Untersuchungen zum Einsatz von Wärmetauschern in zivilen Turboflugtriebwerken

Von der Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Henrik Gonser
aus Singen am Htw.

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. S. Staudacher
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. J. von Wolfersdorf
Tag der mündlichen Prüfung:	10. Oktober 2008

Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart
2008

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart. An dieser Stelle möchte ich einigen Personen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, meinen Dank aussprechen.

Sehr herzlich möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. S. Staudacher für die Anregung zur vorliegenden Dissertation, seine fachliche Betreuung und seine wertvollen Ratschläge danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. J. von Wolfersdorf danke ich für das Interesse, das er der Arbeit entgegenbrachte und für die Übernahme des Mitberichtes.

Den Kolleginnen und Kollegen am Institut für Luftfahrtantriebe danke ich herzlichst für das außergewöhnlich gute Arbeitsklima und ihre stets vorhandene Diskussions- und Hilfsbereitschaft.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern danken, ohne deren Unterstützung mein Studium und damit die vorliegende Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Insbesondere danke ich meiner Lebensgefährtin Karin für die liebevolle Unterstützung und die mir in den letzten Jahren entgegengebrachte Geduld.

Schwabhausen, im Oktober 2008 Henrik Gonser

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur **xiii**

Zusammenfassung **xviii**

Abstract **xx**

1 Einleitung **1**

1.1 Allgemeine Einführung 1

1.2 Entwicklungstendenzen 2

2 Wechselwirkung zwischen Triebwerkskonfiguration und Kreisprozess **5**

2.1 Wirkungsgraddefinitionen 8

2.2 Konventionelle Konfiguration 10

2.3 Rekuperatives Triebwerk 13

2.4 Zwischengekühltes Triebwerk 16

2.5 Zwischengekühltes und rekuperatives Triebwerk 20

2.6 Zusammenfassung und Vorgehensweise 25

3 Bereitstellung der generischen Triebwerksmodelle **27**

3.1 Modellierung der Turbokomponenten 27

3.2 Modellierung des Referenztriebwerkes 31

3.3 Modellierung des rekuperativen Triebwerkes mit Zwischenkühlung . . 31

3.3.1 Herleitung des verwendeten Wärmetauscherkennfeldes 32

3.3.2 Anpassung der Komponentenwirkungsgrade 35

3.3.3 Anpassung des Kühlluftsystems 38

4 Auslegung der Wärmetauscher und experimentelle Verifikation 40
4.1 Auslegung und Gewichtsabschätzung der Wärmetauscher 40
4.1.1 Abgaswärmetauscher 40
4.1.2 Zwischenkühler 49
4.1.3 Zusammenfassung 53
4.2 Höhenprüfstand Stuttgart 54
4.3 Versuchsaufbau des Demonstrators CLEAN 55
4.4 Kalibrierung des Wärmetauscherkennfeldes 57
4.5 Verwendete Gleichungen und Fehlerrechnung 59
4.6 Druckverluste der Wärmetauscher 63

5 Thermodynamische Bewertung des rekuperativen Triebwerkes 65
5.1 Mission eines Mittelstreckenflugzeuges 65
5.2 Treibstoffverbräuche und Emissionen 66
5.3 Betriebsbereich des Abgaswärmetauschers 70

6 Zulassbarkeit von Wärmetauschern im zivilen Luftverkehr 73
6.1 Ermittlung der Kosten und Erlöse einer Fluggesellschaft 73
6.1.1 Erhöhte Anschaffungs- und Wartungskosten 74
6.1.2 Kosten und Erlöse über den gesamten Lebenszyklus 74
6.2 Betriebssicherheit und Leistungsverschlechterung der Wärmetauscher 80
6.2.1 Beschädigte Wärmetauschermatrix 80
6.2.2 Veschlechterung der Leistungsdaten der Wärmetauscher 82

7 Schlussfolgerung 85

Literaturverzeichnis 88

A Wärmetauscher-Kennfelddaten 98

B Auslegung des Zwischenkühlers: Ergebnistabellen 100

C Flugmissionsdaten 102

Abbildungsverzeichnis

1.1 Entwicklung des Luftverkehrswachstums von 1970 bis ins Jahr 2000 und das prognostizierte Wachstum bis ins Jahr 2020 [77]. 1

1.2 Entwicklung des spezifischen Brennstoffverbrauches seit dem ersten Turbojet bezogen auf den Verbrauch des ersten Turbojets [15]. 3

2.1 T, s-Diagramme einer konventionellen Konfiguration (a), mit Einsatz eines Zwischenkühlers (b), eines Rekuperators (c) und die Kombination beider Möglichkeiten (d). 6

2.2 Darstellung des Kontrollvolumens des Kerntiebwerkes. 9

2.3 Zweistromtriebwerk mit drei Wellen und konventioneller Konfiguration. 11

2.4 T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes konventioneller Konfiguration mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8. 11

2.5 Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen und konventioneller Konfiguration mit eingezeichnetem Auslegungspunkt. 12

2.6 Zweistromtriebwerk mit drei Wellen und Wärmetauscher im Abgasstrahl. 13

2.7 T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes mit Abgaswärmetauscher mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8. 14

2.8 Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen und Abgaswärmetauscher mit eingezeichnetem Auslegungspunkt. 15

2.9 Zweistromtriebwerk mit drei Wellen und Zwischenkühlung. 17

2.10 T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes mit Zwischenkühlung mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8. 18

2.11 Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen und Zwischenkühler mit eingezeichnetem Auslegungspunkt. 19

2.12 Zweistromtriebwerk mit drei Wellen, Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher. 20

2.13 T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes mit Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8. 21

2.14 Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen, Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher mit eingezeichnetem Auslegungspunkt. 22

2.15 Treibstoffeinsparung beim Einsatz eines zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes. 24

3.1 Niederdruckverdichter-Kennfeld [31] und Auslegungspunkt „BP“. . . 28

3.2 Mitteldruckverdichter-Kennfeld [21] und Auslegungspunkt „BP“. . . . 28

3.3 Hochdruckverdichter-Kennfeld [17] und Auslegungspunkt „BP“. . . . 29

3.4 Hochdruckturbinen-Kennfeld [82] und Auslegungspunkt „BP“. 29

3.5 Mitteldruckturbinen-Kennfeld [22] und Auslegungspunkt „BP“. . . . 30

3.6 Niederdruckturbinen-Kennfeld [79] und Auslegungspunkt „BP“. . . . 30

3.7 Kreuz-Gegenstrom-Wärmetauscher mit zwei Durchgängen. 33

3.8 Austauschgrad $\Phi_{\times 2}$ eines Kreuzstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen. 35

3.9 Gegenüberstellung der benötigten Stufenzahlen für eine schnelllaufende und eine konventionelle Niederdruckturbine [74]. 37

4.1 Veranschaulichung der Konzeption einer Lanzettenmatrix [68]. 41

4.2 Matrixstruktur des Profilwärmetauschers [34] und Bezeichnung der Wärmetauscherabmessungen. 42

4.3 Anordnung der einzelnen Abgaswärmetauscher innerhalb des Gesamtpaketes [8]. 45

4.4 Anordnung der Zwischenkühler und der Abgaswärmetauscher in der Zielanwendung [8]. 50

4.5 Anordnung der Zwischenkühlerlanzetten und Abmessungen der Matrix. 50

4.6 Schematischer Aufbau des Höhenprüfstandes am Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart. 55

4.7 Schnittbild des Technologiedemonstrators CLEAN [13]. 56

4.8 Schematischer Versuchsaufbau und Messebenen zur Vermessung des Wärmetauschers. 57

4.9 Verhältnis von gemessenem zu vorhergesagtem Austauschgrad mit zugehörigen Fehlerbalken. 59

4.10 Austauschgrad Φ des vermessenen Kreuzstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen und eingetragenen Messwerten. 59

5.1 Graphische Darstellung des LTO-Zyklus nach [40]. 67

5.2 Darstellung der NO_x-Emissionen sämtlicher Triebwerkskonfigurationen während dem LTO-Zyklus sowie der Verlauf der ICAO-Grenzwerte [27]. 68

5.3 Verlauf von k/k_0 in Abhängigkeit der Reynoldszahl der Gasseite bei konstanter Reynoldszahl der Luftseite. 70

5.4 Verlauf von k/k_0 in Abhängigkeit der Reynoldszahl der Luftseite bei konstanter Reynoldszahl der Gasseite. 71

5.5 Ausgewählte Betriebspunkte des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes im Wärmetauscherkennfeld. 72

6.1 Die Rentabilität bezogen auf das Referenztriebwerk aufgetragen über dem Kerosinpreis. 77

6.2 Zusammenhang zwischen dem Grenzkerosinpreis und der Missionslänge. 78

6.3 Grenzkerosinpreis für den rentablen Einsatz über der Triebwerksstückzahl aufgetragen. 79

6.4 Einfluss der Leckageluft von Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher auf den spezifischen Treibstoffverbrauch. 81

6.5 Auswirkung der Druckverluste des Abgaswärmetauschers auf den spezifischen Treibstoffverbrauch. 82

6.6 Auswirkung der Druckverluste des Zwischenkühlers auf den spezifischen Treibstoffverbrauch. 83

6.7 Auswirkung der Austauschgrade der Wärmetauscher auf den spezifischen Treibstoffverbrauch. 84

Tabellenverzeichnis

2.1 Zusammenstellung der variierten Prozessgrößen und dem Optimierungsziel. 8

2.2 Zusammenfassung der Wirkungsgrade aller Konfigurationen. 25

3.1 Optimierungsergebnisse für das Referenztriebwerk und das rekuperative Triebwerk mit Zwischenkühlung. 32

3.2 Ergebnisse der Wirkungsgradanpassung der Verdichter im zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerksprozess. 37

3.3 Ergebnisse der Wirkungsgradanpassung der Turbinen im zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerksprozess. 39

3.4 Zusammenstellung der implementierten Kühlluftmengen aller Turbinen. 39

4.1 Abmessungen und Anordnung der einzelnen Lanzetten sowie Abmessungen des Abgaswärmetauschers. 42

4.2 Thermische Randbedingungen für die Auslegung der Wärmetauschermatrix und die zugehörigen Stoffwerte aus [91]. 43

4.3 Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Auslegung des Abgaswärmetauschers. 45

4.4 Zusammenstellung der Abmessung des Rohrleitungssystems zur Versorgung der Abgaswärmetauscher. 46

4.5 Massen der Wärmetauscher, der Rohrleitungen und die sich ergebende Gesamtmasse. 46

4.6 Randbedingungen für die Festigkeitsüberprüfung sämtlicher Leitungen während des Startfalles. 47

4.7 Ergebnisse aus der Festigkeitsnachrechnung aller Rohre unter innerem Überdruck. 48

4.8 Kräfte der Außenströmung auf den Wärmetauscher und die Lanzetten. 48

4.9 Spannungen an einer Lanzette und der vorhandene Sicherheitsfaktor. 49

4.10 Abmessungen und Anordnung der einzelnen Lanzetten sowie Abmessungen des Zwischenkühlers. 51

4.11 Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Auslegung des Zwischenkühlers. 52

4.12 Massen der Zwischenkühler, der Rohrleitungen und die sich ergebende Gesamtmasse. 53

4.13 Zusammenfassung der geforderten Austauschgrade sowie der Gesamtmassen der Wärmetauscherpakete. 54

4.14 Messgenauigkeiten der eingesetzten Instrumentierung in den jeweiligen Ebenen [4]. 60

5.1 Zusammenstellung der Treibstoffverbräuche für die einzelnen Flugphasen der gewählten Mittelstreckenmission. 67

5.2 CO_2-Emission über der vorgestellten Mittelstreckenmission. 70

6.1 Entwicklungs-, Produktions- und Wartungskosten der Wärmetauscher bis zum und im Betrieb eines zivilen Flugzeuges. 75

6.2 Sensitivität des Grenzkerosinpreises auf Änderungen der angenommenen Kosten und die relativen Änderungen bezogen auf die Ausgangslage. 80

A.1 Austauschgrad $\Phi_{=}$ eines Gegenstromwärmetauschers. 98

A.2 Austauschgrad $\Phi_{\times 1}$ eines Kreuzstromwärmetauschers (1 Durchgang). 99

A.3 Austauschgrad $\Phi_{\times 2}$ eines Kreuzstromwärmetauschers (2 Durchgänge). 99

B.1 Thermische Randbedingungen für die Auslegung der Zwischenkühlermatrix und die zugehörigen Stoffwerte aus [91]. 100

B.2 Thermische Randbedingungen für die Festigkeitsüberprüfung sämtlicher Leitungen während des Startfalles. 100

B.3 Ergebnisse aus der Festigkeitsnachrechnung aller Rohre unter innerem Überdruck. 101

B.4 Kräfte der Außenströmung auf den Zwischenkühler und die Lanzetten. 101

B.5 Spannungen an einer Lanzetten und der vorhandene Sicherheitsfaktor. 101

C.1 Mission des Airbus A320 mit konventionellen Triebwerken. 102

C.2 Gewichtsabnahme des Airbus A320 während einer Mittelstreckenmission mit konventionellen Triebwerken. 103

C.3 Mittelstreckenmission des Airbus A320 mit zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken. 104

C.4 Gewichtsabnahme des Airbus A320 während einer Mittelstreckenmission mit zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken. 105

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

a_1, a_2	große Halbachsen der Ellipsen	[m]
A	Fläche	[m^2]
b, t	Abstände der Lanzetten	[m]
b_1, b_2	kleine Halbachsen der Ellipsen	[m]
B	Breite	[m]
BPR	Nebenstromverhältnis	[-]
c_1, c_2	Parameter in der Festigkeitsberechnung	[mm]
c_p	spezifische Wärmekapazität	$[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg\,K}}]$
C	Konstante im Dampfkegelgesetz	$[\frac{1}{\mathrm{m}^4}]$
d	Lanzettendicke	[m]
d_H	hydraulischer Durchmesser	[m]
D	Durchmesser	[m]
D_p	emittierte gasförmige Anteile	[g]
EI	Emissionsindex	$[\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}}]$
f	Fanning-Faktor	[-]
F	Kraft, Schub	[N]
G	Gewichtskraft	[N]
h	spezifische Enthalpie	$[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}}]$
h_La	Lanzettenhöhe	[m]
H	Höhe	[m]
H_u	unterer Heizwert des Brennstoffes	$[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}}]$
i	Zähler	[-]
j	Colburnfaktor	[-]
k	Wärmedurchgangszahl	$[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}]$
k_0	Wärmedurchgangszahl im Auslegungspunkt	$[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}]$
l	Länge	[m]
m	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Massenstrom	$[\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}]$

M	Moment	[Nm]
n	Polytropenexponent	[-]
N	Drehzahl	[rpm]
N	Stufenzahl	[-]
p	Druck	[kPa]
P	Leistung	[kW]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
r	Radius	[m]
R	spezifische Gaskonstante	$[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg\,K}}]$
$R_{p0,2}$	elastische Dehngrenze	[Pa]
RPK	geflogene Passagierkilometer	[km]
s	spezifische Entropie	$[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg\,K}}]$
s	Wandstärke	[m]
$s_{\mathrm{NO_x}}$	$\mathrm{NO_x}$ Bewertungsziffer	[-]
S	Sicherheitsfaktor	[-]
SFC	spezifischer Treibstoffverbrauch	$[\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{s\,kN}}]$
t	Zeit	[s]
T	Temperatur	[K]
T	Tiefe	[m]
v	Geschwindigkeit	$[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}]$
v_{s}	Verschwächungsbeiwert	[-]
V	Volumen	$[\mathrm{m}^3]$
W	Widerstandsmoment	$[\mathrm{mm}^3]$
WAR	Wasser-Luft-Verhältnis	[-]
z	Anzahl der durchströmten Reihen / Stufen	[-]

Griechische Formelzeichen

α	Winkel	[°]
η	Wirkungsgrad	[-]
η	dynamische Viskosität	[Pa s]
ζ	Verlustbeiwert	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	$[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\,K}}]$
Π	Druckverhältnis	[-]
ρ	Dichte	$[\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}]$
σ	Spannung	$[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}]$
τ	Temperaturverhältnis	[-]
Φ	Austauschgrad	[-]

ψ	Kontraktionszahl	[-]
Ω	Brennkammerbelastungsparameter	[-]

Operatoren

d	Differenz
∂	Differentialoperator
Δ	Differenz

Indizes und Abkürzungen

a	außen
aus	Austritt
ATFI	Advanced Technology Fan Integrator
B	Biegung
BK	Brennkammer
BP	Betriebspunkt
BR	Brennstoff
CEAP	Committee on Aviation Environmental Protection
CLEAN	Component Validator for Environmetallyfriendly Aero-Engine
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlendioxid
D	mechanischer Druck
D	Düse
Echt	Echtwert
eff	effektiv
ein	Eintritt
EEFAE	Efficient and Environmentally Friendly Aero-Engine
ges	gesamt
G	Gas
HT	Hochdruckturbine
HV	Hochdruckverdichter
i	innen
is	isentrop
ICAO	International Civil Aviation Organization
ISA	International Standardization Agency
K	Kühlluft
Kern	Kerntriebwerk

KF	Kennfeld
L	Luft
LTO	Landing and Take Off
max	maximal
min	minimal
M	Metall
MT	Mitteldruckturbine
MV	Mitteldruckverdichter
N	Netto
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NO_x	Stickoxide
NT	Niederdruckturbine
NV	Niederdruckverdichter
p	barometrischer Druck
R	Rotor
Ref	Referenz
RF	Reiseflug
s	statisch
S	Stator
St	Stufe
Strahl	Strahl
t	total
th	thermisch
trans	transmission
Test	aus Testdaten ermittelt
UDF	Unducted Fan
UHB	Ultra High Bypass
UHC	unverbrannte Kohlenwaserstoffe
v	Geschwindigkeit
V	Verdichter
Vor	Vortrieb
WT	Wärmetauscher
ZK	Zwischenkühler
$\rightleftharpoons$	Gegenstrom
$\times 1$	Kreuzstrom mit einem Durchgang
$\times 2$	Kreuzstrom mit zwei Durchgängen

Dimensionslose Kennzahlen

Ma	Machzahl
Nu	Nusseltzahl
Pr	Prandtlzahl
Re	Reynoldszahl

Triebwerksebenen nach [80]

0	Umgebung
1	Einlauf engster Querschnitt
2	Eintritt Niederdruckverdichter
13	Eintritt Nebenstromkanal
14	Austritt Zwischenkühler Kaltseite
18	Austritt Nebenstromdüse
21	Eintritt Mitteldruckverdichter
24	Austritt Mitteldruckverdichter / Eintritt Zwischenkühler Heißseite
25	Austritt Zwischenkühler Heißseite / Eintritt Hochdruckverdichter
3	Austritt Hochdruckverdichter / Eintritt Wärmetauscher Kaltseite
35	Austritt Wärmetauscher Kaltseite
4	Austritt Brennkammer
41	Austritt erste Statorreihe der Hochdruckturbine
43	Austritt Hochdruckturbine
45	Eintritt Mitteldruckturbine
47	Austritt Mitteldruckturbine
48	Eintritt Niederdruckturbine
485	Austritt Kerntriebwerk
5	Austritt Niederdruckturbine / Eintritt Wärmetauscher Heißseite
7	Austritt Wärmetauscher Heißseite
8	Austritt Kernstromdüse

Zusammenfassung

Aktuelle Prognosen deuten darauf hin, dass die geflogenen Passagierkilometer in den nächsten Jahren kontinuierlich ansteigen werden. Bei unverändertem Entwicklungsstand der verwendeten Triebwerke steigen die emittierten Schadstoffe in selbem Maße. Dazu zählen u.a. der Ausstoß der toxischen Gase NO_x und CO, das Treibhausgas CO_2 und kanzerogene Rußpartikel. Des Weiteren ist zu beachten, dass der nicht erneuerbare Energierohstoff Erdöl eine limitierte Ressource darstellt. Aus diesen Gründen stehen heute im Hinblick auf die prognostizierte kontinuierliche Steigerung des Luftverkehrs vermehrt ökologische Aspekte im Vordergrund der Entwicklung. Zu diesen Aspekten zählen niedrigere Schadstoffemissionen und eine geringere Lärmentwicklung im Vergleich zu derzeit eingesetzten Systemen und damit eine bessere Umweltverträglichkeit von Turboflugtriebwerken.

Die Entwicklung hat zum Ziel, den Ressourcenverbrauch vom Anstieg des Flugaufkommens zu entkoppeln. Ohne neue Konzepte bieten jedoch die heutigen Turbofantriebwerke kaum noch Möglichkeiten den spezifischen Treibstoffverbrauch deutlich zu verringern [34]. Deshalb kann die Entkoppelung des Ressourcenverbrauches vom Anstieg des Flugaufkommens nur wirkungsvoll durch den Einsatz neuer Technologien realisiert werden.

In der vorliegenden Arbeit werden die thermodynamischen Kreisprozesse verschiedener Triebwerkskonfigurationen in der Schubklasse eines Mittelstreckenflugzeuges untersucht. Die untersuchten Triebwerke sind als Ersatz des Triebwerkes „V2500“ des Mittelstreckenflugzeuges A320 der Firma Airbus gedacht. Die unterschiedlichen Konfigurationen werden auf den geringsten spezifischen Treibstoffverbrauch hin optimiert. Die untersuchten Konfigurationen umfassen den Einsatz von Wärmetauschern als Zwischenkühler und Rekuperatoren mit dem Ziel eine bessere Umweltverträglichkeit als heutige, konventionelle Luftfahrtantriebe zu erreichen.

Im Weiteren wird eine Lebenskostenabschätzung der untersuchten Triebwerke durchgeführt. Verglichen werden dabei die Konfigurationen mit dem Einsatz von Wärmetauschern jeweils mit dem Referenztriebwerk konventioneller Bauart. Überprüft wird hierbei, ob die Konfigurationen mit Wärmetauschern, abgesehen von ihren ökologischen Vorteilen, auch wirtschaftlich im zivilen Luftverkehr eingesetzt werden können.

Dafür wird eine ökonomische Betrachtung des Einsatzes von Wärmetauschern in Turboflugtriebwerken aus der Sicht einer Fluglinie durchgeführt. Berücksichtigt werden dabei die zusätzlich anfallenden Kosten für Entwicklung und Produktion der Wärmetauscher sowie die Kosten für Wartung und Instandhaltung der Triebwerke mit Wärmetauschern.

Nicht nur die zusätzlichen Kosten, die durch die Wärmetauscher entstehen, und die erreichte Treibstoffersparnis wird in der Lebenskostenabschätzung berücksichtigt. Alle zusätzlichen Bauteile zum Einsatz der Wärmetauscher im Turboflugtriebwerk werden anhand der Kreisprozessgrößen ausgelegt. Mit der Dimensionierung steht das Gewicht der Bauteile fest. Dieses Mehrgewicht wird bei der Lebenskostenabschätzung ebenfalls berücksichtigt.

Diese Arbeit zeigt auf, dass der zwischengekühlte, rekuperative Kreisprozess bei gegebener Schubanforderung im Vergleich zu den untersuchten Konfigurationen den geringsten spezifischen Treibstoffverbrauch besitzt. Diese Konfiguration besitzt jedoch eine größere Komplexität im Vergleich zu einem konventionellen Triebwerk. Die dabei anfallenden zusätzlichen Kosten sowie das Mehrgewicht der Wärmetauscher müssen von der Fluglinie getragen werden oder durch die Treibstoffeinsparung kompensiert werden. Somit ist der Einsatz von Wärmetauschern im zivilen Luftverkehr vom Kerosinpreis abhängig. Der Einsatz ist erst ab einem Grenzkerosinpreis kostenneutral oder sogar gewinnbringend möglich.

Abstract

Current forecasts indicate that the flown passenger-kilometres within the next years will rise continuously. If the stage of development of the used jet engines is unchanged, the issued pollutants will increase in the same degree. The expulsion of the toxic gases NO_x and CO, the greenhouse gas CO_2 and carcinogenic soot particles are part of it among others. Furthermore, it should be noted that the non-renewable energy raw material mineral oil represents a limited resource. For these reasons, with regard to the anticipated continuous increase of the air traffic, more and more ecological aspects are in the foreground of the development today. These aspects include lower pollutant emissions and lower noise emissions in comparison with systems used at present, and thus a better environmental compatibility of jet engines.

The development aims to decouple the resource consumption of the increase in the air traffic. Without new concepts today's turbo fan jet engines offer almost no possibilities to reduce the specific fuel consumption significantly [34]. Therefore the decoupling of the resource consumption of the increase in the air traffic can only effectively be realized by the use of new technologies.

In the present work, the thermodynamic cycles of different engine configurations in the thrust class of a medium-haul aircraft are examined. The studied engines are conceived as a replacement of the engine "V2500" of the medium-range aircraft A320 of the company Airbus. The different engine configurations are optimized to reach the lowest specific fuel consumption possible. The examined configurations cover the use of heat exchangers as inter-cooler and recuperators with the aim of reaching a better environmental compatibility than today's conventional propulsion systems.

In addition, a life cost estimation of the examined jet engines is carried out. The configurations with the use of heat exchangers are compared with the reference jet engine of conventional design. It is checked whether the configurations with heat exchangers, apart from their ecological advantages, can also be used economically within the civil air traffic. For this, an economic analysis of the use of heat exchangers in jet engines is carried out from the perspective of an airline. The additional costs for development and production of the heat exchangers as well as the costs for

maintenance, repair and overhaul of the jet engines with heat exchangers are taken into account.

Not only the additional costs that are caused and the fuel savings that are achieved by the use of heat exchangers are taken into account in the life cycle cost estimation. All additional parts needed for the use of heat exchangers in jet engine are designed based on the cycle parameters. With the dimensioning of these components the corresponding weight is fixed. This additional weight is also taken into account for the life cycle cost estimation.

This work shows that the inter-cooled and recuperative cycle process has the lowest specific fuel consumption at a given thrust level compared with the other examined configurations. However, this configuration has a greater complexity compared with a conventional jet engine. The additional costs arising as well as the additional weight of the heat exchangers have to be accepted by the airline or be compensated by the fuel saving. The use of heat exchangers in the civil air traffic is therefore dependent on the kerosene price. The use is cost-neutral or even profitably possible only beginning at a limit kerosene price.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Allgemeine Einführung

Für die Entwicklungen im Bereich der zivilen Luftfahrtantriebe der letzten Jahrzehnte waren hauptsächlich ökonomische Kriterien maßgeblich. Zu diesen gehört u.a. die Betriebskosteneinsparung durch Minimierung der Brennstoffverbräuche bei gleichzeitiger Bereitstellung hoher Triebwerksschübe für steigende Passagierzahlen. In Abb. 1.1 ist die Entwicklung der geflogenen Passagierkilometer (RPK) über der Zeit gezeigt. Die Entwicklung von 1970 bis ins Jahr 2000 sowie das prognostizierte Wachstum bis ins Jahr 2020 sind abgebildet.

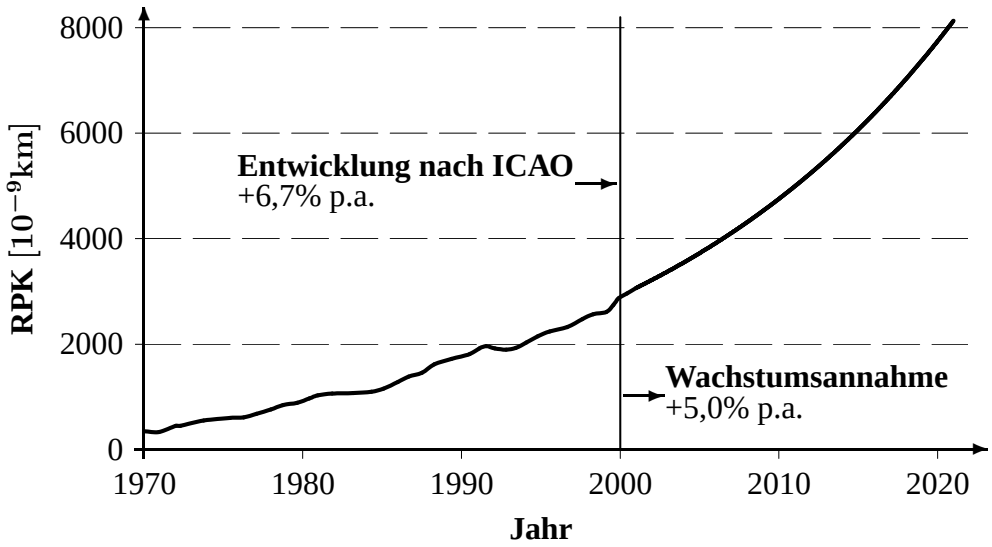

Abbildung 1.1: Entwicklung des Luftverkehrswachstums von 1970 bis ins Jahr 2000 und das prognostizierte Wachstum bis ins Jahr 2020 [77].

Die Prognosen hinsichtlich des Anstieges der geflogenen Passagierkilometer der nächsten Jahre variieren zwischen 4,5 % [77] und 6,3 % [20] pro Jahr. Unter der Annahme eines Wachstums von 5% pro Jahr verdoppelt sich das Passagieraufkommen in einem Zeitraum von 15 Jahren. Bei unverändertem Entwicklungsstand der verwendeten Luftfahrtantriebe verdoppeln sich im selben Zeitraum die beim Betrieb emittierten Schadstoffe. Dazu zählen u.a. der Ausstoß von NO_x, CO, CO_2 und Rußpartikeln. Die Stoffe CO und NO_x sind toxisch und mitverantwortlich für die Zerstörung der Ozonschicht. Rußpartikel führen zu Smog und können Atemwegserkrankungen hervorrufen und das Treibhausgas CO_2 trägt zur Erwärmung des Erdklimas bei [38]. Aus diesen Gründen stehen heute im Hinblick auf die prognostizierte kontinuierliche Steigerung des Luftverkehrs vermehrt ökologische Aspekte wie niedrige Schadstoffemissionen und geringe Lärmentwicklung und damit die Umweltverträglichkeit von Turboflugtriebwerken im Vordergrund. Des Weiteren ist zu beachten, dass der nicht erneuerbare Energierohstoff Erdöl eine limitierte Ressource darstellt. Wenn keine neuen Erdölvorkommen gefunden werden, haben bei gleichbleibendem weltweiten Primärenergieverbrauch die bekannten Erdölreserven eine Reichweite von ça. 40 Jahren [69], [16]. Daraus resultiert die Forderung, den Anstieg des Flugaufkommens und den Ressourcenverbrauch zu entkoppeln. Nur durch eine Entkoppelung kann ein Anwachsen der Emissionen in selbem Maße wie das Anwachsen des Passagieraufkommens verhindert werden.

1.2 Entwicklungstendenzen

Die Triebwerkstechnologie ist seit jeher maßgeblich für den Erfolg der kommerziellen Luftfahrt mitverantwortlich. Ein Maß für den Entwicklungstand ziviler Triebwerke ist der spezifische Treibstoffverbrauch. In Abb. 1.2 ist das Ergebnis der bisherigen Entwicklungen in Form des spezifischen Treibstoffverbrauches in Abhängigkeit verschiedener Triebwerksgenerationen dargestellt.

- Mit den ersten Turbojets und der ersten Generation von Turbofantriebwerken mit kleinem Nebenstromverhältnis ($BPR \leq 2$) konnten die Reisegeschwindigkeit und der Reisekomfort in der kommerziellen Luftfahrt gesteigert werden.

- Mit der Einführung der zweiten Generation von Turbofantriebwerken mit großen Nebenstromverhältnissen ($BPR \leq 8$) wurde der Vortriebswirkungsgrad merklich gesteigert und ein nennenswerter Fortschritt in der Zuverlässigkeit der Triebwerke erreicht. Durch das große Nebenstromverhältnis und durch konstruktive Maßnahmen wurden auch die Lärmemissionen der Triebwerke deutlich gesenkt [28].

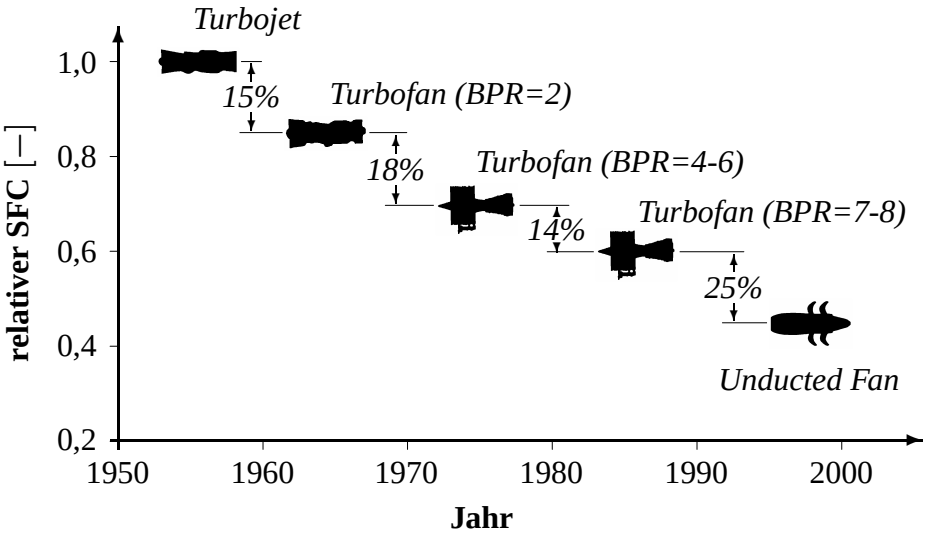

Abbildung 1.2: Entwicklung des spezifischen Brennstoffverbrauches seit dem ersten Turbojet bezogen auf den Verbrauch des ersten Turbojets [15].

- Durch Steigerung der Nebenstromverhältnisse ist eine weitere Reduktion des spezifischen Treibstoffverbrauches möglich [7], [65], [72]. Dieser Trend führt zur Entwicklung der Unducted Fan (UDF) und Ultra High Bypass Triebwerke (UHB).

Die steigenden Nebenstromverhältnisse führen zu größeren Fandurchmessern. Um zu gewährleisten, dass auch bei größeren Durchmessern die Niederdruckturbine und der durch die Niederdruckturbine angetriebene Fan bei jeweils optimalen Drehzahlen arbeiten, wird der Einsatz eines Reduktionsgetriebes nötig [74]. Ziel derzeitiger Forschungsprojekte ist es, die Grundlagen zum Einsatz eines Reduktionsgetriebes zu schaffen. Zu diesen gehört das internationale Projekt Advanced Technology Fan Integrator (ATFI) [37]. Ziel dieses Projektes ist die Entwicklung eines Triebwerkes mit einer schnelllaufenden Niederdruckturbine und einem Reduktionsgetriebe zwischen Niederdruckturbine und Fan.
Der Senkung des spezifischen Treibstoffverbrauches mittels Vergrößerung der Nebenstromverhältnisse sind Grenzen gesetzt. Mit steigendem Nebenstromverhältnis vergrößert sich auch der Fandurchmesser. Dies führt bei gleichbleibender Niederdruckwellendrehzahl zu transsonischen Effekten an den Blattenden und den damit verbundenen Verlusten. Unter anderem aus diesem Grund ist es ab einem bestimmten Wert des Nebenstromverhältnisses nicht mehr sinnvoll, dieses weiter zu vergrößern.
Die bisherigen Entwicklungen im Triebwerksbau führten zur Optimierung der verwendeten Komponenten und der Vergrößerung der Nebenstromverhältnisse. Die heute in Turbofantriebwerken eingesetzten Komponenten kommen hinsichtlich Wir-

kungsgrad und Leistungsgewicht den theoretisch maximalen Möglichkeiten sehr nahe [34] und sind daher, wenn nicht neue Konzepte zum Einsatz kommen, kaum noch zu steigern. Deshalb kann die Entkoppelung von Ressourcenverbrauch und Anstieg des Flugaufkommens nur wirkungsvoll durch den Einsatz neuer Technologien realisiert werden.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der thermodynamischen Auslegung, Optimierung und der Einsetzbarkeit eines zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes. In einer solchen Anordnung wird zum einen der Kernstrom des Triebwerkes zwischen zwei Verdichtern mit Hilfe des Nebenstromes gekühlt, was bei gleichem Druckverhältnis zu einer geringeren Verdichteraustrittstemperatur und geringerer Verdichtungsleistung verglichen mit dem Referenzfall führt. Zum anderen wird Wärme aus dem Abgasstrahl dazu verwendet, die Temperatur nach dem Hochdruckverdichter und vor dem Eintritt in die Brennkammer zu erhöhen. Damit wird mit geringeren Treibstoffmengen dieselbe Brennkammeraustrittstemperatur wie bei konventionellen Antrieben erreicht. Dieses Konzept verspricht eine erhebliche Treibstoffersparnis und eine größere Umweltverträglichkeit als heutige, konventionelle Luftfahrtantriebe [86].

Kapitel 2

Wechselwirkung zwischen Triebwerkskonfiguration und Kreisprozess

Vor den in Kap. 1 dargestellten Hintergründen ist der Einsatz eines Wärmetauschers in einem Turboflugtriebwerk eine vielversprechende Möglichkeit, den Treibstoffverbrauch zu senken. Dabei kann der Wärmetauscher als Zwischenkühler zwischen zwei Verdichtern, als Rekuperator im Abgasstrahl oder als Kombination der beiden Möglichkeiten eingesetzt werden. Der Einfluss dieser Einsatzmöglichkeiten auf den thermodynamischen Kreisprozess ist in Form von T, s-Diagrammen in Abb. 2.1 dargestellt. Der jeweilige Nebenstrom ist in der Abbildung aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

1. Einsatz eines Wärmetauschers als Zwischenkühler (siehe Abb. 2.1 b)

   Durch den Zwischenkühler wird der Kernstrom des Triebwerkes zwischen zwei Verdichtern mit Hilfe des Nebenstromes gekühlt ($24 \rightarrow 25$). Das führt zu einer geringeren Verdichteraustrittstemperatur T_3 verglichen mit dem Referenzfall. Dadurch wird das gleiche Druckverhältnis wie im Referenzfall mit einer geringeren Verdichtungsleistung erreicht. Das führt direkt zu einer geringeren Turbineneintrittstemperatur T_4.

2. Einsatz eines Wärmetauschers als Rekuperator (siehe Abb. 2.1 c)

   Mit dem Rekuperator im Abgasstrahl des Triebwerkes wird dem Kernstrom nach der Entspannung Wärme entzogen ($5 \rightarrow 7$) und vor Eintritt in die Brennkammer zugeführt ($3 \rightarrow 35$). Durch diese Vorheizung kann eine festgehaltene Turbineneintrittstemperatur mit weniger Treibstoffzufuhr erreicht werden. Die

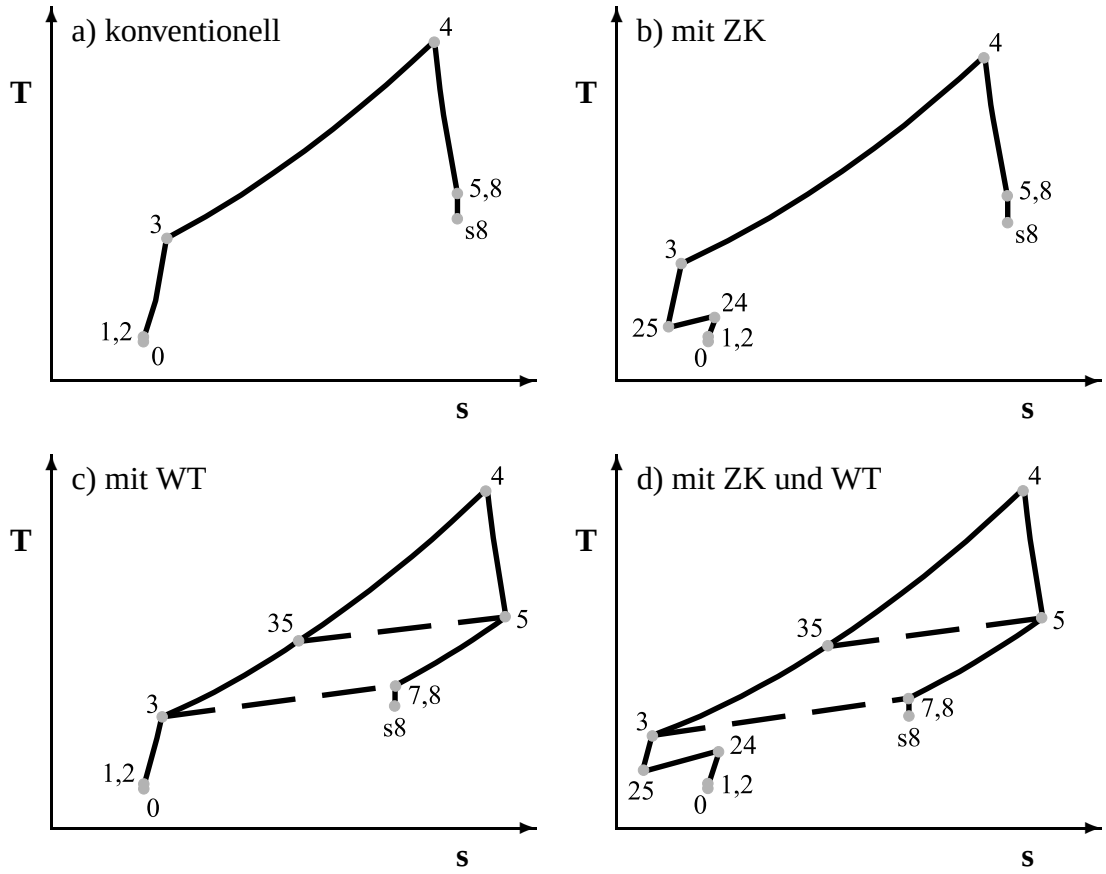

Abbildung 2.1: T, s-Diagramme einer konventionellen Konfiguration (a), mit Einsatz eines Zwischenkühlers (b), eines Rekuperators (c) und die Kombination beider Möglichkeiten (d).

dabei fallende Düseneintrittstemperatur T_8 führt jedoch zu einer Senkung des Kernstromschubes.

3. Kombination der Möglichkeiten 1. und 2. (siehe Abb. 2.1 d)

   Die Kombination von Zwischenkühler und Rekuperator verspricht das größte Potential in der Treibstoffeinsparung. Durch die Reduktion der Verdichtungsleistung und die Nutzung der Restwärme im Abgasstrahl ist dieser Kreisprozess die effizienteste der vorgestellten Möglichkeiten.

Entscheidend für die sinnvolle Funktionsweise des Abgaswärmetauschers ist, dass die Turbinenaustrittstemperatur über der Verdichteraustrittstemperatur liegt ($T_{\mathrm{t},5} > T_{\mathrm{t},3}$), da sonst das Medium nach dem Verdichter gekühlt und nicht erwärmt wird. Dieses Kriterium gilt auch für den eingesetzten Zwischenkühler. Des Weiteren ist für den Einsatz von Wärmetauschern zu beachten, dass die auftretenden Druckverluste der zusätzlichen Leitungen nicht die oben beschriebenen Vorteile überwiegen.

Im Folgenden werden die Auswirkungen eines Wärmetauschereinsatzes in einem Turboflugtriebwerk im Reiseflug genauer diskutiert. Die Kreisprozesse aller diskutierten Triebwerkskonfigurationen sind für einen Flugfall mit den Werten

Flugmachzahl:	Ma	$= 0{,}78$,
Flughöhe:	H	$= 10668\,\mathrm{m}$,
Nettoschub:	F_N	$= 27{,}63\,\mathrm{kN}$,
Temperaturabweichung:	ΔT_ISA	$= 0\,\mathrm{K}$

ausgelegt und optimiert. Mit den Vorgaben der Flugmachzahl, der Flughöhe, des Nettoschubes und der Temperaturabweichung im Vergleich zur Standardatmosphäre [84] ist der Betriebspunkt der jeweiligen Triebwerke eindeutig festgelegt. Die beschreibenden Größen der verwendeten Wärmetauscher sind aus [34] entnommen und lauten

Austauschgrade:	Φ_ZK	$= 0{,}65$	und	Φ_WT	$= 0{,}75$,
Druckverlust Kaltseite:	$\frac{p_{\mathrm{t},13}-p_{\mathrm{t},14}}{p_{\mathrm{t},13}}$	$= 5{,}0\,\%$	und	$\frac{p_{\mathrm{t},3}-p_{\mathrm{t},35}}{p_{\mathrm{t},3}}$	$= 4{,}0\,\%$,
Druckverlust Heißseite:	$\frac{p_{\mathrm{t},24}-p_{\mathrm{t},25}}{p_{\mathrm{t},24}}$	$= 2{,}5\,\%$	und	$\frac{p_{\mathrm{t},6}-p_{\mathrm{t},7}}{p_{\mathrm{t},6}}$	$= 7{,}0\,\%$.

Weitere Obergrenzen, die für die Auslegung und Optimierung der Triebwerke verwendet werden, sind

Nebenstromverhältnis:	BPR_max	$= 18$,
Turbineneintrittstemperatur:	$T_{\mathrm{t},4,\mathrm{max}}$	$= 1900\,\mathrm{K}$,
Verdichtungsdruckverhältnis:	$\Pi_{\mathrm{V},\mathrm{max}}$	$= 48$.

Um die Entwicklung bis zum möglichen Einsatz eines rekuperativen Turboflugtriebwerkes zu berücksichtigen und gleichzeitig die Fandurchmesser in sinnvollen Grenzen zu halten, wird das Nebenstromverhältnis auf $BPR = 18$ begrenzt [8], [13]. Da die thermische NO_x-Bildung oberhalb einer Temperatur von $T = 1900\,\mathrm{K}$ exponentiell ansteigt [39], wird die Turbineneintrittstemperatur der hier ausgelegten Triebwerke auf den Maximalwert $T_{\mathrm{t},4,\mathrm{max}} = 1900\,\mathrm{K}$ begrenzt. Das Verdichtungsdruckverhältnis hat ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf den Kreisprozess der Triebwerke. Im vorliegenden Fall wird das maximal zulässige Verdichtungsdruckverhältnis auf $\Pi_{\mathrm{V},\mathrm{max}} = 48$ limitiert. Dieser Wert stellt eine realistische Einschätzung der umsetzbaren Druckverhältnisse dar [88]. Alle vorgestellten Triebwerke werden mit dem Ziel eines minimalen spezifischen Treibstoffverbrauches (SFC) unter Berücksichtigung der oben aufgeführten Randbedingungen optimiert. Die Optimierung beinhaltet die Prozessgrößen, die einen starken Einfluss auf den spezifischen Treibstoffverbrauch haben. Zu diesen zählen das Gesamtdruckverhältnis $p_{\mathrm{t},3}/p_{\mathrm{t},2}$, die Druckverhältnisse des Mittel- und Hochdruckverdichters Π_MV und Π_HV, das Nebenstromverhältnis BPR und die Turbineneintrittstemperatur $T_{\mathrm{t},4}$. Die variierten Prozessgrößen und das Optimierungsziel sind in Tab. 2.1 zusammengestellt. Als Optimierungsverfah-

Variierte Prozessgrößen	Variationsgrenzen	Optimierungsziel
$p_{t,3}/p_{t,2}$	< 48	Minimaler SFC
Π_{MV}	< 6	
Π_{HV}	< 25	
BPR	< 18	
$T_{t,4}$	$< 1900\,\mathrm{K}$	

Tabelle 2.1: Zusammenstellung der variierten Prozessgrößen und dem Optimierungsziel.

ren wird ein Gradientenverfahren [41] und ein zufälliges Optimierungsverfahren [62] angewendet. Mit dem Gradientenverfahren wird vom Startpunkt aus immer in Richtung der steilsten Steigung „gegangen“, bis das Maximum erreicht ist. Mit dem zufälligen Verfahren dagegen wird ein Gebiet um den Startpunkt herum mit zufälligen Änderungen der Variationsgrößen abgesucht. In jedem weiteren Optimierungsschritt wird das beste Ergebnis des vorangegangenen Schrittes als neuer Startpunkt verwendet und das Suchgebiet verkleinert. Ist keine Verbesserung in der Umgebung eines Punktes mehr zu erreichen, ist das Maximum gefunden. Durch die Kombination beider Verfahren und Verwendung unterschiedlicher Startwerte kann sichergestellt werden, dass das globale Optimum des Prozesses gefunden wird. Die Optimierung berücksichtigt das modellierte Kühlluftsystem und durch ein hinterlegtes Gasmodell die Realgaseffekte innerhalb des Triebwerkes [47]. Der Zieltermin zum Erreichen der oben genannten Technologiegrößen ist das Jahr 2020 [13].

2.1 Wirkungsgraddefinitionen

Um den Vergleich der nachfolgenden Triebwerkskonfigurationen zu erleichtern, werden zunächst einige Wirkungsgraddefinitionen eingeführt.
Der thermische Wirkungsgrad η_{th} ist definiert als das Verhältnis zwischen Strahlleistung und zugeführtem Wärmestrom

$$\eta_{th} = \frac{P_{Strahl}}{\dot{m}_{BR} \cdot H_u} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \dot{m}_8 \cdot v_8^2 - \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_0 \cdot v_0^2}{\dot{m}_{BR} \cdot H_u}. \tag{2.1}$$

Bei Turbofan-Triebwerken kann der thermische Wirkungsgrad in einen Wirkungsgrad des Kerntriebwerkes η_{Kern} und einen Transmissionswirkungsgrad η_{trans} aufgeteilt werden. Zum Kerntriebwerk zählt der Innenbereich des Fan, die Turbokomponenten auf Mittel- und Hochdruckwelle, die Brennkammer und der Teil der Niederdruckturbine, der die Antriebsleistung für den Innenbereich des Fan bereitstellt. Das Kontrollvolumen des Kerntriebwerkes ist in Abb. 2.2 dargestellt. Der Wirkungsgrad

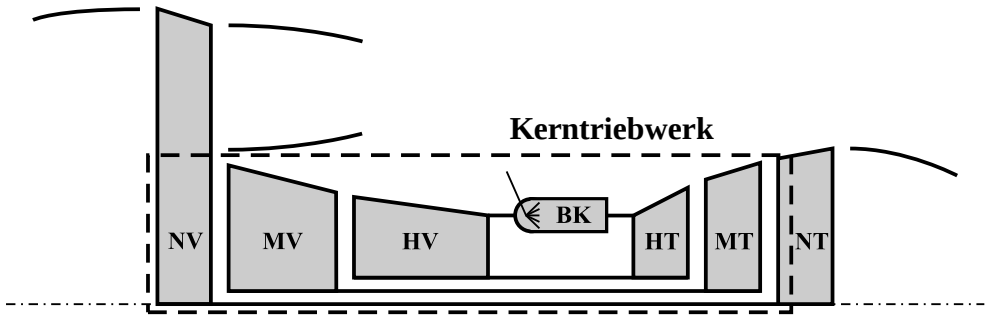

Abbildung 2.2: Darstellung des Kontrollvolumens des Kerntiebwerkes.

des Kerntriebwerkes ist die Leistung bei isentroper Entspannung vom Austritt des Kerntriebwerkes bis auf Umgebungsdruck am Austritt des Triebwerkes im Verhältnis zum zugeführten Wärmestrom

$$\eta_{\mathrm{Kern}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{Kern}} \cdot \left(\Delta h_{\mathrm{is}_{485 \to 8}} - \frac{v_0^2}{2} \right)}{\dot{m}_{\mathrm{BR}} \cdot H_{\mathrm{u}}}. \tag{2.2}$$

Der Transmissionswirkungsgrad beschreibt die Güte des Leistungstransfers vom Kernstrom in den Nebenstrom

$$\eta_{\mathrm{trans}} = \frac{\eta_{\mathrm{th}}}{\eta_{\mathrm{Kern}}}. \tag{2.3}$$

Der Vortriebswirkungsgrad ist das Verhältnis zwischen Vortriebsleistung und Strahlleistung

$$\eta_{\mathrm{Vor}} = \frac{P_{\mathrm{Vor}}}{P_{\mathrm{Strahl}}} = \frac{F \cdot v_0}{\dot{m}_8 \cdot \frac{v_8^2 - v_0^2}{2}}. \tag{2.4}$$

Mit der Vereinfachung, dass der Austrittsmassenstrom $\dot{m}_8$ gleich dem Eintrittsmassenstrom $\dot{m}_0$ ist und dass die Düse komplett auf den statischen Gegendruck entspannt, kann der Schub F mit

$$F = \dot{m} \cdot (v_8 - v_0) \tag{2.5}$$

formuliert werden. Durch Einsetzen von Gl. (2.5) in Gl. (2.4) und Umformen kann der Vortriebswirkungsgrad zu

$$\eta_{\mathrm{Vor}} = \frac{2}{1 + \frac{v_8}{v_0}} \tag{2.6}$$

vereinfacht werden. Der Gesamtwirkungsgrad ist das Verhältnis zwischen Vortriebsleistung und zugeführtem Wärmestrom

$$\eta_{\mathrm{ges}} = \frac{P_{\mathrm{Vor}}}{\dot{m}_{\mathrm{BR}} \cdot H_{\mathrm{u}}} = \frac{F \cdot v_0}{\dot{m}_{\mathrm{BR}} \cdot H_{\mathrm{u}}}. \tag{2.7}$$

Mit der oben genannten Vereinfachung kann der Gesamtwirkungsgrad auch mit dem Produkt der Einzelwirkungsgrade wie folgt beschrieben werden

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ges}} &= \eta_{\text{th}} \cdot \eta_{\text{Vor}} \\ &= \eta_{\text{Kern}} \cdot \eta_{\text{trans}} \cdot \eta_{\text{Vor}}. \end{aligned} \tag{2.8}$$

Mit Hilfe der Wirkungsgrade kann auch direkt der spezifische Treibstoffverbrauch ermittelt werden. Der spezifische Treibstoffverbrauch

$$SFC = \frac{\dot{m}_{\text{BR}}}{F} \tag{2.9}$$

ist das Verhältnis zwischen Brennstoffmassenstrom und Schub. Mit Gl. (2.9) kann der Gesamtwirkungsgrad zu

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{v_0}{SFC \cdot H_{\text{u}}} \tag{2.10}$$

umformuliert werden. Durch Auflösen nach dem spezifischen Treibstoffverbrauch und Einsetzen von Gl. (2.8) kann der SFC durch

$$\begin{aligned} SFC &= \frac{v_0}{\eta_{\text{ges}} \cdot H_{\text{u}}} \\ &= \frac{v_0}{\eta_{\text{th}} \cdot \eta_{\text{Vor}} \cdot H_{\text{u}}} \\ &= \frac{v_0}{\eta_{\text{Kern}} \cdot \eta_{\text{trans}} \cdot \eta_{\text{Vor}} \cdot H_{\text{u}}} \end{aligned} \tag{2.11}$$

beschrieben werden.
Im Weiteren werden das konventionelle Turboflugtriebwerk sowie die möglichen Einbauvarianten von Wärmetauschern in ein solches Triebwerk vorgestellt.

2.2 Konventionelle Konfiguration

Die konventionelle Konfiguration eines Zweistromtriebwerkes besteht aus einem Einlauf, einem Verdichter- und Turbinenteil mit Brennkammer und einer Hauptstromdüse. Der Großteil des Fluidmassenstromes wird durch den Nebenstromkanal mit Nebenstromdüse geführt. Eine solche Konfiguration ist in Abb. 2.3 zu sehen. In Abb. 2.4 ist der Prozess des Hauptstromes des konventionellen Triebwerkes im T, s-Diagramm dargestellt. Auf Grund der Übersichtlichkeit wird hier auf die Darstellung des Nebenstromprozesses im T, s-Diagramm verzichtet. Die Zustandsänderungen $4 \rightarrow 41$, $43 \rightarrow 45$ und $47 \rightarrow 48$ stellen Kühlluftzumischungen dar. Diese Kühlluftzumischungen sind nötig, um für den Betrieb der Turbinenschaufeln die geforderte Lebensdauer zu erfüllen. Beim hier beschriebenen verlustbehafteten

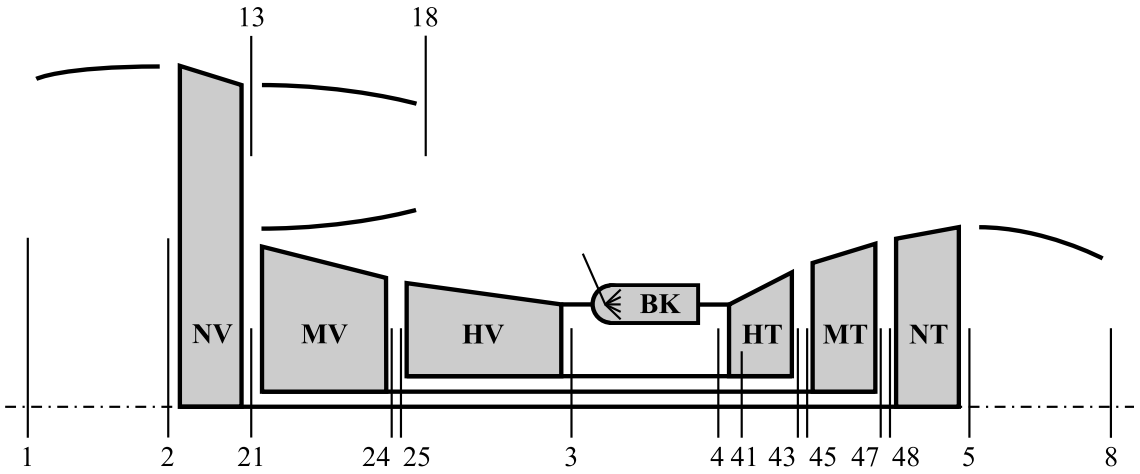

Abbildung 2.3: Zweistromtriebwerk mit drei Wellen und konventioneller Konfiguration.

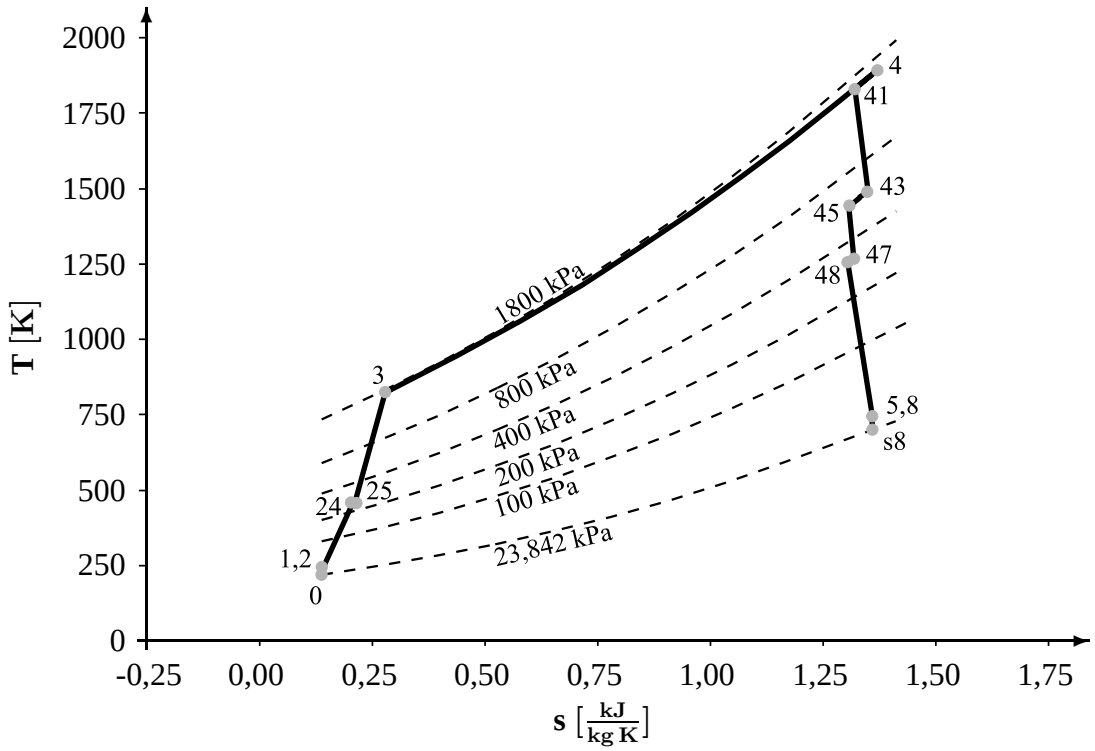

Abbildung 2.4: T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes konventioneller Konfiguration mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8.

Gasturbinenprozess nimmt der thermische Wirkungsgrad η_{th} mit steigendem Verdichtungsdruckverhältnis und steigender Brennkammeraustrittstemperatur zu [26].

Mit steigendem η_{th} sinkt der spezifische Treibstoffverbrauch. Dieser Zusammenhang ist auch im zugehörigen Auslegungsdiagramm Abb. 2.5 zu erkennen. In Abb. 2.5 ist der Einfluss von Verdichtungsdruckverhältnis und Brennkammeraustrittstemperatur auf den spezifischen Treibstoffverbrauch gezeigt. Jeder Punkt im Auslegungs-

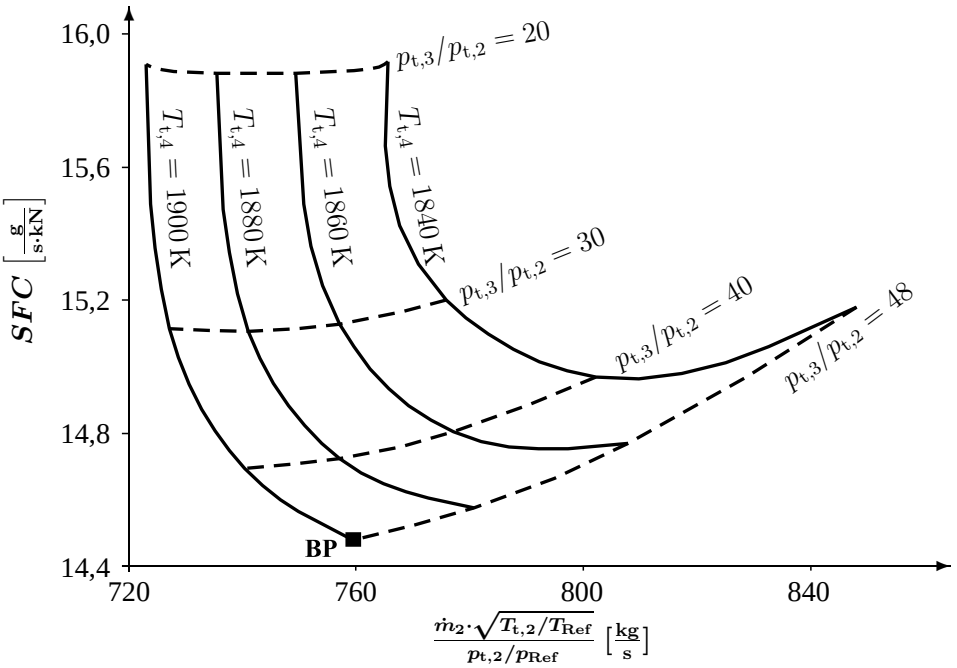

Abbildung 2.5: Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen und konventioneller Konfiguration mit eingezeichnetem Auslegungspunkt.

diagramm erfüllt die Schubanforderung von $F_{\mathrm{N}} = 27,63\,\mathrm{kN}$ im Reiseflug. Im Rahmen der vorgegeben Grenzen wird der geringste spezifische Treibstoffverbrauch mit einem Verdichtungsdruckverhältnis von $\Pi_{\mathrm{V}} = 48$ sowie einer Brennkammeraustrittstemperatur von $T_{\mathrm{t},4} = 1900\,\mathrm{K}$ erreicht. In diesem Betriebspunkt hat das Triebwerk einen spezifischen Treibstoffverbrauch von $SFC = 14,479\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{s\,kN}}$. Die dabei auftretenden Einzelwirkungsgrade sind in Tab. 2.2 zusammengefasst.
Eine weitere charakteristische Größe zur Beurteilung der Güte eines Triebwerkes ist der Emissionsindex für Stickoxid $EI_{\mathrm{NO_x}}$. Nach [20] und [51] berechnet sich der Emissionsindex zu

$$EI_{\mathrm{NO_x}} = 23\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}} \cdot \left(\frac{p_{\mathrm{t},3}}{2965\,\mathrm{kPa}}\right)^{0,4} \cdot e^{\left(\frac{T_{\mathrm{t},3}-826\,\mathrm{K}}{194\,\mathrm{K}}+\frac{6,29-100\cdot WAR}{53,2}\right)}. \tag{2.12}$$

Dieser Index gibt an, wieviel Gramm Stickoxid pro Kilogramm verbranntem Kersion gebildet wird. Nach Gl. 2.12 hat das oben beschriebene Triebwerk einen Emissionsindex von $EI_{\mathrm{NO_x}} = 20,75\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}}$.
Basierend auf der vorgestellten Referenzkonfiguration, werden im Folgenden mögliche und bereits umgesetzte Einbauvarianten eines Wärmetauschers diskutiert.

2.3 Rekuperatives Triebwerk

Die erste hier beschriebene Möglichkeit besteht darin, einen Wärmetauscher nach der Niederdruckturbine im Kernstrom zu positionieren. Mit dem Einsatz eines Wärmetauschers kann ein Teil der im Abgas vorhanden Wärme dem Prozess vor der Brennkammer wieder zugeführt werden. Das Schaltbild dieses rekuperativen Triebwerkes ist in Abb. 2.6 gezeigt. In der folgenden Beschreibung wird zwischen der Kalt-

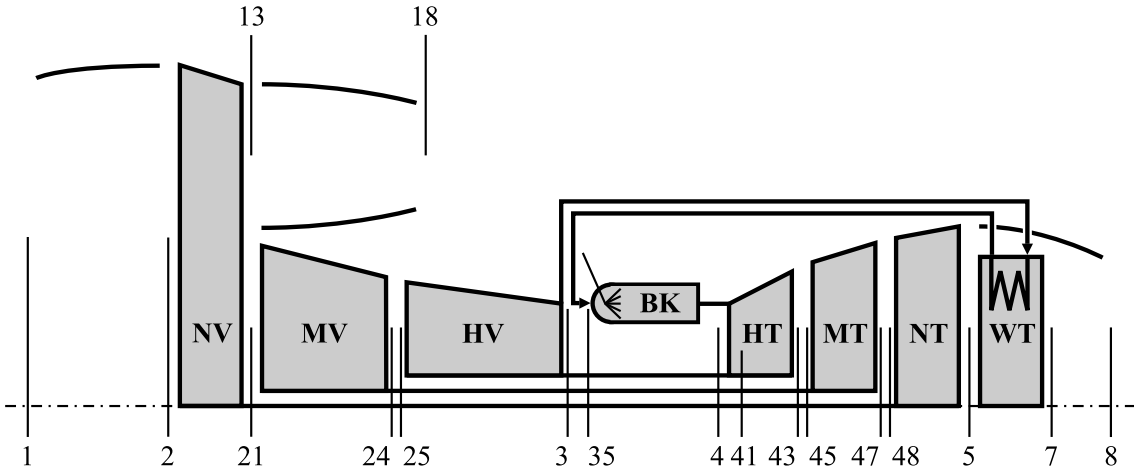

Abbildung 2.6: Zweistromtriebwerk mit drei Wellen und Wärmetauscher im Abgasstrahl.

und Heißseite des Wärmetauschers unterschieden. Als Kaltseite wird die Passage zwischen dem Hochdruckverdichter und der Brennkammer bezeichnet ($3 \rightarrow 35$). Als Heißseite wird die Passage zwischen der Niederdruckturbine und dem Triebwerksaustritt bezeichnet ($5 \rightarrow 7$). Wie in Abb. 2.6 schematisch dargestellt, wird der Austrittsmassenstrom aus dem Hochdruckverdichter kaltseitig durch den Abgaswärmetauscher geleitet. Heißseitig wird der Wärmetauscher vom Austrittsmasssenstrom aus der Niederdruckturbine durchströmt. Durch Wärmeübertragung wird dem Abgasstrom Wärme entzogen und dem Verdichteraustrittsmassenstrom vor der Brennkammer zugeführt. Durch diese Vorwärmung des Arbeitsmediums wird in der Brennkammer weniger Brennstoff benötigt, um eine festgehaltene Turbineneintrittstemperatur zu erreichen. Dieser Prozess des Kernstromes ist in Abb. 2.7 in Form eines T, s-Diagrammes dargestellt. Auf die Darstellung des Nebenstromprozesses wurde ebenfalls auf Grund der Übersichtlichkeit verzichtet. Zum Vergleich ist in Abb. 2.7 der Referenzprozess des konventionellen Triebwerkes als gepunktete Linie dargestellt. Da die Verdichteraustrittstemperatur mit dem Verdichtungsdruckverhältnis steigt, beschränkt die Temperatur-Randbedingung $T_{\mathrm{t},5} > T_{\mathrm{t},3}$ bei konstanter Brennkammeraustrittstemperatur das Verdichtungsdruckverhältnis des Kreisprozesses mit Abgaswärmetauscher. Im Auslegungsdiagramm Abb. 2.8 ist der Zusammenhang

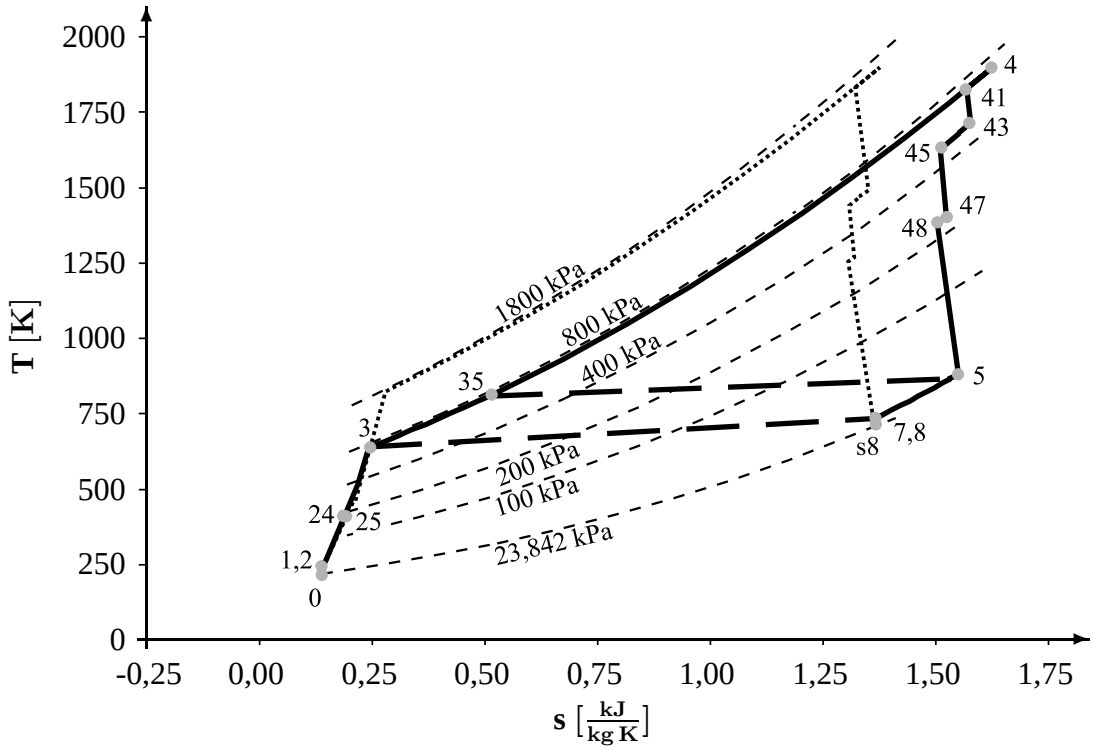

Abbildung 2.7: T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes mit Abgaswärmetauscher mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8.

zwischen Verdichtungsdruckverhältnis, Brennkammeraustrittstemperatur und spezifischem Treibstoffverbrauch gezeigt. Zwei Zusammenhänge sind in Abb. 2.8 zu erkennen, die dazu führen, dass dem Wärmetauscher ein ausreichendes Temperaturgefälle zur Verfügung gestellt wird. Mit steigender Brennkammeraustrittstemperatur sinkt der SFC. Aus diesem Grund liefert die Optimierung das Ergebnis, dass die Temperatur $T_{\mathrm{t},4}$ an der maximal zulässigen Grenze von $T_{\mathrm{t},4} = 1900\,\mathrm{K}$ liegt. Die oben beschriebene Temperatur-Randbedingung führt dazu, dass das optimale Druckverhältnis über die Verdichter auf $\Pi_{\mathrm{V}} = 20,78$ begrenzt und damit deutlich niedriger als das Druckverhältnis des Referenzprozesses ist. Durch das geringere Druckverhältnis $p_{\mathrm{t},3}/p_{\mathrm{t},2}$ ist die Verdichterleistung und damit auch die abzugebende Turbinenleistung geringer als im Referenzprozess. Das führt zu einer geringeren Temperaturabsenkung $T_{\mathrm{t},4} - T_{\mathrm{t},5}$ über die Turbinen, was sich wieder positiv auf das am Wärmetauscher anliegende Temperaturgefälle auswirkt. Über den Wärmetauscher mit dem angenommenen Austauschgrad von $\Phi_{\mathrm{WT}} = 0,75$ kann im vorliegenden Fall eine Temperaturerhöhung nach der Verdichtung von $T_{\mathrm{t},35} - T_{\mathrm{t},3} = 170\,\mathrm{K}$ realisiert werden. Dadurch, dass die Turbinen eine geringere Leistung bereitstellen, ist auch die Temperaturdifferenz über die Turbinen geringer als im Referenzprozess. Daraus

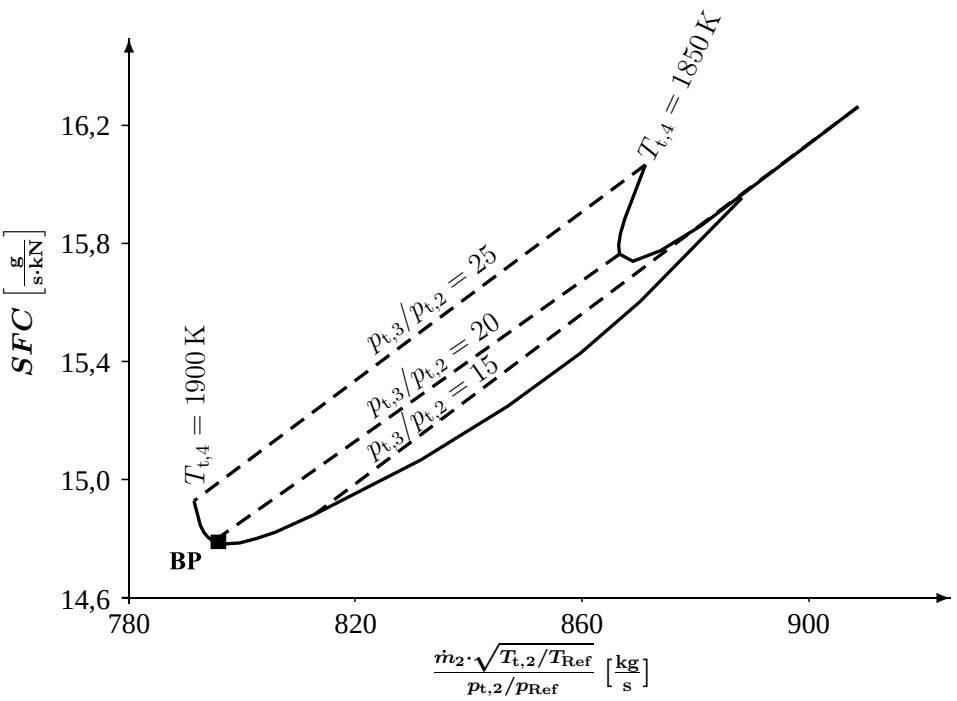

Abbildung 2.8: Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen und Abgaswärmetauscher mit eingezeichnetem Auslegungspunkt.

ergeben sich höhere Eintrittstemperaturen in die Mittel- und Niederdruckturbine. Das führt im Vergleich zum Referenztriebwerk zu einem größeren Kühlluftbedarf der Turbinen, der sich negativ auf den Triebwerksprozess auswirkt.
Das rekuperative Triebwerk hat im Auslegungspunkt mit den hier verwendeten Auslegungsgrenzen einen spezifischen Treibstoffverbrauch von $SFC = 14,791\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{s\,kN}}$. Das entspricht einer Erhöhung um $\Delta SFC/SFC_{\mathrm{Ref}} = 2,15\,\%$ bezogen auf das konventionelle Triebwerk. Diese Erhöhung ist mit den Druckverlusten über die Kalt- und Heißseite des Wärmetauschers sowie mit dem erhöhten Kühlluftbedarf der Turbinen zu erklären. Das wirkt sich in einem kleineren η_{th} und einem kleineren η_{ges} aus (siehe Tab. 2.2). Der Emissionsindex für Stickoxid hat für diesen Prozess den Wert $EI_{\mathrm{NO_x}} = 13,457\,\frac{g}{kg}$ und liegt damit um $\Delta EI_{\mathrm{NO_x}}/EI_{\mathrm{NO_x,Ref}} = 35,14\,\%$ unterhalb des Referenzprozesses. Der Emmissionsindex ist abhängig von der Temperatur und dem Druck in der Brennkammer. Da die Brennkammeraustrittstemperaturen identisch sind, ist der niedrigere Wert des Emmissionsindexes im Vergleich zum Referenztriebwerk durch das niedrigere Druckniveau in der Brennkammer zu erklären.

Unter Berücksichtigung der Druckverluste des Wärmetauschers, dem Mehrbedarf von Turbinenkühlluft und des kleineren, optimalen Druckverhältnisses ist der Treibstoffverbrauch für diesen Prozess größer als bei einem konventionellen Triebwerk gleicher Schubklasse. Weiterhin ist das rekuperative System auf Grund der Masse

des Wärmetauschers schwerer als ein konventionelles Triebwerk. Aus diesen Gründen sind im Bereich der rekuperativen Antriebe für die Luftfahrt nur wenige Forschungsarbeiten durchgeführt worden und diese Konfiguration findet bisher keinen Einsatz in der Luftfahrt [1].
Im Bereich der Wellenleistungsgasturbinen wirkt sich ein Rekuperator positiv auf die Leistungsausbeute und den Treibstoffverbrauch aus. Gegenstand der Untersuchung in [64] ist ein Wellenleistungstriebwerk für Hubschrauber in der Leistungsklasse $P = 900\,\mathrm{kW}$. Durch den Einsatz eines Rekuperators mit einem Austauschgrad von $\Phi = 0,7$ konnte rechnerisch eine Treibstoffersparnis von bis zu 17 % nachgewiesen werden. Die einzige rekuperative Wellenleistungsgasturbine, die in der Luftfahrt eingesetzt worden ist, ist das Wellenleistungstriebwerk für Hubschrauber *Allison T63* [70]. Die Testflüge haben bewiesen, dass der zu Testzwecken verwendete Hubschrauber mit dem rekuperativen Antrieb eine um 20 % größere Reichweite besitzt. Trotz der erfolgreichen Testphase ist dieses Triebwerk nie in Serie gefertigt worden.
Im Bereich der stationären Wellenleistungsgasturbinen im Leistungsbereich von $P \approx 1000\,\mathrm{kW}$ sind einige Studien durchgeführt worden, wie z.B. [19], [25] und [44]. Dieser Leistungsbereich entspricht etwa der Wellenleistung von Hubschraubertriebwerken. Sämtliche Studien weisen bei einem Austauschgrad von $0,68 \leq \Phi \leq 0,7$ einen erhöhten thermischen Wirkungsgrad sowie einen reduzierten Treibstoffverbrauch im Vergleich zum konventionellen Wellenleistungstriebwerk auf.
Obwohl sich hinsichtlich Treibstoffverbrauch der Einsatz eines Rekuperators für Wellenleistungsgasturbinen positiv auswirkt, ist aus keiner der oben genannten Studien eine Serienfertigung entstanden. Auf stationäre, rekuperative Gasturbinen mit größeren Leistungsabgaben, wie sie z.B. in Kraftwerksanlagen verwendet werden, wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

2.4 Zwischengekühltes Triebwerk

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, einen Wärmetauscher zwischen dem Mittel- und Hochdruckverdichter zu positionieren. In dieser Konfiguration wird der Austrittsmassenstrom aus dem Mitteldruckverdichter mit Hilfe des Nebenstromes gekühlt. Der schematische Aufbau eines zwischengekühlten Triebwerkes ist in Abb. 2.9 gezeigt. Mit einer solchen Zwischenkühlung wird die Austrittstemperatur aus dem Mitteldruckverdichter gesenkt und damit die thermische Belastung des Hochdruckverdichters reduziert. Durch den Einsatz eines Zwischenkühlers treten jedoch zusätzliche Druckverluste zwischen Mittel- und Hochdruckverdichter und im Nebenstromkanal auf. Der Leistungsbedarf des Mittel- und Hochdruckverdichters beträgt

$$P = \dot{m} \cdot c_\mathrm{p} \cdot (T_{\mathrm{t},3} - T_{\mathrm{t},21}). \tag{2.13}$$

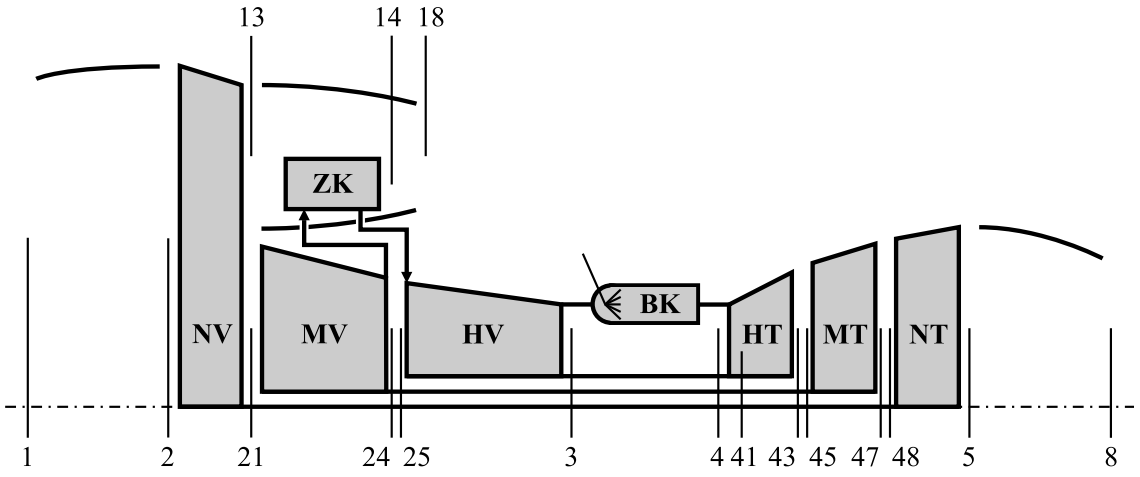

Abbildung 2.9: Zweistromtriebwerk mit drei Wellen und Zwischenkühlung.

Mit einer Zwischenkühlung wird der gleiche Austrittsdruck p_3 mit einer geringeren Austrittstemperatur T_3 verglichen mit dem Prozess ohne Zwischenkühlung erreicht. Aus Gl. (2.13) wird ersichtlich, dass dadurch der Gasturbinenprozess verbessert wird, da der Leistungsbedarf für die Verdichtung bei gleichem Gesamtdruckverhältnis geringer ist. Das Ergebnis der hier durchgeführten Optimierung hinsichtlich minimalen Treibstoffverbrauches ist in Form eines T, s-Diagrammes in Abb. 2.10 gezeigt. Hier wird ebenfalls auf die Darstellung des Nebenstromprozesses verzichtet. Die gepunktete Linie stellt zum Vergleich den Prozess des konventionellen Triebwerkes dar. Die Optimierung mit den festgesetzten Optimierungsgrenzen ergibt, dass sich wie für das Referenztriebwerk auch für das zwischengekühlte Triebwerk der geringste Treibstoffverbrauch bei maximal zugelassenem Verdichtungsdruckverhältnis von $\Pi_\mathrm{V} = 48$ ergibt. Der Zusammenhang, dass mit steigendem Verdichtungsdruckverhältnis der spezifische Treibstoffverbrauch sinkt, ist auch im Auslegungsdiagramm Abb. 2.11 zu erkennen. Die Temperatur nach dem Mitteldruckverdichter wird mit Hilfe des Nebenstromes von $T_{\mathrm{t},24} = 370\,\mathrm{K}$ auf $T_{\mathrm{t},25} = 309\,\mathrm{K}$ abgekühlt. Dies führt im Vergleich zum konventionellen Triebwerk zu einer um $\Delta T_\mathrm{t} = 124\,\mathrm{K}$ geringeren Austrittstemperatur aus dem Hochdruckverdichter. Dabei sind die Austrittsdrücke $p_{\mathrm{t},3}$ für beide Prozesse identisch. In Abb. 2.11 ist zu erkennen, dass der Prozess mit Zwischenkühlung eine geringere Brennkammeraustrittstemperatur im Vergleich zum Referenztriebwerk aufweist. Das Optimum liegt hier bei $T_{\mathrm{t},4} = 1816\,\mathrm{K}$. Diese geringe Temperatur ist mit der geringeren Verdichterleistung zu erklären. Mit der damit geringeren, geforderten Turbinenleistung fällt die Temperaturdifferenz über die Turbinen geringer aus. Aus diesem Grund kann der geforderte Schub mit einer geringeren Brennkammeraustrittstemperatur erreicht werden. Ein weiterer Vorteil der niedrigeren Brennkammeraustrittstemperatur ist, dass die Turbinen weniger Kühlluft benötigen, um dieselben Lebensdaueranforderungen wie das Referenztriebwerk

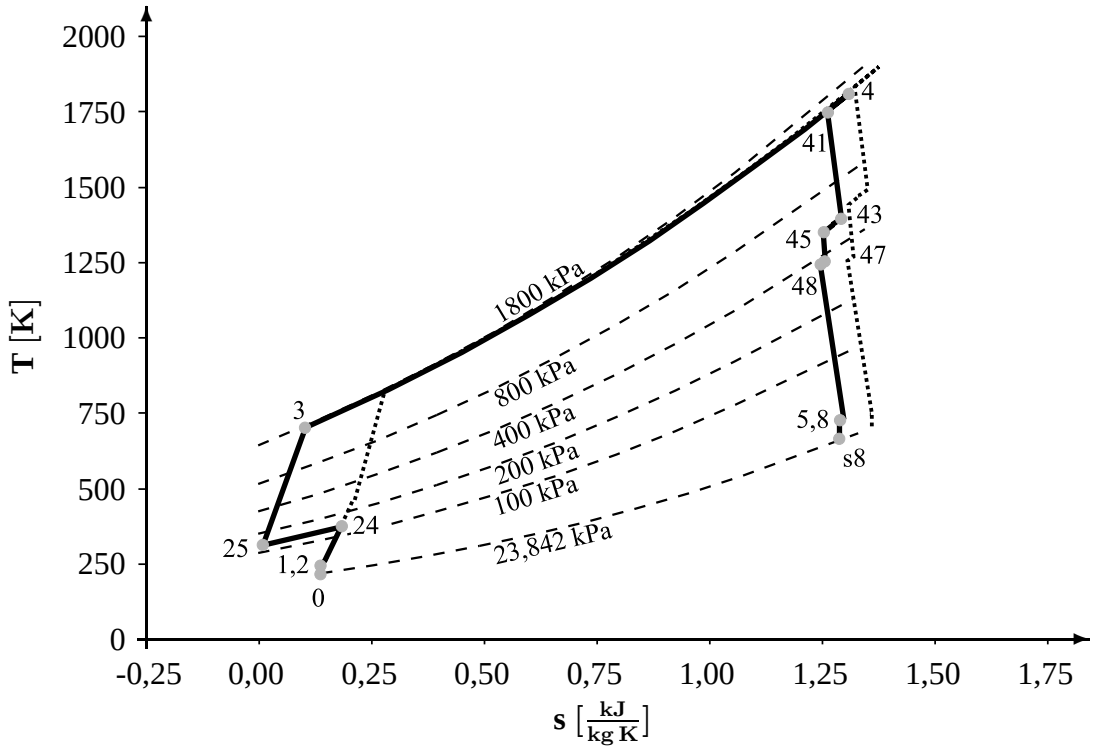

Abbildung 2.10: T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes mit Zwischenkühlung mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8.

zu erfüllen. Die geringeren Kühlluftmengen wirken sich ebenfalls positiv auf den Gasturbinenprozess aus.
Das zwischengekühlte Triebwerk hat im Auslegungspunkt mit den hier verwendeten Auslegungsgrenzen einen spezifischen Treibstoffverbrauch von $SFC = 14,362\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{s\,kN}}$. Das entspricht einer Reduktion um $\Delta SFC/SFC_{\mathrm{Ref}} = 0,8\,\%$ bezogen auf das konventionelle Triebwerk. Das ist mit dem größeren Gesamtwirkungsgrad dieser Konfiguration im Vergleich mit dem Referenztriebwerk zu erkären. Die einzelnen Wirkungsgrade sind in Tab. 2.2 zusammengestellt. Ein weiterer positiver Zusammenhang mit der geringeren Temperatur in der Brennkammer ist, dass das zwischengekühlte Triebwerk deutlich weniger $\mathrm{NO_x}$ ausstößt. Der Emissionsindex erreicht einen Wert von $EI_{\mathrm{NO_x}} = 10,96\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}}$. Mit dem Einsatz eines Zwischenkühlers liegt damit das Einsparpotential im Auslegungspunkt bei $\Delta EI_{\mathrm{NO_x}}/EI_{\mathrm{NO_x,Ref}} = 47,2\,\%$ bezogen auf das konventionelle Triebwerk.

Die großen Einbauvolumina und Wärmetauschermassen sind bis heute der Grund, dass Gasturbinen mit Zwischenkühlung nicht in der Luftfahrt eingesetzt werden. Ebenso behandeln nur vereinzelte Veröffentlichungen die Zwischenkühlung in Turboflugtriebwerken. Theoretische Ansätze und thermodynamische Grundlagenunter-

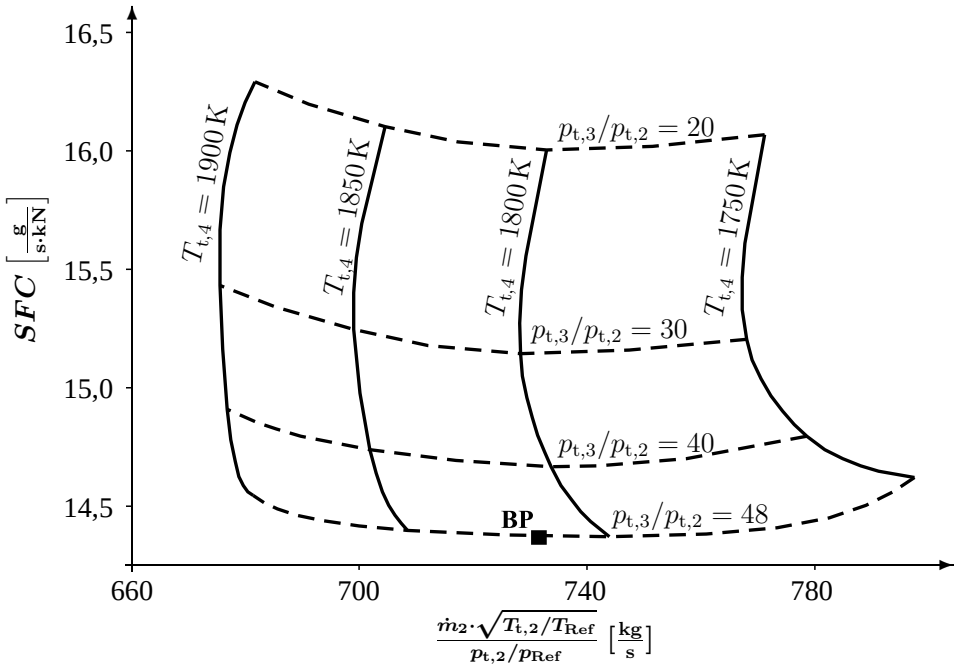

Abbildung 2.11: Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen und Zwischenkühler mit eingezeichnetem Auslegungspunkt.

suchungen, in denen die Umsetzbarkeit dieses Konzeptes nicht berücksichtigt wird, sind z.B. in [3], [26] und [45] zu finden.
Im Bereich der stationären Gasturbinen wird die Zwischenkühlung bereits angewendet. Der Grund liegt zum einen darin, dass das Anlagengewicht bei stationären Anlagen keine Rolle spielt und zum anderen, dass in stationären Anlagen Wasser-Luft-Wärmetauscher verwendet werden. Durch die Verwendung von Wasser als kühlendes Medium, fällt die wärmetauschende Oberfläche bei vergleichbaren Austauschgraden kleiner aus als bei der Verwendung von Luft-Luft-Wärmetauschern. In den Untersuchungen in [57] werden mit diesem Konzept höhere spezifische Leistungen im Vergleich zu stationären Gasturbinen ohne Zwischenkühlung erreicht. Im Weiteren wird auf zwischengekühlte Gasturbinen zur Stromerzeugung in Kraftwerksanlagen nicht eingegangen.
Im Bereich der Fluggasturbinen werden in [66] die Ergebnisse einer durchgeführten Studie vorgestellt. Die Einflüsse des Gesamtdruckverhältnisses Π_V und des Austauschgrades des Zwischenkühlers Φ_{ZK} auf Schub und spezifischen Treibstoffverbrauch werden diskutiert. Gezeigt wird, dass mit steigendem Austauschgrad des Zwischenkühlers der spezifische Treibstoffverbrauch sinkt und dass für eine bestimmte Brennkammeraustrittstemperatur ein optimales Verdichtungsdruckverhältnis existiert, für das der Treibstoffverbrauch minimal wird.

2.5 Zwischengekühltes und rekuperatives Triebwerk

Dieser Triebwerksprozess stellt eine Kombination der in Kap. 2.3 und 2.4 vorgestellten Triebwerksprozesse dar. In Abb. 2.12 ist das Schaltbild einer solchen Triebwerkskonfiguration gezeigt. In dieser Konfiguration befindet sich zwischen dem Mittel- und

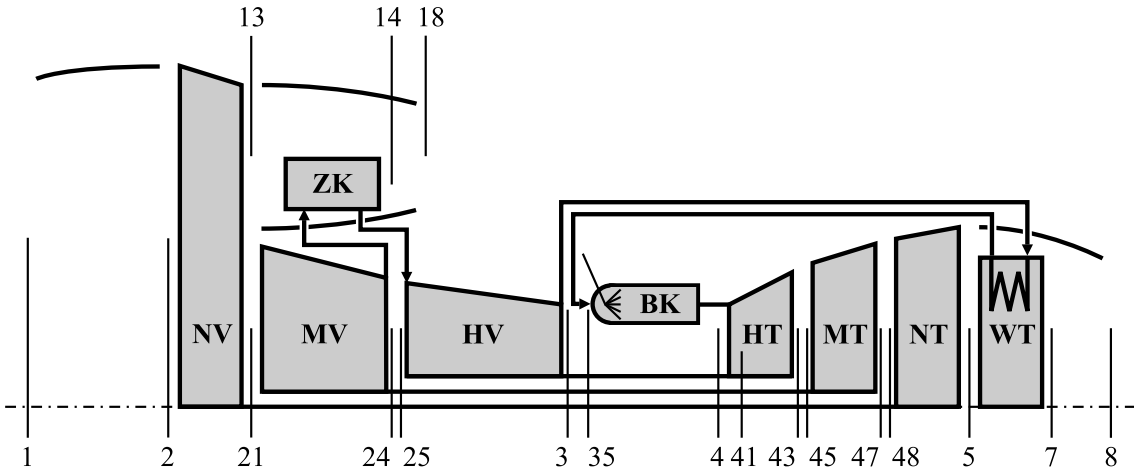

Abbildung 2.12: Zweistromtriebwerk mit drei Wellen, Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher.

Hochdruckverdichter ein Zwischenkühler. Dieser kühlt mittels der Luft aus dem Nebenstrom das Arbeitsmedium zwischen den zwei Verdichtern und senkt somit die Austrittstemperatur aus dem Hochdruckverdichter (siehe Kap. 2.4). Das Arbeitsmedium zwischen dem Hochdruckverdichter und der Brennkammer wird durch den Einsatz eines Abgaswärmetauschers erhitzt. Für die Erhitzung nutzt der Wärmetauscher die Wärme des Abgasstrahles nach der Niederdruckturbine (siehe Kap. 2.3). In den vorangegangenen Beschreibungen wurde bereits darauf hingewiesen, dass für die sinnvolle Funktionsweise des Abgaswärmetauschers die Turbinenaustrittstemperatur über der Verdichteraustrittstemperatur liegen muss ($T_{\mathrm{t},5} > T_{\mathrm{t},3}$), da sonst das Medium nach dem Verdichter gekühlt und nicht erwärmt wird. Diese Randbedingung begrenzt auch für diesen Prozess das Verdichtungsdruckverhältnis. Mit dem hier eingesetzten Zwischenkühler wird das Temperaturniveau der Verdichtung herabgesetzt und dadurch kann ein höheres Verdichtungsdruckverhältnis im Vergleich zum reinen rekuperativen Prozess gewählt werden. In Abb. 2.13 ist ein solcher Kreisprozess mit Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher im T, s-Diagram gezeigt. Der Nebenstromprozess ist nicht dargestellt. Mit $\Pi_{\mathrm{V}} = 30,8$ liegt das Verdichtungsdruckverhältnis über dem des rekuperativen Prozesses aber deutlich unter dem des konventionellem Triebwerkes. Nach [45] wird die Austrittstemperatur aus dem Hoch-

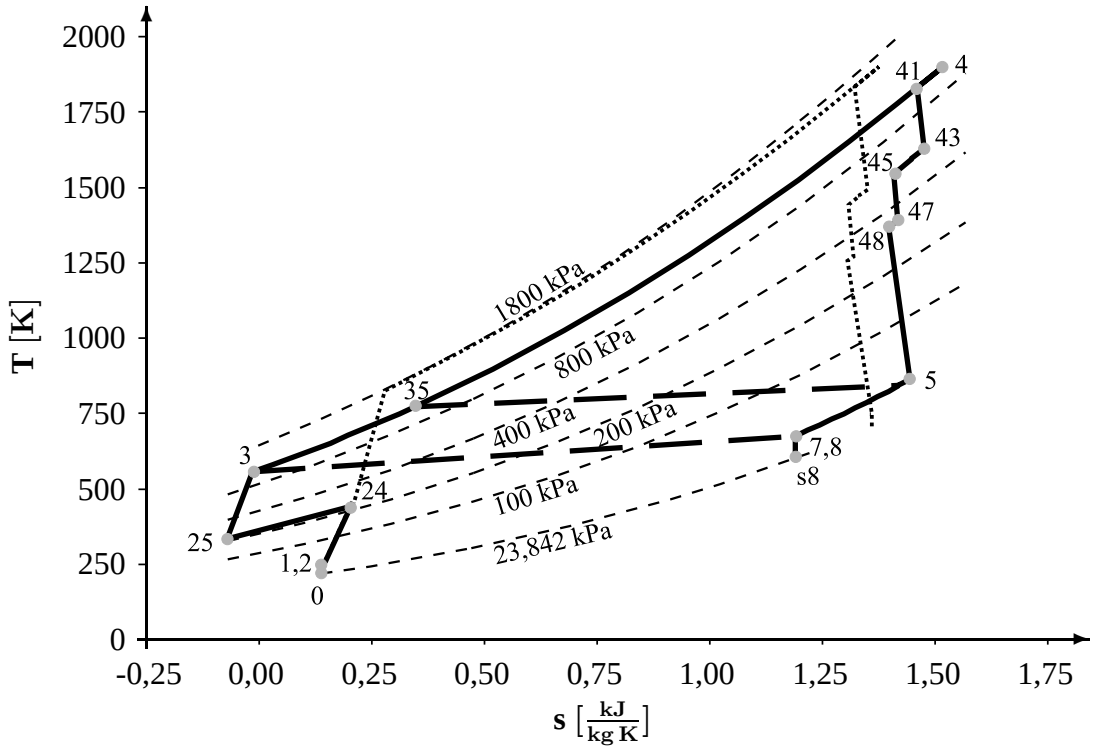

Abbildung 2.13: T, s-Diagramm im Auslegungspunkt des Triebwerkes mit Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher mit Darstellung der Totalzustände 1-8 und der statischen Zustände 0 und s8.

druckverdichter $T_{\mathrm{t},3}$ bei einem Prozess mit Zwischenkühlung und Wärmerückführung geringer gewählt als beim Triebwerksprozess mit reiner Zwischenkühlung, um eine große Temperaturdifferenz am Abgaswärmetauscher zu gewährleisten. Dieses Ergebnis wird mit der hier durchgeführten Optimierung bestätigt. Die Austrittstemperatur aus dem Hochdruckverdichter liegt um $\Delta T_{\mathrm{t}} = 146\,\mathrm{K}$ unterhalb der Austrittstemperatur im rein zwischengekühlten Prozess. Dieser Zusammenhang ist auch im Auslegungsdiagramm Abb. 2.14 zu erkennen. Ein weiterer Vorteil der Zwischenkühlung liegt in der Temperaturerhöhung des Nebenstromes. Trotz des Druckverlustes führt die Erwärmung des kalten Stromes zu einem Schubgewinn im Nebenstrom. Auch hier ist die Aufteilung des Druckverhältnisses auf Mittel- und Hochdruckverdichter ein wichtiges Auslegungskriterium. Für eine isentrop gerechnete Verdichtung ist die Verdichterarbeit von Mittel- und Hochdruckverdichter minimal, wenn die Druckverhältnisse der Verdichter identisch sind ($\Pi_{\mathrm{MV}} = \Pi_{\mathrm{HV}}$). Unter Berücksichtigung der Verluste folgt aus den vorliegenden Optimierungsergebnissen, dass das Verdichtungsdruckverhältnis des Mitteldruckverdichters größer als das des Hochdruckverdichters ist. Die Aufteilung des Gesamtdruckverhältnisses auf den Mittel- und Hochdruckverdichter erfolgt im Verhältnis $\Pi_{\mathrm{HV}}/\Pi_{\mathrm{MV}} \approx 1/1,06$. Durch die Erwärmung der Luft

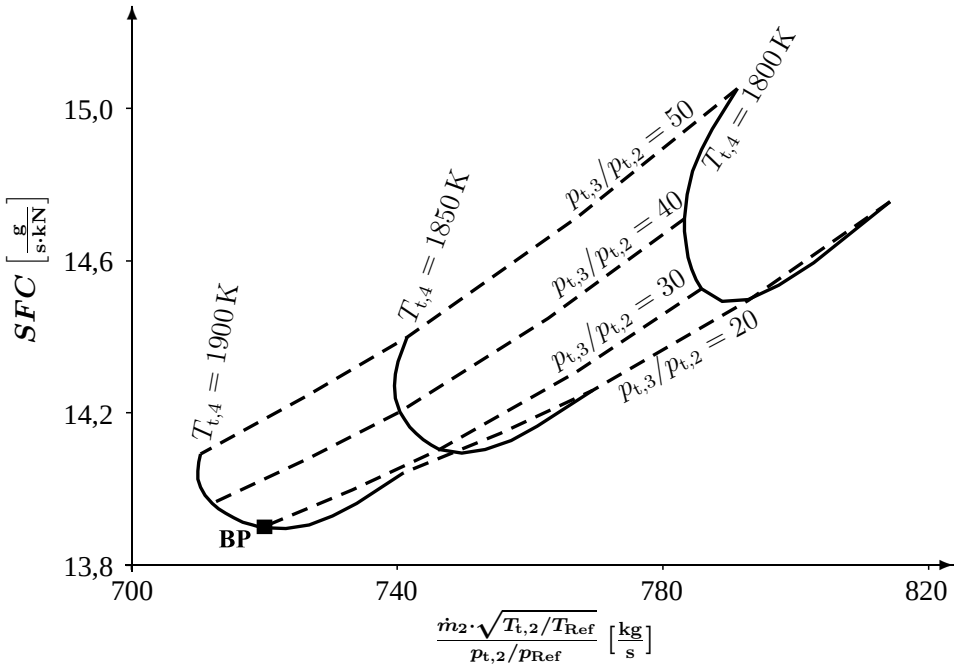

Abbildung 2.14: Auslegungsdiagramm des Zweistromtriebwerkes mit drei Wellen, Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher mit eingezeichnetem Auslegungspunkt.

nach dem Hochdruckverdichter mit Hilfe des Abgasstrahles, verringert sich der erforderliche Brennstoffbedarf zum Erreichen der gewünschten Brennkammeraustrittstemperatur. Durch die Kombination von Abgaswärmetauscher und Zwischenkühler weist dieses Konzept den höchsten thermischen Wirkungsgrad von $\eta_{\mathrm{th}} = 0,47$ auf. Die höhere Effektivität führt bei gleich bleibender Schubanforderung zu einem geringeren Kernmassenstrom und damit zu einer Verkleinerung des Kerntriebwerkes. Die Gegenüberstellung ergibt, dass der Kernmassenstrom des Triebwerkes mit Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher im Vergleich zum Referenztriebwerk um 5,2 % kleiner ausfällt. Mit dem festgesetzten maximalen Nebenstromverhältnis von $BPR = 18$ folgt direkt ein um 5,2 % geringerer Gesamtdurchsatz. Auf Grund des geringeren Gesamtdruckverhältnisses und der Auswirkung der Zwischenkühlung, ist die aufzubringende Verdichterarbeit geringer als beim Referenzprozess. Dadurch ergibt sich eine für den Wärmetausch vorteilhafte, geringere Verdichteraustrittstemperatur $T_{\mathrm{t},3}$. Nach den Verdichtern wird das Fluid durch den Abgaswärmetauscher um $\Delta T_{\mathrm{t}} = 216\,\mathrm{K}$ auf $T_{\mathrm{t},35} = 772\,\mathrm{K}$ erhitzt. Um für den Abgaswärmetauscher ein ausreichendes Temperaturgefälle zu gewährleisten, steigt die Brennkammeraustrittstemperatur auf das zugelassene Maximum von $T_{\mathrm{t},4} = 1900\,\mathrm{K}$. Die Temperatur nach der Entspannung $T_{\mathrm{t},5}$ ist in diesem Prozess um $\Delta T_{\mathrm{t}} = 94\,\mathrm{K}$ höher als im Referenzprozess. Das folgt aus der geringeren, benötigten Verdichterarbeit. Damit besteht ein ausreichendes Temperaturgefälle für den Wärmeaustausch im Abgaswärmetauscher.

Die höheren Prozesstemperaturen erfordern jedoch entsprechend höhere Kühlluftmassenströme, was sich negativ auf den Gasturbinenprozess niederschlägt. Nach dem Wärmeaustausch ist die Temperatur $T_{\mathrm{t},7}$ wiederum um etwa 73 K kleiner als im Referenzprozess.
In Abb. 2.13 ist zu erkennen, dass obwohl im Vergleich zum Referenzprozess ein insgesamt geringeres Druckniveau herrscht, der Eintrittsdruck in die Kernstromdüse $p_{\mathrm{t},7}$ größer ist. Das ist damit zu erklären, dass die Temperaturabsenkung über die Turbinen im vorliegenden Prozess kleiner ist. Da die Druckabsenkung über die Turbinen über den Wirkungsgrad direkt mit der Temperaturabsenkung gekoppelt ist, ergibt sich für den Prozess mit Zwischenkühlung und Wärmetausch ein höherer Eintrittsdruck in die Kernstromdüse. Damit wird das treibende Druckverhältnis über der Düse größer, was zu einer größeren Austrittsgeschwindigkeit c_8 führt. Dadurch liefert das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk trotz kleinerem Kernmassenstrom den größeren Schub im Kerntriebwerk. Die erhöhte Austrittsgeschwindigkeit führt jedoch zum kleinsten Vortriebswirkungsgrad aller Konfigurationen von $\eta_{\mathrm{Vor}} = 0,821$. In Kombination mit dem größten thermischen Wirkungsgrad besitzt diese Konfiguration den größten Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{\mathrm{ges}} = 0,387$. Der Vergleich der einzelnen Wirkungsgrade ist in Tab. 2.2 zusammengestellt.
Das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk hat im Auslegungspunkt mit den hier verwendeten Auslegungsgrenzen einen spezifischen Treibstoffverbrauch von $SFC = 13,9\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{s\,kN}}$. Das entspricht einer Reduktion um $\Delta SFC/SFC_{\mathrm{Ref}} = 4,0\,\%$ bezogen auf das konventionelle Triebwerk. Durch den geringeren Druck in Brennkammer lässt sich mit dieser Triebwerkskonfiguration der $\mathrm{NO_x}$-Ausstoß ebenfalls verringern. Der Emissionsindex hat einen Wert von $EI_{\mathrm{NO_x}} = 12,96\,\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}}$. Das entspricht einem Einsparpotential im Auslegungspunkt von $\Delta EI_{\mathrm{NO_x}}/EI_{\mathrm{NO_x,Ref}} = 37,5\,\%$ bezogen auf das konventionelle Triebwerk.

In [87] und [94] wird ein Einsparpotential im Treibstoffverbrauch durch den Einsatz von zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken von bis zu 20 % dokumentiert. Das Ergebnis der vorliegenden Arbeit ist ein Einsparpotential von 4 %. Dieser Unterschied liegt in Verwendung von unterschiedlichen Referenzverbräuchen. Die Verwendung unterschiedlicher Referenzen ist in Abb. 2.15 veranschaulicht. Wird das Einsparpotential des zwischengekühlten, rekuperativen Antriebes mit dem Entwicklungsstand ≈2020 bezüglich eines Triebwerkes mit dem Entwicklungsstand von ≈1980 (z.B. das V2500) ermittelt, ergibt sich ein Einsparpotential von 19,1 %. Eine Einsparung von 15,7 %-Punkten ist jedoch allein auf Verbesserungen im konventionellem Kreisprozess zurückzuführen. Dazu gehören erhöhte Komponentenwirkungsgrade, eine erhöhte Turbineneintrittstemperatur und die Vergrößerung des Nebenstromverhältnisses. Werden Triebwerke gleichen Entwicklungsstandes verglichen, ergibt sich eine Verringerung des Treibstoffverbrauches von 4 %.

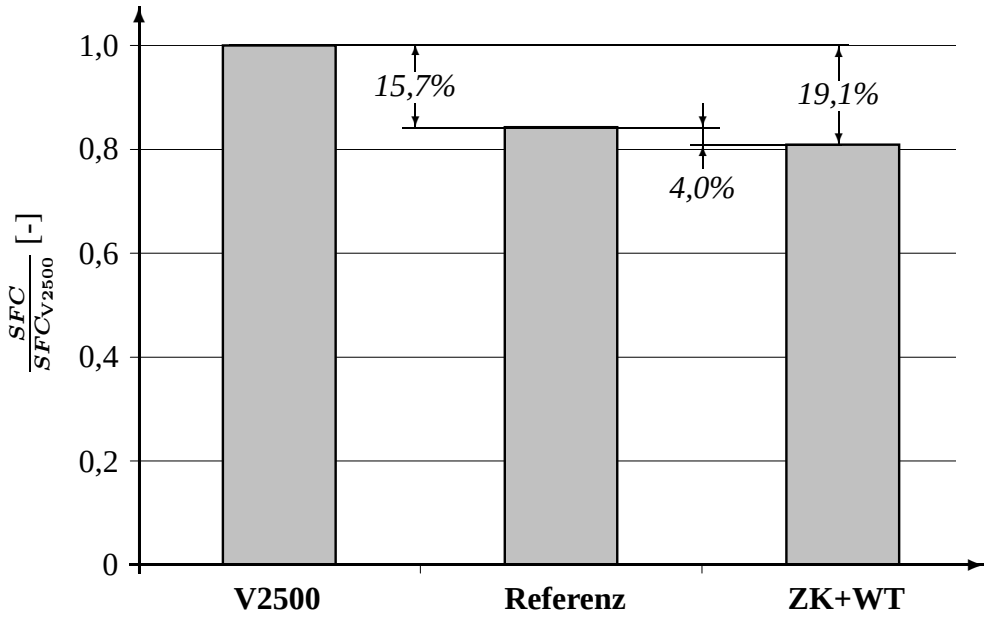

Abbildung 2.15: Treibstoffeinsparung beim Einsatz eines zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes.

Im Bereich der stationären Gasturbinen wird die Zwischenkühlung und Wärmerückgewinnung bereits angewendet. In [85] wird die Modifikation einer bestehenden konventionellen Industriegasturbine diskutiert. Mit dem Einbau eines Zwischenkühlers und eines Abgaswärmetauschers, ist eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrades um bis zu 10 % und eine damit verbundene Reduktion des Treibstoffverbrauches zu erwarten. Die dabei angenommenen Austauschgrade der Wärmetauscher werden allerdings nicht angegeben. Analog zu dieser Studie wird in [9] die Entwicklung und Umsetzung einer solchen Gasturbine als Schiffsantrieb beschrieben. Der spezifische Treibstoffverbrauch konnte um 30 % im Vergleich zu einer konventionellen Gasturbine gesenkt werden. Austauschgrade sowie sämtliche Leistungsdaten der Komponenten sind in dieser Veröffentlichung ebenfalls nicht angegeben.
Im Auftrag der NASA wurde ein Versuchsaufbau zur Vermessung eines rekuperativen Triebwerkes mit Zwischenkühlung realisiert [49]. Ein solches Triebwerk ist unter anderem für den Einsatz in einem Hubschrauber gedacht. Die sehr hohen realisierten Austauschgrade von $\Phi_{\mathrm{ZK}} = 0,85$ und $\Phi_{\mathrm{WT}} = 0,82$ führten zu einer Reduktion des Treibstoffverbrauches. Diese Reduktion führte zu einer rechnerischen Reichweitenerhöhung des Hubschraubers von 47 %. In dieser Abschätzung der Reichweitenerhöhung wurde jedoch das Mehrgewicht des Triebwerkes nicht berücksichtigt.
In [50] und [89] wird jeweils eine Auslegungsstudie eines zwischengekühlten und rekuperativen Triebwerkes mit hohem Nebenstromverhältnis durchgeführt. In beiden Studien sind die verwendetet Austauschgrade der Wärmetauscher identisch und be-

tragen $\Phi_{ZK} = \Phi_{WT} = 0,8$. Beide Autoren kommen zu dem Ergebnis, dass das optimale Verdichtungsdruckverhältnis dieses Prozesses im Vergleich zu einem konventionellen Triebwerk geringer ist. Ebenfalls berechnen beide Autoren eine Reduktion des spezifischen Treibstoffverbrauches in der Größenordnung von 20 %. Diese starke Reduktion des Treibstoffverbrauches kommt daher, dass beide Autoren das zwischengekühlte, rekuperative Konzept mit einem Triebwerk vergleichen, dass schlechtere Komponenten beinhaltet. Dadurch kommt die Reduktion des Treibstoffverbrauches zum einen aus einer Verbesserung der Komponenten und zum anderen durch den Einsatz der Wärmetauscher. Wie groß die Treibstoffreduktion allein auf Grund des Einsatzes der Wärmetauscher ist, ist nicht zu erkennen. Im Vergleich zu diesen Arbeiten zeigen auch [59] und [60] identische Ergebnisse und Trends auf, beziffern jedoch keine ihrer Aussagen. Eine Bewertung ist daher nicht möglich.

		ZTL	WT-ZTL	ZK-ZTL	ZK-WT-ZTL
η_{ges}	[-]	0,371	0,363	0,374	0,387
η_{th}	[-]	0,448	0,435	0,454	0,471
η_{Vor}	[-]	0,829	0,835	0,823	0,821
η_{Kern}	[-]	0,549	0,564	0,553	0,594
η_{trans}	[-]	0,815	0,771	0,822	0,793

Tabelle 2.2: Zusammenfassung der Wirkungsgrade aller Konfigurationen.

2.6 Zusammenfassung und Vorgehensweise

Die in diesem Kapitel durchgeführte thermodynamische Untersuchung legt dar, dass ein Turboflugtriebwerk mit Zwischenkühler und Wärmetauscher das größte Einsparpotenzial bezüglich Treibstoffverbrauch und Emissionen besitzt. Das zeigen auch die Untersuchungen in [8]. Die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit besteht darin, mit Hilfe eines geeigneten Rechenmodelles eine Missionsanalyse eines solchen Triebwerkstyps durchzuführen. Gegenstand der durchgeführten Untersuchung ist ein Dreiwellen-Zweistromtriebwerk mit Zwischenkühler und Wärmetauscher ohne Strahlmischung und hohem Nebenstromverhältnis. Dieses Triebwerk wird mit einem Referenztriebwerk konventioneller Konfiguration, d.h. ohne Zwischenkühler und Wärmetauscher, verglichen. Um eine Aussage über die Einsetzbarkeit eines Triebwerkes mit Zwischenkühler und Wärmetauscher treffen zu können, wird eine reale Flugmission als Basis für die Berechnungen verwendet. Nach [95] stellt die Mittel- und die Langstreckenmission das Einsatzgebiet eines rekuperativen Triebwerkes dar. Die in der weiteren Arbeit verwendete Flugmission ist aus [30] entnommen.

Im Anschluss daran wird die Einsetzbarkeit des rekuperativen Triebwerkes in der zivilen Luftfahrt untersucht. Dafür wird das Mehrgewicht des rekuperativen Triebwerkes im Vergleich zum Referenztriebwerk ermittelt. Ein Mehrgewicht der eingesetzten Triebwerke bedeutet für die Luftfahrtgesellschaften einen erhöhten Kostenaufwand und dieser muss durch die Treibstoffersparnis des rekuperativen Triebwerkes ausgeglichen werden. Im Weiteren werden zusätzlich noch Problematiken des rekuperativen Triebwerkes angesprochen, wie z.B. erhöhte Anschaffungskosten, Wartung, Betriebssicherheit, Auswirkung von unbemerkten Schäden sowie durch Ablagerungen verschlechterte Leistungsdaten der Wärmetauscher. Abgeschlossen wird diese Arbeit durch eine gesamtheitliche Bewertung eines rekuperativen Triebwerkes im Vergleich zu einem Referenztriebwerk gleicher Schubklasse und Entwicklungsstand.

Kapitel 3

Bereitstellung der generischen Triebwerksmodelle

Im Rahmen der Leistungsrechnung wird das Triebwerk in seine Komponenten aufgeteilt wie z.B. Verdichter, Brennkammer, Turbine, Kanalstrecken und Düse. Das Betriebsverhalten des Triebwerkes wird durch das Zusammenspiel der Einzelkomponenten bestimmt. Das Betriebsverhalten der Einzelkomponenten wird durch analytische Gleichungen (Brennkammer, Kanalstrecken und Düse) oder durch Mach-Ähnlichkeitskennfelder (Verdichter und Turbine) beschrieben. Auf die einzelnen Berechnungsmethoden wird hier nicht im Detail eingegangen, sondern auf die zahlreich vorhandene Literatur wie z.B. [63] und [93] verwiesen. Die verwendeten Kennfelder und die Lage des Betriebspunktes im Reiseflug wird im Folgenden beschrieben.

3.1 Modellierung der Turbokomponenten

Das Betriebsverhalten der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Turbokomponenten wird durch die Kennfelder Abb. 3.1 - Abb. 3.6 beschrieben. Die Lage des Auslegungspunktes ist ebenfalls in den Kennfeldern gezeigt. Die Kennfelder werden für die jeweilige Komponente hinsichtlich Druckverhältnis, Wirkungsgrad und Durchsatz skaliert. Aus diesem Grund sind die Zahlenwerte an den jeweiligen Achsen nicht angegeben, da diese zwischen den unterschiedlichen Triebwerken variieren.

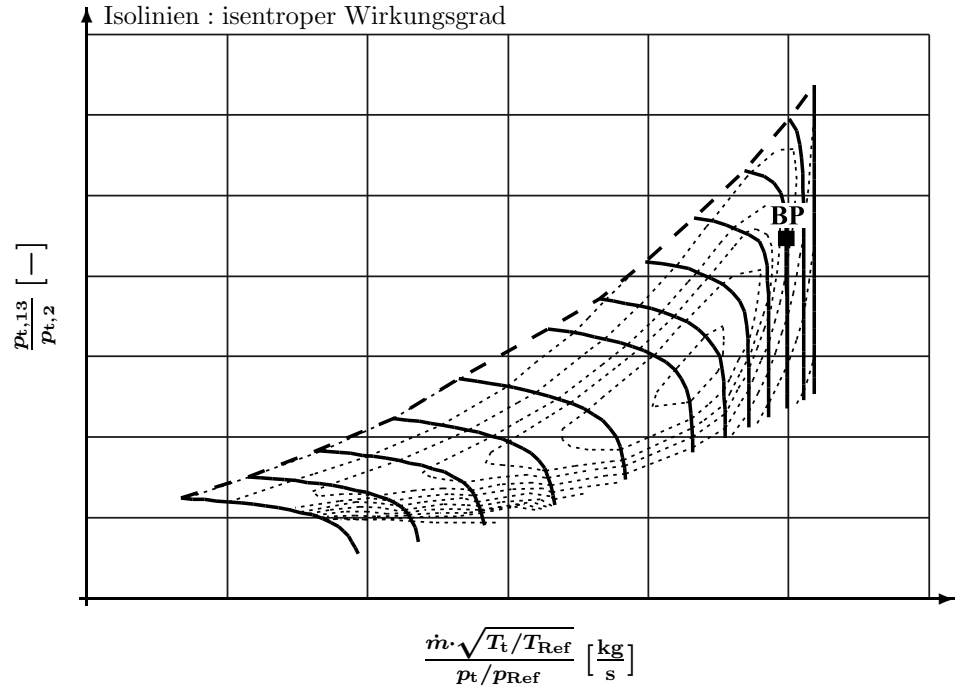

Abbildung 3.1: Niederdruckverdichter-Kennfeld [31] und Auslegungspunkt „BP“.

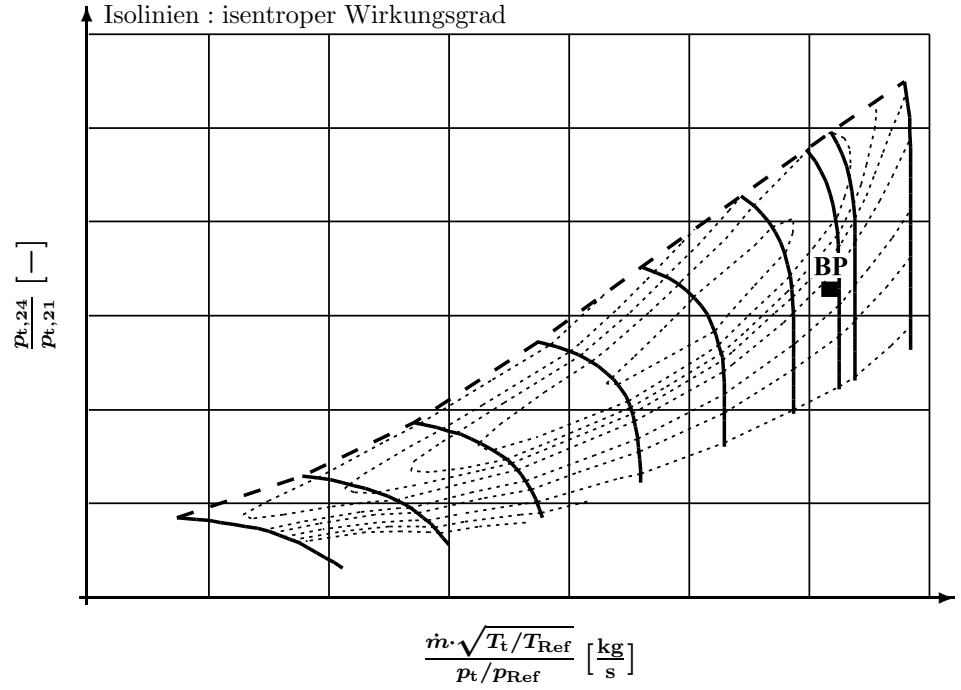

Abbildung 3.2: Mitteldruckverdichter-Kennfeld [21] und Auslegungspunkt „BP“.

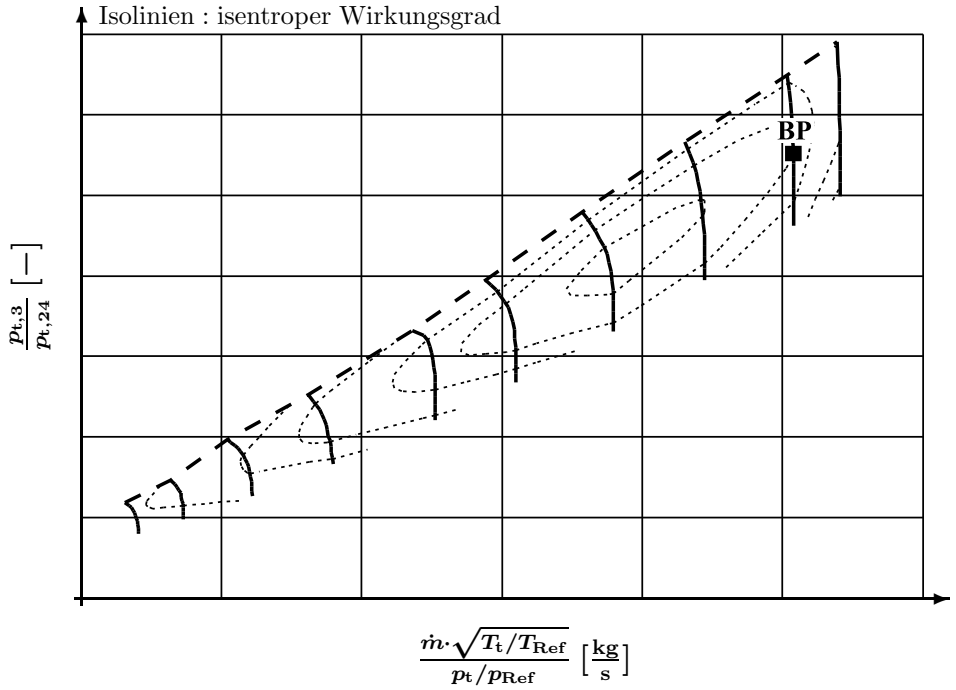

Abbildung 3.3: Hochdruckverdichter-Kennfeld [17] und Auslegungspunkt „BP“.

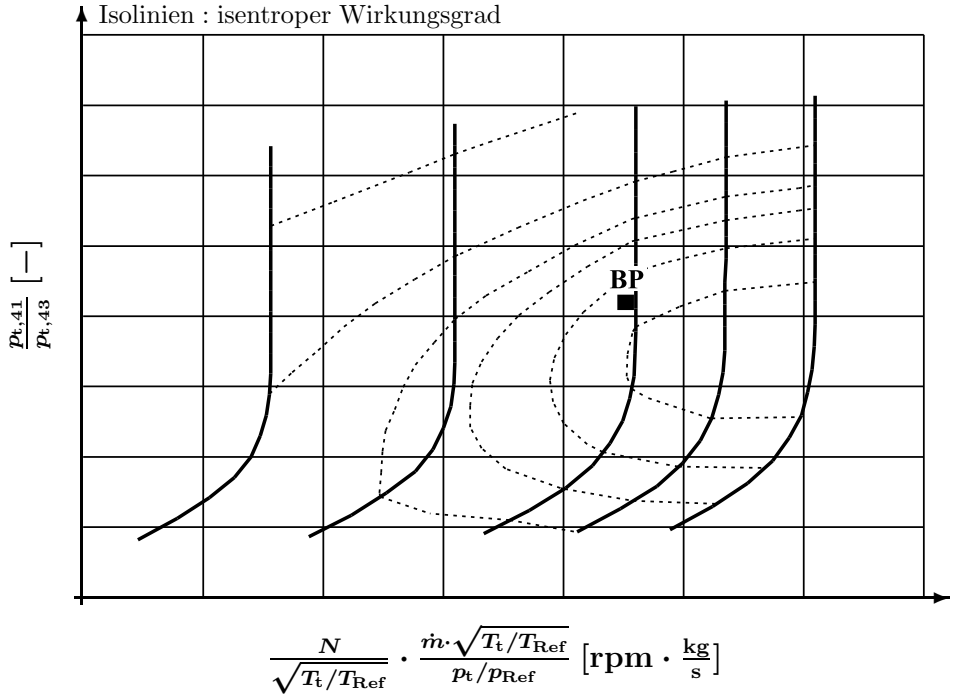

Abbildung 3.4: Hochdruckturbinen-Kennfeld [82] und Auslegungspunkt „BP“.

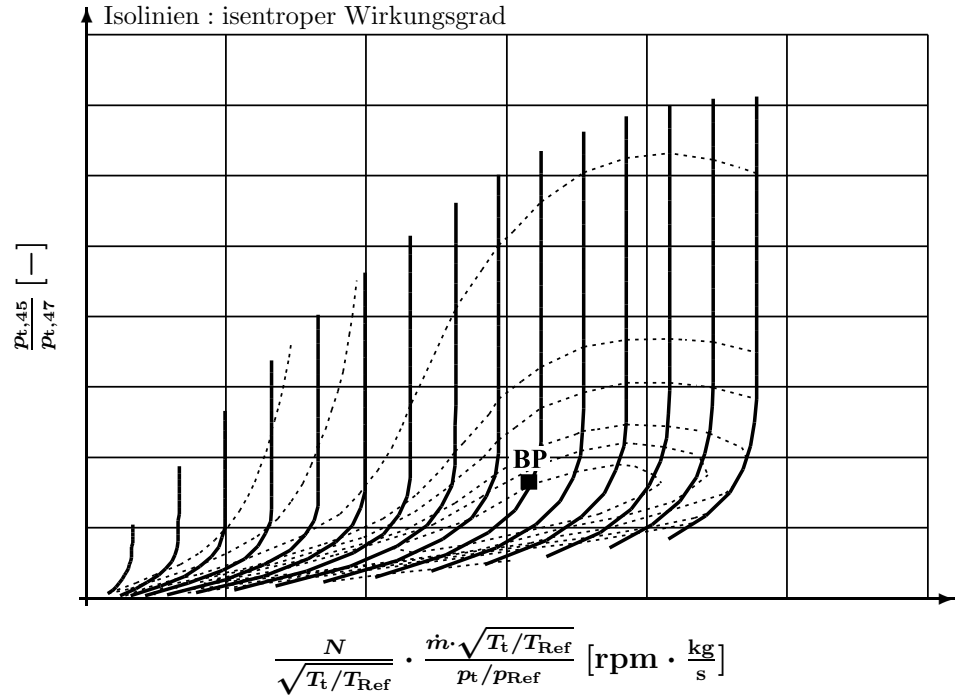

Abbildung 3.5: Mitteldruckturbinen-Kennfeld [22] und Auslegungspunkt „BP“.

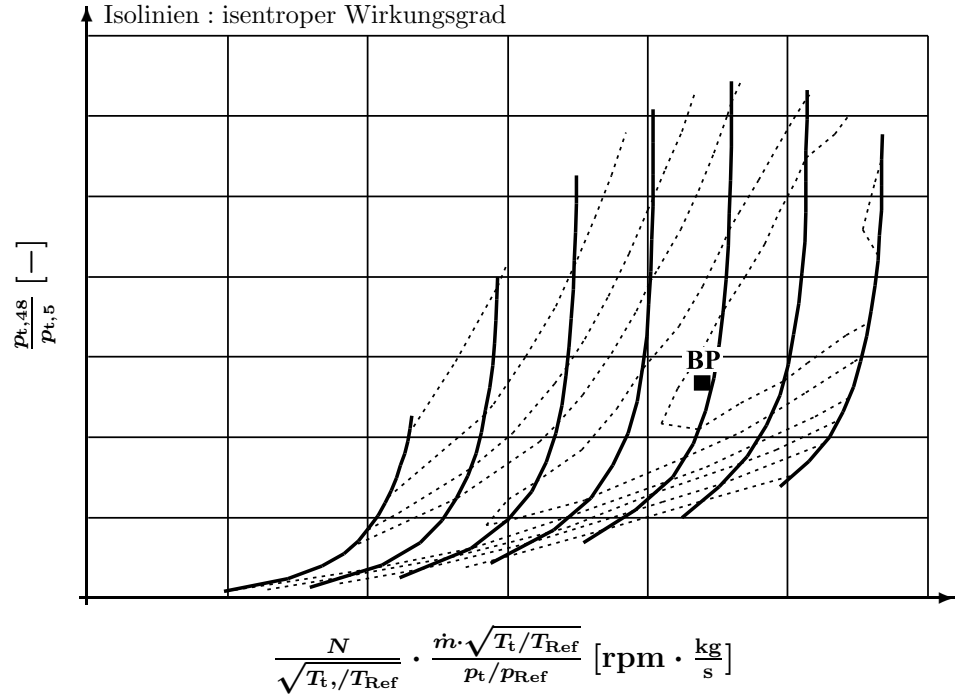

Abbildung 3.6: Niederdruckturbinen-Kennfeld [79] und Auslegungspunkt „BP“.

3.2 Modellierung des Referenztriebwerkes

Wie in Kap. 2 beschrieben, wird als Auslegungspunkt ein Flugfall mit den Werten

Flugmachzahl:	Ma	$= 0{,}78$,
Flughöhe:	H	$= 10668\,\mathrm{m}$,
Nettoschub:	F_N	$= 27{,}63\,\mathrm{kN}$,
Temperaturabweichung:	ΔT_ISA	$= 0\,\mathrm{K}$

gewählt. Die Daten des Auslegungspunktes sowie die Schubanforderung im Reiseflug sind aus [75] entnommen und beziehen sich auf den Reiseflug des Mittelstreckenflugzeuges Airbus A320. Um ein optimal angepasstes Triebwerksmodell zu erhalten, wird für den Auslegungspunkt unter Berücksichtigung der maximale Prozessgrößen

Nebenstromverhältnis:	BPR_max	$= 18$,
Turbineneintrittstemperatur:	$T_\mathrm{t,4,max}$	$= 1900\ \mathrm{K}$,
Verdichtungsdruckverhältnis:	$\Pi_\mathrm{V,max}$	$= 48$,

der Kreisprozess für das geforderte Triebwerk ausgelegt und optimiert. Das Optimierungsergebnis und das sich damit ergebende Triebwerksmodell ist in Tab. 3.1 zusammengestellt. Die isentropen Wirkungsgrade der Turbokomponenten sind aus [34] entnommen und beinhalten eine fortschrittliche Komponententechnologie. Die Wirkungsgrade sind ebenfalls in Tab. 3.1 aufgeführt. Da die Eintrittstemperaturen in die Turbinen oberhalb der maximal ertragbaren Temperatur des Schaufelmaterials liegen, ist die Implementierung eines Kühlluftsystems nötig. Die Kühlluftmengen werden als konstante prozentuale Anteile des Verdichtermassenstromes modelliert. Der erforderliche Kühlluftbedarf der Turbinen ergibt sich aus den maximalen Eintrittstemperaturen in die jeweilige Turbine. Auf die genaue Ermittlung der Kühlluftmengen wird im Laufe dieses Kapitels noch eingegangen.

3.3 Modellierung des rekuperativen Triebwerkes mit Zwischenkühlung

Der Auslegungspunkt ist identisch mit dem Auslegungspunkt des Referenztriebwerkes. Zusätzlich zu den Angaben für das Referenztriebwerk werden im rekuperativen Prozess Angaben für die eingesetzten Wärmetauscher benötigt. Die beschreibenden Größen der verwendeten Wärmetauscher lauten

Austauschgrade:	Φ_ZK	$= 0{,}65$	und	Φ_WT	$= 0{,}75$,
Druckverlust Kaltseite:	$\frac{p_\mathrm{t,13}-p_\mathrm{t,14}}{p_\mathrm{t,13}}$	$= 5{,}0\,\%$	und	$\frac{p_\mathrm{t,3}-p_\mathrm{t,35}}{p_\mathrm{t,3}}$	$= 4{,}0\,\%$,
Druckverlust Heißseite:	$\frac{p_\mathrm{t,24}-p_\mathrm{t,25}}{p_\mathrm{t,24}}$	$= 2{,}5\,\%$	und	$\frac{p_\mathrm{t,6}-p_\mathrm{t,7}}{p_\mathrm{t,6}}$	$= 7{,}0\,\%$.

Die Optimierung dieses Triebwerkstypes verläuft identisch wie die Optimierung des Referenztriebwerkes und orientiert sich an der Optimierung aus [6]. Die Ergebnisse sind in Tab. 3.1 zusammengestellt.

		Referenz	ZK + WT
Gesamtdruckverhältnis:	Π	48,0	30,8
Niederdruckverdichter außen:	$\Pi_{\mathrm{NV,a}}$	1,45	1,45
	$\eta_{\mathrm{is,NV,a}}$	0,885	0,885
Niederdruckverdichter innen:	$\Pi_{\mathrm{NV,i}}$	1,2	1,2
	$\eta_{\mathrm{is,NV,i}}$	0,883	0,883
Mitteldruckverdichter:	Π_{MV}	5,961	5,273
	$\eta_{\mathrm{is,MV}}$	0,865	0,867
Hochdruckverdichter:	Π_{HV}	6,847	4,991
	$\eta_{\mathrm{is,HV}}$	0,860	0,865
Brennkammer	$T_{\mathrm{t,4}}$	1900 K	1900 K
Hochdruckturbine	$\eta_{\mathrm{is,HT}}$	0,910	0,910
Mitteldruckturbine	$\eta_{\mathrm{is,MT}}$	0,920	0,920
Niederdruckturbine	$\eta_{\mathrm{is,NT}}$	0,940	0,940

Tabelle 3.1: Optimierungsergebnisse für das Referenztriebwerk und das rekuperative Triebwerk mit Zwischenkühlung.

Wie in Tab. 3.1 zu erkennen ist, sind die Wirkungsgrade des Mittel- und Hochdruckverdichters für den rekuperativen, zwischengekühlten Prozess höher als im Referenzprozess. Dies liegt an den unterschiedlichen Druckverhältnissen der Komponenten. Die genaue Berechnungsvorschrift dieser Anpassung der Wirkungsgrade wird im Folgenden erläutert. Weiterhin wird im Folgenden auf die Modellierung der Austauschgrade der Wärmetauscher außerhalb des Auslegungspunktes und die implementierten Kühlluftschemata eingegangen.

3.3.1 Herleitung des verwendeten Wärmetauscherkennfeldes

In Abb. 3.7 ist eine schematische Darstellung der verwendeten Wärmetauscher gezeigt. Im Verteilerrohr wird der eintretende Luftmassenstrom auf die U-förmigen Lanzetten verteilt. Nach dem Sammelrohr wird der erwärmte Massenstrom zurück zur Brennkammer geführt. Quer dazu werden die U-förmigen Lanzetten des Wärmetauschers vom heißen Abgas umströmt. Der Luftmassenstrom in den Lanzetten strömt zum einen vom Verteiler- zum Sammelrohr entgegen dem Heißgasmassen-

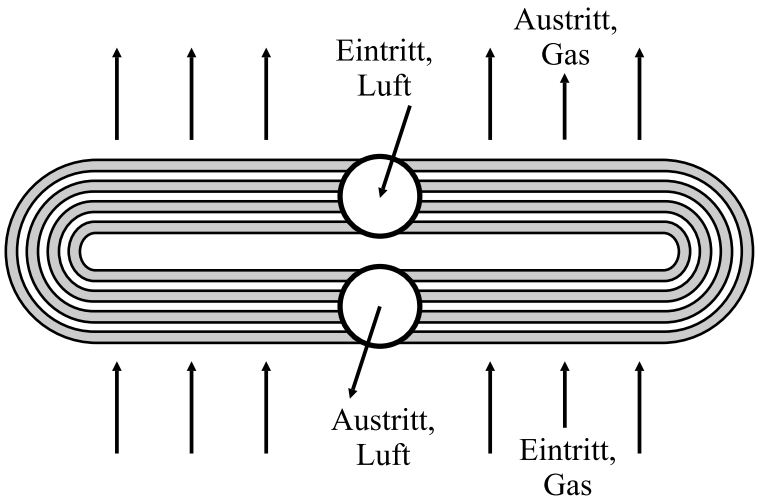

Abbildung 3.7: Kreuz-Gegenstrom-Wärmetauscher mit zwei Durchgängen.

strom, was einem Gegenstromwärmetauscher entspricht. Zum anderen werden die Lanzetten vom Heißgasmassenstrom quer angeströmt, was einem Kreuzstromwärmetauscher entspricht. Diese Anordnung entspricht einem Kreuz-Gegenstromwärmetauscher mit zwei Durchgängen. Der Austauschgrad eines solchen Wärmetauschers ist größer als der Austauschgrad eines reinen Kreuzstromwärmetauschers, jedoch kleiner als der Austauschgrad eines Gegenstromwärmetauscher. Im Folgenden wird das in dieser Arbeit verwendete Wärmetauscherkennfeld als Kombination der Austauschgrade von Kreuz- und Gegenstromwärmetauscher entwickelt.
Die grundlegende Gleichung, die für die Herleitung des Wärmetauscherkennfeldes benötigt wird, ist die Energiebilanz

$$\mathrm{d}\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_\mathrm{p} \cdot \mathrm{d}T)_\mathrm{L} = (\dot{m} \cdot c_\mathrm{p} \cdot \mathrm{d}T)_\mathrm{G}. \tag{3.1}$$

Gl. (3.1) beinhaltet, dass im stationären Betriebspunkt des Wärmetauschers die dem Heißgas entzogene Wärmemenge gleich der dem Kaltgas zugeführten Wärmemenge sein muss. Die Energiebilanz wird durch Gl. (3.2) für den Wärmestrom $\mathrm{d}\dot{Q}$ durch die Fläche $\mathrm{d}A$

$$\mathrm{d}\dot{Q} = k \cdot (T_\mathrm{G} - T_\mathrm{L}) \cdot \mathrm{d}A \tag{3.2}$$

ergänzt. Der Faktor k ist die Wärmedurchgangszahl und ist abhängig von der Geometrie des Wärmetauschers und den Strömungsbedingungen.

Gegenstromwärmetauscher

Der größt mögliche Austauschgrad wird mit einem Gegenstromwärmetauscher erreicht. Durch lösen der Gl. (3.1) und (3.2) ergibt sich nach [42] für den Gegen-

stromwärmetauscher ein Austauschgrad von

$$\Phi_{\rightleftharpoons} = \frac{1 - \mathrm{e}^{-\left(1-\frac{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}}\right)\cdot\frac{k\cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}}}{1 - \frac{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}} \cdot \mathrm{e}^{-\left(1-\frac{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}}\right)\cdot\frac{k\cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}}} \tag{3.3}$$

$$\Rightarrow \quad \Phi_{\rightleftharpoons} = f\left(\frac{k\cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}, \frac{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}}\right).$$

Wobei die zwei unterschiedlichen Fälle

- $(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min} = (\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{L} \quad \Rightarrow \quad \Phi_{\rightleftharpoons} = \frac{T_\mathrm{L,aus}-T_\mathrm{L,ein}}{T_\mathrm{G,ein}-T_\mathrm{L,ein}}$,
- $(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min} = (\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{G} \quad \Rightarrow \quad \Phi_{\rightleftharpoons} = \frac{T_\mathrm{G,ein}-T_\mathrm{G,aus}}{T_\mathrm{G,ein}-T_\mathrm{L,ein}}$

unterschieden werden. In tabellarischer Form ist der Austauschgrad $\Phi_{\rightleftharpoons}$ eines Gegenstromwärmetauschers in Tab. A.1 abgelegt.

Kreuzstromwärmetauscher mit einem Durchgang

Die analytische Lösung für diese Anordnung kann nicht in geschlossener Form angegeben werden [42]. Die tabellarische Zusammenstellung des Austauschgrades $\Phi_{\times 1}$ eines Kreuzstromwärmetauschers mit einem Durchgang ist in Tab. A.2 abgelegt. Diese Ergebnisse beruhen auf einer Reihenentwicklung aus [54].

Kreuzstromwärmetauscher mit zwei Durchgängen

Das Wärmetauscherkennfeld eines Kreuzstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen liegt zwischen den Werten eines Gegenstrom- und eines Kreuzstromwärmetauschers mit einem Durchgang. Der Zusammenhang zwischen den Austauschgraden der unterschiedlichen Wärmetauschern ist in [42] in graphischer Form dargestellt. Daraus kann die Rechenvorschrift

$$\Phi_{\times 2} \approx \Phi_{\times 1} + 0,4 \cdot (\Phi_{\rightleftharpoons} - \Phi_{\times 1}) \tag{3.4}$$

abgeleitet werden. Die tabellarische Zusammenstellung des Austauschgrades $\Phi_{\times 2}$ eines Kreuzstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen ist in Tab. A.3 abgelegt. Die graphische Darstellung des Kennfeldes ist in Abb. 3.8 zu sehen. Dieses Kennfeld wird zur Beschreibung des Wärmetauscherverhaltens verwendet.

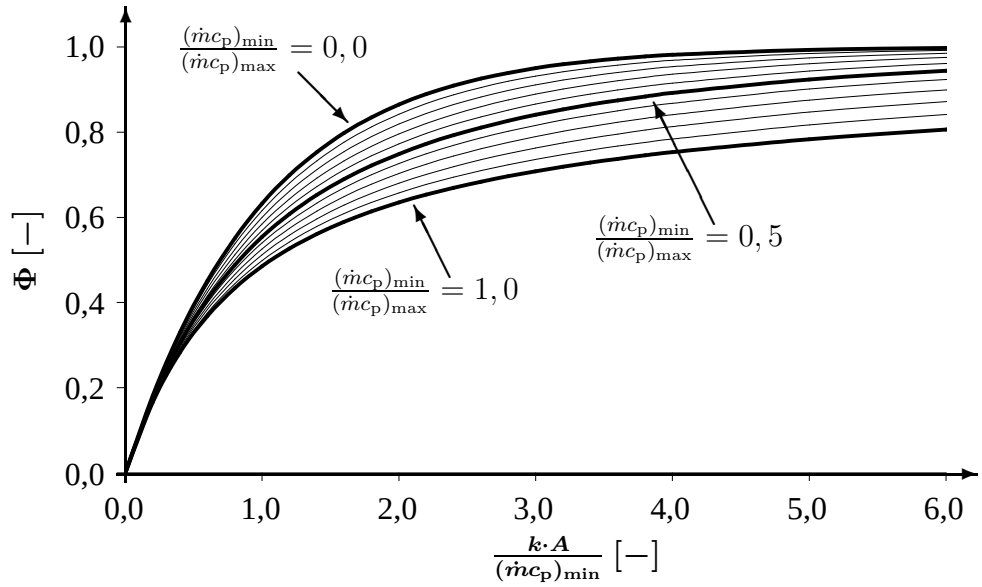

Abbildung 3.8: Austauschgrad $\Phi_{\times 2}$ eines Kreuzstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen.

3.3.2 Anpassung der Komponentenwirkungsgrade

Die Modellierung und Optimierung der Triebwerksmodelle beinhaltet eine iterative Anpassung der Wirkungsgrade aller Turbokomponenten. Basierend auf den Wirkungsgraden des Referenztriebwerkes werden die Wirkungsgrade der Turbokomponenten des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes ermittelt. Dieses Vorgehen wird im Folgenden für Verdichter und Turbinen getrennt beschrieben.

Verdichterwirkungsgrade

Für eine exakte Verdichterauslegung muss jeder Stufe eine individuelle spezifische Stufenarbeit zugeordnet werden, die an Strömungswinkel, Verzögerungsverhältnis und unter Berücksichtigung der Diffusionszahl angepasst ist. Außerdem muss die besondere Belastung der ersten Stufe berücksichtigt werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Verdichterwirkungsgrade des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes basierend auf dem Referenztriebwerk unter der Annahme von konstanten Stufenwirkungsgraden und konstanten Stufendruckverhältnissen innerhalb der einzelnen Verdichter berechnet [34]. Die Berechnung ist für Hoch- und Mitteldruckverdichter identisch. Für den Niederdruckverdichter ist keine Anpassung nötig, da für beide Triebwerksprozesse identische Druckverhältnisse über diese Komponente bestehen.
Nach [34] besitzen moderne Hochdruckverdichter ein mittleres Stufendruckverhältnis

von $\Pi_{\mathrm{St,max}} = 1,5$ und moderne Mitteldruckverdichter von $\Pi_{\mathrm{St,max}} = 1,35$. Basierend auf diesen mittleren Stufendruckverhältnissen und dem Gesamtdruckverhältnis Π des Verdichters kann die Anzahl der Verdichterstufen N mit der Gleichung

$$\Pi_{\mathrm{St}}^{N} = \Pi \qquad N \in \mathbb{N} \tag{3.5}$$

berechnet werden. Der isentrope Verdichterwirkungsgrad ist definiert als

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{h_{\mathrm{t,aus,is}} - h_{\mathrm{t,ein}}}{h_{\mathrm{t,aus}} - h_{\mathrm{t,ein}}} = \frac{T_{\mathrm{t,aus,is}} - T_{\mathrm{t,ein}}}{T_{\mathrm{t,aus}} - T_{\mathrm{t,ein}}}. \tag{3.6}$$

Der Übergang von den Enthalpien zu den Temperaturen beinhaltet die Vereinfachung, dass die spezifischen Wärmekapazitäten für den realen und den isentropen Vergleichsprozess identisch sind. Mit der Einführung der Isentropenbeziehung

$$\frac{T_{\mathrm{t,aus,is}}}{T_{\mathrm{t,ein}}} = \Pi^{\frac{R}{c_{\mathrm{p}}}}, \tag{3.7}$$

lässt sich Gl. (3.6) als

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{\Pi^{\frac{R}{c_{\mathrm{p}}}} - 1}{\frac{T_{\mathrm{t,aus}}}{T_{\mathrm{t,ein}}} - 1} \tag{3.8}$$

schreiben. Die Gl. (3.8) ist auch auf einzelne Verdichterstufen übertragbar und lautet

$$\eta_{\mathrm{is,St}} = \left(\frac{\Pi^{\frac{R}{c_{\mathrm{p}}}} - 1}{\frac{T_{\mathrm{t,aus}}}{T_{\mathrm{t,ein}}} - 1} \right)_{\mathrm{St}}. \tag{3.9}$$

Mit konstantem Stufendruckverhältnis und Stufenwirkungsgrad des Verdichters kann mittels Gl. (3.9) der isentrope Verdichterwirkungsgrad aus Gl. (3.8) auf die Form

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{\Pi^{\frac{R}{c_{\mathrm{p}}}} - 1}{\left[1 + \frac{1}{\eta_{\mathrm{is,St}}} \cdot \left(\Pi_{\mathrm{St}}^{\frac{R}{c_{\mathrm{p}}}} - 1 \right) \right]^{N} - 1} \tag{3.10}$$

gebracht werden. Diese Wirkungsgradanpassung gewährleistet die Vergleichbarkeit zwischen den verschiedenen, eingesetzten Verdichtern. Die Ergebnisse dieser Wirkungsgradanpassung sind in Tab. 3.2 zusammengestellt.

Turbinenwirkungsgrade

Analog zur Anpassung der Verdichterwirkungsgrade verläuft die Anpasung der Turbinenwirkungsgrade [34]. Die Turbinenwirkungsgrade werden mit konstanten isentropen Stufenwirkungsgraden und Stufentemperaturverhältnissen berechnet.
Aus den Optimierungsergebnissen der Triebwerkskonfigurationen folgt, dass die

		Referenz		ZK + WT	
		MV	HV	MV	HV
Gesamtdruckverhältnis	Π	5,90	6,86	5,18	4,92
Stufendruckverhältnis	Π_{St}	1,344	1,470	1,315	1,489
Stufenzahl	N	6	5	6	4
Stufenwirkungsgrad	$\eta_{\mathrm{is,St}}$	0,8892	0,8848	0,8892	0,8848
Gesamtwirkungsgrad	η_{is}	0,865	0,860	0,867	0,865

Tabelle 3.2: Ergebnisse der Wirkungsgradanpassung der Verdichter im zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerksprozess.

Hoch- und Mitteldruckturbine jeder Konfiguration einstufig auszuführen sind. Daher ist nur die Anpassung des Stufenwirkungsgrades der Niederdruckturbine erforderlich. In Abb. 3.9 sind die benötigten Stufenzahlen für eine schnelllaufende und eine konventionelle Niederdruckturbine gegenübergestellt. Anhand dieses Schaubildes werden die Stufenzahlen der jeweiligen schnelllaufenden Niederdruckturbinen bestimmt.

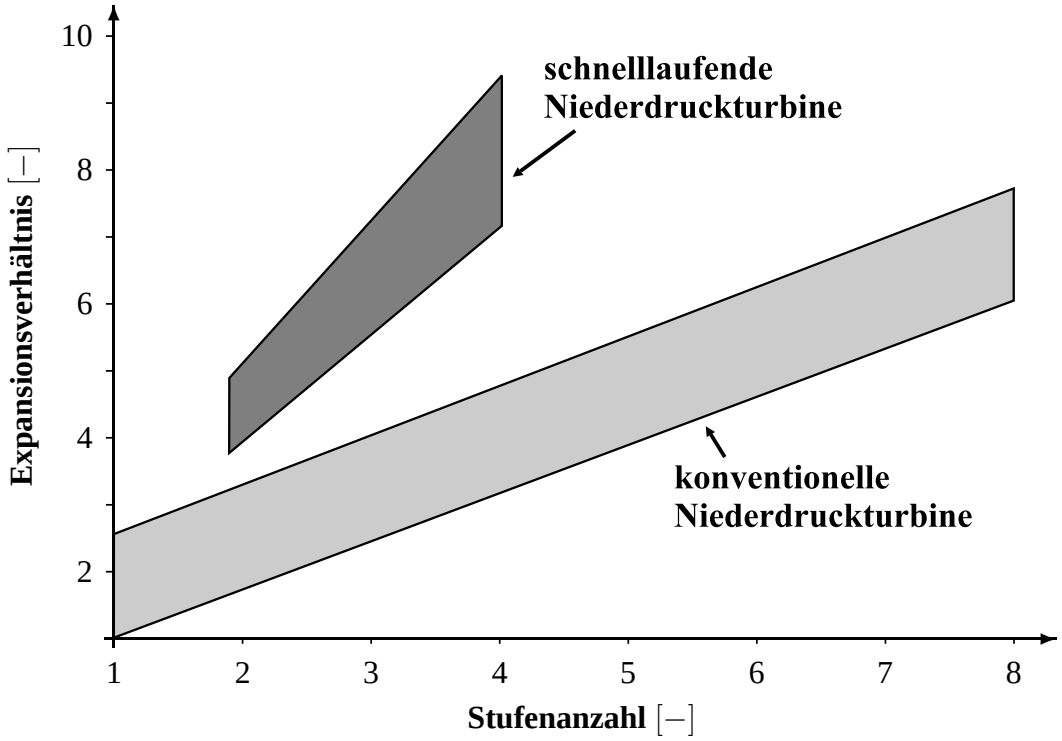

Abbildung 3.9: Gegenüberstellung der benötigten Stufenzahlen für eine schnelllaufende und eine konventionelle Niederdruckturbine [74].

Analog zum Verdichter ist für die Turbinen der isentrope Wirkungsgrad definiert als

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{h_{\mathrm{t,ein}} - h_{\mathrm{t,aus}}}{h_{\mathrm{t,ein}} - h_{\mathrm{t,aus,is}}} = \frac{T_{\mathrm{t,ein}} - T_{\mathrm{t,aus}}}{T_{\mathrm{t,ein}} - T_{\mathrm{t,aus,is}}}. \tag{3.11}$$

Der Übergang von den Enthalpien zu den Temperaturen beinhaltet wieder die Vereinfachung, dass die spezifischen Wärmekapazitäten für den realen Prozess und den isentropen Vergleichsprozess identisch sind. In dem verwendeten Kühlluftmodell für die Turbinen sind als Einblasestellen für Kühlluft die Ebene vor dem Eintrittsleitrad und die Ebene direkt vor dem ersten Rotor vorgesehen. Die Eintrittsebene in Gl. (3.11) ist die Ebene vor dem ersten Rotor, aber nach der zweiten Kühlluftzumischung. Somit wird zwischen dem Ein- und Austritt in Gl. (3.11) keine Kühlluft zugemischt und der Übergang von Enthalpien zu Temperaturen ist mit den oben genannten Vereinfachungen zulässig. Mit der Einführung des Temperaturverhältnisses

$$\tau = \frac{T_{\mathrm{t,aus}}}{T_{\mathrm{t,ein}}} \tag{3.12}$$

lässt sich Gl. (3.11) umformen zu

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{1 - \tau}{1 - \frac{T_{\mathrm{t,aus,is}}}{T_{\mathrm{t,ein}}}}. \tag{3.13}$$

Dieses Ergebnis kann, analog zum Verdichter, auf eine Turbinenstufe übertragen werden. Mit der oben getroffenen Annahme, dass jede Stufe der Turbine dasselbe Temperaturverhältnis und denselben Wirkungsgrad besitzt, kann Gl. (3.13) in die Form

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{1 - \tau}{1 - \left[1 - \frac{1}{\eta_{\mathrm{is,St}}} \cdot (1 - \tau_{\mathrm{St}})\right]^{N}} \tag{3.14}$$

überführt werden. Die Wirkungsgradanpassung gewährleistet die Vergleichbarkeit zwischen den verschiedenen, eingesetzten Turbinen. Die Ergebnisse dieser Wirkungsgradanpassung sind in Tab. 3.3 zusammengestellt.

3.3.3 Anpassung des Kühlluftsystems

Die Berechung der erforderlichen Kühlluftmengen erfolgt getrennt für die Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbine. Um den erforderlichen Kühlluftbedarf der Turbinen bestimmen zu können, werden die während einer Flugmission maximal auftretenden Eintrittstemperaturen an einem heißen Tag (ISA + 15 K) der jeweiligen Turbinen bestimmt. Die Kühlluftmengen werden daraufhin angepasst. Als Basis für die Anpassung dient das Kühlluftsystem des Referenztriebwerkes. Dieses System ist in Tab. 3.4 zusammengestellt und ist nach Angaben aus [18] und [34] erstellt worden.

		Referenz NT	ZK + WT NT
Expansionsverhältnis	$p_{\mathrm{t,ein}}/p_{\mathrm{t,aus}}$	8,76	7,24
Gesamttemperaturverhältnis	τ	0,6124	0,6478
Stufentemperaturverhältnis	τ_{St}	0,8492	0,8653
Stufenzahl	N	3	3
Stufenwirkungsgrad	$\eta_{\mathrm{is,St}}$	0,9286	0,9286
Gesamtwirkungsgrad	η_{is}	0,940	0,939

Tabelle 3.3: Ergebnisse der Wirkungsgradanpassung der Turbinen im zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerksprozess.

Als weitere Randbedingung gilt, dass Turbinen bis zu einer Eintrittstemperatur von $T_{\mathrm{t}} = 1000\,\mathrm{K}$ ungekühlt ausgeführt werden können [34]. Darüber hinaus besteht nach [34], unter der Voraussetzung einer konstanten Kühleffektivität, ein linearer Zusammenhang zwischen der Kühlluftmenge und der Turbinentemperatur. Diese Voraussetzung ist gegeben, da allen Triebwerksmodellen derselbe Technologiestand und damit auch dasselbe Kühlungssytem zu Grunde liegt.
Die auf diese Weise berechneten und implementierten Kühlluftsysteme sind für das Referenztriebwerk und das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk in Tab. 3.4 zusammengestellt.

				Referenz	ZK + WT
HT	Eintrittstemperatur	$T_{\mathrm{t},4}$	[K]	1900,0	1900,0
	Kühlluftbedarf	$\dot{m}_{\mathrm{K}}/\dot{m}_{\mathrm{HV}}$	[%]	9,0	9,0
MT	Eintrittstemperatur	$T_{\mathrm{t},4}$	[K]	1440,6	1543,5
	Kühlluftbedarf	$\dot{m}_{\mathrm{K}}/\dot{m}_{\mathrm{HV}}$	[%]	6,0	7,4
NT	Eintrittstemperatur	$T_{\mathrm{t},4}$	[K]	1258,1	1366,4
	Kühlluftbedarf	$\dot{m}_{\mathrm{K}}/\dot{m}_{\mathrm{HV}}$	[%]	3,8	5,4

Tabelle 3.4: Zusammenstellung der implementierten Kühlluftmengen aller Turbinen.

Kapitel 4

Auslegung der Wärmetauscher und experimentelle Verifikation

Im folgenden Kapitel werden der Abgaswärmetauscher und der Zwischenkühler thermodynamisch und mechanisch ausgelegt. Das Ergebnis der thermodynamischen Auslegung, das Wärmetauscherkennfeld, wird anschließend mit Hilfe von Testergebnissen verifiziert.

4.1 Auslegung und Gewichtsabschätzung der Wärmetauscher

4.1.1 Abgaswärmetauscher

Unter den bekannten Matrixbauformen- und strukturen kann zwischen zwei Grundkonzepten unterschieden werden, dem Platten- und dem Rohrwärmetauscher. Die kompakten Bauformen von Plattenwärmetauschern haben sich in vielen industriellen Anwendungen mit mäßigen thermomechanischen Anforderungen bewährt. Das Prinzip des Rohrwärmetauschers bietet dagegen bei Hochtemperaturanwendungen die Möglichkeit einer dehnungstoleranten Konstruktion bei gleichzeitig einfacher Gestaltung der Zu- und Abströmkanäle [34]. In Folge der Nachläufe entstehen jedoch beim quer angeströmten Rohrbündel ungünstig hohe Druckverluste [29]. Im Vergleich dazu lassen sich beim Plattenwärmetauscher durch geeignete Formgebung der Oberflächen die erhöhten Druckverluste wirkungsvoller für einen verbesserten Wärmeübergang nutzbar machen [68]. Bei einer lanzettförmigen Profilierung der Röhrchen und gleichzeitiger dichter Staffelung der Profilröhrchen werden weitgehend die Vorteile des Platten- und des Rohrwärmetauschers vereinigt [34] (siehe

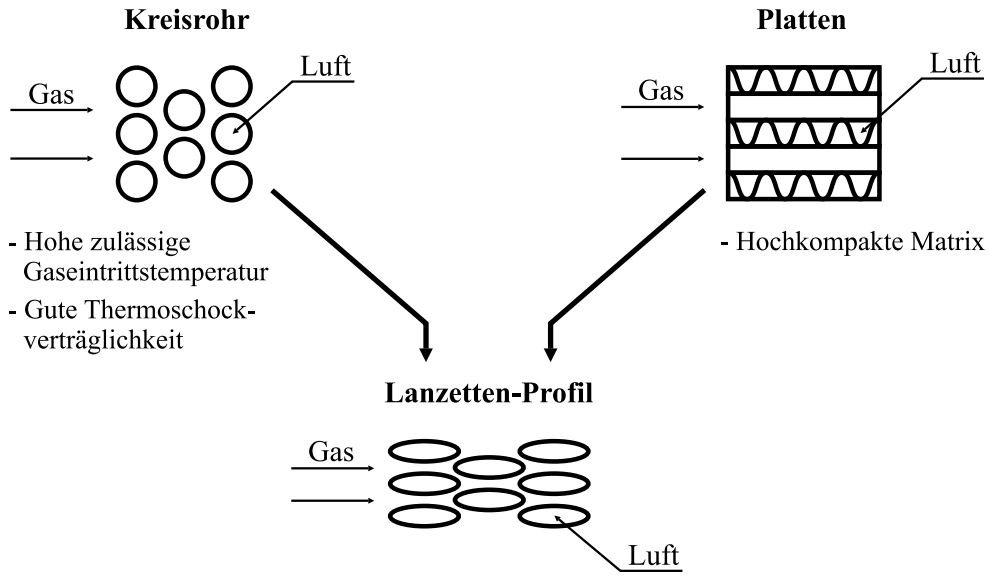

Abbildung 4.1: Veranschaulichung der Konzeption einer Lanzettenmatrix [68].

Abb. 4.1).
Die MTU Aero Engines GmbH besitzt eine langjährige Erfahrung auf dem Gebiet der Lanzettwärmetauscher, die als Kreuz-Gegenstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen ausgeführt sind. Für Landfahrzeuge ist ein solcher Wärmetauscher in Kooperation mit General Electrics erfolgreich entwickelt und getestet worden [71]. Im Rahmen des CLEAN-Projektes wurde die Einsatzfähigkeit eines Lanzettwärmtauschers in einem Turboflugtriebwerk unter Höhenbedingungen ebenfalls erfolgreich nachgewiesen [76]. Die thermische Belastbarkeit, die Schwingungsstabilität und die ausreichende Lebensdauer für den Einsatz in einem rekuperativen Triebwerk wird in [78] rechnerisch nachgewiesen.
Das Prinzip des Kreuz-Gegenstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen und lanzettförmigen Röhrchen wird auf Grund der oben genannten Vorteile in der vorliegenden Arbeit übernommen. Die Auslegung dieser Wärmetauscher wird im Folgenden beschrieben.

Abmessungen und thermische Randbedingungen

Die Wärmetauschermatrix ist aus versetzt zueinander angeordneten Lanzettenreihen aufgebaut. Jede zweite Reihe besteht aus vier übereinander angeordneten Lanzetten. Die Reihen dazwischen bestehen aus drei Lanzetten. In Abb. 4.2 ist diese Anordnung schematisch dargestellt. Wie bereits oben erwähnt basiert der hier ausgelegte Wärmetauscher auf dem MTU Wärmetauscher, wie er im CLEAN-Versuch getestet wurde. In Abb. 4.2 sind sämtliche Bezeichnungen der Wärmetauscherab-

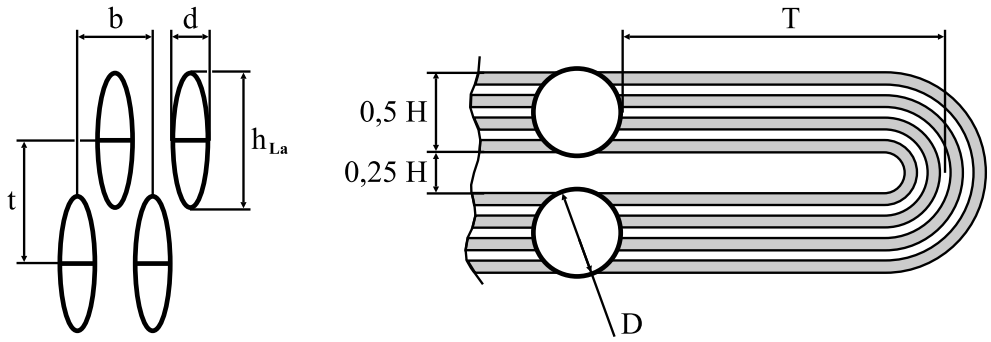

Abbildung 4.2: Matrixstruktur des Profilwärmetauschers [34] und Bezeichnung der Wärmetauscherabmessungen.

messungen eingetragen. Mit den zusätzlichen Angaben aus [34] liegen die Außenabmessungen der elliptischen Querschnitte der einzelnen Lanzetten sowie die Anordung der Lanzetten zueinander fest. Aus diesen Daten lassen sich nach [14] und [91] der Innenquerschnitt A_i und der hydraulische Durchmesser d_h der Lanzetten berechnen. Die resultierenden Geometriedaten sind in Tab. 4.1 zusammengestellt. Die fehlende Größe zur Bestimmung der Wärmetauscherbreite ist die Anzahl der Lanzetten. Mit größer werdender Anzahl der Lanzetten vergrößert sich die durchströmte Fläche des Wärmetauschers, was zur Senkung der Durchströmgeschwindigkeit und damit zur Senkung des Druckverlustes führt. Eine Vergrößerung der Anzahl bewirkt jedoch auch eine Vergrößerung der Wärmetauscherbreite, was zu Einbauschwierigkeiten in ein Turboflugtriebwerk führt. Unter Berücksichtigung von Matrixgewicht, -abmessung und Wärmeübergang, der durch die Durchströmgeschwindigkeit durch die Lanzetten bestimmt wird, stellt für die hier verwendete Anwendung nach [78] die Anzahl von $z = 3578$ Lanzetten ein Optimum dar. Die gewählte Wandstärke

Lanzetten		Wärmetauscher
Abmessungen	Anordnung	Abmessungen
$h_\mathrm{La} = 6{,}00$ mm	$t = 5{,}52$ mm	$H = 78{,}24$ mm
$d = 1{,}56$ mm	$b = 2{,}70$ mm	$D = 50{,}00$ mm
$s = 0{,}10$ mm	$z = 3578$	$B = 690{,}0$ mm
$A_\mathrm{i} = 6{,}06$ mm^2		
$d_\mathrm{h,i} = 1{,}95$ mm		
$d_\mathrm{h,a} = 2{,}26$ mm		

Tabelle 4.1: Abmessungen und Anordnung der einzelnen Lanzetten sowie Abmessungen des Abgaswärmetauschers.

von $s = 0,1$ mm ist nach [67] auch in der Serienfertigung umsetzbar. Die Länge der

Lanzetten und damit die wärmeübertragende Fläche ist der öffentlich zugänglichen Literatur nicht zu entnehmen. Beide Größen können jedoch über die Forderung, dass der Austauschgrad Φ im Auslegungspunkt 0,75 beträgt, ermittelt werden. Die Randbedingungen im Auslegungspunkt und die zugehörigen Stoffwerte sind in Tab. 4.2 zusammengestellt.

			Heißseite	Kaltseite
mittlere Temperatur	$\bar{T}$	[K]	758,6	664,1
mittlerer Druck	$\bar{p}$	[kPa]	38,138	1074,457
Durchsatz	$\dot{m}$	[kg/s]	1,787	1,586
spezifische Wärmekapazität	c_p	[J/(kg K)]	1131,3	1066,3
dynamische Viskosität	η	[Pa s]	$34{,}63{\cdot}10^{-6}$	$32{,}02{\cdot}10^{-6}$
Wärmeleitfähigkeit	λ	[W/(m K)]	$54{,}8{\cdot}10^{-3}$	$49{,}4{\cdot}10^{-3}$
Prandtl-Zahl	Pr	[-]	0,7186	0,7132

Tabelle 4.2: Thermische Randbedingungen für die Auslegung der Wärmetauschermatrix und die zugehörigen Stoffwerte aus [91].

Auslegungsrechnung

Um die Forderung eines Austauschgrades von 0,75 mit den vorliegenden Randbedingungen zu erfüllen, ergibt sich nach [42] für den hier verwendeten Kreuzstromwärmetauscher mit zwei Durchgängen die Forderung, dass das Produkt aus Wärmedurchgangszahl und wärmeübertragender Fläche

$$k \cdot A = 4990 \, \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{K\,s}} \tag{4.1}$$

ist. Um aus diesem Wert die Fläche zu ermitteln, wird im Folgenden die Wärmedurchgangszahl k berechnet. Die Dichte und die Strömungsgeschwindigkeit in den Lanzetten wird über die ideale Gasgleichung

$$\rho_\mathrm{L} = \frac{\bar{p}}{R \cdot \bar{T}} \tag{4.2}$$

mit $R = 287$ J/(kg K) und

$$v_\mathrm{L} = \frac{\dot{m}}{\rho_\mathrm{L} \cdot z \cdot A_\mathrm{i}} \tag{4.3}$$

berechnet. Die Strömungsgeschwindigkeit des Heißgases ist Ergebnis aus dem in Kap. 3 vorgestellten Triebwerksmodells. Mit den bekannten Geschwindigkeiten lassen sich die Reynoldszahlen der Luft- und Gasseite

$$\mathrm{Re_L} = \left(\frac{v \cdot d_\mathrm{h} \cdot \rho}{\eta} \right)_\mathrm{L} \quad \text{und} \quad \mathrm{Re_G} = \left(\frac{v \cdot h_\mathrm{La} \cdot \rho}{\eta} \right)_\mathrm{G} \tag{4.4}$$

berechnen. Mit der Nusseltzahl-Korrelation aus [34]

$$\mathrm{Nu} = j \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}, \tag{4.5}$$

welche die von Matrixstruktur und der Reynoldszahl abhängigen Colburn-Faktoren beinhaltet, können die mittleren Nusseltzahlen berechnet werden. Die Colburn-Faktoren sind abhängig von der verwendeten Matrixstruktur in [34] experimentell bestimmt worden. Mit diesen Ergebnissen können die zugehörigen Wärmeübergangszahlen

$$\alpha_\mathrm{L} = \left(\frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{d_\mathrm{h}}\right)_\mathrm{L} \quad \text{und} \quad \alpha_\mathrm{G} = \left(\frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{h_\mathrm{La}}\right)_\mathrm{G} \tag{4.6}$$

berechnet werden. Die Wärmedurchgangszahl lässt sich nach [91] mit der Formel

$$k = \frac{1}{r_\mathrm{i} \cdot \left[\frac{1}{r_\mathrm{i} \cdot \alpha_\mathrm{L}} + \frac{1}{r_\mathrm{a} \cdot \alpha_\mathrm{G}} + \frac{1}{\lambda_\mathrm{M}} \cdot \ln\left(\frac{r_\mathrm{a}}{r_\mathrm{i}}\right)\right]} \tag{4.7}$$

berechnen. Gl. 4.7 gilt für kreisrunde Rohre. Diese Gleichung wird hier für elliptischen Profile angewendet, indem die Radien durch die halben hydraulischen Durchmesser aus Tab. 4.1 ersetzt werden. Nach [78] wird für die Fertigung der Lanzetten der Werkstoff *INCONEL Alloy 625* verwendet. Dieser besitzt laut Datenblatt [81] bei der mittleren Temperatur $\bar{T} = 711\,\mathrm{K}$ eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_\mathrm{M} = 16,15\,\mathrm{W/(m\,K)}$. Mit der berechneten Wärmedurchgangszahl kann die geforderte wärmeübertragende Fläche berechnet werden. Durch Division mit dem Außenumfang der elliptischen Lanzetten kann aus der Fläche die mittlere Länge der Lanzetten bestimmt werden. Mit der mittleren Länge der Lanzetten steht auch die Gesamttiefe des Wärmetauschers fest. In Tab. 4.3 sind die Ergebnisse aus dem beschriebenen Rechenweg zusammengefasst.

Gewichtsabschätzung

Die Masse eines Abgaswärmetauschers setzt sich aus der Masse aller Lanzetten, dem Verteiler- und dem Sammelrohr zusammen. In der Zielanwendung, einem rekuperativen Triebwerk mit Zwischenkühlung, sind 8 dieser Abgaswärmetauscher für den Rekuperator vorgesehen. In Abb. 4.3 ist die Anordnung dieser Elemente gezeigt. Sämtliche geometrischen Abmessungen dieser Bauteile sind bekannt und damit kann das Materialvolumen berechnet werden. Das verwendete Material hat eine Dichte von $\rho = 8440\,\mathrm{kg/m^3}$ [81]. Mit diesen Daten wird die Masse eines Abgaswärmetauschers berechnet. Die Rohrleitungen, die zur Luftversorgungen und zur Befestigung der Wärmetauscherelemente dienen, werden in der vorliegenden Gewichtsabschätzung ebenfalls berücksichtigt und sind in Abb. 4.3 zu sehen. Der Austrittsmassenstrom aus dem Verdichter wird über einen Sammelring auf vier Hauptleitungen verteilt.

			Heißseite	Kaltseite
Dichte	ρ	[kg/m^3]	0,175	5,637
Geschwindigkeit	v	[m/s]	60,0	13,0
Reynoldszahl	Re	[-]	1821	4444
Colburn-Faktor	j	[-]	0,0208	0,0041
Nusseltzahl	Nu	[-]	33,95	16,26
Wärmeübergangszahl	α	[W/(m^{2}K)]	310,2	413,2
Wärmedurchgangszahl	k	[W/(m^{2}K)]	165,4	
wärmeübertragende Fläche	A	[m^2]	30,2	
Lanzettenlänge	l	[m]	0,65	
halbe Wärmetauschertiefe	T	[m]	0,29	
Gesamttiefe	$2\,T + D$	[m]	0,67	

Tabelle 4.3: Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Auslegung des Abgaswärmetauschers.

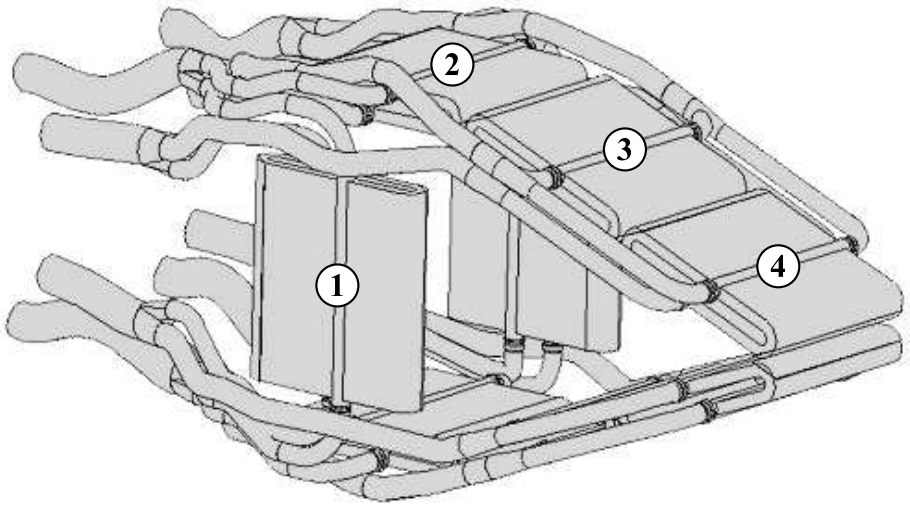

Abbildung 4.3: Anordnung der einzelnen Abgaswärmetauscher innerhalb des Gesamtpaketes [8].

Beispielhaft wird hier eine der vier Hauptleitungen beschrieben. Diese führt über die Brennkammer und die Hochdruckturbine. Dann wird der Massenstrom auf drei weiterführende Rohrleitungen aufgeteilt. Zwei dieser Leitungen versorgen je zur Hälfte die Wärmetauscher 1 und 2. Die dritte Leitung versorgt je zur Hälfte die Wärmetauscher 3 und 4. Da ab dem Anschluss von Wärmetauscher 3 nur noch die Hälfte

des Massenstroms durch diese Leitung strömt, verjüngt sich die Leitung nach dem Wärmetauscher 3 auf die Hälfte des ursprünglichen Querschnittes. Alle Leitungen werden an ihren Enden mit den Wärmetauschern verbunden. Um diesen Materialaufwand zu berücksichtigen, wird jeder Verbindungsleitung zu einem Wärmetauscher eine Zusatzlänge von $\Delta l = 50$ mm addiert. Die Luftrückführung in die Brennkammer wird über eine weitere, dem Zuleitungssystem identische, Rohrleitung gewährleistet. Die Längen der Rohrleitungen sind der maßstabsgetreuen Zeichnung der MTU Aero Engines GmbH [61] entnommen. In Tab. 4.4 sind die Längen und die benötigte Anzahl der einzelnen Rohrabschnitte zusammengestellt. Die Wandstärke sämtlicher Leitungen beträgt $s = 2$ mm. Diese Wandstärke wird im folgenden Abschnitt mit einem Festigkeitsnachweis überprüft.

	Länge	Durchmesser	Anzahl
Hauptleitung	0,50 m	100 mm	8
Leitung zum Wärmetauscher 1 und 2	0,70 m	50,0 mm	16
Leitung zum Wärmetauscher 3	1,37 m	71,0 mm	8
Zusatzstück zum Wärmetauscher 4	0,73 m	50,0 mm	8

Tabelle 4.4: Zusammenstellung der Abmessung des Rohrleitungssystems zur Versorgung der Abgaswärmetauscher.

Die Abmessungen der Wärmetauscher und der Rohrleitungen sind damit bekannt und die Gesamtmasse kann berechnet werden. In Tab. 4.5 sind die Ergebnisse zusammengestellt.

Masse eines Wärmetauschers	29,1 kg
Masse aller Wärmetauscher	232,9 kg
Masse aller Rohrleitungen	109,6 kg
Gesamtmasse	342,5 kg

Tabelle 4.5: Massen der Wärmetauscher, der Rohrleitungen und die sich ergebende Gesamtmasse.

Festigkeitsnachweis

Für alle Rohrleitungen wird eine Festigkeitsüberprüfung durchgeführt, um sicherzustellen, dass die ausgelegte Wärmetauschermatrix und die Rohrleitungen den auftretenden Belastungen standhalten. Die Festigkeitsüberprüfung wird mit den Randbedingungen, die bei einem Flugzeugstart auftreten, durchgeführt. Diese Belastungen stellen die maximale Belastung für die Wärmetauschermatrix dar und sind in

Tab. 4.6 aufgeführt.

			Heißseite	Kaltseite
mittlere Temperatur	$\bar{T}$	[K]	760,9	675,0
mittlerer Druck	$\bar{p}$	[kPa]	115,089	1983,450
Durchsatz	$\dot{m}$	[kg/s]	3,446	3,020

Tabelle 4.6: Randbedingungen für die Festigkeitsüberprüfung sämtlicher Leitungen während des Startfalles.

Im ersten Schritt werden alle Leitungen daraufhin überprüft, ob sie dem Innendruck p standhalten. Zur Berechnung der minimal erforderlichen Wanddicke s wird die Berechnungsvorschrift nach [5]

$$s = \frac{d_\mathrm{a} \cdot p}{2v_\mathrm{s}\left(\frac{R_\mathrm{p0,2}}{S}\right) + p} + c_1 + c_2 \tag{4.8}$$

verwendet. Durch Umstellen der Gl. 4.8 kann bei ausgeführter Wandstärke direkt der vorhandene Sicherheitsfaktor S ermittelt werden. In Gl. 4.8 steht v_s für den Verschwächungsbeiwert einer Schweißnaht, c_1 für die Wanddickenunterschreitung beim Herstellungsvorgang und c_2 für den Abnutzungs- und Korrosionszuschlag. Nach [29] kann die Wanddickenunterschreitung $c_1 = 0,01$ mm gesetzt werden. Die Gl. 4.8 ist für zylindrische Rohre gültig. Im vorliegenden Fall werden jedoch auch die Lanzetten der Wärmetauschermatrix mit dieser Gleichung auf ihre Festigkeit überprüft. Um die Gültigkeit der Formel zu gewährleisten wird eine Lanzette durch zwei kreisrunde Rohre mit dem selben Innenquerschnitt modelliert. Die Lanzetten besitzen in der Mitte einen Versteifungssteg (siehe Abb. 4.2), daher wird diese Modellierung verwendet. Von diesen kreisrunden Ersatzrohren wird der Außendurchmesser ermittelt und für die Berechnung verwendet. Um die Unsicherheit bei der Festigkeitsberechnung der Lanzetten zu kompensieren, wird ein erhöhter Sicherheitsfaktor gefordert. Die Spannungen auf Grund der Belastungen durch den Innendruck ergeben sich aus dem Sicherheitsfaktor und der Dehngrenze zu

$$\sigma_\mathrm{p} = \frac{R_\mathrm{p0,2}}{S}. \tag{4.9}$$

Die Eingabegrößen in Gl. (4.8) sowie die Ergebnisse sind in Tab. 4.7 zusammengefasst.

Im zweiten Schritt wird die Festigkeit der Lanzetten gegenüber den Kräften der Außenströmung überprüft. Die Außenströmung erfährt durch die Umströmung der Lanzetten einen Druckverlust. Es entsteht ein Druckgefälle zwischen Vorder- und Rückseite des Wärmetauschers. Dadurch wirkt eine Kraft auf den Wärmetauscher.

		Lanzetten	Sammelrohr	Leitung 1	Leitung 3
d_a	[mm]	2,2	104,0	54,0	74,7
s	[mm]	0,10	2,0	2,0	2,0
v_s	[-]	0,9	0,9	0,9	0,9
c_1	[mm]	0,01	0,01	0,01	0,01
c_2	[mm]	0,01	0,01	0,01	0,01
S_min	[-]	4,0	2,0	2,0	2,0
$R_\mathrm{p0,2}$	[MPa]	285,0	285,0	285,0	285,0
s_min	[mm]	0,05	0,82	0,43	0,59
S	[-]	9,9	5,0	9,8	7,0
σ_p	[N/mm^2]	28,7	56,8	29,0	40,5

Tabelle 4.7: Ergebnisse aus der Festigkeitsnachrechnung aller Rohre unter innerem Überdruck.

Durch den schrägen Einbau erfahren die Wärmetauscher 3 und 4 die größte Belastung. Mit dem zu erwartenden Druckverlust über der Wärmetauschermatrix kann die Kraft auf den Wärmetauscher berechnet werden. Daraus folgt direkt die Kraft auf eine einzelne Lanzette. Mit dem Anstellwinkel der Wärmetauscher kann diese Kraft in eine Druck- und eine Biegekraft zerlegt werden. Der Anstellwinkel ergibt sich aus den Abmessungen der Wärmetauscher und dem in Abb. 4.3 gezeigten Einbau. Die Ergebnisse sind in Tab. 4.8 gezeigt. Für die Ermittlung der Maximalspannung, die

Anstellwinkel der Wärmetauscher	α	[°]	14,5
Kraft auf den halben Wärmetauscher	$F_\mathrm{ges,WT}$	[N]	1616
Kraft auf eine Lanzette	F_ges	[N]	0,45
Druckkraft auf eine Lanzette	F_D	[N]	0,44
Biegekraft auf eine Lanzette	F_B	[N]	0,11

Tabelle 4.8: Kräfte der Außenströmung auf den Wärmetauscher und die Lanzetten.

an den Lanzetten wirkt, wird das Widerstandsmoment einer Ellipse

$$W = \frac{\Pi}{4} \cdot \frac{a_1^3 \cdot b_1 - a_2^3 \cdot b_2}{a_1} \tag{4.10}$$

mit

$$a_1 = \frac{h_\mathrm{La}}{2}, \;\; b_1 = \frac{d}{2}, \;\; a_2 = \frac{h_\mathrm{La}}{2} - s \;\text{ und }\; b_2 = \frac{d}{2} - s \tag{4.11}$$

nach [5] berechnet. Das Biegemoment, das auf eine Lanzette wirkt, ergibt sich zu

$$M_\mathrm{B} = F_\mathrm{B} \cdot \frac{T}{2} \tag{4.12}$$

und die maximal auftretende Biegespannung lässt sich mit

$$\sigma_{\mathrm{B}} = \frac{M_{\mathrm{B}}}{W} \tag{4.13}$$

berechnen. Zu dieser Biegespannung wird die auftretende Druckspannung

$$\sigma_{\mathrm{D}} = \frac{F_{\mathrm{D}}}{A_{\mathrm{a}} - A_{\mathrm{i}}} \tag{4.14}$$

zu einer resultierenden Druck-Biegespannung addiert. Um die Gesamtbelastung auf die Lanzetten zu berücksichtigen wird zur Druck-Biegebelastung die Spannung auf Grund der Belastungen durch den Innendruck σ_{p} addiert. Der vorhandene Sicherheitsfaktor S lässt sich mit

$$S = \frac{R_{\mathrm{p0,2}}}{\sigma} \tag{4.15}$$

berechnen. In Tab. 4.9 sind die resultierenden Spannungen sowie der vorhandene Sicherheitsfaktor zusammengestellt. Die elastische Dehngrenze bei einer mittleren Temperatur von $\bar{T} = 718,0$ K beträgt $R_{\mathrm{p0,2}} = 285,0$ MPa.

Widerstandsmoment	W	[mm^3]	1,17
Biegemoment	M_{B}	[Nmm]	16,4
Biegespannung	σ_{B}	[N/mm^2]	14,0
Druckspannung	σ_{D}	[N/mm^2]	0,34
Innendruckspannung	σ_{p}	[N/mm^2]	28,71
Gesamtspannung	σ	[N/mm^2]	43,1
Sicherheitsfaktor	S	[-]	6,6

Tabelle 4.9: Spannungen an einer Lanzette und der vorhandene Sicherheitsfaktor.

Diese Festigkeitsberechnung weist nach, dass alle Anschlussrohre sowie die Lanzetten den Belastungen durch den inneren Überdruck und den Strömungskräften standhalten.

4.1.2 Zwischenkühler

Angaben über die Bauweise und die Abmessungen eines Zwischenkühlers, wie er in einem Turboluftstrahltriebwerk eingesetzt werden könnte, sind aus der Literatur nicht bekannt. In Abb. 4.4 ist eine mögliche Zielanwendung eines rekuperativen Triebwerkes mit Zwischenkühlung zu sehen.

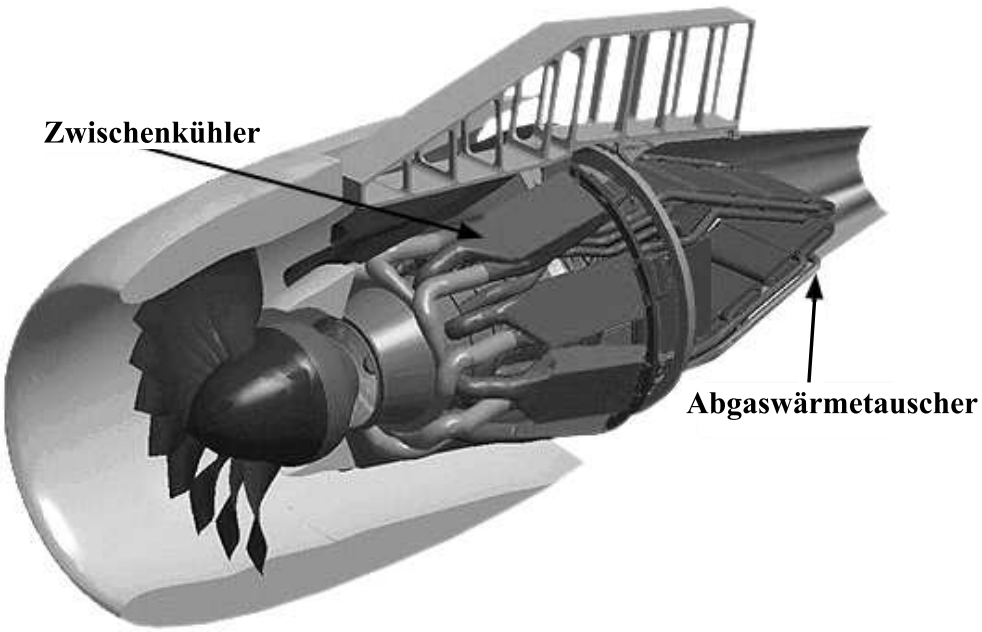

Abbildung 4.4: Anordnung der Zwischenkühler und der Abgaswärmetauscher in der Zielanwendung [8].

Abmessungen und thermische Randbedingungen

In der vorliegenden Arbeit wird ein Zwischenkühler ausgelegt, welcher nach dem selben Konzept wie der Abgaswärmetauscher aufgebaut ist. Auf Grund der Einbausituation (wie in Abb. 4.4 zu sehen) verzweigt sich der Eintrittsmassenstrom in den Zwischenkühler nicht zu beiden Seiten, sondern wird nur einseitig in die Lanzetten geführt. In Abb. 4.5 ist die Anordnung der Lanzetten innerhalb der Matrix sowie die Abmessungen des Zwischenkühlers gezeigt. Die 8 Zwischenkühler sind

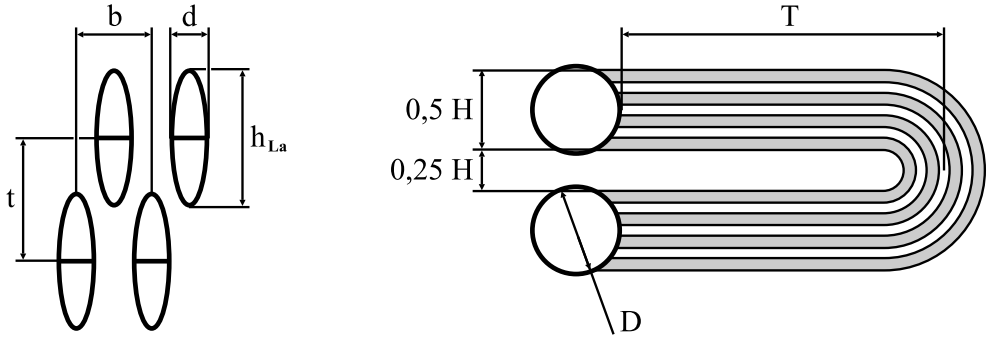

Abbildung 4.5: Anordnung der Zwischenkühlerlanzetten und Abmessungen der Matrix.

gleichmäßig über den Umfang verteilt angebracht. Da der Durchmesser an der Ein-

baustelle und damit auch der Umfang begrenzt ist, ist auch die Breite der einzelnen Zwischenkühlerelemente begrenzt. Die maximale Breite der Zwischenkühler wird mit Hilfe einer maßstabsgetreuen Zeichnung des Triebwerks V2500 ermittelt [61]. Da der Luftdurchsatz durch das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk dem des Triebwerkes V2500 entspricht, können hier die Abmessungen des V2500 zur Dimensionierung herangezogen werden. Für identische Abmessungen der Zwischenkühlerlanzetten im Vergleich mit den Wärmetauscherlanzetten ergeben sich mit der Begrenzung der Breite Probleme mit einer zu kleinen durchströmten Fläche der Lanzetten und damit einer zu großen Durchströmgeschwindigkeit. Um die Durchströmgeschwindigkeit zu reduzieren und dennoch die Gesamthöhe der Zwischenkühler nicht zu groß werden zu lassen, wird die Lanzettenhöhe auf $h_{\mathrm{La}} = 15$ mm festgelegt. Die restlichen Abmessungen ergeben sich abhängig von der Lanzettenhöhe nach [34]. Die Abmessungen und Anordnung der Lanzetten und die Abmessungen der Zwischenkühlermatrix sind in Tab. 4.10 zusammengestellt.

Lanzetten		Zwischenkühler
Abmessungen	Anordnung	Abmessungen
$h_{\mathrm{La}} = 15{,}00$ mm	$t = 13{,}80$ mm	$H = 195{,}6$ mm
$d = 3{,}90$ mm	$b = 6{,}75$ mm	$D = 100{,}0$ mm
$s = 0{,}10$ mm	$z = 466$	$B = 449{,}4$ mm
$A_{\mathrm{i}} = 42{,}64$ mm^2		
$d_{\mathrm{h,i}} = 5{,}34$ mm		
$d_{\mathrm{h,a}} = 5{,}65$ mm		

Tabelle 4.10: Abmessungen und Anordnung der einzelnen Lanzetten sowie Abmessungen des Zwischenkühlers.

Auslegungsrechnung

Die gesamte Auslegungsrechnung der Zwischenkühler ist analog zur Berechnung der Abgaswärmetauscher. Aus diesem Grund werden im Folgenden keine ausführlichen Rechnungen dokumentiert, sondern die Ergebnisse direkt präsentiert. Die Länge der Lanzetten und damit die wärmeübertragende Fläche ist für den Zwischenkühler nicht bekannt. Beide Größen werden über die Forderung, dass der Austauschgrad im Auslegungspunkt $\Phi = 0,65$ beträgt, ermittelt. Die Randbedingungen im Auslegungspunkt und die zugehörigen Stoffwerte sind in Tab. B.1 zusammengestellt. Um die Forderung eines Ausauschgrades von 0,65 mit den vorliegenden Randbedingungen zu erfüllen, ergibt sich nach [42] für den hier verwendeten Kreuzstromwärmetauscher mit zwei Durchgängen die Forderung, dass das Produkt aus Wärmedurchgangszahl

und wärmeübertragender Fläche

$$k \cdot A = 2210 \, \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{K\,s}} \tag{4.16}$$

ist. Unter Verwendung dieser Größe wird nach bekanntem Rechenweg die wärmeübertragende Fläche und damit die Länge der Lanzetten bestimmt. In Tab. 4.11 sind die Ergebnisse zusammengefasst.

			Heißseite	Kaltseite
Dichte	ρ	[kg/m^3]	1,996	0,601
Geschwindigkeit	v	[m/s]	45,4	50,0
Reynoldszahl	Re	[-]	21436	24843
Colburn-Faktor	j	[-]	0,0034	0,0063
Nusseltzahl	Nu	[-]	65,6	138,9
Wärmeübergangszahl	α	[W/(m^{2}K)]	406,5	236,4
Wärmeleitfähigkeit des Metalls	λ_M	[W/(m K)]	6,60	
Wärmedurchgangszahl	k	[W/(m^{2}K)]	154,4	
wärmeübertragende Fläche	A	[m^2]	14,3	
Lanzettenlänge	l	[m]	0,94	
Zwischenkühlertiefe	T	[m]	0,39	
Gesamttiefe	$T + D$	[m]	0,54	

Tabelle 4.11: Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Auslegung des Zwischenkühlers.

Gewichtsabschätzung

Die Gewichtsabschätzung erfolgt ebenfalls analog zur Gewichtsabschätzung der Abgaswärmetauscher. In Abb. 4.4 ist zu erkennen, dass in der Zielanwendung 8 Zwischenkühler verwendet werden. Die Rohrleitungen zur Luftversorgung und zur Befestigung sind kürzer als die für die Abgaswärmetauscher. In der vorliegenden Arbeit wird davon ausgegangen, dass die Versorgungsleitungen $l = 250\,\mathrm{mm}$ lang sind und einen Durchmesser von $D = 100\,\mathrm{mm}$ haben. Da die Versorgungsleitungen im Vergleich zu den Leitungen des Abgaswärmetauschers geringeren Druckbelastungen ausgesetzt sind, kann eine Wandstärke von $s = 1,5\,\mathrm{mm}$ gewählt werden. Der Temperaturbereich, dem der Zwischenkühler ausgesetzt ist, ist im Vergleich zum Abgaswärmetauscher geringer. Daher kann der Zwischenkühler aus einer Titanlegierung gefertigt werden. Dieses Material ist leichter als der Werkstoff *INCONEL*. Nach [53] hat die Titanlegierung *Ti-6Al-4V* eine Dichte von $\rho_\mathrm{M} = 4439\,\mathrm{kg/m^3}$. Die Gesamtmasse der Zwischenkühler setzt sich aus 8 Zwischenkühlern und den zugehörigen 8

Zufuhr- und 8 Abfuhrleitungen zusammen. Damit sind sämtliche Abmessungen der Zwischenkühler und der Rohrleitungen bekannt und die Massen können berechnet werden. In Tab. 4.12 sind die Ergebnisse zusammengestellt.

Masse eines Zwischenkühlers	8,3 kg
Masse aller Zwischenkühler	66,4 kg
Masse aller Rohrleitungen	6,8 kg
Gesamtmasse	73,2 kg

Tabelle 4.12: Massen der Zwischenkühler, der Rohrleitungen und die sich ergebende Gesamtmasse.

Festigkeitsnachweis

Für den Festigkeitsnachweis werden die größten Belastungen auf die Zwischenkühler verwendet. Diese, beim Flugzeugstart auftretenden Belastungen, sind in Tab. B.2 aufgeführt. Es wird der Nachweis geführt, das die Lanzetten sowie die Rohrleitungen dem inneren Überdruck standhalten. Für die Lanzetten werden zusätzlich die Kräfte, die durch die Außenströmung verursacht werden, berücksichtigt. Nach dem Berechnen der Kräfte werden die auftretenden Spannungen in den Lanzetten ermittelt und mit den maximal zulässigen Spannung verglichen. Die Ergebnisse sind in Tab. B.3 - B.5 gezeigt. Diese Festigkeitsberechnung zeigt ebenfalls, dass sämtliche Anschlussrohre sowie die Lanzetten den Belastungen auf Grund des inneren Überdrucks und den Strömungskräften standhalten.

4.1.3 Zusammenfassung

Es wurden zwei Wärmetauscher, ein Zwischenkühler und ein Abgaswärmetauscher, für den Einsatz in einem rekuperativen Triebwerk ausgelegt. Die thermischen Randbedingungen und der geforderte Austauschgrad sind aus der Auslegungsrechnung in Kap. 3 bekannt. Die Festigkeit gegenüber den auftretenden Drücken, Temperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten wurde in der Auslegung berücksichtigt. Die Rechnungen haben ergeben, dass die Wärmetauscher und die zugehörigen Rohrleitungen sämtlichen Belastungen mit ausreichenden Sicherheitsfaktoren standhalten. In Tab. 4.13 sind die geforderten Austauschgrade sowie die sich ergebenden Massen nochmals zusammengefasst.

			Zwischenkühler	Abgaswärmetauscher
Austauschgrad	Φ	[-]	0,65	0,75
Masse	M	[kg]	73,2	342,5
Gesamtmasse	M_{ges}	[kg]	415,7	

Tabelle 4.13: Zusammenfassung der geforderten Austauschgrade sowie der Gesamtmassen der Wärmetauscherpakete.

4.2 Höhenprüfstand Stuttgart

Im Höhenprüfstand können Turboflugtriebwerke und deren Komponenten unter Höhenbedingungen betrieben und untersucht werden. Die hierfür benötigten Randbedingungen, wie den Totaldruck $p_{t,1}$ und die Totaltemperatur $T_{t,1}$ am Triebwerkseintritt sowie den Umgebungsdruck p_0 nach dem Triebwerk, werden mit Hilfe des Prüfstandes erzeugt. Mit diesen drei Parametern wird der gewünschte Flugzustand beschrieben. Die genannten drei Werte ergeben sich aus den Umgebungsbedingungen und der Flugmachzahl. Zur Ermittlung des Eintrittsdruckes wird gegebenenfalls der Einlaufdruckverlust berücksichtigt. Der Aufbau und die Funktionsweise des Höhenprüfstandes sind den internen Berichten [10], [11], [12] und [46] entnommen.

Einlaufstrecke

In Abb. 4.6 ist der schematische Aufbau eines Teils des Höhenprüfstandes am Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart gezeigt. Der Prüfstand verfügt über insgesamt fünf Verdichter, die wahlweise in Reihe oder parallel betrieben werden können. Nach Bedarf können diese Verdichter in der Einlauf-, in der Abgasstrecke oder in gemischter Konfiguration eingesetzt werden. Vereinfachend ist in Abb. 4.6 jeweils ein Verdichter in der Einlaufstrecke und ein Verdichter in der Abgasstrecke gezeigt. Die Luft wird über Schalldämpfer aus der Atmosphäre angesaugt und strömt, abhängig vom gewünschten Eintrittszustand, auf unterschiedlichen Wegen zur Prüfzelle. Solange der geforderte Eintrittsdruck $p_{t,1}$ hinreichend niedriger als der Atmosphärendruck ist, lässt sich der Druck über Drosseln einstellen. Zum Erreichen höherer Drücke wird die Eintrittsluft von den für Staubetrieb geschalteten Verdichtern angesaugt und auf den geforderten Druck verdichtet.
Wenn Stautemperaturen niedriger als Umgebungstemperatur benötigt werden, wird die Temperatur zunächst durch einen mit Kühlsohle beschickten Luftkühler herabgesetzt. Nach dem Luftkühler besteht die Möglichkeit, die Luft zur weiteren Temperaturabsenkung über Kühlturbinen zu entspannen und zum Triebwerk zu leiten. Sofern hohe Temperaturen vor dem Triebwerk verlangt werden, kann über einen

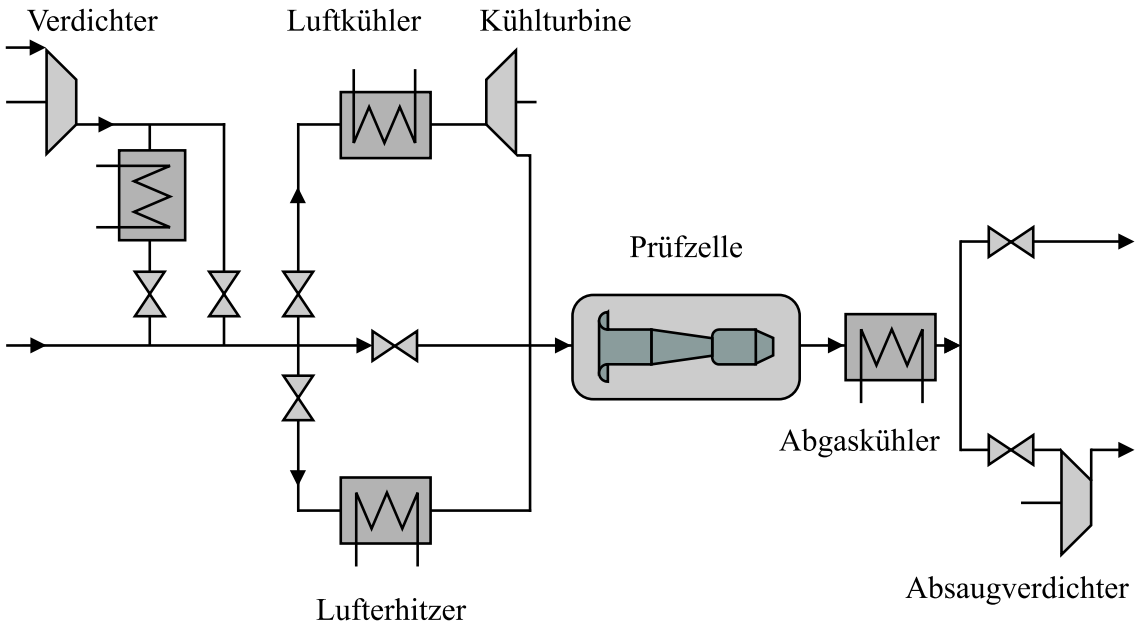

Abbildung 4.6: Schematischer Aufbau des Höhenprüfstandes am Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart.

mit heißem Dampf beschickten Lufterhitzer die Eintrittstemperatur erhöht werden. Bevor die Luft dem Triebwerk zugeführt wird, werden in einem in Abb. 4.6 nicht gezeigten Zyklonabscheider eventuell enthaltene Fremdteilchen entfernt.

Abgasstrecke

Nach dem Triebwerk wird im ersten Heißgaskühler das Abgas abgekühlt. Im Saugbetrieb kann zusätzlich die Temperatur der Abgase in einem zweiten Abgaskühler auf eine für die anschließenden Verdichter erträgliche Temperatur gesenkt werden. Nach dem zweiten Abgaskühler können die für den Saugbetrieb vorgesehenen Verdichter die Triebwerksabgase absaugen und den gewünschten Druck p_0 in der Prüfzelle nach dem Triebwerk einstellen. Schließlich gelangt das Abgas über einen Kamin mit Schalldämpfern in die Atmosphäre. Bei entsprechend hohen Drücken p_0 nach dem Triebwerk kann das Abgas nach dem ersten Heißgaskühler auch direkt zum Kamin geleitet werden.

4.3 Versuchsaufbau des Demonstrators CLEAN

Ein Teilprojekt des fünften Rahmenprogramms der Europäischen Union mit dem Namen EEFAE (Efficient and Environmentally Friendly Aero-Engine) ist das

CLEAN Programm (Component VaLidator for Environmentallyfriendly Aero-ENgine). Die fünf Hauptpartner in diesem Forschungsvorhaben sind die Firmen Snecma Moteurs, Avio, Volvo Aero Corporation, Eldim und MTU Aero Engines. Neben anderen Testzielen, liegt ein Augenmerk bei dem Technologiedemonstrator auf dem Nachweis der Einsetzbarkeit von Abgaswärmetauschern in Turboflugtriebwerken. Ein Schnittbild des Technolgiedemonstrators CLEAN ist in Abb. 4.7 gezeigt. Zu erkennen sind die zwei vorgesehenen Einbauvarianten des zu vermessenden Wärmetauschermoduls im Abgaskanal nach der Niederdruckturbine. Der Wärmetauscher

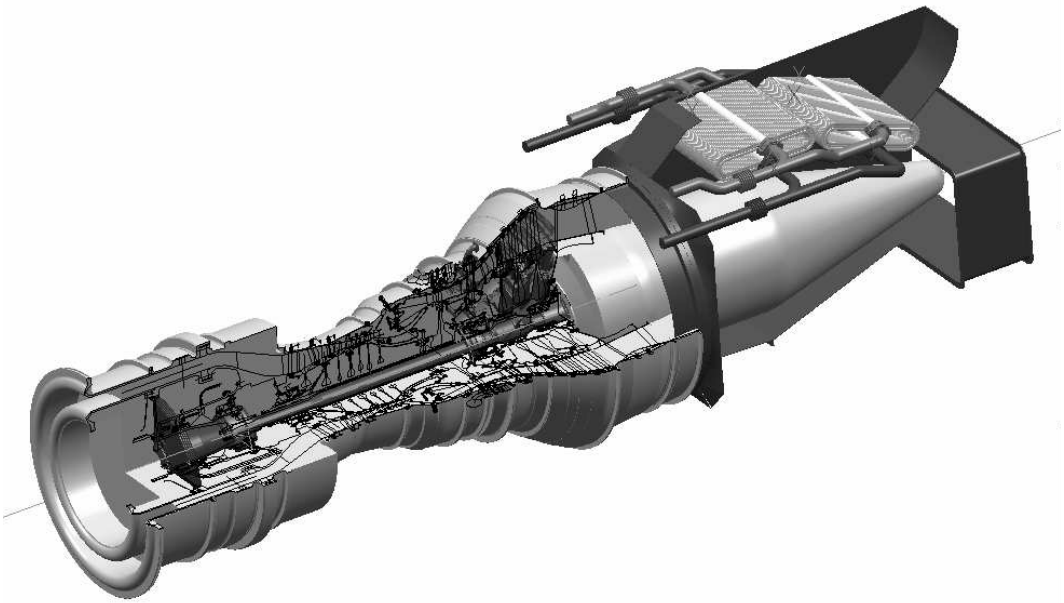

Abbildung 4.7: Schnittbild des Technologiedemonstrators CLEAN [13].

ist im Rahmen des CLEAN Programms nicht komplett in den thermodynamischen Triebwerksprozess eingebunden. Wie auch in der Zielanwendung geplant, wird zwar der Wärmetauscher heißgasseitig vom Austrittsmassenstrom der Niederdruckturbine durchströmt. Die Kaltgasseite ist jedoch nicht zwischen dem Hochdruckverdichter und der Brennkammer geschaltet, sondern an zusätzliche Prüfstandsverdichter angeschlossen [33]. Diese Entkoppelung der Kaltgasseite des Wärmetauschers vom Triebwerksprozess erlaubt eine größere Bandbreite an Luftdurchsätzen bei gleichzeitig konstanten Gasdurchsätzen. Die Leistungsfähigkeit des Wärmetauschers kann somit über einen weiten Betriebsbereich vermessen werden. Der schematische Versuchsaufbau zur Vermessung des Wärmetauschers ist in Abb. 4.8 gezeigt. Die gewünschten heißgasseitigen Eintrittsbedingungen in den Wärmetauscher werden über die Hochdruckkomponenten und die Niederdruckturbine bereitgestellt. Der heißgasseitige Durchsatz wird über die verstellbare Kernströmdüse (1) und die drehbare Drosselklappe (2) hinter dem Wärmetauscher eingestellt. Der Austrittsmassenstrom aus

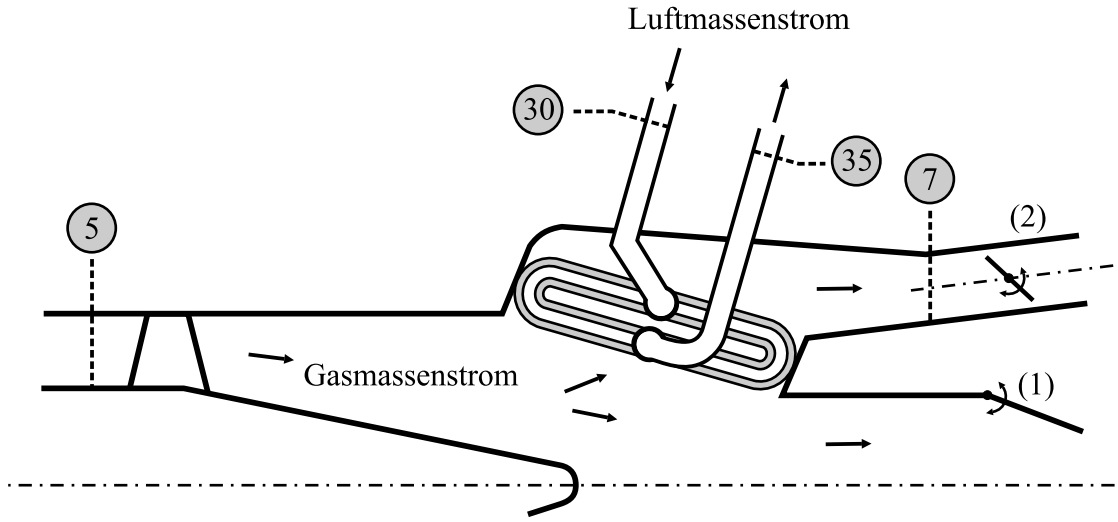

Abbildung 4.8: Schematischer Versuchsaufbau und Messebenen zur Vermessung des Wärmetauschers.

der Niederdruckturbine (Ebene 5) wird aufgeteilt und strömt zum Teil durch den Wärmetauscher (Ebene 7). Der restliche Teil des Gasmassenstromes wird durch die Kernstromdüse geleitet. Die bezifferten und grau hinterlegten Stationen in Abb. 4.8 entsprechen den Messebenen während des Versuchs. In sämtlichen Messebenen werden die Totaltemperaturen und -drücke aufgenommen. Die statischen Gegendrücke nach der Kernstromdüse (1), der Drosselklappe (2) und am Austritt der Luftseite des Wärmetauschers (Ebene 35) werden ebenfalls gemessen.
Ziel der Versuche ist es, den Wärmetauscher über einen großen Betriebsbereich zu vermessen. Dies wird durch eine Variation der Heiß- und Kaltgasmassenströme sowie durch eine Variation der jeweiligen Eintrittsdrücke und -temperaturen realisiert.
In Abb. 4.7 ist zu erkennen, dass zwei unterschiedliche Einbaumöglichkeiten der Wärmetauscher existieren. Im durchgeführten Versuch wird nur die schräge Einbauvariante, wie sie in Abb. 4.8 skizziert ist, vermessen. Die erhaltenen Messergebnisse werden dazu verwendet, das in Kap. 3 hergeleitete Wärmetauscherkennfeld zu validieren und gegebenenfalls zu kalibrieren.

4.4 Kalibrierung des Wärmetauscherkennfeldes

Der Betriebspunkt des Wärmetauschers ist zum einen durch die Temperaturen am Ein- und Austritt des Wärmetauschers definiert und zum anderen durch die jeweiligen Durchsätze. Für die Berechnung des Austauschgrades des Wärmetauschers

- $(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min} = (\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{L} \quad \Rightarrow \quad \Phi = \frac{T_\mathrm{L,aus} - T_\mathrm{L,ein}}{T_\mathrm{G,ein} - T_\mathrm{L,ein}}$,

- $(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min} = (\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{G} \quad \Rightarrow \quad \Phi = \frac{T_\mathrm{G,ein} - T_\mathrm{G,aus}}{T_\mathrm{G,ein} - T_\mathrm{L,ein}}$

werden die Ein- und Austrittstemperaturen der Kalt- und Heißgasseite benötigt. Unter der Annahme, dass zum Zeitpunkt der Messaufnahme das System im thermischen Gleichgewicht ist, kann davon ausgegangen werden, dass die Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher der Temperatur T_5 entspricht. Der Durchsatz auf der Heißgasseite wird über die Stellung der Drosselklappe (2) bestimmt. Für die Drosselklappe (2) ist der Verlauf der Kontraktionszahl ψ abhängig von der Klappenstellung bekannt. Mit gemessenem Druck $p_{\mathrm{t},7}$, bekannter Drosselklappenstellung und gemessenem statischen Gegendruck, wird der Heißgasdurchsatz $\dot{m}_7$ berechnet [83]. Der Kaltgasdurchsatz $\dot{m}_{35}$ kann nicht mit diesem einfachen Zusammenhang ausgewertet werden, da der statische Druck in der Ebene 35 nicht bekannt ist. Nach der Ebene 35 strömt der Kaltgasmassenstrom durch ein Rohrleitungssystem in einen angeschlossenen Schalldämpfer und anschließend in die Umgebung. Diese Druckverluststrecke kann mit dem Dampfkegelgesetz [84] beschrieben und ausgewertet werden. Die benötigten Gleichungen zur Berechnung der Durchsätze auf der Kalt- und Heißgasseite werden im Zusammenhang mit der Fehlerrechnung im Abschnitt 4.5 hergeleitet und beschrieben.
Mit Hilfe der berechneten Durchsätze und der gemessenen Temperaturen kann aus dem in Kap. 3 hergeleiteten Kennfeld der zu erwartende Austauschgrad abgelesen werden. Der vorhergesagte Austauschgrad aus dem Kennfeld wird mit dem gemessenen Austauschgrad verglichen und zur Validierung des Kennfeldes herangezogen. In Abb. 4.9 ist der Vergleich der im Versuch ermittelten und der vorhergesagten Austauschgrade gezeigt. Zu erkennen ist, dass die Austauschgrade des Wärmetauschers mit dem bestehenden Kennfeld mit einer Zuverlässigkeit von $\pm 5\%$ vorhergesagt werden können. Die Schwankungsbreite zwischen Vorhersage und Messung kann außer der Aufnahme von fehlerhaften Messwerten noch andere Gründe haben:

- Die Annahme, dass sich das System im thermischen Gleichgewicht befindet, kann für einige Messpunkte nicht zutreffen.

- Die zuverlässige Berechnung der Wärmedurchgangszahl k ist speziell für elliptische Rohre nicht möglich.

Diese Fehlereinflüsse werden in einer folgenden Fehlerabschätzung berücksichtigt. Die Positionen der Messpunkte innerhalb des Wärmetauscherkennfeldes sind in Abb. 4.10 gezeigt.

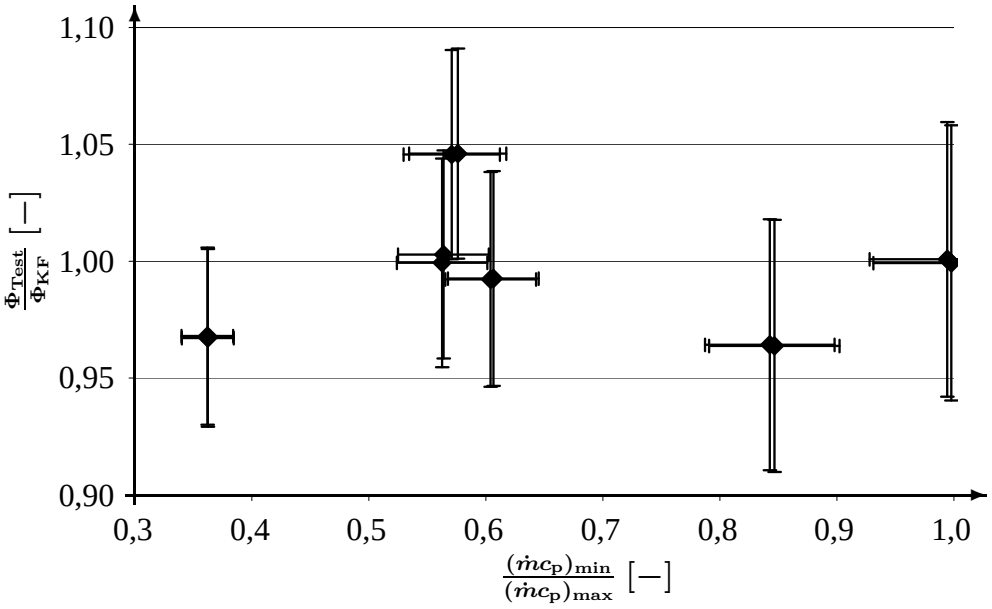

Abbildung 4.9: Verhältnis von gemessenem zu vorhergesagtem Austauschgrad mit zugehörigen Fehlerbalken.

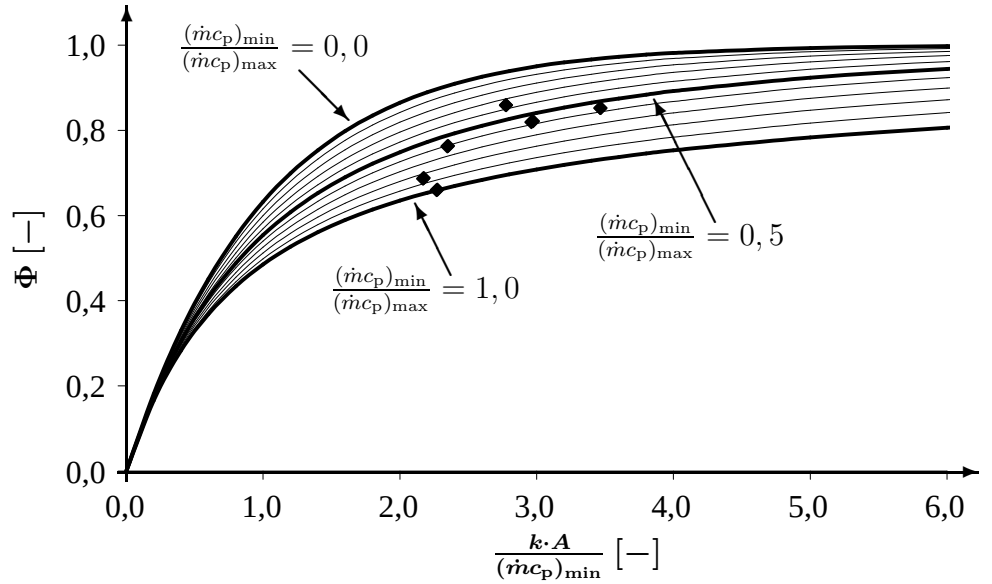

Abbildung 4.10: Austauschgrad Φ des vermessenen Kreuzstromwärmetauschers mit zwei Durchgängen und eingetragenen Messwerten.

4.5 Verwendete Gleichungen und Fehlerrechnung

Die Temperaturen und Drücke werden mit der Messgenauigkeit der eingesetzten Messsonden aufgenommen. Für die Erfassung der Ebenengrößen werden mehrere

Messwertaufnehmer verwendet. Aus diesen Messgrößen wird ein geeigneter Mittelwert berechnet. Die Messgenauigkeit setzt sich somit aus zwei Komponenten zusammen. Zum einen aus der Genauigkeit der eingesetzten Instrumentierung und zum anderen aus dem Berechnen des Mittelwertes aus den lokalen Messgrößen [4]. Die Messgenauigkeit, mit der Drücke und Temperaturen in einer Gasturbine gemessen werden können, sind [4] entnommen und in Tab. 4.14 zusammengestellt. Da diese

$T_{\mathrm{L,ein}}$	270 - 700 K	± 2 K
$T_{\mathrm{L,aus}}$	270 - 1100 K	± 2 K
$p_{\mathrm{L,aus}}$	0 - 2500 kPa	$\pm 2,5$ kPa
$T_{\mathrm{G,ein}}$	270 - 1100 K	± 2 K
$T_{\mathrm{G,aus}}$	270 - 1000 K	± 2 K
$p_{\mathrm{G,aus}}$	0 - 300 kPa	$\pm 0,3$ kPa

Tabelle 4.14: Messgenauigkeiten der eingesetzten Instrumentierung in den jeweiligen Ebenen [4].

fehlerbehafteten Messgrößen in der weiteren Berechnung verwendet werden, pflanzt sich auch der Messfehler weiter fort. Im Folgenden wird diese Fehlerfortpflanzung abgeschätzt.

Fehler des berechneten Austauschgrades

Der Austauschgrad des Wärmetauschers wird mit den gemessenen Temperaturen vor und nach dem Wärmetauscher berechnet. Die Berechnungsvorschrift für den Austauschgrad lautet

$$\Phi = \frac{T_{\mathrm{L,aus}} - T_{\mathrm{L,ein}}}{T_{\mathrm{G,ein}} - T_{\mathrm{L,ein}}}, \qquad \text{falls} \quad (\dot{m}c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{min}} = (\dot{m}c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{L}} \tag{4.17}$$

oder

$$\Phi = \frac{T_{\mathrm{G,ein}} - T_{\mathrm{G,aus}}}{T_{\mathrm{G,ein}} - T_{\mathrm{L,ein}}}, \qquad \text{falls} \quad (\dot{m}c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{min}} = (\dot{m}c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{G}}. \tag{4.18}$$

Für die Berechnungsvorschrift Gl. (4.17) ergibt sich die Gleichung zur Berechnung des auftretenden Messfehlers zu

$$\Delta\Phi = \sqrt{\left(\frac{\partial\Phi}{\partial T_{\mathrm{G,ein}}}\,\Delta T_{\mathrm{G,ein}}\right)^2 + \left(\frac{\partial\Phi}{\partial T_{\mathrm{G,aus}}}\,\Delta T_{\mathrm{G,aus}}\right)^2 + \left(\frac{\partial\Phi}{\partial T_{\mathrm{L,ein}}}\,\Delta T_{\mathrm{L,ein}}\right)^2}. \tag{4.19}$$

Gl. (4.19) basiert auf dem linearen Anteil der Taylor-Entwicklung von Gl. (4.18) [14]. Durch Bildung der partiellen Ableitungen nach sämtlichen Messgrößen kann der Fehlerbereich abgeschätzt werden. Die Werte $\Delta T_{\mathrm{G,ein}}$, $\Delta T_{\mathrm{G,aus}}$ und $\Delta T_{\mathrm{L,ein}}$ stehen

für Messungenauigkeiten aus Tab. 4.14. Die Berechnung des Messfehlers basierend auf Gl. (4.18) funktioniert analog dazu. Nach dieser Fehlerabschätzung ergibt sich für die Berechnung des Austauschgrades mit Hilfe der gemessenen Temperaturen ein Fehler von

$$\left|\frac{\Phi_{\mathrm{Test}} - \Phi_{\mathrm{Echt}}}{\Phi_{\mathrm{Test}}}\right| < 0,8\,\%. \tag{4.20}$$

Berechnung des Durchsatzes der Heißgasseite

In der Berechnung des Durchsatzes durch die Heißgasseite werden die Fälle kritischer und unterkritischer Durchströmung unterschieden.

Fall 1: Unterkritische Strömung

Im unterkritischen Fall ist der Druck im engsten Querschnitt gleich dem statischen Gegendruck. Damit kann die statische Temperatur im engsten Querschnitt mit der Isentropengleichung

$$\frac{p_{\mathrm{t}}}{p_{\mathrm{s}}} = \left(\frac{T_{\mathrm{t}}}{T_{\mathrm{s}}}\right)^{\frac{c_{\mathrm{p}}}{R}} \tag{4.21}$$

berechnet werden.

Fall 2: Kritische Strömung

Im kritischen und überkritischen Fall ist das Verhältnis zwischen Totaltemperatur und statischer Temperatur im engsten Querschnitt

$$\frac{T_{\mathrm{t}}}{T_{\mathrm{s}}} = \frac{c_{\mathrm{p}} - \frac{R}{2}}{c_{\mathrm{p}} - R} \tag{4.22}$$

und damit nur eine Funktion der spezifischen Wärmekapazität und der spezifischen Gaskonstante. Der statische Druck im engsten Querschnitt wird in diesem Fall mit Gl. (4.21) und der statischen Temperatur aus Gl. (4.22) berechnet.

Der Durchsatz durch eine gegebene Fläche beträgt

$$\dot{m} = \frac{p_{\mathrm{s}} \cdot A_{\mathrm{eff}} \cdot v}{R \cdot T_{\mathrm{s}}}. \tag{4.23}$$

Die effektive Strömungsfläche kann durch die geometrische Fläche und der Kontraktionszahl ψ ersetzt werden. Der Verlauf der Kontraktionszahl wurde vom Hersteller der Drossel mitgeliefert und zusätzlich von der MTU Aero Engines GmbH kalibriert.

Die Strömungsgeschwindigkeit wird über die Totaltemperatur und die statische Temperatur berechnet. Damit lässt sich Gl. (4.23) in die Berechnungsvorschrift

$$\dot{m} = \frac{p_\mathrm{s} \cdot A \cdot \psi \cdot \sqrt{2 \cdot c_\mathrm{p} \cdot (T_\mathrm{t} - T_\mathrm{s})}}{R \cdot T_\mathrm{s}} \tag{4.24}$$

überführen. Durch Bildung der partiellen Ableitungen nach allen Messgrößen kann auch hier, analog zur Fehlerberechnung des Austauschgrades, der Fehler der Durchsatzberechnung ermittelt werden. Nach der Abschätzung des Fehlers für die Durchsatzberechnung ergibt sich für den Heißgasdurchsatz ein Fehler von

$$\left| \frac{\dot{m}_\mathrm{G,Test} - \dot{m}_\mathrm{G,Echt}}{\dot{m}_\mathrm{G,Test}} \right| < 5\,\%. \tag{4.25}$$

Berechnung des Durchsatzes der Kaltgasseite

Die Kaltgasseite des Wärmetauschers kann nicht analog zur Heißgasseite behandelt werden. Im Gegensatz zur Heißgasseite strömt die Luft auf der Kaltgasseite durch eine lange Druckverluststrecke bestehend aus geraden Rohrleitungen, Krümmern und einem Endschalldämpfer. Diese Rohrleitung kann mit dem Dampfkegelgesetz [84] beschrieben werden. Voraussetzung zur Anwendung des Dampfkegelgesetzes sind

- annähernd inkompressible Zustandänderungen,
- kleine Stufendruckverhältnisse und
- hohes Expansionsverhältnis.

Für die vorliegende Rohrleitung und dem anschließenden Schalldämpfer treffen diese Annahmen mit guter Näherung zu. Über die vielen einzelnen Rohrleitungsabschnitte und dem Schalldämpfer liegen jeweils kleine Druckverhältnisse an und die Strömungsgeschwindigkeiten liegen für alle gemessenen Betriebspunkte im inkompressiblen Bereich. Die Gleichung zur Ermittlung des Durchsatzes lautet nach [84]

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1} = \sqrt{\frac{n}{(n+1) \cdot R \cdot C}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}} \tag{4.26}$$

oder umgeformt

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1} = const. \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}}. \tag{4.27}$$

Für den Polytropenexponent n wird hier der Isentropenexponent κ verwendet und die Konstante C wird mit Hilfe von Referenzmessungen ermittelt. Durch Bildung der

partiellen Ableitungen kann auch hier, analog zur Fehlerberechnung des Austauschgrades, der Fehler der Durchsatzberechnung auf der Kaltgasseite ermittelt werden. Nach der Abschätzung des Fehlers für die Durchsatzberechnung ergibt sich für den Kaltluftdurchsatz ein Fehler von

$$\left| \frac{\dot{m}_{\mathrm{L,Test}} - \dot{m}_{\mathrm{L,Echt}}}{\dot{m}_{\mathrm{L,Test}}} \right| < 6\,\%. \tag{4.28}$$

Durch den Fehler in den Durchsätzen $\dot{m}_{\mathrm{L}}$ und $\dot{m}_{\mathrm{G}}$ ergeben sich auch Fehler in den Größen $\frac{k \cdot A}{(\dot{m} c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{min}}}$ und $\frac{(\dot{m} c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{min}}}{(\dot{m} c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{max}}}$. Anhand dieser Parameter wird der Austauschgrad des Wärmetauschers aus dem Kennfeld ausgelesen. Die Auslesegenauigkeit, die sich dadurch für den Austauschgrad ergibt, liegt innerhalb von $\pm 6,5\,\%$.

4.6 Druckverluste der Wärmetauscher

In Abb. 4.8 ist zu erkennen, dass der Druckverlust über den Wärmetauscher mit den gemessenen Drücken nicht zufriedenstellend bestimmt werden kann, da sich die Messebene 5 zu weit stromauf des Wärmetauschers befindet. Zwischen der Messebene 5 und dem Wärmetauscher befindet sich eine, in einigen Betriebspunkten kritisch umströmte, Leitschaufelreihe und ein Diffusor bis zum Eintritt in den Wärmetauscher. Die dabei enstehenden Totaldruckverluste, besonders in der kritisch umströmten Leitschaufelreihe, können nicht vernachlässigt werden. Ähnlich verhält es sich mit der Messebene 7 nach dem Wärmetauscher. Eine Messung in dieser Ebene beinhaltet den Druckverlust der konstruktionsbedingten Strömungsumlenkung sowie Beschleunigung bis zur Ebene 7. Eine Verwendung der Messebenen 5 und 7 gibt somit den Druckverlust über den Wärmetauscher nicht zufriedenstellend wieder.

Nach [34] kann der Druckverlust über den Wärmetauscher mit der Gleichung

$$\left(\frac{\Delta p}{p} \right)_{\mathrm{G}} = f_{\mathrm{G}} \cdot \frac{4 \cdot h_{\mathrm{La}} \cdot z}{d_{\mathrm{H}}} \cdot \frac{1}{2R} \left(\frac{v}{\sqrt{T}} \right)^2_{\mathrm{G}} \tag{4.29}$$

berechnet werden. Die in Gl. (4.29) verwendeten Geometriegrößen sind in den Abb. 4.2 und 4.5 dargestellt. Der Fanning-Faktor f_{G} ist von der Form der Profile abhängig und muss experimentell bestimmt werden. In [34] ist der experimentell bestimmte Fanning-Faktor für die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Profile zu finden.
Die identische Wärmetauschergeometrie, wie sie auch in dieser Arbeit verwendet wird, wird auch in [58] experimentell untersucht und diskutiert. Die Versuchsergebnisse decken sich mit den berechneten Druckverlusten nach Gl. (4.29). Für den

Auslegungsfall des Wärmetauschers ergibt sich ein Druckverlust der Heißgasseite im Reiseflug von

$$\frac{\Delta p}{p} = 7,0\,\%. \tag{4.30}$$

Die Druckverlustmodellierung nach [34] (Gl. (4.29)) wird in den in dieser Arbeit verwendeten Triebwerksmodellen verwendet. Die Druckverlustberechnung des Zwischenkühlers wird ebenfalls mit Gl. (4.29) durchgeführt, wobei der zugehörige Fanning-Faktor zur Berechnung verwendet wird.

Kapitel 5

Thermodynamische Bewertung des rekuperativen Triebwerkes

Um das rekuperative Triebwerk richtig bewerten zu können, wird es nicht nur in einem Betriebspunkt sondern über eine gesamte Flugmission hinweg untersucht. Dafür wird eine typische Mittelstreckenmission vorgestellt. Als Referenz dient das Flugzeug A320 der Firma Airbus. Das Verhalten des Referenztriebwerkes und des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes über der Mission werden berechnet und diskutiert.

5.1 Mission eines Mittelstreckenflugzeuges

Jede Flugmission besteht aus den Phasen Start, Steigen, Reiseflug, Sinken und Landung. Die wichtigste Flugphase bezüglich Treibstoffverbrauch und Emissionen ist der Reiseflug, da sich das Flugzeug in dieser Phase am Längsten befindet.
Die Reichweite und die Missionsdaten des A320 sind aus [30] und [75] entnommen. Die Mission wird durch diskrete Betriebspunkte beschrieben. Kennzeichnend für die Missionspunkte sind Flughöhe, -machzahl, geforderter Schub, Temperaturabweichung ΔT_{ISA} und die Zeitdauer, wie lange das Triebwerk in diesem Punkt betrieben wird. Die Missionsdaten sind in Tab. C.1 zusammengestellt. Der Treibstoffverbrauch während einer Flugmission bewirkt, dass das Flugzeug im Laufe des Fluges leichter wird. In Tab. C.2 sind die spezifischen Treibstoffverbräuche der Missionspunkte und die damit verbundene Gewichtsabnahme des Flugzeuges gezeigt. Das Startgewicht des A320 beträgt 70 Tonnen [75].

Der Schubbedarf aus Tab. C.1 ist gültig für ein Startgewicht von 70 Tonnen und die in Tab. C.2 angegebene Gewichtsabnahme. Mit der Verwendung von zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken ändert sich die Gewichtsabnahme während

der Mission und der Schubbedarf muss angepasst werden. Der geforderte Schub der Triebwerke ist im stationären Flugfall gleich dem Widerstand [73], [92]. Dieser setzt sich aus sämtlichen Reibungswiderständen, dem auftriebsabhängigen Widerstand und im Steigflug zusätzlich aus der entgegen der Schubrichtung wirkenden Gewichtskraftkomponente zusammen. Die Fluggeschwindigkeit und damit sämtliche Reibungswiderstände sind in beiden betrachteten Fällen gleich. Unter der Annahme, dass der auftriebsabhängige Widerstand ebenfalls in beiden Fällen gleich ist, muss nur die unterschiedliche Gewichtskraft zur Berechnung der Schubanforderung berücksichtigt werden. Der Steigwinkel α lässt sich mit der überwundenen Höhendifferenz und der zurückgelegten Strecke mit

$$\sin\alpha = \frac{\Delta H}{\sqrt{\kappa\, R\, T}\cdot \mathrm{Ma}\cdot \Delta t} \tag{5.1}$$

berechnen. Der Anteil der Gewichtskraft, der der Schubkraft entgegen wirkt ist

$$G_\alpha = G\cdot \sin\alpha. \tag{5.2}$$

Der Mehrbedarf an Schub ΔF beim Einsatz eines zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes ergibt sich damit zu

$$\Delta F = (G_{\mathrm{Ref}} - G_{\mathrm{ZK,WT}})\cdot \sin\alpha. \tag{5.3}$$

Die Schubanforderung für die Missionspunkte mit dem Einsatz von zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken ist in Tab. C.3 zusammengestellt. In Tab. C.4 sind die spezifischen Treibstoffverbräuche der Missionspunkte und die damit verbundene Gewichtsabnahme des Flugzeuges gezeigt.
Zu erkennen ist, dass der unterschiedliche Gewichtsverlauf über der Mission keine wesentliche Anpassung des Schubbedarfes erfordert.

5.2 Treibstoffverbräuche und Emissionen

Die Treibstoffverbräuche für die einzelnen Flugphasen der gewählten Mittelstreckenmission sind in Tab. 5.1 dargestellt. Aus diesen Absolutverbräuchen wird ebenfalls deutlich, dass durch den Einsatz eines zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes im Vergleich zu einem konventionellem Triebwerk der Treibstoffbedarf deutlich reduziert werden kann. Aus den Ergebnissen der Missionsrechnungen wird ebenso deutlich, dass der Treibstoffverbrauch über einer Mission hauptsächlich vom Treibstoffverbrauch im Reiseflug abhängig ist und damit im Hinblick auf den Treibstoffverbrauch die Optimierung des Triebwerkes im Reiseflug von entscheidende Bedeutung ist. Etwa 90 % des Treibstoffes wird in diesem Flugabschnitt verbraucht.

		Referenz	ZK+WT	$\Delta\dot{m}_{\mathrm{BR}}$
$m_{\mathrm{BR,Start}}$	[kg]	36	35	-1
$m_{\mathrm{BR,Steigen}}$	[kg]	1387	1344	-43
$m_{\mathrm{BR,Reiseflug}}$	[kg]	17756	17046	-710
$m_{\mathrm{BR,Sinken}}$	[kg]	242	206	-34
$m_{\mathrm{BR,Landung}}$	[kg]	78	64	-14
$m_{\mathrm{BR,gesamt}}$	[kg]	19499	18697	-802

Tabelle 5.1: Zusammenstellung der Treibstoffverbräuche für die einzelnen Flugphasen der gewählten Mittelstreckenmission.

Ein weiteres Kriterium zur Beurteilung eines Triebwerkes ist die jeweilige Emissionsmenge. Im Gegensatz zur Optimierung bezüglich des Treibstoffverbrauches im Reiseflug, spielt für die Zulassung eines neuen Triebwerkes das Emissionsverhalten im Flughafenbereich eine maßgebende Rolle. Dafür wurde in den 1970er Jahren der LTO-Zyklus (Landing and Take Off) von der Internationalen Luftfahrtbehörde (ICAO) definiert und ist in Abb. 5.1 gezeigt [40]. Dieser Zyklus umfasst fünf Pha-

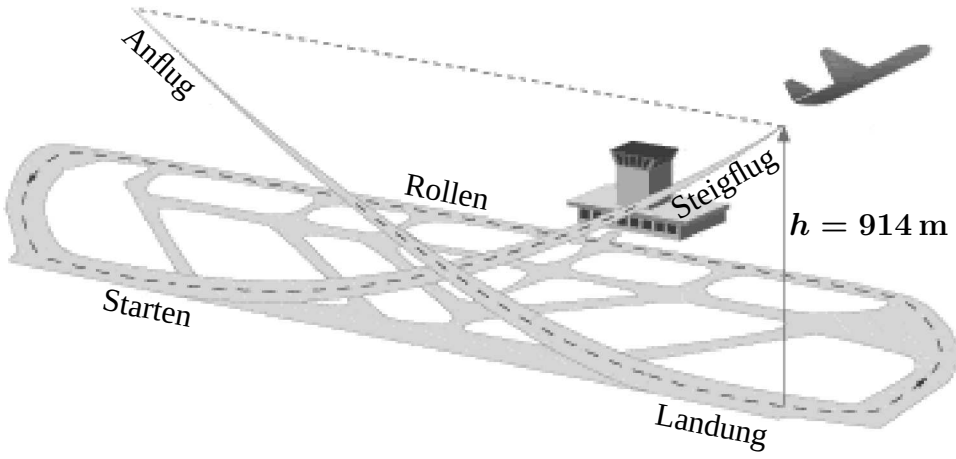

Abbildung 5.1: Graphische Darstellung des LTO-Zyklus nach [40].

sen, die sich über einen Zeitraum von insgesamt $t_{\mathrm{ges}} = 39,2\,\mathrm{min}$ erstrecken. Dabei werden nur Flugbewegungen im Flughafenbereich berücksichtigt. Sämtliche prozentualen Angaben des Schubes beziehen sich im Folgenden auf den Startschub in Meereshöhe. Der Zyklus beginnt mit dem Landeanflug und der Landung. Der Anflug startet bei einer Höhe von $h = 914\,\mathrm{m}$ ($h = 3000\,\mathrm{ft}$) mit 30 % des Startschubes und dauert $t = 240\,\mathrm{s}$. Anschließend folgt über eine Dauer von $t = 1560\,\mathrm{s}$ mit 7 % Schub das Rollen auf der Landebahn zur Abfertigung und zurück. Danach startet das Flugzeug innerhalb von $t = 42\,s$ mit einer Schubanforderung von 100 %. Der Zyklus en-

det mit dem Steigflug zur Ausgangshöhe mit einem Schub von 85 %. Für den letzten Flugabschnitt ist eine Dauer von $t = 132\,\mathrm{s}$ vorgesehen. Über diesen Zyklus sind die maximalen Schadstoffemissionen für unverbrannte Kohlenwasserstoffe (UHC), Kohlenmonoxid (CO) und Stickoxide (NO_x) von der ICAO beschränkt. Bei jeder Triebwerkszulassung ist ein entsprechender Nachweis zu erbringen, dass diese Grenzwerte nicht überschritten werden. Im Folgenden wird die Emission des toxischen Gases NO_x genauer untersucht. Die derzeit und zukünftig geltenden Grenzwerte für die NO_x-Emission sind in Abb. 5.2 gezeigt. Zum Vergleich sind die Emissionen derzeit im Betrieb befindlicher Triebwerke ebenfalls in dieser Abbildung zu sehen. Die ein-

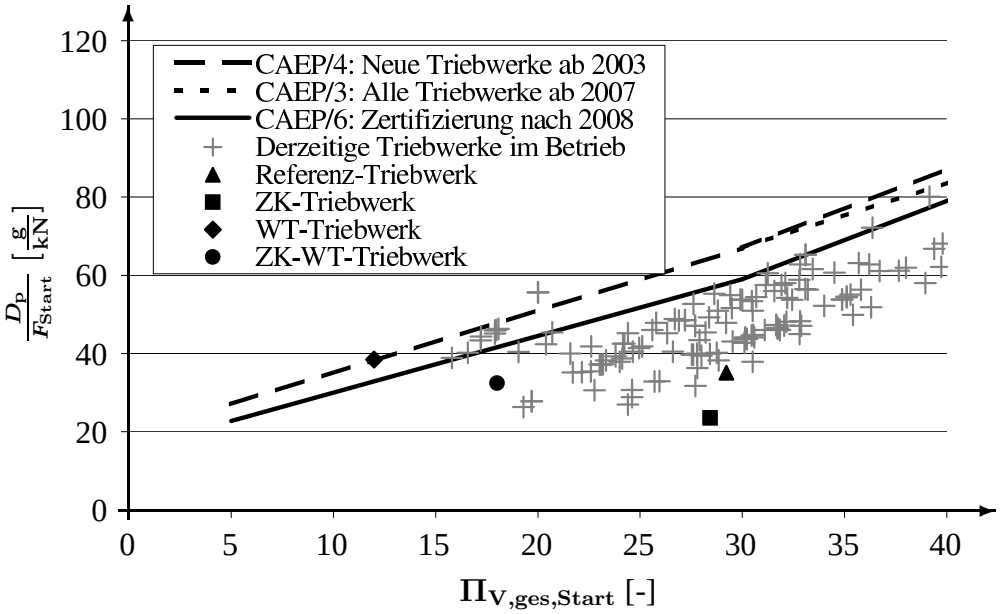

Abbildung 5.2: Darstellung der NO_x-Emissionen sämtlicher Triebwerkskonfigurationen während dem LTO-Zyklus sowie der Verlauf der ICAO-Grenzwerte [27].

getragenen Punkte stellen den NO_x-Ausstoß der jeweiligen Triebwerke bezogen auf den Startschub dar. Die gasförmigen Schadstoffe, die während des LTO-Zyklusses in den 5 Phasen emittiert werden, werden nach [34] mit der Gleichung

$$\frac{D_\mathrm{p}}{F_\mathrm{Start}} = \frac{\sum_{i=1}^{5} EI_i \cdot SFC_i \cdot F_i \cdot t_i}{F_\mathrm{Start}} \tag{5.4}$$

berechnet. Der Index i bezieht sich dabei auf die verschiedenen Flugphasen. Der Emissionsindex aus Gl. (5.4) wird mit

$$EI_{\mathrm{NO_x}} = 23\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{kg}} \cdot s_{\mathrm{NO_x}} \tag{5.5}$$

berechnet [48]. Die empirische Gl. (5.5) beschreibt die Berechnung des Emissionsindex für eine fortschrittliche, gestufte Brennkammer [48]. Die Bewertungsziffer $s_{\mathrm{NO_x}}$

aus Gl. 5.5 berechnet sich nach [20] zu

$$s_{\mathrm{NO_x}} = \left(\frac{p_{\mathrm{t,3}}}{2965\,\mathrm{kPa}}\right)^{0,4} \cdot e^{\left(\frac{T_{\mathrm{t,3}}-826\,\mathrm{K}}{194\,\mathrm{K}} + \frac{6,29-100\cdot WAR}{53,2}\right)}. \tag{5.6}$$

Aus Gl. (5.6) folgt, dass die NO_x-Bildung vom Druck und der Temperatur beim Verbrennungsvorgang abhängig ist. Mit dem spezifischen Treibstoffverbrauch SFC und dem Emissionsindex EI der verschiedenen Phasen des LTO-Zyklus kann mit Gl. (5.4) der NO_x-Ausstoß berechnet werden. Mit den oben genannten Gleichungen ergeben sich für jede Triebwerkskonfiguration die jeweils emittierten NO_x-Mengen. Obwohl in der vorliegenden Arbeit hauptsächlich das Referenztriebwerk und das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk verglichen und ausgewertet werden, sind in Abb. 5.2 zum Vergleich auch die übrigen Triebwerkskonfigurationen aus Kap. 2 eingetragen.
Das zwischengekühlte, rekuperative Treibwerk weist die zweitbesten Schadstoffwerte aller Triebwerkskonfigurationen auf. Allerdings ist der Abstand zum ICAO Grenzwert auf Grund des geringeren Gesamtdruckverhältnisses beim Start kleiner als beim Referenztriebwerk. Die Emissionsindex-Rechnungen zeigen, dass im niedrigen Lastfall (Phase 1 bis 3) das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk auf Grund der größeren Brennkammereintrittstemperaturen mehr NO_x als das Referenztriebwerk emittiert. Die höheren Temperaturen resultieren aus dem Wärmerückgewinn im Abgaswärmetauscher. Kompensiert wird dies durch den geringeren NO_x-Ausstoß bei höheren Lastfällen (Phase 4 und 5). Die Brennkammereintrittstemperaturen des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes und des Referenztriebwerkes sind hier identisch. Jedoch hat der geringere Brennkammereintrittsdruck des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes einen geringeren NO_x-Ausstoß zur Folge (siehe auch Gl. (5.6)).
Den geringsten NO_x-Ausstoß sowie den größten Abstand zum ICAO Grenzwert besteht beim rein zwischengekühlten Triebwerk. Dies ist auf die niedrigen Brennkammereintrittstemperaturen zurückzuführen. Aus Abb. 5.2 ist ebenfalls ersichtlich, dass das rekuperative Triebwerk ohne Zwischenkühler unter Annahme der zukünftigen ICAO Grenzwerte keine Zulassung erhält, da der NO_x-Ausstoß oberhalb der „CAEP/6“-Grenze liegt. Dies lässt sich mit den deutlich höheren Brennkammereintrittstemperaturen während der Mission erklären.

Ebenfalls problematisch im Hinblick auf den Treibhauseffekt ist der Ausstoß des Treibhausgases Kohlenstoffdioxid CO_2 [38]. Die CO_2-Emission ist proportional zum Brennstoffverbrauch. Bei einer idealen Brennkammer führt die Verbrennung von 1 kg Kerosin zur Bildung von $3,12\,\mathrm{kg}$ CO_2. In Tab. 5.2 sind die CO_2-Emissionen über der vorgestellten Mittelstreckenmission für sämtliche untersuchten Triebwerkskonfigurationen zusammengestellt.

	$m_{\mathrm{BR,ges}}$ [t]	$m_{\mathrm{CO_2,ges}}$ [t]
Referenz Triebwerk	19,5	60,8
ZK+WT Triebwerk	18,7	58,3
ZK Triebwerk	19,3	60,3
WT Triebwerk	19,9	62,1

Tabelle 5.2: CO_2-Emission über der vorgestellten Mittelstreckenmission.

5.3 Betriebsbereich des Abgaswärmetauschers

Für die Auslegung und die experimentelle Validierung muss der Betriebsbereich des Wärmetauschers bekannt sein, der durch die Flugmission des Triebwerkes festgelegt ist. Die Variation des Austauschgrades Φ innerhalb des Betriebsbereiches wird wiederum durch Wärmeübertragungsvorgänge bestimmt. Diese Wärmeübertragungsvorgänge sind von der Reynoldszahl abhängig [96]. In den Abb. 5.3 und 5.4 ist der Einfluss der Reynoldszahl auf die Wärmedurchgangszahl gezeigt. In Abb. 5.3 wird

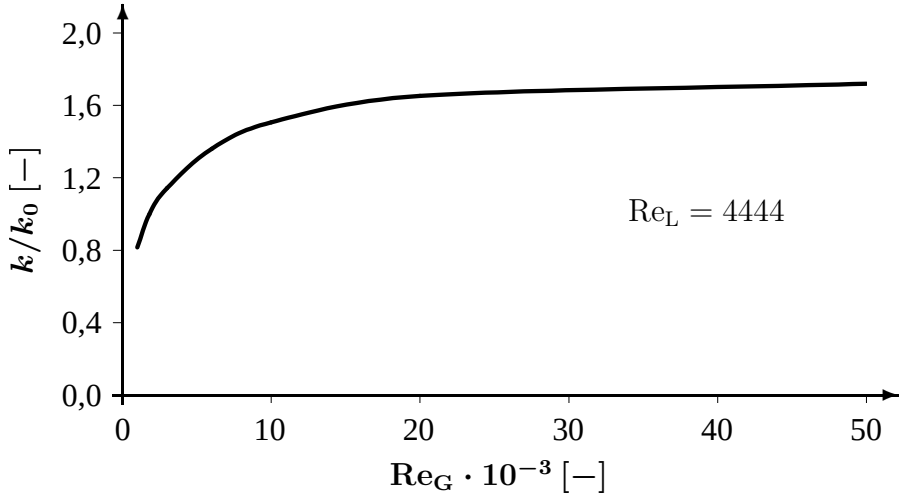

Abbildung 5.3: Verlauf von k/k_0 in Abhängigkeit der Reynoldszahl der Gasseite bei konstanter Reynoldszahl der Luftseite.

ausgehend vom Auslegungspunkt die Reynoldszahl der Gasseite im dargestellten Bereich variiert. Die Reynoldszahl der Luftseite wird dabei nicht variiert. In Abb. 5.4 wird dagegen die Reynoldszahl der Luftseite variiert und die Reynoldszahl der Gasseite konstant gehalten. In beiden Abbildungen ist speziell im unteren Reynoldszahlbereich der starke Einfluss der Reynoldszahl auf die Wärmedurchgangszahl zu erkennen. Der Kennfeldbereich, in dem sich die Betriebspunkte des Wärmetauschers

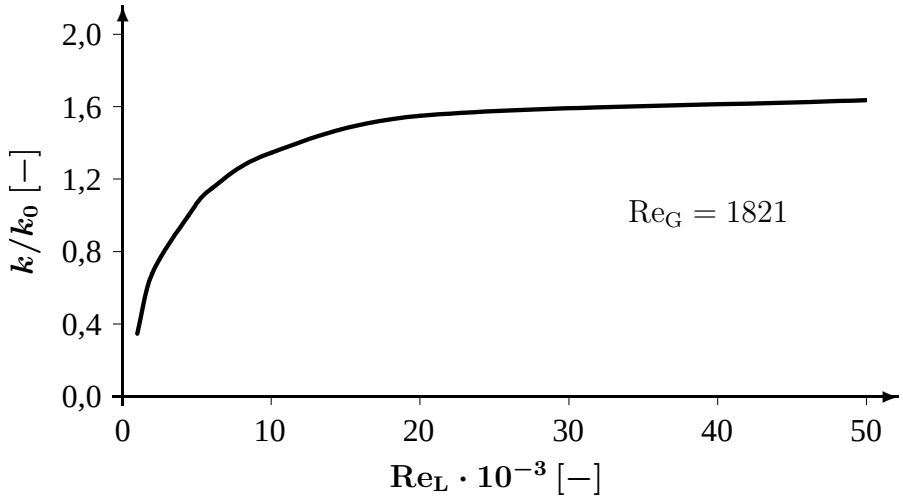

Abbildung 5.4: Verlauf von k/k_0 in Abhängigkeit der Reynoldszahl der Luftseite bei konstanter Reynoldszahl der Gasseite.

befinden, wird jedoch nicht allein durch die Wärmedurchgangszahl bestimmt, sondern durch die Parameter $\frac{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}}$ und $\frac{k \cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}$. In den in der vorliegenden Arbeit verwendeten Triebwerksmodellen werden die Kühlluftmassenströme für die Turbinen als konstante prozentuale Entnahmemengen aus dem Verdichter modelliert. Dadurch ist das Verhältnis zwischen den Massenströmen auf der Kalt- und Heißgasseite mit Ausnahme des Brennstoffmassenstromes identisch. Da sich das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten ebenfalls nur wenig über dem Betriebsbereich ändert, ist der Parameter

$$\frac{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}} \approx const. \tag{5.7}$$

Unter der Annahme einer konstanten Temperatur besteht ein proportionaler Zusammenhang zwischen Massenstrom und Reynoldszahl. Das führt dazu, dass die starke Änderung der Wärmedurchgangszahl k im Parameter

$$\frac{k \cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}} \tag{5.8}$$

durch die Änderung des Massenstromes teilweise kompensiert wird. Das Ergebnis ist, dass auch der Parameter $\frac{k \cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}$ sich über dem gesamten Betriebsbereich des Triebwerkes nur in geringem Maße ändert. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 5.5 zu erkennen. In dieser Abbildung sind ausgewählte Betriebspunkte innerhalb des Wärmetauscherkennfeldes dargestellt. Vom Leerlauf während des Fluges über den Leerlauf am Boden und den Reiseflug bis hin zum maximalen Startschub überspannen diese Betriebspunkte den gesamten Betriebsbereich des Triebwerkes. In Abb. 5.5 ist zu erkennen, dass sich sämtliche Betriebspunkte in einem engen Kennfeldbereich

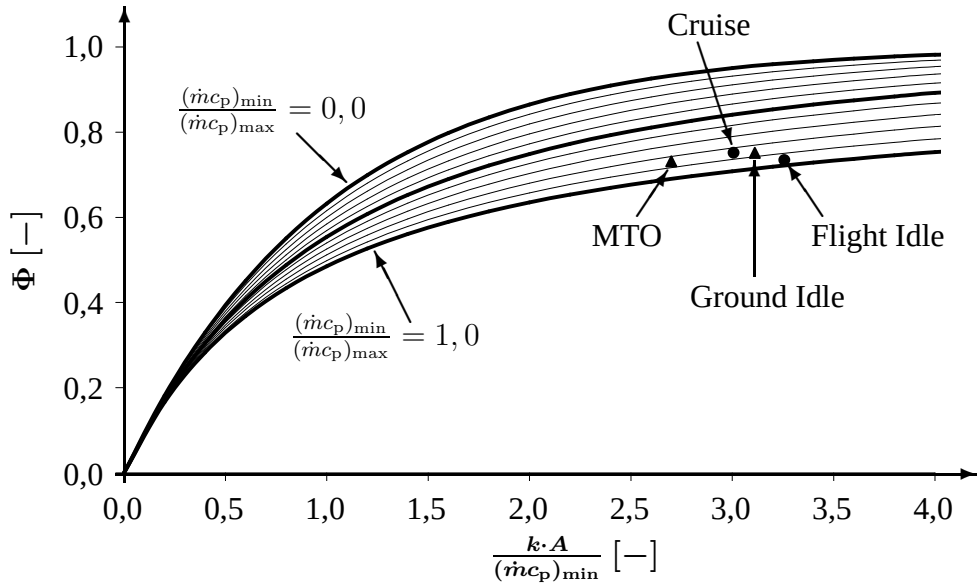

Abbildung 5.5: Ausgewählte Betriebspunkte des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes im Wärmetauscherkennfeld.

befinden. Das zeigt, dass der Betriebsbereich des Wärmetauschers über der gesamten Flugmission von der Reynoldszahl nahezu unabhängig ist.

Kapitel 6

Zulassbarkeit von Wärmetauschern im zivilen Luftverkehr

Die reine thermodynamische Bewertung gibt noch keine Auskunft über die Einsetzbarkeit eines neuen Triebwerkskonzeptes in der Luftfahrt. Für den Einsatz im zivilen Luftverkehr müssen sämtliche relevanten Aspekte bezüglich dieses neuen Triebwerkskonzeptes geklärt werden. Die thermodynamische Bewertung, wie sie in Kap. 5 durchgeführt wurde, steht dabei an erster Stelle und wird im Folgenden erweitert. Um die Frage der Einsetzbarkeit zu klären, wird der Einfluss der erstellten Gewichtsabschätzung auf die Kosten einer Flugmission diskutiert. Ein weiterer Punkt der Bewertung sind zusätzlich anfallende Kosten und die Betriebssicherheit der Wärmetauscher. Abschließend wird auf die Auswirkung einer möglichen Beschädigung der Wärmetauschermatrix und die Verschlechterung der Leistungsdaten durch Ablagerungen eingegangen.

6.1 Ermittlung der Kosten und Erlöse einer Fluggesellschaft

Im Folgenden werden zusätzliche Kosten, die bei der Anschaffung und der Wartung eines rekuperativen Triebwerkes anfallen, diskutiert. Des Weiteren wird die Auswirkung des Mehrgewichtes auf die Flugmission im Vergleich zu einem konventionellen Triebwerk betrachtet.

6.1.1 Erhöhte Anschaffungs- und Wartungskosten

Zusätzlich zu den Erlösen und Kosten einer Flugmission, müssen weitere anfallende Kosten des neuen Triebwerkstyps berücksichtigt werden. Sie haben einen entscheidenden Einfluss auf die gewinnbringende Einsetzbarkeit von Wärmetauschern im zivilen Luftverkehr. Es ist davon auszugehen, dass die Anschaffungskosten für ein rekuperatives Triebwerk höher sind als die Anschaffungskosten für ein Triebwerk konventioneller Bauart [77]. Die höheren Kosten entstehen auf Grund des höheren Entwicklungsaufwands der Wärmetauscher und des erhöhten Materialbedarfs in der Fertigung.
Ebenso verhält es sich mit den Wartungskosten. Das Abgaswärmetauscherpaket besteht aus 8 identischen Wärmetauscherelementen und stellt mit seiner modularen Konstruktion die günstigste Bauweise dar [90]. Durch diese modulare Konstruktion müssen keine unterschiedlichen Wärmetauschergeometrien gefertigt werden. Jedoch besitzen allein die Lanzetten der 8 Abgaswärmetauscher eine Gesamtlänge von etwa $l_{ges} \approx 16$ km. Diese Gesamtlänge muss regelmäßig auf Dichtigkeit und Korrosion überprüft werden. Darüber hinaus stellt die Überprüfung der Innenflächen der Lanzetten auf Grund der kleinen Abmessungen ein besonders Problem dar. Allein aus dem Beispiel der Lanzetten der Abgaswärmetauscher lässt sich schließen, dass die Wartungskosten im Vergleich zu einem Triebwerk konventioneller Bauart größer sein werden.
Der Flugzeugbetreiber wird diese erhöhten Kosten nur dann tragen, wenn z.B. durch Treibstoffersparnis oder durch geringere Start- und Landegebühren der Nettogewinn im Vergleich zu einem konventionellem Triebwerk gleich oder größer sein wird.

6.1.2 Kosten und Erlöse über den gesamten Lebenszyklus

Die Bedeutung der Kosten von Flugzeugen und Flugtriebwerken über den gesamten Lebenszyklus nimmt im Hinblick auf kontinuierlich sinkende Flugpreise stetig zu. Bestehende Betriebskostenmodelle wie z.B. [23], [24] und [36] können zwar zum Vergleich verschiedener Flugzeugmuster herangezogen werden, liefern jedoch keine präzise Abschätzung der tatsächlichen Betriebskosten eines Luftverkehrsunternehmens. Darüber hinaus liefern die Modelle keine Abschätzung von Lebenszykluskosten. Insbesondere bei hochkomplexen Produkten mit langer Lebensdauer, wie Flugzeugen und Triebwerken, sind bei der Betrachtung von Kosten die Lebenszykluskosten und nicht nur die Anschaffungskosten zu betrachten. Lebenszykluskosten bestehen aus der Summe der Entwicklungskosten, den Produktionskosten, den Betriebskosten über die Jahre der Nutzung sowie den Entsorgungskosten am Ende der Nutzungsdauer [32]. Um die Nachteile bestehender Modelle auszugleichen, verwendet das am Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart entwickelte

Modell sowohl Kosten als auch Einnahmen über den gesamten Lebenszyklus eines Flugzeuges. Wie bereits oben erwähnt, zählen zu den Kosten die Produktionskosten, Betriebskosten und Entsorgungskosten. Auf der Erlösseite werden die Einnahmen aus dem Transport von Passagieren und Luftfracht betrachtet. Die Kosten und Erlöse werden jeweils aus Sicht des Endkunden „Fluglinie“ betrachtet, da diese letztendlich die gesamten Kosten der Wertschöpfungskette trägt und die Erlöse aus dem Betrieb des Produktes erzielt. Darüber hinaus greift das Modell auf Methoden der dynamischen Investitionsrechnung zurück [32].

Eingaben und Annahmen für die Abschätzung der Lebenszykluskosten

Das bereits im Lebenszyklusmodell modellierte Mittelstreckenflugzeug der Firma Airbus [32] wird für diese Arbeit übernommen. Das Triebwerk V2500 wird im Rahmen dieser Arbeit als Referenztriebwerk verwendet. Das modellierte Mittelstreckenflugzeug ist ebenfalls mit diesen Triebwerken ausgestattet. Aus diesem Grund können die Eingaben bezüglich der Triebwerke für die Referenzrechnungen verwendet werden. Da mit dem Lebenszyklusmodell unterschiedliche Missionslängen untersucht werden, werden die Kosten [35] sowie die Erlöse [2] pro geflogenem Passagierkilometer den jeweiligen Missionslängen angepasst. Für den Einsatz von Wärmetauschern sind zusätzliche Annahmen für die Entwicklung, Herstellung und den Betrieb erforderlich. Nur dann können die Lebenszykluskosten sinnvoll abgeschätzt werden.

Die vorgestellten Wärmetauscher sind im Entwicklungsstadium. Bis zur Serienreife und zum Einsatz in einem zivilen Triebwerk sind noch Forschungs- und Entwicklungsarbeiten nötig. Neben diesen einmaligen Kosten fallen auch Kosten pro Wärmetauscher an. Diese sind Produktions- und Wartungskosten. In Tab. 6.1 sind diese Kosten zusammengestellt. Für einen Hochdruckverdichter belaufen sich die

		Rekuperator	Zwischenkühler
Entwicklungskosten bis zur Serienreife	[€]	50.000.000	
Zusätzliche Produktionskosten pro TW	[€]	600.000	100.000
Zusätzliche Wartungskosten pro TW	[%]	6,5	3,5

Tabelle 6.1: Entwicklungs-, Produktions- und Wartungskosten der Wärmetauscher bis zum und im Betrieb eines zivilen Flugzeuges.

Entwicklungskosten, wie sie in Tab. 6.1 angegeben sind [32]. Da für die Entwicklung von Wärmetauschern keine Daten in der Literatur gefunden wurden, wird im Rahmen dieser Arbeit die gleiche Entwicklungssumme angenommen. Die Produktionskosten der Wärmetauscher ergeben sich aus der Gesamtlänge der Wärmetauscherlanzetten und dem Meterpreis. Der Meterpreis liegt nach Recherchen der Material-

und Prüfanstalt in Stuttgart bei 25-30 €/m [55]. Der Materialpreis spielt für diese Geometrie der Lanzetten eine untergeordnete Rolle. Maßgebend sind hier die Fertigunskosten. Mit der Gesamtlänge der Wärmetauscherlanzetten ergeben sich die in Tab. 6.1 angebenen Produktionskosten. Für die Kostenrechnung im Rahmen dieser Arbeit wird angenommen, das die Wartungskosten für ein zwischengekühltes, rekuperatives Triebwerk im Vergleich zum Referenztriebwerk um 10 % höher ausfallen werden. Der Rekuperator ist deutlich höher belastet als der Zwischenkühler. Daher werden in dieser Arbeit die zusätzlichen Wartungskosten von insgesamt 10 % im Verhältnis 2/1 zwischen Rekuperator und Zwischenkühler aufgeteilt. Zusätzlich zu den angenommenen Mehrkosten für die Wartung wird angenommen, dass ein Drittel der Wärmetauscher innerhalb der Laufzeit wegen Beschädigungen ausgetauscht werden müssen.
Die Anzahl der insgesamt produzierten Triebwerke ist an der Anzahl der produzierten V2500-Triebwerke angelehnt. Dieses Triebwerk wurde 5600 mal hergestellt [32]. Um den Einfluss der Stückzahl auf die Rentabilität und damit die Einsetzbarkeit zu ermitteln, wird auch für eine geringere produzierte Triebwerkszahl die Berechnung der Lebenszykluskosten durchgeführt. Es ist auch ein Einfluss der Missionslänge auf die Einsetzbarkeit des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes zu erwarten. Aus diesem Grund werden unterschiedliche Missionslängen untersucht. Die untersuchte Spanne liegt zwischen einem Kurzstreckenflug von 1000 km und einem Mittelstreckenflug von 5000 km. Die Ergebnisse werden im folgenden Unterkapitel diskutiert.

Ergebnisse aus der Abschätzung der Lebenszykluskosten

Das verwendete Lebenszyklus-Wertbeitrag Modell [32] deckt sämtliche Kosten und Einnahmen eines Flugzeuges über den Lebenszyklus ab. Das Modell betrachtet die Rechnung aus Sicht des Endkunden „Fluglinie“ und ermittelt den Barwert der Erlöse abzüglich der Kosten über die gesamte Lebenszeit eines Passagierflugzeuges. Das Modell bildet die tatsächliche ökonomische Situation bestmöglich ab und muss somit auf ein konkretes Flugzeugmuster angepasst werden. Dem Modell liegen folgende Annahmen zu Grunde [32]:

- Es herrscht völlige Transparenz in der Wertschöpfungskette, d.h. alle Entwicklungs- und Produktionskosten werden vom Kunden getragen.
- Das Flugzeug wird über die Lebenszeit nicht weiterverkauft.
- Es finden keine weiteren Investitionen in das Flugzeug statt.
- Das Einsatzprofil ändert sich nicht über die Betriebsjahre.

Die Grundmechanik des Lebenszyklus-Wertbeitrag Modells ist im Folgenden kurz erläutert.
Alle Einnahmen und alle Betriebskosten über die Jahre der Nutzung sowie die Entsorgungskosten am Ende des letzten Nutzungsjahres werden auf den Zeitpunkt der Anschaffung abgezinst. Zu diesem Zeitpunkt werden über den Kaufpreis die Lebenszyklus-Kostenelemente „Entwicklungskosten“ und „Produktionskosten“ berücksichtigt. Die abgezinsten Überschüsse aus dem Betrieb des Flugzeuges müssen den Anschaffungspreis mindestens decken. Die Rentabilität der Anfangsinvestition (Anschaffungspreis) entspricht den abgezinsten Überschüssen bezogen auf den Anschaffungspreis. Mit anderen Worten ist die Rentabilität der Zinssatz zu dem der Anschaffungspreis angelegt werden müsste, um denselben Gewinn über den Zeitraum der Nutzung zu erwirtschaften. Somit ist die Rentabilität eines der möglichen Maße für die Einsetzbarkeit von Wärmetauschern im Luftverkehr. Wärmetauscher werden nur dann in Triebwerken eingesetzt, wenn die Rentabilität des Flugzeuges mit rekuperativen und/oder zwischengekühlten Triebwerken im Vergleich zum Einsatz von konventionellen Triebwerken größer ist. Die Rentabilität wird im Folgenden dazu verwendet, die Einsetzbarkeit zu diskutieren.

In Abb. 6.1 ist relative Rentabilität des Referenztriebwerkes, des rein zwischengekühlten und des zwischengekühlten und rekuperativen Triebwerkes gezeigt. Das

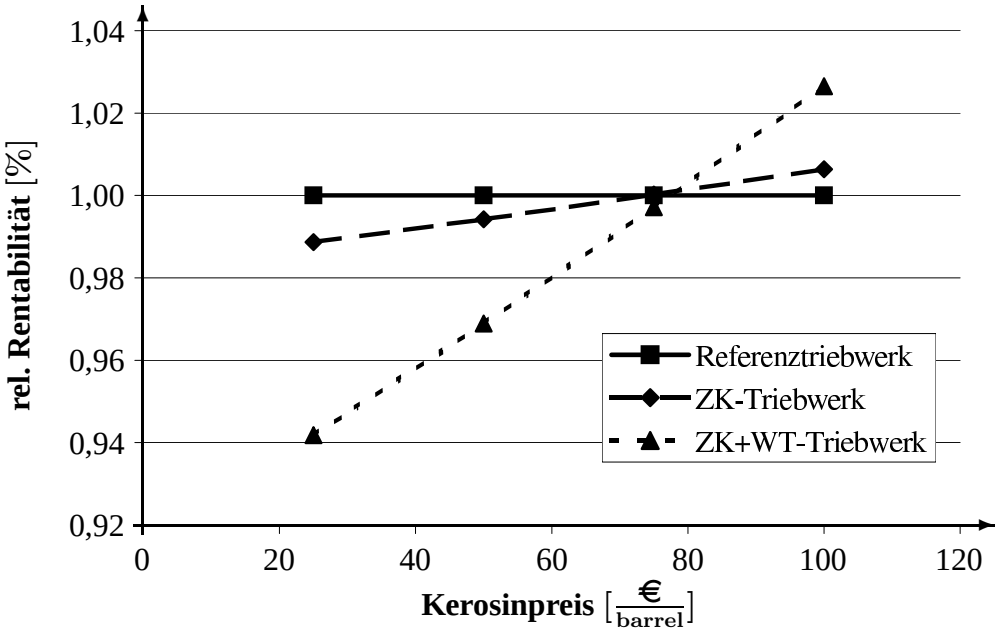

Abbildung 6.1: Die Rentabilität bezogen auf das Referenztriebwerk aufgetragen über dem Kerosinpreis.

Referenztriebwerk wird als Bezug verwendet. In dieser Abbildung sind die Ergebnisse aus der Auswertung der 5000 km-Mission gezeigt. Aufgetragen wird die Rentabilität

in Abb. 6.1 über dem Kerosinpreis. Zu erkennen ist, dass sich für günstige Kerosinpreise der Einsatz von Wärmetauschern in Triebwerken nicht lohnt. Durch den Einsatz von Wärmetauschern lässt sich zwar der Treibstoffverbrauch reduzieren und damit die Einnahmen erhöhen, die Anschaffungs- und Wartungskosten übertreffen jedoch diese Mehreinnahmnen. Ein Einsatz ist daher nicht gewinnbringend. Die Schnittpunkte der gestrichelten Linien mit der durchgezogenen Linie stellen die Grenzkerosinpreise dar, für die der Einsatz von Wärmetauschern im Vergleich zu konventionellen Triebwerken dieselbe Rentabilität ergibt. Der Grenzkerosinpreis für den Einsatz von rein zwischengekühlten Triebwerken beträgt etwa 73 €. Der Einsatz von zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken lohnt sich ab einem Grenzkerosinpreis von etwa 75 € im Vergleich zu einem konventionellen Triebwerk. Der Einsatz eines rein zwischengkühlten Triebwerkes lohnt sich zwar schon ab einem geringeren Grenzkerosinpreis, aber die Rentabilität des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes verläuft steiler. Diese Aussagen beziehen sich auf eine Missionslänge von 5000 km. In Abb. 6.2 ist der Zusammenhang zwischen dem Grenzkerosinpreis und der Missionslänge gezeigt. Zwei Zusammenhänge sind in Abb. 6.2 zu erkennen. Zum

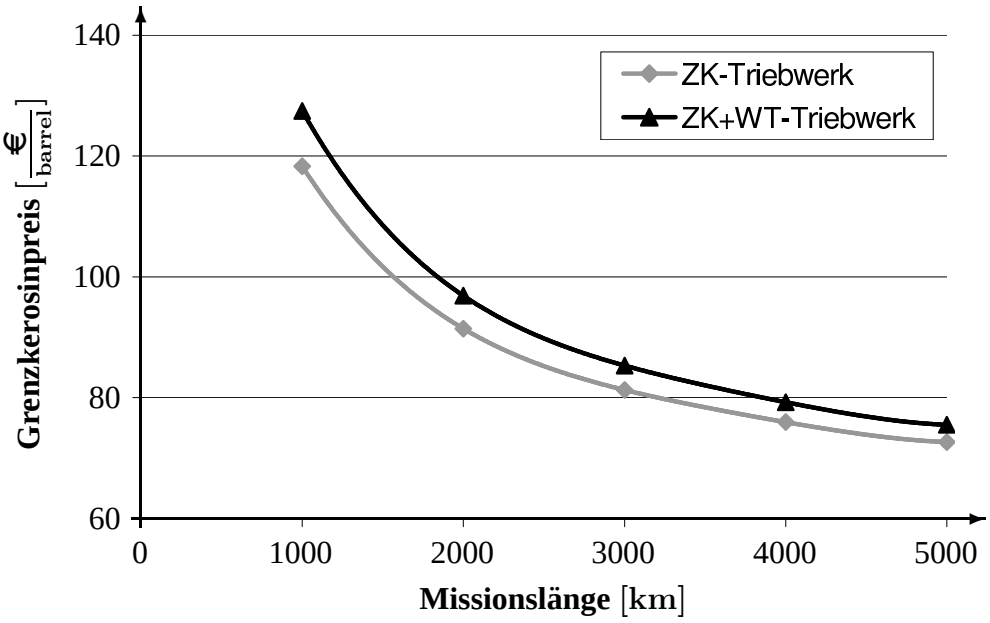

Abbildung 6.2: Zusammenhang zwischen dem Grenzkerosinpreis und der Missionslänge.

einen liegt der Grenzkerosinpreis für ein rein zwischengekühltes Triebwerk immer unterhalb des Preises für ein zwischengekühltes, rekuperatives Triebwerk. Zum anderen steigt der Grenzkerosinpreis mit kleiner werdenden Missionslängen exponentiell an. Daraus ist zu erkennen, dass der Einsatz von Wärmetauschern für Kurzstreckenflüge auch im Hinblick auf die nächsten Jahrzehnte nicht rentabel sein wird.

Die notwendigen Entwicklungskosten bis zum Einsatz von Wärmetauschern teilen sich auf die Anzahl der produzierten Triebwerke auf. Bei kleiner werdender Stückzahl entfällt ein größerer Anteil der Entwicklungskosten pro Triebwerk. Aus diesem Grund ist zu erwarten, dass sich der Grenzkerosinpreis mit kleiner werdender Stückzahl erhöht. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 6.3 gezeigt. Die Ergebnisse in

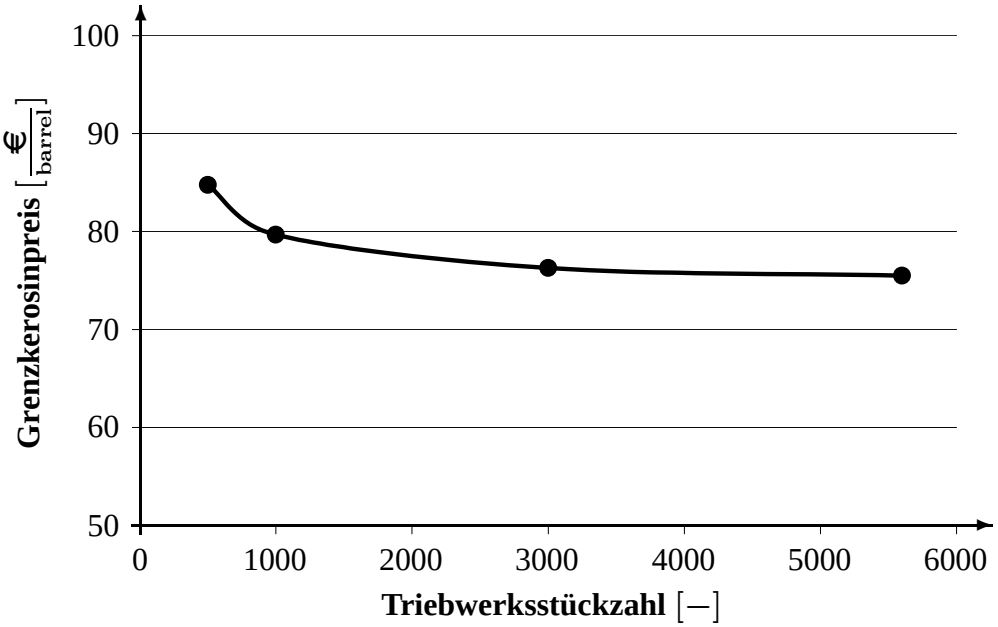

Abbildung 6.3: Grenzkerosinpreis für den rentablen Einsatz über der Triebwerksstückzahl aufgetragen.

Abb. 6.3 basieren auf einer 5000 km-Mission mit einem zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerk. Der Grenzkerosinpreis steigt mit kleiner werdender Stückzahl exponentiell an.
Um den Einfluss der angenommenen Entwicklungs-, Produktions- und Wartungskosten auf den Grenzkerosinpreis zu ermitteln, werden im Rahmen einer Sensitivitätsstudie die Kosten um jeweils 10 % basierend auf der Ausgangslage erhöht und der Einfluss auf den Grenzkerosinpreis ermittelt. Die Ausgangslage ist in Tab. 6.1 und die Ergebnisse der Studie sind in Tab. 6.2 zusammengestellt. Zu erkennen ist, dass sich eine Erhöhung der Entwicklungskosten kaum auf den Grenzkerosinpreis niederschlägt. Die einmaligen Kosten der Entwicklung verteilen sich gleichmäßig auf alle produzierten Triebwerke. Mit größer werdender Stückzahl sinkt der Einfluss der Entwicklungskosten auf den Grenzkerosinpreis. Im Gegensatz dazu, sind die Produktionskosten und die Wartungskosten für jeden im Triebwerk verwendeten Wärmetauscher zu bezahlen, unabhängig von der produzierten Stückzahl. Aus diesem Grund führt eine Erhöhung dieser Kosten in gleichem Maße zu einer Erhöhung des Grenzkersinpreises.

Szenario	Grenz-kerosinpreis	Relative Änderung
Ausgangslage	75,50 €	-
Ausgangslage + 10 % Entwicklungskosten	75,60 €	0,1 %
Ausgangslage + 10 % Produktionskosten	82,30 €	9,0 %
Ausgangslage + 10 % Wartungskosten	83,00 €	10,0 %

Tabelle 6.2: Sensitivität des Grenzkerosinpreises auf Änderungen der angenommenen Kosten und die relativen Änderungen bezogen auf die Ausgangslage.

6.2 Betriebssicherheit und Leistungsverschlechterung der Wärmetauscher

Auf Grund der Flugsicherheit ist die Betriebssicherheit der eingebauten Triebwerkskomponenten und damit auch der Wärmetauscher von großer Bedeutung. Auch verlieren die Passagiere das Vertrauen an der Fluglinie, sollte es zu vermehrten, schadensbedingten Ausfällen oder Verzögerungen kommen. Dies führt zu rückläufigen Passagierzahlen und nicht abschätzbaren Gewinneinbußen für den Flugzeugbetreiber [56]. Durch eintretende Fremdkörper in das Triebwerk können solche Schäden an der empfindlichen Abgaswärmetauschermatrix entstehen, was zu einem Triebwerksausfall führen kann.
Die Funktionsweise, die Betriebsicherheit und die extrem hohen Standzeiten dieses Wärmetauschers wurden in über 600 Stunden Einsatz in einem Landfahrzeug erfolgreich nachgewiesen. Das entspricht etwa 35000 Zyklen eines Turboflugtriebwerkes [13]. Die Betriebssicherheit der Wärmetauscher im Einsatz in einem Turboflugtriebwerk kann somit gewährleistet werden.

6.2.1 Beschädigte Wärmetauschermatrix

Eine Beschädigung der Wärmetauschermatrix hat Leckageluft zur Folge. Beschädigungen können beispielsweise durch Ermüdungsbrüche der Schweißnähte auftreten. In das Triebwerk eintretende Fremdkörper können ebenfalls zu Beschädigungen führen. In Abb. 6.4 ist der Einfluss der Leckageluft auf den spezifischen Treibstoffverbrauch gezeigt. Solche Beschädigungen führen im Zwischenkühler dazu, dass verdichtete Luft nach dem Mitteldruckverdichter in den Nebenstromkanal strömt und an dem Arbeitsprozess im Kerntriebwerk nicht mehr teilnimmt. Im Abgaswärmetauscher führen Beschädigungen dazu, dass verdichtete Luft nach dem Hochdruckverdichter entnommen und nach den Turbinen wieder zugeführt wird. Dieser Massen-

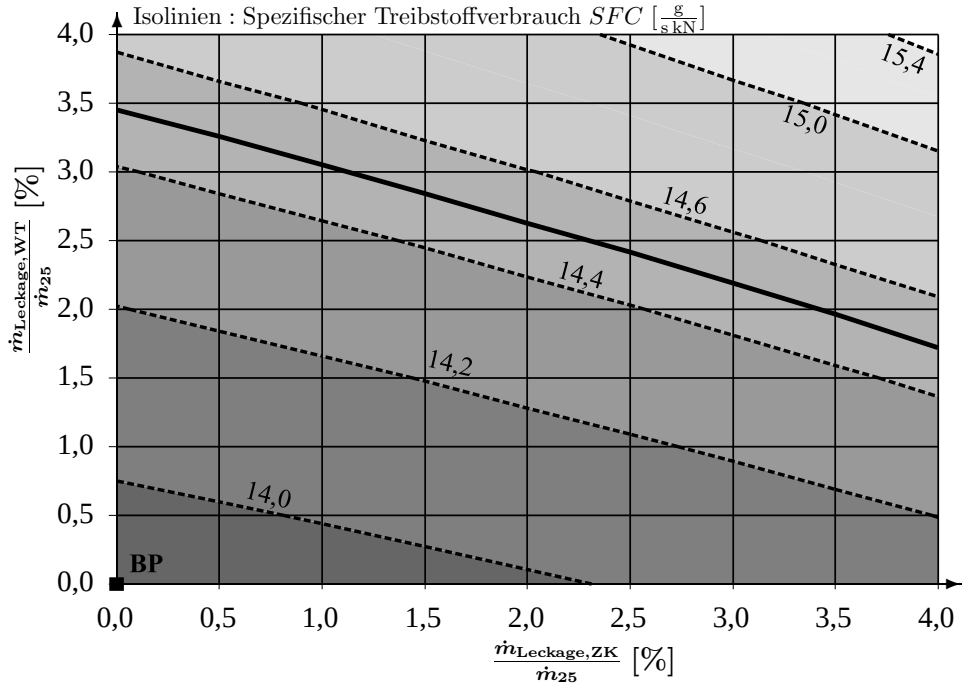

Abbildung 6.4: Einfluss der Leckageluft von Zwischenkühler und Abgaswärmetauscher auf den spezifischen Treibstoffverbrauch.

strom nimmt ebenfalls nicht am verbleibenden Arbeitsprozess teil. In beiden Fällen führen Beschädigungen zu einem erhöhten Treibstoffverbrauch bei gleichbleibender Schubanforderung. Mit dem bestehenden Triebwerksmodell wird eine Parameterstudie durchgeführt, um den Einfluss der Leckage auf den spezifischen Treibstoffverbrauch bei gleichbleibendem Schub zu ermitteln. In Abb. 6.4 ist die Leckageluft des Zwischenkühlers auf der Abszisse und die des Abgaswärmetauschers auf der Ordinate aufgetragen. Die gestrichelten Linien stellen die Isolinien des spezifischen Treibstoffverbrauches dar. Neben dem Auslegungspunkt des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes ist der Treibstoffverbrauch des Referenztriebwerkes als durchgezogene Linie dargestellt. Zu erkennen ist, dass Schäden an der Matrix des Abgaswärmetauschers einen größeren Einfluss auf den Treibstoffverbrauch haben als Schäden am Zwischenkühler. Nach [34] sind jedoch die Verbindungen zwischen Sammelrohr und Lanzetten weitgehend spannungsfrei. Dadurch sind Leckagen auch bei längerer zyklischer Belastung vernachlässigbar.

6.2.2 Veschlechterung der Leistungsdaten der Wärmetauscher

In der bisherigen Betrachtung wurden die Druckverluste und Austauschgrade der Wärmetauscher mit realisierbaren Werten im gesamten Betriebsbereich modelliert. Im Folgenden werden die Auswirkungen durch Unterschiede zu diesen Werten untersucht. Umfasst werden dabei sowohl Abweichungen, die im Laufe der Auslegung sowie Abweichungen, die durch den Betrieb entstehen können. Während dem Betrieb können sich vor allem am Abgaswärmetauscher Ablagerungen bilden, die zu einem erhöhten Druckverlust und einer Verschlechterung des Austauschgrades führen [91]. In regelmäßigen Wartungsintervallen muss somit eine Reinigung der Wärmetauscher durchgeführt werden. Dafür stehen bewährte Reinigungsverfahren zur Verfügung [34], [91]. Diese Verfahren sind jedoch nicht an Flugtriebwerken erprobt.
Die Auswirkung der Druckverluste des Abgaswärmetauschers auf den spezifischen Treibstoffverbrauch ist in Abb. 6.5 gezeigt. Der Druckverlust des Heißgases $p_{\mathrm{t},7}/p_{\mathrm{t},6}$

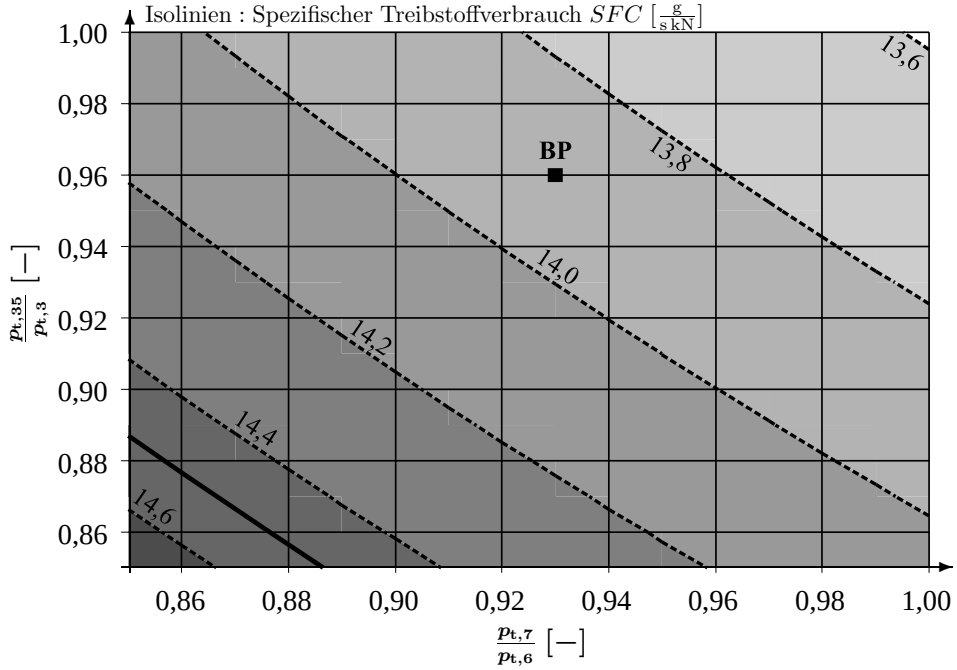

Abbildung 6.5: Auswirkung der Druckverluste des Abgaswärmetauschers auf den spezifischen Treibstoffverbrauch.

ist auf der Abszisse und der Druckverlust des Kaltgases $p_{\mathrm{t},35}/p_{\mathrm{t},3}$ auf der Ordinate aufgetragen. Die gestrichelten Linien stellen die Isolinien des spezifischen Treibstoffverbrauches dar. Der Auslegungspunkt mit den Druckverlusten von 4% auf der Kaltgasseite und 7% auf der Heißgasseite ist ebenfalls dargestellt. Die durchgezogene Linie stellt den spezifischen Treibstoffverbrauch des Referenztriebwerkes dar. Die

Auswirkung der Druckverluste des Zwischenkühlers ist in Abb. 6.6 dargestellt. Der Druckverlust der Kaltgasseite $p_{t,14}/p_{t,13}$ ist auf der Abszisse und der Druckverlust der Heißgasseite $p_{t,25}/p_{t,24}$ auf der Ordinate aufgetragen. Aus den Parameterstudi-

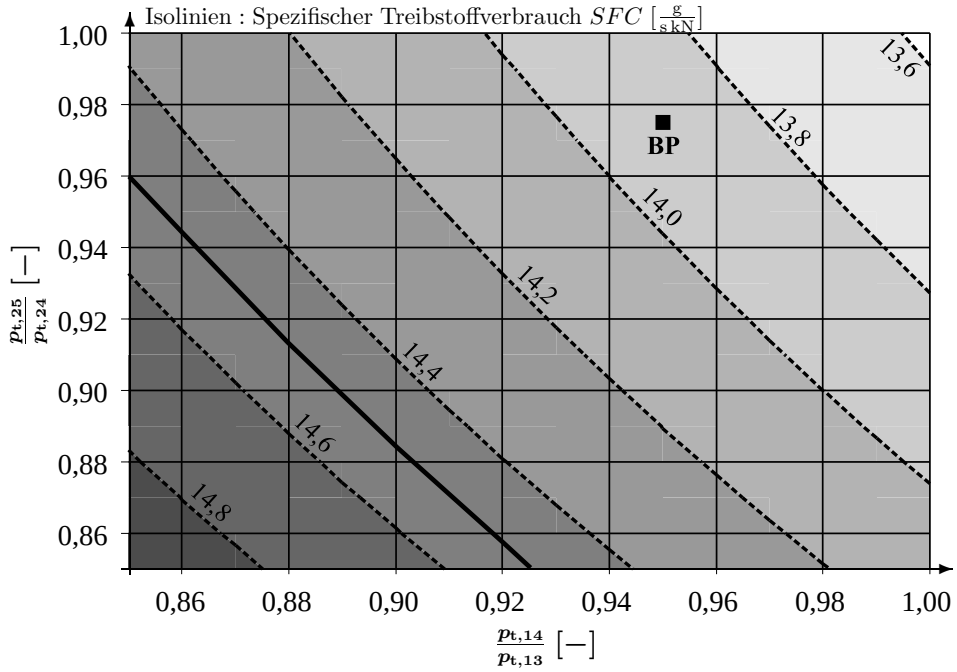

Abbildung 6.6: Auswirkung der Druckverluste des Zwischenkühlers auf den spezifischen Treibstoffverbrauch.

en folgt, dass vor allem der Druckverlust im Nebenstrom einen großen Einfluss auf den spezifischen Treibstoffverbrauch hat. Dieser muss als eine für den spezifischen Treibstoffverbrauch kritische Größe angesehen werden. Eine geringe Erhöhung des Druckverlustes steigert den spezifischen Treibstoffverbrauch deutlich.

Die Annahme der Austauschgrade im Auslegungspunkt beruht zwar, wie auch die Annahme der Druckverluste, auf realistischen Werten, diese Werte können sich jedoch durch Ablagerungen während des Betriebes verschlechtern. Aus diesem Grund ist es wichtig zu wissen, wie groß der Einfluss der Austauschgrade auf den spezifischen Treibstoffverbrauch ist. Das Ergebnis der Studie ist in Abb. 6.7 zu sehen. Die Isolinien des spezifischen Treibstoffverbrauches sind wieder gestrichelt dargestellt. Der Auslegungspunkt des zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerkes ist mit den Austauschgraden von 0,65 und 0,75 dargestellt. Die durchgezogene Linie spiegelt den spezifischen Brennstoffverbrauch des Referenztriebwerkes wieder. Das zwischengekühlte, rekuperative Triebwerk besitzt das größere Triebwerksgewicht und verursacht vor allem in der Wartung höhere Kosten im Vergleich zum Referenztriebwerk. Um diese Nachteile zu kompensieren muss das Triebwerkskonzept mit Wärmetauschern dem konventionellen Konzept überlegen sein. In Abb. 6.7 resultiert das in

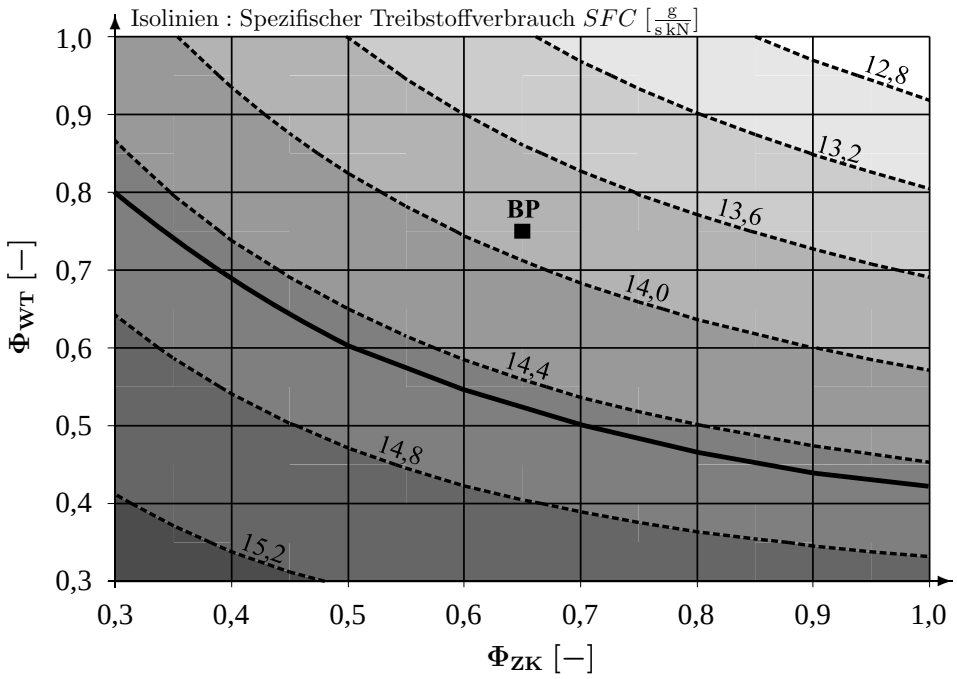

Abbildung 6.7: Auswirkung der Austauschgrade der Wärmetauscher auf den spezifischen Treibstoffverbrauch.

einem Abstand des Auslegungspunktes zu der durchgezogenen Linie. In Abb. 6.7 ist zu erkennen, dass eine Änderung des Austauschgrades des Abgaswärmetauschers einen größeren Einfluss auf den Treibstoffverbrauch hat als eine identische Änderung beim Zwischenkühler.

Kapitel 7

Schlussfolgerung

Seit den 60er Jahren wird der Einsatz von Wärmetauschern in Turboflugtriebwerken untersucht. Bis heute verhindern das Mehrgewicht, die Baugröße und die Betriebssicherheit den Einsatz [90]. Thermodynamisch gesehen lässt sich durch den zwischengekühlten, rekuperativen Kreisprozess der spezifische Treibstoffverbrauch bei gegebener Schubanforderung am deutlichsten senken. Mit dieser Konfiguration ist eine Reduktion von 4 % im Vergleich zu einem konventionellem Triebwerk gleichen Technologiestandes möglich. Mit der rein zwischengekühlten Konfiguration ist die Einsparung mit 1 % deutlich kleiner. Zum gleichen Ergebnis kommt auch die Untersuchung in [52]. Im Ausstoß von Schadstoffen, ist dem rein zwischengekühlten Prozess der Vorzug zu geben. Im Auslegungspunkt ist eine Einsparung von 47 % der NO_x-Emissionen bezogen auf ein konventionelles Triebwerk möglich. Mit dem zwischengekühlten, rekuperativen Prozess ist eine Einsparung von 38 % möglich. Alle drei Konfigurationen erfüllen den zukünftigen Emissionsgrenzwert der ICAO. Der zwischengekühlte Prozess besitzt jedoch den größten Abstand zu diesem Grenzwert. Im Vergleich zum zwischengekühlten Triebwerk ist das zusätzlich rekuperative Triebwerk deutlich komplexer. Es besitzt ein Wärmetauscherpaket im Abgasstrahl und benötigt zusätzliche Rohrleitungen. Die Wärmetauscher sowie die Rohrleitungen müssen regelmäßig gewartet werden und verursachen damit zusätzliche Kosten. Der Einsatz von Wärmetauschern im zivilen Luftverkehr wird somit maßgeblich über den Kerosinpreis gesteuert. Gleich bleibende Kerosinpreise werden einen Einsatz von Wärmetauschern verhindern. Moderat steigende Preise werden dazu führen, dass rein zwischengekühlte Triebwerke den Einsatz im Luftverkehr finden. Das gibt den Triebwerksherstellern und den Fluglinien die Möglichkeit, sich mit dem neuen System „Wärmetauscher“ vertraut zu machen und erste Erfahrungen zu sammeln. Stark steigende Kerosinpreise führen zum Einsatz von zwischengekühlten und rekuperativen Triebwerken, da mit dieser Konfiguration die größten Einsparungen über die gesamte Lebensdauer zu erwarten sind. Zwei weitere Punkte sprechen für den

Einsatz von zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken:

- Nach [34] ist die veränderte Gewichtsverteilung zwischen Triebwerken und benötigtem Treibstoff beim Entwurf zukünftiger Verkehrsflugzeuge nicht zu unterschätzen. Bei höherem Triebwerks- aber geringerem Brennstoffgewicht eröffnen sich Möglichkeiten, aerodynamisch günstigere Flügel zu entwerfen. Das Ergebnis sind schlankere Flügel mit geringerem Brennstoffvolumen und niedrigerer Belastung an der Flügelwurzel [34].
- Durch den Rekuperator im Abgasstrahl werden Brennkammer- und Turbinenlärmemissionen teilweise aufgehalten [43]. Bei den heute üblichen lärmabhängigen Start- und Landegebühren, ist dieser Zusammenhang nicht zu unterschätzen.

Die Schlussfolgerung nach den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit ist, dass auf lange Sicht der Einsatz von zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken im zivilen Luftverkehr gewinnbringend ist.

Literaturverzeichnis

[1] Adriani, R.; Ghezzi, U.:
Regeneration in Propulsion.
AIAA Paper, 96-2792, 1996.

[2] Air Transport Association:
Airline Cost Index First Quarter 2002.
Washington DC, USA, 2002.

[3] Bathie, W.:
Fundamentals of Gas Turbines.
John Wiley & Sons Inc., ISBN 0-471-31122-7, 1996.

[4] Bauer, M.:
Modulares Leistungsberechnungsverfahren zur automatisierten modellbasierten Leistungsanalyse von Gasturbinen.
Dissertation an der Universität Stuttgart, 2005.

[5] Beitz, W.; Grote, K.:
DUBBEL - Taschenbuch für den Maschinenbau.
ISBN 3-540-62467-8, 1997.

[6] Bhargava, R.; Peretto, A.:
A Unique Approach for Thermo-Economic Optimization of an Intercooled, Reheat and Recuperated Gas Turbine for Cogeneration Applications.
ASME Paper, 2001-GT-0206, 2001.

[7] Blythe, A.; Smith, P.:
Prospects and Problems of Advanced Open Rotors for Commercial Aircraft.
AIAA Paper, AIAA-85-1191, 1985.

[8] Boggia, S.; Rüd, K.:
Intercooled Recuperated Aero Engine.
Vortrag 2004-179, DGLR Tagung, 2004.

[9] Bowen, T.:
U.S. Navy Intercooled Recuperated (ICR) Engine.
Advanced Turbine Systems Conference, 1993.

[10] Braig, W.:
Höhenprüfstand für Turboflugtriebwerke.
Interner Bericht: ILA-87 A02, 1987.

[11] Braig, W.:
Inbetriebnahme und Leistungswerte des erweiterten Stuttgarter Höhenprüfstandes.
Interner Bericht: ILA-87 A04, 1987.

[12] Braig, W.:
Technische Konzeption der Erweiterung des Stuttgarter Höhenprüfstandes.
Interner Bericht: ILA-87 A03, 1987.

[13] Broichhausen, K.; Wilfert, G.; Scheugenpflug, H.:
CLEAN - the European Environmentally Friendly Engine Demonstrator.
ICAS Paper, 2002-4.7.3, 2002.

[14] Bronstein, I.; Semendjajew, K.; Musiol, G.; Mühlig, H.:
Taschenbuch der Mathematik.
ISBN 3-8171-2002-8, 1995.

[15] Calmon, J.:
From Sir Frank Whittle to the year 2000 - What is new in propulsion?
Zeitschrift für Flugwissenschaft und Weltraumforschung, S. 302-312, 12/1988.

[16] Campbell, C.:
BP Amoco Statistical Review of World Energy.
Petroconsultants, LBST, 2000.

[17] Cline, S.:
Energy Efficient High Pressure Compressor Component Performance Report.
NASA CR-168245, 1982.

[18] Cohen, H.; Rogers, G.; Saravanamuttoo, H.:
Gas Turbine Theory.
Longman Scientific & Technical, ISBN 0-582-30539-X, 1987.

[19] Colantuoni, S.; Colella, A.; Mainiero, G.; Santoriello, G.; Cirillo, L.:

Preliminary Design and Performance Analysis of a Variable Geometry Recuperative Turboshaft.
AGARD-CP-572, 1995.

[20] Commitee on Aeronautical Technologies:
Aeronautical Technologies for the Twenty-First Century.
National Academy Press, ISBN 0-309-04732-3, 1992.

[21] Converse, G.:
Extended Parametric Representation of Compressor, Fans and Turbines.
NASA CR-174647, Vol. III, 1984.

[22] Converse, G.:
Extended Parametric Representation of Compressor, Fans and Turbines.
NASA CR-174646, Vol. II, 1984.

[23] Cravens, C.; Flickinger, R.; Murphy, R.:
Engine Maintenance Cost Reduction Through Improved Component Design and Development.
SAE Paper, 750621, 1975.

[24] Day, M.; Stahr, R.:
A Technique for Engine Maintenance Cost Forecasting.
AIAA Paper, 79-7007, 1979.

[25] Dellenback, P.:
Improved Gas Turbine Efficiency Through Alternative Regenerator Configuration.
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, S. 441-446, 124/2002.

[26] Dietzel, F.:
Gasturbinen.
Vogel-Verlag, 1974.

[27] Donnerhack, S.:
Beiträge der Flugtriebwerke zur Schadstoffreduktion im Luftverkehr.
UBA Berlin, Flugverkehr und Luftqualität - Partikel- und Stickoxidemissionen, 2005.

[28] Eckardt, D.:
Future Engine Design Trade Offs.
ISABE Paper, 1991.

[29] Eggebrecht, R.; Schlosser, W.:
Kompakter Hochtemperatur-Wärmetauscher für Wellenleistungsturbinen.
MTZ Motortechnische Zeitschrift 47, S. 235-241, 1986.

[30] Eurocontrol:
The Base of Aircraft Data.
European Organisation for the Safety of Air Navigation, 2002.

[31] Freeman, C.:
Method for the Prediction of Supersonic Compressor Blade Performance.
Journal of Propulsion, Vol. 8, No. 1, S.113, 1992.

[32] Förstemann, M.:
Untersuchungen zum Lebenszyklus-Wertbeitrag von Flugtriebwerken.
Dissertation an der Universität Stuttgart, 2004.

[33] Gerlach, C.; Staudacher, S.; Filipović, D.; Lippl, F.:
CLEAN-Bench Adaptation and Test for a Complex Demo Engine Concept at ILA Stuttgart.
ISABE Paper, 2005-1134, 2005.

[34] Grieb, H.:
Projektierung von Turboflugtriebwerken.
ISBN 3-7643-6023-2, 2004.

[35] Hansson, T.; Ringbeck, J.; Franke, M.:
Airlines - A new Operating Model.
Booz Allen Hamilton Inc., 2002.

[36] Hertel, J.; Albers, M.:
The Impact of Engine and Aircraft Interrelations on DOC and its Application to Engine Design Optimization.
AIAA Paper, 93-3930, 1993.

[37] Hoeveler, P.:
High-Tech mit Low-Cost.
Flug Revue, 2004.

[38] Hourmouziadis, J.; Wulff, A.:
Status and Trends of Aeroengine Pollutant Emissions.
ICAS Paper, 96-2.9.4, 1996.

[39] Ikezaki, T.; Hosoi, J.; Toh, H.:
The Performance of the Low NOx Aero Gas Turbine Combustor under High

Pressure.
ASME Paper, 2001-GT-0084, 2001.

[40] International Civil Aviation Organization:
Internetauftritt.
www.icao.int.

[41] Jacob, H.:
Rechnergestützte Optimierung statischer und dynamischer Systeme.
Fachberichte Messen - Steuern - Regeln, Springer Verlag, 1982.

[42] Kays, W.; London, A.:
Hochleistungswärmeübertrager.
Akademie-Verlag Berlin, 1973.

[43] Kentfield, J.:
Regenerative Turbofans: A Comparison with Nonregenerative Units.
Journal of Aircraft, S.174-181, 12/1975.

[44] Korakianitis, T.; Wilson, D.:
Improvements in Part-Load Efficiency by Reducing Pressure Ratio in Regenerative Gas-Turbine Engines.
ASME Paper, 85-GT-147, 1985.

[45] Kruschik, J.:
Die Gasturbine.
Springer-Verlag Wien, 1960.

[46] Kuhn, K.:
Erweiterung des Stuttgarter Höhenprüfstandes.
Interner Bericht: ILA-87 A06, 1987.

[47] Kurzke, J.:
Achiving maximum thermal efficiency with the simple gas turbine cycle.
9th CEAS European Propulsion Forum, 2003.

[48] Kurzke, J.:
GasTurb^{TM} *- A Program for Gas Turbine Performance Calculations.*
www.gasturb.de, 2004.

[49] Lear, W.; Laganelli, A.:
High Pressure Regenerative Turbine Engine: 21st Century Propulsion.
NASA CR-2001-210675, 2001.

[50] Lecht, M.:
Thermodynamic Considerations on Fan Engine Heat Cycles.
Deutsche Forschungsanstalt für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), 1990.

[51] Lefebvre, A.:
Gas Turbine Combustion.
Taylor & Francis, ISBN 1-56032-673-5, 1999.

[52] Lundbladh, A.; Sjunnesson, A.:
Heat Exchanger Weight and Efficiency Impact on Jet Engine Transport Application.
ISABE Paper, 2003-1122, 2003.

[53] Maryland Metrics:
Ti-6Al-4V Specifications.
http://mdmetrics.com/index.htm, 2003.

[54] Mason, J.:
Heat Transfer in Cross-Flow.
Proc. Appl. Mechanics, 2nd U.S. Nat. Congress, 1954.

[55] Material- und Prüfanstalt Stuttgart (MPA):
Telefonat mit einem Material- und Fertigungsexperten.
2005.

[56] Matson, R.:
The Importance of Maintainability and Reliability in the Design Process: An Airline Perspective.
AIAA Paper, 91-2374, 1991.

[57] McDonald, C.:
The Increasing Role of Heat Exchangers in Gas Turbine Plants.
ASME Paper, 89-GT-103, 1989.

[58] Missirlis, D.; Yakinthos, K.; Palikaras, A.; Katheder, K.; Goulas, A.:
Experimental and numerical investigation of the flow field through a heat exchanger for aero-engine application.
International Journal of Heat and Fluid Flow 26, S.440-458, 2004.

[59] Miura, Y.; Sakurai, C.:
Advanced Turbofan Concept with Regenerator and Inter-Cooled Compressor.
AIAA Paper, 84-1270, 1984.

[60] Mock, E.; Caldwell, R.; Boyd, K.:
Regenerative Intercooled Turbine Engine (RITE) Study.
AIAA Paper, 84-1267, 1984.

[61] MTU Aero Engines GmbH:
V2500 - Das umweltfreundliche Triebwerk.
Unternehmenskommunikation und Repräsentanzen, 2002.

[62] Münzberg, H.:
Flugantriebe.
Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-05626-2, 1972.

[63] Münzberg, H.; Kurzke, J.:
Gasturbinen - Betriebsverhalten und Optimierung.
Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-08032-5, 1977.

[64] Nina, M.; Aguas, M.:
Heat Exchangers in Renerative Gas Turbine Cycles.
AGARD-CP-390, 1985.

[65] Owens, R.; Hasel, K.; Mapes, D.:
Ultra High Bypass Turbofan Technologies for the Twenty-First Century.
AIAA Paper, 90-2397, 1990.

[66] Papadopoulos, T.; Pilidis, P.:
Introduction of Intercooling in a High Bypass Jet Engine.
ASME Paper, 2000-GT-150, 2000.

[67] Parsons, E.:
Development, Fabrication and Application of a Primary Surface Gas Turbine Recuperator.
SAE Paper, 851254, 1985.

[68] Pellischek, G.; Kumpf, B.:
Compact Heat Exchanger Technology for Aero Engines.
ISABE Paper, 91-7019, 1991.

[69] Pollak, K.:
Auf Erdöl folgt Erdgas - und dann?
Energiewende, 5/2000.

[70] Privoznik, E.:
Allison T63 Regenerative Engine Program.
AGARD-CP-31, 1968.

[71] Renkel, M.; Knittel, H.:
Rekuperative Antriebe für UAV's.
Präsentation auf der Internationalen Luftfahrtausstellung (ILA) in Berlin, 2000.

[72] Rosen, R.; Facey, J.:
Civil Propulsion Technology for the next Twenty-Five Years.
ISABE Paper, 87-7000, 1987.

[73] Roskam, J.:
Airplane Design Part I: Preliminary Sizing of Airplanes.
ISBN 1-8848-8542-X, 1989.

[74] Rüd, K.; Henrich, E.; Westphal, V.; Hain, K.:
Entwicklung und Bereitstellung einer hochbelasteten schnelllaufenden Niederdruckturbine für die Erprobung in einem Demonstratortriebwerk.
Vortrag 2001-081, DGLR Tagung, 2001.

[75] Sanghi, V.; Sane, S.:
Modeling propulsion system of a subsonic civil jet aircraft for multidisciplinary conceptual design optimization.
ICAS Paper, 2002.

[76] Scheugenpflug, H.; Wilfert, G.; Pickard, N.; Massé, B.:
New Technologies for Efficient and Environmentally Friendly Aero Engines.
ICAS Paper, 2002-5.9.1, 2002.

[77] Scheugenpflug, H.; Wilfert, G.; Simon, B.:
Erfüllung zukünftiger Umweltanforderungen durch den Einsatz eines Wärmetauschertriebwerks.
Vortrag 2001-039, DGLR Tagung, 2001.

[78] Schönenborn, H.; Ebert, E.; Simon, B.; Storm, P.:
Thermomechanical Design of a Heat Exchanger for a Recuperative Aero Engine.
ASME Paper, GT2004-53696, 2004.

[79] Serovy, G.:
Compressor and Turbine Prediction System Development - Lessons from Thirty Years of History.
AGARD LS 83, 1976.

[80] Society of Automotive Engineers:
Aircraft Propulsion System Performance Station Designation and Nomenclature.
SAE ARP 755B, 1994.

[81] Special Metals:
INCONEL alloy 625.
Special Metals Deutschland Ltd., 2004.

[82] Stabe, R.; Ehitney, W.; Moffit, T.:
Performance of a High-Work Low Aspect Ratio Turbine Tested with a Realistic Inlet Radial Temperature Profile.
NASA TM-83665, 1984.

[83] Staudacher, S.:
Untersuchungen zum sekundären Luftsystem von Luftstrahltriebwerken.
Dissertation an der Technischen Universität München, 1995.

[84] Staudacher, S.:
Luftfahrtantriebe - Skript zur Vorlesung.
Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart, 2005.

[85] Staudt, E.; Birkholz, D.; Jansen, W.; Tuzson, J.:
Intercooled and Recuperated Dresser-Rand DC990 Gas Turbine Engine.
ASME Paper, 89-GT-3, 1989.

[86] Steffens, K.; Schäffler, A.; Buckl, F.:
Entwicklungstendenzen im Luftfahrttriebwerksbau.
Vortrag, DGLR Tagung, 2000.

[87] Steffens, K.; Walther, R.:
Driving the Technological Edge in Airbreathing Propulsion.
AIAA Paper, 2003.

[88] Steinmetz, R.; Wagner, M.:
Turbofan Engine Cycle Design Selection - Year 2000.
AIAA Paper, 86-2705, 1986.

[89] Taguchi, H.; Whellens, M.; Pilidis, P.; Singh, R.:
Design Study on Inter-Cooled and Regenerated Turbofan Engines with Rotary Heat Exchangers.
ISABE Paper, 2003-1092, 2003.

[90] Utriainen, E.; Sundén, B.:
Recuperators in Gas Turbine Systems.
ASME Paper, 98-GT-165, 1998.

[91] Verein Deutscher Ingenieure:
VDI-Wärmeatlas.
5. Auflage, 1988.

[92] Voit-Nitschmann, R.:
Einführung in die Luftfahrttechnik - Skript zur Vorlesung.
Institut für Flugzeugbau der Universität Stuttgart, 2005.

[93] Walsh, P.; Fletcher, P.:
Gas Turbine Performance.
Blackwell Science, 1998.

[94] Wilfert, G.; Kriegl, B.; Wald, L.; Johanssen, O.:
CLEAN - Validation of a GTF High Speed Turbine and Integration of Heat Exchanger Technology in an Environmental Friendly Engine Concept.
ISABE Paper, 2005-1156, 2005.

[95] Wilfert, G.; Massé, B.:
Technology Integration in a Low Emission Heat Exchanger Engine.
MTU Aero Engines / Snecma Moteurs, 2001.

[96] von Wolfersdorf, J.:
Wärmeübertragungsintensivierung - Manuskript zur Vorlesung.
Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt der Universität Stuttgart, 2003.

Anhang A

Wärmetauscher-Kennfelddaten

$\frac{k \cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}$	$(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}/(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}$								
	0,0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,4	0,330	0,320	0,311	0,307	0,303	0,298	0,294	0,290	0,286
0,8	0,551	0,528	0,507	0,496	0,485	0,475	0,465	0,454	0,444
1,2	0,699	0,668	0,637	0,622	0,606	0,591	0,576	0,560	0,545
1,6	0,798	0,764	0,729	0,710	0,691	0,673	0,653	0,634	0,615
2,0	0,865	0,832	0,795	0,775	0,754	0,733	0,711	0,689	0,667
2,4	0,909	0,879	0,843	0,823	0,801	0,779	0,755	0,731	0,706
2,8	0,939	0,913	0,879	0,859	0,838	0,814	0,790	0,764	0,737
3,2	0,959	0,937	0,907	0,888	0,867	0,843	0,818	0,790	0,762
3,6	0,973	0,955	0,927	0,910	0,890	0,866	0,841	0,812	0,783
4,0	0,982	0,967	0,944	0,927	0,908	0,886	0,860	0,831	0,800
5,0	0,993	0,985	0,970	0,957	0,941	0,921	0,896	0,866	0,833
6,0	0,998	0,993	0,983	0,974	0,962	0,944	0,921	0,892	0,857

Tabelle A.1: Austauschgrad $\Phi_{\rightleftharpoons}$ eines Gegenstromwärmetauschers.

$\frac{k \cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}$	$(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}/(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}$								
	0,0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,4	0,330	0,318	0,308	0,303	0,299	0,294	0,289	0,285	0,280
0,8	0,551	0,522	0,496	0,483	0,472	0,460	0,449	0,438	0,427
1,2	0,699	0,657	0,617	0,598	0,581	0,563	0,546	0,530	0,514
1,6	0,798	0,748	0,700	0,676	0,655	0,633	0,612	0,592	0,573
2,0	0,865	0,811	0,758	0,732	0,708	0,683	0,659	0,637	0,614
2,4	0,909	0,855	0,801	0,773	0,747	0,721	0,695	0,670	0,645
2,8	0,939	0,888	0,834	0,805	0,778	0,750	0,723	0,697	0,670
3,2	0,959	0,912	0,859	0,831	0,804	0,775	0,746	0,719	0,690
3,6	0,973	0,931	0,880	0,851	0,824	0,795	0,766	0,737	0,707
4,0	0,982	0,945	0,897	0,868	0,841	0,811	0,782	0,753	0,722
5,0	0,993	0,967	0,926	0,901	0,875	0,845	0,815	0,784	0,750
6,0	0,998	0,980	0,946	0,923	0,898	0,869	0,839	0,808	0,772

Tabelle A.2: Austauschgrad $\Phi_{\times 1}$ eines Kreuzstromwärmetauschers (1 Durchgang).

$\frac{k \cdot A}{(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}}$	$(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{min}/(\dot{m}c_\mathrm{p})_\mathrm{max}$								
	0,0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,4	0,330	0,319	0,309	0,305	0,300	0,296	0,291	0,287	0,283
0,8	0,551	0,525	0,500	0,488	0,477	0,466	0,455	0,444	0,434
1,2	0,699	0,661	0,625	0,608	0,591	0,574	0,558	0,542	0,527
1,6	0,798	0,754	0,711	0,690	0,669	0,649	0,629	0,609	0,590
2,0	0,865	0,819	0,773	0,749	0,726	0,703	0,680	0,657	0,635
2,4	0,909	0,865	0,818	0,793	0,769	0,744	0,719	0,695	0,670
2,8	0,939	0,898	0,852	0,827	0,802	0,776	0,750	0,724	0,697
3,2	0,959	0,922	0,878	0,853	0,829	0,802	0,775	0,747	0,719
3,6	0,973	0,940	0,899	0,875	0,850	0,823	0,796	0,767	0,737
4,0	0,982	0,954	0,915	0,892	0,868	0,841	0,813	0,784	0,753
5,0	0,993	0,974	0,944	0,924	0,901	0,875	0,847	0,817	0,784
6,0	0,998	0,985	0,961	0,944	0,924	0,899	0,872	0,841	0,806

Tabelle A.3: Austauschgrad $\Phi_{\times 2}$ eines Kreuzstromwärmetauschers (2 Durchgänge).

Anhang B

Auslegung des Zwischenkühlers: Ergebnistabellen

			Heißseite	Kaltseite
mittlere Temperatur	$\bar{T}$	[K]	388,3	291,9
mittlerer Druck	$\bar{p}$	[kPa]	222,470	50,338
Durchsatz	$\dot{m}$	[kg/s]	1,802	6,488
spezifische Wärmekapazität	c_p	[J/(kg K)]	1012,0	1004,0
dynamische Viskosität	η	[Pa s]	$22{,}58{\cdot}10^{-6}$	$18{,}14{\cdot}10^{-6}$
Wärmeleitfähigkeit	λ	[W/(m K)]	$33{,}10{\cdot}10^{-3}$	$25{,}50{\cdot}10^{-3}$
Prandtl-Zahl	Pr	[-]	0,7064	0,7150

Tabelle B.1: Thermische Randbedingungen für die Auslegung der Zwischenkühlermatrix und die zugehörigen Stoffwerte aus [91].

			Heißseite	Kaltseite
mittlere Temperatur	$\bar{T}$	[K]	413,5	316,8
mittlerer Druck	$\bar{p}$	[kPa]	483,900	132,600
Durchsatz	$\dot{m}$	[kg/s]	3,432	12,941

Tabelle B.2: Thermische Randbedingungen für die Festigkeitsüberprüfung sämtlicher Leitungen während des Startfalles.

		Lanzetten	Sammelrohr
d_a	[mm]	5,4	103,0
s	[mm]	0,10	1,50
v_s	[-]	0,90	0,90
c_1	[mm]	0,01	0,01
c_2	[mm]	0,01	0,01
S_{min}	[-]	4,0	2,0
$R_{p0,2}$	[MPa]	724,0	724,0
s_{min}	[mm]	0,028	0,096
S	[-]	40,42	39,26
σ_p	[N/mm^2]	17,9	18,4

Tabelle B.3: Ergebnisse aus der Festigkeitsnachrechnung aller Rohre unter innerem Überdruck.

Anstellwinkel der Zwischenkühler	α	[°]	15,0
Kraft auf den Zwischenkühler	$F_{ges,ZK}$	[N]	1157
Kraft auf eine Lanzette	F_{ges}	[N]	1,24
Druckkraft auf eine Lanzette	F_D	[N]	1,2
Biegekraft auf eine Lanzette	F_B	[N]	0,3

Tabelle B.4: Kräfte der Außenströmung auf den Zwischenkühler und die Lanzetten.

Widerstandsmoment	W	[mm^3]	7,64
Biegemoment	M_B	[Nmm]	62,2
Biegespannung	σ_B	[N/mm^2]	8,2
Druckspannung	σ_D	[N/mm^2]	0,4
Innendruckspannung	σ_p	[N/mm^2]	17,9
Gesamtspannung	σ	[N/mm^2]	26,4
Sicherheitsfaktor	S	[-]	27,4

Tabelle B.5: Spannungen an einer Lanzetten und der vorhandene Sicherheitsfaktor.

Anhang C

Flugmissionsdaten

Flugphase [-]		ΔZeit [min]	Zeit [h]	ΔStrecke [km]	Strecke [km]	Ma [-]	Höhe [m]	Schub [kN]
1	Start	0,5	0,01	2,04	2,04	0,200	0	70,300
2	Steigflug	2,0	0,04	10,62	12,66	0,265	762	68,250
3	Steigflug	1,0	0,06	7,51	20,17	0,382	1524	64,400
4	Steigflug	1,0	0,08	8,51	28,68	0,435	2286	60,900
5	Steigflug	1,0	0,09	8,79	37,48	0,453	3048	58,500
6	Steigflug	2,0	0,13	22,28	59,75	0,572	3810	55,000
7	Steigflug	1,0	0,14	11,58	71,33	0,604	4572	51,500
8	Steigflug	1,0	0,16	11,91	83,24	0,627	5334	49,100
9	Steigflug	1,0	0,18	12,25	95,49	0,651	6096	46,700
10	Steigflug	1,0	0,19	12,60	108,09	0,676	6858	44,400
11	Steigflug	3,0	0,24	39,09	147,18	0,702	7620	40,850
12	Steigflug	2,0	0,28	27,91	175,09	0,760	8382	37,300
13	Steigflug	1,0	0,29	14,03	189,12	0,776	9144	36,100
14	Steigflug	2,0	0,33	28,03	217,14	0,780	9906	32,600
15	Reiseflug	370,0	6,49	5134,24	5351,39	0,780	10668	27,620
16	Sinkflug	1,0	6,51	13,86	5365,24	0,780	9144	4,410
17	Sinkflug	2,0	6,54	27,44	5392,68	0,743	7620	4,030
18	Sinkflug	2,0	6,58	24,99	5417,67	0,664	6096	4,620
19	Sinkflug	2,0	6,61	24,05	5441,72	0,627	4572	4,630
20	Sinkflug	3,0	6,66	29,87	5471,59	0,508	3048	6,830
21	Sinkflug	3,0	6,71	21,45	5493,04	0,360	1524	11,140
22	Landung	3,0	6,76	14,64	5507,68	0,239	0	18,460

Tabelle C.1: Mission des Airbus A320 mit konventionellen Triebwerken.

Flugphase [-]		SFC [$\frac{g}{s\,kN}$]	ΔTreibstoff [kg]	Treibstoff [kg]	Flugzeugmasse [kg]
1	Start	8,620	36,4	36,4	69964
2	Steigflug	9,338	153,0	189,3	69811
3	Steigflug	10,684	82,6	271,9	69728
4	Steigflug	11,222	82,0	353,9	69646
5	Steigflug	11,321	79,5	433,4	69567
6	Steigflug	12,703	167,7	601,0	69399
7	Steigflug	13,012	80,4	681,5	69319
8	Steigflug	13,219	77,9	759,3	69241
9	Steigflug	13,458	75,4	834,8	69165
10	Steigflug	13,766	73,3	908,1	69092
11	Steigflug	14,002	205,9	1114,0	68886
12	Steigflug	14,504	129,8	1243,9	68756
13	Steigflug	14,775	64,0	1307,9	68692
14	Steigflug	14,733	115,3	1423,1	68577
15	Reiseflug	14,479	17756,0	19179,1	50833
16	Sinkflug	27,942	14,8	19193,9	50818
17	Sinkflug	32,732	31,7	19225,6	50786
18	Sinkflug	30,718	34,1	19259,6	50752
19	Sinkflug	33,474	37,2	19296,8	50715
20	Sinkflug	24,126	59,3	19356,1	50656
21	Sinkflug	16,166	64,8	19421,0	50591
22	Landung	11,697	77,7	19498,7	50513

Tabelle C.2: Gewichtsabnahme des Airbus A320 während einer Mittelstreckenmission mit konventionellen Triebwerken.

Flugphase [-]		ΔZeit [min]	Zeit [h]	ΔStrecke [km]	Strecke [km]	Ma [-]	Höhe [m]	Schub [kN]
1	Start	0,5	0,01	2,04	2,04	0,200	0	70,300
2	Steigflug	2,0	0,04	10,62	12,66	0,265	762	68,256
3	Steigflug	1,0	0,06	7,51	20,17	0,382	1524	64,416
4	Steigflug	1,0	0,08	8,51	28,68	0,435	2286	60,919
5	Steigflug	1,0	0,09	8,79	37,48	0,453	3048	58,522
6	Steigflug	2,0	0,13	22,28	59,75	0,572	3810	55,011
7	Steigflug	1,0	0,14	11,58	71,33	0,604	4572	51,524
8	Steigflug	1,0	0,16	11,91	83,24	0,627	5334	49,126
9	Steigflug	1,0	0,18	12,25	95,49	0,651	6096	46,727
10	Steigflug	1,0	0,19	12,60	108,09	0,676	6858	44,429
11	Steigflug	3,0	0,24	39,09	147,18	0,702	7620	40,861
12	Steigflug	2,0	0,28	27,91	175,09	0,760	8382	37,318
13	Steigflug	1,0	0,29	14,03	189,12	0,776	9144	36,140
14	Steigflug	2,0	0,33	28,03	217,14	0,780	9906	32,622
15	Reiseflug	370,0	6,49	5134,24	5351,39	0,780	10668	27,620
16	Sinkflug	1,0	6,51	13,86	5365,24	0,780	9144	4,410
17	Sinkflug	2,0	6,54	27,44	5392,68	0,743	7620	4,030
18	Sinkflug	2,0	6,58	24,99	5417,67	0,664	6096	4,620
19	Sinkflug	2,0	6,61	24,05	5441,72	0,627	4572	4,630
20	Sinkflug	3,0	6,66	29,87	5471,59	0,508	3048	6,830
21	Sinkflug	3,0	6,71	21,45	5493,04	0,360	1524	11,140
22	Landung	3,0	6,76	14,64	5507,68	0,239	0	18,460

Tabelle C.3: Mittelstreckenmission des Airbus A320 mit zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken.

Flugphase [-]		SFC [$\frac{g}{s\,kN}$]	ΔTreibstoff [kg]	Treibstoff [kg]	Flugzeugmasse [kg]
1	Start	8,242	34,8	34,8	69965
2	Steigflug	8,992	147,3	182,1	69818
3	Steigflug	10,369	80,2	262,2	69738
4	Steigflug	10,922	79,8	342,1	69658
5	Steigflug	11,028	77,4	419,5	69580
6	Steigflug	12,407	163,8	583,3	69417
7	Steigflug	12,697	78,5	661,8	69338
8	Steigflug	12,877	75,9	737,7	69262
9	Steigflug	13,090	73,4	811,1	69189
10	Steigflug	13,364	71,2	882,4	69118
11	Steigflug	13,570	199,6	1082,0	68918
12	Steigflug	14,036	125,7	1207,7	68792
13	Steigflug	14,223	61,7	1269,4	68731
14	Steigflug	14,143	110,7	1380,1	68620
15	Reiseflug	13,890	17046,2	18426,3	51586
16	Sinkflug	24,778	13,1	18439,5	51573
17	Sinkflug	28,719	27,8	18467,2	51545
18	Sinkflug	26,534	29,4	18496,7	51516
19	Sinkflug	29,690	33,0	18529,6	51483
20	Sinkflug	20,229	49,7	18579,4	51433
21	Sinkflug	13,307	53,4	18632,8	51380
22	Landung	9,619	63,9	18696,7	51316

Tabelle C.4: Gewichtsabnahme des Airbus A320 während einer Mittelstreckenmission mit zwischengekühlten, rekuperativen Triebwerken.

Lebenslauf

Personalien	Name	**Henrik Gonser**
	Geburtsdatum	10.11.1975
	Geburtsort	Singen am Htw.
	Staatsangehörigkeit	deutsch
Schulbildung	09/1982 - 07/1986	Johann-Peter-Hebel-Schule (Grundschule) in Singen
	09/1986 - 06/1995	Friedrich Wöhler Gymnasium Singen
	06/1995	Allgemeine Hochschulreife
Zivildienst	08/1995 - 08/1996	Zivildienst im Krankenhaus Singen
Studium	10/1996 - 05/2002	Universität Stuttgart, Luft- und Raumfahrttechnik
	05/2002	Diplom
Praktika	02/1997 - 04/1997	Breyer GmbH Singen
	10/1998 - 02/1999	Breyer GmbH Singen
Berufstätigkeit	07/2002 - 10/2005	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Insitut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart
	seit 11/2005	Berechnungsingenieur in der MTU Aero Engines GmbH