leistung P_V beeinflussen. Die Drehzahl wird durch eine gezielte Anpassung des Turbinenmassenstroms \dot{m}_T auf einen konstanten Wert geregelt. Zur Auswertung der in Abb. 2.2 definierten Leistungsparameter sind jeweils vor und nach der Turbine und dem Verdichter speziell ausgelegte Messrohre installiert. In diesen werden an drei über dem Umfang verteilten Messstellen die Temperaturen und statischen Drücke gemessen. Durch eine Mittlung der erzielten Messgrößen wird die Messgenauigkeit verbessert. Der durch die Turbine geführte Massenstrom wird vor dem Brenner in Form von einem Luft- und Brennstoffmassenstrom (\dot{m}_L, \dot{m}_B) gemessen. Der Massenstrom durch die Verdichter wird vor dem Verdichtereintritt gemessen. Die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität erfolgt unter Berücksichtigung der Luftfeuchte, der Zusammensetzung (z. B. Luftverhältnis auf der Abgasseite) und der Temperatur.

Die Messungen an einem Brennkammerprüfstand lassen eine Vielzahl von unterschiedlichen Randbedingungen zu. Die in diesem Vorhaben durchgeführten Untersuchungen wurden, falls nicht explizit abweichend definiert, unter den in Tab. 3.1 aufgeführten Randbedingungen gemessen.

Tabelle 3.1: Standardrandbedingungen für die Messung am Brennkammerprüfstand

| Größe | Wert |
|--|------------|
| Turbineneintrittstemperatur $T_{3i,tot}$ | 600 °C |
| Öleintrittstemperatur $T_{\dot{O}l}$ | 90 °C |
| Öleintrittsdruck $p_{\dot{O}l}$ | 4 bar abs. |

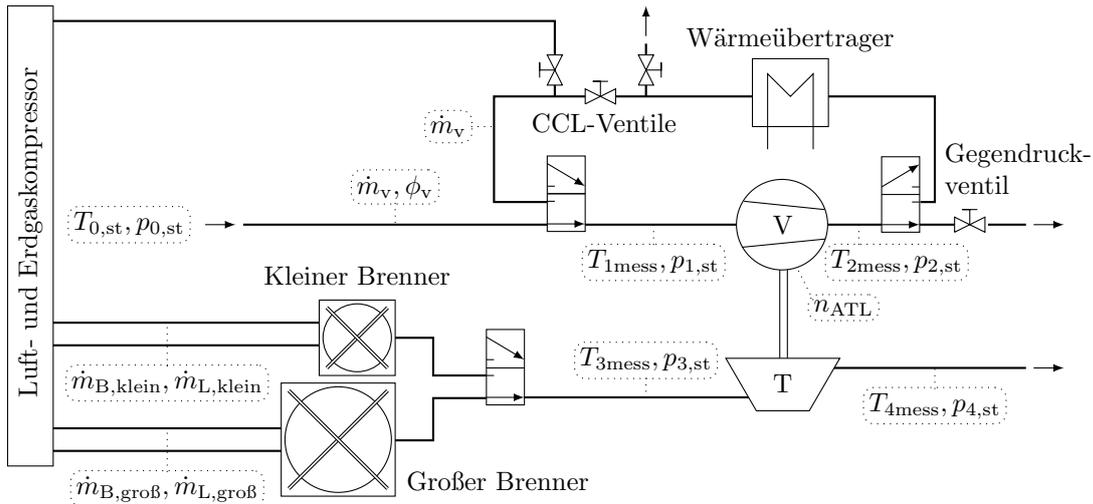


Abbildung 3.1: Aufbau des Brennkammerprüfstands zur Messung von einflutigen Abgasturboladern

3.1.2 Messung zweiflutiger Turbinen

Die zweiflutige Turbine wird ebenfalls an dem in 3.1.1 beschriebenen Brennkammerprüfstand vermessen. Durch die starke Abhängigkeit des Turbinenverhaltens vom anliegenden Strömungszustand, d.h. der Ungleichbeaufschlagung (siehe Abb. 2.5), ergeben sich jedoch einige Unterschiede im Vergleich zur Messung einflutiger Turbinen.

3.1.2.1 Doppelbrennerbetrieb

Ein wesentlicher Unterschied zum Prüfaufbau für einflutige Turbinen besteht in der Tatsache, dass zwei unterschiedlich große Brenner in den Aufbau integriert sind, die jeweils an eine der beiden Fluten der Turbine angeschlossen werden. Hierbei gibt es einen größeren Brenner mit einer maximalen thermischen Leistung von $P_{BK} = 800 \text{ kW}$ (High Flow), welcher in der Regel an der stärker mit Massenstrom beaufschlagten Flut angeschlossen wird und einen kleineren Brenner mit einer Leistung von $P_{BK} = 75 \text{ kW}$ (Low Flow). Zwischen den beiden Brennkammern und der Turbine befindet sich je ein bereits in Kap. 3.1.1 spezifiziertes Messrohr. Die Erfassung des Massenstroms wird für jede Flut getrennt, vor dem Eintritt in den jeweiligen Brenner und unter Berücksichtigung des zugeführten Kraftstoffes, durchgeführt. Durch diesen Prüfaufbau ist es möglich, den reduzierten Turbinenmassenstrom für jede Flut gesondert zu berechnen, was einen essentiellen Bestandteil der späteren Modellierung ausmacht.

Die Untersuchungen an zweiflutigen Turbinen lassen sich im Doppelbrennerbetrieb in drei unterschiedliche Modi einteilen:

- Einzelbeaufschlagung $MFR = 1$ bzw. $MFR = 0$
- Ungleichbeaufschlagung $0 < MFR < 1$, inkl. Gleichbeaufschlagung ($MFR \approx 0,5$)
- Übersprechen zwischen den Fluten $MFR < 0$ bzw. $MFR > 1$

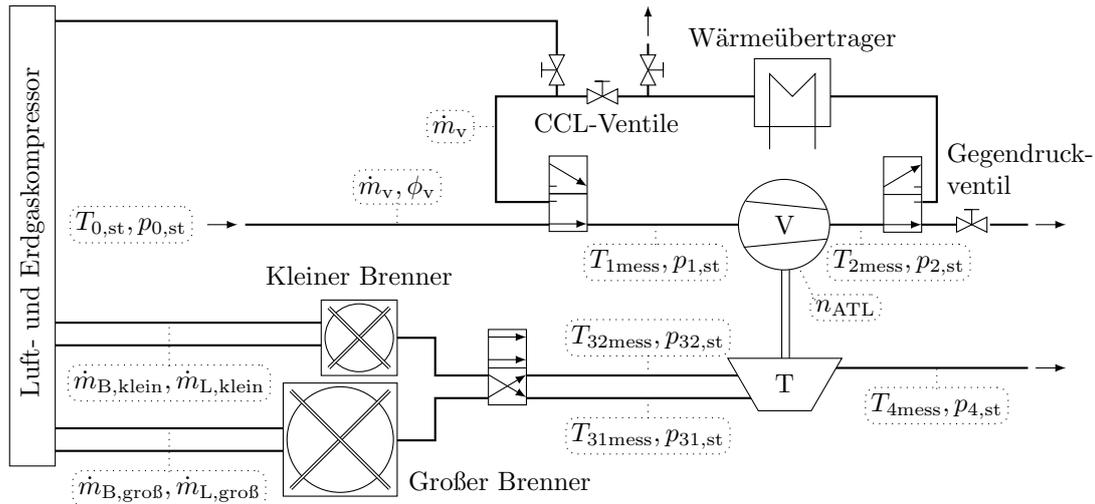


Abbildung 3.2: Aufbau des Doppelbrennkammerprüfstandes für Gleich-, Ungleich- und Einzelbeaufschlagung

Eine Messung in der Einzelbeaufschlagung unterscheidet sich nicht von der einer einflutigen Turbine. Hierbei wird lediglich einer der beiden Brenner befeuert. Da der Massenstrom in der jeweils nicht beaufschlagten Flut gemäß der Definition aus 2.3 zu $\dot{m}_{3i} = 0$ gesetzt werden muss, wird diese durch Ventile stromauf des Brenners vollständig versperrt. Durch den Betrieb in der Einzelbeaufschlagung stellt sich jedoch in der nicht beaufschlagten Flut ein betriebspunktabhängiger Gegendruck ein, welcher über die Druckmessstellen in dem an dieser Flut angeschlossenen Messrohrs quantifiziert wird.

Die Messung in der Ungleichbeaufschlagung erfordert den parallelen Betrieb beider Brenner. Hier kann das reduzierte Massenstromverhältnis MFR auf einen konstanten Wert eingestellt werden. Die Eintrittstemperatur der beiden Fluten T_{3i} ist ebenfalls unabhängig voneinander einstellbar, wird in dieser Arbeit jedoch für beide Fluten gleich eingestellt, um die Berechnung der reduzierten Turbinendrehzahl $n_{T,red}$ bei der Standardeintrittstemperatur von $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$ zu ermöglichen (siehe Gl. 2.18). In [49] wird detailliert auf den Einfluss unterschiedlicher Eintrittstemperaturen eingegangen. Über das gezeigte Messverfahren lassen sich alle Strömungszustände im Bereich $0 < MFR < 1$ messen. Untersuchungen bei der Gleichbeaufschlagung werden wahlweise über den Doppelbrennerbetrieb (Einregelung auf gleiche Eintrittsdrücke in beiden Fluten) oder über einen zusammengefassten Eintrittsflansch als einflutige Turbine durchgeführt.

3.1.2.2 Übersprechen zwischen den Fluten

Um das Übersprechen zwischen den Fluten unter stationären Randbedingungen zu quantifizieren, ergibt sich ein weiterer Prüfaufbau. Dieser ist in Abb. 3.3 dargestellt. In Anlehnung an die Messung der Einzelbeaufschlagung wird hier nur einer der beiden Brenner befeuert. Die Verbindung der nicht beaufschlagten Flut mit der Brennkammer wird in diesem Fall allerdings getrennt, um ein freies Ausströmen des Turbinenmassenstroms durch die nicht beaufschlagte Flut zu ermöglichen. Durch die Definition der Systemgrenzen ergibt sich hier ein negativer

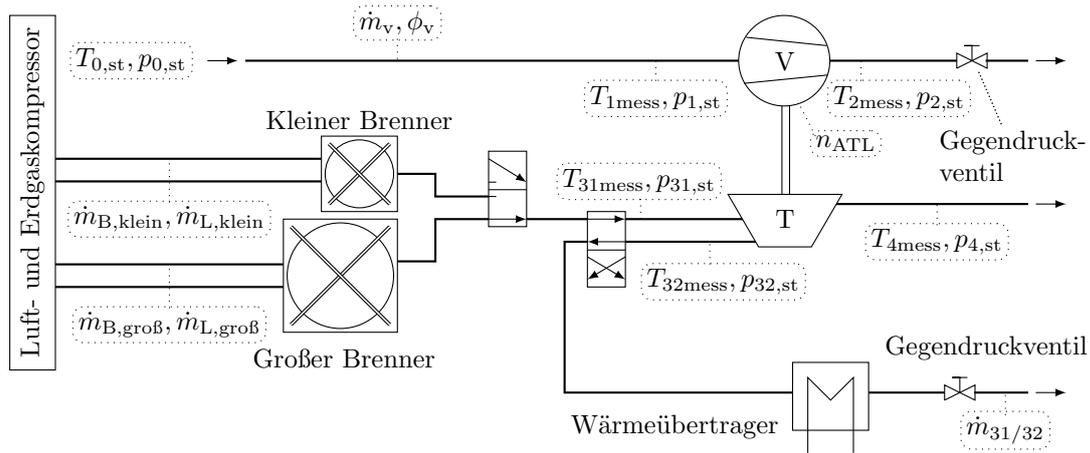


Abbildung 3.3: Aufbau des Brennkammerprüfstands für die Messung des Übersprechens zwischen den Fluten

Massenstrom aus der Bilanzhülle. Da auch das Übersprechen in einem Kennfeld mit einem konstanten Strömungszustand beschrieben werden sollte, muss das reduzierte Massenstromverhältnis MFR eingeregelt werden. Dies passiert über das in Abb. 3.3 angedeutete Gegendruckventil, welches das treibende Druckgefälle zwischen den Fluten regelt. Der übersprechende Massenstrom $\dot{m}_{31/32}$ wird nach vorheriger Abkühlung des Abgases in einem für kleine Massenströme geeigneten Massenstrommessgerät quantifiziert.

3.2 Methoden zur Quantifizierung des Massenstroms durch das Abblasventil

Zur Abbildung des Durchströmverhaltens eines WG sind Messungen an einem Prüfstand notwendig. Die wichtigsten Zustandsgrößen (Druck, Temperatur sowie der Massenstrom) werden für unterschiedliche Öffnungswinkel gemessen, um mit den in Kap. 2.5 eingeführten Gleichungen den isentropen Strömungsquerschnitt zu berechnen.

3.2.1 Versuchsaufbau bei einflutigen Turbinen

3.2.1.1 Versuchsaufbau der kompletten Turbinenstufe

Die Quantifizierung des Abblasmassenstroms einer einflutigen Turbine setzt einen wie in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Versuchsaufbau voraus. Um eine Aussage über das Durchsatzverhalten des Turbinenrades treffen zu können, muss zunächst ein stationäres Kennfeld der Turbine bei vollständig geschlossenem WG durchgeführt werden. Anschließend wird der Öffnungswinkel des WG in diskreten Schritten vergrößert, wodurch ein Durchfluss durch das WG entsteht. Um eine Rückmeldung über die aktuelle Stellung des WG's zu erhalten, wird ein Winkelsensor auf der Drehachse des WG außerhalb des Turbinengehäuses montiert. Für jede Stellung des WG wurden die Betriebspunkte äquidistant über dem Turbinendruckverhältnis zwischen $\Pi_{T,st} = 1,2 < \Pi_{T,ts} = 4$ verteilt. Um eventuelle Temperatureinflüsse untersuchen zu können,

wurden zwei Turbineneintrittstemperaturen ($T_{3,tot} = 400^\circ\text{C}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$) untersucht. Der gewählte Bereich des Turbinendruckverhältnisses stellt dabei einen typischen Bereich für aufgeladene Motoren dar. Da der Abgasmassenstrom der Turbine vor der Brennkammer in Form des Kraftstoff- und Luftmassenstroms gemessen wird, ist eine direkte Bestimmung des WG-Massenstroms aus diesem Versuchsaufbau nicht möglich. Stattdessen kann lediglich die Differenz zwischen den Messungen mit unterschiedlichen Öffnungswinkeln und der Messung bei vollständig geschlossenen WG gebildet und analysiert werden, Abb. 3.4 links.

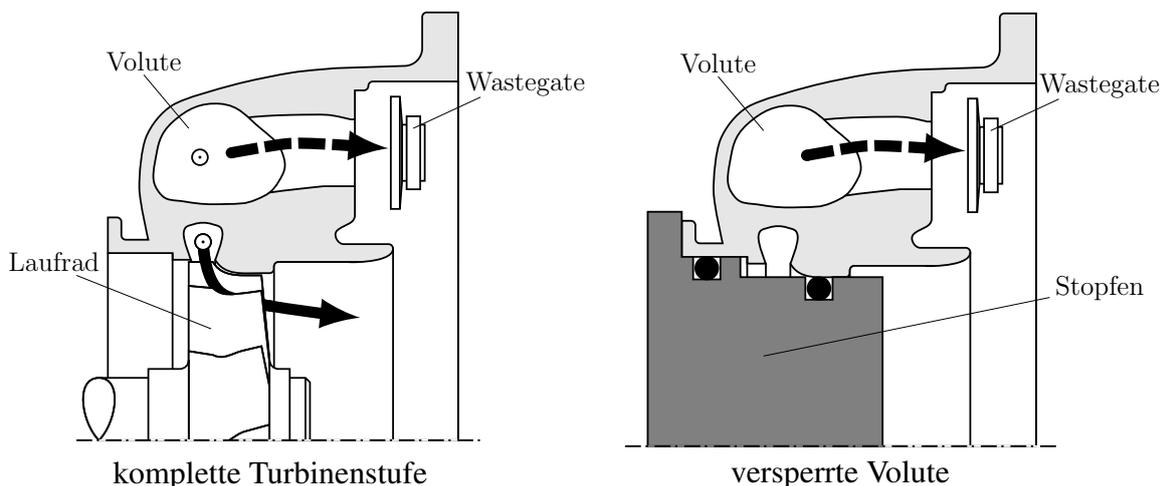


Abbildung 3.4: Schematisches Schnittbild einer einflutigen Turbine mit offener und versperrter Turbinenvolute

3.2.1.2 Versuchsaufbau mit versperrter Volute

Um die Durchflusscharakteristik des WG am Brennkammerprüfstand direkt messen zu können, wird im folgenden ein gesonderter Versuchsaufbau betrachtet. In diesem wird das Turbinenrad durch einen Stopfen, hier aus Aluminium, ersetzt. Dieser muss so gefertigt sein, dass er anstelle des Lagergehäuses in das Turbinengehäuse geschoben werden kann. Um eine Gasdichtheit zu erzielen, muss sowohl gegen den Turbinenausstritt, als auch in Richtung des Lagergehäuses ein O-Ring eingebracht werden. Eine schematische Ansicht der versperrten Turbinenvolute ist in Abb. 3.4 auf der rechten Seite dargestellt.

Im Gegensatz zum Aufbau mit installiertem Turbinenrad (Abb. 3.4 links), geht bei diesem Aufbau der gesamte Massenstrom durch das WG. Über eine Anpassung des in das Turbinengehäuse strömenden Massenstroms, lässt sich das Druckverhältnis über das WG verändern. In Anlehnung an Messungen von Ventilen in Zylinderköpfen und wegen der Materialauswahl der Versperrung werden diese Messungen mit kalter Luft ($T_{3,tot} \approx 25^\circ\text{C}$) durchgeführt.

3.2.2 Versuchsaufbau bei zweiflutigen Turbinen

Im Vergleich zu einflutigen Turbinen, ergibt sich bei der Vermessung zweiflutiger Turbinen ein weiterer Freiheitsgrad; der Strömungszustand (MFR). Dieser lässt sich wie schon in Abb. 2.6 ge-

zeigt, sowohl für die Auswertung am Eintritt des Turbinengehäuses, als auch für den Eintritt in das Turbinenrad bilanzieren. Es wird angenommen, dass in Abhängigkeit des WG-Öffnungswinkels, sowie des Strömungszustands am Eintrittsflansch ein ungleiches Abblasen der beiden WG-Kanäle erfolgt. Hierdurch verschiebt sich das MFR_{LR} relativ zum MFR . Bedingt durch den in

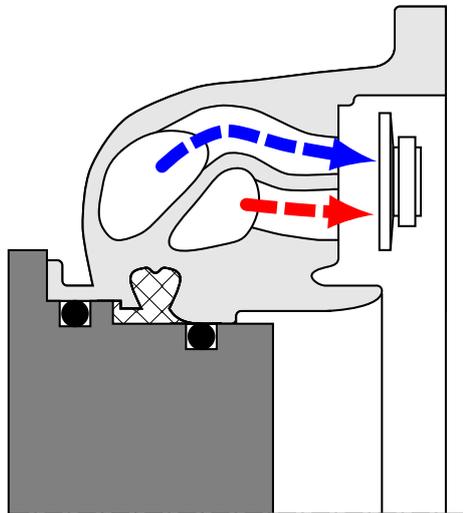


Abbildung 3.5: Schematischer Schnitt durch eine Zwillingsstromturbine mit versperrter Turbinenvolute

Abschnitt 3.1.2.1 gezeigten Doppelbrenneraufbau, werden die Massenströme der beiden Fluten stromauf des jeweiligen Brenners gemessen. Wird in dieser Konfiguration das WG geöffnet, besteht keine Möglichkeit die Massenstromaufteilung zwischen Turbinenrad und WG zu erfassen. Um dennoch eine Messung des WG's zweiflutiger Turbinen durchführen zu können, wird auch hier eine Versperrung der Volute vorgenommen. Im Vergleich zur einflutigen Turbine besteht allerdings eine Interaktionsmöglichkeit zwischen den Fluten an der Trennwand. Hierdurch ist es nicht möglich eine klare Massenstrombilanz zu ziehen. Um Messungen im Bereich der Ungleichbeaufschlagung durchführen zu können, werden beide Voluten stromab der WG-Abzweigungen mit Silikon versperrt. Abbildung 3.5 zeigt exemplarisch die Strömungsführung durch das Turbinengehäuse für diesen Messaufbau. Auch diese Messungen werden mit kalter Luft, also mit ungefeuerten Brennern ($T_{3,tot} \approx 25^\circ\text{C}$) durchgeführt. Über eine Variation der Massenströme im kleinen und großen Brenner kann das Strangdruckverhältnis $\Pi_{Strang,tt}$ angepasst werden. Über das Absolutniveau der Massenströme kann weiterhin das mittlere Druckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts}$ über das WG verändert werden.

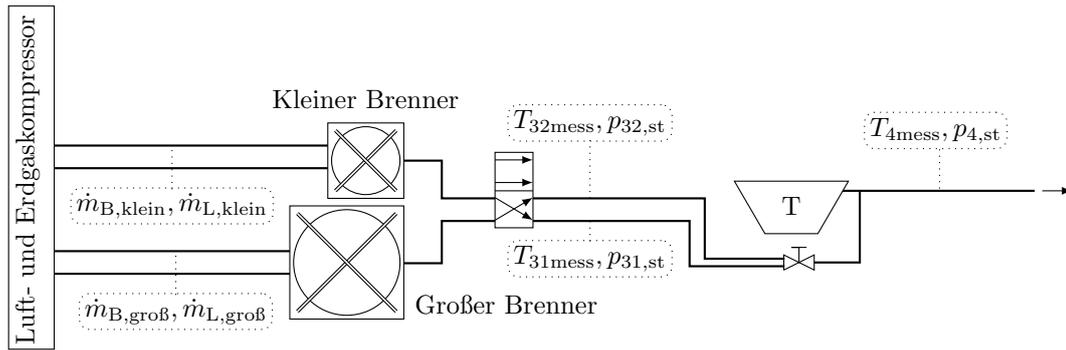


Abbildung 3.6: Aufbau des Brennkammerprüfstands für die Messung der Charakteristik des Wastegates einer zweiflutigen Turbine

3.3 Übersicht der verwendeten Versuchsträger und Messtechnik

Zum Rechnungs-Messungsabgleich von Motordaten und der damit verbundenen 1D-Motorprozessrechnung des WG zweiflutiger Turbinen wurde ein Motor mit den in Tabelle 3.2 aufgeführten Spezifikationen gewählt und auf einem Motorprüfstand an der Vollast untersucht.

Tabelle 3.2: Datenblatt des für die motorischen Untersuchungen verwendeten Versuchsträgers

| Merkmal | Wert | Merkmal | Wert |
|---------------------------|----------------------|------------------------|---------------------------------|
| Typ | 4-Takt DI-Otto | Bohrung | 77 mm |
| Bauart | 4 Zyl. Reihe | Zündfolge | 1-3-4-2 |
| Ventile pro Zylinder | 4 | Verdichtungsverhältnis | 9,5:1 |
| Ventilhub Einlass/Auslass | 8,3 / 7,2 mm | Nennleistung | 137 kW / 5500 min ⁻¹ |
| Hubraum | 1591 cm ³ | Spez. Leistung | 86,1 kW/l |
| Hub | 85,4 mm | Max. Drehmoment | 265 Nm / 1500 min ⁻¹ |
| Kraftstoff | ROZ 98 | Abgasnachbehandlung | 3-Wege-Katalysator |

Der Motor ist mit einer Zwillingsstromturbine ausgestattet. Als zusätzliche Messgrößen für den Modellabgleich wurden, neben je einem Thermoelement, auch hochfrequente Druckaufnehmer in beiden Turbinenfluten und vor dem Katalysator installiert. Hierdurch ist es möglich, den Druckverlauf vor der Turbine, sowie den zeitlichen Verlauf des Turbinendruckverhältnisses, bzw. des Druckverhältnisses über dem WG abzubilden. Neben den Untersuchungen am Motorprüfstand, wurde der Turbolader (ATL 1) auf einem Brennkammerprüfstand mit dem in Abb. 3.2 gezeigten Aufbau untersucht. Hierbei wurden Turbinenkennfelder mit geschlossenem WG unter insgesamt sieben unterschiedlichen Strömungszuständen *MFR*, sowie ein Verdichterkennfeld gemessen. Um einen detaillierten Einblick in das Strömungsfeld der Zwillingsstromturbine mit geöffnetem Wastegate zu erhalten, wurde ein 3D-CFD Modell auf Basis der CAD Geometrie aufgebaut und Simulationen durchgeführt, die in Kap. 6 diskutiert werden.

Um die Wastegateströmung an einem System mit geringerer Komplexität zu untersuchen, wird weiterhin eine einflutige Turboladerapplikation (ATL 2) untersucht. Der in Kap. 3.2.1 vorgestellte Messaufbau wurden für diesen Turbolader ausgeführt.

Tabelle 3.3: Überblick der verwendeten Versuchsträger und durchgeführter Untersuchungen

| Versuchsträger | Motoranwendung (V_H/P_e) | Durchmesser (d_3/d_2) | Turbine | Methode |
|----------------|---------------------------------|------------------------------|------------|--|
| 1 (ATL 1) | 1,61/137kW | 45 mm/52 mm | zweiflutig | Messungen BKP Messungen Motorprüfstand Simulation 3D-CFD Simulation 1D (GT-POWER) |
| 2 (ATL 2) | 1,21/85 kW | 37 mm/40 mm | einflutig | Messungen BKP Simulation 3D-CFD |

Um die gewonnen Erkenntnisse der Wastegateströmung bei einflutigen Turbinen auch simulativ zu begleiten, wurde ebenfalls ein 3D-CFD Modell aufgebaut und Simulationen für unterschiedliche Wastegatewinkel Θ_{WG} und Randbedingungen durchgeführt (Kap. 6).

Beide verwendeten Versuchsträger sind in Tabelle 3.3 aufgeführt. Die Methoden lassen sich in Messungen am Brennkammerprüfstand (BKP) und Motorprüfstand, sowie Simulationen als 3D-CFD und 1D-Motorprozessrechnung unterscheiden.

4 Experimentelle Ergebnisse

Der folgende Abschnitt zeigt die Ergebnisse der im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Messungen am Brennkammerprüfstand. Die Untersuchungen lassen sich in zwei Messkampagnen mit unterschiedlichen Zielen einordnen:

- Messungen einer einflutigen Turbine zur Bestimmung der WG-Charakteristik als Funktion des WG-Winkels
- Messungen einer zweiflutigen Turbine zur Bestimmung der WG-Charakteristik als Funktion des WG-Winkels und des Strömungszustands der Turbine

4.1 Messung des abgeblasenen Massenstroms bei einflutigen Turbinen

4.1.1 Untersuchungen mit versperrter Turbinenvolute

Der erste Messansatz zur Bewertung des Durchflussverhaltens eines Wastegates besteht in der Durchströmung des Turbinengehäuses mit versperrter Turbinenvolute. Hierbei wurde das Turbinengehäuse entsprechend des in Abb. 3.4 rechts dargestellten Aufbaus ohne ein Turbinenrad betrieben. Die Messungen wurden für acht unterschiedliche Öffnungswinkel des Wastegates θ_{WG} und jeweils acht unterschiedliche Druckverhältnisse durchgeführt. Die acht Messpunkte bei einem konstanten Öffnungswinkel werden im Folgenden jeweils als Messreihe bezeichnet. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abb. 4.1 in Form des isentropen Strömungsquerschnitts $A_{3,s}$ über dem inversen Turbinendruckverhältnis $p_{4,st}/p_{3,tot}$ aufgetragen. Der isentrope Strömungsquerschnitt wurde hierbei über die Drücke und Temperaturen aus den Messrohren vor und nach dem Turbinengehäuse bestimmt. Das Druckverhältnis wurde hierbei jeweils durch den Massenstrom eingeregelt. Da die Versperrung der Turbinenvolute über einen Aluminiumstopfen und mit Hilfe von O-Ringen umgesetzt wurde, ist die Messung mit kalter Luft, also $T_{3,tot} = 25^\circ\text{C}$, durchgeführt worden. Es zeigt sich eine degressive Erhöhung des $A_{3,s}$ mit dem Öffnungswinkel und eine Erhöhung des isentropen Strömungsquerschnitts mit steigendem Druckverhältnis (bzw. kleineren inversen Druckverhältnissen). Für alle gemessenen Wastegatewinkel zeigt sich ein ähnlicher, nahezu parallel verschobener, Verlauf.

Im Detail zeigt sich für den kleinsten gemessenen Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 3^\circ$ für sehr kleine Druckverhältnisse ein um 17 % geringerer $A_{3,s}$ als für das höchste Druckverhältnis. Mit zunehmender Öffnung des Wastegates wird dieser Effekt zunächst stärker. Ab einem Winkel von $\theta_{WG} = 12^\circ$ nimmt die Druckverhältnisabhängigkeit zunehmend wieder ab. Bei maximaler Öffnung beträgt der Unterschied zwischen diesen beiden Druckrandbedingungen noch 10%. Dies lässt sich dadurch erklären, dass wie in Abb. 2.10 gezeigt, die asymmetrische Stromfadenausbildung mit ihren höheren Strahleinschnürungen und Reibungsverlusten mit größerem Öffnungswinkel abnehmen.

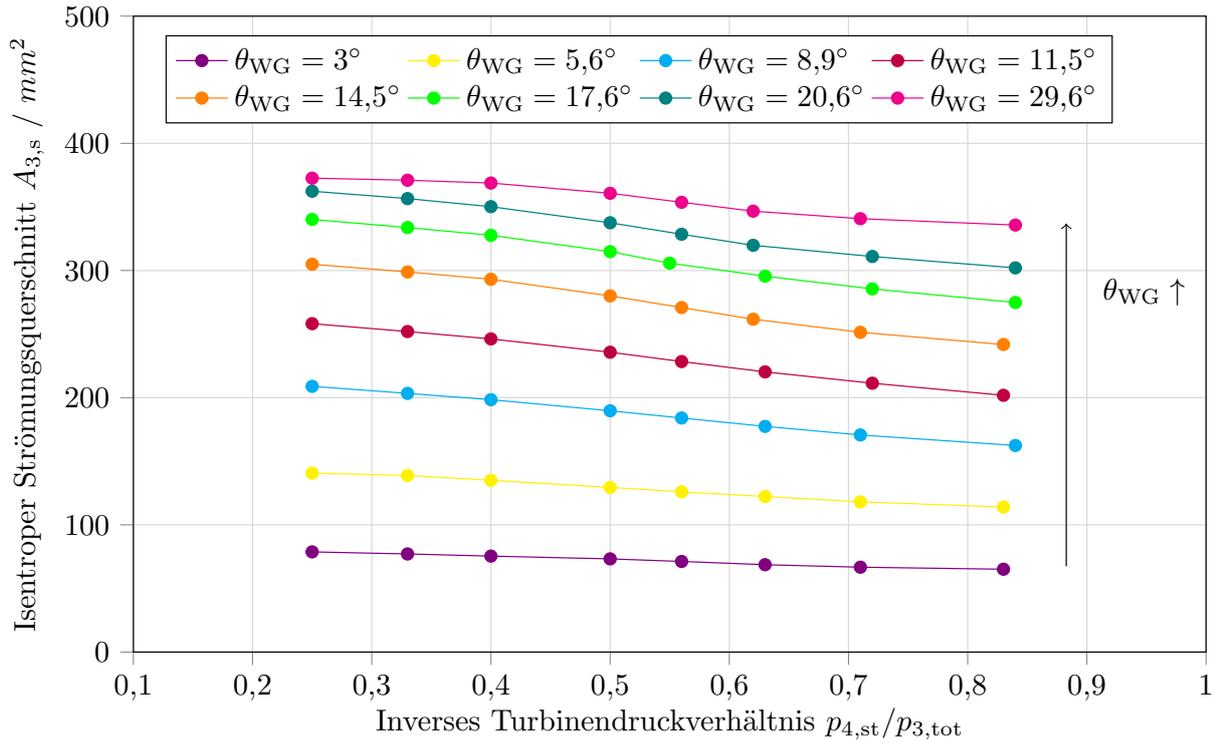


Abbildung 4.1: Isentroper Strömungsquerschnitt eines einflutigen Wastegates mit versperrender Vo-lute für unterschiedliche Öffnungswinkel θ_{WG} und Druckverhältnisse $\Pi_{T,ts}$ (Messung)

In Abb. 4.2 sind die Messwerte über dem Öffnungswinkel für drei Druckverhältnisse dargestellt. Neben dem isentropen Strömungsquerschnitt $A_{3,s}$ ist weiterhin die Querschnittsfläche des Wastegatekanals, sowie die geometrische Strömungsfläche, welche sich durch die Öffnung der Wastegateklappe ergibt aufgetragen. Die durch die Öffnung der Wastegateklappe freigegebene Fläche lässt sich durch die folgenden mathematischen Beziehungen berechnen:

$$A_{WG} = 2 \cdot \pi \cdot R_{WG,K}^2 \left(\frac{r_{WG,D}}{R_{WG,K}} - \left(\frac{r_{WG,D}}{R_{WG,K}} \right)^2 \right) \cdot \frac{2\pi \cdot \theta_{WG}}{360^\circ} \quad (4.1)$$

Hierbei entspricht der Radius $R_{WG,K}$ dem Abstand zwischen dem Drehpunkt des Wastegates und der äußeren Kante des Deckels. Der Radius des Deckels wird mit $r_{WG,D}$ benannt (siehe Abb. 2.10).

Es zeigt sich, dass sich bei dem untersuchten Versuchsträger ab einem Wastegatewinkel von $\theta_{WG} > 14^\circ$ die Querschnittsfläche um die Wastegateklappe die des Kanals übersteigt und folglich der kleinste geometrische Querschnitt im Kanal liegt. Für kleine Öffnungswinkel steigt der isentrope Strömungsquerschnitt ähnlich dem geometrischen Querschnitt an der Wastegateklappe an. Für mittlere Öffnungswinkel ($10^\circ < \theta_{WG} < 21^\circ$) ergeben sich die größten Abweichungen zum geometrischen Querschnitt, wohingegen sich der $A_{3,s}$ -Verlauf ab $\theta_{WG} > 21^\circ$ wieder an den geometrischen Querschnitt des Kanals annähert. Hier ergeben sich die Verluste durch die plötzliche Aufweitung der Strömung nach dem Wastegatekanal, sowie Verluste durch Wandrei-

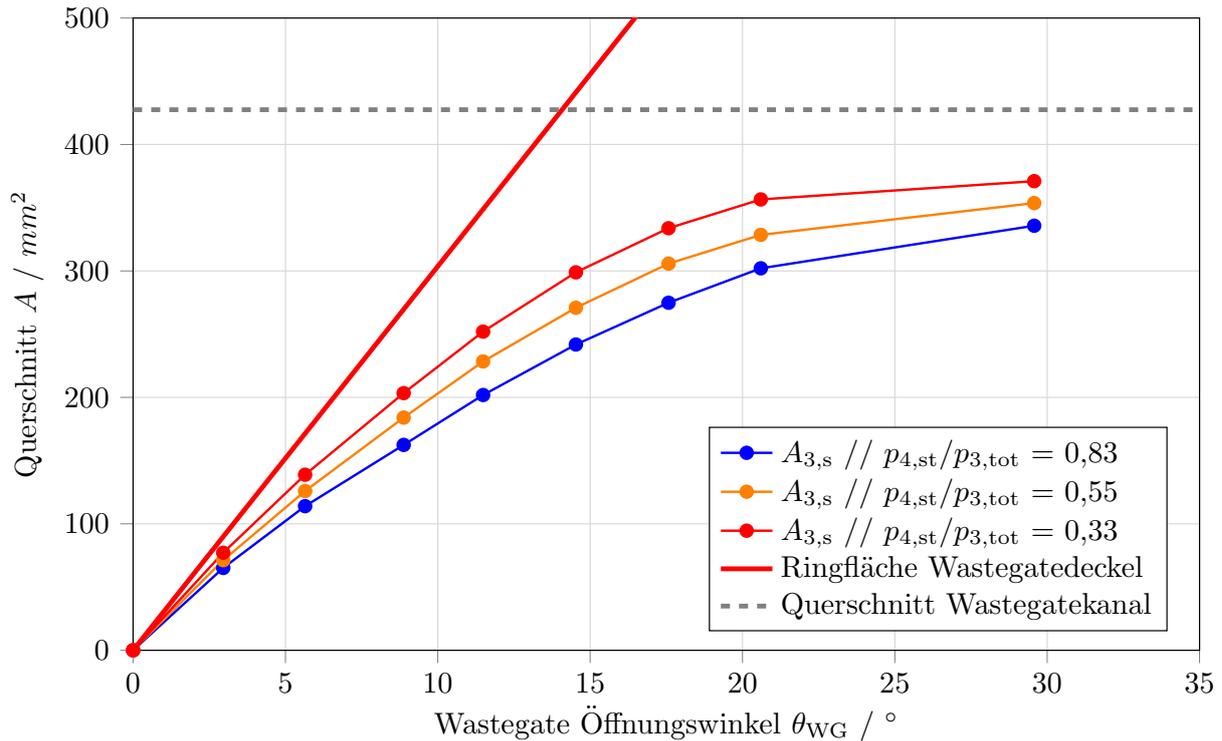


Abbildung 4.2: Isentroper Strömungsquerschnitt der einflutigen Wastegatemessung mit versperrter Volute für unterschiedliche Öffnungswinkel θ_{WG} (Messung)

bung und Strömungsumlenkung im Kanal, d.h. zwischen Eintrittsflansch und Austritt aus dem Turbinengehäuse.

Es kann festgehalten werden, dass die Druckverhältnisabhängigkeit des isentropen Strömungsquerschnitts $A_{3,s}$ beim Wastegate zu berücksichtigen ist.

4.1.2 Untersuchungen der kompletten Turbinenstufe

Die Untersuchungen der kompletten Turbinenstufe sollen genutzt werden, um die folgenden Größen als Funktion des Wastegatewinkels Θ_{WG} und des Turbinendruckverhältnisses $\Pi_{T,ts}$ zu bewerten:

- Wastegatemassenstrom \dot{m}_{WG}
- Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,s} * \eta_{T,m}$

Die Randbedingungen der Messungen werden hierfür entwickelt und nachfolgend beschrieben. In diesem Kapitel wird im wesentlichen auf den Wastegatemassenstrom eingegangen. Eine detaillierte Auswertung zum Turbinenmassenstrom und Turbinenwirkungsgrad erfolgt später in Kapitel 6.

In dem hier untersuchten Versuchsaufbau wurde, wie bei jeder konventionellen Kennfeldmessung, der Verdichter als Leistungsbremse für die Turbine verwendet. Um eine möglichst große Spreizung des Turbinendruckverhältnisses zu erzielen, wurden 8 verschiedene Drehzahlen d. h.

Leistungen untersucht. Für jede Drehzahl wurden 9 unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} eingestellt. Die Gegendruckventile am Verdichteraustritt wurden so eingestellt, dass sich die Betriebspunkte alle in der Mitte des Verdichterkennfelds, nahe der Isolinie der max. Verdichterleistung befinden, und danach für alle Messpunkte konstant gehalten. Abbildung 4.3 zeigt die Betriebspunkte innerhalb des Verdichterkennfelds für unterschiedliche Öffnungswinkel des Wastegates, sowie drei komplett gemessene Drehzahlen des Verdichters.

Die Kausalkette zur Berechnung des Wastegatemassenstroms bei der Messung der kompletten Turbinenstufe lässt sich wie folgt zusammenfassen:

- Es werden für jeden Wastegatewinkel (siehe Legende Abb. 4.3) die gleichen acht Punkte untersucht.
- Die Verdichterleistung P_V ist jeweils für Punkt 1-8 der unterschiedlichen Wastegatewinkel konstant (max. Abweichung zwischen den Messreihen $\Delta P_V < 1,5\%$).
- Die Punkte 1-8 haben stets die gleiche Turboladerdrehzahl n_{ATL} .
 - Konstante Drehzahlen bedeuten gleiches Zentrifugalfeld für die Berechnung des Massenstroms bei gleichzeitig gleicher Reibleistung des Radiallagers.

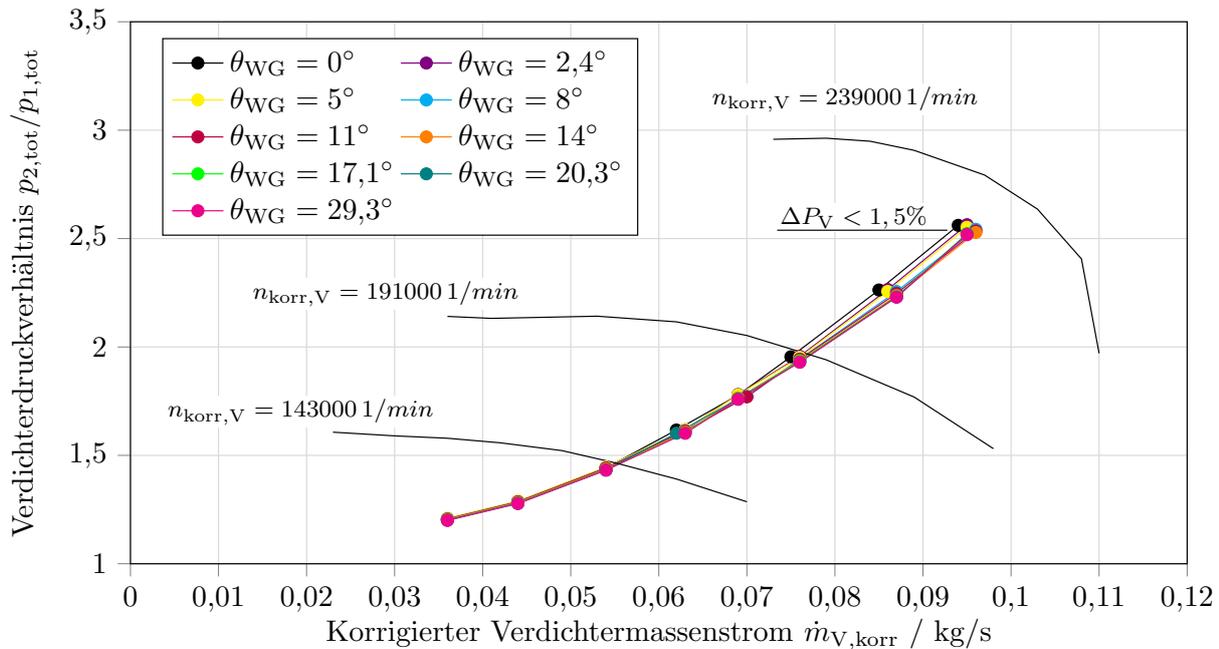


Abbildung 4.3: Übersicht der gemessenen Verdichterbetriebspunkte für unterschiedliche Wastegateöffnungswinkel θ_{WG} und kompletter Turbinenstufe

- Um ebenfalls einen für alle 9 Wastegatewinkel vergleichbaren Axial Schub und somit die Reibleistung des Axiallagers konstant zu halten, wurden stets die gleichen Verdichterbetriebspunkte eingestellt. Es ist zu beachten, dass nach [76] der Einfluss der Reibleistung im Bezug auf die Turbinenleistung mit steigender Drehzahl abnimmt. Weiterhin werden die gesamten Reibverluste für hohe ATL-Drehzahlen aufgrund des quadratischen Zusammenhanges durch die Verluste in den Radiallagern dominiert, sodass kleine Änderungen

im Axial Schub zu vernachlässigen sind [50].

- Aus den vorangegangenen Punkten folgt, dass die Turbine ebenfalls für die Punkte 1-8 die gleiche Leistung bereitstellen muss. Es wird angenommen, dass zur Darstellung der Turbinenleistung der gleiche Massenstrom durch das Turbinenrad strömt. Somit ist der Wastegatemassenstrom durch Gl. 4.2 für jeden Betriebspunkt zu berechnen. Als Referenz dienen hierzu jeweils die acht Punkte mit geschlossenem Wastegate.

Bei den 9 untersuchten Wastegatewinkeln Θ_{WG} steigt, unter der Annahme eines konstanten Massenstroms durch das Turbinenrad, der Gesamtmassenstrom mit dem Wastegatewinkel an. Das heißt, mit dem Massenstrom verschiebt sich die Relation zwischen statischem und totalem Druck am Eintritt der Turbine.

$$\dot{m}_{WG,ij} = \dot{m}_{T,ij} - \dot{m}_{LR0j} \quad i = \Theta_{WG}, j = n_{ATL}, k = \Pi_{T,ts} \quad (4.2)$$

Da der Massenstrom durch das Messrohr am Austritt der Turbine über die Messreihe ansteigt, kommt es je nach gewähltem Durchmesser des Messrohrs und Größe des Laders zu einem Anstieg des statischen Drucks am Turbinenausritt $p_{4,st}$. Dieser führt zu einer Verschiebung zu höheren Turbinenleistungen P_T und zu einer Veränderung des Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,s}$ (siehe [76]). Um während der Messung eine engere Bilanzhülle um das Turbinenrad ziehen zu können, wurde in die Turbinenvolute (stromab der Wastegateabzweigung), sowie im Turbinenausritt (unmittelbar hinter dem Laufrad) jeweils eine statische Druckbohrung eingebracht (siehe Abb. 4.4).

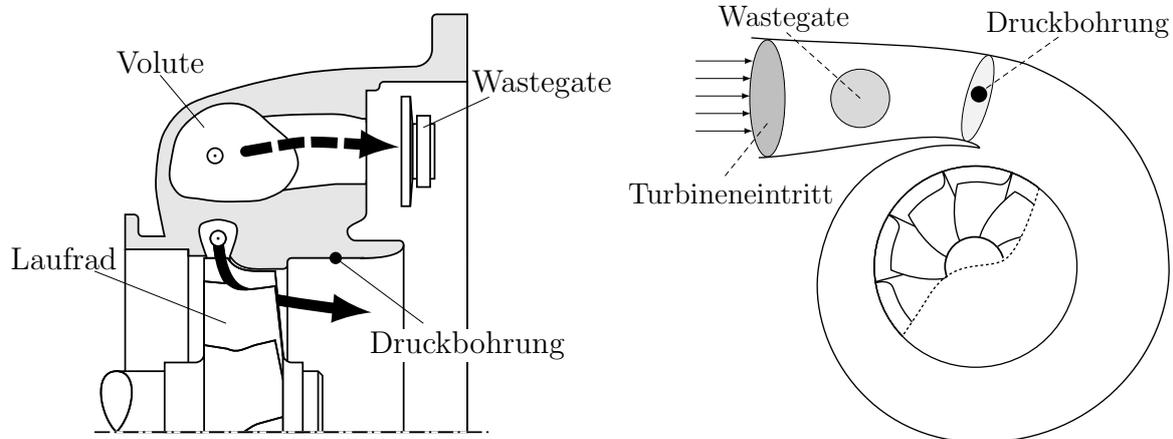


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der Positionierung der statischen Druckbohrungen vor und nach dem Turbinenrad

Diese ermöglichen die Berechnung des Druckverhältnisses über das Laufrad. Um weiterhin den Einfluss der Verschiebung des statischen Drucks hinter der Turbine auszuschließen, wurde mit Hilfe einer Gegendruckklappe für alle Messpunkte der gleiche Druck eingestellt. Hierzu wurde das Messsignal des Drucksensors unmittelbar hinter dem Turbinenrad verwendet. Der Druck wurde auf einen Wert von $p_{LR,4,st} = 1150 \text{ mbar}$ geregelt.

Zusammenfassend lässt sich der isentrope Strömungsquerschnitt mit Hilfe des aus Gl. 4.2 berechneten Wastegatemassenstroms und der gemessenen Drücke in den Messrohren vor und hinter dem Turbinengehäuse berechnen (Bilanzhülle "Flansch"). Abbildung 4.5 zeigt die Verläufe des isentropen Strömungsquerschnitts des Wastegates für unterschiedliche Öffnungswinkel bei $T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$ und $T_{3,\text{tot}} = 400^\circ\text{C}$.

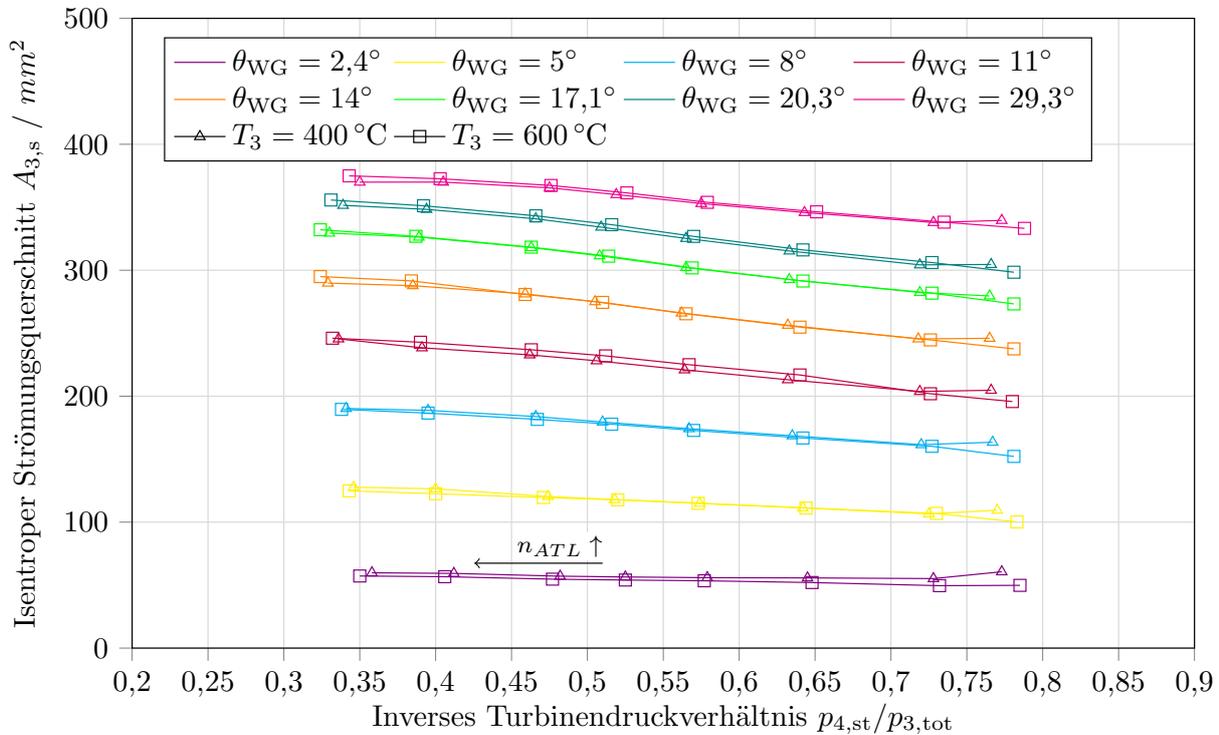


Abbildung 4.5: Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegates für unterschiedliche Öffnungswinkel basierend auf einer Vermessung der kompletten Turbinenstufe bei $T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$ und $T_{3,\text{tot}} = 400^\circ\text{C}$

Ähnlich wie bei der Messung mit versperrrter Volute zeigt sich für die beiden untersuchten Abgastemperaturen ein Anstieg des isentropen Strömungsquerschnitts mit sinkendem inversen Turbinendruckverhältnis. Die Ergebnisse zeigen weiterhin, für die überwiegende Mehrzahl der Messpunkte, eine gute Übereinstimmung der Absolutwerte für $T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$ und $T_{3,\text{tot}} = 400^\circ\text{C}$. Um diesen Einfluss der Abgastemperatur weiter zu untersuchen, wurden Simulationen mit 3D-CFD für $T_{3,\text{tot}} = 300^\circ\text{C}$, $T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$ und $T_{3,\text{tot}} = 900^\circ\text{C}$ bei einem Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 12^\circ$ durchgeführt welche in Kapitel 6 weiter behandelt werden. Neben dem isentropen Strömungsquerschnitt des Wastegates, ermöglicht die durchgeführte Messung auch eine Auswertung des kombinierten Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,s} * \eta_{T,m}$ für unterschiedliche Öffnungswinkel. Dieser wird mit der Annahme eines konstanten Durchsatzverhaltens des Turbinenrades und den gemessenen Drücken und Temperaturen in den Messrohren vor und nach der Turbine, sowie der gemessenen Verdichterleistung berechnet. Die Ergebnisse sind in Abb. 4.6 für einen Betriebspunkt bei $n_{T,\text{red}} = 6097 \text{ min}^{-1} / \sqrt{K}$ und $\Pi_{T,ts} \approx 1,93$ als absolute Abweichung im Bezug zur Messung mit geschlossenem Wastegate dargestellt.

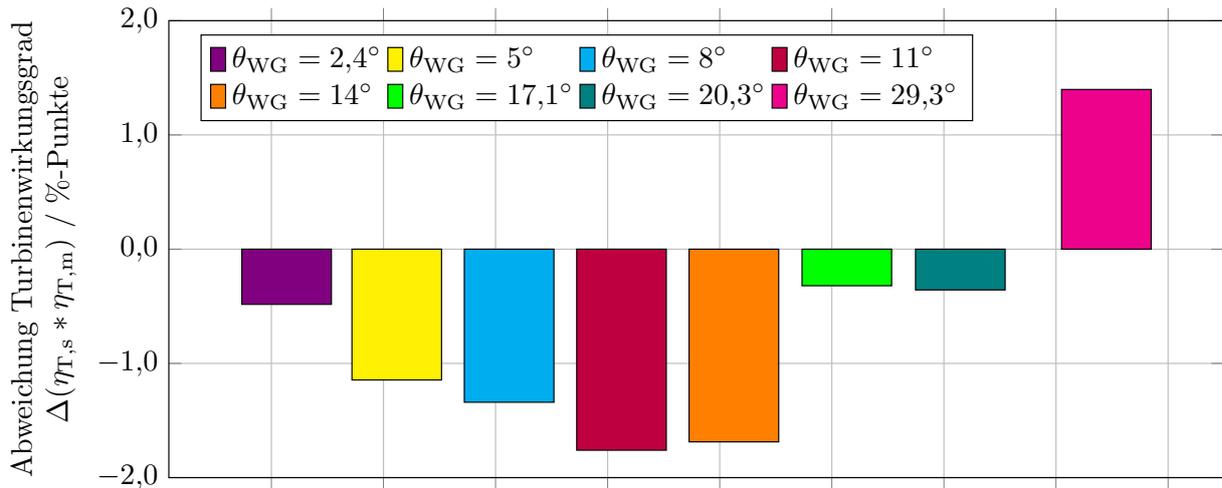


Abbildung 4.6: Absolute Abweichung des kombinierten Turbinenwirkungsgrads für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} im Bezug auf die Messung bei geschlossenem Wastegate ($n_{T,red} = 6097 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $\Pi_{T,ts} \approx 1,93$ und $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$)

Es wird deutlich, dass der berechnete Wirkungsgrad für kleine Öffnungswinkel zunächst sinkt und bei $\theta_{WG} = 11^\circ$ die größte Abweichung mit -1,76%-Punkten aufweist. Im Bereich des vollständig geöffneten Wastegates ($\theta_{WG} = 29,3^\circ$) steigt der Wirkungsgrad im Vergleich zur Messung mit geschlossenem Wastegate um 1,4%-Punkte. Aus den gezeigten Ergebnissen lässt sich für den untersuchten Versuchsträger ein Konfidenzintervall von $\Delta(\eta_{T,s} * \eta_{T,m}) \approx \pm 1,5\%$ -Punkte ableiten. Für geringere Druckverhältnisse bzw. Drehzahlen steigt der Fehler unter anderem aufgrund der folgenden Effekte an:

- Beeinflussung des kombinierten Turbinenwirkungsgrades durch Unterschiede im Wärmetransfer zwischen Turbine und Verdichter, sowie zur Umgebung. Diese sind insbesondere bei niedrigen Druckverhältnissen und damit Turbinen- und Verdichterleistungen dominant.
- Der Druck am Laufradaustritt wird nur an einer Stelle gemessen und zur Regelung verwendet. Hier kann es durch 3D-Effekte zu einer lokalen Druckungleichverteilung kommen.
- Trotz der Annahme einer konstanten Reibung, kann sich durch eine Änderung des statischen Drucks am Radrücken der Turbine ein veränderter Axial Schub und damit Reibung einstellen.
- Annahme eines konstanten Massenstroms durch das Laufrad hat einen dominanten Einfluss auf die verwendete Berechnungsmethode.

Für hohe Drehzahlen geht der Fehler aufgrund des hohen Leistungsniveau gegen null.

Um eine gezielte Analyse des Turbinenwirkungsgrads unter Ausschluss dieser Faktoren zu ermöglichen, wird der Versuchsträger in Kap. 6 mit 3D-CFD Simulationen weiter untersucht.

4.1.3 Vergleich der beiden Messmethoden

Um eine Aussage über die Vergleichbarkeit der beiden gezeigten Messmethoden zuzulassen, werden die ausgewerteten Messdaten trotz verschiedener Öffnungswinkel in einem gemeinsamen Graph dargestellt (Abb. 4.7). Die Legende wurde auf die Zielwinkel gerundet. Die exakten Werte der einzelnen Messreihen sind Abb. 4.1 bzw. 4.5 zu entnehmen.

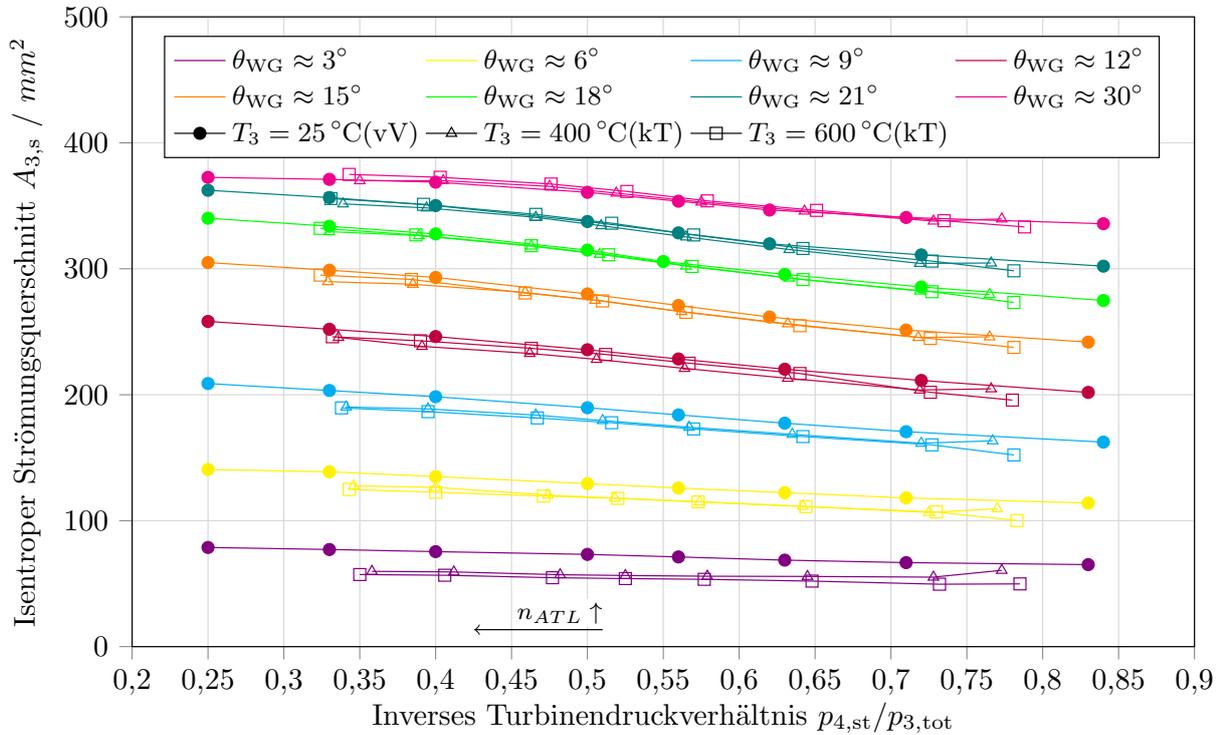


Abbildung 4.7: Isentroper Strömungsquerschnitt eines einflutigen Wastegates für unterschiedliche Öffnungswinkel θ_{WG} und Druckverhältnisse $\Pi_{T,ts}$ für die Messungen mit versperrrter Volute (vV) und der kompletten Turbinenstufe (kT)

Wie bereits in den vorangegangenen Graphen (Abb. 4.1, 4.5) zu sehen, weisen beide Messmethoden einen sehr ähnlichen Gradienten auf und zeigen beide keinen Einfluss der Turboladerdrehzahl (keinen Einfluss des Zentrifugalfelds).

Um die leichten Unterschiede im Öffnungswinkel zu berücksichtigen wurden, jeweils für die Messungen mit und ohne Turbinenrad, die Werte des isentropen Strömungsquerschnitts für ein inverses Druckverhältnis von $p_{4,st}/p_{3,tot} = 0,5$ über dem Öffnungswinkel aufgetragen. Die Ergebnisse dieser Auswertung sind in Abb. 4.8 dargestellt. Zwischen den beiden Messmethoden lässt sich eine gute Übereinstimmung der isentropen Strömungsquerschnitte feststellen. Der maximale Fehler ergibt sich bei einem Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 8,8^\circ$ und beträgt 3,6%. Im restlichen Bereich der Kurve zeigen die beiden Messmethoden nur geringe Unterschiede in der Bewertung der Wastegatecharakteristik (kleiner 2%). Aus den gezeigten Ergebnissen lässt sich ableiten, dass sowohl die Messung mit Laufrad, als auch eine Messung mit versperrrter Volute als zielführend zu bewerten ist. Somit lässt sich je nach Anwendungsfall die Messmethode

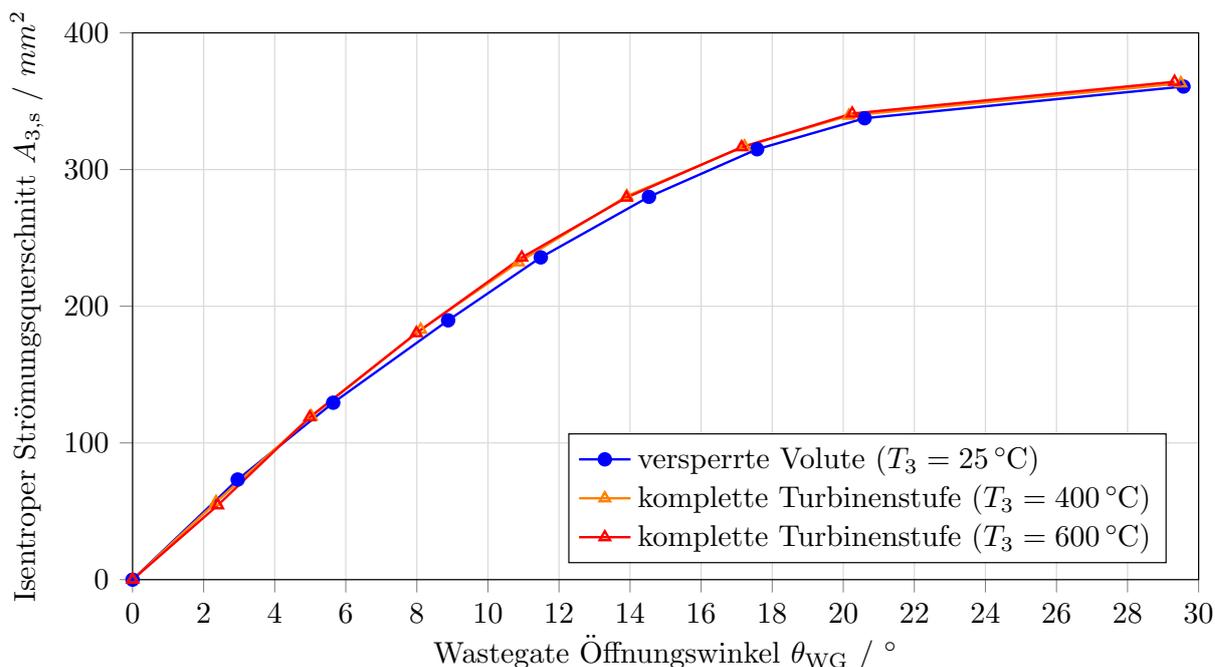


Abbildung 4.8: Isentroper Strömungsquerschnitt für ein inverses Druckverhältnis von $p_{4,st}/p_{3,tot} = 0,5$ für die Messungen mit verspernter Volute und der kompletten Turbinenstufe

verwenden, welche mit einem geringeren Aufwand verbunden ist.

Basierend auf den in diesem Abschnitt gezeigten Ergebnissen lässt sich der isentrope Strömungsquerschnitt bei einflutigen Turbinen anhand der folgenden Größen beschreiben:

$$A_{3,s} = f(\Pi_{T,ts}, \theta_{WG}, \eta_{ATL}, T_3). \quad (4.3)$$

4.2 Messung und Bewertung des abgeblasenen Massenstroms bei zweiflutigen Turbinen

Wie schon unter Kap. 3.2.2 beschrieben, wurden die Messungen mit einer durch Silikon verspernten Volute durchgeführt, um die Interaktion der beiden Wastegate Kanäle über den Ringraum zwischen der Trennwand im Turbinengehäuse und dem Eintritt in das Turbinenrad zu vermeiden. Der Prüfling entspricht somit dem in Abb. 3.6 gezeigten Aufbau.

Es wurde ein Turbinengehäuse mit einem Wastegate gem. Abb. 2.11 (Design 4) eingesetzt.

Anders als bei der Bewertung des Turbinendurchflusses und des Turbinenwirkungsgrads zweiflutiger Turbinen, die mit Hilfe der Mach'schen-Ähnlichkeit und damit dem reduzierten Massenstromverhältnis MFR beschrieben werden ([49]) wird, wie bei Drosselstellen üblich, in Kap. 2.5.1 erläutert und auch schon für die Ergebnisdarstellung des einflutigen Wastegates genutzt, das Durchströmverhalten des zweiflutigen Wastegates durch die jeweiligen anliegenden Druckver-

hältnisse bestimmt. Der Bezug dieser Druckverhältnisse zum Massenstromverhältnis der zweiflutigen Turbine kann durch die in Kap. 2.3 eingeführten Kenngrößen Turbinendruckverhältnis $\Pi_{T,ts}$ und Strangdruckverhältnis $\Pi_{Strang,tt}$ hergestellt werden. Dieser Ansatz ermöglicht weiterhin bei einer späteren Modellierung in der 1D-Motorprozessrechnung ein direktes Auslesen der isentropen Strömungsquerschnitte mit Hilfe der berechneten Drücke.

Der Wastegatewinkel wurde durch eine starre Einstellvorrichtung anstatt eines pneumatischen Aktuators eingestellt und während einer Messreihe konstant gehalten. Die Testmatrix wurde so aufgebaut, dass jeweils Schnitte mit konstantem gemitteltem Turbinendruckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts}$ abgefahren wurden. Hierbei wurde versucht einen möglichst großen Betriebsbereich abzudecken. Die Ergebnisse werden exemplarisch anhand der Messungen bei einem WG-Winkel von $\theta_{WG} = 12^\circ$ dargestellt. Um das charakteristische Durchflussverhalten eines zweiflutigen Wastegates zu erläutern sind in Abb. 4.9 die isentropen Strömungsquerschnitte für das gemittelte Turbinendruckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ dargestellt. Die logarithmische Darstellung verdeutlicht das Vorliegen einer eingeschränkten Symmetrie. Eingeschränkt, da die Strömungsführung vor und nach der engsten Stelle, d.h. dem Ventil Sitz das Ein- bzw Ausströmen beeinflusst. Die Strangdruckverhältnisse $\Pi_{Strang,tt} = 0,5$ und 2 zeigen also gleiche Drücke für die jeweiligen Fluten des Wastegates.

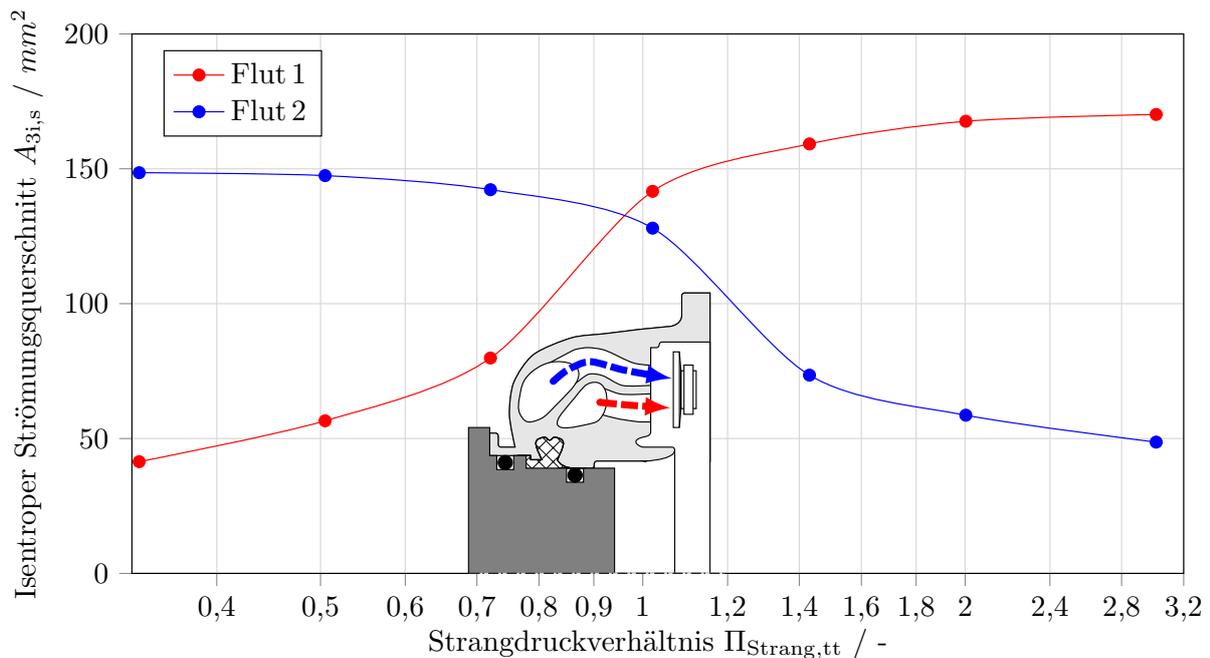


Abbildung 4.9: Isentroper Strömungsquerschnitt für Flut 1 und Flut 2 einer zweiflutigen Turbine mit versperrter Volute als Funktion des Strangdruckverhältnisses für ein konstantes gemitteltes Turbinendruckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\theta_{WG} = 12^\circ$ (Messung)

Eine Auswertung der Messwerte für Flut 1 und Flut 2 (Abb. 4.9) zeigt, dass ausgehend von gleichen Drücken bei dem Strangdruckverhältnis $\Pi_{Strang,tt} = 1$, bei zunehmender Ungleichbeaufschlagung der druckhohe Strang einen größeren Strömungsquerschnitt einnimmt, und der Strömungsquerschnitt des druckniedrigen Stranges abfällt, also versperrt wird. Als Ursache für die

unterschiedlichen Höchstwerte bei den Extremen der Ungleichbeaufschlagung ist eine ähnliche Ursache, nämlich die Gehäusewandnähe bei Flut 2, welche das Ausströmen behindert, siehe Abb. 4.9, anzusehen. Inwieweit auch Strömungsunterschiede vor der eigentlichen Drosselstelle die Unterschiede der Strömungsquerschnitte bei Druckgleichheit, also $\Pi_{\text{Strang,tt}} = 1$, beeinflussen kann nur durch weitere Analysen in der 3D-CFD bewertet werden, welche in Kap. 6.2.3.1 vorgestellt werden. Abbildung 4.10 zeigt die Ergebnisse mit $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$ bei Variation des mittleren Turbinendruckverhältnisses $\bar{\Pi}_{\text{T,ts}}$, jeweils für Flut 1 und für Flut 2. Für Flut 2 ergibt sich ein im Vergleich zu Flut 1 (bei $\Pi_{\text{Strang,tt}} \approx 1$) gespiegelter Verlauf. Das Maximum des isentropen Strömungsquerschnitts für Flut 2 fällt für diese Geometrie um 12,7% geringer aus als für Flut 1. Neben dem dominanten Einfluss des Strangdruckverhältnisses auf den Durchfluss des Wastegatekanals zeigt sich, ähnlich wie bei der einflutigen Turbine, ein leichter Anstieg des isentropen Strömungszustands mit steigendem mittlerem Druckverhältnis. Zusätzlich zu der Messung bei $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$ wurden noch weitere Öffnungswinkel untersucht. Abbildung 4.11 zeigt die 3D-Plots der Messergebnisse für $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$ (oben) im Vergleich zu $\theta_{\text{WG}} = 21^\circ$ (unten). Es ist ersichtlich, dass bei größeren geometrischen Austrittsquerschnitten die gegenseitigen Drosselwirkungen weniger wirksam sind und umgekehrt. Ein weiterer Unterschied ergibt sich in der maximalen Spreizung des isentropen Strömungsquerschnitts als Funktion des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{\text{Strang,tt}}$. Dieser Trend ließ sich auch für alle anderen untersuchten Wastegatewinkel feststellen.

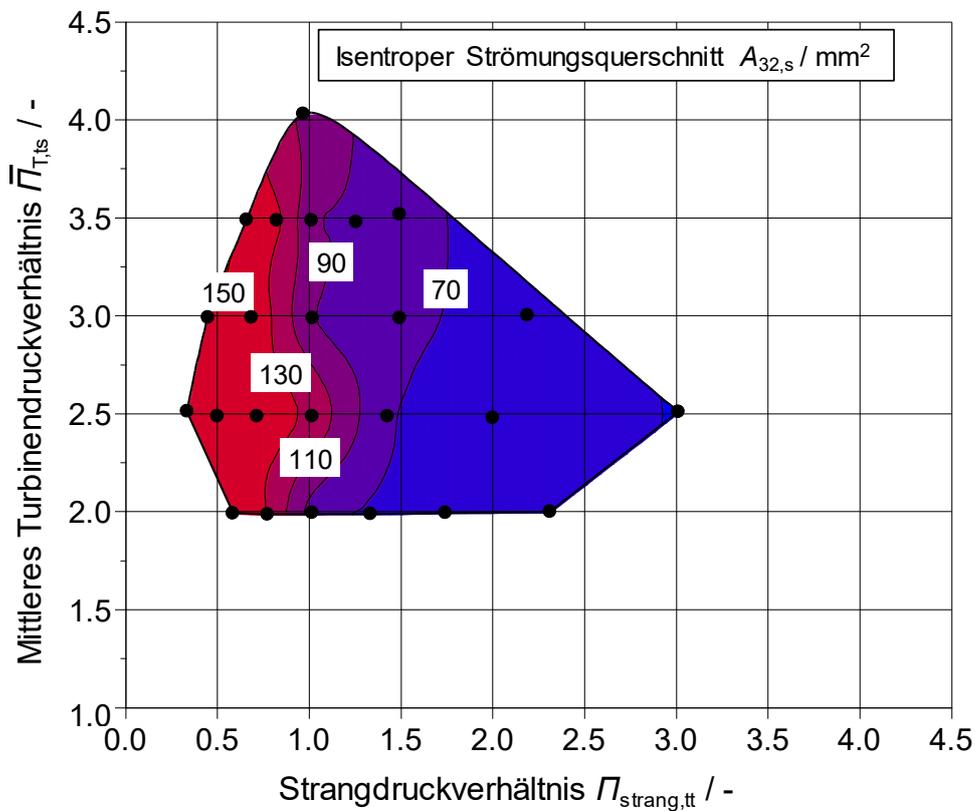
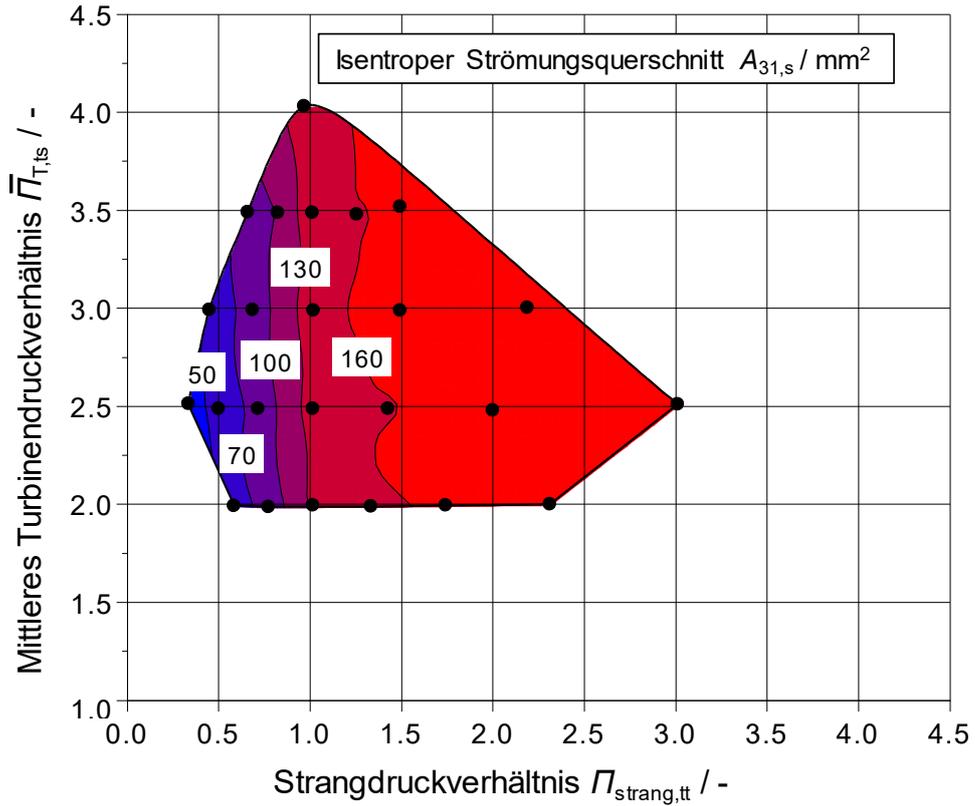


Abbildung 4.10: Isentroper Strömungsquerschnitt für Flut 1 (oben) und Flut 2 (unten) einer zweiflutigen Turbine mit versperserter Volute als Funktion des mittleres Turbinendruckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{\text{Strang,tt}}$ für $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$ (Messung)

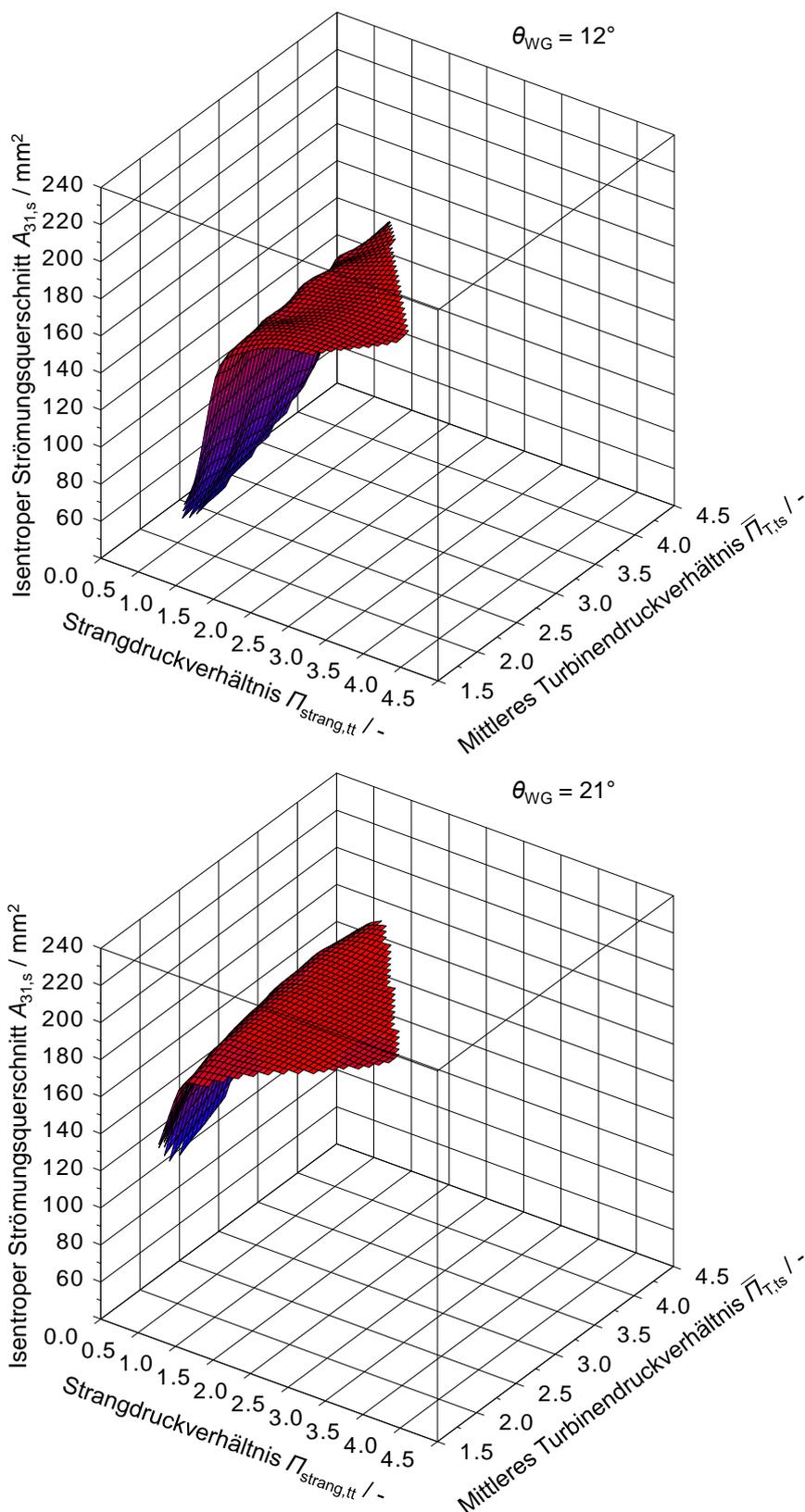


Abbildung 4.11: Isentroper Strömungsquerschnitt für Flut 1 einer zweiflutigen Turbine mit ver-sperrter Volute als Funktion des mittleres Turbinendruckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{Strang,tt}$ für $\theta_{WG} = 12^\circ$ (oben) und $\theta_{WG} = 21^\circ$ (unten) (Messung)

Tabelle 4.1 gibt einen Überblick der maximalen und minimalen isentropen Strömungsquerschnitte in Flut 1 für das gesamte Versuchsprogramm, d. h. der vier untersuchten Wastegatewinkel.

Tabelle 4.1: Auflistung der Spreizung des isentropen Strömungsquerschnitts für Flut 1 für unterschiedliche $\Pi_{\text{Strang,tt}}$ und θ_{WG}

| $\theta_{\text{WG}} / ^\circ$ | $A_{31,s,\text{min}} / \text{mm}^2$ | $A_{31,s,\text{max}} / \text{mm}^2$ | Max. rel. Spreizung / % |
|---------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------|
| $\theta_{\text{WG}} = 6^\circ$ | 14 mm ² | 98 mm ² | 600% |
| $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$ | 40 mm ² | 170 mm ² | 325% |
| $\theta_{\text{WG}} = 21^\circ$ | 117 mm ² | 190 mm ² | 62% |
| $\theta_{\text{WG}} = 30^\circ$ | 184 mm ² | 195 mm ² | 6% |

Der Grund für die sinkende Sensitivität des Strangdruckverhältnisses lässt sich durch den mit steigendem Öffnungswinkel größer werdenden Spalt zwischen Wastegatesitz und Wastegatedeckel erklären. Hierdurch haben beide Kanalströmungen mehr Platz um auszuströmen. Weiterhin kommt es durch den größeren Abstand zu einer geringeren Umlenkung bzw. geringerem Abprallen der Strömung am Deckel und daraus resultierenden Verblockung der Kanäle. Neben der Spreizung lässt sich weiterhin erkennen, dass sich der maximale isentrope Strömungsquerschnitt $A_{s,\text{Fl1,max}}$ zwischen $\theta_{\text{WG}} = 21^\circ$ und $\theta_{\text{WG}} = 30^\circ$ nur noch marginal ändert. Dies lässt sich durch die Tatsache erklären, dass der isentrope Strömungsquerschnitt für große Wastegatewinkel in eine Sättigung läuft und der Durchfluss im wesentlichen durch den geometrischen Querschnitt des Wastegatekanals bestimmt ist (siehe Abb. 4.8 als Beispiel für eine einflutige Turbine). Es bleibt festzuhalten, dass sich das Wastegate zweiflutiger Turbinen mit den folgenden Parametern (Gl. 4.4) beschreiben lässt.

$$A_{s,\text{Fl1}} = f(\overline{\Pi}_{\text{T,ts}}, \Pi_{\text{Strang,tt}}, \theta_{\text{WG}}). \quad (4.4)$$

Hierbei ist es wichtig zu berücksichtigen, dass die Abhängigkeit vom Strangdruckverhältnis $\Pi_{\text{Strang,tt}}$ selbst auch vom Öffnungswinkel θ_{WG} abhängt, nämlich mit größerem Winkel weniger sensitiv wird. Die Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl n_{ATL} und der Turbineneintrittstemperatur T_3 wurde nicht gesondert für die zweiflutige Turbine untersucht. Es wird aber angenommen, dass diese, wie bei der einflutigen Turbine, keinen Einfluss auf den Wastegatedurchfluss haben.

5 Numerische Methoden

5.1 Strömungssimulation mit Hilfe von 3D-CFD

Zur näheren Untersuchung der Strömung der untersuchten Versuchsträger wurden diese mit Hilfe von 3D-CFD untersucht. Für die Simulationen wurde die kommerzielle Software STAR-CCM+ von Siemens in der Version 12.02 verwendet.

Die wichtigsten Modellparameter wurden in Tabelle 5.1 für die einflutige und zweiflutige Turbine zusammengefasst.

Tabelle 5.1: Modellparameter der 3D-CFD Untersuchung für die einflutige und zweiflutige Turbine

| Parameter | einflutige Turbine | zweiflutige Turbine |
|--------------------------|------------------------|--------------------------|
| Netztyp | polyedrisch | polyedrisch |
| Anzahl Prismen-Schichten | 3 - 5 | 3 - 5 |
| Gesamtzellenzahl | $\approx 2 \cdot 10^6$ | $\approx 5,7 \cdot 10^6$ |
| Turbulenzmodell | SST K/ω | SST K/ω |

Zugunsten der Simulationsgeschwindigkeit wird der gesamte Rotor mit dem sogenannten „Frozen Rotor“-Ansatz angenähert. Hierzu werden die Erhaltungsgleichungen für das Volumen um das Laufrad mit einer virtuellen Rotationskomponente gelöst. Die tatsächliche Geometrie steht dabei still. Mithilfe dieser Vereinfachung ist es möglich das Modell stationär statt transient zu berechnen und dennoch hinreichend genaue Ergebnisse zu erhalten. Dies konnte für einflutige Turbinen in [5] und für zweiflutige Turbinen in [57] gezeigt werden.

Im Gegensatz zur Messung am BKP wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad in der 3D-CFD direkt über das an den Schaufeln anliegende Drehmoment M_T bestimmt (siehe Gl. 5.1).

$$\eta_{T,s,CFD} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{P_{s,ts}} \quad (5.1)$$

Die Wände werden als ideal glatt und als adiabat modelliert.

Abbildung 5.1 zeigt die strömungsführende Geometrie des verwendeten Modells der zweiflutigen Turbine (ATL 1) und markiert jeweils in rot, blau und grün die für die Auswertung der Turboladerkenngrößen verwendeten Auswerteebenen. Auf jeder dieser Flächen werden die massen-gemittelten Zustandsgrößen wie bspw. Druck und Temperatur ausgewertet und in die Berechnungsformeln der Turbinenkenngrößen eingesetzt (siehe auch Kap. 2). Auf der linken Abbildung sind die Auswerteebenen auf den Eintrittsflansch der Turbine bzw. stromab der Turbine im Messrohr gelegt. Die, über diese Auswerteebenen aufgespannte Bilanzhülle um die Turbine,

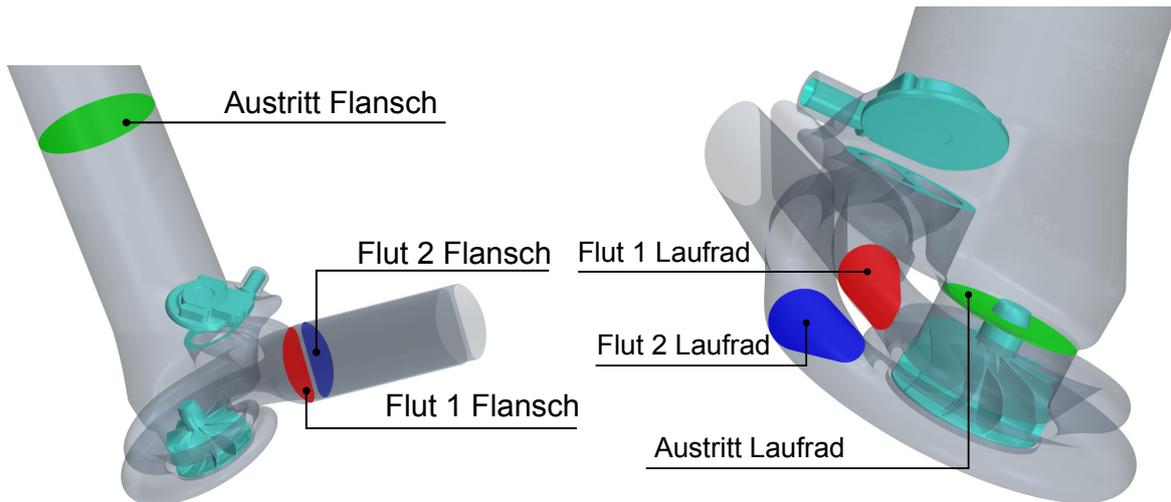


Abbildung 5.1: Graphische Darstellung des 3D-CFD Modells unter Hervorhebung der verwendeten Auswerteebenen für die zweiflutige Turbine (links: Flansch, rechts: Laufrad)

wird im folgenden “Flansch“ genannt und entspricht der Position der Messebenen am konventionellen Brennkammerprüfstand.

Die rechte Abbildung zeigt zwei Auswerteebenen innerhalb der Turbinenvoluten, bzw. unmittelbar nach dem Turbinenrad. Die Auswerteebenen in der Turbinenvolute liegen stromab der WG-Kanäle, jedoch stromauf der Zunge. Somit wird auf diesen Ebenen lediglich der in das Turbinenrad einströmende Massenstrom bilanziert. Durch die Position stromauf der Zunge ist eine klare Zuordnung der beiden Fluten möglich (die Trennung der Fluten ist noch gegeben). Die über diese Auswerteebenen aufgespannte Bilanzhülle um die Turbine wird im folgenden “Laufrad“ genannt und ermöglicht eine Bilanz des Turbinenrades bei geöffnetem WG. Eine solche Auswertung ist am Brennkammerprüfstand nur bedingt möglich, da die Positionierung einer statischen Druckbohrung je nach Geometrie nicht immer möglich ist, bzw. das Strömungsfeld dort inhomogen sein kann. Ein Beispiel für die Positionierung solcher Messstellen ist in Abb. 4.4 für eine einflutige Turbine gezeigt. Die anhand der zweiflutigen Turbine gezeigte Unterscheidung der beiden Bilanzhüllen ist ebenfalls für die einflutige verwendet worden um den Durchsatz und Wirkungsgrad der Turbine bei geöffnetem Wastegate analysieren zu können. Kapitel 6 fasst die 3D-CFD Berechnungen zusammen.

5.2 1D-Motorprozessrechnung

Die 1D-Motorprozessrechnungen wurden mit Hilfe der Software GT-POWER in der Version 7.5 von Gamma Technologies durchgeführt. Die Software ermöglicht die 1-dimensionale Modellierung des Luftpfads durch das Lösen der Massen-, Impuls-, und Energieerhaltungsgleichungen [39]. Komplexere Strömungen, wie beispielsweise innerhalb des Turboladers, können nur schwer abgebildet werden. Aus diesem Grund wird der Turbolader in GT-POWER mit Hilfe von gemessenen (oder 3D-CFD gerechneten) Kennfeldern abgebildet. Abbildung 5.2 gibt einen Überblick über das im Zuge dieser Arbeit aufgebaute Motormodell. Um die Darstel-

lung übersichtlich zu halten wurden einige wenige Elemente hervorgehoben. Auf die Details der Turbinen- und Wastegatemodellierung wird in Kap. 7 eingegangen.

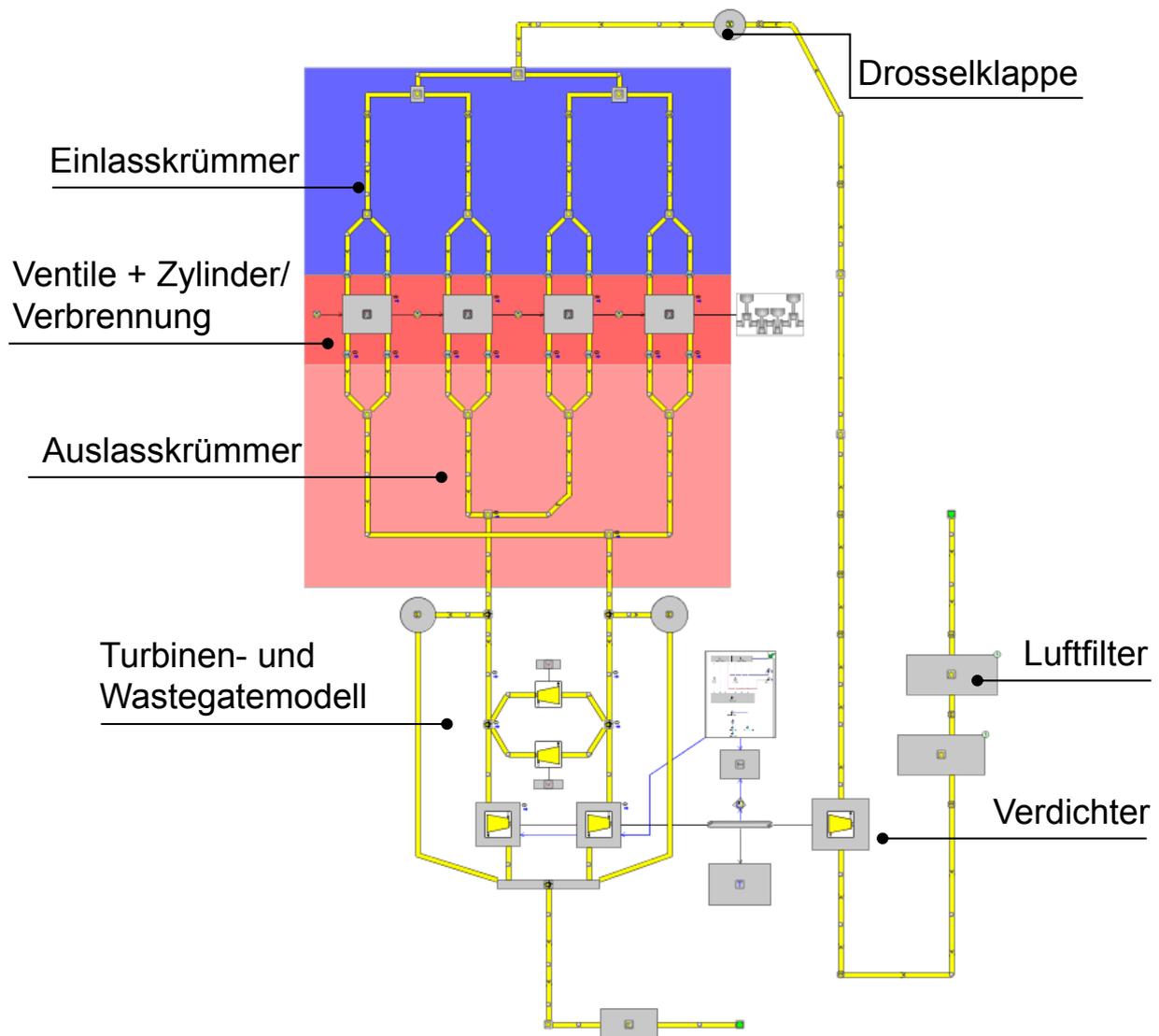


Abbildung 5.2: Vereinfachter Aufbau des verwendeten 1D-Motormodells in der Software GT-POWER von Gamma Technologies

Das in dieser Arbeit (siehe Kap. 7) aufgebaute Motormodell für die Untersuchung der zweiflutigen Turbine wurde mit den folgenden Annahmen erstellt:

- die Verbrennung wird durch eine TPA (three pressure analysis) aus den am Motorprüfstand indizierten Drücken im Saugrohr, im Zylinder und im Abgaskrümmer berechnet und in Form von Brennraten aufgeprägt. Zum bestmöglichen Abgleich der Zylinderdruckverläufe wurde die Brennrate für jeden Zylinder gesondert berechnet.
- Die Wärmeübergänge im Brennraum werden mit Hilfe der empirischen Korrelationen nach Woschni berechnet [84].

- die zweiflutige Turbine wird mit dem von Lückmann erarbeiteten Modell [49] und extrapolierten Turbinenkennfeldern modelliert.
- Ein Modell für zweiflutige Wastegates wird aufbauend auf den Ergebnissen aus Kap. 4.2 und Kap. 6 erstellt.

Mit Hilfe des Motormodells wird in Kap. 7 der Einfluss der Wastegatemodellierung bei zweiflutigen Turbinen auf den Ladungswechsel quantifiziert.

6 Numerische Ergebnisse der 3D-CFD Simulationen

Im folgenden Kapitel sollen die Ergebnisse der 3D-CFD Untersuchungen am Abblaseventil vorgestellt werden.

- Analyse der Abhängigkeit des Wastegatedurchflusses vom Druckverhältnis über dem Wastegate
- Einfluss der Abgastemperaturen auf das Durchflussverhalten des Wastegates
- Untersuchung des Turbinenwirkungsgrades bei geöffnetem WG für einflutige Turbinen
- Analyse der lokalen Interaktion der beiden WG-Kanäle bei zweiflutigen Turbinen mit Bezug auf die in Kap. 4 vorgestellten Ergebnisse
- Untersuchung des Turbinenwirkungsgrades bei geöffnetem Wastegate für zweiflutige Turbinen

6.1 Untersuchungen des Wastegateverhaltens bei einflutigen Turbinen

Die in Kap. 6.1 gezeigten 3D-CFD Simulationen wurden mit Hilfe von Druck-Druck Randbedingungen durchgeführt. Hierbei wurde der Druck am Austritt des Turbinengehäuses auf einen statischen Druck von $p_{4,st} = 1013 \text{ mbar}$ vorgegeben und der Totaldruck am Eintritt so variiert, dass sich das gewünschte Druckverhältnis über der Bilanzhülle "Flansch" ergibt. Das Niveau von $p_{4,st}$ ist hierbei im Vergleich zur Messung von untergeordneter Priorität, da der isentrope Wirkungsgrad mit Hilfe des Drehmoments an den Turbinenschaufeln und des anliegenden lokalen Druckverhältnisses bestimmt werden kann. Reibungseffekte aus der Lagerung des Turboladers, wie bspw. der Axial Schub, treten bei den 3D-CFD Simulationen nicht auf. Der Einfluss der Turbinendrehzahl und damit des Zentrifugalfelds auf das Durchsatzverhalten des Wastegates wurde bereits durch die Messungen in Kap. 4 ausgeschlossen, sodass die Simulationen jeweils nur bei einer konstanten Turbinendrehzahl durchgeführt wurden. Die Auswertung des isentropen Strömungsquerschnitts $A_{3,s}$ erfolgt über die Auswerteebenen im Messrohr (Flansch) gemäß der in Kap. 2 vorgestellten Berechnungsvorschrift.

6.1.1 Analyse der Druckverhältnisabhängigkeit der Wastegateströmung bei einflutigen Turbinen

Zur weiteren Untersuchung der Druckverhältnisabhängigkeit der Wastegateströmung wurde ein 3D-CFD Modell der einflutigen Turbine erstellt. Die CAD-Geometrie entstammt hierbei einem optischen 3D-Scan der Turbine, welche bei den Messungen in Kap. 4 verwendet wurde.

Dadurch, dass sich in der 3D-CFD an jeder beliebigen Stelle die Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur aber auch der Massenstrom auswerten lassen, wurde das Modell für die vollständi-

ge Turbinenstufe (also mit Turbinenrad und Volute) aufgebaut. In Analogie zur Messung wurden Betriebspunkte für unterschiedliche Druckverhältnisse und Öffnungswinkel des Wastegates simuliert. Die Eintrittstemperatur der Turbine wurde auf $T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$ gesetzt und die Turbo-laderdrehzahl auf $n_{T,\text{red}} = 6097 \text{ min}^{-1} / \sqrt{K}$ eingestellt.

Abbildung 6.1 zeigt die Ergebnisse des isentropen Strömungsquerschnitts über dem inversen Druckverhältnis. Ähnlich wie bei der Messung steigt der isentrope Strömungsquerschnitt mit kleiner werdendem inversen Druckverhältnis an. Für größere Öffnungswinkel nähern sich die Verläufe stärker an.

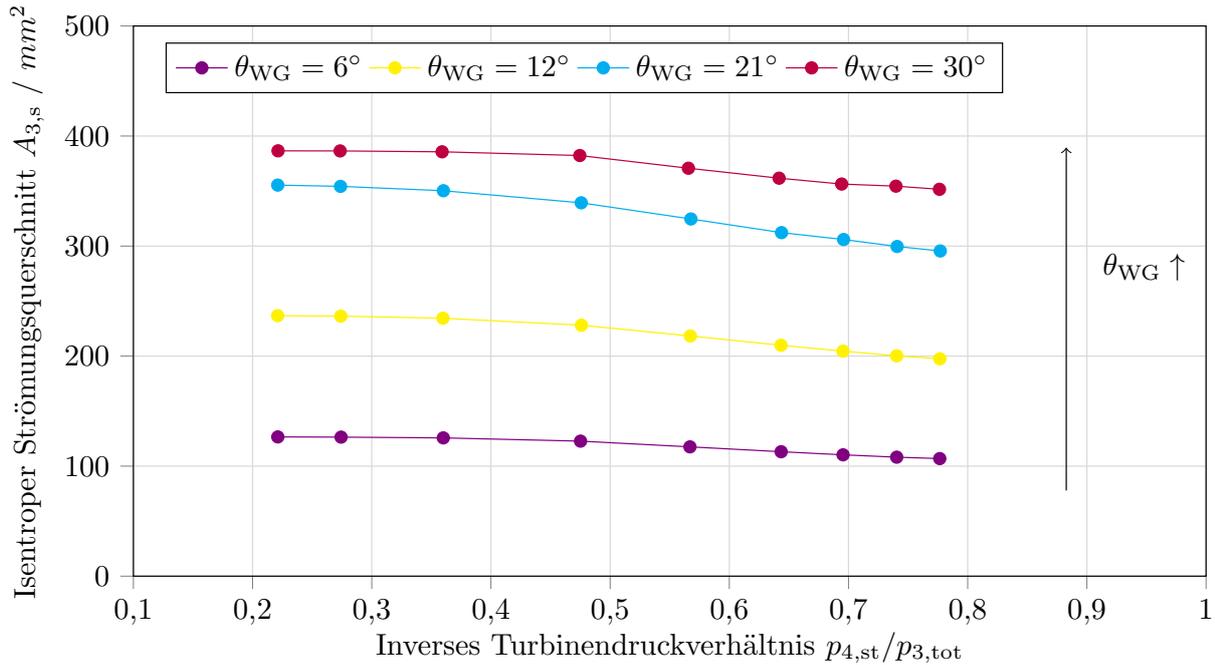


Abbildung 6.1: Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegates für die CFD Simulationen einer einflutigen Turbine mit kompletter Turbinenstufe bei unterschiedlichen Öffnungswinkeln θ_{WG} und Druckverhältnissen $\Pi_{T,ts}$

Für die Simulation mit $\theta_{WG} = 30^\circ$ zeigt sich weiterhin eine Unabhängigkeit des isentropen Strömungsquerschnitts vom Turbinendruckverhältnisses bis zu einem inversen Druckverhältnis von $p_{4,st}/p_{3,tot} = 0,36$. Dies lässt darauf schließen, dass sich die Strömung im Kanal vollständig ausgebildet hat und der Deckel keinerlei Querbeeinflussung mehr erzeugt.

Um die auftretenden Effekte und Strömungsprofile im Kanal und am Deckel näher analysieren zu können, wurde eine Auswertung der lokalen Mach-Zahl für zwei Schnitte durch das Turbinengehäuse durchgeführt. Abbildung 6.2 zeigt diese Auswerteebenen für unterschiedliche Öffnungswinkel und Druckverhältnisse.

Beginnend mit der Darstellung für das kleinste Druckverhältnis (jeweils das Bild ganz oben), zeigt sich sowohl für $\theta_{WG} = 12^\circ$ als auch für $\theta_{WG} = 21^\circ$ eine Strömungsablösung beim Übergang von der Volute in den Wastegatekanal. Durch die Ablösung entsteht ein Totwassergebiet, in welchem geringe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. In diesen Bereichen ist der Mas-

senstrom folglich gering. Für ein Druckverhältnis von $p_{3,tot}/p_{4,st} = 2,1$ (mittlere Bilder) wird das Todwassergebiet bereits kleiner und die Strömungsgeschwindigkeiten in diesem Bereich steigen an. Hierdurch lässt sich eine Vergrößerung der genutzten Strömungsfläche (isentropen Strömungsquerschnitt) verzeichnen.

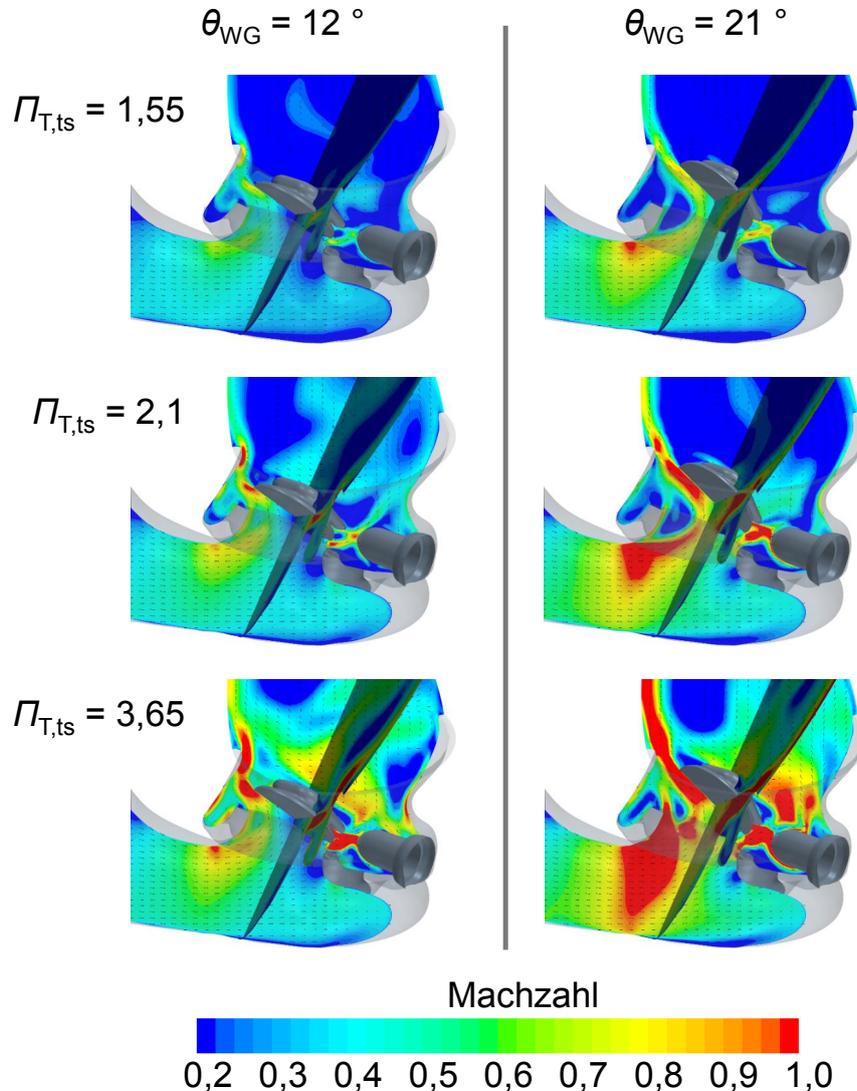


Abbildung 6.2: Visualisierung der lokalen Mach-Zahl an der Wastegateabzweigung für unterschiedliche Betriebspunkte und Öffnungswinkel (komplette Turbinenstufe)

Wird die durchflusslimitierende Stelle für die unterschiedlichen Öffnungswinkel betrachtet, so stellt man fest, dass diese für 12° wie zu erwarten zwischen Wastegatedeckel und Sitz zu finden ist. Für die weiter geöffnete Stellung 21° zeigt sich für $\Pi_{T,ts} \geq 2,1$ sowohl bei der Auswertung des $A_{3,s}$ in Abb. 6.1, als auch für die Auswertung der Mach-Zahl in Abb. 6.2 ein verstärkt stopfendes Verhalten. Interessanterweise stellt sich für sehr hohe Druckverhältnisse und Öffnungswinkel eine zusätzliche Drosselstelle innerhalb der Turbinenvolute (stromab der Wastegateabzweigung) ein. Durch diese Tatsache lässt sich auch der konstante $A_{3,s}$ bei hohen Druckverhältnissen und Winkeln in Abb. 6.1 erklären.

6.1.2 Einfluss der Abgastemperaturen auf das Durchflussverhalten des Wastegates

Um den Einfluss der Turbineneintrittstemperatur für einen konstanten Öffnungswinkel des Wastegates analysieren zu können, bieten sich ebenfalls 3D-CFD Simulationen an. Während der Messungen am Brennkammerprüfstand kommt es unweigerlich zu einer thermischen Ausdehnung innerhalb der Wastegatekinematik. Diese könnte zu einer Veränderung des geometrischen Öffnungswinkels des Wastegates und somit einer Veränderung des Durchflusses führen. Hier bietet die 3D-CFD einen wesentlichen Vorteil, da man in der Lage ist die Änderung des isentropen Strömungsquerschnitts für einen fixen Wastegatewinkel und unterschiedliche Temperaturen ohne etwaige Querbeeinflussungen zu analysieren.

Abbildung 6.3 zeigt den Verlauf des isentropen Strömungsquerschnitts über dem inversen Turbinendruckverhältnis bei einem Wastegatewinkel von $\theta_{WG} = 12^\circ$ und unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen ($T_{3,tot} = 300^\circ\text{C}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$ und $T_{3,tot} = 900^\circ\text{C}$).

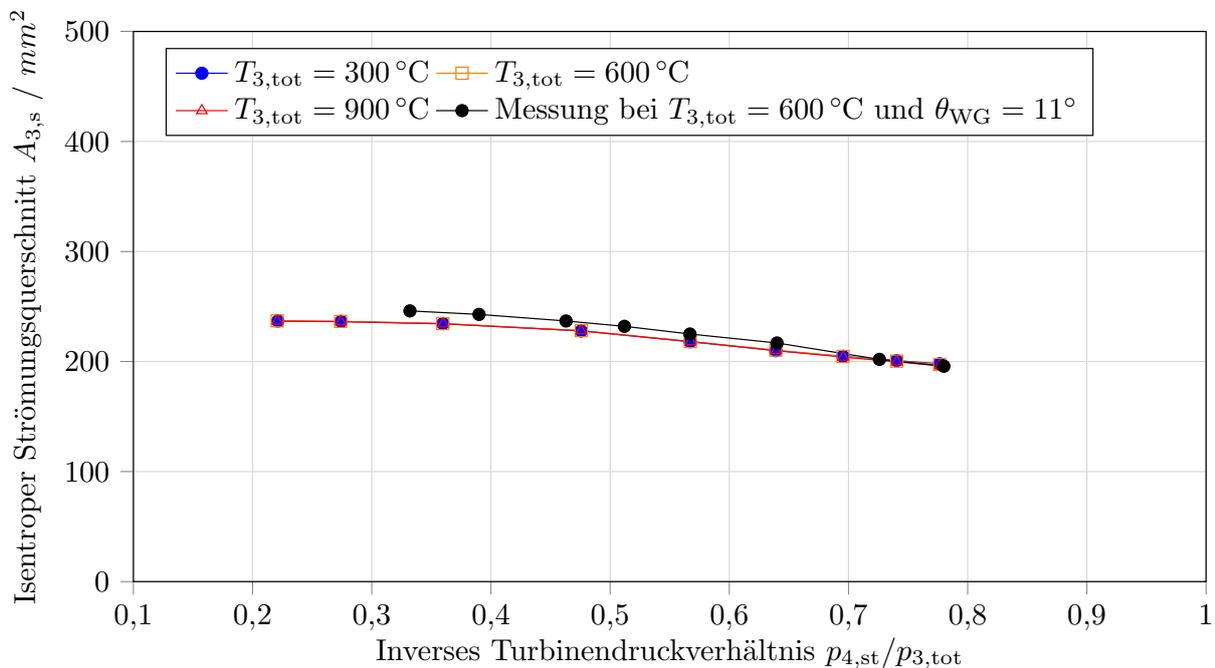


Abbildung 6.3: Isentropen Strömungsquerschnitt des Wastegates für die CFD Simulationen einer einflutigen Turbine bei $\theta_{WG} = 12^\circ$ und unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen $T_{3,tot}$ (komplette Turbinenstufe)

Bei den unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen wurde darauf geachtet die reduzierte Turbinendrehzahl in allen drei Fällen auf $n_{T,red} = 6097 \text{ min}^{-1} / \sqrt{K}$ einzustellen. Hierzu musste bei den Simulationen mit $T_{3,tot} = 300^\circ\text{C}$ eine entsprechend geringere und bei Simulationen mit $T_{3,tot} = 900^\circ\text{C}$ eine höhere Turboladerdrehzahl n_{ATL} eingestellt werden.

Abbildung 6.3 zeigt, dass der Einfluss der Eintrittstemperatur sehr gering ist. Insbesondere für höhere Druckverhältnisse (kleinere inverse Druckverhältnisse) zeigt sich eine gute Übereinstimmung. Für sehr geringe Druckverhältnisse beträgt die max. Abweichung rund 1%. Neben der

isolierten Untersuchung des Einflusses der Turbineneintrittstemperatur auf den isentropen Strömungsquerschnitt des Wastegates lässt sich in Abb. 6.3 auch ein Messungs-Rechnungs-Abgleich durchführen. Hierzu wurden die Messergebnisse der Untersuchung mit der kompletten Turbinenstufe ($T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$) bei einem Öffnungswinkel von $\theta_{\text{WG}} = 11^\circ$ (siehe Abb. 4.5) in das Diagramm eingefügt.

Unter Berücksichtigung der folgenden Punkte zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung:

- Überlagerung der folgenden Effekte:
 - In der 3D-CFD wird die Wandrauigkeit als ideal glatt angenommen, wodurch zunächst ein höheres $A_{3,s}$ bei sonst gleichen Randbedingungen zu erwarten ist.
 - Das reale Wastegatesystem ist spielbehaftet, somit lässt sich aufgrund eines eingestellten Winkels am äußeren Hebel keine 100% Vorhersage des Winkels zwischen Wastegatedeckel und Sitz machen. Der Deckel wird in jedem Fall weiter aufgedrückt wodurch sich der Strömungsquerschnitt vergrößert.
 - Wie oben bereits erwähnt, ist die Messung von der thermischen Ausdehnung der Wastegatekinematik betroffen.
 - Da die Simulationen mit einem 3D-Scan der realen Geometrie durchgeführt wurden, sind kleine Unterschiede in der zurückgeführten Geometrie zu erwarten.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass die Messung und Simulation sowohl ein vergleichbares Absolutniveau des isentropen Strömungsquerschnitts als auch eine ähnliche Ausprägung der Druckverhältnisabhängigkeit zeigen (hier Messung etwas stärker ausgeprägt).

6.1.3 Einfluss des Wastegates auf das Turbinenverhalten bei einflutigen Turbinen

Für die Modellierung von einflutigen Turbinen in Betriebspunkten mit geöffnetem Wastegate muss ebenfalls untersucht werden, welchen Einfluss das Öffnen des Wastegates auf den Durchfluss und den Wirkungsgrad des Turbinenrades hat. Dies ist zu untersuchen, da es durch das Öffnen des Wastegates zu einem geänderten Strömungsbild vor und hinter dem Laufrad kommen kann, was einen Einfluss auf die Aerodynamik haben kann, und somit ggf. für die 1D-Motorprozessrechnung berücksichtigt werden sollte. Hierzu lässt sich sowohl der reduzierte Massenstrom, als auch der Turbinenwirkungsgrad für unterschiedliche Öffnungswinkel und Druckverhältnisse auswerten. Als Drehzahl wurde für diese Untersuchung ebenfalls $n_{\text{T,red}} = 6097 \text{ min}^{-1} / \sqrt{K}$ bei einer Turbineneintrittstemperatur von $T_{3,\text{tot}} = 600^\circ\text{C}$ gewählt. Die folgende Auswertung entstammt den selben Simulationen, welche bereits für die Abb. 6.1 verwendet wurden.

In einem ersten Schritt wird sowohl der Durchfluss, als auch der Wirkungsgrad für die kompletten Turbinenstufe ausgewertet. Die verwendeten Gleichungen zur Berechnung dieser Größen sind Kap. 5 zu entnehmen. Abbildung 6.4 zeigt den reduzierten Massenstrom der Stufe $\dot{m}_{\text{T,red}}$ und Abb. 6.5 den Turbinenwirkungsgrad $\eta_{\text{T,s}}$ der kompletten Stufe. Wie zu erwarten, ergibt sich für größere Öffnungswinkel des Wastegates ein Anstieg im Durchsatz. Da der Gesamtmassenstrom durch die Stufe verwendet wird, um die Leistungsbilanz der Turbine zu bilden (siehe Gl. 5.1), sinkt der scheinbare Wirkungsgrad der Turbinenstufe ab.

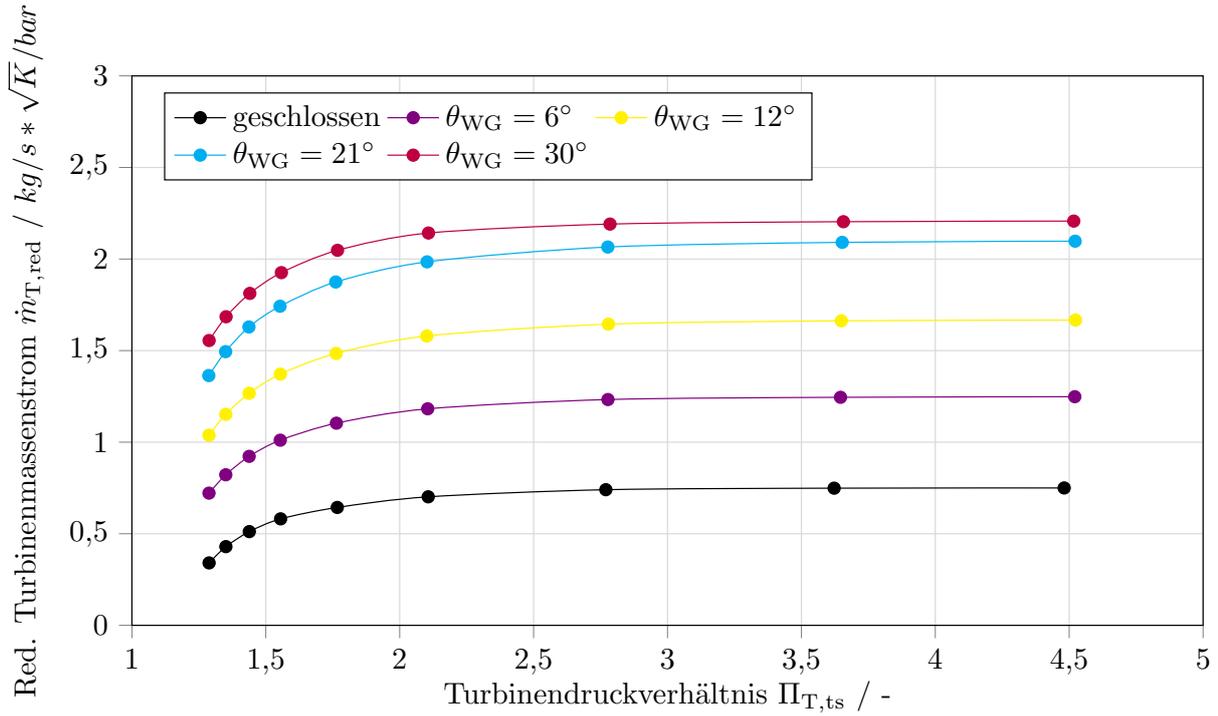


Abbildung 6.4: Auswertung des reduzierten Turbinenmassenstroms $\dot{m}_{T,red}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation)

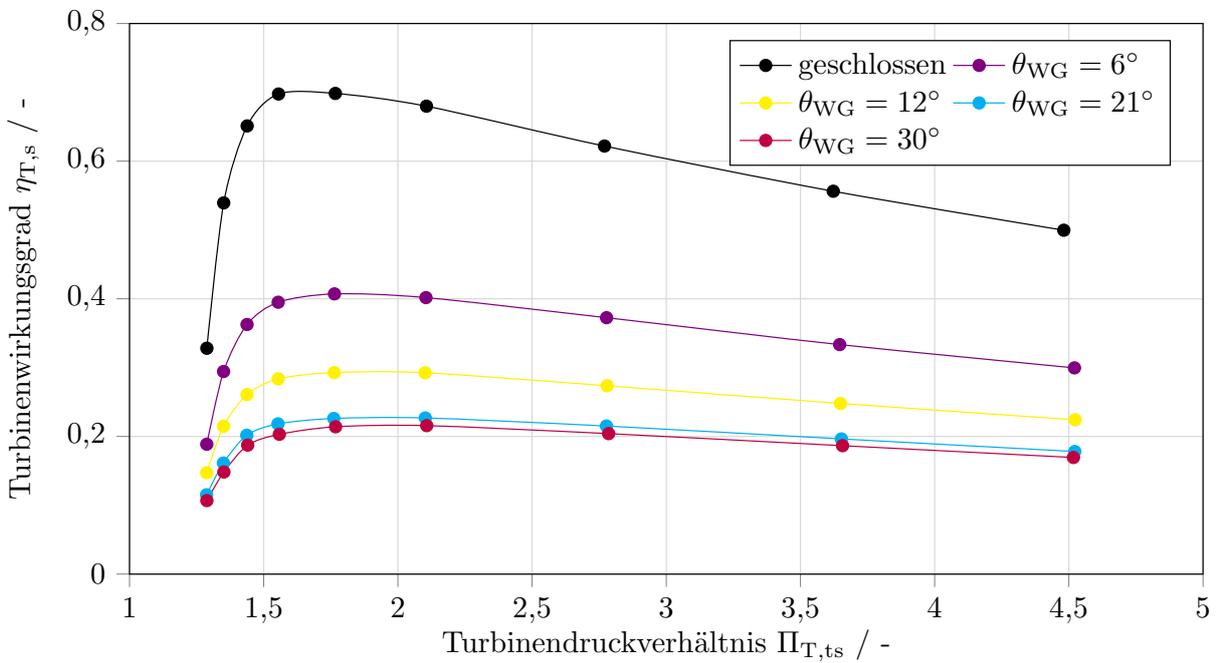


Abbildung 6.5: Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{T,s}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation)

Da lediglich das durch das Laufrad geführte Abgas seine Energie an die Turbine abgeben kann, ist es zielführend den Wirkungsgrad und das Durchsatzverhalten des Turbinenlaufrads gesondert auszuwerten. Hierzu werden die in Kap. 5 eingeführten Auswerteebenen für das Laufrad genutzt. Die Ergebnisse dieser Auswertung sind in Abb. 6.6 und Abb. 6.7 in Form des Durchflusses und Wirkungsgrads des Laufrades dargestellt.

Es zeigt sich für diese Auswerteebene für alle Öffnungswinkel des Wastegates praktisch der gleiche Wirkungsgradverlauf und das gleiche Durchflussverhalten des Turbinenrades. Die maximale Abweichung beträgt $\Delta\eta_{T,LR,s,max} < 0,5\%$ – Punkte. Auffällig ist, dass sich durch den Wechsel der Bilanzhülle (von Flansch zu Laufrad) ein höheres Druckverhältnis (total-statisch) über das Laufrad einstellt. Dies liegt daran, dass es zwischen dem Laufradaustritt und dem Flanschaustritt zu einer Druckrückgewinnung kommt. Abbildung 6.8 zeigt den Verlauf des statischen und totalen Drucks entlang eines Stromfadens durch die Turbine. Exemplarisch wurde der folgende Punkt nahe des Wirkungsgradmaximums gewählt: $\Pi_{T,ts} = 1,76$ und $\theta_{WG} = 12^\circ$.

Durch die Berücksichtigung dieser Druckrückgewinnung in die Auswertung des Wirkungsgrades, erklärt sich die Absenkung des Wirkungsgrades von max. 2%-Punkten von $\eta_{T,s,max} = 0,7$ zu $\eta_{T,LR,s,max} = 0,68$ (siehe Abb. 6.5 zu Abb. 6.7).

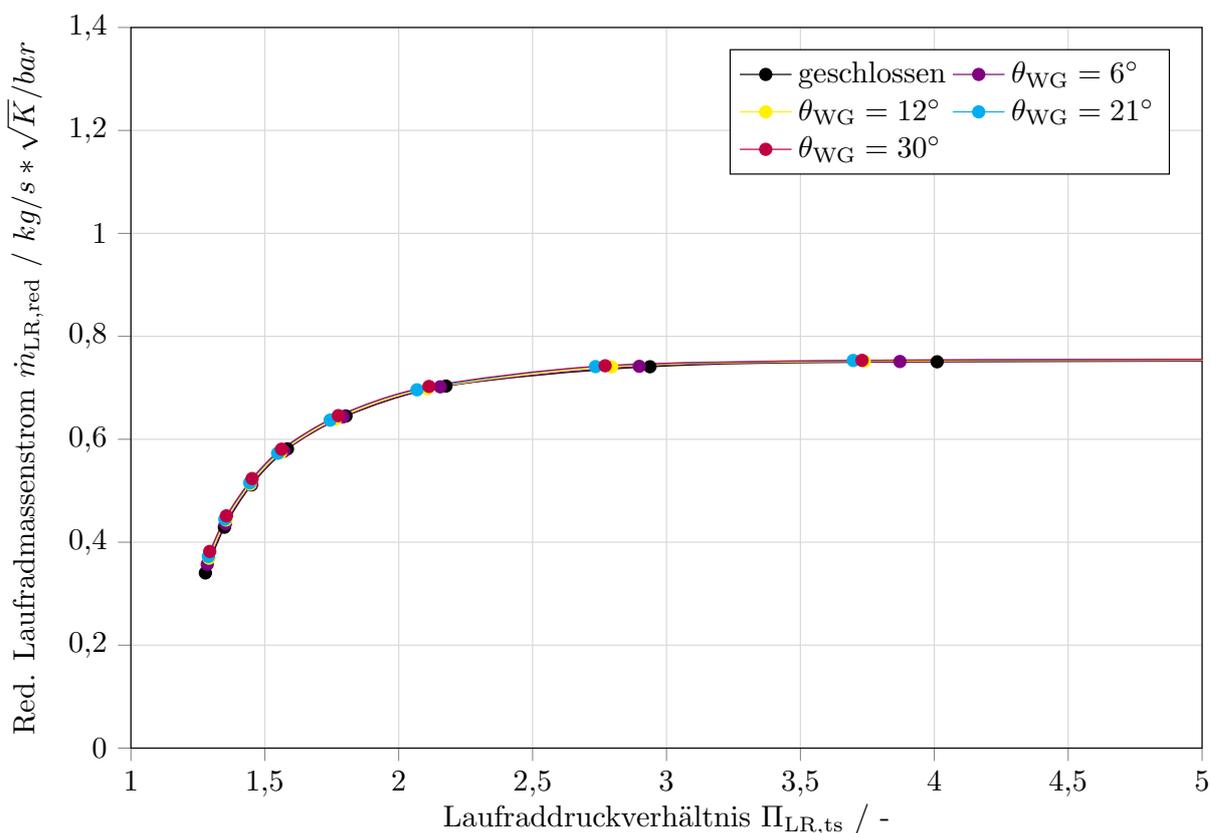


Abbildung 6.6: Auswertung des reduzierten Laufradmassenstroms $\dot{m}_{LR,red}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation)

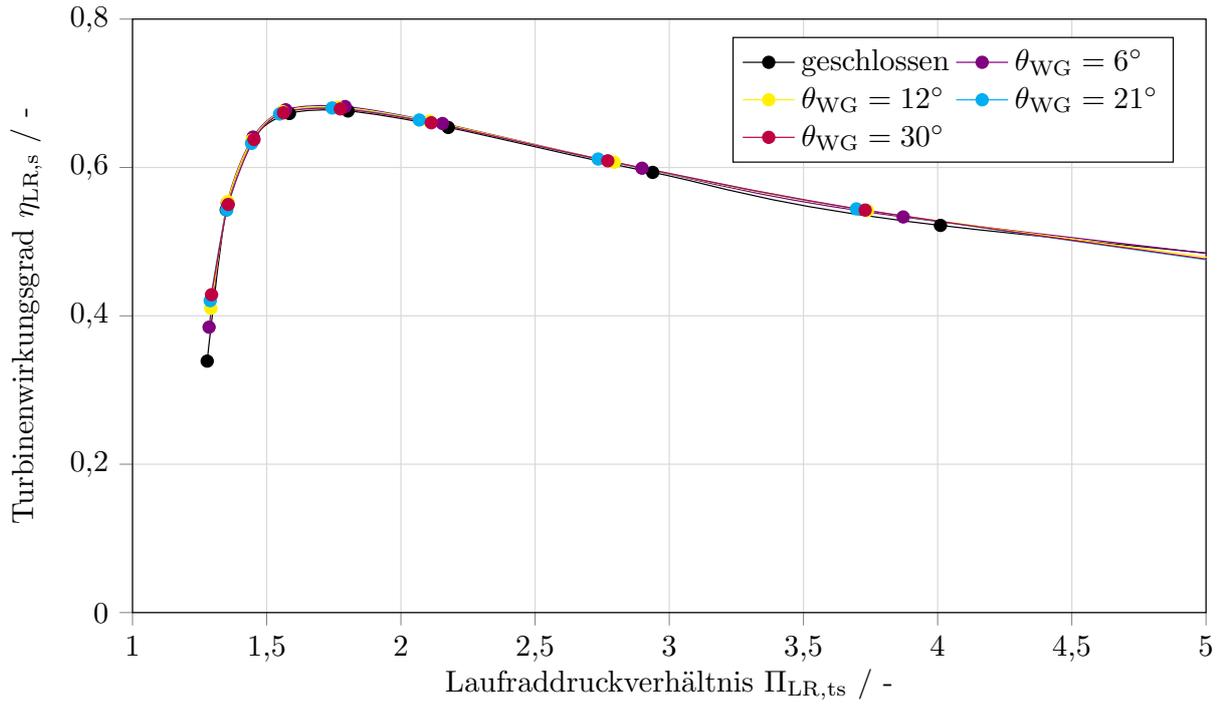


Abbildung 6.7: Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{LR,s}$ für unterschiedliche Wastegatewinkel θ_{WG} (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation)

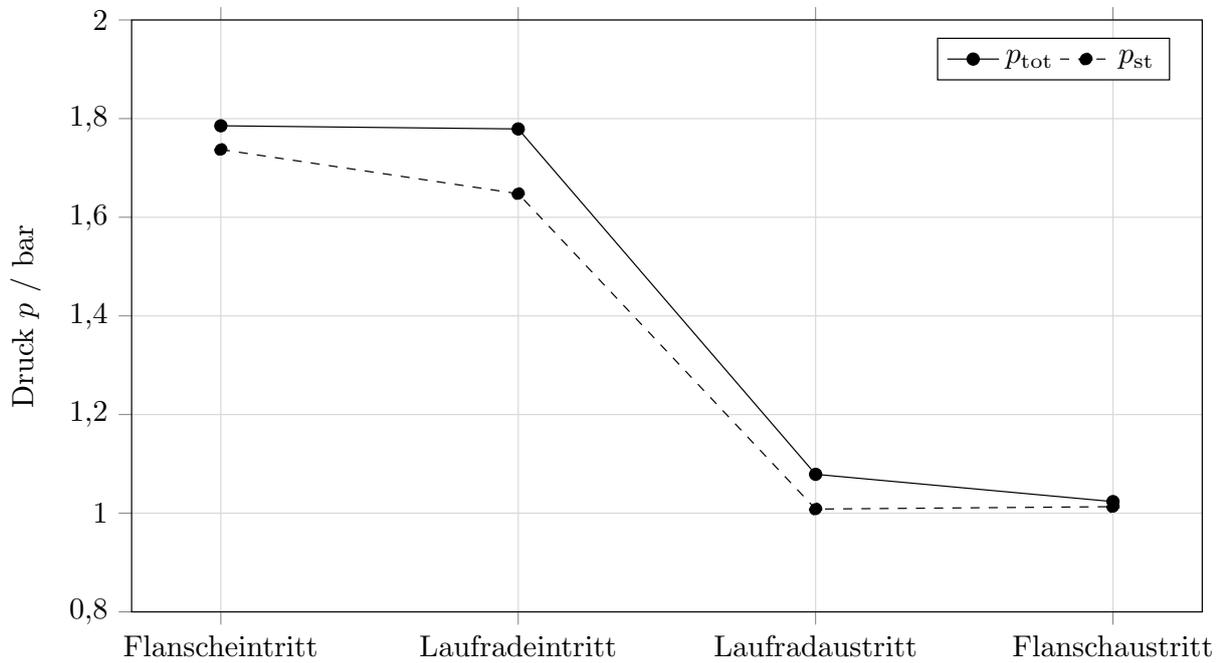


Abbildung 6.8: Auswertung des totalen und statischen Drucks an vier unterschiedlichen Auswerteebenen entlang des Strömungspfades der Turbine für $\Pi_{T,ts} = 1,76$ und $\theta_{WG} = 12^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation)

Für die Umsetzung einer Modellierung einflutiger Turbinen in der 1D-Motorprozessrechnung ergeben sich auf Basis der erzielten Ergebnisse die folgenden Hinweise:

- Der Durchsatz des Turbinenrades kann (bereits etabliert) durch Messungen am BKP mit geschlossenem Wastegate gemessen und direkt in der Prozessrechnung verwendet werden.
- Der Wirkungsgrad der Turbine kann ebenfalls durch Messungen am BKP mit geschlossenem Wastegate abgebildet werden.
- Aufgrund des geringen Totaldruckverlusts am Eintritt der Turbine kann für die Messung des Wirkungsgrads und des Durchflusses der Turbine die Auswertung über die Bilanzhülle "Flansch" erfolgen.
- Die Modellierung des Wastegates erfolgt durch das Aufprägen eines vom Druckverhältnis (über die Bilanzhülle Flansch berechnet) abhängigen isentropen Strömungsquerschnitts, welcher in einem Rohrstück als Bypass um die Turbine hinterlegt wird. Hierzu muss für jeden Zeitschritt innerhalb eines Zykluses das Druckverhältnis berechnet werden, um den isentropen Strömungsquerschnitt entsprechend auszulesen.

Die gewonnenen Ergebnisse bestätigen, dass die Annahme eines konstanten Turbinenwirkungsgrads und Durchsatzes mit hoher Genauigkeit für den untersuchten Versuchsträger gültig ist. Aufgrund der großen Vielfalt der konstruktiven Umsetzungen der Zusammenführung von Laufrad- und Wastegatestrom, kann diese Aussage jedoch nicht allgemeingültig getroffen werden.

Zur Verdeutlichung der Auswirkung geänderter Zusammenführungen, wurden CFD Untersuchungen an einem Turbolader vergleichbarer Größenordnung und Anwendung durchgeführt. Beide Turbolader werden jeweils als Schnitt durch ein CFD-Netz sowie als Fotos der realen Hardware in Abb. 6.9 dargestellt.

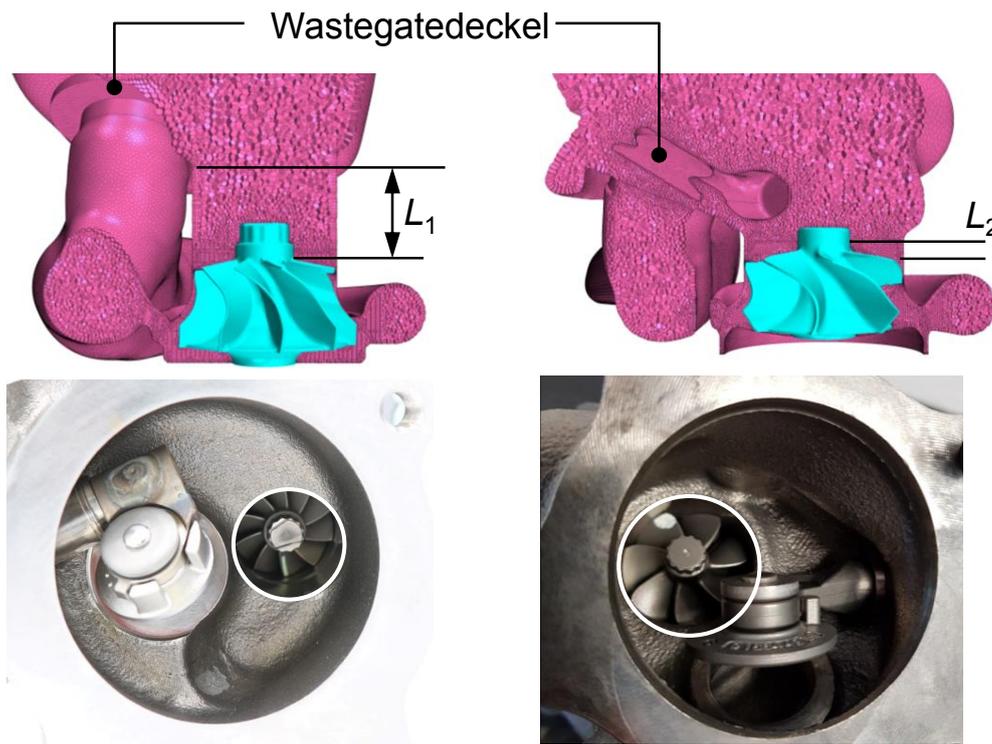


Abbildung 6.9: Vergleich zweier unterschiedlicher Designausführungen der Zusammenführung des Laufrad- und Wastegatemassenstroms (links: Versuchsträger ATL 2, rechts: kompaktes Design)

Der offensichtliche Unterschied liegt in der Länge des zylindrischen Teils am Austritt des Laufrades. Die bisher gezeigten Untersuchungen wurden mit dem linken ATL durchgeführt. Dieser zeigt ein deutlich längeres und damit ungestörteres Abströmen aus der Turbine ($L_1 > L_2$). Beim rechten Design liegen Laufrad- und Wastegateaustritt nahezu auf einer Ebene. Weiterhin liegt ein größerer Querschnittsprung im Bereich der Zusammenführung mit dem Wastegate vor (siehe Fotos).

Ein weiterer Unterschied zeigt sich bei der Lage der Rotationsachse des Wastegatedeckels. Hier öffnet das rechte Wastegate zur Wand (dem Laufrad abgewandt) und das linke Wastegate parallel zum Laufrad.

Abbildung 6.10 zeigt den statischen Druck am Austritt des Turbinenrades des kompakten Desi-

gns (rechts) für zwei unterschiedliche Öffnungswinkel $\theta_{WG} = 4^\circ$ und $\theta_{WG} = 15^\circ$. Der Betriebspunkt wurde für beide Öffnungswinkel gleich gehalten: $\Pi_{T,ts} = 1,77$, $n_{T,red} = 6430 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$. Wie schon bei ATL 2, wurde auch hier eine Simulation mit stehendem Laufrad (Frozen Rotor) gewählt. Der Vorteil liegt in der besseren Visualisierung der Verblockungseffekte und deren Einfluss auf die Schaufelströmung. Bei dem gewählten Betriebspunkt ist die Zeit für den Massendurchsatz durch einen Schaufelkanal in der gleichen Größenordnung wie die Zeit für eine Rotorumdrehung. Das heißt, ein durch die Schaufeln strömendes Teilchen nimmt die Störung einmal wahr.

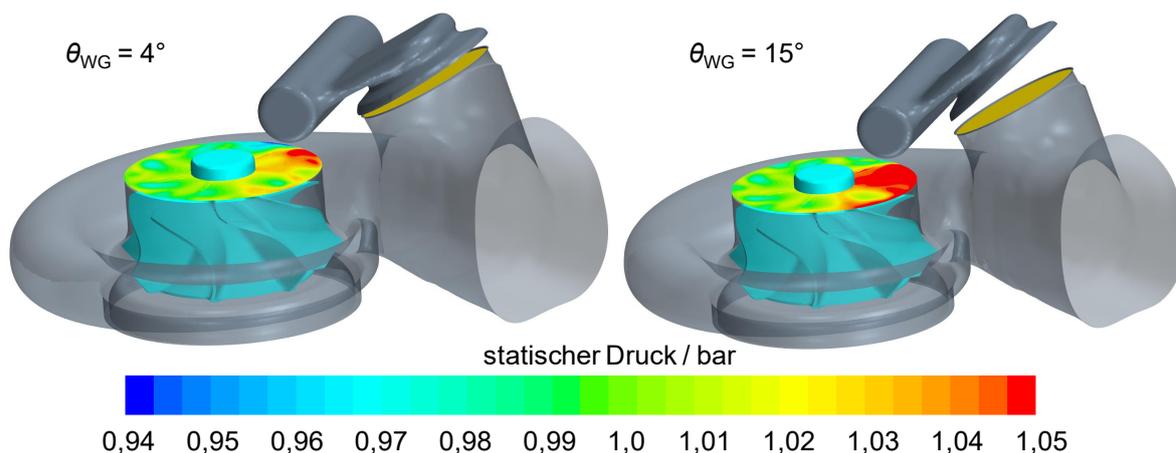


Abbildung 6.10: Auswertung des statischen Drucks am Austritt des Turbinenrades für eine einflutige Turbine mit kompaktem Wastegatedesign für $\theta_{WG} = 4^\circ$ links und $\theta_{WG} = 15^\circ$ rechts

In diesem Betriebspunkt zeigt der Versuchsträger für die gewählte Drehzahl sein Wirkungsgradmaximum. Es wird deutlich, dass sich durch das Ausströmen des Wastegates eine lokale Ungleichverteilung des Drucks einstellt. Als Resultat ergibt sich ebenfalls ein für jeden Schaufelkanal unterschiedliches Druckverhältnis und Drehmoment.

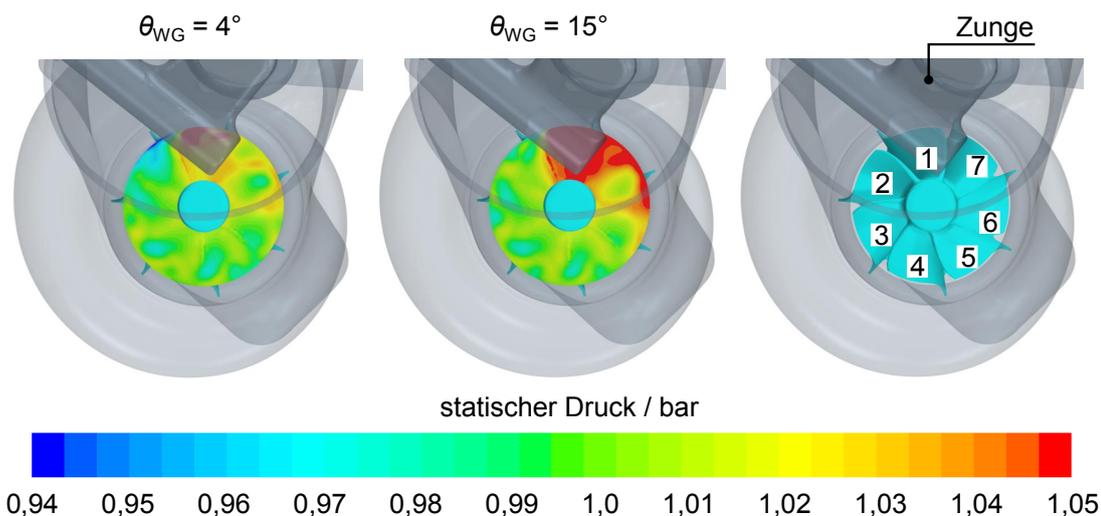


Abbildung 6.11: Auswertung des statischen Drucks am Austritt des Turbinenrades für eine einflutige Turbine mit unvorteilhaftem Wastegatedesign für $\theta_{WG} = 4^\circ$ links und $\theta_{WG} = 15^\circ$ rechts

Zur besseren Verdeutlichung dieser Effekte, zeigt Abb. 6.11 nochmals die statische Druckverteilung am Laufradaustritt als Draufsicht. Insbesondere die Schaufelkanäle 1 und 7 zeigen bei der Simulation mit $\theta_{WG} = 15^\circ$ einen lokalen Anstieg des Austrittsdrucks, wodurch das Druckverhältnis über diesen Schaufeln niedriger ist als das der Restlichen.

Das Drehmoment der Schaufeln lässt sich über die Integration der an der Schaufel Druck- und Saugseite angreifenden Drücke auswerten. In Abb. 6.12 sind die Ergebnisse dieser Auswertung dargestellt. Ausgehend von Schaufel 3, d.h. genau gegenüber der Wastegateposition ergibt sich ein über den Verlauf der Volute zunächst abfallendes Drehmoment. Der Gradient des Drehmomentverlaufs über dem Umfang bzw. hier über der Schaufelnummer ist ein Resultat der Volutenauslegung (siehe [49]). Grundsätzlich kann der Verlauf des Drehmoments durch die verstärkte Einschnürung der Strömung und damit durch den über dem Umfang abnehmendem Massenstrom in das Laufrad beeinflusst werden. Wie in Abb. 6.11 rechts zu sehen, hat Schaufel 1 (für die untersuchte Position des Rotors) den ersten voll beaufschlagten Schaufelkanal nach der Zunge. Wie durch die starke Verblockung bei $\theta_{WG} = 15^\circ$ (Abb. 6.11 Mitte) zu erwarten, zeigt Schaufel 1 bei einem Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 15^\circ$ ein um 30% reduziertes Drehmoment im Vergleich zur Simulation mit einem Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 4^\circ$.

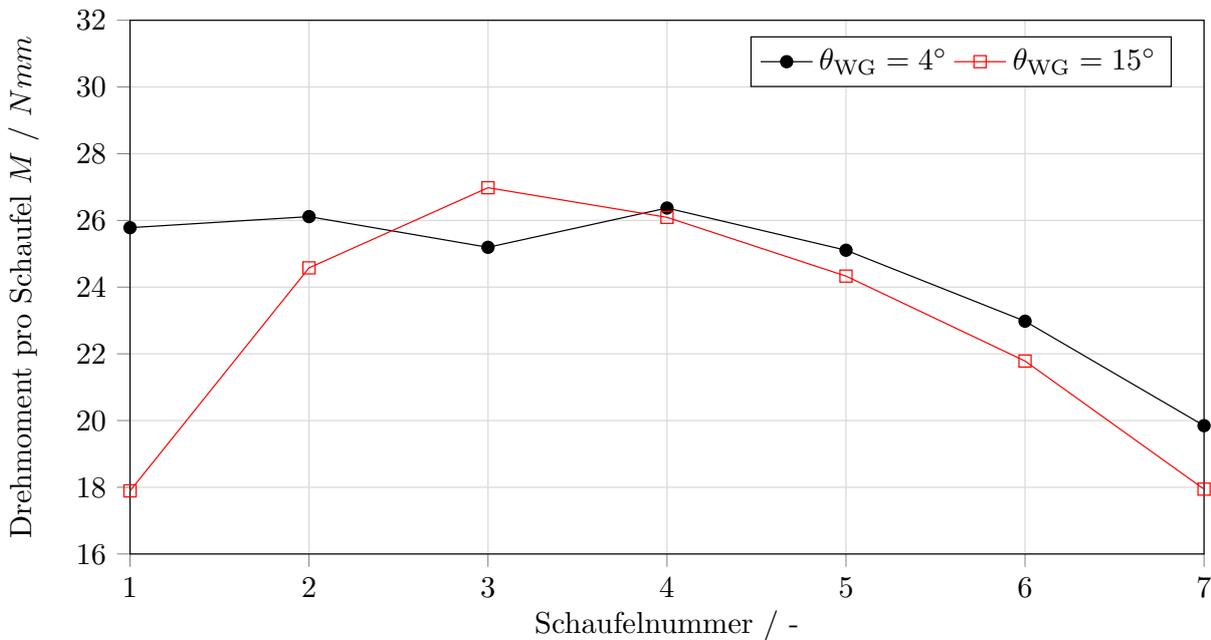


Abbildung 6.12: Auswertung des Drehmoments der einzelnen Schaufeln für die Simulation bei $\theta_{WG} = 4^\circ$ und $\theta_{WG} = 15^\circ$ für $\Pi_{T,ts} = 1,77$, $n_{T,red} = 6430 \text{ min}^{-1} / \sqrt{K}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$

Die meisten Schaufelkanäle liegen für $\theta_{WG} = 15^\circ$ ebenfalls leicht unterhalb der Ergebnisse mit $\theta_{WG} = 4^\circ$.

Aufgrund des sonst gleichen mittleren Druckverhältnisses über dem Turbinenrad ergibt sich als Konsequenz ein reduzierter Turbinenwirkungsgrad. Dieser Abfall des Wirkungsgrads durch die Verblockung des Turbinenaustritts beträgt für den untersuchten Betriebspunkt $\Delta\eta_{LR,s} = 1,6\%$ – Punkte. Um neben dem Fall mit stehendem Laufrad auch das Verhalten mit drehendem Laufrad analysieren zu können, wurden weitere transiente Simulationen mit sonst gleichen

Randbedingungen durchgeführt. Hierbei wurde das Turbinenrad in Inkrementen von 1° gedreht und das Strömungsfeld mit Hilfe von internen Iterationen gelöst.

Abbildung 6.13 zeigt den Verlauf des Drehmoments von Schaufel 1 für den untersuchten Betriebspunkt jeweils bei $\theta_{WG} = 4^\circ$ und $\theta_{WG} = 15^\circ$. Wie in der eingebetteten Abbildung gezeigt, markiert die Zunge den Start einer Umdrehung. Ähnlich wie bei der Simulation mit stehendem Rad zeigt das Drehmoment bei $\theta_{WG} = 15^\circ$ für fast alle Drehwinkel einen geringeren Wert. Insbesondere im Bereich unmittelbar hinter der Zunge ergeben sich die größten Unterschiede (Vgl. Schaufel 1 und 2 in Abb. 6.12). Aus den gezeigten unterschieden im Drehmoment ergibt sich ebenfalls ein Wirkungsgradverlust, welcher vergleichbar zur Simulation mit stehendem Laufrad ist, $\Delta\eta_{LR,s} = 1,8\% - \text{Punkten}$.

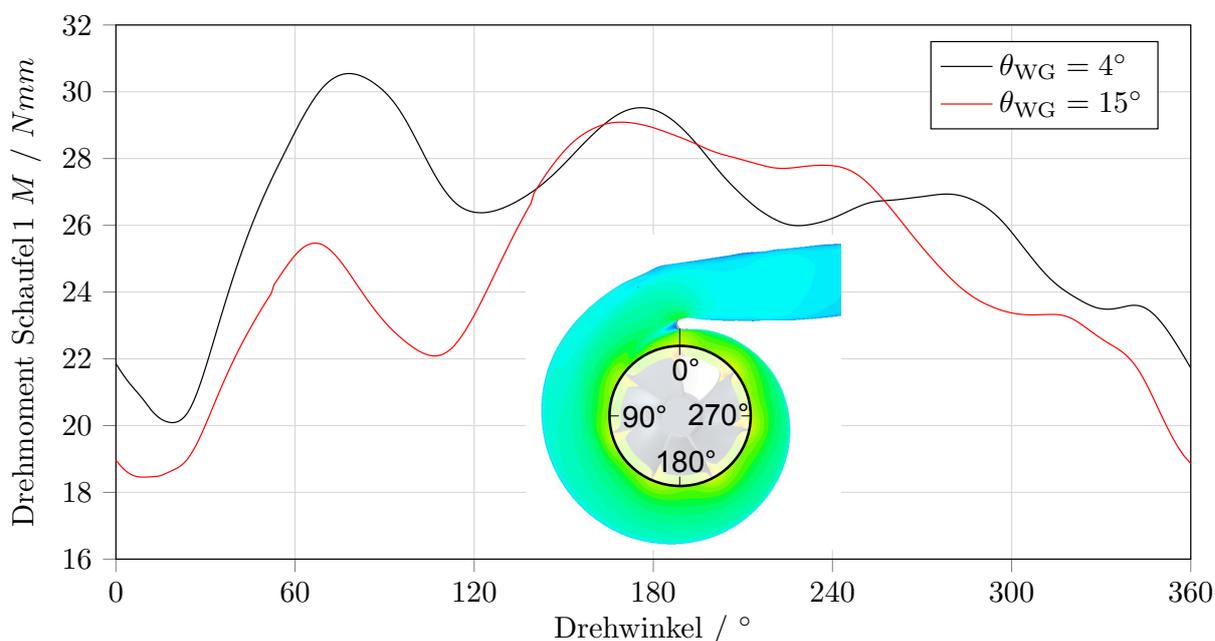


Abbildung 6.13: Auswertung des Drehmoments von Schaufel 1 für eine vollständige Umdrehung des Laufrades bei $\theta_{WG} = 4^\circ$ und $\theta_{WG} = 15^\circ$ für $\Pi_{T,ts} = 1,77$, $n_{T,red} = 6430 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$ (Simulation)

Es kann festgehalten werden, dass der Wirkungsgrad und Durchsatz des Turbinenrades von einflutigen Turbinen für den ausführlich untersuchten Versuchsträger unabhängig vom Öffnungswinkel des Wastegates ist. Aufgrund der Vielzahl von unterschiedlichen Designs muss diese Tatsache jedoch im Zweifel mit Hilfe von 3D-CFD Simulationen analysiert werden, da es durch den Wastegatemassenstrom zu einer Verblockung der Turbinenradaustrittsströmung kommen kann. Diese führt bei der ‐ungünstigen‐ Anordnung zu einer Wirkungsgradabnahme von $\Delta\eta_{LR,s} = 1,6\% - \text{Punkten}$ (stehendes Laufrad) bzw. $\Delta\eta_{LR,s} = 1,8\% - \text{Punkten}$ (drehendes Laufrad).

Um eine negative Beeinflussung der Turbinenlaufradabströmung zu vermeiden, sollte die Zuführung vom Wastegate, falls bauraumbedingt möglich, möglichst weit vom Laufrad entfernt sein. Dieses Konstruktionsziel ist jedoch meist der Optimierung der Katalysatoranströmung untergeordnet.

6.2 Untersuchung des Wastegateverhaltens bei zweiflutigen Turbinen

In Kapitel 4 wurde bereits die Abhängigkeit der isentropen Strömungsquerschnitte der beiden Wastegatekanäle vom mittleren Turbinendruckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und Strangdruckverhältnis $\Pi_{Strang,tt}$, also dem Strömungszustand der Turbine festgestellt. Diese Abhängigkeit soll im folgenden Abschnitt mit Hilfe von 3D-CFD Simulationen weiter untersucht werden.

6.2.1 Auswertung des Strömungsfelds am Wastegate für verschiedene Strömungszustände

Zur Untersuchung der Abhängigkeit des isentropen Strömungsquerschnitts vom Strömungszustand der Turbine wird ein Simulationsmodell aufgebaut. Hierbei werden die beiden Turbinenvoluten jeweils kurz nach der Abzweigung des Wastegatekanals entfernt und durch ein dichtes Ende ersetzt, sodass die Strömung durch die Volute nicht mehr möglich ist. Dadurch wird ein analoger Aufbau zu dem in Kapitel 4 gezeigten Versuchsaufbau hergestellt. Abbildung 6.14 zeigt einen Ausschnitt aus dem 3D-CFD Modell. Die Randbedingungen für dieses CFD Modell sind in Tabelle 6.1 aufgeführt. Zum besseren Verständnis der sich einstellenden Strömungseffekte

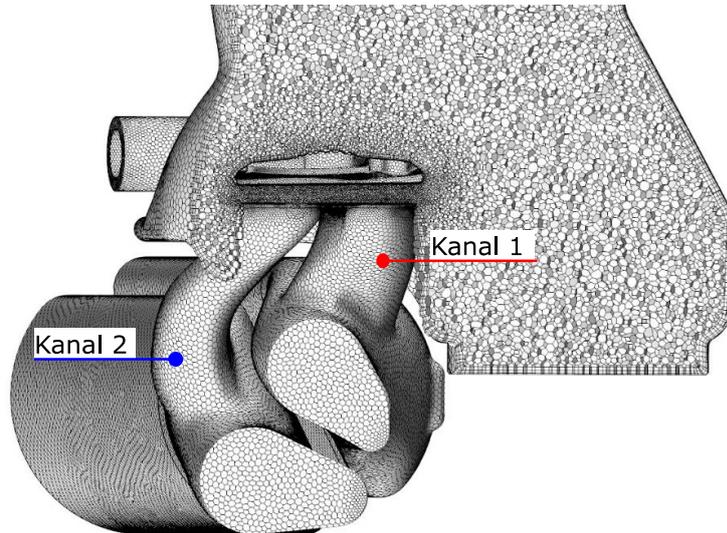


Abbildung 6.14: Modellübersicht für die Simulation unterschiedlicher Strömungszustände mit versperrter Volute bei einer Zwillingsstromturbine

wurde auch bei diesen Simulationen eine visuelle Darstellung der lokalen Strömungsgeschwindigkeiten am Wastegatekanal gewählt.

Tabelle 6.1: Modellparameter der 3D-CFD Untersuchung für die zweiflutige Turbine mit versperrter Volute

| Parameter | zweiflutige Turbine |
|--------------------------|---------------------|
| Netztyp | polyedrisch |
| Anzahl Prismen-Schichten | 3 (5 am Wastegate) |

Tabelle 6.1: Modellparameter der 3D-CFD Untersuchung für die zweiflutige Turbine mit versperfter Volute

| Parameter | zweiflutige Turbine |
|-----------------------------|---------------------------------------|
| Gesamtzellenzahl | $\approx 1,3 \cdot 10^6$ |
| Turbulenzmodell | SST K/ ω |
| Fluid | Luft |
| Turbineneintrittstemperatur | $T_{3,\text{tot}} = 25^\circ\text{C}$ |

Abbildung 6.15 zeigt die Auswertung für drei unterschiedliche Strömungszustände der Zwillingsstromturbine für einen Wastegateöffnungswinkel von $\theta_{\text{WG}} = 6^\circ$. Der Druck in den beiden Fluten wurde hierbei so eingestellt, um die folgenden Zustände zu erzielen:

- Gleichbeaufschlagung, also mit gleichem Eintrittsdruck in beide Fluten.
- Ungleichbeaufschlagung mit einem höheren Druck in Flut 1. Hierbei wurde der Druck so eingestellt, dass sich ein Strömungszustand von $MFR = 0,7$ einstellt.
- Einzelbeaufschlagung bzw. $MFR = 1$. Hierzu wird der Durchfluss in Flut 2 vollständig verhindert, der Eintritt wird versperrt.

Das mittlere Druckverhältnis in beiden Fluten wurde auf einen Wert von $\bar{\Pi}_{T,\text{ts}} = 3$ eingeregelt. Zur besseren Darstellung wurde der Wastegatedeckel aus dem Bild entfernt.

Die Strömung am Wastegate in der Gleichbeaufschlagung ($\Pi_{\text{Strang,tt}} = 1$) zeigt eine symmetrische Ausprägung. Aus beiden Kanälen strömt das Abgas mit einer ähnlichen (symmetrischen) Geschwindigkeit auf beiden Seiten aus. Es fällt auf, dass sich die Abgasmassenströme beider Kanäle an der Trennwand vollständig blockieren, sodass die Geschwindigkeitskomponenten in dieser Richtung annähernd null sind. In der Ungleichbeaufschlagung ($MFR = 0,7$) zeigt sich ein geändertes Bild. Durch den geringeren Massenstrom und Druck im Kanal 2 entsteht nun eine Strömung, welche von Kanal 1 in die Richtung von Kanal 2 strömt. Hierdurch wird das Ausströmen von Kanal 2 behindert. In der Einzelbeaufschlagung ($MFR = 1$) strömt per Definition das Abgas lediglich durch Kanal 1 aus.

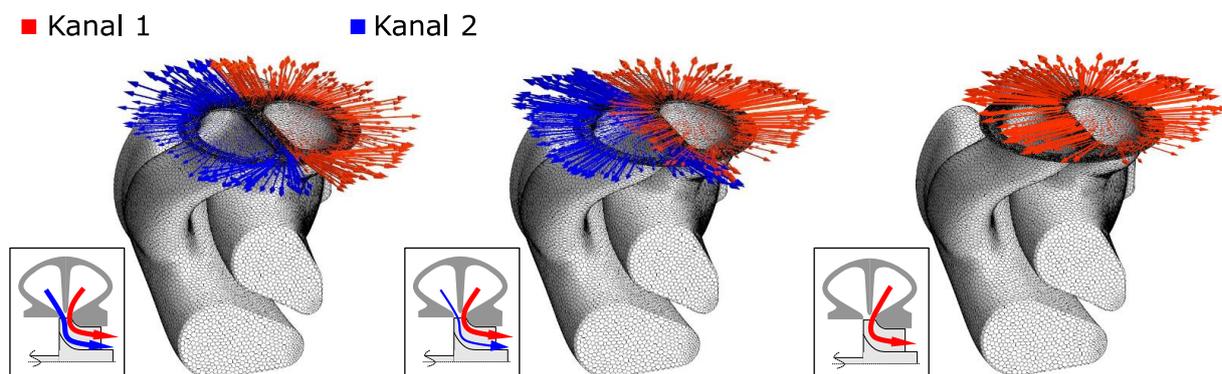


Abbildung 6.15: Auswertung der Strömungsgeschwindigkeiten beider Wastegate-Kanäle für drei unterschiedliche Strömungszustände ($\Pi_{\text{Strang,tt}} = 1, MFR = 0,7/1$) bei $\theta_{\text{WG}} = 6^\circ$ und $\bar{\Pi}_{T,\text{ts}} = 3$ (versperfter Volute)

Durch den nicht vorhandenen Massenstrom durch Kanal 2 bietet sich für die Strömung aus Kanal 1 über dem Umfang eine größere Fläche an, die nur vom Öffnungswinkel des Ventildeckels abhängig ist.

Unter Berücksichtigung der gezeigten Ergebnisse lässt sich die Abhängigkeit des isentropen Strömungsquerschnitts von der Beaufschlagungsart bzw. dem Strangdruckverhältnis der Turbine erklären. Dieser Effekt ist prinzipbedingt und daher für alle Zwillingsstromturbinen zu erwarten.

6.2.2 Vergleich zwischen Simulationen mit versperrter Volute und kompletter Turbinenstufe

Die experimentelle Untersuchung des Kap. 4.2 mit versperrter Volute und zugehörigen 3D-CFD Modellen des Kap. 6.2.1 berücksichtigen beide keine Fluteninteraktion über den Ringspalt zwischen Trennwand und Turbinenrad. Bei den Messungen musste so vorgegangen werden, da ansonsten messtechnisch keine eindeutigen Strömungsquerschnitte bestimmt werden können. Mit Hilfe der 3D-CFD ist dies jedoch relativ einfach durch das Einfügen von Bilanzebenen machbar.

Lückmann zeigt in [49] und [51], dass bei Vierzylindermotoren und beim Betrieb an der Vollast und geöffnetem Wastegate, die zyklusaufgelöste Turbinenleistung schwerpunktmäßig im Bereich des Übersprechens abgegeben wird. Um zu untersuchen, ob sich Abweichungen durch das Übersprechen in Bezug auf das Abblaseverhalten des Wastegates ergeben, wurde für einen Betriebspunkt ($\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\Pi_{Strang,tt} = 0,34$) ein Vergleich der Modelle mit einer kompletten Turbinenstufe, sowie mit versperrter Volute durchgeführt. Abbildung 6.16 zeigt einen Schnitt durch das Modell mit versperrter Volute und das Modell mit der kompletten Turbinenstufe.

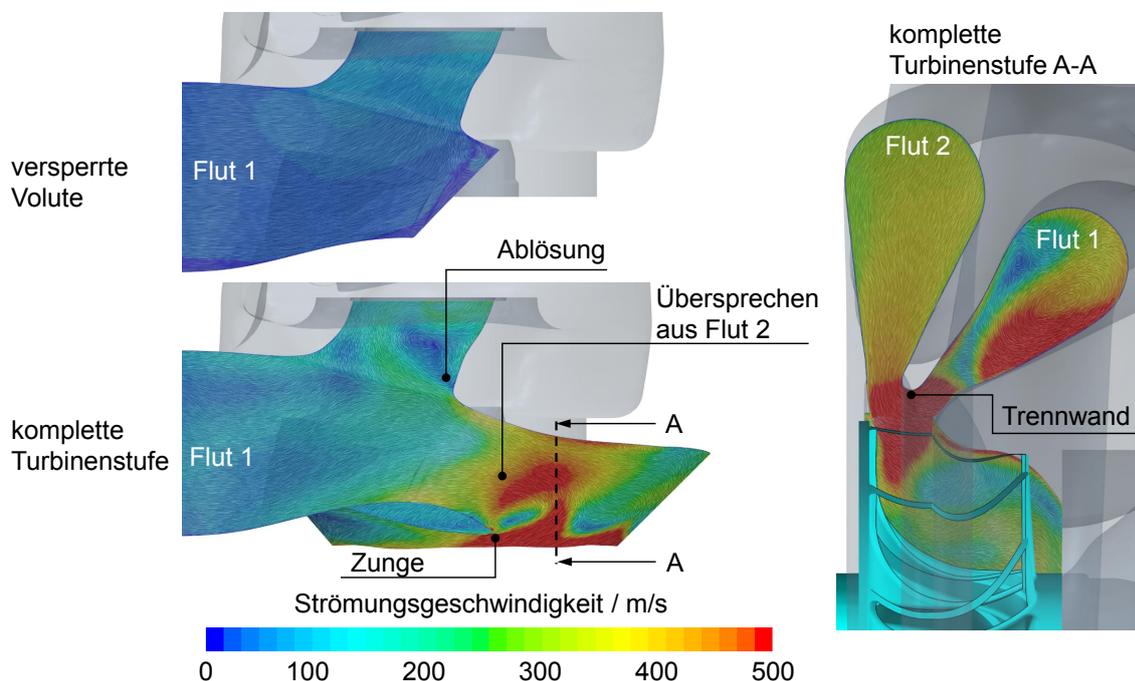


Abbildung 6.16: Strömungsfeld am Wastegatekanal 2 für einen Betriebspunkt mit Übersprechen für das Modell mit versperrter Volute und kompletter Turbinenstufe für $\theta_{WG} = 12^\circ$, $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\Pi_{Strang,tt} = 0,34$

In dem Schnitt wurde die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids dargestellt. Besonderer Fokus wurde auf die Visualisierung der Strömung an der Zunge (Interaktion der beiden Fluten), sowie der Einströmung in den Wastegatekanal gelegt.

Es zeigen sich zwei Effekte:

- Durch das Übersprechen von Flut 2 in Flut 1, kehrt sich die Hauptströmungsrichtung am Wastegatekanal um. Dies führt, aufgrund der Tatsache, dass die Wastegateabzweigung auf eine positive Strömungsrichtung optimiert ist, zur Ausbildung eines Wirbels, welcher durch den Strömungsabriss an der Kante zwischen Volute und Wastegatekanal hervorgerufen wird.
- Im Bereich der Zunge kommt es zu einer Strömungsablösung. Diese Ablösung erzeugt einen Wirbel unmittelbar vor dem Laufrad in der nicht beaufschlagten Flut.

Die Unterschiede im Strömungsfeld lassen sich in Form des isentropen Strömungsquerschnitts für diesen Punkt quantifizieren (siehe Abb. 6.17).

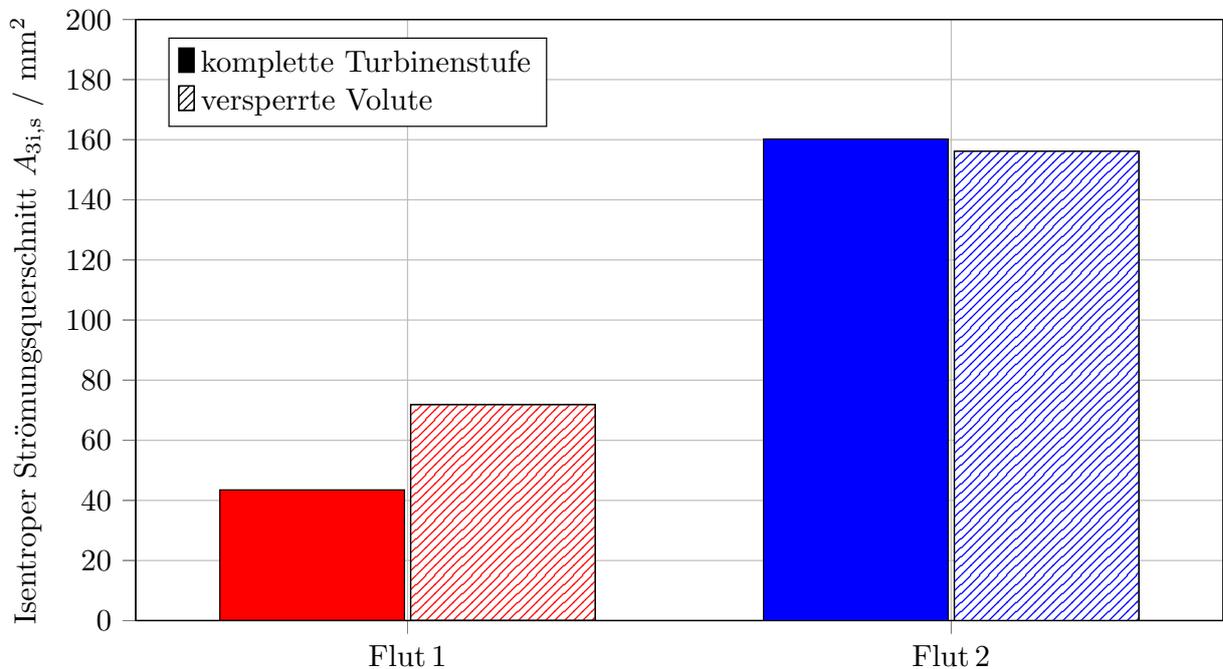


Abbildung 6.17: Isentropen Strömungsquerschnitt der beiden Wastegatekanäle für die komplette Turbinenstufe und die Simulation mit versperrter Volute bei $\theta_{WG} = 12^\circ$, $\bar{\Pi}_{T,ts} = 2,5$ und $\Pi_{Strang,tt} = 0,34$

Wie aus den Strömungsbildern zu erwarten ist, ergibt sich für den isentropen Strömungsquerschnitt in Flut 1 durch das Übersprechen eine Reduktion des isentropen Strömungsquerschnitts. In dem betrachteten Fall fällt der Querschnitt zwischen dem Modell mit versperrter Volute (kein Übersprechen) und dem Modell der kompletten Turbinenstufe um 40%. Der Strömungsquerschnitt in der beaufschlagten Flut (hier Flut 2) verhält sich für beide Modelle nahezu gleich.

Es kann somit festgehalten werden:

- Durch das Übersprechen zwischen den Fluten kommt es im druckniedrigen Wastegatekanal zu Strömungsablösungen mit verstärkter Versperrung des effektiven Querschnitts.
- Da das Übersprechen energetisch für z. B. Vierzylindermotoren von hoher Bedeutung ist, muss es für alle relevanten Turbinengrößen (z. B. $\eta_{T,s,ad}$, $\dot{m}_{T,red}$) berücksichtigt werden.
- Das Wastegateverhalten ist somit für zweiflutige Turbinen nur über 3D-CFD Simulationen zu bestimmen.

Des Weiteren kann daraus abgeleitet werden:

- Die isentropen Querschnitte des Wastegates werden über 3D-CFD Simulationen als Kennfelder mit den Parametern $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und $\Pi_{Strang,tt}$ mit der Bilanzhülle "Flansch" ermittelt.

6.2.3 Analyse des isentropen Strömungsquerschnitts für unterschiedliche Randbedingungen und Öffnungswinkel

Die folgenden Untersuchungen von Kap. 6.2.3 bis Kap. 6.2.5 wurden mit dem Modell der kompletten Turbinenstufe, also mit Interaktion über der Trennwand, durchgeführt.

6.2.3.1 Auswertung des isentropen Strömungsquerschnitts für die Gleichbeaufschlagung

Basierend auf den bereits diskutierten Erkenntnissen für das Durchflussverhalten bei einflutigen Turbinen, welche eine Abhängigkeit vom Turbinendruckverhältnis zeigen, wurde ebenfalls für die zweiflutigen Turbinen in Kap. 4.2 festgestellt, dass das Durchflussverhalten vom Turbinendruckverhältnis abhängt.

In einem ersten Schritt wurden zur weiteren Untersuchung dieser Annahme Simulationen bei der Gleichbeaufschlagung, also mit jeweils gleichen Druck in beiden Fluten, durchgeführt. Das mittlere Druckverhältnis wurde in folgenden Schritten variiert: $\Pi_{31,ts} = \Pi_{32,ts} = \bar{\Pi}_{T,ts} = 1,5/2/2,5/3/3,5/4$. Das Modell wurde als komplette Turbinenstufe, also mit Laufrad und einer Interaktionsmöglichkeit an der Trennwand für eine Turbineneintrittstemperatur von $T_{3,tot} = 600^\circ\text{C}$ gerechnet.

Abbildung 6.18 und 6.19 zeigen die Ergebnisse dieser Variation in Form des isentropen Strömungsquerschnitts für Flut 1 und Flut 2 jeweils als Funktion des Öffnungswinkels θ_{WG} . Zur Berechnung des isentropen Strömungsquerschnitts wurden die Drücke an den Auswerteebenen "Flansch", sowie der Massenstrom durch den jeweiligen Wastegatekanal verwendet.

Ähnlich, wie bei der einflutigen Turbine, ergeben sich für einen konstanten Winkel unterschiedliche Strömungsquerschnitte, die mit steigendem Druckverhältnis zunehmen. Die größte Druckverhältnisabhängigkeit lässt sich für die untersuchte Geometrie bei einem Winkel von $\theta_{WG} = 12^\circ$ in Flut 2 feststellen. Hier nimmt der isentrope Strömungsquerschnitt vom geringsten bis zum höchsten Druckverhältnis um $\Delta A_{32,s} = 20\%$ zu.

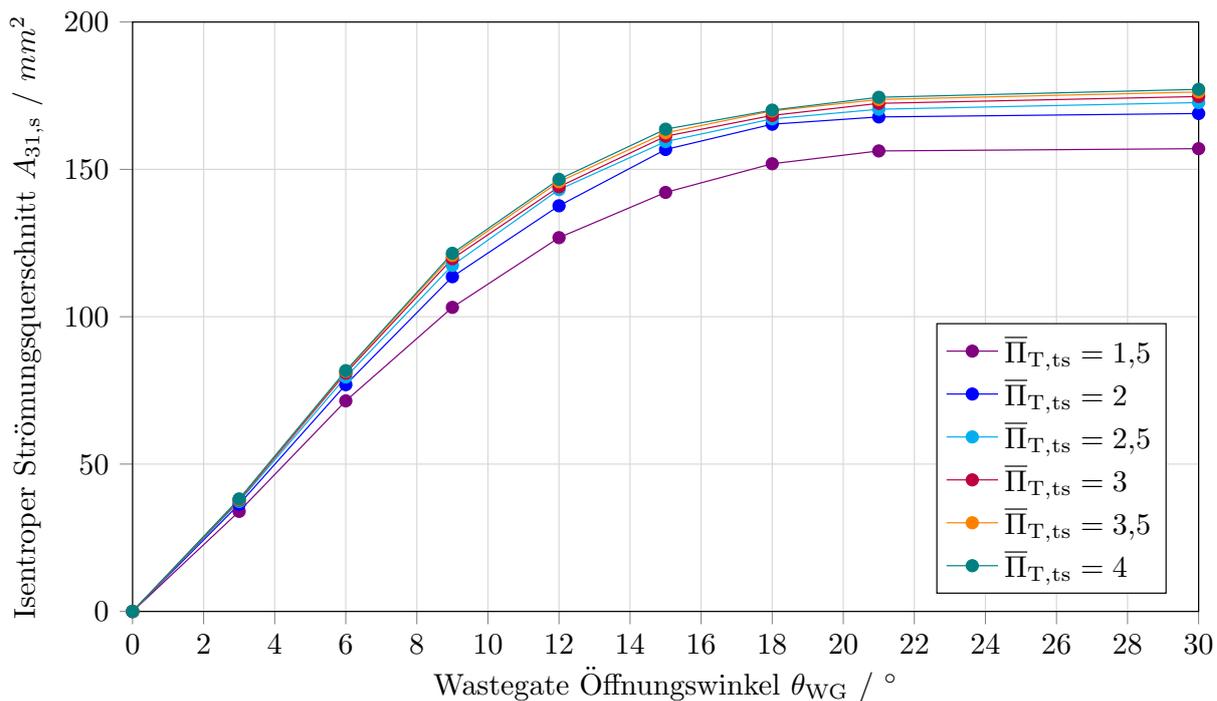


Abbildung 6.18: Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegate Kanals von Flut 1 als Funktion des Öffnungswinkels θ_{WG} bei Gleichbeaufschlagung (komplette Turbinenstufe, Simulation)

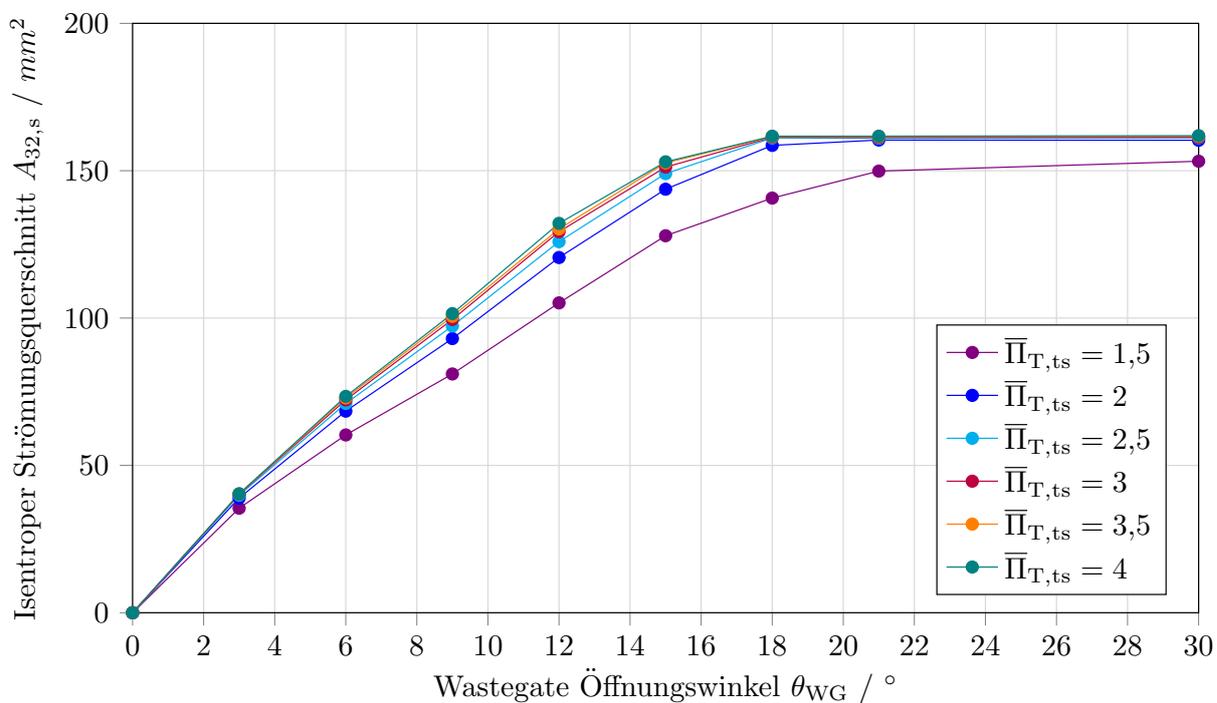


Abbildung 6.19: Isentroper Strömungsquerschnitt des Wastegate Kanals von Flut 2 als Funktion des Öffnungswinkels θ_{WG} bei Gleichbeaufschlagung (komplette Turbinenstufe, Simulation)

Ein Vergleich der absoluten $A_{3i,s}$ zeigt, dass Flut 1 einen um 12,5% höheren maximalen Durchfluss als Flut 2 aufweist. Die berechneten Werte zeigen eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten aus Abb. 4.9.

Zusätzlich fällt auf, dass sich der maximale $A_{32,s,max}$ -Wert für Flut 2 ab einem Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 18^\circ$ nicht mehr erhöht ($A_{32,s,max} \approx 160 \text{ mm}^2$).

Eine Bewertung des Strömungsfelds innerhalb der beiden Wastegatekanäle in Abb 6.20 erlaubt folgende Erklärungen.

- Zum einen muss der Wastegatekanal von Flut 2 um die Volute von Flut 1 herumgeführt werden. Hierdurch ergeben sich in dieser Flut aufgrund der stärkeren Krümmung und des längeren Kanals größere Reibungsverluste.
- Flut 2 zeigt ein sehr großes Totwassergebiet, in welchem sehr niedrige Strömungsgeschwindigkeiten und damit Massenströme auftreten. Somit ist die effektive Strömungsfläche reduziert.
- Der Wastegatekanal der Flut 2 ist näher zur Wand des Turbinengehäuses gerichtet und strömt somit hauptsächlich gegen diese Wand aus. Der Wastegatekanal von Flut 1 hingegen strömt in Richtung des Turbinenlaufrades und hat somit eine größere freie Strömungsfläche zur Verfügung.

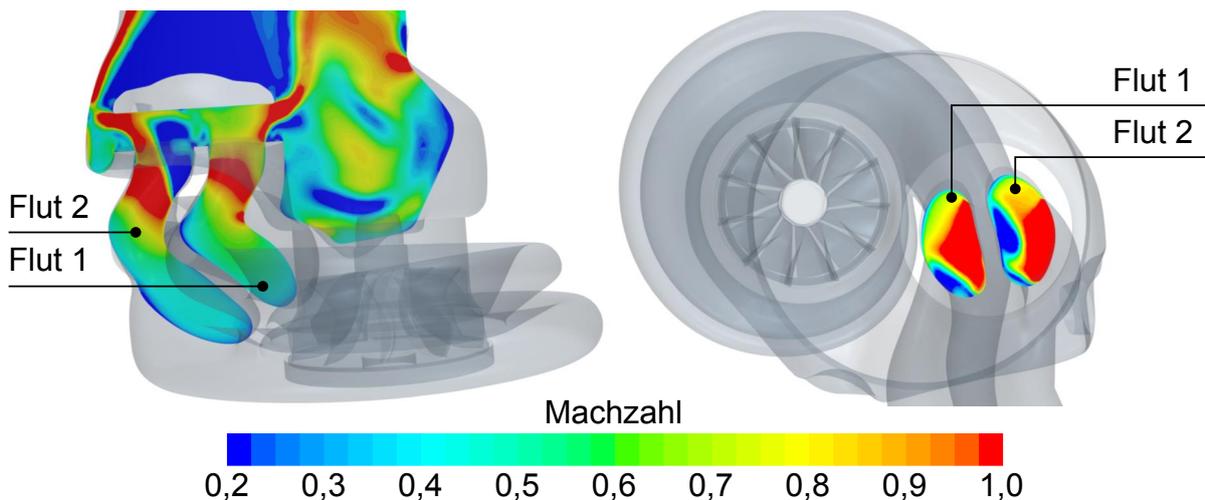


Abbildung 6.20: Mach-Zahl innerhalb der beiden Wastegatekanäle für einen Öffnungswinkel von $\theta_{WG} = 18^\circ$ und einem Druckverhältnis von $\bar{\Pi}_{T,ts} = 3$ (komplette Turbinenstufe)

Diese Art der Asymmetrie ist für die meisten zweiflutigen Turbinen aufgrund der Form der Voluten zu erwarten, hängt jedoch auch von der konstruktiven Gestaltung des Turbinenaustritts in Richtung Katalysator ab.

6.2.3.2 Auswertung des isentropen Strömungsquerschnitts für die Ungleichbeaufschlagung

Zur Auswertung des Wastegate Strömungsverhaltens in der Ungleichbeaufschlagung wurden im sog. Interaktionskennfeld ($\bar{\Pi}_{T,ts}$ über $\Pi_{Strang,tt}$) jeweils Schnitte mit konstantem $\bar{\Pi}_{T,ts}$ unter-

sucht. Die Ergebnisse sind in Abb. 6.21 zu sehen. Im Vergleich zu den Messungen (Abb. 4.10) konnten mit der 3D-CFD Simulation weitere Bereiche von $\Pi_{\text{Strang,tt}}$ und $\bar{\Pi}_{\text{T,ts}}$ untersucht werden.

In diesen Diagrammen sind die isentropen Strömungsquerschnitte für Flut 1 und Flut 2 als Z-Achse in Iso-Kennfeldern dargestellt. Die Linien konstanter Strömungsquerschnitte wurden mit Hilfe einer Spline-Interpolation erzeugt. Der Öffnungswinkel des Wastegates beträgt $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$. Aufgrund des geringen Öffnungswinkels zeigt sich ein ausgeprägter Einfluss des Strangdruckverhältnisses. In Bereichen, in denen eine Flut sehr stark beaufschlagt wird, (bspw. bei $\Pi_{\text{Strang,tt}} \gg 1$ für Flut 1) (Abb. 6.21 oben) ergibt sich jeweils ein nahezu konstanter Wert, das heißt der Durchfluss des Wastegatekanals der nicht beaufschlagten Seite beeinflusst den Durchfluss der beaufschlagten Seite nicht, oder nur geringfügig (siehe Abb. 6.15 rechts).

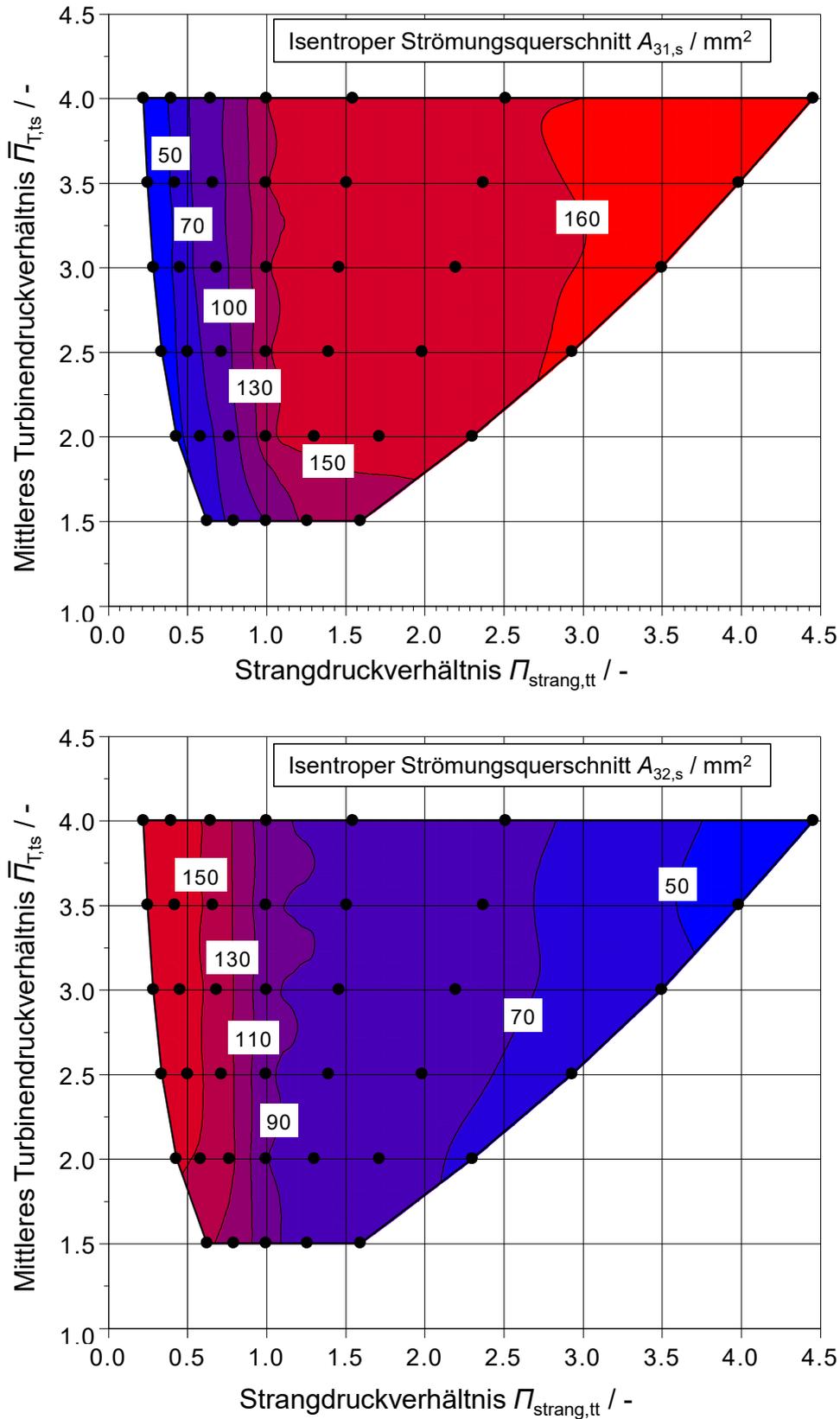


Abbildung 6.21: Isentroper Strömungsquerschnitt von Flut 1 (oben) und Flut 2 (unten) als Funktion des gemittelten Turbinendruckverhältnisses und des Strangdruckverhältnisses für $\theta_{WG} = 12^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation)

In Anlehnung an die Messungen aus Kap. 4.2 wurden auch in der 3D-CFD jeweils Simulationen für $\theta_{WG} = 6, 12, 21, 30^\circ$ durchgeführt. Diese Stützstellen dienen als Information für die 1D-Motorprozessrechnung um das Wastegate bei allen auftretenden Öffnungswinkeln durch Interpolation abbilden zu können.

Wie in der Messung, zeigt sich auch bei der Simulation, eine reduzierte Abhängigkeit des isentropen Strömungsquerschnitts vom Strangdruckverhältnis, je weiter das Wastegate geöffnet ist. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt ein ähnliches Verhalten und eine ähnliche Abhängigkeit vom Strangdruckverhältnis.

Abweichend von der Messung ergeben sich in der Simulation weitere Freiheitsgrade bei der Wahl der Randbedingungen. Hierdurch ergibt sich eine bessere Abdeckung des Kennfeldes für $\Pi_{\text{Strang,tt}}$ und $\bar{\Pi}_{T,ts}$. Dies liegt unter anderen an den folgenden Gründen:

- Minimale Regelintervalle des Prüfstands aufgrund der zur Verfügung stehenden Ventilgrößen
- Begrenzung des maximalen Druckverhältnisses bedingt durch die Festigkeit der Brennkammer (maximaler Absolutdruck $p_{BK,max} = 6 \text{ bar}$).

6.2.4 Einfluss des Wastegates auf das Turbinenverhalten bei zweiflutigen Turbinen

Um den Einfluss des Wastegates auf die Laufradan- und abströmung zu untersuchen, wurden 3D-CFD Simulationen mit ATL 1 durchgeführt. Details zum Modellaufbau und der verwendeten Methodik wurden bereits in Kap. 5 erläutert. Bei den gängigen Modellierungsansätzen für Turbinen in der 1D-Motorprozessrechnung wird angenommen, dass man die am BKP gemessenen Kennfelder, welche mit geschlossenem Wastegate aufgenommen werden, auch für die Betriebspunkte mit geöffnetem Wastegate verwenden kann.

Bei zweiflutigen Turbinen ist diese Annahme, aufgrund der unterschiedlichen Drücke und somit Massenströme in den Wastegatekanälen, welche durch das in Kap. 6.2.3 gezeigte Durchströmverhalten des Wastegates verstärkt werden, zu prüfen. Wie in Abb. 2.6 gezeigt, wird bei zweiflutigen Turbinen mit geöffnetem Wastegate zwischen dem reduzierten Massenstromverhältnis am Eintritt in das Turbinengehäuse MFR und dem reduzierten Massenstromverhältnis am Laufrad MFR_{LR} unterschieden. Während der Messungen am BKP wird das Wastegate stets geschlossen gehalten und somit die Annahme getroffen, dass $MFR = MFR_{LR}$. Im folgenden soll für eine zweiflutige Turbine bei Ungleichbeaufschlagung und geöffnetem Wastegate untersucht werden:

- Ändert sich das Durchsatzverhalten der Turbine?
- Ändert sich der Wirkungsgrad der Turbine?
- Können die bisherigen Turbinenkennfelder nach [49] durch den Übergang von MFR auf MFR_{LR} weiter genutzt werden?
- Ist das als Eingangsgröße für MFR genutzte Interaktionskennfeld auch bei Bezug auf MFR_{LR} weiter gültig?

Für die Untersuchung wurden diskrete Schritte des Druckverhältnisses in Flut 1 bei einem $MFR_{LR} = 0,7$ analysiert. Hierbei wurden die folgenden Randbedingungen bzw. Vorgehen gewählt:

- Der statische Druck am Austritt des Turbinengehäuses ist auf $p_{4,st} = 1013 \text{ mbar}$ vorgege-

ben.

- Der Totaldruck in Flut 1 wurde am Turbineneintritt (Flansch), stromauf des Turbinengehäuses, aufgeprägt.
- Um ebenfalls das MFR_{LR} konstant auf einem Wert von $MFR_{LR} = 0,7$ zu halten, wurde ein Regler verwendet. Dieser regelt den Totaldruck in Flut 2 so ein, dass sich das gewünschte MFR_{LR} einstellt.
- Die totalen Turbineneintrittstemperaturen wurden auf $T_{31,tot} = T_{32,tot} = 600^\circ\text{C}$ eingestellt.
- Unter Berücksichtigung der eingestellten Turbinendrehzahl von $n_T = 130000 \text{ 1/min}$ ergibt sich eine reduzierte Turbinendrehzahl von $n_{T,red} = 4400 \text{ min}^{-1}/\sqrt{\text{K}}$.
- Die Simulation wurde mit den gleichen Randbedingungen für die Wastegateöffnungswinkel $\theta_{WG} = 0, 3, 6, 9^\circ$ durchgeführt.

Durch die Verwendung eines MFR_{LR} -Reglers wird die Rechendauer verlängert, da zunächst der Regler und anschließend das Strömungsfeld vollständig konvergieren muss, um belastbare Ergebnisse zu erzielen. Abbildung 6.22 zeigt die Auswertung des reduzierten Turbinenmassenstroms durch Flut 1 $\dot{m}_{31,red}$ für unterschiedliche Wastegateöffnungswinkel θ_{WG} .

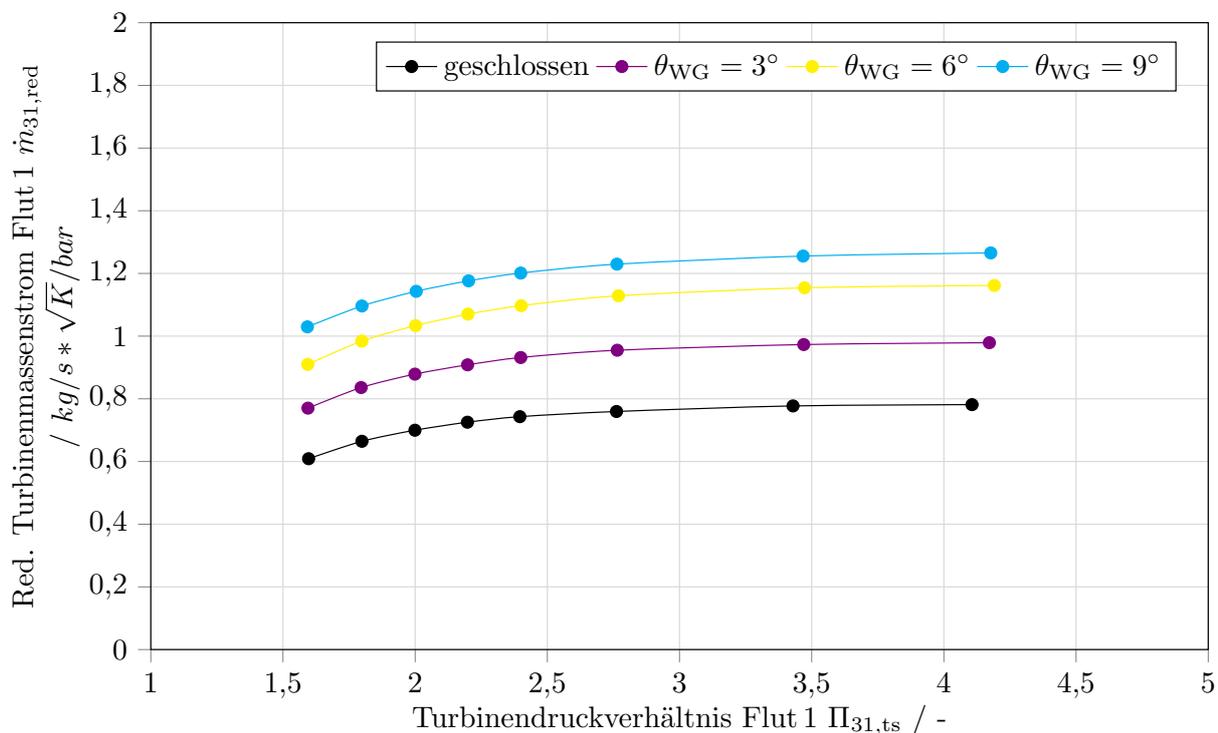


Abbildung 6.22: Auswertung des reduzierten Turbinenmassenstroms für Flut 1 bei $\theta_{WG} = 0, 3, 6, 9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation)

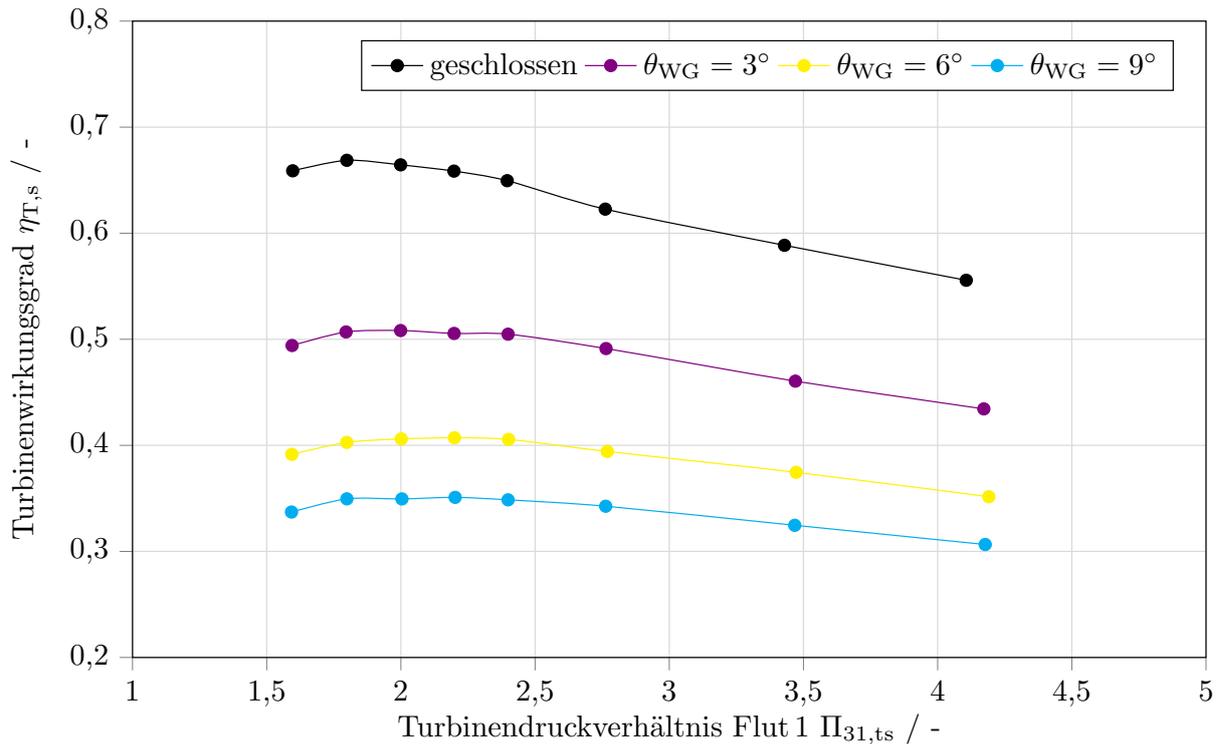


Abbildung 6.23: Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,s}$ bei $\theta_{WG} = 0, 3, 6, 9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Flansch, komplette Turbinenstufe, Simulation)

Die Auswertung wurde hierbei über die komplette Turbinenstufe gebildet, sodass der Wastegatemassenstrom ebenfalls in die Bilanz eingeht. Wie zu erwarten, ergibt sich mit einem größeren Öffnungswinkel des Wastegates auch eine Erhöhung des Turbinendurchsatzes bei gleichem Turbinendruckverhältnis. Der Turbinenwirkungsgrad der kompletten Stufe ist in Abb. 6.23 dargestellt. Durch die Wahl der Bilanzhülle um die komplette Turbinenstufe ergibt sich hier durch die Öffnung des Wastegates eine Absenkung des isentropen Turbinenwirkungsgrads.

In einem nächsten Schritt soll untersucht werden, ob sich der Massendurchsatz des Rades bei geöffnetem WG ändert. Dazu wird die Bilanzgrenze eng um das Rad gewählt (siehe Abb. 5.1). Hierzu wurden die Zustandsgrößen vor dem Laufrad auf der Auswerteebene in der Volute von Flut 1 (siehe Abb. 5.1) gebildet. Der statische Druck für die Berechnung des Druckverhältnisses wurde auf einer Auswerteebene unmittelbar hinter dem Austritt des Laufrades gebildet. Durch diese Wahl der Bilanzhülle werden die folgenden Effekte berücksichtigt:

- Eventuelle Änderung des Strömungsprofils nach der Wastegateabzweigung
- Rückwirkung der Zuführung des Wastegatemassenstroms auf das Strömungsprofil am Radaustritt.

Abbildung 6.24 zeigt den reduzierten Massenstrom des Laufrades über Flut 1.

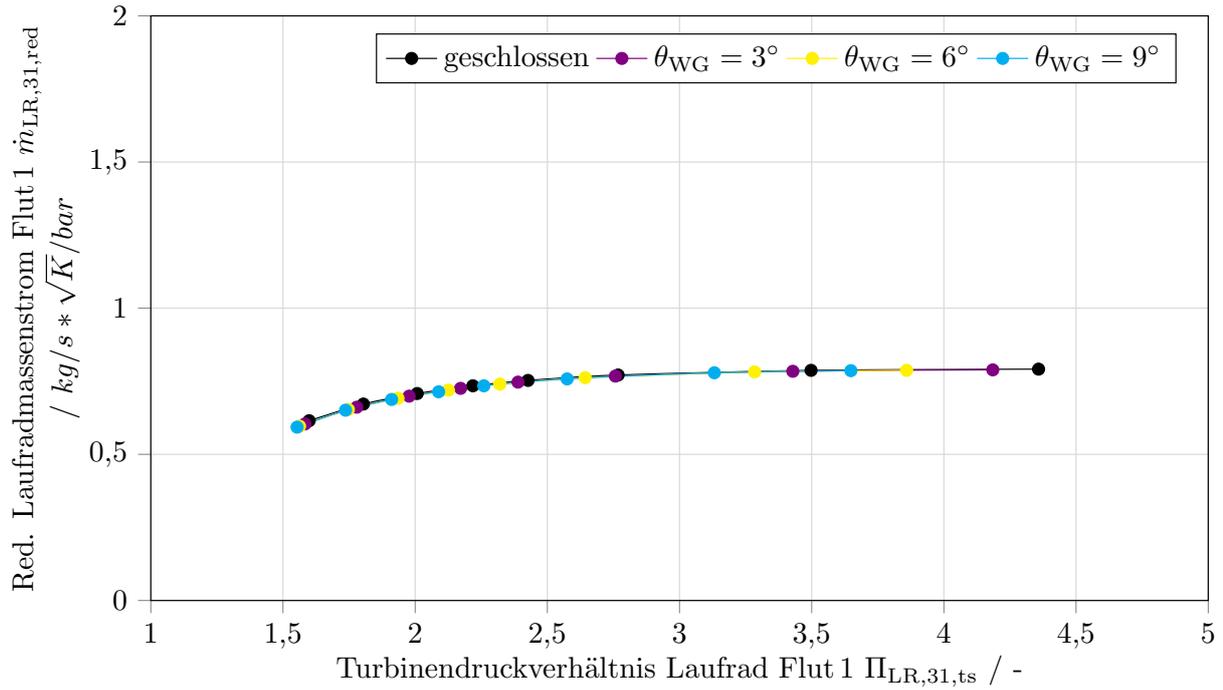


Abbildung 6.24: Auswertung des reduzierten Laufradmassenstroms für Flut 1 bei $\theta_{WG} = 0, 3, 6, 9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation)

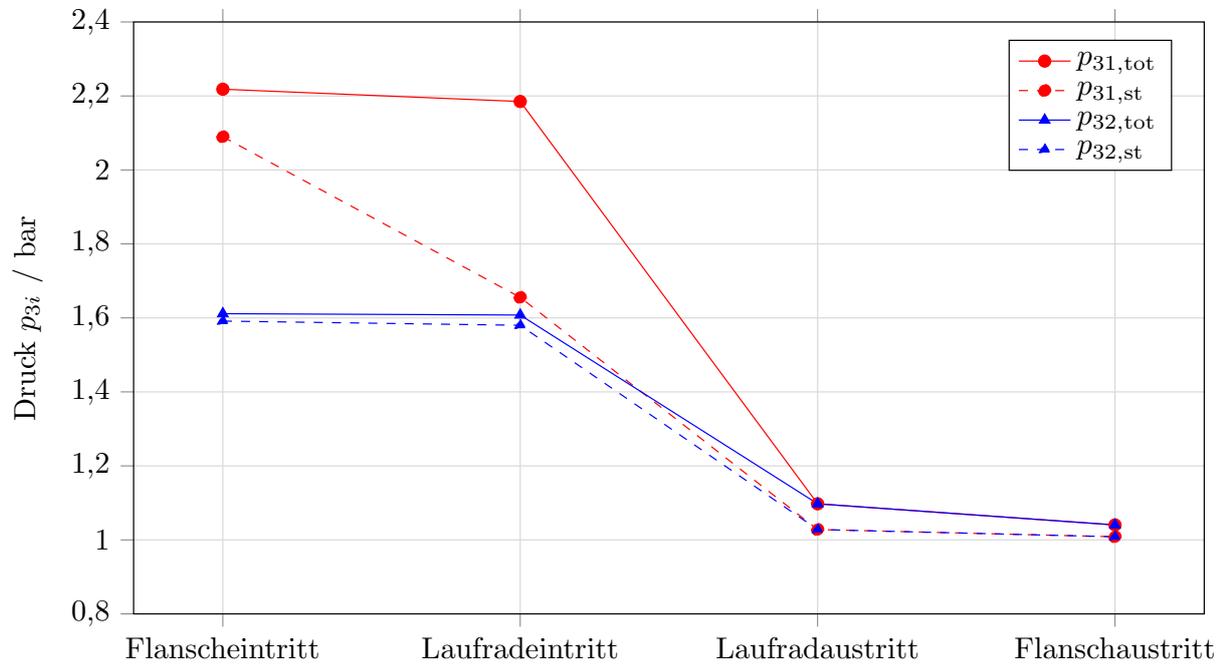


Abbildung 6.25: Auswertung des totalen und statischen Drucks an vier unterschiedlichen Auswerteebenen entlang des Strömungspfad der Turbine für $n_{T,red} = 4400 \text{ min}^{-1}/\sqrt{K}$, $p_{31,tot} = 2,2 \text{ bar}$, $\theta_{WG} = 6^\circ$ und $MFR_{LR} = 0,7$ (komplette Turbinenstufe, Simulation)

Es zeigt sich, dass das Durchsatzverhalten der Turbine für alle untersuchten Wastegatewinkel zu einem Kurvenverlauf vereint werden kann. Die berechneten Druckverhältnisse über das Laufrad verschieben sich jedoch je nach eingestelltem Öffnungswinkel. Wie in Abb. 6.25 dargestellt (ähnlich Abb. 6.8), verändert sich der Totaldruck von der Auswerteebene am Eintritt in das Turbinengehäuse bis zur Ebene am Laufradeintritt nur geringfügig. Für den dargestellten Betriebspunkt sind es 1,5 %. Wie zu erwarten, nimmt der statische Druck unmittelbar vor dem Eintritt in das Laufrad, aufgrund der erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten in der sich zuschnürenden Volute, ab. Der statische Druck unmittelbar hinter dem Laufrad zeigt nur geringe Erhöhungen im Vergleich zum Druck am Flanschaustritt hinter der Turbine. Dieser Einfluss ist jedoch vom Massenstrom an der Auswerteebene am Messrohr und damit vom Wastegatemassenstrom abhängig.

Abbildung 6.26 zeigt eine Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrads um das Laufrad für den Fall mit geschlossenem Wastegate, sowie für drei Simulationen mit teilweise geöffnetem Wastegate.

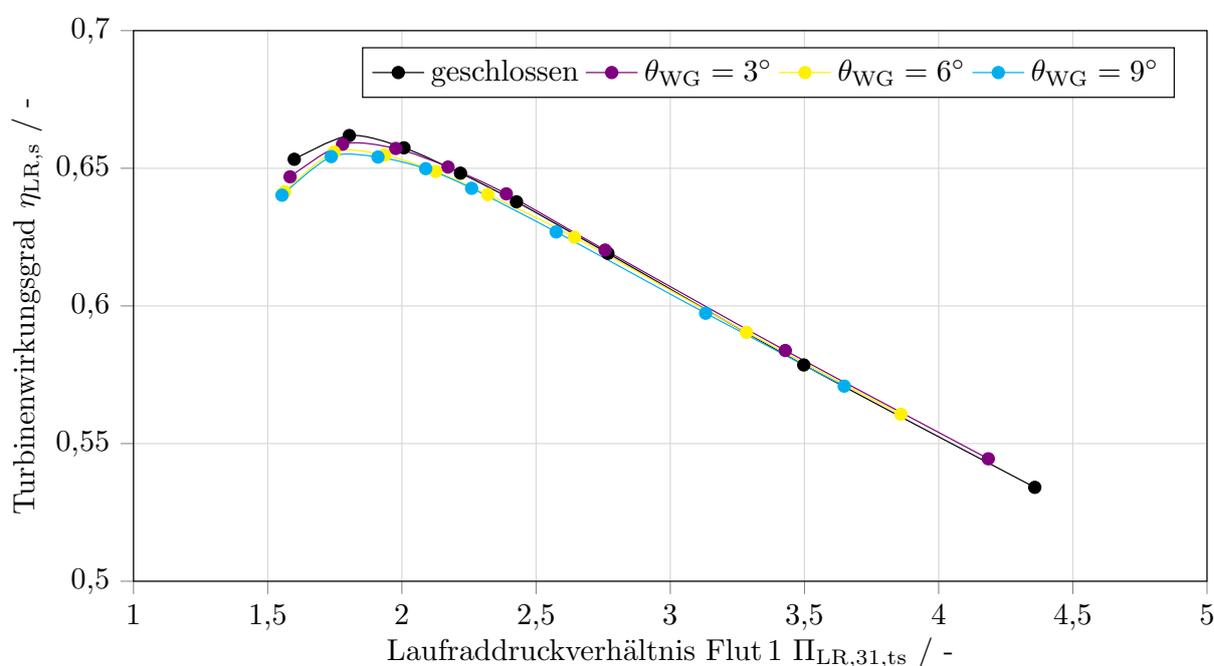


Abbildung 6.26: Auswertung des isentropen Turbinenwirkungsgrads $\eta_{T,s}$ für das Turbinenrad bei $\theta_{WG} = 0, 3, 6, 9^\circ$ und einem konstanten $MFR_{LR} = 0,7$ (Laufrad, komplette Turbinenstufe, Simulation)

Die Unterschiede im Wirkungsgrad sind kleiner als 1 %-Punkt. Insbesondere in den für die Leistungsbilanz des Turboladers wichtigen Betriebspunkten bei hohen Turbinendruckverhältnissen liegen die Kurven des Wirkungsgrads für unterschiedliche Öffnungswinkel übereinander.

Somit kann festgehalten werden:

- Durch den Übergang von der Bilanzhülle “Flansch“ auf “Laufrad“, d. h. von MFR auf MFR_{LR} bleiben die Kennfelder des red. Massenstroms gültig.

- Lediglich der Turbinenwirkungsgrad kann im Bereich niedriger Turbinendruckverhältnisse um 1% abweichen. Dieser Betriebsbereich hat jedoch eine geringe Relevanz für die Berechnung der Leistungsumsetzung der Turbine.
- Somit sollte auch für die Modellierung des Turbinenwirkungsgrads ein Übergang von MFR auf MFR_{LR} gewählt werden.

Abbildung 6.27 verdeutlicht, dass MFR und MFR_{LR} bei geöffnetem Wastegate wie erwartet voneinander abweichen. Der Unterschied nimmt mit größerem Öffnungswinkel zu. Das Turbinenkennfeld ist somit mit MFR_{LR} anzusteuern.

Es bleibt noch zu prüfen ob das Druckinteraktionskennfeld, welches in der 1D-Motorprozessrechnung zur Ermittlung des MFR verwendet wird, beim Übergang von MFR auf MFR_{LR} auch mit hinreichender Genauigkeit weiter gilt.

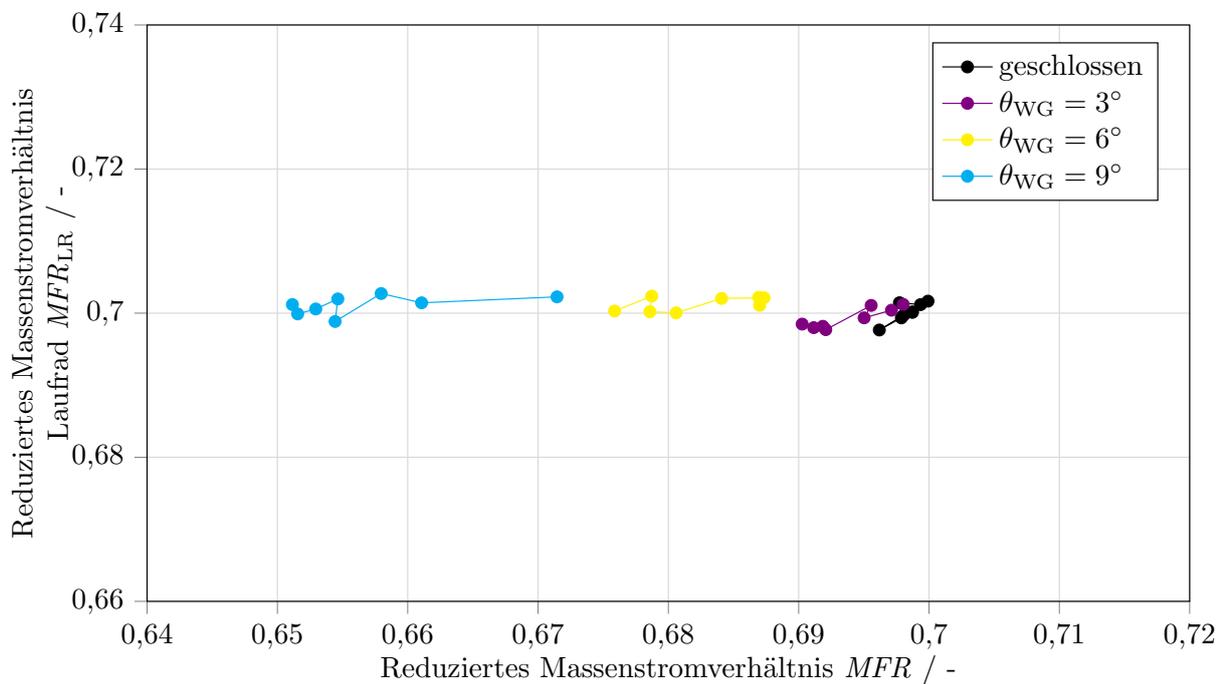


Abbildung 6.27: Auswertung des reduzierten Massenstromverhältnisses der Turbinenstufe MFR gegenüber MFR_{LR} für $MFR_{LR} = 0,7$ und $\theta_{WG} = 0, 3, 6, 9^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation)

Hierzu ist in Abb 6.28 das Druckinteraktionskennfeld für unterschiedliche Öffnungswinkel des Wastegates dargestellt. Auch bei diesem Parameter zeigt sich keine signifikante Änderung der Charakteristik. Dies hat den Vorteil, dass die von Lückmann ([49]) hergeleiteten Funktionen zur Beschreibung des Druckinteraktionskennfelds auch für Betriebspunkte mit geöffnetem Wastegate Bestand haben. Die Methode nach Lückmann basiert hierbei auf der Idee, dass der Strömungszustand der Turbine anhand der Lage im Druckinteraktionskennfelds bestimmt werden kann. Hierbei wird in der Regel auf stationäre Messungen vom BKP mit geschlossenem Wastegate zurückgegriffen.

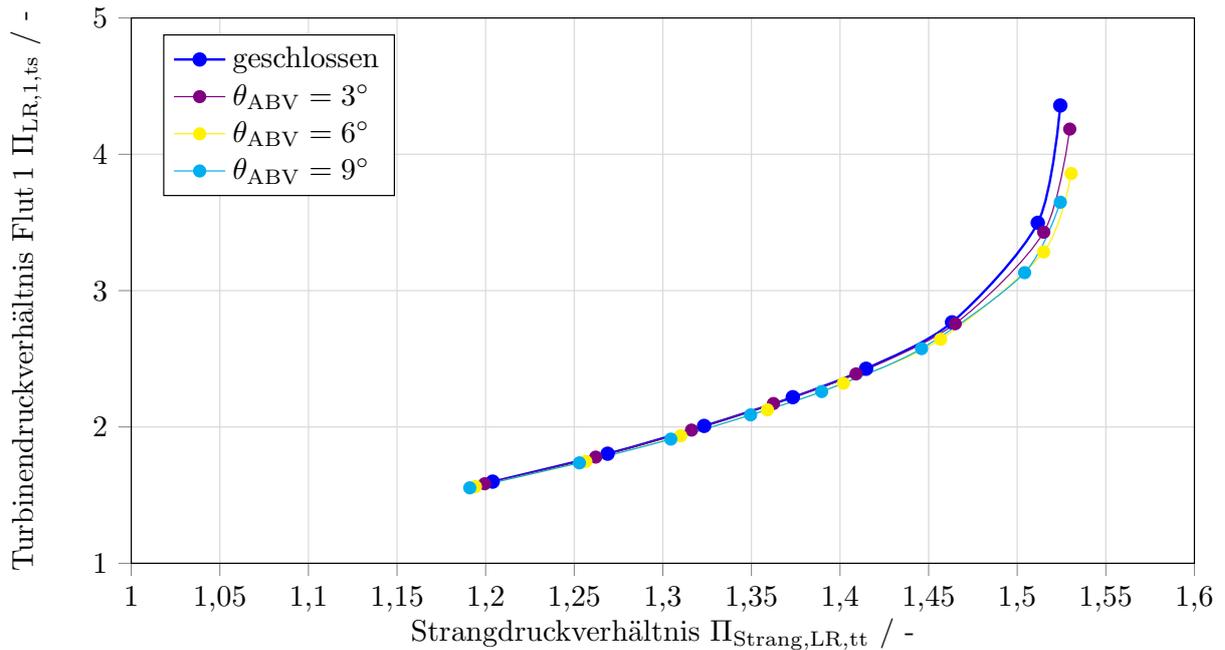


Abbildung 6.28: Auswertung des Interaktionskennfeldes am Laufradeintritt für $MFR_{\text{LR}} = 0,7$ und $\theta_{\text{WG}} = 0, 3, 6, 9^\circ$ (komplette Turbinenstufe, Simulation)

Wichtig ist hierbei jedoch, dass die Massenströme, welche durch den Wastegatekanal 1 und Kanal 2 strömen, genau modelliert bzw. bestimmt werden müssen, um einen Rückschluss auf den Strömungszustand am Laufradeintritt zu ermöglichen.

6.2.5 Simulation eines Druckpulses zur Analyse des instationären Wastegateverhaltens von zweiflutigen Turbinen

Aus den vorangegangenen Kapiteln lässt sich das stationäre Verhalten von zweiflutigen Turbinen mit geöffnetem Wastegate im Bezug auf den Wirkungsgrad des Turbinenrades und den Durchfluss des Wastegates beschreiben. Am Verbrennungsmotor treten diese idealisierten Randbedingungen jedoch nicht auf, sondern Druck und Temperatur sind instationär. Aus diesem Grund wurde ein weiteres 3D-CFD Modell mit zeitlich veränderlichen Randbedingungen, welche an den motorischen Betrieb angelehnt sind, aufgebaut. Ein wesentlicher Vorteil dieser Art der Modellierung ist die Tatsache, dass das Füllen und Entleeren der Turbinenvoluten und damit verbundene Speichereffekte berücksichtigt werden. Das Modell wurde mit den folgenden Annahmen erstellt:

- Die totalen Ein- und Austrittsdrücke, sowie die Temperaturen in beiden Fluten wurden über der Zeit veränderlich aufgeprägt, um den Betriebspunkt eines Verbrennungsmotors an der Volllast bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{mot}} = 3000 \text{ 1/min}$ zu simulieren.
- Das Wastegate wurde auf einen Winkel von $\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$ gesetzt. Der Winkel wird als konstant vorgegeben. Der Winkel wurde bewusst für einen verhältnismäßig hohen Durchfluss gewählt, um die quasistationäre Annahme für diese Fälle abzudecken.

- Die Drehzahl der Turbine wurde als vereinfachte Annahme für die Untersuchungen konstant gehalten $n_{ATL} = 137000$ 1/min.
- Die Turbine wurde mit stehendem Laufrad, also mit dem Frozen Rotor Ansatz modelliert.

Abbildung 6.29 zeigt die für das Model verwendeten Verläufe der totalen Eintrittsdrücke beider Fluten als Funktion der Zeit.

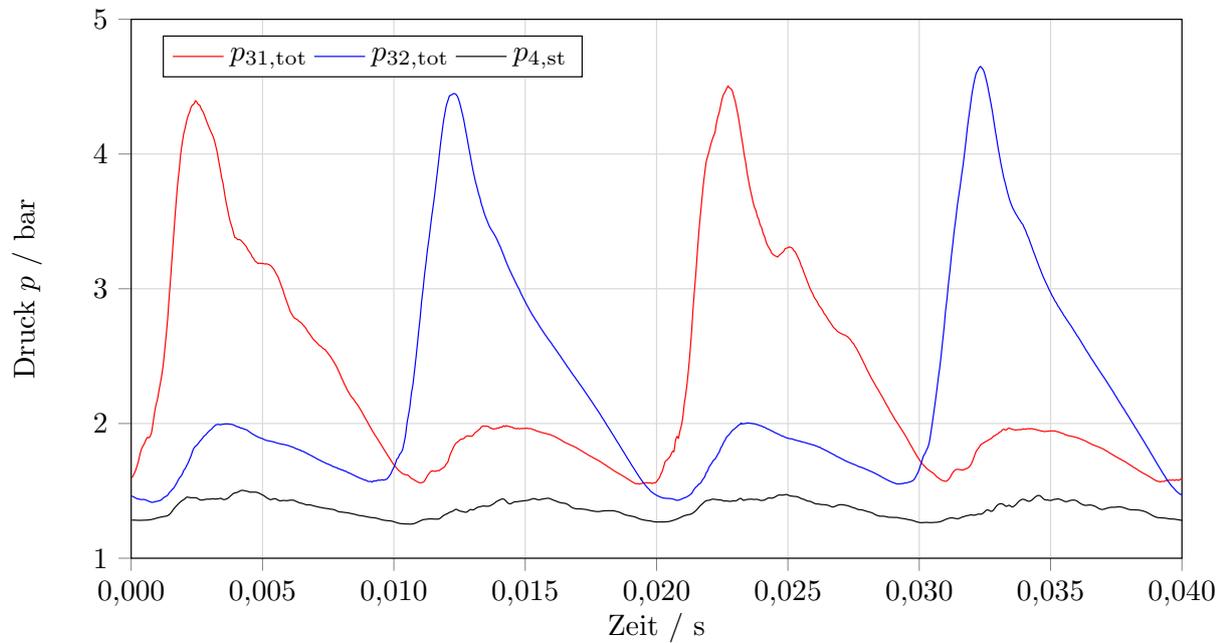


Abbildung 6.29: Darstellung der zeitlich veränderlichen Randbedingungen am Beispiel des Totaldrucks für Flut 1 und Flut 2, sowie des statischen Drucks am Austritt der Turbine (Messung)

Als Resultat der Simulation lassen sich die zeitlichen Verläufe der Massenströme durch die beiden Wastegatekanäle, sowie der Verlauf des reduzierten Massenstromverhältnisses MFR bzw. MFR_{LR} auswerten und in einem weiteren Schritt zur Validierung eines 1D-Simulationsmodells des Turboladers und des Wastegates verwenden.

Abbildung 6.30 zeigt den Verlauf der Massenströme in das Turbinengehäuse, durch die Wastegatekanäle und unmittelbar vor dem Eintritt ins Laufrad. Wie zu erwarten, ist der Gesamtmassestrom durch das Gehäuse am höchsten. Diese Gesamtmasse teilt sich weiter stromabwärts in den Massestrom des Wastegates und den des Laufrades auf. Die Simulation beginnt mit der Beaufschlagung von Flut 1. Dies zeigt sich durch den hohen Massestrom und Druck in dieser Flut. Durch den schnellen Druckanstieg vor dem Turbinenrad kommt es, aufgrund des verhältnismäßig geringen Drucks in der nicht beaufschlagten Flut, zum sog. Übersprechen. Hierbei wird der Massestrom in Flut 2 sowohl an der Gehäusezunge, als auch am Eintritt in das Gehäuse negativ. Es wird deutlich, dass das Übersprechen an der Zunge stärker ausgeprägt ist als am Eintritt ins das Turbinengehäuse ($|\dot{m}_{32}| < |\dot{m}_{LR,32}|$ zwischen $0,002\text{ s} < t < 0,009\text{ s}$). Dies lässt sich dadurch erklären, dass die übersprechende Masse direkt durch das Wastegate von Flut 2 abgebaut werden kann und somit nicht bis zum Turbineneintritt zurückströmt.

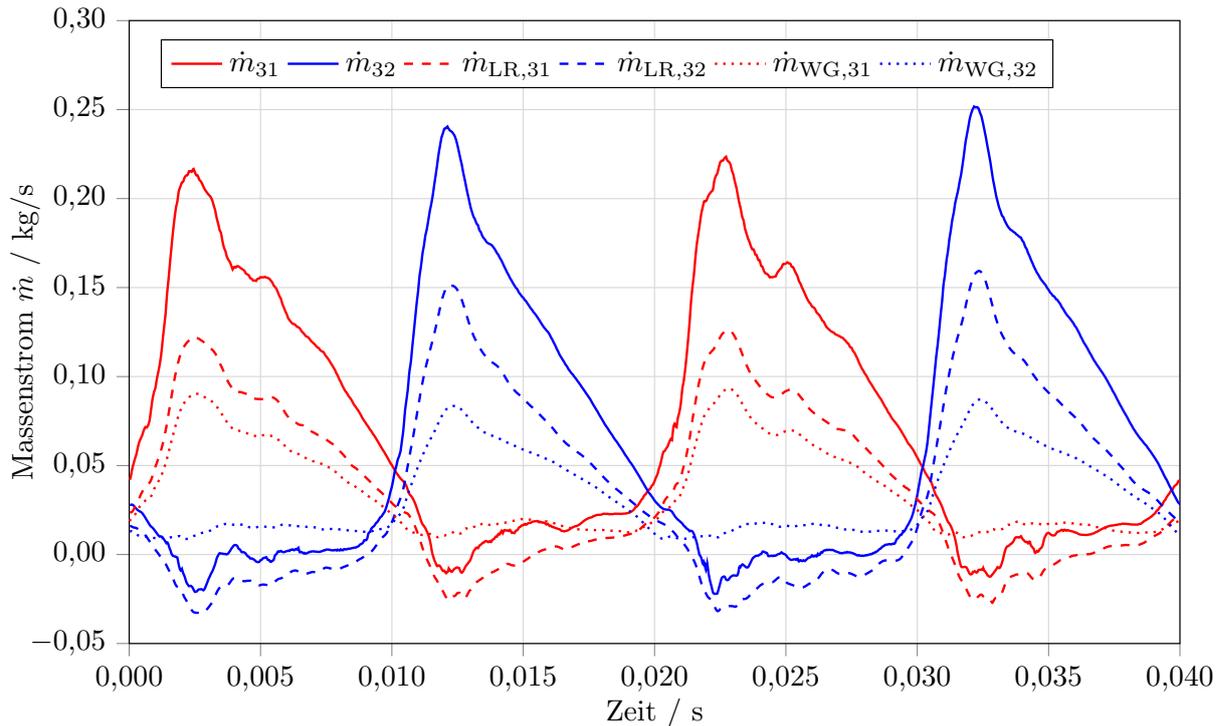


Abbildung 6.30: Verlauf der Massenströme am Eintritt des Gehäuses, unmittelbar vor dem Laufrad sowie in den Wastegatekanälen als Funktion der Zeit für die untersuchten Druckpulse (Simulation)

Im Fall von Flut 2 zeigt sich hier ($0,003\text{ s} < t < 0,008\text{ s}$) ein Massenstrom von $\dot{m}_{32} \approx 0\text{ kg/s}$. Beim Übersprechen von Flut 2 in Flut 1 ($t \approx 0,011\text{ s}$) ist das Absolutniveau des Übersprechens geringer, und es kommt weiterhin sogar zu einem positiven Massenstrom am Eintritt des Turbinengehäuses in Flut 1. Dies lässt sich durch zwei Effekte erklären:

- Der Massenstrom durch Flut 2 ist für den untersuchten Versuchsträger höher als durch Flut 1 (siehe Anhang Abb. A.1). Dies führt dazu, dass bei einem ähnlichen Druckniveau weniger Masse von einer in die andere Flut überströmt.
- Aufgrund des besseren Ausströmverhaltens des Wastegatekanals von Flut 1 (siehe Abb. 6.20) strömt die überströmende Masse direkt durch das Wastegate in Richtung Turbinenaustritt. Es besteht weiterhin ein treibendes Druckgefälle vom Turbineneintritt zum Wastegate, wodurch sich ein (wenn auch betragsmäßig geringer) positiver Massenstrom einstellt.

Es kann weiterhin festgehalten werden, dass die Massenströme durch die beiden Wastegatekanäle stets positiv bleiben, es also nicht zum Rückströmen kommt.

Abbildung 6.31 zeigt den zeitlichen Verlauf des reduzierten Massenstromverhältnisses für den Eintritt in das Turbinengehäuse (MFR) und am Laufrad (MFR_{LR}). Die Verläufe dieser beiden Werte zeigen zwischen den beiden Einzelbeaufschlagungen ($0 < MFR < 1$) eine Verschiebung. Explizit weist der Verlauf von MFR_{LR} einen steileren Gradienten auf. Diese Tatsache konnte bereits in Abb. 6.27 für stationäre Simulationen in einem ähnlichen Ausmaß beobachtet werden. Der wesentliche Einflussfaktor für diesen Effekt ist das ungleichmäßige Ausströmen der beiden

Wastegatekanäle. Im Bereich des Übersprechens ($0 > MFR$ und $MFR > 1$) kommt es zu einer stärkeren Verschiebung des Strömungszustands. Der Strömungszustand am Laufrad nimmt hierbei extremere Werte ein. Für den untersuchten Motorpuls liegt MFR_{LR} (bei stärkerer Beaufschlagung von Flut 1) um 1,5 Einheiten höher als MFR . Dies liegt im wesentlichen an dem geringeren Massenstromniveau vor dem Laufrad bei gleichzeitig geringerem Übersprechen von einer Flut in die Andere.

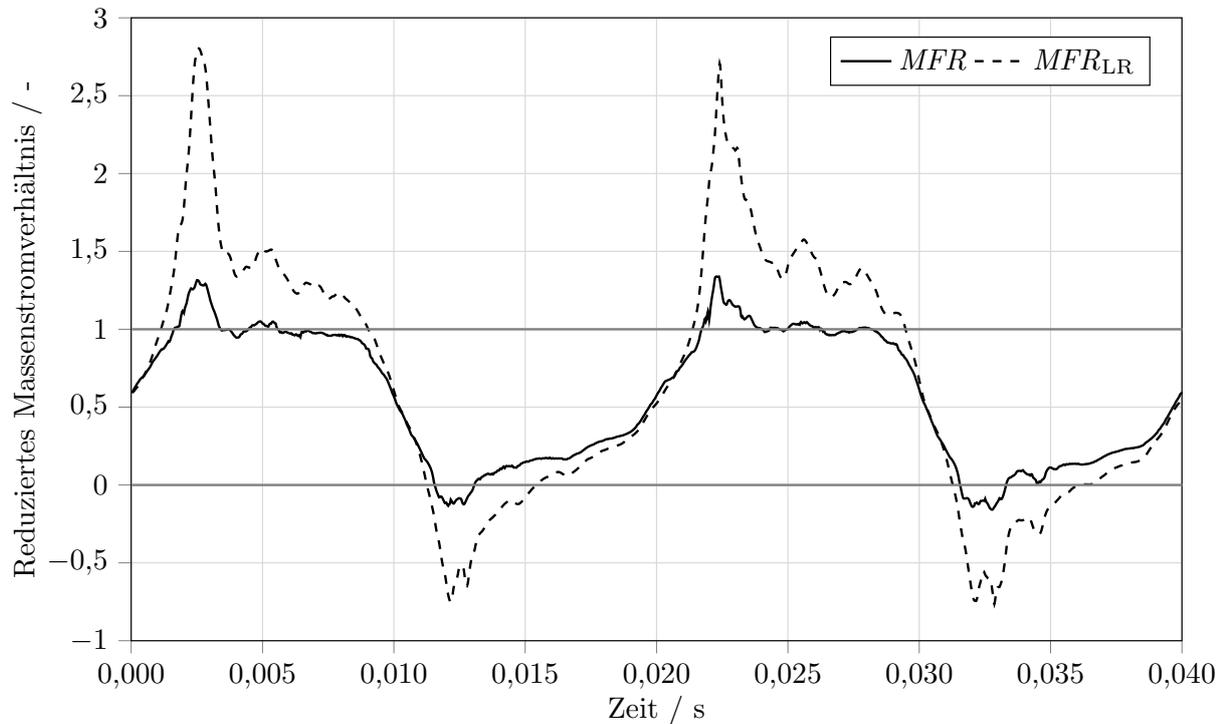


Abbildung 6.31: Verlauf des reduzierten Massenstromverhältnisses MFR und MFR_{LR} als Funktion der Zeit für den untersuchten Druckpuls (Simulation)

Die aus der transienten Simulation gewonnenen Informationen über den zeitlichen Verlauf der Wastegatemassenströme und der anderen Zustandsgrößen, werden in Kap. 7 zur Validierung eines Turbinenmodells für zweiflutige Turbinen mit geöffnetem Wastegate herangezogen.

7 Modellbildung und Ergebnisse der 1D-Motorprozessrechnung

Im folgenden Abschnitt wird der Einfluss der detaillierten Wastegatemodellierung zweiflutiger Turbinen auf das Motorverhalten untersucht. Hierzu wurde zunächst ein 1D-Turbinenmodell in der Simulationssoftware GT-POWER aufgebaut und mit den transienten 3D-CFD Simulationen aus Abschnitt 6.2.5 verglichen. Ausgehend davon, wird die neue Turbinenmodellierung in ein 1D-Motormodell eingefügt, welches gegen Messdaten vom Motorprüfstand abgeglichen wird. Der verwendete Versuchsträger wurde bereits in Tab. 3.2 beschrieben. Die Daten der BKP Turbinenkennfeldmessungen wurden mit der in [49] eingeführten Methode aufbereitet und extrapoliert, um eine erhöhte Modellgüte in Bereichen der Einzelbeaufschlagung und in Bereichen mit sehr hohen Turbinendruckverhältnissen zu erzielen.

Ziel der Untersuchungen der 1D-Turbinenmodellierung ist es, die quasistationäre Annahme zu validieren, d. h. zu überprüfen ob stationär gemessene Kennfelder von Turbine und Wastegate in der Lage sind das Instationärverhalten der Turbine bei geöffnetem Wastegate (mit guter Genauigkeit) abzubilden.

In einem finalen Schritt wird das Turbinenmodell in einem 1D-Motormodell verwendet und der Vergleich zu den Messdaten vom Motorprüfstand analysiert.

7.1 Modell zur Untersuchung der quasistationären Annahme zweiflutiger Turbinen mit geöffnetem Wastegate

Die Modellierung von Turbinen in der 1D-Motorprozessrechnung erfolgt aktuell über stationär gemessene Kennfelder. Für zweiflutige Turbinen zeigt sich, dass durch die Verwendung von unterschiedlichen Kennfeldern für die jeweiligen Strömungszustände der Turbine eine Verbesserung der Modellgüte erzielt werden kann [78]. Für den folgenden Abschnitt sollen die folgenden drei Fälle miteinander verglichen werden:

- Ergebnisse der 3D-CFD Simulationen aus Kap. 6.2.5. Hierbei werden instationäre Effekte, wie das Füllen und Entleeren der einzelnen Volumina für Flut 1 und Flut 2, berücksichtigt. Weiterhin lassen sich die Massenströme für das Laufrad und das Wastegate direkt auswerten. Diese Simulation dient im folgenden als Validierung.
- 1D-Simulationsmodelle für zweiflutige Turbinen:
 - Bestehendes Modell (Alt) bei dem das Wastegate über zeitlich unveränderliche und für beiden Wastegatekanäle identische Strömungsquerschnitte abgebildet wird.
 - Neues Modell (Neu) bei dem das Wastegate in Abhängigkeit des zeitlichen Verlaufs des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{\text{Strang,tt}}$ und des mittleren Druckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ abgebildet wird. Asymmetrien zwischen den Kanälen, sowie Verblockungseffekte am Deckel werden berücksichtigt.

Abbildung 7.1 zeigt eine schematische Darstellung der Turbinenmodellierung in ihrer aktuellen Form [49].

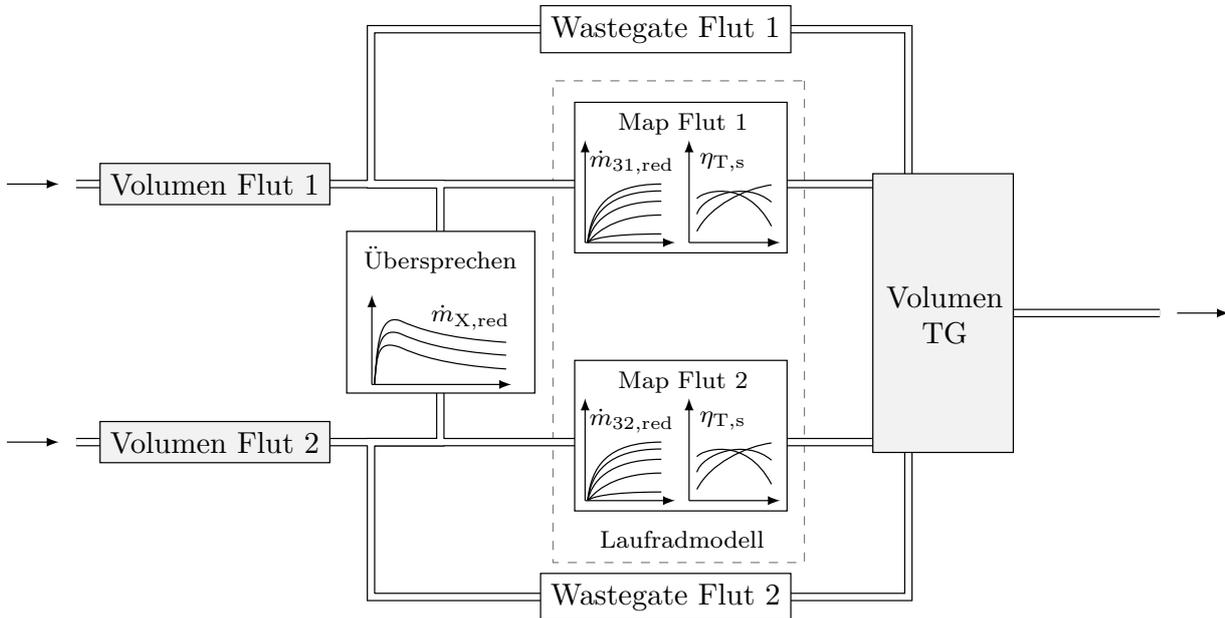


Abbildung 7.1: Schematische Darstellung des kennfeldbasierten Modells zur Abbildung des Betriebsverhaltens zweiflutiger Turbinen in der 1-D-Motorprozessrechnung nach [49]

Das Abgas tritt alternierend in das Volumen von Flut 1 bzw. Flut 2 ein. Von dort zweigt sich der jeweilige Pfad zum Wastegate und weiter in Richtung Turbinenrad auf. In Richtung des Turbinenrades wird das Übersprechen zwischen den beiden Fluten mit Hilfe von am BKP gemessenen Kennfeldern beschrieben (siehe auch [51]). Die Leistungsumsetzung an der Turbine erfolgt letztendlich über das Laufradmodell in welchem Kennfelder für den Durchsatz und den Wirkungsgrad der Turbine für unterschiedliche Strömungszustände hinterlegt sind. Alle Ströme werden später in einem weiteren Volumen gesammelt, welches repräsentativ für den Turbinenaustritt bzw. Katalysatoreintritt steht.

In der aktuellen Form des Modells wird das Wastegate über die Einstellung eines fixen Blendendurchmessers eingestellt, mit dessen Hilfe man die Leistung des Motors, bzw. den gewünschten Ladedruck regeln kann. Die Regelung erfolgt hier nicht zyklisch aufgelöst, und die beiden Wastegatequerschnitte werden meistens als gleich angenommen. Die in Kap 6 dargelegten Strömungseffekte werden ebenfalls vernachlässigt. Dieser Ansatz soll im folgenden mit den neuen Modellierungsansatz verglichen werden. Die neue Modellierung basiert auf der Abhängigkeit des isentropen Strömungsquerschnitts der beiden Wastegatekanäle vom mittleren Druckverhältnis und dem Strangdruckverhältnis.

Der Abgleich der Wastegatemodellierung erfolgt in einem ersten Schritt auf der Komponentenebene. Hierzu wird das in Abb. 7.1 gezeigte Turbinenmodell für den Versuchsträger ATL 1 aufgebaut. Folgende Randbedingungen und Annahmen wurden verwendet:

- Die Leistungsumsetzung wird für den alten und neuen Modellierungsansatz durch am BKP gemessene und anschließend extrapolierte Turbinenkennfelder abgebildet.

- Das Durchflussverhalten der beiden Wastegates wird für den neuen Modellierungsansatz als Lookup-table hinterlegt. Die verwendeten Daten wurden mit Hilfe von stationären 3D-CFD Simulationen erzeugt (siehe Abb. 6.21).
- Das Wastegate wird für die neue Modellierung in Anlehnung an die 3D-CFD konstant auf $\theta_{WG} = 12^\circ$ gestellt.
- Die Randbedingungen am Eintritt in das Volumen von Flut 1 und Flut 2 werden in Form des gesamten Turbinenmassenstroms (\dot{m}_{31} bzw. \dot{m}_{32}) aus der transienten 3D-CFD Simulation aufgeprägt (siehe Abb. 6.30).
- Für das alte Wastegatemodell wurde der Drosselquerschnitt der beiden Wastegatekanäle so geregelt, dass sich die gleiche Turbinenleistung über einen gesamten Zyklus ergibt (also vergleichbar mit einem gleichem Ladedruck im Motormodell).

Als Gütemaß für die Qualität des Wastegatemodells wird zum einen die Aufteilung zwischen Wastegate- und Turbinenlaufradmassenstrom, als auch die daraus resultierende Druckpulsation vor der Turbine gewählt. Die Ergebnisse der 1D-Simulation sind in Abb. 7.2 und Abb. 7.3 exemplarisch für Flut 1 dargestellt.

Für den Massenstrom (Abb. 7.2) zeigt sich für die neue Wastegatemodellierung eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem 3D-CFD simulierten und nun in 1D-modellierten Massenstrom durch die Turbine. Dies liegt im wesentlichen an der guten Modellierung des Wastegatemassenstroms. Der größte Unterschied zwischen der neuen und alten Wastegatemodellierung zeigt sich in der starken Einzelbeaufschlagung bzw. dem Übersprechen ($t \approx 0,003$ s). Die verbesserte Aufteilung der Massenströme zwischen Wastegate und Turbinenrad hat ebenfalls einen Einfluss auf die Abbildung des Drucks vor der Turbine $p_{31,tot}$, welcher wiederum einen Einfluss auf den Ladungswechsel und die Turbinenleistung hat. Abbildung 7.3 zeigt den Verlauf des totalen Turbineneintrittsdrucks $p_{31,tot}$ für die beiden Wastegatemodelle. Wie zu erwarten, führt die Unterschätzung des Wastegatemassenstroms der alten Modellierung zu einem zu hohen Druck vor der Turbine. Für den untersuchten Fall lässt sich dieser Fehler mit $\Delta p_{31,tot} = 6\%$ beziffern. Dies hat ebenfalls zur Folge, dass sich der Betriebspunkt im Turbinenkennfeld und damit auch die Leistungsausbeute in diesem Zeitschritt verändert. Die gemittelten Turbinenleistungen sind in beiden Modellen gleich. Neben dem zu hohen Druck zum Zeitpunkt der Beaufschlagung von Flut 1, ergibt sich ebenfalls ein zu geringer Druck in Flut 1 während diese nicht beaufschlagt ist, bzw. Übersprechen von Flut 2 in Flut 1 stattfindet ($t \approx 0,012$ s).

Hier zeigt die neue Modellierung einen maximalen Fehler im Wastegatemassenstrom $\dot{m}_{WG,31}$ von $\Delta \dot{m}_{WG,31,neu} = 6\%$ wohingegen die alte (symmetrische) Wastegatemodellierung den Wastegatemassenstrom um $\Delta \dot{m}_{WG,31,alt} = 18\%$ unterschätzt.

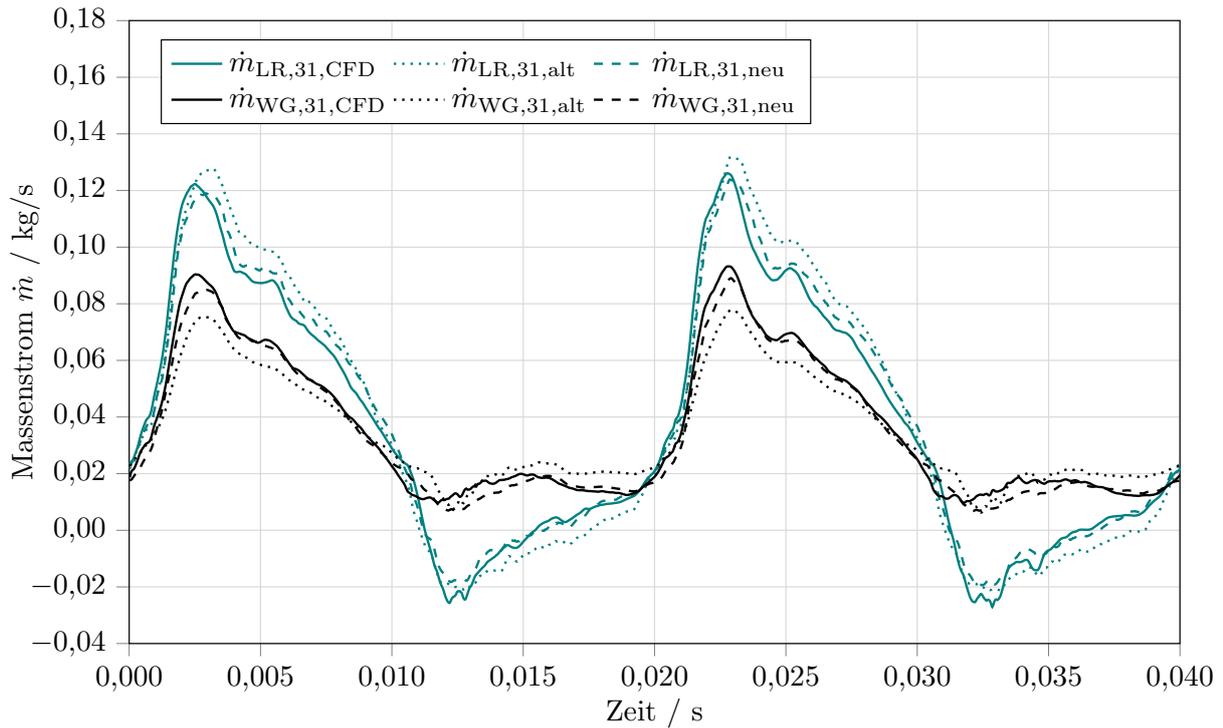


Abbildung 7.2: Zeitlicher Verlauf des Wastegate- und Turbinenmassenstroms $\dot{m}_{LR,31}$, $\dot{m}_{WG,31}$ für die neue und alte Wastegatemodellierung (Simulation)

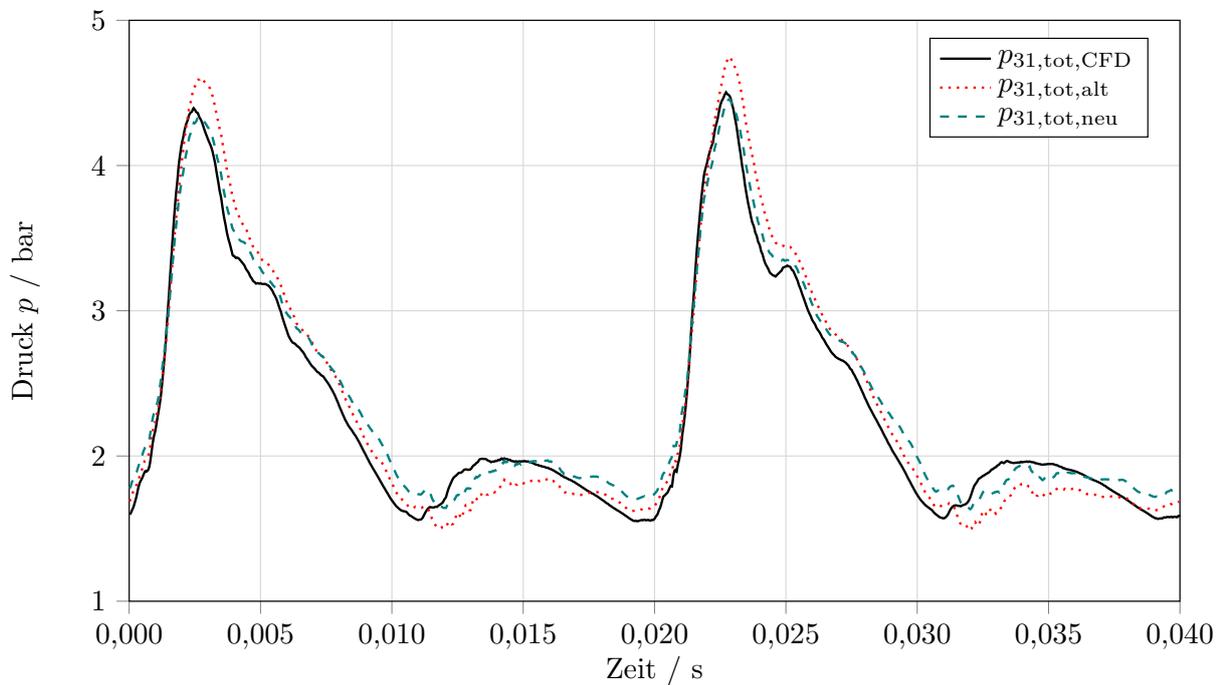


Abbildung 7.3: Zeitlicher Verlauf des Drucks vor Turbine $p_{31,tot}$ für die neue und alte Wastegatemodellierung (Simulation)

Abbildung 7.4 zeigt den Verlauf des gemittelten Druckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$, des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{Strang,tt}$, sowie des sich als Lookup ergebenden isentropen Strömungsquerschnitts in Flut 1 $A_{31,s}$.

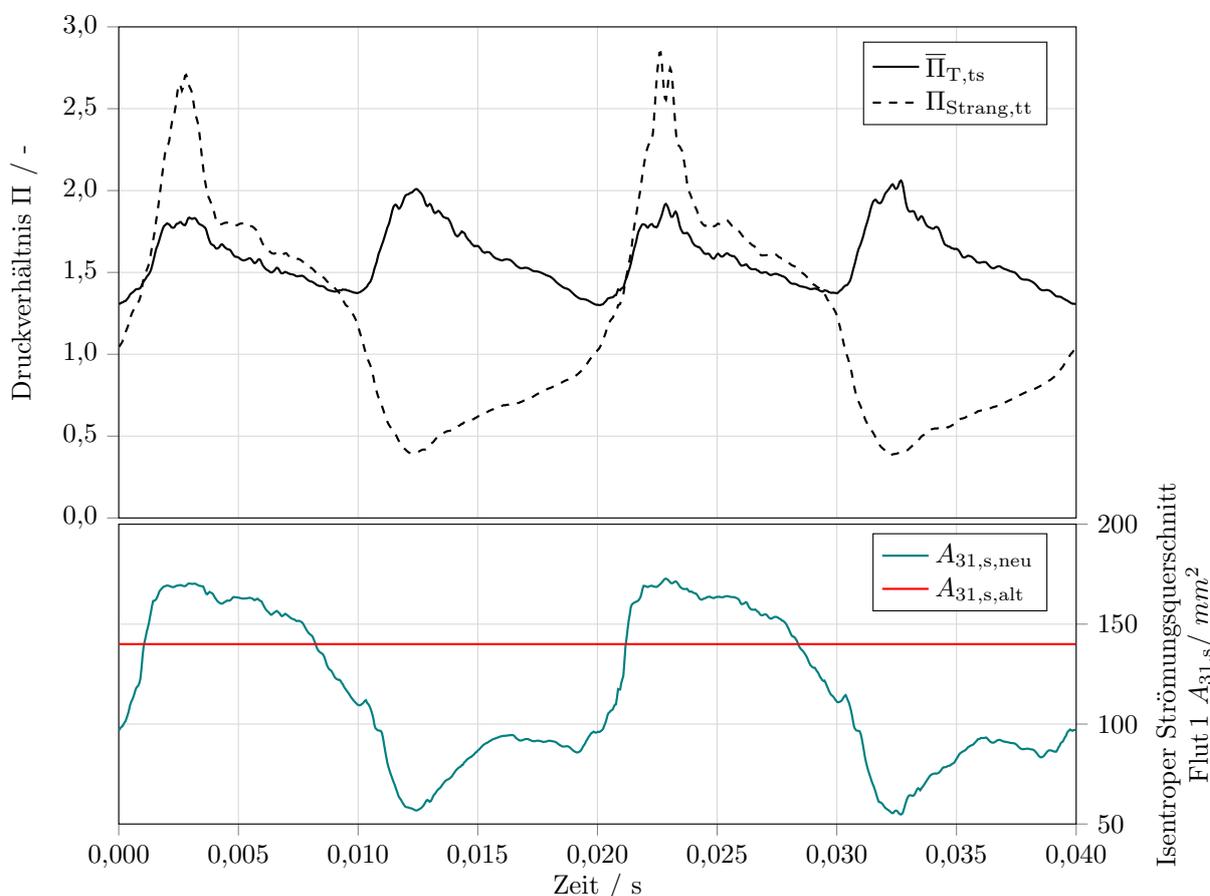


Abbildung 7.4: Zeitlicher Verlauf des mittleren Druckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ und des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{Strang,tt}$, sowie den isentropen Strömungsquerschnitt von Flut 1 $A_{31,s}$ (Simulation)

Wie zu erwarten ist zu sehen, dass sich der Verlauf von $A_{31,s}$ am Verlauf von $\Pi_{Strang,tt}$ orientiert. Der Einfluss des gemittelten Druckverhältnisses $\bar{\Pi}_{T,ts}$ ist nur gering ausgeprägt. Wenn Flut 1 voll beaufschlagt ist und demnach $\Pi_{Strang,tt} \gg 1$ ergeben sich hohe $A_{31,s}$. Die Werte laufen hier jedoch gegen einen Grenzwert, da sich das Strömungsfeld am Wastegate ab einem gewissen Druckverhältnis nicht mehr ändert, und somit auch der Strömungsquerschnitt nahezu konstant bleibt (siehe Abb. 6.21). Im Bereich $\Pi_{Strang,tt} < 1$ zeigt sich deutlich die Verblockung des Wastegatekanal 1, wodurch die approximierten $A_{31,s}$ auf rund 1/3 abfallen.

Der Wert des isentropen Strömungsquerschnitts für die alte Modellierung ergibt sich zu $A_{31,s} = 140 mm^2$. Dieser Wert orientiert sich an den Betriebspunkten mit hohen Drücken, da diese den größten Einfluss auf die Leistungsumsetzung der Turbine haben.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die neue Wastegatemodellierung eine verbesserte Übereinstimmung zu den transienten 3D-CFD Simulationen zeigt, und insbesondere die Ver-

schiebung des Strömungszustands der Turbine verdeutlicht. Dies ist ein wichtiges Ergebnis, da die Kennfelder zur Beschreibung des Durchfluss- und Wirkungsgradverhaltens der Turbine, die an einem BKP mit stationären Randbedingungen gemessen wurden, nun in einem erweiterten Bereich genutzt werden. Die Anwendung der stationären Wastegatekennfelder (aus der 3D-CFD) führen ebenfalls zu guten Ergebnissen. Hierdurch kann gezeigt werden, dass die quasistationäre Annahme auch für zweiflutige Turbinen mit geöffnetem Wastegate gültig ist, und sich keine relevanten instationären Effekte einstellen.

7.2 Untersuchung des neuen Wastegatemodells im Motormodell an der Volllast

In einem weiteren Schritt wird das neu aufgebaute und anhand von 3D-CFD Simulationen validierte Wastegate Modell in ein komplettes 1D-Motormodell integriert. Zu diesem Zweck wurde ein Motormodell des in Tab. 3.3 vorgestellten Versuchsträgers aufgebaut. Die verwendete Methodik, sowie die wichtigsten Randbedingungen wurden bereits in Kap. 5 beschrieben. In dem Modell wird das Wastegate so eingeregelt, dass das Soll-Drehmoment des Motors unter Vorgabe des Luftverhältnisses erreicht wird.

In Abb. 7.5 sind einige ausgewählte Motorkenngrößen für die Messung und Simulation als Funktion der Motordrehzahl n_{mot} gegenübergestellt. Wie zu erwarten, sind beide Modellierungen in der Lage, sowohl das Drehmoment, als auch die Leistung des Motors innerhalb einer relativen Abweichung zwischen den Modellen und der Messung von unterhalb 1 % zu berechnen.

Größere Unterschiede ergeben sich bei der Ladungswechselarbeit. Hier zeigt die neue Wastegatemodellierung eine geringere Ladungswechselarbeit. Das Modell nähert sich somit im Vergleich zur alten Wastegate Modellierung an die Messwerte an. Im Bereich kleiner Motordrehzahlen ($n_{\text{mot}} < 2000 \text{ min}^{-1}$) ist kein signifikanter Unterschied zwischen den beiden Modellen erkennbar. Dies liegt daran, dass der Wastegatemassenstrom nahe null ist. Im mittleren Drehzahlbereich ergeben sich größere Abweichungen der Modelle. Den größten Vorteil zeigt das neue Modell bei $n_{\text{mot}} = 4000 \text{ min}^{-1}$. Hier ergibt sich eine Verbesserung von 100 mbar in der Ladungswechselarbeit, wodurch die Abweichung zur Messung um 40 % reduziert wird.

Neben den motorischen Kenngrößen ist ein weiterer Vorteil der neuen Wastegatemodellierung die genaue Bestimmung des Wastegatewinkels. In Abbildung 7.5 sind hierzu sowohl der mittlere Wastegatemassenstrom \dot{m}_{WG} , als auch der Wastegatewinkel bzw. Wastegatedurchmesser darstellt. Es ist wichtig festzuhalten, dass das bisherige Modell lediglich einen Wastegatedurchmesser liefern kann, den man nur schwer für die Entwicklung von Applikationsstrategien nutzen kann. Der Wastegatewinkel wurde in diesem Beispiel durch die Interpolation zwischen den Stützstellen $\theta_{\text{WG}} = 0, 6, 12, 21^\circ$ durchgeführt. Die Ergebnisse der neuen und alten Modellierung liegen parallel verschoben und zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf. Durch die Berücksichtigung der Druckverhältnisabhängigkeit ergibt sich für den Eckdrehmomentpunkt bei der neuen Modellierung ein nahezu vollständig geschlossenes Wastegate, was am Motorprüfstand der Realität entsprechen sollte. Bei sehr geringen Motordrehzahlen ($n_{\text{mot}} = 1000 \text{ min}^{-1}$) ergeben sich aufgrund des geringen Leistungsniveaus des Turboladers unplausibel hohe Werte für den Wastegatewinkel bzw. -durchmesser. In diesen Betriebspunkten wird der ATL im extrapolierten Kennfeldbereich betrieben. Weiterhin steigt der Einfluss der Reibungsverluste und des Wärme-

transfers zwischen Verdichter und Turbine. Die Turbinenmodellierung bei niedrigen ATL-Lasten wurde bereits von [37, 76, 65] behandelt.

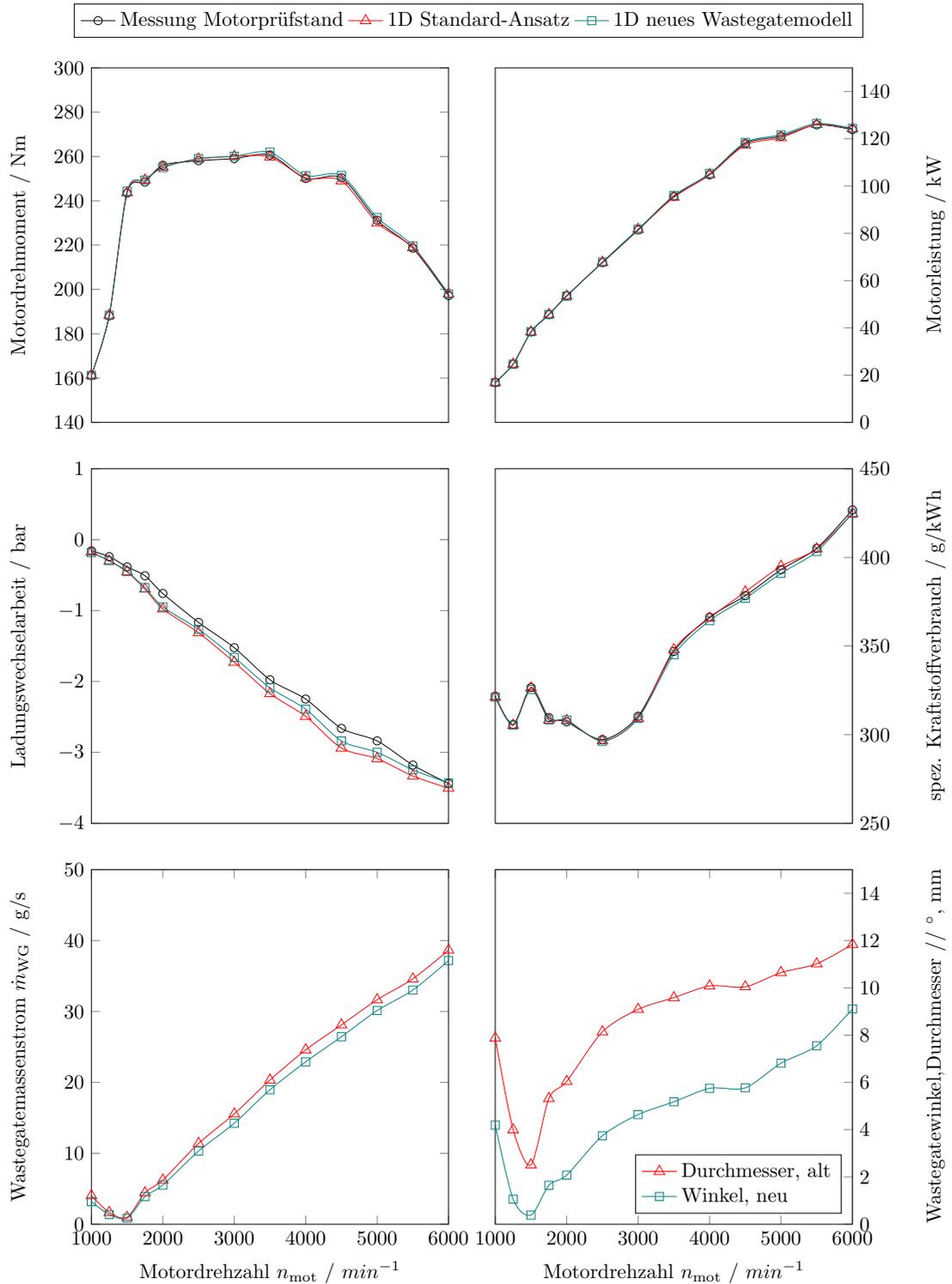


Abbildung 7.5: Validierung der 1D-Motorprozessrechnung anhand von ausgewählten Kenn- und Zustandsgrößen

Auf der linken Seite ist der Wastegatemassenstrom dargestellt. Es fällt auf, dass das alte Wastegatemodell den mittleren Wastegatedurchfluss im Vergleich zur neuen Modellierung überschätzt. Dies liegt daran, dass die neue Wastegatemodellierung während des Vorauslasstoßes einen hohen isentropen Strömungsquerschnitt verwendet und während des Übersprechens einen geringen Wert nutzt.

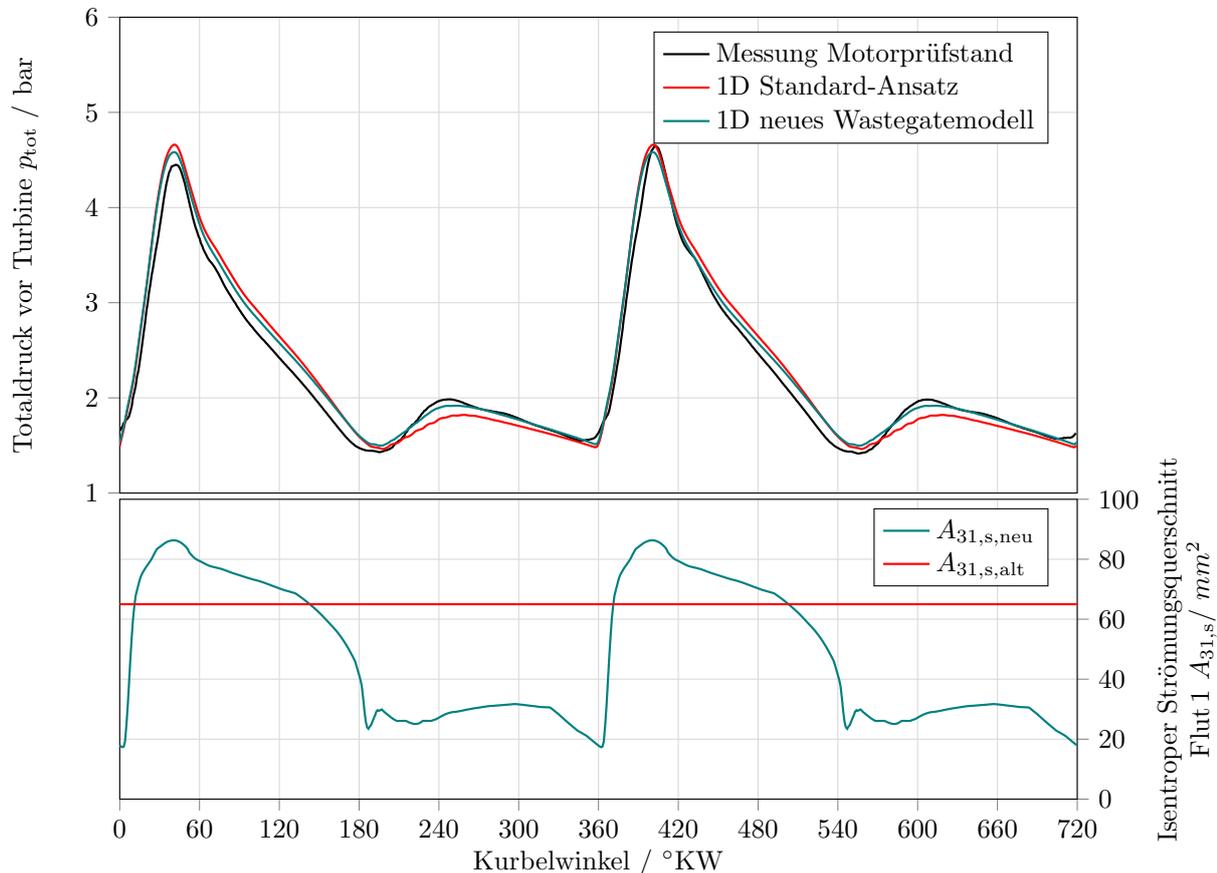


Abbildung 7.6: Abgaspulsation vor der Turbine sowie der Verlauf des isentropen Strömungsquerschnitts bei $n_{\text{mot}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ an der Volllast

Abschließend zeigt Abb. 7.6 die totalen Drücke vor der Turbine für die Messung und Simulationen. Auch in diesem Fall wird deutlich, dass das neue Wastegatemodell in Phasen der schwächeren Beaufschlagung zu einem höheren Druckanstieg vor der Turbine führt, und somit hilft die Ladungswechselarbeit und den Restgasgehalt besser abzubilden. Im Vergleich zum 3D-CFD Pulse ergeben sich hier deutlich andere Strömungsquerschnitte, da zum Einregeln der Last bei $n_{\text{mot}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ein Wastegatewinkel von $\theta_{\text{WG}} = 4,6^\circ$ notwendig ist. Für die Untersuchungen zur quasistationären Annahme aus Kap. 6.2.5 wurde bewusst ein größerer Wastegatewinkel gewählt ($\theta_{\text{WG}} = 12^\circ$) um die Modellierung auch für hohe Durchflüsse zu überprüfen.

Es ist festzuhalten, dass die neue Wastegatemodellierung eine Verbesserung der Prognose der transienten Druckpulsationen vor der Turbine ermöglicht. Weiterhin lässt sie einen Rückschluss auf den geometrischen Wastegatewinkel zu. Dieser kann für die Fahrzeug- bzw. Motorapplikation verwendet werden und somit die virtuelle Kalibrierung weiter verbessern.

8 Zusammenfassung

Gegenstand dieser Arbeit ist eine erweiterte Modellbildung der zweiflutigen Turbine unter besonderer Berücksichtigung des Wastegateverhaltens bei Ungleichbeaufschlagung. Ungleichbeaufschlagung, d. h. das Vorliegen unterschiedlicher Drücke in den beiden Eintrittsfluten des Turbinengehäuses, liegt bei den typischen Anwendungen bei Vier- und Sechszylindermotoren während eines Arbeitsspiels fast immer vor.

Wastegates heutiger Abgasturbolader haben eine kompakte Bauform und sind in das Turbinengehäuse integriert, wodurch sie für eine direkte Durchsatzmessung nicht zugänglich sind.

Die Berechnungsansätze in Ladungswechselprogrammen geben einen zeitlich konstanten Strömungsquerschnitt des Wastegates vor. Diese Annahme soll untersucht und verbessert werden.

Um ein besseres Verständnis des WG-Verhaltens für die Modellierung zu erlangen, wird zunächst die einfachere Variante der einflutigen Turbine untersucht. Die Erkenntnisse werden dann im Anschluss auf das Verhalten einer zweiflutigen Turbine übertragen und erweitert.

Die Ergebnisse lassen sich für die einflutige Turbine wie folgt zusammenfassen.

- Zur Quantifizierung des Durchflussverhaltens des Wastegates in Abhängigkeit des Wastegatewinkels und des anliegenden Druckverhältnisses werden zwei Methoden untersucht.
 - Messungen mit versperrter Turbinenvolute, bei der nur das Wastegate durchströmt wird.
 - Messungen mit vollständiger Turbinenstufe, bei der der Wastegatemassenstrom als Differenz zwischen dem Laufrad- und Gesamtmassenstrom berechnet wird. Bei geschlossenem Wastegate entspricht hierbei der Laufradmassenstrom dem Gesamtmassenstrom.
 - Beide Methoden führen zu vergleichbaren Ergebnissen.
- Das Durchflussverhalten von Wastegates lässt sich mit Hilfe des isentropen Strömungsquerschnitts $A_{3,s}$ beschreiben.
- Der Durchfluss des Wastegates zeigt eine nicht vernachlässigbare Abhängigkeit vom Turbinendruckverhältnis $\Pi_{T,ts}$, welches beim untersuchten Versuchsträger einen Anstieg um bis zu $\Delta A_{3,s} = 25\%$ ($\Pi_{T,ts} = 1,2 \rightarrow \Pi_{T,ts} = 3$) ausmacht.
 - Die Ursache der Druckverhältnisabhängigkeit kann mit Hilfe von 3D-CFD Simulationen erläutert werden und liegt unter anderem an Strömungseffekten im Bereich der Wastegateabzweigung aus der Volute der Turbine und dem asymmetrischen Ausströmen am Wastegatedeckel.
- Selbst bei vollständig geöffnetem Wastegate ist der isentrope Strömungsquerschnitt um bis zu 16% geringer, als der geometrische Querschnitt des Wastegatekanals.
- Der Turbinenwirkungsgrad und Durchfluss des Laufrades kann in der Regel als unabhängig vom Öffnungswinkel des Wastegates angenommen werden.

- Ein additiv untersuchtes kompaktes Wastegate Design zeigt eine stärkere Beeinflussung der Laufradabströmung und führt zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads von $\Delta\eta_{LR,s} = 1,6\%$ – Punkte. Der Durchfluss des Laufrades bleibt dabei konstant.

Die Erkenntnisse der einflutigen Turbinen, bspw. die Abhängigkeit des $A_{3,s}$ vom Druckverhältnis $\bar{\Pi}_{T,ts}$, können zum Teil auf die zweiflutigen Turbinen übertragen werden.

- Das Durchflussverhalten der Wastegates zweiflutiger Turbinen kann mit Hilfe von zwei isentropen Strömungsquerschnitten (Kanal 1 und Kanal 2) beschrieben werden.
 - Das Verhältnis der beiden Drücke am Eintritt der Wastegatekanäle wird als Strangdruckverhältnis bezeichnet.
 - Durch die Zusammenführung der beiden Kanäle unter einem gemeinsamen Wastegatedeckel kommt es in Abhängigkeit des Strangdruckverhältnisses zu unterschiedlichen Strömungsquerschnitten.
 - Die isentropen Strömungsquerschnitte für Kanal 1 und Kanal 2 werden als Funktion des Strangdruckverhältnisses $\Pi_{Strang,tt}$ und des gemittelten Druckverhältnisses in beiden Fluten $\bar{\Pi}_{T,ts}$ hinterlegt.
- Um das Durchflussverhalten der beiden Wastegatekanäle quantifizieren zu können, wurde eine neue Messmethode entwickelt, bei welcher (analog zur einflutigen Turbine) die Voluten der Turbine versperrt werden, um eine klare Massenstrombilanz ziehen zu können.
 - Der isentrope Strömungsquerschnitt $A_{31,s}$ ändert sich für kleine (z. B. $\theta_{WG} = 6^\circ$) Wastegatewinkel um bis zu 600% in Abhängigkeit der Drücke in beiden Fluten, d. h. dem Strangdruckverhältnis.
 - Für größere Öffnungswinkel reduziert sich die Druckverhältnisabhängigkeit auf lediglich 6% bei $\theta_{WG} = 30^\circ$
 - Insbesondere bei der Annäherung an die Einzelbeaufschlagung kommt es zu einer starken Verblockung der nicht beaufschlagten Flut.
 - Die Methode erfasst nicht die Strömungsinteraktion am Ringraum zwischen Gehäusetrennwand und Turbinenradeintritt und ist somit nur in einem engen Bereich um die Gleichbeaufschlagung gültig.
 - Das Wastegateverhalten unter Randbedingungen in denen die Turbine Übersprechverhalten zeigt können mit dieser Messmethode nicht erfasst werden.
- Das Wastegateverhalten im Bereich des Übersprechens kann nur mit 3D-CFD Simulationen untersucht werden.
 - Mit Hilfe der 3D-CFD Simulationen kann gezeigt werden, dass beim Übersprechen, d.h. bei der Durchströmung vom Laufrad her, es zu einer Strömungsablösung im Wastegatekanaleintritt kommt.
 - Im Bereich des Übersprechens wird der isentrope Strömungsquerschnitt deutlich reduziert (zirka 40%).
- Durch das asymmetrische Ausströmen durch die beiden Wastegatekanäle kommt es zu einer Verschiebung des Strömungszustands vor dem Turbinenrad. Der Strömungszustand lässt sich über das reduzierte Massenstromverhältnis MFR identifizieren und in der Mo-

dellierung ansteuern.

- Die bisher gemessenen Kennfelder, welche mit einem konstanten Strömungszustand MFR gemessen werden, können allerdings über einen neuen Parameter, dem reduzierte Massenstromverhältnis am Laufradeintritt MFR_{LR} , in der Modellierung angesteuert werden.
- MFR_{LR} kann nach Abzug der beiden Wastegatemassenströme berechnet werden.
- Wie auch bei der einflutigen Turbine kann gezeigt werden, dass sowohl der Wirkungsgrad, als auch das Durchflussverhalten der Turbine durch das Öffnen des Wastegates unverändert bleiben.
- Zur weiteren Analyse werden transiente 3D-CFD Simulationen der kompletten Turbinenstufe inkl. beider Wastegatekanäle durchgeführt.
 - Der quasistationäre Berechnungsansatz für zweiflutige Turbinen mit geöffnetem Wastegate ist valide.
 - Folglich kann sowohl die Turbine, als auch beide Wastegates mit Hilfe von stationär aufgenommenen Kennfeldern modelliert werden.
- Das neue Wastegatemodell wird zur Modellierung eines 1.6l Vierzylinder-Ottomotors in der 1D-Motorprozessrechnung verwendet und zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zu den Messdaten.
 - Im Vergleich zur alten Modellierung werden die Abgasdruckspitzen des Vorauslassstosses gemildert, welche die Rückwirkungen aus dem anderen Strang verstärken. Das alte Wastegatemodell überschätzt den Druck vor der Turbine um 6%.
 - Die Druckverläufe nähern sich der Messung an und die Abweichungen in der Ladungswechselerarbeit wird um 40 % reduziert.
- Weiterhin ermöglicht das Modell die Vorhersage des Wastegatewinkels, um diese Information ebenfalls für die Bedatung von Motorsteuergeräten einzusetzen.

A Weiterführende Messdaten

A.1 Turboladerkennfelder aus Messungen am Brennkammerprüfstand

Abbildung A.1 und A.2 zeigen das Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten von ATL 1 basierend auf Messungen am BKP für drei Strömungszustände der Turbine.

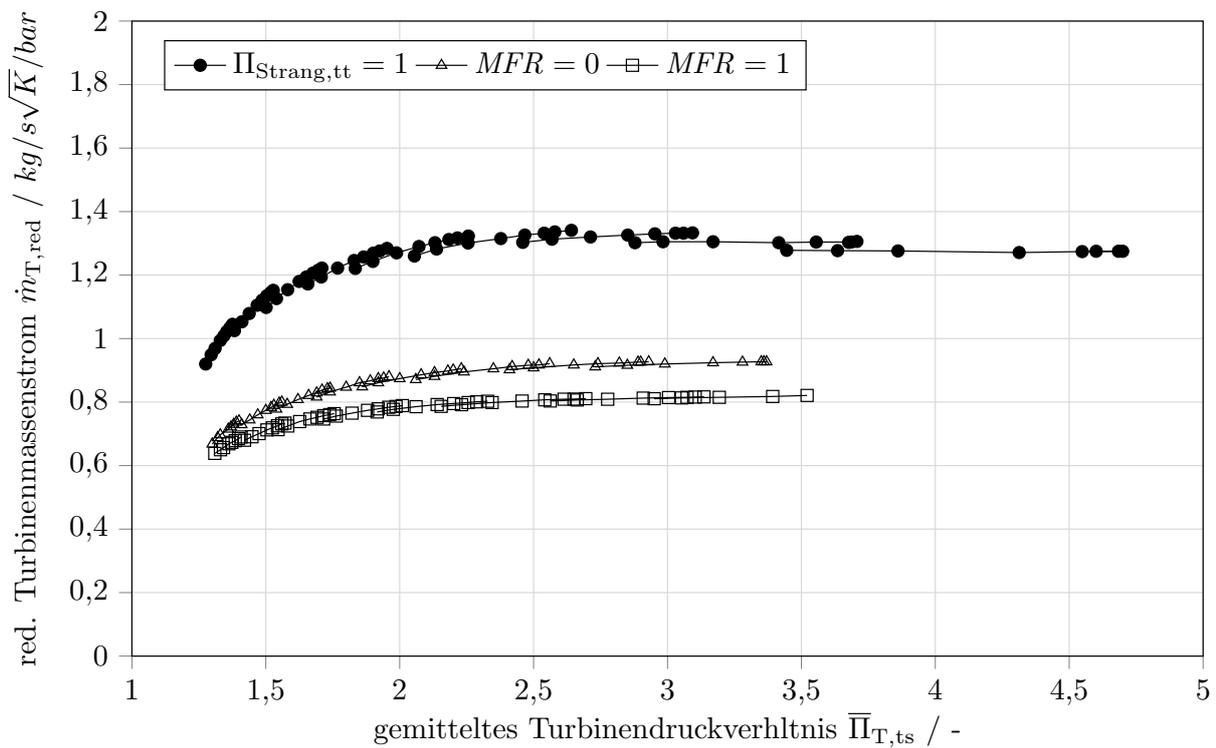


Abbildung A.1: Gemessene Turbinendurchsatzkennfelder von ATL 1 für die Einzel- und Gleichbeaufschlagung

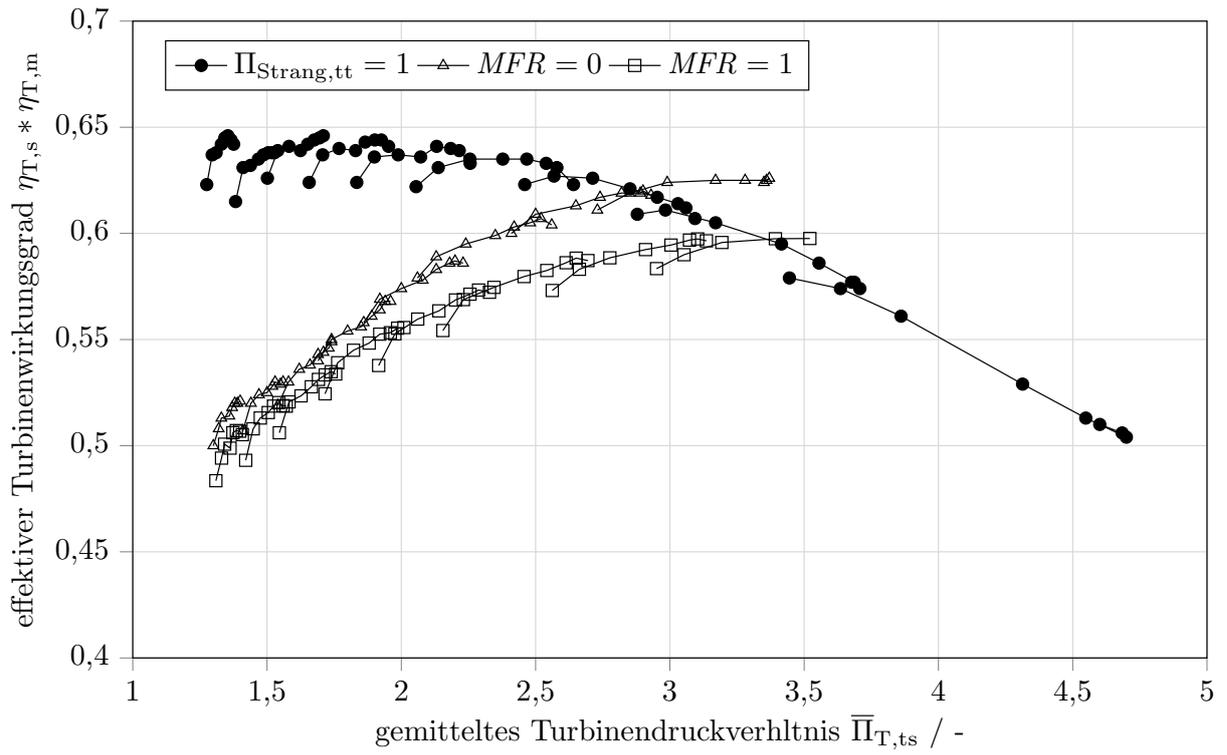


Abbildung A.2: Gemessener Turbinenwirkungsgrad von ATL 1 für die Einzel- und Gleichbeaufschlagung

Abbildung A.3 und A.4 zeigen das Durchsatz- und Wirkungsgradverhalten von ATL 1 basierend auf Messungen am BKP für den Verdichter in der Gleichbeaufschlagung.

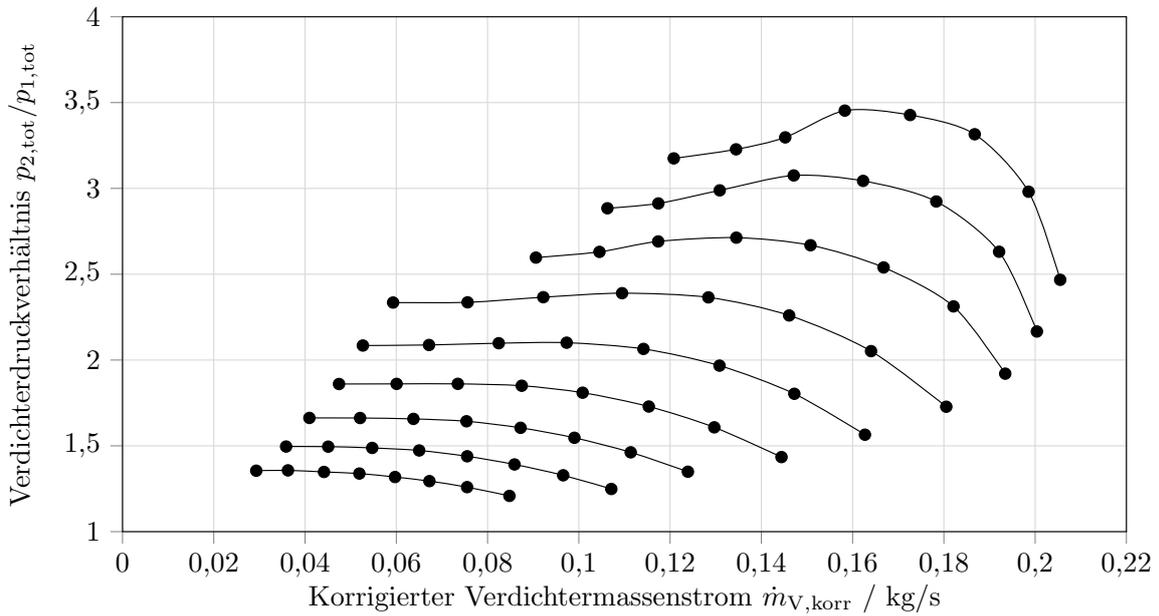


Abbildung A.3: Gemessenes Verdichterdurchflusskennfeld von ATL 1

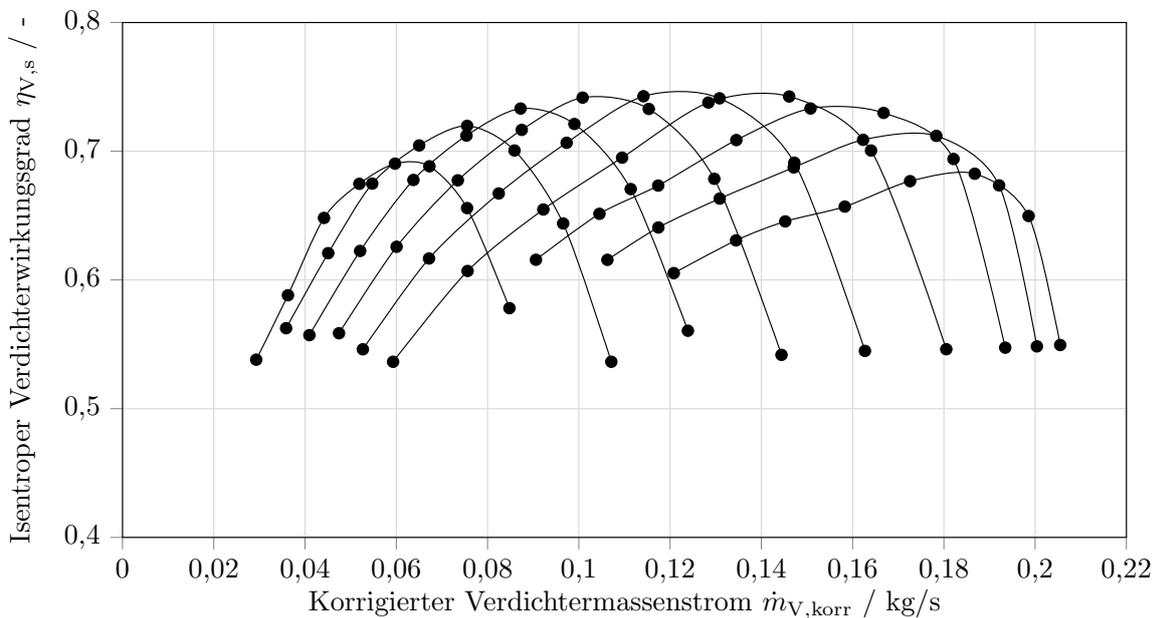


Abbildung A.4: Gemessenes Verdichterwirkungsgradkennfeld von ATL 1

Literatur

- [1] Scott Grover Aguilar, David George Elpern, Peter John Hebben, Lloyd Bill Jensen, Steven Walter Coleman, Sunhil Nandan Sahay, Douglas Alan Milliken, Raymond Leo Lopez und Werner Wick: *Turbocharger integrated bearing system*, US Patent 6,017,184, 2000
- [2] Nisar Al-Hasan, Stefan Reuter, Michael Klaus und Achim Koch: »RAAX-Turbolader in der Anwendung für das Miller-Brennverfahren«, in: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 77.7-8 (2016), S. 46–53
- [3] Shigeru Anada, Toshiro Kawakami und Noriyoshi Shibata: *Development of SJ (Swirl Jet) Turbocharger for Diesel Engine Vehicles*, Techn. Ber., SAE Technical Paper, 1997
- [4] N. Anton, C. Fredriksson, P-I. Larsson, M. Genrup und A. Hultqvist: »Twin-scroll turbine performance evaluation from gas stand data«, in: *21. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2016
- [5] R. Aymanns, J. Scharf, T. Uhlmann und D. Lückmann: »A Revision of Quasi Steady Modelling of Turbocharger Turbines in the Simulation of Pulse Charged Engines«, in: *16. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2011
- [6] R. Aymanns, F. Xia, B. Franzke, D. Lückmann, T. Uhlmann, B. Höpke und R. Tharmakulasingham: »Combining Miller Cycle and VTG - A promising concept for future gasoline engines?«, in: *21. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2016
- [7] N. Baines: *Fundamentals of Turbocharging*, Concepts NREC Wilder VT, 2005
- [8] R. Basshuysen und F. Schäfer: *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, Springer-Verlag, 2015
- [9] Willy JG Bräunling: *Flugzeugtriebwerke. Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme, 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage*, 2009
- [10] N Brinkert, M Rott, J Friedrich, S Weber, N Freisinger und G Karl: »Konsequente Weiterentwicklung von Stoß-/Stauaufladung am 4-Zylinder Ottomotor«, in: *19th Aufladetechnische Konferenz, Dresden, September, 2014*
- [11] N. Brinkert, M. Rott, J. Friedrich, S. Weber, N. Freisinger und G. Karl: »Konsequente Weiterentwicklung von Stoß-/Stauaufladung am 4-Zylinder Ottomotor«, in: *19. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2013
- [12] N. Brinkert, S. Sumser, S. Weber, K. Fieweger und H. Bauer: »The asymmetric twin-scroll turbine under engine operating conditions«, in: *THIESEL Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, 2010

- [13] R. Brück, T. Härig, J. Ehrhard und S. Slavic: »Turboladerkatalysator; Innovative Kombination von Turbolader und Katalysator-technologie«, in: *Tagungsband 40. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2019
- [14] A. Büchi: »Kohlenwasserstoff-Kraftanlage«, Pat. CH Patent Nr. 35259, 1905
- [15] R. Christmann, A. Rohi, S. Weiske und M. Gugau: »Kugelgelagerte VTG-Turbolader für Ottomotoren«, in: *MTZ worldwide* 80.10 (2019), S. 18–25
- [16] FEV Consulting: *Presentation material FEV Consulting GmbH*, 2017
- [17] G. Daimler: *Gottlieb Daimler*, US Patent 349,983, 1886
- [18] S. Decker, S. Münz, S. Weiske, U. Tomm, J. Werner und R. Sauerstein: »Euro 7 - The contribution of the boosting system to meet future challenging emission regulations«, in: *24th Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2019
- [19] Rudolf Diesel: »Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen«, in: *Deutsches Patent-und Markenamt* 67207 (1892)
- [20] A Dupuis u. a.: »Key Features of the Turbocharged Engine System for the New PSA 1.2 L PureTech e-THP 3 Cylinder Gasoline Engine, 19«, in: *Aufladetechnische Konferenz, Sept*, 2014
- [21] A. Dupuis, V. Colliot, S. Dessarthe, F. Chavanel, P. Davies, D. Jeckel, L. Toussaint und A. Laurent: »Key features of the Turbocharged Engine System for the new PSA 1.2l PureTech e-THP 3 cylinder gasoline engine«, in: *19. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2014
- [22] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, J. Theobald, B. Stiebels, H. Hoffmeyer und M. Kreft: »Der neue EA211 TSI Evo von Volkswagen«, in: (2016)
- [23] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, J. Strobel und J. Kühlmeyer: »Der neue W12 TSI-Motor des Volkswagen Konzerns Perfektion in Performance und Komfort«, in: *Tagungsband 36. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2015
- [24] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, J. Theobald, B. Stiebels, H. Hoffmeyer und M. Kreft: »The New EA211 TSI® evo from Volkswagen«, in: *37th International Vienna Motor Symposium*, 2016
- [25] D. Filsinger, G. Fitzky und B. Phillipsen: »Flexible turbocharger turbine test rig MONA VI«, in: *IMEchE 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, May*, 2006, S. 17–18
- [26] Björn Franzke, Adrian Schloßhauer, Dominik Lückmann und Matthias Thewes: »Variable Turbinengeometrie Zusätzlicher Freiheitsgrad zur CO₂-Reduzierung«, in: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 78.10 (2017), S. 38–43
- [27] F. Frese: »Aerodynamische und strukturmechanische Bewertung des Flutenteilers an Radialturbinen von Turboladern«, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2011
- [28] F. Fröhlig, J. Kech, N. Lachenmaier und T. Männle: »Die Weiterentwicklung der ZR-Turbolader-Familie von MTU zur Steigerung der Effizienz und Dynamik des Aufladesystems«, in: *24th Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2019

- [29] Holger Gabriel, Stefan Jacob, Uwe Münkler, Helmut Rodenhäuser und Hans-Peter Schmalzl: »Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für Ottomotoren«, in: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 68.2 (2007), S. 96–103
- [30] R. Golloch: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*, Springer-Verlag, 2005
- [31] Robert C Griffith, Seth E Slaughter und Peter E Mavrosakis: *Applying ball bearings to the series turbochargers for the caterpillar® heavy-duty on-highway truck engines*, Techn. Ber., SAE Technical Paper, 2007
- [32] M. Gugau, F. Winkler, S. Weiske, T. Heuer und R. Sauerstein: »The next generation of pulse optimized multi-scroll turbines for automotive applications - DualVolute and Twin-Scroll«, in: *12. International conference on turbochargers*, London, 2016
- [33] Mike J Hand, E Hellstrom, Doohyun Kim u. a.: »Model and calibration of a diesel engine air path with an asymmetric twin scroll turbine«, in: *ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, American Society of Mechanical Engineers, 2013, V001T05A010–V001T05A010
- [34] F. Haußmann und B. Höpke: »ATL-Dynamik - Optimierung des dynamischen Verhaltens hochaufgeladener Ottomotoren nach den Kriterien bester Verbrauch und bestes transientes Ansprechverhalten«, in: *FVV-Vorhaben Nr. 1081 Abschlussbericht*, 2015
- [35] I. Hermann, S. Föllner, G. Tittes und C. Glahn: »Innovative Wastegate Konturen zur Verbesserung von Ladedruck Regelung und Dauerhaltbarkeit«, in: *21. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2016
- [36] J. Heywood: *Internal combustion engines fundamentals*, McGraw-Hill Inc., 1988
- [37] B. Höpke: »Analyse und Modellierung des thermischen Verhaltens von Pkw-Abgasturboladern«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2017
- [38] B. Höpke, T. Uhlmann, S. Pischinger, B. Lüddecke und D. Filsinger: »Analysis of Thrust Bearing Impact on Friction Losses in Automotive Turbochargers«, in: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 137 (2015), S. 082507–1
- [39] Gamma Technologies Inc.: *GT-SUITE Flow Theory Manual 7.4*, 2013
- [40] D. Japikse und N. Baines: *Introduction to turbomachinery*, Concepts NREC Wilder, VT, 1994
- [41] P. Jeschke und M. Wirsum: *Manuskript zur Vorlesung Grundlagen der Turbomaschinen*, 2014
- [42] M. Kerkau, S. Knirsch und H. Neußer: »Der neue Sechszylinder-Biturbo-Motor mit variabler Turbinengeometrie für den Porsche 911 Turbo«, in: (2006)
- [43] J. Kerner, T. Wasserbäch, M. Baumann, T. Brandl, B. Kistner, M. Werner und R. Schmidt: »Die neue Boxermotorenfamilie von Porsche«, in: (2016)
- [44] J. Königstedt u. a.: *Der neue 3.0 l-V6-TFSI-Motor von Audi. der nächste Meilenstein der TFSI-Technologie: 37. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2016

- [45] J Königstedt, M Aßmann, C Brinkmann, A Eiser, A Grob, J Jablonski und R Müller: »Die neuen 4.0 I-V8-TFSI-Motoren von AUDI. 33«, in: *Intern. Wiener Motorensymposium* (2012)
- [46] J. Laissus, A. Lombard, D. Tisserant, B. Sugumaran, P. Davies, P. Di Martino und J. Roux: »A paradigm change in bypass design for Gasoline Turbocharging«, in: *17. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2012
- [47] B. Lehman, K. Luchansky, C. Marriott und S. Shin: »Der neue 2.7L Turbomotor von General Motors«, in: *Tagungsband 40. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2019
- [48] M Lisbona, E Bonamassa und S Cereda: »The New 2.2 All-Aluminum Alfa Romeo Diesel Engine«, in: *37. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2016
- [49] D. Lückmann: »Interaktion zweiflutiger Turbinen mit dem Verbrennungsmotor«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2016
- [50] D. Lückmann und M. Stadermann: »Erweiterte Turbinenkennfeldmessung II«, in: *AiF-Nr. 17706 N/I Abschlussbericht, in Vorbereitung*, 2015
- [51] D. Lückmann, M. Stadermann, R. Aymanns und S. Pischinger: »Investigation of Cross Flow in Double Entry Turbocharger Turbines GT2016-57190«, in: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016*, 2016
- [52] D. Lückmann, B. Höpke, R. Aymanns, T. Uhlmann, R. Tharmakulasingam und M. Stadermann: »Modeling of Heat Transfer Phenomena in the Simulation of Turbocharged Engines«, in: *18. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2013
- [53] D. Lückmann, T. Uhlmann, H. Kindl und S. Pischinger: »Separation in Double Entry Turbine Housings at Boosted Gasoline Engines«, in: *MTZ Worldwide* 74 (2013)
- [54] D Marsal, F Tomanec, M Zatko, A Ondrejka und Forbelsky A: »Improvement of Monoblock by-pass valve for sealing, controllability and catalyst light off«, in: *IMEchE 13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, May, 2018*, S. 343–356
- [55] Detlef Naundorf, Holger Bolz und Michael Mandel: *Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology*, Techn. Ber., SAE Technical Paper, 2001
- [56] N Oikawa, T Fukuma, Y Hamamura, T Yamamoto, H Kaneko, G Kishimoto und T Toda: »The New Toyota Inline 4 Cylinder 2.8L ESTEC GD Diesel Engine«, in: *36. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2015
- [57] T. Palenschat, JF. Cortell, P. Newton, RF. Martinez-Botas, M. Müller und S. Rajoo: »Numerical study of the quasi-steady approach applied to an asymmetric twin-scroll volute turbocharger turbine for a heavy duty diesel engine under realistic boundary conditions«, in: *IMEchE European Conference on Turbomachinery*, London, 2018
- [58] S. Pischinger: *Vorlesungsumdruck: Verbrennungskraftmaschinen II*, 26. Auflage, 2007
- [59] M. Purdey: »Development of an Improved Turbocharger Dynamic Seal«, in: *24th Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2019

- [60] M. Rode, T. Suzuki, G. Iosifidis, L. Durbiano, D. Filsinger, A. Starke, J. Starzmann, N. Kasprzyk und T. Bamba: »Boosting the Future with IHI: a comparative evaluation of state-of-the-art TGDI turbo concepts«, in: *24th Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2019*
- [61] Luis San Andres, Juan Carlos Rivadeneira, Kostandin Gjika, Christopher Groves und Gerry LaRue: »Rotordynamics of small turbochargers supported on floating ring bearings—highlights in bearing analysis and experimental validation«, in: *Journal of tribology* 129.2 (2007), S. 391–397
- [62] R. Sauerstein, D. Cempirkova, R. Hadas, M. Ruh, M. Stilgenbauer, R. Zahoransky und L. Takabatake: »A new generation of Turbochargers for gasoline engines for E100 fuel capability and high pulsation requirements for Wastegate control«, in: *20. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband, Dresden, 2015*
- [63] R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, H.-P. Schmalzl und R. Christmann: »Die Doppelstrom-VTG von BorgWarner - Ein neues Aufladesystem für DI-Ottomotoren«, in: *BorgWarner KnowledgeLibrary, 2009*
- [64] Scania: *Scania's new generation of V8s – the technology behind this major step forward, 2017*
- [65] J. Scharf: »Extended Turbocharger Mapping and Engine Simulation«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2010
- [66] M. Schinnerl, M. Bogner, M. Heldmann, I. Sandor und J. Ehrhard: »Einfluss von Wärmeübertragung und Lagerreibung auf gemessene Turbolader-Kennfelder«, in: *23rd Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2018*
- [67] J. Schmid, N. Brinkert, U. Hüttinger und R. Kemmler: »Turbocharging - the main component for power variation on the new 4 cylinder gasoline engine from Mercedes-Benz«, in: *23rd Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2018*
- [68] N. Schorn: »The Radial Turbine for Small Turbocharger Applications: Evolution and Analysis Procedures of Twin Entry Turbine Turbochargers«, in: SAE 2014-01-1647, 2014
- [69] U. Schwerdel, A. Koch, H. Claus, D. Frankenstein, J. Held, A. Kaufmann und R. Herfurth: »Neuer Turbolader mit elektrischer Waste-Gate Verstellung«, in: *14. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband, Dresden, 2009*
- [70] B. Sirakov und M. Casey: »Evaluation of heat transfer effects on turbocharger performance«, in: *Journal of Turbomachinery* 135.2 (2013)
- [71] M. Stadermann und F. Falke: »Untersuchung Zweiflutiger Turbinen«, in: *BMW/IGF-Nr. 19380 N/I Abschlussbericht, in Vorbereitung, 2020*
- [72] M. Stadermann, F. Falke, D. Lückmann und R. Aymanns: »Impact of the turbine flow condition of double entry turbines on the wastegate's discharge behaviour«, in: *13. International conference on turbochargers, London, 2018*

- [73] M. Stadermann, T. Zimmermann, A. Schlosshauer, F. Falke, D. Lückmann, R. Aymanns, T. Uhlmann und J. Perge: »Novel methods to analyse the mechanical and thermodynamic behaviour of turbocharger wastegates«, in: *23rd Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2018*
- [74] A. Starke, T. Leonard, A. Hehn, M. Model, L. Hoppe, T. Kotzbacher, M. Weiss, K. Segawa, T. Bamba und G. Iosifidis: »The Next Generation of Variable Geometry Turbochargers from IHI«, in: *23rd Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2018*
- [75] D. Talue, P. Whitwood, G. Page, M. McAllister, F. Borean und R. Penfold: »Vorstellung des Ingenium Otto-Motors: Jaguar Land Rover's neuer 4-Zylinder Ottomotor«, in: *Tagungsband 38. Internationales Wiener Motorensymposium, 2017*
- [76] T. Uhlmann: »Vermessung und Modellierung von Abgasturboladern für die Motorprozessrechnung«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2013
- [77] T. Uhlmann, D. Lückmann, B. Höpke, M. Stadermann, K. Kannan und R. Aymanns: »Design and matching process of turbochargers for passenger car gasoline engines«, in: *Fisitas F2014-CET-167, 2014*
- [78] T. Uhlmann, D. Lückmann, R. Aymanns, J. Scharf, B. Höpke, M. Scassa, N. Schorn und H. Kindl: »Entwicklung und Auslegung von zweiflutigen Turbinen für hochaufgeladene Ottomotoren der nächsten Generation«, in: *Tagungsband 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 2013*
- [79] Richard Van Basshuysen und Fred Schäfer: »Handbuch Verbrennungsmotor«, in: *Aufl., Vieweg, Wiesbaden (2002)*
- [80] J. Walkingshaw, G. Iosifidis, T. Scheuermann, D. Filsinger und N. Ikeya: »A Comparison of a Mono, Twin and Double Scroll Turbine for Automotive Applications«, in: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, 2015*
- [81] N. Watson und M. Janota: *Turbocharging: The Internal Combustion Engine*, MacMillan, 1982
- [82] WA Woods und SR Khan: »Paper 14: Discharge from a Cylinder through a Poppet Valve to an Exhaust Pipe«, in: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, Bd. 182, 8, SAGE Publications Sage UK: London, England, 1967, S. 137–144
- [83] WA Woods und SR Khan: »Paper 3: An experimental study of flow through poppet valves«, in: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, Bd. 180, 14, SAGE Publications Sage UK: London, England, 1965, S. 32–41
- [84] G. Woschni: »A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine«, in: *SAE Technical paper (1967)*
- [85] Bo Yang und Philip Keller: *Analysis of diesel engine emissions reduction by late intake valve close and VTG turbocharger using 1-D simulation*, Techn. Ber., SAE Technical Paper, 2008
- [86] Dieter Zeppei, Silvio Koch und Amir Rohi: »Ball Bearing Technology for Passenger Car Turbochargers«, in: *MTZ worldwide 77.11 (2016)*, S. 26–31

Lebenslauf des Autors

Persönliche Daten

| | |
|---------------------|---------------------------|
| Name | Max Stadermann |
| Geburtsdaten | 25. Juni 1988 in Herdecke |
| Familienstand | verheiratet |
| Staatsangehörigkeit | deutsch |

Schulbildung

| | |
|-----------|-------------------------------|
| 1994–1998 | Grundschule Durchholz, Witten |
| 1998–2007 | Ruhr Gymnasium, Witten |

Studium

| | |
|-----------------|---|
| 10/2007–08/2011 | Bachelor of Science Wirtschaftsingenieurwesen FR Maschinenbau, RWTH Aachen University |
| Bachelorarbeit | Abgleich des Motormodells eines aufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung unter Berücksichtigung des Turbinenverhaltens bei Stoßaufladung, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University |
| 08/2011–09/2013 | Master of Science Energietechnik, RWTH Aachen University |
| Masterarbeit | Parameterstudie zur Objektivierung der Turbinenauslegung am Ottomotor, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University |

Berufliche Tätigkeiten

| | |
|-----------------|--|
| 10/2013–02/2019 | Wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen University im Bereich Turboaufladung |
| seit 03/2019 | Teamleiter Boosting der FEV Europe GmbH |