Wärmestromanalyse der Radialturbinenstufe eines PKW-Abgasturboladers mittels numerischer Simulation

vorgelegt von
M. Sc.
Sinan Özdemir
geb. in Mannheim

von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -
genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Schmalzl

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15. Dezember 2016

Berlin 2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur der Pankl APC Turbosystems GmbH in Mannheim und externer Doktorand am FG Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin.

Bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Baar, Leiter des FG Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin, für die Übernahme des Hauptreferats und die sehr gute Betreuung auf fachlicher und organisatorischer Ebene.

Mein Dank gilt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Schmalzl, Leiter des IFA der HS Mannheim und Geschäftsführer der Pankl APC Turbosystems GmbH, für die Übernahme des Koreferats und die stets wohlwollende Unterstützung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht, Leiter des FG Schienenfahrzeuge der TU Berlin, danke ich für die Übernahme des Vorsitzes des Promotionsausschusses.

Meinen Kollegen der Pankl APC Turbosystems GmbH, namentlich Dominic Kohlhammer, Martin Rode und Nestor Kasprzyk, möchte ich für die exzellente Zusammenarbeit und den sehr guten fachlichen Austausch danken.

Den Herren M.Sc. Bojan Jander, Dipl.-Ing. Bojan Savic und Dipl.-Ing. Valerius Boxberger vom FG VKM der TU Berlin möchte ich für die Bereitstellung der notwendigen Daten und die sehr gute Kooperationsbereitschaft danken.

Ein ganz besonderer Dank geht an meine Familie, insbesondere meinen Eltern Metin und Refika Özdemir, die mir immer liebevoll und unterstützend zur Seite standen.

Ein herzliches Dankschön geht an den geehrten Prof. Dr. phil. Hüseyin İlker Çınar, Inhaber des Lehrstuhls Tafsīr der Universität Osnabrück, Initiator und Gründer des KUDEM e.V. und Gründungsdirektor des IFIS&IZ e.V.. Seine Unterstützung und Beistand war und bleibt für mich eine Quelle der Kraft und Inspiration. Sie war maßgeblich für den Erfolg der Arbeit, wofür ich mich herzlich bei Ihm bedanke.

Kurzfassung

Ein wesentliches Entwicklungsziel turboaufgeladener Ottomotoren ist die Optimierung des transienten Betriebsverhaltens, insbesondere des Ansprechverhaltens beim Beschleunigen aus niedrigen Motor-Drehzahlen. Ein nicht mehr wegzudenkendes Entwicklungswerkzeug, das zu diesem Zweck eingesetzt wird, ist die Motorprozess-Simulation. Die Aussagefähigkeit dieser Berechnungsmethode, insbesondere was das Motor-Ansprechverhalten anbelangt, hängt maßgeblich von der Modellierungstiefe und damit von der zur Verfügung stehenden Datenbasis des Abgasturboladers ab. Untersuchungen verschiedener Autoren haben gezeigt, dass die Implementierung von adiabaten Kennfeldern in Kombination mit einem Reibleistungspolynom und einem thermischen Netzwerkmodell am zielführendsten ist. Der Bedatung des Wärmestrom-Modells kommt dabei eine besondere Bedeutung zu, was den Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit darstellt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden für den Turbolader eines PKW-Ottomotors mit 1,4l Hubraum und 80 kW/l spezifischer Motorleistung numerische Untersuchungen auf Basis von CFD- und CHT-Simulationen durchgeführt, um einen detaillierten Einblick in die Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgänge der Turbinenstufe zu erhalten. Es konnte gezeigt werden, dass durch die Isolierung des Turboladers und der Messrohre im Brennkammerversuch die Wärmeabgabe an die Umgebung lediglich um 15-20% gehemmt werden kann. Weitere Erkenntnisse der Wärmestromanalysen sind, dass 65-73% der gesamten Wärmeverluste in den Messrohren des Brennkammer-Versuchsaufbaus entstehen und dass durch die Vernachlässigung der Wärmeverluste, d.h. mit der Annahme eines adiabaten Modells, der effektive Turbinen-Wirkungsgrad und die Turbinen-Austrittstemperatur um bis zu 3%-Punkte bzw. 50K gegenüber dem diabaten Fall überschätzt werden.

Im letzten Schritt ist ein neues Rechenverfahren entwickelt worden, dass die Berechnung der Wärmeströme ohne die Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten in der CHT-Simulation ermöglicht. Hierdurch kann

der Rechenaufwand aufgrund des Entfalls der iterativen Ermittlung des finalen Wärmeübergangskoeffizienten deutlich reduziert werden. Es konnte gezeigt werden, dass das neu entwickelte Rechenverfahren in weiten Kennfeldbereichen eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen aufweist als der Ansatz mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten. Lediglich bei sehr hohen Druckverhältnissen wies der Standard-Ansatz eine um 2%-Punkte bessere Übereinstimmung mit dem gemessenen isentropen Turbinen-Wirkungsgrad auf. Mittels einer phänomenologischen Wärmestromanalyse auf Basis des neuen Rechenverfahrens konnte gezeigt werden, dass bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 800°C der Anteil der Strahlungswärme bis zu 75% beträgt. Bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 200°C beträgt der Strahlungsanteil etwa 45%.

Abstract

An essential development target of turbocharged gasoline engines is the optimization of the transient engine operation, especially the responsiveness during acceleration at low engine speed. An indispensable development tool which is used for this purpose is the engine process simulation. The accuracy of these simulation tools, especially regarding the engine response, depends decisively on the modelling quality, particularly on the available data for the turbocharger. Investigations performed by various authors showed that the implementation of adiabatic maps in combination with a friction loss model and a lumped capacity heat transfer model is the most purposeful approach. The parameterization of the heat transfer model has a special role, which corresponds to the starting point of this work.

In the present work, numerical investigations by CFD- and CHT-Simulations are performed for a turbocharger of a passenger car gasoline engine (specific power output of 80 kW/l) to get a detailed insight to the flow and heat transfer processes of the turbine stage. It could be shown that the heat transfer to the surrounding only can be inhibited by 15-20% by insulating the turbocharger and the measurement pipes during the hot gas stand test. Other identifications by the heat transfer analysis were that 65-73% of the overall heat losses are produced in the measurement pipes and that the ignoring of the heat losses, i.e. the assumption of adiabatic conditions leads to an over-estimation of the effective turbine efficiency by 3%-points and the turbine outlet temperature by 50K.

In the final step, a new calculation method was developed which enables the calculation of the heat flows without specifying a heat transfer coefficient in the CHT-Simulation. By this, the iterative determination of the final heat transfer coefficient isn’t needed anymore which leads to a clear reduction of the numerical effort. It could be shown that the new developed calculation method has a better agreement with test results over a wide map range than the approach with specifying a heat transfer coefficient. Only at highest pressure ratio, the standard approach shows a better agreement with the measured isentropic turbine

efficiency by 2%-points. The phenomenological analysis of the heat flows showed that for a turbine inlet temperature of 800°C, the radiation portion is up to 75%. For a turbine inlet temperature of 200°C, the radiation portion is up to 45%.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort I

Kurzfassung II

Abstract IV

Inhaltsverzeichnis VI

Abbildungsverzeichnis IX

Tabellenverzeichnis XVII

Formelzeichen XVIII

Indizes XX

Konstanten XXII

Abkürzungsverzeichnis XXIII

1. Einleitung 1

1.1. Einführung 1

1.2. Problemstellung und Zielsetzung 2

1.3. Stand der Forschung 7

1.3.1. CHT-Simulation 7

1.3.2. Wärmeströme in Abgasturboladern 9

1.4. Vorgehensweise und Methoden 12

1.5. Innovativer Beitrag 15

2. Grundladen der Abgasturboaufladung 17

2.1. Funktionsweise 17

2.2. Kenngrößen 22

2.3.1. Verdichter 23

2.3.2. Turbine 24

2.3. Wärmeströme 27

3. Theoretische Grundlagen 31
3.1. Grundlagen der Wärmeübertragung 31
3.1.1. Wärmeleitung 32
3.1.2. Wärmekonvektion 34
3.1.3. Wärmestrahlung 38
3.2. Grundlagen der numerischen Strömungssimulation 45
3.2.1. Erhaltungsgleichungen 45
3.2.2. Strömungen in rotierenden Gebieten 45
3.2.3. Turbulenzmodellierung 48
3.2.4. Wärmestrommodellierung 52
3.2.5. Fehlerquellen bei der numerischen Strömungssimulation 55
4. Experimentelle Untersuchungen 58
4.1. Versuchsaufbau und Messtechnik 58
4.2. Quasi-Adiabate Turbinenkennfeld-Messung 61
4.2.1. Versuchsdurchführung 61
4.2.2. Versuchsergebnisse 62
4.3. Diabate Turbinenkennfeld-Messungen 74
4.3.1. Versuchsdurchführung 75
4.3.2. Versuchsergebnisse 75
4.3.3. Überprüfung der diabat isolierten Versuchsreihe auf Wärmeströme an die Umgebung 82
5. Numerische Untersuchungen 87
5.1. Qualitätskriterien 87
5.1.1. Rechengitter 87
5.1.2. Konvergenz 88
5.2. Validierung der Aerodynamik 89

5.2.1. CFD-Modellaufbau 89
5.2.2. Ergebnisdiskussion 92
5.3. CHT-Simulation mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten 97
5.3.1. Modellaufbau 97
5.3.2. Modell-Kalibrierung 97
5.3.3. Kennfeldabgleich: Messung vs. Simulation 101
5.3.4. Globale und komponentenweise Wärmestromanalyse 104
5.4. CHT-Simulation ohne Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ... 108
5.4.1. Modellaufbau 108
5.4.2. Kennfeldabgleich: Messung vs. Simulation 110
5.4.3. Globale und komponentenweise Wärmestromanalyse 114
5.4.4. Phänomenologische Betrachtung der Wärmeströme 120
5.4.5. Bauteilbezogene Betrachtung der Wärmeströme innerhalb der Turbinen-Stufe 122
5.4.6. Auswirkung der Wärmeverluste auf die Turbinen-Betriebscharakteristik 124
5.4.7. Variation der Turbinen-Eintrittstemperatur 129
5.5. Erkenntnisse für den Bedatungsprozess aus den numerischen Untersuchungen 137
5.5.1. Ermittlung der Bedatungsgrößen auf Basis von CHT-Simulationen 154
6. Zusammenfassung 158
7. Literaturverzeichnis 161

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Globale CO_2 Emissions-Zielwerte bis zum Jahre 2025 [1] 1
Abbildung 1.2: Ablauf zur Bereinigung der ATL-Kennfelder und Implementierung in das Motorprozess-Simulationsmodell 4
Abbildung 1.3: Erweiterung des ATL-Submodells um das thermische Netzwerkmodell 5
Abbildung 1.4: Mögliche Wärmeübergangspfade der Turbinenstufe [5] 14
Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau eines abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotors 19
Abbildung 2.2: Spiralgehäuse einer Radialturbinenstufe 21
Abbildung 2.3: Energieumsetzung am Radialturbinenrad 21
Abbildung 2.4: Beispielhaftes Verdichter-Kennfeld nach SAE J1826 [73] 24
Abbildung 2.5: Beispielhaftes Turbinen-Kennfeld nach SAE J1826 [73] 25
Abbildung 2.6: Wärmeströme eines Abgasturboladers [50] 28
Abbildung 2.7: Diabate Expansion (links) und Diabate Kompression (rechts) [75] 30
Abbildung 3.1: Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit w als Funktion des Wandabstandes y mit der Geschwindigkeitsgrenzschicht δ [76] 35
Abbildung 3.2: Verlauf der Temperatur ϑ als Funktion des Wandabstandes y mit der Temperaturgrenzschicht δt [76] 35
Abbildung 3.3: Verlauf der Temperatur ϑ als Funktion des Wandabstandes y mit λ/α als Subtangente [76] 37
Abbildung 3.4: Intensitätsverteilung der schwarzen, grauen und farbigen Strahlung / in Anlehnung an [79] 41
Abbildung 3.5: Übersicht zu den Möglichkeiten der Turbulenzsimulation [90] 51
Abbildung 3.6: Fehlerquellen bei der numerischen Strömungssimulation [83] 56
Abbildung 4.1: Schaltschema des Brennkammerprüfstandes des FG VKM der TU Berlin [73] 58
Abbildung 4.2: Begrenzungen des Verdichterkennfelds [93] 59
Abbildung 4.3: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 62

Abbildung 4.4: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 63
Abbildung 4.5: Turbinen-Eintritts- und -Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 64
Abbildung 4.6: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 65
Abbildung 4.7: Lagergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 65
Abbildung 4.8: Verdichtergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 66
Abbildung 4.9: Mittlere Gehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Ö}$ 66
Abbildung 4.10: Turbinen-Austritts- und Prüfzelltemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 67
Abbildung 4.11: Bewertung der Adiabateit für für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ 68
Abbildung 4.12: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 69
Abbildung 4.13: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 69
Abbildung 4.14: Turbinen-Eintritts- und -Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 70
Abbildung 4.15: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 71
Abbildung 4.16: Lagergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 71
Abbildung 4.17: Verdichtergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 72
Abbildung 4.18: Mittlere Gehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 72
Abbildung 4.19: Turbinen-Austritts- und Prüfzelltemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 73
Abbildung 4.20: Bewertung der Adiabateit für für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 74

Abbildung 4.21: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung 75
Abbildung 4.22: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung..... 76
Abbildung 4.23: Turbinen- Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung 77
Abbildung 4.24: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung..... 77
Abbildung 4.25: Temperatur am Turbinen- und Lagergehäuseflansch über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung 78
Abbildung 4.26: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung..... 79
Abbildung 4.27: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung 79
Abbildung 4.28: Turbinen- Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung..... 80
Abbildung 4.29: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung..... 81
Abbildung 4.30: Temperatur am Turbinen- und Lagergehäuseflansch über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung..... 81
Abbildung 4.31:Wärmeübergangskoeffizient über Turbinen-Druckverhältnis..... 83
Abbildung 4.32: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis..... 84
Abbildung 4.33: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis 84
Abbildung 4.34: Turbinen-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis..... 85
Abbildung 4.35: Gesamte Wärmeabgabe über Turbinen-Druckverhältnis 85
Abbildung 5.1: Einteilung des Rechengebiets in feststehende und rotierende Gebiete..... 89
Abbildung 5.2: Frozen-Rotor Interfaces und Counter-Rotating Walls..... 90
Abbildung 5.3: Rechen-Domäne des CFD-Modells mit Mischer-Geometrie [74].. 91

Abbildung 5.4: Messung vs. Simulation für red. Turbinen-Massenstrom mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 92
Abbildung 5.5: Messung vs. Simulation für isentropen Wirkungsgrad mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 92
Abbildung 5.6: Messung vs. Simulation für Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 93
Abbildung 5.7: Messung vs. Simulation mit k_S = 0,25mm an TG-Innenflächen für isentropen Turbinen-Wirkungsgrad $\eta_{T,is}$ mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$.. 95
Abbildung 5.8: Messung vs. Simulation mit k_S = 0,25mm an TG-Innenflächen für Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ 96
Abbildung 5.9: Gesamte Rechen-Domäne des CHT-Modells..... 97
Abbildung 5.10: Wellen-Temperatur in Abhängigkeit des Turbinen-Massenstroms [65] 98
Abbildung 5.11: Wellen-Temperatur über Wellen-Wärme für $\pi_{T,t-s}$ = 1,29 und n_{ATL} = 91.000 min^{-1}..... 99
Abbildung 5.12: Messstellen-Temperatur und Summenabweichung über Wärmeübergangskoeffizient für $\pi_{T,t-s}$ = 2,32 und n_{ATL} = 184k min^{-1}..... 100
Abbildung 5.13: Finale Wärmeübergangskoeffizienten über Turbinen-Druckverhältnis..... 101
Abbildung 5.14: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis..... 101
Abbildung 5.15: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis 102
Abbildung 5.16: Wirkungsgrad-Differenz Messung vs. Simulation über Turbinen-Druckverhältnis..... 103
Abbildung 5.17: Turbinen-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis ... 103
Abbildung 5.18: Turbinen-Leistung und gesamte Wärmeabgabe über Turbinen-Druckverhältnis..... 104
Abbildung 5.19: Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis 105
Abbildung 5.20: Wärmeverlust der einzelnen Komponenten über Turbinen-Druckverhältnis..... 106

Abbildung 5.21: Prozentualer Anteil des Wärmeverlusts der jeweiligen Komponente an Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis 107
Abbildung 5.22: Wärmeverlustanteile der Messrohre und der Turbine an Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis 107
Abbildung 5.23: Enclosure Geometrie 108
Abbildung 5.24: Gesamte Wärmeabgabe über dem Kugel-Durchmesser der Enclosure-Geometrie 109
Abbildung 5.25: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis 111
Abbildung 5.26: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis 111
Abbildung 5.27: Wirkungsgrad-Differenz Simulation vs. Messung über Turbinen-Druckverhältnis 112
Abbildung 5.28: Effektiver Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis 113
Abbildung 5.29: Turbinen-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis 113
Abbildung 5.30: Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis 114
Abbildung 5.31: Gesamte Wärmeabgabe über Turbinen-Druckverhältnis 115
Abbildung 5.32: Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis 115
Abbildung 5.33: Wärmeverlust Messrohr vor Turbine über Turbinen-Druckverhältnis 116
Abbildung 5.34: Wärmeverlust Turbine über Turbinen-Druckverhältnis 116
Abbildung 5.35: Wärmeverlust Messrohr nach Turbine über Turbinen-Druckverhältnis 117
Abbildung 5.36: Differenz Simulation vs. Messung in Turbinen-Leistung $\Delta P_{T,Sim.\ vs.\ Mess.}$ 118
Abbildung 5.37: Maximal mögliche Abweichung von simulierten Q_{Gesamt} ggü. Messung 118
Abbildung 5.38: Konvektions- & Strahlungsanteil für das Messrohr vor Turbine über Turbinen-Druckverhältnis 120

Abbildung 5.39: Wärmeleitungs-, Konvektions- & Strahlungsanteil für die Turbine 121
Abbildung 5.40: Konvektions- & Strahlungsanteil für das Messrohr nach Turbine über Turbinen-Druckverhältnis 121
Abbildung 5.41: Wärmeleitungs-, Konvektions- & Strahlungsanteil für Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis..... 122
Abbildung 5.42: Bauteilbezogene Wärmeverluste über Turbinen-Druckverhältnis 123
Abbildung 5.43: Bauteilbezogene Wärmeverlust-Anteile über Turbinen-Druckverhältnis..... 124
Abbildung 5.44: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis..... 125
Abbildung 5.45: Effektiver Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis 126
Abbildung 5.46: Wirkungsgrad-Differenz diabat vs. adiabat über Turbinen-Druckverhältnis..... 126
Abbildung 5.47: Turbinenrad-Eintrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis 127
Abbildung 5.48: Temperatur-Abnahme zwischen Messstelle 3 und Turbinenrad-Eintritt über Turbinen-Druckverhältnis 127
Abbildung 5.49: Turbinenrad-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis 128
Abbildung 5.50: T_3-Variation: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis..... 130
Abbildung 5.51: T_3-Variation: Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis..... 131
Abbildung 5.52: T_3-Variation: Wärmeverlustanteile der Messrohre und der Turbine an Q_{Gesamt} 131
Abbildung 5.53: T_3-Variation: Wärmeverlustanteil des Messrohrs nach Turbine an Q_{Gesamt} 132
Abbildung 5.54: Wärmeverlust des Messrohrs vor Turbine in Abhängigkeit von $\pi_{T,t-s}$ und T_{3t} 133
Abbildung 5.55: Wärmeverlust der Turbine in Abhängigkeit von $\pi_{T,t-s}$ und T_{3t}.... 134

Abbildung 5.56: Wärmeverlust des Messrohrs nach Turbine in Abhängigkeit von $\pi_{T,t\text{-}s}$ und T_{3t} 135
Abbildung 5.57: T_3-Variation: Strahlungsanteil für Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis 135
Abbildung 5.58: Effektive Turbinen-Leistung in Abhängigkeit von $\pi_{T,t\text{-}s}$ und T_{3t} . 136
Abbildung 5.59: T_3-Variation: Wärmeverlust-Anteil des Volutenbereichs vor TR-Eintritt über Turbinen-Druckverhältnis 137
Abbildung 5.60: Ermittlung von linearen Verbindungslinien zwecks vereinfachter Nachbildung der realen Wärmeverlust-Charakteristik 139
Abbildung 5.61: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 200°C 143
Abbildung 5.62: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 200°C 144
Abbildung 5.63: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 400°C 145
Abbildung 5.64: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 400°C 146
Abbildung 5.65: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C 147
Abbildung 5.66: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C 147
Abbildung 5.67: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 800°C 148
Abbildung 5.68: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 800°C 149
Abbildung 5.69: Extrapolation der absoluten Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C 150
Abbildung 5.70: Extrapolation der prozentualen Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C 150
Abbildung 5.71: Extrapolation der absoluten Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C 151

Abbildung 5.72: Extrapolation der prozentualen Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C 152
Abbildung 5.73: Schematische Darstellung aller Wärmeübertragungs- und Leistungspfade für $\pi_{T,min.}$ 153
Abbildung 5.74: Schematische Darstellung aller Wärmeübertragungs- und Leistungspfade für $\pi_{T,max.}$ 153
Abbildung 5.75: Eindimensionales thermisches Netzwerkmodell [20] 154
Abbildung 5.76: Konvektive Leitfähigkeit (Arbeitsgas → TG) in Abhängigkeit von T_{3t} und $\pi_{T,t\text{-}s}$ 156
Abbildung 5.77: Konvektive (TG → Umgebung) und konduktive Leitfähigkeit (TG → LG) über T_{3t} 157
Abbildung 5.78: Wärmekapazität des Turbinengehäuses in Abhängigkeit von T_{3t} 157

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1: Messtechnik des Brennkammer-Prüfstandes des FG VKM der TU Berlin [10] 60
Tabelle 5-1: Element-Anzahl der einzelnen Regionen 88
Tabelle 5-2: Randbedingungen und Einstellungen des CFD-Modells 91

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	m²	Fläche
a	m/s²	Beschleunigung
c	m/s	Absolut-Geschwindigkeit
d	m	Durchmesser
F	N	Kraft
h	J/Kg	Spezifische Enthalpie
k	N/m³	Volumenkraft
M	Nm	Drehmoment
$\dot{m}$	Kg/s	Massenstrom
n	1/min	Drehzahl
$\hat{n}$	-	Flächen-Normalvektor
p	Pa	Druck
P	Watt	Leistung
q	W/m2	Wärmestromdichte
Q	W	Wärmestrom
r	-	Reflexionsgrad
r	M	Radius
Re	-	Reynoldszahl
T	K	Temperatur
$\mathbf{T}$	N/m²	Spannungstensor in Symbolschreibweise

t	s	Zeit
u	m/s	Umfangs-Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
w	m/s	Relativ-Geschwindigkeit
X, Y, Z	-	Raumkoordinaten in X-, Y- und Z-Richtung
y	m	Wandabstand
y^+	-	Dimensionsloser Wandabstand
α	-	Absorptionsgrad
α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	-	Emissionsgrad
η	-	Wirkungsgrad
λ	$W(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
λ	-	Luftverhältnis
ϑ	°C	Temperatur
μ	$N \cdot s/m^2$	Molekulare dynamische Viskosiät
v	Pa·s	Dynamische Viskosität
π	-	Druckverhältnis
ρ	Kg/m^3	Dichte
τ	-	Transmissionsgrad
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
Ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

Zeichen	Bedeutung
0	Ruhezustand, Umgebungszustand
1	Vor Verdichter
2	Nach Verdichter
3	Vor Turbine
4	Nach Turbine
ATL	Abgasturbolader
e	Effektiv
eff	Effektiv
F	Fluid
Ges	Gesamt
H	Heizwert
H	Hub
i,j,k	Vektor-Koordinaten
is	isentrop
Kr	Kraftstoff
korr	Korrigiert
L	Lagergehäuse
L	Luft
L	Luftbedarf

M	Motor
M	mechanisch
nK	Natürliche Konvektion
red	Reduziert
ref	Referenz
S	Strahlung
stat	statisch
T	Turbine
TA	Turbinen-Austritt
TE	Turbinen-Eintritt
Tm	kombiniert
tot	total
TR	Turbinenrad
t-s	Total zu statisch
t-t	Total zu total
U	Unterer
u	Umfangskomponente
V	Verdichter
V	Verbrennung
VA	Verdichter-Austritt
VE	Verdichter-Eintritt
W	Wand

Konstanten

Zeichen	Wert	Bedeutung
$c_{p,Abgas}$	1214,8 J/kg·K	Spezifische Wärmekapazität des Abgases
$c_{p,Luft}$	1004 J/kg·K	Spezifische Wärmekapazität der Luft
σ	5,67 W/m²·K	Stefan-Boltzmann Konstante

Abkürzungsverzeichnis

1D	Eindimendsional
ATL	Abgasturbolader
BEM	Boundary Element Method
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
DNS	Direkte numerische Simulation
FVM	Finite Volume Method
LET	Low-End-Torque
LF	Luftfilter
LLK	Ladeluftkühler
PKW	Personenkraftwagen
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RSM	Reynolds-Spannungs-Modelle
SST	Shear Stress Transport
T	Turbine
V	Verdichter
VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate

1. Einleitung

1.1. Einführung

Die Kundenanforderung bzgl. einer hohen Fahrleistung, insbesondere einer hohen Dynamik gepaart mit einem niedrigen Kraftstoffverbrauch resultieren in Motorkonzepten mit Abgasturboaufladung. Verschärft wird dieses anspruchsvolle Entwicklungsziel durch Vorgaben des Gesetzgebers zu den Abgas-Emissionen. Für das Jahr 2021 liegt der CO_2-Zielwert der EU bei 95 g/Km, was einer Reduktion von ca. 20% des aktuellen Grenzwertes entspricht (siehe Abb. 1.1).

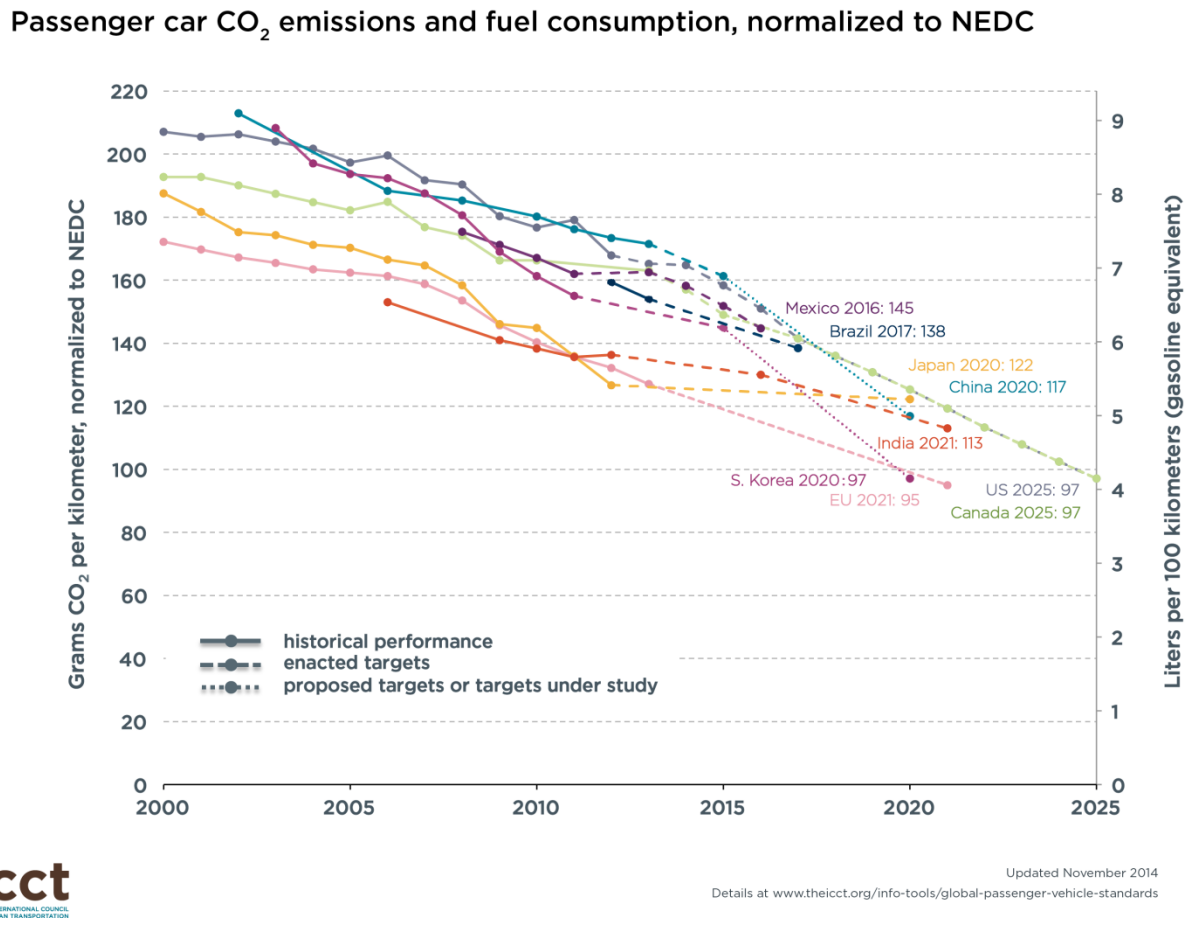

Abbildung 1.1: Globale CO_2 Emissions-Zielwerte bis zum Jahre 2025 [1]

Mit der Abgasturboaufladung wird der effektive Mitteldruck des Verbrennungsmotors erhöht, um die Leistungsdichte zu steigern. So besteht die

Möglichkeit, eine gegebene Motorleistung mit kleinerem Hubvolumen verglichen zu einem Saugmotor zu realisieren. Diese Maßnahme ist als „Downsizing“ bekannt und eröffnet durch die Betriebspunktverschiebung hin zu höheren Lasten Möglichkeiten zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der CO_2-Emissionen [2].

Die Geschichte der Abgasturboaufladung reicht bis in die Anfänge des 20. Jahrhunderts zurück. Zunächst konnte sich die Turboaufladung zum Ende des zweiten Weltkriegs bei Großdieselmotoren großflächig durchsetzen. Anfänglich kamen Turbolader bei Viertakt-Großdieselmotoren zum Einsatz, anschließend bei Zweitakt-Großdieselmotoren [3].

Der erstmalige Serieneinsatz der Abgasturboaufladung im PKW Bereich erfolgte mit dem BMW 2002 Turbo im Jahre 1973 [4]. Zu dieser Zeit diente die Aufladung noch dem Zweck der reinen Leistungssteigerung, die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Abgas-Emissionen stand noch nicht im Vordergrund [5]. Den eigentlichen Durchbruch erlangte die Turboaufladung im PKW-Segment mit dem VW Golf GTD im Jahre 1982, der mit seinen Fahrleistungen und einem geringen Kraftstoffverbrauch von 7,5 l/100km neue Maßstäbe setzte [6]. Anschließende Weiterentwicklungen der Aufladung (z.B. variable Turbinengeometrie – VTG) sowie weiterer motorischer Subsysteme, insbesondere der Gemischbildung und Einspritzung führten zu einer immer größer werdenden Marktdurchdringung der Abgasturboaufladung im Bereich der PKW-Motoren [7].

Gegenwärtig sind nahezu alle Dieselmotoren aufgeladen [8]. Bei Ottomotoren ist ein zunehmender Einsatz von Turboladern zu beobachten. Es wird erwartet, dass bis zum Jahre 2018 der Anteil von Turbomotoren auf 35-38% zunimmt [9].

1.2. Problemstellung und Zielsetzung

Einen wesentlichen Bestandteil des Entwicklungsprozesses turboaufgeladener Verbrennungsmotoren stellt die Motorprozess-Simulation dar. So besteht mit dieser Simulationsmethodik die Möglichkeit, neben stationären Betriebspunkten auch das dynamische Betriebsverhalten zu berechnen [10]. Die Optimierung des

transienten Betriebsverhaltens spielt insbesondere für Turbo-Ottomotoren eine wichtige Rolle, sodass der Motorprozess-Simulation ein hoher Stellenwert beigemessen wird. In den Motorprozess-Simulationsmodellen werden stationär vermessene Verdichter- und Turbinenkennfelder implementiert, was aufgrund der Überlagerung von Effekten aus Aerodynamik, Reibung und Wärmeströmen zu Problemen führt [5]. Während die Turbinen- und Verdichter-Kennfelder üblicherweise bei einer Turbineneintrittstemperatur von 600°C [11] gemessen werden, liegt die Abgastemperatur eines Ottomotors bei bis zu 1050°C [12]. Unterschiedliche Turbinen-Eintrittstemperaturen werden in der Motorprozess-Simulation berücksichtigt, indem über die Beziehung für die Drehzahlkorrektur ($n_{ATL} = n_{ATL,korr.} \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_{Ref.}}}$ mit $T_{Ref.}$ = 873,15K) die realen ATL-Drehzahlen für die jeweilige Abgastemperatur (z.B. 1050°C) berechnet werden. So ergeben sich bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 1050°C in etwa 23% höhere reale ATL-Drehzahlen als bei der Standard-Kennfeldmessung bei T_3 = 600°C. Da die Reibleistung von der realen ATL-Drehzahl abhängt, würden sich bei gleicher korrigierter ATL-Drehzahl und unterschiedlichen Turbinen-Eintrittstemperaturen verschiedene Reibleistungen ergeben. Grund hierfür ist, dass sich mit den unterschiedlichen Werten für T_3 verschiedene reale ATL-Drehzahlen einstellen. Wird nun ein Turbinenkennfeld mit vorgegebener Turbinen-Eintrittstemperatur (z.B. T_3 = 600°C) und Werten für den kombinierten Turbinen-Wirkungsgrad implementiert, würde der Effekt der unterschiedlichen Reibleistung in Abhängigkeit von T_3 unberücksichtigt bleiben. Dies würde dazu führen, dass die Reibleistung bei Abgastemperaturen über 600°C unterschätzt und darunter überschätzt wird. Aus diesem Grund ist zunächst eine Separation der genannten Effekte (Aerodynamik, Reibung und Wärmeströme) notwendig [5]. Eine weitere Ungenauigkeit ergibt sich durch die Annahme eines adiabaten Zustandes für Brennkammer-Messungen, die insbesondere bei niedrigen ATL-Drehzahlen nicht zutrifft [13]. Durch verschiedene Maßnahmen wie z.B. die Anwendung eines experimentell ermittelten Reibleistungspolynoms [14] und von empirischen Ansätzen [15], [16] zum Wärmeeintrag in den Verdichter können diese Effekte eliminiert und die isentropen Verdichter- und Turbinen-Wirkungsgrade ermittelt

werden. Anschließend können diese adiabaten Kennfelder in das Motorprozess-Simulationsmodell implementiert werden. Des Weiteren wird auch das Reibleistungspolynom in das Berechnungsmodell der Prozess-Simulation integriert, damit die im Motorbetrieb zu erwartenden mechanischen Reibungsverluste der ATL-Lagerung korrekt berücksichtigt werden. Dieser geschilderte Ablauf zur Bereinigung der ATL-Kennfelder und zur Implementierung in das Motorprozess-Simulationsmodell ist in der nachfolgenden Abbildung schematisch dargestellt.

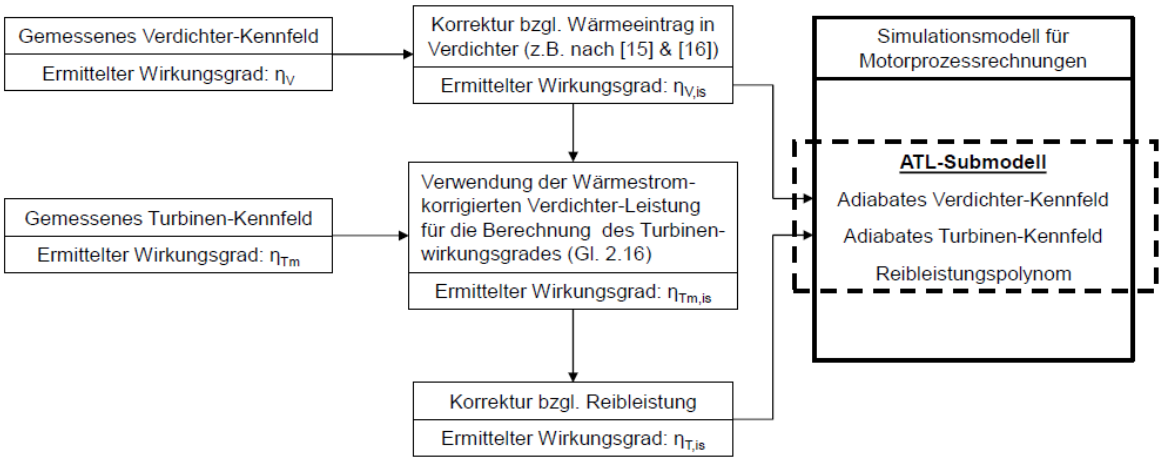

Abbildung 1.2: Ablauf zur Bereinigung der ATL-Kennfelder und Implementierung in das Motorprozess-Simulationsmodell

Der große Nachteil der Verwendung eines ATL-Submodells, welches auf adiabaten Verdichter- und Turbinen-Kennfeldern basiert ist, dass die berechneten Verdichter- und Turbinen-Austrittstemperaturen von den im realen Motorbetrieb zu erwartenden Werten signifikant abweichen [17]. So wird in der Motorprozessrechnung eine zu niedrige Verdichter-Austrittstemperatur ermittelt, die beispielsweise zu einer unterdimensionierten Auslegung des Ladeluftkühlers führen kann. Dahingegen werden durch die Annahme eines adiabaten Verhaltens die Turbinen-Austrittstemperaturen überschätzt, das letztendlich bei der Auslegung des Abgassystems, insbesondere von Katalysatoren, zu Problemen führen kann [18]. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, die in einem Turbolader auftretenden Wärmeströme im Rahmen der Motorprozess-Simulation zu berücksichtigen. Nur so kann gewährleistet werden, dass die berechneten

Verdichter- und Turbinen-Austrittstemperaturen den Werten im realen Motorbetrieb entsprechen. Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung der ATL-Wärmeströme in der Motorprozess-Simulation ergibt sich durch die Implementierung eines thermischen Netzwerkmodells (Abb.1.3).

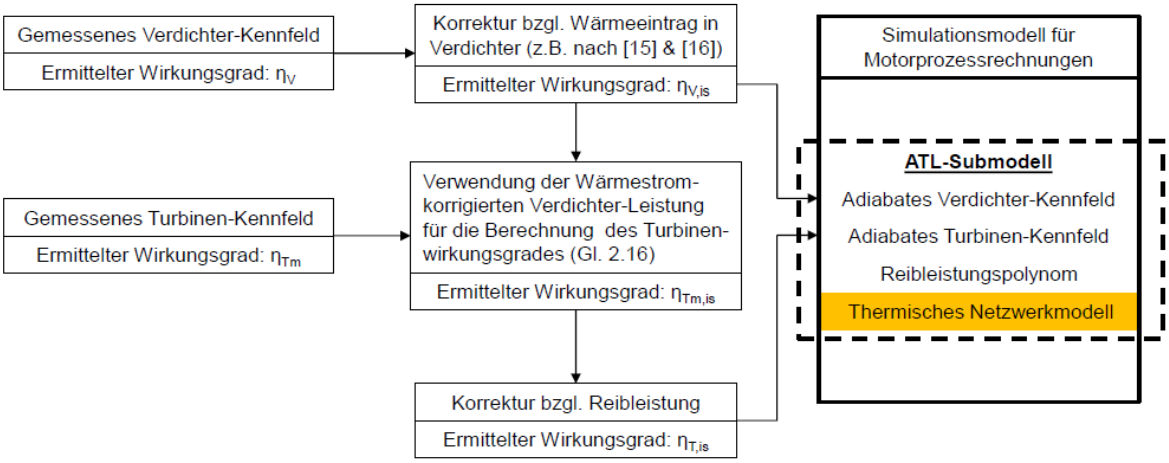

Abbildung 1.3: Erweiterung des ATL-Submodells um das thermische Netzwerkmodell

Aus der Literatur [19] ist bekannt, dass nach derzeitigem Stand thermische Netzwerkmodelle als vielversprechendster Ansatz zwecks Berücksichtigung der Wärmeströme in der Motorprozess-Simulation gelten. Bei diesem Ansatz werden die Gehäuse (Turbinen-, Verdichter- und Lagergehäuse) des ATLs als Punktmassen abgebildet, welche miteinander bzw. mit der Umgebung durch Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung gekoppelt sind. Weiterhin wird angenommen, dass die Wärmezufuhr (Verdichter) bzw. -abfuhr (Turbine) nur nach dem Verdichtungsvorgang (Verdichter) bzw. vor dem Expansionsprozess (Turbine) stattfindet [20]. Auf Bauteilebene bedeutet die Annahme einer vollständigen Wärmeabfuhr vor Expansion, dass alle Wärmeverluste vor TR-Eintritt entstehen.

Die Schwierigkeit bei der Anwendung von eindimensionalen thermischen Netzwerkmodellen liegt in der Modellbedatung. Nach derzeitigem Stand erfolgt diese unter der Zuhilfenahme von Ergebnissen aus umfangreichen Messkampagnen am Brennkammer-Prüfstand. So werden quasi-adiabate, diabat / extern isolierte und diabat / nicht-isolierte Kennfelder aus Brennkammer-

Messungen benötigt, um die inneren und äußeren Wärmeflüsse des ATLs zwecks Bedatung des Wärmestrommodells bestimmen zu können [20].

Am FG VKM der TU Berlin wird an einem vollkommen neuem Ansatz zur experimentellen Modellierung von Turboladern gearbeitet, mit dem auf einfache Weise die Wärmeabgabe der Turbine und die Reibleistung der Lagerung bestimmt werden kann. Wesentliches Ziel dieses neuen Ansatzes ist, dass der zusätzliche Aufwand gegenüber einer Standard Kennfeldmessung überschaubar bleibt. Hierdurch soll der Bedatungsprozess von Wärmestrommodellen erheblich vereinfacht werden, wodurch die praktische Anwendung im Rahmen der Motorprozess-Simulation ermöglicht werden soll. Zu diesem Zweck werden an einem Abgasturbolader eines PKW-Ottomotors mit 1,4l Hubraum und 80 kW/l spezifischer Motorleistung umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Aufgrund von Ergebnissen aus Voruntersuchungen wird vermutet, dass bei den diabat / extern isolierten Messungen trotz Isolierung ein nicht zu vernachlässigender Wärmestrom an die Umgebung auftritt. Diese Fragestellung soll durch Einsatz von numerischen Simulationen erörtert werden.

Um einen detaillierteren Einblick in die Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgänge der Turbinenstufe zu erhalten, sollen im Rahmen der vorliegenden Arbeit CFD- und CHT-Simulationen durchgeführt werden. Die Notwendigkeit zur Durchführung von CHT-Simulationen zwecks detaillierter Wärmestromanalysen ergibt sich aus der Tatsache, dass mit dem neu entwickelten Ansatz lediglich Aussagen zur gesamten Wärmeabgabe der Turbine getroffen werden können. Die Aufteilung in die einzelnen Anteile -Wärmestrom an die Umgebung, an das Lagergehäuse und die ATL-Welle- ist nicht möglich. Bei dieser Einschränkung liegt der Ansatzpunkt für die CHT-Simulationen bzw. die numerischen Wärmestromanalysen, die einen detaillierteren Einblick in die relevanten Wärmeübertragungs-Vorgänge liefern sollen. Weiterhin sollen mittels der numerischen Wärmestromanalyse die Gültigkeit der für thermische Netzwerkmodelle getroffenen Annahme bezüglich der vollständigen Wärmeabfuhr vor TR-Eintritt [20] überprüft werden.

Abschließend soll im Rahmen dieser Arbeit ein neuer Ansatz entwickelt werden, der die Berechnung der Turbinen-Wärmeströme ohne Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht. Gegenwärtig wird auf den Außenflächen des Turbinengehäuses ein Wärmeübergangskoeffizient vorgegeben, der iterativ so angepasst wird, dass die Oberflächentemperatur des Turbinengehäuses eine gute Übereinstimmung mit Messdaten aufweist. Mit dem neuen Ansatz soll die iterative Anpassung des Wärmeübergangskoeffizienten umgangen werden, indem die Konvektion und Strahlung an die Umgebung direkt berechnet werden.

1.3. Stand der Forschung

1.3.1. CHT-Simulation

Unter der Conjugate Heat Transfer-Simulation (CHT-Simulation) wird die gekoppelte Berechnung von Strömungsgebieten mit angrenzenden Festkörpergebieten eines Bauteils verstanden. Ziel dieser Berechnungs-Methode ist es, die Wärmeflüsse zwischen Strömung und Festkörper zu quantifizieren. Die Methode der CHT-Simulation hat bereits eine über 20 Jahre alte Geschichte und konnte sich über die wissenschaftliche Forschung hinaus auch im industriellen Bereich etablieren. Die nachfolgende Zusammenstellung der wichtigsten Arbeiten auf diesem Gebiet verdeutlicht, dass die CHT-Simulation -insbesondere im Bereich der Turbomaschinen- ein weit verbreitetes Werkzeug ist.

Zu den ersten Arbeiten, die sich mit der CHT-Simulation von Turbomaschinen befasst hat, gehört die Veröffentlichung von Li und Kassab [21] aus dem Jahre 1994. Mittels Kopplung der „finite volume method“ (FVM) und der „boundary element method“ (BEM) konnten konjugierte Berechnungen für Gasturbinenschaufeln in transsonischen Strömungszuständen durchgeführt werden.

In [22] konnte aufgezeigt werden, dass die numerische Stabilität von CHT-Simulationen mit der Verwendung der Neumann Randbedingungen auf der

Struktur-Seite und der Verwendung der Dirichlet Randbedingungen auf der Fluid-Seite gewährleistet werden kann. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass bei stationären Problemen jeweils unterschiedliche Zeitskalen für die Strömungsgebiete und Strukturgebiete verwendet werden können. Dieser Aspekt ist insbesondere für praktische Anwendung von hoher Relevanz, da hierdurch die benötigte Anzahl von Iterationen bis zur Konvergenz und damit die Rechenzeit maßgeblich reduziert werden kann. Die genannte Maßnahme ist zur Reduktion der Rechenzeit von instationären Problemen nicht zielführend, weshalb in [23] ein Ansatz, der auf Berechnungen im Frequenzbereich basiert, vorgestellt wurde. Hierdurch wird eine Rechenzeitreduktion für gekoppelte Thermalberechnungen von periodisch instationären Strömungen, wie sie in mehrstufigen Axialmaschinen vorkommen, ermöglicht. Eine weitere Rechenzeit-Problematik aufgrund unterschiedlicher Zeitskalen existiert bei der Berechnung der Durchströmung einer Schaufelpassage (Größenordnung 10^{-3} Sekunden) während eines transienten Triebwerkszyklus (Größenordnung 10^3 Sekunden). Ein Lösungsansatz zu diesem Problem wurde in [24] aufgezeigt. Hierbei beziehen sich die Autoren auf die Kenntnis der Unabhängigkeit des Strömungsfeldes von den thermischen Randbedingungen über definierte Zeitintervalle. So wird innerhalb dieser bestimmten Zeitintervalle ein unveränderliches Strömungsfeld („frozen flow“) angenommen und lediglich die Energiegleichung („energy equation only“), d.h. der Wärmeaustausch berechnet. Mit dieser Kenntnis kann der transiente Triebwerkszyklus in die definierten Zeitintervalle, in denen das Strömungsfeld als unveränderlich angenommen werden kann, eingeteilt werden. Statt einer transienten Berechnung der Schaufelpassagen-Durchströmung über den gesamten Triebwerkszyklus wird das Problem auf mehrere stationäre Berechnungen des Strömungsfeldes reduziert.

Weitere Einsatzmöglichkeiten der CHT-Simulation wurden in [25] durch Verwendung der CHT-Ergebnisse für anschließende Berechnungen der thermischen Ermüdung, in [26] und [27] mit einer multi-disziplinären Optimierung betreffend Aerodynamik und Thermomechanik sowie in [28] im Bereich der Radialmaschinen aufgezeigt.

Auch im industriellen Umfeld konnte sich die CHT-Simulation durchsetzen. So wurden von Heuer et al. die thermomechanische Analyse eines PKW-Abgasturboladers auf Basis von CHT-Simulationen [29] sowie die numerische Wärmestromanalyse eines Radialturbinenrades [30] durchgeführt. In [31] wurde das instationäre thermische Verhalten eines Abgasturboladers unter transienten motorischen Bedingungen berechnet. In [32] wurden unter Berücksichtigung von Wärmestrahlung die Wärmeströme eines Abgasturboladers ermittelt. In [33] und [34] wurden die Möglichkeiten zur prädiktiven Ermittlung der Schaufeltemperaturen einer Gasturbine für industrielle Anwendungen mittels CHT-Simulationen aufgezeigt.

1.3.2. Wärmeströme in Abgasturboladern

Die Motorprozess-Simulation kann auf eine mehr als 50 Jahre alte Geschichte zurückblicken. Eine der ersten Arbeiten zu diesem Themenkomplex wurde im Jahre 1965 von Woschni [35] verfasst. Darin stellt er ein Rechenprogramm vor, mit welchem die zeitabhängigen Zustandsgrößen in Zylindern von langsam- und mittelschnelllaufenden Dieselmotoren und damit der Ladungswechsel berechnet werden können. Es dauerte noch etwa zehn Jahre, bis von Bulaty ein Ansatz [36] vorgestellt wurde, mit dem ATL-Turbinenkennfelder mittels eines mathematischen Ansatzes in der Ladungswechselberechnung berücksichtigt werden können. Einen weiteren Meilenstein in der Motorprozess-Simulation stellt die Arbeit von Zellbeck mit dem Titel „*Berechnung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren*“ [37] aus dem Jahre 1981 dar. Betrachtungen zum nicht-adiabaten Betriebsverhalten von Abgasturboladern folgten kurze Zeit später. Ein der ersten Arbeiten zu den Wärmeflüssen in ATL wurde von Rautenberg et al. [38] im Jahre 1983 vorgestellt. In dieser Arbeit konnte auf Basis von experimentellen Studien gezeigt werden, dass sowohl der Verdichtungs- als auch der Expansionsprozess nicht adiabat ablaufen und ein Teil der verfügbaren Abgasenergie in Form von Wärmeenergie an die Umgebung, an das Lagergehäuse und an den Verdichter übertragen wird.

Jung et al. [39] haben gezeigt, dass insbesondere bei niedrigen ATL-Drehzahlen und niedrigen Massendurchsätzen die Diabatheit von hoher Relevanz ist. Weitere Einflüsse und Abhängigkeiten bei kleinen ATL-Drehzahlen konnten von Pucher et al. [42] aufgezeigt werden. Es konnte festgehalten werden, dass bei kleiner Turboladerdrehzahl der isentrope Verdichter-Wirkungsgrad in erheblichem Maße von der Schmieröl- und der Turbineneintrittstemperatur abhängt.

In einer weiteren Arbeit von Pucher et al. [43] wurde ein Kennfeldprogramm vorgestellt, welches neben der Kennfeld Interpolation und Extrapolation die Berücksichtigung des Diabatverhaltens ermöglicht. Durch einen Messungs- / Rechnungsvergleich konnte gezeigt werden, dass durch den Einsatz des Kennfeldprogramms in der Motorprozess-Simulation eine gute Übereinstimmung für den diabaten Fall erzielt werden kann.

Baar et al. haben sich ebenfalls in verschiedenen Arbeiten [40], [51] mit den Wärmeströmen eines Abgasturboladers befasst und stellten unter anderem einen Ansatz vor, bei dem mit Hilfe eines experimentell ermittelten Wärmekennfeldes die Ladungswechselberechnung ergänzt wird, um die Diabatheit berücksichtigen zu können.

Die aus Experiment und CFD-Simulation kombinierten Untersuchungen an einem wassergekühlten Abgasturbolader von Chapman et al. [41] führten zu der Erkenntnis, dass die Wasser- und Ölkühlung eine Barriere-Wirkung haben und jeglichen Wärmeaustausch zwischen Turbine und Verdichter stark hemmen.

Bohn et al. [44], [45], [46], [47], [49] und Heuer [50] haben erstmalig Ergebnisse einer CHT-Simulation eines gesamten Abgasturboladers vorgestellt. Am Beispiel eines PKW-ATLs werden alle auftretenden Wärmeströme detailliert berechnet und die Auswirkungen des Wärmeeintrages in den Verdichter erläutert.

Untersuchungen zur Diabatheit von Abgasturboladern wurden auch von Shaaban et al. [48], [54], [63] durchgeführt. Neben der Entwicklung einer 1D-Methode unter der Annahme, dass alle Wärmeströme nur in axiale Richtung fließen, wurde unter

anderem festgestellt, dass bis zu 70% der gesamten Wärmeverluste einer Turbinenstufe an die Umgebung abgegeben werden.

Nickel et al. [52] weisen bezüglich des nicht-adiabaten Verhaltens auf Einflussfaktoren im Fahrzeugbetrieb, insbesondere auf die Umgebungstemperaturen im Motorraum hin. Es wurde gezeigt, dass die Motorraumtemperatur von dem jeweiligen Fahrzustand (Beschleunigungsphase, Konstantfahrt und Leerlauf) abhängt und direkt die Verdichtergehäusetemperatur beeinflusst. Diese wiederum wurde als eine der Haupt-Einflussfaktoren des Wärmeaustauschs zwischen Turbine und Verdichter genannt.

Westin [53] stellt eine Methode vor, bei der in der Motorprozess-Simulation die Temperaturen der Gehäuse-Wände als Randbedingung vorgegeben werden. Die Kalibrierung des Modells erfolgt auf Basis von umfangreichen Versuchen, bei denen neben Gas-Temperaturen auch Gehäuse-Wand Temperaturen gemessen werden. Die auftretenden Wärmeströme werden anschließend vom Simulationsmodell berechnet.

Cormerais et al. [55], [56] führen umfangreiche Untersuchungen zu den Wärmeströmen in ATL durch und stellen unter anderem einen Ansatz [57] vor, bei dem auf Basis eines thermischen Netzwerkmodells die in bzw. an einem Turbolader auftretenden Wärmeströme berechnet werden können. Dieser Ansatz wird ebenfalls von weiteren Autoren wie z.B. Burke [20] und Baines [58] vorgeschlagen.

Aghaali [59] vergleicht verschiedene aus der Literatur bekannte Ansätze zur Berechnung der Wärmeströme und entwickelt mit den gewonnen Erkenntnissen ein Wärmestrom-Modell mit höherer Genauigkeit. In [60] beschreiben Aghaali et al., dass durch die Berücksichtigung der Wärmeströme eines ATLs mittels Implementierung einer Wärmesenke vor der Turbine und einer Wärmequelle nach dem Verdichter die Nutzung von Wirkungsgrad Multiplikatoren (engl.: efficiency multiplier) signifikant reduziert werden kann. Die Nutzung dieser sogenannten

Multiplikatoren stellt einen weiteren, stark vereinfachten Ansatz dar, um verschiedene Effekte wie z.B. Wärmeströme berücksichtigen zu können.

Lüddecke et al. [61] stellen ein einfaches Modell zur Wärmestrom-Korrektur vor, dass auf Basis von Ergebnissen einer Variation der Kühlwassertemperatur eines ATLs ermittelt wurde. Eine Erweiterung des Modells wurde durch Ergänzung der Wärmeströme des Öl-Schmiersystems in [62] vorgestellt.

In [64] beschreiben die Autoren, dass im Hinblick auf eine Erweiterung des CFD-Systems die Abbildung der auftretenden Wärmeströme möglich ist, um eventuelle Auswirkungen auf den motorischen Gesamtprozess untersuchen zu können.

1.4. Vorgehensweise und Methoden

Ausgangsbasis der Untersuchungen bilden die Brennkammer-Prüfstand-Messungen, die sich aus einem quasi-adiabaten, einem diabat / extern isolierten und einem diabat nicht-isolierten Turbinen-Kennfeld zusammensetzen.

Diese dienen neben der experimentellen Ermittlung der Wärmeströme (zwecks Bedatung des thermischen Netzwerkmodells) der Validierung des CFD-Modells und der Kalibrierung des CHT-Modells. Im Rahmen der Validierung des CFD-Modells ist die Entkopplung der Aerodynamik von den Wärmeströmen notwendig, um bei evtl. auftretenden Abweichungen Rückschlusse auf die Ursachen für die Diskrepanzen ziehen zu können. Andernfalls besteht bei dem alleinigen Abgleich eines diabaten Turbinen-Kennfeldes (z.B. 600°C Heißgastemperatur) nicht die Möglichkeit zu verstehen, ob eventuelle Diskrepanzen in der Aerodynamik oder den Wärmeströmen begründet sind. Aus diesem Grund soll im ersten Schritt die Güte bezüglich der Aussagefähigkeit aerodynamischer Effekte bzw. Verluste des im Rahmen dieser Arbeit verwendeten CFD-Codes ANSYS CFX 16 aufgezeigt werden. Hierzu wird ein quasi-adiabat gemessenes Turbinen-Kennfeld mittels CFD-Simulationen nachgerechnet und abgeglichen.

Bei der standardmäßigen Berechnungsmethode des Wärmeaustauschs des ATLs mit der Umgebung stellt der Wärmeübergangskoeffizient zunächst eine

unbekannte dar, weshalb die Kalibrierung des CHT-Modells notwendig ist. Hierzu wird im CHT-Modell als Randbedingung neben dem Wärmeübergangskoeffizient eine Referenztemperatur vorgegeben. Die Referenztemperatur wird beispielsweise mit 20°C festgelegt, der Wärmeübergangskoeffizient wird iterativ angepasst, bis eine ausreichende Übereinstimmung mit den gemessenen Bauteil-Oberflächen-Temperaturen gewährleistet ist. Hierbei ist zu erwähnen, dass der Wärmeübergangskoeffizient einem Summenkoeffizienten entspricht, der sowohl Strahlung als auch Konvektion beinhaltet. Die Kalibrierung des Wärmeübergangskoeffizienten wird für jeden zu betrachtenden Betriebspunkt separat durchgeführt. Diese Vorgehensweise ist Stand der Technik und wurde in verschiedenen Arbeiten wie z.B. [65] erfolgreich angewandt.

Als nächstes wird das neue Rechenverfahren vorgestellt, dass die Berechnung der Wärmeabgabe an die Umgebung ohne Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht. Dies wird durch die Integration eines den ATL umschließenden Strömungsraums (Enclosure-Geometrie) in das Berechnungsmodell, welches die Umgebung darstellt, realisiert.

Im nächsten Schritt erfolgt die Durchführung der Wärmestromanalysen mit beiden Ansätzen (Standard- und Enclosure-Ansatz), welche neben der Gegenüberstellung der beiden Ansätze der Beantwortung spezifischer Fragestellungen dienen soll. Hierdurch soll eine Separierung der einzelnen Energieflüsse betreffend Wärmeströme und Leistungsübertragung erfolgen. Es soll ermöglicht werden, die Zusammenhänge zwischen verfügbarer Abgasenthalpie bzw. Abgasenergie, umgesetzter Wellenleistung und den Wärmeverlusten in verschiedenen Kennfeld-Bereichen zu analysieren.

Die Überprüfung der im Rahmen der Modellierung des thermischen Netzwerkmodells getroffenen Annahme, dass die Wärmeabfuhr vollständig vor TR-Eintritt stattfindet [20], erfolgt mittels Auswertung der Wärmeströme in den einzelnen Gebieten der Turbinenstufe (Volute/Spiralgehäuse, Konturspalt und Turbinenrad) analog zu Abbildung 1.4.

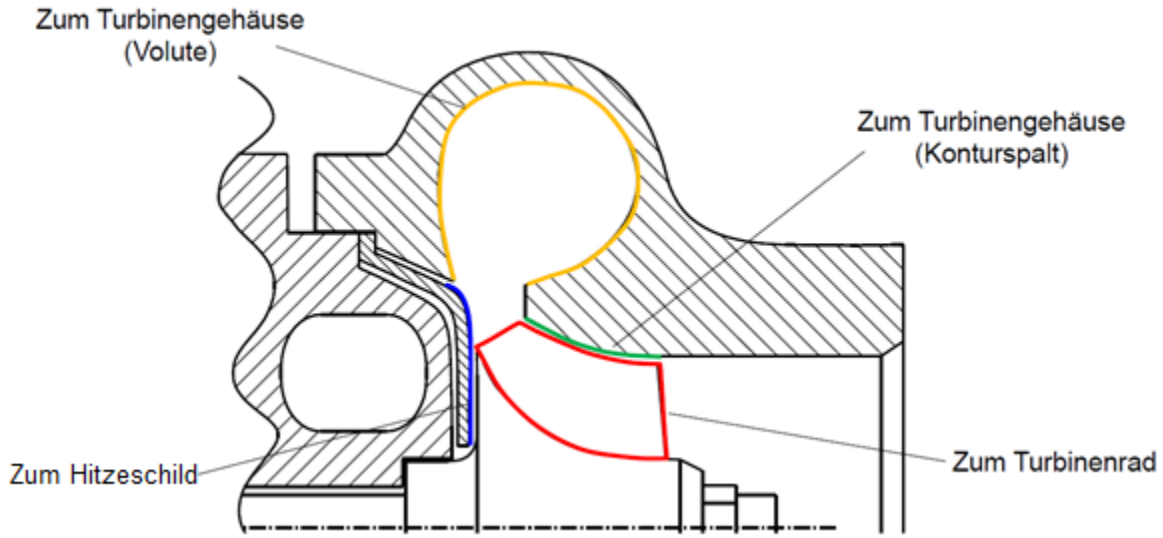

Abbildung 1.4: Mögliche Wärmeübergangspfade der Turbinenstufe [5]

Sollte diese Analyse zeigen, dass die Wärmeströme zum Turbinenrad und zum Konturspalt gegenüber dem Wärmestrom zur Volute vernachlässigbar klein sind, kann die Annahme, dass keine Wärmeabfuhr nach TR-Eintritt stattfindet, als gültig angesehen werden.

Mittels der Ergebnisse der CHT-Simulation soll auch die Auswirkung der Wärmeverluste auf die Betriebscharakteristik der Turbinenstufe untersucht werden. Hierzu soll im ersten Schritt der Einfluss der reduzierten Turbineneintrittstemperatur (infolge der Wärmeverluste vor Laufrad-Eintritt) auf das Betriebsverhalten der Turbine charakterisiert werden. In diesem Zusammenhang sollen die Betriebspunkte des diabaten Turbinen-Kennfeldes mit einem adiabaten CFD-Modell nachgerechnet werden. Durch eine direkte Gegenüberstellung von diabaten CHT- und adiabaten CFD-Simulationsergebnissen soll der Einfluss der Wärmeverluste auf die beiden wichtigsten Kenngrößen einer Radialturbinenstufe, nämlich den reduzierten Turbinen-Massenstrom und den Turbinen-Wirkungsgrad, quantifiziert werden. Mittels dieses Direktvergleichs soll aufgezeigt werden, wie groß die Fehler sein können, wenn mit einem adiabten Turbinenkennfeld Motorprozess-Simulationen durchgeführt werden. Dieser Aspekt ist nicht nur aus Sicht der Verwendung von vermessenen ATL-Kennfeldern für Motorprozess-Simulationen relevant. Es ist zu

erwarten, dass in Zukunft verstärkt CFD-basierte, adiabate Turbinen-Kennfelder für Motorprozess-Simulationen eingesetzt werden [66], weshalb in diesem Hinblick eine Sensibilisierung bezüglich der zu erwartenden Fehler aufgrund der Vernachlässigung der Wärmeverluste der Turbinenstufe notwendig ist. In diesem Zusammenhang wird es auch notwendig sein, Modellansätze zu entwickeln, um die Wärmeverluste bei der Verwendung von CFD-basierten adiabaten Turbinen-Kennfeldern in Motorprozess-Simulationen korrekt berücksichtigen zu können.

1.5. Innovativer Beitrag

Der gegenwärtige Stand der Technik bzgl. der Berechnung der Wärmeabgabe der Turbinenstufe an die Umgebung mittels CHT-Simulationen umfasst die Vorgabe eines experimentell ermittelten Temperatur-Feldes [50], oder die iterative Anpassung eines Wärmeübergangskoeffizienten an den Außenwänden des Turbinengehäuses [65]. Die Vorgabe eines experimentell ermittelten Temperatur-Feldes hat den großen Nachteil, dass der Messaufwand aufgrund des Einsatzes einer Wärmebildkamera deutlich größer wird. Der Nachteil der Methode mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ist, dass dieser iterativ angepasst werden muss, weshalb drei CHT-Rechnungen pro Kennfeldpunkt [65] notwendig sind.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll ein neuer Ansatz entwickelt werden, mit dem die Berechnung der Wärmeabgabe an die Umgebung ohne Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht werden soll. Hierzu sollen die Konvektion und Strahlung an die Umgebung in dem Berechnungsmodell berücksichtigt werden. Dies erfolgt durch die Integration eines den ATL umschließenden Strömungsraums (Enclosure-Geometrie) in das Berechnungsmodell, welches die Umgebung darstellt. Die Entwicklung dieses neuen Ansatzes stellt den innovativen Beitrag der vorliegenden Arbeit dar.

Mit dem neu zu entwickelnden Ansatz wird nicht nur die numerische Wärmestromanalyse von Turbinenstufen erheblich vereinfacht. Es eröffnen sich zusätzlich neue Möglichkeiten für die Bauteiltemperaturberechnung von

Turbinengehäusen, welche für Festigkeits- und Lebensdaueruntersuchungen benötigt werden.

2. Grundladen der Abgasturboaufladung

2.1. Funktionsweise

Die Funktionsweise der Abgasturboaufladung eines Verbrennungsmotors kann anhand der Gleichung der effektiven Motorleistung erklärt werden, die folgendermaßen definiert ist:

$$P_e = \dot{m}_{Kr} \cdot H_u \cdot \eta_e \tag{2.1}$$

Hierin entspricht $\dot{m}_{Kr}$ dem Kraftstoffmassenstrom, H_u dem unteren Heizwert des Kraftstoffs und η_e dem effektiven Wirkungsgrad. Der Kraftstoffmassenstrom kann wiederum durch folgende Gleichung ausgedrückt werden:

$$\dot{m}_{Kr} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda_V \cdot L_{min}} \tag{2.2}$$

In Gleichung 2.2 entspricht $\dot{m}_L$ dem für die Verbrennung des Kraftstoffmassenstroms $\dot{m}_{Kr}$ benötigten Luftmassenstrom. $L_{min.}$ definiert den Mindestluftbedarf des Kraftstoffs, λ_V ist das Verbrennungsluftverhältnis, das von dem vorliegenden Verbrennungsverfahren des Motors abhängt [67]. Der Luftmassenstrom $\dot{m}_L$ kann wie folgt definiert werden:

$$\dot{m}_L = \lambda_L \cdot V_H \cdot \rho_L \cdot \frac{n_M}{i} \tag{2.3}$$

Hierbei ist λ_L der Liefergrad des Motors, der ein Maß für die Strömungsgünstigkeit des Ansaugtrakts ist. V_H beschreibt das Hubvolumen des Motors, ρ_L die Dichte am Motoreinlass, n_M die Motordrehzahl mit i = 2 für Viertakt- und i = 1 für Zweitaktmotoren [67].

Die Zusammenführung der Gleichungen 2.2 und 2.3 ergibt:

$$\dot{m}_{Kr} = \frac{\lambda_L \cdot V_h \cdot \rho_L \cdot n_M}{\lambda_V \cdot L_{min} \cdot i} \tag{2.4}$$

Die Gleichung 2.4 eingesetzt in 2.1 führt zu folgendem Zusammenhang:

$$P_e = \frac{H_u}{L_{min}} \cdot \eta_e \cdot \lambda_L \cdot \frac{1}{\lambda_V} \cdot \frac{V_h}{i} \cdot n_M \cdot \rho_L \tag{2.5}$$

Um nun die effektive Leistung eines gegebenen Motors zu steigern, können aus mathematischen Gesichtspunkten die im Zähler stehenden Größen maximiert und die im Nenner stehenden Größen minimiert werden. Bei Kraftstoffen existiert ein annähernd proportionaler Zusammenhang zwischen H_u und L_{min}, sodass der Term $\frac{H_u}{L_{min}}$ als gegeben angesehen werden kann. Der effektive Wirkungsgrad η_e entspricht dem Produkt aus dem inneren Wirkungsgrad η_i und dem mechanischen Wirkungsgrad η_m. Beide Wirkungsgrade können durch verschiedene Maßnahmen wie z.B. eine optimierte Verbrennung oder durch reduzierte Reibungsverluste innerhalb definierter Grenzen erhöht werden. Der Liefergrad λ_L muss für einen gegebenen Motor ebenfalls als gegeben angenommen werden, da der Liefergrad für die Nenndrehzahl optimiert ist. Potenziale ergeben sich diesbezüglich lediglich durch variable Ventilsteuerzeiten oder variable Saugrohrlängen, um im gesamten Drehzahlbereich des Motors maximale Liefergrade zu erhalten. Die Optimierung des Verbrennungsluftverhältnisses λ_V ist nicht zielführend, da dieses direkt vom gewählten Brennverfahren abhängt und bei Volllast ohnehin Werte kleiner eins annimmt. Der Ausdruck $\frac{V_h}{i}$ muss für einen gegebenen Motor ebenfalls als gegeben angenommen werden [67]. Somit bleiben grundsätzlich nur noch zwei Größen übrig, um die effektive Leistung eines gegebenen Motors zu steigern:

- Motordrehzahl n_M
- Ansaugluftdichte ρ_L

Der Erhöhung der effektiven Motorleistung durch eine Steigerung der Motordrehzahl sind durch die quadratische Abhängigkeit der mechanischen Belastung von der Motordrehzahl klare Grenzen gesetzt. Um die effektive

Motorleistung in einem hohen Maße (z.B. Verdopplung) zu steigern, bleibt somit als einzige Option die Erhöhung der Ansaugluftdichte übrig. Alle Verfahren, die eine Erhöhung der Ansaugluftdichte zum Ziel haben, können als Aufladung bezeichnet werden [67]. Diese Definition impliziert, dass neben der Abgasturboaufladung weitere Verfahren zur Aufladung von Verbrennungsmotoren existieren. Eine Gegenüberstellung der existierenden Aufladeverfahren würde den Rahmen dieser Arbeit übersteigen, weshalb an dieser Stelle auf [68] verwiesen wird. Nachfolgend ist der schematische Aufbau eines abgasturbolaufgeladenen Verbrennungsmotors zu sehen.

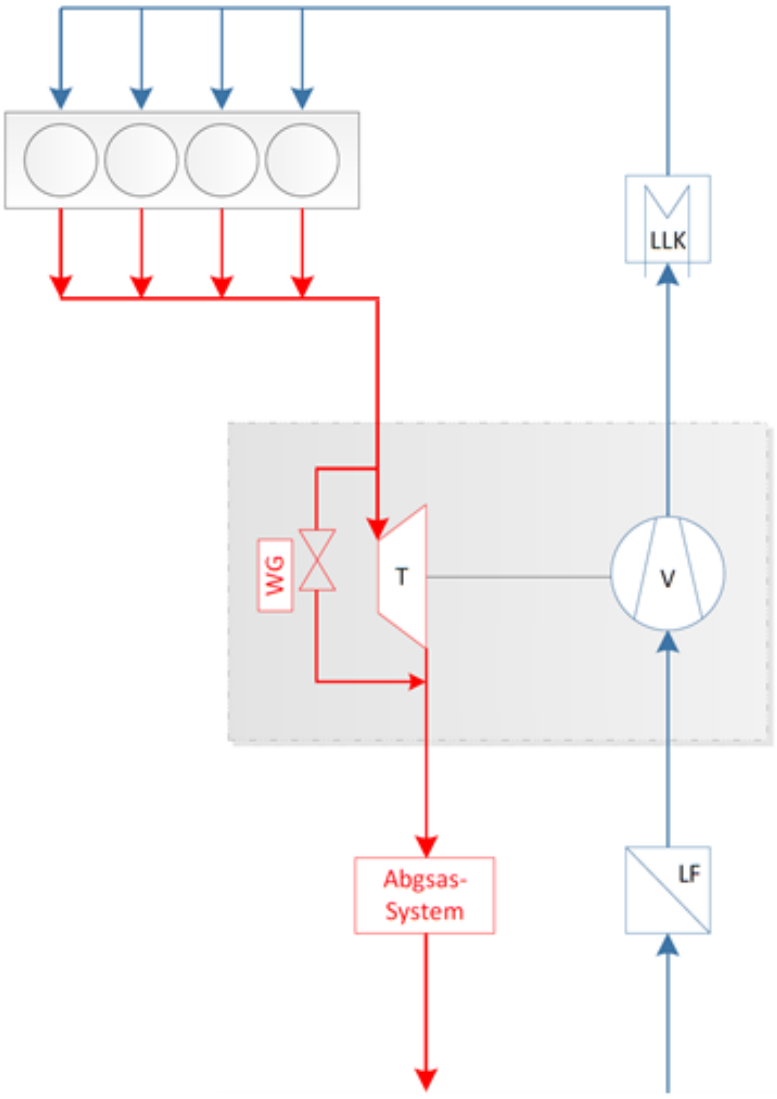

Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau eines abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotors

Über den in Abbildung 2.1 mit LF bezeichneten Luftfilter wird die Frischluft angesaugt und anschließend in der Verdichter-Stufe komprimiert. Die verdichtete Ansaugluft verlässt die Verdichter-Stufe über das Strömungsgehäuse und wird dem Ladeluftkühler (LLK) zugeführt, um die Ansaugluft-Temperatur vor dem Verbrennungsvorgang zu reduzieren. Nach dem Verbrennungsprozess verlässt das verbrannte Kraftstoff-Luft Gemisch über das Auslass-Ventil den Zylinder und tritt über das Strömungsgehäuse in die Turbinenstufe ein. In dieser wird das Abgas expandiert, wodurch eine Leistungsübertragung an das Turbinenrad erfolgt. Diese Leistung wird wiederum zum antreiben des Verdichter-Laufrads genutzt. Im Anschluss an den Expansionsprozess wird das Abgas über das Abgas-System ausgestoßen. Die Ladedruck-Regelung erfolgt beispielsweise wie in Abbildung 2.1 dargestellt mit Hilfe eines Waste-Gates (WG). Hierbei wird zur Begrenzung des Lade-Drucks das Abgas an dem Turbinen-Rad vorbeigeführt, indem es über das Waste-Gate geleitet wird. Eine weitere Alternative für die Ladedruck-Regelung ist neben der Variablen-Turbinen-Geometrie, bei welcher die Turbinen-Leistung mit Hilfe von variablen Leitschaufeln reguliert wird, ein elektrisch unterstützter Abgasturbolader. Bei einem solchen ATL ist das Laufzeug mit einer E-Maschine gekoppelt, die sowohl als Generator als auch als Motor betrieben werden kann. Ist überschüssige Abgasenergie vorhanden, wird diese, anstelle über das WG abgeblasen zu werden, rekuperiert und als elektrische Energie in das Bordnetz eingespeist. Diese Energie kann beispielsweise wieder genutzt werden, um den Beschleunigungsvorgang des ATL-Laufzeug zu unterstützen, um damit das Ansprechverhalten zu verbessern.

Aus Gründen des Rechenaufwands soll im Rahmen dieser Arbeit in dem CHT-Simulationsmodell nicht der ganze ATL sondern nur die Radialturbinenstufe abgebildet werden. Die Schnittstellen zu angrenzenden Bauteilen werden durch geeignete Randbedingungen definiert. Vor diesem Hintergrund wird nachfolgend nur die Funktionsweise der Radialturbinenstufe näher erläutert, dahingegen wird auf eine Beschreibung des Funktionsprinzips der Verdichterseite verzichtet. Das Spiralgehäuse einer Radialturbinenstufe (Abb. 2.2) hat neben der Drall-Erzeugung die Aufgabe, das einströmende Abgas mittels Düsenwirkung zu beschleunigen.

Abbildung 2.2: Spiralgehäuse einer Radialturbinenstufe

Nach der Durchströmung des Strömungsgehäuses tritt das Abgas aus und wird dem Turbinenrad zugeführt, womit die Energieumsetzung am Laufrad stattfindet. Bei der Energieumsetzung wird infolge von Strömungsvorgängen das Drehmoment $\overrightarrow{M}$ an das Laufrad übertragen [69]. Die Gleichung hierzu ist folgendermaßen definiert:

$$d\overrightarrow{M} = \vec{r} \cdot d\vec{F} = \dot{m} \cdot (\vec{r} \times d\vec{c}) \tag{2.6}$$

In Abbildung 2.3 sind die Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- (Indizes 3) und Austritt (Indizes 4) dargestellt.

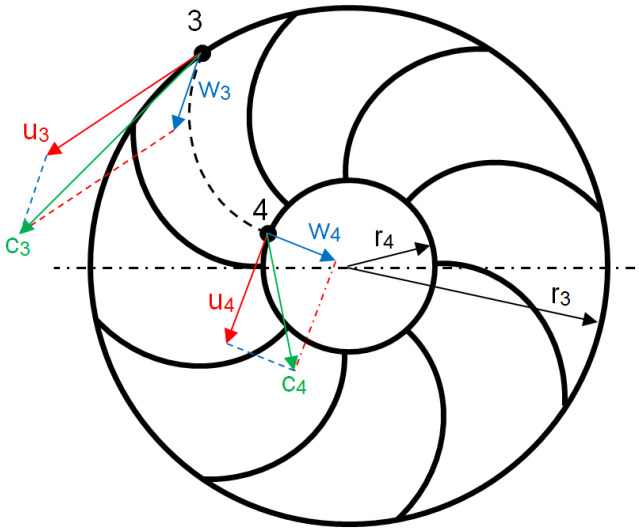

Abbildung 2.3: Energieumsetzung am Radialturbinenrad

Das vom Fluid an das Laufrad übertragene Drehmoment kann durch Integration des Drallsatzes (Gl. 2.6) zwischen den Punkten 3 (Eintritt) und 4 (Austritt) ermittelt werden [70]:

$$\vec{M} = \dot{m} \cdot (\vec{r}_3 \times \vec{c}_3 - \vec{r}_4 \times \vec{c}_4) \tag{2.7}$$

Gleichung 2.7 impliziert, dass lediglich die zum Radius senkrecht stehenden Komponenten der Absolut-Geschwindigkeit, d.h. nur die Umfangskomponenten c_{u3} und c_{u4} an der Energieumsetzung am Laufrad beteiligt sind. Hiermit ergibt sich folgende Gleichung:

$$\vec{M} = \dot{m} \cdot (\vec{r}_3 \cdot \vec{c}_{u3} - \vec{r}_4 \cdot \vec{c}_{u4}) \tag{2.8}$$

Das bei diesem Vorgang generierte Drehmoment dient dem Antrieb des Verdichter-Rades. Im Anschluss an die Energieumsetzung strömt das Abgas axial durch den Laufradaustritt heraus.

2.2. Kenngrößen

Die Vermessung von Turbolader-Kennfeldern erfolgt anders als im motorischen Betrieb unter stationären Bedingungen an einem Heißgas-Prüfstand. Diese Messungen sind gemäß *SAE J1826 Turbocharger gas stand test code* [71] standardisiert. Die Auftragung der ermittelten Versuchsdaten in Form von Kennfeldern ist ebenfalls gemäß *SAE J922 Turbocharger nomenclature and Terminology* [72] standardisiert.

Zwar liegt der Fokus dieser Arbeit auf einer Radialturbinenstufe, dennoch wird die Ermittlung der zuvor genannten Größen nicht nur für die Turbinenseite sondern auch für die Verdichterseite vorgestellt, da für die Ermittlung des Turbinen-Wirkungsgrades Größen der Verdichterseite herangezogen werden. Die in den nachfolgenden Abschnitten verwendeten Indizes 1 und 3 beziehen sich auf den Verdichter- bzw. Turbinen-Eintritt, die Indizes 2 und 4 auf den Verdichter- bzw. Turbinen-Austritt.

2.3.1. Verdichter

Gemäß nachfolgender Gleichung wird im Verdichterkennfeld auf der X-Achse der korrigierte Verdichter-Massenstrom $\dot{m}_{v,korr.}$ aufgetragen.

$$\dot{m}_{v,korr.} = \dot{m}_v \cdot \frac{p_{ref}}{p_{1,tot}} \cdot \sqrt{\frac{T_{1,tot}}{T_{ref}}} \tag{2.9}$$

Die Korrektur des gemessenen Verdichter-Massenstroms wird aus Gründen der Zuverlässigkeit und Reproduzierbarkeit bei verschiedenen Umgebungs-Bedingungen durchgeführt [73]. Auf der Y-Achse des Verdichterkennfelds wird das Verdichter-Druckverhältnis gemäß Gleichung 2.10 aufgetragen:

$$\pi_{v,t-t} = \frac{p_{2,tot}}{p_{1,tot}} \tag{2.10}$$

Der isentrope Verdichter-Wirkungsgrad gemäß Gleichung 2.11 wird in Form eines Muschel-Kennfelds im Verdichter-Kennfeld aufgetragen.

$$\eta_{v,is} = \frac{P_{V,is}}{P_V} = \frac{h_{V,is}}{h_V} = \frac{T_{2,is} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{2.11}$$

Die in Gleichung 2.11 enthaltene Größe P_V entspricht der Verdichterleistung. Diese wird explizit für die spätere Berechnung des kombinierten Turbinen-Wirkungsgrades benötigt und ist wie folgt definiert:

$$P_V = c_{p,Luft} \cdot \dot{m}_V \cdot (T_2 - T_1) \tag{2.12}$$

Eine weitere Kenngröße des Verdichter-Kennfelds ist die korrigierte ATL-Drehzahl gemäß Gl. 2.13. Auch hier erfolgt die Korrektur aus Gründen der Zuverlässigkeit und Reproduzierbarkeit bei verschiedenen Umgebungsbedingungen.

$$n_{ATL,korr.} = n_{ATL} \cdot \sqrt{\frac{T_{1,tot}}{T_{ref}}} \tag{2.13}$$

Nachfolgend ist ein Verdichterkennfeld mit den relevanten Kenngrößen dargestellt.

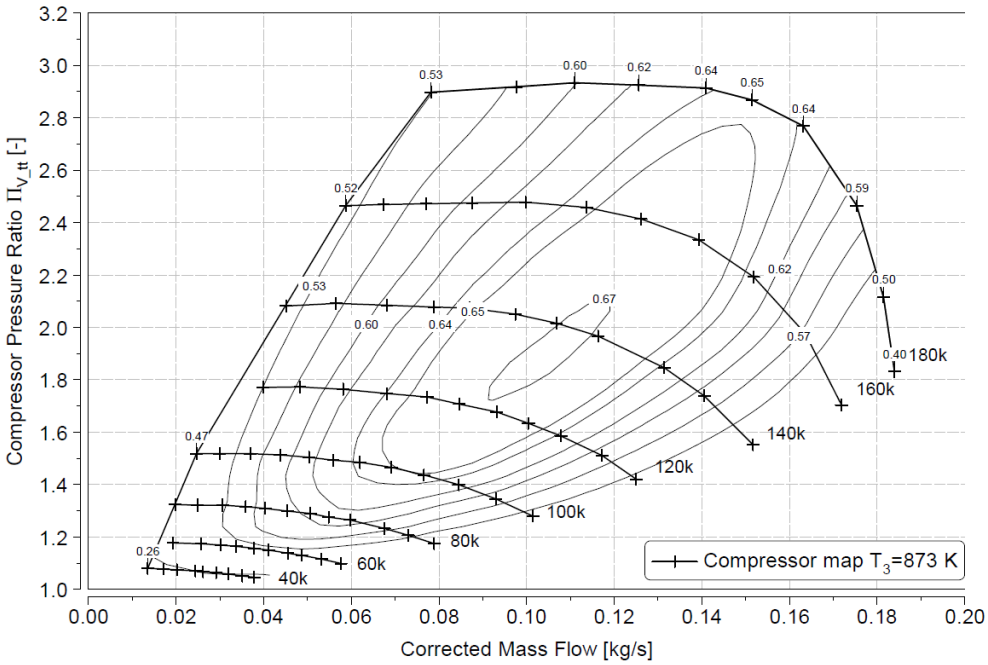

Abbildung 2.4: Beispielhaftes Verdichter-Kennfeld nach SAE J1826 [73]

2.3.2. Turbine

Die Kenngrößen der Turbine werden ebenfalls in Form von korrigierten Größen aufgetragen. Hierbei dient die Korrektur der Vergleichbarkeit von unterschiedlichen Turbinen-Eintrittstemperaturen und verschiedenen Turbinengrößen und -bauarten [73]. Das Turbinenkennfeld besteht anders als das Verdichterkennfeld aus zwei Diagrammen. Bei beiden Diagrammen ist auf der X-Achse das Turbinen-Druckverhältnis gemäß Gl. 2.14 aufgetragen. Anders als bei der Verdichterseite wird am Austritt der statische Druck herangezogen:

$$\pi_{T,t-s} = \frac{p_{3,tot}}{p_{4,stat}} \tag{2.14}$$

Das erste der beiden Diagramme des Turbinenkennfelds ist das Durchsatzkennfeld, bei dem auf der Y-Achse der reduzierte Turbinen-Massenstrom aufgetragen wird, der folgendermaßen definiert ist:

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{3,tot}}}{p_{3,tot}} \tag{2.15}$$

Eine Besonderheit stellt der Turbinen-Wirkungsgrad dar, der in dem zweiten Diagramm des Turbinenkennfelds aufgetragen wird. Da eine genaue Messung der Turbinen-Austrittstemperatur bedingt durch die drall-behaftete Abströmung aus dem Turbinenrad nur mit erhöhtem Aufwand realisiert werden kann, wird fast ausschließlich auf den kombinierten Turbinen-Wirkungsgrad gemäß Gl. 2.16 zurückgegriffen [73]. Hierbei wird die Bedingung des Leistungsgleichgewichts zwischen Turbine und Verdichter verwendet, das im stationären Betrieb herrscht. Für die Berechnung des kombinierten Turbinen-Wirkungsgrades wird die Verdichterleistung P_V gemäß Gl. 2.12 herangezogen.

$$\eta_{Tm} = \eta_{T,is} \cdot \eta_m = \frac{P_V}{P_{T,is}} = \frac{c_{p,Luft} \cdot \dot{m}_V \cdot (T_2 - T_1)}{c_{p,Abgas} \cdot \dot{m}_T \cdot (T_3 - T_{4,is})} \tag{2.16}$$

Aus Gl. 2.16 wird ersichtlich, dass der kombinierte Turbinen-Wirkungsgrad ein Produkt aus dem Isentropen Turbinen-Wirkungsgrad und dem mechanischen Wirkungsgrad der Lagerung ist und demnach die mechanischen Reibungsverluste enthält. Nachfolgend ist beispielhaft ein Turbinenkennfeld dargestellt.

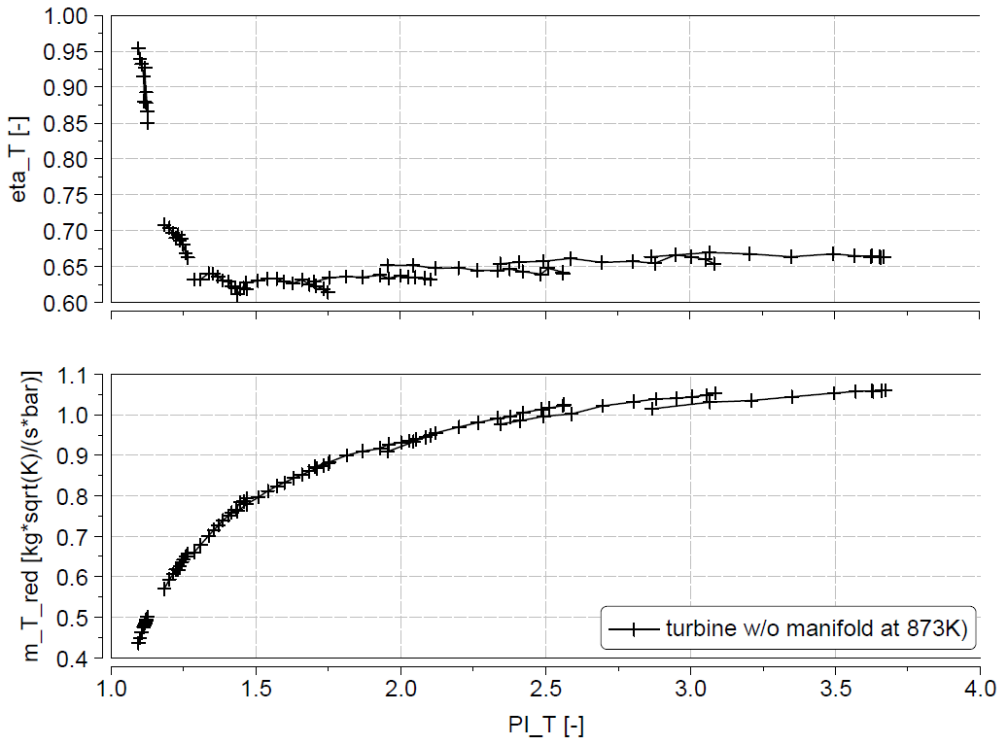

Abbildung 2.5: Beispielhaftes Turbinen-Kennfeld nach SAE J1826 [73]

Um eine Eliminierung der mechanischen Reibungsverluste aus dem Turbinen-Wirkungsgrad zu ermöglichen, wurde am FG VKM der TU Berlin ein Messverfahren entwickelt [74], welches die direkte Bestimmung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades ermöglicht. In der Standard Turbinenkennfeld-Messung nach SAE J1826 wird dieser nicht ermittelt, da die drallbehaftete Strömung nach Turbine eine energetische Mittelung zwecks Bestimmung der Abgastemperatur bedarf. Mit den standardmäßig über den Umfang des Messrohrs gleichverteilt angebrachten 3 Temperatur-Messstellen ist dies jedoch nicht möglich. Aus diesem Grund wurde im Rahmen der in [74] vorgestellten Untersuchungen eine Mischer-Geometrie entwickelt, wodurch es keiner energetischen Mittelung zwecks korrekter Temperatur-Messung bedarf. Stattdessen kann eine Standard-Messstelle mit 3 über den Umfang des Messrohrs gleichverteilt angebrachten Thermo-Elementen nach der Mischer-Geometrie eingeführt werden. So wird die Bestimmung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades auf Basis einer gemessenen Turbinen-Austrittstemperatur ermöglicht. Der isentrope Turbinen-Wirkungsgrad ist wie folgt definiert:

$$\eta_{T,is} = \frac{P_T}{P_{T,is}} = \frac{c_{p,Abgas} \cdot \dot{m}_T \cdot (T_3 - T_4)}{c_{p,Abgas} \cdot \dot{m}_T \cdot (T_3 - T_{4,is})} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4,is}} \tag{2.17}$$

Es muss beachtet werden, dass in einer Standard Turbinen-Kennfeldmessung teils erhebliche Wärmeströme entstehen können, die zu einer Verfälschung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades führen. So können nicht-plausible Wirkungsgrad-Werte von größer 1 auftreten. Um diese Fehlerquelle zu eliminieren und die effektive Turbinen-Leistung zu messen, werden zusätzlich zu der Standard-Turbinenkennfeldmessung mit Heißgas-Beaufschlagung quasi-adiabate Turbinen-Kennfelder vermessen. Eine Erklärung zur genauen Vorgehensweise zwecks Messung von quasi-adiabaten Turbinen-Kennfeldern ist in Abschnitt 4.2.1 zu finden.

Die effektive Turbinen-Leistung und der effektive Turbinen-Wirkungsgrad sind zwei Größen, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingeführt werden. Um den Einfluss der Wärmeverluste auf die aerodynamische Leistung, d.h. die zur

Überwindung der Lagerreibung und zum Antreiben des Verdichter-Rades zur Verfügung stehende Wellen-Leistung ermitteln zu können, wird in den CFD- bzw. CHT-Simulationen das auf das Turbinen-Rad wirkende Drehmoment ausgewertet. Dieses wird durch Integration des Kreuzproduktes aus den Volumenkräften f_{Druck} und f_{Scher} infolge von Druck- und Scherspannungen und der radialen Koordinate r über dem Turbinenrad ermittelt:

$$M_T = \int_S r \times \left(\left(f_{Druck} + f_{Scher}\right) \cdot \hat{n}\right) dS \tag{2.18}$$

Durch Multiplikation von M_T mit der Winkelgeschwindigkeit des ATL wird die effektive Turbinenleistung $P_{T,eff.}$ berechnet:

$$P_{T,eff.} = M_T \cdot \omega_{ATL} \tag{2.19}$$

Anschließend wird Gl. 2.19 durch die isentrope Turbinen-Leistung dividiert und der effektive Turbinen-Wirkungsgrad berechnet:

$$\eta_{T,eff.} = \frac{P_{T,eff.}}{P_{T,is}} \tag{2.20}$$

Der effektive Turbinen-Wirkungsgrad ermöglicht eine exakte Bewertung der aerodynamischen Güte ohne Überlagerung von jeglichen Wärme-Verlusten. Somit ist es möglich zu sehen, wie sich die Wärmeverluste, die bis zum Turbinen-Rad Eintritt entstehen, auf die Leistungsumsetzung im Turbinen-Rad auswirken.

Versuchsseitig könnte die effektive Turbinen-Leistung bzw. der effektive Turbinen-Wirkungsgrad durch Messung des Torsions-Moments der Läufer-Welle mittels Telemetrie-System bestimmt werden. Wegen des großen Aufwandes in der Versuchsvorbereitung wurde jedoch auf die Ermittlung dieser Größe verzichtet.

2.3. Wärmeströme

Da die in bzw. an einem Abgasturbolader auftretenden Wärmeströme den Kern dieser Arbeit bilden, soll nachfolgend ein kurzer Einblick in die vorzufindenden

Wärmeströme und die Auswirkung dieser auf das Betriebsverhalten eines ATL gewährt werden.

Nachfolgend ist die schematische Abbildung eines Abgasturboladers mit den einzelnen Komponenten und den jeweiligen Wärmeströmen dargestellt.

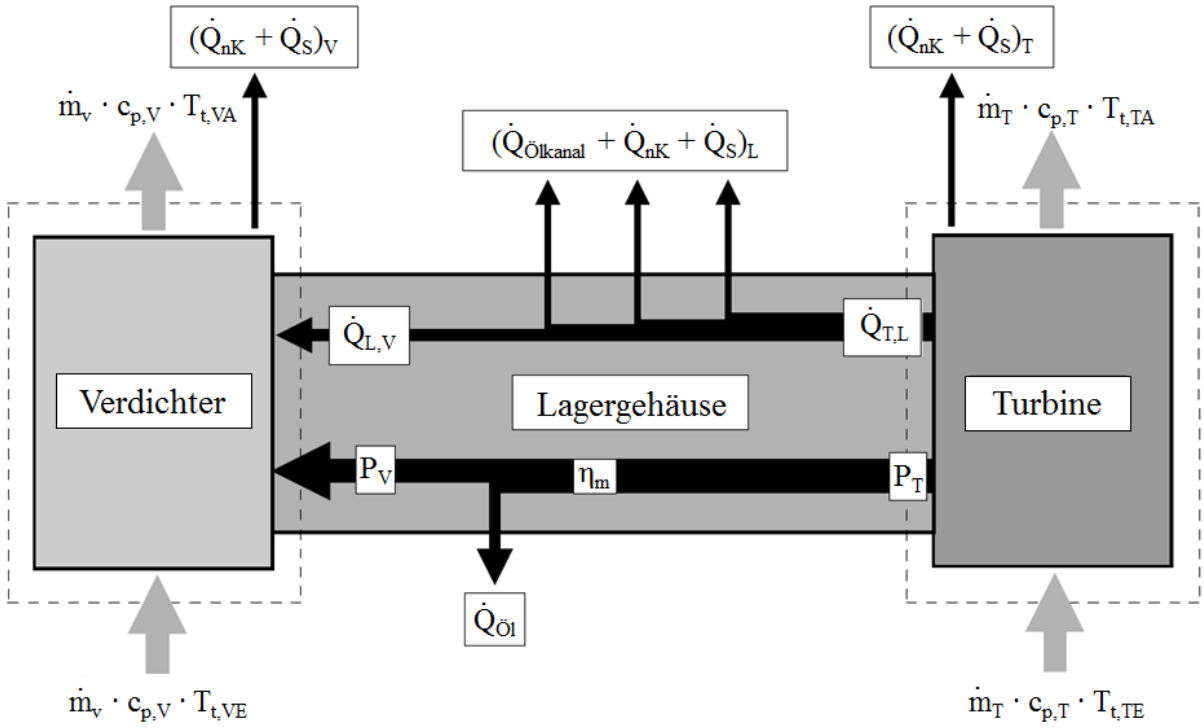

Abbildung 2.6: Wärmeströme eines Abgasturboladers [50]

Leistungs- und Wärmeabgabe der Turbine:

Ein Teil der am Turbineneintritt verfügbaren Abgasenthalpie ($C_{p,T} \cdot T_{t,TE}$) liegt infolge der Energieumsetzung am Turbinenrad (siehe Abschnitt 2.1) in Form der Turbinenleistung P_T an der Welle des Laufzeugs an. Nur ein kleiner Anteil der verfügbaren Abgasenergie kann effektiv genutzt und in die Turbinenleistung P_T umgewandelt werden. Der größte Anteil der zur Verfügung stehenden Abgasenthalpie ($C_{p,T} \cdot T_{t,TA}$) tritt ungenutzt aus der Turbinenstufe aus. Ein weiterer Anteil der Abgasenergie wird in Form von Wärmeleitung an das Lagergehäuse $\dot{Q}_{T,L}$ und in Form von Strahlung und Konvektion $\left(\dot{Q}_{nK} + \dot{Q}_S\right)_T$ an die Umgebung abgegeben.

Wärmeströme im Lagergehäuse:

Ein Teil der von der Turbine übertragenen Leistung P_T wird aufgrund der mechanischen Reibungsverluste der Lagerung in Form des Wärmestroms $\dot{Q}_{Öl}$ an das Öl übertragen. Der restliche, größte Anteil wird ohne weitere Verluste über die Welle in Form von der Verdichterleistung P_V an das Verdichterrad übertragen. Der Quotient aus der Verdichterleistung P_V und Turbinenleistung P_T gibt den mechanischen Wirkungsgrad η_m des Lagerungssystems wieder. Der von der Turbine kommende Wärmestrom $\dot{Q}_{T,L}$ teilt sich im Lagergehäuse in mehrere Anteile auf. Einen Anteil stellt der Wärmestrom $\dot{Q}_{Ölkanal}$ vom Lagergehäuse in den Ölkanal dar, einen weiteren der Wärmestrom vom Lagergehäuse an die Umgebung durch Strahlung und Konvektion in Form von $\left(\dot{Q}_{nK} + \dot{Q}_S\right)_L$. Der letzte Anteil $\dot{Q}_{L,V}$ wird in Form von Wärmeleitung an das Verdichtergehäuse übertragen.

Leistungs- und Wärmeaufnahme des Verdichters:

Die Leistungsaufnahme des Verdichters erfolgt über die Läufer-Welle in Form der Verdichterleistung P_V, welche am Verdichterrad anliegt. Diese wird genutzt, um die am Verdichter-Eintritt vorzufindende Ansaugluft ($C_{p,V} \cdot T_{t,VE}$) auf ein höheres Druckniveau zu bringen. Die verdichtete Luft tritt anschließend mit einer erhöhten Temperatur in Form von $C_{p,V} \cdot T_{t,VA}$ aus dem Verdichter aus. Während dieses Vorgangs führt der vom Lagergehäuse kommende Wärmestrom $\dot{Q}_{L,V}$ zu einer weiteren Erhöhung der Temperatur am Verdichter-Austritt. Ein weiterer Wärmestrom, der am Verdichter auftreten kann ist die Abgabe der Wärme über die Verdichtergehäuse-Oberfläche in Form von $\left(\dot{Q}_{nK} + \dot{Q}_S\right)_V$.

Auswirkungen auf das Betriebsverhalten können die Wärmeströme $\left(\dot{Q}_{nK} + \dot{Q}_S\right)_T$, $\dot{Q}_{T,L}$, $\dot{Q}_{L,V}$ und $\left(\dot{Q}_{nK} + \dot{Q}_S\right)_V$ haben. Der Einfluss kann am besten mit Hilfe von h-s Diagrammen der Turbine und des Verdichters erklärt werden, welche in der nachfolgenden Abbildung vorzufinden sind.

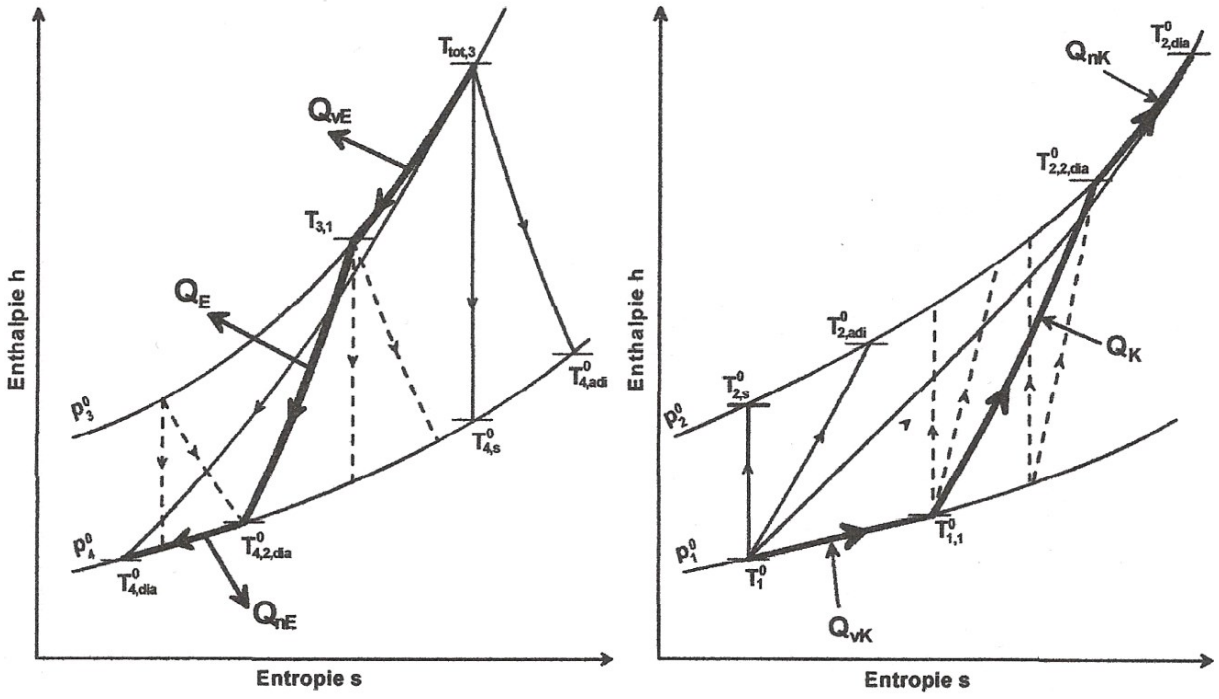

Abbildung 2.7: Diabate Expansion (links) und Diabate Kompression (rechts) [75]

Eine Wärmeabgabe der Turbine vor oder während des Expansionsprozesses führt zu einer Verminderung der Turbinenleistung. Eine Wärmeabgabe im Anschluss an die Expansion führt zu keiner Leistungsverminderung von P_T, es kommt lediglich zu einer Reduktion der Abgastemperatur $T_{t,TA}$ am Turbinen-Austritt. Bei der Verdichterseite verhält sich das Ganze ähnlich. Eine Wärmezufuhr vor oder während des Verdichtungsprozesses führt neben einem erhöhten Leistungsbedarf des Verdichters zu einer Erhöhung der Fluid-Temperatur am Verdichter-Austritt. Dahingegen führt eine Wärmezufuhr nach der Kompression lediglich zu einer erhöhten Fluid-Temperatur am Verdichter-Austritt [75].

3. Theoretische Grundlagen

3.1. Grundlagen der Wärmeübertragung

In der einschlägigen Literatur (z.B. [76]) wird beschrieben, dass es drei unterschiedliche Arten des Wärmetransports gibt:

- diffusiver Wärmeübergang bzw. Wärmeleitung
- konvektiver Wärmeübergang
- Wärmestrahlung

In [77] weist der Autor darauf hin, dass diese Form der Einteilung nicht ganz richtig ist. Er beschreibt, dass korrekterweise lediglich zwischen Wärmeleitung und Wärmestrahlung unterschieden werden kann, da Konvektion ohne Wärmeleitung nicht stattfindet und bedient sich dabei eines Zitates von Nußelt:

„Es wird vielfach in der Literatur behauptet, die Wärmeabgabe eines Körpers habe drei Ursachen: die Strahlung, die Wärmeleitung und die Konvektion. Diese Teilung der Wärmeabgabe in Leitung und Konvektion erweckt den Anschein, als hätte man es mit zwei unabhängigen Erscheinungen zu tun. Man muss daraus schließen, dass Wärme auch durch Konvektion ohne Mitwirkung der Leitung übertragen werden könnte. Dem ist aber nicht so.” [77]

Voraussetzung für die Wärmeleitung ist das Vorhandensein eines Temperaturgradienten in einem Stoff. Grundsätzlich wird bei der Wärmeleitung zwischen ruhenden Stoffen (Feststoffe und ruhende Fluide) und Fluiden, die einer Strömungsbewegung unterliegen, unterschieden. Die für die Wärmeleitung relevanten Einflussfaktoren bei ruhenden Stoffen sind lediglich der Temperaturgradient sowie die Eigenschaften des Stoffes [77].

Die Wärmeübertragung zwischen einem strömenden Fluid und einer festen Wand ist gekennzeichnet durch einen Wärmeaustausch zwischen Wand und Fluid, der aus der Wärmeleitung resultiert. Neben der Wärmeleitung hängt die

Wärmeübertragung zwischen einer festen Wand und einem strömenden Fluid auch von der Temperaturgrenzschicht des Fluids ab, wobei diese wiederum direkt von den Eigenschaften der Strömung beeinflusst wird. Dieser Wärmeübertragungsvorgang korreliert mit dem in der Literatur als „konvektiver Wärmeübergang“ oder auch kurz „Konvektion“ bezeichneten physikalischen Effekt. Dieser lässt sich wiederum in freie Konvektion und erzwungene Konvektion unterteilen. Bei der freien Konvektion entsteht die Strömung durch einen Dichteunterschied im Fluid, bei der erzwungenen Konvektion entsteht die Strömung durch einen von außen einwirkenden Dichteunterschied [77].

Wärmeübertagung durch Strahlung erfolgt ohne stoffliche Träger, d.h. dass dieser Vorgang auch im Vakuum stattfinden kann. Der Transfer der Wärme zwischen zwei Oberflächen erfolgt durch elektromagnetische Wellen [77].

In den nächsten Abschnitten werden die einzelnen Wärmeübertragungsvorgänge näher erläutert.

3.1.1. Wärmeleitung

Wie bereits in Abschnitt 3.1 erläutert, ist das Vorhandensein eines Temperaturgradienten Voraussetzung für Wärmeleitung bzw. diffusive Wärmeübertragung. Die diffusive Wärmeübertragung lässt sich in die stationäre Wärmeleitung und instationäre Wärmeleitung unterteilen. Bleibt der Wärmestrom während des gesamten Wärmeübertragungsvorgangs konstant, wird dies als stationäre Wärmeleitung bezeichnet [77]. Dieser Fall der Wärmeleitung ist relevant für diese Arbeit. Das Ziel dieser Arbeit ist es, die Wärmeströme, die während der Brennkammermessung entstehen, simulativ zu ermitteln. Bei diesen Messungen wird für jeden darzustellenden Betriebspunkt ein Beharrungszustand angestrebt, d.h. es wird sichergestellt, dass thermodynamische Größen (im Rahmen der zulässigen Messtoleranzen) sich über die Zeit nicht ändern. Das bedeutet, dass auch die Wärmeströme einen Zustand der Beharrung erlangen, womit dieser Vorgang der stationären Wärmeleitung entspricht. Die instationäre Wärmeleitung ist auch eine für den Turbolader relevante Form der Wärmeübertragung.

Allerdings ist diese Form der Wärmeleitung im Rahmen dieser Arbeit nicht vorzufinden. Instationäre Vorgänge der Wärmeleitung sind insbesondere im Kontext von Thermoschock-Simulationen von wichtiger Bedeutung. Hierbei wird das Aufheiz- und Abkühlverhalten des Turboladers bzw. von anschließenden Komponenten (z.B. Abgaskrümmer) durch Einsatz der CHT-Simulation abgebildet. Für weiterführende Informationen zu diesem Thema wird an dieser Stelle auf [78] verwiesen.

Die Wärmestromdichte, die bei der stationären Wärmeleitung in einem Körper entsteht, ist gemäß dem Fourier Gesetz wie folgt definiert [77]:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \nabla\vartheta = -\lambda \cdot \left(\frac{d\vartheta}{dx} + \frac{d\vartheta}{dy} + \frac{d\vartheta}{dz}\right) \tag{3.1}$$

Die Wärmestromdichte $\dot{q} = \dot{Q}/A$ besitzt die Einheit *W/m²* und gibt an, welcher Wärmestrom $\dot{Q}$ pro Flächeneinheit A übertragen wird. Der Wärmestrom $\dot{Q}$ hat die Einheit *W* und gibt an, welche Wärmemenge Q pro Zeiteinheit t übertragen wird. In der obigen Gleichung sind die Ortskoordinaten als x, y und z bezeichnet. Ein weiterer wichtiger Zusammenhang, der aus Gleichung 3.1 abgeleitet werden kann ist, dass die Wärmestromdichte proportional zum Temperaturgradienten und zur Wärmeleitfähigkeit des Stoffes ist [77]. Die Wärmeleitfähigkeit ist eine Materialeigenschaft und hängt von der Temperatur *ϑ* und vom Druck *p* ab [76]. In Bezug auf die Wärmestrommodellierung eines Turboladers ist dies ein sehr wichtiger Hinweis, da die Temperaturen innerhalb eines Bauteils nie konstant sind und sich mit der Ortskoordinate zum Teil sehr stark ändern. Des Weiteren hängt die Höhe der maximalen Bauteiltemperatur maßgeblich vom ausgewählten Betriebspunkt ab. Aus diesem Grund wäre die Annahme einer konstanten Wärmeleitfähigkeit in den CFD-Simulationen ein grundlegender Fehler. Wie die Berücksichtigung der Temperatur- und Druckabhängigkeit von der Wärmeleitfähigkeit der Materialien in den CFD-Simulationen erfolgt, wird in Abschnitt 3.2.4 näher erläutert.

3.1.2. Wärmekonvektion

Gemäß den in Abschnitt 3.1 aufgezeigten Definitionen lässt sich die konvektive Wärmeübertragung in die erzwungene Konvektion und freie Konvektion unterteilen. Kennzeichnend für die erzwungene Konvektion ist, dass die Strömung, welche den Wärmeübergang bestimmt, durch eine äußere Dichte- und damit Druckdifferenz getrieben wird. Erreicht werden kann dies z.B. durch einen Höhenunterschied oder durch den Einsatz einer Pumpe [77]. In Bezug auf diese Arbeit bedeutet das, dass z.B. im Falle einer Anströmung des Versuchsaufbaus bzw. des Turboladers mittels eines Gebläses die erzwungene Konvektion von Relevanz wäre. Da aber solche Phänomene während Brennkammermessungen zur Ermittlung thermodynamischer Größen bzw. Turbinenkennfelder nicht vorkommen, hat die erzwungene Konvektion für diese Arbeit keine Bedeutung. Aus diesem Grund wird auf diesen Wärmeübertragungsvorgang nicht näher eingegangen. Dahingegen hat die freie Konvektion eine außerordentlich wichtige Bedeutung für diese Arbeit, weshalb diese nachfolgend näher erläutert wird.

Bei der freien Konvektion entsteht die den Wärmeübergang charakterisierende Strömung infolge eines Dichteunterschieds im Fluid [77]. Die Stärke des konvektiven Wärmeübergangs hängt maßgeblich von der wandnahen Strömungsschicht ab. Dieser Bereich der Strömung wird auch als Grenzschicht bezeichnet. In dieser variiert die parallel zur Wand gerichtete Geschwindigkeits-komponente des Fluids zwischen dem Maximalwert im Kern der Strömung und der Geschwindigkeit null an der Wand. Der Gradient der Strömungsgeschwindigkeit in der Grenzschicht ist dabei sehr groß, wie in Abb. 3.1 zu erkennen ist [76].

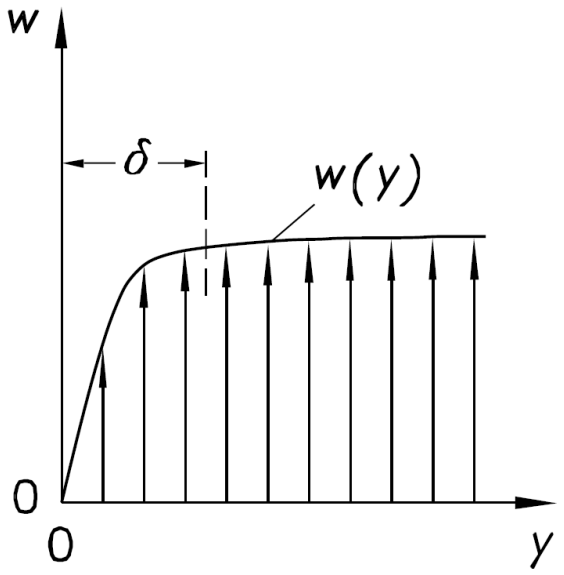

Abbildung 3.1: Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit w als Funktion des Wandabstandes y mit der Geschwindigkeitsgrenzschicht δ [76]

Neben der Strömungsgeschwindigkeit ändert sich auch die Fluidtemperatur im Bereich der Grenzschicht. In Abb. 3.2 ist dargestellt, dass die Temperatur ihren Maximalwert in Wandnähe erreicht und zur Kernströmung hin abnimmt. In diesem Fall wird das Fluid z.B. infolge eines beheizten Rohres erwärmt. Ist $\vartheta_F > \vartheta_W$, wird das Fluid gekühlt und die umgebende Wand erwärmt [76].

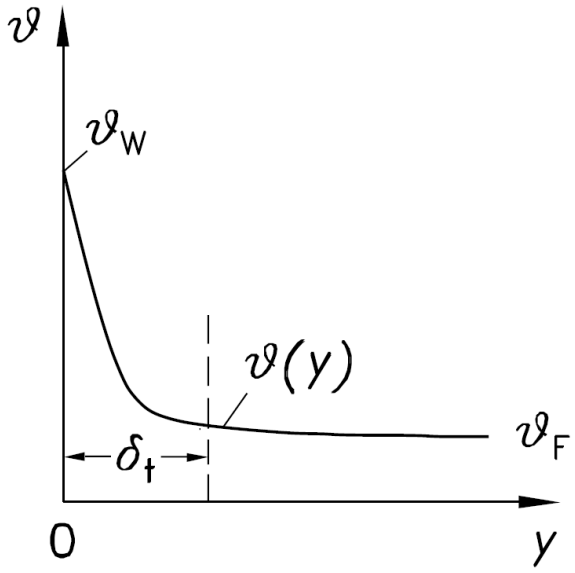

Abbildung 3.2: Verlauf der Temperatur ϑ als Funktion des Wandabstandes y mit der Temperaturgrenzschicht δt [76]

Sowohl die Strömungsgrenzschicht als auch die Temperaturgrenzschicht beeinflussen die an der Wand auftretende Wärmestromdichte $\dot{q}_W$, welche folgendermaßen definiert ist: [76]

$$\dot{q}_W = \alpha(\vartheta_W - \vartheta_F) \tag{3.2}$$

In der obigen Gleichung entspricht α dem örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten, welcher in der Regel unbekannt ist. Es ist jedoch möglich, den Wärmeübergangskoeffizienten mit dem Temperaturfeld der Strömung zu verknüpfen, um ihn damit berechenbar zu machen. Hierfür ist eine Umformulierung von Gleichung 3.2 in 3.3 sowie die Betrachtung des Wandabstandes y →0, d.h. die Betrachtung der Strömung in unmittelbarer Wandnähe erforderlich [76].

$$\alpha = \frac{\dot{q}_W}{\vartheta_W - \vartheta_F} \tag{3.3}$$

Mit wenigen Ausnahmen (z.B. extrem verdünnte Gase) gilt für die Wandströmung die Haftbedingung, d.h. die Strömungsgeschwindigkeit an der Wand ist null. Das hat zur Folge, dass die Wärmeübertragung an der Wand lediglich in Form Wärmeleitung erfolgen kann. In diesem Fall gilt für die Wärmestromdichte an der Wand das Gesetz von Fourier: [76]

$$\dot{q}_W = -\lambda_{\vartheta_W} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y}\right)_W \tag{3.4}$$

Hierbei ist λ_{ϑ_W} die Wärmleitfähigkeit des Fluids bei der Wandtemperatur ϑ_W. Der Ausdruck $\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y}\right)_W$ entspricht der Steigung des Temperaturprofils der Strömung an der Wand und ist in Abb. 3.3 veranschaulicht [76].

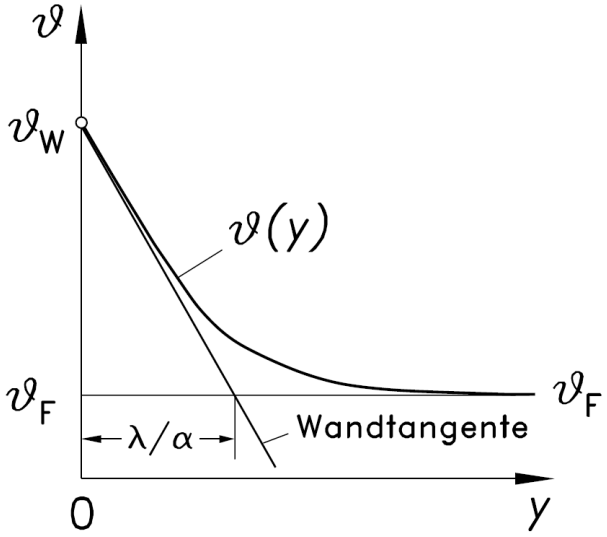

Abbildung 3.3: Verlauf der Temperatur ϑ als Funktion des Wandabstandes y mit λ/α als Subtangente [76]

Nach Zusammenführung der Gleichungen 3.3 und 3.4 kann folgende Beziehung aufgestellt werden:

$$\alpha = -\lambda_{\vartheta_W} \cdot \frac{\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y}\right)_W}{\vartheta_W - \vartheta_F} \tag{3.5}$$

Mit Gleichung 3.5 kann der örtliche Wärmeübergangskoeffizient und damit auch die Wärmestromdichte $\dot{q}_W$ (Gl. 3.2) berechnet werden. Bei Betrachtung von Gleichung 3.5 wird aber auch deutlich, dass zur Berechnung des örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten Kenntnis über das Temperaturfeld der Strömung notwendig ist. Dieses hängt wiederum vom Geschwindigkeitsfeld ab. Beide lassen sich nur in Ausnahmefällen mit relativ einfachen partiellen Differentialgleichungen bestimmen [76]. An dieser Stelle eignet sich der Einsatz der numerischen Strömungssimulation besonders gut, da der Aufwand gegenüber der experimentellen Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten deutlich geringer ist. Allerdings muss hier ein ganz wichtiger Zusammenhang in Bezug auf die konvektive Wärmeübertragung beachtet werden. Dieser betrifft den Einfluss der Grenzschichtdicke auf die Wärmestromdichte. Eine dünne (thermische) Grenzschichtdicke begünstigt die Wärmeübertragung, während dicke (thermische) Grenzschichten in Bezug auf die Wärmeübertragung hemmend wirken [76]. Das

bedeutet, dass eine korrekte Berechnung der (thermischen) Grenzschichtdicke von elementarer Bedeutung für die Ergebnisqualität der numerischen ermittelten Wärmeströme ist. Auf diese Thematik wird in Abschnitt 3.2.4 näher eingegangen

3.1.3. Wärmestrahlung

Bei der Wärmestrahlung erfolgt die Übertragung von Wärmeenergie durch elektromagnetische Wellen [77]. Jeder Körper, der eine positive thermodynamische Temperatur hat, gibt durch elektromagnetische Wellen Energie an seine Umgebung ab [76]. Sowohl beim diffusiven als auch beim konvektiven Wärmeübergang erfolgt die Wärmeübertragung durch Molekülbewegung in einem Stoff, d.h. dass für den Wärmetransport ein Trägermedium vorhanden sein muss. Dahingegen ist für die Wärmeübertragung durch Strahlung keine Materie erforderlich, weshalb Wärmeleitung durch Strahlung auch im Vakuum stattfinden kann [77]. Dies ist auch der Grund, weshalb Wärmeleitung durch Strahlung auch über sehr große Entfernungen stattfinden kann. Als Beispiel hierfür sei die große Menge an Wärmestrahlung, welcher von der Sonne an die Erde übertragen wird, genannt [76].

Die Wärmestrahlung ist durch verschiedene Eigenschaften bzw. Mechanismen gekennzeichnet. Mit der *Emission* von Strahlung ist die Umwandlung der inneren Energie eines Körpers in Energie, welche in Form von elektromagnetischen Wellen ausgesendet wird, gemeint. *Absorption* bezeichnet den Fall, wenn elektromagnetische Wellen auf einen Körper treffen und diese Energie vom Körper aufgenommen und in innere Energie umgewandelt wird. In der Regel werden die auftretenden elektromagnetischen Wellen nicht vollständig absorbiert. Sehr oft wird ein Teil der elektromagnetischen Wellen durchgelassen (*Transmission*) oder auch reflektiert (*Reflexion*). Diese Anteile der Wärmestrahlung werden auch durch den Absorptionsgrad α, den Transmissionsgrad τ und den Reflexionsgrad r gekennzeichnet. In Summe ergeben diese drei Anteile der Wärmestrahlung gemäß der nachfolgenden Gleichung immer eins [76].

$$\alpha + \tau + r = 1 \tag{3.6}$$

Strahlungstransmission findet bei Gasen und Flüssigkeiten statt, dahingegen wird in einem Festkörper auftreffende Strahlung bereits nach Durchdringung sehr dünner Schichten im Mikrometer Bereich vollständig absorbiert. Die Absorption von Wärmestrahlung durch Festkörper ist ein Oberflächeneffekt, d.h. dass die Oberflächen des Körpers die Wärmestrahlung absorbieren und nicht der Körper als gesamtes. Aufgrund der genannten Effekte sind die meisten Festkörper für Strahlung undurchlässig, weshalb der Transmissionsgrad in Gleichung 3.6 gleich null gesetzt werden kann [76]. Damit ergibt sich folgende Gleichung für Festkörper:

$$\alpha = 1 - r \tag{3.7}$$

Die Obergrenze für die maximal mögliche Strahlungsemission eines Körpers ist durch seine Temperatur vorgegeben und kann mit folgendem Zusammenhang beschrieben werden [76]:

$$\dot{q}_{s,max} = \sigma \cdot T^4 \tag{3.8}$$

In Gleichung 3.8 entspricht σ der Stefan-Boltzmann-Konstante, welche einen Wert von $(5{,}67040 \pm 0{,}00004)10^{-8}$ W/m² K^4 hat.

Ein Körper, dessen durch Wärmestrahlung abgegebene Energie der maximal möglichen Energiestromdichte gemäß Gleichung 3.8 entspricht, wird *Schwarzer Körper* oder auch *Idealer Strahler* bezeichnet. Ein Schwarzer Körper hat nicht nur die Eigenschaft, die maximal mögliche Energiestromdichte zu emittieren. Er ist auch ein idealer Absorber, d.h. er absorbiert die auftreffende Wärmestrahlung in Form von elektromagnetischen Wellen vollständig. In Bezug auf Gleichung 3.7 bedeutet das, dass bei einem Schwarzen Körper der Reflexionsgrad null ist [76].

Reale Oberflächen haben nicht die Eigenschaften eines Schwarzen Körpers. Deshalb erreichen diese in der Regel auch nicht den gemäß Gleichung 3.8 definierten maximal möglichen Energiestrom bei der Strahlungsemission. Um

diesen Effekt zu berücksichtigen, wird der sogenannte Emissionskoeffizient ε eingeführt und in der Definition des maximal möglichen Energiestroms bei der Strahlungsemission berücksichtigt (Gl. 3.9). Der Emissionskoeffizient ist eine Materialeigenschaft und hängt vom Oberflächenzustand (z.B. Rauigkeit) ab [76]. Der Emissionskoeffizient setzt die Strahlungsintensität eines Körpers in das Verhältnis zur Strahlungsintensität eines Schwarzen Körpers [77].

$$\dot{q}_{s,max} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \tag{3.9}$$

Nach dem Kirschoff'schen Gesetz ist definiert, dass der Emissionskoeffizient ε eines Körpers gleich dem Absorptionskoeffizienten α desselben Körpers ist [77]:

$$\varepsilon = \alpha \tag{3.10}$$

Folgende Begrifflichkeiten existieren in Bezug auf das Absorptions-, Transmissions- und Reflexionsverhaltens von Körpern [77]:

schwarz: alle auftreffenden elektromagnetischen Wellen werden absorbiert (α=ε=1)

weiß: alle auftretenden elektromagnetischen Wellen werden reflektiert (r=1)

grau: alle auftretenden elektromagnetischen Wellen werden im gesamten Wellenbereich zum gleichen Anteil absorbiert (ε<1)

farbig: Wellenlängen der entsprechenden Farbe werden bevorzugt reflektiert

spiegelnd: der Austrittswinkel der auftreffenden, reflektierten Strahlen ist (bezogen auf die Flächennormale) gleich dem Eintrittswinkel

matt: die auftreffenden Strahlen werden in alle Richtungen diffus gestreut

Ein weißer Körper entspricht einfach ausgedrückt dem Gegenteil eines schwarzen Körpers. Sein Absorptions- und Emissionsvermögen ist null, alle auftreffenden Strahlen werden vollständig reflektiert [77].

Sowohl ein schwarzer Körper als auch ein weißer Körper beschreiben nicht das Verhalten von realen, technischen Oberflächen. Für deren Beschreibung ist es sinnvoller, einen grauen oder farbigen Strahler heranzuziehen [79].

Ein grauer Strahler hat die Eigenschaft, dass die Strahlungsintensität bei allen Wellenlängen einem Anteil der schwarzen Strahlung entspricht (siehe Abbildung 3.4) [79]. Das bedeutet, dass durch Multiplikation der schwarzen Strahlung mit einem Faktor (Emissionskoeffizient ε) die graue Strahlung ermittelt werden kann und damit der durch einen grauen Strahler maximal mögliche Strahlungsemissionswärmestrom der Definition in Gleichung 3.9 entspricht. Für die Bestimmung der Strahlungsintensität eines grauen Körpers ist es also von entscheidender Bedeutung, seinen Emissionskoeffizienten ε_T bei der Temperatur T zu kennen [79].

Für elektrisch leitende Körper ist die Verwendung der Definition eines grauen Strahlers ungeeignet, korrekterweise sollten diese mit den Mechanismen eines farbigen Strahlers beschrieben werden. Ein farbiger Strahler sendet wie auch ein grauer Strahler bei jeder Wellenlänge Strahlung aus. Der entscheidende Unterschied zwischen einem grauen Strahler und einem farbigen Strahler ist, dass ein farbiger Strahler eine vollkommen unregelmäßige Intensitätsverteilung über dem Wellenlängenbereich hat (siehe Abbildung 3.4). Somit hängt der Emissionskoeffizient $\varepsilon_{\Lambda,T}$ wie bei grauen Strahler nicht nur von der Temperatur ab sondern auch von der Wellenlänge Λ [79].

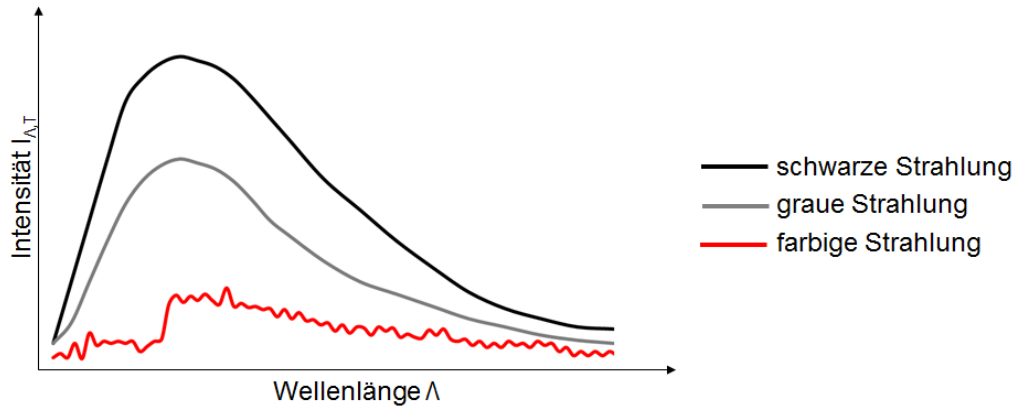

Abbildung 3.4: Intensitätsverteilung der schwarzen, grauen und farbigen Strahlung / in Anlehnung an [79]

Für die praktische Anwendung haben die Definition eines grauen bzw. farbigen Strahlers folgende Konsequenzen: Für die Berücksichtigung von veränderlichen Bauteiltemperaturen, wie sie auch bei einem Brennkammerversuch vorkommen, ist es erforderlich, für jedes Bauteil den Emissionskoeffizienten temperaturabhängig gemäß des im Versuch zu erwartenden Temperaturbereichs zu ermitteln. Für die Definition eines farbigen Strahlers ist es zusätzlich notwendig, die Emissionskoeffizienten der einzelnen Bauteile in Abhängigkeit der Wellenlänge Λ zu ermitteln. Nicht nur der Umfang, sondern auch der versuchstechnische Aufwand der wellenlängenabhängigen Bestimmung der Emissionskoeffizienten der einzelnen Bauteile würde den Umfang dieser Arbeit deutlich übersteigen.

Um diesen Aufwand nicht betreiben zu müssen, wird an dieser Stelle auf [79] verwiesen. Der Autor beschreibt, dass es für die praktische Rechnung zulässig ist, die Strahlung einer technischen Oberfläche vereinfacht als grauen Strahler anzusehen. Hierfür ist es erforderlich, einen Mittelwert des Emissionskoeffizienten einzuführen, welcher nur noch vom Material, der Beschaffenheit und der Temperatur der Oberfläche abhängt. Die Zulässigkeit der Annahme eines grauen Strahlers für reale Oberflächen wird auch in [76] beschrieben. Hierin erläutert der Autor, dass die Annahme eines grauen Strahlers zulässig ist, sofern die Temperatur der Strahlungsquelle nicht allzu hoch ist. Konkret bedeutet dies, dass die Annahme eines grauen Strahlers z.B. für Solarstrahlung unzulässig ist, da deren Temperaturbereich bei $T \approx 5000\text{-}6000K$ liegt [76]. Für diese Arbeit trifft das jedoch nicht zu, da die Abgastemperatur im Versuch bei $T = 873K$ liegt, wie später in Kapitel 3 näher erläutert wird. Damit ist auch die Obergrenze der maximal möglichen Bauteiltemperatur definiert. Konkret heißt das, dass die Annahme eines grauen Strahlers für die Simulationen im Rahmen dieser Arbeit zulässig ist. Auch in anderen Arbeiten wurde schon die Annahme eines grauen Strahlers in Bezug auf die Wärmestrommodellierung von Turboladern getroffen. So wird in [50] beschrieben, dass bei der Ermittlung der Oberflächentemperaturen zwecks Vorgabe als Randbedingung für die CHT-Simulationen der Emissionskoeffizient des grauen Strahlers einbezogen wurde.

Als letztes ist es notwendig zu klären, ob bei den im Rahmen dieser Arbeit durchzuführenden Simulationen von einer spiegelnden oder matten Oberfläche ausgegangen werden kann. Zunächst sollen beide Oberflächenarten kurz beschrieben werden.

Von einer spiegelnden Oberfläche ist die Rede, wenn der auftreffende Strahl die Oberfläche unter dem identischen Winkel entgegen der Flächennormale verlässt, unter dem er eingefallen ist. Bei einer matten Oberfläche wird die Strahlung diffus reflektiert, d.h. die Reflexion erfolgt in Form eines über den Raum gleichmäßig verteilten Strahlenbündels [79].

Das Reflexionsverhalten realer Oberflächen entspricht weder dem einen, noch dem anderen, es liegt zwischen diesen beiden Grenzfällen. Das Reflexionsverhalten blanker, polierter Metallflächen ist in guter Näherung spiegelnd, dahingegen reflektieren raue, matte Oberflächen annähernd diffus. In Bezug auf diese Aufteilung ist es sehr wichtig, das Maß der Rauigkeit ins Verhältnis zur Wellenlänge der Strahlung zu setzen. Somit ist es möglich, dass eine Oberfläche für langwellige Strahlung als glatt zu betrachten ist, wohingegen sie für kurzwellige Strahlung als rau anzusehen ist [76].

In [80] beschreibt der Autor, dass bereits vielfach versucht wurde, mittels analytischer Methoden den Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die Strahlungseigenschaften von Materialien zu spezifizieren und dass diese Thematik Gegenstand vieler Forschungsarbeiten gewesen ist. Weiterhin beschreibt er, dass es keine allgemein akzeptierte Methode zur Charakterisierung von Oberflächeneigenschaften in Bezug auf die Wärmestrahlung gibt und somit nur grobe Näherungen möglich sind.

Unter Einbeziehung der in der Literatur zu findenden Informationen wird deutlich, dass es keine geeignete Möglichkeit gibt, die Oberflächeneigenschaften mit den Strahlungseigenschaften zu verknüpfen, um damit den Anteil von diffuser und spiegelnder Strahlung einer Oberfläche quantifizieren zu können. Aus diesem Grund wird bei vielen technischen Anwendungen das Modell des „halbidealen“

Strahlers verwendet, welcher einem diffus strahlenden grauen Körper entspricht [76]. Im Rahmen dieser Arbeit wird ebenfalls das Modell des „halbidealen“ Strahlers, welcher einen diffus strahlenden grauen Körper darstellt, verwendet. Die Gültigkeit der Annahme einer diffusen Reflexion wird unter Einbeziehung von [86] deutlich. Hierin ist beschrieben, dass für den Fall Transparenz gleich null, was für Festkörper grundsätzlich gilt (siehe Gleichungen 3.6 und 3.7), die Strahlungsreflexion richtungsunabhängig, d.h. diffus ist.

3.2. Grundlagen der numerischen Strömungssimulation

3.2.1. Erhaltungsgleichungen

Die Erhaltungsgleichungen in der Euler'schen Betrachtungsweise, die sich aus der Kontinuitäts- (Gl. 3.11), Impuls- (Gl. 3.12) und Energieerhaltungsgleichung (Gl. 3.13) zusammensetzen, liefern eine vollständige, mathematische Beschreibung für technische Strömungen. Diese Gleichungen - definieren in einem raumfesten, kartesischen Koordinatensystem den Strömungszustand in Abhängigkeit des Ortes und der Zeit [81].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\right) = 0 \tag{3.11}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho k_i + \frac{\partial}{\partial x_j}\tau_{ij} \tag{3.12}$$

$$\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j h_0}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho k_i u_i + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\tau_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_i} q_i \tag{3.13}$$

Die Herleitung der Erhaltungsgleichungen für Inertialsysteme, wie sie oben vorzufinden ist, ist z.B. in [82] detailliert dargestellt.

3.2.2. Strömungen in rotierenden Gebieten

Für Strömungen mit rotierenden Gebieten (z.B. Abgasturbolader) sind die Erhaltungsgleichungen für Inertialsysteme nicht zielführend und müssen erweitert werden. Es ist notwendig, die aus der Drehbewegung resultierenden Coriolis- und Zentrifugalkräfte zu berücksichtigen [83]. Der Zusammenhang zwischen der Absolutgeschwindigkeit $\vec{c}$ im Inertialsystem und den Geschwindigkeitskomponenten im Relativsystem stellt sich wie folgt dar:

$$\vec{c} = \vec{v_t} + \vec{w} + \vec{\Omega} \times \vec{r} \tag{3.14}$$

Da bei der Strömung des Abgasturboladers nur eine Drehbewegung vorzufinden ist, kann die translatorische Geschwindigkeitskomponente $\vec{v_t}$ vernachlässigt werden. So wird ersichtlich, dass sich die Absolutgeschwindigkeit $\vec{c}$ aus der Relativgeschwindigkeit $\vec{w}$ und aus dem Kreuzprodukt der Winkelgeschwindigkeit $\vec{\Omega}$ und dem Ortsvektor $\vec{r}$ zusammensetzt. Mit Gl. 3.14 kann nach [83] die Impulserhaltungsgleichung wie folgt formuliert werden:

$$\rho\left[\frac{D\vec{w}}{Dt}+\vec{a}+2\left(\vec{\Omega}\times\vec{w}\right)+\vec{\Omega}\times\left(\vec{\Omega}\times\vec{r}\right)+\frac{d\vec{\Omega}}{dt}\times\vec{r}\right]=-\nabla\cdot p+\rho\vec{k}+\nabla\cdot T \qquad (3.15)$$

Das Produkt aus ρ und $\vec{a}$ stellt die volumenbezogene Führungskraft dar und ist nur vorhanden, wenn der Ursprung des Relativsystems beschleunigt bzw. verzögert wird. Für einen Verdichter bzw. eine Turbine mit ruhendem Ursprung hat die volumenbezogene Führungskraft keine Bedeutung. Dahingegen ist die volumenspezifische Corioliskraft $\rho\cdot 2\left(\vec{\Omega}\times\vec{w}\right)$ bei einem Abgasturbolader aufgrund der Rotationsbewegung $\vec{\Omega}\neq 0$ stets vorhanden. Der Term $\rho\cdot\left(\vec{\Omega}\times\left(\vec{\Omega}\times\vec{r}\right)\right)$ gibt die volumenbezogene Zentrifugalkraft wieder und ist bei Rotationsbewegungen ebenfalls immer vorhanden. Für die Simulation von instationären Drehbewegungen (z.B. Beschleunigung des Läufers) ist der Term $\frac{d\vec{\Omega}}{dt}\times\vec{r}$ zu berücksichtigen. Dahingegen hat er für stationäre Simulationen, wie sie auch im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden, keine Bedeutung [83].

Mit den zuvor dargestellten Ansätzen können die Erhaltungsgleichungen für die Kontinuität (Gl. 3.16), den Impuls (Gl. 3.17) und die Energie (Gl. 3.18) zur Simulation von Strömungen mit rotierenden Gebieten in der koordinatenfreien Vektorschreibweise angegeben werden:

$$\frac{D\rho}{Dt}=\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho\vec{w})=0 \qquad (3.16)$$

$$\rho\frac{D\vec{w}}{Dt}=-\nabla\cdot p+\rho\vec{k}-2\rho\left(\vec{\Omega}\times\vec{w}\right)-\rho\vec{\Omega}\times\left(\vec{\Omega}\times\vec{r}\right)+\nabla\cdot T \qquad (3.17)$$

$$\frac{D}{Dt}(\rho h_0) = \nabla \cdot p + \rho \vec{k}\vec{u} + \nabla \cdot (\vec{u} \cdot T) - \nabla \cdot \vec{q} \tag{3.18}$$

Neben der Erweiterung der Grundgleichungen ist es für die Strömungssimulation von Radialturbinen und -verdichtern erforderlich, die Strömungsregion in zwei Gebiete, nämlich das feststehende (Verdichter-/Turbinengehäuse sowie Diffusor bzw. Zulaufkanal) und das rotierende Gebiet (Laufrad) zu unterteilen. Für die feststehenden Gebiete finden die Erhaltungsgleichungen für Inertialsysteme Verwendung, dahingegen werden die rotierenden Gebiete mit den für Relativsysteme erweiterten Erhaltungsgleichungen gelöst [84]. Die strömungsmechanische Kopplung, d.h. Übergabe örtlicher Strömungsgrößen zwischen rotierendem und stehendem Gebiet findet über sogenannte Interfaces statt [85]. Grundsätzlich kann zwischen drei Arten von Interfaces unterschieden werden

- Transient Rotor-Stator
- Stage bzw. Mixing-Plane Interface
- Frozen-Rotor Interface

Das aufwendigste aller Schnittstellenmodelle ist der Transient Rotor-Stator Ansatz. Wie es schon dem Namen dieses Modells zu entnehmen ist, wird bei diesem Interface Modell im Gegensatz zum Frozen-Rotor und Mixing-Plane Ansatz die relative Position des Laufrades verändert, d.h. transiente Effekte im Strömungsfeld infolge der Laufradrotation werden vollständig erfasst und aufgelöst. Der große Vorteil dieses Ansatzes ist natürlich eine detaillierte Aussagefähigkeit bzgl. der auftretenden Strömungseffekte, dem ein großer Nachteil hinsichtlich langer Rechenzeiten und großen Rechnerressourcen entgegensteht [84].

Bei dem Stage bzw. Mixing-Plane Ansatz bleibt die relative Position des Laufrades zum Spiralgehäuse ebenfalls konstant. Der entscheidende Unterschied bei diesem Modell ist, dass am Interface eine Mittelung der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung vorgenommen wird [84]. Das hat zur Folge, dass Asymmetrien (z.B. Zungenbereich des Spiralgehäuses) nicht sauber abgebildet werden können,

weshalb sich dieser Ansatz bei Konfiguration eines Laufrades mit Spiralgehäuse (insbesondere mit unbeschaufeltem Diffusor) nicht eignet. Der Stage Ansatz eignet sich somit nur für Konfigurationen, bei denen eine Mittelung über den Umfang zulässig ist, d.h. wenn die Strömung über den Umfang periodisch ist. Das ist der Fall bei mehrstufigen Axialmaschinen oder auch bei der Konfiguration eines Laufrades mit beschaufeltem Diffusor. Der numerische Aufwand des Mixing-Plane Ansatzes ist geringfügig größer als der des Frozen-Rotor Ansatzes [86].

Das Frozen-Rotor Modell ist der Interface Ansatz mit dem geringsten numerischen Aufwand. Bei diesem Schnittstellen-Typ bleibt die relative Position von Laufrad zu Spiralgehäuse fest, weshalb dieser Ansatz nur dann geeignet ist, wenn eine stationäre Betrachtung der Lösung zulässig ist. Der Vorteil des Frozen-Rotor Ansatzes ist, dass Asymmetrien im Strömungsraum abgebildet werden können [86].

Aus der Gegenüberstellung der verschiedenen Ansätze wird ersichtlich, dass der Frozen-Rotor Ansatz den besten Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenaufwand darstellt, weshalb dieser Ansatz für alle Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit angewandt wird.

3.2.3. Turbulenzmodellierung

Strömungen können grundsätzlich in zwei Gruppen, nämlich laminare Strömungen und turbulente Strömungen eingeteilt werden. Die Zuweisung erfolgt anhand der Reynolds-Zahl der Strömung welche wie folgt definiert ist:

$$\mathrm{Re} = \frac{\bar{c} \cdot d}{\nu} \tag{3.19}$$

Hierin ist $\bar{c}$ die mittlere Strömungsgeschwindigkeit, d die charakteristische Länge des Körpers (im Falle eine Rohrströmung der Durchmesser des Strömungsquerschnitts) sowie v die kinematische Viskosität. Für die Unterscheidung zwischen laminarer und turbulenter Strömung wird die kritische Reynolds-Zahl $Re_{Krit.}$ = 2300 als Maßgabe herangezogen. Ist die Reynolds-Zahl

der Strömung kleiner als $Re_{Krit.}$, so handelt es sich um eine laminare Strömung. Ist sie dagegen größer, so liegt eine turbulente Strömung vor [87].

Aufgrund der sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten in Abgasturboladern ist immer eine turbulente Strömung zu erwarten, weshalb nachfolgend kurz erläutert werden soll, was Turbulenz genau ist und wie sie in der numerischen Strömungssimulation abgebildet werden kann.

Turbulente Strömungen weisen einen dreidimensionalen, instationären und teilweise chaotischen Charakter auf. Trotz dessen ist es möglich, dass bei Turbulenz auch geordnete Strukturen vorhanden sein können. Eine weitere Eigenschaft wirbelbehafteter Strömungen ist, dass sie sehr mischungsintensiv sind, d.h. dass sie zu einem hohen Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch neigen. Des Weiteren sind turbulente Strömungen unregelmäßig in Ort und Zeit sowie dissipativ, d.h. mechanische Energie der Strömung wird in Wärmeenergie umgewandelt. Rein theoretisch besteht die Möglichkeit, mittels einer direkten numerischen Simulation (DNS) die Turbulenz vollständig aufzulösen. Allerdings beträgt die Rechenzeit bereits für sehr einfache Fälle (Bspw. Strömung über eine rückspringende Stufe) mit einer Reynolds-Zahl der Größenordnung von $1*10^5$ mehrere Hundert Jahre [88]. Die DNS ist Gegenstand vieler Forschungsarbeiten und ist für praktische Anwendungen nicht geeignet [89]. Um die numerische Simulation von Turbulenz auch für komplexe Fälle in einem akzeptablen Zeitrahmen zu ermöglichen, ist es notwendig, eine Mittelung der Erhaltungsgleichungen durchzuführen. Ein weiterer Vorteil der zeitlichen Mittelung der turbulenten Schwankungen ist, dass der deterministische Charakter der Strömung zum Vorschein kommt, was einen erheblichen Vorteil bei der Ermittlung integraler Strömungsgrößen bietet [81]. Die Mittelung der Erhaltungsgleichungen kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Die erste nennt sich „Large Eddy Simulation“ (LES), bei der große Wirbel der Turbulenz wie bei der DNS berechnet werden und eine zeitliche Mittelung nur für die kleinskaligen Wirbel vorgenommen wird. Allerdings stellt auch die LES einen großen Rechenaufwand dar, weshalb auch dieser Ansatz selten in der industriellen Praxis angewandt wird. Die zweite Alternative zur zeitlichen Mittelung der turbulenten Schwankungen ist die

Reynolds-Mittelung der Navier-Stokes Gleichungen, auch RANS genannt. Bei diesem Ansatz werden nicht nur die feinskaligen Wirbel, sondern das gesamte Wirbelspektrum zeitlich gemittelt [89]. Die RANS Modelle lassen sich wiederum in die Reynolds-Spannungs-Modelle (RSM) und die Wirbelviskositätsmodelle einteilen [90]. Die RANS-Modelle werden auch unter dem Begriff der statistischen Turbulenzmodelle zusammengefasst, unter denen die RSM den höchsten Genauigkeitsgrad aufweisen. Diese sind in der Lage, Sekundärströmungen besser als Wirbelviskositätsmodelle aufzulösen [91]. Die RSM werden bedingt durch ihre hohe Komplexität und die damit verbundene hohe Anforderung an die Rechnerressourcen selten in der praktischen Anwendung eingesetzt. Dahingegen haben sich in der Turbomaschinenaerodynamik die Wirbelviskositätsmodelle etabliert. Je nachdem, wie viele Transportgleichungen für die Bestimmung der turbulenten Viskosität eingesetzt werden, ergeben sich null-, ein- und zwei-Gleichungsmodelle. Unter den Gruppen dieser Gleichungsmodelle befinden sich die in der Praxis am weitesten verbreiteten Turbulenzmodelle wie z.B. das Spalart-Allmaras-, das k-ε- oder auch das k-ω-Modell [90]. In der nachfolgenden Abbildung sind neben den Wirbelviskositätsmodellen die weiteren Möglichkeiten der Turbulenzsimulation dargestellt.

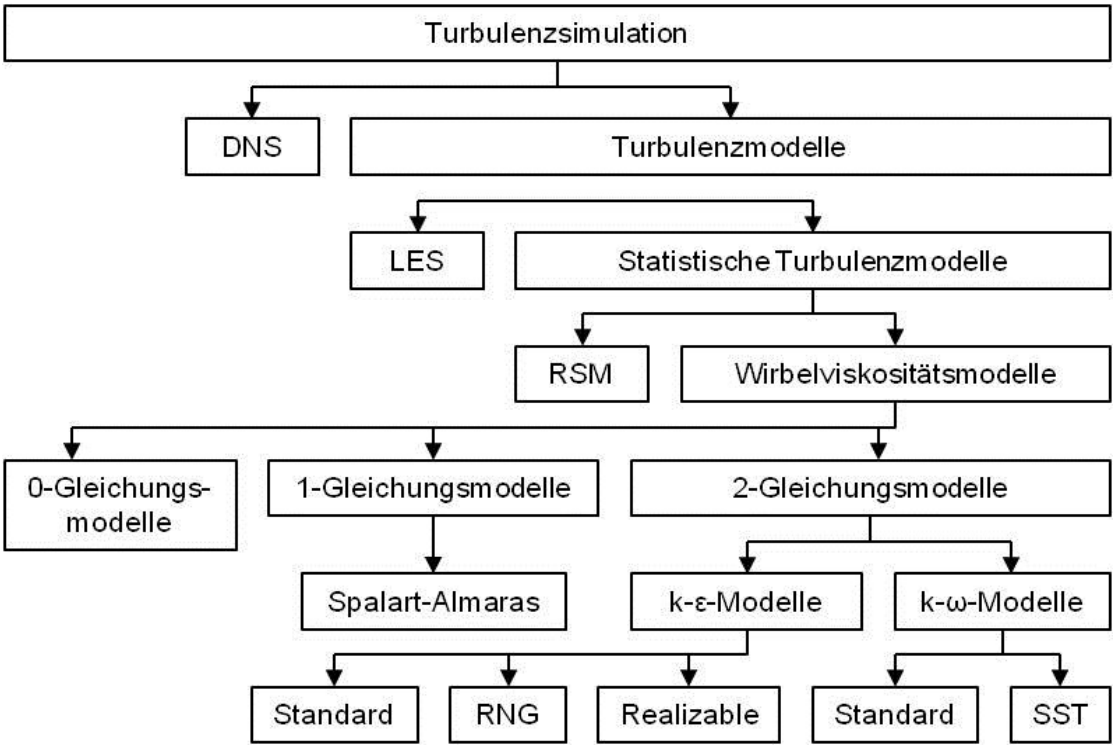

Abbildung 3.5: Übersicht zu den Möglichkeiten der Turbulenzsimulation [90]

Neben dem Spalart-Allmaras Eingleichungsmodell haben sich Zweigleichungsmodelle bei der Berechnung von Strömungen in Turbomaschinen durchgesetzt [81].

Das k-ε-Modell ist das bei der CFD-Simulation am häufigsten eingesetzte Turbulenzmodell. In Bezug auf die Berechnung von freien Scherströmungen weist dieses Modell eine sehr gute Vorhersagefähigkeit auf. Allerdings hat es die Nachteile, dass es an Staupunkten die Turbulenz überschätzt, Ablösungen nicht bzw. zu gering vorhersagt und dass es Ungenauigkeiten in Bezug auf Stromlinienkrümmung und Systemrotation aufweist [92]. All diese Nachteile sind Elementare Effekte von Turbomaschinenströmungen, weshalb eine Betrachtung von weiteren Turbulenzmodellen erforderlich ist.

Ein alternatives, ebenfalls weit verbreitetes Turbulenzmodell ist das k-ω-Modell. Dieses kann Ablösungen deutlich besser abbilden und ist für die Berechnung verzögerter Strömungen geeigneter. Allerdings hat es Nachteile bei der

Berechnung von turbulenten Außenströmungen sowie bei der Simulation des Fernfeldes von Nachlaufströmungen [92].

Ein Modell, welches die Vorteile des k-ε- und des k-ω-Modells verbindet, ist das Shear Stress Transport (SST) Modell. Dass SST Modell verwendet bei der Berechnung der wandnahen Strömung die Eigenschaften des k-ω-Modells, in der freien Kernströmung die Eigenschaften des k-ε-Modells. Dieses Modell ist in der Lage, die Grenzschicht bzw. Ablösungen in rotierenden Systemen mit hoher Genauigkeit vorherzusagen [92].

Da eine hohe Genauigkeit bei der Berechnung der Grenzschichtströmung für die korrekte Modellierung der konvektiven Wärmeübergänge von entscheidender Bedeutung ist, wird im Rahmen dieser Arbeit das SST-Modell verwendet.

3.2.4. Wärmestrommodellierung

Conjugate Heat Transfer (CHT) Methode

Durch Einsatz der Conjugate Heat Transfer (CHT) Methode ist es möglich, Strömungsgebiete und Festkörper direkt zu koppeln. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass keine thermischen Randbedingungen bzw. Wärmeübergangskoeffizienten auf den Festkörperoberflächen vorgegeben werden müssen. Es wird eine gemeinsame Lösung für Strömung und Festkörper generiert, bei welcher der Wärmeübergang das Resultat ist [50].

Unabhängig davon, ob ein konvektiver Wärmeübergang vorhanden ist oder nicht, wird die diffusive Wärmeübertragung innerhalb eines Festkörpers infolge einer Festkörperbewegung, eines Temperaturgradienten (Wärmeleitung) und einer volumetrischen Wärmequellen wie folgt berechnet [86]:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U_s h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \tag{3.20}$$

In Gleichung 3.20 ist h die Enthalpie, ρ die Dichte, λ die Wärmeleitfähigkeit des Festkörpers, U_S die Geschwindigkeit des bewegten Festkörpers sowie S_E eine

volumetrische Wärmequelle. Es muss berücksichtigt werden, dass U_S und S_E optionale Größen sind und nicht in jedem Fall vorhanden sein müssen. Die Wärmeleitfähigkeit kann im Berechnungsmodell entweder als konstanter Wert oder auch temperaturabhängig vorgegeben werden, was dann entsprechend in der Lösung von Gleichung 3.20 berücksichtigt wird [86]. Somit kann die in Abschnitt 3.1.1. beschriebene Anforderung zur Vorgabe von temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeiten der Bauteile zwecks korrekter Berechnung der Wärmeströme berücksichtigt werden.

Bei der Kopplung von Festkörper und Strömung, d.h. bei der Ermittlung von konvektiven Wärmeströmen ist festkörperseitig lediglich die Lösung der Energiegleichung erforderlich, welche der Fourier-Gleichung für die Wärmeleitung entspricht. Die Kopplung selbst wird mittels Bilanzierung lokaler Wärmeflüsse an der Blockgrenze der Berechnungsgitter des Festkörpers und des Strömungsgebiets durchgeführt. Hierbei werden die Wärmeströme von zwei benachbarten Festkörper- und Fluidzellen gleichgesetzt, wodurch die Temperatur an der Blockgrenze, d.h. die Wandtemperatur berechnet werden kann. Sobald die Netze an der Blockgrenze nicht dieselbe Größe besitzen, wird die Metrik des Berechnungsgitters bei der Bilanzierung der Wärmeströme berücksichtigt. [50]

In Abschnitt 3.1.2 wurde darauf hingewiesen, dass die korrekte Berechnung der (thermischen) Grenzschicht von elementarer Bedeutung für eine gute Ergebnisqualität der numerisch ermittelten Wärmeströme ist. Um dies zu gewährleisten, ist eine entsprechende Netzauflösung der Grenzschicht erforderlich. In [50] beschreibt der Autor, dass für eine zuverlässige Berechnung der Grenzschicht im Rahmen von CHT-Simulationen der erste fluidseitige Zellmittelpunkt einen dimensionslosen Wandabstand von $y^+ \leq 1$ aufweisen muss. Diesen Richtwert gilt es, bei der Gittergenerierung im Rahmen dieser Arbeit zu berücksichtigen.

Strahlungsmodellierung

Ziel der Strahlungsmodellierung ist, die Transport-Gleichung für Strahlung (Gl. 3.21) zu lösen, um damit den Quellterm S der Strahlungsintensität zu ermitteln, welche wiederum für die Lösung der Energie-Gleichung (Gl. 3.18), im speziellen für die Ermittlung des Wandwärmeübergangs durch Strahlung notwendig ist [86].

$$\frac{dI_\nu(r,s)}{ds} = \Bigg(-(K_{a\nu} + K_{s\nu})\, I_\nu(r,s) + K_{a\nu}\, I_b(\nu,T) + \frac{K_{s\nu}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_\nu(r,s')\, \phi\, (s \cdot s')\, d\Omega' + S \Bigg) \tag{3.21}$$

In Gleichung 3.21 entspricht ν der Frequenz, r dem Ortsvektor, s dem Richtungsvektor, s‘ der Weglänge, K_a dem Absorptions-, K_s dem Streukoeffizienten, I_b der Emissionsintensität des schwarzen Körpers, I_ν der spektralen Strahlungsintensität, T der lokalen Temperatur, Ω dem Raumwinkel ϕ der Streuungs-Phasenfunktion und S dem Quellterm der Strahlungsintensität. Die Transport-Gleichung für Strahlung ist eine Integro-Differentialgleichung erster Ordnung, für deren Lösung eine Randbedingung für die spektrale Strahlungsintensität I_ν benötigt wird. Für den Fall einer diffusen Reflexion lautet diese wie folgt: [86]

$$I_\nu(r_w,s) = \varepsilon_\nu(r_w)\, I_b(\nu,T) + \frac{\rho_w(r_w)}{\pi} \int_{n\cdot s'<0} I_\nu(r_w,s')|n \cdot s'|\, d\Omega' \tag{3.22}$$

In Gleichung 3.22 entspricht ε_ν dem spektralen Emissionsgrad. Auf eine Begründung für die Annahme einer diffusen Reflexion wird an dieser Stelle verzichtet, da die Gültigkeit dieses Ansatzes in Abschnitt 3.1.3. ausführlich beschrieben wurde. Die direkte Lösung von Gleichung 3.21 ist aufgrund der Abhängigkeit von den drei Raumkoordinaten und den zwei lokalen Richtungskoordinaten s und ν im Sinne der Rechenzeit zu aufwändig, weshalb Näherungsmodelle Verwendung finden. So gibt es in Ansys CFX verschiedene Richtungs-Approximationsmodelle wie z.B. *Rosseland*, *P-1*, *Discrete Transfer* und

Monte Carlo sowie Spektral-Approximationsmodelle wie z.B. *Gray*, *Multiband* und *Weighted Sum of Gray Gases* [86].

Bezüglich der Auswahl eines passenden Richtungs-Approximationsmodells kann gesagt werden, dass nach [86] für den vollständig transparenten Fall, wie er auch für den ATL umgebenden Raum (reine Luft) gilt, lediglich das *Monte Carlo* Modell und das *Discrete Transfer* Modell zur Verfügung stehen. Für den Fall des halbidealen Strahlers (diffus strahlender grauer Körper) wird insbesondere aus Gründen der Rechenzeit das *Discrete Transfer* Modell vorgeschlagen, weshalb dieses auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendet wird. Weiterhin wird aus der Gruppe der Spektral-Approximationsmodelle das *Gray* Modell ausgewählt. Des Weiteren muss an allen Oberflächen, die relevant für Wärmestrahlung sind, eine Angabe zum Emissionskoeffizienten und zum diffusen Anteil an der Reflexion getroffen werden. Der Emissionskoeffizient an den Turbinengehäuse Außenflächen wird entsprechend einer speziellen Oberflächenbehandlung mit einem speziellen, hitzebeständigen mattschwarzem Lack mit 0,96 festgelegt. Bezüglich der Angabe des diffusen Anteils an der Reflexion wird gemäß der Begründung in Abschnitt 3.1.3. festgelegt, dass die Reflexion vollständig diffus ist.

3.2.5. Fehlerquellen bei der numerischen Strömungssimulation

Aus den vorangehenden Abschnitten kann abgeleitet werden, dass für die Abbildung von physikalischen Effekten in der numerischen Strömungssimulation eine Vielzahl von Modellansätzen Anwendung finden. Hieraus resultiert eine Reihe von möglichen Fehlerquellen, die in Abbildung 3.6 dargestellt sind.

Der Modellierungsfehler gibt die Ergebnisabweichung zwischen Φ_{real} (realer Wert) und $\Phi(\vec{X}_p, t_n)$ (exakte Lösung der Differentialgleichungen) an. Mit dem Modellierungsfehler werden alle Annahmen und Vereinfachungen, die bei der Modellierung getroffen werden, erfasst. Hierzu gehören die Turbulenzmodellierung, Festlegung der geometrischen Ränder,

Randbedingungen, Annahmen bezüglich Stoffdaten und die Berücksichtigung transienter Vorgänge. Modellierungsfehler können nur schwer bzw. kaum erfasst werden, die Erkennung solcher Fehler basiert meist auf Erfahrungswerten des Anwenders [83].

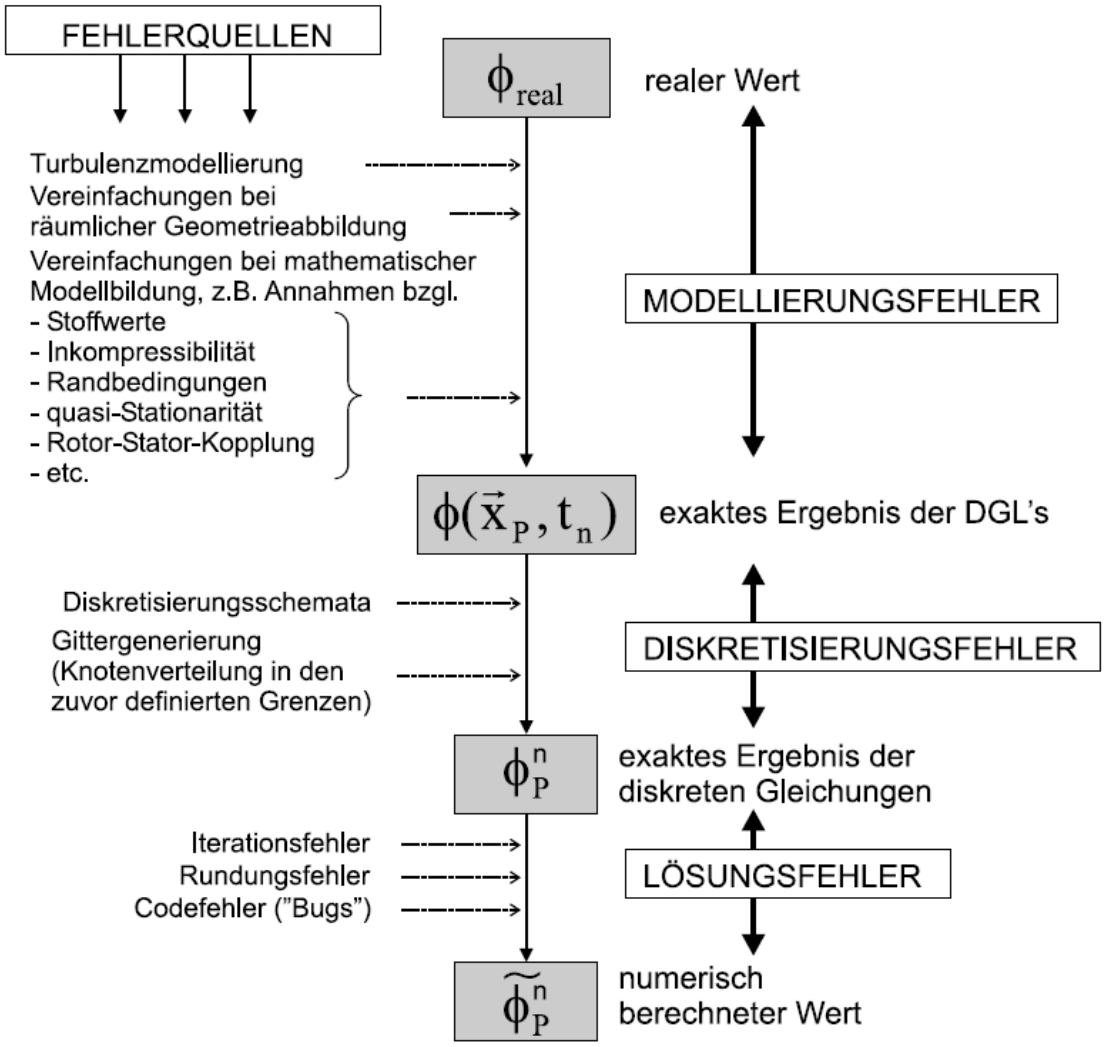

Abbildung 3.6: Fehlerquellen bei der numerischen Strömungssimulation [83]

Der Diskretisierungsfehler und der Lösungsfehler werden unter dem Numerikfehler zusammengefasst. Der erste Teil (Diskretisierungsfehler) entsteht durch den Unterschied zwischen der exakten Lösung $\Phi(\vec{X}_p, t_n)$ der Differentialgleichungen und des diskreten linearen Gleichungssystems Φ_P^n. Mit zunehmender Netzfeinheit nimmt dieser Fehler bis auf den Wert 0 ab. Eine Möglichkeit, um diesen Fehler abzuschätzen, ist die Simulationsergebnisse hinsichtlich der Gitterunabhängigkeit

zu prüfen. Die zweite Komponente des Numerikfehlers (Lösungsfehler) ist die Abweichung zwischen dem exakten Ergebnis Φ_P^n des diskreten linearen Gleichungssystems und dem numerisch berechneten Wert $\widetilde{\Phi}_P^n$. Dieser Fehler entsteht hauptsächlich durch den Abbruch der iterativen Lösung vor Erreichen des Konvergenzkriteriums. Eine Möglichkeit, um diesen Fehler zu erfassen bzw. zu steuern, ist den Residuenverlauf der Lösungsvariablen zu untersuchen. Weitere Komponenten sind Fehler im Programm-Code (sog. „Bugs“) und Rundungsfehler, welche infolge der endlichen Darstellung der Zahlen im Arbeitsspeicher entstehen [83].

4. Experimentelle Untersuchungen

4.1. Versuchsaufbau und Messtechnik

Die Vermessung der in Abschnitt 2.2 aufgezeigten Turbinen- und Verdichterkennfelder erfolgt mittels Brennkammerprüfständen. Der schematische Aufbau des Brennkammerprüfstandes des FG VKM der TU Berlin, mit welchem die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten experimentellen Versuche durchgeführt werden, ist in der nachfolgenden Abbildung zu sehen.

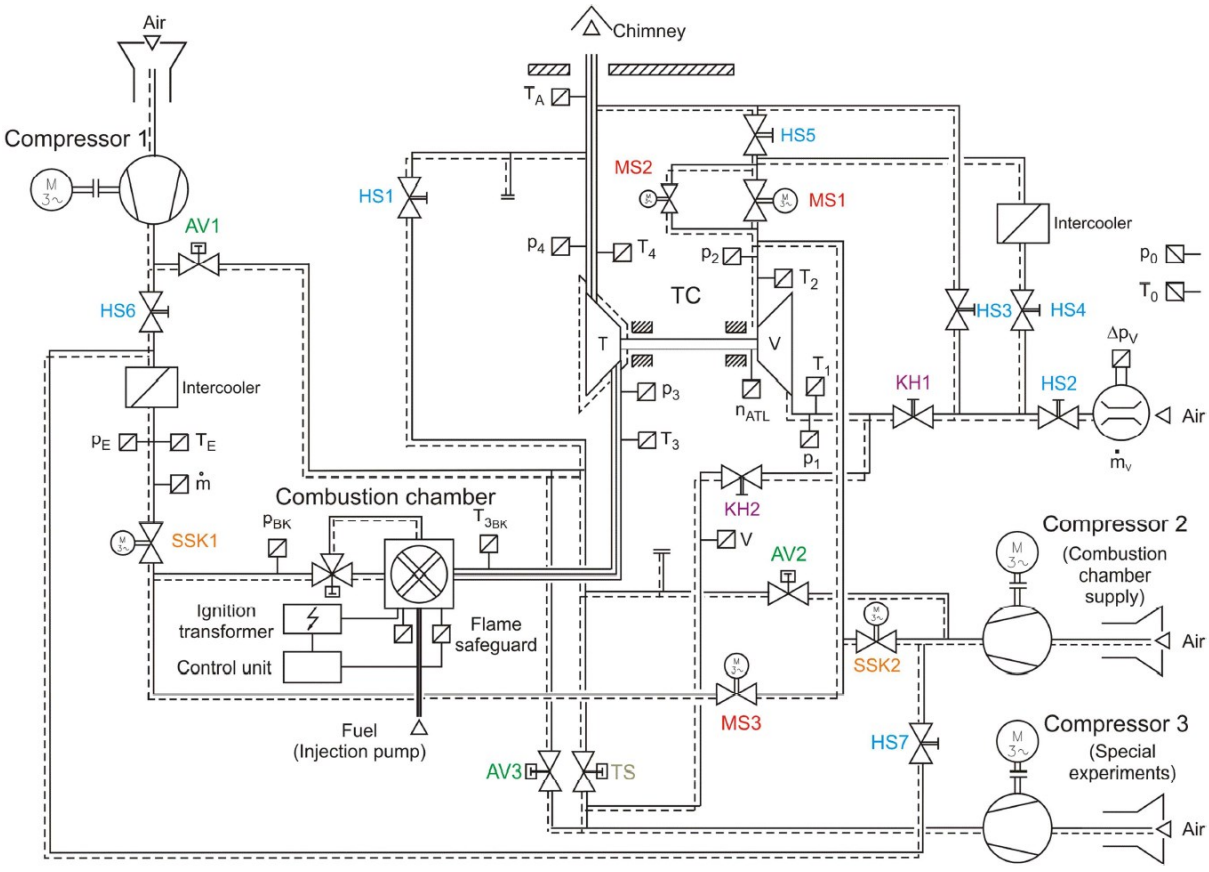

Abbildung 4.1: Schaltschema des Brennkammerprüfstandes des FG VKM der TU Berlin [73]

Die vom Verdichter 1 zur Verfügung gestellte Ansaugluft wird in der Hochtemperaturbrennkammer bei Abgastemperaturen von bis zu 1050°C mit Dieselkraftstoff verbrannt. Der maximale Abgasmassenstrom beträgt 1400 kg/h, der maximal mögliche Austrittsdruck aus der Brennkammer liegt bei 4 bar. Die

ATL-Turbine wird mit dem Heißgasmassenstrom aus der Brennkammer beaufschlagt. Die hierdurch generierte Turbinenleistung wird zum Antreiben des ATL-Verdichterrades genutzt, welche über die Läuferwelle mit dem ATL-Turbinenrad verbunden ist. Hierbei saugt der ATL-Verdichter die Luft über eine Einlaufdüse frei aus der Prüfzelle an. Mit der Drosseleinrichtung, welche dem ATL-Verdichter nachgeschaltet ist, wird die vom ATL-Verdichter aufgenommen Leistung reguliert. So kann bei einer fixen ATL-Drehzahl eine Verdichter-Kennlinie zwischen der Pumpgrenze des ATL-Verdichters und der Widerstandsparabel des Brennkammerprüfstandes (siehe Abbildung 4.2) aufgenommen werden.

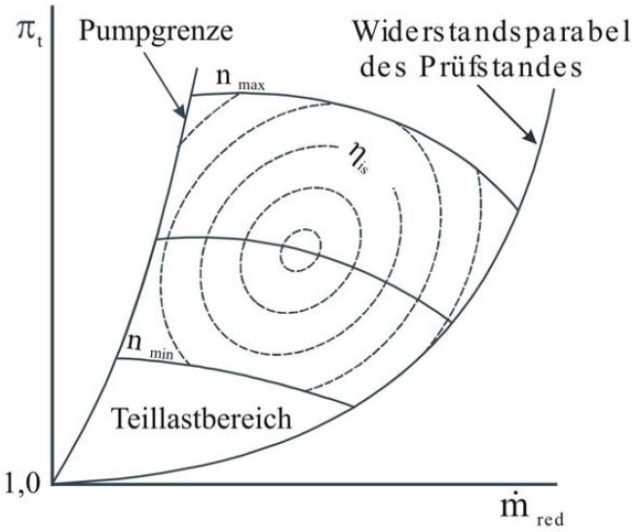

Abbildung 4.2: Begrenzungen des Verdichterkennfelds [93]

Zusätzlich steht eine elektrische Heizung mit einer Leistung von 24 kW und einem Temperaturbereich von 25°C bis 200°C für den Betrieb mit reiner Luft ohne Verbrennung zwecks Vermessung von quasi-adiabaten Kennfeldern zur Verfügung.

Um Einflüsse des Prüfaufbaus zu minimieren und die Betriebsgrößen des ATL möglichst verlustfrei zu erfassen, sind die Rohrleitungen inkl. Beruhigungsstrecken jeweils vor und nach Verdichter und Turbine vollständig umlenkungsfrei ausgeführt. Des Weiteren beinhalten die Rohrleitungen Messtechnik zur Bestimmung von Druck und Temperatur, die in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet ist.

Tabelle 4-1: Messtechnik des Brennkammer-Prüfstandes des FG VKM der TU Berlin [10]

Messgröße	Sensortyp	Messbereich	Messgenauigkeit
Total-Temperatur vor Verdichter T_{1t}	Pt 100 Widerstandsthermometer	0-200°C	+/- 0,2 °C
statischer Druck vor Verdichter p_{1s}	piezoresistiver Aufnehmer (abs.)	0-3 bar	+/- 2,0 mbar
Total-Temperatur nach Verdichter T_{2t}	Pt 100 Widerstandsthermometer	0-200°C	+/- 0,2 °C
statischer Druck nach Verdichter p_{2s}	piezoresistiver Aufnehmer (relativ)	0-2,5 bar	+/- 2,5 mbar
Total-Temperatur vor Turbine T_{3t}	NiCr-Ni Thermoelement	0-1350°C	+/- 1,5 °C
statischer Druck vor Turbine p_{3s}	piezoresistiver Aufnehmer (relativ)	0-2,5 bar	+/- 2,5 mbar
statischer Druck nach Turbine p_{4s}	piezoresistiver Aufnehmer (relativ)	0-2,5 bar	+/- 2,5 mbar
Verdichter-Massenstrom $\dot{m}_V$	Einlaufdüse		+/- 0,1 %
Turbinen-Massenstrom $\dot{m}_T$	Heißfilm-Anemometer Sensyflow P (DN 100)	40-1200 kg/h	+/- 1,0 %
	Kraftstoffwaage AVL 7130	0-160 kg/h	+/- 0,15 %
ATL-Drehzahl n_{ATL}	induktiver Aufnehmer	200-400.000 min^{-1}	

Neben der Standard-Messtechnik, welche in Tabelle 4.1 dargestellt ist, wird eine Messeinrichtung zur Ermittlung der Turbinen-Austrittstemperatur appliziert, welche aus einer Mischer-/Gleichrichter-Einheit nach Turbine und anschließender Temperatur-Messstelle besteht [74]. Weitere Größen von Interesse sind die Gehäuseoberflächentemperaturen, welche mittels Thermo-Elementen erfasst werden. Hierzu werden 5 Thermo-Elemente am Turbinen-Gehäuse, 4 Thermo-Elemente am Lager-Gehäuse und 4 Thermo-Elemente am Verdichter-Gehäuse angebracht, die über den Umfang des jeweiligen Gehäuses gleichverteilt sind. In Z-Achsenrichtung (Drehachse des ATLs) werden alle Thermoelemente so angebracht, dass sie eine mittige Position auf dem jeweiligen Gehäuse haben. Weiterhin wurde ein Thermo-Element zwischen Turbinen- und Lagergehäuse direkt am Verbindungsflansch angebracht. Diese Temperatur-Messung dient als Eingangsgröße bzw. Randbedingung für die CHT-Simulation, um auf die Modellierung des Lagergehäuses verzichten zu können.

4.2. Quasi-Adiabate Turbinenkennfeld-Messung

Die quasi-adiabate Turbinenkennfeld-Messung wird benötigt, um die Aerodynamik validieren zu können (siehe Abschnitt 1.4 und 5.2). Nur durch eine quasi-adiabate Messung ist es möglich, Wärmeeinflüsse zu minimieren. Daneben bietet die in Abschnitt 4.1 beschriebene Vorgehensweise zur Messung der Turbinen-Austrittstemperatur die Möglichkeit, Einflüsse der Lagerreibung im Turbinen-Wirkungsgrad zu eliminieren. Mit diesen beiden Maßnahmen ist es möglich, die aerodynamischen Eigenschaften der Turbine separat zu erfassen. Hierdurch kann eine Daten-Basis geschaffen werden, die mit adiabaten CFD-Simulationsergebnissen direkt gegenübergestellt werden kann. So kann die Aussagefähigkeit der CFD-Simulation bezüglich der Aerodynamik bewertet werden.

4.2.1. Versuchsdurchführung

Die quasi-adiabate Turbinen-Kennfeldmessung wird bei niedrigen Turbineneintritts-Temperaturen von bis zu 100°C durchgeführt. Zusätzlich wird der ATL isoliert, um die auftretenden Wärmeströme an die Umgebung zu minimieren. Die Ansteuerung eines definierten Betriebspunktes im Turbinen-Kennfeld erfolgt durch Regulierung der aufgenommen Verdichterleistung über die dem Verdichter nachgeschaltete Drosseleinheit sowie die Regulierung des turbinenseitigen Heißgasmassenstroms zwecks Einstellung der ATL-Drehzahl. Um die Wärmeströme minimieren zu können, wird als weitere Maßnahme für jeden Betriebspunkt die Bedingung $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ eingehalten. Die Einhaltung dieser Bedingung führt dazu, dass die Messprozedur deutlich aufwändiger ausfällt als bei einer Standard-Turbinenkennfeld-Messung. Ein Nachteil der genannten Bedingung ist, dass aufgrund hoher Turbinen-Eintrittstemperaturen die Oberflächentemperatur des Turbinengehäuses ebenfalls hohe Werte annimmt, das letztlich trotz starker Isolierung zu einem nicht-adiabaten Verhalten führen kann. Des Weiteren stellen sich durch hohe Turbineneintritts-Temperaturen Werte für die Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} ein, die größer sind als die

Umgebungstemperatur T_0 in der Prüfzelle. Dies kann ebenfalls zu einem Wärmestrom von der Rohrleitung zwischen Turbinen-Austritt und Messstelle 4 zur Umgebung führen. Verschärft wird diese Problematik durch eine verhältnismäßig große Rohrlänge, die sich aus der zur Ermittlung der Turbinen-Austrittstemperatur angebrachten Messeinrichtung ergibt. Durch eine Entkopplung der Turbineneintritts-Temperatur T_{3t} von der Verdichteraustritts-Temperatur T_{2t} kann den beiden genannten Problemen entgegengewirkt werden. Zum einen sinkt hierdurch die Turbinen-Eintrittstemperatur, zum anderen kann die Bedingung $T_{4t} = T_0$ eingeführt werden.

Somit wurden im Rahmen der quasi-adiabaten Turbinenkennfeld-Messung zwei Kennfelder mit unterschiedlichen Randbedingungen aufgezeichnet:

1. $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$
2. $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

4.2.2. Versuchsergebnisse

Nachfolgend sind die ***Versuchsergebnisse für die Randbedingung $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$*** zu sehen. In Abbildung 4.3 ist der reduzierte Turbinen-Massenstrom über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

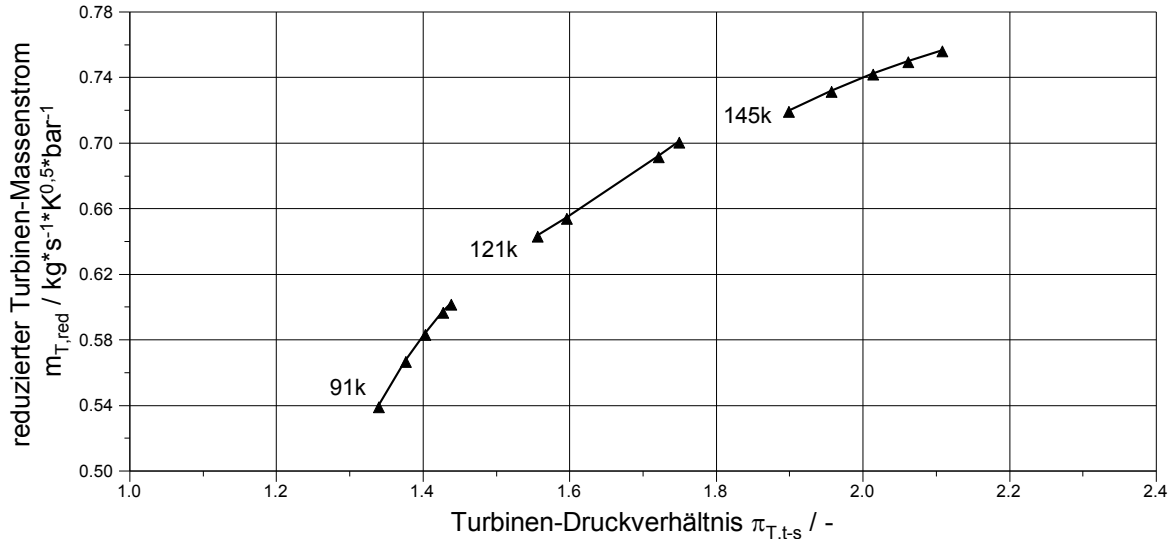

Abbildung 4.3: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des kombinierten und des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades über dem Turbinen-Druckverhältnis zu sehen. Die Differenz zwischen diesen beiden Wirkungsgradwerten entspricht den mechanischen Reibverlusten des Lagerungssystems. Diese betragen im Maximum ca. 6%-Punkte und nehmen mit steigender ATL-Drehzahl bzw. mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis ab. Dieser Zusammenhang ist plausibel, da mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis die Turbinenleistung zunimmt, dahingegen aber die Reibleistung nur in kleinerem Maße ansteigt. D.h., dass die Reibleistung mit steigender Turbinenleistung weniger ins Gewicht fällt.

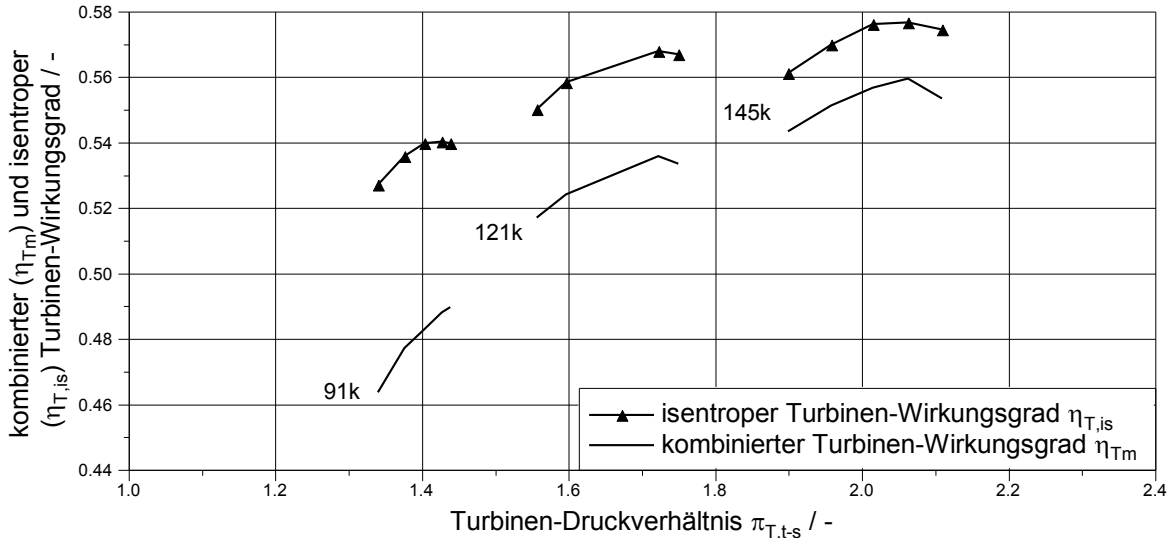

Abbildung 4.4: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

In Abbildung 4.5 ist die Auftragung der Turbinen-Eintrittstemperatur T_{3t} und der Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} über dem Turbinen-Druckverhältnis $\pi_{T,t-s}$ dargestellt. Hierbei müssen mehrere Aspekte beachtet werden. Als erstes sind die zum Teil hohen Werte von bis zu 80°C für die Turbinen-Eintrittstemperatur T_{3t} zu erwähnen. Hierdurch ist trotz Isolierung ein nicht-adiabates Verhalten denkbar. Ein weiterer Punkt sind die ebenfalls verhältnismäßig hohen Werte für die Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t}. Auch hier ist ein Wärmeübergang von dem Messrohr nach Turbine an die Umgebung denkbar.

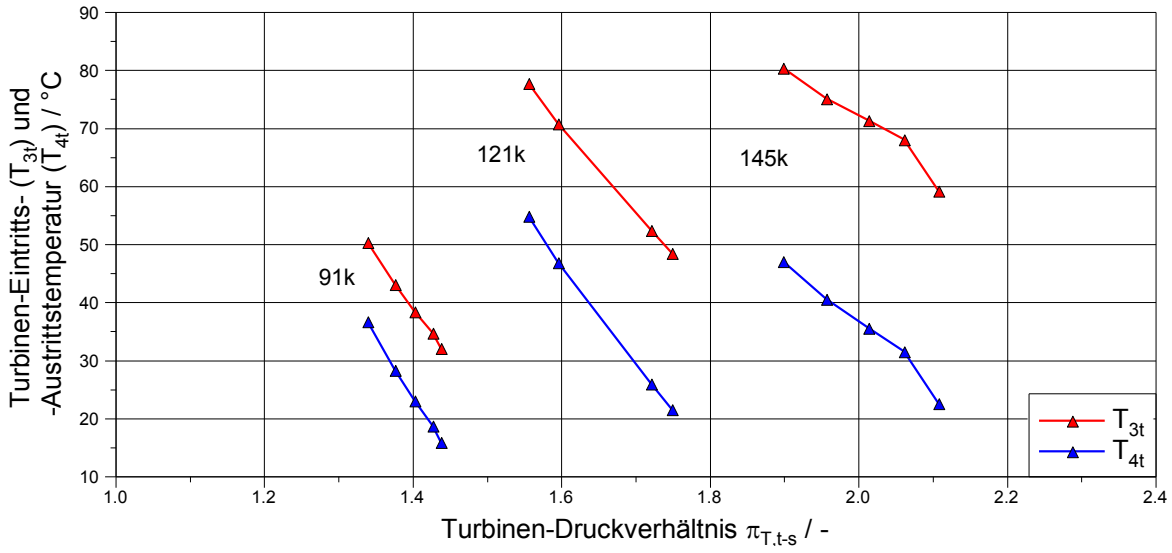

Abbildung 4.5: Turbinen-Eintritts- und -Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

In Abbildung 4.6 sind die minimale, die gemittelte und die maximale Turbinengehäuse-Oberflächentemperatur dargestellt. Die gemittelte Oberflächentemperatur ist ein Mittelwert aller gemessenen punktuellen Bauteiltemperatur-Werte. Es ist ganz deutlich zu erkennen, dass die Streuung bzgl. der min. und max. Werte um den Mittelwert sehr gering ausfällt. Dieser Aspekt ist wichtig, um Wärmeströme innerhalb des Turbinengehäuses zu minimieren, um damit ein quasi-adiabates Verhalten zu erzielen. Die zum Teil hohen Werte für die Turbinen-Eintrittstemperatur T_{3t} (siehe Abbildung 4.5) spiegeln sich in einem annähernd identischen Temperatur-Niveau der Turbinengehäuse-Oberflächen-Temperatur wieder. Dies impliziert, dass eine Wärme-Übertragung an die Umgebung denkbar ist.

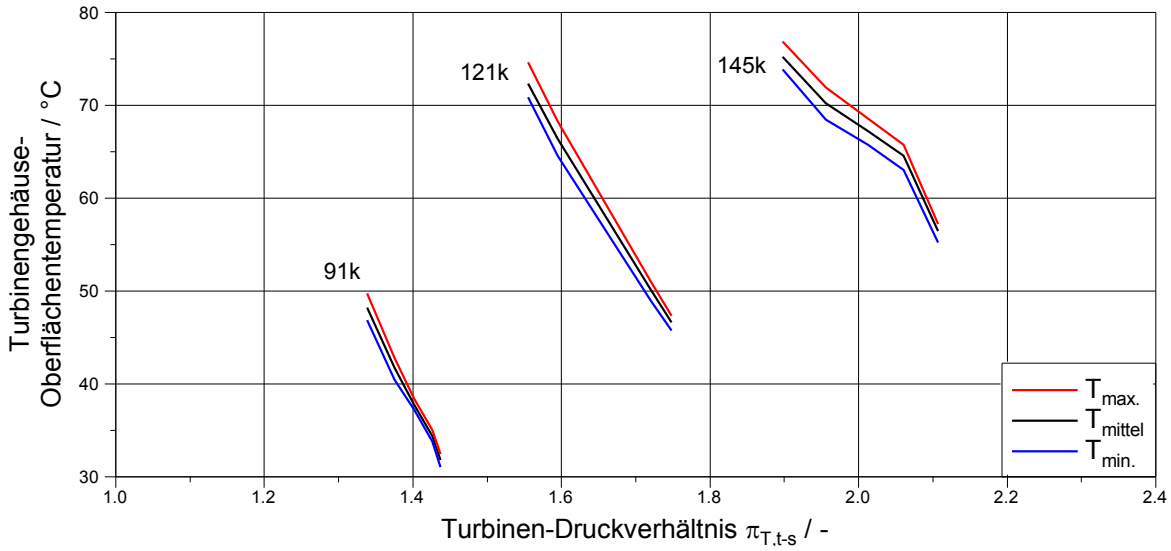

Abbildung 4.6: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

In den beiden nachfolgenden Abbildungen sind die Lagergehäuse- und Verdichtergehäuse-Oberflächentemperaturen dargestellt. Es ist eine sehr ähnliche Charakteristik wie bei der Turbinengehäuse-Oberflächentemperatur (Abb. 4.6) zu erkennen.

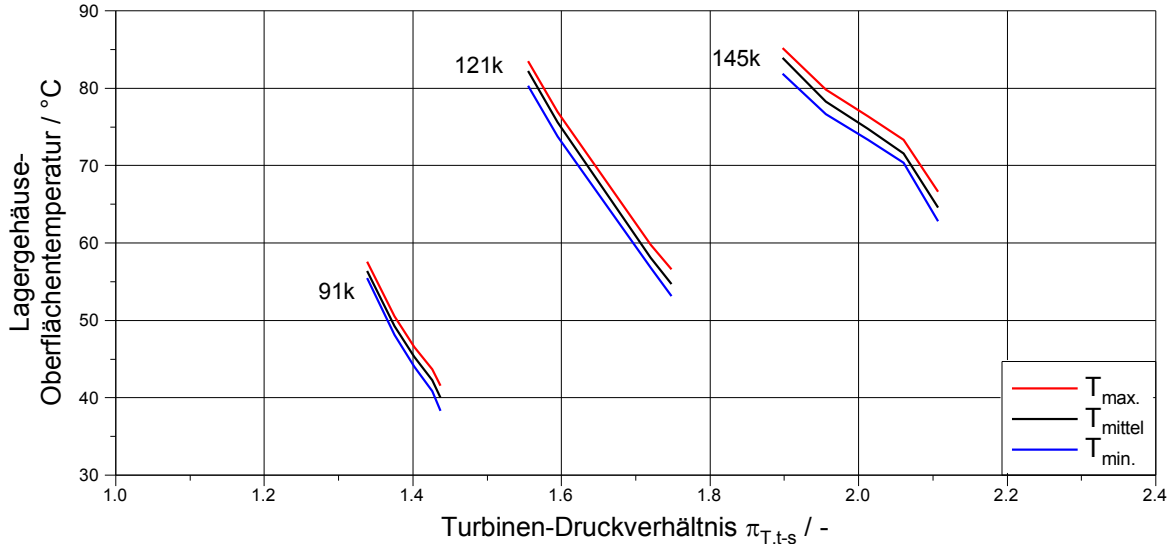

Abbildung 4.7: Lagergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

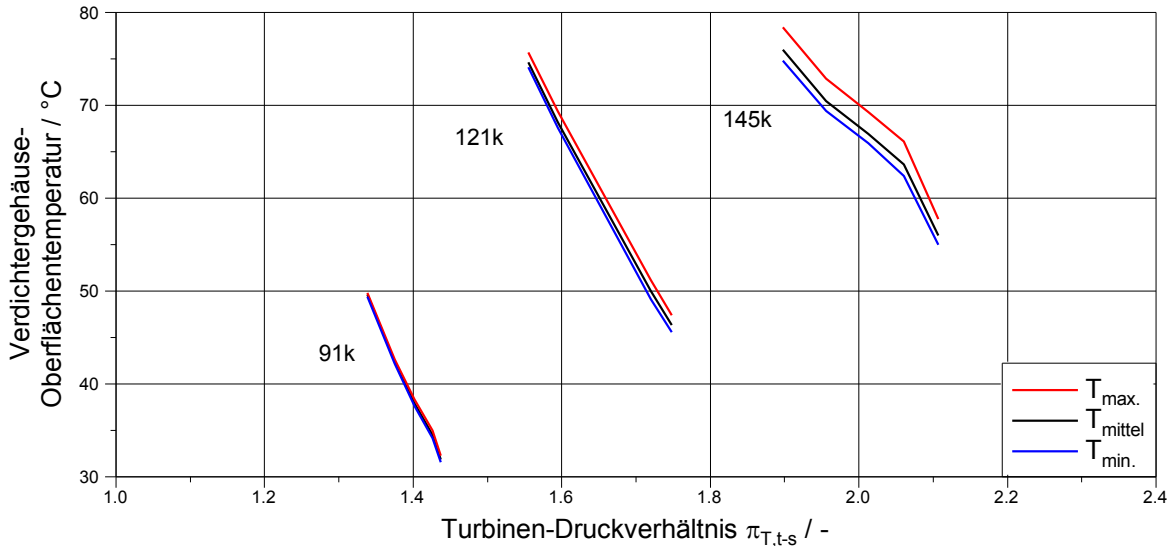

Abbildung 4.8: Verdichtergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

In Abbildung 4.9 sind die mittleren Gehäuse-Oberflächentemperaturen des Turbinen-, Lager- und Verdichtergehäuses gegenübergestellt. Die nachfolgende Abbildung gibt Aufschluss über die zu erwartenden Wärmeströme innerhalb des gesamten Turboladers bzw. den Wärmeaustausch zwischen den einzelnen Gehäusen. Die annähernd identischen Temperaturniveaus des Turbinen-, Lager- und Verdichtergehäuses verdeutlichen, dass zwischen den beiden Strömungsmaschinen kein Wärmeaustausch zu erwarten ist.

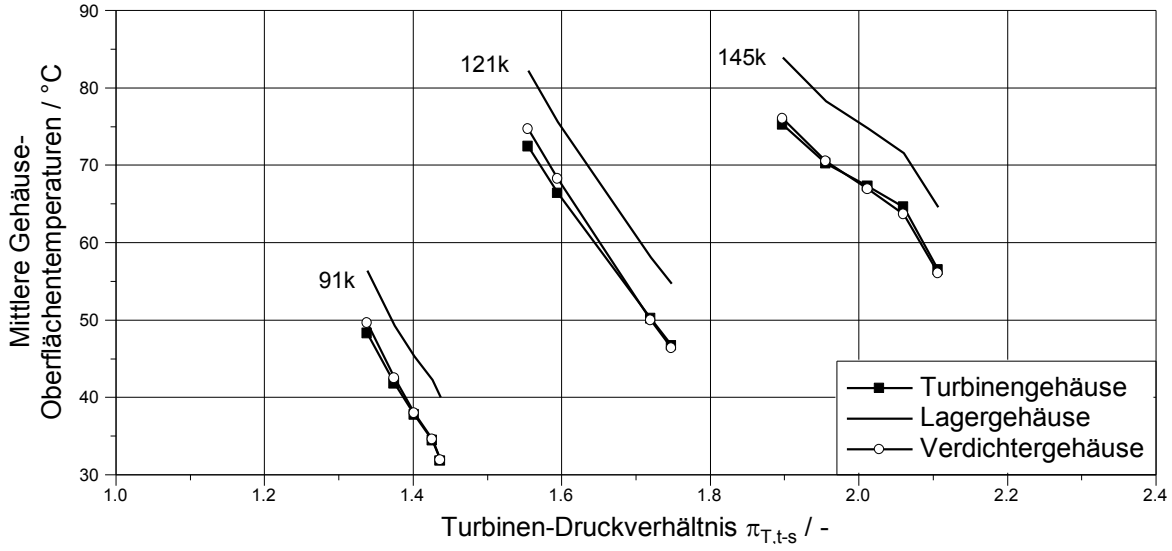

Abbildung 4.9: Mittlere Gehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Ö}$

In der nächsten Abbildung sind die Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} und die Prüfzelltemperatur T_0 über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Die zum Teil großen Differenzen von bis zu 40°C zwischen der Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} und der Prüfzelltemperatur T_0 lassen einen Wärmeaustausch zwischen der Rohrleitung nach Turbinen-Austritt und der Umgebung erwarten.

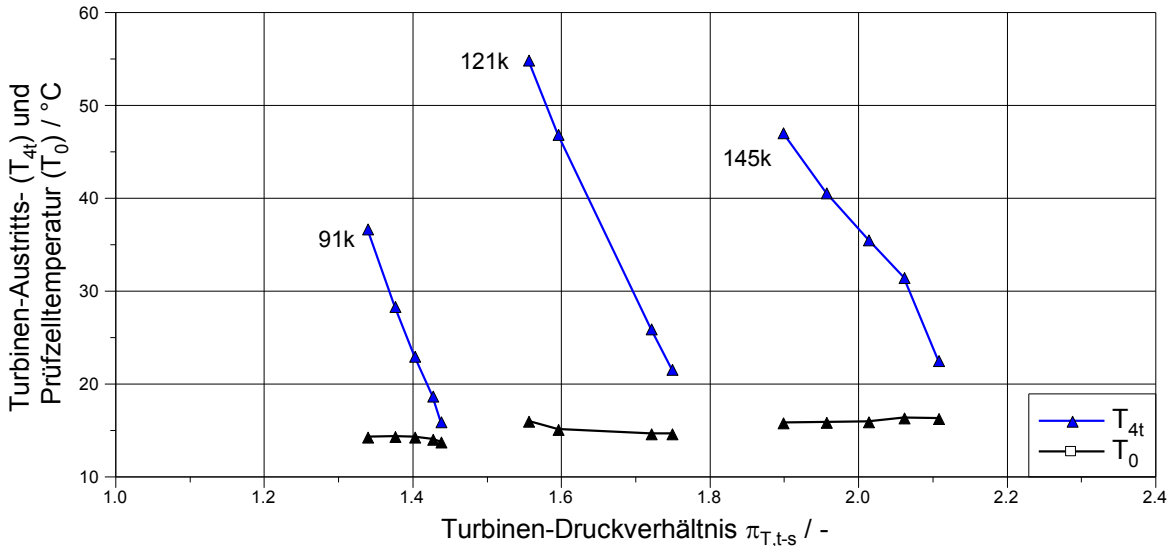

Abbildung 4.10: Turbinen-Austritts- und Prüfzelltemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

Da die Versuchsergebnisse trotz umfangreicher Maßnahmen zwecks Minimierung der Wärmeströme nicht vollständig einen adiabaten Zustand erwarten lassen, wird mittels eines am FG VKM der TU Berlin entwickelten Kriteriums [94] die Adiabatheit der Messungen bewertet. Der Ansatz beruht auf dem Grundgedanken, dass die Turbinenleistung über die zu dem jeweiligen Betriebspunkt zugehörige Isentrope Verdichterleistung aufgetragen wird. Anschließend werden die Punkte mit maximaler isentroper Verdichterleistung jeder Drehzahllinie mittels linearer Interpolation verbunden. Der Schnittpunkt mit der Y-Achse bei isentroper Verdichterleistung gleich null entspricht dem Restwärmestrom, der ohne Leistungsaufnahme des Verdichters zu erwarten wäre. Für einen ideal adiabaten Zustand würde dieser Wert ebenfalls null betragen. Die besagte Auftragung für die Versuchsreihe mit der Randbedingung $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ ist in der nachfolgenden Abbildung vorzufinden. Der Restwärmestrom bei isentroper Verdichterleistung gleich null beträgt 0,16 kW, womit die Messung nach [94] als annähernd adiabat

erachtet werden kann. Damit können die durch die großen T_3-Werte und die Bedingung $T_4 > T_0$ vermuteten Wärmeverluste vernachlässigt werden.

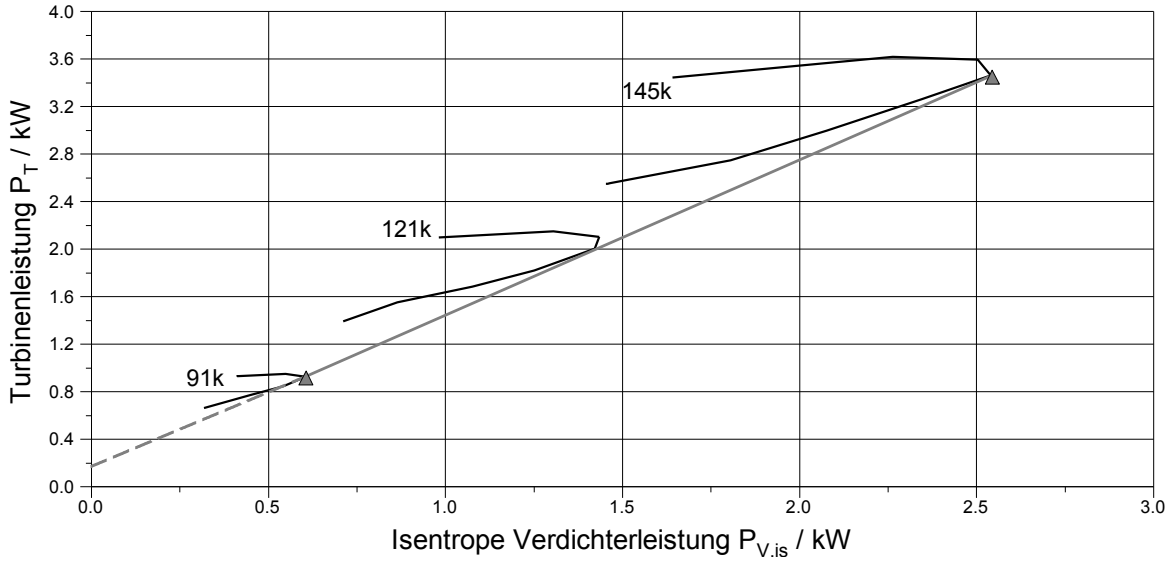

Abbildung 4.11: Bewertung der Adiabateit für für $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$

Nachfolgend sind die ***Versuchsergebnisse für die Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$*** dargestellt. Die zusätzliche Messreihe mit den geänderten Randbedingungen ist durchgeführt worden, um (wie bereits in Abschnitt 4.2.1 erläutert) die Wärmeübergänge von der Turbinengehäuse-Oberfläche zur Umgebung und von der Rohrstrecke zwischen Turbinen-Austritt und Messstelle 4 zur Umgebung zu minimieren.

In Abbildung 4.12 ist die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

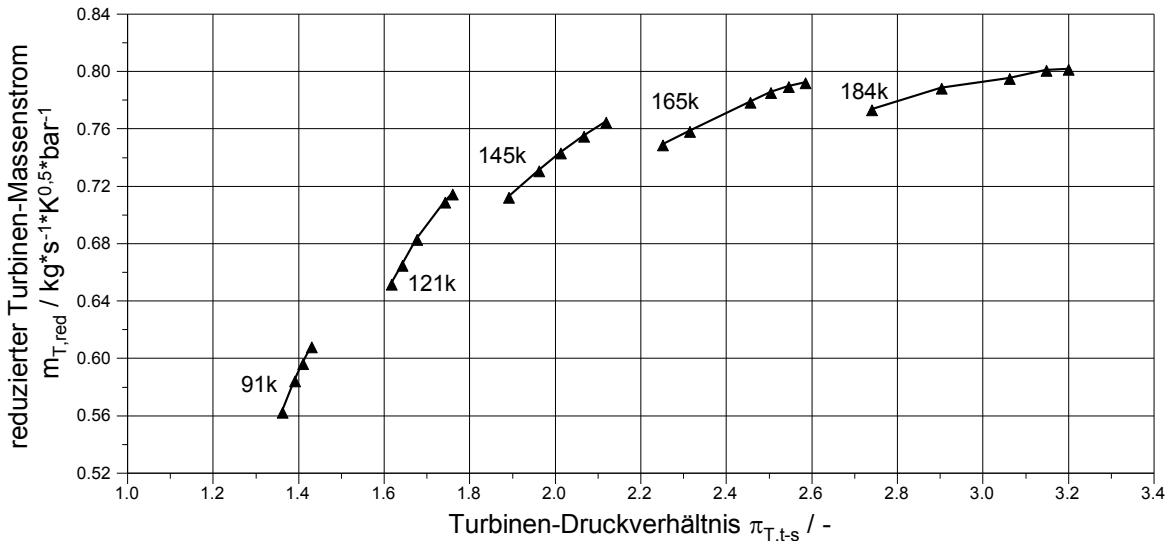

Abbildung 4.12: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des kombinierten Turbinen-Wirkungsgrades und des istentropen Turbinen-Wirkungsgrades über dem Turbinen-Druckverhältnis zu sehen. Auch an dieser Stelle können wie auch schon bei der Versuchsreihe $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ Differenzen von bis zu 6%-Punkten festgestellt werden, die den mechanischen Reibungsverlusten des Lagerungssystems entsprechen. Diese nehmen mit steigender ATL-Drehzahl bzw. mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis ab.

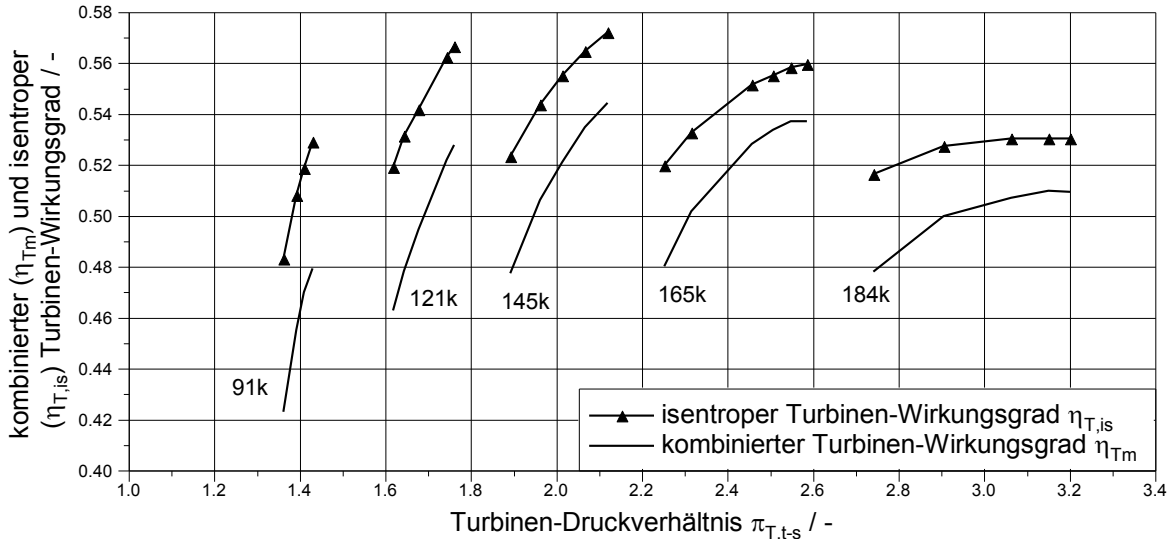

Abbildung 4.13: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

In Abbildung 4.14 sind die Turbinen-Eintritts- und Austrittstemperaturen über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Es wird ersichtlich, dass bei vergleichbaren Randbedingungen die Turbinen-Eintrittstemperatur gegenüber der Messreihe mit der Randbedingung $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ um mehr als 30% reduziert werden konnte. Hiermit ist eine Minimierung der Wärmeübertragung von der Turbinengehäuse-Oberfläche an die Umgebung zu erwarten.

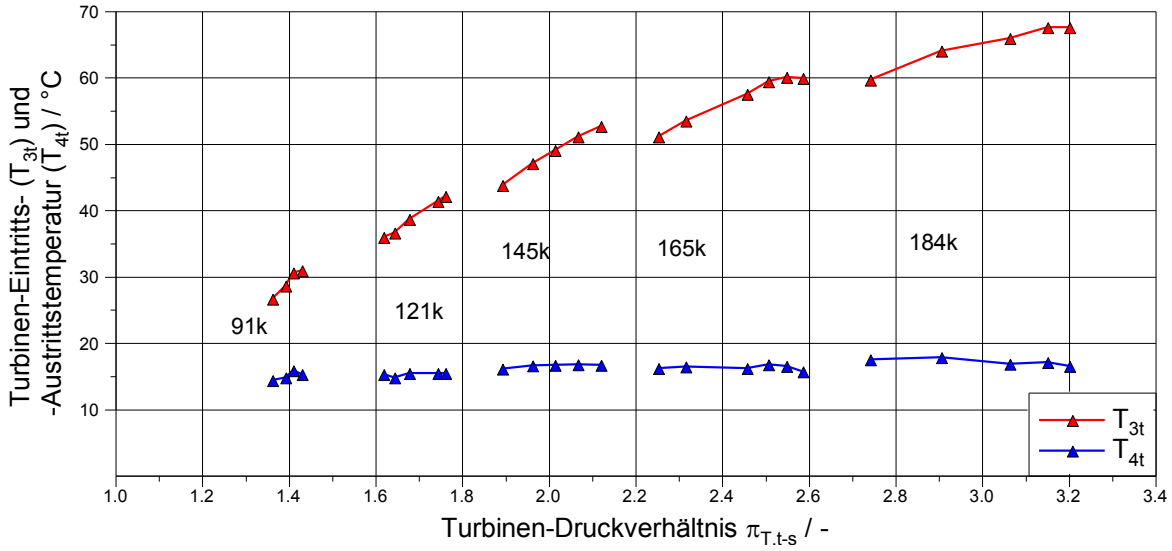

Abbildung 4.14: Turbinen-Eintritts- und -Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

In Abbildung 4.15 sind die minimale, die gemittelte und die maximale Turbinengehäuse-Oberflächentemperatur dargestellt. Es ist ganz deutlich zu erkennen, dass die Streuung bzgl. der min. und max. Werte um den Mittelwert sehr gering ausfällt. Wie bereits erwähnt, ist dieser Aspekt wichtig, um Wärmeströme innerhalb des Turbinengehäuses zu minimieren. Des Weiteren ergeben sich mit den geänderten Randbedingungen insgesamt niedrigere Werte für die Turbinengehäuse-Oberflächentemperatur als bei der Randbedingung $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$. Hierdurch ist eine bessere Nachbildung des adiabaten Betriebsverhaltens zu erwarten.

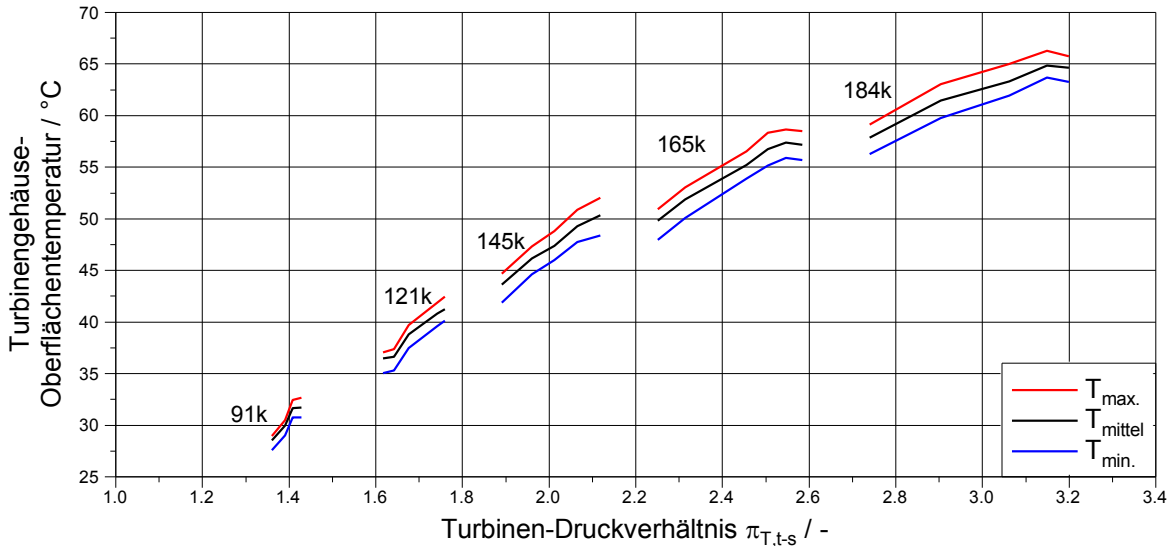

Abbildung 4.15: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

In den beiden nachfolgenden Abbildungen sind die Lagergehäuse-, Verdichtergehäuse- und Oberflächentemperaturen dargestellt. Es ist eine sehr ähnliche Charakteristik, d.h. eine nur kleine Streuung bzgl. der min. und max. Werte um den Mittelwert wie bei der Turbinengehäuse-Oberflächentemperatur (Abb. 4.15) zu erkennen.

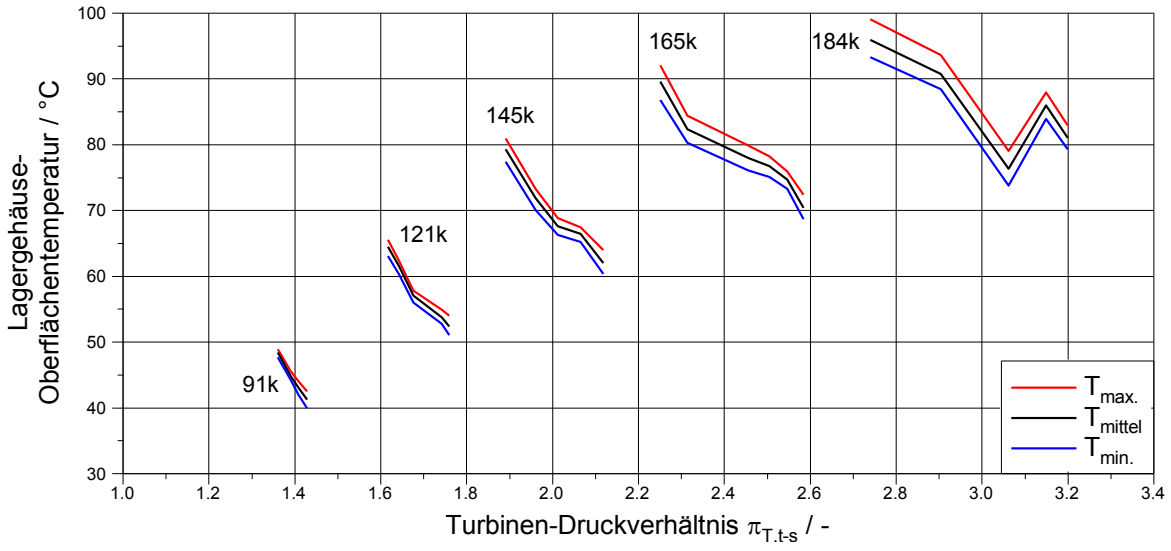

Abbildung 4.16: Lagergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

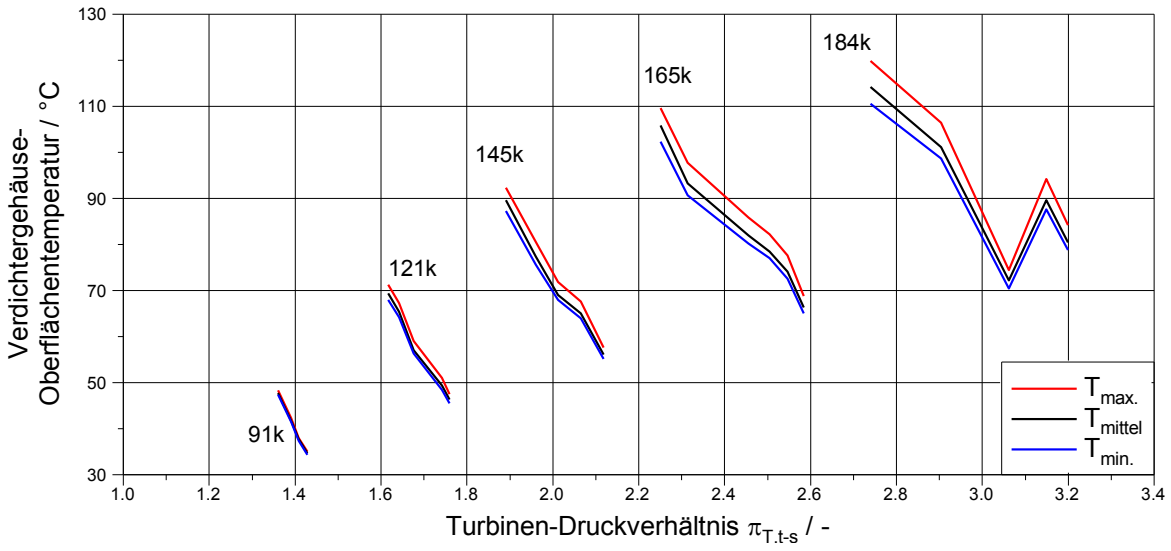

Abbildung 4.17: Verdichtergehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

In Abbildung 4.18 sind die mittleren Oberflächentemperaturen für das Turbinen-, Lager- und Verdichtergehäuse dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine Temperaturdifferenz von bis zu 35°C zwischen dem Lagergehäuse und Turbinengehäuse herrscht. So ist denkbar, dass es zu einem Wärmeeintrag vom Verdichtergehäuse über das Lagegehäuse in das Turbinengehäuse kommt.

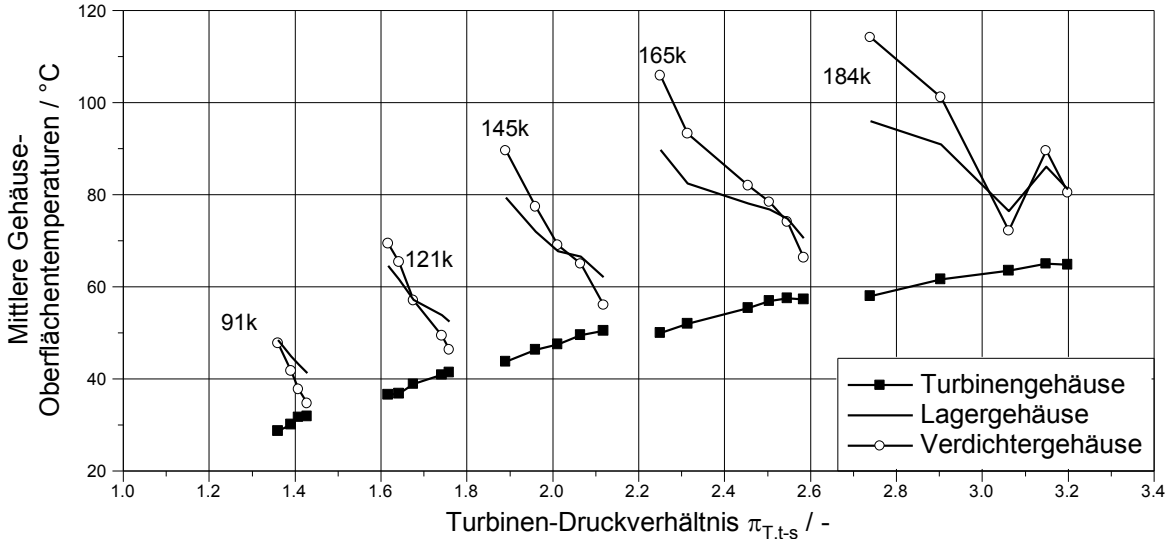

Abbildung 4.18: Mittlere Gehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Dem Nachteil der unterschiedlichen Turbinen- und Verdichtergehäuse-Oberflächentemperaturen steht der große Vorteil einer sehr kleinen Differenz von max. 0,8°C zwischen Turbinenaustritts- und Prüfzelltemperatur entgegen, wie aus Abbildung 4.19 entnommen werden kann. Hierdurch können Einflüsse auf die gemessene Turbinen-Austrittstemperatur fast vollständig eliminiert werden.

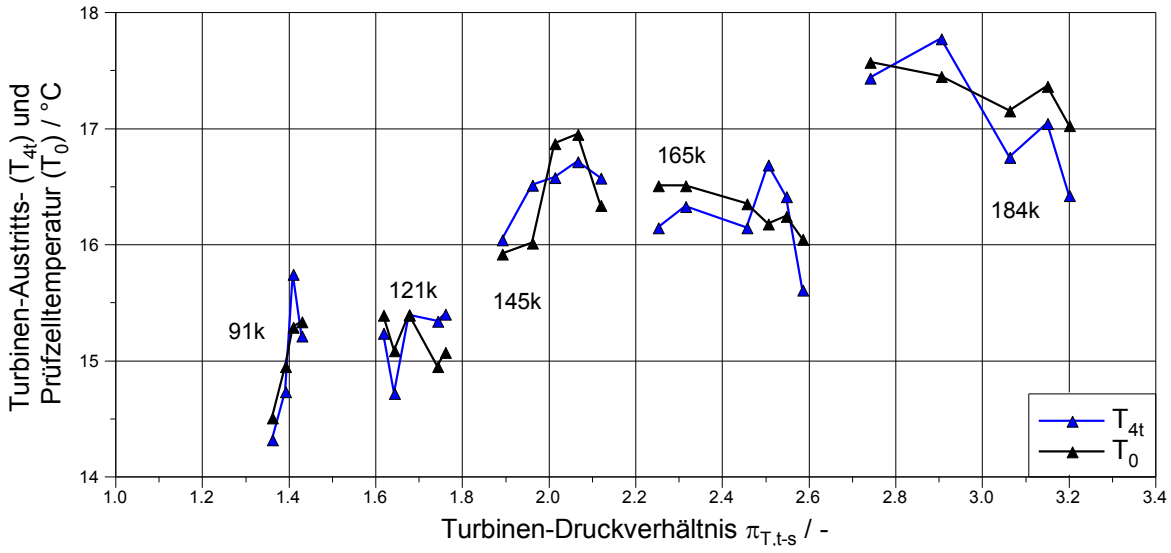

Abbildung 4.19: Turbinen-Austritts- und Prüfzelltemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Die Bewertung der Adiabatheit für die Versuchsreihe $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ in Abbildung 4.20 verdeutlicht, dass der Restwärmestrom von 0,0973 kW bei isentroper Verdichterleistung gleich null kleiner ausfällt als bei der Randbedingung $T_{2t} = T_{3t} = T_{Öl}$ (0,16 kW). Hierdurch ist eine bessere Nachbildung des adiabaten Turbinenbetriebs zu erwarten.

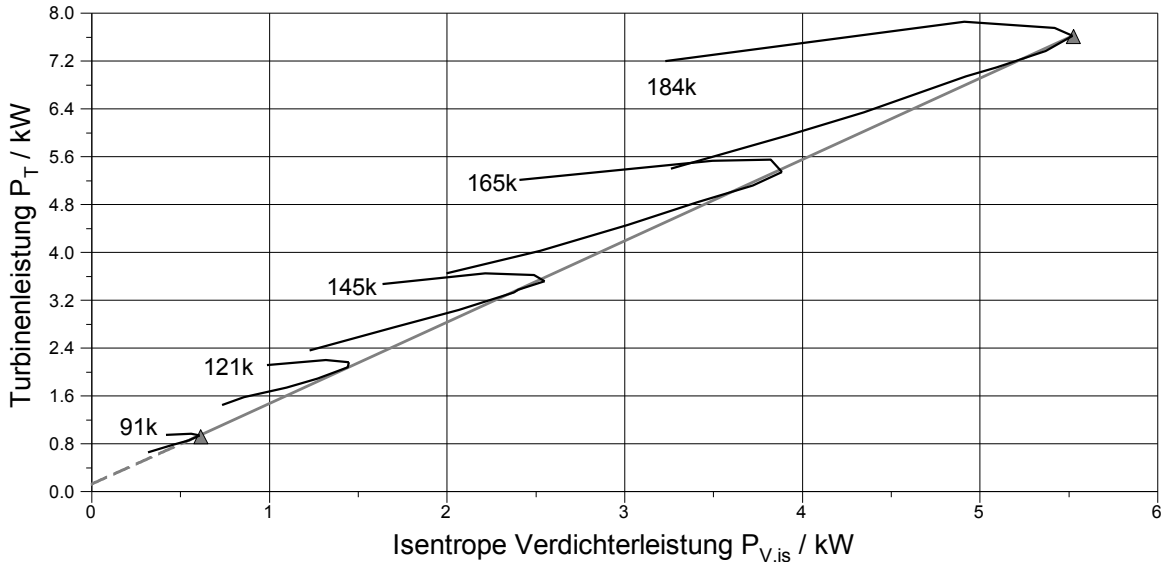

Abbildung 4.20: Bewertung der Adiabateit für für $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Des Weiteren bietet die Versuchsreihe $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ den weiteren Vorteil, dass ein größerer Kennfeldbereich gemessen werden konnte. Es konnten zwei weitere Kennlinien bei höheren Drehzahlen (165k rpm & 184k rpm) gemessen werden. Aus diesen beiden Gründen werden für die Validierung der Aerodynamik bzw. des CFD-Modells die Ergebnisse der Versuchsreihe $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$ verwendet.

4.3. Diabate Turbinenkennfeld-Messungen

Die diabaten Turbinenkennfeld-Messungen dienen neben der Definition von Randbedingungen für die CHT-Simulationen der anschließenden Validierung bzw. Überprüfung dieser Berechnungen. Für die diabaten Turbinenkennfeld-Messungen wurde an den Außenflächen des Turbinengehäuses mittels eines speziellen, hitzebeständigen mattschwarzen Lackes eine Oberflächenbehandlung vorgenommen, damit für die Berechnung der Wärmeabgabe der Turbine ohne Vorgabe eines Wärmeüberganskoeffizienten (siehe Kapitel 6) ein Emissionskoeffizient von 0,96 festgelegt werden kann.

4.3.1. Versuchsdurchführung

Die diabate Turbinenkennfeld-Messung wird bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von T_{3t} = 600°C und einer Öl-Eintrittstemperatur von 90°C durchgeführt. Die Ansteuerung eines definierten Betriebspunktes im Turbinen-Kennfeld erfolgt durch Regulierung der aufgenommen Verdichterleistung über die dem Verdichter nachgeschaltete Drosseleinheit sowie die Regulierung des turbinenseitigen Heißgasmassenstroms zwecks Einstellung der ATL-Drehzahl. Vor dem abspeichern eines Betriebspunktes wird gewährleistet, dass die Messgrößen einen stationären Beharrungszustand aufweisen.

Im Rahmen der diabaten Messungen wurden zwei verschiedene Turbinenkennfelder aufgezeichnet. Es wurde eine Messung mit kompletter Isolierung des ATLs analog zu den quasi-adiabaten Versuchen sowie eine Messung ohne jegliche Isolierung durchgeführt.

4.3.2. Versuchsergebnisse

Turbinenkennfeld-Messung mit Isolierung

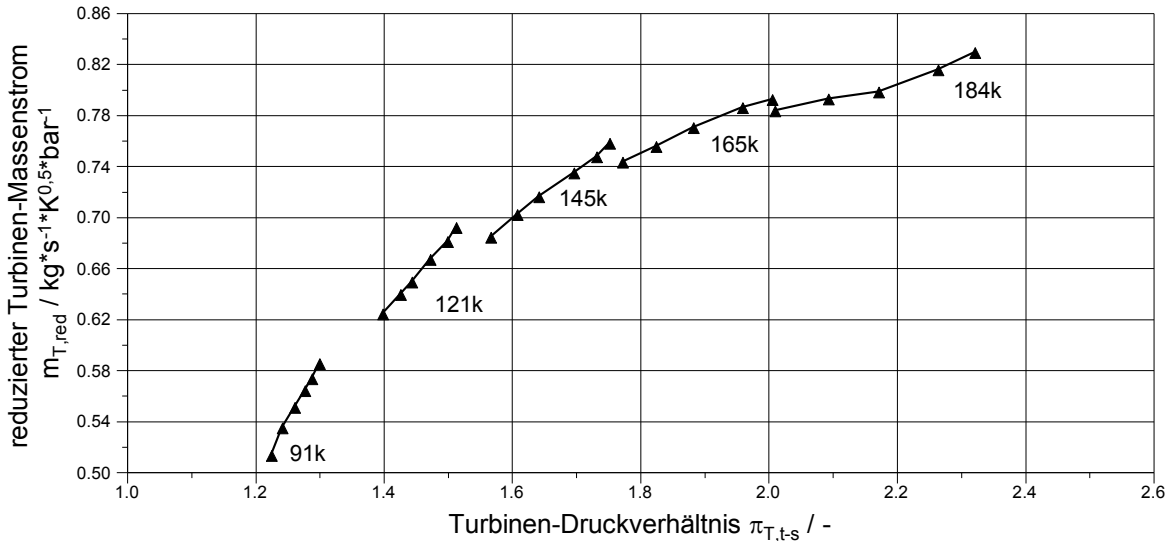

Abbildung 4.21: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung

In Abbildung 4.21 ist die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Versuchsreihe mit Isolierung des ATLs dargestellt.

In Abbildung 4.22 ist die Auftragung des kombinierten (gem. Gl. 2.16) und des isentropen (gem. Gl. 2.17) Turbinenwirkungsgrades über dem Turbinen-Druckverhältnis zu sehen. Mit dieser Auftragung wird deutlich, wie wichtig die Separierung der Wärmeströme ist. In Abschnitt 4.2.2 wurde gezeigt, dass der kombinierte Turbinen-Wirkungsgrad bei 42-55%-Punkten und der isentrope Turbinen-Wirkungsgrad bei 48-57%-Punkten liegen.

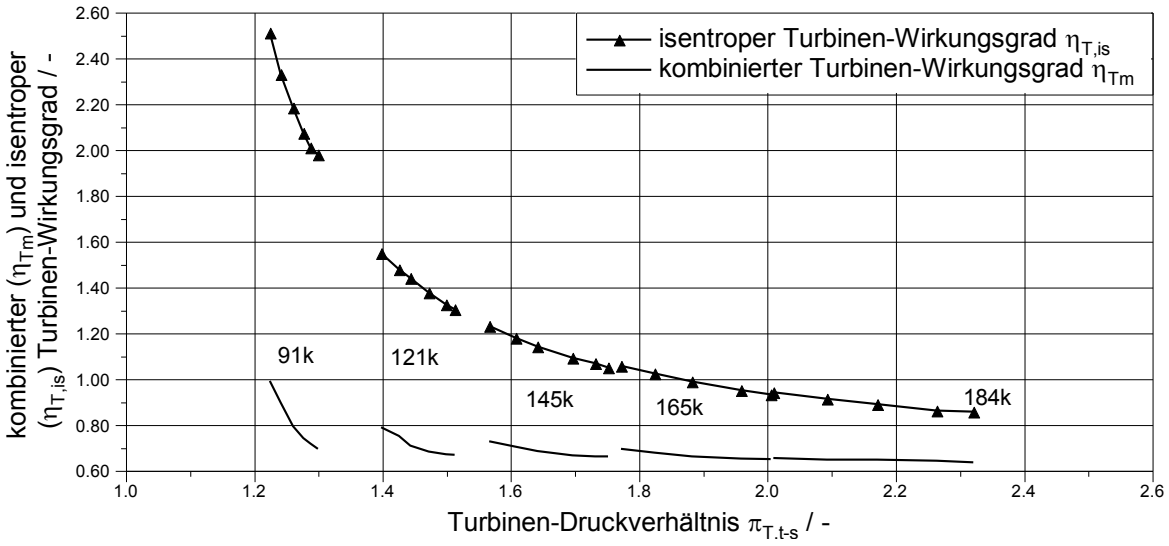

Abbildung 4.22: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung

Diese Wirkungsgrad-Niveaus werden bei den diabaten Versuchen trotz Isolierung verfehlt, sodass insbesondere bei Turbinen-Druckverhältnissen von $\pi_T < 1{,}6$ ein großer Einfluss der Wärmeströme zu verzeichnen ist. Der trotz Isolierung auftretende große Wärmestrom an der Turbine führt dazu, dass bei dem isentropen Turbinen-Wirkungsgrad Werte von bis zu 2,6 zu verzeichnen sind. Grund hierfür ist eine Abkühlung der Abgastemperatur bis Messstelle 4 infolge der Wärmeströme, die zu fehlerhaften Wirkungsgrad-Werten führt.

In der Abbildung 4.23 ist die Auftragung der Turbinen-Austrittstemperatur über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

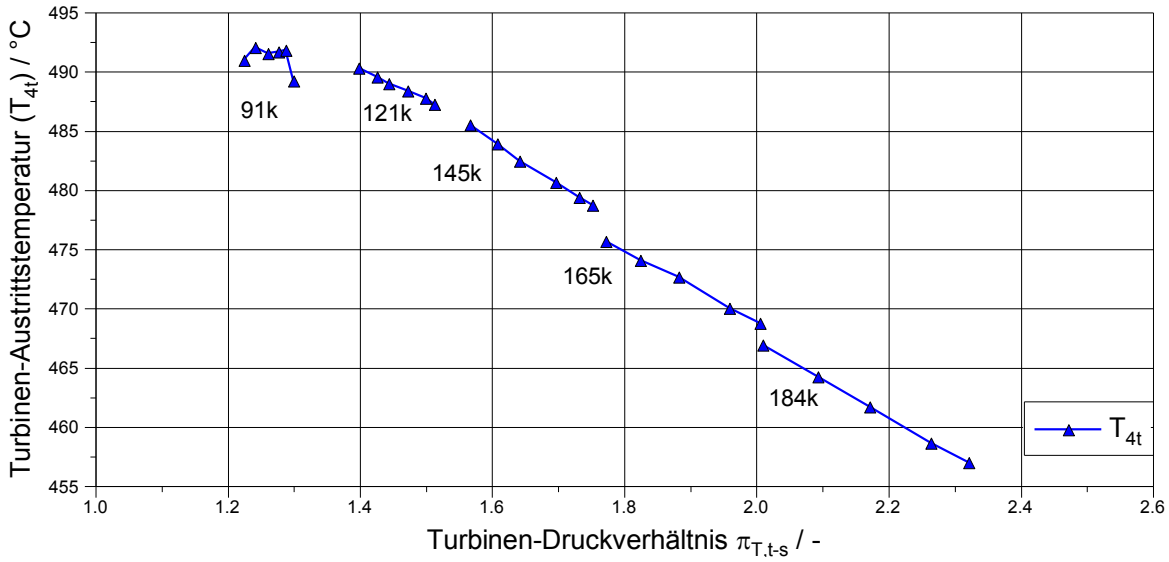

Abbildung 4.23: Turbinen- Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung

In Abbildung 4.24 ist die Auftragung der Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

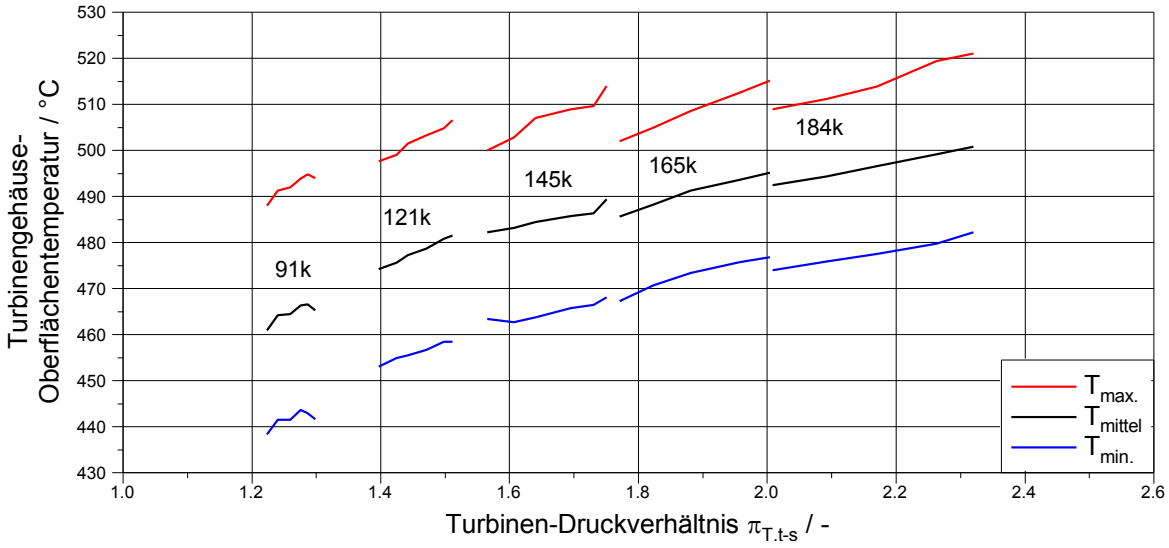

Abbildung 4.24: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Temperatur am Turbinen- und Lagergehäuseflansch über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Diese Temperatur-Werte werden für das CHT-Simulationsmodell benötigt, um eine

Temperatur-Randbedingung aufzuprägen und damit auf die Modellierung des Lager-Gehäuses zu verzichten.

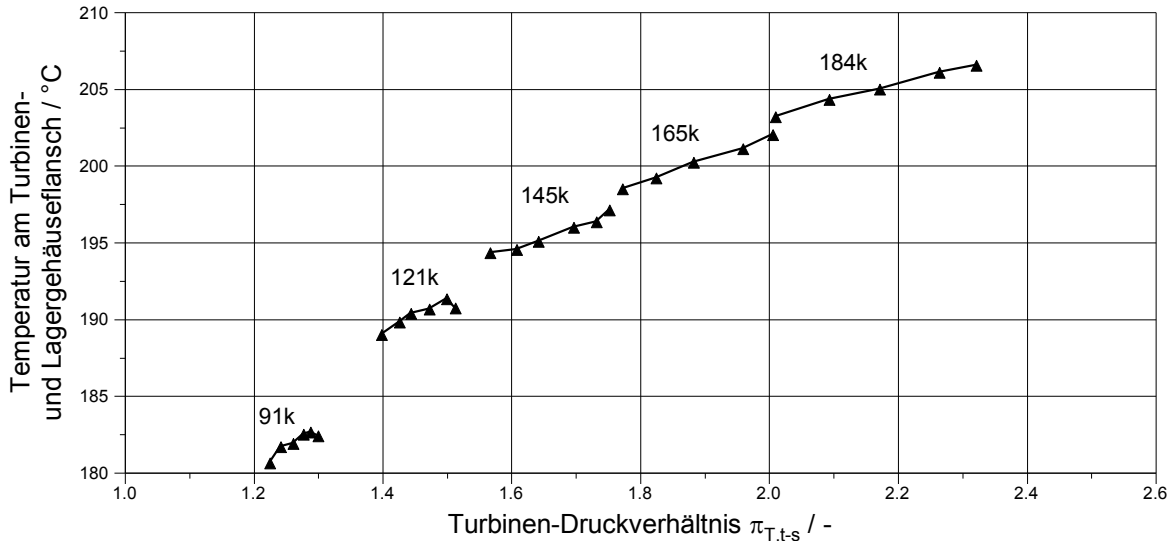

Abbildung 4.25: Temperatur am Turbinen- und Lagergehäuseflansch über Turbinen-Druckverhältnis für isolierte Messung

Turbinenkennfeld-Messung ohne Isolierung

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Versuchsreihe ohne Isolierung des ATLs dargestellt.

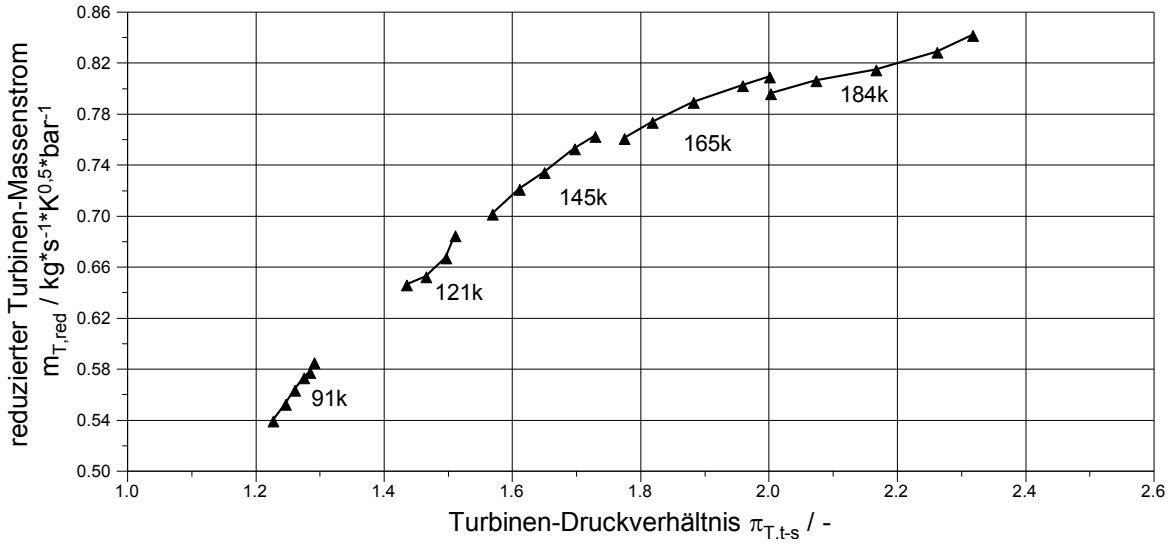

Abbildung 4.26: reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung

In der nachfolgenden Abbildung sind der kombinierte (gem. Gl. 2.16) und der isentrope (gem. Gl. 2.17) Turbinenwirkungsgrad über dem Turbinen-Druckverhältnis zu sehen. Auffällig ist hierbei, dass sich die Werte für den isentropen Turbinen-Wirkungsgrad, welcher auf Basis des gemessenen T_4-Wertes ermittelt wird, nicht sonderlich von den Werten der Versuchsreihe mit Isolierung unterscheiden. Diese Beobachtung lässt die Schlussfolgerung zu, dass trotz Isolierung ein signifikanter Wärmestrom an die Umgebung stattfindet.

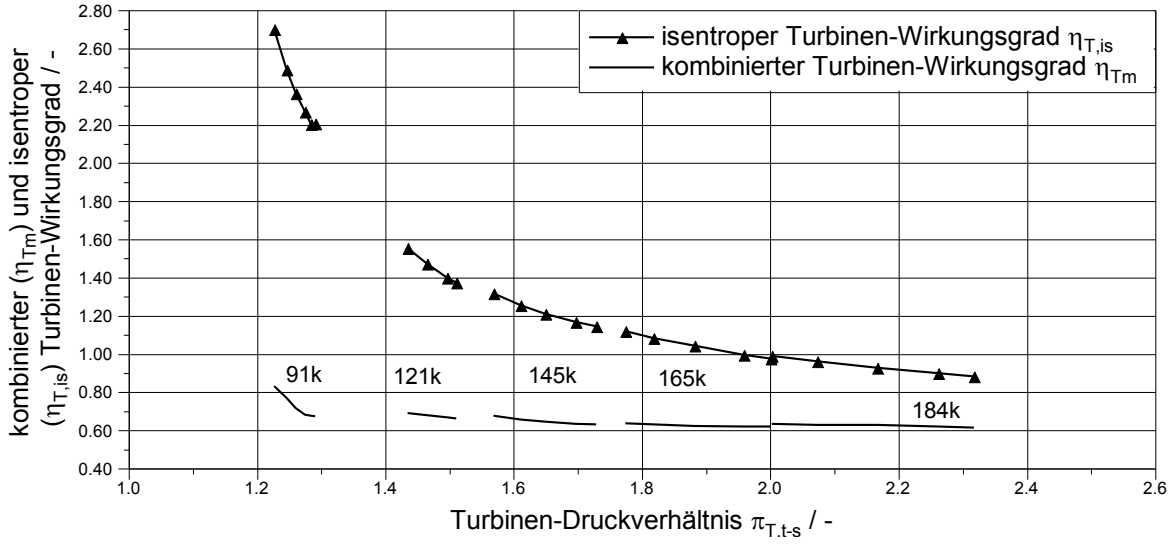

Abbildung 4.27: Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung

Die Vermutung, dass trotz Isolierung des ATLs ein nicht zu vernachlässigender Wärmestrom an die Umgebung stattfindet, wird durch heranziehen von Abbildung 4.28 verdeutlicht. Die Werte für die Turbinen-Austrittstemperatur der nicht-isolierten Versuchsreihe befinden sich auf einem sehr ähnlichen Niveau wie Werte aus der Versuchsreihe mit Isolierung (vgl. Abbildung 4.23). Mittels Isolierung kann (je nach Betriebspunkt) lediglich eine Anhebung von 5-10°C der Turbinen-Austrittstemperatur bewirkt werden.

Um diese Vermutung bestätigen zu können, sind weiterführende Untersuchungen auf Basis von CHT-Simulationen notwendig. Eine genaue Kenntnis über eine eventuelle Wärmeabfuhr trotz Isolierung ist notwendig, da isolierte Messungen nach derzeitigem Stand der Forschung [20] Bestandteil des Bedatungsprozesses von eindimensionalen thermischen Netzwerkmodellen sind.

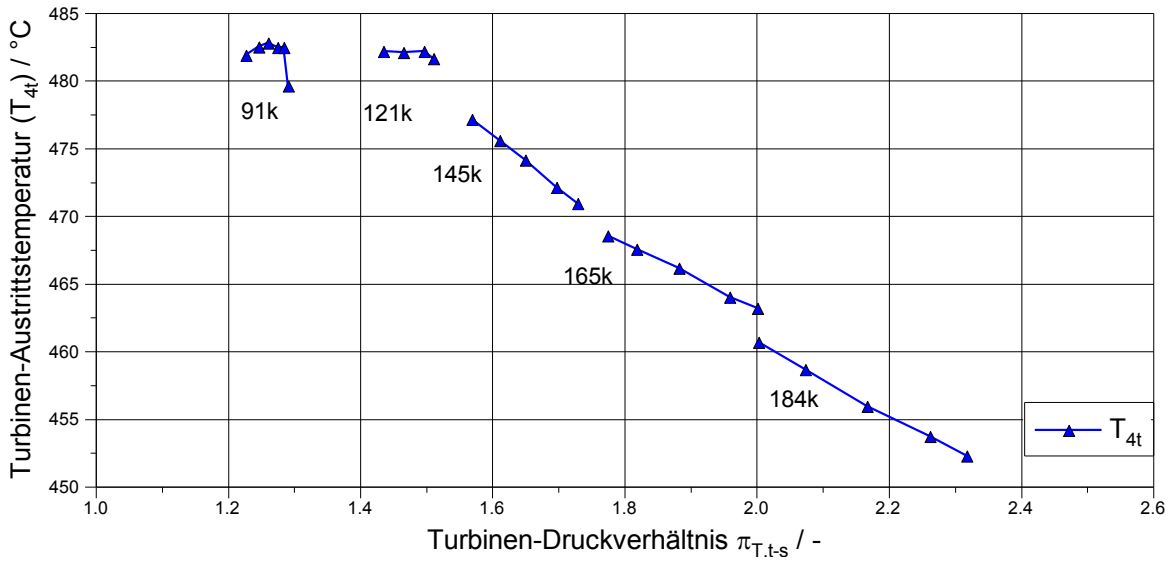

Abbildung 4.28: Turbinen- Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung

In Abbildung 4.29 ist die Auftragung der Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Bei der nicht-isolierten Versuchsreihe ist zu erkennen, dass insbesondere in Bezug auf die min.-Temperatur eine abnehmende Differenz vom T_{mittel} mit steigendem Druckverhältnis zu verzeichnen ist.

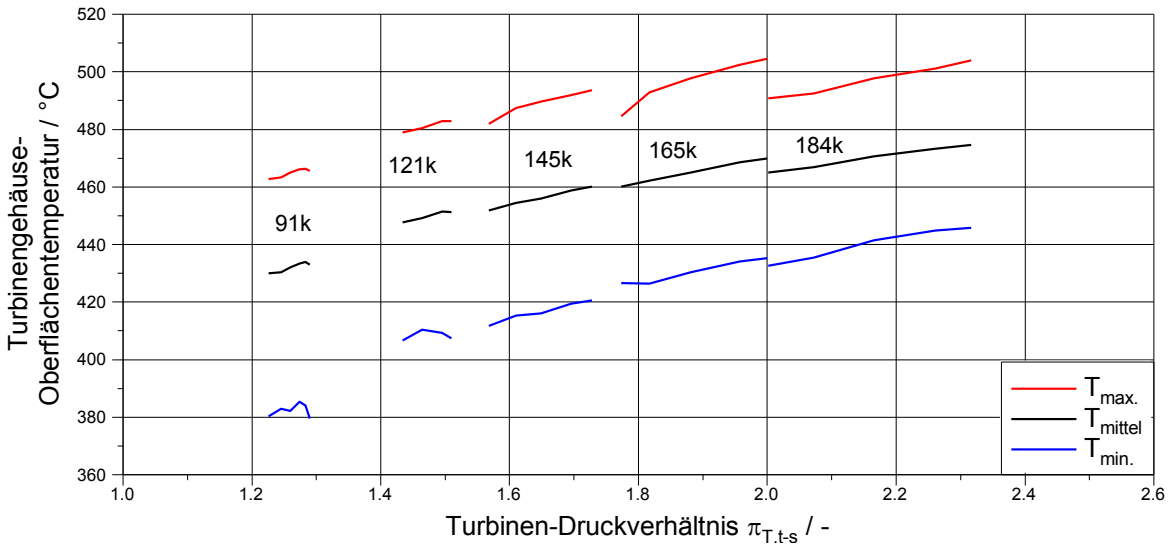

Abbildung 4.29: Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Temperatur am Turbinen- und Lagergehäuseflansch über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Diese Temperatur Werte werden im CHT-Modell als Randbedingung am Turbinen- und Lagergehäuseflansch definiert.

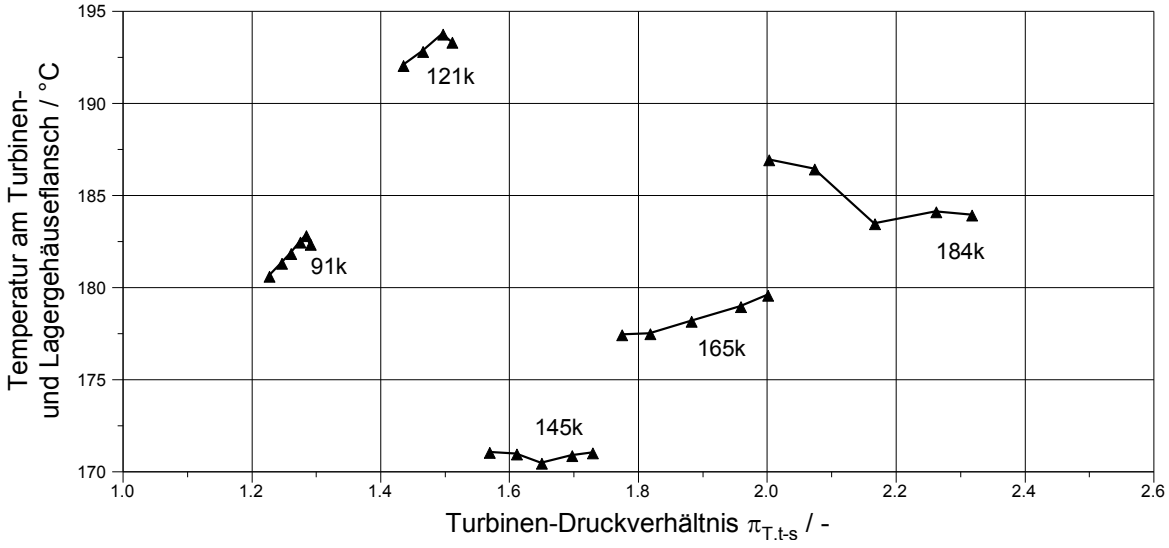

Abbildung 4.30: Temperatur am Turbinen- und Lagergehäuseflansch über Turbinen-Druckverhältnis für nicht-isolierte Messung

4.3.3. Überprüfung der diabat isolierten Versuchsreihe auf Wärmeströme an die Umgebung

In diesem Abschnitt wird die Effektivität der Isolierung des Abgasturboladers und der Messrohre hinsichtlich der Eliminierung bzw. Minimierung der Wärmeverluste an die Umgebung bewertet. Es soll geprüft werden, ob trotz Isolierung Wärme in relevantem Maße an die Umgebung übertragen wird. Hierzu werden 3 repräsentative Betriebspunkte aus der diabaten Versuchsreihe mit Isolierung herangezogen. Es werden der Betriebspunkt ganz links im Turbinen-Kennfeld, ein Betriebspunkt bei mittlerem Druckverhältnis und der Betriebspunkt ganz rechts im Turbinen-Kennfeld ausgewählt. Für diese 3 repräsentativen Betriebspunkte werden analog zu der in Abschnitt 5.3 beschriebenen Vorgehensweise je zwei CHT-Simulationen mit unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten durchgeführt, um die Geradengleichungen für die 5 Temperatur-Messstellen an der Turbinengehäuse-Oberfläche zwecks Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten mit der minimalen Summenabweichung bestimmen zu können. Anschließend wird die finale CHT-Simulation mit dem finalen Wärmeübergangskoeffizienten, der die kleinste Summen-Abweichung, d.h. die beste Übereinstimmung mit den gemessenen Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen liefert, durchgeführt. Im letzten Schritt wird eine CHT-Simulation mit dem Wärmeübergangskoeffizienten = 0 an den Oberflächen des Turbinengehäuses und einem konstanten Wärmestrom über die ATL-Welle von 75 Watt (gemäß Abschnitt 5.3.2) sowie einer Temperatur-Vorgabe am Turbinen- und Lagergehäuseflansch entsprechend den Versuchsdaten durchgeführt. Diese Simulation entspricht einer optimalen Isolierung der Turbine, d.h. der vollständigen Eliminierung der Wärmeverluste an die Umgebung mit einem Wärmestrom lediglich in Richtung Lagergehäuse und ATL-Welle.

In Abbildung 4.31 sind neben den finalen Wärmeübergangskoeffizienten (minimale Summenabweichung) für den isolierten Fall die finalen Wärmeübergangskoeffizienten für den nicht-isolierten Fall bei vergleichbaren Turbinen-Druckverhältnissen dargestellt. Es fällt auf, dass die

Wärmeübergangskoeffizienten für den isolierten Fall nur etwa 20-30% kleiner als die des nicht-isolierten Falls sind. Um bei dem isolierten Fall eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Turbinengehäuse-Oberflächentemperaturen zu erzielen, müssen verhältnismäßig große Wärmeübergangskoeffizienten gewählt werden. Bei einer idealen Isolierung würden sich dahingegen Werte von null für die Wärmeübergangskoeffizienten ergeben. Die verhältnismäßig großen Wärmeübergangskoeffizienten des isolierten Falls verdeutlichen, dass ein signifikanter Wärmestrom von der Isolierung an die Umgebung stattfindet.

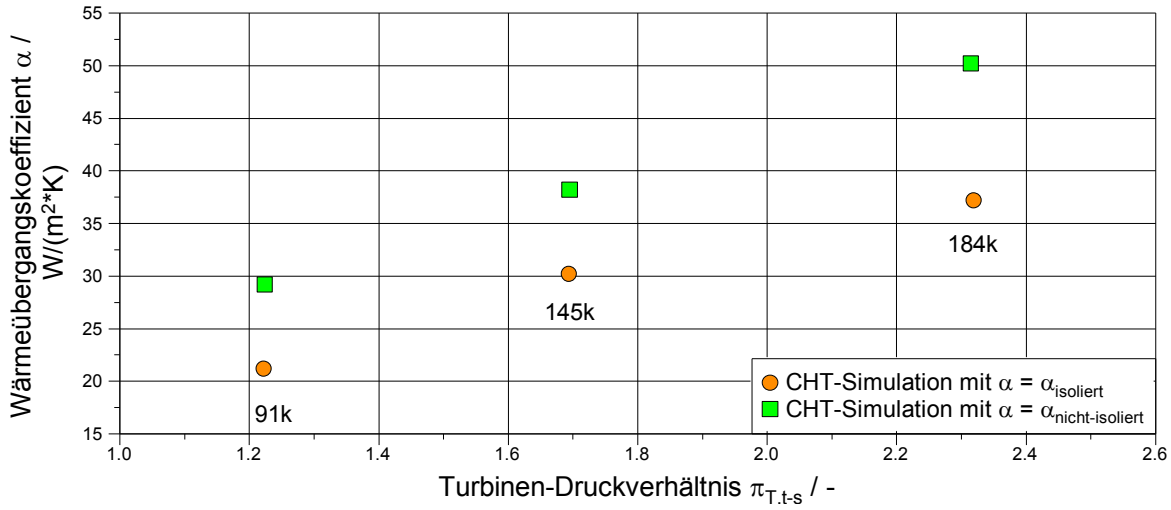

Abbildung 4.31:Wärmeübergangskoeffizient über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist für die Messung und die CHT-Simulation mit dem Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha = \alpha_{isoliert}$ die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Bezüglich des reduzierten Turbinen-Massenstroms kann gesagt werden, dass die Abweichungen zwischen Messung und Simulation minimal sind.

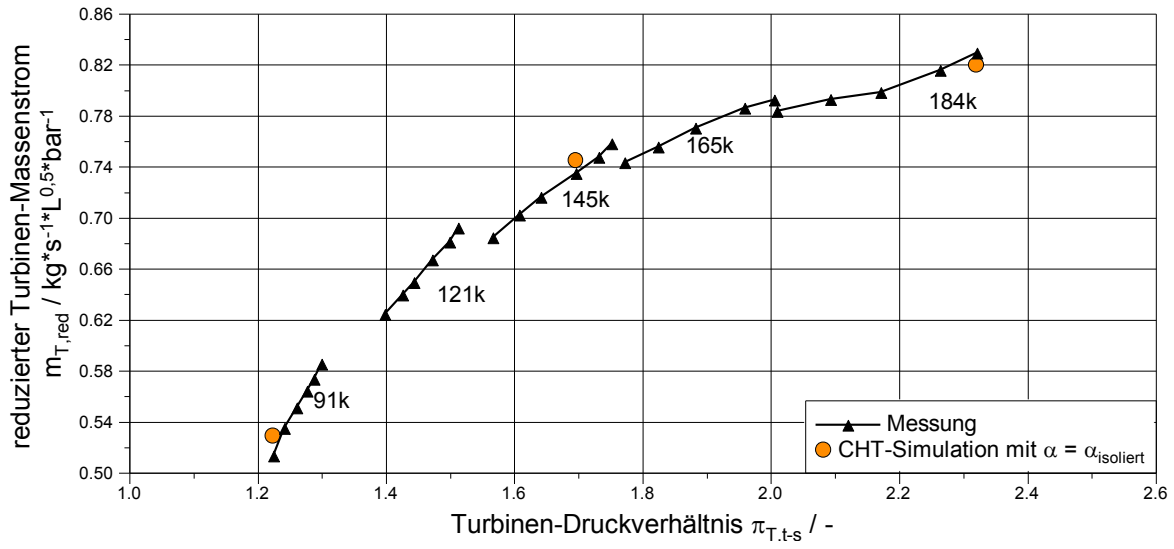

Abbildung 4.32: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis

Eine annähernd gleich gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation ist auch für den isentropen Turbinen-Wirkungsgrad festzustellen, wie aus Abbildung 4.33 zu entnehmen ist.

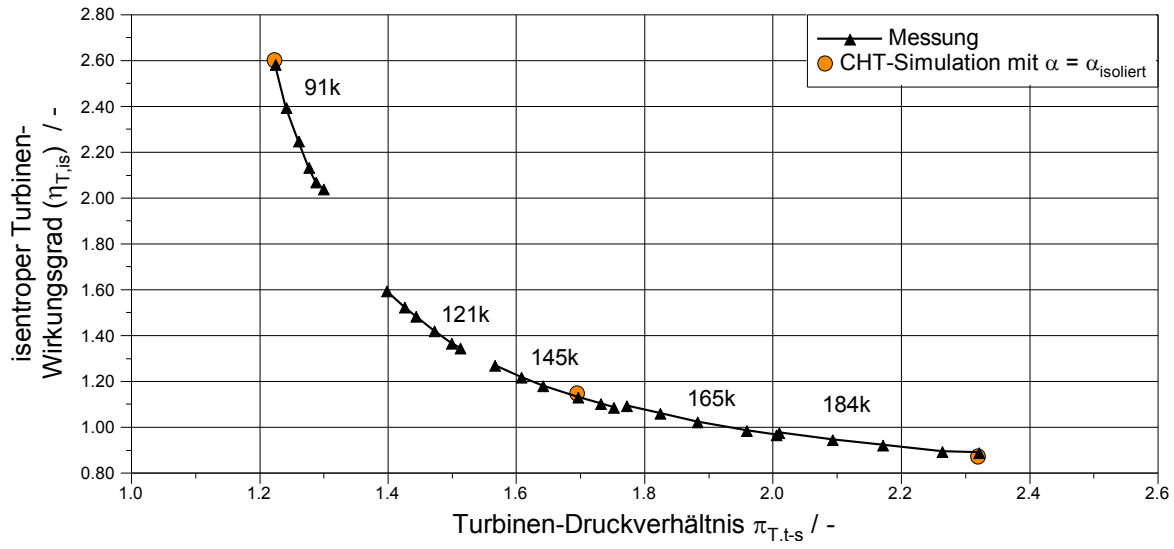

Abbildung 4.33: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis

Die gute Übereinstimmung beim isentropen Turbinen-Wirkungsgrad geht mit einer guten Übereinstimmung der Turbinen-Austrittstemperatur einher.

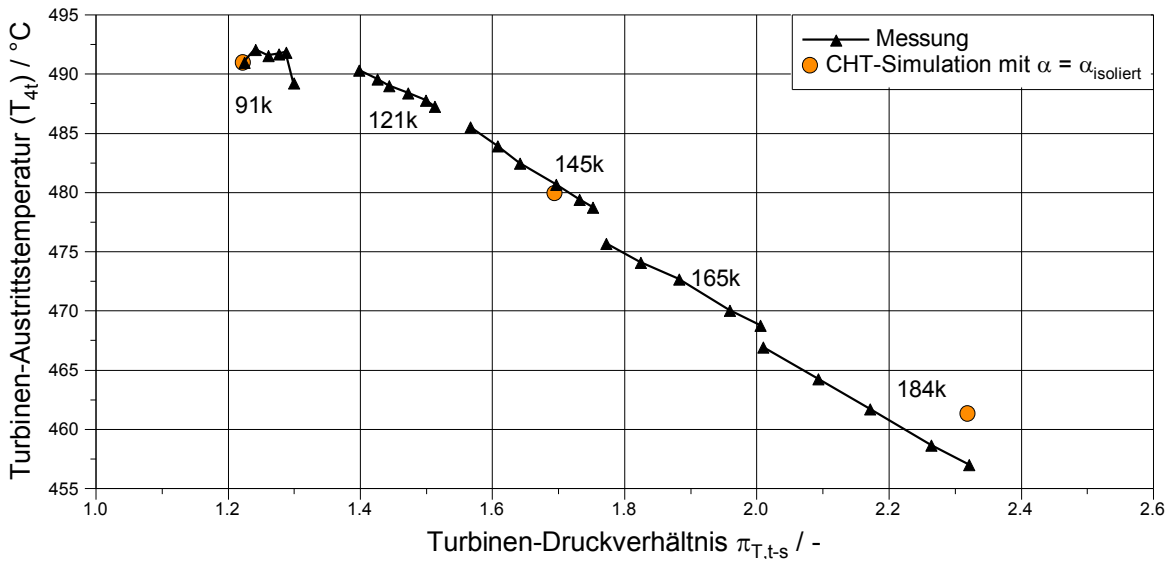

Abbildung 4.34: Turbinen-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis

Insbesondere die gute Übereinstimmung bei der Turbinen-Austrittstemperatur lässt die Schlussfolgerung zu, dass die CHT-Simulation belastbare Werte für die Wärmeströme liefert.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der gesamten Wärmeabgabe über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Fall mit adiabaten Außenwänden (α = 0), mit Isolierung (α = $\alpha_{isoliert}$) und ohne Isolierung (α = $\alpha_{nicht\text{-}isoliert}$) zu sehen.

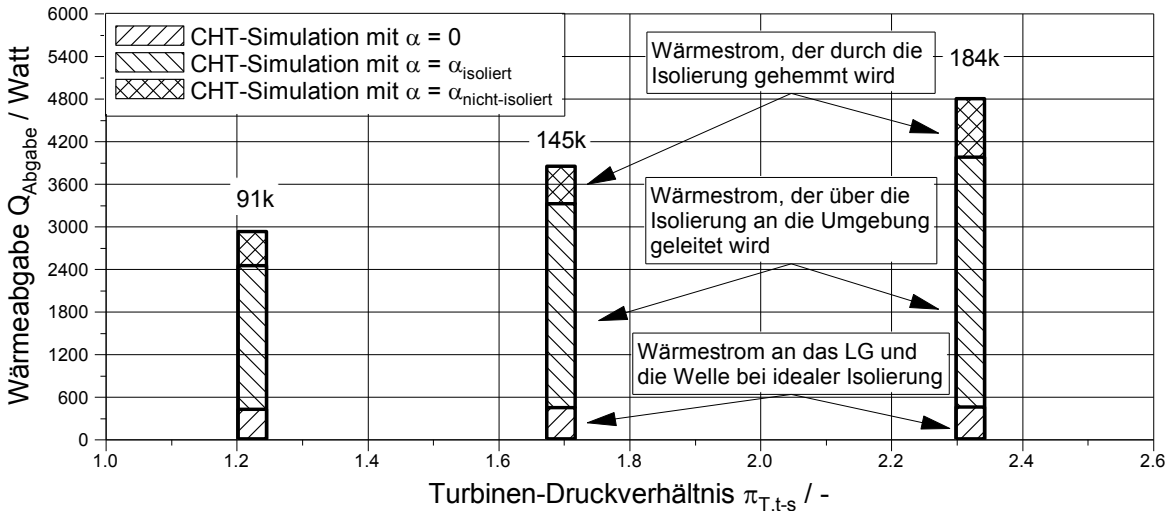

Abbildung 4.35: Gesamte Wärmeabgabe über Turbinen-Druckverhältnis

Für den Fall mit adiabaten Außenwänden ($\alpha = 0$) ist eine annähernd gleichbleibende Wärmeabgabe von etwa 400 Watt für alle 3 Betriebspunkte zu erkennen. Diese Wärmeabgabe umfasst den Wärmestrom an das Lagergehäuse und die ATL-Welle. Dahingegen sind für den Fall mit Isolierung ($\alpha = \alpha_{isoliert}$) sechs bis neunfachfach größere Wärmeabgaben (2400 - 4000 Watt) zu erkennen. Die Differenz zwischen $\alpha = \alpha_{isoliert}$ und $\alpha = 0$ entspricht dem Wärmestrom, der über die Isolierung an die Umgebung abgegeben wird. Dieser beträgt je nach Betriebspunkt 2000 - 3600 Watt. Die gesamte Wärmeabgabe, die ohne Isolierung auftritt, ist nur geringfügig größer als beim isolierten Fall. Diese beträgt je nach Betriebspunkt 2900 - 4800 Watt, d.h. beim nicht-isolierten Fall treten etwa 500 - 800 Watt größere Wärmeströme auf als beim isolierten Fall. Dieser Wärmestrom, d.h. die Differenz $\alpha = \alpha_{nicht\text{-}isoliert}$ und $\alpha = \alpha_{isoliert}$ entspricht der Wärmeabgabe, die durch die Isolierung gehemmt wird. Wird der durch die Isolierung gehemmte Wärmestrom ins Verhältnis zu dem gesamten Wärmestrom an die Umgebung bei dem nicht-isolierten Fall (Differenz zwischen $\alpha = \alpha_{nicht\text{-}isoliert}$ und $\alpha = 0$) gesetzt, so ergibt sich der prozentuale Anteil des Wärmestroms, der durch die Isolierung gehemmt wird. In Zahlenwerten ausgedrückt bedeutet das, dass durch die Isolierung der Wärmestrom an die Umgebung lediglich um 15-20% gehemmt werden kann. Trotz Isolierung ist mit einem signifikanten Wärmestrom an die Umgebung zu rechnen.

5. Numerische Untersuchungen

5.1. Qualitätskriterien

5.1.1. Rechengitter

Die Erzeugung der Rechengitter kann in zwei Teilschritte unterteilt werden. Das rotierende Gebiet (Turbinenrad) wird mit dem Tool TurboGrid mit Hexaeder-Elementen blockstrukturiert vernetzt. Die restlichen Strömungsgebiete (Turbinengehäuse, Radseitenraum etc.) sowie die Festkörper werden mittels Tetraeder-Elementen unstrukturiert vernetzt. Für das gesamte Fluid-Netz wird für alle untersuchten Betriebspunkte gewährleistet, dass $y^+_{max} < 1$ ist. Hierzu wird die Netzauflösung zur Wand hin entsprechend gewählt, des Weiteren wird eine Mindest-Anzahl von 10 Prismen-Schichten festgelegt. Weiterhin sind für das gesamte Fluid-Netz folgende Qualitätskriterien zu erfüllen:

- min. / max. Netzwinkel: 20° / 160°
- maximales Zellvolumen-Expansionsverhältnis: 20
- maximales Element-Kantenlängenverhältnis: 100.000

Die großen Werte von 100.000 für das Element-Kantenlängenverhältnis sind zulässig, sofern die Solver-Option „double-precision“ ausgewählt wird. Auf eine Gitterunabhängigkeitsstudie wird verzichtet, da mit der Bedingung $y^+_{max} < 1$ bereits ein sehr fein aufgelöstes Rechengitter generiert wird. Das mit diesen Randbedingungen erzeugte Netz wird sowohl für die CFD- als auch für die CHT-Simulationen verwendet. In der nachfolgenden Tabelle sind die Element-Anzahlen für die einzelnen Rechen-Gebiete dargestellt.

Tabelle 5-1: Element-Anzahl der einzelnen Regionen

Region		Element-Anzahl
Fluid (gültig für alle CFD- und CHT-Berechnungen)	Turbinengehäuse inkl. Vorlaufstrecke und Radseitenraum	6.391.767
	Turbinenrad	1.965.904
	Nachlaufstrecke inkl. Mischer-Geometrie zwecks T4-Messung	5.940994
	Σ	**14.298.665**
Solid (zusätzlich für CHT)	Messrohr vor Turbine	200.866
	Turbinengehäuse	1.774.571
	Laufzeug	1.771.878
	Hitzeschild	103.926
	Messrohr nach Turbine inkl. Mischer-Geometrie zwecks T4-Messung	598.113
	Σ	**4.449.354**
Gesamtsumme Fluid- & Solid-Netz		**18.748.019**

5.1.2. Konvergenz

Ein weiteres Qualitäts-Kriterium der numerischen Untersuchungen stellt das Konvergenzverhalten dar. Nur wenn die Kriterien einer konvergierten Rechnung für jeden Rechenpunkt erfüllt sind, kann Gewährleistet werden, dass der in Abschnitt 3.2.5. beschriebene Lösungsfehler ausgeschlossen werden kann. Die Qualitätskriterien bezüglich der Konvergenz sind folgende:

- max. Residuen < 10^{-2}
- Imbalanzen der Erhaltungsgleichungen < 0,1%
- Stationäres Verhalten der nachfolgenden integralen Größen über dem Iterationsverlauf → Änderung von max. 1% über 50 Iterationen
    - Turbinenmassenstrom $\dot{m}_T$
    - Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t}
    - Turbinenrad-Drehmoment M_T
    - Zusätzlich für die CHT-Simulationen Min.-, Mittel- und Max.-Werte der Turbinengehäuse-Oberflächentemperatur

5.2. Validierung der Aerodynamik

5.2.1. CFD-Modellaufbau

Das CFD-Modell der Turbinenstufe muss gemäß der Beschreibung in Abschnitt 3.2.2 in ein feststehendes und ein rotierendes Gebiet eingeteilt werden, wobei in dem feststehenden Gebiet die Erhaltungsgleichungen für Inertialsysteme Verwendung finden, dahingegen die rotierenden Gebiete mit den für Relativsysteme erweiterten Erhaltungsgleichungen gelöst werden. Nachfolgend ist die prinzipielle Darstellung der Einteilung des Rechengebiets in feststehende und rotierende Gebiete zu sehen.

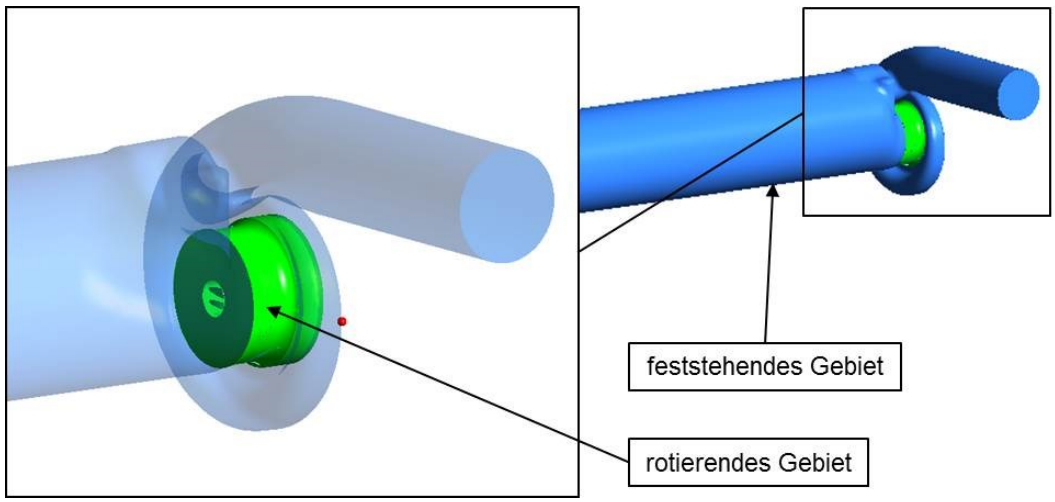

Abbildung 5.1: Einteilung des Rechengebiets in feststehende und rotierende Gebiete

Die Kopplung der feststehenden und der rotierenden Gebiete wird gemäß Abschnitt 3.2.2 durch die Verwendung von Frozen-Rotor Interfaces vorgenommen. Daneben müssen die Gehäuse-Konturwand und die Hitzeschild-Wand, welche Bestandteil des rotierenden Strömungsgebietes sind, mit der Randbedingung „Counter-Rotating Wall“ versehen werden, damit diese keine Rotation erfahren und die im Realbetrieb entstehenden Scherreibungen auch in der CFD-Simulation abgebildet werden. Die Berücksichtigung dieser Aspekte im Modellaufbau ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt.

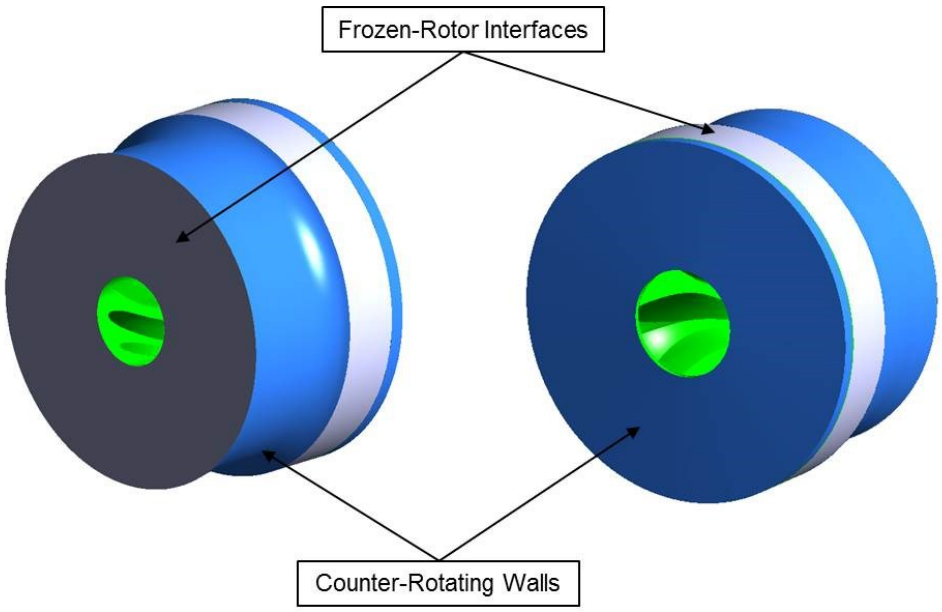

Abbildung 5.2: Frozen-Rotor Interfaces und Counter-Rotating Walls

In Abbildung 5.3 ist am Beispiel einer anderen Turbine die gesamte Rechendomäne des CFD-Modells dargestellt. Hierbei beinhaltet das CFD-Modell auch die Mischer-Geometrie, welche im BK-Versuch zwecks Messung der Fluid-Temperatur nach Turbine adaptiert wurde. Es ist wichtig auch die Mischer-Geometrie in der CFD zu modellieren, um eine exakte Vergleichbarkeit zum Prüfaufbau zu gewährleisten.

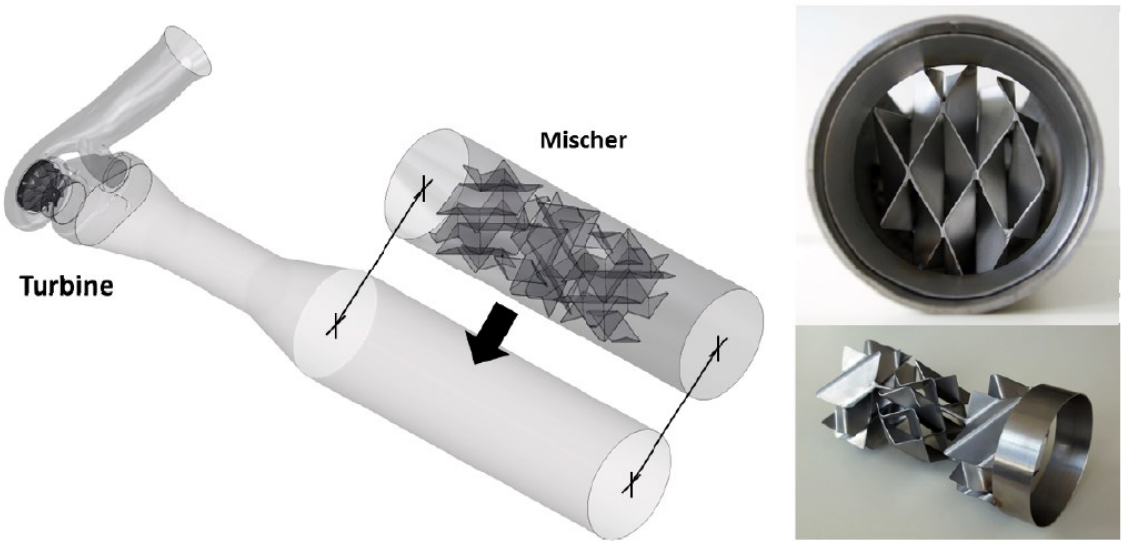

Abbildung 5.3: Rechen-Domäne des CFD-Modells mit Mischer-Geometrie [74]

Einen weiteren wesentlichen Aspekt des Modellaufbaus stellen die Auswahl geeigneter Randbedingungen und Einstellungen dar, welche in der nachfolgenden Tabelle vorzufinden sind.

Tabelle 5-2: Randbedingungen und Einstellungen des CFD-Modells

Randbedingungen	
Eintritt	Totaldruck und -temperatur
Austritt	statischer Druck
Rotierender Bereich	ATL-Drehzahl
Einstellungen	
Strömungsmedium	Luft (ideales Gas) für adiabate Simulationen BK-Heißgas für diabate Simulationen
Turbulenzmodell	Shear-Stress-Transport (SST)
Differenzenverfahren	High Resolution
Wärmeübergang	Total Energy

Die Vorgabe der Randbedingungen erfolgt entsprechend der aus den Brennkammerversuchen ermittelten Mess-Werte.

5.2.2. Ergebnisdiskussion

In Abbildung 5.4 ist ein Vergleich von Messung und Simulation für den reduzierten Turbinen-Massenstrom dargestellt. Die Abweichungen sind mit max. 2% klein.

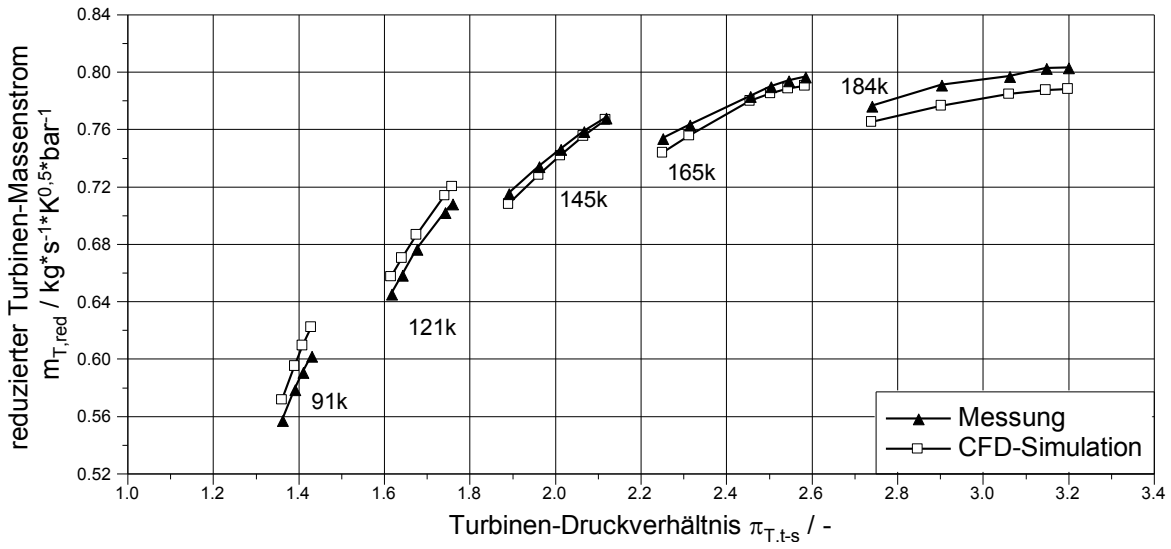

Abbildung 5.4: Messung vs. Simulation für red. Turbinen-Massenstrom mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

In der nachfolgenden Abbildung ist eine Gegenüberstellung von Messung und Simulation für den isentropen Turbinen-Wirkungsgrad dargestellt.

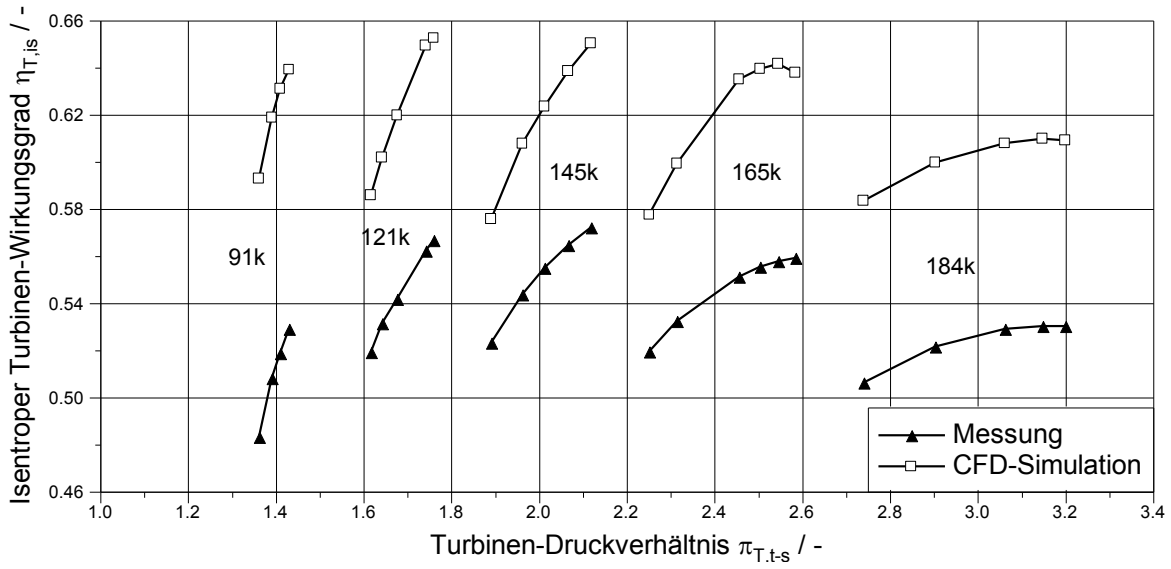

Abbildung 5.5: Messung vs. Simulation für isentropen Wirkungsgrad mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Bei den Wirkungsgrad-Werten sind mit 6-11%-Punkten größere Abweichungen zu verzeichnen. Die Diskrepanzen zwischen Messung und Simulation nehmen mit steigendem Druckverhältnis ab. In Abschnitt 4.2.2 wurde aufgezeigt, dass bei den Versuchsergebnissen von einem quasi-adiabaten Zustand ausgegangen werden kann (vgl. Abbildung 4.20). Somit kann gesagt werden, dass die in Abbildung 5.5 zu verzeichnenden Diskrepanzen auf die Abbildungsgüte aerodynamischer Effekte bzw. Verluste zurückzuführen sind.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Gegenüberstellung von Messung und Simulation für die Turbinen-Austrittstemperatur dargestellt. Auch bei dieser Größe sind signifikante Abweichungen von 3-6°C zu verzeichnen. Auffallend hierbei ist, dass die Abweichungen mit steigendem Druckverhältnis zunehmen. Diese Charakteristik ist gegenläufig zu der in Abbildung 5.5, in welcher eine abnehmende Diskrepanz mit steigendem Druckverhältnis zu verzeichnen ist.

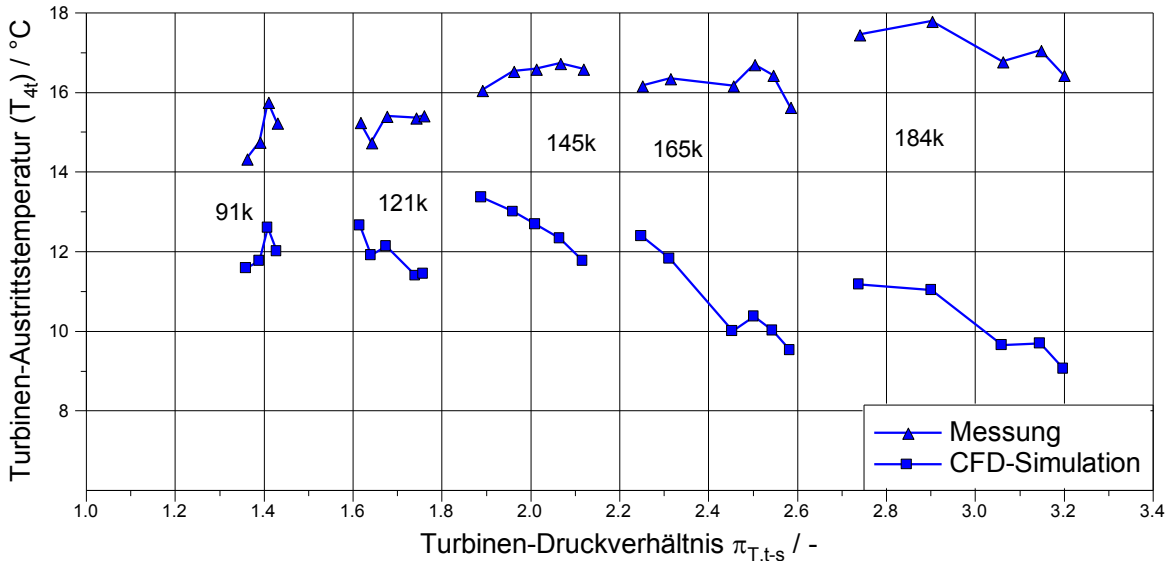

Abbildung 5.6: Messung vs. Simulation für Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Der Grund, warum die mit steigendem Druckverhältnis zunehmende Diskrepanz in der Turbinen-Austrittstemperatur sich nicht im Turbinen-Wirkungsgrad wiederspiegelt, kann unter Zuhilfenahme der Turbinen-Eintrittstemperatur (Abb. 4.14) aufgezeigt werden. In Abb. 4.14 ist ganz deutlich zu erkennen, dass die

Temperatur-Differenz zwischen Turbinen-Eintritt und -Austritt mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis zunimmt, da T_{3t} größer wird. Die zunehmende Temperatur-Differenz zwischen den Messstellen 3 und 4 hat zur Folge, dass die steigende Diskrepanz, die in Abbildung 5.6 zu sehen ist, nicht so stark ins Gewicht fällt. Aus diesem Grund spiegelt sich die mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis zunehmende Diskrepanz in der Turbinen-Austrittstemperatur nicht in dem Turbinen-Wirkungsgrad wieder.

Um die Gründe für die Abweichungen im isentropen Turbinen-Wirkungsgrad und der Turbinen-Austrittstemperatur identifizieren zu können, ist eine systematische Betrachtung möglicher Fehlerquellen gemäß Abbildung 3.6 notwendig. Diskretisierungs- und Lösungsfehler können ausgeschlossen werden, da die Qualitätskriterien der Netzgenerierung und die Voraussetzungen für eine konvergierte Lösung stets eingehalten wurden. Damit sind die Gründe für die Diskrepanzen im Bereich der Modellierungsfehler zu suchen. Eine Annahme, die im Rahmen der Modellierung getroffen wird ist, dass die Wände als ideal glatt, d.h. ohne Wandrauigkeit, betrachtet werden. Der Einfluss der Wandrauigkeit auf die Performance-Charakteristik von Axial-Turbomaschinen wurde von verschiedenen Autoren untersucht:

- In [95] wurde mittels numerischen Untersuchungen an einem Axialverdichter gezeigt, dass eine zunehmende Wandrauigkeit zu einer Abnahme im Druckverhältnis, im Massenstrom und im Wirkungsgrad führt.
- In [96] wurde mittels numerischen Untersuchungen an einem Axialverdichter gezeigt, dass bereits geringe Wandrauigkeiten zu einer merklichen Abnahme des Wirkungsgrades führen. Zusätzliche Untersuchungen an einer Axialturbine haben gezeigt, dass auch hier eine Zunahme der Wandrauigkeit zu einer Abnahme des Wirkungsgrades führt.

Die Bedeutung der Wandrauigkeit in Turbinengehäusen von Abgasturboladern wird in der Patentschrift [97] von Bogner et al. hervorgehoben. Hierin wird beschrieben, dass insbesondere bei Turbinen mit kleinem Reaktionsgrad die Wandrauigkeit maßgeblich das Wirkungsgrad-Verhalten beeinflusst. Turbinen mit

kleinem Reaktionsgrad zeichnen sich dadurch aus, dass ein geringer statischer Druckabbau im Turbinenrad erfolgt und ein hoher statischer Druckabbau im Turbinengehäuse stattfindet. Der hohe statische Druckabbau im Turbinengehäuse geht mit einem hohen dynamischen Druckaufbau einher, d.h. die Abgas-Strömung wird im Gehäuse stark beschleunigt. Mit steigender Strömungsgeschwindigkeit im Turbinengehäuse nimmt die Bedeutung der Wandrauigkeit zu. Dieser Effekt ist für Turbinen mit kleinem Reaktionsgrad von Relevanz, d.h. für Turbinen mit hohem Aufstau-Vermögen, wie sie beispielsweise in Low-End-Toque (LET) optimierten Ottomotoren Anwendung finden. Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Turbinenstufe entspricht genau diesem Anwendungsfall, weshalb die Rauigkeit an den TG-Innenflächen berücksichtigt werden muss. Zwar sind aus [97] R_Z-Werte für die Strömungsführenden-Gussflächen von Turbinengehäusen bekannt, doch können diese nicht in der CFD-Simulation implementiert werden. Stattdessen muss die Wandrauigkeit in Form einer äquivalenten Sandrauigkeit k_S berücksichtigt werden. Für Guss-Oberflächen beträgt diese nach Angaben aus der Literatur [98] $0{,}2 < k_S < 0{,}6$. Mittels einer Variation wurde die beste Übereinstimmung für $k_S = 0{,}25$mm ermittelt. Die Simulationsergebnisse mit $k_S = 0{,}25$mm sind in Abbildung 5.7 dargestellt.

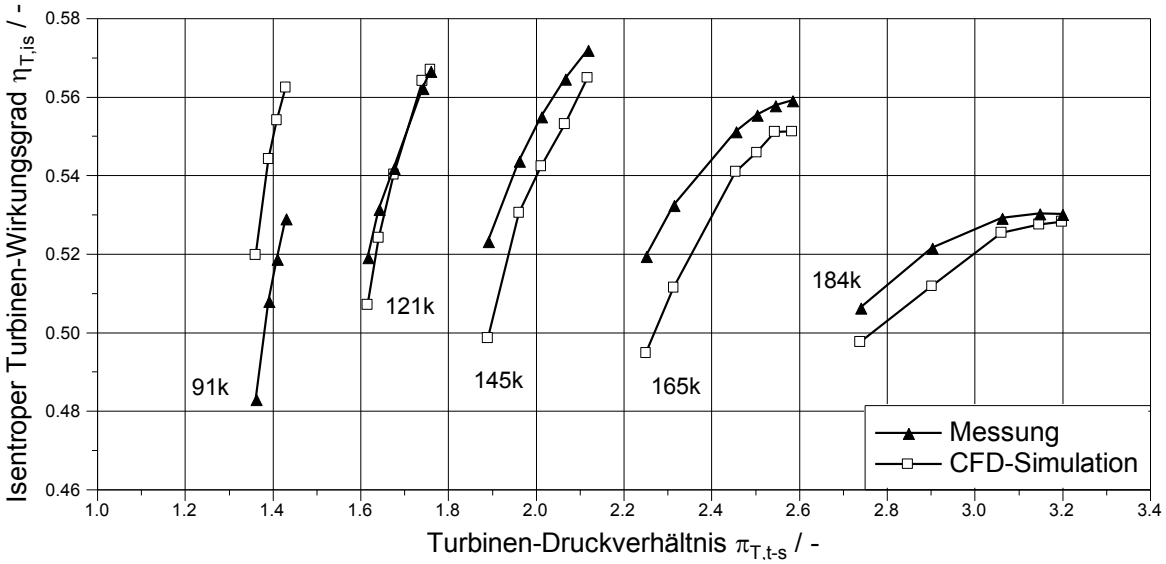

Abbildung 5.7: Messung vs. Simulation mit $k_S = 0{,}25$mm an TG-Innenflächen für isentropen Turbinen-Wirkungsgrad $\eta_{T,is}$ mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Aus Abbildung 5.7 ist zu entnehmen, dass infolge der Berücksichtigung der Wandrauigkeit in der CFD-Simulation eine deutlich bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen zu verzeichnen ist. In weiten Kennfeld-Bereichen betragen die Abweichungen im isentropen Turbinen-Wirkungsgrad max. 2%-Punkte. Lediglich bei der kleinsten ATL-Drehzahl von 91k min^{-1} sind größere Abweichungen von etwas über 3%-Punkten zu verzeichnen. Durch hinzuziehen der Ergebnisse der Turbinen-Austrittstemperatur wird jedoch deutlich, dass bei der kleinsten ATL-Drehzahl die Abweichungen in der Austrittstemperatur lediglich max. 1K betragen. Somit kann gesagt werden, dass nach Einführen der Wandrauigkeit in den CFD-Simulationen auch beim isentropen Turbinen-Wirkungsgrad und der Turbinen-Austrittstemperatur eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen zu verzeichnen ist.

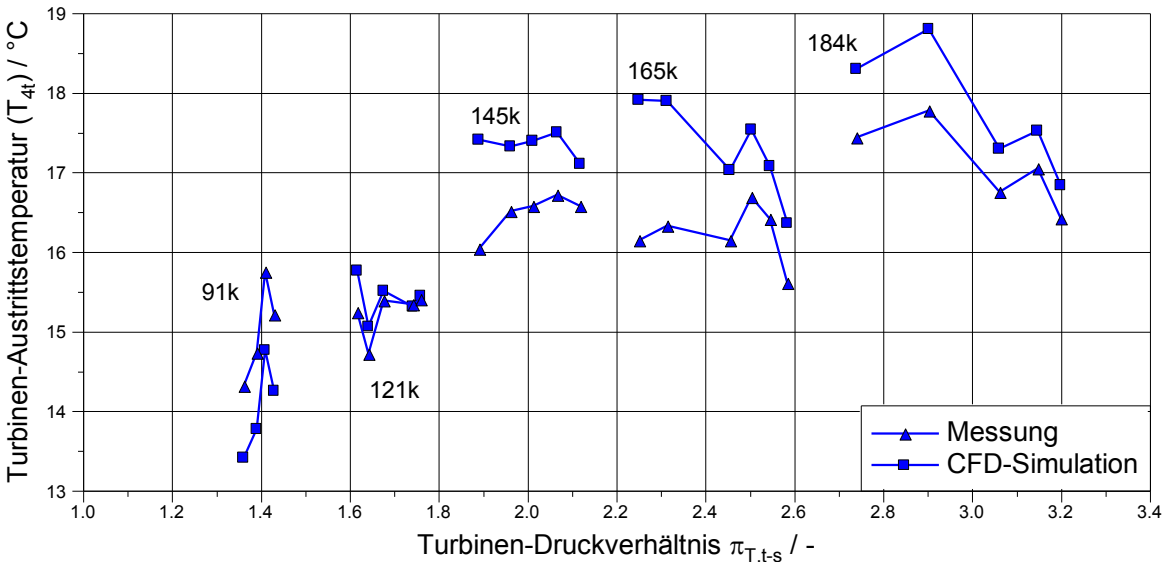

Abbildung 5.8: Messung vs. Simulation mit k_S = 0,25mm an TG-Innenflächen für Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} mit Randbedingung $T_{3t} = T_{Öl}$ & $T_{4t} = T_0$

Die im Rahmen des quasi-adiabaten Abgleichs ermittelte äquivalente Sandrauigkeit von k_S = 0,25mm wird in allen nachfolgenden CFD- und CHT-Simulationen berücksichtigt.

5.3. CHT-Simulation mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten

5.3.1. Modellaufbau

Ausgangsbasis des CHT-Modellaufbaus ist das in Abschnitt 5.2.1 vorgestellte CFD-Modell. Die Fluid-Domänen werden um die Festkörper-Geometrien (Messrohre, Turbinen-Gehäuse, Turbinen-Rad etc.) ergänzt und an den entsprechenden Stellen mit Interfaces gekoppelt, womit der CHT-Modellaufbau abgeschlossen ist. In der nachfolgenden Abbildung ist das CHT-Modell dargestellt.

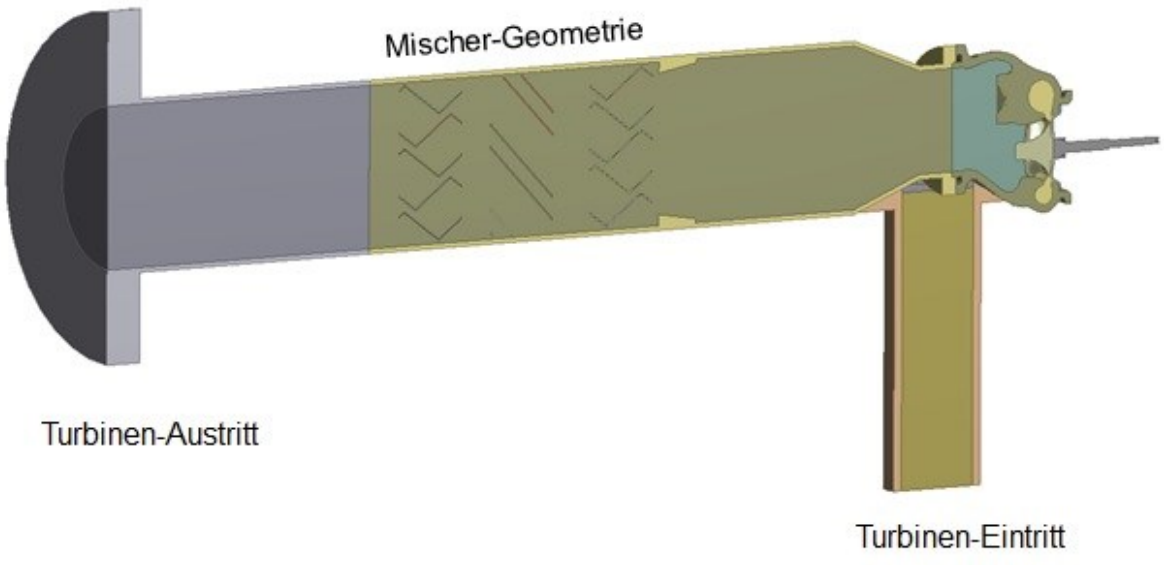

Abbildung 5.9: Gesamte Rechen-Domäne des CHT-Modells

5.3.2. Modell-Kalibrierung

Die Kalibrierung des CHT-Modells setzt sich aus einer Sensitivitätsanalyse zur Wellenwärme und der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten an den Außenflächen des Turbinengehäuses zusammen. Die Ermittlung des Einflusses der Wärmeabfuhr über die Turbolader-Welle ist deshalb notwendig, da eine entsprechende Temperatur im Versuch nur mittels eines Telemetrie-Systems ermittelt werden kann, welches im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgrund des

deutlichen Mehraufwands nicht verwendet wurde. Stattdessen werden aus [65] bekannte Werte für die Temperatur im Übergangsbereich zwischen Turbinenrad-Rücken und ATL-Welle als Referenz-Wert herangezogen, die für eine Turbinen-Eintrittstemperatur von 600°C gelten:

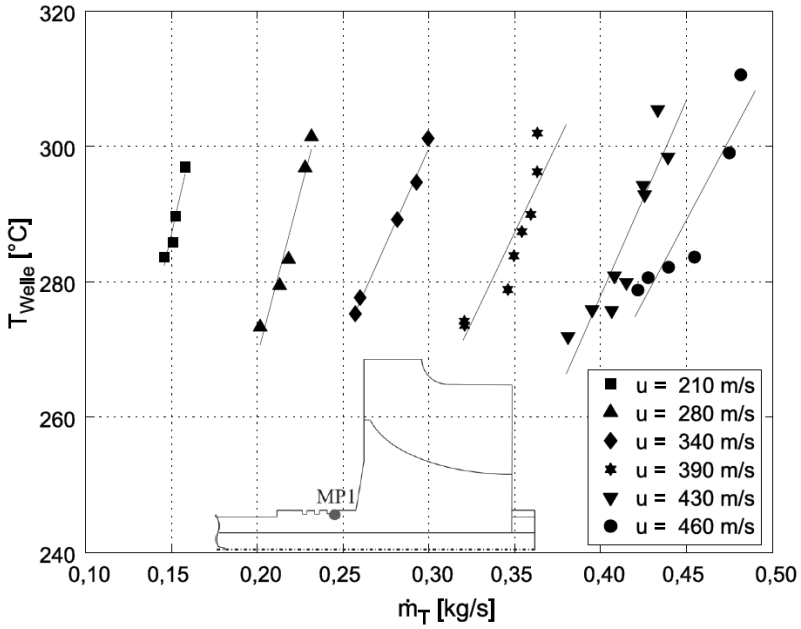

Abbildung 5.10: Wellen-Temperatur in Abhängigkeit des Turbinen-Massenstroms [65]

In [65] wurde gezeigt, dass der Wärmestrom aus der Turbine in Richtung Welle nahezu unabhängig vom Turbinen-Massenstrom ist. Für die Ermittlung des korrekten Wellen-Wärmestroms bedeutet dies, dass es genügt, die Modell-Kalibrierung an einem Kennfeldpunkt durchzuführen. Dieser ermittelte Wellen-Wärmestrom kann dann für die restlichen Kennfeldpunkte einfach übernommen werden. Die iterative Ermittlung des Wellenwärmestroms wird im vorliegenden Fall für den Betriebspunkt $\pi_{T,t\text{-}s}$ = 1,29 und n_{ATL} = 91.000 min^{-1} durchgeführt. Die Ergebnisse zu dieser Variation sind in der nachfolgenden Abbildung als Auftragung der Wellen-Temperatur über dem Wellen-Wärmestrom dargestellt.

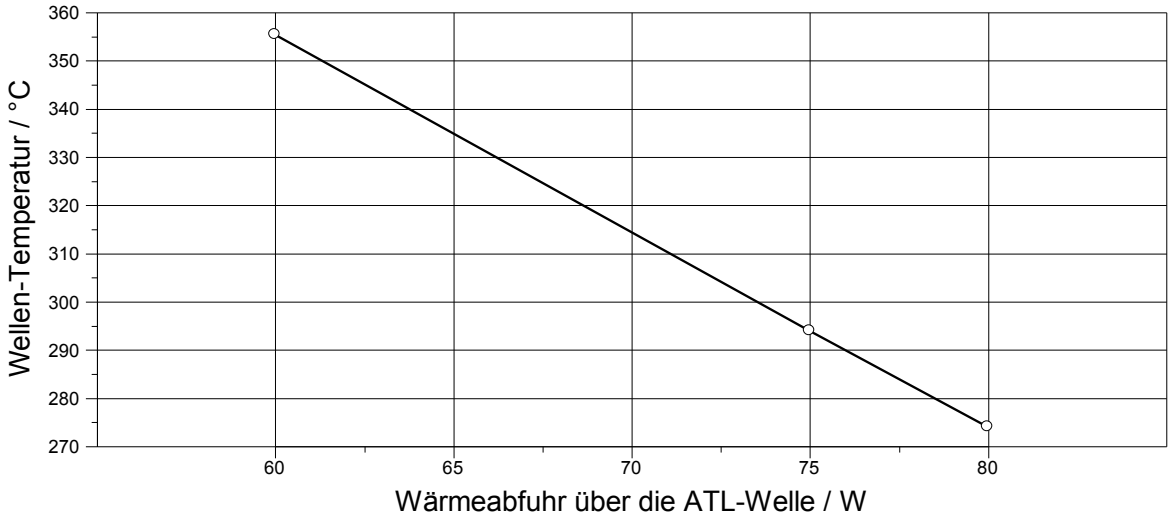

Abbildung 5.11: Wellen-Temperatur über Wellen-Wärme für $\pi_{T,t\text{-}s}$ = 1,29 und n_{ATL} = 91.000 min^{-1}

Der untersuchte Betriebspunkt ist vergleichbar zu dem Betriebspunkt bei maximalem Turbinenmassenstrom bei u = 210 m/s in Abbildung 5.10. D.h., dass die Wärmeabfuhr so gewählt werden muss, dass eine Wellen-Temperatur von 290-300°C erreicht wird. Für den vorliegenden Fall kann mit einer Wärmeabfuhr von 75W eine Wellentemperatur von ca. 294°C eingestellt werden. Gemäß diesen Ergebnissen wird für alle nachfolgenden Berechnungen bzw. Simulationen der Wellen-Wärmestrom auf einen Wert von 75W festgelegt.

Ausgangspunkt der Kalibrierung des Wärmeübergangskoeffizienten an den Außenflächen des Turbinengehäuses ist der in [65] hervorgehobene Zusammenhang, dass eine lineare Abhängigkeit zwischen der Gehäusetemperatur und dem Wärmeübergangskoeffizienten existiert. So werden für einen Betriebspunkt zwei Simulationen mit unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten (z.B. α = 40 W/m²·K & α = 60 W/m²·K) durchgeführt, sodass für die 5 Temperatur-Messstellen je eine Geradengleichung (Messstellen-Temperatur über Wärmeübergangskoeffizient) ermittelt werden kann. Mit diesen Geradengleichungen können durch Vorgabe eines beliebigen Wärmeübergangskoeffizienten die Messstellen-Temperaturen ermittelt werden. Mit diesen rechnerisch ermittelten Messstellen-Temperaturen wird dann die Summen-Abweichung (ΔT_{Ges}) zwischen Messung und Simulation ermittelt:

$$\Delta T_{Ges} = \frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5}|\Delta T_i| \tag{5.1}$$

Der in den Geradengleichungen vorgegebene Wärmeübergangskoeffizient wird iterativ angepasst, sodass die Summen-Abweichung minimiert wird. In Abbildung 5.12 ist die Auftragung der Messstellen-Temperaturen und der Summen-Abweichung über dem Wärmeübergangskoeffizienten für den Betriebspunkt $\pi_{T,t\text{-}s}$ = 2,32 und n_{ATL} = 184.000 min^{-1} beispielhaft dargestellt.

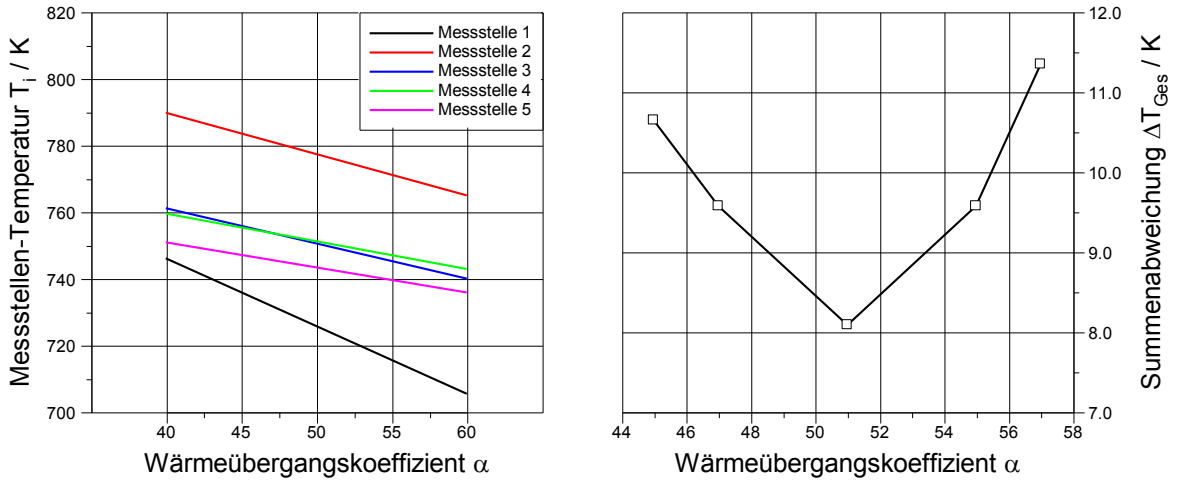

Abbildung 5.12: Messstellen-Temperatur und Summenabweichung über Wärmeübergangskoeffizient für $\pi_{T,t\text{-}s}$ = 2,32 und n_{ATL} = 184k min^{-1}

Der Wärmeübergangskoeffizient, der die minimale Summen-Abweichung liefert, entspricht dem finalen α-Wert, mit dem die abschließende CHT-Simulation durchgeführt wird. Somit kann gesagt werden, dass für jeden zu untersuchenden Betriebspunkt drei CHT-Simulationen notwendig sind.

An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass sowohl während des Kalibrierungsprozesses als auch während den finalen CHT-Simulationen an den Messrohren (vor & nach Turbine) immer derselbe Wärmeübergangskoeffizient wie am Turbinengehäuse verwendet wurde. Weiterhin ist zu erwähnen ist, dass in den CHT-Simulationen die Referenztemperatur stets auf 20°C festgelegt wurde. Die finalen Wärmeübergangskoeffizienten, welche mittels der geschilderten Vorgehenswese ermittelt wurden, sind in der nachfolgenden Abbildung zu sehen.

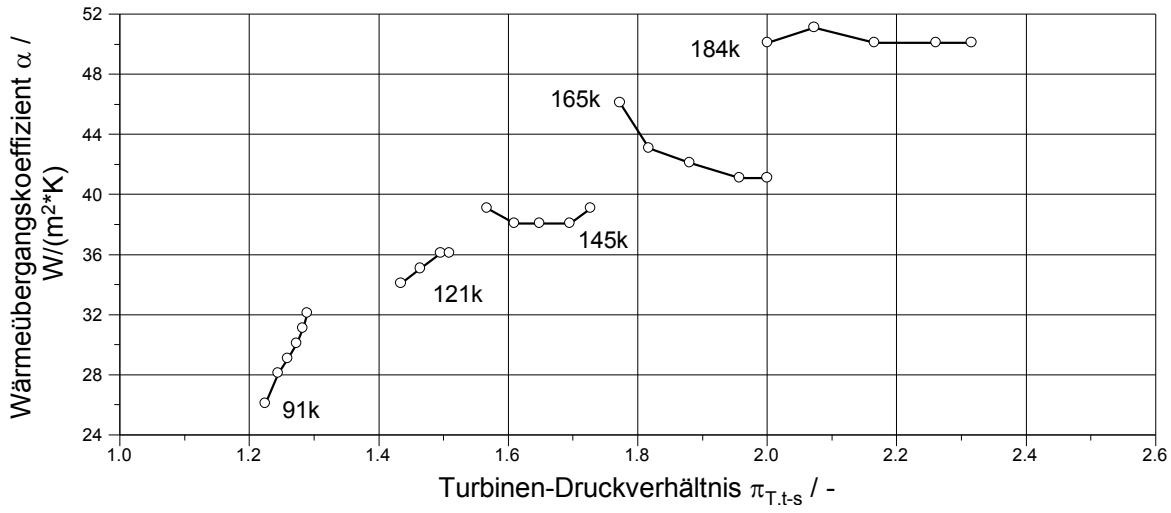

Abbildung 5.13: Finale Wärmeübergangskoeffizienten über Turbinen-Druckverhältnis

5.3.3. Kennfeldabgleich: Messung vs. Simulation

In Abbildung 5.14 ist die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Messung und die CHT-Simulation gegenübergestellt. Wie auch schon bei der Validierung der Aerodynamik (siehe Abschnitt 5.2.2) sind auch an dieser Stelle nur geringfügige, übliche Abweichungen zwischen Messung und Simulation zu erkennen.

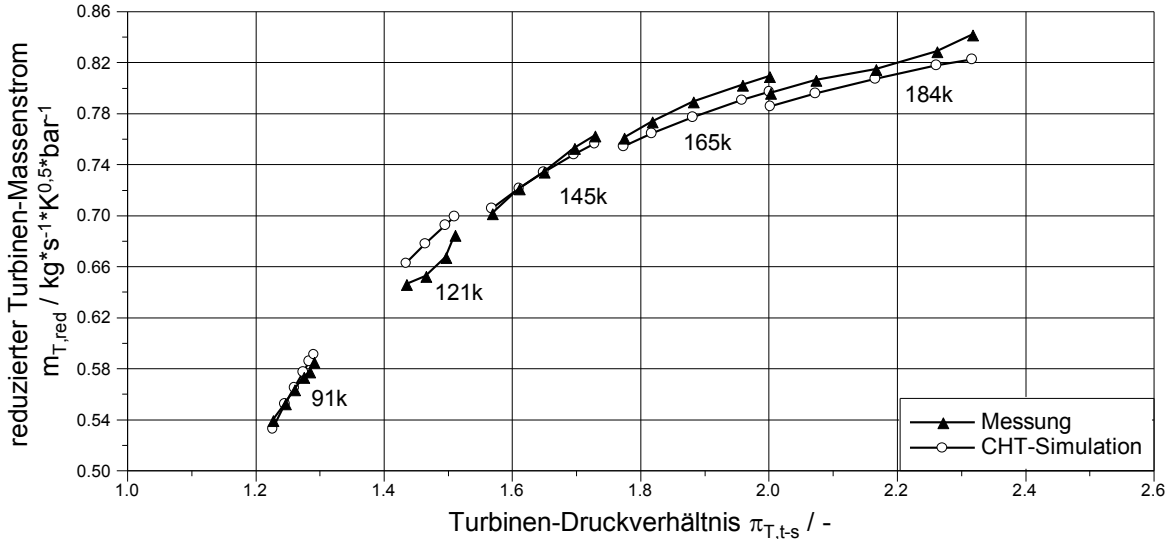

Abbildung 5.14: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis

In Abbildung 5.15 ist die Auftragung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades (gem. Gl. 2.17) über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Messung und die CHT-Simulation dargestellt. Wie auch schon in Abschnitt 4.3.2 erläutert, führen die großen Wärmeströme, die auf der Turbinen-Seite auftreten, zu nicht-plausiblen Werten ($\eta_{T,is} > 1$) des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades. Weiterhin können in Abbildung 5.15 bei kleinen Druckverhältnissen größere Abweichungen zwischen Messung und CHT-Simulation verzeichnet werden.

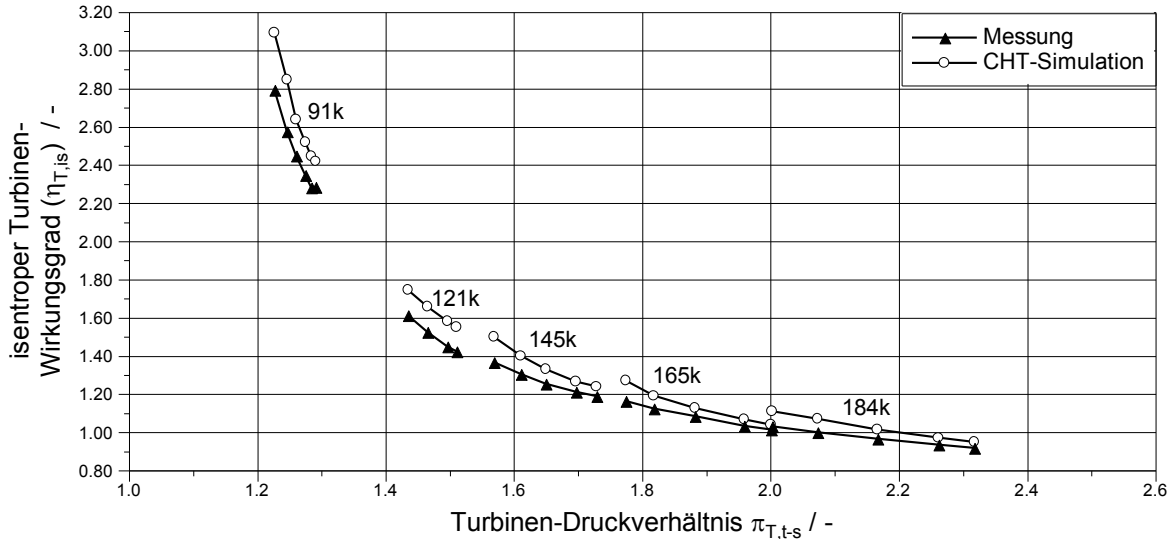

Abbildung 5.15: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis

Um diese Abweichungen besser quantifizieren zu können, wird die Wirkungsgrad-Differenz zwischen Messung und Simulation über dem Turbinen-Druckverhältnis aufgetragen, siehe Abb. 5.16. Mit dieser Abbildung wird ersichtlich, dass bei niedrigen Druckverhältnissen die Abweichungen zwischen Messung Simulation bis zu 30%-Punkte betägt. Hierbei wird der Wirkungsgrad in der CHT-Simulation gegenüber der Messung überschätzt, was bedeutet, dass die Turbinen-Austrittstemperatur T_{4t} unterschätzt wird. Die Abweichung zwischen Messung und Simulation nimmt mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis ab. Bei Turbinen-Druckverhältnissen größer als 1,8 beträgt die Abweichung zwischen Messung und Simulation maximal 8%-Punkte. Als Ursache für die Abweichungen können aerodynamische Effekte ausgeschlossen werden, da die Wandrauigkeit gemäß Abschnitt 5.2.2 berücksichtigt wurde. Die Überschätzung des isentropen Turbinen-

Wirkungsgrades kann nur mit einer Überschätzung der Wärmeströme erklärt werden.

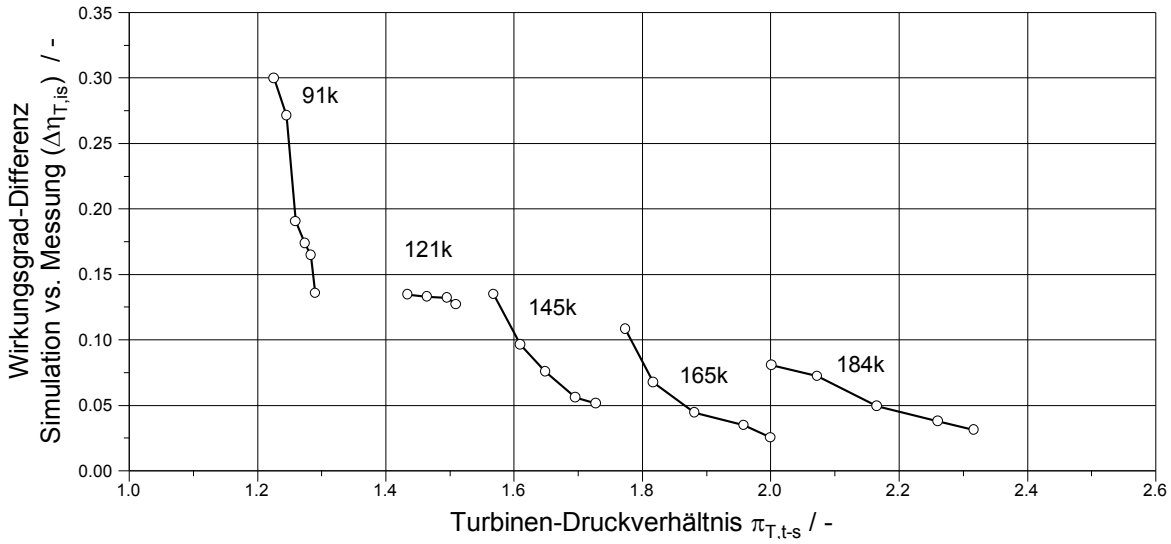

Abbildung 5.16: Wirkungsgrad-Differenz Messung vs. Simulation über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Turbinen-Austrittstemperatur über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Messung und die CHT-Simulation dargestellt.

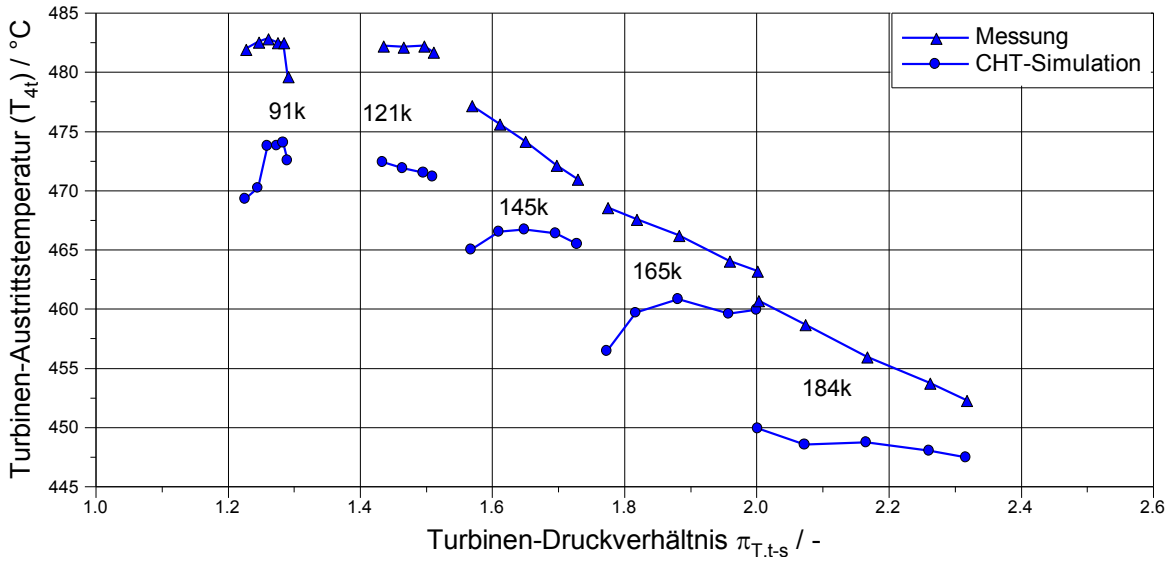

Abbildung 5.17: Turbinen-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis

Es ist zu erkennen, dass die Turbinen-Austrittstemperatur durch die CHT-Simulation durchgängig unterschätzt wird, was mit der Überschätzung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades einhergeht. Die Abweichung zwischen Messung und Simulation ist wie auch bei dem isentropen Turbinen-Wirkungsgrad bei kleinen Turbinen-Druckverhältnissen am größten und nimmt mit steigenden Werten für das Turbinen-Druckverhältnis ab.

5.3.4. Globale und komponentenweise Wärmestromanalyse

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Turbinen-Leistung (gemäß Gl. 2.17: $P_T = c_{p,Abgas} \cdot \dot{m}_T \cdot (T_3 - T_4)$) und der gesamten Wärmeabgabe über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Beide Größen basieren auf einer Bilanzierung zwischen den Messstellen 3 & 4.

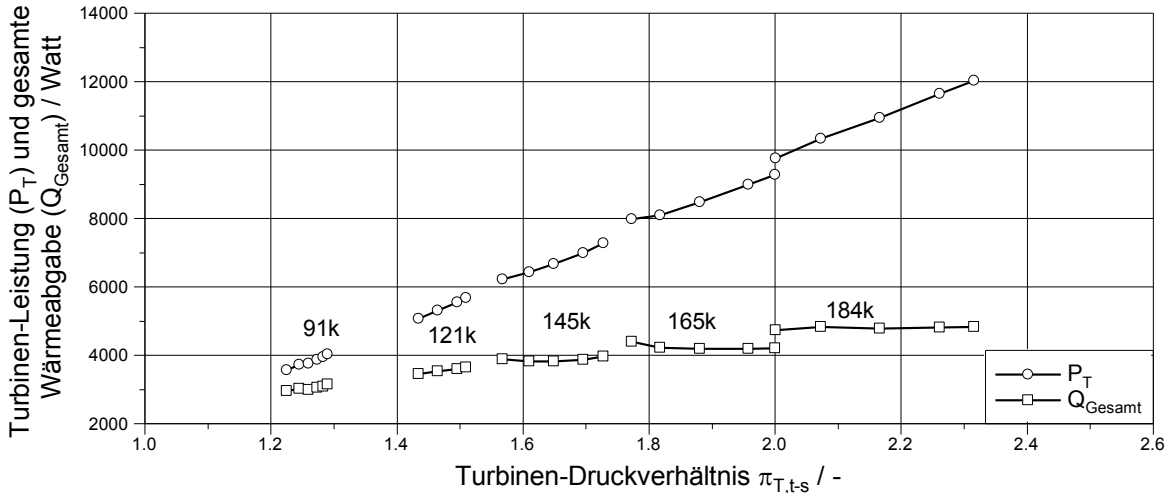

Abbildung 5.18: Turbinen-Leistung und gesamte Wärmeabgabe über Turbinen-Druckverhältnis

Diese Bilanzierungsweise hat für die beiden ausgewerteten Größen die Folge, dass diese die Wärmeverluste an den Messrohren vor und nach Turbine beinhalten. Aus Abbildung 5.18 ist zunächst zu entnehmen, dass die Turbinen-Leistung linear mit dem Turbinen-Druckverhältnis ansteigt, was der typischen Betriebscharakteristik einer Radialturbinenstufe entspricht. Bezogen auf die niedrigste Turbinen-Leistung ganz links im Turbinen-Kennfeld steigt diese auf

etwa den dreifachen Wert (ganz rechts im Turbinen-Kennfeld) an. Diese Charakteristik ist für die Gesamt-Wärmeabgabe nicht zu erkennen. Zwar nehmen die Wärmeverluste mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis zu, ab einer ATL-Drehzahl von 145.000 min_{-1} ist jedoch bezogen auf die jeweilige Drehzahllinie eine annähernd konstante Wärme-Abgabe zu verzeichnen. Des Weiteren nimmt die Gesamt-Wärmeabgabe nicht so stark wie die Turbinen-Leistung zu, bezogen auf die minimale Wärmeabgabe ganz links im Turbinen-Kennfeld nimmt die Wärmeabgabe im Maximum (ganz rechts im Turbinen-Kennfeld) auf etwa den 1,5-fachen Wert zu. Diese Charakteristik hat zur Folge, dass die Wärme-Abgabe bei niedrigen Druckverhältnissen anteilig am größten ist und mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis abnimmt, wie in Abbildung 5.19 zu sehen ist. Der Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung beträgt im Maximum bis zu 83%.

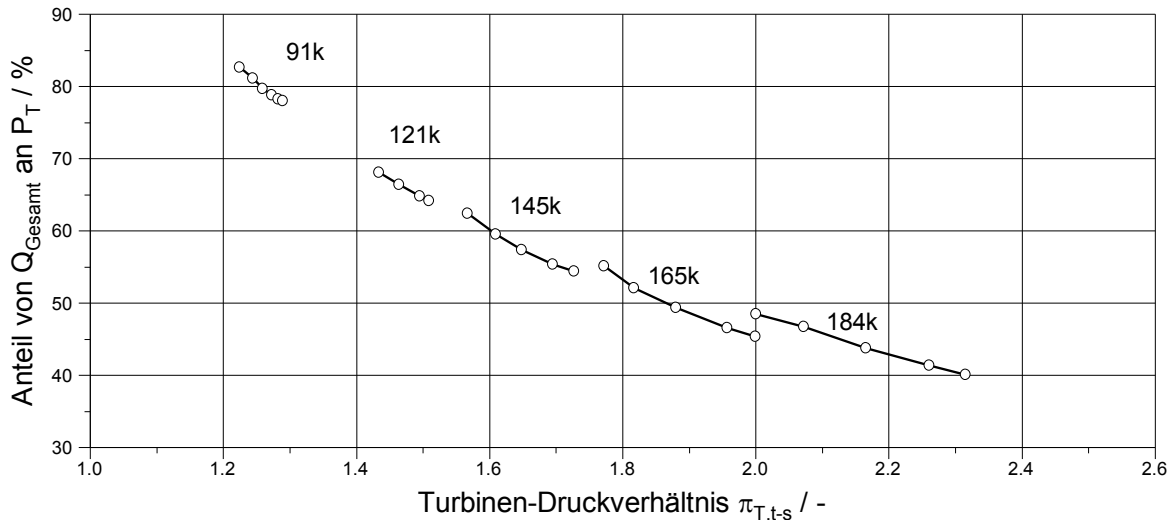

Abbildung 5.19: Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis

Hierbei muss jedoch auf die in Abbildung 5.16 aufgezeigte Turbinen-Wirkungsgrad-Überschätzung, insbesondere bei Turbinen-Druckverhältnissen kleiner 1,5, hingewiesen werden. Die Überschätzung des Turbinen-Wirkungsgrades in der CHT-Simulation ist die Folge von zu kleinen Werten für T_{4t}, was wiederum gleichbedeutend mit einer Überschätzung der Wärmeverluste ist. Dennoch kann gesagt werden, dass die Wärmeabgabe einen großen Anteil der

Turbinen-Leistung ausmacht. Im Minimum, in dem nur eine geringfügige Überschätzung der Wärmeverluste zu erwarten ist (siehe Abb. 5.17 und Abb. 5.18), beträgt der Anteil 40%.

Zwecks einer genaueren Lokalisierung der auftretenden Wärmeverluste zwischen der Messstelle 3 und 4 wird die gesamte Wärmeabgabe in die einzelnen Komponenten aufgeteilt. In der nachfolgenden Abbildung ist eine Auftragung der Wärmeverluste der Messrohre vor und nach Turbine sowie der Wärmeverluste der Turbine über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass in dem Wärmeverlust der Turbine alle Wärme-Anteile der Turbinenstufe inkl. der Wärmeleitung an das Lagergehäuse über den Turbinen- und Lagergehäuseflansch und der Wärmeleitung über die ATL-Welle (konstant 75 Watt für alle Betriebspunkte gem. Abschnitt 5.3.1) beinhaltet sind.

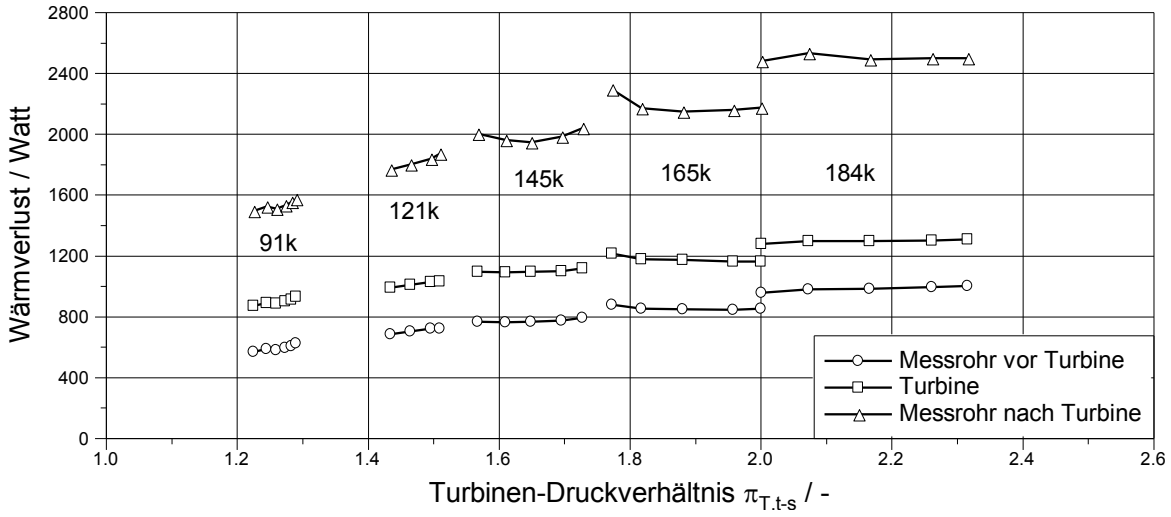

Abbildung 5.20: Wärmeverlust der einzelnen Komponenten über Turbinen-Druckverhältnis

Aus Abbildung 5.20 kann entnommen werden, dass die größten Wärmeverluste - unabhängig vom Turbinen-Kennfeld-Bereich- am Messrohr nach der Turbine auftreten. Der Anteil der Wärmeverluste am Messrohr nach Turbine an der Gesamt-Wärmeabgabe beträgt annähernd konstant 50% im gesamten Kennfeld-Bereich, wie aus Abb. 5.21 entnommen werden kann. Auch die Wärmverlust-Anteile der Turbine und des Messrohrs vor Turbine sind im gesamten Turbinen-Kennfeld annähernd konstant und betragen 30% bzw. 20%.

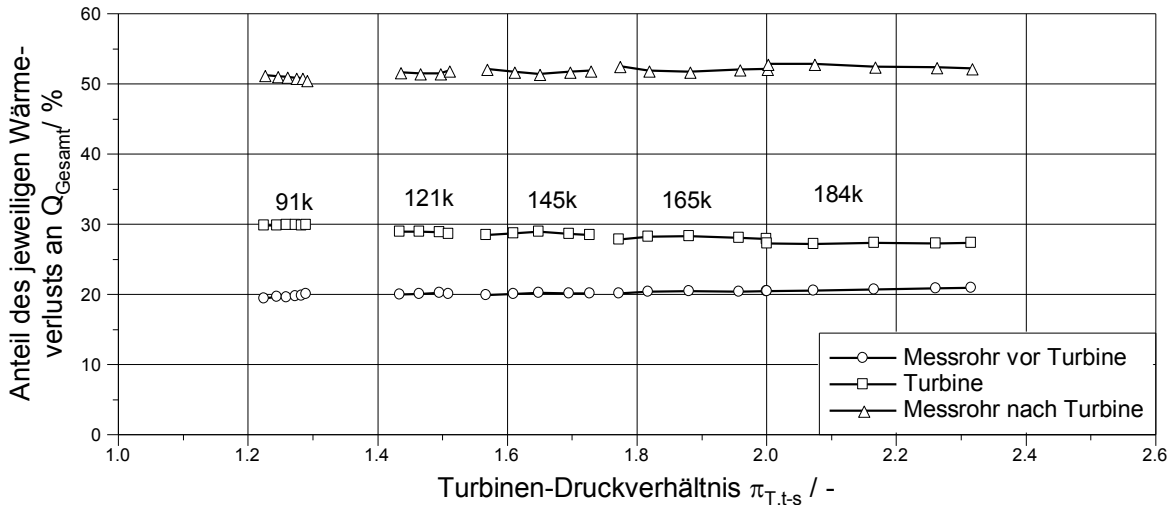

Abbildung 5.21: Prozentualer Anteil des Wärmeverlusts der jeweiligen Komponente an Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis

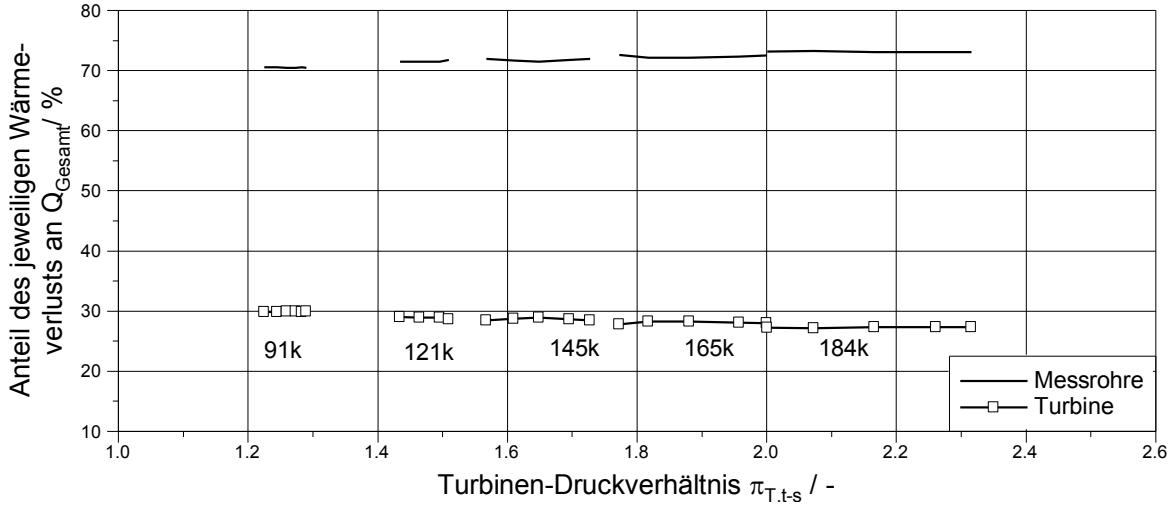

Abbildung 5.22: Wärmeverlustanteile der Messrohre und der Turbine an Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis

Zur Verdeutlichung der Wärmeverluste an den Messrohren wurde in Abbildung 5.22 eine Auftragung der Wärmeverluste mit Einteilung in Messrohre (Summe aus vor und nach Turbine) und Turbine gewählt. Hierdurch wird ersichtlich, dass die Wärmeverluste, die an den Messrohren auftreten, annähernd konstant 70% der gesamten Wärmeabgabe ausmachen. Lediglich 30% der gesamten Wärmeabgabe kann auf die Turbine selbst zurückgeführt werden.

5.4. CHT-Simulation ohne Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten

5.4.1. Modellaufbau

Wie in Abschnitt 5.3.2 erläutert, sind bei der standardmäßigen CHT-Methode mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten an den Außenwänden des Turbinen-Gehäuses immer 2 zusätzliche Berechnungen je Betriebspunkt notwendig, um den Wärmeübergangskoeffizienten für die finale CHT-Simulation zu ermitteln. Um diesen Aufwand zu reduzieren, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Rechenverfahren entwickelt, dass die Berechnung der Wärmeabgabe der Turbinenstufe ohne die Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht. Hierzu wird ein sogenanntes „Enclosure“ eingeführt, das einer Kugelgeometrie entspricht, welche die ATL- und Messrohr-Geometrie umhüllt:

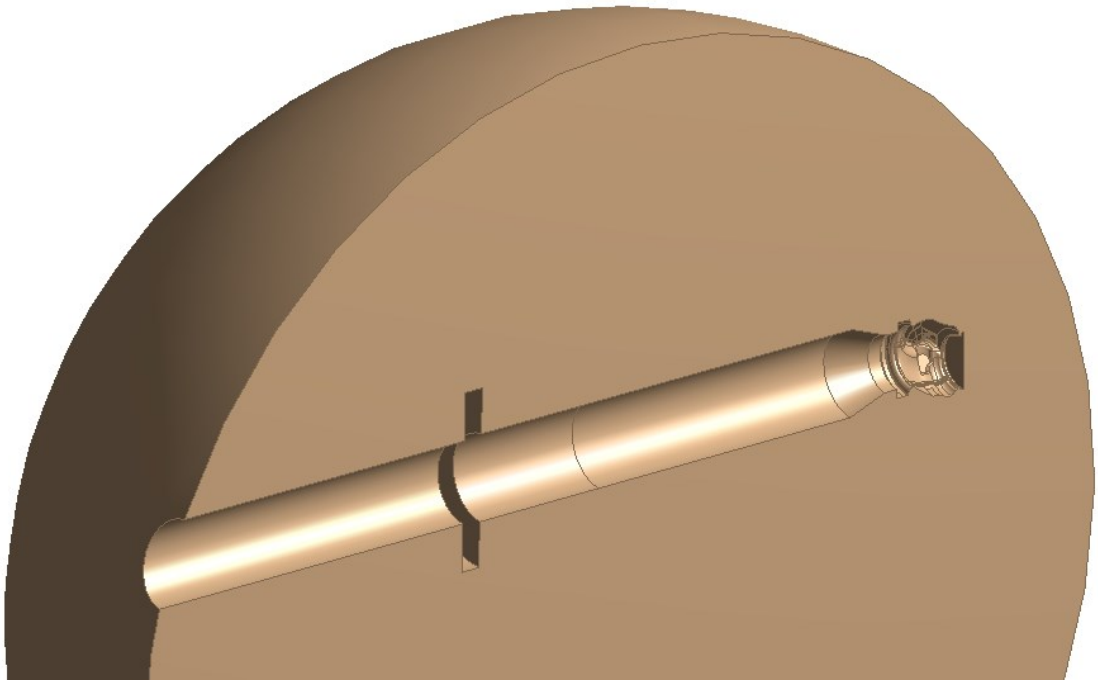

Abbildung 5.23: Enclosure Geometrie

Das Enclosure entspricht der Umgebung des ATLs, an dessen Außenwänden eine konstante Temperatur von 20°C vorgegeben wird, wodurch sich im Enclosure eine Konvektionsströmung einstellt. Diese Strömung ist ein Resultat des Temperatur-Gefälles zwischen den heißen Außenflächen des Turbinengehäuses und den Enclosure Außenwänden mit 20°C. Durch das Temperatur-Gefälle stellt sich auch der konvektive Wärmeübergang von den Außenflächen des Turbinengehäuses an die Umgebung ein. Gleichzeitig wird auf der enclosureseitigen Kontakt-Fläche (Interface) zwischen Turbinengehäuse und Enclosrue der Emissionskoeffizient des Turbinengehäuses, der durch die mattschwarze Lackbeschichtung auf 0,96 festgelegt wurde, vorgegeben. Für die Messrohre (vor und nach Turbine) wird ein Emissionskoeffizient von 0,8 vorgegeben, der aus der Literatur [99] für oxidierte Edelstahlrohre zu entnehmen ist. Für die Strahlungs-Modellierung wird gemäß den Ausführungen in 3.2.4 das Discrete Transfer Modell gewählt.

Der Modellaufbau umfasst im Wesentlichen die Erweiterung des Standard CHT-Modells (siehe Abschnitt 5.3.1) um die Enclosure-Geometrie, d.h. den umhüllenden Strömungsraum, welcher die Umgebung darstellt. Um sicherzustellen, dass die Ergebnisse bezüglich der Wärmeabgabe der Turbinenstufe nicht von der Distanz zwischen den Außenflächen des Turbinengehäuses und den Außenflächen der Enclosure-Geometrie abhängen, wird eine Variation des Enclosure Kugel-Durchmessers durchgeführt.

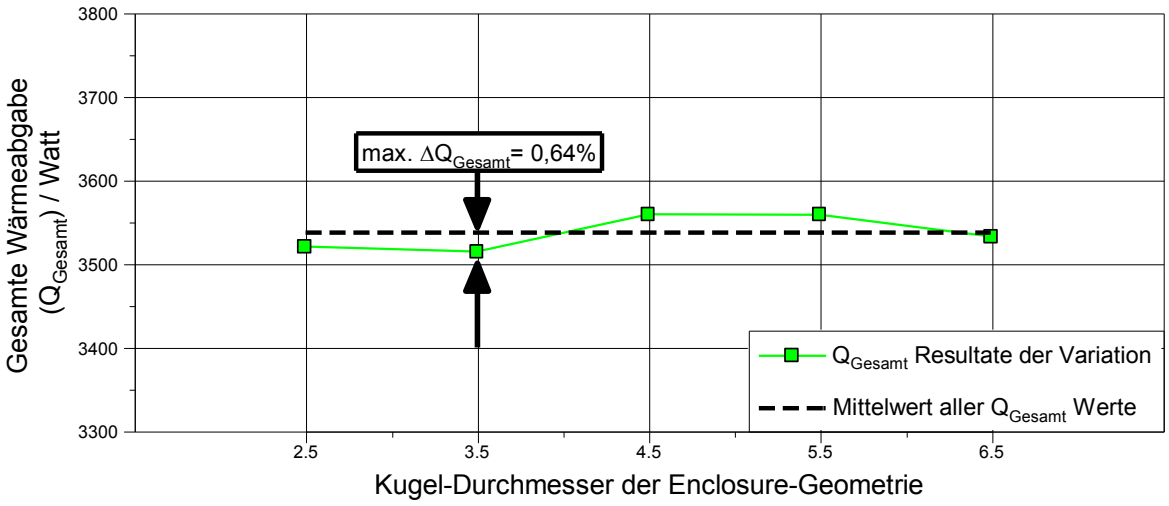

Abbildung 5.24: Gesamte Wärmeabgabe über dem Kugel-Durchmesser der Enclosure-Geometrie

Die Ergebnisse zu dieser Variation, welche für den Kennfeld-Betriebspunkt mit maximalem Turbinen-Druckverhältnis (und damit maximaler Wärmeabgabe) durchgeführt wurde, sind in Abbildung 5.24 dargestellt. Der kleinstmögliche Kugel-Durchmesser, der vom Prüfaufbau, insbesondere den Messrohr-Längen vorgegeben wird, beträgt 2,5m. Aus der Variation geht hervor, dass die einzelnen Werte für Q_{Gesamt} um max. 0,64% vom Mittelwert aller Q_{Gesamt} Werte der Variation abweichen. Die Größenordnung der max. Abweichung ist kleiner als das Konvergenz-Kriterium, das für Integrale Größen definiert wurde (siehe Abschnitt 5.1.2). Somit kann gesagt werden, dass für den betrachteten Bereich des Kugel-Durchmessers der Enclosure-Geometrie (D_{Kugel} > 2,5m) keine Einflüsse auf die berechneten Wärmeströme zu erwarten sind. Auf Basis dieser Sensitivitätsanalyse wird der Kugel-Durchmesser der Enclosure-Geometrie auf 2,5m festgelegt. Mit der Enclosure-Geometrie kommen zusätzlich zu der in Tabelle 5.1 aufgezeigten Element-Anzahl 1.512.733 Elemente hinzu. Die Element-Anzahl des Enclosure-Modells ist verhältnismäßig klein, da in dem Enclosure nur die Konvektionsströmung herrscht und damit auch kleine Reynolds-Zahlen vorzufinden sind. So kann mit einem gröberen Netz als in der Turbinenstufe die Bedingung $y^+ = 1$ erfüllt werden.

5.4.2. Kennfeldabgleich: Messung vs. Simulation

In Abbildung 5.25 ist die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Messung und die CHT-Simulationen mit bzw. ohne Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten (Enclosure-Ansatz) dargestellt. Bezüglich des reduzierten Turbinen-Massenstroms kann gesagt werden, dass beide Ansätze annähernd identische Ergebnisse liefern und keine nennenswerten Diskrepanzen gegenüber der Messung zu erkennen sind.

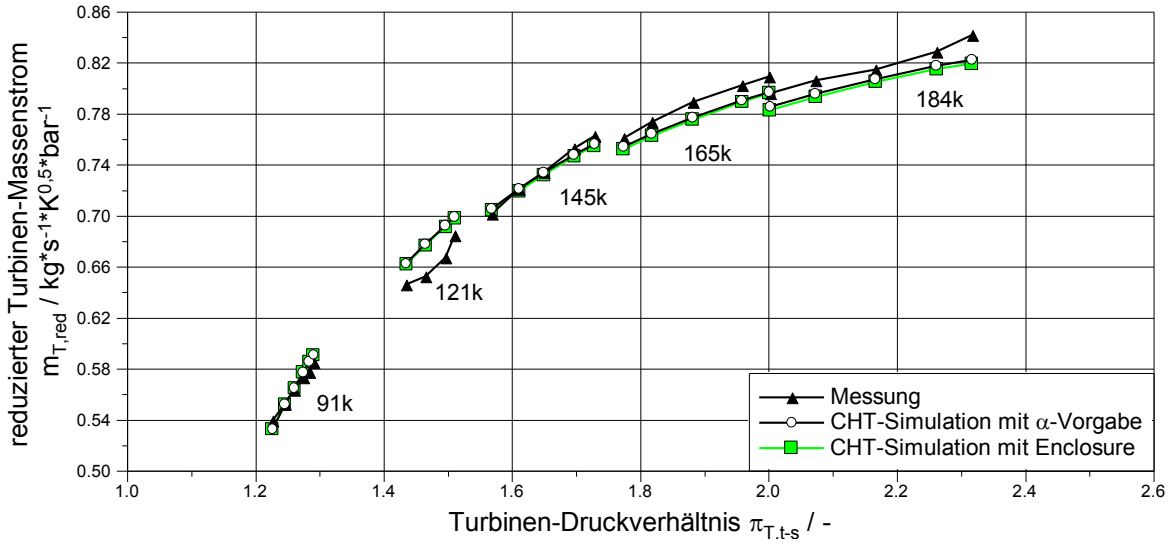

Abbildung 5.25: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

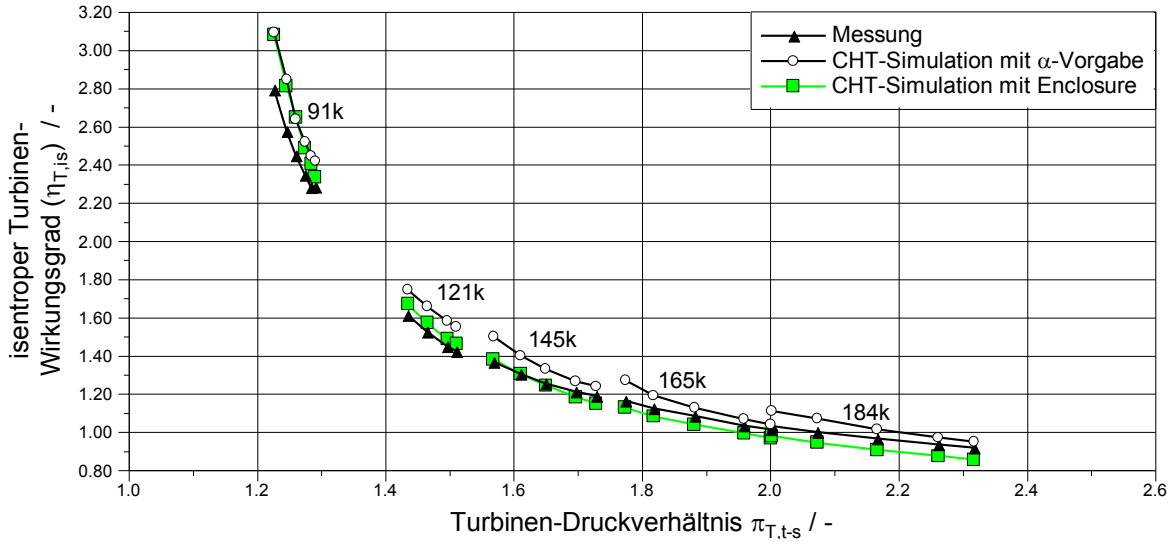

Abbildung 5.26: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis

Bei sehr niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den beiden Ansätzen zu erkennen, d.h. die Abweichungen gegenüber der Messung sind annähernd gleich groß. Mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis ist jedoch für den Enclosure-Ansatz eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen zu erkennen.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Wirkungsgrad-Differenz zwischen Messung Simulation über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard-Ansatz und den Enclosure-Ansatz dargestellt. Mit dieser Darstellung wird deutlich, dass der Enclosure-Ansatz in weiten Kennfeld-Bereichen genauere Ergebnisse bezüglich des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades liefert. Lediglich bei den höchsten Turbinen-Druckverhältnissen bei 184k min^{-1} liefert der Standard-Ansatz mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten etwas genauere Ergebnisse. Hier sind die Abweichungen im isentropen Turbinen-Wirkungsgrad etwa 2%-Punkte kleiner. Weiterhin kann aus Abbildung 5.27 entnommen werden, dass mit dem Standard-Ansatz mit α-Vorgabe der isentrope Turbinenwirkungsgrad durchgehend überschätzt wird. Dahingegen wird mit dem Enclosure-Ansatz der isentrope Turbinenwirkungsgrad ab Turbinen-Druckverhältnissen von 1,6 unterschätzt.

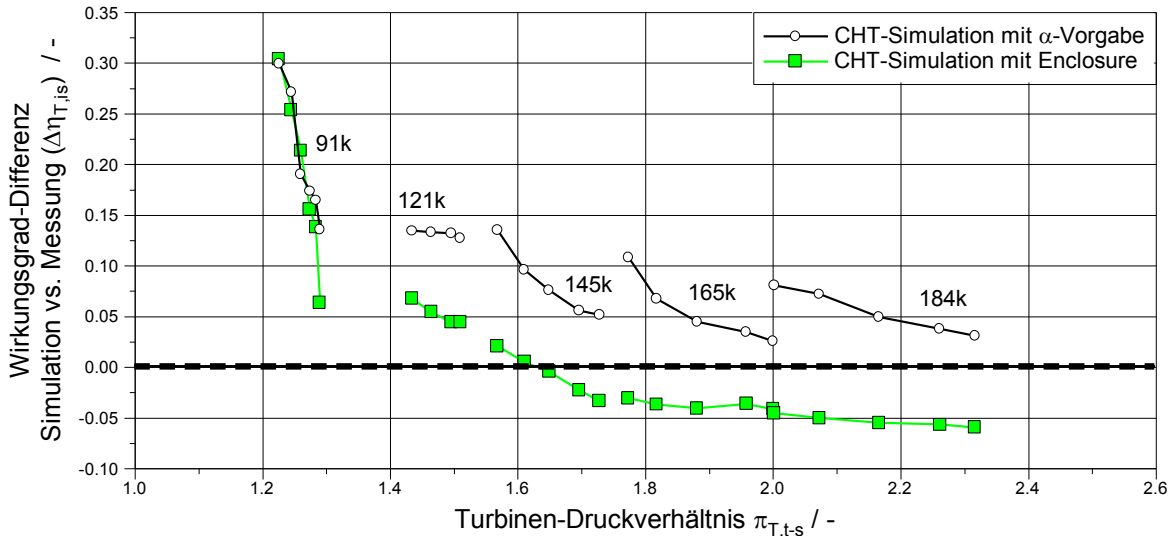

Abbildung 5.27: Wirkungsgrad-Differenz Simulation vs. Messung über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des effektiven Turbinen-Wirkungsgrades (gemäß Gl. 2.20) über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard-Ansatz und den Enclosure-Ansatz dargestellt. Beide Ansätze liefern annähernd identische Ergebnisse bezüglich des effektiven Turbinen-Wirkungsgrades. Lediglich bei höheren Turbinen-Druckverhältnissen sind kleinere Abweichungen von bis zu 0,5%-Punkten zu verzeichnen.

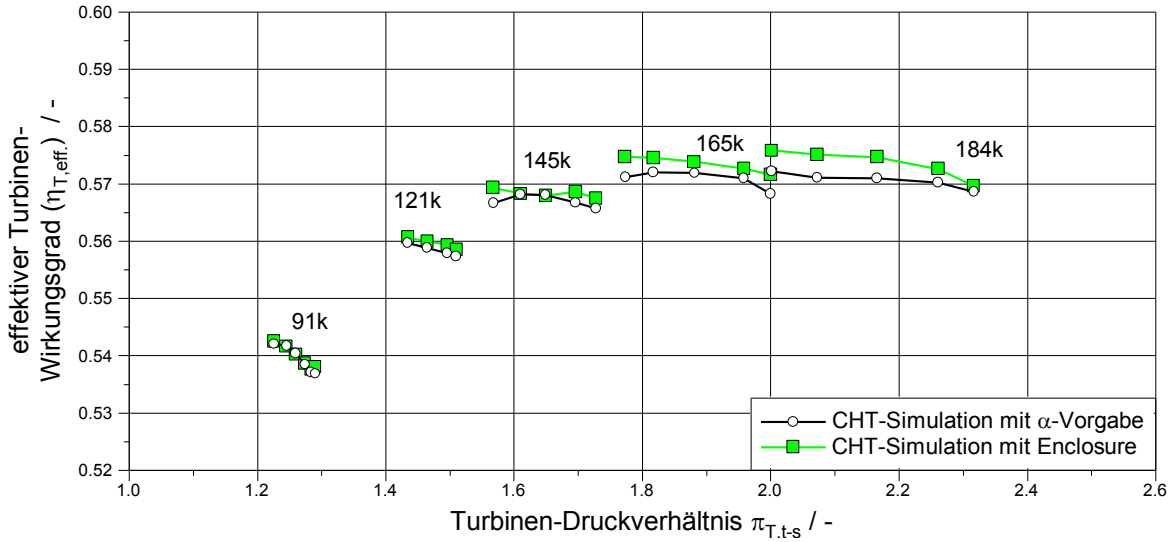

Abbildung 5.28: Effektiver Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis

Die Charakteristik bezüglich der Übereinstimmung von Messung und Simulation, die bei dem isentropen Turbinen-Wirkungsgrad ermittelt werden konnte, ist auch bei der Turbinen-Austrittstemperatur, welche in der nachfolgenden Abbildung zu sehen ist, wiederzuerkennen. Der Enclosure-Ansatz weist in weiten Kennfeld-Bereichen eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen auf, lediglich bei den höchsten Turbinen-Druckverhältnissen sind geringfügig größere Diskrepanzen als bei dem Standard-Ansatz zu erkennen.

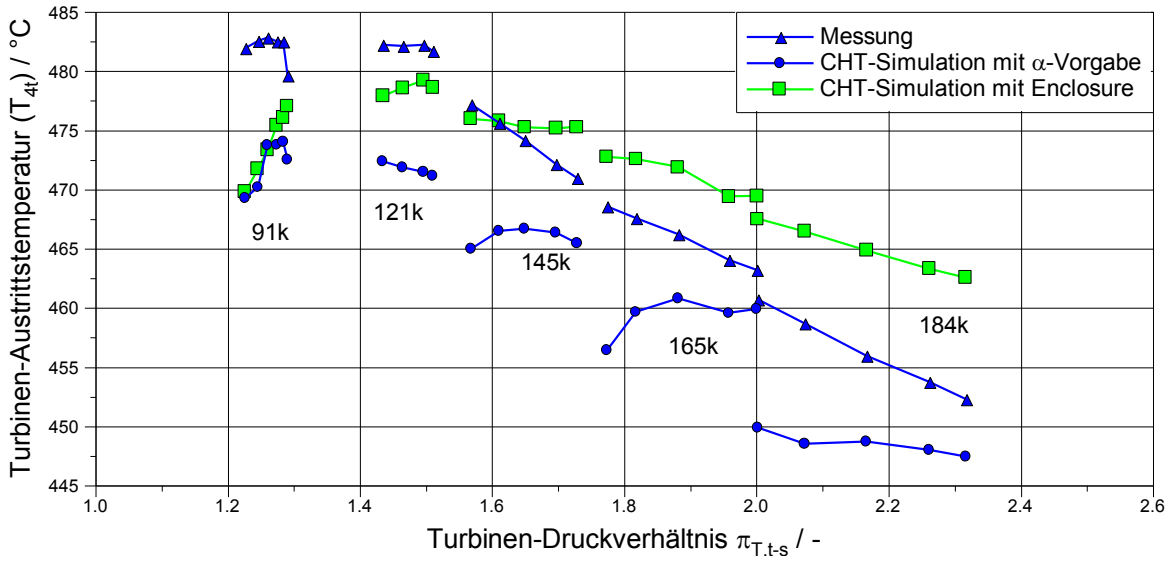

Abbildung 5.29: Turbinen-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis

5.4.3. Globale und komponentenweise Wärmestromanalyse

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Turbinen-Leistung über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard-Ansatz und den Enclosure-Ansatz dargestellt.

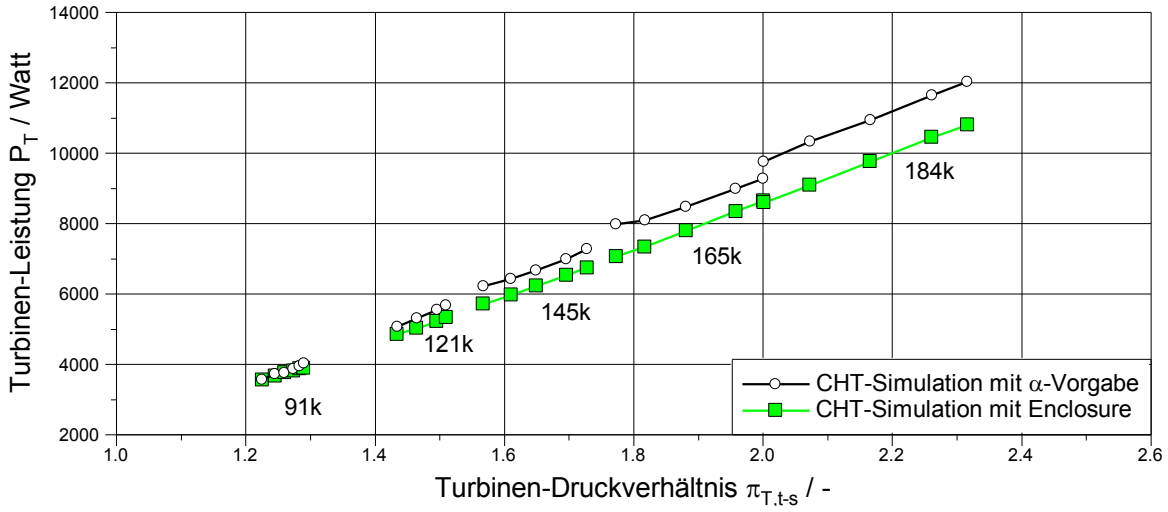

Abbildung 5.30: Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis

Bei hohen Turbinen-Druckverhältnissen liefert der Enclosure-Ansatz Werte für die Turbinen-Leistung, die etwa 10% kleiner sind als die Resultate des Standard-Ansatzes. Bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen ist dahingegen eine gute Übereinstimmung zu erkennen.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der gesamten Wärmeabgabe über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard- und den Enclosure-Ansatz dargestellt. Die Charakteristik bezüglich der Übereinstimmung der beiden Ansätze ist vergleichbar zu der, die in Abbildung 5.30 zu sehen ist. Bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen, mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis nehmen die Diskrepanzen zu. Unter Einbeziehung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades (Abb. 5.26) und der -Austrittstemperatur (Abb. 5.29) kann gesagt werden, dass der Enclosure-Ansatz bei hohen Turbinen-Druckverhältnissen die Wärmeabgabe geringfügig unterschätzt.

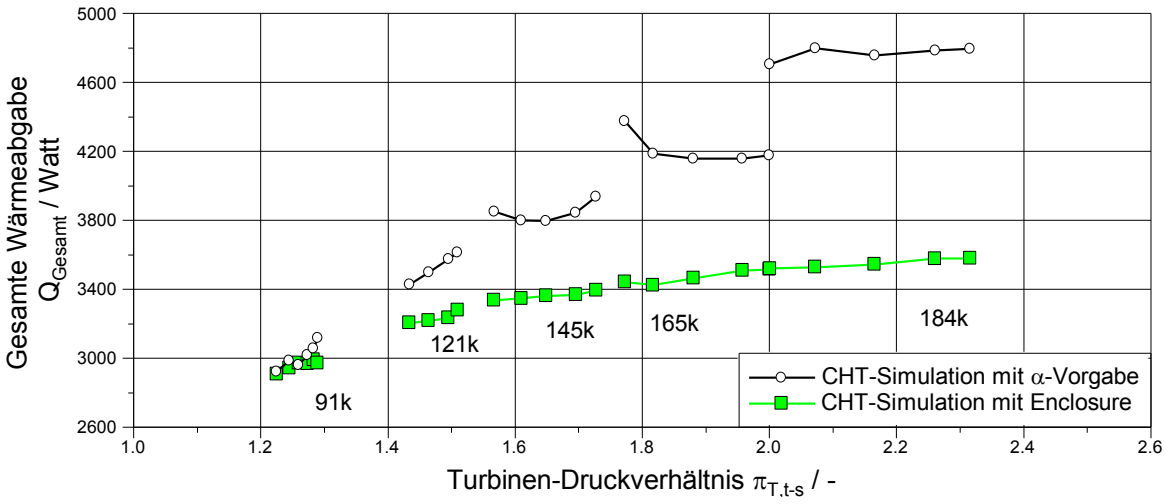

Abbildung 5.31: Gesamte Wärmeabgabe über Turbinen-Druckverhältnis

In Abbildung 5.32 ist die Auftragung des Anteils der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard-Ansatz und den Enclosure Ansatz dargestellt. Wie auch in den beiden vorherigen Abbildungen ist bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen eine gute Übereinstimmung zu erkennen, wohingegen die Diskrepanzen mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis zunehmen.

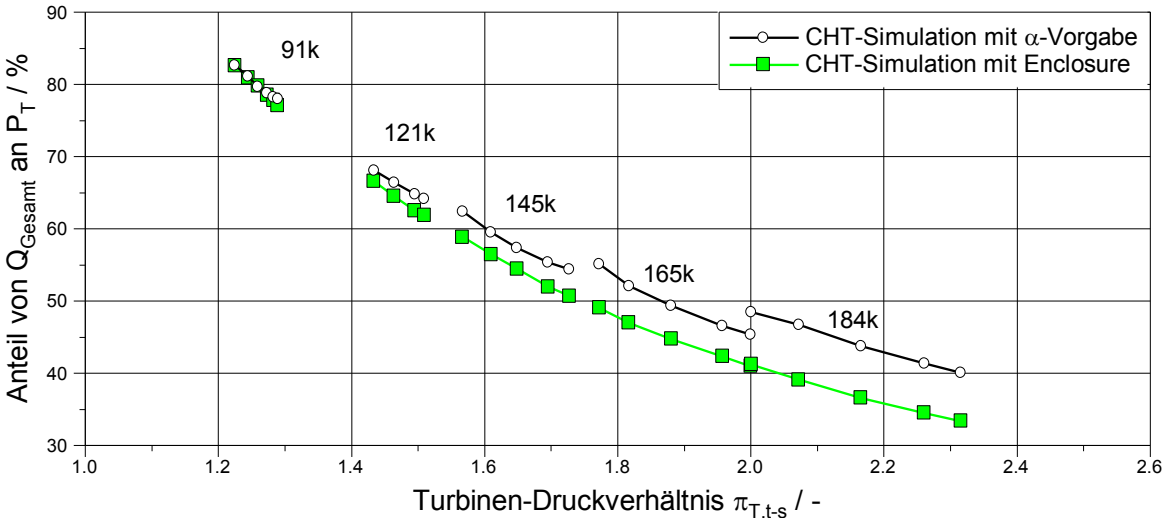

Abbildung 5.32: Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des Wärmeverlusts des Messrohrs vor Turbine über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard- und

den Enclosure-Ansatz dargestellt. Wie auch schon bei der gesamten Wärmeabgabe sind zunehmende Diskrepanzen mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis zu verzeichnen.

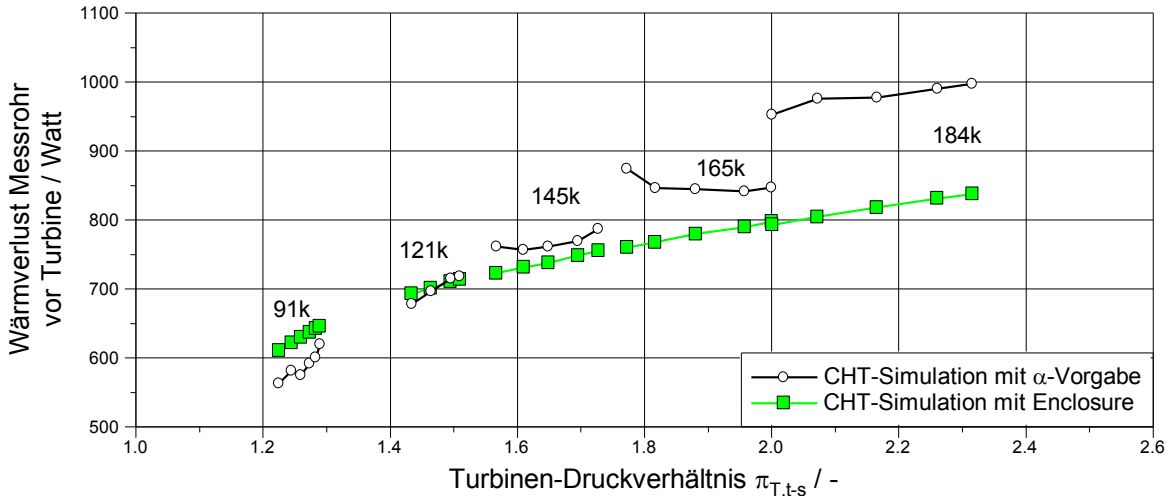

Abbildung 5.33: Wärmeverlust Messrohr vor Turbine über Turbinen-Druckverhältnis

In Abbildung 5.34 ist die Auftragung des Wärmeverlusts der Turbine über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard- und den Enclosure-Ansatz dargestellt.

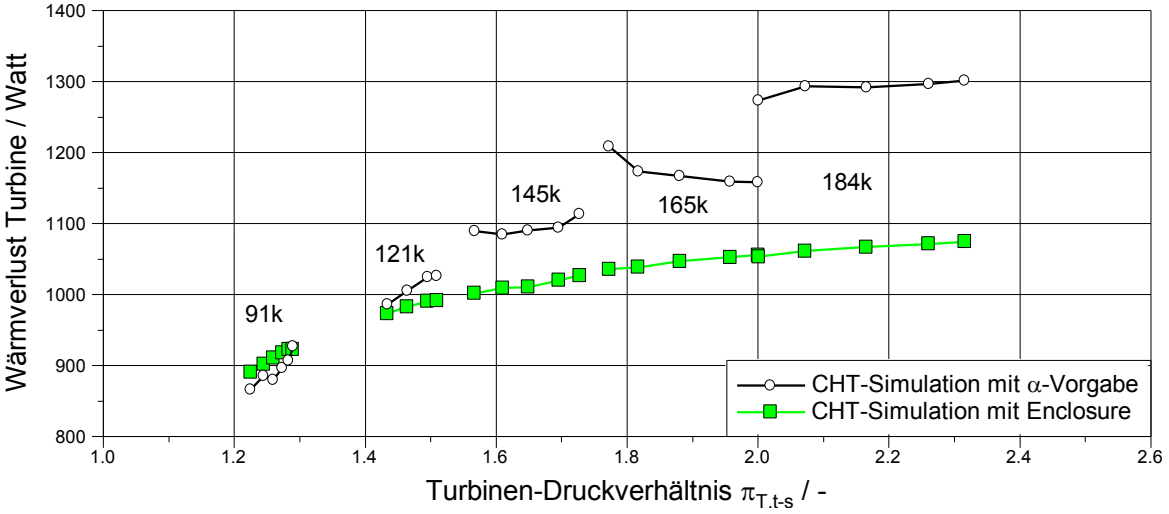

Abbildung 5.34: Wärmeverlust Turbine über Turbinen-Druckverhältnis

Bei der Turbine sind im Vergleich zu dem Messrohr vor Turbine noch größere Abweichungen zu erkennen. Bei hohen Turbinen-Druckverhältnissen sind für den

Enclosure Ansatz Werte für die Wärmeabgabe zu sehen, die etwa 200 Watt unter den Werten des Standard-Ansatzes liegen.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des Wärmeverlusts des Messrohrs nach Turbine über dem Turbinen-Druckverhältnis für den Standard- und den Enclosure-Ansatz dargestellt. An dieser Stelle sind die größten Abweichungen zwischen Standard- und Enclosure-Ansatz zu erkennen. Die Differenz in der Wärmeabgabe zwischen Enclosure-Ansatz und Standard-Ansatz beträgt bis zu 800 Watt. Somit kann gesagt werden, dass der Großteil der Abweichung zwischen Enclosure-Ansatz und Messung bezüglich des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades bei hohen Turbinen-Druckverhältnissen auf eine unterschiedlich hohe Wärmeabgabe des Messrohrs nach Turbine zurückgeführt werden kann.

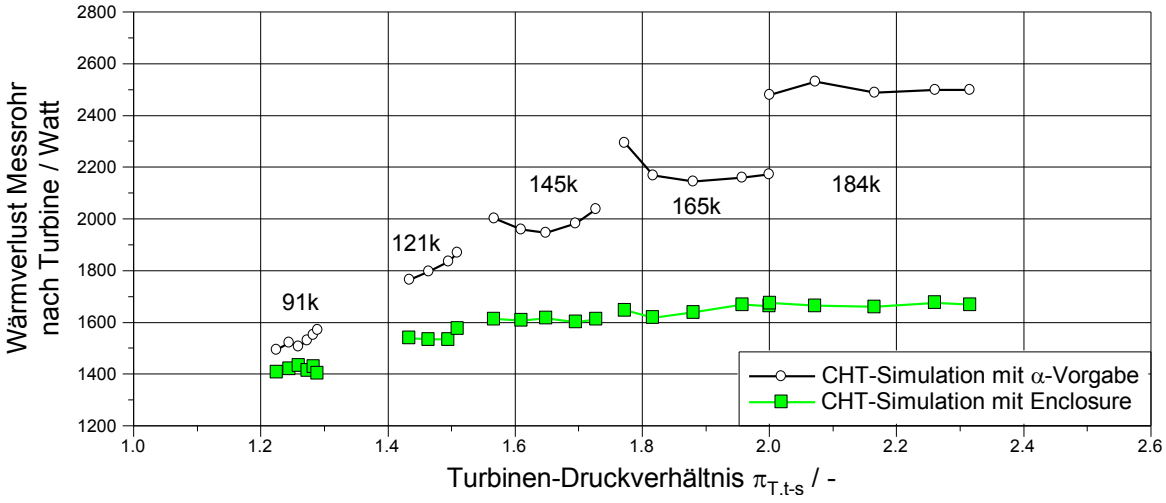

Abbildung 5.35: Wärmeverlust Messrohr nach Turbine über Turbinen-Druckverhältnis

Zwecks Quantifizierung der Abweichungen in den berechneten Wärmeströmen wird zunächst die Diskrepanz zwischen simulierter und gemessener Turbinen-Leistung ermittelt, welche in Abbildung 5.36 dargestellt ist. Im nächsten Schritt wird geprüft, wie groß der maximal mögliche Fehler in der simulierten Gesamt-Wärmeabgabe Q_{Gesamt} sein kann. Hierfür wird angenommen, dass die Diskrepanzen aus Abb. 5.36 vollständig der Wärmeabgabe zugeschrieben werden können, d.h. dass sämtliche Diskrepanzen in einer ungenauen Berechnung der

Wärmeströme begründet sind. Diese Annahme stimmt zwar nicht einhundertprozentig, da trotz Einführung der Sandrauigkeit in Abschnitt 5.2.2 geringfügige Ungenauigkeiten bzgl. der Abbildungsgüte aerodynamischer Effekte zu erkennen sind. Dennoch kann mit dieser ungünstigsten Annahme gesagt werden, wie groß der maximal mögliche Fehler in den Wärmeströmen ist.

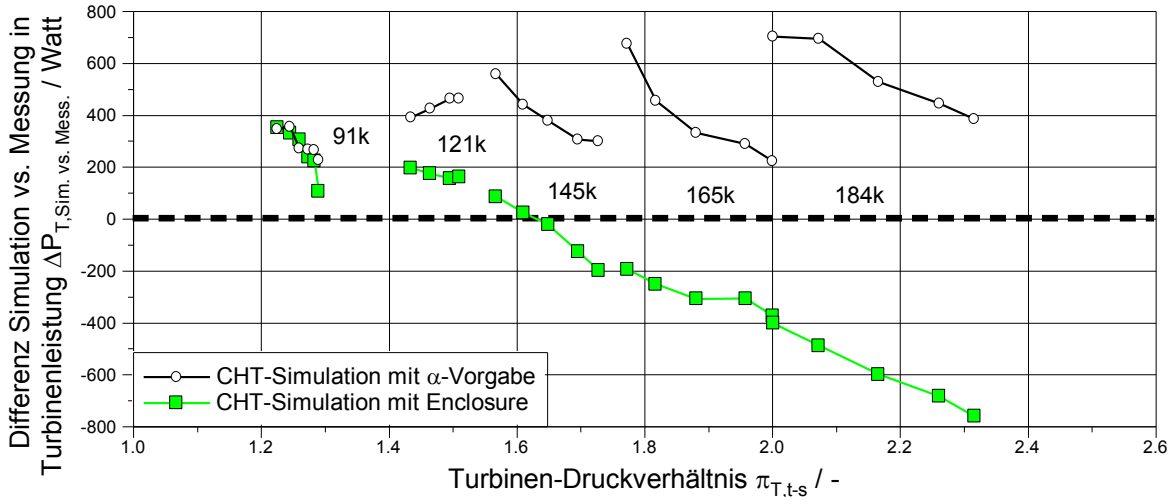

Abbildung 5.36: Differenz Simulation vs. Messung in Turbinen-Leistung $\Delta P_{T,Sim.\ vs.\ Mess.}$

Mit Abbildung 5.37 wird ersichtlich, dass die maximalen prozentualen Abweichungen bzgl. der Wärmeströme nicht wie erwartet bei den kleinsten Turbinen-Druckverhältnissen vorzufinden sind.

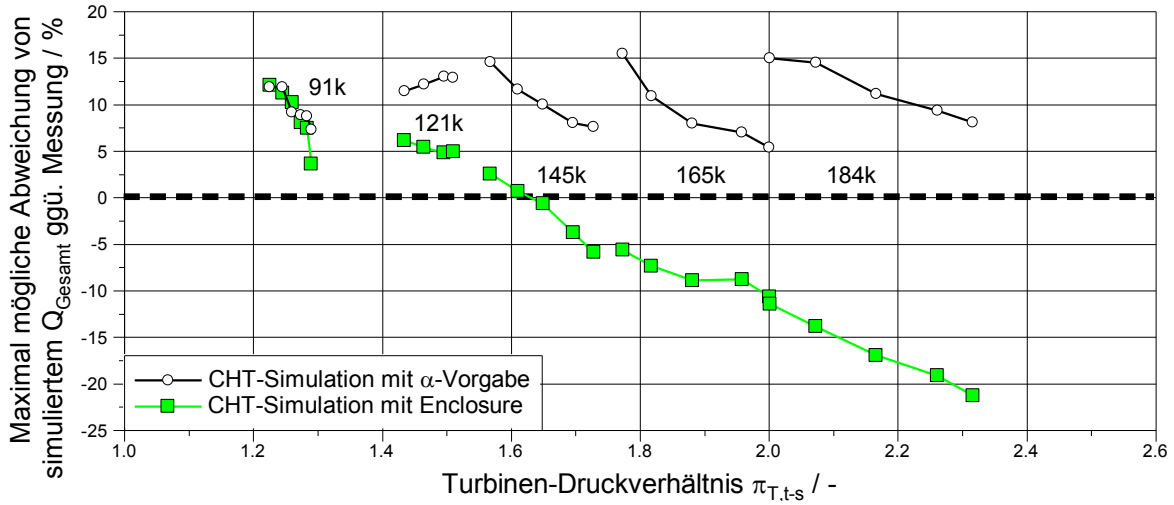

Abbildung 5.37: Maximal mögliche Abweichung von simulierten Q_{Gesamt} ggü. Messung

Mit Abbildung 5.27 konnte gezeigt werden, dass die größten Abweichungen (Simulation vs. Messung) im isentropen Turbinen-Wirkungsgrad (bis zu 30%-Punkte) bei kleinsten Turbinen-Druckverhältnissen vorzufinden sind. In diesem Kennfeld-Bereich beträgt die maximal mögliche Abweichung im Wärmestrom 12% (siehe Abb. 5.37), die als akzeptabel erachtet werden kann. Dahingegen sind bei dem Enclosure-Ansatz für die 3 Betriebspunkte mit höchstem Turbinen-Druckverhältnis maximal mögliche Abweichungen von über 15% in den berechneten Wärmeströmen zu sehen. Interessanterweise betragen in diesem Bereich die Abweichungen (Simulation vs. Messung) im isentropen Turbinen-Wirkungsgrad lediglich 5-6%-Punkte. Bei den verhältnismäßig großen Diskrepanzen von über 15% bei hohen Turbinen-Druckverhältnissen für den Enclosure Ansatz (vgl. Abb. 5.37) muss beachtet werden, dass die Diskrepanzen neben Wärmestrom-Abweichungen auch Einflüsse der Aerodynamik beinhalten, d.h. dass ein Teil der Fehler auch anderen Effekten als Wärmeströmen zugeschrieben werden kann. Mit Abbildung 5.37 wird deutlich, dass trotz großer Diskrepanzen im isentropen Turbinen-Wirkungsgrad eine hinreichende Ergebnisgenauigkeit bzgl. der berechneten Wärmeströme vorliegt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sowohl der Enclosure-Ansatz als auch der Standard-Ansatz hinreichend genaue Ergebnisse bzgl. der Wärmeströme liefern. Zwar führt bei beiden Ansätzen die Unterschätzung der Turbinen-Austrittstemperatur bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen zu einer Überschätzung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrade um bis zu 30%-Punkte, doch wirkt sich die Diskrepanz in T_{4t} nicht so stark auf die Gesamt-Wärmeabgabe aus. In diesem Falle wird Q_{Gesamt} lediglich um max. 12% überschätzt. Für eine Wärmestromanalyse kann dies als akzeptabel erachtet werden.

Weiterhin kann festgehalten werden, dass der Enclosure-Ansatz in weiten Kennfeld-Bereichen eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen aufweist. Lediglich bei den höchsten Turbinen-Druckverhältnissen bei 184k min^{-1} liefert der Standard-Ansatz etwas genauere Ergebnisse.

5.4.4. Phänomenologische Betrachtung der Wärmeströme

In der nachfolgenden Abbildung ist die Aufteilung der Wärmeverluste des Messrohrs vor Turbine in die Konvektions- und Strahlungsanteile dargestellt. Aus Abbildung 5.38 ist zu entnehmen, dass der Strahlungsanteil dominierend ist, d.h. mindestens 65% beträgt und mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis auf bis zu 70% zunimmt.

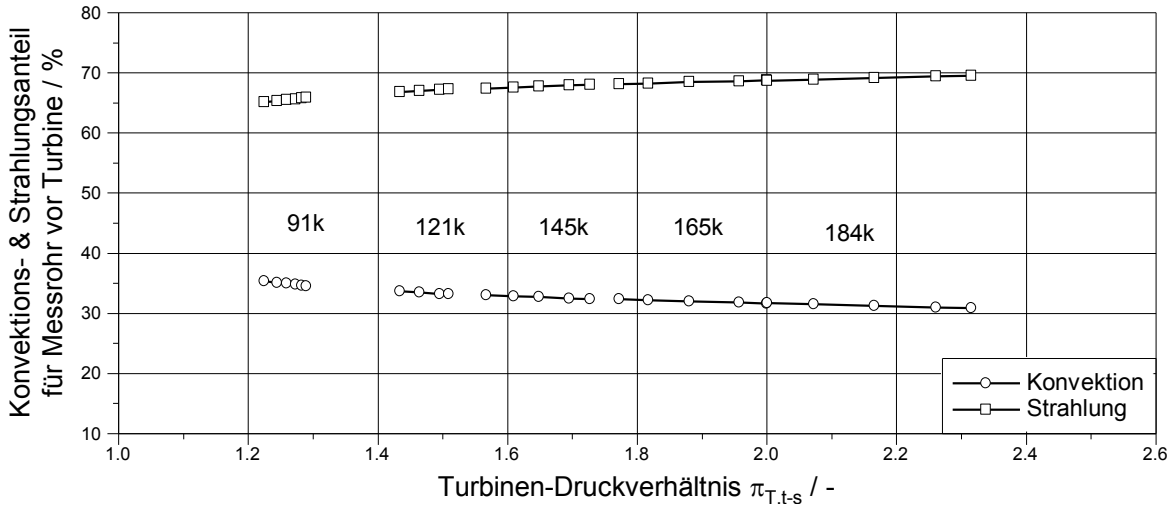

Abbildung 5.38: Konvektions- & Strahlungsanteil für das Messrohr vor Turbine über Turbinen-Druckverhältnis

In Abbildung 5.39 sind die Wärmeleitungs- Konvektions- und Strahlungsanteile für die Turbine dargestellt. Der Strahlungsanteil der Turbine beträgt im gesamten Kennfeldbereich annähernd konstant 50%. Der Wärmeleitungsanteil steigt mit zunehmenden Turbinen-Druckverhältnissen von etwa 32% auf 35% leicht an. Der Konvektionsanteil nimmt mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis von 19% auf etwa 17% leicht ab. Näherungsweise kann gesagt werden, dass der Wärmeleitungsanteil konstant 30% und der Konvektionsanteil konstant 20% beträgt. Auch für die Turbine ist zu erkennen, dass der Strahlungsanteil dominierend ist.

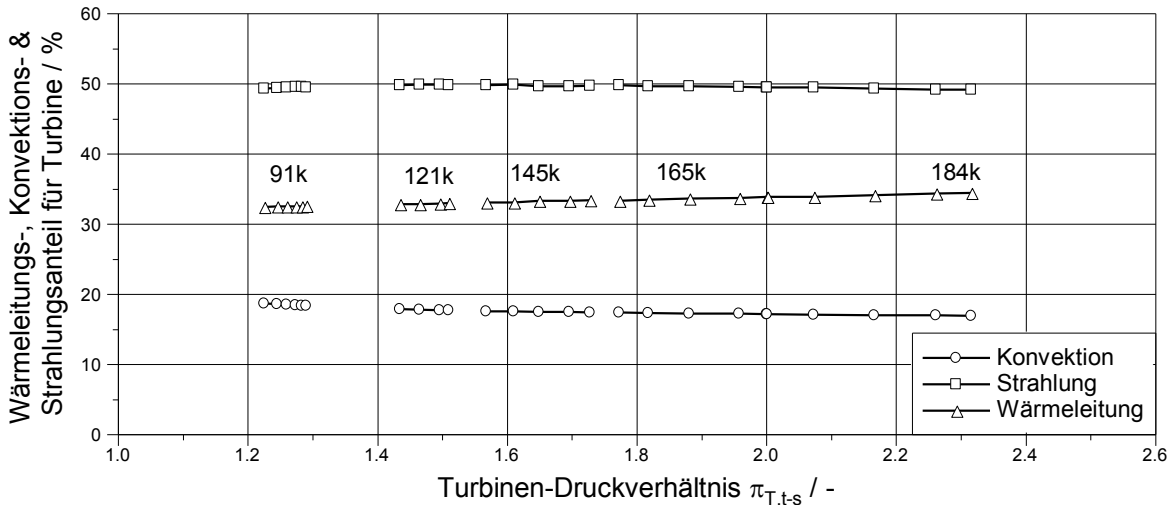

Abbildung 5.39: Wärmeleitungs-, Konvektions- & Strahlungsanteil für die Turbine

In der nachfolgenden Abbildung sind die Konvektions- und Strahlungsanteile für das Messrohr nach Turbine über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Bei dieser Komponente ist die Dominanz des Strahlungsanteils mit annähernd konstant 78% über dem gesamten Kennfeldbereich sehr deutlich zu erkennen.

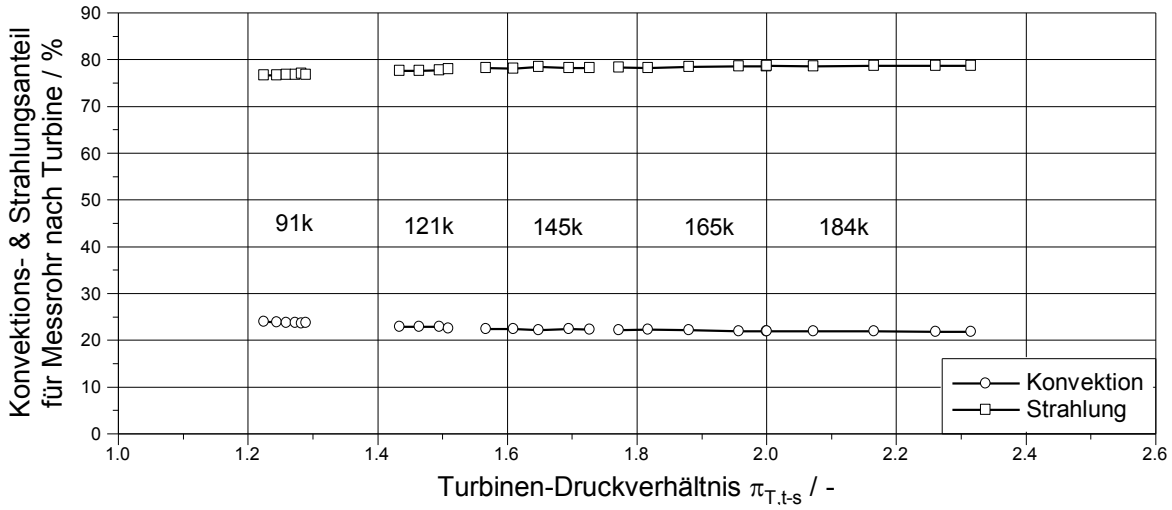

Abbildung 5.40: Konvektions- & Strahlungsanteil für das Messrohr nach Turbine über Turbinen-Druckverhältnis

In Abbildung 5.41 ist die Auftragung des Wärmeleitungs-, Konvektions- und Strahlungsanteils über dem Turbinen-Druckverhältnis für Q_{Gesamt} dargestellt. Bezogen auf den Gesamt-Wärmestrom zwischen den Messstellen 3 und 4 ergibt

sich ein über dem gesamten Kennfeldbereich annähernd konstanter Strahlungsanteil von ca. 65%. Die Konvektions- und Wärmeleitungsanteile sind ebenfalls im gesamten Kennfeldbereich annähernd konstant und betragen ca. 23% bzw. 12%.

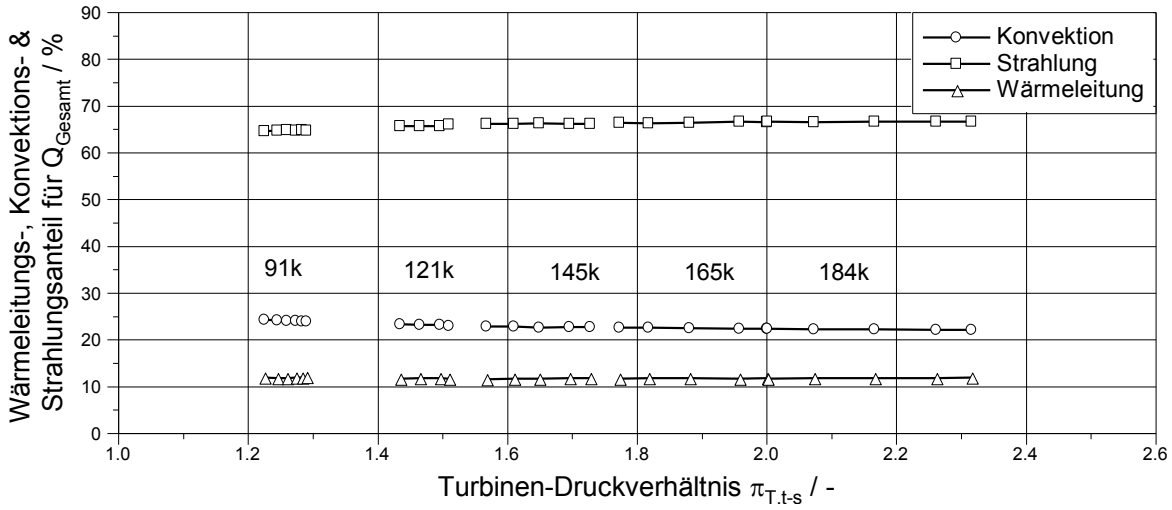

Abbildung 5.41: Wärmeleitungs-, Konvektions- & Strahlungsanteil für Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich sowohl für die Einzelkomponenten als auch für Q_{Gesamt} über dem gesamten Kennfeldbereich annähernd gleichbleibende Wärmeleitungs- Konvektions- und Strahlungsanteile einstellten. Für eine Abgastemperatur von 600°C ist eine deutliche Dominanz der Wärmestrahlung mit einem Anteil von 65% an Q_{Gesamt} zu erkennen. Aufgrund der Abhängigkeit der Wärmestrahlung von der vierten Potenz der Oberflächentemperatur ist zu erwarten, dass dieser Anteil stark mit der Turbinen-Eintrittstemperatur variiert.

5.4.5. Bauteilbezogene Betrachtung der Wärmeströme innerhalb der Turbinen-Stufe

Alle in diesem Abschnitt aufgezeigten Wärmeströme basieren auf einer Bilanzierung zwischen Turbinen-Gehäuse Eintritt und Turbinen-Gehäuse Austritt. Die Untersuchungen in Abschnitt 5.3.4 haben gezeigt, dass etwa 50% der gesamten Wärmeabgabe über das Messrohr nach Turbine erfolgen. Die

Annahme, dass die gesamte Wärmeabgabe Q_{Gesamt} vollständig vor TR-Eintritt erfolgt [20], würde zu einer deutlichen Verfälschung des realen Verhaltens führen. Aus diesem Grund müssen die Wärmeverluste über die Messrohre eliminiert und eine separate Betrachtung der Turbinenstufe vorgenommen werden.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Wärmeverluste im Volutenbereich vor TR-Eintritt, von TR-Eintritt bis TR-Austritt (Wärmestrom zum Turbinenrad und zur Gehäusekontur) und im Volutenbereich nach TR-Austritt dargestellt. Es wird deutlich, dass die Wärmeverluste im Volutenbereich vor TR-Eintritt dominierend sind und von etwa 700 Watt ganz links im Kennfeld auf knapp 1100 Watt zunehmen, bis der Maximal-Wert erreicht wird. Dahingegen nehmen die anderen beiden Anteile mit zunehmendem Turbinen-Druckverhältnis leicht ab.

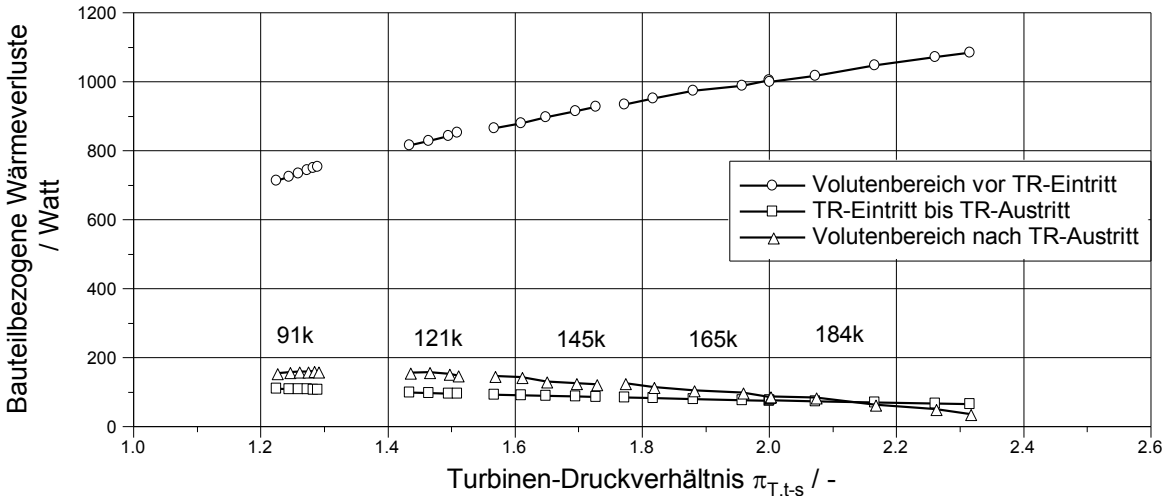

Abbildung 5.42: Bauteilbezogene Wärmeverluste über Turbinen-Druckverhältnis

Eine genauere Angabe bezüglich der einzelnen Anteile ist mit der in Abbildung 5.43 dargestellten prozentualen Auftragung möglich. Mit der nachfolgenden Abbildung wird deutlich, dass insbesondere bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen die Wärmestrom-Anteile zwischen TR-Eintritt und TR-Austritt und im Volutenbereich nach TR-Austritt an Bedeutung zugewinnen. Im Hinblick auf eine optimale Datenbasis für die Motorprozess-Simulation hat dies eine besondere Relevanz. Die Tatsache, dass bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen bis zu 30% der Wärmeabfuhr nach TR-Eintritt erfolgt, würde

bei der Annahme, dass die gesamte Wärmeabfuhr vor TR-Eintritt erfolgt [20], zu einer fehlerhaften Berechnung der effektiven Turbinen-Leistung führen. Dieser Aspekt muss in dem Bedatungsprozess des thermischen Netzwerkmodells berücksichtigt werden, um eine optimale Datenbasis für anschließende Motorprozess-Simulationen schaffen zu können.

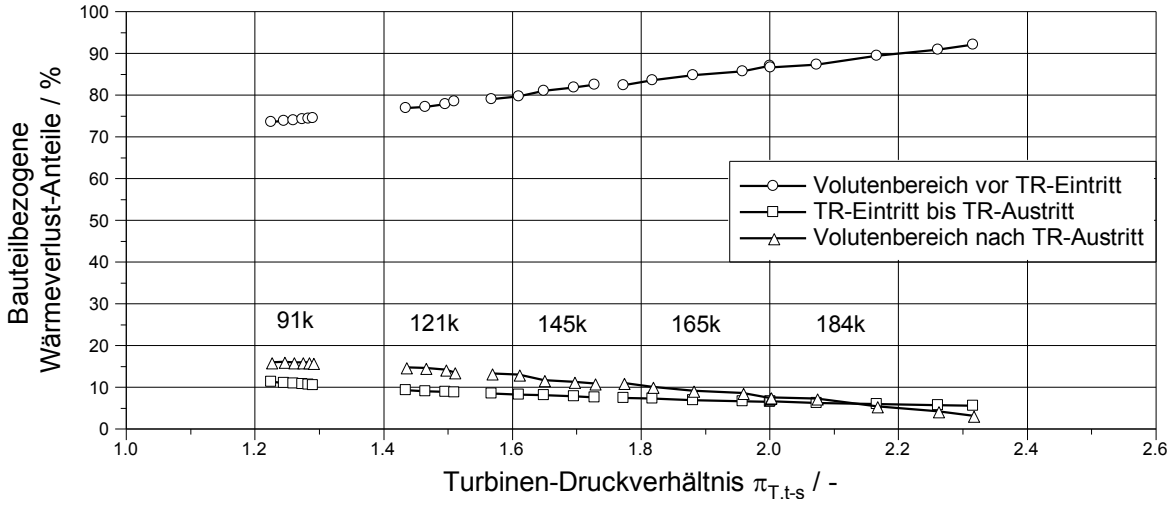

Abbildung 5.43: Bauteilbezogene Wärmeverlust-Anteile über Turbinen-Druckverhältnis

5.4.6. Auswirkung der Wärmeverluste auf die Turbinen-Betriebscharakteristik

Um den Einfluss der Wärmeströme auf die Betriebscharakteristik der Turbinenstufe ermitteln zu können, wurden zunächst die Betriebspunkte des diabaten, nicht-isolierten Turbinen-Kennfelds, welche Gegenstand der Wärmestromanalyse sind, mit einem adiabaten Standard CFD-Modell analog zu Abschnitt 5.2.1 nachgerechnet. Durch einen Vergleich dieser Kennfeld-Daten mit den Ergebnissen der CHT-Simulationen kann genauestens aufgezeigt werden, wie sich die Wärmeverluste auf die Betriebscharakteristik der Radial-Turbinenstufe auswirken. Im Vordergrund der zu betrachtenden Kenngrößen stehen hierbei der reduzierte Turbinen-Massenstrom, die Turbinenrad-Eintrittstemperatur und -Austrittstemperatur sowie der effektive Turbinen-Wirkungsgrad.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des reduzierten Turbinen-Massenstroms über dem Turbinen-Druckverhältnis für die Messung, die diabate Simulation (CHT mit Enclosure) und die adiabate Simulation (CFD) dargestellt. Es wird deutlich, dass die Durchsatz-Charakteristik kaum von den Wärme-Verlusten beeinflusst wird.

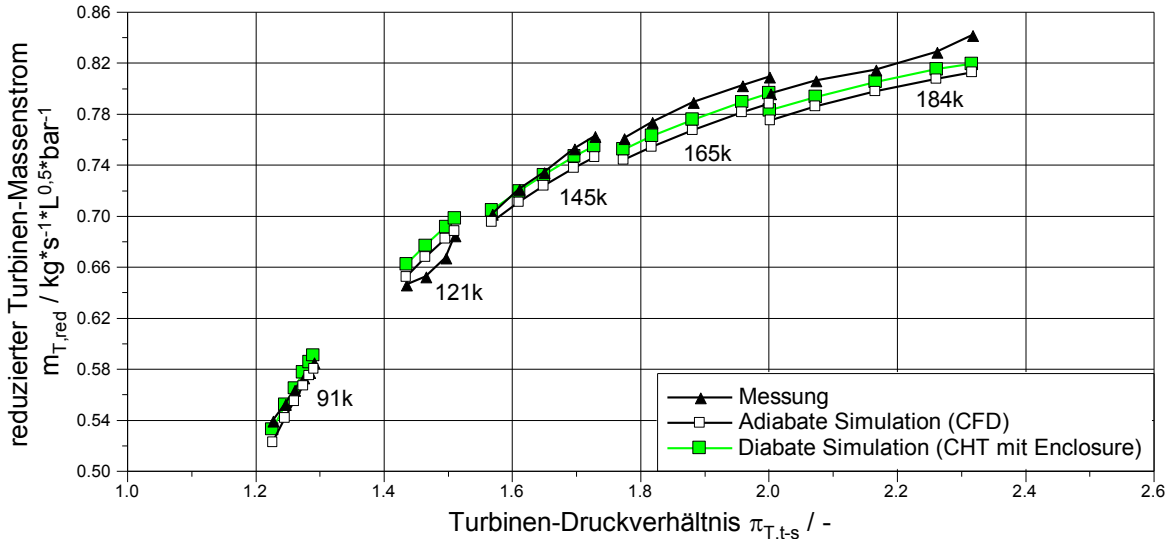

Abbildung 5.44: Reduzierter Turbinen-Massenstrom über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des effektiven Turbinen-Wirkungsgrades (gem. Gl. 2.20) über dem Turbinen-Druckverhältnis für die diabate (CHT mit Enclosure) und adiabate Simulation (CFD) zu sehen. Bei dem effektiven Turbinen-Wirkungsgrad ist im Gegensatz zu dem reduzierten Turbinen-Massenstrom ein deutlicher Einfluss der Wärmeströme zu erkennen. Eine exakte Aussage zu den Differenzen bezüglich des effektiven Wirkungsgrades zwischen der diabaten und adiabaten Simulation liefert Abbildung 5.46.

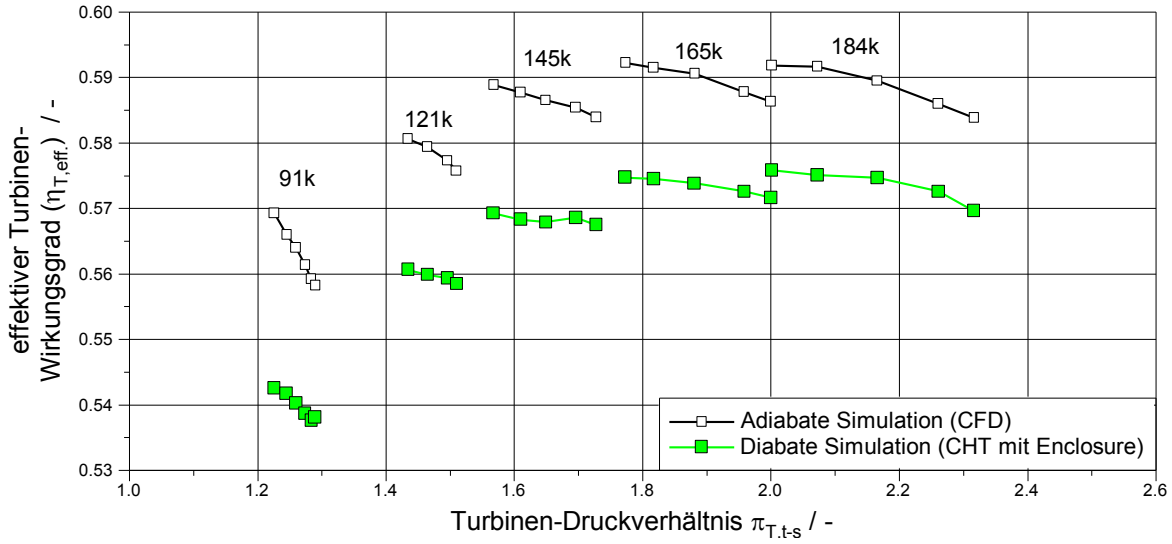

Abbildung 5.45: Effektiver Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis

Es wird deutlich, dass im adiabaten Fall der Turbinen-Wirkungsgrad um nahezu 3%-Punkte überschätzt wird, wobei die Überschätzung mit abnehmenden Turbinen-Druckverhältnissen zunimmt. Der Grund für diese Diskrepanz im effektiven Turbinen-Wirkungsgrad ist mit der im diabaten Fall reduzierten Abgas-Temperatur vor Turbinenrad-Eintritt begründet.

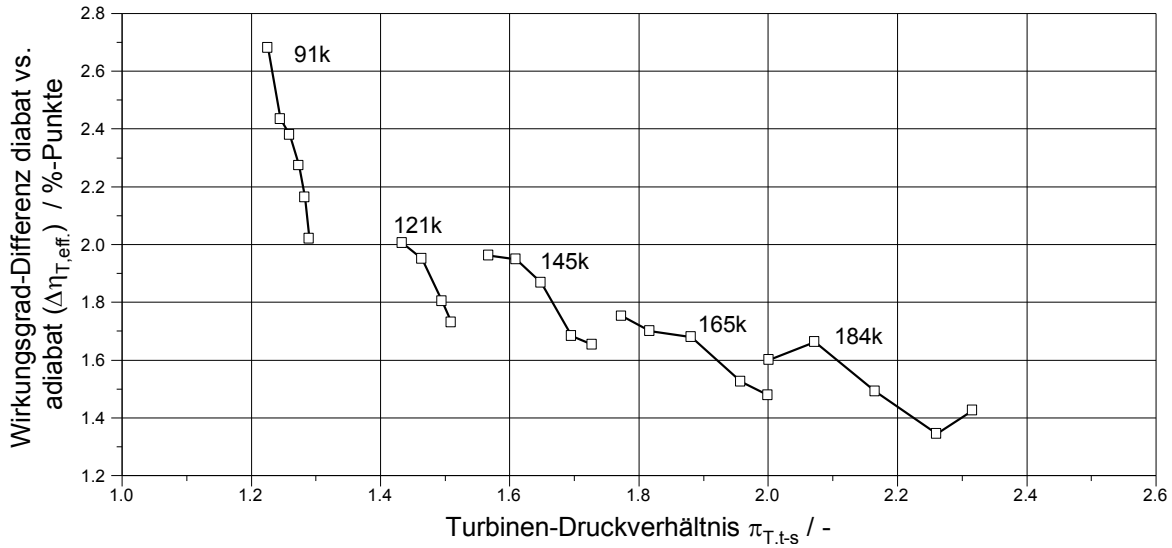

Abbildung 5.46: Wirkungsgrad-Differenz diabat vs. adiabat über Turbinen-Druckverhältnis

Aufgrund der Wärmeverluste zwischen Messstelle 3 und Turbinenrad-Eintritt sinkt die Abgastemperatur auf bis zu 550°C ab, wie aus Abbildung 5.47 zu entnehmen

ist. Mit der reduzierten Abgastemperatur nimmt auch das Abgasenthalpie-Angebot ab, wodurch die effektive Turbinen-Leistung und damit auch der effektive Turbinen-Wirkungsgrad sinken.

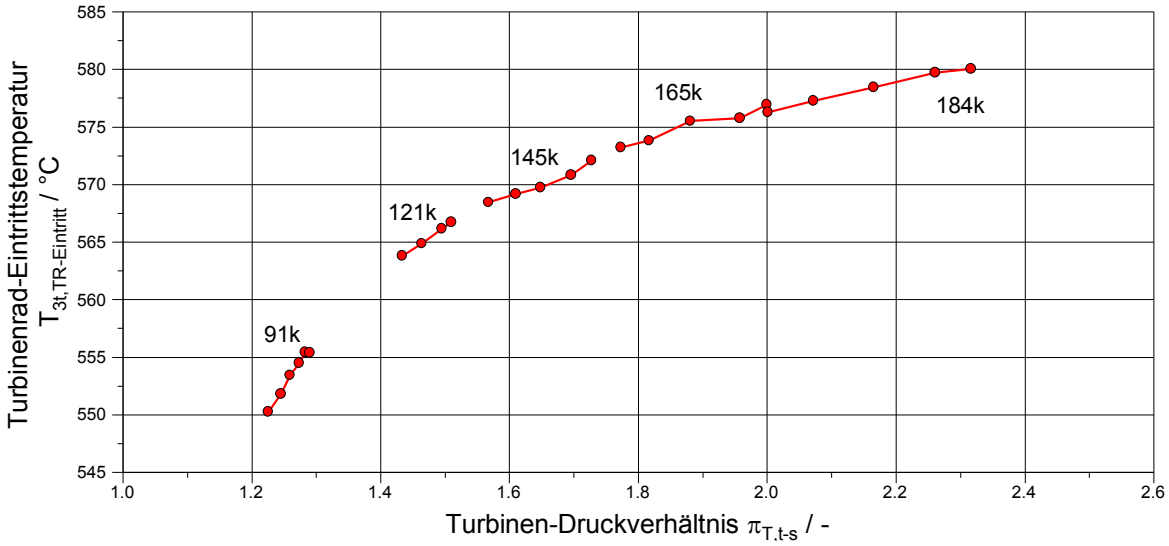

Abbildung 5.47: Turbinenrad-Eintrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Temperatur-Differenz zwischen Messstelle 3 und Turbinenrad-Eintritt, welche ein Resultat der auftretenden Wärmeströme ist, über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

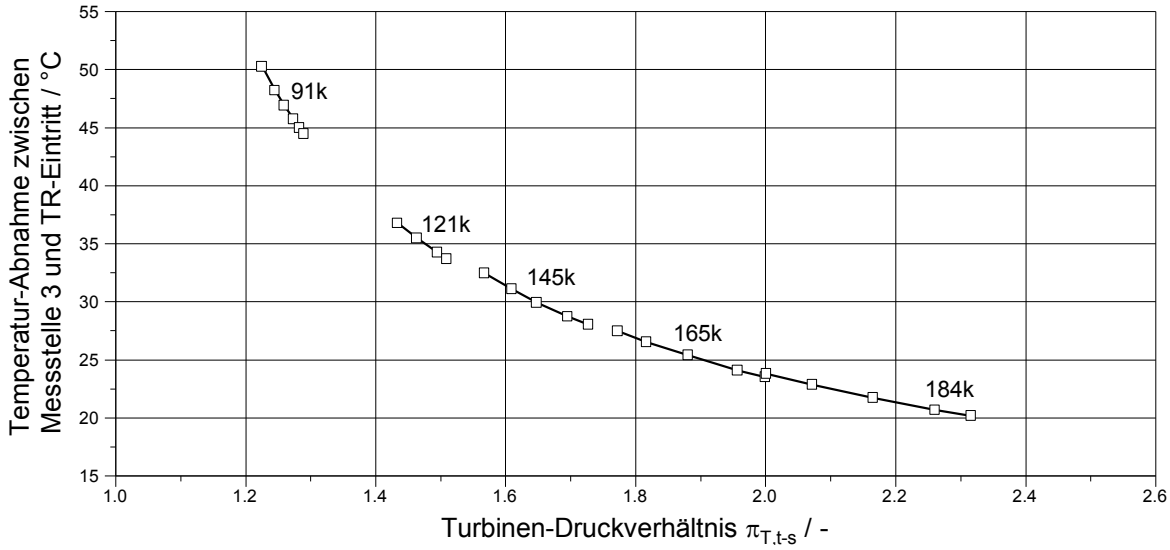

Abbildung 5.48: Temperatur-Abnahme zwischen Messstelle 3 und Turbinenrad-Eintritt über Turbinen-Druckverhältnis

Mit dieser Abbildung wird ersichtlich, dass die Temperaturabnahme zwischen Messstelle 3 und Turbinenrad-Eintritt mindestens 20°C beträgt und mit sinkendem Turbinen-Druckverhältnis bis zu einem Maximalwert von 50°C zunimmt.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Turbinenrad-Austrittstemperatur über dem Turbinen-Druckverhältnis für die diabate Simulation (CHT) und die adiabate Simulation (CFD) dargestellt. Die Differenzen, die in der Turbinenrad-Eintrittstemperatur zu sehen sind, können in der Turbinenrad-Austrittstemperatur wiedergefunden werden. Die Temperatur-Differenzen zwischen dem diabaten und dem adiabaten Fall liegen wie auch bei der Turbinenrad-Eintrittstemperatur im Bereich von 20-50°C.

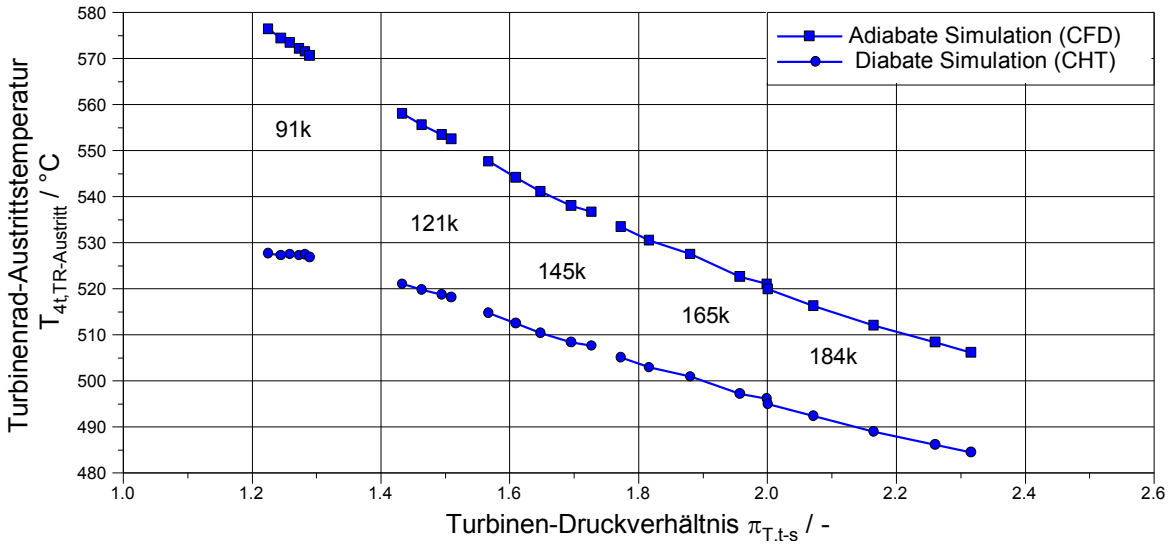

Abbildung 5.49: Turbinenrad-Austrittstemperatur über Turbinen-Druckverhältnis

Mit Abbildung 5.49 wird die in Abschnitt 1.2 geschilderte Problematik bezüglich der Verwendung von adiabaten Turbinen-Kennfeldern für die Motorprozess-Simulation ohne die Berücksichtigung der Wärmeströme deutlich. Die Überschätzung der Turbinenrad-Austrittstemperatur im Bereich von 20-50K hätte zur Folge, dass der Zustand bei der Anströmung des Katalysators nicht korrekt beschrieben wäre. Die Temperatur-Differenz von 20-50K resultiert bei einer Abgastemperatur von 600°C. Bei Realbedingungen des Motors, in denen Abgastemperaturen von bis zu 1050°C erwartet werden können, ist mit einer deutlich größeren Temperatur-

Differenz am Turbinenrad-Austritt zwischen der adiabaten und der diabaten Betrachtung zu rechnen. Dieser Aspekt verdeutlicht, wie wichtig die Berücksichtigung der Wärmeströme in der Motorprozess-Simulation ist und das die Verwendung von adiabaten Turbinenkennfeldern für die Motorprozess-Simulation ohne Berücksichtigung der Wärmeströme nicht zielführend ist.

Eine weitere Notwendigkeit für die Weiterentwicklung von thermischen Netzwerkmodellen ergibt sich aus der in Abschnitt 1.4 geschilderten Erwartung, dass in Zukunft verstärkt CFD-basierte, adiabate Turbinen-Kennfelder für Motorprozess-Simulationen eingesetzt werden [66]. Die Tatsache, dass durch die Annahme eines adiabaten Zustandes in der CFD-Simulation der effektive Wirkungsgrad um bis zu 3%-Punkte überschätzt wird, verdeutlicht die Problematik der Verwendung dieser Turbinen-Kennfelder für die Motorprozess-Simulation ohne die Berücksichtigung der Wärmeströme. Die Problematik wird dadurch verschärft, dass die größten Wirkungsgrad-Überschätzungen bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen auftreten. Mit dem Fokus auf die Optimierung der Low-End-Torque-Charakteristik mittels Motorprozess-Simulationen sind fehlerhafte Wirkungsgrad-Werte bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen besonders kritisch. Um die Qualität von Motorprozess-Simulationen auf Basis von adiabaten CFD Turbinen-Kennfeldern zu verbessern, ist es auch an dieser Stelle notwendig, Modellansätze zu entwickeln, welche die Berücksichtigung der Wärmeverluste ermöglichen.

5.4.7. Variation der Turbinen-Eintrittstemperatur

In Abbildung 5.50 ist für die unterschiedlichen T_{3t}-Werte die Auftragung des isentropen Turbinen-Wirkungsgrades über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Mit steigender Turbinen-Eintrittstemperatur sind zunehmende Werte für den isentropen Turbinen-Wirkungsgrad zu verzeichnen, die mit einer Zunahme der Wärmeverluste zwischen den Messstellen 3 und 4 begründet werden kann. Weiterhin ist festzuhalten, dass selbst bei einer niedrigen Turbinen-Eintrittstemperatur von T_{3t} = 200°C ein diabates Verhalten der Turbine zu

verzeichnen ist. Dies verdeutlicht, wie wichtig die Einhaltung der in Abschnitt 4.2.1 aufgezeigten Bedingungen (T_{2t} = T_{3t} = $T_{Öl}$ bzw. T_{3t} = $T_{Öl}$ & T_{4t} = T_0) für die Gewährleistung eines quasi-adiabaten Zustandes im Brennkammer-Versuch ist.

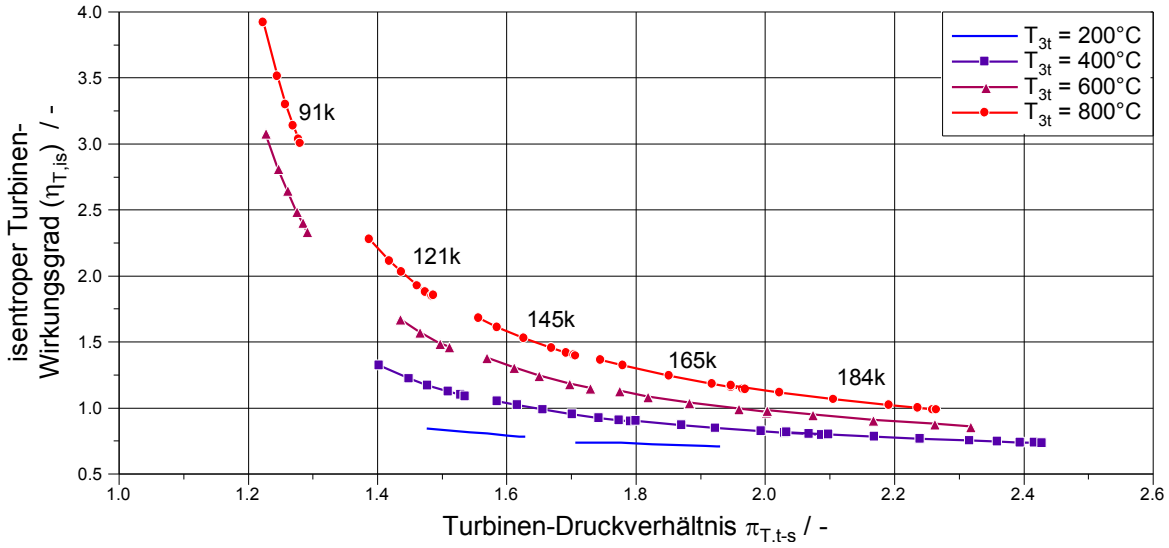

Abbildung 5.50: T_3-Variation: Isentroper Turbinen-Wirkungsgrad über Turbinen-Druckverhältnis

Der große Wärmeverlustanteil bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 200°C wird durch hinzuziehen von Abbildung 5.51 noch deutlicher. Selbst bei einem Turbinen-Druckverhältnis von 1,5 ist noch immer ein Wärmeverlustanteil von etwa 30% zu verzeichnen. Hin zu kleineren Turbinen-Druckverhältnissen sind noch weitaus größere Werte von bis zu 50% für den Anteil der Gesamtwärmverluste an der Turbinen-Leistung zu erwarten. Auffällig ist der sehr große Wärmeverlustanteil von annähernd 90% bei Turbinen-Druckverhältnissen von 1,2 für eine Turbinen-Eintrittstemperatur von T_{3t} = 800°C. Um ein besseres Verständnis für die Ursache der hohen Wärmeverlust-Anteile sowohl bei niedrigen als auch bei hohen Turbinen-Eintrittstemperaturen zu erhalten, ist eine genaue Lokalisierung der Wärmverluste notwendig.

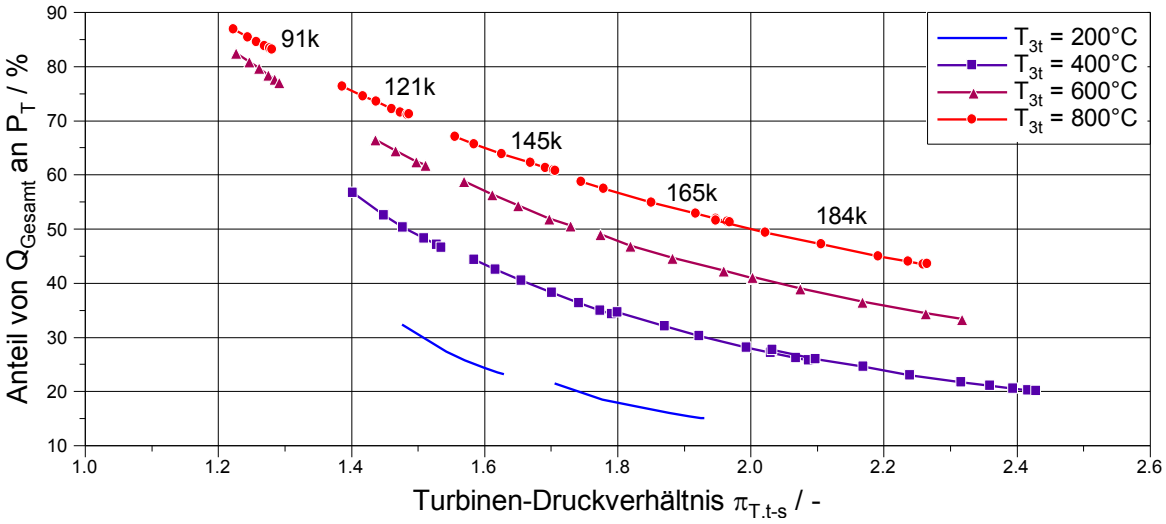

Abbildung 5.51: T_3-Variation: Anteil der gesamten Wärmeabgabe an der Turbinen-Leistung über Turbinen-Druckverhältnis

In Abbildung 5.52 ist der Anteil der Wärmverluste der Messrohre an der gesamten Wärmeabgabe dargestellt. Mit dieser Auftragung wird deutlich, dass selbst bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von T_{3t} = 200°C mehr als $^2/_3$ der Wärmeverluste in den Messrohren entstehen, wobei mit steigender Turbinen-Eintrittstemperatur der Anteil auf bis zu 73% zunimmt.

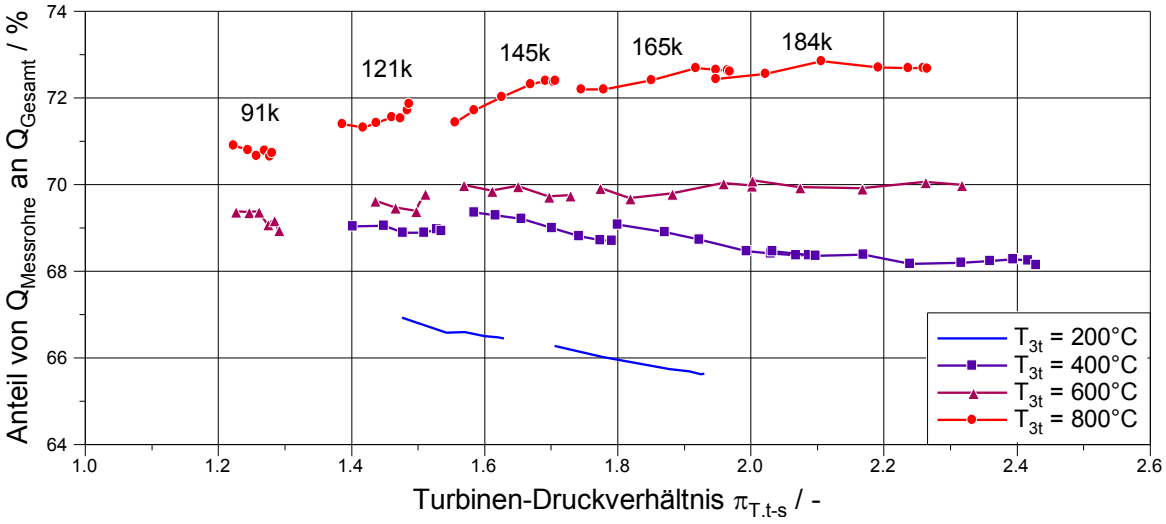

Abbildung 5.52: T_3-Variation: Wärmeverlustanteile der Messrohre und der Turbine an Q_{Gesamt}

Mit Abbildung 5.21 konnte gezeigt werden, dass für eine Abgas-Temperatur von 600°C im gesamten Betriebsbereich etwa 50% der gesamten Wärmeverluste im

Messrohr nach der Turbine entstehen. In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des Wärmeverlustanteils des Messrohrs nach der Turbine am Gesamtwärmeverlust in Abhängigkeit des Turbinen-Druckverhältnisses dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Wärmeverlustanteil des Messrohrs nach Turbine mit sinkender Abgas-Temperatur abnimmt. Dennoch ist das Messrohr nach Turbine mit mindestens 40% Anteil am Gesamtwärmverlust dominierend.

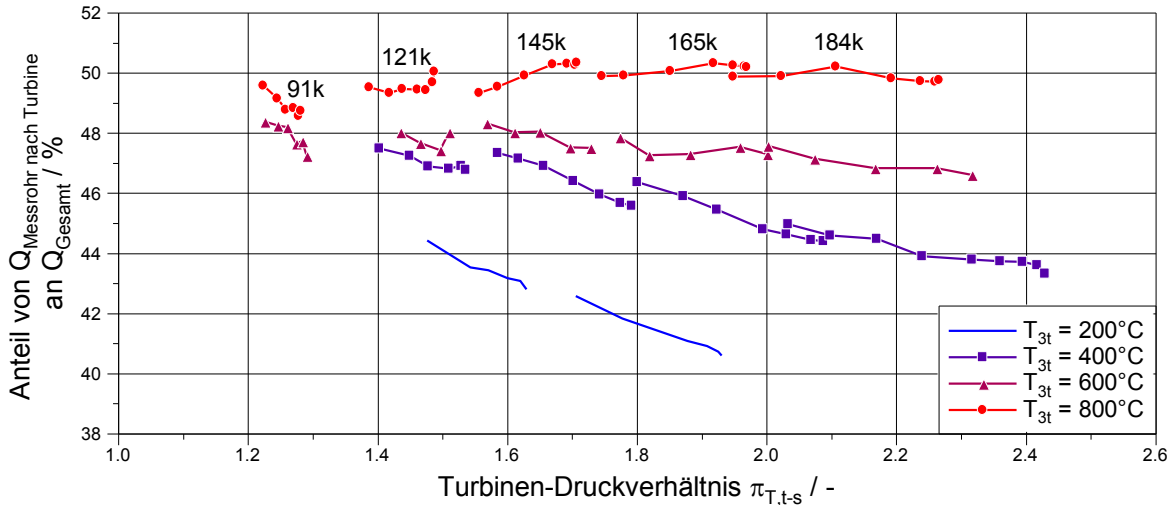

Abbildung 5.53: T_3-Variation: Wärmeverlustanteil des Messrohrs nach Turbine an Q_{Gesamt}

In Abbildung 5.54 ist die Auftragung der Wärmeverluste des Messrohrs vor Turbine in Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis und der Turbinen-Eintrittstemperatur dargestellt. Die schwarzen Punkte stellen die Betriebspunkte aus der Messung bzw. Simulation dar. Es ist eine große, annähernd lineare Abhängigkeit der Wärmeverluste von der Turbinen-Eintrittstemperatur, dahingegen eine grundsätzlich kleine Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis zu erkennen. Bei Turbinen-Druckverhältnissen kleiner 1,5 ist eine minimale Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis für Turbinen-Eintrittstemperaturen unter 600°C zu erkennen, dahingegen eine größere Abhängigkeit bei Turbinen-Eintrittstemperaturen über 600°C. Bei Turbinen-Druckverhältnissen größer 1,5 ist für Turbinen-Eintrittstemperaturen unter 600°C kaum eine Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis zu erkennen, bei Turbinen-Eintrittstemperaturen über 600°C nur eine geringe.

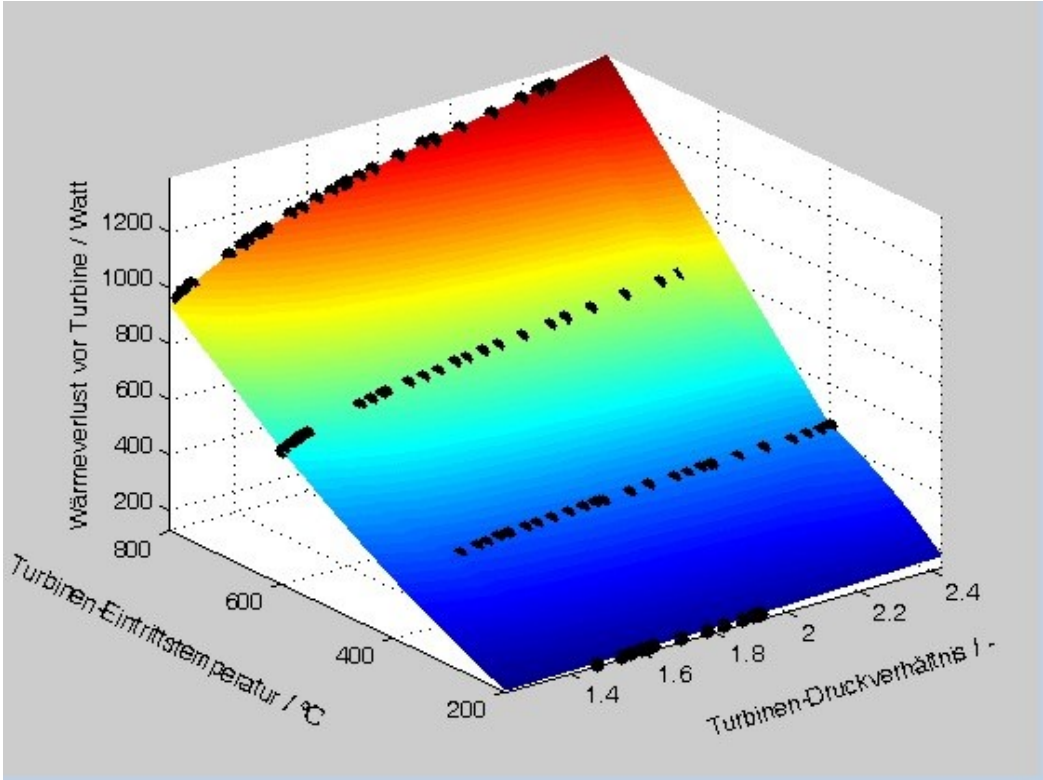

Abbildung 5.54: Wärmeverlust des Messrohrs vor Turbine in Abhängigkeit von $\pi_{T,t\text{-}s}$ und T_{3t}

In Abbildung 5.55 ist die Auftragung der Wärmeverluste der Turbine über dem Turbinen-Druckverhältnis und der Turbinen-Eintrittstemperatur dargestellt. Die Charakteristik ist annähernd identisch wie die des Messrohrs vor Turbine:

- Es ist eine große, annähernd lineare Abhängigkeit der Wärmeverluste von der Turbinen-Eintrittstemperatur zu sehen
- Die Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis ist dahingegen klein:
    - Bei Druckverhältnissen < 1,5 ist zu erkennen:
        - für T_{3t} < 600°C eine minimale Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis
        - für T_{3t} > 600°C eine etwas größere Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis
    - Bei Druckverhältnissen > 1,5 ist zu sehen:
        - für T_{3t} < 600°C kaum eine Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis
        - für T_{3t} > 600°C eine geringe Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis

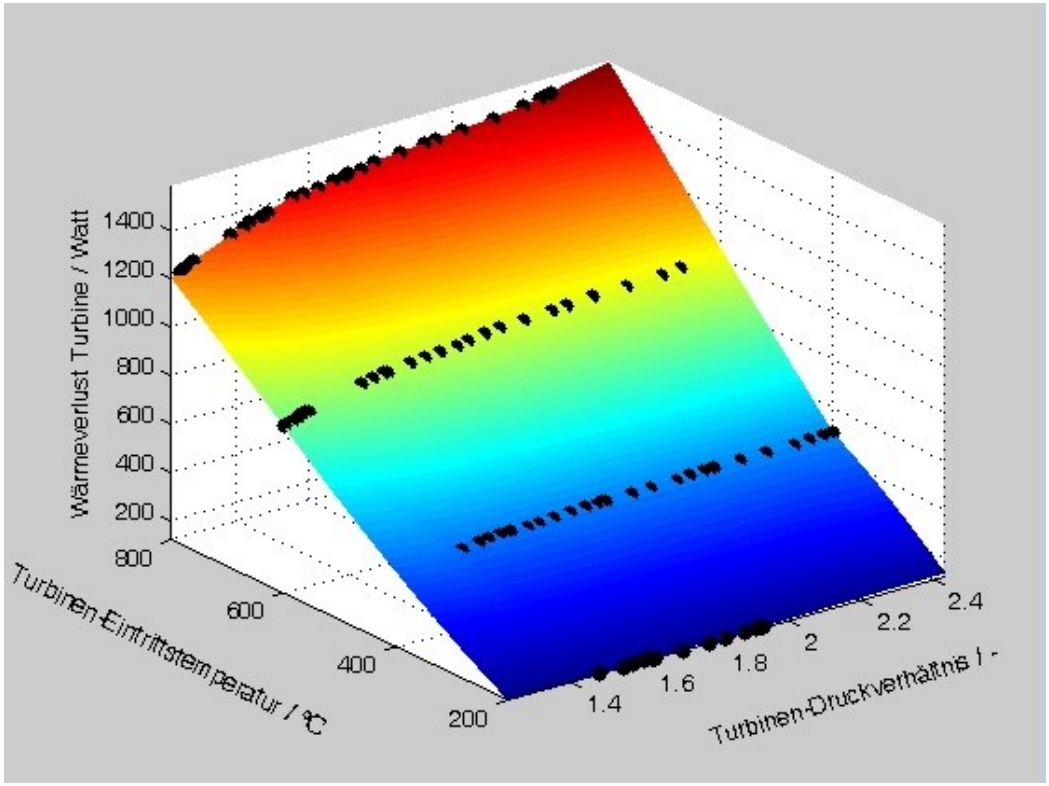

Abbildung 5.55: Wärmeverlust der Turbine in Abhängigkeit von $\pi_{T,t\text{-}s}$ und T_{3t}

In Abbildung 5.56 ist die Auftragung der Wärmeverluste des Messrohrs nach Turbine in Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis und der Turbinen-Eintrittstemperatur dargestellt. Wie auch schon bei den beiden vorherigen Abbildungen ist eine große, annähernd lineare Abhängigkeit der Wärmeverluste von der Turbinen-Eintrittstemperatur zu sehen. Dahingegen weisen auch die Wärmeverluste des Messrohrs nach Turbine nur eine kleine Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis auf. Für Abgastemperaturen kleiner 600°C ist kaum eine Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Turbinen-Druckverhältnis festzustellen. Bei Abgastemperaturen über 600°C ist für Turbinen-Druckverhältnisse kleiner 1,5 eine größere Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Druckverhältnis zu beobachten, bei Druckverhältnisse größer 1,5 nur eine geringe.

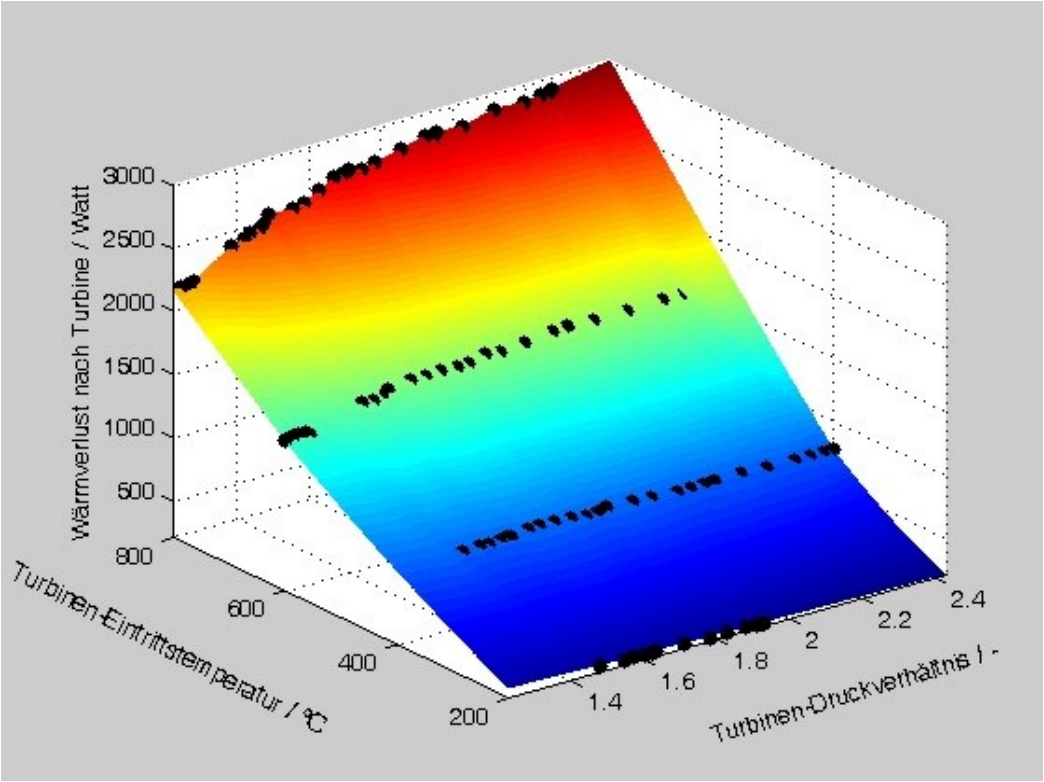

Abbildung 5.56: Wärmeverlust des Messrohrs nach Turbine in Abhängigkeit von $\pi_{T,t\text{-}s}$ und T_{3t}

In Abbildung 5.57 ist die Auftragung des Strahlungsanteils für die gesamte Wärmeabgabe über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt.

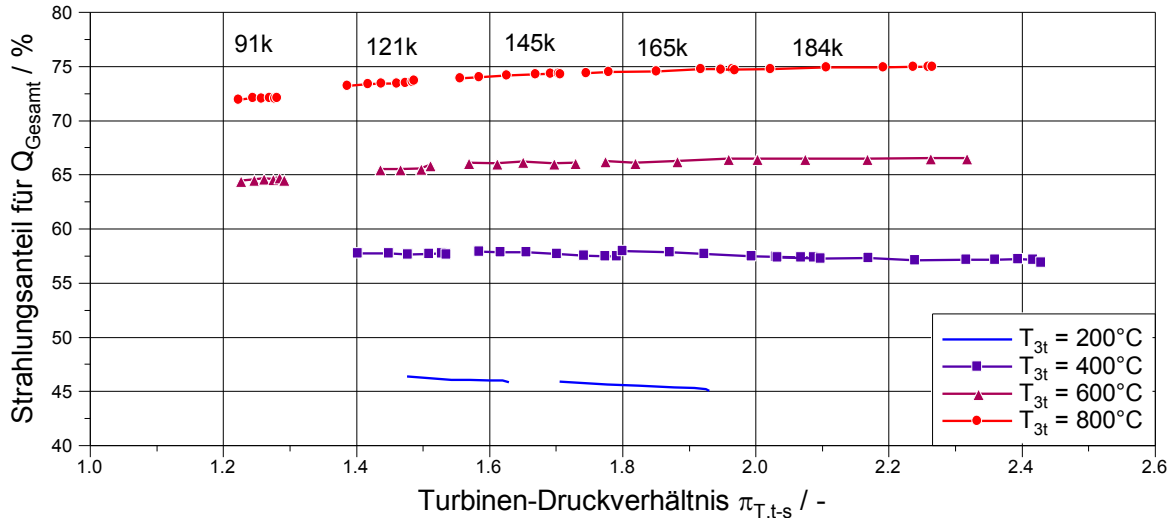

Abbildung 5.57: T_3-Variation: Strahlungsanteil für Q_{Gesamt} über Turbinen-Druckverhältnis

Für den Strahlungsanteil ist eine deutliche Abhängigkeit von der Turbinen-Eintrittstemperatur zu erkennen. Während bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 800°C die Strahlungswärme mit einem Anteil von bis zu 75% dominierend ist, nimmt der Anteil mit sinkender Turbinen-Eintrittstemperatur auf bis zu 45% ab.

In Abbildung 5.58 ist die Auftragung der effektiven Turbinen-Leistung in Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis und der Turbinen-Eintrittstemperatur dargestellt. Mit der nachfolgenden Abbildung wird deutlich, dass die Abhängigkeit der effektiven Turbinen-Leistung (bzw. der Wellen-Leistung) vom Turbinen-Druckverhältnis größer ist als die von der Turbinen-Eintrittstemperatur. Bei Turbinen-Eintrittstemperaturen kleiner 600°C führt eine Steigerung der Abgastemperatur zu einer mäßigen Steigerung der effektiven Turbinen-Leistung, wobei die Abhängigkeit näherungsweise linear ist.

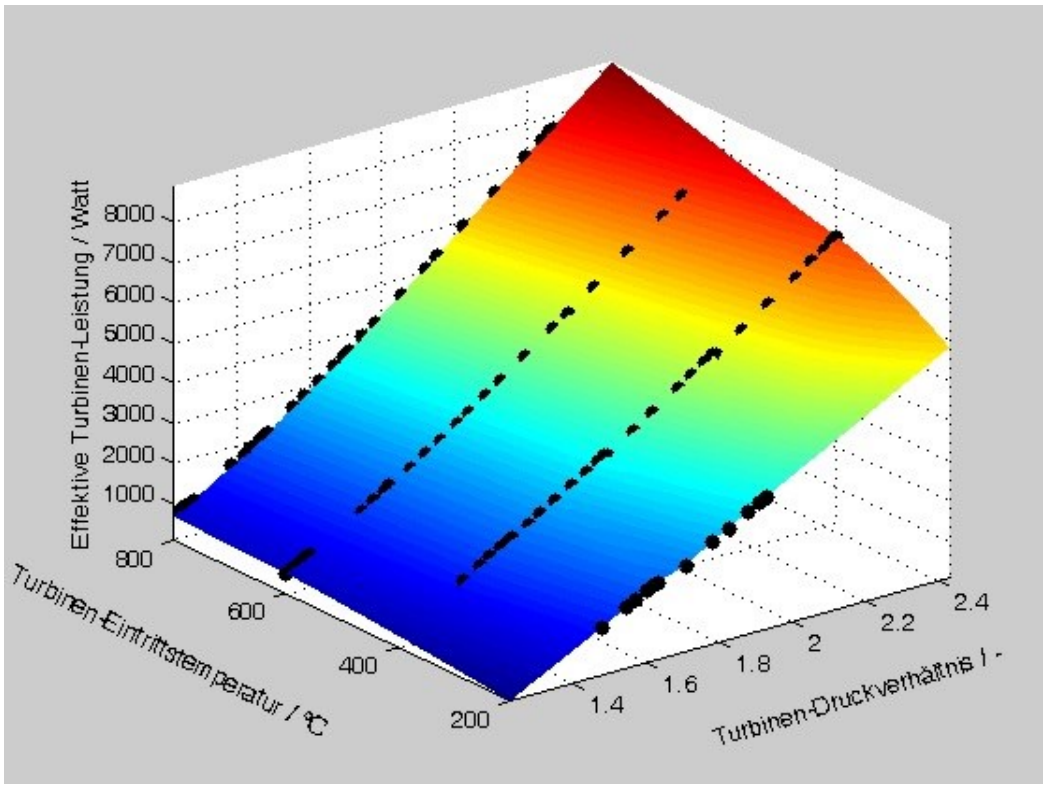

Abbildung 5.58: Effektive Turbinen-Leistung in Abhängigkeit von $\pi_{T,t\text{-}s}$ und T_{3t}

Mit steigender Turbinen-Eintrittstemperatur (T_{3t} > 600°C) nimmt -insbesondere bei höheren Turbinen-Druckverhältnissen ($\pi_{T,t\text{-}s}$ > 2,0)- die Abhängigkeit der effektiven Turbinen-Leistung von der Abgastemperatur ab. In diesem Betriebsbereich (T_{3t} >

600°C & $\pi_{T,t\text{-}s}$ > 2,0) führt eine weitere Steigerung der Turbinen-Eintrittstemperatur kaum noch zu einer Zunahme der effektiven Turbinen-Leistung.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung des Wärmverlust-Anteils des Volutenbereichs vor TR-Eintritt über dem Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass -insbesondere bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen- die Wärmeabfuhr nach TR-Eintritt mit sinkender Turbinen-Eintrittstemperatur zunimmt. Das bedeutet, dass der Fehler durch die Annahme einer vollständigen Wärmeabfuhr vor TR-Eintritt mit abnehmender Turbinen-Eintrittstemperatur größer wird. Dies muss im Rahmen der Bedatung des thermischen Netzwerkmodells berücksichtigt werden, um eine hohe Güte anschließender Motorprozess-Simulationen gewährleisten zu können

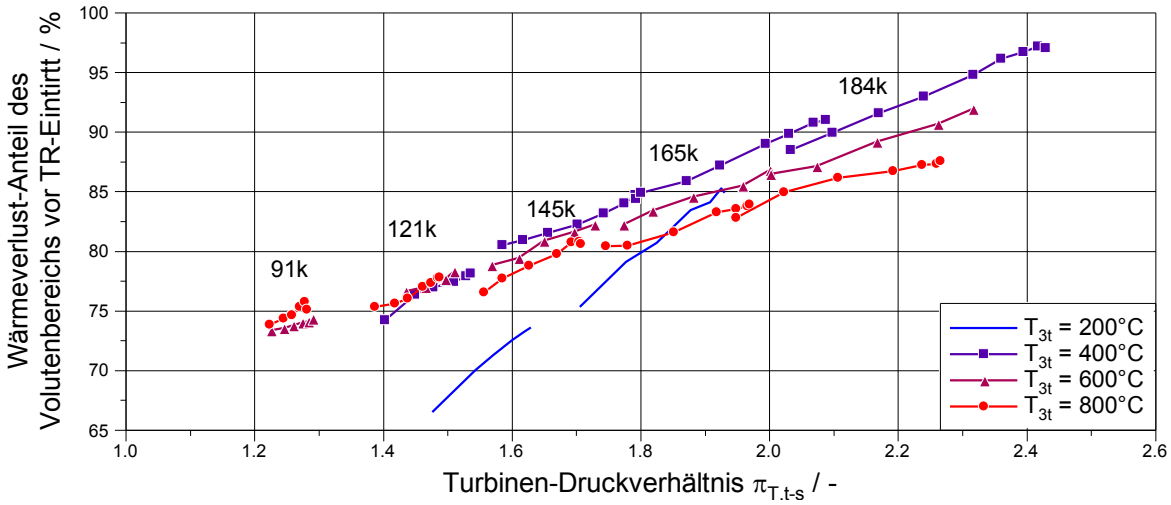

Abbildung 5.59: T_3-Variation: Wärmeverlust-Anteil des Volutenbereichs vor TR-Eintritt über Turbinen-Druckverhältnis

5.5. Erkenntnisse für den Bedatungsprozess aus den numerischen Untersuchungen

Nachfolgend ist eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse aus den numerischen Untersuchungen vorzufinden, die für den Bedatungsprozess von thermischen Netzwerkmodellen von Relevanz sind.

Zunächst einmal ist festzuhalten, dass bei einer Heißgastemperatur von 600°C und einer Referenztemperatur von 20°C die Wärmeübergangskoeffizienten in einem engen Bandbereich von $26 < \alpha < 51$ liegen, wobei der kleinste Wärmeübergangskoeffizient ganz links im Turbinen-Kennfeld vorzufinden ist und mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis stetig zunimmt. Für vergleichbare Test-Konditionen (insbesondere betreffend der Abgastemperatur und der Abmessungen der Messrohre) und einen Abgasturbolader ähnlicher Baugröße kann in erster Näherung angenommen werden, dass die Wärmeübergangskoeffizienten übertragbar sind. Das bedeutet, dass mit den im Rahmen dieser Arbeit ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten ($26 < \alpha < 51$) die Wärmeabgabe eines Turboladers mit vergleichbarer Baugröße näherungsweise berechnet werden kann, sofern Daten zu den Oberflächentemperaturen des Turbinengehäuses vorliegen und daraus eine mittlere Gehäuse-Oberflächentemperatur ermittelt werden kann. Es muss an dieser Stelle aber erwähnt werden, dass diese Vorgehensweise nur für eine grobe Erst-Abschätzung geeignet ist, um die Größenordnung der Wärmeverluste zu ermitteln, nicht jedoch für die Bedatung eines thermischen Netzwerkmodells.

Eine wichtige Erkenntnis für die Bedatung von thermischen Netzwerkmodellen lässt sich aus Abbildung 5.19 ableiten, in welcher der Quotient aus der gesamten Wärmeabgabe und Turbinen-Leistung über dem Turbinen-Druckverhältnis aufgetragen ist.

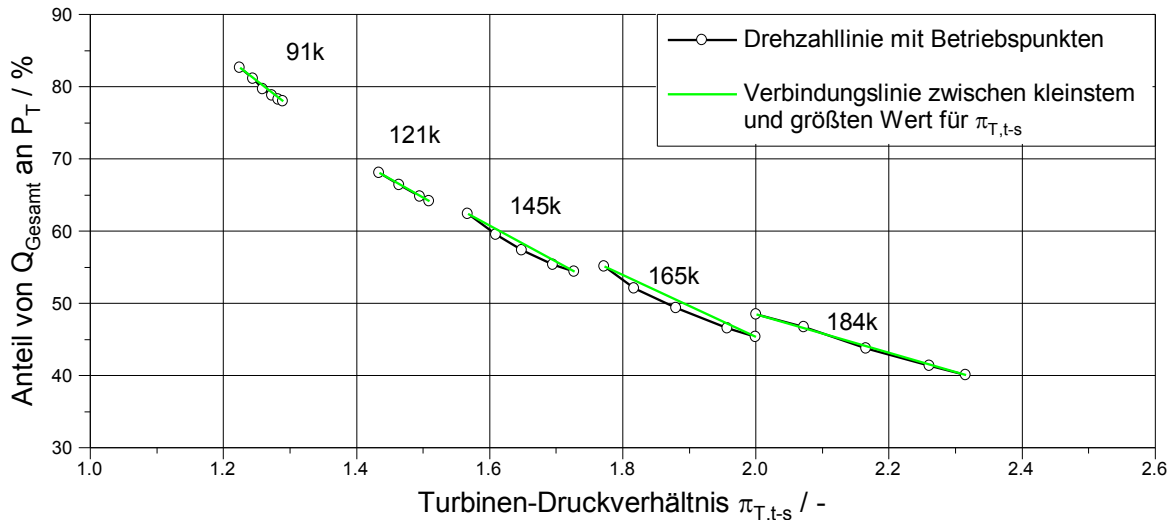

Abbildung 5.60: Ermittlung von linearen Verbindungslinien zwecks vereinfachter Nachbildung der realen Wärmeverlust-Charakteristik

In Abbildung 5.60 ist zu sehen, dass für jede Drehzahllinie eine Verbindungslinie zwischen kleinstem und größtem Turbinen-Druckverhältnis generiert werden kann, die in sehr guter Näherung den Verlauf der tatsächlichen Drehzahllinie mit den realen Betriebspunkten wiedergibt. Wie in Abschnitt 1.2 geschildert, liegt das wesentliche Ziel in dem zu entwickelnden neuen Ansatz zur experimentellen Modellierung von Turboladern darin, den Aufwand gegenüber einer Standard-Turbinenkennfeld-Messung überschaubar zu halten. So muss die Zielsetzung darin liegen, den Aufwand der quasi-adiabaten Turbinen-Kennfeldmessungen zu minimieren, da diese nach bisherigem Stand einen erheblichen Mehraufwand gegenüber einer Standard Turbinenkennfeld-Messung bedeuten. Zu diesem Zweck kann der mit Abbildung 5.60 aufgezeigte Zusammenhang genutzt werden. Demnach würde es genügen, die Wärmeabgabe bei niedrigstem und höchstem Turbinen-Druckverhältnis jeder Drehzahllinie zu kennen, um die Wärmeverluste der dazwischen liegenden Betriebspunkte mit sehr guter Ergebnisqualität interpolieren zu können. Damit lassen sich wiederum die quasi-adiabaten Turbinenkennfeld-Messungen auf ein Minimum reduzieren, nämlich den Betriebspunkt bei kleinstem und größtem Turbinen-Druckverhältnis. Mit dieser Vorgehensweise kann der Aufwand einer quasi-adiabaten Turbinenkennfeld-Messung um mehr als 70% reduziert werden.

Mit der Wärmestromanalyse konnte aufgezeigt werden, dass 65-73% der gesamten Wärmeverluste über die Messrohre abgeführt werden. Den größten Anteil mit 40-50% der gesamten Wärmeabgabe hat das Messrohr nach Turbine, was durch die große Länge aufgrund der integrierten Mess-Einrichtung (Mischer-Geometrie) zur Ermittlung von T_{4t} bedingt ist. Die Kenntnis bezüglich der Dominanz der Messrohre bei den Wärmeverlusten, insbesondere des Messrohrs nach Turbine, führt zu der Idee, massenstrom- und temperaturabhängige Wärmekennfelder für diese zu ermitteln. Mit diesen Wärmekennfeldern könnte ein Großteil der Wärmeverluste berechnet und gleichzeitig die Abgastemperaturen am Turbinengehäuse-Eintritt und -Austritt ermittelt werden. Hiermit wird die Möglichkeit eröffnet, die Bilanzierung am Gehäuse-Eintritt und -Austritt statt an den Messstellen 3 und 4 vorzunehmen, was essentiell für die Bedatung von thermischen Netzwerkmodellen ist. Grund hierfür ist, dass eindimensionale thermische Netzwerkmodelle auf dem Ansatz beruhen, dass jegliche Wärmverluste vor TR-Eintritt entstehen [20]. Mit der Kenntnis, dass bis zu 50% der gesamten Wärmeverluste im Messrohr nach Turbine entstehen wird deutlich, dass ein großer Fehler entsteht, wenn die Wärmeverluste zwischen den Messstellen 3 und 4 bilanziert werden. Um diese Fehlerquelle zu eliminieren, ist die Bilanzierung der Wärmeströme am Turbinengehäuseeintritt und -austritt notwendig. Damit wird die Notwendigkeit der genauen Kenntnis der Wärmeverluste der Messrohre, d.h. die Notwendigkeit der massenstrom- und temperaturabhängigen Wärmekennfelder deutlich. Wesentliches Ziel ist hierbei, mit minimalem Aufwand die Abgastemperatur am Turbinengehäuse-Eintritt aus der gemessenen Temperatur an der Messstelle 3 und die Abgastemperatur am Turbinengehäuse-Austritt aus der Temperaturmessung an der Messstelle 4 durch hinzuziehen der Wärmekennfelder zu ermitteln.

Mit Abbildung 5.57 konnte gezeigt werden, dass die Strahlungswärme bei Turbinen-Eintrittstemperaturen oberhalb von 400°C dominierend ist. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 800°C der Anteil der Strahlungswärme bis zu 75% beträgt. Bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 200°C beträgt der Strahlungsanteil etwa 45%.

Mittels der bauteilbezogenen Betrachtung der Wärmeströme innerhalb der Turbinenstufe konnte mit Abbildung 5.59 aufgezeigt werden, dass bei einer Bilanzierung der Wärmeverluste auf den Turbinengehäuse-Eintritt und -Austritt bis zu 40 % der Gesamtwärmeabgabe nach TR-Eintritt erfolgt. Dieser höchste Anteil ist bei niedrigen T_3-Werten (200°C) in Kombination mit kleinen Turbinen-Druckverhältnissen zu erwarten. Mit zunehmendem Turbinen-Druckverhältnis nimmt dieser Anteil auf etwa 5% ab, was bedeutet, dass der Fehler durch die Annahme einer vollständigen Wärmeabfuhr vor TR-Eintritt kleiner wird. Insbesondere bei kleinen Turbinendruckverhältnissen in Kombination mit niedrigen Turbinen-Eintrittstemperaturen, bei denen der Anteil der Wärmeabfuhr nach TR-Eintritt bis zu 40% beträgt, sollte im Rahmen der Bedatung des thermischen Netzwerkmodells auf die Annahme einer vollständigen Wärmeabfuhr vor TR-Eintritt verzichtet werden. Sonst hätte dies zur Folge, dass die am Turbinenrad-Eintritt zur Verfügung stehende Abgas-Enthalpie unterschätzt wird, woraus eine zu kleine effektive Turbinenleistung bzw. ein zu kleiner effektiver Turbinen-Wirkungsgrad resultieren würde.

Auf Basis von Untersuchungen zur Auswirkung der Wärmeverluste auf die Turbinen-Betriebscharakteristik konnten verschiedene Probleme aufgezeigt werden, die bei der Verwendung von adiabaten Turbinenkennfeldern in der Motorprozess-Simulation ohne die Berücksichtigung von Wärmeströmen führen würden. In den Abbildungen 5.45 und 5.46 konnte aufgezeigt werden, dass mit der Annahme eines adiabaten Zustandes der effektive Turbinen-Wirkungsgrad um bis zu 3%-Punkte überschätzt wird. Insbesondere waren bei kleinen Turbinen-Druckverhältnissen größere Diskrepanzen zu erkennen. Ein weiterer Fehler, der durch die Verwendung eines adiabaten Turbinen-Kennfelds ohne Berücksichtigung von Wärmeströmen in der Motorprozess-Simulation entstehen würde, betrifft die Turbinen-Austrittstemperatur. In Abbildung 5.49 konnte gezeigt werden, dass bei einer Abgastemperatur von 600°C im Falle einer adiabaten Annahme die Turbinenrad-Austrittstemperatur um 20-50K überschätzt wird. Hierbei muss erwähnt werden, dass im realen Motorbetrieb bedingt durch Abgastemperaturen von bis zu 1050°C deutlich größere Abweichungen in der

Turbinenrad-Austrittstemperatur zu erwarten sind. Dieser Aspekt ist im Hinblick auf die Bestimmung eines korrekten Zustands bei der Anströmung des Katalysators besonders kritisch.

Die Erkenntnisse, die auf Basis von Untersuchungen zur Auswirkung der Wärmeverluste auf die Turbinen-Betriebscharakteristik ermittelt wurden, verdeutlichen die Wichtigkeit der Berücksichtigung von Wärmeströmen in der Motorprozess-Simulation. Ein weiterer Aspekt, der in diesem Zusammenhang von Bedeutung ist, betrifft den in [66] geschilderten Ausblick, dass in Zukunft verstärkt CFD-basierte adiabate Turbinenkennfelder für die Motorprozess-Simulation eingesetzt werden. In diesem Zusammenhang ist insbesondere die Überschätzung des effektiven Turbinen-Wirkungsgrades im Rahmen einer adiabaten CFD-Simulation kritisch, da dies unter Anderem zu einem optimistischen Resultat bezüglich des transienten Ansprechverhaltens in der Motorprozess-Simulation führen würde. An dieser Stelle wird deutlich, dass auch für die Verwendbarkeit von adiabaten CFD Turbinenkennfeldern in Motorprozess-Simulationen Modellansätze entwickelt werden müssen, um die Wärmeverluste berücksichtigen zu können.

In Abschnitt 4.3.3 konnte im Rahmen der Überprüfung der diabat isolierten Versuchsreihe auf einen möglichen Wärmestrom an die Umgebung gezeigt werden, dass trotz intensiver Isolierung die Wärmeabgabe an die Umgebung nur etwa um 15-20% gehemmt werden kann. In [57] wird erwähnt, dass mittels Isolierung die Wärmeverluste an die Umgebung im Rahmen einer diabaten Turbinen-Kennfeldmessung bei T_{3t} = 500°C vernachlässigt werden können. Diese Annahme würde bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Brennkammer-Versuchen zu einem großen Fehler führen, da trotz intensiver Isolierung des Abgasturboladers und der Messrohre nachweislich eine große Wärmeabgabe an die Umgebung stattfindet. Für den Bedatungsprozess bedeutet das, dass es ermöglicht werden muss, die Wärmeströme ohne ein diabat isoliertes Turbinenkennfeld zu ermitteln.

Eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse und einen Gesamtüberblick liefern die nachfolgenden Abbildungen (Abb. 5.61 – Abb. 5.68), in denen für die verschiedenen Turbinen-Eintrittstemperaturen (T_{3t} = 200°C, 400°C, 600°C und 800°C) die absolute und prozentuale Auftragung aller Leistungs- und Wärmeverlustanteile in Abhängigkeit des Turbinen-Druckverhältnisses dargestellt sind. Aus Abb. 5.61 kann entnommen werden, dass die einzelnen Wärmeströme über dem gesamten Betriebsbereich annähernd konstant bleiben. Daraus kann geschlossen werden, dass die Turbinen-Eintrittstemperatur die ausschlaggebende Größe für die Höhe der Wärmeverluste ist. Die Wärmeverluste der Messrohre, insbesondere die des Messrohrs nach Turbine, sind dominierend. Die Wärmestrahlung spielt bei dem Messrohr vor Turbine und der Turbine selbst eine eher untergeordnete Rolle. Lediglich bei dem Messrohr nach Turbine ist die Wärmestrahlung von Relevanz.

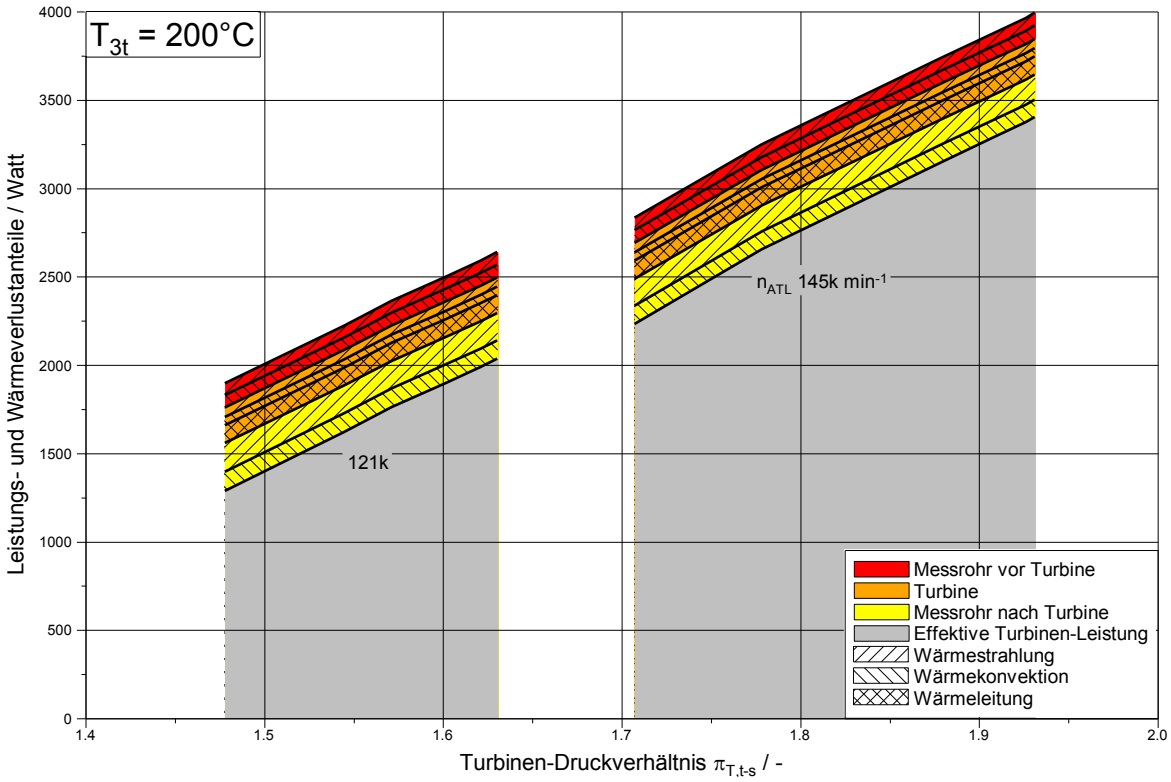

Abbildung 5.61: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 200°C

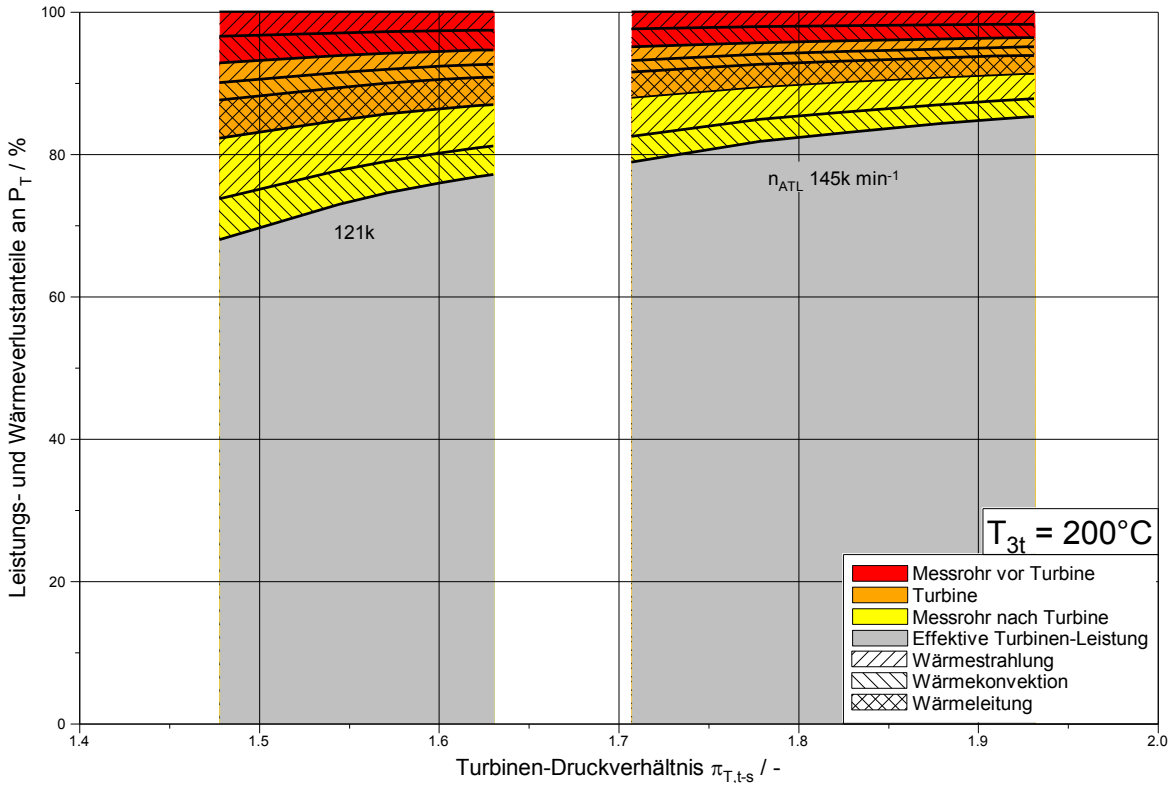

Abbildung 5.62: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 200°C

Aus Abb. 5.62 kann entnommen werden, dass selbst bei Turbinen-Druckverhältnissen von 1,5 etwa 30% der Turbinen-Leistung in Form von Wärmeverlusten ungenutzt bleibt. Etwa $^2/_3$ der Gesamtwärmeverluste können den Messrohren zugeschrieben werden, lediglich für $^1/_3$ der gesamten Wärmeabgabe ist die Turbinenstufe selbst verantwortlich. Etwas weniger als die Hälfte der gesamten Wärmeverluste können dem Messrohr nach Turbine zugeschrieben werden.

Aus der nachfolgenden Abbildung ist ebenfalls wie bei T_{3t} = 200°C zu entnehmen, dass die einzelnen Wärmeströme über dem gesamten Betriebsbereich annähernd konstant bleiben und die Wärmeverluste der Messrohre, insbesondere die des Messrohrs nach Turbine, dominierend sind. Die Wärmestrahlung ist bei dem Messrohr vor Turbine und dem Messrohr nach Turbine der dominierende Verlustmechanismus. Bei der Turbine haben die Wärmestrahlung und die -leitung eine ähnliche Relevanz.

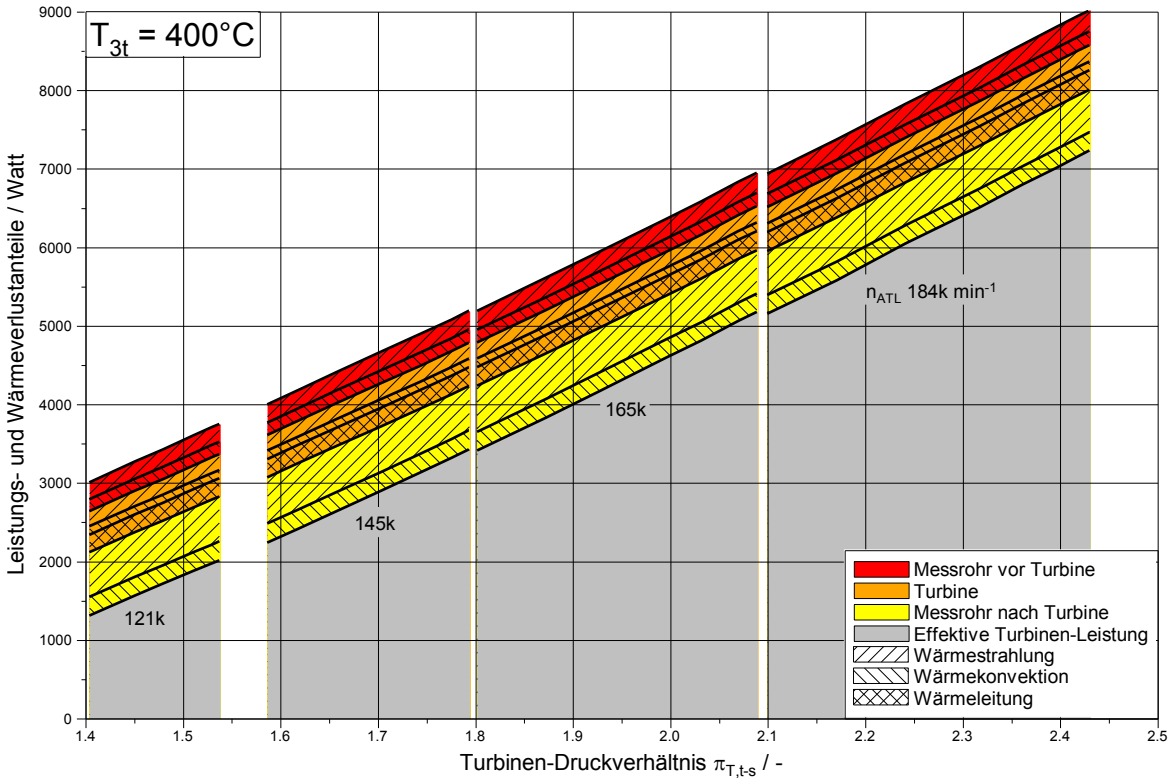

Abbildung 5.63: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 400°C

Aus Abb. 5.64 kann entnommen werden, dass bei einem Turbinen-Druckverhältnis von 1,4 knapp 60% der Turbinen-Leistung in Form von Wärme verloren geht. Etwa $^2/_3$ der Gesamtwärmeverluste können den Messrohren zugeschrieben werden, nur $^1/_3$ der Turbinenstufe. Circa die Hälfte der gesamten Wärmeverluste entsteht in dem Messrohr nach Turbine.

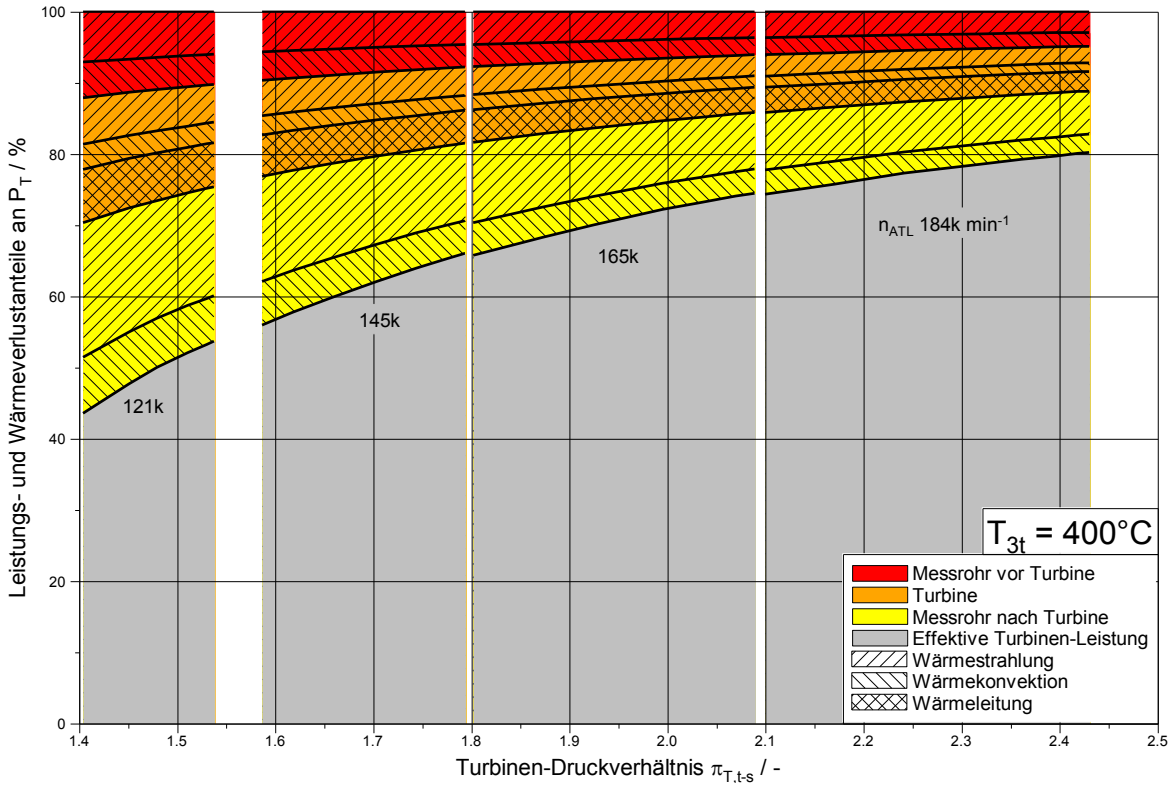

Abbildung 5.64: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 400°C

Für T_{3t} = 600°C ist ebenfalls zu beobachten, dass die einzelnen Wärmeströme über dem gesamten Betriebsbereich annähernd konstant bleiben und die Wärmeverluste der Messrohre, insbesondere die des Messrohrs nach Turbine, dominierend sind, wie aus Abb. 5.65 zu entnehmen ist. Die Wärmestrahlung ist bei allen drei Komponenten der dominierende Verlustmechanismus.

Aus Abb. 5.66 kann entnommen werden, dass bis zu 80% der Turbinen-Leistung den Wärmeverlusten zugeschrieben werden kann. Mehr als $^2/_3$ der Gesamtwärmeverluste können den Messrohren zugeschrieben werden. Knapp die Hälfte der Wärmeverluste entsteht in dem Messrohr nach Turbine.

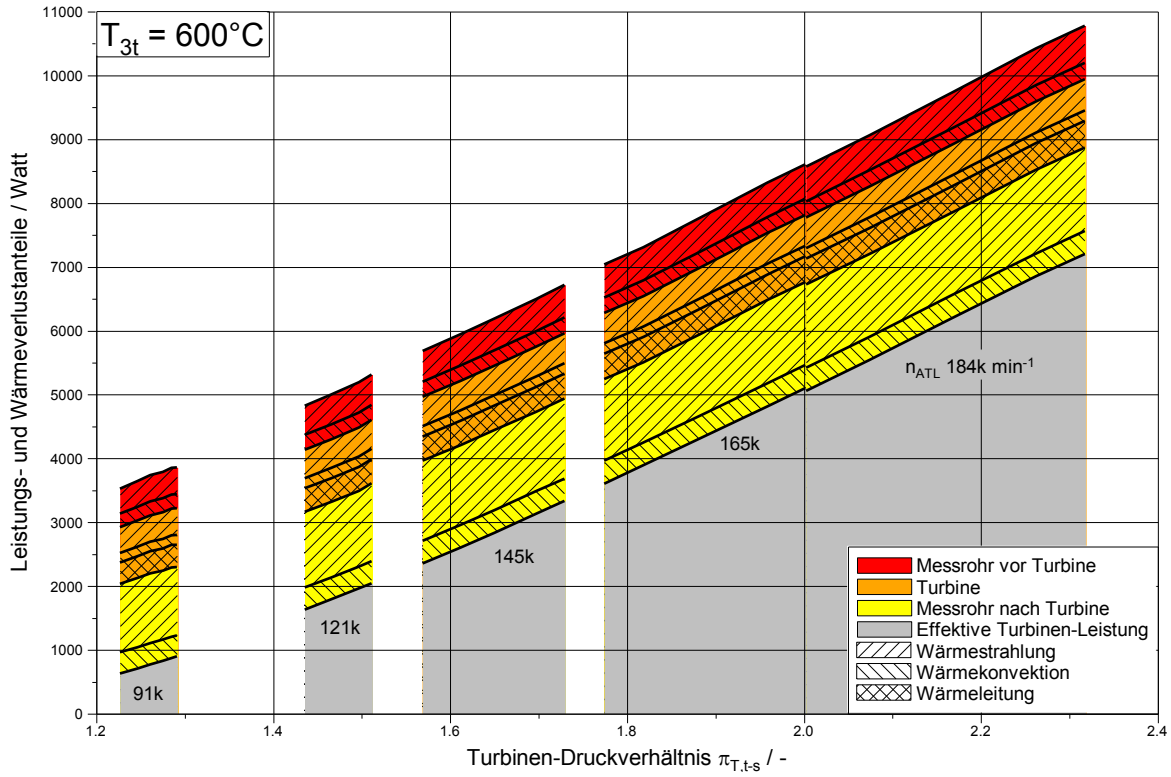

Abbildung 5.65: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C

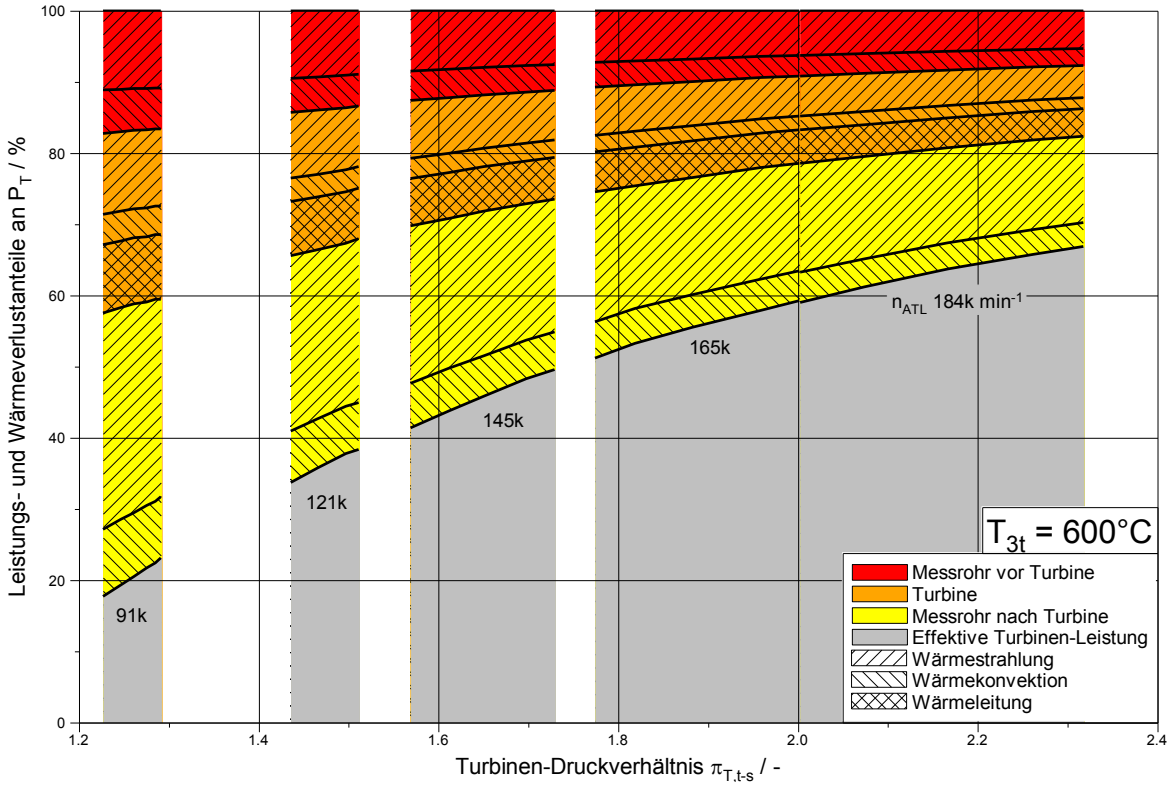

Abbildung 5.66: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C

Aus der nachfolgenden Abbildung kann entnommen werden, dass wie auch bei allen anderen Abgas-Temperaturen die einzelnen Wärmeströme über dem gesamten Betriebsbereich annähernd konstant bleiben und die Wärmeverluste der Messrohre, insbesondere die des Messrohrs nach Turbine, ausschlaggebend sind. Die Wärmestrahlung ist bei allen drei Komponenten der dominierende Verlustmechanismus.

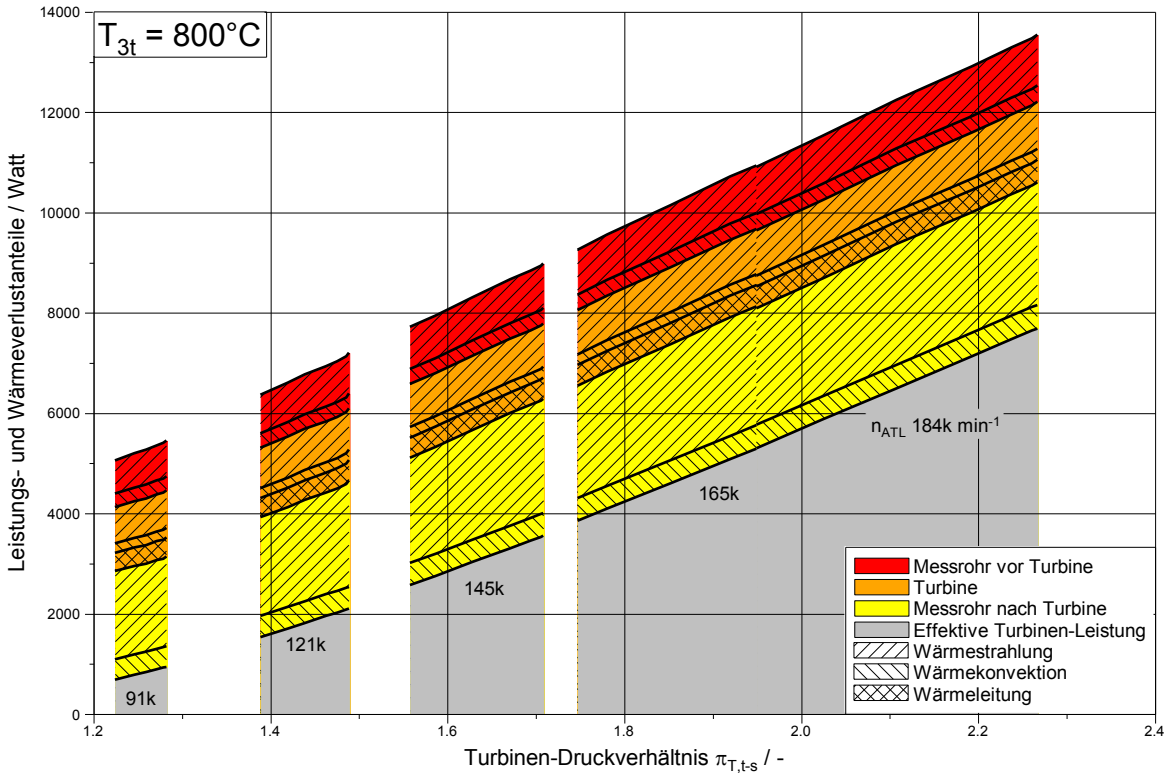

Abbildung 5.67: Absolute Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 800°C

Aus Abb. 5.68 kann entnommen werden, dass bis zu 85% der Turbinen-Leistung in Form von Wärme verloren geht. Knapp $^3/_4$ der Gesamtwärmeverluste entstehen in den Messrohren. Etwa die Hälfte der gesamten Wärmeverluste entsteht in dem Messrohr nach Turbine.

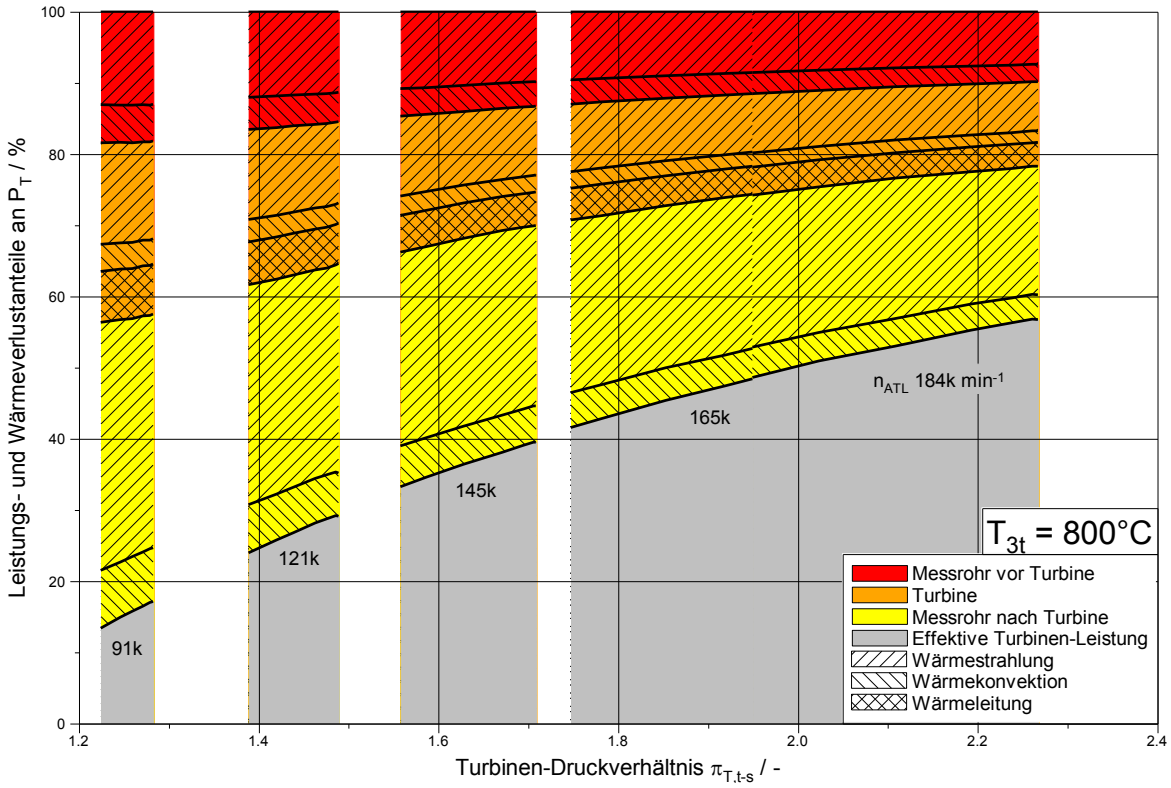

Abbildung 5.68: Prozentuale Auftragung der Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 800°C

Ein wesentlicher Nachteil der experimentellen Ermittlung der Wärmeströme besteht in der Begrenzung des maximalen Turbinen-Druckverhältnisses, im vorliegenden Fall etwa 2,3. Die Bereitstellung von Daten zu den Wärmeverlusten bei Turbinen-Druckverhältnissen von bis zu 4,0 ist essentiell für die Motorprozess-Simulation. Zu diesem Zweck wird nachfolgend eine Möglichkeit zur Extrapolation der Leistungs- und Wärmeverlustanteile hin zu höheren Turbinen-Druckverhältnissen aufgezeigt. Die Vorgehensweise besteht im Wesentlichen darin, dass zunächst eine lineare Extrapolation der effektiven Turbinen-Leistung, der gesamten Wärmeabgabe (vgl. Abb. 5.31) sowie der relativen Wärmeverlust-Anteile (vgl. Abb. 5.21) auf Basis der Kennlinie mit höchster Umfangsgeschwindigkeit vorgenommen wird. Anschließend werden die absoluten Wärmeverluste der einzelnen Komponenten berechnet. Auf Basis dieser Vorgehensweise werden die benötigten Daten beispielsweise für ein Turbinen-Druckverhältnis von 4,0 berechnet und damit die Leistungs- und Wärmeverlustanteile extrapoliert. In den beiden nachfolgenden Abbildungen ist dies für eine Abgastemperatur von 600°C beispielhaft dargestellt.

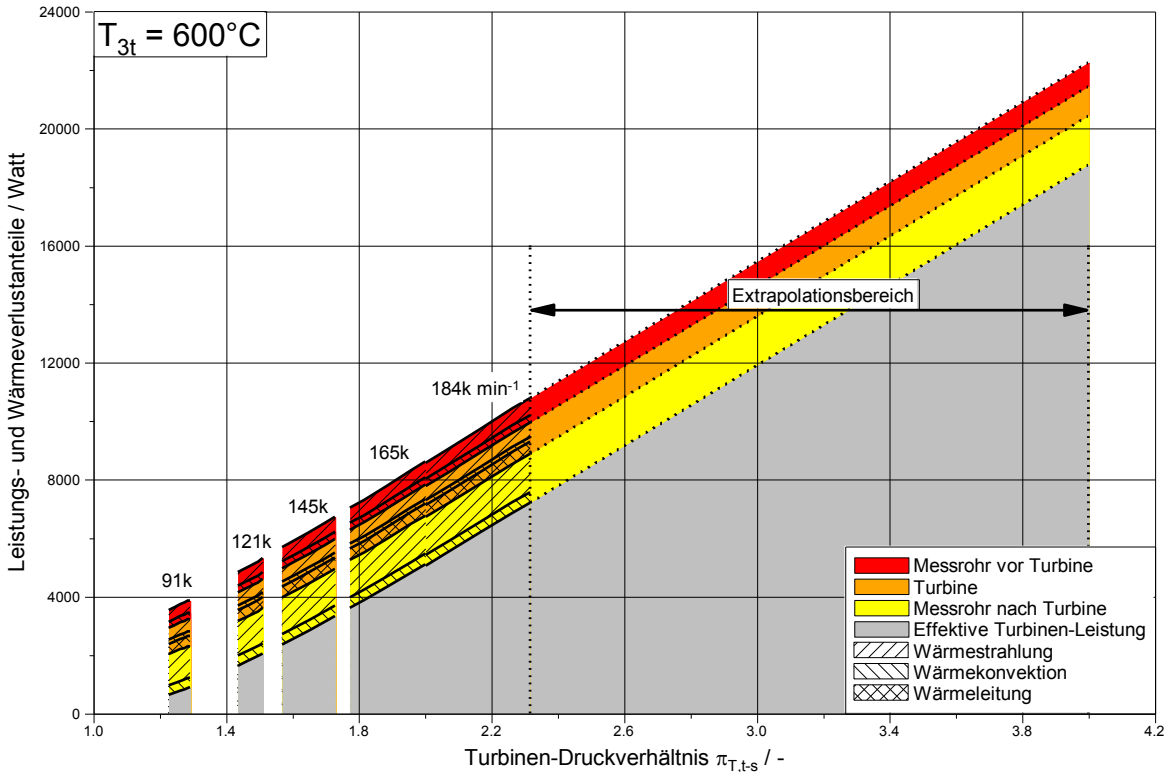

Abbildung 5.69: Extrapolation der absoluten Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C

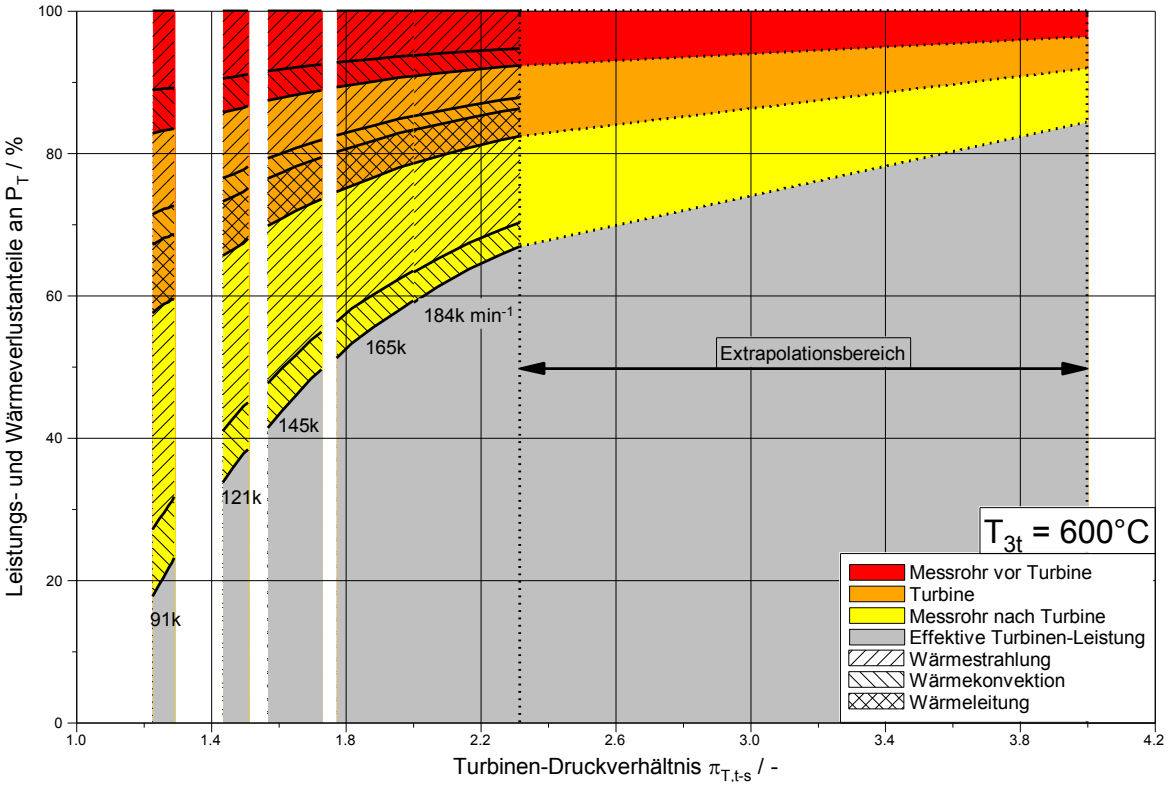

Abbildung 5.70: Extrapolation der prozentualen Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C

Zwecks Überprüfung der Genauigkeit der Extrapolation wurde eine CHT-Simulation bei einem Turbinen-Druckverhältnis von 4,0 durchgeführt, wobei eine geschätzte Temperatur von 200°C am Turbinen- und Lagergehäuseflansch (vgl. Abb. 4.30) angenommen wurde. Eine Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit den extrapolierten Daten ist in den beiden nachfolgenden Abbildungen dargestellt. Es kann gesagt werden, dass mit der vorgestellten Vorgehensweise eine sehr hohe Genauigkeit bei der Extrapolation erzielt werden kann. Die Abweichungen gegenüber den mittels CHT-Simulation ermittelten Resultaten sind minimal. Somit kann gesagt werden, dass die effektive Turbinen-Leistung und die Wärmeströme über einen weiten Druckverhältnis-Bereich (mindestens bis $\pi_{T,t\text{-}s}$ = 4,0) mit sehr hoher Genauigkeit extrapoliert werden können, sofern die Wärmeströme der einzelnen Komponenten in einem Druckverhältnis-Bereich von 2,2 < $\pi_{T,t\text{-}s}$ < 2,5 bekannt sind. Auch an dieser Stelle wird die Notwendigkeit der in diesem Abschnitt vorgeschlagenen experimentell zu ermittelnden Wärmekennfelder für die Messrohre deutlich.

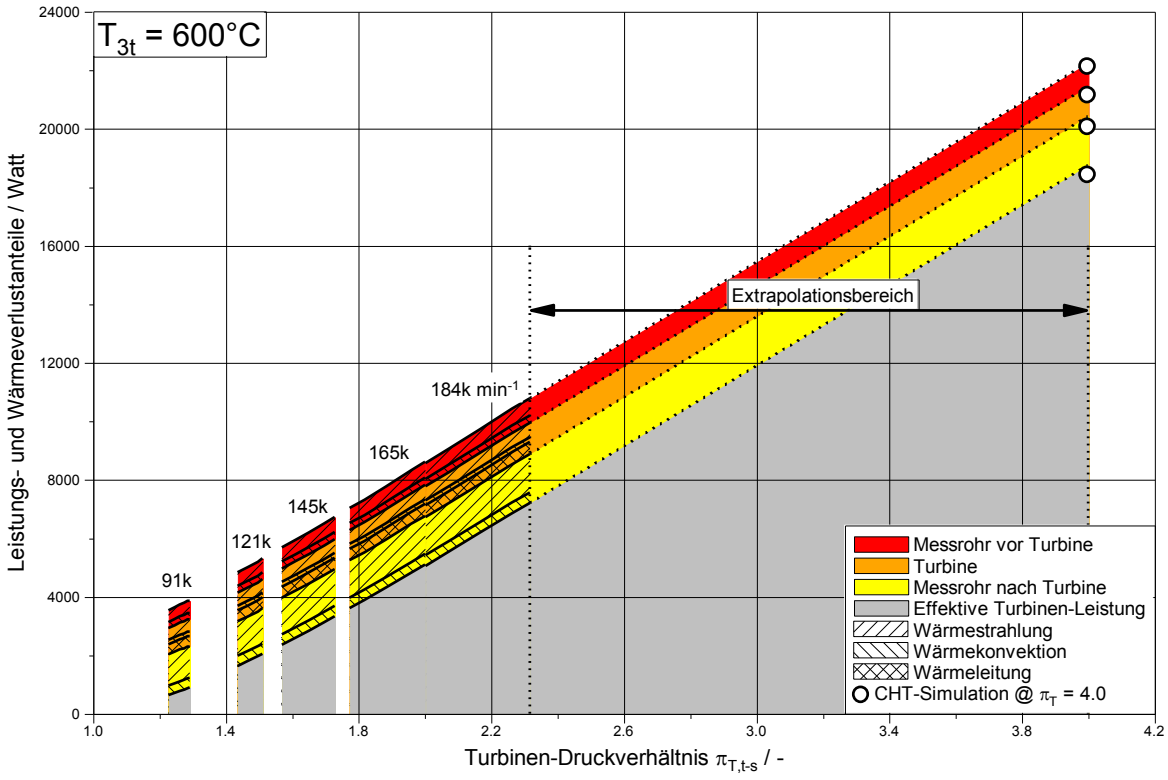

Abbildung 5.71: Extrapolation der absoluten Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C

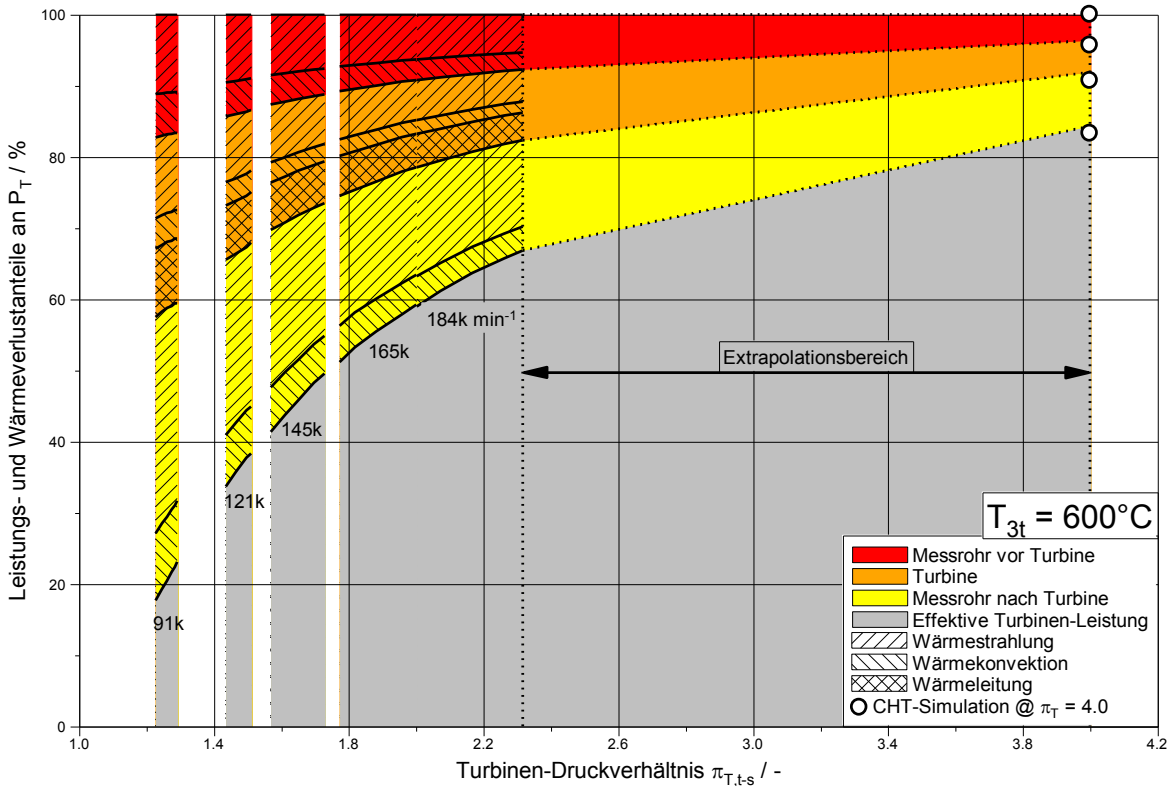

Abbildung 5.72: Extrapolation der prozentualen Leistungs- und Wärmeverlustanteile für T_{3t} = 600°C

In den beiden nachfolgenden Abbildungen sind für das kleinste und größte Turbinen-Druckverhältnis aus dem Kennfeld mit T_{3t} = 600°C die einzelnen Wärmeübertragungs- und Leistungspfade schematisch dargestellt. Es ist zu beachten, dass beide Betriebspunkte auch das Extrem wiedergeben (jeweils Maximal- und Minimal-Wert), was den Quotienten Q_{Gesamt}/P_T anbetrifft. Die Pfeildicken wurden dabei so gewählt, dass der Anteil der jeweiligen Größe an der Turbinen-Leistung (Bilanzierung zwischen Messstelle 3 & 4) korrekt dargestellt wird. Intention dieser beiden Abbildungen ist, dem Leser eine anschauliche Visualisierung zur Verfügung zu stellen, mit der auf einfache Weise die Gewichtung der einzelnen Wärmestrom- und Leistungspfade sichtbar wird. In Abbildung 5.73 ist die Bedeutung des Wärmeverlusts des T_4-Rohrs, insbesondere in Form von Strahlung zu erwähnen. In Abbildung 5.74 ist hervorzuheben, dass die Wärmeströme des T_3-Rohrs und der Turbine gegenüber der Wellenleistung annähernd vernachlässigbar sind. Lediglich die Wärmestrahlung beim T_4-Rohr spielt hier noch eine Rolle.

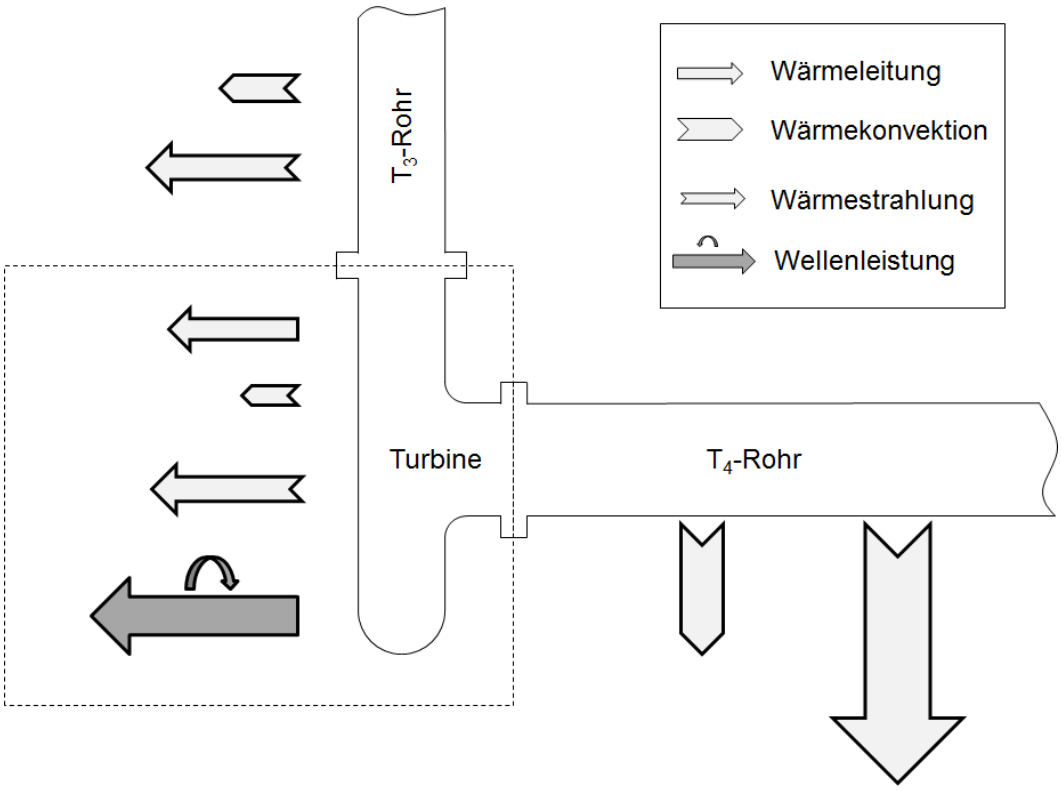

Abbildung 5.73: Schematische Darstellung aller Wärmeübertragungs- und Leistungspfade für $\pi_{T,min.}$

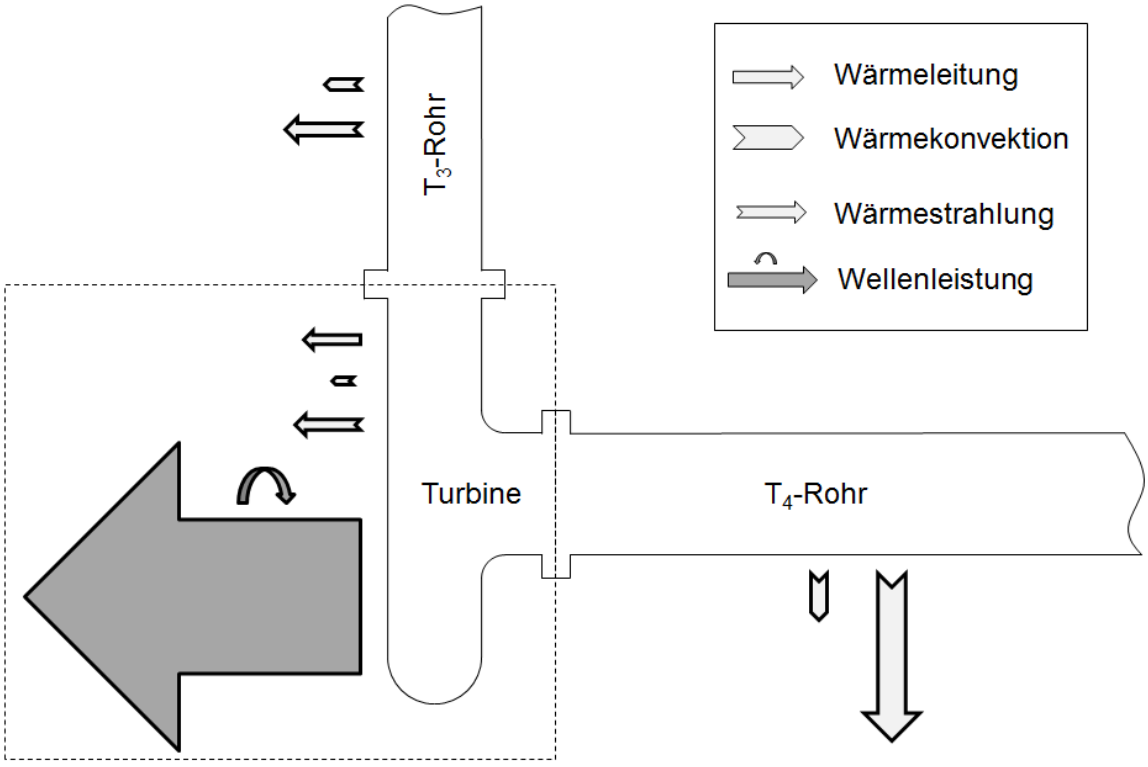

Abbildung 5.74: Schematische Darstellung aller Wärmeübertragungs- und Leistungspfade für $\pi_{T,max.}$

5.5.1. Ermittlung der Bedatungsgrößen auf Basis von CHT-Simulationen

Eine weitere Fragestellung, die für den Bedatungsprozess von Relevanz ist, betrifft die Möglichkeit der Ermittlung der Bedatungsgrößen auf Basis der numerischen Wärmestromanalysen mittels CHT-Simulationen. Nachfolgend soll aufgezeigt werden, welche Bedatungsgrößen für das thermische Netzwerkmodell notwendig sind und wie diese auf Basis der CHT-Simulationen ermittelt werden können. Im Vorfeld soll jedoch kurz der grundsätzliche Aufbau und die Funktionsweise von thermischen Netzwerkmodellen erläutert werden. Eindimensionale thermische Netzwerkmodelle (Abb. 5.75), wie sie für die Motorprozess-Simulation verwendet werden, sind aufgebaut wie elektrische Schaltkreise, bestehend aus den einzelnen Gehäusen in Form von Punktmassen, Widerständen, die eine Kopplung mit benachbarten Gehäusen bzw. Arbeitsgasen oder der Umgebung ermöglichen und Kapazitäten, um die thermische Trägheit bspw. während eines Aufheiz- oder Abkühlvorgangs zu berücksichtigen.

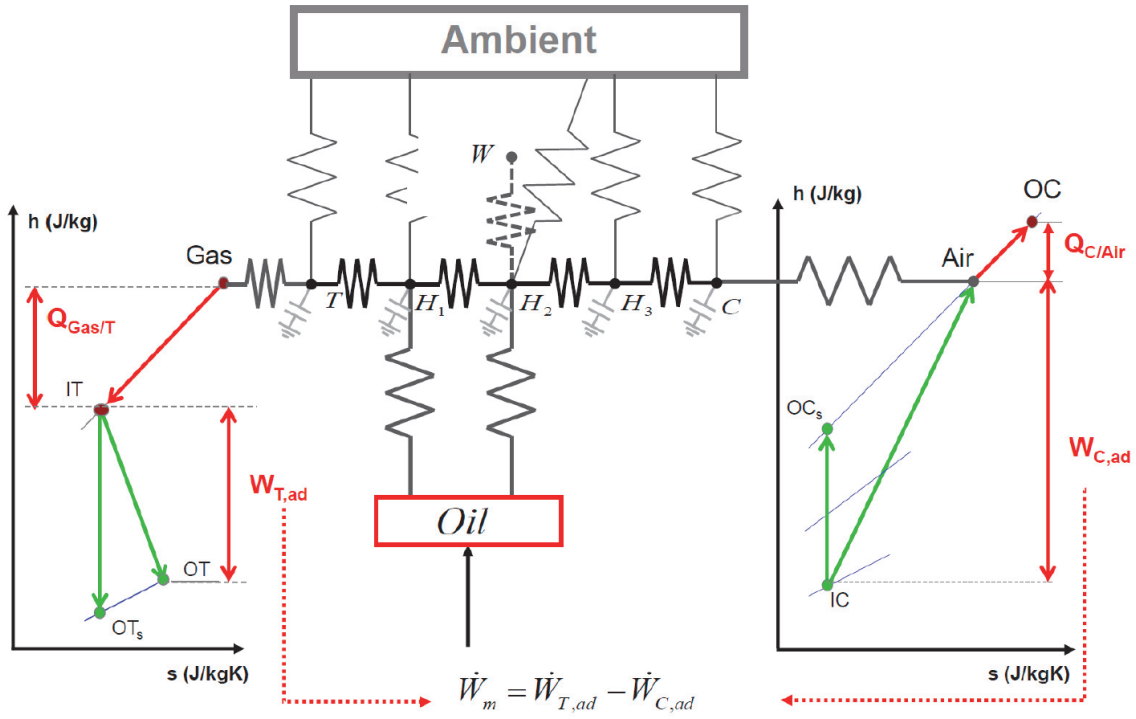

Abbildung 5.75: Eindimensionales thermisches Netzwerkmodell [20]

Folgende Größen sind für die Bedatung von thermischen Netzwerkmodellen erforderlich:

1. Konvektive Leitfähigkeit: Arbeitsgas → TG

Die konvektive Leitfähigkeit vom Arbeitsgas an die Turbinengehäuse-Innenflächen entspricht einem Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{\text{Arbeitsgas} \rightarrow \text{TG}}$). Dieser kann mit dem Wärmestrom vom Arbeitsgas an die Gehäuse-Innenflächen ($\dot{Q}_{\text{Arbeitsgas} \rightarrow \text{TG}}$), der Querschnittsgröße der Gehäuse-Innenflächen ($A_{\text{TG}-\text{Innenfläche}}$), der Turbinen-Eintrittstemperatur (T_{3t}) und der mittleren Turbinengehäuse-Außenflächentemperatur ($\overline{T}_{\text{TG}}$) ermittelt werden:

$$\alpha_{\text{Arbeitsgas} \rightarrow \text{TG}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Arbeitsgas} \rightarrow \text{TG}}}{A_{\text{TG}-\text{Innenfläche}} \cdot (T_{3t} - \overline{T}_{\text{TG}})} \tag{5.2}$$

2. Konduktive Leitfähigkeit: TG → LG

Die konduktive Leitfähigkeit vom Turbinengehäuse an das Lagergehäuse ($\lambda_{\text{TG}\rightarrow\text{LG}}$) entspricht einer Wärmeleitfähigkeit, die eine Auswerte-Größe der CHT-Simulation ist.

3. Wärmekapazität

Die Wärmekapazität des Turbinengehäuses ($c_{p,\text{TG}}$) ist ebenfalls eine Auswerte-Größe der CHT-Simulation.

4. Konvektive Leitfähigkeit: TG → Umgebung

Die konvektive Leitfähigkeit vom Turbinengehäuse an die Umgebung entspricht einem Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{\text{TG} \rightarrow \text{Umgebung}}$). Dieser kann mit dem Wärmestrom vom Turbinengehäuse an die Umgebung ($\dot{Q}_{\text{TG} \rightarrow \text{Umgebung}}$), der Querschnittsgröße der Gehäuse-Außenflächen ($A_{\text{TG}-\text{Außenfläche}}$), der mittleren Turbinengehäuse-Außenflächentemperatur ($\overline{T}_{\text{TG}}$) und der Umgebungstemperatur (T_{Umgebung}) ermittelt werden:

$$\alpha_{TG \rightarrow Umgebung} = \frac{\dot{Q}_{TG \rightarrow Umgebung}}{A_{TG-Außenfläche} \cdot \left(\overline{T}_{TG} - T_{Umgebung}\right)} \tag{5.3}$$

5. Leitfähigkeit der Strahlung

Die Leitfähigkeit der Strahlung entspricht dem Emissionskoeffizienten des Turbinengehäuses. Dieser beträgt gemäß der mattschwarzen Beschichtung 0,96.

In der nachfolgenden Abbildung ist für verschiedene Abgastemperaturen die Abhängigkeit der konvektiven Leitfähigkeit (Arbeitsgas → TG) vom Turbinen-Druckverhältnis dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit steigender Abgastemperatur der Wärmeübergangskoeffizient geringfügig abnimmt und mit steigendem Turbinen-Druckverhältnis näherungsweise linear zunimmt.

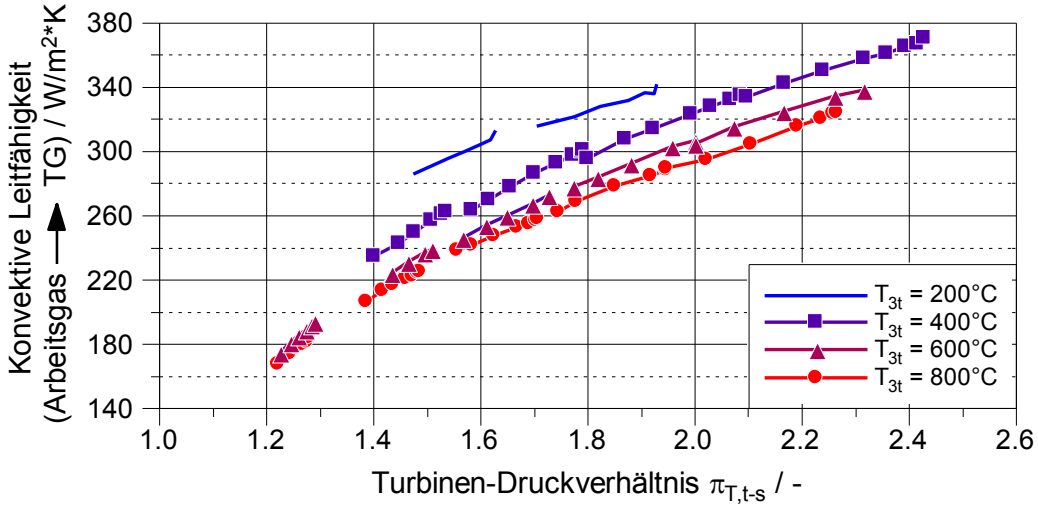

Abbildung 5.76: Konvektive Leitfähigkeit (Arbeitsgas → TG) in Abhängigkeit von T_{3t} und $\pi_{T,t-s}$

In Abbildung 5.77 ist die Auftragung der konvektiven Leitfähigkeit (TG → Umgebung) und der konduktiven Leitfähigkeit (TG → LG) über der Turbinen-Eintrittstemperatur dargestellt. Für die konvektive Leitfähigkeit (TG → Umgebung) ist für T_{3t} > 600°C keine Zunahme mehr zu erkennen. Für die konduktive Leitfähigkeit ist eine lineare Abhängigkeit von der Turbinen-Eintrittstemperatur zu sehen. Beide Größen weisen keine bzw. kaum eine Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis auf.

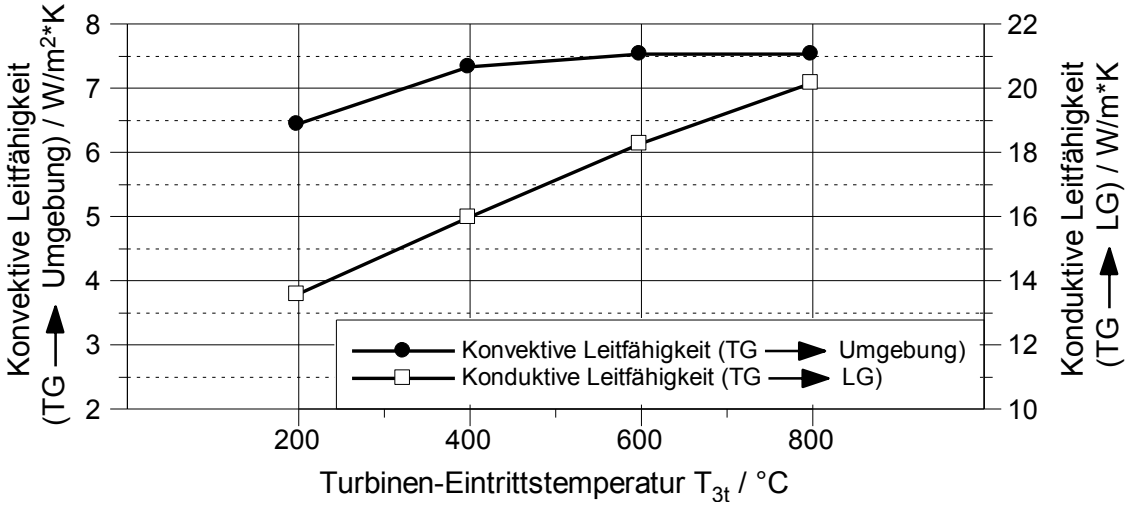

Abbildung 5.77: Konvektive (TG → Umgebung) und konduktive Leitfähigkeit (TG → LG) über T_{3t}

In der nachfolgenden Abbildung ist die Auftragung der Wärmekapazität des Turbinengehäuses über der Turbinen-Eintrittstemperatur dargestellt. Die Wärmekapazität weist eine lineare Abhängigkeit von T_{3t} und keine bzw. kaum eine Abhängigkeit vom Turbinen-Druckverhältnis auf.

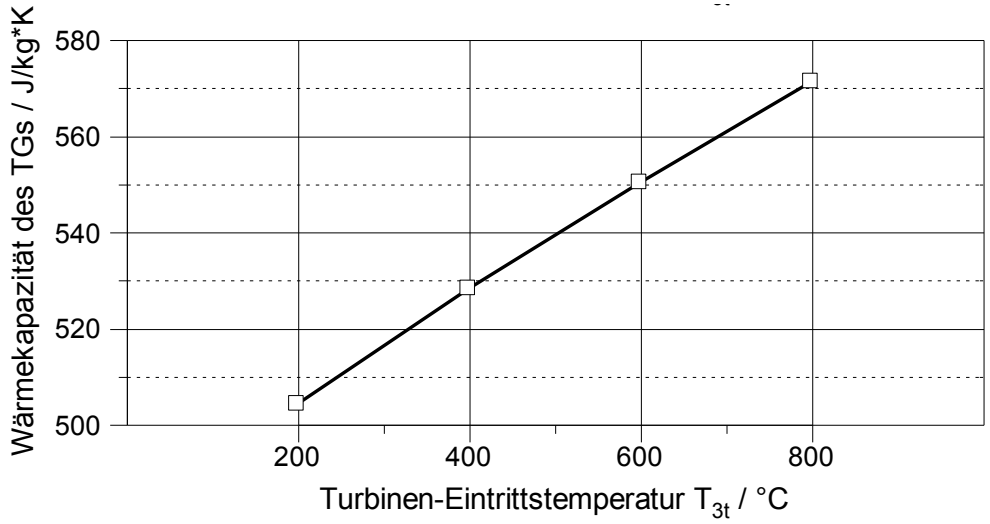

Abbildung 5.78: Wärmekapazität des Turbinengehäuses in Abhängigkeit von T_{3t}

6. Zusammenfassung

Die Optimierung des transienten Betriebsverhaltens stellt einen wesentlichen Entwicklungsschwerpunkt moderner aufgeladener Ottomotoren dar und ist ohne den intensiven Einsatz der Motorprozess-Simulation nicht mehr denkbar. Die Qualität der Simulationsergebnisse der Motorprozess-Rechnungen hängt maßgeblich von der implementierten Datenbasis des Abgasturboladers ab. Werden Turbinen- und Verdichter-Kennfelder implementiert, die nach SAE Standard-Bedingungen [71], [72] vermessen wurden, entstehen verschiedene Probleme:

1. Auf der Turbinen-Seite ist nur ein kombinierter Turbinen-Wirkungsgrad verfügbar, der dem Produkt aus dem isentropen Turbinen-Wirkungsgrad und dem mechanischen Wirkungsgrad des Lagerungssystems entspricht. Grund hierfür ist, dass wegen der drall behafteten Strömung standardmäßig keine Temperatur-Messung am Turbinen-Austritt durchgeführt und stattdessen die Verdichter-Leistung für die Wirkungsgrad-Berechnung herangezogen wird.

2. Bedingt durch die Beaufschlagung der Turbine mit 600°C heißem Abgas resultieren im Abgasturbolader Wärmeströme, die insbesondere bei niedrigen Turbinen-Druckverhältnissen die Verdichter-Leistung und damit den kombinierten Turbinen-Wirkungsgrad verfälschen.

Zwar existieren verschiedene Ansätze, um aus einem Standard Turbinen-Kennfeld den isentropen Turbinen-Wirkungsgrad durch Bereinigung von Reibungs- und Wärme-Effekten zu berechnen, doch führt die Implementierung dieser adiabaten Turbinen-Kennfelder zu weiteren Problemen. Werden im Berechnungsmodell der Motorprozess-Simulation Turbinen-Kennfelder mit isentropen Wirkungsgrad-Werten ohne die Berücksichtigung von Wärmeströmen hinterlegt, wird der effektive Turbinen-Wirkungsgrad um bis zu 3% und die Turbinen-Austrittstemperatur um bis zu 50K überschätzt, wie die Untersuchungen in

Abschnitt 5.4.6 gezeigt haben. Erstere Problematik führt zu einem zu optimistischen Transient-Verhalten, Letztere zu einer falschen Zustandsbeschreibung der Katalysator-Anströmung. Es wird deutlich, dass die Berücksichtigung der Wärmeströme innerhalb der Motorprozess-Simulation essentiell ist. Am FG VKM der TU Berlin wird an einem vollkommen neuen Ansatz zur experimentellen Modellierung von Turboladern gearbeitet, mit dem auf einfache Weise die Wärmeabgabe der Turbine und die Reibleistung der Lagerung bestimmt werden kann. Zu diesem Zweck wurden im Rahmen von Vorarbeiten umfangreiche experimentelle Untersuchungen an einem Abgasturbolader eines PKW-Ottomotors mit 1,4l Hubraum und 80 kW/l spezifischer Motorleistung durchgeführt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden für denselben Turbolader numerische Untersuchungen auf Basis von CFD- und CHT-Simulationen durchgeführt, um einen detaillierten Einblick in die Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgänge der Turbinenstufe zu erhalten. Da der neu entwickelte Ansatz zur experimentellen Modellierung von Turboladern lediglich eine Aussage zur gesamten Wärmeabgabe der Turbine liefert, war das Ziel der numerischen Untersuchungen, die einzelnen Wärmeflüsse zu quantifizieren.

Im Vorfeld der Wärmestromanalysen wurde eine Modell-Validierung mittels Abgleich mit einem quasi-adiabat vermessenen Turbinen-Kennfeld durchgeführt, um die Güte der CFD-Simulation bzgl. der Vorhersagefähigkeit aerodynamischer Verluste zu bewerten. Im Rahmen dieses Abgleichs wurde die Bedeutung der Rauigkeit an den TG-Innenflächen herausgestellt und ein Wert für die äquivalente Sandrauigkeit von k_S = 0,25mm ermittelt. Die wichtigsten Erkenntnisse aus der anschließenden Wärmestromanalyse können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- 65-73% der gesamten Wärmeverluste entstehen in den Messrohren, wobei das Messrohr nach Turbine, welches die Mischer-Geometrie zur T_4-Messung beinhaltet, für 40-50% des gesamten Wärmeverlusts verantwortlich ist.

- Bei Turbinen-Eintrittstemperaturen über 400°C ist die Wärmestrahlung dominierend. Es konnte gezeigt werden, dass bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 800°C der Anteil der Strahlungswärme bis zu 75% beträgt. Bei einer Turbinen-Eintrittstemperatur von 200°C beträgt der Strahlungsanteil etwa 45%.
- Innerhalb der Turbinen-Stufe beträgt der Anteil der Wärmeabfuhr nach TR-Eintritt bis zu 40% der Wärmeabgabe.
- Durch die Annahme eines adiabaten Zustandes werden der effektive Turbinen-Wirkungsgrad und die Turbinen-Austrittstemperatur um bis zu 3%-Punkte bzw. 50K gegenüber dem diabaten Fall überschätzt.
- Durch die Isolierung des Abgasturboladers und der Messrohre kann die Wärmeabgabe an die Umgebung lediglich um 15-20% gehemmt werden, es existiert trotz Isolierung ein sehr großer Wärmestrom an die Umgebung.

Als letztes wurde ein neu-entwickeltes Rechenverfahren vorgestellt, das die Berechnung der Wärmeströme der Turbinenstufe ohne die Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht, was den großen Rechenaufwand bzgl. der iterativen Ermittlung des korrekten Wärmeübergangskoeffizienten erspart. Der Ansatz setzt die Kenntnis des Emissionskoeffizienten des Turbinen-Gehäuses voraus. Dieser kann durch das Aufbringen einer mattschwarzen Lack-Beschichtung im Vorfeld der experimentellen Untersuchungen auf einen Wert von 0,96 festgelegt werden. Es konnte gezeigt werden, dass das neu entwickelte Rechenverfahren in weiten Kennfeldbereichen eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen aufweist als der Ansatz mit Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten. Lediglich bei sehr hohen Druckverhältnissen wies der Standard-Ansatz eine um 2%-Punkte bessere Übereinstimmung mit dem gemessenen isentropen Turbinen-Wirkungsgrades auf.

7. Literaturverzeichnis

[1] The International Council on Clean Transportation: *Passenger car CO2 emissions and fuel consumption, normalized to NEDC*, http://www.theicct.org/info-tools/global-passenger-vehicle-standards, 2014 (Stand: 20.09.2015)

[2] Golloch, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005

[3] Jenny, E.: *Der BBC-Turbolader*, Birkhäuser Verlag Basel Boston Berlin, 1993

[4] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor*, 7. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015

[5] Haußmann, F., Höpke, B.: *ATL-Dynamik*, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 1081, 2015

[6] Volkswagen Classic: *Vom Diesel zum Wiesel: Die Modellgeschichte des Golf GTD,* https://www.volkswagen-classic.de/magazin/special/modellgeschichte/golf-gtd, 2015 (Stand: 01.10.2015)

[7] Schmalzl, H.-P.: *Zurück in die Zukunft: Wege der Aufladung*, Motortechnische Zeitschrift, Band 75, Ausgabe 15, S. 90-95, Springer Automotive Media, 2014

[8] Bauer, K-H. , Balis, C., Donkin, G., Davies, P.: *Die nächste Generation der Otto-Motoren Turbolader Technologie*, 33. Wiener Motorensymposium, 2012

[9] Frost & Sullivan Research Service: *Original Equipment Manufacturers Strategies for Passenger Vehicle Engine Downsizing in Western Europe*,

http://www.frost.com/prod/servlet/report-brochure.pag?id=M7BE-01-00-00-00, 2012 (Stand: 01.10.2015)

[10] Berndt, R.: *Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren*, Dissertation, Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme -, Institut für Land- und Seeverkehr, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität Berlin, 2005

[11] Reuter, S.: *Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung,* Dissertation, Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List", Institut für Automobiltechnik Dresden, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, Technische Universität Dresden, 2010

[12] Schmalzl, H.-P.: *Aufladung von Pkw DI – Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie*, Dissertation, Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List", Institut für Automobiltechnik Dresden, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, Technische Universität Dresden, 2006

[13] Otobe, T., Grigoriadis, P., Sens, M., Berndt, R.: *Method of performance measurement for low turbocharger speeds*, 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, IMechE, 2010

[14] Scharf, J., Schorn, N., Smiljanovski, V., Uhlmann, T., Aymanns, R.: *Methods for Extended Turbocharger Mapping and Turbocharger Assessment*, 15. Aufladetechnische Konferenz, 2010

[15] Casey, M. Fesich, T.: *The Efficiency of Turbocharger Compressors With Diabatic Flows*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010.

[16] Uhlmann, T.: *Vermessung und Modellierung von Abgasturboladern für die Motorprozessrechnung*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen,

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2013

[17] Chesse, P., Chalet, D., Tauzia, X.: *Impact of the Heat Transfer on the Performance Calculations of Automotive Turbocharger Compressor*, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles, Band 66 Ausgabe 5, S. 791-800, 2011

[18] Burke, R. D., Vagg, C., Chalet, D., Chesse,P.: *Heat transfer in turbocharger turbines under steady, pulsating and transient conditions*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Band 52, S. 185-197, 2015

[19] Burke, R. D., Copeland, C., Duda, T.: *Investigation into the Assumptions for Lumped Capacitance Modelling of Turbocharger Heat Transfer*, 6th International conference on simulation and testing, Berlin, 2014

[20] Burke, R. D., Olmeda, P., Arnau, F. J., Reyes-Belmonte, M.: *Modelling of turbocharger heat transfer under stationary and transient engine operating conditions*, 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, IMechE, 2014

[21] Li, H., Kassab, A. J.: *A coupled FVM/BEM approach to conjugate heat transfer in turbine blades*, AIAA paper 94-1981, 1994

[22] Giles, M. B.: *Stability Analysis of Numerical Interface Conditions in Fluid-Structure Thermal Analysis*, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Bd. 25, S. 421–436, 1997

[23] He, L., Oldfield, M. L. G.: *Unsteady Conjugate Heat Transfer Modelling*, ASME Conference Proceedings GT2009-59174, 2009

[24] Sun, Z., Chew, J. W., Hills, N. J., Volkov, K. N., Barnes, C.J.: *Efficient FEA/CFD Thermal Coupling for Engineering Applications*, ASME Conference Proceedings GT2008-50638, 2008

[25] Hannink, M.H.C., Kuczaj, A.K., Blom, F.J., Church, J.M., Komen, E.M.J.: *A coupled CFD-FEM strategy to predict thermal fatigue in mixing tees of nuclear reactors*, Proceedings of EUROSAFE, 2008

[26] Amaral, S., Verstraete, T., den Braembussche, R. V., Arts, T.: *Design and Optimization of the Internal Cooling Channels of a High Pressure Turbine Blade – Part I: Methodology*, Journal of Turbomachinery, Bd. 132(2), S. 021013-021017, 2010

[27] Verstraete, T., Amaral, S., den Braembussche, R. V., Arts, T.: *Design and Optimization of the Internal Cooling Channels of a High Pressure Turbine Blade—Part II: Optimization*, Journal of Turbomachinery, Bd. 132(2), S. 210141-210149, 2010

[28] Verstraete, T., Alsalihi, Z., Van den Braembussche, R. A.: *A Conjugate Heat Transfer Method Applied to Turbomachinery*, ECCOMAS CFD 2006: Proceedings of the European Conference on Computational Fluid Dynamics, 2006

[29] Heuer, T., Engels, B., Wollscheid, P.: *Thermomechanical Analysis of a Turbocharger Based on Conjugate Heat Transfer*, ASME Conference Proceedings GT2005-68059, 2005

[30] Heuer, T., Engels, B.: *Numerical Analysis of the Heat Transfer in Radial Turbine Wheels of Turbochargers*, ASME Conference Proceedings GT2007-27835, 2007

[31] Bet, F., Seider, G.: *Thermal Management of a Turbocharger for Unsteady Operation*, Star Europan Conference, 2011

[32] Shvorak, A., Wildhagen, J.: *CHT-analysis of rotor-stator system including radiation*, Star Global Conference, 2012

[33] Andreini A., Carcasci, C., Facchini, B., Ciani, A., Innocenti, L., Bonini, A.: *Conjugate heat transfer calculations on a GT rotor blade for industrial*

applications Part I: Equivalent internal fluid network setup and procedure description, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2012: Power for Land, Sea & Air GT2012, 2012

[34] Andreini, A., Bonini, A., Da Soghe, R., Facchini, B., Ciani, A., Innocenti., L.: *Conjugate heat transfer calculations on a GT rotor blade for industrial applications Part II: Improvement of external flow modeling*, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2012: Power for Land, Sea & Air GT2012, 2012

[35] Woschni, G.: *Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen*, Motortechnische Zeitschrift, Band 26, Ausgabe 11, S. 439-446, 1965

[36] Bulaty, T.: *Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselrechnung bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern*, Motortechnische Zeitschrift, Band 35, Ausgabe 6, S.177-185, 1974

[37] Zellbeck, H.: *Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, 1981

[38] Malobabic, M., Mobarak, A., Rautenberg, M.: *Influence of heat transfer between turbine and compressor on the performance of small turbochargers*, International Gas Turbine Congress, Tokyo, 1983

[39] Jung, M., Ford, R.G., Glover, K., Collings, N., Christen, U., Watts, M.J.: *Parameterization and Transient Validation of a Variable Geometry Turbocharger for Mean-Value Modelling at Low and Medium Speed-Load Points*, SAE Paper 2002-01-2729, 2002

[40] Baar, R., Lücking, M.: *Anforderung an zukünftige PKW Aufladesysteme auf Basis der Energiebilanz eines Turboladers*, 8. Aufladetechnische Konferenz, 2002

[41] Chapman, K. S. Nguru, R., Shultz, J.: *Simplified methodology to correct turbocharger field measurements for heat transfer and other effects*, Gas Research Institute, 2002

[42] Pucher,H., Nickel, J.: *Vermessung erweiterter Kennfeldbereiche von Fahrzeugmotoren Turboladern*, 8. Aufladetechnische Konferenz, 2002

[43] Pucher, H., Berndt, R., Grigoriadis, P., Nickel, J., Hagelstein, D., Abdelhamid, S., Seume, J.: *Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turbolader-Kennfeldern als Randbedingung der Motorprozesssimulation*, 5. Internationales Stuttgarter Symposium, 2003

[44] Bohn, D., Heuer, T., Moritz, N., Wolff, M.: *TC-Wärmeströme*, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 755, 2002

[45] Bohn, D., Heuer, T., Kusterer, K.: Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbocharger: part I: numerical results, ASME Conference Proceedings GT2003-38445, 2003

[46] Bohn, D., Moritz, N., Wolff, M.: Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbocharger: part II: experimental results, ASME Conference Proceedings GT2003-38449, 2003

[47] Bohn, D.: *Conjugate Calculation of Flow Field and Heat Transfer in Compressor, Turbine and Casing of a Gas turbine*, *VGB Powertech*, Band 83, Ausgabe 11, S. 54-59, 2003

[48] Shaaban, S.: *Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance*, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Turbomaschinen und Fluiddynamik, Leibniz Universität Hannover, 2004

[49] Bohn, D., Heuer, T., Kusterer, K.: *Conjugate Flow and Heat Transfer Investigation of a Turbo Charger*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 127, S. 663-669, 2005

[50] Heuer, T.: *Wechselwirkung zwischen Strömung und Wärmetransport an Gasturbinenschaufeln und einem ölgekühlten Abgasturbolader*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Institut für Dampf- und Gasturbinen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2005

[51] Baar, R., Lucking, M., Sievert, M.: *Die Turboladermodellierung für Prozessrechnungen bei erweiterter Leitungsbilanz*, Motorprozesssimulation und Aufladung, Berlin, 2005

[52] Pucher, H., Nickel, J., Sens, M., Grigoriadis, P.: *Einfluss des Sensorik und der Messstellenanordnung bei der Kennfeldvermessung und im Fahrzeugeinsatz von Turboladern*, 10. Aufladetechnische Konferenz*,* 2005

[53] Westin, F.: *Simulation of Turbocharged SI-Engine with Focus on the Turbine*, Dissertation, KTH Royal Institute of Technology Sweden, 2005

[54] Shaaban, S., Seume, J.: *Analysis of turbocharger non-adiabatic performance*, 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, IMechE, 2006

[55] Cormerais, M., Hetet, J.F., Chesse, P., Maiboom, A.: *Heat Transfer Analysis in a Turbocharger Compressor: Modeling and Experiments*, SAE World Congress, 2006

[56] Cormerais, M., Hetet, J.F., Chesse, P., Maiboom, A.: *Heat Transfers Characterisations in a turbocharger: experiments and correlations*, Proceedings of ICE 2006 : ASME Internal Combustion Engine Division 2006 Spring Technical Conference, 2006

[57] Cormerais, M., Chesse, P., Hetet, J. F.: Turbocharger heat transfer modeling under steady and transient conditions, International Journal of Thermodynamics, Band 12, Ausgabe 4, S. 193-202, 2009

[58] Baines, N., Wygant, K. D., Dris, A.: *The Analysis of Heat Transfer in Automotive Turbochargers*, ASME Conference Proceedings GT2009-59353, 2009

[59] Aghaali, H., Ångström, H.-E.: *Improving Turbocharged Engine Simulation by Including Heat Transfer in the Turbocharger*, SAE World Congress, 2012

[60] Aghaali, H.: *On-Engine Turbocharger Performance Considering Heat Transfer, Dissertation*, KTH Royal Institute of Technology Sweden, 2012

[61] Lüddecke, B., Bargende, M., Filsinger, D.: *On wide mapping of a mixed flow turbine with regard to compressor heat flows during turbocharger testing*, 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, IMechE, 2012

[62] Lüddecke B., Filsinger D., Erhard J., Bargende M.: *Wärmestromkorrektur und Drehmomentbestimmung für die erweiterte Kennfeldvermessung von Abgasturboladerturbinen*, 17. Aufladetechnische Konferenz, 2012

[63] Shaaban, S., Seume, J.: *Impact of Turbocharger Non-Adiabatic Operation on Engine Volumetric Efficiency and Turbo Lag*, International Journal of Rotating Machinery, 2012

[64] Zellbeck, H., Kleinen, M., Werner, R.: *Neuer Ansatz zur Berechnung von Radialverdichtern*, Motortechnische Zeitschrift, Band 74, Ausgabe 10, S. 738-745, Springer Automotive Media, 2013

[65] Diefenthal, M., Rakut, Chr., Tadesse, H.: *Radialturbinentemperaturfeld*, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 1064, 2014

[66] Gugau, M., Roclawski, H.: On the Design and Matching of Turbocharger Turbine for Pass Car Gasoline Engines, ASME Conference Proceedings GT2012-68575, 2012

[67] Pucher, H., Zinner, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*, 4. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012

[68] Merker, G. P, Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*, 7., vollständig überarbeitete Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014

[69] Surek, D., Stempin, S.: *Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium*, B.G. Teubner Verlag, Wiesbaden, 2007

[70] Falz, T.: *Messung und Abbildung adiabater Verdichterkennfelder von Abgasturboladern im Teillastbereich*, Master-Thesis, Fakultät für Maschinenbau, Turbo Academy, Hochschule Mannheim, 2010

[71] SAE J1826 Turbocharger gas stand test code, 1995

[72] SAE J922Turbocharger nomenclature and Terminology, 1995

[73] Zimmermann, R., Hakansson, S.: *Pulsierende Turbinenbeaufschlagung*, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 17416, 2014

[74] Baar, R., Biet, C., Boxberger, V., Mai, H., Zimmermann, R.: *Möglichkeiten der direkten Bestimmung des isentropen Turbinenwirkungsgrades,* 18. Aufladetechnische Konferenz, 2013

[75] Malobabic, Michael: *Das Betriebsverhalten Leitschaufel- und Bypassgeregelter PKW-Abgasturbolader, Dissertation*, Institut für Strömungsmaschinen, Leibniz Universität Hannover, 1989

[76] Baehr, H.D., Stephan, K.: *Wärme und Stoffübertragung*, 5. neu bearbeitete Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006

[77] von Böckh, P.: *Wärmeübertragung*, 2. bearbeitete Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006

[78] Frese, F.: *Aerodynamische und strukturmechanische Bewertung des Flutenteilers an Radialturbinen von Turboladern*, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Turbo-maschinen und Fluiddynamik, Leibniz Universität Hannover, 2011

[79] Hell, F.: *Grundlagen der Wärmeübertragung*, VDI-Verlag Düsseldorf, 1973

[80] Siegel, R.: *Wärmeübertragung durch Strahlung Teil 1 Grundlagen und Materialeigenschaften*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1988

[81] Wilke, I.: *Verdichterstabilisierung mit passiven Gehäusestrukturen -eine numerische Analyse*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München, 2005

[82] Ferziger, J.H., Peric, M., *Numerische Strömungsmechanik*, Springer Verlag Berlin Heidelberg., 2007

[83] Gugau, M.: *Ein Beitrag zur Validierung der numerischen Berechnung von Kreiselpumpen*, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004

[84] Merker, G.P, Schwarz, C.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*, 4. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, 2009

[85] Lechmann, A.: *Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2008

[86] Ansys Inc.: *Ansys Documentation*, Version 16.1, 2015

[87] Spurk, J. H., Aksel, N.: *Strömungslehre – Einführung in die Theorie der Strömungen*, 7. Auflage Springer Verlag Berlin, 2007

[88] Breuer, M.: *Grundlagen der Turbulenzmodellierung mittels Reynolds gemittelter Navier- Stokes-Gleichungen*, Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Strömungsmechanik, Universität Erlangen-Nürnberg

[89] Ruprecht, A.: *Turbulenzmodellierung für ingenieurmäßige Anwendungen*, Vorlesungsskript, Institut für Strömungsmechanik und hydraulische Turbomaschinen, Universität Stuttgart

[90] Brune, K.-H.: *Numerische und experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens eines Abgasturboladerverdichters im Niederdruckabgasrückführbetrieb*, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, Technische Universität Darmstadt, 2010

[91]: Putra, M.A., Joos, F.: *Investigation of secondary flow behavior in radial turbine nozzle*, ASME Conference Proceedings, GT2006-90019, 2006

[92] Treutz, G.: *Numerische Simulation der instationären Strömung in einer Kreiselpumpe*, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, Technische Universität Darmstadt, 2002

[93] Seume, J., Shaaban, S., Steglich, T.: *Erstellung einer Kennfeldberechnungsmethode zur Inter- und Extrapolation des gemessenen Radialverdichterkennfeldes anhand vorhandener FVV-Ergebnisse*, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 823, 2006

[94] Baar, R., Biet, C., Zimmermann, R.: *Experimental Modelling of Adiabatic Turbocharger Conditions to Investigate the Isentropic Turbine Efficiency*, Proccedings of 2nd Conference on Engine Process, Berlin, 2015

[95] Yang, H., Xu, H.: *The Effect of Surface Roughness on Thermodynamic Performance Parameter of Axial Flow Compressor Flow*, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2013

[96] Kang, S.-H., Kang, Y.-S., Han, K.-H.: *Numerical Study on Blade Roughness Effect on the performance of turbomachines*, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, 2003

[97] Bogner, M., Kronschnabl, F., Sandor, I.: *Abgasturbolader mit erhöhter spezifischer Leistung*, Patentschrift DE102012205953 A1, 2013

[98] Decker, K.-H.: *Decker Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung*, 19., Aktualisierte Auflage, Hanser Fachbuch, 2014

[99] Bartec Messtechnik und Sensorik: *Technische Information: Emissionsfaktor-Tabelle*, 2001