Untersuchung alternativer Flugzeugklimaanlagen auf Basis des Kaltdampfprozesses

Band 1

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
von

Dipl.-Ing. Steffen Golle
geboren am 5. Mai 1985 in Gera

genehmigt von der Fakultät
Maschinenwesen
an der Technischen Universität Dresden

Eingereicht am 14. Juni 2019
Verteidigt am 27. Februar 2020

Gutachter Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse (TU Dresden)
Prof. Dr.-Ing. Ingwer Ebinger (HAW Hamburg)
Prof. Dr.-Ing. Matthias Franke (HTW Dresden)

Vorwort

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Bitzer-Professur für Kälte-, Kryo- und Kompressorentechnik an der Technischen Universität Dresden in der Zeit zwischen 2012 und 2019 entstanden. Die Grundlage bildeten die im Rahmen der Luftfahrtforschungsvorhaben LuFo-IV und LuFo-V der Bundesregierung durchgeführten Projekte mit dem Flugzeughersteller Airbus. Der Inhalt der Projekte umfasste die Analyse verschiedener Technologien, auf deren Basis neue Prozesse für Flugzeugklimaanlagen entwickelt wurden. Zuerst stand dabei der Einsatz in aktuellen Flugzeugtypen im Fokus. Später wurden die Aufgabengebiete um zukünftige Flugzeugkonzepte erweitert. Auf Basis dieser Arbeiten konnten verschiedene Aspekte der Klimaaggregate näher beleuchtet und die Grundlage für den späteren Einsatz im Flugzeug gelegt werden.

Mein Dank gilt insbesondere meinem Doktorvater Professor Ullrich Hesse für die Möglichkeit zur Bearbeitung des von ihm vorgeschlagenen Projekts sowie für das Vertrauen und die Gewährung der notwendigen zeitlichen und kreativen Freiheit. Weiterhin möchte ich meinen Kollegen Herrn Mario Raddatz und Herrn Enrico Klausner an der Professur für Thermische Energiemaschinen und -anlagen sowie Herrn Frank Klimpel, Herrn Hans Brunswig und Herrn Stephan Anton Schmidt bei der Airbus GmbH für die gute Zusammenarbeit, die fruchtbaren Gespräche und Ideen sowie die Unterstützung während des gemeinsamen Projekts danken. Besonderen Dank geht auch an meine ehemaligen und aktuellen Kollegen am Lehrstuhl für die kurzweiligen Stunden innerhalb und außerhalb der Arbeitszeit. Ebenfalls möchte ich die *Open-Source*-Gemeinschaft würdigen, ohne deren Programme die Arbeit nicht auf diese Weise möglich gewesen wäre. Mein besonderer Dank geht an meine Frau Olga und Tochter Sophia für die viele Unterstützung und Geduld während der gesamten Zeit, obwohl ich manchmal schlecht gelaunt und geistig abwesend war. Nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, die mir mein Studium ermöglicht und mich in all meinen Entscheidungen unterstützt haben, meinem Bruder und Familie sowie meiner Schwiegermutter für die Aufmunterung und Motivation in den letzten Jahren.

Dresden, 14. Juni 2019

Kurzfassung

Die Herausforderungen der modernen Luftfahrt sind wesentlich bestimmt durch die Ökonomie sowie den Umwelt- und Klimaschutz. Dadurch steht bei der Entwicklung neuer Flugzeuge besonders die Verbesserung der Energieeffizienz bzw. die Reduktion des Brennstoffverbrauchs im Mittelpunkt. Dies soll zu einem großen Teil durch effizientere Triebwerke mit höheren Nebenstromverhältnis, der zunehmenden Elektrifizierung aller Subsysteme sowie der allgemeinen Weiterentwicklung einzelner Subsysteme erreicht werden. Die Herausforderungen machen es damit auch notwendig, neue Ansätze zur Verbesserung der Flugzeugklimaanlage zu betrachten.
In aktuell eingesetzten Passagierflugzeugen werden nahezu ausschließlich Flugzeugklimaanlagen auf Basis des Kaltgasprozesses mit pneumatischen Antrieb durch die Triebwerkszapfluft eingesetzt. Der Ersatz des zugrundeliegenden Prozesses durch einen Kaltdampfprozess bietet ein großes Potential zur Erhöhung der Energieeffizienz bei den gegebenen Randbedingungen. Außerdem muss die Verwendung der Zapfluft als Antrieb aufgrund der Verwendung neuer Triebwerke mit hohem Nebenstromverhältnis sowie potentieller Gesundheitsrisiken überdacht werden. Eine Möglichkeit ist dabei die Nutzung eines elektrischen Antriebs. Weiterhin kann ein Teil der Kabinenabluft, die normalerweise direkt aus dem Flugzeug geleitet wird, in der Klimaanlage zur zusätzlichen Generierung von Leistung verwendet werden.
In dieser Arbeit werden die identifizierten Ansätze zu insgesamt sieben Varianten alternativer Flugzeugklimaanlagen weiter entwickelt. Diese Systeme werden dann besonders im Hinblick auf den Brennstoffverbrauch mit dem aktuell eingesetzten Referenzsystem verglichen und bewertet. Die Berechnung der thermodynamischen Zustände der Klimaanlagen, die für den Vergleich notwendig sind, erfolgt über ein selbst entwickeltes Berechnungsmodell. Auf Basis der verschiedenen Anforderungen und Randbedingungen wird dabei eine zweigeteilte Prozesssimulation für neun Betriebsfälle durchgeführt. Während der vereinfachten Auslegungsrechnung werden die wesentlichen Prozessparameter festgelegt. Die darauf folgende Nachrechnung beinhaltet detaillierte Modelle für Wärmeübertrager und Turbomaschinen. Letztere werden über selbst generierte und optimierte Kennfelder implementiert.
Die Ergebnisse zeigen für jede neu konzeptionierte Klimaanlage ein deutliche Verringerung des Brennstoffverbrauchs im Vergleich zum Referenzsystem. Die elektrisch angetriebenen Aggregate erreichen eine Reduktion auf 20 % bis 60 % und die pneumatisch betriebenen Systeme auf 40 % bis 80 %.

Stichworte:
Flugzeug, Flugzeugklimaanlage, Kaltdampfprozess, Kaltgasprozess, elektrischer Antrieb, pneumatischer Antrieb, Prozesssimulation, Wärmeübertrager, Turbomaschinen

Inhaltsverzeichnis

Vorwort . . . . . **II**

Kurzfassung . . . . . **III**

Abbildungsverzeichnis . . . . . **VIII**

Tabellenverzeichnis . . . . . **XVI**

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis . . . . . **XVIII**

1 Einleitung **1**
1.1 Problemstellung und Motivation 4
1.2 Zielsetzung und methodischer Aufbau der Arbeit 11
1.3 Historischer Überblick und Stand der Technik 12

2 Anforderungen und Randbedingungen **20**
2.1 Umgebungsbedingungen und Atmosphärenmodell 21
2.2 Stau- und Außenluft 27
2.3 Zapfluft 41
2.4 Kabinenbedingungen 43
2.5 Flugprofil 48
2.6 Sicherheitsanforderungen und Designziele 51
2.7 Betriebskennfeld 53

3 Konzepte zur Verbesserung der Energieeffizienz **57**
3.1 Anwendung des Kaltdampfprozesses 57
3.2 Pneumatischer und elektrischer Antrieb 63
3.3 Kabinenabluftnutzung 66
3.4 Umluftkühlung 68
3.5 Kältemittelauswahl 71

4 Neu entwickelte Prozesse der Flugzeugklimaanlagen **75**
4.1 Pneumatisch angetriebene Systeme 75
4.1.1 System PN1 ohne Kabinenabluftnutzung 76
4.1.2 Systeme PNK1, PNK2 und PNK3 mit Kabinenabluftnutzung 78
4.2 Elektrisch angetriebene Systeme 82
4.2.1 Systeme EL1 und EL2 ohne Kabinenabluftnutzung 82

4.2.2 System ELK1 mit Kabinenabluftnutzung 84

5 Prozesssimulation 87
5.1 Aufbau des Berechnungsmodells 89
5.2 Thermodynamische Grundlagen 94
5.3 Elemente im Prozess 98
5.3.1 Wärmeübertrager 98
5.3.2 Turbomaschinen 104
5.3.3 Mischung 105
5.3.4 Aufteilung 106
5.3.5 Wasserabscheider 107
5.3.6 Drosselorgan und Druckminderer 108
5.4 Validierung 109

6 Wärmeübertragermodell 113
6.1 Wärmeübertragergeometrie und Diskretisierung 116
6.2 Berechnungsverfahren und iterativer Löser 120
6.2.1 Energieerhaltung mit Wärmedurchgangsberechnung 121
6.2.2 Impulserhaltung mit Druckverlustberechnung 124
6.3 Programmablaufpläne 127
6.4 Validierung 130

7 Turbomaschinenmodell 135
7.1 Vereinfachte Auslegung der Turbomaschinen 136
7.1.1 Turbine 136
7.1.2 Radialverdichter 139
7.2 Erstellung und Optimierung der Turbomaschinenkennfelder 145
7.2.1 Kennfelderstellung 145
7.2.2 Grundlagen evolutionärer Algorithmen 147
7.2.3 Kennfeldoptimierung 149
7.3 Einbindung des Turbomaschinenmodells in die Prozesssimulation 153

8 Berechnungsergebnisse und Bewertung der Flugzeugklimaanlagen . . 155
8.1 Grundlagen der Bewertung 155
8.1.1 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch Zapfluftentnahme 158
8.1.2 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch Entnahme von Wellenleistung 158
8.1.3 Zustätzlicher Brennstoffverbrauch durch Lufteinlässe 159
8.2 Ergebnisse der Auslegung und Berechnung der Flugzeugklimaanlagen 160
8.2.1 Massenströme 160
8.2.2 Elektrische Leistungsaufnahme 162
8.2.3 Abschätzung der Systemmasse 162
8.3 Bewertung und Vergleich der Effizienz 164

8.4 Auswertung der neu entwickelten Flugzeugklimaanlagen . . . 168

9 Zusammenfassung und Ausblick . . . 171

Literaturverzeichnis . . . 173

Anhang (Band 2) 190

Anhang A Mathematische und physikalische Ergänzungen . . . 193

A.1 Herleitungen . . . 193

A.1.1 Druckverlauf der isothermen Atmosphäre . . . 193

A.1.2 Druckverlauf der adiabatischen Atmosphäre . . . 193

A.2 Ergänzungen . . . 194

A.2.1 Isentropenbeziehungen . . . 194

A.2.2 Adiabatische Rohrströmung mit Reibung . . . 195

Anhang B Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen . . . 197

B.1 Wärmeübergang . . . 197

B.1.1 Gültigkeitsgrenzen . . . 197

B.1.2 Korrelationen für den einphasigen Wärmeübergang im Rohr . . . 201

B.1.3 Korrelationen für das Strömungssieden im Rohr . . . 203

B.1.4 Korrelationen für die Strömungskondensation im Rohr . . . 224

B.1.5 Korrelationen für den einphasigen Wärmeübergang an Lamellenrohrwärmeübertragern mit eingeschlitzten Lamellen . . . 233

B.1.6 Korrelationen für den einphasigen Wärmeübergang an Lamellenrohrwärmeübertragern mit wellenförmigen Lamellen . . . 237

B.1.7 Korrelationen für den einphasigen Wärmeübergang im Plattenwärmeübertrager . . . 244

B.1.8 Korrelationen für den einphasigen Wärmeübergang im Rippenplattenwärmeübertrager . . . 245

B.2 Druckverlust . . . 246

B.2.1 Gültigkeitsgrenzen . . . 246

B.2.2 Korrelationen für den einphasigen Druckverlust im Rohr . . . 247

B.2.3 Korrelationen für den zweiphasigen Druckverlust im Rohr . . . 248

B.2.4 Korrelationen für den einphasigen Druckverlust an Lamellenrohrwärmeübertragern mit eingeschlitzten Lamellen . . . 257

B.2.5 Korrelationen für den einphasigen Druckverlust an Lamellenrohrwärmeübertragern mit wellenförmigen Lamellen . . . 260

B.2.6 Korrelationen für den einphasigen Druckverlust im Plattenwärmeübertrager 266

B.2.7 Korrelationen für den einphasigen Druckverlust im Rippenplattenwärmeübertrager . . . 268

Anhang C Schaltbilder 269
C.1 Pneumatisch angetriebene Kaltluftkühlsysteme 269
C.2 Pneumatisch angetriebene Kaltdampfkühlsysteme 271
C.3 Elektrisch angetriebene Kaltdampfkühlsysteme 279

Anhang D Modellparameter 285
D.1 Betriebskennfeld 285
D.2 Systemparameter 289

Anhang E Berechnungsergebnisse und ausgelegte Bauteile 312
E.1 Prozesssimulation 312
E.2 Lufteinlässe und -kanäle 317
E.3 Wärmeübertrager 332
E.4 Turbomaschinen 338

Anhang F Sonstiges 343
F.1 Selbstständigkeitserklärung 343

Abbildungsverzeichnis

1.1 Wesentliche Stoffströme der Flugzeugklimaanlage 1
1.2 Offene einfache Expansionskühlanlage mit zwei Laufrädern auf einer Welle 2
1.3 Grundlegende Prozesse der Flugzeugklimaanlagen 3
1.4 Schema einer Kälteanlage 4
1.5 Carnot-Prozess 6
1.6 Kaltluftprozess mit Carnot-Vergleichsprozess 7
1.7 Kaltdampfprozess mit Carnot-Vergleichsprozess für das Kältemittel R-134a 8
1.8 Erhöhung des Treibstoffverbrauchs bei Triebwerken mit unterschiedlichen Nebenstromverhältnissen 9
1.9 Schwankung des Zapfluftdrucks bei verschiedenen Flugphasen 10
1.10 Kaltdampfkühlsystem in der Douglas DC-8 13
1.11 Elektrisch angetriebenes Kaltluftkühlsystem 14
1.12 Offene Expansionskühlanlage mit zwei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) . . . 15
1.13 Offene Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) . . . 16
1.14 Offene Expansionskühlanlage mit vier Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) . . . 16
1.15 Detaillierte offene Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) und Hochdruckwasserabscheidung (Referenzsystem) 18

2.1 Schnittstellen der Klimaanlage zum Flugzeug und zur Umgebung 20
2.2 Temperaturverlauf über die Höhe auf Basis der Internationalen Standardatmosphäre 26
2.3 Druckverlauf über die Höhe auf Basis der Internationalen Standardatmosphäre . . . 26
2.4 Veränderung des Wassergehalts über die Höhe auf Basis der Internationalen Standardatmosphäre 27
2.5 Verschiedene Lufteinlässe bei Flugzeugen 28
2.6 Schematische Darstellung einer Lufthutze mit rechteckigen Profil 32
2.7 Schematische Darstellung eines versenkten Einlasses 35
2.8 Stationäre Strömung eines Fluids durch einen adiabaten Kanal in Form eines Diffusors 38
2.9 Adiabate Strömung in einem Kanal mit konstantem Querschnitt und Reibung 39
2.10 Adiabate Strömung in einem Kanal mit dem Bezugszustand bei Schallgeschwindigkeit 40
2.11 Schematisches Fließbild und Zeichnung des Zapfluftanschlusses am Triebwerk . . . 42
2.12 Auftretende Wärmeströme in der Passagierkabine 44
2.13 Kabinendruckverlauf über die Höhe 47
2.14 Typischer operativer Ablauf des Flugs eines Verkehrsflugzeugs 49
2.15 Klimaaggregat des chinesischen Mittelstreckenflugzeugs Comac C919 52

2.16 Temperaturverlauf über die Höhe mit nummerierten Betriebsfällen 53

3.1 Vereinfachtes Fließbild des Referenzprozesses 58
3.2 *h-s*-Diagramm des Referenzprozesses im Bodenfall 59
3.3 Vereinfachtes Fließbild des veränderten Referenzprozesses mit Anwendung des Kaltdampfprozesses 61
3.4 *h-s*-Diagramm des vereinfachten, pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems 61
3.5 Vereinfachtes Fließbild des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems (PN1) 62
3.6 Vereinfachtes Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems in den Bodenfällen (EL1) 64
3.7 Vereinfachtes Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems in den Flugfällen (EL1) 65
3.8 Vereinfachtes Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung (ELK1) im Flugfall 66
3.9 *h-s*-Diagramm mit der möglichen Enthalpiedifferenz bei der Entspannung von Kabinenabluft im Flug 67
3.10 Vereinfachtes Schema der Komponenten und Stoffströme zwischen Klimaaggregat und Kabine im Referenzsystem 68
3.11 Vereinfachtes Schema der Komponenten und Stoffströme zwischen Klimaaggregat und Kabine mit Umluftkühlung 69
3.12 Enthalpie-Entropie-Diagramm mit den qualitativen Zustandsänderungen in der Klimaanlage und den Mischeinheiten mit und ohne Umluftkühlung 69

4.1 Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung (PN1) 76
4.2 Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 1 (PNK1) 78
4.3 Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 2 (PNK2) 80
4.4 Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 3 (PNK3) 81
4.5 Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung mit einstufiger Verdichtung (EL1) 82
4.6 Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung mit zweistufiger Verdichtung (EL2) 84
4.7 Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung (ELK1) . 85

5.1 Ablauf des iterativen Entwicklungsprozesses 87
5.2 Bezugspunkte des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems (PN1) 89
5.3 Programmablaufplan des Hauptprogramms für die Auslegungsrechnung 91
5.4 Programmablaufplan der Berechnungsprozedur 92
5.5 Programmablaufplan der Rückheizerschleife der pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlage PN1 93

5.6 Energiebilanz eines Kontrollvolumens . . . 95
5.7 Kontrollraum des Wärmeübertragers . . . 99
5.8 Temperaturverlauf eines Gegenstromwärmeübertragers . . . 100
5.9 Temperaturverlauf eines Verflüssigers . . . 102
5.10 Temperaturverlauf eines Verdampfers . . . 103
5.11 Kontrollraum des Verdichters . . . 104
5.12 Kontrollraum der Mischung . . . 105
5.13 Kontrollraum der Aufteilung . . . 106
5.14 Kontrollraum des Wasserabscheiders . . . 107
5.15 Kontrollraum des Drosselorgans . . . 109
5.16 Pneumatisch angetriebenes Kaltluftkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung der Airbus Operations GmbH . . . 110

6.1 Darstellung der Zellenmethode zur Aufteilung des Wärmeübertragers in Einzelapparate . . . 114
6.2 Skizze eines Lamellenrohrwärmeübtr. mit Flachrohren und eingeschlitzten Lamellen 116
6.3 Skizze eines Rippenplattenwärmeübtr. mit versetzten, rechteckigen Rippenstreifen . 117
6.4 Skizze eines Plattenwärmeübertragers mit im Fischgrätenmuster profilierten Platten 118
6.5 Gerichteter Graph bestehend aus Knoten und Kanten . . . 118
6.6 Gerichteteter Graph für die Diskretisierung eines Lamellenrohrwärmeübertragers in Kreuzgegenstromschaltung (x-z-Ebene) . . . 120
6.7 Wärmedurchgang in einer Zelle . . . 121
6.8 Druckverlust in der Zelle . . . 124
6.9 Programmablaufplan der Erstellung des Wärmeübertragers . . . 128
6.10 Programmablaufplan der Berechnung des Wärmeübertragers . . . 129
6.11 Programmablaufplan der Auslegung des Wärmeübertragers . . . 130

7.1 Verlauf des korrigierten Massenstromverhältnisses der Turbine über den Totaldruckverhältnis für verschiedene Parameter . . . 137
7.2 Verlauf des isentropen Gütegrads der Turbine in Abhängigkeit von der normierten Enthalpiedifferenz für verschiedene Parameter . . . 138
7.3 Einfluss des Turbinenleitgitters auf korr. Massenstrom und isentropen Gütegrad . . 139
7.4 Verlauf des isentropen Gütegrads des Verdichters über dem korrigierten Massenstrom für verschiedene Parameter . . . 143
7.5 Verlauf des Totaldruckverhältnisses des Verdichters über dem korrigierten Massenstrom für verschiedene Parameter . . . 144
7.6 Berechnete Kennfeldpunkte und Interpolation des irregulären Gitters . . . 146
7.7 Überführung in ein reguläres Gitter und Interpolation des Kennfelds . . . 147
7.8 Schematische Darstellung der Berechnungsschritte bei evolutionären Algorithmen . 149
7.9 Auswahl an Individiuen der ersten Generation bei der Optimierung eines Verdichterkennfelds . . . 150

7.10 Entwicklung des Selektionswertes mit der Generation für eine Population mit 200 Individuen . . . 151
7.11 Kennfeld der Turbine 1 des Systems ELK1 mit Verlauf des korrigieren Massenstroms über dem Totaldruckverhältnis . . . 152
7.12 Kennfeld der Turbine 1 des Systems ELK1 mit Verlauf der Drehzahl über dem Totaldruckverhältnis . . . 152
7.13 Kennfeld der Verdichters 2 des Systems ELK1 mit Verlauf des Totaldruckverhältnisses über dem korrigieren Massenstroms . . . 153
7.14 Leistung der einzelnen Maschinen und Leistungsdifferenz des Maschinensatzes mit eingestellter Drehzahl . . . 154

8.1 Angreifende Kräfte bei einem Flugzeug im Geradeausflug . . . 155
8.2 Verlauf des spezifischen Brennstoffverbrauchs, der Schubkraft und des Brennstoffmassenstroms eines Triebwerks für ein Flugprofil . . . 157
8.3 Zapfluftmassenstrom der pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlagen . . . 160
8.4 Stauluftmassenstrom aller betrachteten Flugzeugklimaanlagen . . . 161
8.5 Direkter Außenluftmassenstrom der alternativen Flugzeugklimaanlagen . . . 161
8.6 Elektrische Leistungsaufnahme aller betrachteten Flugzeugklimaanlagen . . . 162
8.7 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch die Stau- und Außenlufteinlässe für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen . . . 164
8.8 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch die Zapfluftentnahme für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen . . . 165
8.9 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch die Wellenleistungsentnahme für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen . . . 165
8.10 Ges. zusätzlicher Brennstoffverbrauch für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen . 166
8.11 Ges. zusätzlicher Brennstoffverbrauch für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen relativ zum Referenzsystem . . . 166

A.1 Isentropenbeziehungen . . . 195
A.2 Beziehungen für die adiabatische Rohrströmung mit Reibung . . . 196

B.1 Vergleich der Korrelation VDI für den einphasigen Wärmeübergang im Rohr (1) . . 203
B.2 Vergleich der Korrelation VDI für den einphasigen Wärmeübergang im Rohr (2) . . 203
B.3 Vergleich der Korrelation von Shah 2017 für das Strömungssieden im Rohr (1) . . . 206
B.4 Vergleich der Korrelation von Shah 2017 für das Strömungssieden im Rohr (2) . . . 207
B.5 Vergleich der Korrelation von Shah 2017 für das Strömungssieden im Rohr (3) . . . 207
B.6 Vergleich der Korrelation von Shah 1982 für das Strömungssieden im Rohr (1) . . . 208
B.7 Vergleich der Korrelation von Shah 1982 für das Strömungssieden im Rohr (2) . . . 208
B.8 Vergleich der Korrelation von Shah 1982 für das Strömungssieden im Rohr (3) . . . 209
B.9 Vergleich der Korrelation von VDI für das Strömungssieden im Rohr (1) . . . 209
B.10 Vergleich der Korrelation von VDI für das Strömungssieden im Rohr (2) . . . 210
B.11 Vergleich der Korrelation von VDI für das Strömungssieden im Rohr (3) . . . 210

B.12 Vergleich der Korrelation von Kandlikar 1990 für das Strömungssieden im Rohr (1) 211
B.13 Vergleich der Korrelation von Kandlikar 1990 für das Strömungssieden im Rohr (2) 212
B.14 Vergleich der Korrelation von Kandlikar 1990 für das Strömungssieden im Rohr (3) 212
B.15 Vergleich der Korrelation von Kandklikar 2004 für das Strömungssieden im Rohr (1) 213
B.16 Vergleich der Korrelation von Kandklikar 2004 für das Strömungssieden im Rohr (2) 214
B.17 Vergleich der Korrelation von Kandklikar 2004 für das Strömungssieden im Rohr (3) 214
B.18 Vergleich der Korrelation von Chen für das Strömungssieden im Rohr (1) 215
B.19 Vergleich der Korrelation von Chen für das Strömungssieden im Rohr (2) 216
B.20 Vergleich der Korrelation von Chen für das Strömungssieden im Rohr (3) 216
B.21 Vergleich der Korr. von Gungor und Winterton für das Strömungssieden im Rohr (1) 217
B.22 Vergleich der Korr. von Gungor und Winterton für das Strömungssieden im Rohr (2) 218
B.23 Vergleich der Korr. von Gungor und Winterton für das Strömungssieden im Rohr (3) 218
B.24 Vergleich der Korr. von Liu und Winterton für das Strömungssieden im Rohr (1) . . 220
B.25 Vergleich der Korr. von Liu und Winterton für das Strömungssieden im Rohr (2) . . 220
B.26 Vergleich der Korr. von Liu und Winterton für das Strömungssieden im Rohr (3) . . 221
B.27 Vergleich der Korr. von Steiner und Taborek für das Strömungssieden im Rohr (1) . 222
B.28 Vergleich der Korr. von Steiner und Taborek für das Strömungssieden im Rohr (2) . 223
B.29 Vergleich der Korr. von Steiner und Taborek für das Strömungssieden im Rohr (3) . 223
B.30 Vergleich der Korrelation von Shah 2016 für die Strömungskondensation im Rohr . . 225
B.31 Vergleich der Korrelation von Shah 2009 für die Strömungskondensation im Rohr . . 226
B.32 Vergleich der Korrelation von Shah 1979 für die Strömungskondensation im Rohr . . 226
B.33 Vergleich der Korrelation VDI für die Strömungskondensation im Rohr 227
B.34 Vergleich der Korr. von Dobson und Chato für die Strömungskondensation im Rohr 229
B.35 Vergleich der Korrelation von Moser für die Strömungskondensation im Rohr 230
B.36 Vergleich der Korr. von Cavallini 2006a für die Strömungskondensation im Rohr . . 231
B.37 Vergleich der Korr. von Cavallini 2006b für die Strömungskondensation im Rohr . . 233
B.38 Vergleich der Korrelation von Park und Jacobi 2009a für den einphasigen Wärmeübergang an eingeschlitzten Lamellen 234
B.39 Vergleich der Korrelation von Park und Jacobi 2009b für den einphasigen Wärmeübergang an eingeschlitzten Lamellen 235
B.40 Vergleich der Korrelation von Chang und Wang für den einphasigen Wärmeübergang an eingeschlitzten Lamellen 236
B.41 Skizze eines Lamellenrohrwärmeübtr. mit Rundrohren und wellenförm. Lamellen . 237
B.42 Vergleich der Korrelation von Wang 1997 für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (1) 238
B.43 Vergleich der Korrelation von Wang 1997 für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (2) 238
B.44 Vergleich der Korrelation von Wang 1999a und 1999c für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (1) 240
B.45 Vergleich der Korrelation von Wang 1999a und 1999c für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (2) 240

B.46 Vergleich der Korrelation von Wang 1999b für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (1) . . . 241
B.47 Vergleich der Korrelation von Wang 1999b für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (2) . . . 242
B.48 Vergleich der Korrelation von Wang 2002 für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (1) . . . 243
B.49 Vergleich der Korrelation von Wang 2002 für den einphasigen Wärmeübergang an wellenförmigen Lamellen (2) . . . 244
B.50 Vergleich der Korrelation von Martin für den einphasigen Wärmeübergang im Plattenwärmeübertrager mit Fischgrätenprofil . . . 245
B.51 Vergleich der Korrelation von Manglik und Bergles für den einphasigen Wärmeübergang im Rippenplattenwärmeübertrager mit rechteckigen, versetzten Rippenstreifen . . . 246
B.52 Vergleich der Berechnung nach Glück für den einphasigen Druckverlust im Rohr . . 247
B.53 Vergleich der Korrelation von Friedel für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungssieden) im Rohr . . . 250
B.54 Vergleich der Korrelation von Friedel für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungskondensation) im Rohr (1) . . . 250
B.55 Vergleich der Korrelation von Friedel für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungskondensation) im Rohr (2) . . . 251
B.56 Vergleich der Korrelation von Lockhart und Martinelli für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungssieden) im Rohr . . . 252
B.57 Vergleich der Korrelation von Lockhart und Martinelli für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungskondensation) im Rohr (1) . . . 253
B.58 Vergleich der Korrelation von Lockhart und Martinelli für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungskondensation) im Rohr (2) . . . 253
B.59 Vergleich der Korrelation von Chisholm für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungssieden) im Rohr . . . 255
B.60 Vergleich der Korrelation von Chisholm für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungskondensation) im Rohr (1) . . . 256
B.61 Vergleich der Korrelation von Chisholm für den zweiphasigen Druckverlust (Strömungskondensation) im Rohr (2) . . . 256
B.62 Vergleich der Korrelation von Park und Jacobi 2009a für den einphasigen Druckverlust an eingeschlitzten Lamellen . . . 257
B.63 Vergleich der Korrelation von Park und Jacobi 2009b für den einphasigen Druckverlust an eingeschlitzten Lamellen . . . 258
B.64 Vergleich der Korrelation von Chang für den einphasigen Wärmeübergang an eingeschlitzten Lamellen . . . 259
B.65 Vergleich der Korrelation von Wang 1997 für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (1) . . . 260

B.66 Vergleich der Korrelation von Wang 1997 für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (2) . . . 261
B.67 Vergleich der Korrelation von Wang 1999a und 1999c für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (1) . . . 261
B.68 Vergleich der Korrelation von Wang 1999a und 1999c für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (2) . . . 262
B.69 Vergleich der Korrelation von Wang 1999b für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (1) . . . 263
B.70 Vergleich der Korrelation von Wang 1999b für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (2) . . . 264
B.71 Vergleich der Korrelation von Wang 2002 für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (1) . . . 265
B.72 Vergleich der Korrelation von Wang 2002 für den einphasigen Druckverlust an wellenförmigen Lamellen (2) . . . 265
B.73 Vergleich der Korrelation von Martin für den einphasigen Druckverlust im Plattenwärmeübertrager mit Fischgrätenprofil . . . 267
B.74 Vergleich der Korrelation von Manglik und Bergles für den einphasigen Druckverlust im Rippenplattenwärmeübertrager . . . 268

C.1 Darstellung der Bezugspunkte eines Klimaaggregats der offenen Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) und Hochdruckwasserabscheidung (Referenzsystem) . . . 269
C.2 Vollständige Darstellung der offenen Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) und Hochdruckwasserabscheidung (Referenzsystem) . . . 270
C.3 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung (PN1) . . . 271
C.4 Vollständige Darstellung des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung (PN1) . . . 272
C.5 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung Variante 1 (PNK1) . . . 273
C.6 Vollständige Darstellung des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung Variante 1 (PNK1) . . . 274
C.7 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung Variante 2 (PNK2) . . . 275
C.8 Vollständige Darstellung des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung Variante 2 (PNK2) . . . 276
C.9 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung Variante 3 (PNK3) . . . 277
C.10 Vollständige Darstellung des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung Variante 3 (PNK3) . . . 278

C.11 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung mit einstufiger Verdichtung (EL1) . 279
C.12 Vollständige Darstellung des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung mit einstufiger Verdichtung (EL1) 280
C.13 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung mit zweistufiger Verdichtung (EL2) 281
C.14 Vollständige Darstellung des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung mit zweistufiger Verdichtung (EL2) 282
C.15 Darstellung der Bezugspunkte des Klimaaggregats des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung (ELK1) 283
C.16 Vollständige Darstellung des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung (ELK1) 284

Tabellenverzeichnis

1.1 Überblick über die verwendeten Klimaanlagen in ausgewählten Flugzeugtypen . . . 17

2.1 Wichtigste Konstanten und Normwerte auf Höhe Null ($H = 0\,\mathrm{m}$) 23
2.2 Bezugstemperaturen und vertikale Temperaturgradienten 24
2.3 Bezugstemperaturen und vertikale Temperaturgradienten des kalten und heißen Falls 25
2.4 Vorgaben für die Kabinenzustände 46
2.5 Fluggeschwindigkeiten und Höhenänderungen in unterschiedlichen Flugphasen beim Airbus A320 50
2.6 Anzahl an Passagieren und Besatzungsmitgliedern in der A320-Familie 54
2.7 Kabinenein- und Kabinenausgangsmassenströme 55
2.8 Kabineneintrittszustände, berechnete Wärmeströme und festgelegte Parameter aus dem Kabinenmodell 56

3.1 Übersicht der Eigenschaften ausgewählter Reinstoff-Kältemittel 72

4.1 Zusammenfassung und Klassifikation der neu entwickelten Flugzeugklimaanlagen 75

5.1 Auszug aus der Konfigurationsdatei des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems (PN1) 90
5.2 Vergleich der Ergebnisse des eigenen Modells mit Datensatz 1 110
5.3 Vergleich der Ergebnisse des eigenen Modells mit Datensatz 2 112

6.1 Abweichungen zwischen berechneten und experimentellen Werten bei den Wärmeübergangskorrelationen 132
6.2 Abweichungen zwischen berechneten und experimentellen Werten bei den Druckverlustkorrelationen 133

7.1 Auslegungsparameter zur Erstellung des Kennfelds eines Verdichters bzw. einer Turbine 145
7.2 Parameter des evolutionären Algorithmus in *„deap“* 151

8.1 Masse der Wärmeübertrager 163
8.2 Zusammenfassung der Kosten durch den zusätzlichen Brennstoffverbrauch für ein Beispielflugprofil mit drei Varianten an Betriebsfällen 167

B.1 Werte für den Parameter C in der Lockhart-Martinelli-Korrelation 254

D.1 Definition der Betriebsfälle 285

D.2 Vollständiges Betriebskennfeld . . . 286
D.3 Systemparameter des Referenzsystems . . . 289
D.4 Systemparameter des Systems PN1 . . . 291
D.5 Systemparameter des Systems PNK1 . . . 294
D.6 Systemparameter des Systems PNK2 . . . 297
D.7 Systemparameter des Systems PNK3 . . . 300
D.8 Systemparameter des Systems EL1 . . . 303
D.9 Systemparameter des Systems EL2 . . . 306
D.10 Systemparameter des Systems ELK1 . . . 309

E.1 Zusammenfassung der berechneten Massenströme für ein Klimaaggregat . . . 312
E.2 Zusammenfassung der berechneten Brennstoffmassenströme des Flugzeugs mit zwei Klimaaggregaten und Triebwerken . . . 315
E.3 Allgemeine Auslegungsparameter . . . 318
E.4 Einstellung der Einlauffläche $A_1/A_{1,Ref}$ der Lufteinlässe . . . 318
E.5 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Referenzsystems . . . 319
E.6 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems PN1 . . . 320
E.7 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems PNK1 . . . 321
E.8 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems PNK2 . . . 322
E.9 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems PNK3 . . . 323
E.10 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems EL1 . . . 324
E.11 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems EL2 . . . 325
E.12 Berechnungsergebnisse der Lufteinlässe des Systems ELK1 . . . 326
E.13 Parameter der versenkten Einlässe für die Stauluft . . . 327
E.14 Parameter der Lufthutzen für die Außenluft . . . 327
E.15 Parameter der Luftkanäle für die Stauluft . . . 328
E.16 Parameter der Luftkanäle für die Außenluft . . . 330
E.17 Verschmutzungwiderstände und Materialeigenschaften . . . 332
E.18 Parameter der Plattenwärmeübertrager . . . 332
E.19 Parameter der Lamellenrohrwärmeübertrager . . . 333
E.20 Parameter der Rippenplattenwärmeübertrager . . . 336
E.21 Parameter der Turboverdichter . . . 338
E.22 Parameter der Turbinen . . . 341

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
APU	Hilfstriebwerk (engl. auxiliary power unit)
ARP	SAE Aerospace Recommended Practice
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BFU	Bundesstelle für Flugunfalluntersuchung
CAS	Kalibrierte Fluggeschwindigkeit (engl. calibrated air speed)
CS	Bauvorschrift zur Bauartzulassung (engl. Certification Specifications)
DENECS	Berechnungsumgebung zur Auslegung der neuen Flugzeugklimaanlage (engl. Design Environment for New Environmental Control System)
EASA	Europäische Agentur für Flugsicherheit (engl. European Aviation Safety Agency)
EL1	Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung und mit einstufiger Verdichtung
EL2	Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung und mit zweistufiger Verdichtung
ELK1	Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung
ESDU	früher: Engineering Sciences Data Unit, heute Eigenname
FAA	Bundesluftfahrtbehörde der Vereinigten Staaten von Amerika (engl. Federal Aviation Administration)
FAR	Bundesluftfahrtregelungen der Vereinigten Staaten (engl. Federal Aviation Regulations)

Abkürzung	**Bezeichnung**
FCOM	Betriebsanleitung des Flugzeugs für das Bordpersonal (engl. Flight Crew Operating Manual)
GWP	Treibhauspotential (engl. global warming potential)
HD	Hochdruck
IAS	Gemessene Fluggeschwindigkeit durch einen Staudruckmesser (engl. indicated air speed)
ICAO	Internationale Zivilluftfahrtorganisation (engl. International Civil Aviation Organization)
ISA	Internationale Standardatmosphäre
IWÜ	Innerer Wärmeübertrager
Kond	Kondensator
MD	Mitteldruck
MEA	More Electric Aircraft
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NASA	Nationale Aeronautik- und Raumfahrtbehörde der Vereinigten Staaten von Amerika (engl. National Aeronautics and Space Administration)
NRC	Nationaler Forschungsrat der Vereinigten Staaten von Amerika (engl. National Research Council)
ODP	Ozonabbaupotential (engl. ozone depletion potential)
PN1	Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung
PNK1	Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 1
PNK2	Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 2
PNK3	Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 3
R&I	Rohrleitungs- und Instrumenten(-fließschema)
Rück	Rückheizer
TAS	Tatsächliche Fluggeschwindigkeit (engl. true air speed)
TKV	Temperaturkontrollventil
VDI	Verein deutscher Ingenieure
Verd	Verdampfer
Verfl	Verflüssiger
VIGV	Variables Vorleitgitter (engl. variable inlet guide vane)

Abkürzung	**Bezeichnung**
Vork	Vorkühler
WMO	Weltorganisation für Meteorologie (engl. World Meteorological Organization)
WÜ	Wärmeübertrager

Lateinische Symbole

Symbol	**Einheit**	**Bezeichnung**
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a	m	Amplitude einer Platte mit sinusförmigen Querschnitt
a	-	Elemente der Adjazenzmatrix **A**
A	m^2	Fläche; Oberfläche; Querschnittsfläche
A	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes nach Friedel, 1979
A_1	m^2	Querschnittsfläche des Einlasses an der Eingangsebene zwischen den erhöhten Punkten
A_2	m^2	Austrittsfläche des Laufrads einer Turboverdichterstufe
A_d	m^2	In Strömungsrichtung projizierte Fläche des Umleiters
A_e	m^2	Äußere Oberfläche der Lufthutze
A_{fr}	m^2	Anströmfläche des äußeren Fluids in Lamellenrohrwärmeübertragern
A_L	m^2	Gesamte Oberfläche der Lamellen von Lamellenrohrwärmeübertragern
A_m	m^2	Maximale äußere Querschnittsfläche des Einlasses ohne Umleiter
A_{min}	m^2	Minimaler Strömungsquerschnitt des äußeren Fluidstroms in Lamellenrohrwärmeübertragern und gleichzeitig Strömungsquerschnitt mit höchster Massenstromdichte G
A_p	m^2	In Strömungsrichtung projizierte äußere Fläche an den erhöhten Punkten ohne Fläche des Umleiters, $A_p = A_m - A_1$
A_R	m^2	Gesamte äußere Oberfläche der Rohre in Lamellenrohrwärmeübertragern

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A_t	m^2	Gesamte äußere Oberfläche von Lamellenrohrwärmeübertragern; Strömungsquerschnittsfläche an der Verengungsebene von Lufteinlässen
A_{th}	m^2	Leitgitterhalsfläche einer Turboverdichterstufe
A_v	m^2	Querschnittsfläche des Einlasses an der Verengungsebene
$\mathbf{A}$	-	Adjazenzmatrix
b	m	Abstand innerhalb zweier Flachrohre in Lamellenrohrwärmeübertragern mit eingeschlitzten Lamellen
$b_{a,R}$	m	Äußere Breite eines Flachrohres
b_L	m	Breite einer Lamelle
b_P	m	Abstand zwischen zwei Platten bei Rippenplattenwärmeübertragern
B	m	Gesamte Breite eines Wärmeübertragers
B	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes nach Chisholm, 1972
B_0	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des einphasigen Druckverlusts nach Martin, 1996
B_1	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des einphasigen Druckverlusts nach Martin, 1996
B_{spez}	$kg/(N\,s)$	Schubspezifischer Brennstoffverbrauch
Bo	-	Verdampfungszahl (engl. boiling number), $Bo = \dot{q}_W/\left(G \cdot \Delta h_V\right)$
c_1	-	Dimensionsloser Faktor in der Korrelation nach Dobson u. a., 1998
c_2	-	Dimensionsloser Faktor in der Korrelation nach Dobson u. a., 1998
c_p	$J/(kg\,K)$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_R	-	Mittlerer Reibungs- oder Schubspannungswiderstandsbeiwert einer ebenen Platte bezogen auf die Oberfläche
c_v	$J/(kg\,K)$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
c_W	-	Strömungswiderstandskoeffizient, $c_W = F_W/(0,5\rho v^2 A)$

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$c_{W,voll}$	-	Bezugsgröße des Strömungswiderstandskoeffizienten bei maximalen Massenstrom des Lufteinlasses, so dass die Grenze des eintretenden Strömungsfades unabhängig von Lippe des Lufteinlasses ist
$c_W^{'}$	-	Strömungswiderstandskoeffizient des Einlasses bei einem Massenstrom von 0, ohne Berücksichtigung von Wandreibung
c_{Wd}	-	Strömungswiderstandskoeffizient des Umleiters, $c_{Wd} = 0,25 A_d / A_1$
c_{WR}	-	Äußerer Wandreibungswiderstand der Lufthutze, $c_{WR} = c_R A_e / A_1$
c_{WU}	-	Überlaufwiderstand (engl. spillage drag)
Δc_W	-	Inkrementelle Korrektur des Strömungswiderstandskoeffizients bei einem versenkten Einlass
C	-	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme
C	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes nach Lockhart u. a., 1949
C	K	Sutherland-Konstante
C_1	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des einphasigen Druckverlusts nach Martin, 1996
$C1 \dots Cn$	-	Dimensionsloser Faktor für die Einzelkomponenten des Wärmeübergangskoeffizienten nach Chilton-Colburn in Park u. a., 2009a und Park u. a., 2009b
CM	-	Abstand zur Stopfgrenze
Co	-	Konvektionszahl (engl. convection number), $Co = (\rho_G / \rho_F)^{0,5} \cdot [(1 - x) / x]^{0,8}$
d	m	Charakteristische Länge, Durchmesser
d_A	m	Innendurchmesser des Anschlussrohres bei Plattenwärmeübertragern
d_{1l}	m	Abstand zwischen Flugzeugoberfläche und dem erhöhten Punkt an der unteren Einlassbegrenzung bei der Lufthutze
$d_{1,lh}$	m	Abstand zwischen erhöhten Punkten an unterer und oberer Einlassbegrenzung bei der Lufthutze

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$d_{1,ve}$	m	Abstand zwischen Rampenboden und erhöhten Punkt der Einlassbegrenzung auf Höhe der Eingangsebene des versenkten Einlasses
d_{1u}	m	Abstand zwischen Flugzeugoberfläche und dem erhöhten Punkt an der oberen Einlassbegrenzung bei der Lufthutze
d_d	m	Höhe des Umleiters zwischen Flugzeugoberfläche und unterer Begrenzungsfläche bei der Lufthutze
d_{hydr}	m	Hydraulischer Durchmesser, $d_{hydr} = 4 \cdot A/U$
$d_{m,lh}$	m	Abstand zwischen Flugzeugoberfläche und oberer Begrenzungsfläche der Lufthutze
$d_{m,ve}$	m	Maximale Höhe zwischen Rampenboden und oberer Begrenzungsfläche auf Höhe der Eingangsebene des versenkten Einlasses
d_t	m	Abstand zwischen Innenflächen des Einlasses auf Höhe des engsten Querschnitts (Verengungsebene)
D_2	m	Durchmesser des Laufrads einer Turboverdichterstufe
$D1 \ldots Dn$	-	Dimensionsloser Faktor für die Einzelkomponenten des Reibungsbeiwerts nach Fanning in Park u. a., 2009a und Park u. a., 2009b
e	-	Ecke bzw. Knoten eines Graphs
E	J	Energie
E	-	Menge aller Ecken bzw. Knoten eines Graphs
E	-	Dimensionsloser Faktor mit unterschiedlicher Definition in Korrelationen für den zweiphasigen Wärmeübergang
E_2	-	Dimensionsloser Faktor mit unterschiedlicher Definition in Korrelationen für den zweiphasigen Wärmeübergang
Eo	-	Eötvös-Zahl, $Eo = \rho \cdot g \cdot h \cdot r / (2 \cdot \sigma)$ (Gravitation als Volumenkraft)
f	-	Reibungsbeiwert nach Fanning
f	%	Relativer Fehler
F	N	Kraft
F	-	Dimensionsloser Faktor mit unterschiedlicher Definition in Korrelationen für den zweiphasigen Wärmeübergang

Symbol	Einheit	Bezeichnung
F_2	-	Dimensionsloser Faktor mit unterschiedlicher Definition in Korrelationen für den zweiphasigen Wärmeübergang
F_{FL}	-	Dimensionsloser Faktor für die Fluidoberfläche der Korrelation nach Kandlikar, 1990
$F1 \dots Fn$	-	Dimensionsloser Faktor für die Einzelkomponenten des Reibungsbeiwerts nach Fanning
Fr_{So}	-	Froude-Zahl nach Soliman, 1982
g	$\mathrm{m/s^2}$	Fallbeschleunigung
g	-	Gewichtungsfaktor
G	-	Graph
G	$\mathrm{kg/(s\,m^2)}$	Flächenspezifische Massenstromdichte
Ga	-	Galilei-Zahl, $Ga = \left[g \cdot \rho_F \left(\rho_F - \rho_G\right) d_i^3\right] / \eta_F^2$
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
h_s	J/kg	Spezifische Enthalpie nach einer isentropen Zustandsänderung
Δh_{Sch}	J/kg	Spezifische Schmelzenthalpie
Δh_V	J/kg	Spezifische Verdampfungsenthalpie
h	m	Geometrische Höhe
h_D	m	Geometrische Druckhöhe
$h_{a,R}$	m	Äußere Höhe eines Flachrohres
H	J	Enthalpie
H	m	Geopotentielle Höhe; Gesamte Höhe eines Wärmeübertragers
H_D	m	Geopotentielle Druckhöhe
H_u	J/kg	(Unterer) spezifischer Heizwert
i, j, k	-	Zählvariablen; Element i, j, k
I	-	Individuum in einem evolutionären Algorithmus
j	-	Chilton und Colburn j-Faktor, $j = Nu / \left(Re \cdot Pr^{1/3}\right)$
J	-	Dimensionsloser Faktor bei der Korrelation für das Strömungssieden nach Shah, 2017
J_G	-	Dimensionslose Dampfgeschwindigkeit, $J_G = (x \cdot G) / \left(g \cdot d_{hydr} \cdot \rho_G \left(\rho_F - \rho_G\right)\right)^{0,5}$
$J1 \dots Jn$	-	Dimensionsloser Faktor für die Einzelkomponenten des Wärmeübergangskoeffizienten nach Chilton-Colburn
Ja	-	Jakob-Zahl, $Ja = \left[c_{p,F} \left(T_s - T_W\right)\right] / \Delta h_V$
k	$\mathrm{W/(m^2\,K)}$	Wärmedurchgangskoeffizient

Symbol	Einheit	Bezeichnung
k_A	-	Approximationsfaktor für den auftriebsinduzierten Widerstand
k_f	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Effekts der Profilform der Verkleidung einer Lufthutze auf den Überlaufwiderstand
k_M	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Mach-Zahl auf $c_W^{'}$
k_p	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Veränderung des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_{t,v}/p_{t,0}$ mit der Mach-Zahl
k_P	-	Faktor für den Brennstoffverbrauch bei Entnahme von Wellenleistung in einem Flugzeugtriebwerk
k_U	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses des Massenstroms auf den Überlaufwiderstand
k_α	-	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses des Rampenwinkels auf $c_W^{'}$ beim versenkten Einlass
k_Ψ	-	Korrekturfaktor des Impulsstroms zur Berücksichtigung des Einflusses des Rampenwinkels und Lippenform des versenkten Einlasses
K	-	Menge aller Kanten eines Graphs
K	€	Kosten
K_1	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des einphasigen Druckverlusts nach Martin, 1996
K_i	-	Korrekturfaktor für systematische Messfehler
$K_{A_{th}}$	-	Korrekturfaktor des isentropen Gütegrads einer Turbinenstufe zur Berücksichtigung der Änderung der Leitgitterhalsfläche bzw. des Massenstrom zum Auslegungspunkt; auch Leitgitterkorrektur
K_κ	-	Korrekturfaktor für die Kompressibilität
l	m	Lauflänge von Beginn der Grenzschicht; Länge
l_f	m	Vollständige Länge der Verkleidung der Lufthutze
l_h	m	Höhe der Lüftungsschlitze einer eingeschlitzten Lamelle
l_l	m	Länge der Lippe des versenkten Einlasses, Abstand zwischen Eingangs- und Verengungsebene
l_L	m	Länge einer eingeschlitzten Lamelle; Länge eines rechteckigen Rippenstreifens
l_{Ls}	m	Länge eines Luftschlitzes bei einer eingeschlitzten Lamelle

Symbol	Einheit	Bezeichnung
l_m	m	Abstand zwischen Beginn der Lippe und höchsten Punkt der Verkleidung einer Lufthutze
l_r	m	Länge der Rampe des versenkten Einlasses
L	m	Rohr- bzw. Kanallänge
m	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$\dot{m}_{korr}$	kg/s	Korrigierter Massenstrom
m	-	Dimensionsloser Parameter zur Berechnung des Rippenwirkungsgrades η_R
M	kg/mol	Molare Masse
M	-	Machzahl
n	1/min	Drehzahl
n	-	Dimensionslose Kennzahl in der Korrelation des zweiphasigen Wärmeübergangs nach Steiner u. a., 1992; dimensionsloser Exponent zur Berücksichtigung unterschiedlicher Gase in der Korrelation nach Gnielinski, 2013; dimensionsloser Expontent in der Korrelation nach Martin, 1996
n, m	-	Gesamtanzahl einer Reihe; Elementanzahl n, m
N	-	Übertragungsfähigkeit
N_K	-	Anzahl der Kanäle eines Flachrohrs bei Minikanalwärmeübertragern
N_l	-	Anzahl der Rohre in Lamellenrohrwärmeübertragern längs zur Strömungsrichtung des äußeren Fluidstroms, auch Rohrreihenzahl
N_{Ls}	-	Anzahl der Luftschlitzblöcke bei eingeschlitzten Lamellen
N_P	-	Passzahl eines Wärmeübertragers
N_q	-	Anzahl der Rohre in Lamellenrohrwärmeübertragern quer zur Strömungsrichtung des äußeren Fluidstroms
Nu	-	Nusselt-Zahl, $Nu = (\alpha \cdot d) / \lambda$
p	Pa	Druck
p	-	Wahrscheinlichkeit des Eintretens eines Ereignisses, z. B. einer Mutation in einem evolutionären Algorithmus
p_d	m	Wellenhöhe einer wellenförmigen Lamelle
p_{Ds}	Pa	Sättigungsdruck des Dampfes in einem Gas-Dampf-Gemisch

Symbol	Einheit	Bezeichnung
p_l	m	Abstand der Rohre in Lamellenrohrwärmeübertragern in Strömungsrichtung der Luft
p_L	m	Abstand der Lamellen bzw. Rippen
p_{Ls}	m	Abstand der Luftschlitze bei einer eingeschlitzten Lamelle
p_q	m	Abstand der Rohre in Lamellenrohrwärmeübertragern quer zur Strömungsrichtung der Luft
p_r	Pa	Reduzierter Druck, $p_r = p/p_{Kr}$
p_R	m	Abstand der Flachrohre in Lamellenrohrwärmeübertragern mit eingeschlitzten Lamellen
p_s	Pa	Sättigungsdruck
$p_{t,v}$	Pa	Totaldruck auf Höhe der Verengungsebene des Einlasses
$\Delta p_{t,v}$	Pa	Inkrementelle Korrektur des Totaldrucks auf Höhe der Verengungsebene zur Berücksichtigung des Einflusses der Variation des Massenstroms bei der Lufthutze
P	W	Leistung
P	-	Population in einem evolutionären Algorithmus
Pr	-	Prandtl-Zahl, $Pr = \left(\nu \cdot \rho \cdot c_p\right)/\lambda = \left(\eta \cdot c_p\right)/\lambda$
q	€/L	Volumenspezifische Kosten
q	J/kg	Spezifische Wärme
q_0	J/kg	Spezifische Kälteleistung (eigentlich Kälteenergie)
$q_{0,v}$	J/m^3	Volumetrische Kälteleistung (eigentlich Kälteenergie)
$\dot{q}$	W/m^2	Flächenbezogene Wärmestromdichte
Q	J	Wärme
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{Q}_0$	W	Kälteleistung
$\dot{Q}_B$	W	Wärmestrom durch die Bodenplatte
$\dot{Q}_E$	W	Wärmestrom durch elektrische Geräte (z. B. Beleuchtung, Unterhaltungssysteme)
$\dot{Q}_F$	W	Wärmestrom durch die Fenster
$\dot{Q}_P$	W	Wärmestrom durch Passagiere und Besatzungsmitglieder
$\dot{Q}_S$	W	Wärmestrom durch Sonnenstrahlung

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\dot{Q}_W$	W	Wärmestrom durch die Verkleidung, die Flugzeugstruktur und die Außenwände
$\dot{Q}_{lat}$	W	Latenter Wärmestrom, der durch die Verdampfung von Feuchtigkeit von Personen hervorgerufen wird
$\dot{Q}_{sen}$	W	Sensibler Wärmestrom, der durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung von Personen übertragen wird
$\dot{Q}_\alpha$	W	Wärmestrom durch Konvektion (Wärmeübergang)
$\dot{Q}_\lambda$	W	Wärmestrom durch Wärmeleitung
r	m	Abstand der Flächenmittelpunkte; Radius
r	-	Kinematischer Reaktionsgrad einer Turboverdichterstufe
r_K	m	Blasenradius beim Auftreten des Blasensiedens (Keimbildung)
R_f	K m/W	Verschmutzungswiderstand
R_k	K/W	Wärmedurchgangswiderstand
R_s	J/(kg K)	Spezielle Gaskonstante
R_α	K/W	Thermischer Widerstand des Wärmeübergangs (Konvektion)
R_λ	K/W	Thermischer Widerstand der Wärmeleitung
Re	-	Reynolds-Zahl, $Re = (\rho \cdot v \cdot d) / \eta = (v \cdot d) / \nu$
s	J/(kg K)	Spezifische Entropie
$\Delta_M s$	J/(kg K)	Spezifische Mischungsentropie eines idealen Gemischs
S	J/K	Entropie
$\dot{S}$	W/K	Entropiestrom
S_Q	J/K	Entropietransport
$\dot{S}_Q$	W/K	Entropietransportstrom
S_{irr}	J/K	Entropieproduktion
$\dot{S}_{irr}$	W/K	Entropieproduktionsstrom
S	-	Blasenunterdrückungsfaktor, ursprünglich von Chen, 1966
S_2	-	Dimensionsloser Faktor mit unterschiedlicher Definition in Korrelationen für den zweiphasigen Wärmeübergang
S	-	Selektionswert in einem evolutionären Algorithmus
SM	-	Abstand zur Pumpgrenze
t	m	Dicke der Lippe des versenkten Einlasses an der Verengungsebene

Symbol	Einheit	Bezeichnung
t	-	Generation in einem evolutionären Algorithmus
T	K	Temperatur
T	m	Gesamte Tiefe eines Wärmeübertragers
u	J/kg	Spezifische innere Energie
u	-	Erwartungswert eines Ereignisses, z. B. einer Mutation in einem evolutionären Algorithmus
U	J	Innere Energie
U	m	Umfang
v	m/s	Geschwindigkeit bzw. Strömungsgeschwindigkeit
v	m^3/kg	Spezifisches Volumen
v_2	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Austritt des Laufrads einer Turboverdichterstufe
v_{CAS}	m/s	Kalibrierte Fluggeschwindigkeit
v_{IAS}	m/s	Gemessene Fluggeschwindigkeit durch einen Staudruckmesser
v_{TAS}	m/s	Tatsächliche Fluggeschwindigkeit
w	m	Breite des Lufteinlasses zwischen den inneren Flächen an der Eingangsebene
w	J/kg	Spezifische Arbeit
w_t	J/kg	Technische Arbeit
W	J	Arbeit
W	J/K	Wärmekapazität
$\dot{W}$	W/K	Wärmekapazitätsstrom
We	-	Weber-Zahl, $We = \left(\rho \cdot v^2 \cdot d\right) / \sigma = \left(G^2 \cdot d\right) / \left(\rho \cdot \sigma\right)$
x	-	Massenspezifischer Dampfgehalt
x	kg/kg	Wassergehalt oder Wasserbeladung, Bezug auf die Trockenluftmasse
x_s	kg/kg	Sättigungswassergehalt oder -beladung
x, y, z	m	Wegkoordinaten, Variablen
X_f	m	Abstand einer Wellenflanke bei wellenförmigen Lamellen
X_{tt}	-	Dimensionsloser Lockhart-Martinelli-Parameter für eine zweiphasige Strömung mit beiden Phasen im turbulenten Bereich
Y	-	Dimensionsloser Faktor für die Korrelation des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes nach Chisholm, 1972

Symbol	Einheit	Bezeichnung
Z	-	Dimensionsloser Faktor in der Korrelation für den zweiphasigen Wärmeübergang (Strömungskondensation) nach Shah, 2016a
Z	-	Anzahl der Schaufeln bei Radialturboverdichtern
Z_s	-	Anzahl der Zwischenschaufeln bei Radialturboverdichtern

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	$\mathrm{W/(m^2\,K)}$	Wärmeübertragungskoeffizient
α	°	Rampenwinkel des versenkten Einlasses
β	K/km	Vertikaler Temperaturgradient
β	°	Winkel zwischen Flächennormaler und Verbindungslinie zwischen Flächenmittelpunkten
β	°	Wellenanstiegswinkel einer Platte mit Fischgrätenprofil
β_2	°	Schaufelwinkel am Austritt einer Turboverdichterstufe
δ	m	Abstand bzw. Dicke
δ_L	m	Dicke der Lamelle
δ_P	m	Dicke der Platte
δ_R	m	Dicke der Rohrwand
ε	-	Leistungszahl
ε_C	-	Carnot-Leistungszahl
ε	-	Normierte Temperaturänderung
ε	m	Rohrrauhigkeit
ε	-	Volumetrischer Dampfgehalt
η	-	Wirkungsgrad
η	Pa s	Dynamische Viskosität
η_C	-	Carnot-Gütegrad
η_G	-	Gütegrad
η_m	-	Maximaler Gütegrad des versenkten Einlasses mit geschwungen-auseinandergehender Rampe
$\Delta\eta_{mf}$	-	Inkrementelle Korrektur des Gütegrades des versenkten Einlasses zur Berücksichtigung des Einflusses des Massenstroms bei geschwungen-auseinandergehender Rampe

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\Delta\eta_\alpha$	-	Inkrementelle Korrektur des Gütegrades des versenkten Einlasses zur Berücksichtigung des Einflusses des Rampenwinkels bei geschwungen-auseinandergehender Rampe
$\Delta\eta_w$	-	Inkrementelle Korrektur des Gütegrades des versenkten Einlasses zur Berücksichtigung des Einflusses der Eintrittsbreite bei geschwungen-auseinandergehender Rampe
γ	$^\circ$	Öffnungswinkel des Diffusors
γ	-	Faktor für den Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung in der Wärmeübergangskorrelation nach Gnielinski, 2013
Γ	kg/(s m)	Kondensatmassenstrom pro Rohrlänge
κ	-	Isentropenexponent
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
λ	m	Wellenlänge einer Platte mit Fischgrätenprofil
λ	-	Arbeitsziffer bzw. Arbeitszahl einer Turboverdichterstufe
λ_{EA}	-	Anzahl der erzeugten Kinder pro Generation in einem evolutionären Algorithmus
μ	-	Anzahl der Individuen in der Elternpopulation in einem evolutionären Algorithmus
μ	-	Nebenstromverhältnis von Mantelstromtriebwerken
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
φ	-	Relative Luftfeuchtigkeit
φ_2	-	Durchflusskoeffizient am Laufradaustritt einer Turboverdichterstufe
ϕ	-	Dimensionsloser Parameter zur Berechnung des Rippenwirkungsgrades η_R
Φ	J/kg	Geopotential
Φ	-	Einstrahlzahl
Φ	-	Multiplikator für den zweiphasigen Druckverlust
Π	-	Druckverhältnis
Ψ	N	Impulsstrom
Ψ	-	Dimensionsloser Faktor bei der Korrelation für das Strömungssieden nach Shah, 2017
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	kg/s^2	Oberflächenspannung
σ	-	Standardabweichung

Symbol	Einheit	Bezeichnung
σ	-	Minderleistungsfaktor nach Wiesner
σ^2	-	Varianz
τ	s	Zeit
τ	N/m^2	Schubspannung
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_s	°C	Sättigungstemperatur
$\Delta\vartheta_m$	°C	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
θ	m	Impulsverlustdicke
θ	°	Neigungswinkel eines Rohres zur Horizontalen
θ	°	Flutungswinkel bei der Kondensation in einem Rohr
θ_{Ls}	°	Winkel der Luftschlitze einer eingeschlitzten Lamelle
Θ	K	Temperaturverhältnis zum Auslegungspunkt
ξ	-	Massen- oder Massenstromverhältnis
ξ	-	Reibungsbeiwert bzw. Reibungszahl nach Darcy-Weisbach
ζ	-	Einzelwiderstandsbeiwert für die Berechnung des Druckverlusts

Tiefgestellte Indizes

Symbol	Bezeichnung
0	Zustandspunkt 0, Zustand niedrigerer Temperatur, Verdampfungszustand, Freistromzustand
1, 2 .. n	Zustandspunkte, Fluide, Elementnummer
$1-st$, $2-st$	Bezug zur Anzahl der Stufen eines Prozesses; Einstufig, Zweistufig
$1+x$	Zustand feuchte Luft mit Bezug zur Trockenluftmasse m_{trL}
a, b, c	Bereiche a, b, c bei Wärmeübertragern mit Phasenwechsel
a	Außen
a	Jahr
aeq	Äquivalent
A	Auftrieb
AL	Gesamte Außenluft, die ins Flugzeug geleitet wird
ALd	Direkter Außenluftstrom über einen Lufteinlass zum Klimaaggregat
AP	Auslegungspunkt
Aus	Ausgang

Symbol	**Bezeichnung**
B	Bezugszustand
Br	Brennstoff
BS	Blasensieden
$B\tau$	Zeitabhängiger Beschleunigungsterm (Impulserhaltung für Fluide)
Bx	Wegabhängiger Beschleunigungsterm (Impulserhaltung für Fluide)
C	Kondensationszustand
des	Design- bzw. Auslegungspunkt
dyn	Dynamisch
D	Dampf- bzw. gasförmiges Wasser
el	Elektrisch
exp	Experimentell bestimmter Wert
E	Wassereis
Ein	Eingang
EM	Elektromotor
F	Flüssigkeit, flüssige Phase
Fa	Massenstrom der flüssigen Phase befindet sich allein im Rohr bzw. Kanal
FKL	Flugzeugklimaanlage
Ft	Gesamter Massenstrom im Rohr bzw. Kanal wird als flüssig angenommen
FL	Fortluft
g	Bezug zur Gravitation, Gravitativer Term (Impulserhaltung für Fluide)
G	Gesamt
G	Gas, gasförmige Phase
Ga	Massenstrom der gasförmigen Phase befindet sich allein im Rohr bzw. Kanal
Gen	Generator
Gt	Gesamter Massenstrom im Rohr bzw. Kanal wird als gasförmig angenommen
GS	Grenzschicht
h	Homogen
hs	Heiße Seite
i, j, k	Zählvariablen; Element i, j, k
i	Innen
is	Isentrop
Inv	Inverter oder Umrichter

Symbol	**Bezeichnung**
IW	Innerer Wärmeübertrager
ks	Kalte Seite
K	Kabine
KDP	Kaltdampfprozess
KL	Gesamte Kabinenabluft, die aus der Kabine geleitet wird
KLn	Nutzbare Kabinenabluft, die von der Kabine zum Klimaaggregat geleitet wird
KLP	Kaltluftprozess
KM	Kältemittel
Kond	Kondensator
Kr	Bezug zum kritischen Punkt eines Fluids
KS	Konvektives Sieden
l	Bezogen auf Lauflänge der Grenzschicht
lam	Laminare Strömung
lh	Lufthutze
L	Lamelle
L	Luft
La	Lager
Ls	Luftschlitz, Bezug auf eingeschlitzte Lamellen
max	Maximal
maxeff	Punkte der maximalen Effizienz
mech	Mechanisch
min	Minimal
ME	Mischeinheit
Mut	Mutation
n, m	Gesamtanzahl einer Reihe; Elementanzahl n, m
N	Normzustand
poly	Polytrop
P	Platte
P	Bezug zur Wellenleistungsentnahme
PG	Pumpgrenze
R	Reibung
R	Rohr
Ref	Bezug zum Referenzwert oder zur Referenzflugzeugklimaanlage
Rek	Rekombination
RH	Rückheizer
Ring	Ringströmung

Symbol	**Bezeichnung**
RV	Regelventil
s	Sättigungszustand
$spez$	Spezifisch
S	Bezug zur Blasenunterdrückung beim Strömungssieden
S	Schub
$Schichten$	Schichtenströmung
SG	Stopfgrenze
SL	Stauluft
t	Total
$theo$	Theoretisch bestimmter Wert
trL	Trockene Luft
$turb$	Turbulente Strömung
T	Turbine
TF	Tragfläche
TL	Trimmluft
Tr	Tripelpunkt
U	Umgebungszustand
Ue	Übergang, z. B. zwischen zwei Strömungsbereichen
Ueb	Überhitzung
UL	Umluft
Unt	Unterkühlung
ve	Versenkter Einlass
V	Verdichter
$Vent$	Ventilator
$Verd$	Verdampfer
VK	Vorkühler
VM	Vormischer
W	Flüssiges Wasser
W	(Strömungs-)widerstand
W	Wand
WA	Wasserabscheider
$Wellen$	Wellenströmung
WE	Wassereinspritzung
ZL	Zapfluft
ZP	Zweiphasige Strömung

Hochgestellte Indizes

Symbol	Bezeichnung
$()^\circ$	Idealer Gaszustand
$()^*$	Kritische Größe bei $v = a$ bzw. $M = 1$
$\bar{()}$	Mittelwert einer Variable
$()'$	Zustand des Fluids auf der Siedelinie
$()''$	Zustand des Fluids auf der Taulinie

Konstanten

Konstante	Wert	Bezeichnung
r	6 356 766 m	Nomineller Erdradius
R	8,314 32 J/(K mol)	Universelle Gaskonstante

1 Einleitung

Flugzeugklimaanlagen dienen der Erzeugung eines für den Menschen angenehmen Klimas innerhalb des Flugzeuges (vgl. Rossow u. a., 2014). Abhängig vom Flugzeugtyp und der Dienstgipfelhöhe muss die Anlage verschiedene Aufgaben erfüllen. Im einfachsten Fall ist dies eine Belüftung der Flugzeugkabine mit Hilfe von Lüftungsklappen an der Außenseite des Flugzeuges. Wenn zusätzlich die Temperatur eingestellt werden muss, sind Verfahren zum Heizen und Kühlen auszuführen. Beim Flug in großen Flughöhen muss die Kabine bedruckt werden, um eine ausreichende Außenluftzufuhr der Passagiere gewährleisten zu können. Weiterhin sind beim Betrieb ein Wasserabscheider zur Einstellung der Luftfeuchtigkeit vorzusehen. In modernen Passagierflugzeugen, die die Basis der Betrachtungen dieser Arbeit darstellen, müssen Flugzeugklimaanlagen alle genannten Aufgaben erfüllen.
Aktuelle Flugzeugtypen besitzen meist zwei Klimaaggregate, um eine ausreichende Redundanz bei Fehlern gewährleisten zu können (vgl. Martinez, 2015). Die Anlagen befinden sich gewöhnlich in der Unterseite des Flugzeugrumpfes zwischen den Tragflächen. Die wesentlichen Stoffströme sind in Abbildung 1.1 dargestellt.

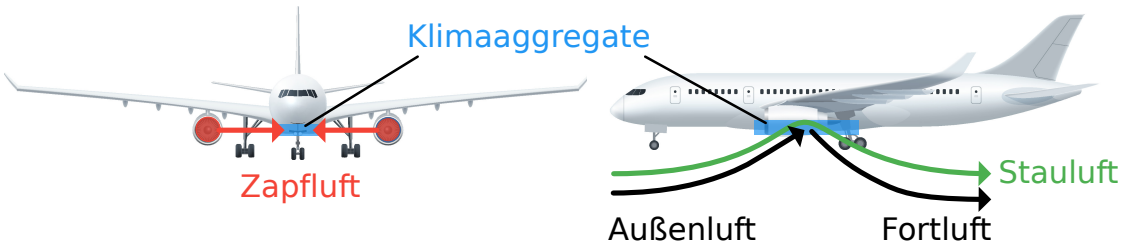
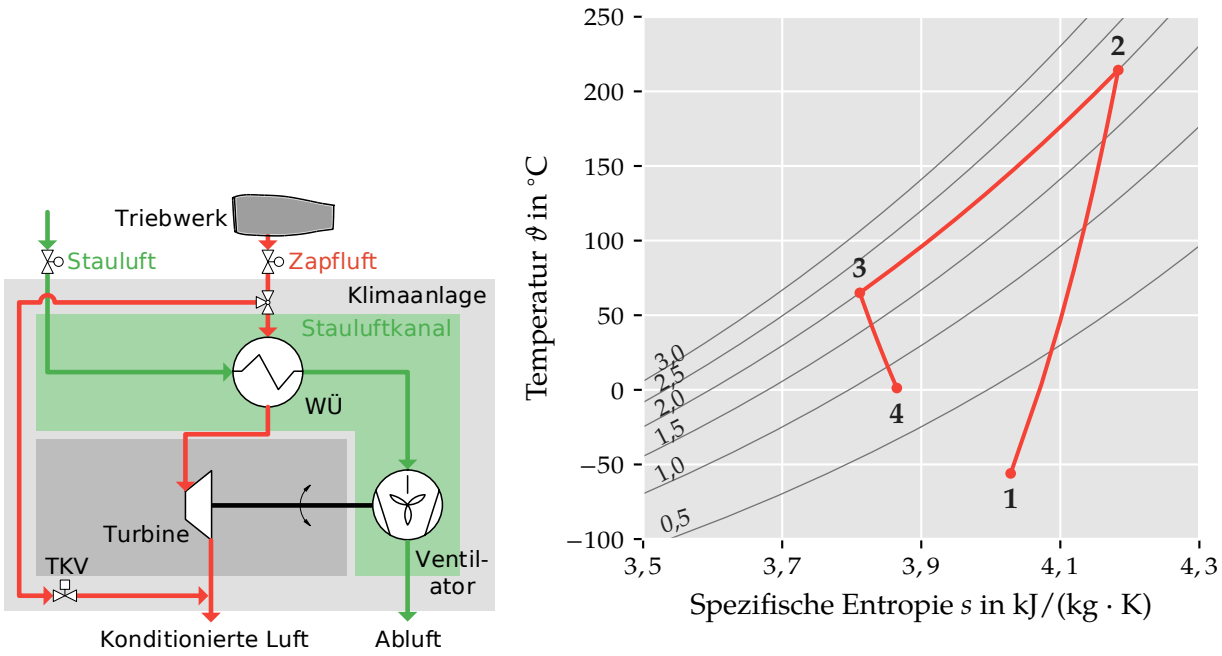


Abbildung 1.1: Wesentliche Stoffströme der Flugzeugklimaanlage

Das einfachste Klimaaggregat ist die offene Expansionskühlanlage mit zwei Laufrädern auf einer Welle, die in Abbildung 1.2 dargestellt ist. Die Klimaanlage verfügt nur über eine Turbine, die auf einer Welle mit einem Ventilator verbunden ist. Die verdichtete Zapfluft aus dem Triebwerk (1-2) wird in einem Wärmeübertrager (WÜ) zunächst abgekühlt (2-3) und anschließend in der Turbine expandiert (3-4). Dabei wird die Luft weiter abgekühlt und Leistung auf der Welle generiert, weshalb der Antrieb als pneumatisch bezeichnet wird. Die pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlagen sind der Standard in der modernen Luftfahrt. Die Expansionsarbeit in der Turbine wird benutzt, um den Ventilator anzutreiben. Dieser fördert die Stauluft in einem Kanal, wodurch die übertragene Wärme nach außen geführt werden kann. Die Wasserabscheidung in der Flugzeugklimaanlage kann als Niederdruck- oder Hochdruckwasserabscheidung ausgeführt werden. Dabei befindet sich der Niederdruckwasserabscheider nach der Turbine, der Hochdruckwasserabscheider davor. Bei der Niederdruckwasserabscheidung muss die Turbinenaustrittstemperatur

über 0°C liegen, damit keine Eispartikel entstehen und diese die Turbine beschädigen können. Bei der einfachen Expansionskühlanlage wird ein Niederdruckabscheider verwendet, der in der Abbildung nicht dargestellt ist. Über einen Nebenstrom, welcher durch das Temperaturkontrollventil (TKV) gesteuert wird, kann die Turbinenaustrittstemperatur geregelt werden.



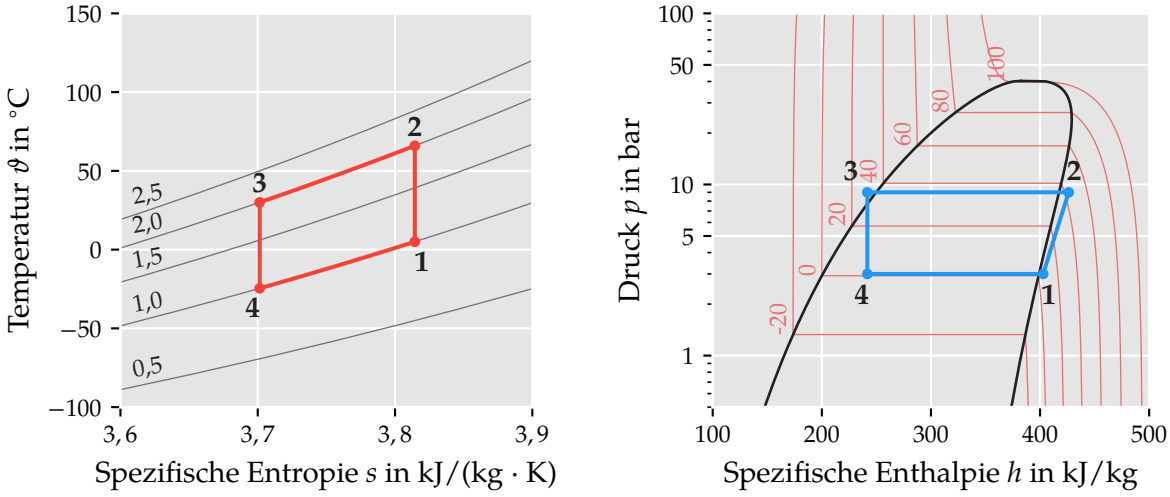
(**a**) Vereinfachtes R&I-Fließschema (**b**) ϑ-s-Diagramm

Abbildung 1.2: Offene einfache Expansionskühlanlage mit zwei Laufrädern auf einer Welle

Die Zapfluft treibt die Kältemaschine durch Expansion in einer Turbine an, was auch als pneumatischer Antrieb bezeichnet wird, und dient gleichzeitig als Außenluftzufuhr in die Kabine. Stauluft wird über spezielle Lüftungsklappen an der äußeren Oberfläche in einen Stauluftkanal geleitet. Dort wird die überschüssige Wärme über einen Wärmeübertrager aus dem Klimaaggregat abgeführt. Bei neuen Klimaanlagen wird die Außenluft direkt über Lüftungsklappen zur Klimaanlage geführt. Der aus der Kabine abgeführte Luftstrom wird in drei funktionelle Teile unterteilt: Umluft, nutzbare Kabinenabluft und Fortluft. Die Umluft wird in einer Mischeinheit mit konditionierter Luft vermischt und wieder der Kabine zugeführt. Das Druckverhältnis der Kabinenabluft zur Umgebung im Flug kann in neuen Anlagenkonzepten genutzt werden, um Leistung zurückzugewinnen. In aktuellen Flugzeugen wird dieser Luftstrom allerdings als Fortluft nach außen geleitet.

Alle bekannten Flugzeugklimaanlagen, die aktuell im Einsatz sind, basieren auf einem linkslaufenden Joule- bzw. Brayton-Kreisprozess (vgl. Majeed, 2010; Long u. a., 2014). Bei der Verwendung von Luft als Kältemittel wird der Prozess auch als Kaltluftprozess bezeichnet. Der zweite thermodynamische Prozess, auf dem die Klimaanlagen in der Luftfahrt basieren können, ist der Kaltdampfprozess. Dabei handelt es sich um einen linksläufigen Clausius-Rankine-Prozess (vgl. Baehr; Kabelac, 2012; Lucas, 2008). Der geschlossene, ideale Joule-Prozess sowie der Kaltdampfprozess

werden in Abbildung 1.3 gezeigt. Sämtliche Stoffwerte in den Diagrammen und bei den Berechnungen werden mit Hilfe der Stoffwertebibliothek *CoolProp* bestimmt (vgl. Bell u. a., 2013).



(**a**) Geschlossener, idealer Joule-Prozess (Kaltluftprozess) in einem ϑ-s-Diagramm

(**b**) Geschlossener, idealer Clausius-Rankine-Prozess mit dem Kältemittel R-134a (Kaltdampfprozess) in einem $\lg(p)$-h-Diagramm

Abbildung 1.3: Grundlegende Prozesse der Flugzeugklimaanlagen

Im idealen Joule-Prozess durchläuft die Luft zwei isentrope und zwei isobare Zustandsänderungen (vgl. Gosney, 1982; Weigand u. a., 2010; Baehr; Kabelac, 2012). Von Zustandspunkt 1 bis 2 wird das Medium isentrop verdichtet, von Punkt 2 bis 3 isobar abgekühlt, anschließend von Punkt 3 bis 4 isentrop entspannt und zuletzt von Punkt 4 zurück auf Punkt 1 isobar erwärmt. Bei Flugzeugklimaanlagen wird meist ein offener Prozess in Überdruckschaltung angewendet. Die Verdichtung und Entspannung erfolgen durch Turbomaschinen, die Abkühlung bzw. Erwärmung in Wärmeübertragern. Die weiteren Basistypen der modernen Klimaaggregate werden in Abschnitt 1.3 beim Stand der Technik näher erläutert.

Der ideale Kaltdampfprozess wird standardmäßig als ein Kreisprozess mit einer isentropen, einer isenthalpen und zwei isobaren Zustandsänderungen beschrieben. Von Zustandspunkt 1 im Diagramm zu Punkt 2 erfolgt eine isentrope Verdichtung, anschließend von Punkt 2 zu 3 eine isobare Abkühlung, danach von Punkt 3 zu 4 eine isenthalpe Drosselung und schließlich von Zustand 4 zurück zum Ausgangszustand 1 eine isobare Erwärmung. Bei der Erwärmung und der Abkühlung erfolgt ein Phasenwechsel des Kältemittels. Die Temperatur eines Einstoff-Kältemittels innerhalb des Zweiphasengebiets bleibt konstant mit gleichbleibenden Druck. Der Phasenwechsel wird bei der Erwärmung Verdampfung, bei der Abkühlung Kondensation genannt. Die entsprechenden Wärmeübertrager heißen Verdampfer und Verflüssiger bzw. Gaskühler im überkritischen Bereich. Die Kompression von dem niedrigen auf das höhere Druckniveau wird durch einen Verdichter realisiert. Die isenthalpe Drosselung erfolgt in einem Expansionsorgan (vgl. Jungnickel u. a., 1990).

1.1 Problemstellung und Motivation

Der Einsatz von Kaltluftsystemen in Passagierflugzeugen, die mit hoher Geschwindigkeit fliegen, bietet im Vergleich zu Kaltdampfsystemen entscheidende Vorteile hinsichtlich Gewicht und Platzbedarf, weshalb hauptsächlich diese Systeme aktuell eingesetzt werden (vgl. Plank, 1950). Das Kaltluftaggregat kann auf einen offenen Joule-Prozess basieren, wodurch bei einer einstufigen Verdichtung nur ein Luftkühler, der mit ungefähr 12 kg relativ leicht ausgeführt werden kann, benötigt wird. Der Kaltdampfprozess besteht zumindest aus einem Verdampfer und einem Verflüssiger, die zudem schwerer sind. Allerdings war im Kaltluftsystem auch eine zusätzliche Expansionsmaschine erforderlich. Der Durchbruch beim Einsatz von Kaltluftmaschinen gelang schließlich durch die Verwendung von Turbomaschinen, wodurch die im Vergleich sehr großen und schweren Kolbenmaschinen ersetzt werden konnten. Zudem spielte der Energie- bzw. Brennstoffverbrauch bisher nur eine untergeordnete Rolle und es wurden lediglich geringe Anforderungen an die Dichtigkeit gestellt.
Die ökonomischen und ökologischen Anforderungen der modernen Luftfahrt rücken jedoch in den letzten Jahren insbesondere die Energieeffizienz in den Fokus. Darüber hinaus ist die Luftqualität ein weiterer potentieller Nachteil der pneumatisch betriebenen Systeme. Die weitere Elektrifizierung des Flugzeugs erfordert ebenfalls die Untersuchung von elektrisch betriebenen Flugzeugklimaanlagen. Zunächst sollen die drei Problemstellungen in den nachfolgenden Abschnitten erläutert werden.

Energieeffizienz

Der Kaltdampfprozess ermöglicht in den meisten Fällen eine höhere Energieeffizienz als der Kaltluftprozess bei gleichen Temperaturniveaus. Zur Bewertung der Energieeffizienz beider Prozesse ist zunächst der theoretische Vergleichsprozess mit der maximalen Kälteleistungszahl (Carnot-Prozess) herzuleiten. Das Schema einer Kälteanlage ist in Abbildung 1.4 dargestellt.

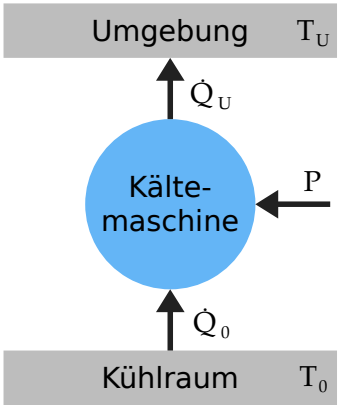


Abbildung 1.4: Schema einer Kälteanlage (vgl. Baehr; Kabelac, 2012)

Der Kühlraum hat die Temperatur T_0, die Umgebung die Temperatur T_U. Die Kältemaschine ist hier ein geschlossenes thermodynamisches System, d. h. es gibt keinen Stofftransport über die Bilanzgrenzen. Aus einem Kühlraum wird der Wärmestrom $\dot{Q}_0$ von der Maschine entzogen. Zum

Antrieb der Kältemaschine muss die Leistung P aufgewendet werden. Von der Maschine wird der Wärmestrom $\dot{Q}_U$ an die Umgebung abgegeben. Es gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik (Energiesatz) für geschlossene, ruhende Systeme (vgl. Baehr; Kabelac, 2012):

$$\mathrm{d}U = \mathrm{d}Q + \mathrm{d}W \qquad \text{bzw.} \qquad \frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}\tau} = \dot{Q}(\tau) + P(\tau) \tag{1.1}$$

Für die Kältemaschine gilt somit im stationären Fall:

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}\tau} = 0 = \dot{Q}_0 - \dot{Q}_U + P \tag{1.2}$$

Der Energiesatz wird durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik ergänzt, um die Irreversibilität von natürlichen Prozessen abbilden zu können. Die Irreversibilität beschreibt eine Einschränkung der Richtung und Ausführbarkeit von Prozessen. Es ist unmöglich, dass Wärme von einem Ort niedrigerer zu einem Ort höherer Temperatur transportiert wird, ohne dass zusätzlich Arbeit zugeführt wird. In den meisten Fällen ist das bei Kälteanlagen mechanische bzw. elektrische Leistung. Die Formulierung des zweiten Hauptsatzes führt die Entropie S ein:

$$\mathrm{d}S = \mathrm{d}S_Q + \mathrm{d}S_{irr} \qquad \text{bzw.} \qquad \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\tau} = \dot{S}_Q(\tau) + \dot{S}_{irr}(\tau) \tag{1.3}$$

mit:

$$\mathrm{d}Q = T \cdot \mathrm{d}S_Q \qquad \text{bzw.} \qquad \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\tau} = \dot{Q}(\tau) = T \cdot \dot{S}_Q(\tau) \tag{1.4}$$

Die Entropieänderung $\mathrm{d}S$ des geschlossenen Systems enthält zwei Anteile: der mit dem Wärmeübergang gekoppelte Entropietransport $\mathrm{d}S_Q$ und die Entropieerzeugung durch irreversible Prozesse $\mathrm{d}S_{irr}$. Wenn $\mathrm{d}S_{irr} = 0$ gilt, ist der Prozess reversibel, bei $\mathrm{d}S_{irr} > 0$ ist der Prozess irreversibel. Der Entropieproduktionsstrom $\mathrm{d}S_{irr}$ kann nicht kleiner als 0 werden. Für die Kältemaschine ergibt sich der zweite Hauptsatz im stationären Fall zu:

$$\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\tau} = 0 = \frac{\mathrm{d}\dot{Q}_0}{\mathrm{d}T_0} - \frac{\mathrm{d}\dot{Q}_U}{\mathrm{d}T_U} + \dot{S}_{irr} \tag{1.5}$$

Der ideale, reversible Kreisprozess, der in der Kältemaschine in Abbildung 1.4 bei konstanter oberer und unterer Temperatur abläuft, wird als *linkslaufender Carnot-Prozess* bezeichnet. Der Carnot-Prozess wird in Abbildung 1.5 in einem T-s-Diagramm dargestellt. Der Prozess durchläuft abwechselnd zwei isentrope ($s = konst.$) und zwei isotherme Zustandsänderungen ($T = konst.$). Die hervorgehobenen Flächen repräsentieren die spezifische Wärme q_0, die dem Kühlraum entzogen wird, und die technische Arbeit w_t, die der Kältemaschine zugeführt wird.

Diese ergeben sich aus Gleichung 1.4 für die isothermen Zustandsänderungen:

$$q_U = \int_{s_2}^{s_3} T(s)\ \mathrm{d}s \overset{T=konst.}{=} T(s_3 - s_2) \tag{1.6}$$

$$q_0 = \int_{s_4}^{s_1} T(s)\ \mathrm{d}s \overset{T=konst.}{=} T(s_1 - s_4) \tag{1.7}$$

$$w_t = q_U - q_0 \tag{1.8}$$

Die spezifischen Größen für Entropie S, Enthalpie H, Wärme Q und Arbeit W sind auf die Masse m bezogen:

$$x = \frac{X}{m} \qquad \text{mit} \qquad x = \{s,\ h,\ q,\ w\} \qquad \text{und} \qquad X = \{S,\ H,\ Q,\ W\} \tag{1.9}$$

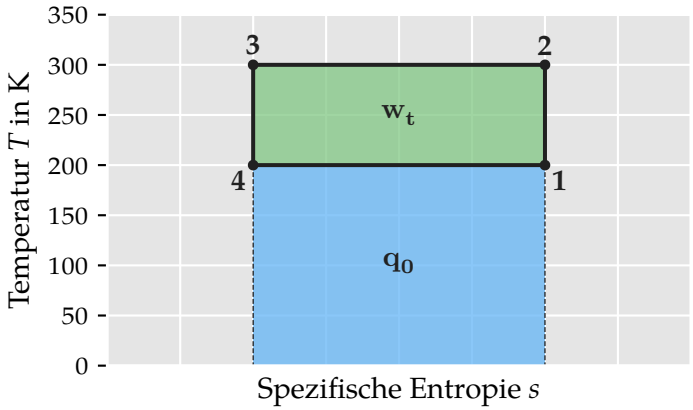


Abbildung 1.5: Carnot-Prozess

Die Leistungszahl der Kältemaschine ist definiert als (vgl. Bäckström u. a., 1965):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P} \tag{1.10}$$

Der Wärmestrom $\dot{Q}_0$ wird auch als Kälteleistung bezeichnet. Mit Gleichung 1.2 und 1.5 kann die Leistungszahl für den reversiblen ($\dot{S}_{irr} = 0$) Kälteprozess (Carnot-Prozess) umgestellt werden:

$$\varepsilon_C = \frac{T_0}{T_U - T_0} \tag{1.11}$$

Die Leistungszahl ist ein Maß für die Effizienz des Kälteprozesses. Je höher der Wert ist, desto mehr Kälteleistung kann eine Maschine für eine gegebene Antriebsleistung bereitstellen. Es gibt keinen Kälteprozess, der bei den gegebenen Temperaturniveaus effizienter sein kann als der Carnot-Prozess, weshalb dieser für einen Vergleich von Kaltluft- und Kaltdampfprozess verwendet wird.

In Abbildung 1.6 wird ein idealer und realer, verlustbehafteter Kaltluftprozess gezeigt. Die hervorgehobenen Flächen kennzeichnen die spezifische Arbeit w_t (grün) und spezifische Kälteleistung q_0 (blau) des realen Prozesses. Nur die isentropen Zustandsänderungen des idealen Prozesses von Zustandspunkt 1 nach 2s bzw. 3s nach 4 unterscheiden sich in dem Beispiel vom realen Prozess. Die Druckverluste werden vernachlässigt. Der Carnot-Prozess bei gleichen Randbedingungen wie beim realen Prozess wird im Diagramm als Rechteck dargestellt. Es ist deutlich erkennbar, dass für den Kaltluftprozess eine deutlich höhere technische Arbeit für die gleiche spezifische Kälteleistung erforderlich ist. Dies ist zum einen dadurch begründet, dass die idealen Zustandsänderungen von 2 nach 3 und von 4 nach 1 nicht isotherm sind. Zum anderen treten in realen Maschinen zusätzliche Verluste auf, wodurch keine idealen, isentropen Zustandsänderungen in dem Verdichter und der Turbine erreicht werden können. Die Leistungszahl des Kaltluftprozesses wird im Vergleich zum Kaltdampfprozess wesentlich von den Verlusten der Maschinen beeinflusst.

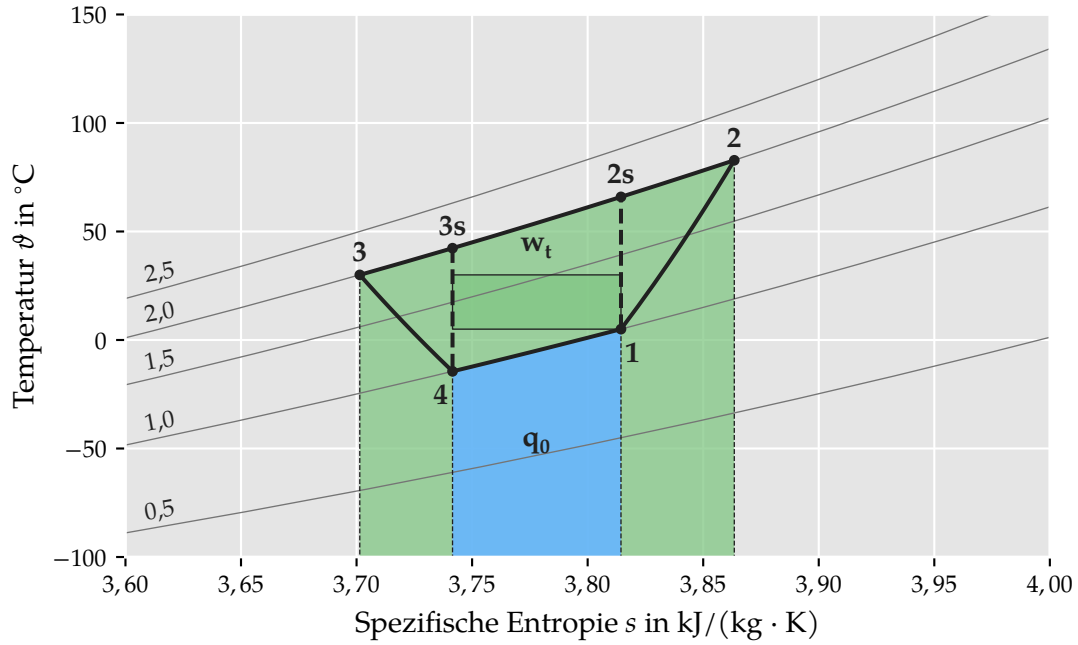


Abbildung 1.6: Kaltluftprozess mit Carnot-Vergleichsprozess

Der Vergleich zwischen Carnot-Prozess und idealen sowie realen Kaltdampfprozess mit Überhitzung und Unterkühlung wird in Abbildung 1.7 gezeigt. Der einzige Zustandspunkt des idealen Prozesses, der sich vom realen Prozess in diesem Beispiel unterscheidet, ist der Ausgangszustand „2s“ des Verdichters nach einer isentropen Kompression. Die im idealen Prozess isobaren Zustandsänderungen von 2 nach 3 (Abkühlung, Kondensation, Unterkühlung) und von 4 nach 1 (Verdampfung, Überhitzung) verlaufen zum größten Teil im Zweiphasengebiet des Kältemittels. Dadurch ist die isobare Erwärmung und Abkühlung zugleich auch isotherm. Somit erreicht der Kaltdampfprozess eine deutlich höhere Leistungszahl als der Kaltluftprozess. Verluste im Vergleich zum Carnot-Prozess, der im Diagramm wieder als Rechteck dargestellt ist, entstehen im Verdichter durch die reale Kompression, in den Wärmeübertragern durch Druckverluste, Unterküh-

lung und Überhitzung sowie im Expansionsorgan durch die isenthalpe Drosselung im Vergleich zur isentropen Expansion. Die Verluste im Verdichter sind im Vergleich zum Kaltluftprozess von untergeordneter Bedeutung. Unterkühlung und Überhitzung sind theoretisch nicht notwendig, bieten aber bei realen Systemen Vorteile, wie beispielsweise die Sicherstellung, dass vor dem Verdichter ein gasförmiger Zustand vorherrscht. Druckverluste sind in den Diagrammen der beiden Prozesse nicht dargestellt. Weiterhin werden beim Vergleich keine Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern zwischen Kältemittel und Umgebung, die in realen Anlagen auftreten und die gesamte Leistungszahl weiter reduzieren, berücksichtigt.

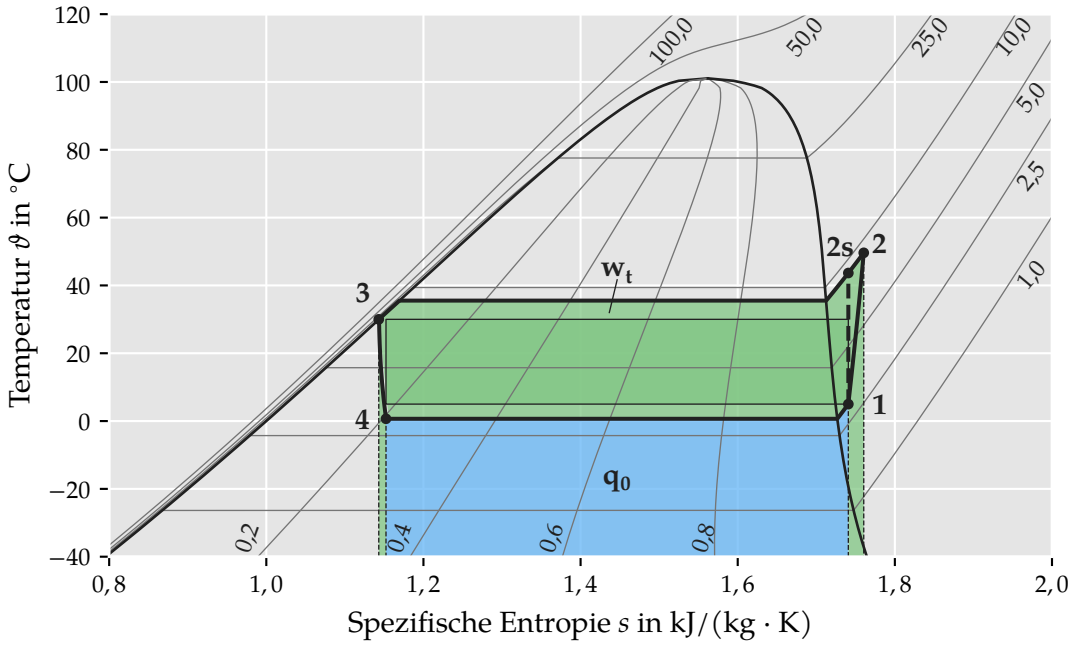


Abbildung 1.7: Kaltdampfprozess mit Carnot-Vergleichsprozess für das Kältemittel R-134a

Die Erhöhung der Energieeffizienz bedeutet bei pneumatisch angetriebenen Systemen eine Reduktion des Zapfluftmassenstroms. Die Veränderung des Treibstoffverbrauchs bei Triebwerken mit unterschiedlichen Nebenstromverhältnissen wird in Abbildung 1.8 gezeigt. In Zweistrom-Strahltriebwerken wird der Luftmassenstrom nach dem Fan am Eintritt aufgeteilt. Der Mantelstrom wird an der inneren Gasturbine vorbeigeführt, der Kernstrom durch die Gasturbine und damit Brennkammer hindurch. Das Nebenstromverhältnis beschreibt das Verhältnis zwischen Mantel- und Kernluftmassenstrom.
Moderne Strahltriebwerke, wie z. B. das V2500 des Airbus A320, haben ein Nebenstromverhältnis von 4,5 (vgl. MTU Aero Engines, 2017). Im Vergleich mit früheren Triebwerken nimmt die Sensitivität des Zapfluftmassenstroms deutlich zu. Bei einer Erhöhung des Zapfluftbedarfs steigt der Treibstoffverbrauch stärker an als bei Triebwerken mit geringeren Bypass-Verhältnis. Neue Triebwerke, wie beispielsweise das PW1100G-JM des Airbus A320neo, verfügen bereits über Nebenstromverhältnisse von 12 (vgl. Atsushi u. a., 2014), wodurch das Verhalten noch stärker auftritt. Die Verringerung des Zapfluftmassenstroms erlangt somit eine große Bedeutung.

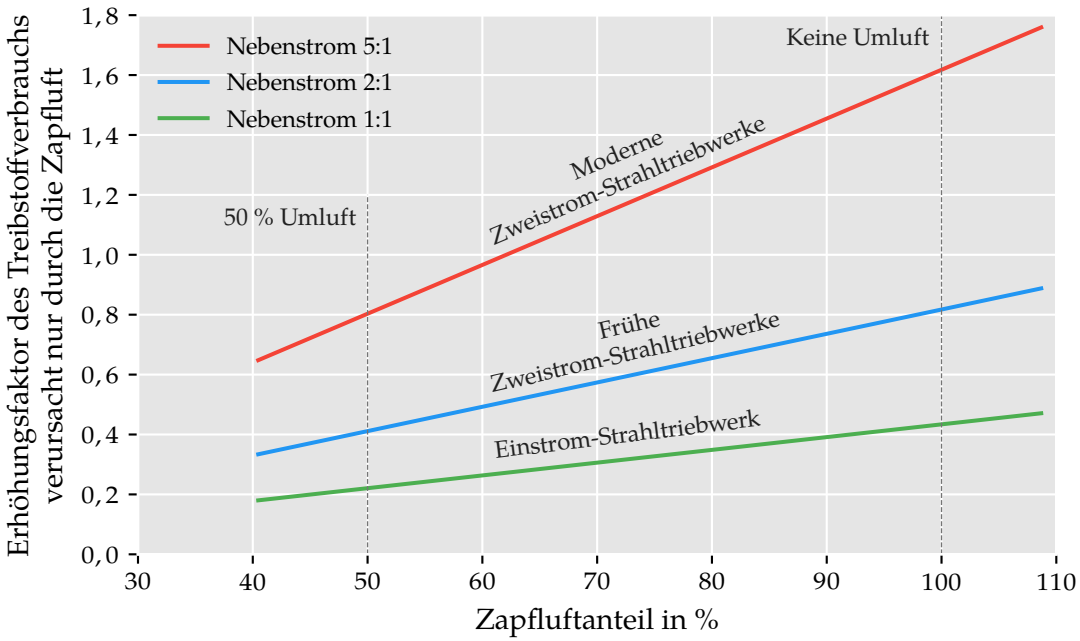


Abbildung 1.8: Erhöhung des Treibstoffverbrauchs bei Triebwerken mit unterschiedlichen Nebenstromverhältnissen nach Hunt u. a., 1995

Qualität der Kabinenluft

In den vergangenen Jahren erlangten einige Berichte über die Qualität der Kabinenluft mediale Aufmerksamkeit. Die Meldungen von sogenannten „Fume Events“, d. h. von Ereignissen jeglicher Art in Bezug auf Gerüche, Rauch und Nebel im Flugzeug, wurden vermehrt der Bundesstelle für Flugunfalluntersuchung (BFU) gemeldet. Diese Vorkommnisse sollen gesundheitliche Beeinträchtigungen der Insassen und Besatzungsmitglieder hervorgerufen haben. Zu dem Thema sind in Folge dessen einige Studien angefertigt worden. Die BFU registrierte im Zeitraum von 2006 bis 2013 insgesamt 663 Ereignisse und wies eine Verunreinigung der Kabinenluft nach (vgl. BFU, 2014). Es wird vermutet, dass die Zapfluft durch Hydraulikflüssigkeit, Öl oder pyrolysierte Stoffe kontaminiert werden kann (vgl. Harrison u. a., 2016). Dabei können potentiell schädliche Stoffe, die reizend und sensibilisierend wirken (z. B. Phenyl-naphthylamin, Tri-n-butyl-phosphat) oder neurotoxisch sind (z. B. Tuluol, Xylole, Phosphorsäureester, Trikresylphosphate), in die Kabine gelangen. Die gesundheitlichen Beeinträchtigungen werden in einigen Quellen als aerotoxisches Syndrom bezeichnet und sind Gegenstand aktueller Diskussionen und Untersuchungen.
Es ist noch nicht abschließend geklärt, ob die Zapfluft eine gesundheitliche Gefährdung für die Passagiere und Besatzungsmitglieder darstellt. Politische Auflagen könnten jedoch den Flugzeugherstellern den Einsatz von Filtern oder den gänzlichen Verzicht auf Zapfluft für die Einbringung in die Kabine zukünftig vorschreiben. Somit sind neue Klimatisierungssysteme, die entweder keine Zapfluft mehr verwenden oder diese nicht mehr in die Kabine leiten, erforderlich. In dieser Arbeit werden verschiedene Varianten von neuen Flugzeugklimaanlagen vorgestellt, die diese Anforderungen erfüllen.

Weitere Elektrifizierung des Flugzeugs

In modernen Verkehrsflugzeugen sind drei Sekundärenergieformen für den Antrieb der verschiedenen Subsysteme verfügbar: die hydraulische, pneumatische und elektrische Energie. Aktuelle Forschungsvorhaben, wie beispielsweise das große europäische Forschungsprogramm *CLEAN-SKY*, untersuchen für zukünftige Flugzeuge jedoch die Möglichkeiten sämtliche Systeme nur noch mit elektrischer Energie antreiben zu können (vgl. Rossow u. a., 2014; Wheeler u. a., 2014). Die Ziele sind u. a. die Reduktion des Treibstoffverbrauchs, die Erhöhung der Energieeffizienz und die Reduktion der Gesamtmasse. Es sind jedoch zum Teil große Änderungen an den Flugzeugsystemen erforderlich. Das erste Flugzeug, bei welchem vollständig auf pneumatische Energie verzichtet wurde, ist die *Boeing 787* (vgl. Karimi, 2008). Dafür müssen u. a. die Flugzeugklimaanlage und das Eisschutzsystem im Flügel elektrisch betrieben werden. Die elektrisch angetriebene Flugzeugklimaanlage bietet den Vorteil einer besseren Regelung der Maschinen in allen Flugphasen und Betriebsfällen. Dies ist besonders bei der Betrachtung der tatsächlich anliegenden und der benötigten Zapfluftdrücke vor dem Klimaaggregat in der Abbildung 1.9 sichtbar.

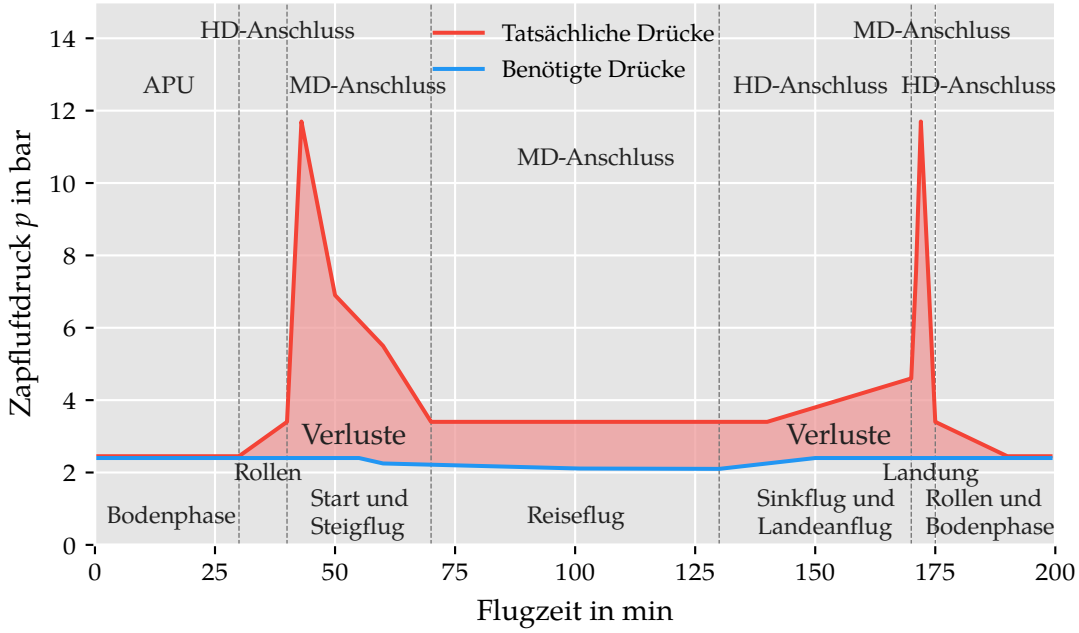


Abbildung 1.9: Schwankung des Zapfluftdrucks bei verschiedenen Flugphasen

Nach Moir u. a., 2008 können die Drücke am Ausgang des Triebwerkskompressors im Ruhezustand 3,4 bar, im Flug 10,3 bar und im Steigflug sogar 28,3 bar betragen. Dies hängt von der benötigten Schubleistung in der jeweiligen Flugphase ab (vgl. Bräunling, 2015). Die Zapfluft kann in den meisten Triebwerken an einem Hoch- und einem Mitteldruckanschluss, d. h. an zwei unterschiedlichen Stufen des Triebwerksverdichters, abgeführt werden. Die Zapfluftdrücke in der Abbildung stellen die typischen Bedingungen am Zapfluftanschluss nach NRC, 2002 dar. Das nachfolgende Druckregelventil und der Sammler reduzieren die Drücke vor der Zuführung zur Klimaanlage weiter.

Die Flugzeugklimaanlage benötigt in den meisten Betriebsfällen zwischen 2 und 3 bar Zapfluftdruck zur Aufrechterhaltung der gewünschten Kabinenbedingungen. Im Steig- und Sinkflug sowie beim Landen sind jedoch deutlich höhere Drücke verfügbar, die aber nicht verwertet werden können. Der Druck wird vor dem Klimaaggregat gedrosselt. Somit entstehen zum Teil hohe Verluste, die durch die Verwendung eines elektrischen Antriebs vermieden werden können.

1.2 Zielsetzung und methodischer Aufbau der Arbeit

Die besprochenen Nachteile der Kaltluftsysteme machen es erforderlich, alternative Konzepte mit besonderen Fokus auf die Energieeffizienz zu verfolgen, um den ökonomischen und ökologischen Herausforderungen der modernen Luftfahrt begegnen zu können. Das Ziel dieser Arbeit ist deshalb die Entwicklung verschiedener Prozessvarianten von Flugzeugklimaanlagen auf Basis der Konzepte. Dabei ist der zentrale Ansatz der neu konzeptionierten Systeme die Anwendung des Kaltdampfprozesses, welcher mit einer Turbomaschine angetrieben wird. Schließlich soll untersucht werden, welches System die beste Energieeffizienz erreicht, das größte Potential für einen Einsatz in zukünftigen Flugzeugen hat und dabei zusätzliche Vorteile, wie beispielsweise die Verbesserung der Luftqualität durch den Verzicht auf Zapfluft, bietet.
Dazu wird zuerst in einer historischen Analyse in Abschnitt 1.3 ein Überblick über die verwendeten und konzeptionellen Technologien der Klimaaggregate gegeben und das Referenzsystem, welches als Vergleichsgrundlage in dieser Arbeit dient, präsentiert. Anschließend werden in Kapitel 2 sämtliche Anforderungen und Randbedingungen erläutert und das Betriebskennfeld erstellt, welches als Grundlage für die Auslegung und Dimensionierung der neuen Klimaaggregate dient. Die aus der Motivation und historischen Analyse gewonnenen Erkenntnisse zeigen den Kaltdampfprozess und elektrischen Antrieb als Hauptkonzepte, mit denen die Energieeffizienz der Flugzeugklimaanlage erhöht werden kann. Weitere Technologien sind die Nutzung der Kabinenabluft sowie die Anwendung einer Umluftkühlung. In Kapitel 3 werden die Konzepte weiter ausgeführt und zusätzliche Verbesserungen erörtert. Darauf aufbauend werden insgesamt sieben Varianten mit unterschiedlicher Anwendung der neuen Ansätze entwickelt und in Kapitel 4 vorgestellt.
Mit Hilfe einer Prozesssimulation, die in den Kapiteln 5 bis 7 dargestellt wird, werden die Zustandsgrößen der neuen Systeme für alle Betriebsfälle bestimmt sowie die einzelnen Komponenten ausgelegt. In Kapitel 8 erfolgt schließlich der detaillierte Vergleich und die Bewertung der neuen Systeme mit der Referenzanlage auf Basis der Berechnungsergebnisse.
Es existieren nur wenige Literaturquellen, die sich speziell mit dem Thema Flugzeugklimatisierung beschäftigen. Das gilt besonders für die Anforderungen und Randbedingungen, die Ausarbeitung und Bewertung neuer Klimaanlagenkonzepte, die Darstellung von Berechnungsergebnissen sowie die Besonderheiten der Prozesssimulation und Komponentenauslegung. Diese Arbeit soll deshalb auch als ein Kompendium dienen, welches die verschiedenen Besonderheiten der modernen Flugzeugklimatisierung und die dazugehörigen wissenschaftlichen sowie technischen Grundlagen aus einer Vielzahl von Quellen zusammengefasst darstellt. Aus diesem Grund sind die einzelnen Punkte detailliert ausgearbeitet.

1.3 Historischer Überblick und Stand der Technik

Flugzeugklimaanlagen im engeren Sinne werden in der Passagierluftfahrt seit dem Bau des ersten Flugzeugs mit Druckkabine, der *Boeing 307 Stratoliner*, im Jahr 1938 eingesetzt (vgl. Rossow u. a., 2014). Das Flugzeug hatte fünf Systeme zum Heizen, Kühlen und zur Belüftung integriert (vgl. Lavelle, 2009). Das Außenluftsystem führt die Luft direkt über Einlässe oberhalb des Cockpits in das Flugzeug und durch einen Wasserabscheider und verteilt sie entlang der Kabine. Jeder Passagier kann dabei die Zufuhr wie bei den heutigen Flugzeugen einstellen. Die Außenluftzufuhr wird bei der Bedruckung des Flugzeugs durch Ventile geschlossen.
Das Abluftsystem besteht aus verschiedenen Luftöffnungen unterhalb des Flurs, die die Luft an die Umgebung leiten. Das Dampfsystem besteht aus einer Wasserpumpe, zwei Heizungskesseln und einem Kondensator. In den Heizungskesseln wird Wasser durch die Abgase der Triebwerke erhitzt und verdampft. Anschließend wird im Warmluftsystem ein Teil der Außenluft abgezweigt und zu dem Kondensator des Dampfsystems geleitet, erwärmt und zur Kabine geführt. Am Boden konnte das Flugzeug über eine Vorrichtung von außen mit Außenluft versorgt werden.
Ab einer Höhe von ca. 2438 m (8000 ft) sorgt ein Kompressor für die Bedruckung der Kabine. Bei der Boeing B-307 wurde noch keine Kälteanlage verbaut. Die Dienstgipfelhöhe entsprach 6069 m (20 000 ft). Das Flugzeug führte wesentliche Technologien in die Passagierluftfahrt, wie beispielsweise Druckregeleinrichtungen und einen Verdichter zur Bedruckung der Kabine, ein.
Das erste Kaltluftkühlsystem wurde in der *Lockheed Constellation* ab 1945 verwendet. Die Luft wurde hier noch nicht aus dem Triebwerk entnommen, sondern über Außenluftkompressoren verdichtet, in einem Vorkühler abgekühlt und zur Klimaanlage geführt (vgl. Messinger u. a., 1952). Ein zweiter Turboverdichter und eine Turbine sind auf einer Welle miteinander verbunden. Die Welle wird mechanisch über das Propellertriebwerk angetrieben. Das Klimaaggregat verfügt weiterhin über einen Wärmeübertrager und einen Luftentfeuchter. Damit sind bereits alle Komponenten moderner Klimaanlagen vorhanden, lediglich der mechanische Antrieb wird nicht mehr eingesetzt.
Die ersten Kaltdampfkühlsysteme wurden in den Flugzeugen *Douglas DC-8* (1958), *Convair 880* (1960) und einigen Versionen der *Boeing 707* (1958) verbaut (vgl. Look u. a., 2012).
In Abbildung 1.10 ist die Flugzeugklimaanlage auf Basis des Kaltdampfprozesses der Douglas DC-8 dargestellt. Die Zapfluft aus dem Triebwerk dient allein als Antrieb der Luftverdichter, der Ventilatoren und des Kältemittelverdichters durch die Entspannung in den Expansionsturbinen. Anschließend wird die Zapfluft an die Umgebung abgegeben. Die Außenluft wird direkt über Lufteinlässe zum Klimaaggregat geleitet und anschließend in Luftverdichtern komprimiert. Die Außenluft wird durch einen Wärmeübertrager, der auf der anderen Seite mit Stauluft durchströmt wird, und einen Verdampfer abgekühlt. Zusätzlich wird Umluft aus der Kabine der konditionierten Luft beigemischt. Der Kältemittelkreislauf besteht aus je einem Verdampfer, Verflüssiger, Turboverdichter und Expansionsorgan. Eine Wasserabscheidung ist nicht vorgesehen.
Das erste moderne Kaltluftsystem mit pneumatischem Antrieb wurde in der *Boeing 707* ab dem Jahr 1958 eingesetzt (vgl. Long u. a., 2014). Bis heute gab es keine weiteren Passagierflugzeuge ab 100 Passagiere mit Klimaanlagen auf Basis des Kaltdampfprozesses. In kleineren Flugzeugen (z. B. Learjet 45) werden Kaltdampfsysteme weiterhin verwendet (vgl. Conceição u. a., 2007).

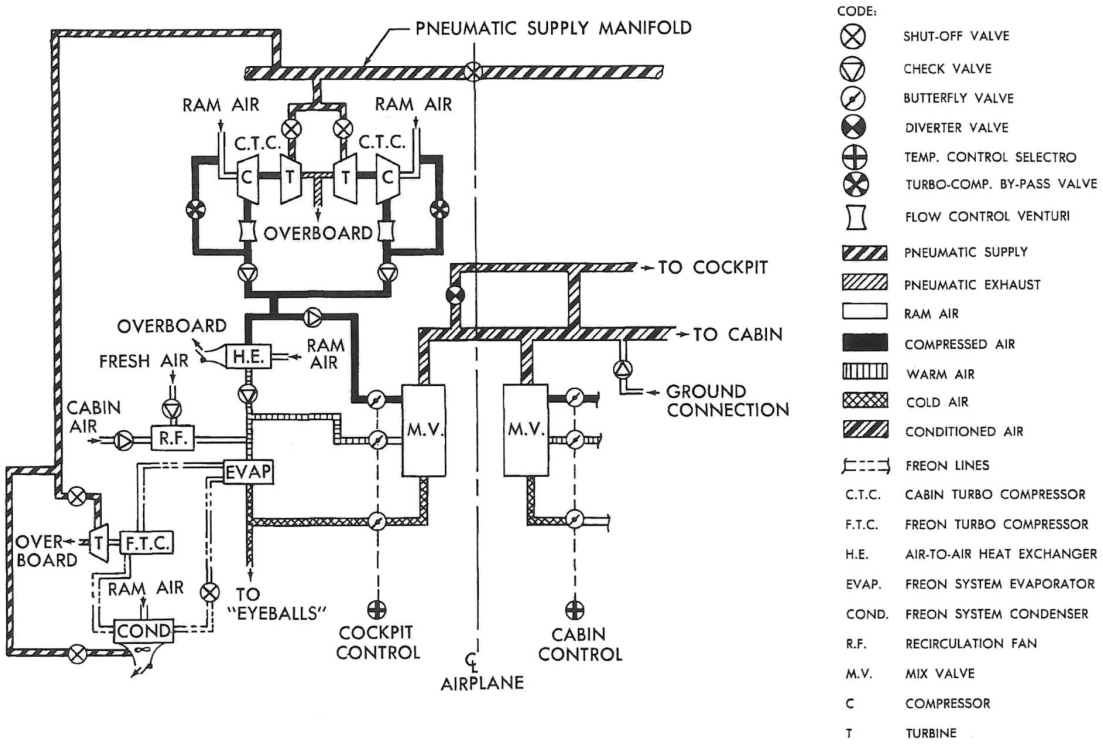


Abbildung 1.10: Kaltdampfkühlsystem in der Douglas DC-8 aus Hershfield, 1958

Weitere Ansätze zur Steigerung der Effizienz der Flugzeugklimaanlagen wurden bereits in einigen Patenten der letzten Jahrzehnte skizziert und heute teilweise schon umgesetzt. Neben dem pneumatischen Antrieb der Anlagen über die Zapfluft, kann die Klimaanlage auch elektrisch über Elektromotoren angetrieben werden. Die Ideen für diese Systeme können in Patenten seit den Achtziger Jahren nachgewiesen werden (vgl. Cronin u. a., 1984; Lents u. a., 2005). Die erste vollelektrische Flugzeugklimaanlage wurde in der *Boeing 787 Dreamliner* seit dem Jahr 2011 eingesetzt (vgl. Sinnet, 2007). Das genaue Fließschema der Anlage ist nicht publiziert, allerdings deutet ein Patent von Boeing mit einem elektrisch betriebenen Kaltluftsystem auf den angewendeten Prozess hin (vgl. Asfia u. a., 2003).

Die erste Variante der Flugzeugklimaanlage aus dem Patent ist in Abbildung 1.11 dargestellt. Die Luft-Luft-Wärmeübertrager sowie Tauwasserkondensator, Rückheizer und Wasserabscheider entsprechen in Position und Anzahl denen des pneumatisch angetriebenen Referenzsystems. Im Gegensatz zum Referenzsystem befindet sich jedoch die erste Verdichtungsstufe innerhalb der Klimaanlage und nicht im Triebwerk. Die Außenluft (hier engl.: *ram air*) wird damit vollständig über Lufteinlässe direkt zum Kaltluftsystem geführt. Die beiden Maschinensätze bestehen aus jeweils einem Verdichter, einer Turbine sowie einem Elektromotor.

In den elektrischen Systemen sind an den Triebwerken keine Vorrichtungen mehr zur Abnahme der Zapfluft vorgesehen. Die Entwicklung von Flugzeugen, bei denen sämtliche Subsysteme ausschließlich elektrisch angetrieben werden, ist ein umfangreiches, aktuelles Forschungsvorhaben in der Luftfahrtindustrie und wird unter dem Begriff „More Electric Aircraft“ (MEA) zusammengefasst (vgl. Wheeler u. a., 2014).

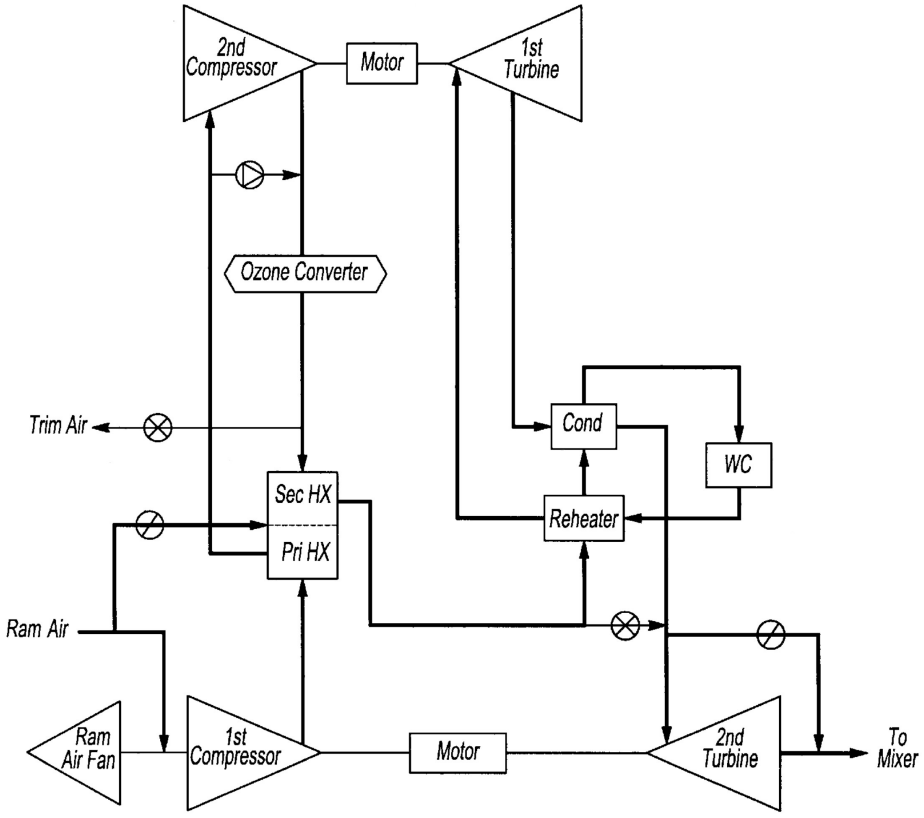
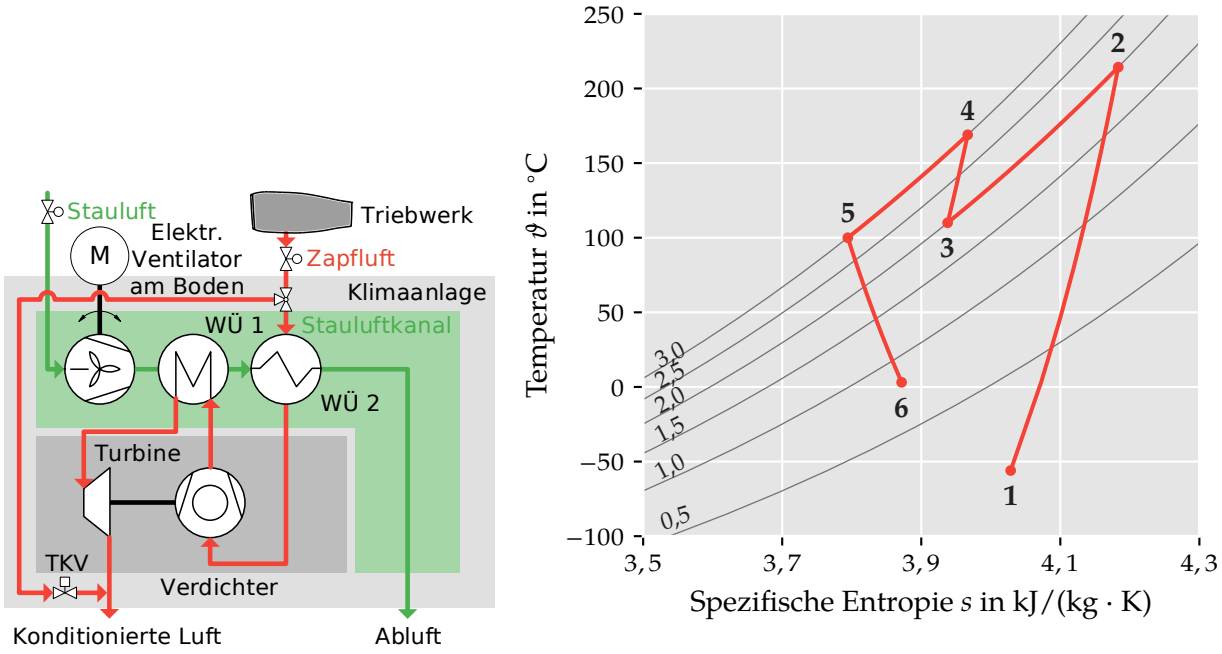


Abbildung 1.11: Elektrisch angetriebenes Kaltluftkühlsystem aus Asfia u. a., 2003

Eine weitere Möglichkeit zur Effizienzsteigerung bietet die Nutzung des Druckunterschieds zwischen Kabine und Umgebung im Flug. Ein Teil der Kabinenabluft wird in aktuellen Anlagen direkt über Ventile nach außen abgegeben. Der Druckgradient kann allerdings ausgenutzt werden, um bei der Entspannung in einer Turbine zusätzlich Leistung zu generieren. Erste Ansätze können in Patenten ebenfalls seit den Achtziger Jahren belegt werden (vgl. Gupta u. a., 1981). Die wesentlichen Konzepte zur Verbesserung der Energieeffizienz der Flugzeugklimaanlagen werden in Kapitel 3 detailliert beschrieben. Diese bilden die Basis der Konzepte dieser Arbeit.
Es existieren vier Hauptsysteme, die bis heute in der Luftfahrt dominiert haben (vgl. Rossow u. a., 2014; Conceição u. a., 2007; Long u. a., 2014). Die Systeme basieren alle auf einem offenen Kaltluftprozess mit ein- oder zweistufiger Verdichtung. Der Antrieb erfolgt hauptsächlich pneumatisch über die Entspannung von Zapfluft in einer Expansionsturbine. Seltener wird ein elektrischer Antrieb über Elektromotoren angewendet. Die Werte in den folgenden Diagrammen der Systeme sind nur Beispiele und entsprechen nur grob den in dieser Arbeit betrachteten Betriebsfällen.
Das einfachste Klimaaggregat ist die offene Expansionskühlanlage mit den zwei Laufrädern Turbine und Ventilator auf einer Welle und wird bereits zu Beginn des Kapitels beschrieben. Die Turbine in der einfachen Anlage kann auch zum Antrieb eines Verdichters verwendet werden. Das System wird dann als Bootstrap-System bezeichnet. Die offene Bootstrap-Expansionskühlanlage wird in Abbildung 1.12 gezeigt.



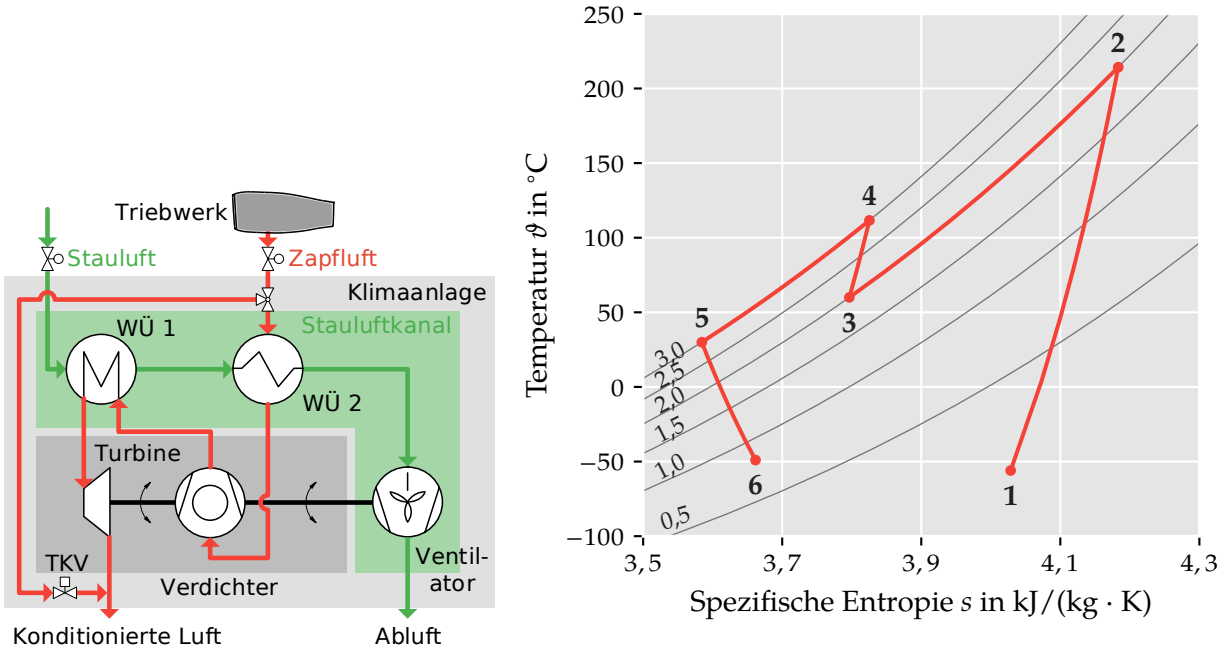
(**a**) Vereinfachtes R&I-Fließschema

(**b**) ϑ-s-Diagramm

Abbildung 1.12: Offene Expansionskühlanlage mit zwei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap)

Die Zapfluft wird im Triebwerk verdichtet (1-2), dann im ersten Wärmeübertrager (auch primärer Wärmeübertrager) abgekühlt (2-3) und im Verdichter weiter komprimiert (3-4). Im zweiten Wärmeübertrager (auch Hauptwärmeübertrager) wird die Temperatur der Luft wieder verringert (4-5). Zuletzt wird die Luft in der Turbine auf Kabinendruck expandiert (5-6). Bei diesem System wird im Diagramm eine Niederdruckwasserabscheidung angenommen. Es kann allerdings auch ein Hochdruckwasserabscheider zum Einsatz kommen. Der Ventilator zur Förderung der Stauluft wird durch einen Elektromotor angetrieben. Dadurch kann der Ventilator im Flug, wenn er nicht gebraucht wird, abgeschaltet werden.

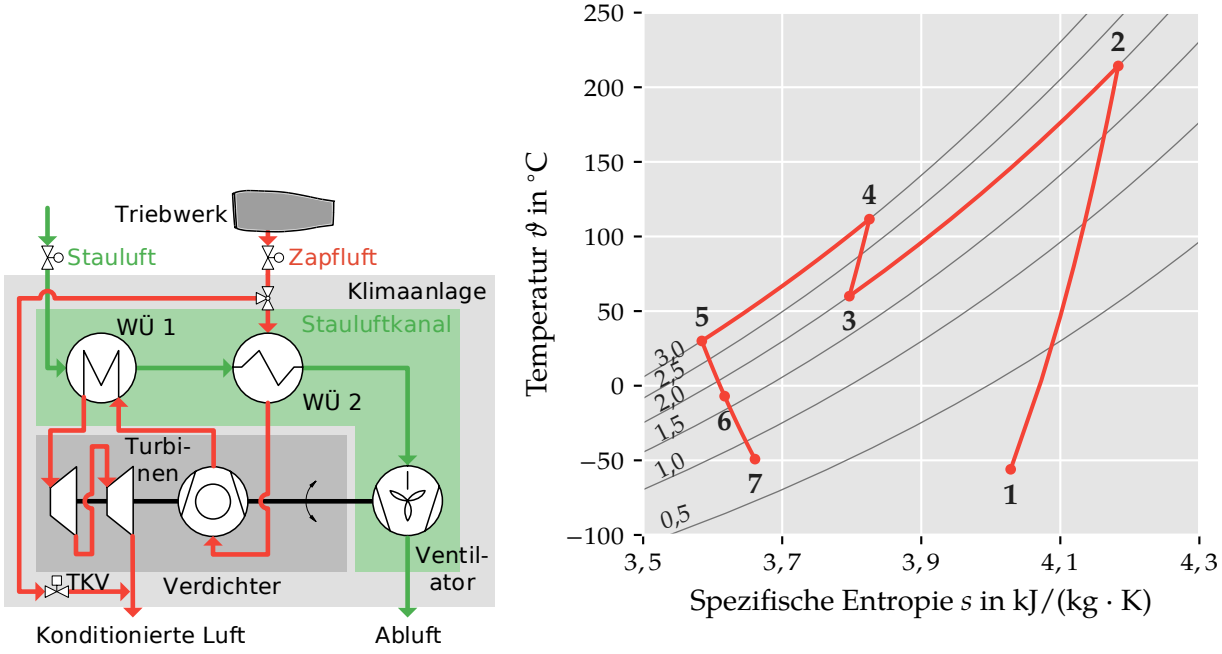
Bei der offenen Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern in Abbildung 1.13 ist der Ventilator über die Welle mit dem Verdichter und der Turbine verbunden. Ein separater Elektromotor entfällt. Bei diesem System ist eine Hochdruckwasserabscheidung ausgeführt, die im Diagramm nur durch die niedrigere Turbinenaustrittstemperatur (6) berücksichtigt ist. Ein zusätzlicher Kondensator und Rückheizer werden in der Darstellung vernachlässigt. Die Zustandsänderungen unterscheiden sich sonst nicht von dem vorangegangenen System. Die offene Anlage mit drei Laufrädern auf einer Welle und einem Hochdruckwasserabscheider wird in modernen Verkehrsflugzeugen (z. B. Boeing 757, Boeing 767, Airbus A320) eingesetzt und in dieser Arbeit als Referenzsystem für Vergleiche mit den neu konzeptionierten Anlagen verwendet. Die detaillierte Beschreibung des Systems erfolgt am Ende dieses Abschnitts. Die Turbinenaustrittstemperatur kann bei einer Hochdruckwasserabscheidung unter 0°C liegen. Durch die dabei auftretenden größeren Temperaturunterschiede am Wärmeübertrager wird die Effizienz des Gesamtsystems gesteigert.



(**a**) Vereinfachtes R&I-Fließschema (**b**) ϑ-s-Diagramm

Abbildung 1.13: Offene Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap)

Die offene Expansionskühlanlage mit vier Laufrädern auf einer Welle wird in Abbildung 1.14 dargestellt.



(**a**) Vereinfachtes R&I-Fließschema (**b**) ϑ-s-Diagramm

Abbildung 1.14: Offene Expansionskühlanlage mit vier Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap)

Auf einer Welle sind hier ein Verdichter, ein Ventilator und zwei Turbinen angebracht. Somit durchläuft die Luft im Gegensatz zum vorhergehenden System eine zweistufige Entspannung (5-6-7). Bei allen Bootstrap-Systemen ist eine zweistufige Verdichtung ausgeführt. Das einfache System hat nur eine einstufige Verdichtung im Flugzeugtriebwerk.
In Tabelle 1.1 wird ein Überblick über die verwendete Art der Klimaanlage in verschiedenen Flugzeugtypen gegeben. Außerdem wird die Art der Wasserabscheidung angegeben. Bis auf die Militärflugzeuge F-18 und T46A sowie das Experimentalflugzeug XC-35 werden ausschließlich Passagierflugzeuge verschiedener Größe in der Übersicht gezeigt.

Tabelle 1.1: Überblick über die verwendeten Klimaanlagen in ausgewählten Flugzeugtypen (vgl. Conceição u. a., 2007; Long u. a., 2014)

Art der Klimaanlage	**Art der Wasserabscheidung**	**Flugzeugtypen**
Einfaches Kaltluftkühlsystem mit zwei Laufrädern	Niederdruck	Lockheed XC-35; Antonow AN-24; Iljuschin IL-18, IL-62
Kaltluftkühlsystem mit zwei Laufrädern (Bootstrap)	Niederdruck	Boeing B707-300, B727, B737-300, B737-500; McDonnell Douglas MD-80, MD-90; Douglas DC-9
	Hochdruck	McDonnell Douglas F-18; Fairchild T46A; Boeing B737-400; ATR-72
Kaltluftkühlsystem mit drei Laufrädern (Bootstrap)	Niederdruck	McDonnell Douglas MD-95; Airbus A300, A310; Boeing B747-400, B737-600, B737-700; Douglas DC-10; Lockheed L-1011
	Hochdruck	Airbus A320, A330, A340; British Aerospace BAE-146; Boeing B737-800, B737-900, B747-800, B757, B767, B787 (E-ECS)
Kaltluftkühlsystem mit vier Laufrädern (Bootstrap)	Hochdruck	Airbus A380; Boeing B777
Kaltdampfkühlsystem	-	Douglas DC-8; Convair 880; Boeing 707; Embraer Phenom 100, Phenom 300; Cessna CJ1, Cessna CJ2, Cessna CJ3; Bombardier Lear 45

Bei der Verkehrsluftfahrt dominiert ein Duopol der beiden Hersteller Airbus und Boeing (vgl. Rossow u. a., 2014). Bis Ende August 2017 lieferte Airbus insgesamt 10607 Verkehrsflugzeuge aus, davon 7731 aus der A320-Familie, 1845 A330/A340/A350 und 215 A380 (vgl. Airbus SE, 2017b). Boeing lieferte bis Ende 2016 insgesamt 10787 Verkehrsflugzeuge aus, davon 6203 aus der B737-Familie, 1528 B747, 1460 B777, 1096 B767 und 500 B787 (vgl. Boeing Company, 2016). Die Flugzeuge der A320- und 737-Familie sind Mittelstreckenflugzeuge deren verschiedenen Varianten 100 bis 220 Sitzplätze haben können. Der Großteil der aktuell eingesetzten Flugzeuge hat demnach eine offene Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle und Hochdruckwasserabscheidung. Der zugrundeliegende Prozess ist ein offener, zweistufiger Kaltluftprozess. Im Flugzeug sind zwei identische Klimaaggregate verbaut, um die notwendige Redundanz bei auftretenden Fehlern gewährleisten zu können. Das R&I-Fließbild des Referenzklimaaggregats ist in Abbildung 1.15 dargestellt. Die Zusammenschaltung der gesamten Klimaanlage wird in Kapitel 2 näher erläutert. Das komplette R&I-Fließschema wird im Anhang in Abbildung C.2 gezeigt. Die Berechnungsergebnisse für verschiedene Betriebsfälle sind im Anhang E (S. 312) aufgeführt.

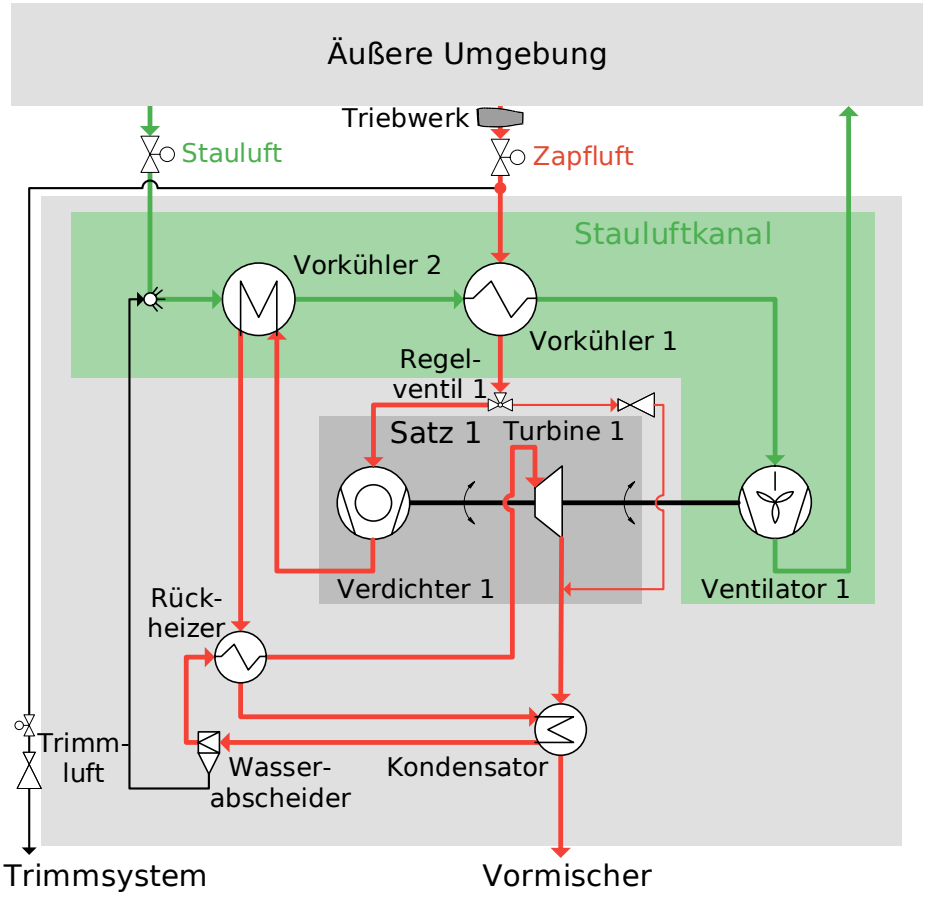


Abbildung 1.15: Detaillierte offene Expansionskühlanlage mit drei Laufrädern auf einer Welle (Bootstrap) und Hochdruckwasserabscheidung (Referenzsystem)

Die wesentlichen Stoffströme sind die Zapfluft und die Stauluft. Die Hauptkomponenten des Systems sind vier Wärmeübertrager, ein Turboverdichter, eine Expansionsturbine, ein Ventilator und

ein Hochdruckwasserabscheider. Zur Einstellung der genauen Temperatur vor der Kabine wird ein Teil der Zapfluft vor dem Eintritt in das Klimaaggregat als Trimmluft abgezweigt. Die Zapfluft wird aus dem Triebwerk abgenommen und zur Klimaanlage geleitet. Dort wird die Luft im Vorkühler 1 (auch primärer Wärmeübertrager) zuerst isobar abgekühlt, dann im Verdichter 1 isentrop verdichtet. Nach dem Vorkühler wird ein Teil der Luft über das Temperaturkontrollventil abgenommen, um die Austrittstemperatur der Turbine einstellen zu können. Die Zapfluft wird anschließend im Vorkühler 2 (auch Hauptwärmeübertrager) isobar abgekühlt. Danach durchläuft die Luft eine Schleife zur Wasserabscheidung. Die Luft wird im Rückheizer und Kondensator isobar abgekühlt. Flüssiges Wasser wird dann im Wasserabscheider aus der Luft abgeschieden. Anschließend wird die Zapfluft im Rückheizer wieder isobar erwärmt. Schließlich wird die Luft in der Turbine 1 isentrop entspannt und im Kondensator isobar erwärmt, bevor sie das Klimaaggregat verlässt und zum Vormischer geleitet wird.
Die Stauluft wird über einen Lufteinlass an der Außenhaut des Flugzeugs in den Stauluftkanal geleitet. Die Luft durchströmt dann die Vorkühler und wird isobar erwärmt. Die aufgenommene Wärme aus der Zapfluft wird somit nach außen an die Umgebung abgegeben. Sämtliche thermodynamische Zustandsänderungen werden in der Beschreibung als ideal angenommen. Im realen System treten zusätzlich Verluste auf, wodurch die Prozesse vom idealen Verlauf abweichen.

2 Anforderungen und Randbedingungen

Die Analyse aller Anforderungen und Randbedingungen der Klimaanlage im Flugzeug ist notwendig, um sämtliche Zustandspunkte an deren Grenzen für die Prozessberechnung festsetzen zu können. Dazu ist zuerst festzustellen, welche Schnittstellen das System zum Flugzeug und zur Umgebung hat. Abbildung 2.1 zeigt die Systemgrenzen und Verbindungen für die wesentlichen Stoffströme.

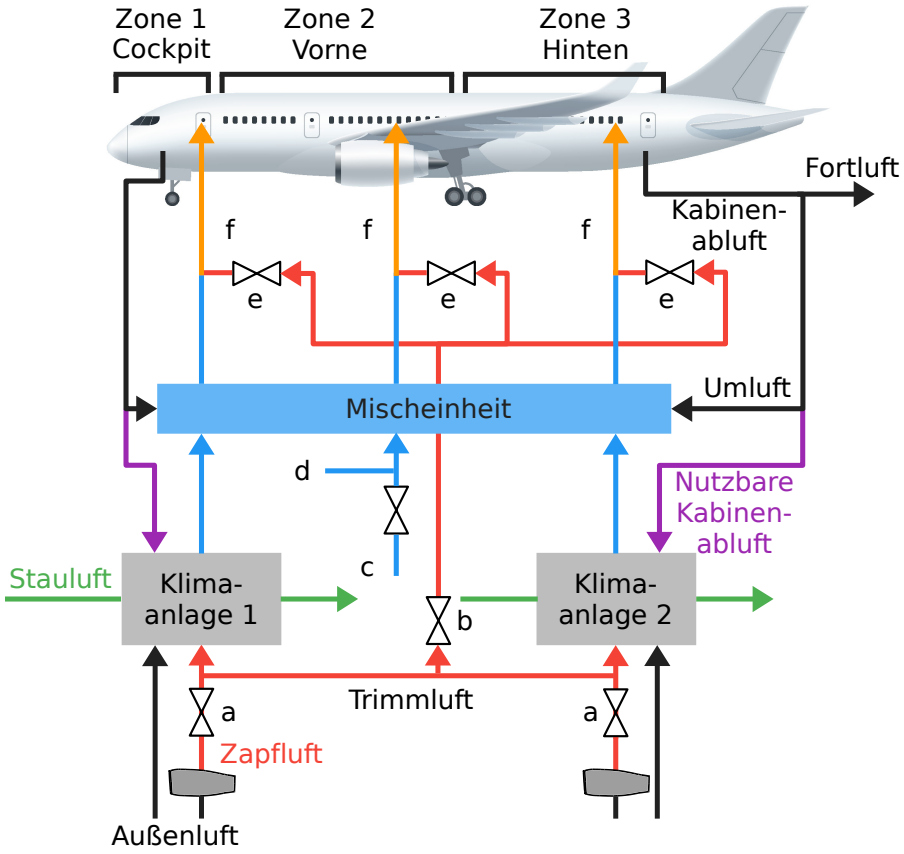


Abbildung 2.1: Schnittstellen der Klimaanlage zum Flugzeug und zur Umgebung nach Rossow u. a., 2014 am Beispiel des Airbus A320; a: Strömungsventil der Klimaanlage (engl. pack flow control valve), b: Druckregelventil der Trimmluft (engl. hot air pressure regulation valve), c: Notfallstauluft (engl. emergency ram air), d: Niederdruckanschluss für Bodenbetrieb (engl. low pressure ground connection), e: Trimmluftventil, f: Kabinenluftzufuhr

Das Flugzeug wird in mehrere Zonen unterteilt, die unterschiedlich klimatisiert werden können. Beim Airbus A320 sind drei Zonen definiert. In den meisten Verkehrsflugzeugen werden zwei redundante Klimaaggregate eingebaut. Im Airbus A380 werden vier separate Systeme verwendet. Die Klimaanlage in aktuellen Flugzeugen hat lediglich zwei zugeführte Luftströme und einen abgeführten Luftstrom: Zapfluft und Stauluft sowie klimatisierte Luft, die zur Mischeinheit geleitet wird. Die Zapfluftbedingungen werden durch das Triebwerk vorgegeben und sind entsprechend vom Triebwerkstyp abhängig. Die Stauluftbedingungen am Eingang werden von den Umgebungsbedingungen und den Veränderungen am Staulufteinlass, die von der Geometrie und der Fluggeschwindigkeit abhängen, bestimmt. Die Stauluft wird nach dem Durchströmen der Klimaanlage wieder an die Umgebung abgegeben. Die klimatisierte Luft wird weiter zur Mischeinheit geführt. In dieser Arbeit sind noch zwei weitere Luftströme zum Klimasystem definiert: nutzbare Kabinenabluft und direkte Außenluft. Als teilweisen oder vollständigen Ersatz der Zapfluft kann Außenluft direkt aus der Umgebung zum Klimaaggregat geführt werden. Dafür ist ein separater Außenlufteinlass notwendig. Die abgeführte Kabinenluft wird in aktuellen Flugzeugen zu einem als Umluft zur Mischeinheit geführt und zum anderen als Fortluft nach außen abgegeben. Da die Kabinenabluft allerdings noch eine Druckdifferenz zur Umgebung aufweist, könnte der Teil Fortluft auch in die Klimaanlage geleitet werden. Hier kann über eine Turbine zusätzliche Leistung generiert werden. Die Umluft wird in der Mischeinheit mit der klimatisierten Luft aus den Klimaaggregaten gemischt. Die Trimmluft wird aktuell aus der Zapfluft entnommen und dient zur präzisen Einstellung der Temperatur vor dem Kabineneingang. Am Boden kann das Flugzeug über einen Niederdruckanschluss mit klimatisierter Außenluft versorgt werden.
Die wesentlichen Randbedingungen sind demzufolge die Umgebungsbedingungen mit den Zustandsänderungen in den Stau- und Außenlufteinlässen, der Zapfluftzustand am Ausgang des Triebwerks und die Kabinenein- und ausgangsbedingungen. Die Randbedingungen sind weiterhin abhängig von dem betrachteten Betriebsfall und damit von dem Flugzustand. Die Betriebsfälle werden mit Hilfe von Literaturdaten und dem geforderten Betriebskennfeld definiert. Anschließend können für jeden Fall die Randbedingungen der Klimaanlage bestimmt werden. Diese Werte werden für das Referenzsystem und alle in dieser Arbeit neu entwickelten Systeme verwendet.
In den folgenden Unterkapiteln werden zuerst die Grundlagen der Bestimmung der einzelnen Randbedingungen vorgestellt. Danach erfolgt die Definition des vollständigen Betriebskennfelds. Zuletzt werden weitere Kriterien, die für die Auslegung der Klimaanlagen wichtig sind, dargestellt.

2.1 Umgebungsbedingungen und Atmosphärenmodell

Es existieren verschiedene Definitionen, anhand derer die thermodynamischen Zustände in der Atmosphäre bei verschiedenen Höhen berechnet werden können. In der Luftfahrt wird die *Internationale Standardatmosphäre* (ISA) verwendet (vgl. Airbus SE, 2002b; DIN e. V., 1979). Bei der Ausarbeitung der Norm haben die *Internationale Zivilluftfahrtorganisation* (ICAO) und die *Meteorologische Weltorganisation* (WMO) mitgewirkt. Die Luft wird als ideales Gas angenommen und ist frei von Staub und Feuchtigkeit. Die Norm definiert einen vereinbarten Anfangswert für Tempera-

tur, Druck und Dichte der Luft bei Normal-Null (mittleres Meeresniveau) sowie den Verlauf der Werte über die Höhe.
Zunächst gilt die hydrostatische Grundgleichung für eine zur Erde ruhende Atmosphäre, die der Schwerkraft unterliegt. Sie gibt die Beziehung zwischen Druck p, Dichte ρ, Fallbeschleunigung g und der Höhe h an:

$$-\mathrm{d}p = \rho \cdot g \,\mathrm{d}h \tag{2.1}$$

Weiterhin definiert die Zustandsgleichung der idealen Gase die Beziehung zwischen Druck, Dichte und Temperatur:

$$p = \frac{\rho \cdot R \cdot T}{M} = \rho \cdot R_s \cdot T \tag{2.2}$$

Die Fallbeschleunigung nimmt mit der Höhe ab. Dies muss bei großen Höhendifferenzen oder hohen Genauigkeitsanforderungen berücksichtigt werden. Eine variable Schwerebeschleunigung im Integranden ist bei der Integration der hydrostatischen Grundgleichung problematisch. Deshalb wird die geopotentielle Höhe H statt der geometrischen Höhe h verwendet. Die geopotentielle Höhe ist die Höhe, bei der eine konstante potentielle Energie verrichtet werden muss, um eine Masse m unabhängig von der aktuellen Position im Schwerefeld bei konstanter Fallbeschleunigung anzuheben. Zur Herleitung der geopotentiellen Höhe ist es zunächst zweckmäßig, das Geopotential $\Phi(x, y, z)$ zu definieren, welches die potentielle Energie eines Massepunktes bezogen auf seine Masse darstellt. Flächen mit konstantem Geopotential werden als Äquipotentialflächen bezeichnet. Die Hebung einer Masse um eine Höhe entlang einer nach oben gerichteten Normalen an einem beliebigen Punkt auf einer Äquipotentialfläche erfordert das Aufwenden von Arbeit:

$$\mathrm{d}\Phi = g(h)\,\mathrm{d}h \qquad \text{bzw.} \qquad \Phi = \int_0^h g(h)\,\mathrm{d}h \tag{2.3}$$

Die Division des Geopotentials durch die Normalfallbeschleunigung g_N ergibt die geopotentielle Höhe:

$$H = \frac{\Phi}{g_N} = \frac{1}{g_N}\int_0^h g(h)\,\mathrm{d}h \tag{2.4}$$

Mit hinreichender Genauigkeit kann die Fallbeschleunigung durch das Newtonsche Gesetz der Masseanziehung mit dem nominellen Erdradius r ausgedrückt werden:

$$g = g_N \left(\frac{r}{r+h}\right)^2 \tag{2.5}$$

Nach Einsetzen der Gleichung 2.5 in 2.4 und Integration ergibt sich die Beziehung von geometrischer und geopotentieller Höhe:

$$H = \frac{r \cdot h}{r + h} \qquad \text{und} \qquad h = \frac{r \cdot H}{r - H} \tag{2.6}$$

Die geopotentielle Höhe ist in Metern ausgedrückt zahlenmäßig gleich dem Geopotential, wenn dieses, wie in der Meteorologie üblich, in Normgeopotentiellen Metern (m') ausgedrückt wird (vgl. DIN e. V., 1979). Bei einer geopotentiellen Höhe von beispielsweise 12 000 m beträgt die geometrische Höhe 12 023 m. In der Internationalen Standardatmosphäre werden alle Größen in Bezug zur geopotentiellen Höhe gesetzt und Normal-Null als Höhe Null ($H = 0\,\text{m}$) festgelegt. In Tabelle 2.1 sind die Anfangswerte g_N, p_N, ρ_N und T_N auf Höhe Null sowie die wichtigsten Konstanten, die zur Berechnung der Standardatmosphäre erforderlich sind, aufgeführt. Weitere abgeleitete Größen können der Norm entnommen werden.

Tabelle 2.1: Wichtigste Konstanten und Normwerte auf Höhe Null ($H = 0\,\text{m}$) aus DIN e. V., 1979

Formelzeichen	Beschreibung	Zahlenwert	Einheit
g_N	Normalfallbeschleunigung	9,806 65	m/s^2
M_L	Molare Masse der Luft	0,028 964 42	kg/mol
p_N	Normluftdruck	101 325	Pa
r	Nomineller Erdradius	6 356 766	m
R	Universelle Gaskonstante	8,314 32	J/(K mol)
$R_{S,L}$	Spezielle Gaskonstante der Luft	287,052 87	J/(K kg)
T_N	Thermodynamische Normtemperatur der Luft in Normal-Null	288,15	K
$\rho_{N,L}$	Normdichte der Luft in Normal-Null	1,225	kg/m^3
ϑ_N	Celsius-Normtemperatur der Luft in Normal-Null	15	°C

Die Atmosphäre kann hinsichtlich des vertikalen Temperaturverlaufs in Schichten mit konstantem Gradienten unterteilt werden (vgl. Wagner, 2001). Die unterste Atmosphärenschicht (0 bis $\approx$ 11 km) wird als Troposphäre bezeichnet. Die mittleren Atmosphärenschichten heißen Stratosphäre (bis $\approx$ 50 km) und Mesosphäre (bis $\approx$ 80 km). Die Troposphäre ist von der Stratosphäre durch die Tropopause begrenzt, die Stratosphäre von der Mesosphäre durch die Stratopause. Die exakten Höhenangaben der Schichten hängen von der Position auf der Erde ab und sind nur gemittelte Werte. Der Temperaturverlauf jeder Schicht der Internationalen Standardatmosphäre wird als lineare Funktion mit den vertikalen Temperaturgradienten β angenommen:

$$T = T_B + \beta(H - H_B) \qquad \text{mit} \qquad \beta = \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}H} \tag{2.7}$$

Die Bezugstemperatur T_B und die dazugehörige geopotentielle Bezugshöhe H_B sind in Tabelle 2.2 angegeben und kennzeichnen die Anfangswerte jeder Schicht, mit denen die Gleichung 2.7 berechnet werden kann. Für Normal-Null gelten die Normzustände. Für die Erstellung des Betriebskennfelds sind die Höhen bis etwa 13,5 km interessant, da die Dienstgipfelhöhe der meisten Verkehrsflugzeuge nicht über diesem Wert liegt.

Tabelle 2.2: Bezugstemperaturen und vertikale Temperaturgradienten aus DIN e. V., 1979

Geopotentielle Höhe H_B in km	**Bezugstemperatur $T_B = T(H_B)$ in K**	**Temperaturgradient β in K/km**
-2	301,15	-6,5
0	288,15	-6,5
11	216,65	0,0
20	216,65	+1,0
32	228,65	+2,8
47	270,65	0,0
51	270,65	-2,8
71	214,65	-2,0
80	196,65	

Das Temperaturprofil der Troposphäre ist durch eine konvektive Zirkulation bestimmt (vgl. Wagner, 2001). Es wird angenommen, dass aufsteigende Luft keine Energie durch z. B. Wärmeleitung oder Strahlung aufnimmt. Die Atmosphäre wird deshalb als adiabatisch oder trocken-adiabatisch bezeichnet. Die Annahme beruht auf dem Vergleich der Kühlraten durch Strahlung mit den Transportzeiten innerhalb der Troposphäre. Beim Aufsteigen der Luft kommt es zur Ausdehnung, wodurch Arbeit verrichtet und die Luft abkühlt wird. Bei zusätzlicher Berücksichtigung der Kondensation von Wasserdampf hat die Atmosphäre einen sogenannten feucht-adiabatischen Temperaturgradienten. Einen Sonderfall stellt die isotherme Atmosphäre mit konstanter Temperatur für den Fall $\beta = 0$ dar.
Der Druckverlauf der isothermen Atmosphäre, die beispielsweise zwischen einer geopotentiellen Höhe von 11 und 20 km auftritt, kann mit der Gleichung 2.8 berechnet werden:

$$p(H) = p_B \cdot \mathrm{e}^{-\frac{M_L \cdot g_N}{R \cdot T}(H - H_B)} \tag{2.8}$$

Die barometrische Höhenformel für den linearen Temperaturverlauf kann durch Gleichung 2.9 beschrieben werden:

$$p(H) = p_B \left(1 + \frac{\beta}{T_B}(H - H_B)\right)^{-\frac{M_L \cdot g_N}{R \cdot \beta}} \tag{2.9}$$

Die Herleitungen der Gleichungen 2.8 und 2.9 können dem Anhang A.1.1 (S. 193) und A.1.2 (S. 193) entnommen werden.

Für das Betriebskennfeld sind vorallem die Temperatur, der Druck und der Wassergehalt der Umgebung entscheidend. Die Internationale Standardatmosphäre muss deshalb für die Berechnung mit feuchter Luft erweitert werden. Dazu werden die Gleichungen 2.7, 2.8 und 2.9 für die Berechnung der Temperatur und des Drucks verwendet. Sämtliche weitere Stoffwerte, wie beispielsweise die Dichte, werden mit Hilfe des Stoffwerteprogramms *CoolProp* für feuchte Luft berechnet (vgl. Bell u. a., 2013).
Die Internationale Standardatmosphäre stellt Berechnungsgleichungen für die Durchschnittszustände in der Atmosphäre bereit. Variationen der Zustände aufgrund von unterschiedlichen Klimazonen und Wetterlagen werden nicht berücksichtigt. Flugzeuge werden jedoch in und zwischen sämtlichen Ländern dieser Welt eingesetzt. Daher muss die Klimaanlage so ausgelegt werden, dass sie bei sämtlichen Umgebungsbedingungen die Funktion aufrechterhalten kann. Nach dem *Flight Crew Operating Manual* (FCOM) Teil 3 des Airbus A320 beträgt der Temperaturbereich am Boden −45 °C bis 55 °C (vgl. Airbus SE, 2002a). Der Temperaturverlauf über der Höhe entspricht dem der Internationalen Standardatmosphäre bei unterschiedlichen Bezugstemperaturen am Boden. Nach Berechnungen des Referenzsystems und Rücksprachen mit dem Flugzeughersteller sind diese Temperaturbereiche jedoch die äußersten Extremfälle, bei denen die Kabinenbedingungen nur durch eine erhebliche Überbeanspruchung der Komponenten gewährleistet werden können. Dies gilt insbesondere für die notwendigen Stauluftmassenströme. Für die Auslegung des Flugzeugs eignen sich diese Fälle nicht. Deshalb werden ein kalter und ein heißer Fall mit etwas geringeren Grenzbereich angenommen. Der heiße Fall entspricht dem ISA-Fall mit einer Temperaturverschiebung auf 38 °C bei Höhe Null in Abstimmung mit den Lufttüchtigkeitsanforderungen (vgl. EASA, 2017a). Der kalte Fall besteht aus zwei Teilverläufen. Bis etwa 4165 m wird ebenfalls ein ISA-Verlauf mit einer Temperaturverschiebung auf −23 °C angenommen. Anschließend wechselt der Fall auf den Verlauf der extremen Kälte aus dem FCOM mit einer Temperatur von −40 °C bei Höhe Null. Die Umschalthöhe entspricht dem Schnittpunkt der Temperaturkurven. Die Bezugswerte sind in Tabelle 2.3 angegeben.

Tabelle 2.3: Bezugstemperaturen und vertikale Temperaturgradienten des kalten und heißen Falls

Atmosphären-modell	**Geopotentielle Höhe H_B in km**	**Bezugstemperatur $T_B = T(H_B)$ in K**	**Temperaturgradient β in K/km**
Kalter Fall (ISA-38 und Extreme Kälte)	0	250,15	-6,5
	4,165	223,08	-2,42782
	11	206,48	0,0
	20	206,48	-
Heißer Fall (ISA+23)	0	311,15	-6,5
	11	239,65	0,0
	20	239,65	-

In Abbildung 2.2 ist das Betriebskennfeld für die Temperatur über der geopotentiellen Höhe dargestellt. Es werden die Verläufe von kaltem, heißem und ISA-Fall abgebildet. Das Kennfeld ist grau hervorgehoben. Der Druckverlauf über der Höhe wird in Abbildung 2.3 gezeigt. Im kalten Fall ist

der Druckabfall höher, im heißen Fall geringer als bei der Internationalen Standardatmosphäre. Der kleine Knick im kalten Fall charakterisiert den Wechsel der Temperaturverläufe.

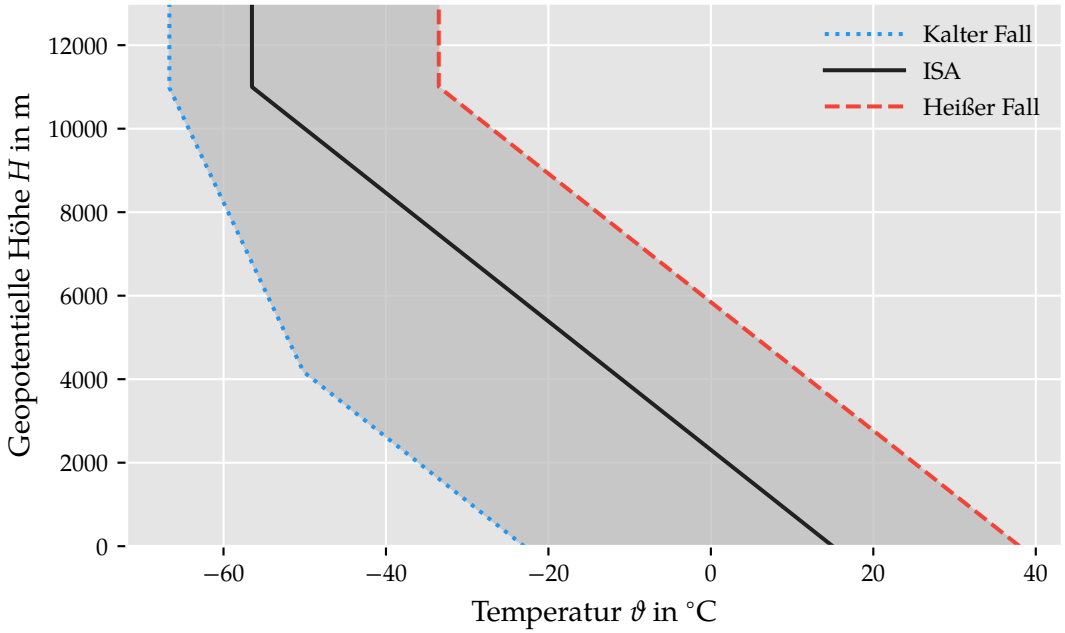


Abbildung 2.2: Temperaturverlauf über die Höhe auf Basis der Internationalen Standardatmosphäre

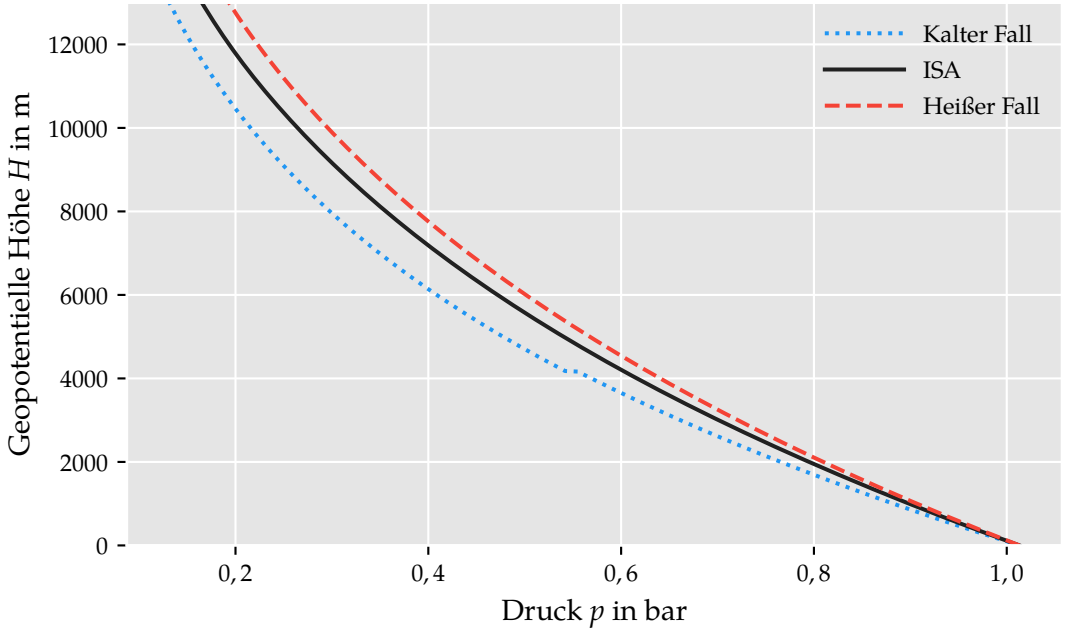


Abbildung 2.3: Druckverlauf über die Höhe auf Basis der Internationalen Standardatmosphäre

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Spezifikation des Wassergehalts x in der Atmosphäre. Es wird eine relative Luftfeuchtigkeit φ von 100 % mit einem Grenzwassergehalt von 0,022 kg/kg angenommen. Der Wassergehalt ist hier in Bezug zur Trockenluftmasse definiert und dessen Verlauf über die Höhe wird in Abbildung 2.4 gezeigt. Der Wassergehalt des kalten Falls ist nahezu Null, da die Temperatur sehr niedrig ist. Die grau dargestellte Fläche repräsentiert das Kennfeld. Die gestrichelte Linie zeigt den Wassergehalt von 0,008 kg/kg an, bis zu dem die Klimaanlage die Kabinenzuluft konditionieren muss. Der Wert hängt mit der Voraussetzung zusammen, dass kein flüssiges Wasser am Eingang der Kabine eintreten darf. Er muss also unterhalb des Sättigungszustandes bei maximalen Kabinendruck (Boden) und minimaler Eintrittstemperatur (Heißer Fall) liegen. Allerdings müsste der Wert dann ungefähr 0,0056 kg/kg betragen. Die Prozesssimulation hat jedoch gezeigt, dass das Referenzsystem den geforderten Wassergehalt nicht erreichen kann, weshalb ein höherer Wert gewählt wird.

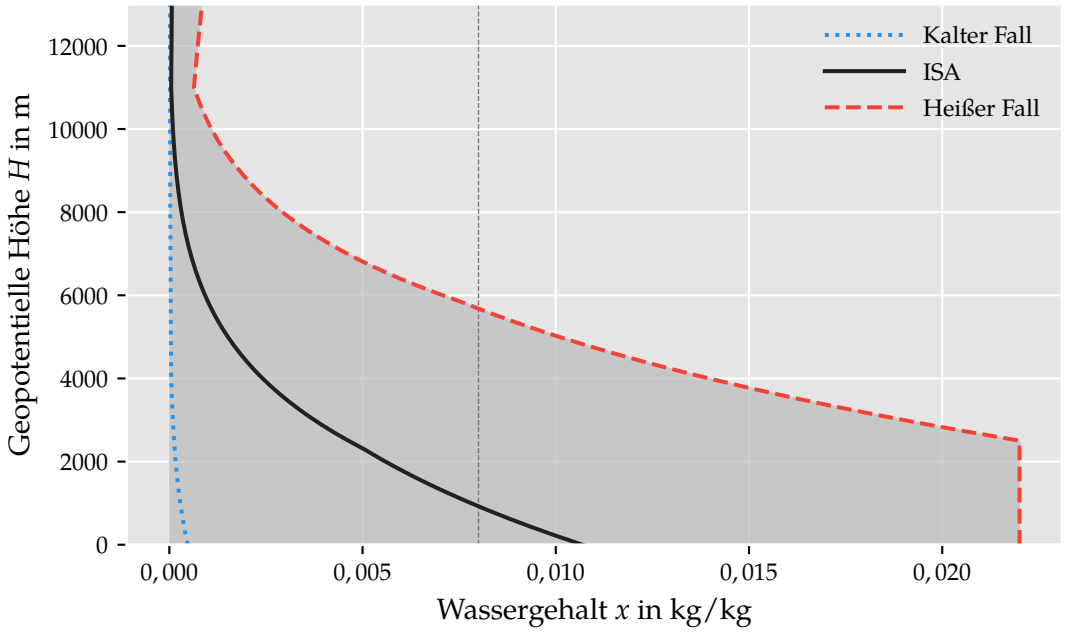


Abbildung 2.4: Veränderung des Wassergehalts über die Höhe auf Basis der Internationalen Standardatmosphäre

2.2 Stau- und Außenluft

Durch die hohe Geschwindigkeit des Flugzeugs ist es nicht möglich, für die Stau- und Außenluft nur Umgebungsbedingungen anzunehmen. Die Zustände der über Lufteinlässe an der Flugzeugoberfläche eintretenden Luft werden deutlich verändert. Die Geschwindigkeit wird reduziert, wodurch die Luft aufgestaut wird. Dies ruft eine Änderung der Temperatur und des Drucks hervor. Die thermodynamischen Zustände vor den Wärmeübertragern im Stauluftkanal und vor dem Außenluftverdichter werden über die Zustandsänderungen an den Lufteinlässen und in den Luftkanälen bestimmt, welche in den folgenden Abschnitten detailliert erläutert werden.

Lufteinlässe

Es existieren zwei wesentliche Bauformen für Lufteinlässe: versenkter Einlass (engl. flush inlet) und Lufthutze (engl. scoop inlet). Die beiden Arten werden in Abbildung 2.5 dargestellt.



(**a**) Versenkter Einlass mit rechteckigen Profil (oben), Lufthutze mit rechteckigen Profil (unten)

(**b**) Versenkte Einlässe mit geschwungen-auseinandergehenden Profilen

Abbildung 2.5: Verschiedene Lufteinlässe bei Flugzeugen (aus Meggar, 2005; Cleynen, 2013a)

Versenkte Einlässe ragen nicht aus der Oberfläche des Flugzeugs heraus, sondern sind nach innen gebaut. Sie können z. B. eine rechteckige oder geschwungen-auseinandergehende (auch NACA-Einlass) Einlassgeometrie haben. Lufthutzen ragen aus der Oberfläche heraus und sind direkt in die Strömung gerichtet. Sie können beispielsweise eine rechteckige, runde oder halbrunde Einlassgeometrie haben. Die Lufteinlässe bieten verschiedene Vorteile. Versenkte Einlässe induzieren einen geringeren Reibungswiderstand auf das Flugzeug, ermöglichen allerdings nur eine geringere Druckrückgewinnung. Lufthutzen wiederum bieten eine hohe Druckrückgewinnung bei gleichzeitig relativ großen Luftwiderstand.
Das komplexe Strömungsprofil erschwert die analytische Berechnung der Zustände nach dem Lufteinlass. In den 40er und 50er Jahren des 20. Jahrhunderts wurden bei der *National Advisory Committee for Aeronautics* (NACA), ein direkter Vorgänger der *National Aeronautics and Space Administration* (NASA), zahlreiche experimentelle Untersuchungen an diversen Einlässen durchgeführt. Diese bilden die Basis für die empirischen Berechnungsmodelle, welche von der *Engineering Sciences Data Unit* (ESDU) des Vereinigten Königreichs in ESDU, 2004 und ESDU, 1981 zusammengefasst wurden. Die Berechnung basiert auf der umfangreichen Verwendung von Diagrammen, die in den Quellen enthalten sind. Zur automatischen Bestimmung der Zustände nach den Lufteinlässen für die Flugzeugklimaanlagen werden die Diagramme mit Hilfe des Programms *Engauge Digitizer* digitalisiert. Die daraus gewonnenen mehrdimensionalen Felder können anschließend beliebig interpoliert werden. In dieser Arbeit werden die Berechnungen mit der Programmiersprache *Python* durchgeführt. Die Interpolation wird mit dem wissenschaftlichen Paket *Scipy* realisiert (vgl. Jones u. a., 2001). Die programmtechnischen Grundlagen werden in Kapitel 7 im Rahmen der Turbomaschinenberechnung näher erläutert.

Beim Flug in der Atmosphäre werden Strömungsgeschwindigkeiten erreicht, bei denen die Dichte der Luft nicht mehr als konstant angenommen werden kann (vgl. Heller, 2008). Die Luft muss als kompressibel betrachtet werden. Zur Berechnung der Zustände nach den Lufteinlässen und in den Kanälen müssen zuerst die wesentlichen physikalischen Beziehungen erläutert werden. Die Luft wird als ideales Gas angenommen, für das die allgemeine Gasgleichung 2.2 gilt. Die spezifische Wärmekapazität ist damit nur von der Temperatur abhängig oder im Fall eines perfekten Gasverhaltens konstant. In der Gasdynamik sind isentrope und adiabate Zustandsänderungen von besonderer Bedeutung. Sie treten beispielsweise bei der Strömung in Kanälen sowie der Geschwindigkeitsveränderung bei veränderlichen Strömungsquerschnitten auf. Bei der isentropen Zustandsänderung verläuft der Prozess reversibel und adiabat, bei der adiabaten Zustandsänderung wärmeisoliert mit der Möglichkeit der „inneren“ Wärmezufuhr durch Reibung. Es wird eine eindimensionale, stationäre Fadenströmung betrachtet. Hierbei ergibt sich die Energieerhaltungsgleichung unter Vernachlässigung der potentiellen Energie zu:

$$h_t = h + \frac{v^2}{2} = \text{konst.} \tag{2.10}$$

Die totale Enthalpie h_t wird auch als Ruhe- oder Stauenthalpie bezeichnet. Sie repräsentiert die Enthalpie, die das Medium haben würde, wenn die Geschwindigkeit v auf Null reduziert würde. Dies gilt analog auch für die Temperatur, den Druck und die Dichte. Wird die Zustandsgröße nicht als dynamische oder totale Größe gekennzeichnet, gilt sie als statische Größe. Bei idealen Gasen mit konstanter Wärmekapazität c_p kann die Energieerhaltungsgleichung auch in Abhängigkeit von der Temperatur T ausgedrückt werden:

$$T_t = T + \frac{v^2}{2 \cdot c_p} = \text{konst.} \qquad \text{mit} \qquad \mathrm{d}h = c_p \cdot \mathrm{d}T \tag{2.11}$$

Weiterhin ist die Masseerhaltungsgleichung bzw. Kontinuitätsgleichung definiert durch:

$$\dot{m} = v \cdot \rho \cdot A = \text{konst.} \tag{2.12}$$

Für isentrope Zustandsänderungen ergeben sich die Beziehungen zwischen den Zustandsgrößen:

$$\frac{T}{T_t} = \left(\frac{\rho}{\rho_t}\right)^{\kappa-1} \qquad \frac{p}{p_t} = \left(\frac{\rho}{\rho_t}\right)^{\kappa} \qquad \frac{p}{p_t} = \left(\frac{T}{T_t}\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \tag{2.13}$$

Die Isentropenbeziehungen repräsentieren eine isentrope Zustandsänderung, bei der ein Fluid auf eine bestimmte Geschwindigkeit vom Stauzustand beschleunigt wird. In der Gasdynamik wird diese Beziehung meist in Abhängigkeit von der Schallgeschwindigkeit angegeben. Für ideales Gas

ist die Schallgeschwindigkeit nur von dem Medium und der Temperatur abhängig und wird wie folgt berechnet:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R_S \cdot T} \tag{2.14}$$

Das Verhältnis aus Geschwindigkeit und Schallgeschwindigkeit wird als Machzahl M bezeichnet:

$$M = \frac{v}{a} \tag{2.15}$$

Die Isentropenbeziehungen in Abhängigkeit von der Machzahl sind schließlich (vgl. Heller, 2008):

$$\frac{T}{T_t} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2}M^2} \tag{2.16}$$

$$\frac{p}{p_t} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}M^2\right)^{\kappa/(\kappa-1)}} \tag{2.17}$$

$$\frac{\rho}{\rho_t} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}M^2\right)^{1/(\kappa-1)}} \tag{2.18}$$

Die Isentropenbeziehungen können zwischen allen Wertepaaren aufgestellt werden und sind ausführlich in Heller, 2008 dargestellt. Die Beziehung der Strömungsquerschnittsfläche A wird aus der Kontinuitätsgleichung 2.12 und durch Substitution der Dichte aus der allgemeinen Gasgleichung 2.2 mit den statischen Größen für Druck und Temperatur aus den Isentropenbeziehungen 2.16 und 2.17 bestimmt:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{A \cdot p_t} = \sqrt{\frac{\kappa}{R_S}} \cdot M \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \tag{2.19}$$

Der Strömungsquerschnitt A wird in der Gasdynamik meist im Verhältnis zum kritischen Querschnitt, bei dem bei einer isentropen Zustandsänderung die Strömung $M = 1$ erreicht, ausgedrückt:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \cdot \left(\frac{1 + \frac{\kappa-1}{2}M^2}{\frac{\kappa+1}{2}}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \qquad \text{mit} \qquad v\rho A = v^*\rho^* A^* \tag{2.20}$$

Kritische Größen sind hier mit dem hochgestellten Symbol „$*$“ gekennzeichnet. In den Gleichungen 2.21 bis 2.24 werden die Zustandsgrößen Temperatur, Druck und Dichte im Verhältnis zu ihren kritischen Größen ausgedrückt.

$$\frac{T}{T^*} = \frac{\kappa + 1}{2 + (\kappa - 1) M^2} \tag{2.21}$$

$$\frac{p}{p^*} = \frac{1}{M} \cdot \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)}} \tag{2.22}$$

$$\frac{p_t}{p_t^*} = \frac{1}{M} \cdot \left[\frac{2\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)}{\kappa + 1}\right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \tag{2.23}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho} = M \cdot \sqrt{\frac{\kappa + 1}{2\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)}} \tag{2.24}$$

Mit den Berechnungsmodellen aus ESDU, 2004 kann der Totaldruck $p_{t,1}$ am Ausgang des Lufteinlasses mit Hilfe des Gütegrads des Lufteinlasses bestimmt werden:

$$\eta_{G,lh} = \eta_{G,ve} = \frac{p_{t,1} - p_0}{p_{t,0} - p_0} \tag{2.25}$$

Der Freistromzustand vor dem Lufteinlass wird hier mit dem Index 0 und der Zustand am Ausgang des Lufteinlasses mit dem Index 1 bezeichnet. Der Totaldruck am Eingang $p_{t,0}$ kann mit der Isentropengleichung 2.17 und die Totaltemperatur $T_{t,0}$ mit Gleichung 2.16 berechnet werden. Die statischen Größen für Druck und Temperatur sind durch die Atmosphärenmodelle gegeben. Die Fluggeschwindigkeiten sind für die jeweiligen Betriebsfälle gegeben. Es wird weiterhin eine adiabate Zustandsänderung ohne äußere Wärmezufuhr angenommen. Damit gilt nach Gleichung 2.11 $T_{t,1} = T_{t,0}$.
Zuletzt muss die Querschnittsfläche am Austritt des Lufteinlasses bestimmt werden, indem die Machzahl M_1, die am Austritt beim Auslegungsmassenstrom vorliegen soll, festgelegt wird. Anschließend kann die Fläche mit der Gleichung 2.19 berechnet werden.
Die statischen Größen für Druck p_1 und Temperatur T_1 am Ausgang des Lufteinlasses sind mit den Totalgrößen $p_{t,1}$ und $T_{t,1}$ und der vorgegebenen Machzahl M_1 wieder über die Isentropenbeziehungen bestimmbar.

Lufthutze

Zunächst soll eine Lufthutze, die Außenluft zu einem Außenluftverdichter leitet, berechnet werden. In Abbildung 2.6 wird die Geometrie einer Lufthutze mit rechteckigen Profil mit den wichtigsten Maßen schematisch dargestellt. Die Berechnung erfolgt in drei Schritten. Zuerst wird die Einlassgeometrie bestimmt. Sollte diese bereits vorgegeben sein, kann direkt der eingefangene Massenstrom bestimmt werden. Danach kann der Luftwiderstand, der durch den Einlass verursacht wird, berechnet werden. Schließlich wird das Verhältnis der Druckrückgewinnung und der Gütegrad des Einlasses bestimmt.

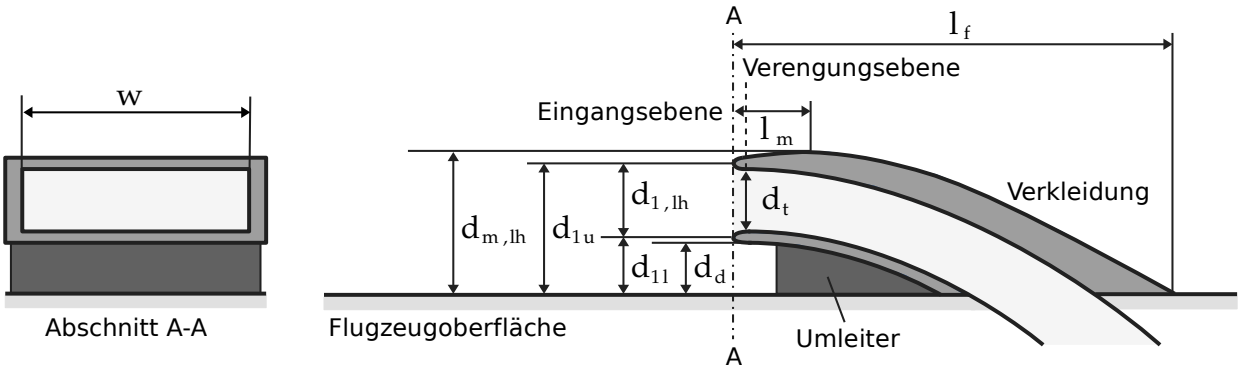


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung einer Lufthutze mit rechteckigen Profil nach ESDU, 2004

Zunächst wird die Dicke der Grenzschicht δ_{GS} und die Impulsverlustdicke θ berechnet. Das Flugzeug wird vereinfacht als eine ebene Platte angenommen. Die Grenzschichtdicke für eine turbulente Strömung mit der Lauflänge der Grenzschicht l in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl Re_l beträgt nach Çengel u. a., 2006:

$$\delta_{GS} \cong \frac{0,38 \cdot l}{Re_l^{1/5}} \qquad \text{mit} \qquad Re_l = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\eta} = \frac{v \cdot l}{\nu} \tag{2.26}$$

und die Impulsverlustdicke:

$$\theta \cong \frac{0,037 \cdot l}{Re_l^{1/5}} \tag{2.27}$$

Der durch die Lufthutze eingefangene Massenstrom unter Berücksichtigung der Grenzschichteffekte beträgt:

$$\dot{m} = \rho_0 \cdot v_0 \cdot A_1 \left(\frac{\dot{m}_{Tu}}{\dot{m}_0} d_{1u} - \frac{\dot{m}_{Tl}}{\dot{m}_0} d_{1l} \right) \frac{1}{(d_{1u} - d_{1l})} \tag{2.28}$$

Dabei bezeichnet der Index 0 den Freistromzustand. Die Massenstromverhältnisse $\dot{m}_{Tu}/\dot{m}_0$ bzw. $\dot{m}_{Tl}/\dot{m}_0$ werden von der Abbildung 1 in ESDU, 2004 für die Werte $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1u}$ bzw. $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1u}$ und der Machzahl M in dem jeweiligen Betriebsfall abgelesen. Die wichtigsten Flächen sind in den Gleichungen 2.29 und 2.30 definiert. Bei kreisförmigen Profilen gilt außerdem $w = d_{1,lh}$.

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_{1,lh}^2 \qquad A_v = \frac{\pi}{4} d_t^2 \qquad A_m = \frac{\pi}{4} d_{m,lh}^2 \qquad \text{kreisförmiges Einlassprofil} \tag{2.29}$$

$$A_1 = w \cdot d_{1,lh} \qquad A_v = w \cdot d_t \qquad A_m = w \cdot d_{m,lh} \qquad \text{rechteckiges Einlassprofil} \tag{2.30}$$

Zur Auslegung der Lufthutze muss die Querschnittsfläche A_1 geschätzt werden. Dies wird über die Kontinuitätsgleichung 2.12 mit dem gewünschten Massenstrom $\dot{m}$ realisiert:

$$A_1 = \frac{\dot{m}_0}{\rho_0 \cdot v_0} \qquad \text{mit} \qquad \dot{m}_0 \overset{\text{def.}}{=} \dot{m} \tag{2.31}$$

Der Effekt der Grenzschicht verursacht allerdings eine Verringerung des gesamten Massenstroms, der zum Strömungsfaden der freien Strömung mit der Querschnittsfläche A_1 zugeordnet wird. Das Verhältnis von eingefangenen zu gesamten Massenstrom ist mit Gleichung 2.28 gegeben durch:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \cdot v_0 \cdot A_1} \tag{2.32}$$

Nun erfolgt die Bestimmung des gesamten Widerstandsbeiwerts der Lufthutze $c_{W,lh}$ durch Gleichung 2.33.

$$c_{W,lh} = 2K_{S,lh}\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right) + k_f k_{U,lh}\left(c_W^{'} - c_{W,voll}\right)_{lh} + c_{W,voll} + c_{WR} + c_{Wd} \tag{2.33}$$

Der erste Teil des Gesamtwiderstandskoeffizienten ist der Stauwiderstand. Die Komponente des Stauwiderstands $K_{S,lh}$ ist definiert durch:

$$K_{S,lh} = \left(\frac{\Psi_{Tu}}{\Psi_0} d_{1u} - \frac{\Psi_{Tl}}{\Psi_0} d_{1l}\right) \frac{1}{(d_{1u} - d_{1l})} \tag{2.34}$$

Die Verhältnisse der Impulsströme Ψ_{Tu}/Ψ_0 bzw. Ψ_{Tl}/Ψ_0 werden von der Abbildung 2 in ESDU, 2004 für die Werte $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1u}$ bzw. $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1u}$ und der Machzahl M in dem jeweiligen Betriebsfall abgelesen. Der Korrekturfaktor für die Profilform der Verkleidung der Lufthutze k_f wird von der Abbildung 8a für elliptische Profile oder NACA-1-Profile bei $M \geq 0,6$, in Abbildung 8b bei $M = 0,2$ und in Abbildung 8c für lineare Profile und spitzen Lippenformen bei allen Machzahlen aus ESDU, 2004 abgelesen. Die dafür benötigten geometrischen Parameter sind l_m/w und A_p/A_m.

Der zweite Teil des Gesamtwiderstandsbeiwerts ist der Überlaufwiderstand. Der Korrekturfaktor für den Überlaufwiderstandskoeffizienten $k_{U,lh}$ wird aus ESDU, 2004 für kreisförmige Einlassprofile in Abbildung 7a, für halbkreisförmige und rechteckige Profile in Abbildung 7b mit $w^2/A_1 \geq 4$ und in Abbildung 7c für die übrigen Fälle abgelesen. Der Wert für den Überlaufwiderstandskoeffizient bei einem Massenstrom von 0 $\left(c_W^{'} - c_{W,voll}\right)$ wird aus ESDU, 2004 in Abbildung 6a für kreisförmige, halbkreisförmige und rechteckige Profile mit $w^2/A_1 \geq 4$ und in Abbildung 6b für alle übrigen Fälle abgelesen.

Die Bezugsgröße des Widerstandsbeiwerts bei vollem Massenstrom, bei dem der Grenzbereich des eintretenden Strömungsfadens nicht von der Lippe des Einlasses abhängt, wird in ESDU, 2004 aus Abbildung 5 entnommen.

Der vierte Term des Gesamtwiderstandsbeiwerts ist der Reibungswiderstandskoeffizient c_{WR}, welcher definiert ist durch:

$$c_{WR} = c_R \cdot A_e \cdot A_1^{-1} \tag{2.35}$$

Der lokale Reibungs- oder Schubspannungskoeffizient kann für eine turbulente Grenzschicht auf einer glatten, ebenen Platte bestimmt werden durch (vgl. Çengel u. a., 2006):

$$c_R \cong 0,059 \cdot Re_l^{-1/5} \tag{2.36}$$

Der letzte Term ist der Widerstandskoeffizient, der durch den Umleiter hervorgerufen wird:

$$c_{Wd} = 0,25 \cdot A_d \cdot A_1^{-1} \tag{2.37}$$

Der Gesamtwiderstandsbeiwert ist eine wichtige Größe zur Charakterisierung des Lufteinlasses und der Bewertung der Effizienz der Klimaanlage. Der Wert ist abhängig vom benötigten Massenstrom und hat einen direkten Einfluss auf den Treibstoffverbrauch des Flugzeugs.
Zuletzt wird die Druckrückgewinnung und der Gütegrad des Lufteinlasses bestimmt. Beide Größen sind entscheidend für die Berechnung der Eintrittszustände. Das Verhältnis aus dem Totaldruck an der Verengungsebene und dem Totaldruck im Freistromzustand bei vollen Massenstrom ist gegeben durch:

$$\left(\frac{p_{t,v}}{p_{t,0}}\right)_{lh,voll} = \left(\frac{p_{t,v,Tu}}{p_{t,0}} d_{1u} - \frac{p_{t,v,Tl}}{p_{t,0}} d_{1l}\right) \frac{1}{(d_{1u} - d_{1l})} \tag{2.38}$$

Die Verhältnisse der Totaldrücke $p_{t,v,Tu}/p_{t,0}$ bzw. $p_{t,v,Tl}/p_{t,0}$ werden aus der Abbildung 3 in ESDU, 2004 für die Werte $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1u}$ bzw. $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1u}$ und der Machzahl M in dem jeweiligen Betriebsfall entnommen. Das Totaldruckverhältnis bei den entsprechenden Massenströmen ist definiert durch:

$$\left(\frac{p_{t,v}}{p_{t,0}}\right)_{lh} = \left(\frac{p_{t,v}}{p_{t,0}}\right)_{lh,voll} + \frac{\Delta p_{t,v}}{p_{t,0}} \tag{2.39}$$

Bei Verwendung eines Umleiters muss die Interaktion zwischen dem Druckgradienten vor dem Eintritt und der Grenzschicht nicht berücksichtigt werden, wodurch für den inkrementellen Kor-

rekturfaktor $\Delta p_{t,v}/p_{t,0} = 0$ gilt. Mit dem Totaldruckverhältnis kann nun der Gütegrad wie folgt bestimmt werden:

$$\eta_{G,lh} = \frac{p_{t,1} - p_0}{p_{t,0} - p_0} = \frac{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}M^2\right)^{7/2} \left(p_{t,v}/p_{t,0}\right)_{lh} - 1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2}M^2\right)^{7/2} - 1} \tag{2.40}$$

Damit kann der Totaldruck am Austritt der Lufthutze $p_{t,1}$ berechnet werden. Schließlich ist noch zu untersuchen, welcher maximale Massenstrom entsprechend der Durchflussbegrenzung bei einer kompressiblen Strömung durch die Verengung des Einlasses fließen kann:

$$\frac{\dot{m}_{max,lh}}{(A_v/A_1)\,\dot{m}_0} = \frac{0,579}{M} \left(\frac{p_{t,v}}{p_{t,0}}\right)_{lh} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M^2\right)^3 \tag{2.41}$$

Versenkter Einlass

Die schematische Darstellung eines versenkten Einlasses mit geschwungen-auseinandergehender Rampe ist in Abbildung 2.7 dargestellt.

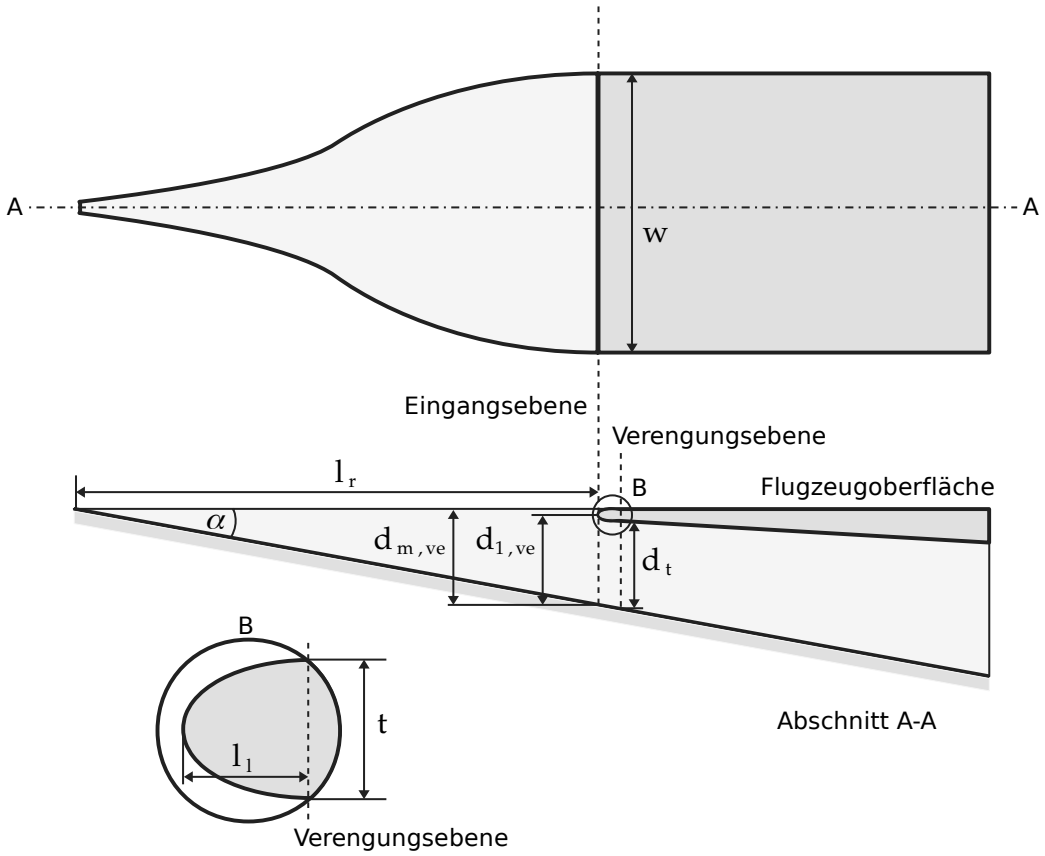


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung eines versenkten Einlasses nach ESDU, 2004

Bei der Berechnung des versenkten Einlasses kann entweder nach dem maximalen Massenstrom, analog zur Lufthutze, oder nach der maximalen Effizienz ausgelegt werden. Es wird nur die Geometrie einer geschwungen-auseinandergehenden Rampe betrachtet, da diese in der Praxis am Häufigsten zum Einsatz kommt. Bei der Auslegung nach maximaler Effizienz wird zunächst der nach der Impulsverlustdicke θ normierte Massenstrom $\dot{m}/\rho_0 v_0 \theta^2$ berechnet. Dabei bezeichnet der Index 0 den Freistromzustand. Anschließend kann mit dem definierten Längenverhältnis w/d_t aus Abbildung 20 in ESDU, 2004 das Verhältnis θ/d_t bestimmt werden. Damit ist der Abstand auf Höhe des engsten Querschnitts d_t bekannt. Die Verengungsebene ist an der Position mit der kleinsten Querschittsfläche des Lufteinlasses definiert und die Eingangsebene an der Position der vorderen Lippenspitze. Für ein elliptisches Lippenprofil gelten weiterhin die geometrischen Zusammenhänge:

$$A_1 = w \cdot d_{1,ve} = w \cdot (d_t + 0,5t - l_l \cdot \tan(\alpha)) \tag{2.42}$$

$$d_{1,ve} = d_t + 0,5t - l_l \cdot \tan(\alpha) \tag{2.43}$$

$$d_{m,ve} = d_t + t - l_l \cdot \tan(\alpha) \tag{2.44}$$

$$l_l = t \tag{2.45}$$

Mit den Gleichungen 2.42 bis 2.45 kann schließlich die Querschittsfläche A_1, bei der der Lufteinlass die maximale Effizienz aufweist, berechnet werden.
Bei der Auslegung des versenkten Einlasses nach dem maximalen Massenstrom ist der eingefangene Massenstrom unter Berücksichtigung der Grenzschichteffekte definiert durch:

$$\dot{m} = \rho_0 v_0 A_1 \left(\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_0} \right) \tag{2.46}$$

Das Massenstromverhältnis $\dot{m}_T/\dot{m}_0$ wird von der Abbildung 1 in ESDU, 2004 für den Wert $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_t$ und der Machzahl M in dem jeweiligen Betriebsfall abgelesen. Zur Auslegung muss wiederum die Querschnittsfläche A_1 entsprechend der Gleichung 2.31 geschätzt werden. Das Verhältnis von eingefangenen zu gesamten Massenstrom wird über die Gleichung 2.28 berechnet.
Nun erfolgt die Bestimmung des gesamten Widerstandsbeiwerts des versenkten Einlasses $c_{W,ve}$ durch Gleichung 2.47.

$$c_{W,ve} = 2K_{S,ve} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \right) + k_\alpha k_M k_{U,ve} c'_{W,ve} + \Delta c_W \tag{2.47}$$

Der erste Teil des Gesamtwiderstandskoeffizienten ist der Stauwiderstand. Die Komponente des Stauwiderstands $K_{S,ve}$ ist definiert durch:

$$K_{S,ve} = k_\Psi \left(\frac{\Psi_T}{\Psi_0} \right) \tag{2.48}$$

Der Korrekturfaktor des Impulsstroms k_Ψ wird von Abbildung 10a in ESDU, 2004 für elliptische bzw. runde Lippen mit rechteckiger oder geschwungen-auseinandergehender Rampe und für spitze Lippen mit rechteckiger Rampe sowie von Abbildung 10b für spitze Lippen und geschwungen-auseinandergehender Rampe abgelesen. Das Verhältnis des Impulsstroms Ψ_T/Ψ_0 wird von der Abbildung 2 in ESDU, 2004 für die Werte $\delta_{GS}/h = \delta_{GS}/d_{1,ve}$ und der Machzahl M in dem jeweiligen Betriebsfall entnommen.
Der zweite Teil des Gesamtwiderstandsbeiwerts ist der Überlaufwiderstand. Der Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses des Rampenwinkels k_α wird von der Abbildung 12 in ESDU, 2004 gewonnen, der Korrekturfaktor für die Machzahl k_M aus Abbildung 13. Der Korrekturfaktor für den Überlaufwiderstandskoeffizienten $k_{U,ve}$ wird von Abbildung 14 in ESDU, 2004 abgelesen. Die Bezugsgröße des Widerstandsbeiwerts bei einem Massenstrom von Null $c'_{W,ve}$ wird aus ESDU, 2004 aus Abbildung 11 mit dem geometrischen Parameter $\left(d_{m,ve} - d_{1,ve}\right)/l_l$ entnommen.
Der dritte und letzte Teil der Gesamtwiderstandsgleichung repräsentiert die inkrementelle Korrektur des Strömungswiderstandskoeffizienten Δc_W. Dieser wird Abbildung 15a für rechteckige und Abbildung 15b für geschwungen-auseinandergehende Rampen in ESDU, 2004 für das gegebene Massenstromverhältnis $\dot{m}/\dot{m}_0$ entnommen.
Zuletzt werden der Gütegrad des Lufteinlasses und der maximale Massenstrom bestimmt. Der Gütegrad ist definiert durch:

$$\eta_{G,ve} = \frac{p_{t,1} - p_0}{p_{t,0} - p_0} = \eta_m + \Delta\eta_{mf} + \Delta\eta_\alpha + \Delta\eta_w \tag{2.49}$$

Der maximale Gütegrad des versenkten Einlasses bei geschwungen-auseinandergehender Rampe η_m kann aus Abbildung 17 in ESDU, 2004 mit θ/d_t und der Machzahl des entsprechenden Betriebsfalls entnommen werden. Weiterhin ist das Massenstromverhältnis des versenkten Einlasses definiert durch:

$$\xi_{ve} = \frac{\dot{m} \cdot d_{1,ve}}{\dot{m}_0 \cdot d_t} \tag{2.50}$$

Das Massenstromverhältnis bei maximalem Gütegrad ξ_m wird aus Abbildung 18 in ESDU, 2004 mit θ/d_t gewonnen. Die Änderung des Gütegrads durch den Einfluss des Massenstroms $\Delta\eta_{mf}$ wird Abbildung 19a in ESDU, 2004 mit der Differenz der Massenstromverhältnisse $\xi - \xi_m$ entnommen. Der Rampenwinkel wird durch den Faktor $\Delta\eta_\alpha$ berücksichtigt, der in Abbildung 19b abzulesen ist. Der letzte Faktor $\Delta\eta_w$ repräsentiert den Einfluss der Eintrittsbreite w des Lufteinlasses und wird aus Abbildung 19c in ESDU, 2004 ausgelesen. Der maximale Massenstrom, welcher durch die Verengung des versenkten Einlasses fließen kann, wird über die Gleichung 2.51 bestimmt.

$$\frac{\dot{m}_{max,ve}}{(A_t/A_1)\,\dot{m}_0} = \frac{0,579}{M}\left(1 + 0,2M^2\right)^3 \left[\eta_{G,ve} + \frac{1 - \eta_{G,ve}}{\left(1 + 0,2M^2\right)^{7/2}}\right] \tag{2.51}$$

Stau- und Außenluftkanäle

Die Kanäle nach den Lufteinlässen bestehen aus verschiedenen Sektionen, deren grundsätzliche Bauform entweder ein Diffusor oder Kanalstück mit konstantem Querschnitt ist. Bei der Berechnung wird die durchströmende Luft als kompressibel betrachtet, da die Strömungsgeschwindigkeit in den ersten Segmenten des Kanals im Bereich von $0,3 < M < 1$ liegt. Zunächst wird ein Diffusor betrachtet. Die auftretende Zustandsänderung wird als isentrop angenommen, da Wärmeströme und Reibung vernachlässigt werden. Damit sind die Gleichungen 2.16 bis 2.20 anwendbar. Die wesentlichen Zustandsgrößen und geometrischen Parameter sind in Abbildung 2.8 mit dem Kontrollvolumen dargestellt.

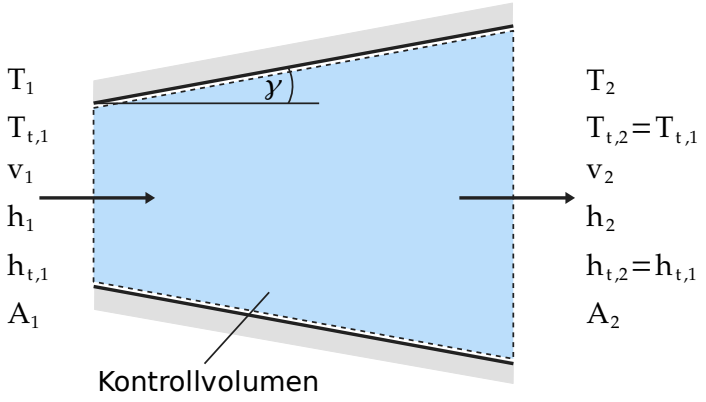


Abbildung 2.8: Stationäre Strömung eines Fluids durch einen adiabaten Kanal in Form eines Diffusors nach Çengel u. a., 2006

Nach Heller, 2008 sollte der Öffnungswinkel des Diffusors $\gamma \leq 4°$ für $Re \geq 10^5$ nicht überschreiten. Für die isentrope, kompressible Strömung durch einen Diffusor gilt nach Gleichung 2.10 und 2.11 $h_{t,1} = h_{t,2}$ bzw. $T_{t,1} = T_{t,2}$. Die einzige Unbekannte in den Gleichungen zur Bestimmung der Ausgangsbedingungen ist demzufolge die Machzahl am Ausgang M_2, die über die Änderung der Querschnittsfläche nach Gleichung 2.20 berechnet werden kann:

$$\frac{\frac{A_1}{A^*}}{\frac{A_2}{A^*}} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{1}{M_1} \cdot \left(\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2}{\frac{\kappa + 1}{2}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}}{\frac{1}{M_2} \cdot \left(\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2}{\frac{\kappa + 1}{2}} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}} = \frac{M_2}{M_1} \left(\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \tag{2.52}$$

Die Umstellung der Gleichung nach M_2 ist nicht ohne weiteres möglich, weshalb hier zur Berechnung die Funktion *minimize* aus der Python-Bibliothek *Scipy/Optimize* angewendet wird. Es können verschiedene Lösungsmethoden ausgewählt werden. Bei der Berechnung ohne obere und untere Grenzwerte wird das Broyden-Fletcher–Goldfarb-Shanno-Verfahren (BFGS) angewendet (vgl. Broyden, 1970). Bei Festlegung von Grenzwerten wird die für geringen Speicherverbrauch optimierte Variante L-BFGS-B verwendet (vgl. Byrd u. a., 1995; Zhu u. a., 1997). Dabei handelt es sich um numerische Verfahren zur Lösung von nichtlinearen Optimierungsproblemen aus der Gruppe der Quasi-Newton-Verfahren, bei denen die Hesse-Matrix iterativ approximiert wird. Schließlich wird noch die statische Temperatur mit Gleichung 2.16 und der statische Druck mit Gleichung 2.17 und 2.19 berechnet.
Die Unterschallströmung im Kanalstück mit konstantem Querschnitt wird als reibungsbehaftet angenommen. Die Zustandsänderung ist demzufolge ohne äußere Wärmeströme durch die Kanalwand adiabat. Es gilt die Energieerhaltung in Gleichung 2.10 und 2.11. Die benötigten Zustandsgrößen und geometrischen Parameter werden in Abbildung 2.9 illustriert.

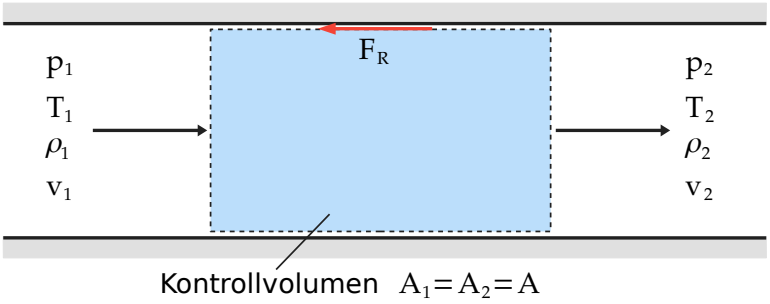


Abbildung 2.9: Adiabate Strömung in einem Kanal mit konstantem Querschnitt und Reibung nach Çengel u. a., 2006

Weiterhin gilt die Impulserhaltungsgleichung nach Çengel u. a., 2006:

$$p_1 + \rho_1 v_1^2 = p_2 + \rho_2 v_2^2 + \frac{F_R}{A} \tag{2.53}$$

und der zweite Hauptsatz der Thermodynamik für Idealgas und konstanter, spezifischer Wärmekapazität:

$$s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_S \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) > 0 \tag{2.54}$$

Bei adiabatischen Rohrströmungen mit Reibung steigt die Entropie. Im Unterschallbereich ($v < a$ bzw. $M < 1$) wird dadurch die Geschwindigkeit gesteigert. Die Grenzgeschwindigkeit ist die Schallgeschwindigkeit, weshalb es sinnvoll ist, die Gleichungen zur Berechnung des Verhältnisses zur kritischen Zustandsgröße 2.21 bis 2.24 anzuwenden. Kinetische Energie wird im Fluid durch die Reibung in thermische Energie umgewandelt, so dass die Totalenthalpie h_t und die Totaltempe-

ratur T_t konstant sind. Weiterhin nimmt nach der Impulserhaltungsgleichung 2.53 der Totaldruck p_t ab. Außerdem werden im Unterschallbereich durch die Geschwindigkeitserhöhung der statische Druck p sowie die statische Dichte ρ und Temperatur T verringert. Die kritischen Isentropenbeziehungen werden um die Gleichung mit dem Verhältnis aus Rohrreibungsbeiwert λ, Umfang U, Querschnittsfläche A und kritischer Rohrlänge L^* erweitert (vgl. Heller, 2008):

$$\frac{\lambda}{4}\frac{U}{A}L^* = \frac{1}{\kappa}\left[1 - \frac{1}{M^2}\right] + \frac{\kappa+1}{2\kappa}\ln\left(1 - \frac{2}{\kappa+1}\left[1 - \frac{1}{M^2}\right]\right) \tag{2.55}$$

Die Berechnung des Rohrreibungsbeiwerts wird in Kapitel 6 detailliert dargelegt. Die reibungsbehaftete Strömung wird im Unterschall im Grenzfall bis zur Schallgeschwindigkeit beschleunigt. In Abbildung 2.10 werden die Zustandsgrößen mit den Bezugsgrößen bei Schallgeschwindigkeit dargestellt. Die kritische Rohrlänge L^* bezeichnet die hypothetischen Länge bei der im Kanal die Schallgeschwindigkeit erreicht wird.

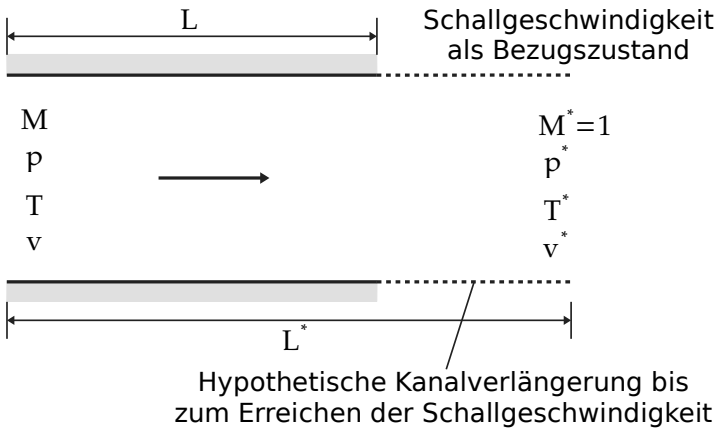


Abbildung 2.10: Adiabate Strömung in einem Kanal mit dem Bezugszustand bei Schallgeschwindigkeit nach Çengel u. a., 2006

Die tatsächliche Rohrlänge L zwischen zwei Sektionen mit den Machzahlen M_1 und M_2 wird für einen gemittelten Rohrreibungsbeiwert berechnet mit:

$$\frac{\lambda}{4}\frac{U}{A}L = \left(\frac{\lambda}{4}\frac{U}{A}L^*\right)_1 - \left(\frac{\lambda}{4}\frac{U}{A}L^*\right)_2 \tag{2.56}$$

Im umgekehrten Fall kann mit der Gleichung 2.56 bei Kenntnis der Kanalgeometrie das kritische Verhältnis $(\lambda/4 \cdot U/A \cdot L^*)$ am Ausgang des Kanals bestimmt werden. Mit dem Wert wird schließlich die Machzahl mit Hilfe des bereits erwähnten numerischen Optimierungsverfahrens berechnet.

Die für die Flugzeugklimaanlagen ausgelegten Lufteinlässe und -kanäle mit den geometrischen Parametern sind im Anhang E.2 (S. 317) zusammengefasst. Die Lufteinlässe bzw. -kanäle werden darauf ausgelegt, dass die Eingangszustände vor den Wärmeübertragern im Stauluftkanal und

vor dem Verdichter der Außenluft für alle Klimaanlagen und Betriebsfälle identisch sind. Die entsprechenden Zustände sind im Betriebskennfeld in der Tabelle D.2 (S. 286) im Anhang aufgeführt. Außerdem sind im Anhang A.2.1 (S. 194) und A.2.2 (S. 195) die Isentropenbeziehungen und Beziehungen der adiabatischen Rohrströmung mit Reibung zusammengefasst sowie grafisch illustriert. Zusätzlich treten im realen Kanal Druckverluste durch Einzelwiderstände auf. Beim Stauluftkanal des Referenzsystems ist das beispielsweise eine Umlenkung von 90° vor den Wärmeübertragern. Da in dieser Arbeit nur die Länge und der Querschnitt der Kanäle bestimmt werden, die für die Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit, die Druckrückgewinnung und die Aufweitung auf die Größe der Wärmeübertrager bzw. Verdichter benötigt werden, und keine vollständige Konstruktion des Systems ausgeführt wird, erfolgt keine Berücksichtigung der zusätzlichen Druckverluste durch Einzelwiderstände.

2.3 Zapfluft

Bei pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlagen wird Zapfluft aus dem Triebwerk entnommen. Der Antrieb erfolgt über die Entspannung der verdichteten Zapfluft auf Kabinendruckniveau in der Turbine des Klimaaggregats. Die Zapfluft stellt weiterhin die benötigte Sauerstoffzufuhr in die Kabine sicher und kann bei den meisten Triebwerken aus einem Mitteldruck- und einem Hochdruckanschluss abgeleitet werden. Für die im Airbus A320 eingesetzten Triebwerke V2500-A5 (vgl. EASA, 2013) und CFM56-5 (vgl. EASA, 2009) sind die Anschlüsse an den Verdichterstufen 7 und 10 bzw. 5 und 9 angebracht. Die Triebwerksdaten können den Datenblättern der Typzulassung bei der *Europäischen Agentur für Flugsicherheit* (EASA) entnommen werden.
In Abbildung 2.11 sind ein schematisches Fließbild und eine Zeichnung des Zapfluftanschlusses am Triebwerk mit den relevanten Regelelementen und Komponenten am Beispiel des Flugzeugs Boeing 747-8 dargestellt (vgl. Brasseur u. a., 2012). An den Verdichterstufen 4 und 10 kann Luft abgezapft werden. Die Druckregelventile 4, 5, 8 und 9 dienen der Einstellung eines konstanten Drucks. Dabei ist das Überdruckventil (5) der 4. Stufe automatisch geschlossen, wenn das Hochdruckabsperrventil (4) offen ist. Im Vorkühler (11) wird die Zapfluft mit Kühlluft vom Triebwerksfan vorgekühlt, um zu hohe Temperaturen in den Leitungen zu verhindern. Der Zapfluftanschluss des Airbus A320 ist entsprechend des FCOM nahezu identisch (vgl. Airbus SE, 2002a).
Die Zapflufttemperaturen und -drücke, die vor der Klimaanlage vorherrschen, sind abhängig vom verbauten Triebwerk und dem Betriebsfall. In Abbildung 1.9 werden bereits die qualitativen Schwankungen während eines Fluges aufgezeigt. Die detaillierten Triebwerksdaten sind nicht publiziert. Stattdessen können dem Betriebshandbuch (FCOM) Richtwerte entnommen werden (vgl. Airbus SE, 2002a). Die Zapfluft hat demnach einen Druck von 3,03 $\pm$ 0,28 bar bei Verwendungen des Hochdruckventils und 2,48 $\pm$ 0,28 bar bei Verwendung des Mitteldruckventils. Die zusätzlich auftretenden Druckschwankungen werden bereits in Abbildung 1.9 in Abhängigkeit der Flugphase beispielhaft dargestellt. Im Vorkühler wird die Zapflufttemperatur auf 200 °C limitiert.

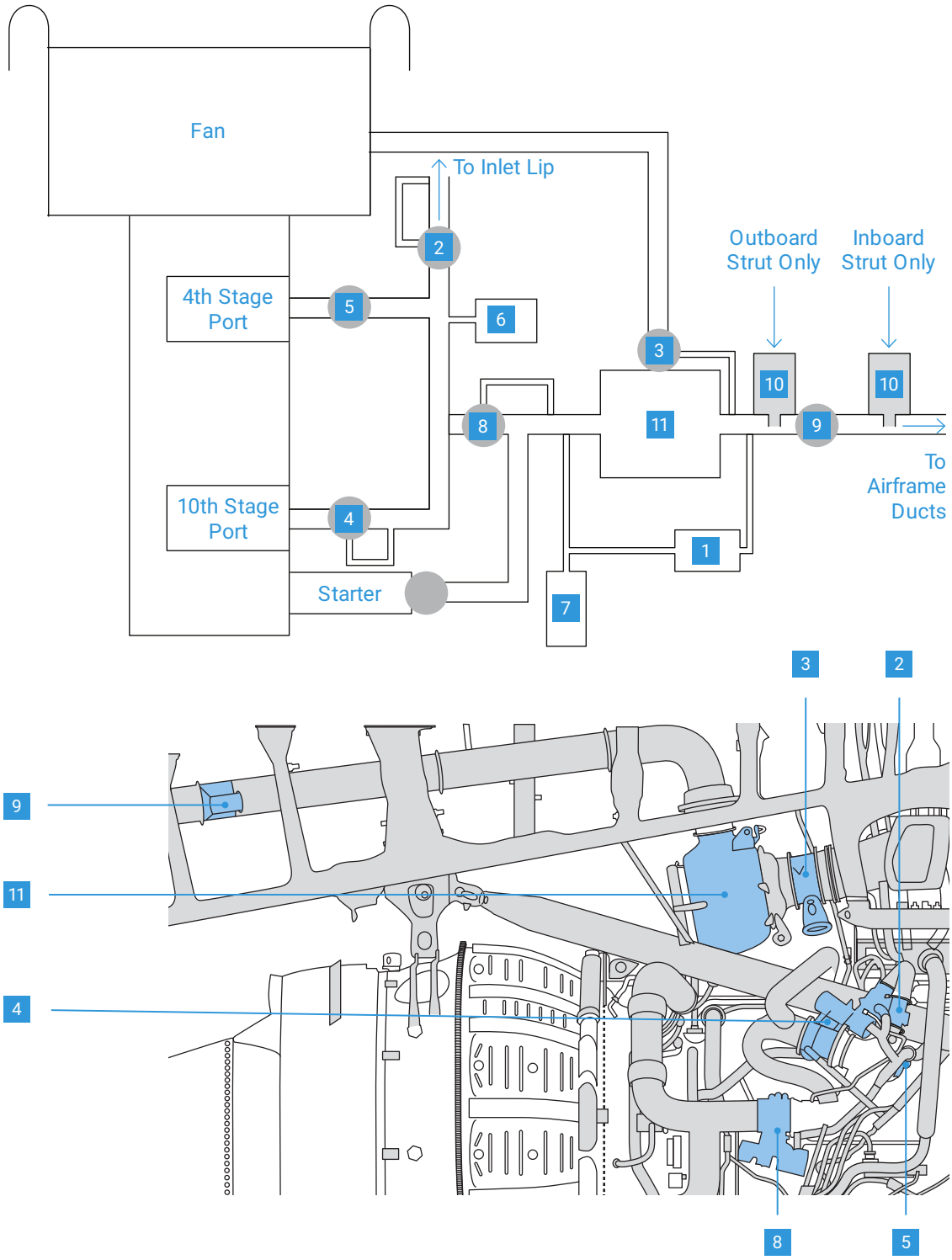


Abbildung 2.11: Schematisches Fließbild und Zeichnung des Zapfluftanschlusses am Triebwerk aus Brasseur u. a., 2012; 1: Druckdifferenzsensor, 2: Ventil zur Enteisung, 3: Ventil zur Regulierung des Fans, 4: Hochdruckabsperrventil, 5: Mitteldruckrückschlagventil, 6: Mitteldrucksensor, 7: Drucksensor des Zapfluftsammlers, 8: Druckregelventil, 9: Überdruckventil, 10: Temperatursensor des Sammlers, 11: Vorkühler

Zusammenfassend werden je nach Betriebsfall die folgenden Eingangszustände an der Klimaanlage gewählt:

- Druck 3 bar und Temperatur 200 °C (HD-Anschluss) im heißen Bodenfall
- Druck 2,5 bar und Temperatur 200 °C (MD-Anschluss) in den restlichen Bodenfällen sowie im Steig- und Sinkflug, und im heißen Fehlerfall im Flug
- Druck 2 bar und Temperatur 200 °C (MD-Anschluss) in den heißen und ISA-Flugfällen
- Druck 2 bar und Temperatur 150 °C (MD-Anschluss) in den kalten Flugfällen

Die genaue Festlegung der Zapfluftzustände aller Betriebsfälle wird im Anhang D.1 (S. 285) erläutert. Die Werte können hier nur als gemittelte Richtwerte dienen, da sie wesentlich von der Flugphase, dem verbauten Triebwerk, der Regelstrategie und den Umgebungsbedingungen abhängen. Entscheidend für die Berechnungen ist die Verwendung identischer Eingangsbedingungen für alle Klimaanlagen. Die Werte stimmen gut mit denen des Flugzeugherstellers Airbus überein. Das hohe dynamische Verhalten wird in Hodal u. a., 2005 detailliert analysiert.

2.4 Kabinenbedingungen

Zur Berechnung der Kabinenein- und ausgangszustände ist die Erstellung eines Modells, mit dem die Energiebilanz im Fahrgastraum gelöst werden kann, erforderlich. Dabei müssen sämtliche Wärmequellen und -senken sowie die ein- und ausgehenden Massenströme berücksichtigt werden. In Abbildung 2.12 wird der Querschnitt der Kabine des Airbus A320 mit den auftretenden Wärmeströmen gezeigt. Dazu gehören die Wärmeströme durch die Kabinenwand $\dot{Q}_W$, die Bodenplatte $\dot{Q}_B$ und die Fenster $\dot{Q}_F$ sowie den Wärmeeintrag durch die Sonnenstrahlung $\dot{Q}_S$, die Wärmeabgabe durch die Passagiere und Besatzungsmitglieder $\dot{Q}_P$, und durch elektrische Geräte $\dot{Q}_E$, wie z. B. durch Beleuchtung, Unterhaltungssystem (vgl. Pathak u. a., 2011). Der Wärmestrom durch die Personen in der Kabine besteht aus einem sensiblen $\dot{Q}_{sen}$ und einem latenten Anteil $\dot{Q}_{lat}$. Die Richtung der Wärmeströme durch Wände, Boden und Fenster ist hier exemplarisch dargestellt und hängt von der Temperaturdifferenz ab.
Die klimatisierte Luft wird über die Luftverteilung im oberen Bereich des Fahrgastraums zugeführt und wird durch schwarze Pfeile illustriert. Die Luft durchströmt die Kabine, bevor sie durch Luftschlitze an den Seiten der Fußräume in den Frachtraum geleitet wird.
Die Energiebilanz wird mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik unter Betrachtung aller Wärmeströme für den stationären Fall unter Vernachlässigung der Änderungen der kinetischen und potentiellen Energie aufgestellt (vgl. Baehr; Kabelac, 2012; Pathak u. a., 2011):

$$\sum_{i=0}^{n} m_i c_{p,i} \frac{\mathrm{d}T_i}{\mathrm{d}\tau} = 0 = \Delta\dot{Q}_K + \dot{Q}_W + \dot{Q}_B + \dot{Q}_F + \dot{Q}_S + \dot{Q}_E + \dot{Q}_P \tag{2.57}$$

mit:

$$\Delta\dot{Q}_K = \dot{m}_{K,Ein} \cdot h_{K,Ein} - \dot{m}_{K,Aus} \cdot h_{K,Aus} \tag{2.58}$$

Die zeitliche Veränderung der Temperatur von n Massen m_i ist im stationären Fall 0. Die Berechnung der einzelnen Wärmeströme erfordert zunächst die Betrachtung der wichtigesten Wärmeübertragungsmechanismen, die bei der Wärmeübertragung durch die Bodenplatte, die Wände und die Fenster gemeinsam auftreten. Die detaillierte Beschreibung der Wärmeübertragungsmechanismen kann u. a. aus Baehr; Stephan, 2010 und Huhn, 2007 entnommen werden.

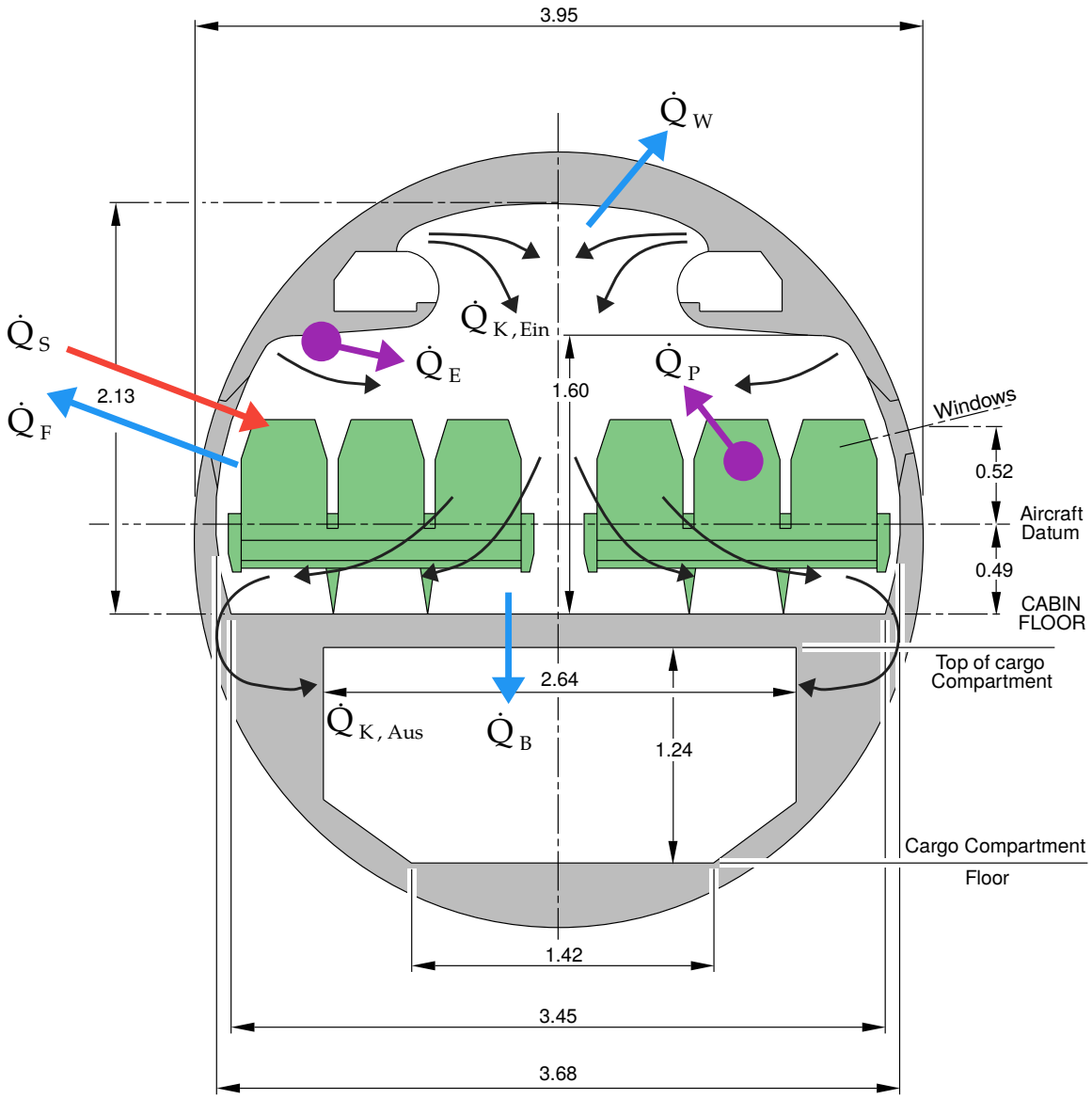


Abbildung 2.12: Auftretende Wärmeströme in der Passagierkabine (Kabine des Airbus A320 nach Airbus SE, 2017a; Maße in Meter)

Die Massenstrombilanz der Kabinenluft ergibt sich mit dem durch die Personen abgegebenen Wassermassenstrom $\dot{m}_{W,P}$ zu:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\tau} = 0 = \dot{m}_{K,Ein} - \dot{m}_{K,Aus} + \dot{m}_{W,P} \tag{2.59}$$

Die Wasserabgabe durch andere Quellen, wie beispielsweise die Küche, beträgt ungefähr 1,8 % im Verhältnis zu der Abgabe der Passagiere sowie Mannschaft und wird daher vernachlässigt (vgl. Hu, 2016). Im stationären Fall beträgt die zeitliche Änderung der Luftmasse m in der Kabine 0. Die relative Luftfeuchtigkeit ergibt sich aus dem Wassergehalt der klimatisierten Kabinenzuluft und der Hinzufügung von Feuchtigkeit durch die Passagiere in der Kabine und wird durch das Kabinenmodell rechnerisch ermittelt. In der Energiebilanzgleichung wird die Abgabe von Wasser durch die Personen im Term der latenten Wärme $\dot{Q}_{lat}$ berücksichtigt.

Für die Berechnung eines detaillierten Netzwerks aus Wärmewiderständen, wie sie beispielsweise bei den Trägerstrukturen in den Flugzeugen auftreten, und bei Einwirkung verschiedener Wärmequellen eignet sich ein auf *Modelica* basiertes Modell. *Modelica* ist eine objektorientierte Modellierungssprache für physikalische Modelle und wird in Programmen wie *SimulationX*, *Dymola* oder *OpenModelica* verwendet (vgl. Modelica Association, 2017). Die Erstellung des komplexen thermo-hydraulischen Netzwerks in *SimulationX* unter Einbezug sämtlichen Wärmeeinträge und Stoffströme wurde im Rahmen einer studentischen Arbeit durchgeführt (vgl. Hu, 2016). Die Bestimmung des Wärmeeintrags der Sonne und der Wärmeabgabe der Personen kann Oumbe u. a., 2010 bzw. Specht, 2007 entnommen werden. Geometrische Daten des Airbus A320 und weiterführende Informationen zu der Modellbildung können bei Oehler, 2005 und Peng, 2016 gefunden werden. Die vom Flugzeughersteller Airbus verwendeten Kabinenmodelle sind in *MATLAB/Simulink* umgesetzt und werden in Scholz; Müller u. a., 2007; Müller u. a., 2007a; Müller u. a., 2007b und Arnold, 2008 näher erläutert.
Bevor mit dem Kabinenmodell die Ein- und Ausgangszustände der Kabine bei verschiedenen Betriebsfällen berechnet werden können, müssen die einzustellenden Größen in der Kabine, wie z. B. Temperatur, Druck und Außenluftmassenstrom, bekannt sein. Die entsprechenden Werte sind in den Lufttüchtigkeitsanforderungen sowie in weiteren Vorschriften und Richtlinien vorgeschrieben und im Folgenden zusammengefasst.

Lufttüchtigkeitsanforderungen, Vorschriften und Richtlinien

Die Europäische Agentur für Flugsicherheit (EASA) und die Bundesluftfahrtbehörde der Vereinigten Staaten (FAA) definieren verbindliche Vorschriften für die Bauartzulassung von Großflugzeugen in den Lufttüchtigkeitsanforderungen *CS-25* bzw. *FAR Part 25* (vgl. EASA, 2017a; FAA, 2017). Weitere Richtlinien und Empfehlungen sind in den *SAE Aerospace Recommended Practice* (ARP) angegeben (vgl. SAE, 2012; SAE, 2015). Die definierten Zustandsgrößen sind in Tabelle 2.4 aufgeführt.

Tabelle 2.4: Vorgaben für die Kabinenzustände

Definierte Größe	Einheit	Minimum	Maximum
Kabinentemperatur (vgl. ASHRAE, 2017b)	°C	21	27
Kabinendruckhöhe (vgl. EASA, 2017a; FAA, 2017)	m	-	2438
Kabinendruckhöhe (Fehlerfall) (vgl. EASA, 2017a; FAA, 2017)	m	-	4572
Kabinendruck	bar	-	0,75266
Kabinendruck (Fehlerfall)	bar	-	0,57182
Kabinenluftfeuchtigkeit (vgl. ASHRAE, 2017b)	%	30	60
Außenluftmassenstrom pro Passagier (vgl. EASA, 2017a; FAA, 2017)	kg/min	0,25	-
Außenluftmassenstrom pro Passagier (Fehlerfall) (vgl. EASA, 2017a; FAA, 2017)	kg/min	0,18	-
Abkühlung der Kabine von 46 °C auf 27 °C (vollbesetzt mit Passagieren; mit geschlossenen Türen) (vgl. SAE, 2012)	min	-	30
Heizen der Kabine von -32 °C auf 21 °C (ohne interne Wärmelast; mit geschlossenen Türen) (vgl. SAE, 2012)	min	-	30
Steiggeschwindigkeit (vgl. SAE, 2015)	m/s	-	2,5
Sinkgeschwindigkeit (vgl. SAE, 2015)	m/s	-	1,5
Änderung der Druckhöhe in der Kabine beim Steigflug (vgl. ASHRAE, 2016a)	m/s	-	5
Änderung der Druckhöhe in der Kabine beim Sinkflug (vgl. ASHRAE, 2016a)	m/s	-	2,3

Die Untersuchungen zur Behaglichkeit von Personen in geschlossenen Räumen durch ASHRAE, 2017b geben Aufschluss über die zulässige Kabinentemperatur und -luftfeuchtigkeit. Die Klimakomfortzone für die Passagiere hängt von mehreren Einflussfaktoren ab: Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Strömungsgeschwindigkeit der Luft und Sonneneinstrahlung. In der Quelle sind mehrere Untersuchungen enthalten, bei denen der Bereich zwischen 21 °C und 27 °C Kabinentemperatur und 30 % und 60 % Luftfeuchtigkeit als optimal betrachtet wird. Im Flug ist es allerdings nicht möglich die relative Luftfeuchtigkeit zu erreichen. Es treten gewöhnlich Werte von 10 % und niedriger auf, da die Umgebungsluft kalt und trocken ist. Die optimalen Werte sind nur mit einem zusätzlichen Luftbefeuchter, der von einigen Fluglinien eingesetzt wird, zu erreichen. Bei der Auslegung der neuen Klimaaggregate in dieser Arbeit wird die Einstellung der geforderten Luftfeuchtigkeit daher nicht berücksichtigt. Die eingestellte Kabinentemperatur wird in allen Betriebsfällen auf 24 °C festgelegt.

In der Internationalen Standardatmosphäre kann jedem Druck eine bestimmte Höhe zugeteilt werden. Dieser Wert wird Druckhöhe H_D bezeichnet und ist in den Vorschriften die Grundlage für die Beschreibung eines Druckwerts. Für jedes Atmosphärenmodell kann damit über den höhenabhängigen Druck $p(H)$ eine auf die Standardatmosphäre genormte Höhe angegeben werden. Im Betriebskennfeld wird demzufolge eine Druckhöhe und keine reale Höhe festgelegt, um konstan-

te Drücke bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen darstellen zu können. Die Druckhöhe wird durch Umstellung der Gleichung 2.9 für eine adiabatische Atmosphäre mit der Bezugstemperatur T_B, dem Bezugsdruck p_B, der Bezugshöhe H_B und dem vertikalen Temperaturgradient β der Internationalen Standardatmosphäre berechnet:

$$H_D = \frac{T_B}{\beta}\left(\left[\frac{p_B}{p(H)}\right]^{\frac{R\cdot\beta}{M_L\cdot g_N}} - 1\right) + H_B \tag{2.60}$$

Kabinendruck

Der Kabinendruck darf einen Minimalwert von etwa 0,752 66 bar nicht unterschreiten. Dies entspricht einer Druckhöhe von 2438 m. Ein operativer Ablauf der Kabinendruckregelung mit linearen Verlauf ist in Dechow u. a., 2005 beschrieben. Im realen Flugprofil ist die anfängliche Startphase mit einer erhöhten Steiggeschwindigkeit verbunden (vgl. Abschnitt 2.5). Deshalb ist anzunehmen, dass der Druckverlauf bei realen Flugzeugen anfänglich eine geringere Erhöhung aufweist und damit eine Kurve beschreibt, die durch ein Polynom ausgedrückt werden kann. Für das Betriebskennfeld wird ein linearer Druckverlauf bis zum Erreichen des Minimaldrucks auf 12 000 m geopotentieller Höhe angenommen. Die Reduktionsrate des Drucks mit der Höhe beträgt demzufolge −2,171 58 Pa/m. In Abbildung 2.13 sind die Druckverläufe des Sauerstoffpartial- und Gesamtumgebungsdrucks bei ISA-Bedingungen sowie die Kabinendrücke mit linearen und kubischen Verlauf über der Höhe aufgetragen.

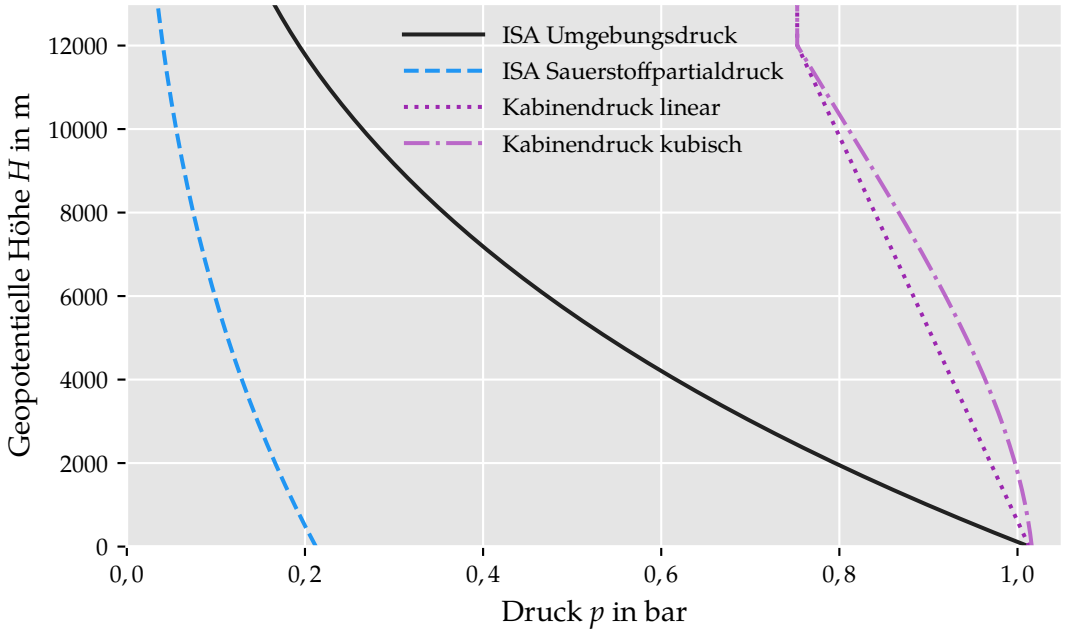


Abbildung 2.13: Kabinendruckverlauf über die Höhe

Der Verlauf als lineare Funktion des Kabinendrucks bis 12 000 m wird berechnet durch:

$$p_K = -2,17158 \cdot 10^{-5} \cdot H + p_B \tag{2.61}$$

und die kubische Funktion durch das Polynom 3. Grades:

$$p_K = 7,1933 \cdot 10^{-14} \cdot H^3 - 2,2595 \cdot 10^{-09} \cdot H^2 - 5,188 \cdot 10^{-06} \cdot H + 1,016057 \tag{2.62}$$

Der Eingangsdruck der Kabine wird noch um einen Betrag von 0,025 bar gegenüber dem Kabinendruck erhöht, um Verluste durch die Belüftung zu kompensieren.

Umluft

Die im vorherigen Abschnitt gezeigten Werte für den minimalen Außenluftmassenstrom reichen bei modernen Verkehrsflugzeugen nicht aus, um einen angenehmen, konstanten Komfort bei den Passagieren zu gewährleisten. Dazu muss eine ausreichende Ventilation in der Kabine und eine für Passagiere angenehme Eingangstemperatur durch einen erhöhten Eingangsluftmassenstrom sichergestellt werden. Bei den ersten Kaltluftanlagen wurde dieser Bedarf vollständig durch Außen- oder Zapfluft gedeckt. Dies erfordert jedoch die zusätzliche Verdichtung von Umgebungsluft über den Minimalbedarf. Zur Reduktion der dafür notwendigen Leistung wurden deshalb neue Klimatisierungssysteme mit Umluft eingesetzt, die von den großen Herstellern Airbus, Boeing und Douglas/ McDonnell Douglas im Zeitraum von 1975 bis 1985 in allen Flugzeugtypen umgesetzt wurden. Dabei wird ein Teil des Massenstroms, der aus der Kabine strömt, wieder in einer Mischeinheit mit der Außenluft gemischt und zurück zur Kabine geführt. Dies entspricht dem heute üblichen Standard und wird am Anfang des Kapitels 2 erläutert. Die Umluft wird nur aus der Passagierkabine und nicht aus dem Frachtraum, den Toiletten oder der Bordküche entnommen. Standardmäßig werden Partikelfilter mit einer Effizienz über 93 % eingesetzt. Möglich ist ebenfalls der Einsatz von Schwebstofffiltern mit einer Effizienz von 99,97 %. Die üblichen Umluftraten bei den Flugzeugen betragen 30 % bis 55 % von der Kabinenabluft (vgl. NRC, 2002).
In dieser Arbeit wird eine Umluftrate von 50 % für die Kühl- und ISA-Betriebsfälle mit Vollbesetzung an Passagieren und Besatzung gewählt. In den Heizfällen werden weniger Personen im Flugzeug angenommen, weshalb der Außenluftmassenstrom geringer ist. Aus diesem Grund wird im Steig-, Sink- und Reiseflug eine höhere Umluftrate von 60 % und am Boden von 65 % definiert. Damit sind sämtliche Randbedingungen der Kabine festgelegt. Mit den erstellten Kabinenmodellen können nun die entsprechenden Ein- und Austrittszustände der Kabine bestimmt werden.

2.5 Flugprofil

Für die Berechnung der Außen- und Stauluftbedingungen ist neben der Kenntnis des Umgebungszustands auch die Fluggeschwindigkeit notwendig. Der definierte Bereich des Flugprofils bei Ver-

kehrsflugzeugen ist in den Betriebsanweisungen vorgegeben und wird für den Airbus A320 in Airbus SE, 2002a (Teil 3) detailliert definiert. Das typische Flugprofil wird in Abbildung 2.14 exemplarisch dargestellt.



Abbildung 2.14: Typischer operativer Ablauf des Flugs eines Verkehrsflugzeugs nach Airbus SE, 2002a; Scheiderer, 2008; MacKinnon u. a., 2004; a: Bodenphase, b: Rollen, c-d: Startflug, e-g: Steigflug, h: Reiseflug, i: Sinkflug, j: Landeanflug, k: Landung

Nach dem Abheben erfolgt ein schneller Anstieg auf 1500 ft (≈ 457 m) und anschließend eine Beschleunigung auf etwa 250 kt (≈ 129 m/s). Danach geht das Flugzeug in die Steigflugphase mit einer geringeren Steigrate über. Der standardmäßige Ablaufplan basiert auf einer konstanten, mit einem Staudruckmesser gemessenen, Fluggeschwindigkeit v_{IAS} bzw. einer konstanten Machzahl M (vgl. Scheiderer, 2008). Für den Airbus A320 gilt der Ablaufplan 250 kt/300 kt/M 0,78 in der Steigflugphase und M 0,78/300 kt/250 kt in der Sinkflugphase. Demzufolge wird jede dieser Phasen in drei Segmente unterteilt. Im ersten Segment von 1500 ft (≈ 457 m) bis 10 000 ft (3048 m) ist die Geschwindigkeit auf 250 kt (≈ 129 m/s) festgelegt. Ab 10 000 ft erfolgt eine Beschleunigung auf 300 kt (≈ 154 m/s) bis mit steigender Höhe eine maximale Machzahl von 0,78 erreicht ist. In der Reisehöhe hat der Flugzeugtyp Airbus A320 eine empfohlene Machzahl von 0,78. Dieselben Werte gelten in umgekehrter Weise auch für den Sinkflug.
Die kalibrierte Fluggeschwindigkeit v_{CAS} (engl. *calibrated air speed*, *CAS*) wird aus der separaten Messung von statischen Druck p und Totaldruck p_t für einen Bezugszustand auf Meereshöhe und bei Standardatmosphäre bestimmt (vgl. Airbus SE, 2002b):

$$v_{CAS} = f(p_{dyn}) = \sqrt{\frac{2p_{dyn}}{\rho_B}} = \sqrt{\frac{2\,(p_t - p)}{\rho_B}} \tag{2.63}$$

Wenn mit zunehmender Höhe die gemessene Fluggeschwindigkeit v_{CAS} mit einer Dichte ρ_B im Bezugszustand konstant ist, dann steigt die tatsächliche Geschwindigkeit des Flugzeugs, da der statische Druck mit zunehmender Höhe sinkt. Die durch einen einzelnen Staudruckmesser gemessene Fluggeschwindigkeit v_{IAS} (engl. *indicated air speed*, *IAS*) kann aus der kalibrierten Geschwindigkeit mit dem Korrekturwert K_i, der den instrumentellen Fehler durch die Staudruckmessung berücksichtigt, bestimmt werden:

$$v_{IAS} = v_{CAS} + K_i \tag{2.64}$$

Die tatsächliche Fluggeschwindigkeit v_{TAS} (engl. *true air speed*, *TAS*) wird auf das Inertialsystem der umgebenden Luftmasse bezogen und kann durch eine Korrektur des Bezugszustands auf den tatsächlichen Umgebungszustand aus der kalibrierten Geschwindigkeit bestimmt werden:

$$v_{TAS} = \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho}} \cdot K_\kappa \cdot v_{CAS} \tag{2.65}$$

In Airbus SE, 2002a sind Umrechnungstabellen, bei denen bereits die Korrekturfaktoren K_κ und -werte K_i integriert sind, für die verschiedenen Geschwindigkeiten und Machzahlen bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen angegeben. Die Machzahl M ist hier das Verhältnis aus tatsächlicher Fluggeschwindigkeit v_{TAS} und Schallgeschwindigkeit a:

$$M = v_{TAS} \cdot a^{-1} \tag{2.66}$$

Tabelle 2.5: Fluggeschwindigkeiten und Höhenänderungen in unterschiedlichen Flugphasen beim Airbus A320 nach Airbus SE, 2002a; Scheiderer, 2008

Flugphase	**Geopotentielle Flughöhe H in m**	**Fluggeschwindigkeit v_{IAS} in m/s**	**Höhenveränderung $\Delta H/\Delta\tau$ in m/s**
Start	0	67	16,9
	457	129	16,9
Steigflug	457	129	16,9
	3048	129 auf 154	16,9
	6096	154 (Maximal $M = 0,78$)	16,9 auf 13,4
	9144	154 (Maximal $M = 0,78$)	13,4 auf 10,4
Reiseflug	11 887	$M = 0,78$	0

weiter auf der nächsten Seite

Tabelle 2.5: Fluggeschwindigkeiten und Höhenänderungen in unterschiedlichen Flugphasen beim Airbus A320 (Fortsetzung)

Flugphase	**Geopotentielle Flughöhe H in m**	**Fluggeschwindigkeit v_{IAS} in m/s**	**Höhenveränderung $\Delta H/\Delta\tau$ in m/s**
Sinkflug	11 887	$M = 0,78$ (Minimal 154)	12,3
	9144	$M = 0,78$ (Minimal 154)	12,3 auf 13,2
	6096	$M = 0,78$ (Minimal 154)	13,2 auf 12
	3048	154 auf 129	12 auf 11,6
	457	129	11,6
Landeanflug	457	113	11,6
	10	113 auf 77	11,6
Landung	0	77 auf 7,7	0

Die zusammengefassten Fluggeschwindigkeiten und Höhenveränderungen in den verschiedenen Flugphasen sind in Tabelle 2.5 dargestellt. Die ungeraden Werte kommen von der Umrechnung aus dem imperialen Einheitensystem. Die Höhenveränderungen hängen vom Gewicht des Flugzeugs ab und sind hier mit 56 t beim Start und 45 t beim Beginn des Abstiegs angenommen.

2.6 Sicherheitsanforderungen und Designziele

Neben den Vorschriften und Richtlinien sind bei der Auslegung einer Flugzeugklimaanlage weitere Kriterien zu beachten. In der Luftfahrt gelten strenge Sicherheitsanforderungen, die auch bei den Klimaanlagen zur Anwendung kommen. Es wird ein Fehlerfall definiert, bei dem ein Klimaaggregat vollständig ausfällt. Aus diesem Grund werden in allen Passagiermaschinen mindestens zwei redundante Klimaaggregate eingebaut. Der Airbus A380 hat vier separate Anlagen. Bei der Auslegung des Systems müssen Betriebsfälle mit einem ausgefallenen Klimaaggregat betrachtet werden. Weiterhin dürfen keine toxischen oder brennbaren Materialien oder Fluide eingesetzt werden. Letztere könnten sich bei einer Leckage in der Kabine oder anderen abgeschlossenen Teilen anreichern und zu verheerenden Folgen führen. Das gilt im Bezug auf das Kaltdampfsystem insbesondere für das Kältemittel. Die Turbomaschinen und Ventilatoren müssen gekapselt sein, damit bei einer eventuellen Zerstörung des Rotors keine umherfliegenden Trümmerteile ins Flugzeug gelangen. Die Maximaltemperatur der Klimaanlage sollte an keinem Punkt über 200 °C liegen, um Wechselwirkungen mit der Struktur und anderen Bauteilen zu minimieren sowie die Anwendung von zusätzlicher Belüftung und Dämmung zu verringern. Außerdem sollten keine Vereisungen

an den Oberflächen auftreten, damit die kontinuierliche Funktionsfähigkeit der Anlage über den ganzen Flug gewährleistet werden kann.
Zusätzlich zu den Sicherheitsanforderungen gibt es einige Designziele, die beachtet werden sollen. Beim Flugzeug wird die Effizienz wesentlich durch das Gewicht bestimmt. Ein leichteres Flugzeug verbraucht weniger Treibstoff oder kann mehr Nutzlast und Passagiere transportieren. Dies wiederum macht es erforderlich, mit möglichst wenigen gewichtsoptimierten Komponenten und einer einfachen Architektur die geforderten Kabinenbedingungen innerhalb des Kennfeldes zu erreichen. Dabei sollen die neu entwickelten Klimaanlagen energieeffizienter sein als das Referenzsystem. Die Bewertung der Energieeffizienz der Anlagen wird in Abschnitt 8.1 genauer erläutert. Die zum Teil gegensätzlichen Ziele der Gewichts- und Effizienzoptimierung gilt es bei der Auslegung der neuen Systeme zu beachten. Die Reduktion der notwendigen Komponenten, wie beispielsweise Wärmeübertrager, Turbomaschinen und Ventile, führt ebenfalls zu einer höheren Zuverlässigkeit und niedrigeren Komplexität sowie Wartungsaufwand.
Neben der Gewichtsoptimierung sollte das System kompakt sein, da nur ein kleiner Bauraum zur Verfügung steht. Als Beispiel ist in Abbildung 2.15 das kompakte Kaltluftsystem des neuen chinesischen Passagierflugzeugs Comac C919 dargestellt. Dieses Flugzeug entspricht in der Spezifikation dem Airbus A320neo und der Boeing 737MAX. Das Klimaaggregat wird wie auch beim Airbus A320 von der *Liebherr-Aerospace Toulouse SAS* gebaut und ist demnach mit dem Referenzsystem bis auf kleine Details identisch. Die nach Conceição u. a., 2007 typischen Abmaße des Wärmeübertragers von 700 mm Breite, 500 mm Höhe und 300 mm Tiefe zeigen einen verwendeten Bauraum des Klimaaggregats ohne Anschlüsse und Kanäle von etwa 1500 mm Breite, 700 mm Höhe und 1000 mm Tiefe.

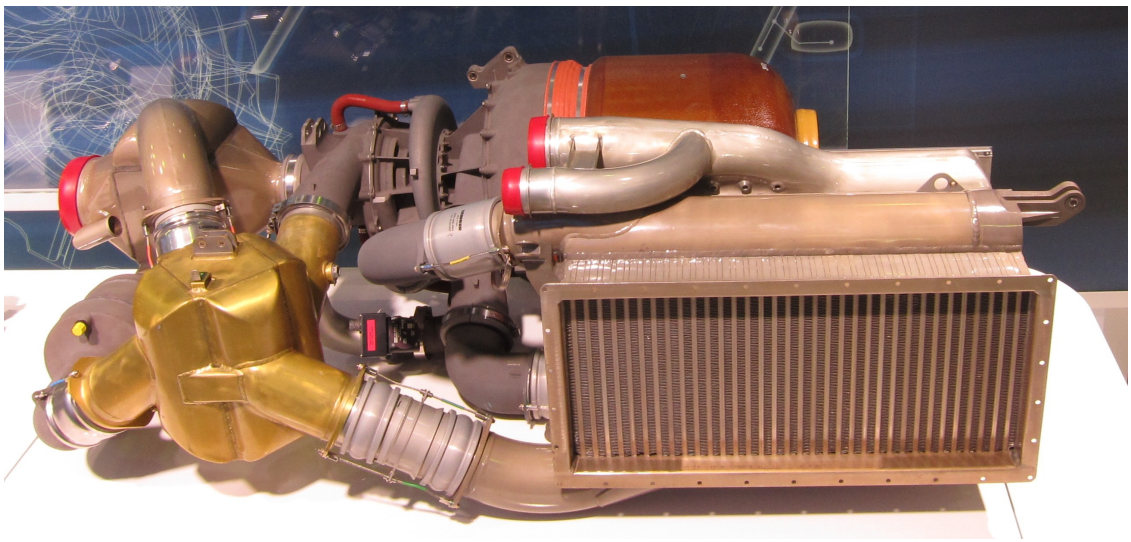


Abbildung 2.15: Klimaaggregat des chinesischen Mittelstreckenflugzeugs Comac C919 aus Cleynen, 2013b

2.7 Betriebskennfeld

In Abschnitt 2.1 wird das Betriebskennfeld, in welchem die Funktionsfähigkeit der Klimaanlage aufrechterhalten werden muss, beschrieben. Die Auswahl der Betriebsfälle erfolgt nun auf Basis dieses Kennfeldes. Die Daten des Referenzflugzeugs für die Berechnungen werden auf Grundlage der Flugzeuge der Airbus A320-Familie gebildet. Die Flugzeuge gehören zur Klasse der Mittelstreckenflugzeuge mit einzelnem Mittelgang. Die maximale Flughöhe entsprechend der Typzertifizierung in EASA, 2017b ist mit 39 100 ft (ca. 11 918 m) bei Standardbedingungen angegeben. Bei anderen Temperaturverläufen wird die Flughöhe als Druckhöhe berücksichtigt. Bei der Berechnung der Betriebsfälle wird ein umgerechneter und gerundeter Wert von 11 900 m angenommen. Beim heißen Extremfall entspricht dies einer geopotentiellen Flughöhe von ca. 12 884 m, beim kalten Fall von ungefähr 10 569 m.
Zunächst werden die heißen und kalten Extremfälle am Boden und im Flug definiert. Damit wird sichergestellt, dass die Klimaanlage die erforderliche Leistung im gesamten Kennfeld erbringen kann. Zusätzlich werden zwei Fälle mit Standardbedingungen am Boden und im Flug festgelegt. Dies sind die Fälle, die am Häufigsten in der Praxis auftreten. Schließlich muss noch ein Steigflugfall, bei dem genau der Sättigungswassergehalt x_s der Umgebungsluft von 8 g/kg erreicht wird, festgelegt werden. Bis zu diesem Punkt muss die Wasserabscheidung aktiv und funktionsfähig sein. Dieser Zustandspunkt ist entscheidend für die Auslegung der Turbomaschinen, insbesondere des Außenluftverdichters, da hier das größte Druckverhältnis erbracht werden muss. Die neun Betriebsfälle, die für die Auslegung und Effizienzbewertung der Flugzeugklimaanlagen in dieser Arbeit entscheidend sind, werden in Abbildung 2.16 dargestellt.

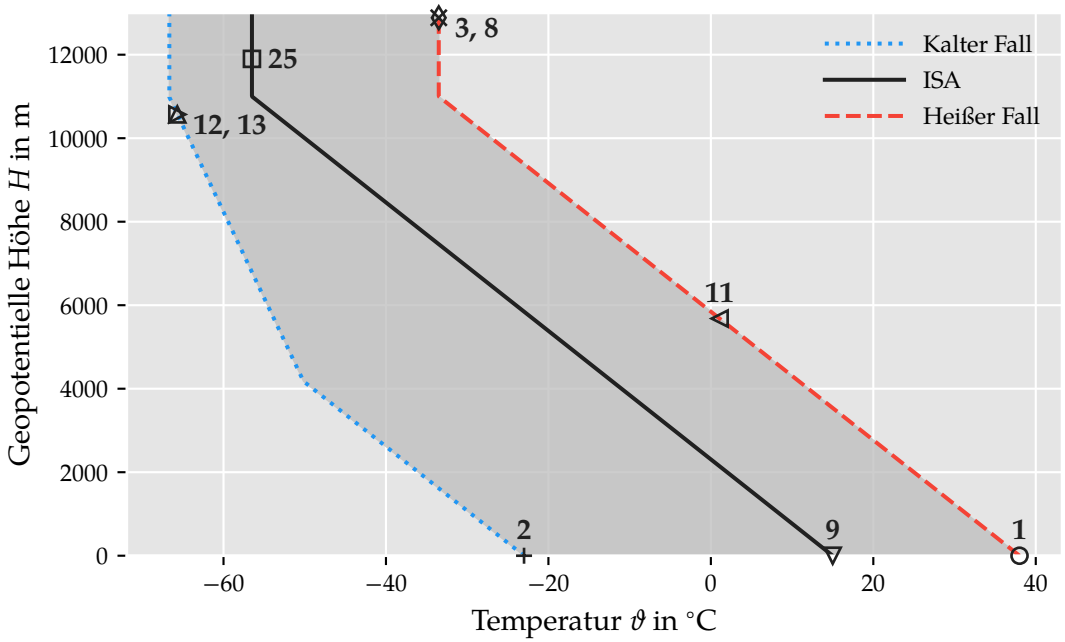


Abbildung 2.16: Temperaturverlauf über die Höhe mit nummerierten Betriebsfällen

Für die Extremfälle im Flug werden ebenfalls Fehlerfälle definiert, bei denen angenommen wird, dass nur ein Klimaaggregat funktionsfähig ist. Weitere 16 Betriebsfälle wurden im Laufe der Bearbeitung untersucht, sind aber von untergeordneter Bedeutung und werden daher in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Dabei handelt es sich vorallem um Fälle, die eine feinere Unterteilung des Kennfeldes realisieren und damit eine detailliertere Aussage über die Effizienz in verschiedenen Flugsituationen erlauben. Die Betrachtung dieser Fälle ist insbesondere für die Weiterentwicklung der Klimaanlagen bis zur Serienreife notwendig, stellen allerdings keine Grenzfälle der Komponenten oder des Gesamtsystems dar.
Die Kenntnis der Passagieranzahl ist notwendig, um den minimalen Außenluftmassenstrom bestimmen zu können. Die maximale Anzahl an Passagieren bei minimalem Flugpersonal ist in Tabelle 2.6 aufgeführt. Für das Betriebskennfeld wird eine maximale Passagieranzahl von 200 mit 3 Personen als Flugbesatzung und 7 Personen als Flugbegleitpersonal angenommen. Diese Personenanzahl wird in den heißen Extremfällen und Standardfällen festgelegt. In den kalten Extremfällen wird von einer auf 20 % verringerten Passagieranzahl (40 Personen) mit 3 Personen als Flugbesatzung und 5 Personen als Flugbegleitpersonal ausgegangen. Dadurch wird der Heizbedarf, der durch die Klimaanlage gewährleistet werden muss, erhöht, da weniger Wärme durch die Passagiere an die Kabinenluft abgegeben werden kann.

Tabelle 2.6: Anzahl an Passagieren und Besatzungsmitgliedern in der A320-Familie nach EASA, 2017b

Flugzeugtyp	Maximale Passagieranzahl	Minimale Flugbesatzung	Minimales Flugbegleitpersonal
A318	136	2	3
A319	160	2	4
A320	195	2	4
A321	230	2	5

Mit der Passagieranzahl und dem minimalen Außenluftbedarf pro Passagier aus Tabelle 2.4 können nun alle relevanten Massenströme, wie beispielsweise der Kabinen- und Umluftmassenstrom, bestimmt werden. Die Werte sind in Tabelle 2.7 zusammengefasst. Beim minimalen Außenluftmassenstrom wird in allen Betriebsfällen außer den Fehlerfällen mit einem Sicherheitsfaktor von 1,2 gerechnet. Die abgeführte Luft aus der Kabine wird in Fortluft $\dot{m}_{FL}$, Umluft $\dot{m}_{UL}$ und nutzbare Kabinenabluft $\dot{m}_{KLn}$ unterteilt. Die nutzbare Kabinenabluft wird zurück zum Klimaaggregat geleitet und danach an die Umgebung abgegeben. Die Fortluft wird sofort an die Umgebung abgeführt. Der Massenstrom der Fortluft beinhaltet auch den Teil der Leckage durch die Flugzeughülle. Der Index *G* zeigt den Bezug zum Gesamtmassenstrom an, bei dem die Ströme beider Klimaaggregate zusammengefasst werden. Der prozentuale Anteil der nutzbaren Kabinenabluft ist auf die Summe aus Fortluft und nutzbare Kabinenabluft bezogen, der prozentuale Anteil der Umluft auf den gesamten Abluftmassenstrom. Der Zusammenhang ist in den folgenden Gleichungen 2.67 bis 2.70 dargestellt.

$$\zeta_{KLn} = \frac{\dot{m}_{KLn}}{\dot{m}_{KLn} + \dot{m}_{FL}} = \frac{\dot{m}_{KLn,G}}{\dot{m}_{KLn,G} + \dot{m}_{FL,G}} \tag{2.67}$$

$$\zeta_{UL} = \frac{\dot{m}_{UL}}{\dot{m}_{KLn} + \dot{m}_{FL} + \dot{m}_{UL}} = \frac{\dot{m}_{UL,G}}{\dot{m}_{KLn,G} + \dot{m}_{FL,G} + \dot{m}_{UL,G}} \tag{2.68}$$

mit:

$$\dot{m}_{K,Ein} = \dot{m}_{K,Aus} = \dot{m}_{KLn} + \dot{m}_{FL} + \dot{m}_{UL} \tag{2.69}$$

$$\dot{m}_{K,G,Ein} = \dot{m}_{K,G,Aus} = \dot{m}_{KLn,G} + \dot{m}_{FL,G} + \dot{m}_{UL,G} \tag{2.70}$$

Der zugeführte Wassermassenstrom in der Kabine durch u. a. die Passagiere wird hier zur Vereinfachung vernachlässigt, da der prozentuale Unterschied maximal 0,25 % beträgt. Im Kabinenmodell und damit im Kennfeld erfolgt die Berücksichtigung durch die Änderung des Wassergehaltes am Ausgang der Kabine. Die Differenz wird als zusätzliche Fortluft nach außen abgegeben.

Tabelle 2.7: Kabinenein- und Kabinenausgangsmassenströme

Betriebsfall	**1**	**2**	**3**	**8**	**9**	**11**	**12**	**13**	**25**
Min. Außenluftmassenstrom pro Passagier nach EASA, 2017a; FAA, 2017 in kg/min	0,25	0,25	0,18	0,25	0,25	0,25	0,25	0,18	0,25
Sicherheitsfaktor für min. Außenluftmassenstrom	1,2	1,2	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1	1,2
Min. Außenluftmassenstrom pro Passagier mit Sicherheitsfaktor in kg/min	0,30	0,30	0,18	0,30	0,30	0,30	0,30	0,18	0,30
Massenstrom Kabinenzuluft $\dot{m}_{K,G,Ein}$ in kg/s	2,100	2,400	1,800	2,100	2,100	2,100	2,100	0,945	2,100
Massenstrom pro Aggregat Außenluft $\dot{m}_{AL}$ in kg/s	0,525	0,420	0,630	0,525	0,525	0,525	0,420	0,378	0,525
Massenstrom pro Aggregat nutzbare Kabinenabluft $\dot{m}_{KLn}$ in kg/s	0,000	0,000	0,315	0,263	0,000	0,263	0,210	0,189	0,263
Massenstrom pro Aggregat nutzbare Kabinenabluft $\dot{\zeta}_{KLn}$ in %	0,000	0,000	0,500	0,500	0,000	0,500	0,500	0,500	0,500
Massenstrom pro Aggregat Fortluft $\dot{m}_{FL}$ in kg/s	0,525	0,420	0,315	0,263	0,525	0,263	0,210	0,189	0,263
Massenstrom pro Aggregat Umluft $\dot{m}_{UL}$ in kg/s	0,525	0,780	1,170	0,525	0,525	0,525	0,630	0,567	0,525
Massenstrom pro Aggregat Umluft $\dot{\zeta}_{UL}$ in %	0,500	0,650	0,650	0,500	0,500	0,500	0,600	0,600	0,500

Die Aufteilung in Zonen, die in Abbildung 2.1 dargestellt ist, wird vernachlässigt, da die Eingangszustände in den Kabinenzonen nahezu identisch sind und das Flugdeck nur einen geringen Teil des Gesamtmassenstroms benötigt. Weiterhin wird im Flugdeck in allen Betriebsfällen geheizt,

wodurch keine zusätzlichen Anforderungen an die Klimaanlage gestellt werden. Im Berechnungsmodell erfolgt die Zuführung der Kabinenzuluft demzufolge nur in die zweite Kabinenzone. Mit den festgelegten Massenströmen können die Kabineneintrittszustände mit Hilfe des Kabinenmodells aus Abschnitt 2.4 bestimmt werden. Die Kabinenein- und austrittstemperaturen sind in Tabelle 2.8 mit den berechneten Wärmeströmen und definierten Parametern aus dem Kabinenmodell aufgeführt.

Tabelle 2.8: Kabineneintrittszustände, berechnete Wärmeströme und festgelegte Parameter aus dem Kabinenmodell

Betriebsfall	**1**	**2**	**3**	**8**	**9**	**11**	**12**	**13**	**25**
Stat. Temperatur Kabineneingang $\vartheta_{K,Ein}$ in °C	6,75	25,87	10,68	12,51	8,38	10,43	25,91	28,25	14,57
Stat. Temperatur Kabinenausgang $\vartheta_{K,Aus}$ in °C	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00
Stat. Temperatur Frachtraum in °C	28,00	13,00	11,00	11,00	21,00	16,00	6,00	6,00	8,00
Wärmestrom $\dot{Q}_B$ in W	1694	-2775	-3596	-3596	162	-1543	-5740	-5740	-5114
Wärmestrom $\dot{Q}_W$ in W	2771	-2680	-3484	-3484	1319	-1375	-5639	-5639	-5067
Wärmestrom $\dot{Q}_F$ in W	297	-239	-270	-270	151	-81	-519	-519	-475
Wärmestrom $\dot{Q}_E + \dot{Q}_P$ in W	30569	1189	30569	30569	30569	30569	7857	7857	30569
Wärmestrom $\dot{Q}_S$ in W	1115	0	888	1039	1115	1095	0	0	0
Ges. Wärmestrom in W	36446	-4506	24107	24258	33317	28665	-4042	-4042	19912
Globalstrahlung I_0 in W/m^2	1056	0	1056	1056	1056	1056	0	0	0
Anteil der Fenster mit Sonnenschutzplatte	0,8	0	0,9	0,8	0,8	0,8	0	0	0

Aus den Wärmestromen der Wärmeleitung durch die Fenster $\dot{Q}_F$, durch die Bodenplatte $\dot{Q}_B$ und durch die Wände $\dot{Q}_W$ sowie den Wärmeströmen der Personen $\dot{Q}_P$, der elektrischen Geräte $\dot{Q}_E$ und der Sonnenstrahlung durch die Fenster $\dot{Q}_S$ kann der gesamte Wärmestrom zwischen Kabine und Umgebung bzw. Frachtraum bestimmt werden. Das vollständige Betriebskennfeld mit allen notwendigen Randbedingungen für die Prozessberechnung ist im Anhang D.1 (S. 285) zusammengefasst.

3 Konzepte zur Verbesserung der Energieeffizienz

In diesem Kapitel werden die Ideen zur Verbesserung der Energieeffizienz aus Abschnitt 1.1 und 1.2 zu Konzepten erweitert, auf deren Basis die alternativen Prozesse der Flugzeugklimaanlagen entwickelt werden. Das Ziel der Verbesserungen ist die Erhöhung der Energieeffizienz des Klimaaggregats und damit die Verringerung des Brennstoffverbrauchs des Flugzeugs. Die wesentlichen Einflussfaktoren des Treibstoffverbrauchs sind dabei vorallem der Zapfluft-, Stauluft- und direkte Außenluftmassenstrom, die elektrische Leistungsaufnahme sowie das Gewicht und der Platzbedarf des Systems. Die genaue Beschreibung der Faktoren wird in Abschnitt 8.1 näher ausgeführt. Das Grundkonzept dieser Arbeit basiert auf dem teilweisen oder vollständigen Ersatz des Kaltluftprozesses durch einen Kaltdampfprozess, weil eine höhere Leistungszahl bei Klimaanwendungen oberhalb von 0 °C erreicht werden kann (vgl. Weigand u. a., 2010). Im ersten Teil wird deshalb zunächst die Möglichkeit diskutiert, in welchem Umfang der Kaltluftprozess ersetzt werden kann. Ein weiteres Konzept, welches im zweiten Abschnitt präsentiert wird, ist der Verzicht auf Zapfluft und damit auf den pneumatischen Antrieb. Hierbei wird die Antriebsleistung durch Elektromotoren bereitgestellt. Mit beiden Konzepten können somit zwei wesentliche Technologiepfade begründet werden: pneumatisch und elektrisch angetriebene Kaltdampfkühlsysteme. Beide Systeme werden im dritten Abschnitt zu zwei neuen Anlagen erweitert, bei denen zusätzlich Kabinenabluft zur Leistungsgenerierung genutzt werden kann. Schließlich werden in den letzten beiden Teilen des Kapitels die Vorteile der Umluftkühlung und die Auswahl von möglichen Kältemitteln dargestellt. In Kapitel 4 werden die vollständigen, konzeptionierten Flugzeugklimaanlagen präsentiert.

3.1 Anwendung des Kaltdampfprozesses

Der Kaltluftprozess, der bei modernen Flugzeugklimaanlagen eingesetzt wird, basiert auf einem offenen, zweistufigen Joule-Prozess. Dabei ist die Luft gleichzeitig Prozessluft und Außenluftzufuhr. Der ideale, einstufige, geschlossene Kaltluftprozess wird bereits in Kapitel 1 in Abbildung 1.3 dargestellt und besteht aus einer isentropen Verdichtung (Zustand 1-2), einer isobaren Abkühlung (Zustand 2-3), einer isentropen Entspannung (Zustand 3-4) und einer isobaren Erwärmung (Zustand 4-1). Die Leistungszahl des geschlossenen Kaltluftprozesses ist gegeben durch (vgl. Weigand u. a., 2010):

$$\varepsilon_{KLP} = \frac{\dot{Q}_0}{P_t} = \frac{\dot{m} \cdot q_0}{\dot{m} \cdot w_t} = \frac{\dot{m} \cdot q_0}{\dot{m} \cdot \left(w_{t,12} - w_{t,34}\right)} = \frac{\dot{m} \cdot |h_4 - h_1|}{\dot{m} \cdot (|h_1 - h_2| - |h_3 - h_4|)} \tag{3.1}$$

Mit $\dot{m} = \text{konst.}$ im gesamten Prozess und der Annahme der Luft als idealem Gas ($c_p = \text{konst.}$) ergibt sich:

$$\varepsilon_{KLP} = \frac{|T_4 - T_1|}{|T_1 - T_2| - |T_3 - T_4|} \qquad \text{mit} \qquad \Delta h = c_p \cdot \Delta T \tag{3.2}$$

Mit der Annahme eines idealen Prozesses ohne Maschinen- oder Reibungsverluste kann die Leistungszahl weiter vereinfacht werden zu:

$$\varepsilon_{KLP} = \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]^{-1} \tag{3.3}$$

Der offene Kaltluftprozess der Referenzklimaanlage wird in einem vereinfachten Fließbild in Abbildung 3.1 nur mit den Hauptkomponenten gezeigt.

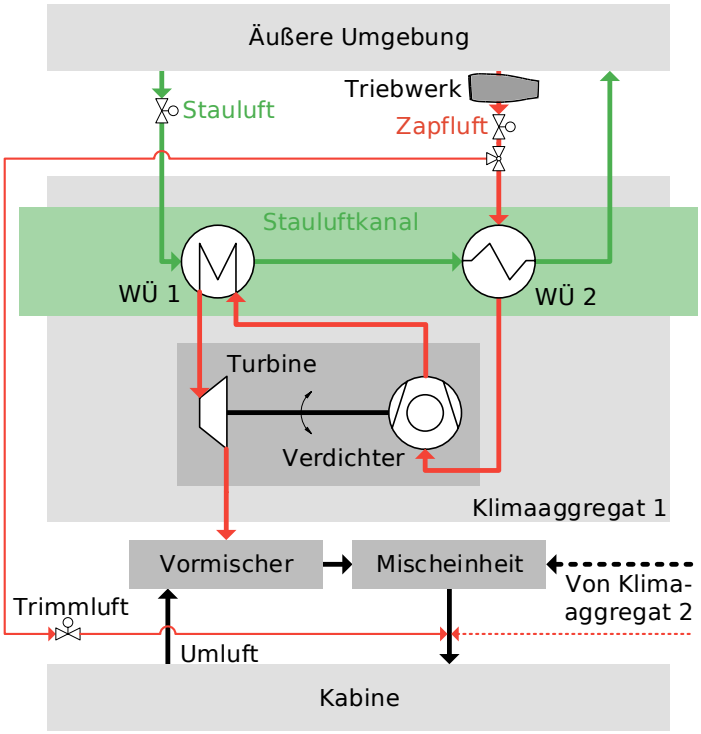


Abbildung 3.1: Vereinfachtes Fließbild des Referenzprozesses

Tauwasserkondensator, Rückheizer, Wasserabscheider und einige Ventile werden vernachlässigt. Es wird hier weiterhin davon ausgegangen, dass die Wärmeübertrager die Zapfluft ideal, d. h. mit einer minimalen Grädigkeit von Null und ohne Reibungsverluste, auf Umgebungstemperatur abkühlen können. Das dazugehörige Enthalpie-Entropie-Diagramm mit den Zustandsänderungen und -punkten der Zapfluft für einen Bodenfall ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

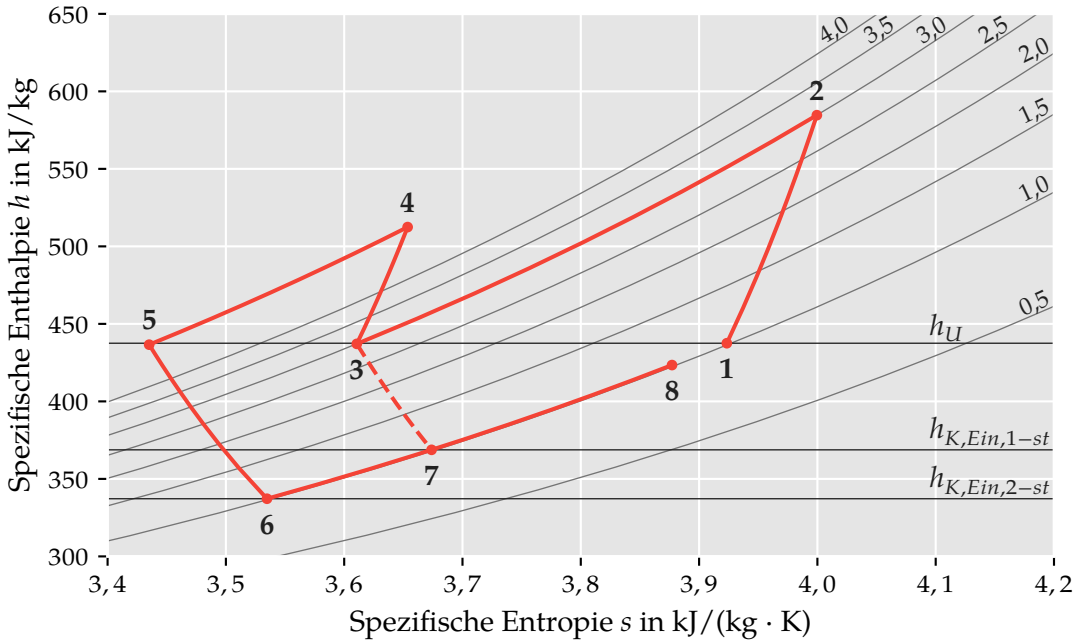


Abbildung 3.2: *h-s*-Diagramm des Referenzprozesses im Bodenfall; 1-2: adiabate Verdichtung (Triebwerk), 2-3: isobare Abkühlung (WÜ 2), 3-4: adiabate Verdichtung (Verdichter), 4-5: isobare Abkühlung (WÜ 1), 5-6: adiabate Entspannung (Turbine), 6-8: isobare Erwärmung (Kabine), 3-7: adiabate Entspannung für hypothetischen einstufigen Prozess

Die Farbcodierung der einzelnen Bereiche und Stoffströme wird in der gesamten Arbeit verwendet und dient zur Verbesserung der Übersichtlichkeit. Die Stauluft und der Stauluftkanal werden in grün dargestellt, der Zapfluftstrom in rot. Später kommen noch der Kältemittelstrom in blau, der direkte Außenluftstrom in schwarz und der nutzbare Kabinenabluftstrom in lila hinzu. Die grau hinterlegten Flächen heben die funktionellen Einheiten des Prozesses hervor. Das sind zum einen Klimaaggregate, Kabine und Umgebung in hellgrau und zum anderen Maschinensätze, Mischeinheit und Vormischer in dunkelgrau.

Die Randbedingungen des Klimaaggregats sind fest vorgegeben. Der Zustand der Zapfluft am Ausgang des Triebwerks (Zustand 2) ist durch die Umgebungsbedingungen, den Flugzustand und den Triebwerkstyp bestimmt. Der Massenstrom ist durch den Außenluftbedarf in der Kabine definiert. Der Ausgangszustand des Klimaaggregats (Zustand 6) wird durch die notwendige Kälteleistung in der Kabine vorgegeben. In modernen Verkehrsflugzeugen werden meist zwei identische Klimaaggregate eingesetzt, damit bei Ausfall einer Anlage die Andere die wichtigsten Funktionen aufrechterhalten kann. Die Mischung der Luftströme beider Aggregate geschieht in der Mischeinheit. Jede Anlage hat zusätzlich einen separaten Vormischer, in dem die Umluft der konditionierten Luft eines Klimaaggregats beigemischt wird. Die Trimmluft dient der genauen Temperatureinstellung vor dem Kabineneintritt.

Zum Erreichen der Kabineneingangsbedingungen (Zustand 6) wird die Zapfluft im Klimaaggregat des Referenzsystems weiter verdichtet. Ein hypothetischer einstufiger Prozess erreicht nach der

Entspannung nur den Zustandspunkt 7 und kann demnach nicht die benötigte Kälteleistung bei konstanten Massenstrom bereitstellen. Der Antrieb für die zweite Verdichtung (3-4) wird durch die Turbine bei der Entspannung auf Kabinendruck (5-6) generiert. Verdichter und Turbine sind mechanisch über eine Welle miteinander verbunden. Die Kälteleistung wird für den offenen Kaltluftprozess wie folgt bestimmt:

$$\dot{Q}_{0,Ref} = \dot{m}_{ZL} \cdot (h_8 - h_6) = \dot{m}_{ZL} \cdot \left(h_{K,Aus} - h_{K,Ein,2-st}\right) \qquad \text{mit} \qquad \dot{m}_{AL} = \dot{m}_{ZL} \tag{3.4}$$

Die zugeführte Leistung wird durch das Triebwerk aufgebracht:

$$P_{Ref} = \dot{m}_{ZL} \cdot (h_2 - h_1) \tag{3.5}$$

Damit kann die Kälteleistungszahl für das Referenzsystem bestimmt werden durch:

$$\varepsilon_{Ref} = \frac{h_8 - h_6}{h_2 - h_1} \tag{3.6}$$

Der Analyse der Prozesse in Abschnitt 1.1 zeigte, das die Verbesserung der Gesamteffizienz des Klimaaggregats vorallem durch den Ersatz des Kaltluftprozesses durch den Kaltdampfprozess ermöglicht wird. Die erste Verdichtungsstufe wird durch das Triebwerk gegeben und kann bei pneumatisch angetriebenen Systemen nicht ersetzt werden. Außerdem muss in den Flug- und Steigflugfällen mindestens Kabinendruck erreicht sowie in den Boden- und Steigflugfällen Wasser aus der Luft mit einem Hochdruckwasserabscheider nach Zyklonbauform abgeschieden werden. Ein bestimmtes, minimales Druckverhältnis ist damit bei jeder Klimaanlage aufzubringen. Der Ansatz ist deswegen der Ersatz der zweiten Stufe des Kaltluftprozesses, d. h. des zweiten Verdichters. Der fehlende Teil der Kälteleistung muss durch einen separaten Kaltdampfprozess bereitgestellt werden, bei dem die Luft unter die Umgebungstemperatur abgekühlt werden kann. Außerdem zeigt die allgemeine Leistungszahl des idealen Joule-Prozesses aus Gleichung 3.3, dass bei der Auslegung das Druckverhältnis in jedem Betriebsfall möglichst minimal sein sollte, d. h. beispielsweise in den Flugfällen die Reduktion des Hochdrucks auf Kabinendruckniveau unter Berücksichtigung der Druckverluste.
In Abbildung 3.3 ist das vereinfachte Schema des modifizierten Referenzprozesses mit Kältemittelkreislauf dargestellt. Das dazugehörige Enthalpie-Entropie-Diagramm der Zapfluft wird in Abbildung 3.4 gezeigt. Der Verdampfer ist dem Luft-Luft-Wärmeübertrager nachgeschaltet. Weiterhin gehören zum gewöhnlichen Kaltdampfprozess ein Kältemittelverdichter, ein Verflüssiger, der sich im Stauluftkanal direkt nach dem Einlass befindet, und ein Expansionsorgan. Der Kältemittelverdichter wird hier durch einen Elektromotor angetrieben, kann aber theoretisch auch mechanisch mit der Turbine verbunden sein. Die beiden Maschinen sollten dann durch eine Magnetkupplung getrennt sein, um die Mischung der Stoffströme in jedem Fall zu verhindern.

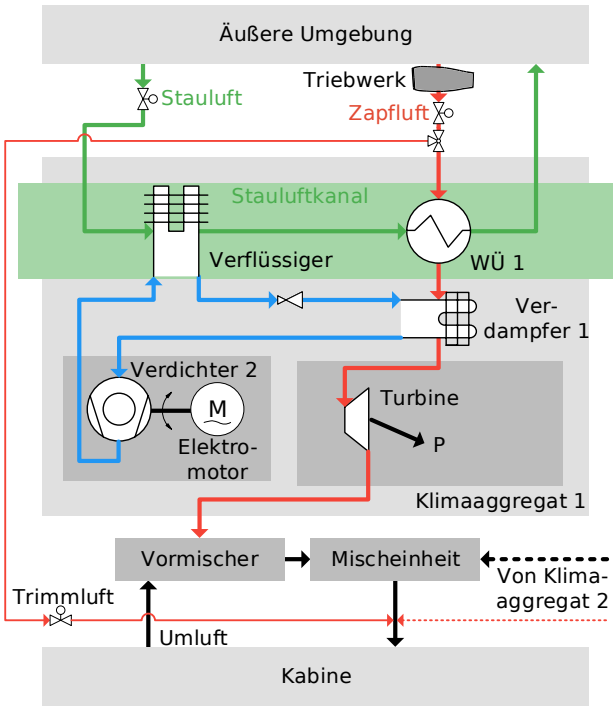


Abbildung 3.3: Vereinfachtes Fließbild des veränderten Referenzprozesses mit Anwendung des Kaltdampfprozesses

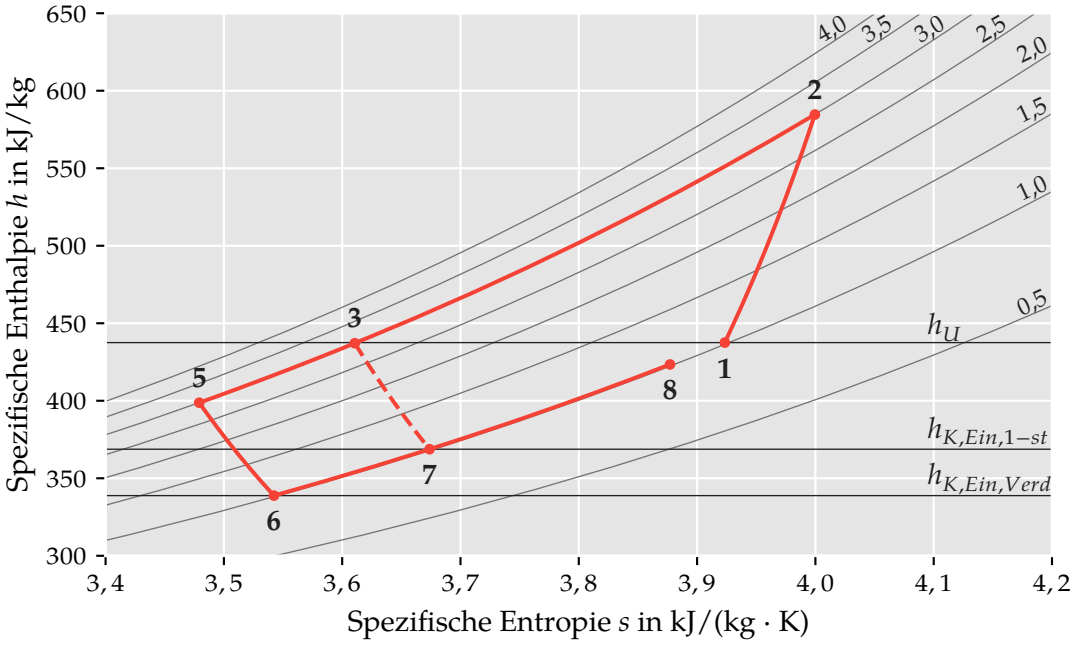


Abbildung 3.4: *h-s*-Diagramm des vereinfachten, pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems; 1-2: adiabate Verdichtung (Triebwerk), 2-3: isobare Abkühlung (WÜ 1), 3-5: isobare Abkühlung (Verdampfer 1), 5-6: adiabate Entspannung (Turbine), 6-8: isobare Erwärmung (Kabine), 3-7: adiabate Entspannung für hypothetischen einstufigen Prozess

Für die geforderte Enthalpie am Eingang der Kabine soll $h_{K,Ein,2-st} = h_{K,Ein,Verd}$ gelten, d. h. durch den Verdampfer 1 bzw. den Kältekreislauf werden die gleichen Kabineneingangszustände in jedem Betriebsfall wie beim Referenzsystem erreicht.
Wenn allerdings der Zapfluftmassenstrom in beiden Prozessen gleich ist, dann ist die Leistungszahl ebenfalls identisch, da die gleiche Kälteleistung bereitgestellt und im Triebwerk die gleiche Antriebsleistung aufgewendet wird. Da der Kaltdampfprozess allerdings effizienter als der entsprechende Kaltluftprozess ist, muss ein Teil der Leistung im Klimaaggregat anders genutzt werden. Der Prozess ist somit auf diese Weise noch nicht vollständig. Aus Abbildung 3.3 ist ferner erkennbar, dass die durch die Turbine generierte Leistung nicht verwendet wird. Der letzte Schritt ist nun die Auftrennung der Außenluftzufuhr in einen Teil Zapfluft und einen Teil direkte Außenluft über einen Lufteinlass. Das dazugehörige System mit der Kennung „PN1“ ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

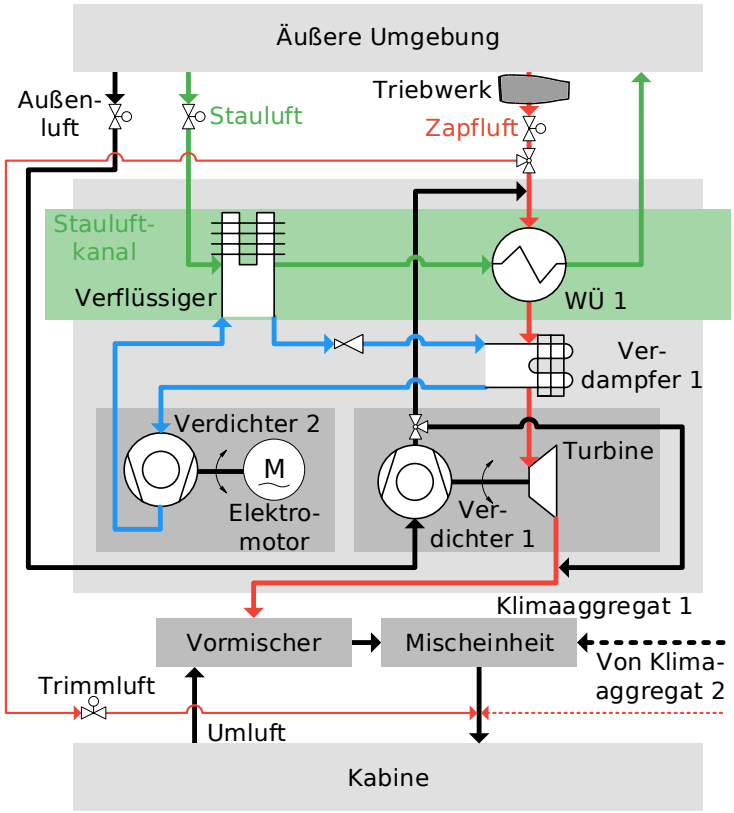


Abbildung 3.5: Vereinfachtes Fließbild des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems (PN1)

Mit der Turbinenleistung wird Außenluft aus der Umgebung verdichtet und dem Zapfluftstrom beigemischt. Das Druckverhältnis im Außenluftverdichter hängt von dem Betriebsfall ab und sollte bei Turbomaschinen keine zu große Spreizung aufweisen. Deswegen wird im Bodenfall auf Zapfluftdruck und im Flugfall auf Kabinendruck verdichtet. Die Beimischung erfolgt demzufolge vor bzw. nach der Turbine. Dies erfordert weitere Anpassungen am Klimaaggregat, die im vereinfachten Schema nicht dargestellt werden. Die vollständigen Systeme werden in Kapitel 4 ausführlich erklärt. Der vorgegebene Außenluftbedarf muss nun nicht allein durch die Zapfluft wie beim Refe-

renzsystem bereitgestellt werden, wodurch Zapfluft eingespart wird. Der gesamte Außenluftmassenstrom ergibt sich aus der Summe von Zapfluft- und direkten Außenluftmassenstrom:

$$\dot{m}_{AL} = \dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{ALd} \tag{3.7}$$

Bei pneumatisch angetriebenen Systemen ist der Massenstromanteil ein Maß für die Effizienzsteigerung des neuen Systems, sofern der Kältemittelverdichter berücksichtigt wird:

$$\xi_{ZL} = \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{AL}} = \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{ALd}} \tag{3.8}$$

Die Kälteleistung des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ist gegeben durch:

$$\dot{Q}_{0,PN1} = \dot{m}_{AL} \cdot (h_8 - h_6) = \dot{m}_{AL} \cdot \left(h_{K,Aus} - h_{K,Ein,Verd}\right) \tag{3.9}$$

und die aufzubringende Verdichtungsleistung im Triebwerk durch:

$$P_{PN1} = \dot{m}_{ZL} \cdot (h_2 - h_1) \tag{3.10}$$

Damit ergibt sich die resultierende Leistungszahl der neuen Klimaanlage ohne Betrachtung der elektrischen Leistung des Kältemittelverdichters zu:

$$\varepsilon_{PN1} = \frac{\dot{m}_{AL} \cdot (h_8 - h_6)}{\dot{m}_{ZL} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{1}{\xi_{ZL}} \frac{h_8 - h_6}{h_2 - h_1} = \frac{1}{\xi_{ZL}} \varepsilon_{Ref} \tag{3.11}$$

In der Prozessberechnung können damit je nach Betriebsfall bis zu 48 % des Zapfluftmassenstroms ($\xi_{ZL} = 0,52$) eingespart werden. Die bei der vereinfachten Betrachtung ohne elektrische Leistungsaufnahme erreichbare Erhöhung der Kälteleistungszahl beträgt damit etwa 1,92 im Vergleich zur Referenzklimaanlage.

3.2 Pneumatischer und elektrischer Antrieb

Die Sekundärenergiesysteme im Flugzeug sind für die Bereitstellung und Verteilung von Energie oder Leistung verantwortlich, sind aber nicht für den Vortrieb des Flugzeugs erforderlich (vgl. Rossow u. a., 2014). In aktuellen Flugzeugen gehören dazu die elektrische Energie, hydraulische Energie, pneumatische Energie und Hilfsenergie.
Pneumatisch angetriebene Flugzeugklimaanlagen nutzen die Druckdifferenz zwischen der Zapfluft vom Triebwerk und der Kabine, um über eine Turbine Leistung zu generieren. Das Referenzsystem und das im vorherigen Abschnitt beschriebene Kaltdampfkühlsystem sind pneumatisch

angetrieben. Zusätzliche elektrische Leistung ist nur im geringen Maße notwendig. In zukünftigen Flugzeugen wird in aktuellen Forschungs- und Industrievorhaben die Möglichkeit zu einer weiteren Elektrifizierung des Flugzeugs untersucht (vgl. Wheeler u. a., 2014). Die erste moderne, elektrisch betriebene Kaltluftanlage wird in der *Boeing 787* eingesetzt und wurde bereits in Abschnitt 1.3 beschrieben.

Der Ersatz des pneumatischen durch einen elektrischen Antrieb erfordert Modifikationen an den Klimaaggregaten. Der Antrieb muss nun über Elektromotoren erfolgen. Zapfluft steht nicht mehr zur Verfügung. Die Trimmluft muss an einer anderen Stelle im Prozess abgenommen werden. Das vereinfachte Schema des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ist in Abbildung 3.6 für den Bodenfall dargestellt. Außenluft wird im Bodenfall vom Verdichter 1 angesaugt und auf einen Druck über dem Umgebungsdruck verdichtet, anschließend in einem Luft-Luft-Wärmeübertrager, der sich im Stauluftkanal befindet, und einem nachgeschalteten Verdampfer abgekühlt. Durch den höheren Druck von etwa 2 bis 3 bar kann nach dem Verdampfer eine Hochdruckwasserabscheidung ausgeführt werden. Schließlich wird die Außenluft in der Turbine auf Kabinen- bzw. Umgebungsdruck entspannt. Der Verdichter 1, die Turbine und der Elektromotor 1 sind mechanisch über eine Welle verbunden. Der Elektromotor 1 muss am Boden die mechanischen und inneren Verluste der Maschinen ausgleichen. Die direkt zum Klimaaggregat geführte Außenluft muss den gesamten Außenluftbedarf gewährleisten, so dass $\dot{m}_{AL} = \dot{m}_{ALd}$ gilt. Die Kurzform des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ist „EL1“.

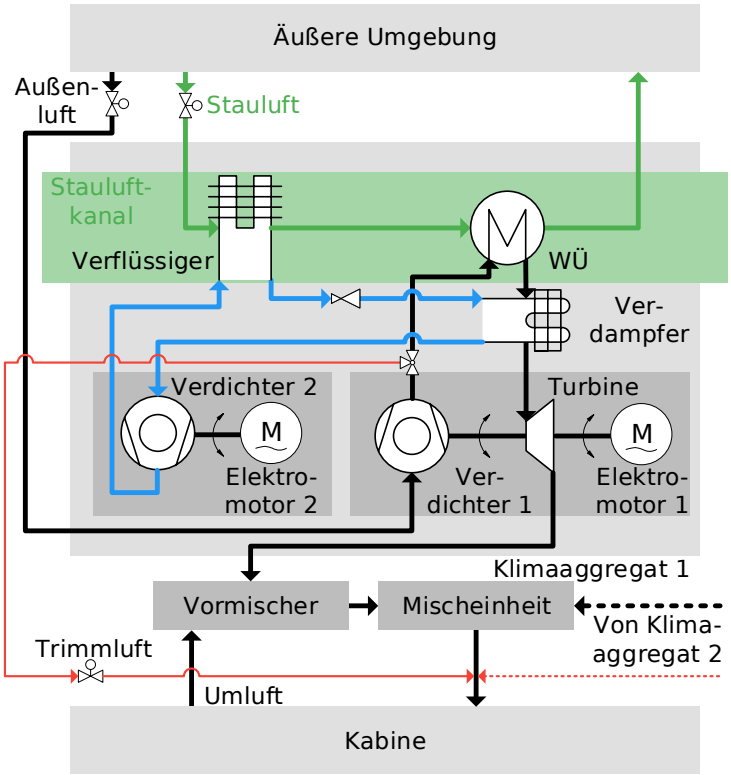


Abbildung 3.6: Vereinfachtes Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems in den Bodenfällen (EL1)

Der Kältemittelkreislauf ist wie beim pneumatisch angetriebenen System aufgebaut und basiert auf dem einfachen Kaltdampfprozess. Im Flugfall muss kein Wasser abgeschieden werden, weshalb die Außenluft nur auf Kabinendruck verdichtet werden muss. Dies ist ein deutlicher Vorteil gegenüber den pneumatisch angetriebenen Klimaanlagen. Das Druckverhältnis des Verdichters 1 ist im Boden- und Flugfall ähnlich, lediglich im Steigflugfall ist ein höheres Druckverhältnis erforderlich. Im Steigflug muss bis zu einem Grenzfall Wasser abgeschieden werden, wobei der Umgebungsdruck schon deutlich reduziert ist. Bei der Beschreibung der Betriebsfälle in Abschnitt 2.7 wird darauf näher eingegangen. Das vereinfachte Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems im Flugfall wird in Abbildung 3.7 gezeigt. Die Turbine wird hier nicht mehr benötigt und über einen Nebenstrom umgangen. Der Elektromotor 1 muss demzufolge die Verdichtungsleistung von Umgebungs- auf Kabinendruck aufbringen und die Verluste ausgleichen. Das elektrisch angetriebene System kann ein- oder zweistufig ausgeführt werden. Beide Varianten werden in dieser Arbeit betrachtet, um die Grenzen der Turbomaschinen für sämtliche Betriebsfälle besser untersuchen zu können. Dies ist hauptsächlich durch die große Differenz des Umgebungsdrucks zwischen Flug- und Bodenfällen bedingt. Die beiden Systeme werden in Abschnitt 4.2.1 detailliert erläutert.

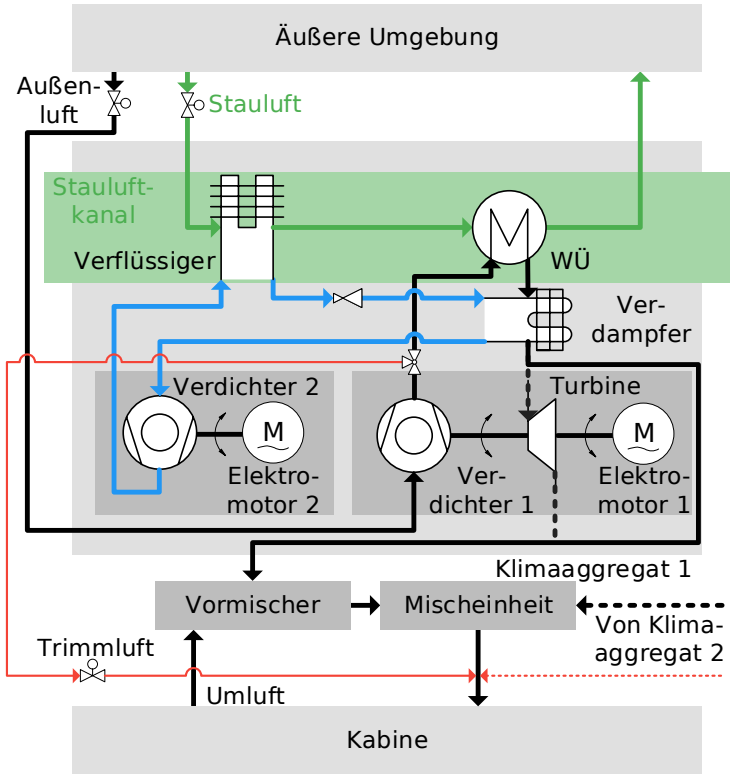


Abbildung 3.7: Vereinfachtes Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems in den Flugfällen (EL1)

Der Vorteil des elektrischen Antriebs bei Flugzeugklimaanlagen ist die Möglichkeit zur Regelung des Hochdrucks in Abhängigkeit des Betriebsfalls. Im Gegensatz zu pneumatischen Systemen müssen höhere Drücke, die das System nicht benötigt, nicht gedrosselt werden. Starke Druckschwankungen durch die Start-, Steigflug-, Sinkflug- und Landephasen treten nicht auf (vgl. Ab-

bildung 1.9). Das elektrische Sekundärenergiesystem ist allerdings selbst mit Verlusten behaftet. Dazu gehören u. a. Verluste durch die Stromgenerierung beim Triebwerk und die Umwandlung in einem Umrichter.

3.3 Kabinenabluftnutzung

Die Flugzeugkabine wird permanent mit Außenluft aus der Umgebung versorgt, wie bereits in Abbildung 2.1 dargestellt ist. Deshalb muss der gleiche Massenstrom auch aus der Kabine wieder nach außen abgegeben werden. Ein Teil geht dabei bereits durch Leckage verloren, der Rest wird in aktuellen Flugzeugen zuerst in den Frachtraum und danach über Auslassventile in die Umgebung geleitet. In den Steigflug- und Flugfällen existiert ein Druckgefälle von Kabinen- zu Umgebungsdruck, wie in Abbildung 2.13 beim Kabinendruckverlauf gezeigt wird. Diese Druckdifferenz wird bisher nicht weiter genutzt, bietet allerdings ein großes Potential zur zusätzlichen Generierung von Leistung in der Klimaanlage. Abbildung 3.8 zeigt die Anpassung des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems für den Flugfall aus dem vorangegangenen Abschnitt. Das System hat die Kurzform „ELK1“.

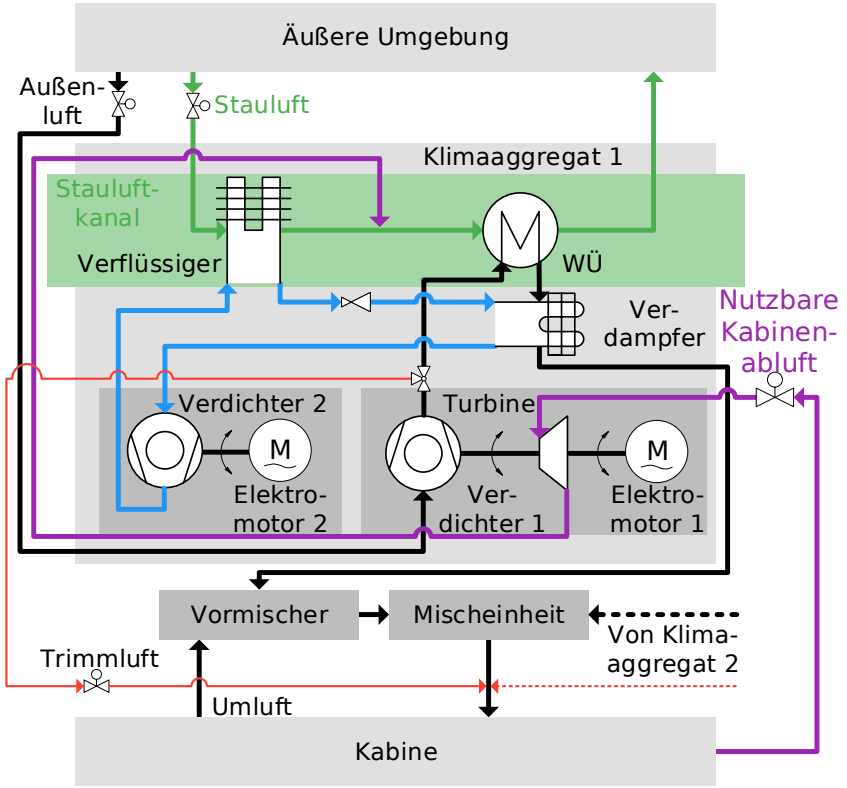


Abbildung 3.8: Vereinfachtes Fließbild des elektrisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems mit Kabinenabluftnutzung (ELK1) im Flugfall

Die ungenutzte Turbine kann hier direkt für die Entspannung der Kabinenabluft verwendet werden. Die zusätzliche Leistung hilft in den Flug- und Steigflugfällen den Elektromotor 1 zu entlasten. Dadurch kann dieser kleiner und leichter ausgelegt werden. Bei einer Massenstromanteil der nutz-

baren Kabinenabluft von $\xi_{KLn} = 1$, d. h. ohne Leckage im Flugzeug, müsste der Elektromotor wie in den Bodenfällen nur die mechanischen und inneren Verluste der Maschinen ausgleichen. In der Realität wird ein Massenstromanteil von etwa $\xi_{KLn} = 0,5$ erreicht, der auch im Betriebskennfeld definiert ist.
In Abbildung 3.9 sind die Zustandsänderungen für die Kabine und die Entspannung auf Umgebungsdruck in einer Turbine dargestellt. Demnach ist die nutzbare Leistung gegeben durch:

$$P_{KLn} = \dot{m}_{KLn} \cdot w_{t,23} = \dot{m}_{KLn} \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_{KLn} \cdot (h_{K,Aus} - h_{KLn,Aus}) \tag{3.12}$$

Die maximale Leistung im Flugfall bei Standardbedingungen (Betriebsfall 25), die bei einer isentropen Entspannung ($\eta_{G,T} = 1$) und ohne Leckage im Flugzeug ($\xi_{KLn} = 1$) mit trockener Luft genutzt werden kann, beträgt etwa 50 kW. Weiterführende Erklärungen zur Berechnung von Turbinen werden in Kapitel 5 behandelt.

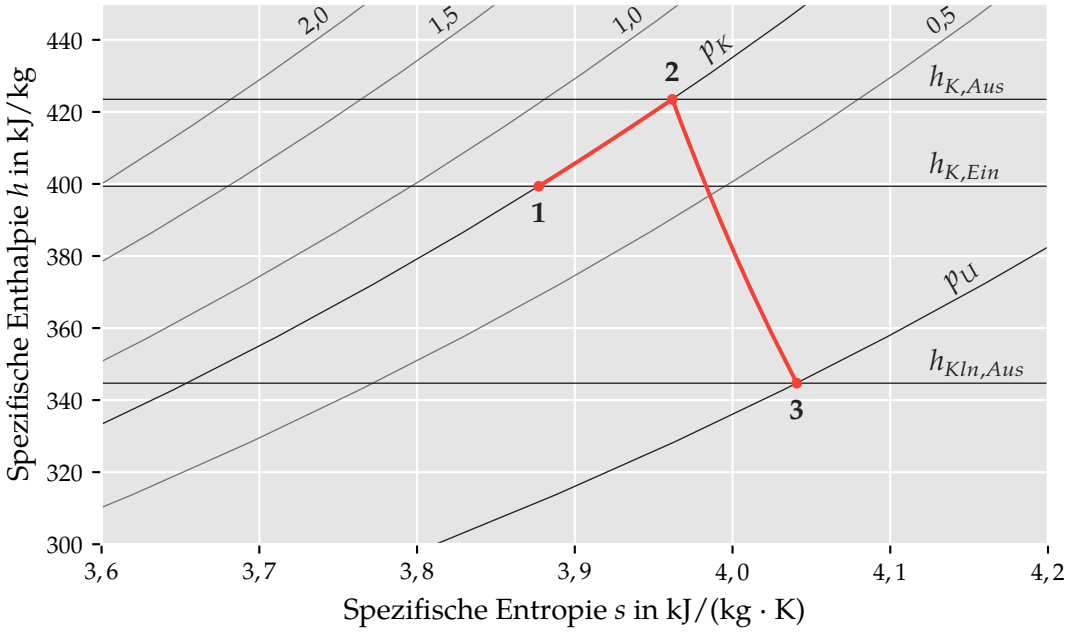


Abbildung 3.9: *h-s*-Diagramm mit der möglichen Enthalpiedifferenz bei der Entspannung von Kabinenabluft im Flug; 1-2: isobare Erwärmung (Kabine), 2-3: adiabate Entspannung (Turbine)

In diesem Abschnitt wird nur das System mit Kabinenabluftnutzung und elektrischen Antrieb erläutert. Die entsprechenden Klimaaggregate mit pneumatischen Antrieb sind komplizierter und werden in Abschnitt 4.1.2 detailliert beschrieben. Es werden drei Varianten unterschieden in Abhängigkeit von der Nutzung der Zapfluft als Außenluft. Diese kann vollständig, partiell oder nicht als Außenluftzufuhr in die Kabine verwendet werden. Dementsprechend sind die Verschaltungen anzupassen.

3.4 Umluftkühlung

Die Umluft wird vom Kabinenausgang zum Vormischer zurück geführt und mit der Außenluft gemischt. Auf diese Weise muss der benötigte Massenstrom zur Ventilation nicht vollständig durch Außenluft aufgebracht und demzufolge nicht vom Triebwerk zusätzlich verdichtet werden. Dies entspricht dem heutigen Stand der Technik und wird in Abbildung 3.10 dargestellt. Die Umluft hat nun allerdings in den Kühlfällen eine höhere Temperatur als am Kabineneingang gefordert ist. Deswegen muss die konditionierte Luft deutlich unter die Kabinentemperatur gekühlt werden. Aus der Berechnung der Kälteleitungszahl des Kaltluftprozesses in Gleichung 3.3 ist ersichtlich, dass ein höheres Druckverhältnis die Leistungszahl reduziert. Weiterhin kann Abbildung 3.2 entnommen werden, dass eine weitere Verringerung der Kabineneintrittstemperatur eine Erhöhung des Druckverhältnisses bedeutet. Der Vergleich mit der Carnot-Leistungszahl in Gleichung 1.11 verdeutlicht ebenfalls die Verringerung der Leistungszahl, wenn bei konstanten oberen Temperaturniveau das untere Niveau reduziert bzw. die Temperaturdifferenz erhöht wird.

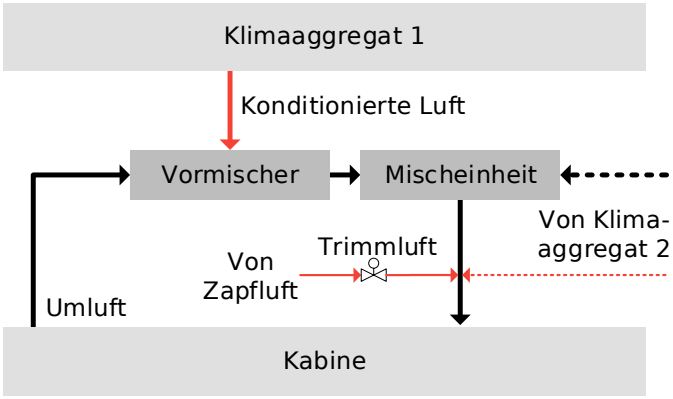


Abbildung 3.10: Vereinfachtes Schema der Komponenten und Stoffströme zwischen Klimaaggregat und Kabine im Referenzsystem

Damit die Temperatur der konditionierten Luft erhöht werden kann, muss die Temperatur der Umluft reduziert werden. Bei einen Klimasystem auf Basis des Kaltluftprozesses (Referenzsystem) ist dazu die Umluft durch einen Wärmeübertrager im Stauluftkanal abzukühlen. Ein Kühlung mit der Zapfluft ist nicht sinnvoll, da die Stoffströme nach dem Klimaaggregat im Vormischer gemischt werden. Bei den neu entwickelten Klimaanlagen auf Basis des Kaltdampfprozesses kann die Umluft durch einen zusätzlichen Verdampfer im Kältemittelkreislauf gekühlt werden. Das Schema der veränderten Verschaltung zwischen Klimaaggregat und Kabine mit Umluftkühlung wird in Abbildung 3.11 gezeigt.
Abbildung 3.12 illustriert den Vergleich der qualitativen Zustandsänderungen mit und ohne Umluftkühlung in einem Enthalpie-Entropie-Diagramm (vgl. Abschnitt 3.1). Der Buchstabe „a“ kennzeichnet den Prozess ohne Umluftkühlung. Die entscheidende Zustandsänderung ist die Mischung der Zapfluft und Umluft im Vormischer. Zustand 4 bzw. 4a bezeichnet den Zustand der Zapfluft am Ausgang des Klimaaggregats und Zustand 5 bzw. 5a den Zustand der Umluft vor dem Vormischer. Zustand 6 liegt am Ausgang des Vormischers vor. Die Temperatur am Ausgang muss

niedriger als am Kabineneintritt sein, wenn vor der Kabine Trimmluft zur Feinregelung zugeführt wird. In diesem Beispieldiagramm wird die Trimmluft vernachlässig, so dass $h_6 = h_{K,Ein}$ gilt.

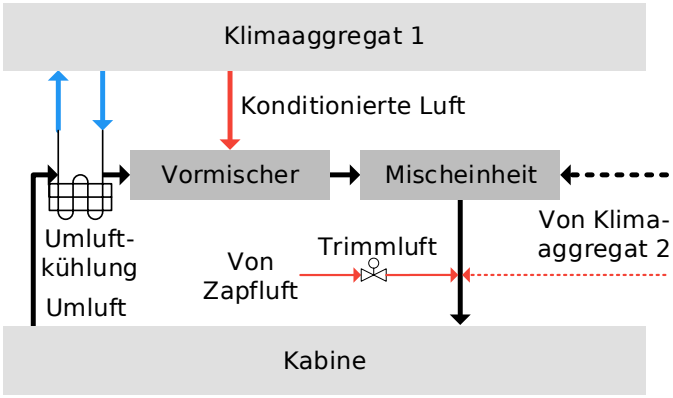


Abbildung 3.11: Vereinfachtes Schema der Komponenten und Stoffströme zwischen Klimaaggregat und Kabine mit Umluftkühlung

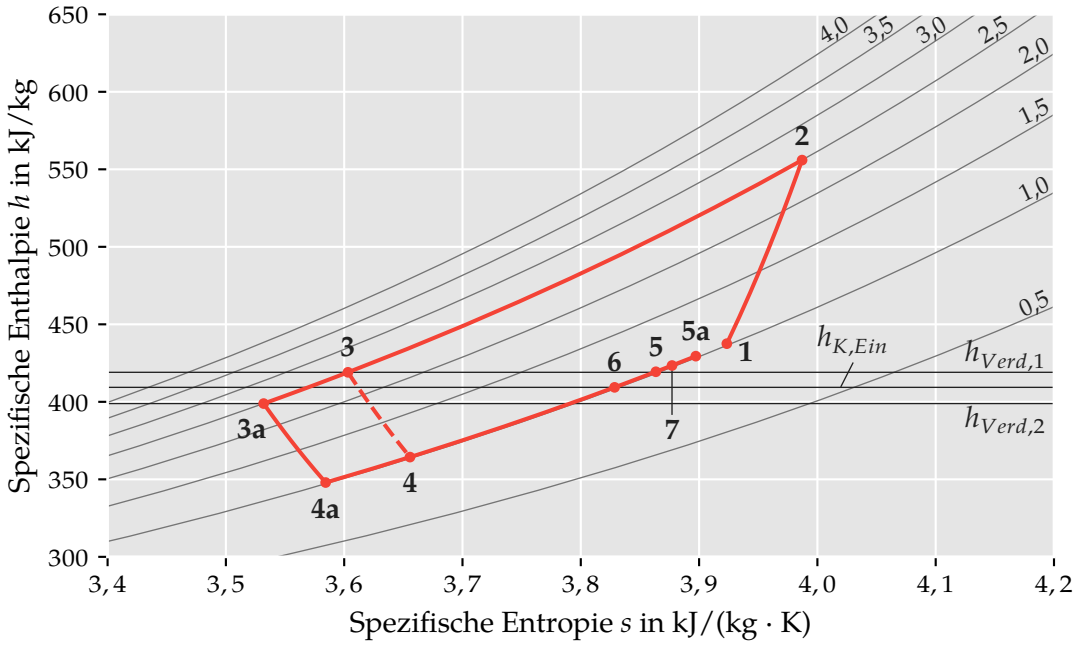


Abbildung 3.12: Enthalpie-Entropie-Diagramm mit den qualitativen Zustandsänderungen in der Klimaanlage und den Mischeinheiten mit und ohne Umluftkühlung; 1-2: adiabate Verdichtung (Triebwerk), 2-3 bzw. 2-3a: isobare Abkühlung (WÜ 1 und Verdampfer 1), 3-4 bzw. 3a-4a: adiabate Entspannung (Turbine), 4a-5a-6 bzw. 4-5-6: Mischung (Zapfluft/ Außenluft und Umluft), 6-7: isobare Erwärmung (Kabine)

Der Mischzustand wird aus der Energiebilanz berechnet:

$$(\dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{UL}) \cdot h_6 = \dot{m}_{ZL} \cdot h_4 + \dot{m}_{UL} \cdot h_5 = \dot{m}_{ZL} \cdot h_{4a} + \dot{m}_{UL} \cdot h_{5a} \tag{3.13}$$

Die Umstellung der oberen Gleichung nach der Ausgangsenthalpie des Vormischers h_{Aus} ergibt:

$$h_6 = \frac{\dot{m}_{ZL}}{\dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{UL}} \cdot h_4 + \frac{\dot{m}_{UL}}{\dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{UL}} \cdot h_5 \tag{3.14}$$

Durch Einsetzen des Massenstromanteils der Umluft ξ_{UL} aus Gleichung 2.67 folgt schließlich mit $\dot{m}_{ZL} = \dot{m}_{Fl} + \dot{m}_{KLn}$:

$$h_6 = (1 - \xi_{UL}) \cdot h_4 + \xi_{UL} \cdot h_5 \qquad \text{bzw.} \qquad h_6 = (1 - \xi_{UL}) \cdot h_{4a} + \xi_{UL} \cdot h_{5a} \tag{3.15}$$

Der Massenstromanteil der Umluft ξ_{UL} ist im Anhang in Tabelle D.2 dargestellt und liegt zwischen 50 und 65 %. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass mit Umluftkühlung die notwendige Enthalpie der konditionierten Luft höher ist, da auch die Umluft eine niedrigere Enthalpie hat. Der Mischzustand (Punkt 6) mit und ohne Umluftkühlung ist identisch. Die detaillierte Erläuterung und Berechnung der Mischung von Stoffströmen wird in Abschnitt 5.3.3 behandelt. Die Kälteleistung des Prozesses ist definiert durch:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m}_{ZL} + \dot{m}_{UL}) \cdot (h_7 - h_6)}{\dot{m}_{ZL} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{1}{1 - \xi_{UL}} \cdot \frac{h_7 - h_6}{h_2 - h_1} \tag{3.16}$$

Zu Beginn des Kapitels in Abschnitt 3.1 wird bei der Berechnung der Leistungszahl der Massenstrom der Zapfluft bzw. Außenluft zugrunde gelegt. Die Mischungszustände mit der Umluft werden nicht berücksichtigt. Dennoch sind die beiden Kälteleistungszahlen vergleichbar, da hier die Differenz aus Mischzustand und Kabinenaustrittszustand mit dem Gesamtmassenstrom aus Umluft und Außenluft verwendet wird.
Die im Diagramm dargestellten Enthalpien $h_{Verd,1}$ und $h_{Verd,2}$ sind die erforderlichen Enthalpien der Zapfluft am Verdampferaustritt im Kaltdampfkühlsystem mit bzw. ohne Umluftkühlung. Beim Referenzsystem ist dies der Ausgang des Luft-Luft-Wärmeübertragers vor der Turbine. Die Definition der Leistungszahl in Gleichung 3.16 zeigt, dass die Effizienz des Kaltluftprozesses zunächst unabhängig von der Umluftkühlung ist, da der Mischzustand h_6 identisch ist. Beim Kaltdampfprozess im Klimaaggregat kann mit Umluftkühlung allerdings eine höhere Verdampfungstemperatur eingestellt werden, wodurch die Kälteleistungszahl des Kältemittelkreislaufs erhöht wird. Damit kann auch die Gesamteffizienz verbessert werden. Beim Referenzsystem ist ebenfalls eine Verbesserung der Leistungszahl mit Umluftkühlung möglich, denn der notwendige Druck der Zapfluft kann gesenkt werden. Dafür sind allerdings Modifikationen am Triebwerk erforderlich, die nicht ohne weiteres umgesetzt werden können.
Die Umluftkühlung wird bei allen neu entwickelten Klimaanlagen außer dem pneumatisch angetriebenen System „PN1“ eingesetzt. Letzteres ist als Ersatzsystem für aktuelle Flugzeuge konzipiert und könnte ohne Modifikationen an anderen Subsystemen eingebaut werden. Dies gilt mit der Einschränkung, dass zusätzlich ein Außenlufteinlass am Flugzeug in der Nähe des Klimaaggregats

angebracht werden muss. Dafür sind allerdings nur Änderungen in dem Bereich notwendig, der mit dem Staulufteinlass bereit zum Klimasystem gehört.

3.5 Kältemittelauswahl

In dieser Arbeit liegt der Fokus auf dem Gesamtsystem, weshalb hier ein gut untersuchtes und breit eingesetztes Kältemittel für eine konventionelle Kälteanlage ausgewählt werden soll. Die Ausführung einer vollständigen Kältemittelstudie mit der Prozesssimulation aller acht Flugzeugklimaanlagen für verschiedene Kältemittel ist durch den gegebenen Umfang nicht möglich.
Die Auswahl des Kältemittels für die Flugzeugklimaanlagen basiert auf den Vergleich von physikalischen, chemischen, ökologischen und ökonomischen Kriterien. Die entscheidenen thermodynamischen Kriterien, auf deren Basis die Auswahl erfolgt, sind zusammen mit den Randbedingungen im Folgenden zusammengefasst:

- Normalsiedepunkt $\vartheta_0 < 3\,°\mathrm{C}$ bei $p = 1{,}013\,25\,\mathrm{bar}$
- Kritischer Punkt $p_{Kr} \gg p_C$ bzw. $\vartheta_{Kr} \gg \vartheta_C$
- Tripelpunkt $p_{Tr} < p_0$ bzw. $\vartheta_{Tr} < \vartheta_C$
- Maximales Druckverhältnis $\Pi = p_C/p_0 \approx 4$

Kältemittel für den Kaltdampfprozess sollten innerhalb des festgelegten Bereichs der Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen zweiphasig vorliegen. Die untere Grenze des zweiphasigen Gebiets ist dabei der Tripelpunkt, die obere Grenze der kritische Punkt. Die Analyse der neu entwickelten Klimaanlagen bei allen Betriebsfällen aus der Prozessrechnung ergibt einen Bereich der Verdampfungstemperatur ϑ_0 von 3 bis 30 °C. Die Kondensationstemperatur ϑ_C beträgt maximal 60 °C. Als weitere Einschränkung sollte die untere Grenze des definierten Temperaturbereichs oberhalb der Siedetemperatur bei einem Druck von 1,013 25 bar liegen, damit im Betrieb zu keiner Zeit der Druck in der Anlage unter den Umgebungsdruck sinken kann. Dadurch wird verhindert, dass bei einer Leckage Fremdgase in die Anlage eindringen. Eine zusätzliche Vorgabe ist der Einsatz von Turbomaschinen, um das Gewicht des Kältemittelkreislaufs zu optimieren. Dadurch ist das maximale Druckverhältnis beschränkt. Zur Optimierung der Effizienz ist es weiterhin vorteilhaft, wenn der kritische Zustand des Kältemittels deutlich über dem Kondensationsdruck bzw. der Kondensationstemperatur liegt.
In Tabelle 3.1 werden die wichtigsten Eigenschaften für die relevanten Reinstoffe gegenüber gestellt. Kältemittel mit Ozonabbaupotential (ODP) oder einem Treibhauspotential (GWP bezogen auf 100 a) von über 1500 werden nicht berücksichtigt.
Alle Kältemittel in Tabelle 3.1 bis auf Kohlenstoffdioxid befinden sich innerhalb des Einsatzbereichs und haben im Zweiphasengebiet bei den gegebenen Randbedingungen immer einen Druck von mindestens 1,013 25 bar. Für Kohlenstoffdioxid existiert kein Normalsiedepunkt, da der Tripelpunkt des Stoffs bei 5,19 bar liegt. Bei Normalumgebungsdruck tritt bei Wärmezufuhr eine Sublimation und keine Verdampfung auf. Weiterhin befindet sich Kohlenstoffdioxid bei der Konden-

Tabelle 3.1: Übersicht der Eigenschaften ausgewählter Reinstoff-Kältemittel aus ASHRAE, 2016b; ASHRAE, 2017a und aus den Stoffwerteprogrammen mit den Standardzustandsgleichungen (vgl. Bell u. a., 2013; Lemmon u. a., 2013)

Kältemittel	**R-134a**	**R-152a**	**R-1234yf**	**R-1234ze(E)**	**CO_2 (R-744)**	**Isobutan (R-600a)**
Siedetemperatur ϑ_0 bei $p = 1{,}013\,25$ bar in °C	−26,07	−24,02	−29,49	−19,27	-	−11,75
Verdampfungsdruck p_0 bei $\vartheta_0 = 20$ °C in bar	5,717	5,129	5,917	4,273	57,29	3,022
Krit. Temp. ϑ_{Kr} in °C	101,1	113,3	94,70	109,4	30,98	134,7
Krit. Druck p_{Kr} in bar	40,59	45,20	33,82	36,35	73,77	36,29
Spez. Volumen v (Gas) bei $\vartheta_0 = 20$ °C in m^3/kg	0,036	0,063	0,030	0	0,005	0,126
Sicherheitsklasse nach ASHRAE, 2016b	A1	A2	A2L	A2L	A1	A3
Ozonabbaupotential nach ASHRAE, 2017a	0	0	0	0	0	0
Treibhauspotential bezogen auf 100 a nach ASHRAE, 2017a	1430	124	< 1	< 1	1	≈ 20

sationstemperatur im überkritischen Bereich. Es ist möglich, einen transkritischen Kaltdampfprozess auszuführen. Prozesse mit Kohlenstoffdioxid haben bei Klimaanwendungen einen deutlich höhere Drucklage und Druckdifferenz als beispielsweise bei R-134a, wodurch hohe mechanische Anforderungen an die Komponenten gestellt werden. Die Anwendung in Klimaanlagen mit Turboverdichtern ist Gegenstand aktueller Forschungen und kann in zukünfigen Arbeiten auch als Alternative in Flugzeugklimaanlagen untersucht werden. In dieser Arbeit wird Kohlenstoffdioxid allerdings nicht weiter betrachtet.

Die weitere Auswahl der Kältemittel erfolgt nun unter Berücksichtigung der chemischen Eigenschaften. Die Sicherheitsklassen nach ASHRAE, 2016b kennzeichnen die Brennbarkeit und Giftigkeit des Kältemittels. Die Buchstaben an der ersten stelle charakterisieren die Giftigkeit des Fluids. Der Buchstabe „A“ weist auf eine geringe Toxizität hin, die erst ab einem Grenzwert von mindestens 400 ppm nachgewiesen ist, wohingegen Fluide mit der Kennzeichnung „B“ bereits bei einer geringeren Konzentration toxisch wirken. Die Bewertung der Giftigkeit basiert dabei auf einer gewichteten durchschnittlichen Konzentration am Arbeitsplatz bei einer Arbeitswoche von 40 Stunden. Die Ziffern an der zweiten Stelle repräsentieren die Einteilung der Brennbarkeit. Die Zahl „1“ gilt für Kältemittel, die bei einer Temperatur von 21 °C und einem Druck von 1,013 25 bar keine Flammausbreitung zeigen. Bei Zahl „2“ hat das Fluid bei dem Zustand eine untere Zündgrenze von mehr als 0,1 kg/m^3 und eine Verbrennungswärme von weniger als 19 kJ/kg, bei Zahl „3“ eine Zündgrenze von weniger als oder gleich 0,1 kg/m^3 und eine Verbrennungswärme von mehr als oder gleich 19 kJ/kg. Die Bezeichnung „2L“ entspricht der Einteilung „2“ mit der Unterscheidung,

dass die Flammausbreitungsgeschwindigkeit kleiner oder gleich 0,1 m/s ist. In der Luftfahrt gelten strenge Sicherheitsrichtlinien. Die Klimaggregate befinden sich in einem von der Umgebung abgeschlossenen Bereich innerhalb des Flugzeugs. Bei Leckagen oder Havarien kann nicht ausgeschlossen werden, dass Kältemittel in die Kabine oder den Frachtraum austritt und sich dort konzentrieren kann. Die Verwendung von giftigen oder brennbaren Kältemitteln ist deshalb nicht möglich. Demnach verbleibt als Reinstoff-Kältemittel lediglich R-134a zur Auswahl und wird in dieser Arbeit in allen neu entwickelten Klimaanlagen eingesetzt.

Der Einsatz von R-134a gilt allerdings nur mit Einschränkungen, da durch den relativ hohen GWP-Wert von 1430 sowohl politische, ökologische als auch ökonomische Kriterien eine Rolle spielen. In Folge der Klimaerwärmung werden politische Anstrengungen zur Reduktion des durch Kältemittel verursachten Treibhauseffekts unternommen. Das Treibhauspotential (GWP) ist ein Maß für den relativen Beitrag zum Treibhauseffekt und wird in CO_2-Äquivalenten ausgedrückt. In der Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006 werden verbindliche Regelungen für die zukünfige Verwendung von Kältemittel definiert. In der F-Gas-Verordnung werden u. a. Verkaufsgrenzen auf Basis von CO_2-Äquivalenten, neue Verbote für das Inverkehrbringen von Kälteanlagen und Vorgaben zur Einsatzüberwachung geregelt. Demnach dürfen beispielsweise ab dem 1. Januar 2015 keine Haushaltskühl- und -gefriergeräte, die Kältemittel mit einem GWP-Wert von 150 und mehr enthalten, verkauft werden. Mobile Kälteanlagen wie beispielsweise Bahn- oder Flugzeugklimaanlagen sind in der Verordnung nicht aufgeführt, weshalb diese aktuell nicht von Verboten des Inverkehrbringens neuer Kälteanlagen bei Einsatz von Kältemitteln über einem bestimmten GWP-Wert betroffen sind. R-134a kann demnach auf absehbare Zeit in der Flugzeugklimatisierung eingesetzt werden. Zukünftige Verbote sind allerdings nicht auszuschließen. Außerdem sorgen die Verkaufsgrenzen, die sich aus der F-Gas-Verordnung ergeben, für eine starke Erhöhung des Preises und Verringerung der Verfügbarkeit für Kältemittel mit relativ hohen GWP-Wert, weshalb die Verordnung auch für mobile Anlagen von Bedeutung ist.

R-134a bietet für den Einsatz in den neu entwickelten Kaltdampfkühlsystemen sehr gute thermodynamische und chemische Eigenschaften. Der hohe GWP-Wert kann dennoch zukünftig den sinnvollen Einsatz aufgrund von politischen oder ökonomischen Kriterien verhindern. Es existieren in dem Fall mehrere Alternativen, die verfolgt werden können. Mit sinnvollen Überwachungseinrichtungen und konstruktiven Anpassungen an den Klimaaggregaten kann die Sicherheit bei Einsatz von schwer entzündbaren Kältemitteln, wie beispielsweise R-1234yf oder R-1234ze(E), garantiert werden. Der Einsatz von Kohlenstoffdioxid als Kältemittel kann in weiterführenden Forschungen untersucht werden. Zuletzt ist der Einsatz von Kältemittelgemischen möglich, die bei einem niedrigen GWP-Wert ähnliche Eigenschaften wie R-134a aufweisen und nicht brennbar oder giftig sind. Dazu zählen u. a. das neue zeotrope Gemisch R-450A (58 Gew −% R-1234ze(E), 42 Gew −% R-134a) mit einem GWP von 547 und azeotrope Gemisch R-513A (56 Gew −% R-1234yf, 44 Gew −% R-134a) mit einem GWP von 573.

In dieser Arbeit soll vorallem die Machbarkeit und Effizienz der gesamten Flugzeugklimaanlage untersucht werden, weshalb R-134a als gut untersuchtes und breit eingesetztes Kältemittel gewählt wird. Die thermodynamischen Zustände und damit die Energieeffizienz sollten bei Verwendung von beispielsweise R-1234yf, R-1234ze(E) oder dem Gemisch R-513A aufgrund der ähnlichen Eigenschaften gering sein und können in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

4 Neu entwickelte Prozesse der Flugzeugklimaanlagen

In diesem Abschnitt werden die im Kapitel 3 schrittweise ausgearbeiteten Konzepte zu vollständigen Prozessen der Klimaanlagen weiter entwickelt, auf deren Basis die Prozessrechnungen und die spätere Bewertung durchgeführt wird. Die Unterteilung der Systeme erfolgt zuerst nach der Art des Antriebs: pneumatisch oder elektrisch. Die dazugehörigen Kurzformen sind „PN“ und „EL“. Anschließend wird die Klassifikation in Systeme mit oder ohne Kabinenabluftnutzung unterteilt. Die Kurzform der Systeme mit Kabinenabluftnutzung wird um ein „K“ zu „PNK“ oder „ELK“ erweitert. Schließlich werden verschiedene Varianten innerhalb einer Systemklasse durchnummeriert. Die in dieser Arbeit neu entwickelten Flugzeugklimaanlagen werden in Tabelle 4.1

Tabelle 4.1: Zusammenfassung und Klassifikation der neu entwickelten Flugzeugklimaanlagen

Bezeichnung	Antrieb	Kabinenabluftnutzung	Umluftkühlung	Zapfluft in Kabine
PN1	Pneumatisch	Nein	Nein	Ja
PNK1	Pneumatisch	Ja	Ja	Ja
PNK2	Pneumatisch	Ja	Ja	Nur Bodenfälle
PNK3	Pneumatisch	Ja	Ja	Nein
EL1	Elektrisch	Nein	Ja	Nein
EL2	Elektrisch	Nein	Ja	Nein
ELK1	Elektrisch	Ja	Ja	Nein

Die farbliche Hervorhebung der Stoffströme in den Fließbildern ist für alle Systeme identisch: Zapfluft (rot), Stauluft (grün), Außenluft sowie Umluft und Kabinenzuluft (schwarz), Kabinenabluft (lila), Kältemittelkreislauf (blau).

4.1 Pneumatisch angetriebene Systeme

Pneumatisch angetriebene Kaltdampfkühlsysteme nutzen Zapfluft vom Triebwerk, die eine Druckdifferenz zur Kabine bzw. Umgebung aufweist, um Leistung für das Klimaaggregat über eine Turbine zu generieren. Die Zapfluft kann außerdem als Außenluftzufuhr verwendet werden.

4.1.1 System PN1 ohne Kabinenabluftnutzung

Das R&I-Fließbild des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems ohne Kabinenabluftnutzung wird in Abbildung 4.1 dargestellt. Die wesentlichen Stoffströme sind Zapfluft, Außenluft, Stauluft und Kältemittel. Die Zapfluft wird vom Triebwerk entnommen und dem Klimaaggregat zugeführt. Anschließend erfolgt die Abkühlung im Rückheizer, Vorkühler 1 und Verdampfer 1. Im Idealfall ist die Zustandsänderung isobar. In der praktischen Anwendung kommt es dagegen zu Druckverlusten. Danach durchströmt die Zapfluft den Wasserabscheider, in dem flüssiges Wasser abgeführt wird, und wieder den Rückheizer, um verbliebenes flüssiges Wasser zu verdampfen und die Turbine zu schützen. Schließlich erfolgt die adiabate Entspannung in der Turbine auf ein leicht höheres Niveau als Kabinendruck. Die Zapfluft wird dann als konditionierte Luft zum Vormischer geleitet. Die Trimmluft wird direkt am Eingang des Klimaaggregats aus der Zapfluft entnommen und zum Trimmsystem vor der Kabine geführt.

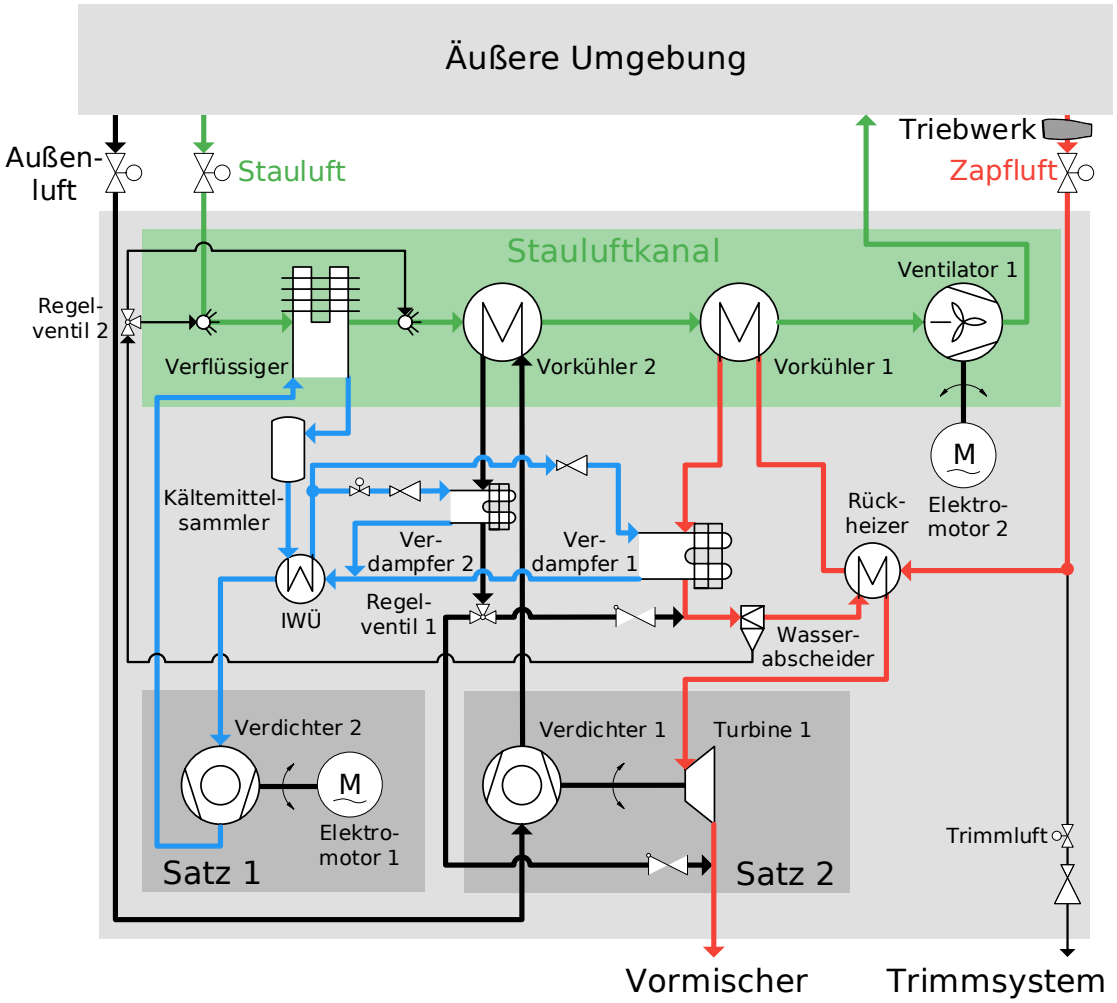


Abbildung 4.1: Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung (PN1)

Die Außenluft wird über eine Lufthutze an der Außenseite des Flugzeugs und eine Zuführleitung in das Klimaaggregat geleitet. Danach wird die Luft im Verdichter 1 komprimiert. Im Bodenfall

wird das Druckniveau der Zapfluft, im Flugfall der Kabine erreicht. Anschließend erfolgt die Abkühlung der Außenluft im Vorkühler 2 und Verdampfer 2, und schließlich die Mischung mit der Zapfluft. In den Boden- und Steigflugfällen wird die Luft im Hochdruckbereich vor der Turbine und dem Wasserabscheider beigemischt, in den Flugfällen nach der Turbine. Die Aufteilung von Zapf- und Außenluft auf zwei Vorkühler bzw. Verdampfer ist durch die unterschiedliche Drucklage im Flug begründet.
Die Stauluft wird über einen versenkten Einlass zum Stauluftkanal geleitet. Im Kanal sind der Verflüssiger und die beiden Vorkühler eingebaut. Die Luft durchströmt zuerst den Verflüssiger und anschließend den Vorkühler 2 und 1. Dies ist dadurch begründet, dass die Temperaturdifferenz und damit die Kondensationstemperatur zwischen Kältemittel und Luft möglichst gering gehalten werden soll, um eine hohe Kälteleistungszahl erreichen zu können. Für die Bodenfälle ist am Ende des Kanals ein elektrisch betriebener Ventilator angebracht, der die für die Strömung notwendige Druckdifferenz erzeugt. Zuletzt wird die Stauluft über einen Auslass an die Umgebung abgegeben. Damit wird die Wärmeabfuhr nach außen gewährleistet. Das abgeschiedene flüssige Wasser vom Wasserabscheider wird im Stauluftkanal vor und nach dem Verflüssiger in die Luft eingespritzt. Über Regelventil 2 wird die Aufteilung des Wassermassenstroms eingestellt. Durch die Mischung kann die Temperatur der Stauluft reduziert werden. Dies hat Auswirkungen auf die benötigte Größe des Verflüssigers sowie der Vorkühler und die Gesamteffizienz des Systems.
Der Kältemittelkreislauf basiert auf einem konventionellen Kaltdampfprozess mit Verflüssiger, Turboverdichter, innerem Wärmeübertrager, Kältemittelsammler und zwei Verdampfern jeweils mit einem Expansionsorgan. Im Verdichter 2 wird das Kältemittel auf einen höheren Druck adiabat komprimiert. Das überhitze Kältemittel wird im Verflüssiger enthitzt und kondensiert, und anschließend zum Sammler geführt. Im Sammler herrscht ein dem Kondensationsdruck entsprechender Gleichgewichtszustand. In der realen Anlage wird das Kältemittel im Verflüssiger nicht unterkühlt, da der Kreislauf dynamisch den Druck durch die Aggregation im Sammler anpasst. Danach wird die Flüssigkeit zum inneren Wärmeübertrager geführt und unterkühlt. Als nächstes erfolgt die Aufteilung auf die beiden Verdampfer und die isenthalpe Entspannung in den Expansionsorganen. In den Verdampfern wird das Kältemittel verdampft und überhitzt. Zuletzt wird das Gas wieder zum inneren Wärmeübertrager geleitet und dort weiter überhitzt, bevor es wieder zum Verdichter geführt wird.
Kältemittelverdichter und Ventilator werden über Elektromotoren angetrieben. Beide Maschinen könnten auch auf einer Welle mit dem Verdichter 1 und der Turbine 1 befestigt werden. Dadurch wird allerdings die Regelung der Maschinen deutlich erschwert, weshalb darauf verzichtet wird. Die elektrische Leistung, die für den Antrieb notwendig ist, beträgt etwa 4 bis 29 % der Leistung vollelektrisch angetriebener Systeme. Die detaillierten Ergebnisse werden in Kapitel 8 präsentiert. Sämtliche Verdichter und Expansionsmaschinen werden als Turbomaschinen ausgeführt, da hohe Massenströme und geringe Druckverhältnisse gefordert sind sowie das Gewicht der Anlage niedrig sein muss.
Das vollständige Fließbild sowie die Darstellung mit Bezugspunkten sind im Anhang C.2 (S. 271) in den Abbildungen C.3 und C.4 enthalten.

4.1.2 Systeme PNK1, PNK2 und PNK3 mit Kabinenabluftnutzung

Es werden drei Varianten von pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystemen mit Kabinenabluftnutzung untersucht. Bei der ersten Variante wird die Zapfluft vollständig in die Kabine als Außenluftzufuhr geleitet, bei der zweiten Variante nur in den Bodenfällen und bei der dritten Variante wird die Zapfluft komplett nach außen abgegeben. Die Verschaltung der Anlage ist mit Nutzung der Kabinenabluft komplexer als ohne. Es wird mindestens eine zusätzliche Turbine benötigt, um die verschiedenen Betriebsfälle und Druckniveaus sinnvoll abdecken zu können.

System PNK1

In Abbildung 4.2 ist das R&I-Fließbild der ersten Variante „PNK1“ dargestellt.

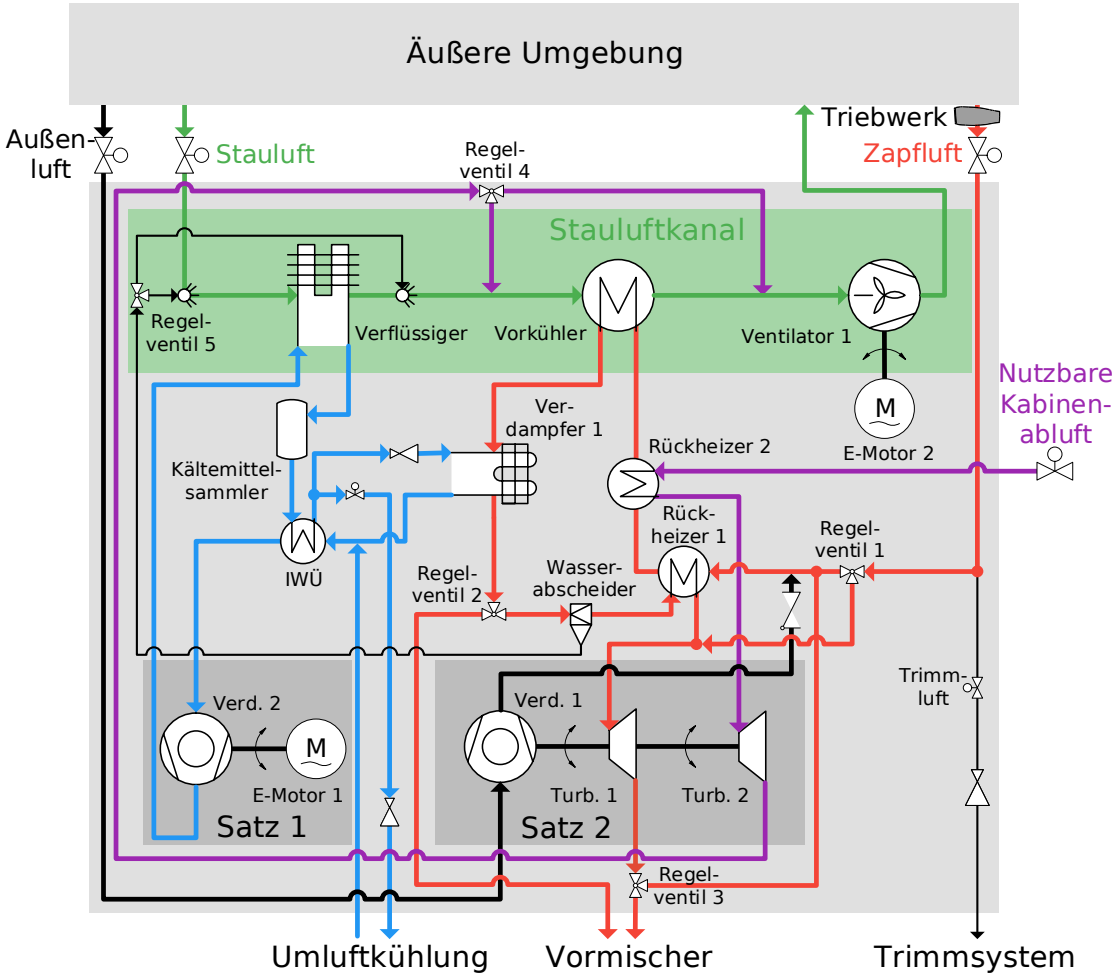


Abbildung 4.2: Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 1 (PNK1)

Es sind hier zwei Regelfälle zu unterscheiden: Bodenfälle, Flug- und Steigflugfälle. Bei der ersten Konfiguration wird die Zapfluft direkt zum Rückheizer 1 geleitet und abgekühlt. Danach strömt die Luft zum Rückheizer 2, in dem keine Wärme übertragen wird, da keine Kabinenabluft am Boden genutzt werden kann. Anschließend wird die Zapfluft im Vorkühler und Verdampfer 1

weiter abgekühlt. Danach erfolgt die Wasserabscheidung und geringe Erhitzung im Rückheizer 1. Zuletzt wird die Luft in der Turbine 1 adiabat entspannt und zum Vormischer geleitet.
Die Außenluft wird im Verdichter 1 komprimiert und unabhängig vom Betriebsfall immer vor dem Rückheizer 1 eingeleitet. Die Außenluft wird der Zapfluft beigemischt und durchläuft demzufolge diesselben Zustandsänderungen. Der gesamte Außenluftbedarf wird wie bei System „PN1“ durch Zapf- und Außenluft bereitgestellt. Das Verhältnis der Massenströme zueinander basiert auf der Leistungsbilanz am Maschinensatz 2.
In den Flug- und Steigflugfällen ergeben sich drei wesentliche Veränderungen. Die Zapfluft wird am Regelventil 1 direkt zur Turbine 1 geleitet und auf ein etwas höheres Kabinendruckniveau entspannt. Am Regelventil 3 wird die Luft dann zurück zur ursprünglichen Flussstrecke geführt und kann anschließend mit der Außenluft vermischt werden. Die Außenluft kann in diesen Fällen über den Verdichter 1 keinen Zapfluftdruck erreichen, weshalb diese Verschaltung notwendig ist. Danach durchläuft der gemischte Luftstrom die verschiedenen Wärmeübertrager wie in den Bodenfällen, wird nach dem Verdampfer 1 allerdings am Regelventil 2 direkt zum Vormischer geleitet.
Die Kabinenabluft wird in den Flug- und Steigflugfällen zum Rückheizer 2 geführt und abgekühlt. Anschließend erfolgt die Entspannung auf Umgebungsdruck in der Turbine 2 und Einspeisung in die Stauluft vor und nach dem Vorkühler in einem definierten Verhältnis. Die Trimmluft wird wie beim System „PN1“ am Eintritt der Zapfluft abgenommen. Die Strömungsführung der Staufluft ist ebenfalls identisch, es ist allerdings nur ein Vorkühler vorhanden. Der Kältemittelkreislauf unterscheidet sich auch nur in einem Punkt. Der Verdampfer 2 dient nicht zur separaten Kühlung der Außenluft sondern wird zur Umluftkühlung eingesetzt.

System PNK2

Bei der zweiten Variante der pneumatisch angetriebenen Systeme mit Kabinenabluftnutzung in Abbildung 4.3 wird die Zapfluft nur im Bodenfall mit der Außenluft in die Kabine geleitet und in den Steigflug- und Flugfällen über den Stauluftkanal nach außen abgegeben. Es sind demzufolge wieder zwei Konfigurationen zu betrachten. Die Zapfluft wird in den Bodenfällen am Regelventil 2 zur Außenluft geführt und gemischt. Der Außenluftbedarf wird durch Zapf- und direkte Außenluft bereitgestellt. Das Verhältnis ist von der Leistungsbilanz am Maschinensatz 2 abhängig. Die Außenluft wird von Umgebungsdruck am Boden auf Zapfluftdruck im Verdichter 1 komprimiert. Die gemischte Außenluft durchströmt anschließend die beiden Rückheizer, den Vorkühler sowie Verdampfer 1 und wird abgekühlt. Danach erfolgt die Wasserabscheidung und Entspannung in Turbine 2 auf ein etwas höheres Kabinendruckniveau. Die Luft wird schließlich zum Vormischer geführt.
In den Steigflug- und Flugfällen wird die Zapfluft vom Regelventil 2 direkt vor die Turbine 2 geleitet. Danach wird die Luft auf Kabinendruckniveau entspannt sowie vom Regelventil 3 zur Kabinenabluft geleitet und mit dieser gemischt. Anschließend erfolgt die zweite Entspannung in Turbine 1 auf Umgebungsdruck. Die gemischte Luft wird schließlich im Stauluftkanal der Stauluft beigemischt und nach außen abgegeben. Die Außenluft durchläuft diesselbe Flussstrecke wie am Boden bis zum Regelventil 1 und wird dann direkt zum Vormischer geführt. Der Außenluftbe-

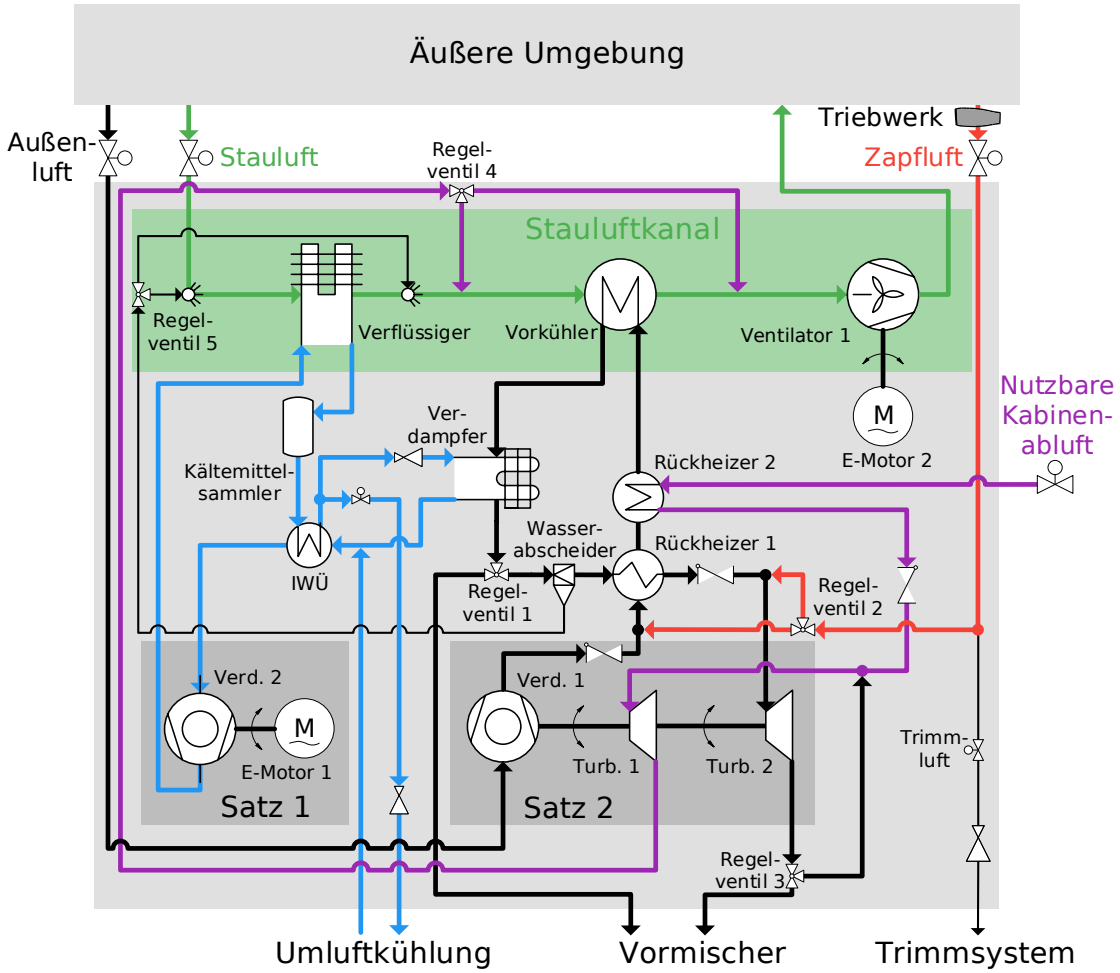


Abbildung 4.3: Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 2 (PNK2)

darf muss nun allein durch die Außenluft gewährleistet werden. Die Verschaltung von Stauluft, Kältemittelkreislauf und Trimmluft ist identisch zur vorherigen Variante.

System PNK3

Die dritte Systemvariante in Abbildung 4.4 verzichtet komplett auf die Nutzung der Zapfluft als Außenluftzufuhr. Zur Trennung der Stoffströme und Abdeckung der Druckniveaus in allen Betriebsfällen sind nun drei Turbinen erforderlich. Die Verwendung von lediglich zwei Turbinen ist prinzipiell möglich, kann jedoch praktisch nicht umgesetzt werden, da die Betriebspunkte nicht in einem Kennfeld dargestellt werden können. Nähere Erläuterungen zu der Problematik sind in Kapitel 7 sowie in Klausner, 2019 dargestellt.
Die Zapfluft wird in allen Fällen nur zum Antrieb der Maschine verwendet, weshalb sie nicht abgekühlt werden muss. In allen Fällen erfolgt zuerst die Entspannung in Turbine 1 auf Kabinendruckniveau. In den Bodenfällen entspricht der Kabinendruck dem Umgebungsdruck und die Luft wird direkt über Regelventil 2 zum Staufluftkanal geführt. In den Steigflug- und Flugfällen wird die Zapfluft vor Turbine 3 geleitet und weiter auf Umgebungsdruck entspannt. Am Regelventil 3

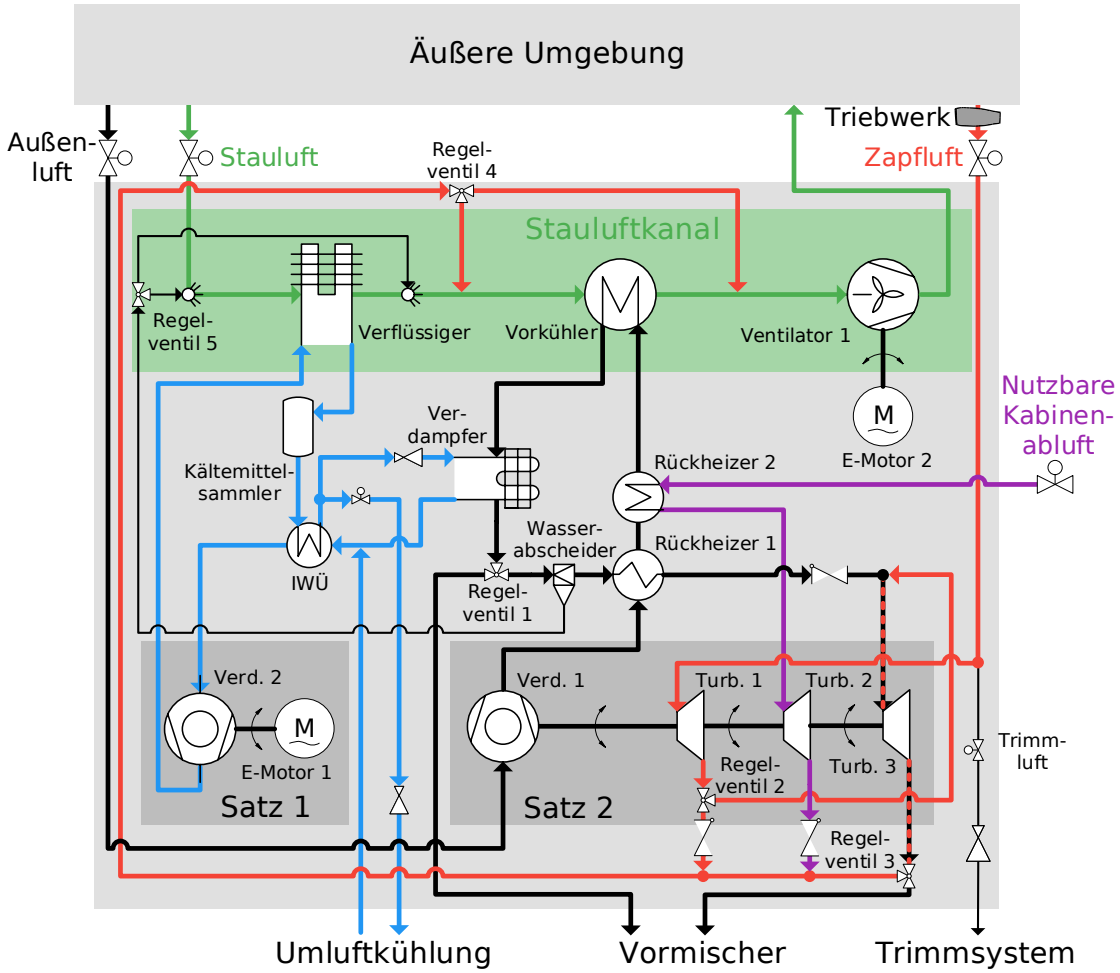


Abbildung 4.4: Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung Variante 3 (PNK3)

wird dir Luft schließlich zur Kabinenabluft geführt, mit dieser gemischt und wieder zum Staulufkanal geleitet. Die Kabinenabluft durchströmt in den Steigflug- und Flugfällen den Rückheizer 2, wird erwärmt und danach in Turbine 2 auf Umgebungsdruck expandiert.
Die Flussstrecke der Außenluft ist analog zu den vorherigen Varianten. Die Luft wird zuerst in Verdichter 1 komprimiert. Am Boden wird ein hohes Druckniveau im Vergleich zum Kabinendruck erreicht, in den Steigflug- und Flugfällen nur ein etwas erhöhter Druck. Anschließend erfolgt die Abkühlung der Außenluft in den Rückheizern, dem Vorkühler und dem Verdampfer 1. In den Bodenfällen wird die Luft nun zum Wasserabscheider und danach zurück zum Rückheizer 1 geleitet, bevor sie in der Turbine 3 auf Kabinendruck entspannt und am Regelventil 3 zum Vormischer geleitet wird. In den Steigflug- und Flugfällen wird die Außenluft am Regelventil 1 direkt zum Vormischer geführt. Die Verschaltung der Stauluft, des Kältemittelkreislaufs und der Trimmluft ist wieder identisch zu den vorherigen Varianten.
Die vollständigen Fließbilder sowie die Darstellungen mit Bezugspunkten aller Varianten sind ab Anhang C.2 (S. 273) in den Abbildungen C.5 bis C.10 enthalten.

4.2 Elektrisch angetriebene Systeme

Elektrisch angetriebene Kaltdampfkühlsysteme nutzen keine Zapfluft vom Triebwerk, sondern den elektrischen Strom vom Bordnetz als Antrieb mit Hilfe von Elektromotoren. Elektrische Leistung wird über Generatoren im Triebwerk erzeugt, in einem Umrichter und ggf. Gleichrichter umgewandelt und in das Bordnetz eingespeist.

4.2.1 Systeme EL1 und EL2 ohne Kabinenabluftnutzung

System EL1

Das elektrisch angetriebene Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung mit einstufiger Verdichtung ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Die wesentlichen Stoffströme sind Stauluft, Außenluft und Kältemittel.

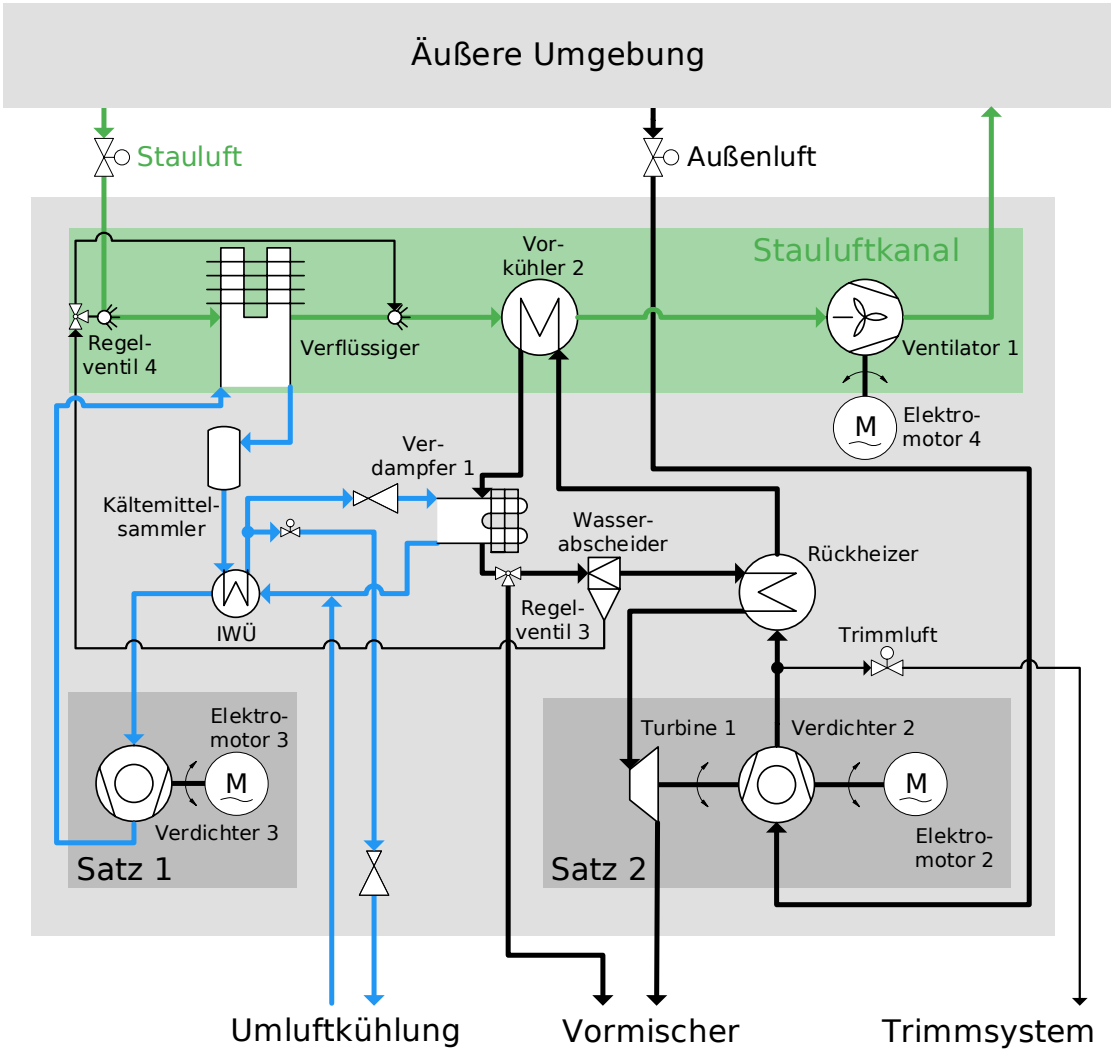


Abbildung 4.5: Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung mit einstufiger Verdichtung (EL1)

Die Außenluft wird am Boden von Umgebungsdruck im Verdichter 2 auf ein höhes Druckniveau im Vergleich zum Kabinendruck komprimiert. In den Steigflug- und Flugfällen erfolgt hier die Verdichtung auf ein etwas höheres Niveau im Vergleich zum Kabinendruck. Anschließend wird die Luft im Rückheizer, Vorkühler 2 und Verdampfer 1 abgekühlt. In den Bodenfällen wird die Außenluft dann zum Wasserabscheider geführt. Flüssiges Wasser wird mit einem vorher festgelegten Gütegrad aus dem Strom entfernt. Danach erfolgt die Erwärmung des Luftstroms im Rückheizer, um eventuelle Reste an flüssigem Wasser zu verdunsten. Dadurch kann die Turbine vor Flüssigkeitsschlägen am Eintritt geschützt werden. Zuletzt wird die Außenluft in der Turbine 1 auf Kabinendruck entspannt und zum Vormischer geführt. In den Steigflug- und Flugfällen wird die Luft am Regelventil 3 direkt zum Vormischer geleitet.
Die Stauluft wird wie bei den pneumatisch angetriebenen Systemen über einen versenkten Einlass in den Stauluftkanal eingeleitet. Im Stauluftkanal befinden sich der Verflüssiger, Vorkühler 2 und Ventilator. Die Stauluft nimmt Wärme von den Wärmeübertragern auf und transportiert diese an die Umgebung. Weiterhin wird flüssiges Wasser vom Wasserabscheider der Stauluft vor und nach dem Verflüssiger in einem vorher festgelegten Verhältnis eingespritzt.
Der Kältemittelkreislauf ist ebenfalls identisch zu den Klimaaggregaten mit pneumatischen Antrieb. Er basiert auf einen konventionellen Kaltdampfprozess mit innerem Wärmeübertrager. Der zweite Verdampfer dient zur Umluftkühlung. Die Trimmluft wird nach dem Verdichter 2 abgezweigt, da an der Stelle die Außenluft die höchste Temperatur besitzt. Turbine 1 und Verdichter 2 befinden sich mit dem Elektromotor 2 auf einer gemeinsamen Welle. Der Verdichter 3 für das Kältemittel wird durch einen separaten Elektromotor angetrieben.

System EL2

Für den Fall, dass ein Luftverdichter nicht ausreicht, im gesamten Betriebskennfeld mit den unterschiedlichen Umgebungsbedingungen das ausreichende Druckverhältnis aufzubauen oder der Elektromotor eine zu hohe Leistung bereitstellen muss, wird auch eine zweistufige Variante untersucht. Diese ist in Abbildung 4.6 dargestellt.
Bei diesem System muss zwischen Boden- und Flugbetrieb umgeschaltet werden. Als Unterschied zum einstufigen Klimaaggregat ist bei System „EL2“ ein zusätzlicher Verdichter eingebaut, der sich im Maschinensatz 3 auf einer Welle mit dem Elektromotor 1 befindet. Weiterhin sind zwei Vorkühler eingebaut, um eine Zwischenkühlung bei der zweistufigen Verdichtung zu realisieren. In den Bodenfällen wird nur der Maschinensatz 2 benutzt, d. h. der Verdichter 1 und Vorkühler 1 wird über das Regelventil 1 umströmt. Anschließend folgt die gleiche Flussstrecke wie bei System „EL1“. Im Flugbetrieb wird umgekehrt nur der Maschinensatz 3 verwendet und der Verdichter 2 über Regelventil 2 umgangen. Besonders in den Steigflugfällen werden hohe Anforderungen an die Turbomaschinen gestellt. Der Vorteil der zweistufigen Ausführung ist die Möglichkeit zur Verwendung beider Verdichter bei diesen Fällen. Im Steigflugbetrieb wird der Verdichter 1 und 2 benutzt sowie die Turbine 1 zur Entspannung auf Kabinendruck benötigt. Die Strömungsführung der Trimmluft, Stauluft und des Kältemittels ist identisch zu dem einstufigen System.

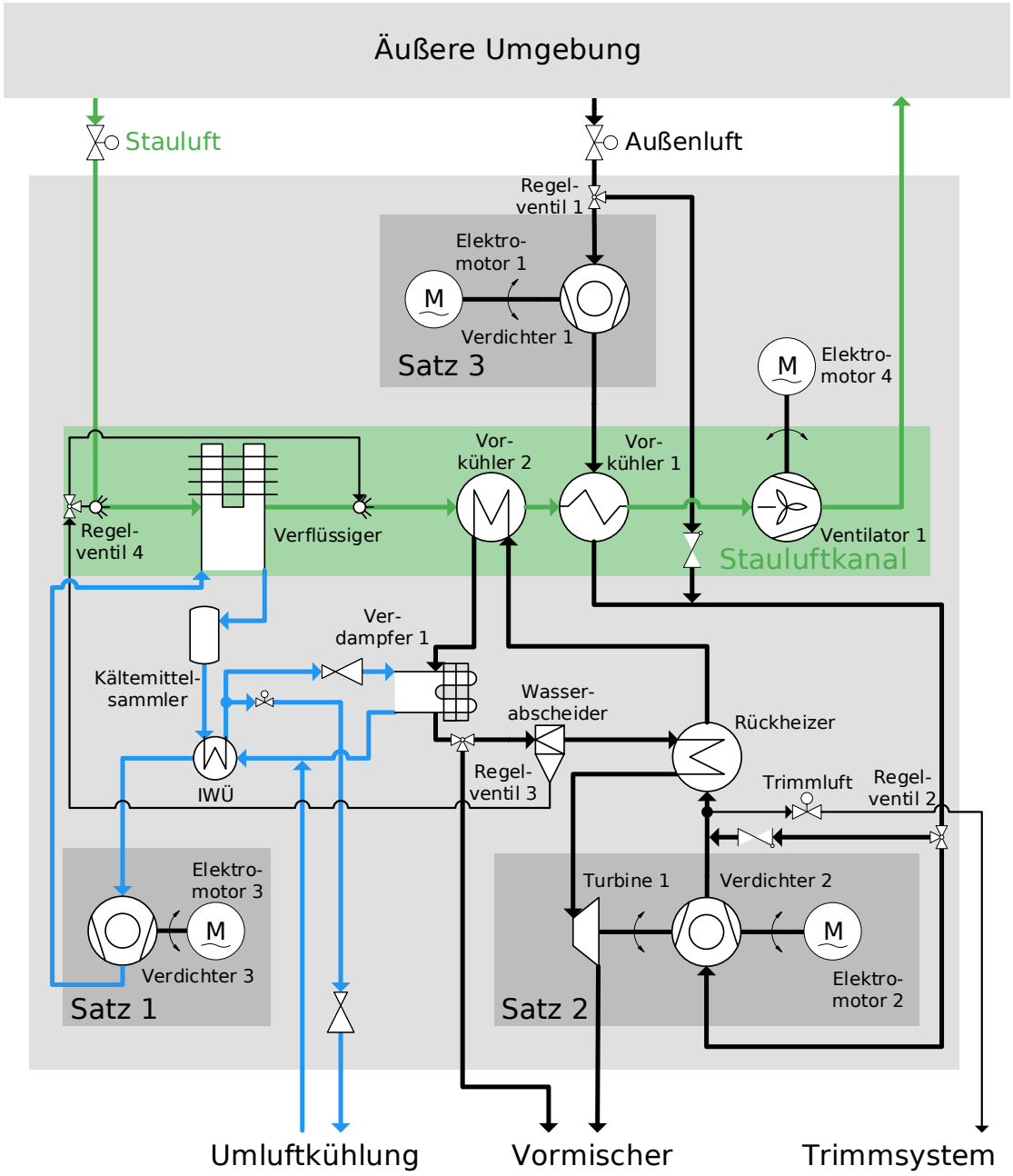


Abbildung 4.6: Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung mit zweistufiger Verdichtung (EL2)

4.2.2 System ELK1 mit Kabinenabluftnutzung

Das elektrisch angetriebene Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Synergie bei Nutzung der Kabinenabluft und Verwendung von elektrisch angetriebenen Anlagen ist deutlich größer als bei den pneumatisch angetriebenen Systemen. Das System „EL1“ wird lediglich um den Rückheizer 2 erweitert. In den Bodenfällen kann keine Kabinenabluft verwendet werden, weshalb die Strömungsführung identisch zum System ohne Kabinenabluftnutzung ist. In den Steigflug- und Flugfällen wird die Außenluft im Verdichter 2 auf Kabinendruck

komprimiert und passiert nicht die Teilstrecke über den Wasserabscheider, Rückheizer 1 und Turbine 1 zum Vormischer. Stattdessen wird die Luft über das Regelventil 2 direkt zum Vormischer geleitet. Dadurch kann die Turbine zur Entspannung der Kabinenabluft verwendet werden. Diese wird vor dem Rückheizer 1 eingespeist. Dadurch können beide Rückheizer zur zusätzlichen Abkühlung der Außenluft benutzt werden und die Kabinenabluft wird weiter aufgeheizt, wodurch mehr Leistung in der Turbine generiert werden kann. Nach der Entspannung in der Turbine wird die Kabinenabluft vom Regelventil 3 zum Stauluftkanal geleitet. Dort erfolgt die Einspeisung in die Stauluft vor und nach dem Vorkühler 2 in einem festgelegten Verhältnis. Die Verschaltung des Kältekreislaufs, der Trimmluft und Stauluft ist analog zum einstufigen System „EL1“ ohne Kabinenabluftnutzung.

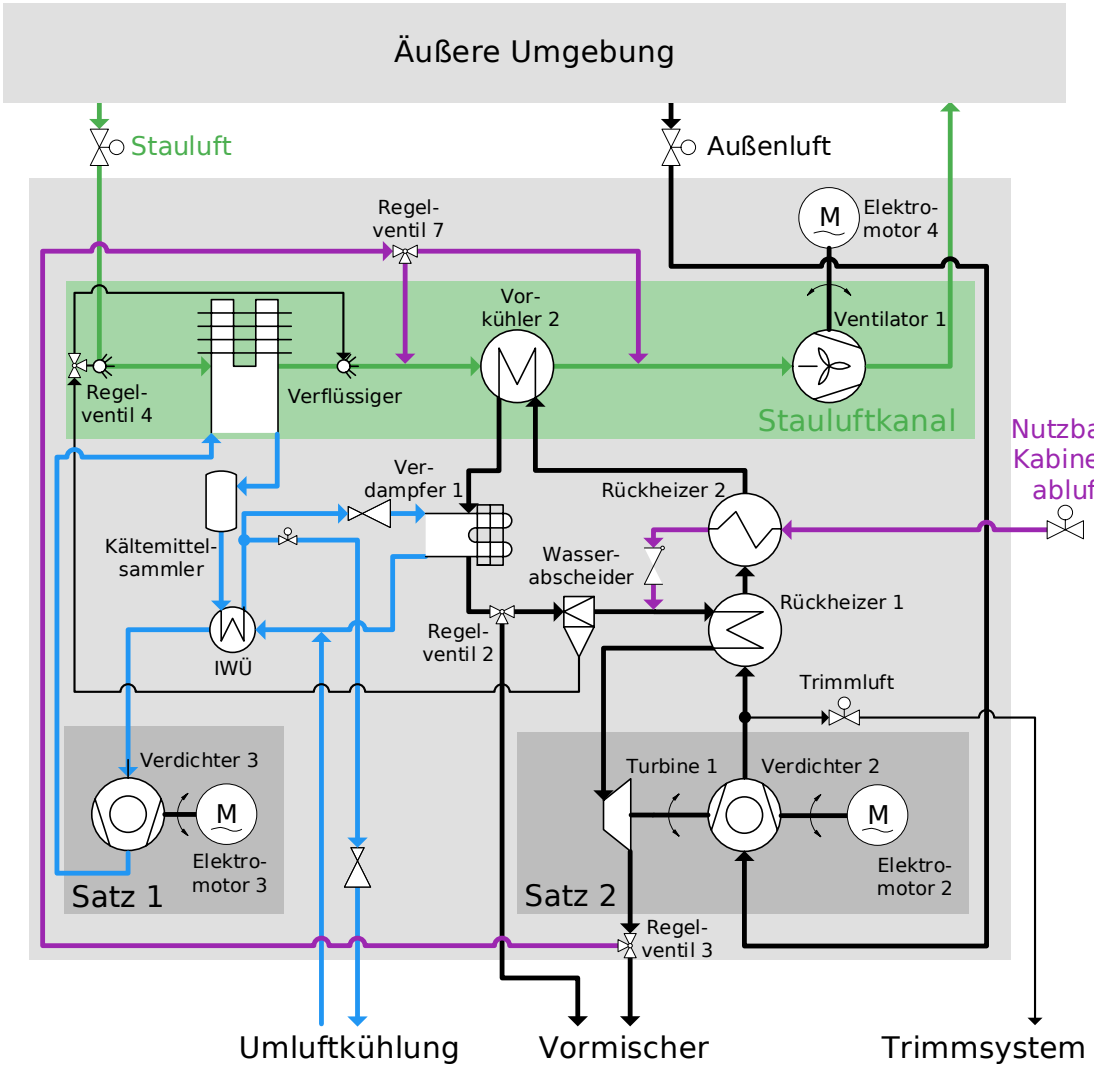


Abbildung 4.7: Elektrisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung (ELK1)

Die Ausführung einer zweistufigen Variante ist nicht möglich und auch nicht notwendig. Bei einer zweistufigen Verdichtung könnte im Steigflugbetrieb keine Kabinenabluft verwendet werden, da die Turbine 1 durch die Außenluft benötigt wird. Außerdem kann durch die Kabinenabluft in

allen Flugfällen ein deutlicher Anteil der elektrischen Leistung, die für die Verdichtung auf Kabinendruck notwendig ist, reduziert werden. Damit kann der Elektromotor 2 kleiner ausgelegt und die Verwendung von nur einer Verdichtungsstufe besser realisiert werden. Bei der Bewertung der Berechnungsergebnisse in Kapitel 8 wird dieses Verhalten besser ersichtlich.
Die vollständigen Fließbilder sowie die Darstellungen mit Bezugspunkten der elektrisch angetriebenen Klimaanlagen sind ab Anhang C.3 (S. 279) in den Abbildungen C.11 bis C.16 enthalten.

5 Prozesssimulation

Die thermodynamischen Eigenschaften der neuen Flugzeugklimaanlagen und des Referenzsystems werden in dieser Arbeit detailliert miteinander verglichen. Dafür ist eine genaue Berechnung sämtlicher Zustände der Anlagen mit Hilfe einer Prozesssimulation erforderlich. Die Modelle der vorgestellten Klimaanlagen sind durch die einzelnen Komponenten und ihrer Verschaltung untereinander definiert. Jede Komponente wird durch bestimmte Systemparameter beschrieben. Diese können beispielsweise Druckverhältnisse und Gütegrade bei den Maschinen sowie Wärmeübertragungseigenschaften und Druckverluste bei den Wärmeübertragern sein. Die finalen Systemparameter aller Systeme sind im Anhang D.2 (S. 289) aufgeführt.
Zu Beginn der Auslegung können jedoch nur wenige Systemparameter mit guter Näherung angenommen werden, wodurch ein iterativer Entwicklungsprozess mit verschiedenen Teilschritten erforderlich ist. Dabei werden einzelne Systemparameter schrittweise mit jeder neuen Iteration genauer bestimmt. Der Ablauf der Auslegung und Nachrechnung der Flugzeugklimaanlagen ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

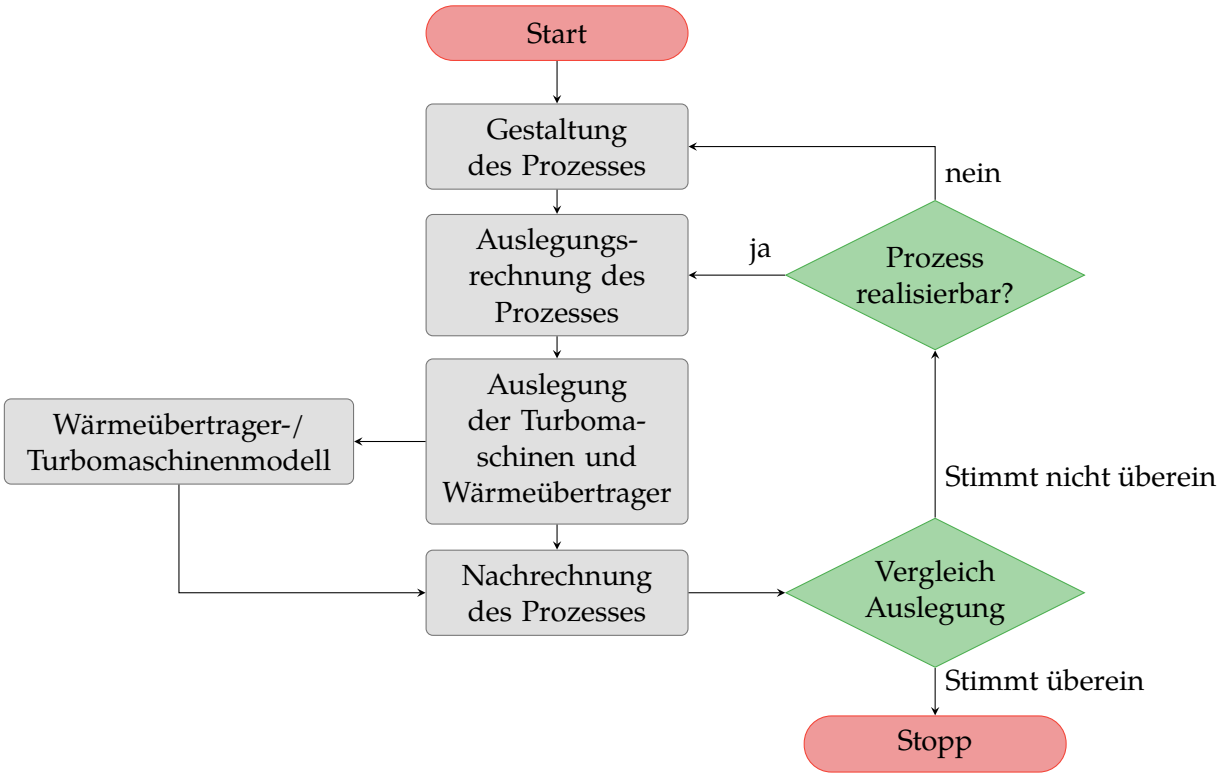


Abbildung 5.1: Ablauf des iterativen Entwicklungsprozesses

Zuerst erfolgt die Gestaltung der Prozessführung, die in den Kapiteln 3 und 4 ausführlich behandelt wird. Hier werden die Komponenten und deren Verschaltung definiert. Anschließend wird ein Berechnungsmodell für die einzelnen Klimaanlagen erstellt und damit die Auslegungsrechnung ausgeführt. Im nachfolgenden Abschnitt 5.1 wird der Grundaufbau des Berechnungsmodells, der für alle Klimaanlagen gilt, erläutert. Das Ziel der Auslegungsrechnung ist die Bestimmung aller Massenströme und thermodynamischen Zustände bei sinnvoll gewählten Parametern. Die Parameter müssen so lange angepasst werden, bis die geforderten Kabineneingangszustände in jedem Betriebsfall erreicht werden. In Abschnitt 5.3 werden die notwendigen Parameter und Berechnungsgrundlagen der einzelnen Komponenten beschrieben. Mit den Berechnungsergebnissen aus dem Auslegungsmodell können nun die Turbomaschinen und Wärmeübertrager ausgelegt werden. Die Beschreibung des detaillierten Wärmeübertragermodells erfolgt in Kapitel 6, die des Turbomaschinenmodells in Kapitel 7. Danach wird das Berechnungsprogramm um die detaillierten Modelle erweitert und eine Nachrechnung der Klimaanlage zur Neubestimmung einiger Systemparameter durchgeführt. Die neu berechneten Parameter werden mit denen der Auslegungsrechnung verglichen. Sollten diese übereinstimmen, ist das System vollständig ausgelegt und berechnet. Bei deutlichen Differenzen in den Systemparametern muss die Auslegungsrechnung erneut ausgeführt werden. Dies gilt besonders für Abweichungen bei den Druckverhältnissen und Gütegraden der Maschinen sowie bei der Effizienz der Wärmeübertrager. Unter Umständen kann die Nachrechnung auch zeigen, dass der Prozess nicht die Anforderungen erfüllen kann. Dann muss die Prozessführung der Klimaanlage modifiziert werden. Der iterative Entwicklungsprozess wird solange durchgeführt, bis die Systemparameter und thermodynamischen Zustände von Auslegungs- und Nachrechnung übereinstimmen.
Bei der detaillierten Nachrechnung werden die Turbomaschinen über Kennfelder abgebildet und es erfolgt eine Drehzahlabstimmung aller Maschinen auf einer Welle. Die Wärmeübertrager werden mit ihrer vollständigen Geometrie beschrieben und mit einem Finite-Netzwerk-Verfahren berechnet. Es werden nur stationäre Zustände berechnet und keine Zeitabhängigkeit dargestellt. Der Entwicklungsprozess ist notwendig, da zu Beginn der Auslegung keine dezidierten Vorhersagen über die notwendigen Maschinen und Wärmeübertrager gemacht werden können. Zusätzlich sind die Betriebsfälle sehr unterschiedlich, wodurch die korrigierten und realen Massenströme deutlich variieren. Dies führt zu hohen Anforderungen an die Maschinen und Leistungsdifferenzen bei den Wärmeübertragern. Die Kopplung von vereinfachter Turbomaschinenauslegung und Prozessrechnung erlaubt eine bessere Aussage über die Funktionsfähigkeit der Flugzeugklimaanlagen. Im Auslegungsprozess können damit viele nicht realisierbare Verschaltungen identifiziert werden. Aus diesen Gründen sind die detaillierten Modelle und die Nachrechnung sowie der iterative Entwicklungsprozess unerlässlich.
Die Berechnung der Flugzeugklimaanlagen wird mit einem selbst entwickelten Prozessmodell durchgeführt, da auf diese Weise die notwendige Flexibilität im Entwicklungsprozess gewährleistet werden kann. Dies gilt insbesondere für die komplexe Berechnung der Turbomaschinen und Wärmeübertrager sowie deren Einbindung in die Prozessrechnung. Die Implementierung der Modelle erfolgt in der Programmiersprache Python.

5.1 Aufbau des Berechnungsmodells

Das Berechnungsmodell hat die Aufgabe, die thermodynamischen Zustände der Flugzeugklimaanlage an definierten Punkten zu bestimmen. Dazu werden bei der Diskretisierung zuerst sämtliche Bezugspunkte festgelegt. Die Zuweisung der Punkte erfolgt nach dem Schema: Stoffstrom, Nummer der Komponente sowie Buchstabe der Ein- und Ausgänge. Die Darstellung der Zustandspunkte für das Klimaaggregat PN1 wird in Abbildung 5.2 gezeigt. Die farbliche Hervorhebung der Stoffströme in den Fließbildern ist für alle Systeme identisch und wird auch auf die Zustandspunkte angewendet: Zapfluft (rot), Stauluft (grün), Außenluft sowie Umluft und Kabinenzuluft (schwarz), Kabinenabluft (lila), Kältemittelkreislauf (blau). Die Fließbilder mit Bezugspunkten aller Flugzeugklimaanlagen sind im Anhang C (S. 269) enthalten.

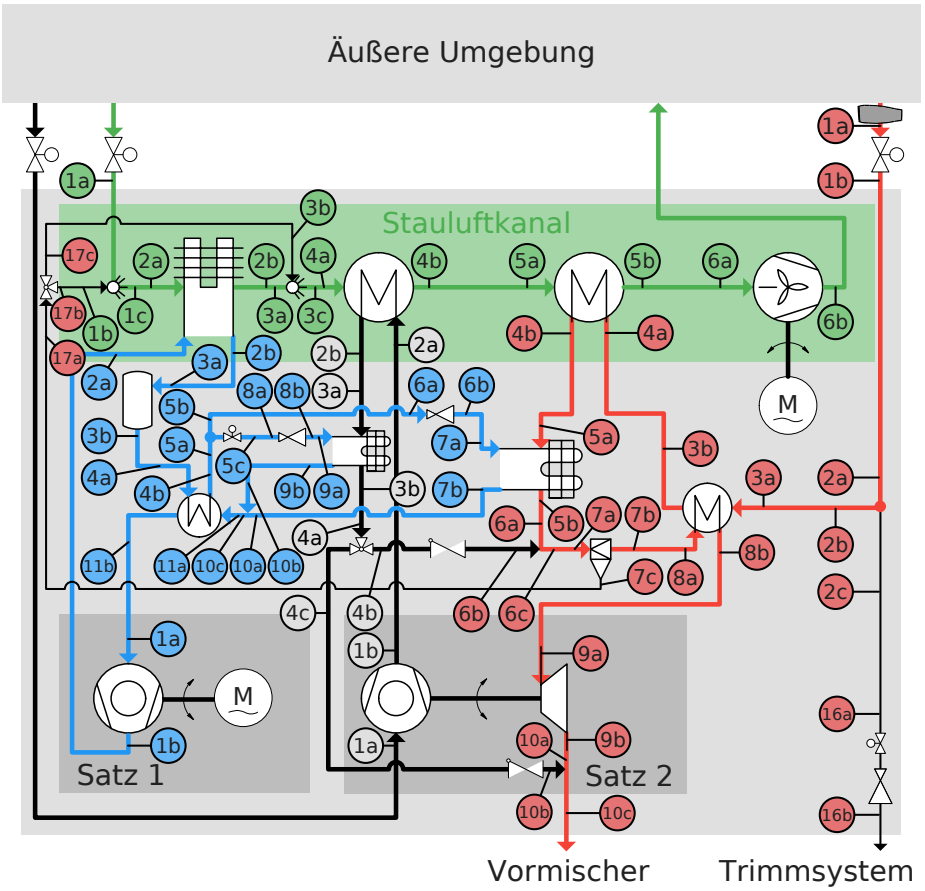


Abbildung 5.2: Bezugspunkte des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems (PN1)

Die Verschaltung der Komponenteneinein- und ausgänge wird zum einen in einer externen Tabelle und zum anderen im Quelltext des Berechnungsprogramms für jedes System separat vorgenommen. Ein Beispiel ist in der Tabelle 5.1 dargestellt. In jeder Zeile ist ein Berechnungsschritt definiert, der auch im Berechnungsprogramm ausgeführt wird. Der Name der Komponente gibt vor, welche Berechnung durchgeführt wird, d. h. welche Funktion aufgerufen wird. Die Namen der Bezugszu-

stände der Ein- und Ausgänge dienen der Zuweisung im Datenfeld, welches sämtliche Zustände speichert. Bei Aufteilungen oder Mischungen von Stoffströmen werden mehrere Zeilen benötigt.

Tabelle 5.1: Auszug aus der Konfigurationsdatei des pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystems (PN1)

Name des Eingangsbezugspunktes	Name des Ausgangsbezugspunktes	Name der Komponente
Außenluft 01 a	Außenluft 01 b	Verdichter1
Außenluft 01 b	Außenluft 02 a	Rohr25
Außenluft 02 a	Außenluft 02 b	Vorkühler2
Außenluft 02 b	Außenluft 03 a	Rohr26
Außenluft 03 a	Außenluft 03 b	Verdampfer2
Außenluft 03 b	Außenluft 04 a	Rohr27
Außenluft 04 a	Außenluft 04 b	Aufteilung4
Außenluft 04 a	Außenluft 04 c	Aufteilung4
Außenluft 04 b	Zapfluft 06 b	Rohr28
Außenluft 04 c	Zapfluft 10 b	Rohr29

Jede Komponente im System ist durch bestimmte Systemparameter definiert. Die angewendeten Berechnungsverfahren mit den notwendigen Parametern werden bei der Erklärung der einzelnen Elemente in Abschnitt 5.3 näher erläutert. Dabei werden die Wärmeübertrager, Turbomaschinen, Wasserabscheider, Drosselorgane bzw. Druckminderer sowie die Aufteilung (Regel- und Stromventile) und Mischung von Stoffströmen berücksichtigt. Der Sammler und die Rückschlagventile werden nicht modelliert. Der Sammler wird berücksichtigt, indem der Prozess so geregelt wird, dass nach dem Verflüssiger ein Zustand auf der Siedelinie erreicht wird. Die zusammengefassten Systemparameter aller in dieser Arbeit berechneten Flugzeugklimaanlagen sind im Anhang D.2 (S. 289) enthalten.

Nach der Diskretisierung der Systeme und der Festlegung der Parameter erfolgt nun die Durchführung der Berechnung. Der Programmablaufplan des allgemeinen Hauptprogramms der Auslegungsrechnung, welches für alle Klimaanlagen angewendet wird, ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Berechnung wird durch den Aufruf des Hauptprogramms der jeweiligen Klimaanlage gestartet. Zunächst werden die Daten für Konfiguration, Systemparameter und Randbedingungen, welche im Anhang C (269) sowie D (285) zusammengefasst sind, eingelesen. Danach erfolgt die Instanzierung der Klasse der Klimaanlage. Klassen sind in der objektorientierten Programmierung Baupläne bzw. abstrakte Modelle, die reale Objekte abbilden sowie Attribute (Eigenschaften, Parameter) und Methoden (Funktionen, Verhaltensweisen) beschreiben. Die Instanzierung einer Klasse erzeugt ein Objekt, welches im Fall der Flugzeugklimaanlage das Modell des Prozesses abbildet. Innerhalb des Objekts ist der Zustand des Systems und aller Komponenten sowie u. a. die Berechnungsprozedur definiert. Die thermodynamischen Zustände des Systems werden in einem Datenfeld, ähnlich einer Tabelle, gespeichert. Die Zustandsgrößen, wie beispielsweise Temperatur und Druck, werden den Spalten und die Zustandspunkte den Reihen zugewiesen. Die Umsetzung des Datenfeldes in Python sowie die Interaktion mit Ein- und Ausgabedateien wird mit der Bibliothek *Pandas* realisiert (vgl. McKinney, 2010).

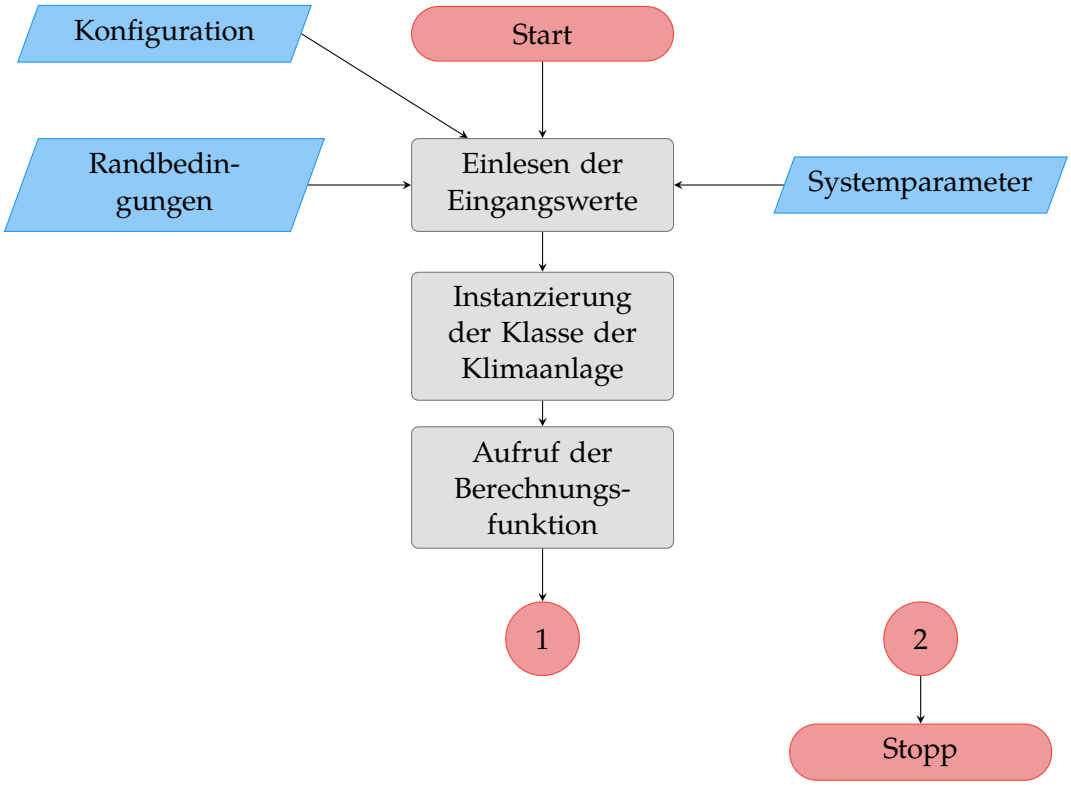


Abbildung 5.3: Vereinfachter, allgemeiner Programmablaufplan des Hauptprogramms für die Auslegungsrechnung

Anschließend wird die Hauptberechnungsprozedur aus der Klasse der jeweiligen Klimaanlage aufgerufen. Der Programmablaufplan der Berechnung ist in Abbildung 5.4 dargestellt.
Beim Aufruf der Berechnungsprozedur aus der Klimaanlagenklasse wird zuerst ein Betriebsfall festgelegt. Es können ebenfalls alle Betriebsfälle in einer Schleife nacheinander ausgeführt werden. Danach werden die Startwerte für den Betriebsfall gesetzt. Dabei wird das Zustandsfeld zurückgesetzt und neue Anfangs- und Randwerte im gesamten System definiert. In der Hauptschleife werden die einzelnen Komponenten der Klimaanlage in Strömungsrichtung nacheinander berechnet. Die stationäre Lösung wird dabei iterativ angenähert bis die gewählten Konvergenzkriterien erreicht sind. Als Konvergenzkriterien werden bei der Auslegungsrechnung die Änderungen der Massenströme der Hauptstoffströme sowie ggf. der Nebenstromverhältnisse gewählt. Zusätzlich können zur Erhöhung der Stabilität die Änderungen der spezifischen Enthalpien und Wassergehalte bei feuchter Luft an bestimmten Zustandspunkten als Kriterien einbezogen werden. Bei der Nachrechnung müssen die Änderungen der spezifischen Enthalpien und Wassergehalte als Konvergenzkriterien gewählt werden, da die Massenströme festgesetzt sind.
Die einzelnen Berechnungsschritte sind durch die Konfiguration der Komponenten und deren Verschaltung vorgegeben. Die assoziierten Berechnungsfunktionen sind separat ausgeführt und werden in Abhängigkeit von der entsprechenden Komponente gewählt und aufgerufen. Die verschiedenen Funktionen werden in Abschnitt 5.3 detailliert erläutert. Die Anwendung des allgemeinen Programmablaufplans auf die konkreten Flugzeugklimaanlagen erfordert einige Anpassungen im Detail. Zum einen müssen mehrere Stoffströme betrachtet werden. Zum anderen können in den

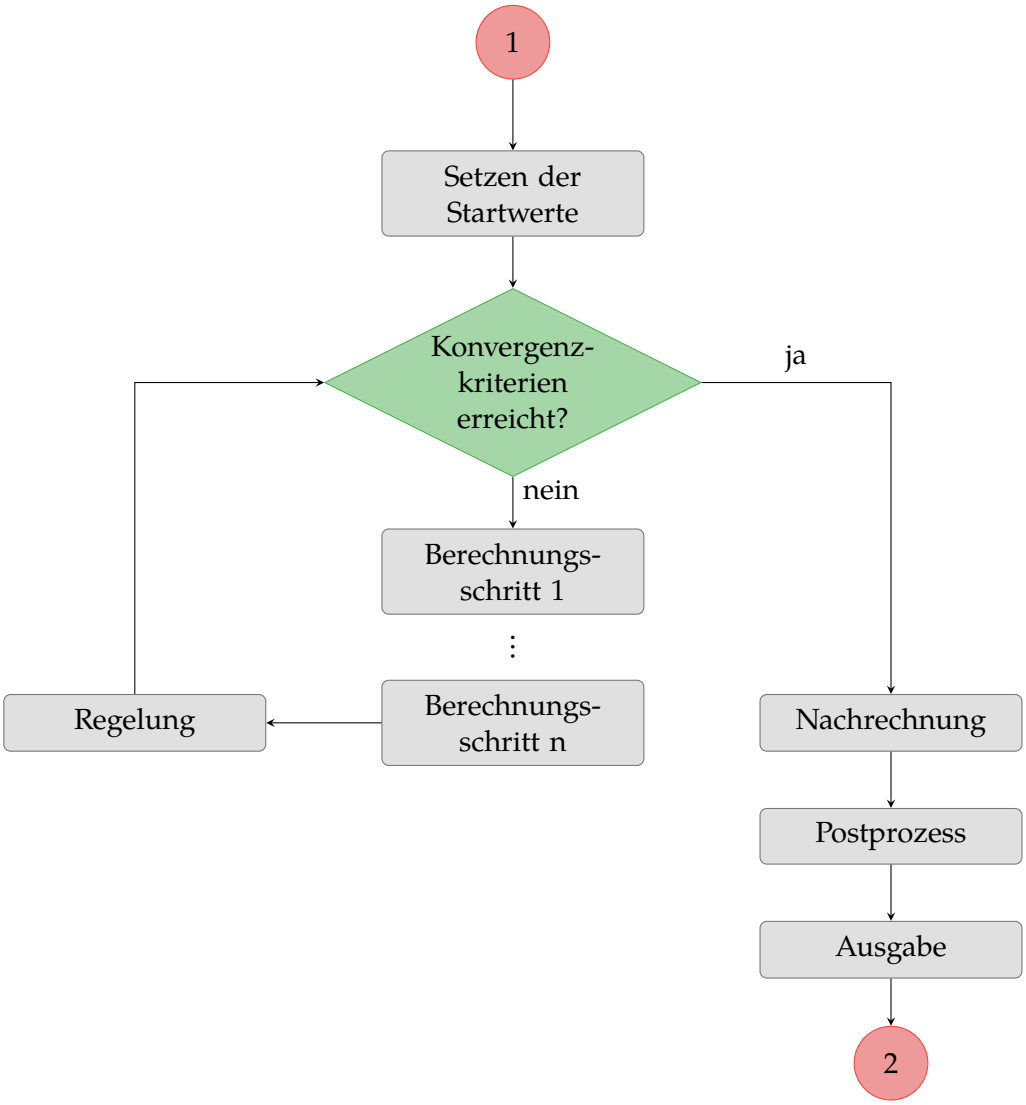


Abbildung 5.4: Vereinfachter, allgemeiner Programmablaufplan der Berechnungsprozedur

Systemen Berechnungsschleifen entstehen. Dabei ist der Eingangszustand einer Komponente abhängig von dessen Ausgangszustand. Dies ist beispielsweise im pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystem PN1 aus Abbildung 5.2 beim Kältemittelkreislauf und der Rückheizerschleife der Fall. Die Zapfluft durchläuft den Rückheizer zweimal. Der Eingangszustand der Rückführung ist dabei abhängig von den Zustandsänderungen des Rückheizers und den weiteren Komponenten in der Schleife, d. h. dem Vorkühler 1, Verdampfer 1 und dem Wasserabscheider. Im Berechnungsmodell werden derartige Schleifen ebenfalls separat iteriert, um die Stabilität der Hauptschleife zu erhöhen. Der Programmablaufplan der Rückheizerschleife des Systems PN1 als Beispiel einer Berechnungsschleife ist in Abbildung 5.5 dargestellt.
Mehrere Stoffströme können ebenfalls zusammen eine Schleife bilden. Bei dem System PN1 sind die Eintrittszustände der Stauluft in den Vorkühlern abhängig vom Austrittszustand des Verflüssigers. Dieser wiederum wird durch die Zustandsänderungen im Kältemittelkreislauf und damit

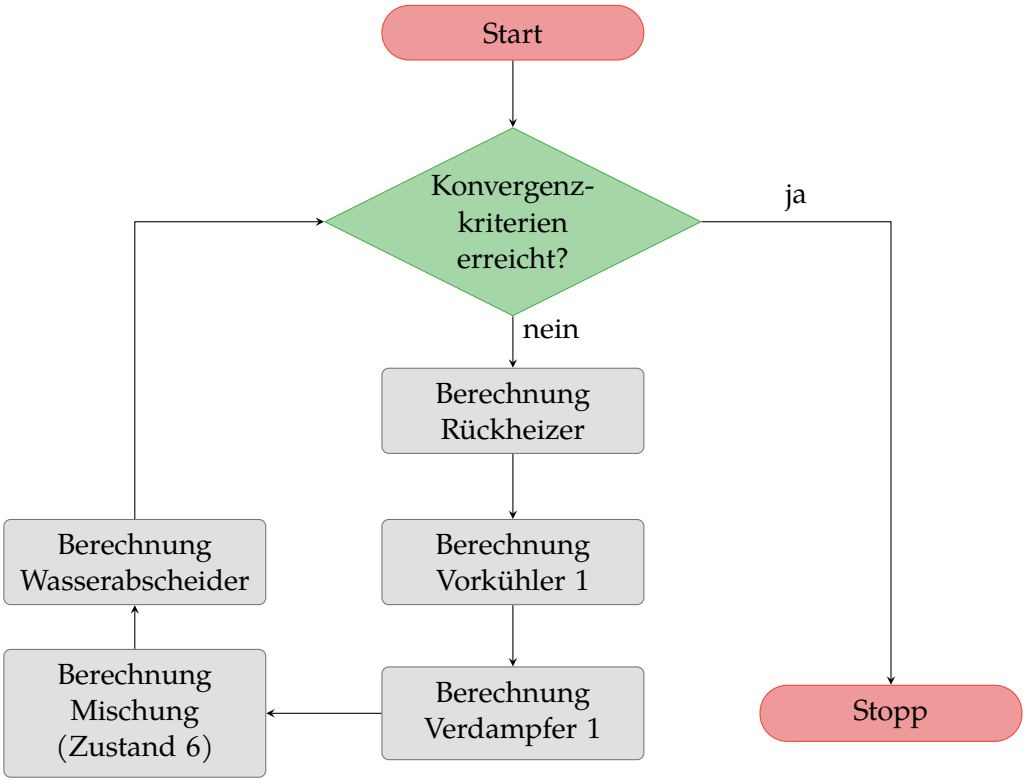


Abbildung 5.5: Programmablaufplan der Rückheizerschleife der pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlage PN1

durch die benötigte Kälteleistung in den Verdampfern bestimmt. Die Berechnung dieser Art von Rückkopplungen kann im Allgemeinen nur durch die Hauptschleife berechnet werden.
Nach Beendigung eines Durchlaufs der Hauptschleife wird eine Regelung ausgeführt. Bei der Auslegungsrechnung werden dabei die Massenströme bzw. Nebenstromverhältnisse neu berechnet. Dazu zählen bei allen Systemen der Massenstrom der Trimmluft $\dot{m}_{TL}$ und bei den pneumatisch angetriebenen Kaltdampfkühlsystemen das Massenstromverhältnis von direkter Außenluft und Zapfluft ξ_{ZL}. Der Trimmluftmassenstrom dient der genauen Temperatureinstellung vor der Kabine und ergibt sich aus der Mischung von Trimmluft und konditionierter Luft.
Der Außenluftmassenstrom wird bei pneumatisch angetriebenen Systemen über die Leistungsbilanz der Turbomaschinen, die sich auf einer Welle befinden, berechnet. Bei allen neu entwickelten Systemen sind die Verdichter und Turbinen der Luftströme auf einer Welle angebracht. Die aus den Expansionsmaschinen generierte Leistung wird zur Verdichtung von Außenluft verwendet. Der benötigte Außenluftmassenstrom wird entweder über die Mischung von Zapf- und Außenluft oder nur über die Außenluft bereitgestellt. Bei der ersten Variante muss das Verhältnis aus Zapf- und Außenluft bestimmt werden. Dies ist bei den Systemen PN1, PNK1 und PNK2 (nur Bodenfälle) notwendig. Die zweite Variante wird bei den Systemen PNK2 (nur Flugfälle) und PNK3 angewendet. Hierbei wird die benötigte Leistung an der Welle und damit der Massenstrom der Zapfluft bestimmt. Die elektrisch angetriebenen Systeme nutzen nur die Außenluft als Außenluftzufuhr in die Kabine, weshalb der zu verdichtende Massenstrom bereits vorgegeben ist. Die erforderliche elektrische Leistung wird ebenfalls über die Leistungsbilanz an der Welle berechnet.

Der Kältemittelmassenstrom wird über die benötigte Kälteleistung bestimmt. Dabei müssen in der Auslegungsrechnung die Temperaturprofile der Verdampfer, d. h. Verdampfungstemperatur und Überhitzung sowie minimale Grädigkeit, vorgegeben werden.
Der Stauluftmassenstrom wird über die notwendige Verflüssigungsleistung bestimmt, wenn der Kältemittelkreislauf angeschaltet ist. Dabei muss ebenfalls das Temperaturprofil am Verflüssiger, d. h. Verflüssigungstemperatur und Unterkühlung sowie minimale Grädigkeit, bekannt sein. Die Verflüssigungstemperatur wird durch das vorgegebene Druckverhältnis im Kältemittelverdichter berechnet. Bei abgeschalteten Kältemittelkreislauf wird eine normierte Temperaturdifferenz am ersten Vorkühler im Stauluftkanal vorgegeben.
Die Druckverhältnisse aller Turbomaschinen sind im Wesentlichen durch die äußeren Randbedingungen, wie z. B. Umgebungs-, Kabinen- und Zapfluftdruck sowie die Druckverluste im System festgelegt. Bei der Auswahl der Druckniveaus im System wird darauf geachtet, das die Wasserabscheidung in den relevanten Fällen mit einem Umgebungswassergehalt von mehr als 8 g/kg aufrecht erhalten werden kann. In den Fällen ohne Wasserabscheidung werden die Drücke maximal auf Kabinendruck mit Kompensation der Druckverluste eingestellt. Nur beim Referenzsystem ergeben sich die Drücke auf Basis der Leistungsbilanz auf der Welle.
Die Nachrechnung der Klimaanlagen dient der detaillierten Bestimmung der thermodynamischen Zustandsänderungen in den Wärmeübertragern und Turbomaschinen. Dabei werden die aus der Auslegungsrechnung berechneten Massenströme mit Ausnahme des Trimmluftmassenstroms verwendet. Eine Regelung muss nur noch bei den Systemen mit Elektromotor am Ende jeder Haupttiterationsschleife ausgeführt werden. Hierbei wird die benötigte elektrische Leistung angepasst. Bei der Nachrechnung werden die Wärmeübertrager über ein komplexes Berechnungsmodell mit fester Geometrie nachgebildet. Die Beschreibung der Wärmeübertragermodelle mit den Korrelationen für Wärmeübergang und Druckverlust erfolgt in Kapitel 6. Die Turbomaschinen werden über Kennfelder abgebildet, wodurch eine detaillierte Berechnung der isentropen Gütegrade und Druckverhältnisse möglich ist. Die Auslegung der Turbomaschinenkennfelder sowie die kennfeldbasierte Berechnung und Maschinenabstimmung wird in Kapitel 7 näher erläutert.

5.2 Thermodynamische Grundlagen

In Abschnitt 1.1 werden bereits die Hauptsätze der Thermodynamik für geschlossene Systeme dargestellt, bei denen kein Stofftransport über die Grenzen des Kontrollraumes auftritt. Im Berechnungsmodell werden die Elemente des Systemes nun einzeln betrachtet. Demzufolge müssen die Hauptsätze für offene Systeme angesetzt werden.

Erster Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt die Energieerhaltung in thermodynamischen Systemen. Betrachten wir zunächst das Kontrollvolumen in Abbildung 5.6.
Über die Grenzen des offenen Systems, welches meist als Kontrollvolumen oder Kontrollraum bezeichnet wird, kann Energie in Form von Wärme Q, Arbeit W oder Materie, d. h. über ein oder

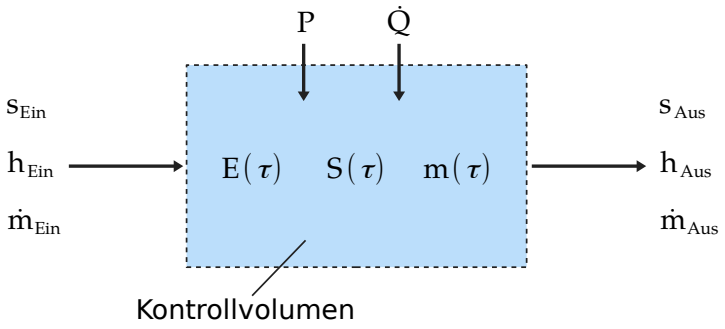


Abbildung 5.6: Energiebilanz eines Kontrollvolumens

mehrere Stoffströme, übertragen werden (vgl. Weigand u. a., 2010; Baehr; Kabelac, 2012; Heintz, 2017). Die allgemeine Form der Leistungsbilanzgleichung lässt sich ausdrücken als:

$$\frac{\mathrm{d}E}{\mathrm{d}\tau} = \dot{Q}(\tau) + P(\tau) + \sum_{Ein}\left[\dot{m}_{Ein}\left(h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z\right)_{Ein}\right] - \sum_{Aus}\left[\dot{m}_{Aus}\left(h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z\right)_{Aus}\right] \tag{5.1}$$

Im stationären Fall tritt keine zeitabhängige Änderung der Energie des Systems auf, wodurch der Term $\mathrm{d}E/\mathrm{d}\tau$ zu 0 wird und die Wärmeströme $\dot{Q}$ und Leistungen P unabhängig von der Zeit τ sind.

Massenerhaltung

Entsprechend Abbildung 5.6 gilt für offene, thermodynamische Systeme ebenfalls die Massenerhaltung, wobei der Term $\mathrm{d}m/\mathrm{d}\tau$ im stationären Fall auch 0 ist:

$$\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}\tau} = \sum_{Ein}\dot{m}_{Ein} - \sum_{Aus}\dot{m}_{Aus} \tag{5.2}$$

Zustands- und Stoffgrößen

Die Lösung der Zustandsgleichungen zur Berechnung der Zustandsgrößen der verwendeten Fluide wird mit Hilfe des Stoffwerteprogramms *CoolProp* erlangt (vgl. Bell u. a., 2013). Darin sind die Zustandsgleichungen von 1,1,1,2-Tetrafluorethan (R-134a) aus Tillner-Roth u. a., 1994 sowie für reale feuchte Luft, trockene Luft, Dampf, Wasser und Eis aus Herrmann u. a., 2009 entnommen. Zusätzlich werden die Stoffgrößen Oberflächenspannung σ, Viskosität η (bzw. ν) sowie Wärmeleitfähigkeit λ von R-134a nach McLinden u. a., 2000; Huber u. a., 2003 bzw. Mulero u. a., 2012 bestimmt. Die Zustandsgleichungen der Reinstoffe sind auf Basis der Helmholtz-Funktion formuliert. Dadurch ergeben sich die thermodynamischen Eigenschaften direkt aus den partiellen Ableitungen der Helmholtz-Energie.
Feuchte Luft ist ein Gas-Dampf-Gemisch, bei dem Wasser in den drei Aggregatzuständen gasförmig, flüssig und fest auftreten kann (vgl. Herwig u. a., 2016). Im Stoffwerteprogramm wird feuchte Luft als ein reales Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf beschrieben. Allerdings

wird kein flüssiges und festes Wasser sowie deren Phasenwechsel betrachtet. Deswegen wird die Berechnung um die ideale Mischung mit Wasser und Wassereis erweitert. In einem idealen Gas-Dampf-Gemisch treten keine Wechselwirkungen zwischen den Molekülen auf, weshalb jede Einzelkomponente auf das Gesamtvolumen betrachtet einen Partialdruck hat:

$$p_i = p_i\left(v_i, T\right) \tag{5.3}$$

Die Summe der Partialdrücke der gasförmigen Komponenten ergibt den Gesamtdruck der feuchten Luft. An der Taulinie des Reinstoffes tritt eine Zustandsänderung vom gasförmigen zum flüssigen Zustand bzw. umgekehrt auf. Der Druck, welcher auf der Taulinie des Stoffes herrscht, wird als Sättigungsdruck p_s bzw. im Bezug auf den Dampf als Sättigungsdampfdruck p_{Ds} bezeichnet. Weiterhin sei die relative Feuchte definiert durch:

$$\varphi = \varphi\left(T, \rho_D\right) = \frac{p_D\left(T, \rho_D\right)}{p_{Ds}} \tag{5.4}$$

Die Wasserbeladung x ist das Verhältnis aus Wassermasse und trockener Luftmasse:

$$x = \frac{m_W}{m_{trL}} = \frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} \cdot \frac{p_D}{p - p_D} = \frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} \cdot \frac{p_{Ds}\left(T\right)}{p/\varphi - p_{Ds}\left(T\right)} \tag{5.5}$$

Die Sättigungswasserbeladung wird erreicht, wenn die Luftfeuchtigkeit $\varphi = 1$ ist bzw. der Partialdruck des Dampfes genau den Sättigungsdampfdruck erreicht:

$$x_s = \frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} \cdot \frac{p_{Ds}\left(T\right)}{p - p_{Ds}\left(T\right)} \tag{5.6}$$

Damit können die auftretenden Zustände der feuchten Luft eingeteilt werden in:

- ungesättigte feuchte Luft bei $p_D < p_{Ds}$ bzw. $x < x_s$
- gesättigte feuchte Luft bei $p_D = p_{Ds}$ und $x = x_s$
- gesättigte feuchte Luft mit Kondensat (flüssiges Wasser) bei $p_D = p_{Ds}$ und $x > x_s$ sowie $T > T_{Tr}$
- gesättigte feuchte Luft mit Sublimat (eisförmiges Wasser) bei $p_D = p_{Ds}$ und $x > x_s$ sowie $T < T_{Tr}$
- gesättigte feuchte Luft mit Sublimat und Kondensat bei $p_D = p_{Ds}$ und $x > x_s$ sowie $T = T_{Tr}$

Die spezifische Enthalpie und Entropie für trockene Luft, Wasserdampf, flüssiges sowie festes Wasser kann mit den Gleichungen 5.7 bis 5.10 bestimmt werden (vgl. Herwig u. a., 2016).

$$h_{trL} = c^{\circ}_{p,L}\,(T - T_{Tr}) \qquad s_{trL} = c^{\circ}_{p,L} \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{Tr}}\right) - R_{s,L} \cdot \ln\left(\frac{p}{p_{Tr}}\right) \tag{5.7}$$

$$h_D = \Delta h_V\,(T_{Tr}) + c^{\circ}_{p,D}\,(T - T_{Tr}) \qquad s_D = \frac{\Delta h_V\,(T_{Tr})}{T_{Tr}} + c^{\circ}_{p,D} \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{Tr}}\right) - R_{s,D} \cdot \ln\left(\frac{p}{p_{Tr}}\right) \tag{5.8}$$

$$h_W = c_W\,(T - T_{Tr}) \qquad s_W = c_W \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{Tr}}\right) \tag{5.9}$$

$$h_E = -\Delta h_{Sch}\,(T_{Tr}) + c_E\,(T - T_{Tr}) \qquad s_E = -\frac{\Delta h_{Sch}\,(T_{Tr})}{T_{Tr}} c_E \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{Tr}}\right) \tag{5.10}$$

mit den Zahlenwerten:

$$c^{\circ}_{p,L} = 1{,}0046\,\mathrm{kJ/(kg\,K)} \qquad \Delta h_V\,(T_{Tr}) = 2500{,}9\,\mathrm{kJ/kg}$$

$$c^{\circ}_{p,D} = 1{,}863\,\mathrm{kJ/(kg\,K)} \qquad \Delta h_{Sch}\,(T_{Tr}) = 333{,}4\,\mathrm{kJ/kg}$$

$$c_W = 4{,}191\,\mathrm{kJ/(kg\,K)} \qquad R_{s,L} = 0{,}287\,\mathrm{kJ/(kg\,K)}$$

$$c_E = 2{,}07\,\mathrm{kJ/(kg\,K)} \qquad R_{s,D} = 0{,}4615\,\mathrm{kJ/(kg\,K)}$$

$$T_{Tr} = 273{,}16\,\mathrm{K}$$

$$p_{Tr} = 611{,}657\,\mathrm{Pa}$$

Der Referenzzustand wird auf den Tripelpunkt festgelegt:

$$h_{trL}\,(T_{Tr}) = 0$$

$$h_W\,(T_{Tr}) = 0$$

$$s_{trL}\,(T_{Tr}, p_{Tr}) = 0$$

$$s_W\,(T_{Tr}, p_{Tr}) = 0$$

Die spezifische Enthalpie und Entropie der feuchten Luft bezogen auf die Trockenluftmasse m_{trL} lassen sich schließlich bestimmen für $x \leq x_s$:

$$h_{1+x} = h_{trL} + x \cdot h_D \tag{5.11}$$

$$s_{1+x} = s_{trL} + x \cdot s_D + \Delta_M s_{1+x} \tag{5.12}$$

für $x > x_s$ und $T > T_{Tr}$:

$$h_{1+x} = h_{trL} + x_s \cdot h_D + (x - x_s) \cdot h_W \tag{5.13}$$

$$s_{1+x} = s_{trL} + x_s \cdot s_D + (x - x_s) \cdot s_W + \Delta_M s_{1+x} \tag{5.14}$$

sowie für $x > x_s$ und $T < T_{Tr}$:

$$h_{1+x} = h_{trL} + x_s \cdot h_D + (x - x_s) \cdot h_E \tag{5.15}$$

$$s_{1+x} = s_{trL} + x_s \cdot s_D + (x - x_s) \cdot s_E + \Delta_M s_{1+x} \tag{5.16}$$

Die spezifische Mischungsentropie $\Delta_M s_{1+x}$ kennzeichnet den irreversiblen Charakter des Mischungsvorgangs und ist gegeben durch:

$$\Delta_M s_{1+x} = R_{s,D} \left[\left(\frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} + x \right) \ln\left(\frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} + x \right) - x \cdot \ln(x) - \frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} \ln\left(\frac{R_{s,L}}{R_{s,D}} \right) \right] \tag{5.17}$$

Im Berechnungsmodell werden die Größen h_{trL}, s_{trL}, h_D und s_D sowie das Gemisch als Realgas mit Hilfe des Stoffwerteprogramms bestimmt. Die Größen h_W, s_W, h_E und s_E werden mit den Gleichungen 5.9 bis 5.10 berechnet und erweitern das Realgasmodell des Stoffwerteprogramms um die ideale Mischung mit flüssigem und festem Wasser in den Fällen, in denen der Wassergehalt höher als der Sättigungswassergehalt ist. Gleichungen 5.7 bis 5.17 gelten nur für die Betrachtung der feuchten Luft als ideales Gemisch.
In Grenzfällen bei niedrigen Drücken und Temperaturen nahe der Siedetemperatur von Wasser liefert das Stoffwerteprogramm negative Werte für die Sättigungswasserbeladung. Aus diesem Grund werden in diesen Fällen die Wasserbeladung mit Gleichung 5.5 und der Sättigungsdruck nach Hardy, 1998 berechnet. Das Modell der feuchten Luft in CoolProp gilt innerhalb des Temperaturbereichs von −143,15 bis 350 °C, des Druckbereichs von 0,0001 bis 100 bar und des Wasserbeladungsbereichs von 0 bis 10 kg/kg.

5.3 Elemente im Prozess

5.3.1 Wärmeübertrager

Wärmeübertrager dienen zur Übertragung von Energie in Form von Wärme von einem Fluid auf ein anderes. Die schematische Darstellung des Wärmeübertragers mit der Abgrenzung des Kontrollvolumens und den für die Berechnung signifikanten Zustands- und Prozessgrößen wird in Abbildung 5.7 gezeigt.
Die Anwendung der stationären Energiebilanzgleichung 5.1 und Massenerhaltungsgleichung 5.2 auf das vollständige Kontrollvolumen unter Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energie ergibt die Gleichung:

$$\dot{m}_1 \cdot \left(h_{1,Aus} - h_{1,Ein} \right) + \dot{m}_2 \cdot \left(h_{2,Aus} - h_{2,Ein} \right) = 0 \tag{5.18}$$

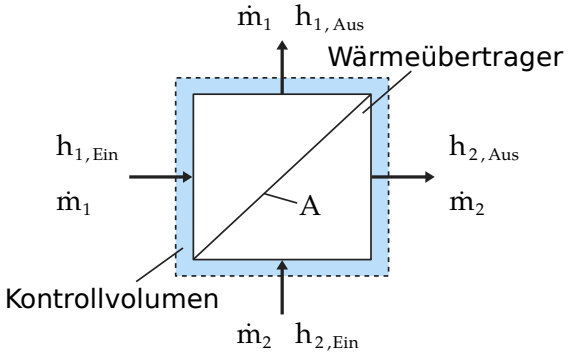


Abbildung 5.7: Kontrollraum des Wärmeübertragers

Die Übertragung von Leistung und Wärme über die Bilanzgrenzen wird vernachlässigt, weshalb $\dot{Q} = 0$ und $P = 0$ gilt. Bei Betrachtung eines separaten Kontrollvolumens für jedes Fluid wird Wärme über die Wärmeübertragerfläche A übertragen:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot \left(h_{1,Ein} - h_{1,Aus}\right) = \dot{m}_2 \cdot \left(h_{2,Aus} - h_{2,Ein}\right) \tag{5.19}$$

Wärmeübertrager können in verschiedenen Bauformen ausgeführt sein. Die eingesetzten Typen Rippenplatten-, Platten- und Lamellenrohrwärmeübertrager werden in Kapitel 6 bei der Modellbeschreibung der detaillierten Nachrechnung näher erläutert. In diesem Abschnitt wird die Berechnung für die Auslegungsrechnung ohne Kenntnis der geometrischen Parameter oder des Wärmeübertragertyps dargestellt.
Die zwischen zwei Fluiden übertragene Wärme kann mit dem für den Wärmedurchgang gültigen Ansatz in differentieller Form ausgedrückt werden (vgl. Baehr; Stephan, 2010):

$$\mathrm{d}\dot{Q} = k\left(\vartheta_1 - \vartheta_2\right)\mathrm{d}A = k \cdot A\left(\vartheta_1 - \vartheta_2\right)\frac{\mathrm{d}z}{L} \tag{5.20}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist dabei abhängig vom Wärmeübergangskoeffizient der Fluide α_1 und α_2, dem Wärmeleitkoeffizienten λ sowie geometrischen Parametern, die von der Bauform der Trennwand zwischen den Fluiden abhängen. Die Koordinate z beschreibt den Weg in Strömungsrichtung des Fluids. Die Länge L entspricht dem gesamten Weg, den das Fluid durch den Wärmeübertrager nimmt.
Die Strömungsführung von Wärmeübertragern kann als Gegenstrom, Gleichstrom, Kreuzstrom oder als eine Mischform dieser Varianten ausgeführt werden. Der Temperaturverlauf der Gegenstromschaltung, bei der die Fluide aneinander vorbeigeführt werden und der Eingang des einen Fluids beim Ausgang des anderen Fluides und umgekehrt liegt, ist in Abbildung 5.8 dargestellt.
Die Gegenstromverschaltung ermöglicht die höchste Effizienz und wird, sofern technisch realisierbar, bevorzugt eingesetzt. Die differentielle Form des übertragenen Wärmestroms in Gleichung 5.20 kann integriert werden, damit der gesamte Wärmeübertrager und dessen Temperaturverlauf be-

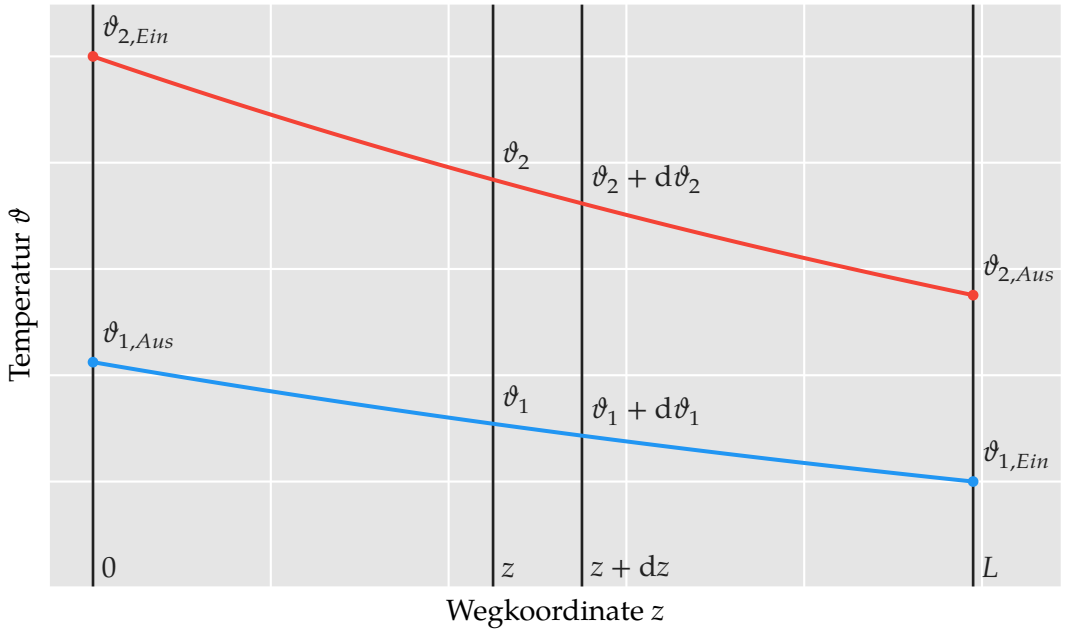


Abbildung 5.8: Temperaturverlauf eines Gegenstromwärmeübertragers (nach Baehr; Stephan, 2010)

schrieben werden kann. Aus der Integration ergeben sich zwei Verfahren, mit denen Wärmeübertrager ausgelegt und nachgerechnet werden können: Verfahren mit mittlerer logarithmischer Temperaturdifferenz sowie Verfahren mit normierter Temperaturänderung und dimensionsloser Übertragungsfähigkeit. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz geht aus der Integration der Gleichung 5.20 hervor:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_{1,Aus} - \vartheta_{2,Ein} - \left(\vartheta_{1,Ein} - \vartheta_{2,Aus}\right)}{\ln\left(\dfrac{\vartheta_{1,Aus} - \vartheta_{2,Ein}}{\vartheta_{1,Ein} - \vartheta_{2,Aus}}\right)} \tag{5.21}$$

Die Energiebilanz aus Gleichung 5.19 kann dann als nichtlineares Gleichungssystem ausgedrückt werden:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m = \dot{m}_1 \cdot \left(h_{1,Ein} - h_{1,Aus}\right) = \dot{m}_2 \cdot \left(h_{2,Aus} - h_{2,Ein}\right) \tag{5.22}$$

Das Gleichungssystem wird mit Hilfe der Optimierungsfunktion *root* aus der Python-Bibliothek *Scipy/Optimize* gelöst. Die Funktion basiert auf einem modifizierten Powell-Verfahren, welches in der Fortran-Bibliothek *MINPACK* implementiert ist (vgl. More u. a., 1980).

Bei der zweiten Methode werden die normierte Temperaturänderung ε und die Übertragungsfähigkeit N sowie das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme C als dimensionslose Kennzahlen für die Fluide 1 und 2 definiert (vgl. Baehr; Stephan, 2010):

$$\varepsilon_1 = \frac{\vartheta_{1,Ein} - \vartheta_{1,Aus}}{\vartheta_{1,Ein} - \vartheta_{2,Ein}} \qquad \varepsilon_2 = \frac{\vartheta_{2,Aus} - \vartheta_{2,Ein}}{\vartheta_{1,Ein} - \vartheta_{2,Ein}} \tag{5.23}$$

$$N_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_1} \qquad N_2 = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_2} \tag{5.24}$$

$$C_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} = \frac{N_2}{N_1} \qquad C_2 = \frac{1}{C_1} \tag{5.25}$$

Nun können die normierten Temperaturänderungen für verschiedene Strömungsführungen aus der Übertragungsfähigkeit und dem Verhältnis der Wärmekapazitätsströme mit dem Index für die Fluide $i = 1, 2$ berechnet werden:

$$\varepsilon_i = \frac{1 - \mathrm{e}^{[(C_i - 1) \cdot N_i]}}{1 - C_i \cdot \mathrm{e}^{[(C_i - 1) \cdot N_i]}} \qquad \text{Gegenstrom mit } C_1 \neq 1 \tag{5.26}$$

$$\varepsilon = \frac{N}{1 + N} \qquad \text{Gegenstrom mit } C_1 = 1 \tag{5.27}$$

$$\varepsilon_i = 1 - \mathrm{e}^{\left[-\frac{1}{C_i}\left(1 - \mathrm{e}^{-C_i \cdot N_i}\right)\right]} \qquad \text{Kreuzstrom, Fluid } i \text{ einseitig quervermischt} \tag{5.28}$$

Im umgekehrten Fall kann die Übertragungsfähigkeit aus der normierten Temperaturänderung und dem Wärmekapazitätsstromverhältnis bestimmt werden:

$$N_i = \frac{1}{1 - C_i} \ln\left(\frac{1 - C_i \cdot \varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i}\right) \qquad \text{Gegenstrom mit } C_1 \neq 1 \tag{5.29}$$

$$N = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \qquad \text{Gegenstrom mit } C_1 = 1 \tag{5.30}$$

$$N_i = -\frac{1}{C_i} \ln(1 + C_i \ln(1 - \varepsilon_i)) \qquad \text{Kreuzstrom, Fluid } i \text{ einseitig quervermischt} \tag{5.31}$$

Für die Auslegungsrechnung der Flugzeugklimaanlagen wird ausschließlich eine Gegenstromschaltung angenommen. Weiterhin wird für die verschiedenen Wärmeübertrager ein über alle Betriebsfälle konstanter $k \cdot A$-Wert sowie Druckverlust Δp vorher festgelegt. Die Werte werden aus der gewünschten Leistung im Auslegungspunkt sowie Referenzdaten bestimmt. Anschließend wird die Übertragungsfähigkeit mit Gleichung 5.24 und das Wärmekapazitätsstromverhältnis mit Gleichung 5.25 berechnet. Die normierte Temperaturänderung kann dann mit Gleichung 5.26 oder 5.27 bei $C_i = 1$ ermittelt werden. Damit kann die Zustandsänderung der Fluide im Wärmeübertrager berechnet werden. Bei der Auslegung der Wärmeübertrager, die in Kapitel 6 beschrieben ist, wird mit Hilfe einer festgelegten normierten Temperaturänderung, welche aus der benötigten Leistung

und Gleichung 5.23 berechnet wird, die Übertragungsfähigkeit mit Gleichung 5.29 oder 5.30 bei $C_i = 1$ für Gegenstrom bzw. 5.31 für Kreuzstrom bestimmt. Mit den Eingangsbedingungen der Fluide kann daraus schließlich der notwendige $k \cdot A$-Wert mit Gleichung 5.24 ermittelt werden. In der Nachrechnung wird die vereinfachte Berechnung sowie Annahme von konstanten $k \cdot A$-Werten und Druckverlusten durch das detaillierte, geometriebasierte Wärmeübertragermodell überprüft. Die Methode mit normierter Temperaturänderung und Übertragungsfähigkeit wird bevorzugt verwendet, da diese eine direkte Berechnung ermöglicht. Bei der Berechnung mit mittlerer Temperaturdifferenz muss eine numerische Optimierungsrechnung eines nichtlinearen Gleichungssystems durchgeführt werden. Dennoch muss letzteres Verfahren bei der Berechnung mit feuchter Luft angewendet werden, wenn ein Phasenwechsel des Wassers stattfindet. Nur auf diese Weise kann die Änderung der Enthalpie berücksichtigt werden. Dennoch erzeugt eine Phasenänderung auch eine Änderung des Wärmekapazitätsstroms, weshalb auch diese Methode mit einem gewissen Fehler behaftet ist. Dies könnte mit einer Einteilung des Wärmeübertragers in zwei Bereiche mit dem Phasenwechsel als Grenze einbezogen werden. Dieser zusätzliche numerische Aufwand wird allerdings nicht ausgeführt, da bei der Nachrechnung eine detailliertere Berechnung erfolgt.
In den Verflüssigern und Verdampfern werden bei der Auslegungsrechnung der neu entwickelten Klimaanlagen die benötigten Massenströme des Kältemittels $\dot{m}_{KM}$ und der Stauluft $\dot{m}_{SL}$ bestimmt. Deswegen muss der Temperaturverlauf vorher festgelegt werden. Dazu gehören die Siede- bzw. Kondensationstemperatur ϑ_s, Unterkühlung $\Delta\vartheta_{Unt}$, Überhitzung $\Delta\vartheta_{Ueb}$ sowie minimale Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{min}$. Der typische Temperaturverlauf eines Verflüssigers ist in Abbildung 5.9 und eines Verdampfers in Abbildung 5.10 dargestellt.

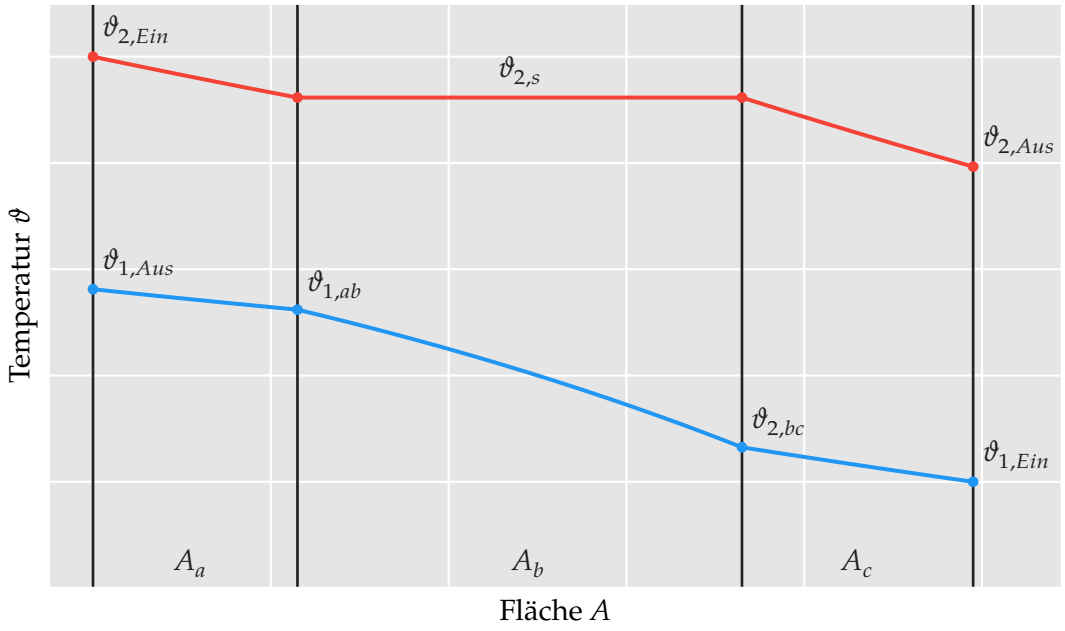


Abbildung 5.9: Temperaturverlauf eines Verflüssigers nach Baehr; Stephan, 2010

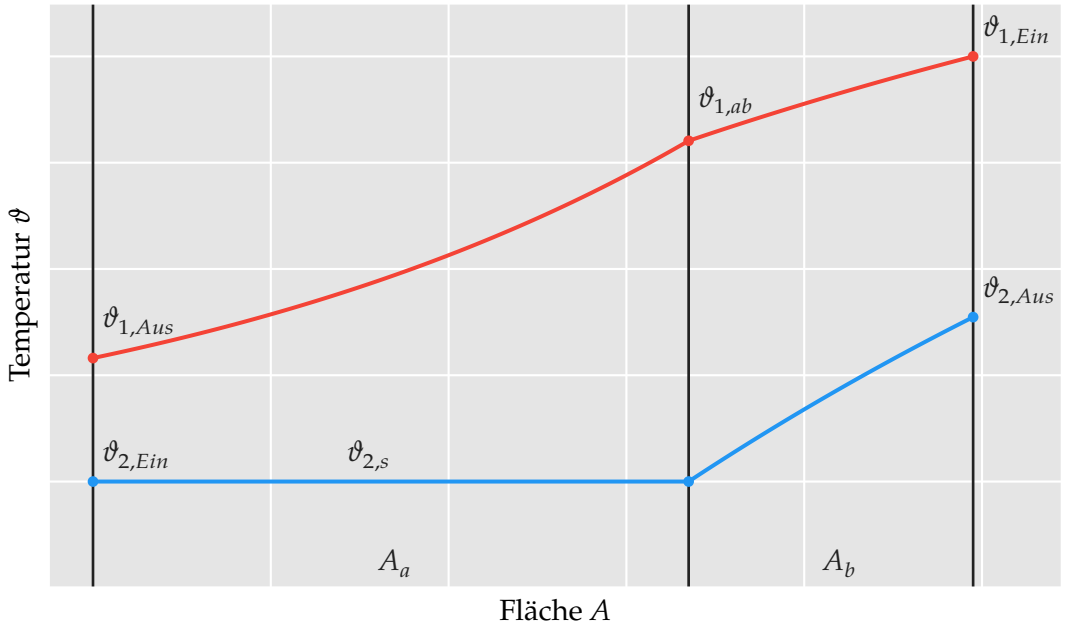


Abbildung 5.10: Temperaturverlauf eines Verdampfers nach Baehr; Stephan, 2010

Druckverluste werden in der Darstellung vernachlässigt. In diesen Wärmeübertragern tritt ein Phasenwechsel eines Fluides auf. Damit gelten die beiden vorher erläuterten Berechnungsmethoden nicht für den gesamten Wärmeübertrager. Stattdessen müssen Verflüssiger und Verdampfer in verschiedene Bereiche unterteilt werden. Beim Verflüssiger sind das die Bereiche A_a Enthitzung, A_b Kondensation und A_c Unterkühlung, beim Verdampfer A_a Verdampfung und A_b Überhitzung. Beim Verdampfer wird die minimale Temperaturdifferenz am Eingang des verdampfenden Fluids erreicht, beim Verflüssiger beim Phasenwechsel zwischen Bereich a und b. Die Bereiche Enthitzung, Unterkühlung und Überhitzung können wie bei den Gegenstromwärmeübertragern mit den Temperaturen an den Bereichsgrenzen ϑ_{ab} bzw. ϑ_{bc} berechnet werden, da beide Fluide einphasig vorliegen. In den Bereichen Kondensation und Verdampfung ist die Temperatur eines Fluids bei konstanten Druck ebenfalls konstant, sofern es sich um einen Reinstoff oder ein azeotropes Gemisch handelt. Die Temperatur entspricht der Sättigungstemperatur ϑ_s, die vom vorliegenden Druck abhängt. Dadurch gilt $C_i = 0$ und die Berechnung der normierten Temperaturänderung sowie Übertragungsfähigkeit kann für alle Strömungsführungen vereinfacht werden zu:

$$\varepsilon_i = 1 - \mathrm{e}^{-N_i} \tag{5.32}$$

$$N_i = -\ln(1 - \varepsilon_i) \tag{5.33}$$

5.3.2 Turbomaschinen

In Abbildung 5.11 wird der Kontrollraum eines allgemeinen Verdichters mit den relevanten Stoff- und Prozessgrößen schematisch dargestellt. Die Energiebilanzgleichung 5.1 einer realen Turbomaschine unter Vernachlässigung der potentiellen und kinetischen Energie ergibt sich zu (vgl. Baehr; Stephan, 2010):

$$P = \dot{m} \left(h_{Aus} - h_{Ein} \right) \tag{5.34}$$

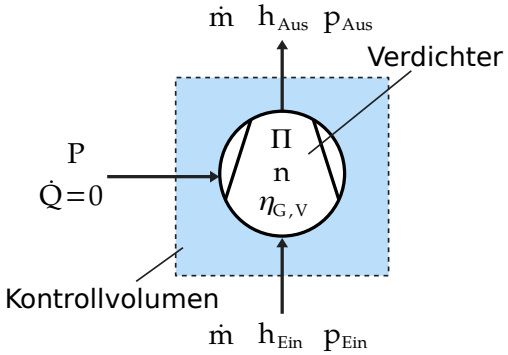


Abbildung 5.11: Kontrollraum des Verdichters

Die Enthalpiedifferenz Δh ist abhängig vom Druckverhältnis Π in der Maschine und dem Eingangszustand des Fluids. Der Prozess der Verdichtung bzw. Entspannung eines Fluids in Turbomaschinen kann im Idealfall als reversibel-adiabat (isentrop) betrachtet werden. Die Zustandsänderung läuft dann bei einer konstanten Entropie ab, d. h. ohne Entropieproduktion und Energietransport durch Wärme über die Systemgrenze. Die Verluste im realen, irreversiblen Prozess werden im Wesentlichen durch Reibung verursacht und können durch einen isentropen Gütegrad für Turbine und Verdichter berücksichtigt werden:

$$\eta_{G,V} = \frac{h_{Aus,s} - h_{Ein}}{h_{Aus} - h_{Ein}} \qquad \text{(Verdichter)} \tag{5.35}$$

$$\eta_{G,T} = \frac{h_{Ein} - h_{Aus}}{h_{Ein} - h_{Aus,s}} \qquad \text{(Turbine)} \tag{5.36}$$

Der isentrope Gütegrad enspricht dem Verhältnis zwischen isentroper und realer Enthalpiedifferenz. Es gilt immer $0 < \eta_G \leq 1$. In der Auslegungsrechnung wird zu Beginn ein konstanter Gütegrad von 0,8 angenommen. Außerdem wird das Druckverhältnis Π jeder Maschine anhand der Randbedingungen vorgegeben. In der Nachrechnung werden die Turbomaschinen über Kennfelder berechnet, wodurch die isentropen Gütegrade in Abhängigkeit von Drehzahl n, korrigierten Massenstrom $\dot{m}_{korr}$ und Totaldruckverhältnis Π_t bestimmt werden. Die genaue Erläuterung erfolgt in Kapitel 7.

5.3.3 Mischung

Die Mischung von Stoffströmen wird im Prozessmodell als ideal angenommen. Es treten demzufolge keine Wärmeströme über die Systemgrenze auf und es wird keine Leistung verrichtet. Weiterhin werden Druckverluste vernachlässigt.
Der Kontrollraum des Mischvorgangs wird in Abbildung 5.12 exemplarisch für zwei eingehende Fluidströme dargestellt. Die Massenbilanzgleichung 5.2 für zwei Eingangsströme kann ausgedrückt werden als:

$$\dot{m}_{Aus} = \sum_{i=0}^{n} \dot{m}_{i,Ein} = \dot{m}_{1,Ein} + \dot{m}_{2,Ein} \tag{5.37}$$

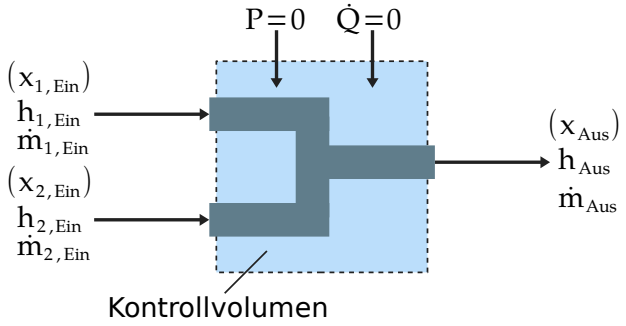


Abbildung 5.12: Kontrollraum der Mischung

Für feuchte Luft kann die Massenbilanzgleichung auch mit dem Trockenluftmassenstrom $\dot{m}_{trL}$ und Wassergehalt x ausgedrückt werden (vgl. Gleichung 5.5):

$$\left(\dot{m}_{trL,1,Ein} + \dot{m}_{trL,2,Ein}\right)\left(1 + x_{Aus}\right) = \dot{m}_{trL,1,Ein}\left(1 + x_{1,Ein}\right) + \dot{m}_{trL,2,Ein}\left(1 + x_{2,Ein}\right) \tag{5.38}$$

Die Energiebilanzgleichung 5.1 kann für ideale Mischungsvorgänge und unter Vernachlässigung der potentiellen und kinetischen Energie für Reinstoffe vereinfacht werden zu:

$$\left(\dot{m}_{1,Ein} + \dot{m}_{2,Ein}\right) \cdot h_{Aus} = \dot{m}_{1,Ein} \cdot h_{1,Ein} + \dot{m}_{2,Ein} \cdot h_{2,Ein} \tag{5.39}$$

und für feuchte Luft zu:

$$\left(\dot{m}_{trL,1,Ein} + \dot{m}_{trL,2,Ein}\right) \cdot h_{1+x,Aus} = \dot{m}_{trL,1,Ein} \cdot h_{1+x,1,Ein} + \dot{m}_{trL,2,Ein} \cdot h_{1+x,2,Ein} \tag{5.40}$$

Damit kann die Ausgangsenthalpie des gemischten Stroms bestimmt werden. Die Ausgangstemperatur kann aus der Ausgangsenthalpie bestimmt werden.

Für die Mischung von feuchter Luft mit einem Wassermassenstrom $\dot{m}_{2,Ein}$ kann die Massenbilanzgleichung vereinfacht werden zu:

$$\dot{m}_{trL,1,Ein}\left(1 + x_{1,Ein}\right) + \dot{m}_{2,Ein} = \dot{m}_{trL,1,Ein}\left(1 + x_{Aus}\right) \tag{5.41}$$

und die Energieerhaltungsgleichung zu:

$$\dot{m}_{trL,1,Ein} \cdot h_{1+x,1,Ein} + \dot{m}_{2,Ein} \cdot h_{2,Ein} = \dot{m}_{trL,1,Aus} \cdot h_{1+x,Aus} \tag{5.42}$$

5.3.4 Aufteilung

Bei der Aufteilung von Stoffströmen im Prozessmodell wird entweder ein diskretes oder ein stetiges Regelwegeventil verwendet. Bei der diskreten Variante wird der Stoffstrom immer vollständig vom Eingang zu einem Ausgang geleitet, bei der stetigen Variante wird der Eingangsmassenstrom in einem bestimmten Verhältnis zwischen den Ausgängen aufgeteilt. Außerdem werden für kleinere Massenströme an einem Ausgang auch Strom- sowie Absperrventile eingesetzt. In Abbildung 5.13 wird der Kontrollraum für ein Eingang und zwei Ausgänge schematisch dargestellt.

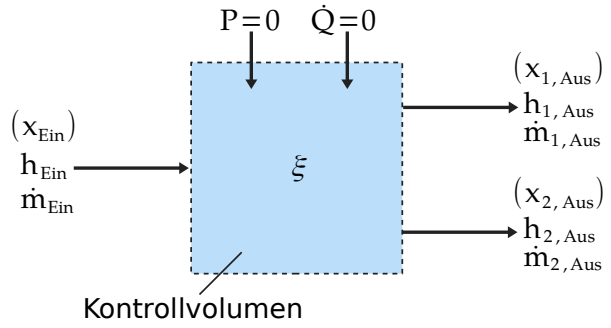


Abbildung 5.13: Kontrollraum der Aufteilung

Die Aufteilung wird durch das Massenstromverhältnis ξ bestimmt, welches in den Systemparametern für jedes Element separat festgelegt ist:

$$\xi = \frac{\dot{m}_{1,Ein}}{\dot{m}_{1,Ein} + \dot{m}_{2,Ein}} = 1 - \frac{\dot{m}_{2,Ein}}{\dot{m}_{1,Ein} + \dot{m}_{2,Ein}} \qquad \text{mit} \qquad 0 \leq \xi \leq 1 \tag{5.43}$$

Bei dem disktreten Regelventil kann das Massenstromverhältnis nur die Werte 0 und 1 annehmen, bei der stetigen Variante auch jede Werte dazwischen.
Bei der Regelung während der Prozessberechnung können die Massenstromverhältnisse einzelner Elemente auch verändert werden. Dies trifft bei allen Systemen auf die Aufteilung der Trimmluft zu. Bei den pneumatischen Systemen muss das Verhältnis aus Außen- und Zapfluft anhand der Leistungsbilanz der Turbomaschinen mit jeder Iteration neu bestimmt werden.

Verluste werden vernachlässigt. Es wird keine Arbeit am System verrichtet oder Wärmeströme über die Systemgrenze übertragen, wodurch $h_{Ein} = h_{1,Aus} = h_{2,Aus}$ für alle Stoffe und $x_{Ein} = x_{1,Aus} = x_{2,Aus}$ zusätzlich für feuchte Luft gelten.

5.3.5 Wasserabscheider

Im Wasserabscheider wird flüssiges Wasser aus einem Luftstrom abgeführt. In den meisten Fällen kommen dafür Fliehkraftabscheider zum Einsatz (vgl. Baldauf u. a., 2007). Der Kontrollraum des allgemeinen Wasserabscheiders wird in Abbildung 5.14 gezeigt. Das aus dem Luftstrom abgeschiedene flüssige Wasser wird durch den Massenstrom $\dot{m}_{2,Aus}$ repräsentiert. Der Prozess wird als adiabat und zunächst auch ohne Druckverluste angenommen. Die Effektivität der Wasserabscheidung wird über den Gütegrad $\eta_{G,WA}$ berücksichtigt, welcher in den Systemparametern vorgegeben wird.

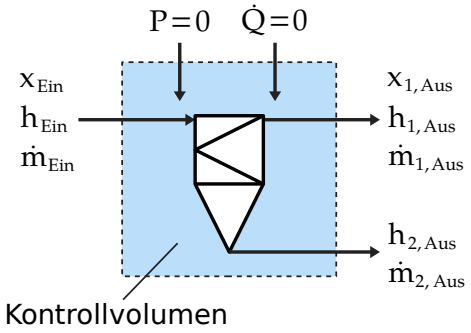


Abbildung 5.14: Kontrollraum des Wasserabscheiders

Die Massenstrombilanz 5.2 wird für einen Wasserabscheider zu:

$$\dot{m}_{Ein} = \dot{m}_{1,Aus} + \dot{m}_{2,Aus} \tag{5.44}$$

mit den Wassergehalten für den dampfförmigen x_D, flüssigen x_W und festen x_E (Wassereis) Anteil:

$$\dot{m}_{Ein} = \dot{m}_{trL,Ein}\left(1 + x_{Ein}\right) = \dot{m}_{trL,Ein}\left(1 + x_{D,Ein} + x_{W,Ein} + x_{E,Ein}\right) \tag{5.45}$$

$$\dot{m}_{1,Aus} = \dot{m}_{trL,Ein}\left(1 + x_{D,Ein} + \left(1 - \eta_{G,WA}\right)\left(x_{W,Ein} + x_{E,Ein}\right)\right) \tag{5.46}$$

$$\dot{m}_{2,Aus} = \dot{m}_{trL,Ein} \cdot \eta_{G,WA}\left(x_{W,Ein} + x_{E,Ein}\right) \tag{5.47}$$

Der Gütegrad kann Werte zwischen 0 und 1 annehmen und wird ausgedrückt als:

$$\eta_{G,WA} = \frac{\dot{m}_{2,Aus}}{\dot{m}_{W,Ein} + \dot{m}_{E,Ein}} = \frac{\dot{m}_{2,Aus}}{\dot{m}_{trL,Ein}\left(x_{W,Ein} + x_{E,Ein}\right)} = 1 - \frac{x_{W,1,Aus} + x_{E,1,Aus}}{x_{W,Ein} + x_{E,Ein}} \tag{5.48}$$

Der Ausgangswassergehalt des Luftstroms $x_{1,Aus}$ kann damit bestimmt werden durch:

$$x_{1,Aus} = x_{D,Ein} + \left(1 - \eta_{G,WA}\right)\left(x_{W,Ein} + x_{E,Ein}\right) \tag{5.49}$$

Die Ausgangsenthalpien werden über die Zustandsgleichungen 5.11 bis 5.16 und die angepasste Energiebilanzgleichung bestimmt:

$$h_{1+x,Ein} = h_{1+x,1,Aus} + \eta_{G,WA}\left(x_{W,Ein} + x_{E,Ein}\right) \cdot h_{2,Aus} \tag{5.50}$$

In realen Wasserabscheidern tritt ein Druckverlust auf. Dieser wird in den Systemparametern vorher auf Basis des Referenzsystems definiert und bleibt über alle Rechnungen konstant. In der Nachrechnung wird auf die genaue Modellierung des Abscheiders verzichtet. Bei Berücksichtigung eines Druckverlusts müssen die Gleichungen 5.46 und 5.47 sowie 5.49 und 5.50 dahingehend angepasst werden, dass der veränderte Sättigungswassergehalt berücksichtigt wird. Die Aufteilung von gasförmigen, flüssigen und festen Wasser muss neu berechnet werden:

$$x_{W,1,Aus} + x_{E,1,Aus} = x_{Ein} - x_{D,1,Aus} = x_{D,Ein} + x_{W,Ein} + x_{E,Ein} - x_{D,1,Aus} \tag{5.51}$$

$$\text{mit:} \qquad x_{D,1,Aus} = x_s\left(\vartheta_{1,Aus}, p_{1,Aus}\right) \tag{5.52}$$

Außerdem wird der Druckverlust zuerst als isenthalpe Entspannung betrachtet, wodurch es zu einer Teilverdunstung von flüssigen Wasser kommt und die Ausgangstemperatur $\vartheta_{1,Aus}$ verringert wird. Anschließend findet die Abscheidung statt. Der Wirkungsgrad wird auf die Ausgangszustände der Wasserbeladungen angewendet.

5.3.6 Drosselorgan und Druckminderer

In einem Drosselorgan wird ein Druckabfall in einem Fluid bewirkt. Der Prozess verläuft isenthalp. Es wird angenommen, dass keine Wärme über die Systemgrenze transportiert oder Arbeit am System verrichtet wird. Der Druckabfall wird durch den Eingangsdruck und der in den Systemparametern festgelegten Sättigungstemperatur im Verdampfer bestimmt. Es gelten die folgenden Beziehungen:

$$\dot{m}_{Aus} = \dot{m}_{Ein} \qquad \text{(Massenbilanz)} \tag{5.53}$$

$$h_{Aus} = h_{Ein} \qquad \text{(Energiebilanz)} \tag{5.54}$$

$$p_{Aus} = p_{Ein} - \Delta p \qquad \text{(Impulsbilanz)} \tag{5.55}$$

In Abbildung 5.15 wird der Kontrollraum eines Drosselorgangs dargestellt. Drosselorgane werden bei der Prozessberechnung im Kältemittelkreislauf verwendet. Der Druckabfall bewirkt eine

isenthalpe Entspannung in das Zweiphasengebiet des Kältemittels. Dadurch kommt es zu einer Abkühlung auf die Sättigungstemperatur $\vartheta_s = \vartheta_s(p_s)$.

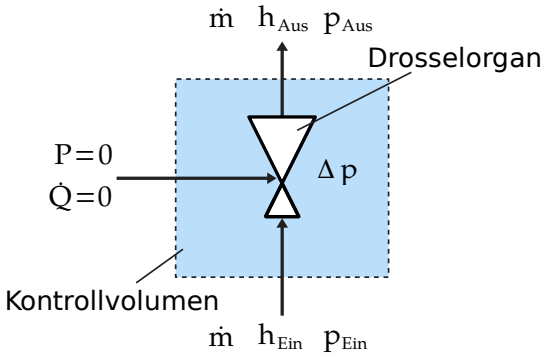


Abbildung 5.15: Kontrollraum des Drosselorgans

Ein Druckminderer im Prozessmodell entspannt ein Fluid im Gegensatz dazu nicht in das Zweiphasengebiet. Es tritt kein Phasenwechsel auf. Die resultierende Ausgangstemperatur ist bei idealen Gasen konstant. Bei realen Gasen kommt es zu geringen Temperaturveränderungen, da die spezifische Wärmekapazität druckabhängig ist.

5.4 Validierung

Die Validierung des Prozessmodells wird mit zwei von der *Airbus Operations GmbH* bereitgestellten Datensätzen durchgeführt. Der erste Datensatz enthält die Berechnungsergebnisse eines konzeptionellen Kaltluftkühlsystems, welches von der *Airbus Operations GmbH* entwickelt und patentiert wurde (vgl. Bammann u. a., 2019). Die Ergebnisse sind dem internen Simulationsmodell *DENECS* (engl. „Design Environment for New Environmental Control System“) entnommen. Das Modell ist in *Dymola*, einer graphischen Entwicklungsumgebung der Modellierungssprache *Modelica*, implementiert und wurde mit experimentellen Daten validiert. In Abbildung 5.16 ist das Schaltbild des Kaltluftkühlsystems dargestellt. Beim Vergleich der Berechnungsergebnisse des *DENECS*-Modells mit dem in dieser Arbeit präsentierten Modell werden die Differenzen von Temperatur, Druck, Wasserbeladung, Massenstrom und spezifischer Enthalpie für jeden Zustandspunkt im Prozess analysiert. Die Standardabweichung, der arithmetische Mittelwert sowie der Minimal- und Maximalwert der Differenzen werden bestimmt. Insgesamt werden sechs Betriebsfälle für den Flugzeugtyp *Airbus A350* miteinander verglichen. Die Fälle sind ähnlich aber nicht identisch mit denen in dieser Arbeit. Die Zustands- und Prozessgrößen werden in Tabelle 5.2 verglichen. Die Ergebnisse beider Berechnungsmodelle weisen in allen Fällen eine geringe Abweichung auf, wodurch geschlussfolgert werden kann, dass das hier entwickelte Modell eine sehr gute Genauigkeit erreicht und fehlerfrei rechnet.

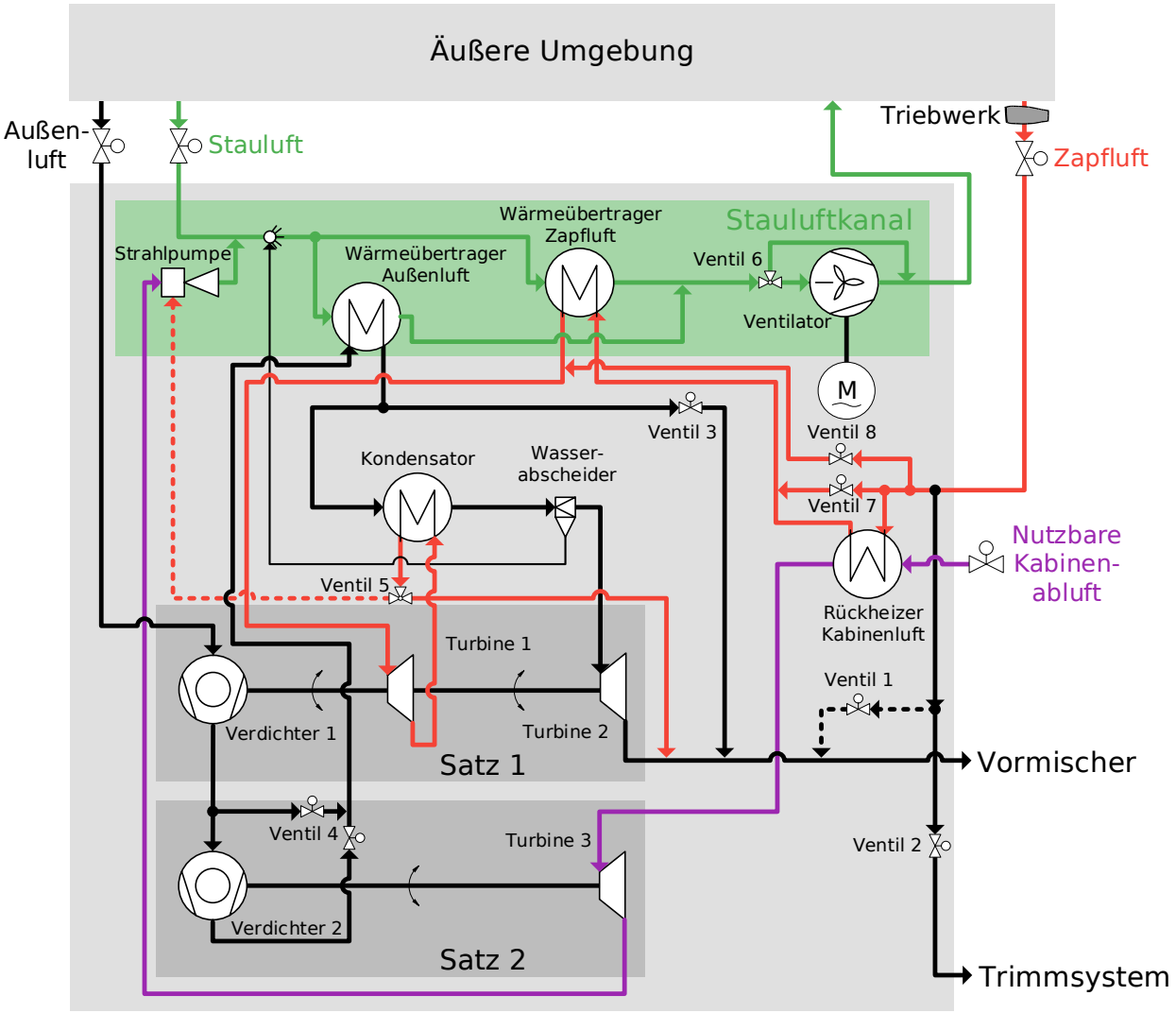


Abbildung 5.16: Pneumatisch angetriebenes Kaltluftkühlsystem mit Kabinenabluftnutzung der Airbus Operations GmbH nach Bammann u. a., 2019

Tabelle 5.2: Vergleich der Ergebnisse des eigenen Modells mit Datensatz 1

	Differenzen der Prozess- und Zustandsgrößen				
	Δp **in bar**	$\Delta \vartheta$ **in K**	$\Delta \dot{m}$ **in kg/s**	Δx **in kg/kg**	Δh **in J/kg**
Betriebsfall Reiseflug, Normal, ISA+16					
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$1{,}03 \cdot 10^{-4}$	$3{,}09 \cdot 10^{-1}$	$9{,}09 \cdot 10^{-5}$	$2{,}33 \cdot 10^{-6}$	$2{,}50 \cdot 10^{2}$
Standardabweichung σ	$7{,}30 \cdot 10^{-4}$	$4{,}57 \cdot 10^{-1}$	$1{,}34 \cdot 10^{-4}$	$2{,}98 \cdot 10^{-6}$	$3{,}27 \cdot 10^{2}$
Minimalwert x_{min}	$-2{,}44 \cdot 10^{-7}$	$-6{,}40 \cdot 10^{-1}$	$-2{,}20 \cdot 10^{-4}$	$-6{,}08 \cdot 10^{-6}$	$-4{,}40 \cdot 10^{2}$
Maximalwert x_{max}	$6{,}25 \cdot 10^{-3}$	$9{,}15 \cdot 10^{-1}$	$3{,}03 \cdot 10^{-4}$	$3{,}47 \cdot 10^{-18}$	$6{,}57 \cdot 10^{2}$

weiter auf der nächsten Seite

Tabelle 5.2: Vergleich der Ergebnisse des eigenen Modells mit Datensatz 1 (Fortsetzung)

	Differenzen der Prozess- und Zustandsgrößen				
	Δp in bar	$\Delta \vartheta$ in K	$\Delta \dot{m}$ in kg/s	Δx in kg/kg	Δh in J/kg
Betriebsfall Reiseflug, Fehlerfall, ISA+16					
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$1{,}78 \cdot 10^{-3}$	$1{,}93 \cdot 10^{-1}$	$1{,}78 \cdot 10^{-4}$	$1{,}23 \cdot 10^{-11}$	$1{,}28 \cdot 10^{2}$
Standardabweichung σ	$6{,}91 \cdot 10^{-3}$	$2{,}69 \cdot 10^{-1}$	$2{,}73 \cdot 10^{-4}$	$2{,}54 \cdot 10^{-11}$	$1{,}52 \cdot 10^{2}$
Minimalwert x_{min}	$-3{,}31 \cdot 10^{-2}$	$-3{,}89 \cdot 10^{-1}$	$-7{,}25 \cdot 10^{-4}$	$-3{,}25 \cdot 10^{-19}$	$-3{,}21 \cdot 10^{2}$
Maximalwert x_{max}	$1{,}02 \cdot 10^{-2}$	$6{,}54 \cdot 10^{-1}$	$4{,}13 \cdot 10^{-4}$	$6{,}40 \cdot 10^{-11}$	$2{,}71 \cdot 10^{2}$
Betriebsfall Sinkflug, Normal, ISA					
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$1{,}16 \cdot 10^{-3}$	$2{,}31 \cdot 10^{-1}$	$9{,}44 \cdot 10^{-5}$	$1{,}03 \cdot 10^{-10}$	$4{,}84 \cdot 10^{2}$
Standardabweichung σ	$3{,}25 \cdot 10^{-3}$	$3{,}51 \cdot 10^{-1}$	$1{,}36 \cdot 10^{-4}$	$1{,}90 \cdot 10^{-10}$	$2{,}06 \cdot 10^{3}$
Minimalwert x_{min}	$-1{,}15 \cdot 10^{-2}$	$-5{,}14 \cdot 10^{-1}$	$-2{,}50 \cdot 10^{-4}$	0,00	$-1{,}80 \cdot 10^{4}$
Maximalwert x_{max}	$4{,}70 \cdot 10^{-3}$	$8{,}83 \cdot 10^{-1}$	$2{,}53 \cdot 10^{-4}$	$4{,}58 \cdot 10^{-10}$	$4{,}32 \cdot 10^{2}$
Betriebsfall Sinkflug, Normal, ISA-38					
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$3{,}89 \cdot 10^{-4}$	$4{,}35 \cdot 10^{-2}$	$1{,}82 \cdot 10^{-4}$	$2{,}64 \cdot 10^{-6}$	$2{,}23 \cdot 10^{2}$
Standardabweichung σ	$1{,}14 \cdot 10^{-3}$	$7{,}88 \cdot 10^{-2}$	$3{,}35 \cdot 10^{-4}$	$3{,}11 \cdot 10^{-6}$	$1{,}02 \cdot 10^{2}$
Minimalwert x_{min}	$-8{,}98 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}20 \cdot 10^{-1}$	$-1{,}28 \cdot 10^{-3}$	$-3{,}44 \cdot 10^{-11}$	$-4{,}30 \cdot 10^{2}$
Maximalwert x_{max}	$5{,}05 \cdot 10^{-3}$	$2{,}68 \cdot 10^{-1}$	$4{,}38 \cdot 10^{-4}$	$6{,}26 \cdot 10^{-6}$	7,89
Betriebsfall Sinkflug, Normal, ISA+16					
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$7{,}16 \cdot 10^{-4}$	$4{,}84 \cdot 10^{-1}$	$1{,}56 \cdot 10^{-5}$	$3{,}90 \cdot 10^{-5}$	$2{,}56 \cdot 10^{2}$
Standardabweichung σ	$2{,}19 \cdot 10^{-3}$	1,45	$4{,}87 \cdot 10^{-5}$	$3{,}42 \cdot 10^{-4}$	$3{,}56 \cdot 10^{2}$
Minimalwert x_{min}	0,00	$-1{,}18 \cdot 10^{1}$	$-1{,}50 \cdot 10^{-4}$	$-3{,}00 \cdot 10^{-3}$	$-6{,}00 \cdot 10^{2}$
Maximalwert x_{max}	$9{,}70 \cdot 10^{-3}$	1,00	$1{,}50 \cdot 10^{-4}$	$2{,}71 \cdot 10^{-19}$	$8{,}25 \cdot 10^{2}$
Betriebsfall Sinkflug, Normal, ISA+23					
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$7{,}41 \cdot 10^{-4}$	$7{,}22 \cdot 10^{-1}$	$1{,}60 \cdot 10^{-4}$	$6{,}22 \cdot 10^{-5}$	$2{,}31 \cdot 10^{3}$
Standardabweichung σ	$2{,}73 \cdot 10^{-3}$	$6{,}98 \cdot 10^{-1}$	$2{,}91 \cdot 10^{-4}$	$1{,}66 \cdot 10^{-4}$	$2{,}75 \cdot 10^{3}$
Minimalwert x_{min}	$-2{,}00 \cdot 10^{-3}$	$-2{,}52$	$-7{,}63 \cdot 10^{-4}$	$-5{,}21 \cdot 10^{-5}$	$-3{,}58 \cdot 10^{3}$
Maximalwert x_{max}	$2{,}20 \cdot 10^{-2}$	$6{,}98 \cdot 10^{-2}$	$4{,}77 \cdot 10^{-4}$	$5{,}46 \cdot 10^{-4}$	$4{,}63 \cdot 10^{3}$

Datensatz 2 beinhaltet experimentelle Daten des Referenzsystems, welche von der *Airbus Operations GmbH* bereitgestellt wurden. Die Daten umfassen insgesamt zwei Betriebsfälle, jeweils einen Boden- und Flugfall mit dem Atmosphärenmodell *ISA+23*. Analog zum ersten Datensatz werden die Differenzen zwischen Druck, Temperatur, Massenstrom und Wasserbeladung über alle Zustandspunkte bestimmt und der arithmetische Mittelwert, die Standardabweichung sowie

Minimal- und Maximalwert berechnet. Der Vergleich wird in Tabelle 5.3 präsentiert und zeigt größere Abweichungen im Vergleich zum ersten Datensatz. Dies ist dadurch begründet, dass einige Einflüsse des realen Systems im Modell nicht berücksichtigt werden können. Dazu zählen der Druckverlust in den Rohrleitungen und Leckagen. Druckverluste pflanzen sich von einen Zustandspunkt zum nächsten fort, weshalb der Vergleich immer größere Abweichungen zeigt. Die Unterschiede zwischen den Temperaturen im Bodenfall sind höher als im Flugfall, da hier die Entfeuchtung und Wasserabscheidung eine Rolle spielt und Temperaturdifferenzen deutliche Änderungen der Wasserabscheiderate bedeuten. Die Genauigkeit der Wärmeübertragerberechnung nimmt zusätzlich ab, da Wasser konsensiert bzw. verdunstet. Dennoch kann festgestellt werden, dass das hier entwickelte Modell sehr gut mit den experimentellen Daten übereinstimmt und damit für einen sinnvollen Vergleich der verschiedenen Flugzeugklimaanlagen herangezogen werden kann.
Zusätzlich muss erwähnt werden, dass Wärmeübertrager über den $k \cdot A$-Wert und Turbomaschinen über Druckverhältnis Π und Gütegrad η_G in Analogie zum Auslegungsmodell berechnet werden. Die Größen werden vorher anhand der experimentellen Werte definiert. Druckverluste der Wärmeübertrager sind ebenfalls von den experimentellen Werten übernommen. Demzufolge gilt diese Validierung nicht für das erweiterte Wärmeübertrager- sowie Turbomaschinenmodell, welche in den Kapiteln 6 und 7 erläutert werden. Dies ist dadurch begründet, dass keine Daten über die Geometrie der Maschinen oder Wärmeübertrager verfügbar sind und nur geschätzt werden könnten.

Tabelle 5.3: Vergleich der Ergebnisse des eigenen Modells mit Datensatz 2

	Differenzen der Prozess- und Zustandsgrößen			
	Δp **in bar**	$\Delta \vartheta$ **in K**	$\Delta \dot{m}$ **in kg/s**	Δx **in kg/kg**
Betriebsfall Boden, Normal, ISA+23				
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$8{,}43 \cdot 10^{-3}$	3,27	$4{,}78 \cdot 10^{-4}$	$7{,}25 \cdot 10^{-4}$
Standardabweichung σ	$1{,}16 \cdot 10^{-2}$	2,52	$1{,}41 \cdot 10^{-3}$	$2{,}57 \cdot 10^{-3}$
Minimalwert x_{min}	$-2{,}02 \cdot 10^{-2}$	−2,19	$-2{,}82 \cdot 10^{-3}$	$-2{,}82 \cdot 10^{-3}$
Maximalwert x_{max}	$3{,}68 \cdot 10^{-2}$	6,50	$2{,}82 \cdot 10^{-3}$	$5{,}08 \cdot 10^{-3}$
Betriebsfall Reiseflug, Normal, ISA+23				
Arithm. Mittelwert $\bar{x}$	$9{,}40 \cdot 10^{-3}$	$-5{,}47 \cdot 10^{-1}$	$5{,}00 \cdot 10^{-9}$	$-9{,}44 \cdot 10^{-18}$
Standardabweichung σ	$1{,}41 \cdot 10^{-2}$	1,17	$1{,}11 \cdot 10^{-8}$	$2{,}94 \cdot 10^{-17}$
Minimalwert x_{min}	$-2{,}60 \cdot 10^{-2}$	−4,04	$-1{,}75 \cdot 10^{-8}$	$-9{,}91 \cdot 10^{-17}$
Maximalwert x_{max}	$3{,}58 \cdot 10^{-2}$	$4{,}35 \cdot 10^{-1}$	$1{,}75 \cdot 10^{-8}$	0,00

6 Wärmeübertragermodell

Bei der Auslegungsrechnung der Wärmeübertrager in Abschnitt 5.3.1 werden ein vorher festgelegter konstanter Wärmedurchgangswiderstand $R_k = 1/(k \cdot A)$ und Druckverlust Δp für beide Fluide vorausgesetzt. Bei Verdampfern und Verflüssigern werden die Temperaturprofile definiert. Die Werte werden auf Basis der zu erreichenden Randbedingungen gewählt und als zunächst konstant über alle Betriebsfälle angenommen. Bei den Flugzeugklimaanlagen können bei einem gegebenen Wärmeübertrager mit fester Geometrie Druckverluste und Wärmedurchgangskoeffizienten stark variieren. Das ist zum einen durch die unterschiedlichen Randbedingungen und Eingangszustände, insbesondere Massenströme, bei den verschiedenen Betriebsfällen bedingt. Zum anderen treten auch bei konstanten Randbedingungen innerhalb des Wärmeübertragers zum Teil deutliche lokale Unterschiede bei Wärmeübergangs- und Druckverlustkoeffizienten auf. Das ist vor allem bei dem Phasenwechsel in den Verdampfern und Verflüssigern der Fall, weshalb diese Wärmeübertrager in einzelne Volumen zur präziseren Berechnung unterteilt werden müssen. Aus diesen Gründen werden die Wärmeübertrager in der detaillierten Nachrechnung auf Basis ihrer vollständigen Geometie modelliert.

Das Wärmeübertragermodell hat zur Aufgabe, die Ausgangsbedingungen in den verschiedenen Wärmeübertragern basierend auf den geometrischen Parametern sowie Eingangszuständen und mit Hilfe von Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen zu bestimmen. Bei ausschließlich einphasigen Strömungen wird der Wärmeübertrager als Gesamtapparat betrachtet. Bei Auftreten von zweiphasigen Strömungen wird der Wärmeübertrager in äquidistante Einzelapparate aufgeteilt. Die Einzelapparate entsprechen einem finiten Volumen und werden auch als Zellen bezeichnet. Sowohl im Gesamtapparat als auch in den einzelnen Zellen gelten die Erhaltungsgleichungen. Durch die Unterteilung in einzelne Zellen kann die Änderungen der Wärmeübergangs- und Druckverlustkoeffizienten lokal besser auflöst werden. Zusätzlich ist das Modell generisch und modular aufgebaut, wodurch die große Anzahl an verschiedenen Wärmeübertragern in der Klimaanlage mit den gleichen zugrunde liegenden Funktionen erstellt, ausgelegt und berechnet werden können. Dabei sind die folgenden Programmteile unabhängig voneinander und können erweitert, verändert oder ausgetauscht werden: Geometrieberechnung, Wärmeübertragertyp mit Verschaltung und Diskretisierung, Korrelationen, Lösungsverfahren. Das allgemeine Modell reduziert die Redundanz und damit den Zeitaufwand zur Auslegung sowie Berechnung aller Wärmeübertrager in der Flugzeugklimaanlage und kann direkt in die Prozesssimulation eingebunden werden. Außerdem müssen die Berechnungsfunktionen nur einmal für alle Wärmeübertrager validiert werden. Die Implementierung erfolgt mit der Programmiersprache Python.

Das Berechnungsprinzip des Wärmeübertragermodells basiert auf der Zellenmethode (vgl. Verein deutscher Ingenieure, 2013). Dabei wird der Wärmeübertrager entsprechend der Diskretisierung in Einzelapparate unterteilt. Im Gegensatz zu einem finiten Differenzenverfahren ist es hier nicht notwendig die Kontinuitäts- und Impulsgleichung numerisch zu lösen. Es ist somit flexibler und schneller auf verschiedene Wärmeübertragertypen und Verschaltungen anwendbar. Außerdem kann das Modell direkt mit einem vertretbaren zusätzlichen Rechenaufwand in die Prozessrechnung integriert werden. Als Beispiel der Zellenmethode wird ein Lamellenrohrwärmeübertrager mit zwei Rohrreihen betrachtet. Die Darstellung in der x-y-Ebene wird in Abbildung 6.1 gezeigt.

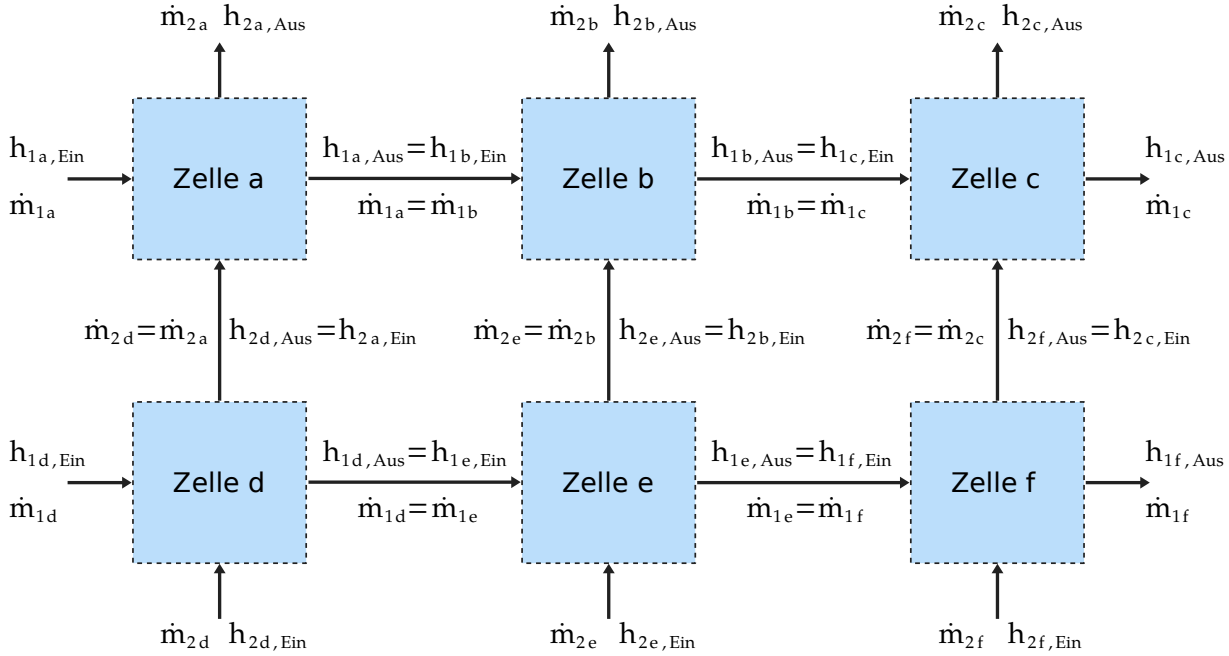


Abbildung 6.1: Darstellung der Zellenmethode zur Aufteilung des Wärmeübertr. in Einzelapparate

In dem Beispiel werden die Rohre jeweils in drei Zellen unterteilt. Hier werden nur die Übertragungszellen dargestellt. Für jede Zelle gelten die Erhaltungsgleichungen: Impuls-, Masse- und Energiebilanz. Die Eingangsbedingungen der nachfolgenden Zelle entsprechen den Ausgangsbedingungen der vorhergehenden Zelle für das jeweilige Fluid.

Die in den Flugzeugklimaanlagen eingesetzten Wärmeübertragertypen sind:

- **Lamellenrohrwärmeübertrager** für Verflüssiger und Verdampfer im Kältemittelkreislauf
- **Plattenwärmeübertrager** für innere Wärmeübertrager
- **Rippenplattenwärmeübertrager** für Luft-Luft-Wärmeübertrager

Bei Lamellenrohrwärmeübertragern werden die Bauformen Rundrohre mit wellenförmigen Lamellen und Flachrohre mit rechteckigen Minikanälen und eingeschlitzten Lamellen betrachtet. Bei

den Verdampfern und Verflüssigern treten innerhalb der Rohre bzw. Kanäle zweiphasige Strömungen auf, die unterschiedliche Strömungsformen in Abhängigkeit vom Kanaldurchmesser ausbilden (vgl. Thome u. a., 2004; Dupont u. a., 2004). Die Definition der Übergangskriterien zwischen den verschiedenen Größenskalen der Kanäle sind Bestandteil aktueller Forschungen und werden in der Literatur unterschiedlich ausgelegt. Eine Möglichkeit der Klassifizierung auf Basis des hydraulischen Durchmessers $d_{hydr} = 4 \cdot A/U$ hat Kandlikar beschrieben (vgl. Kandlikar, 2002; Kandlikar; Grande, 2003):

- Konventionelle Kanäle/ Rohre: $d_{hydr} > 3\,\text{mm}$
- Minikanäle: $3\,\text{mm} \geq d_{hydr} > 200\,\mu\text{m}$
- Mikrokanäle: $200\,\mu\text{m} \geq d_{hydr} > 10\,\mu\text{m}$

Für kälte- und klimatechnische Anwendungen sind die Bereiche der konventionellen Rohre sowie Minikänäle wichtig, da kleinere Bauformen für die gewünschten Leistungsklassen bisher technisch und ökonomisch nicht sinnvoll umgesetzt werden können. In der Literatur wird zum Teil der Begriff Mikrokanäle auch für den Bereich der Minikanäle verwendet. In dieser Arbeit wird aber die genannte Klassifizierung angewendet. Weitere Klassifizierungsansätze unterscheiden die Bereiche nicht nach festen Durchmessern, sondern auf Basis von dimensionslosen Kennzahlen, wie z. B. der Eötvös-Zahl *Eo*, welche das Verhältnis aus Volumenkraft und Oberflächenkraft darstellt (vgl. Cheng u. a., 2006). Eine umfassende Analyse des Übergangs von Makro- zu Mikrokanälen ist bei Ong, 2010 dargestellt.
Der Unterscheidung zwischen konventionellen Kanälen und Minikanälen kommt bei der Auswahl einer geeigneten Korrelation eine besondere Bedeutung zu, da die Strömungsformen abhängig von der Kanalgröße sind. Dies ist dadurch begründet, dass die Einflüsse von Gravitation und Oberflächenspannung sowie die Strömungsformen unterschiedlich ausgeprägt sind. Die unterschiedlichen Effekte sind vor allem bei einer zweiphasigen Strömung zu berücksichtigen. In dieser Arbeit werden für die Verdampfer und Verflüssiger Lamellenrohrwärmeübertrager mit Minikanälen eingesetzt, da Berechnungen gezeigt haben, dass im Vergleich zu konventionellen Rundrohren die Kältemittelmenge des Kreislaufs sowie das Volumen und die Masse der Verflüssiger und Verdampfer geringer sind. Dadurch muss eine Korrelation gewählt werden, die für diesen Einsatzbereich definiert ist. Da der Wärmeübergang und Druckverlust in Minikanälen ein aktuelles Forschungsgebiet darstellt, existieren eine Vielzahl an experimentellen Untersuchungen und daraus abgeleiteten Korrelationen. Im Rahmen der Arbeit wird deshalb eine Auswahl der in der Literatur gut dokumentierten und zahlreich eingesetzten Korrelationen detaillierter untersucht. Anschließend erfolgt ein Vergleich mit experimentellen Daten aus der Literatur, wodurch die einzelnen Korrelationen sowie die Berechnung des Modells validiert werden können. Nicht alle der hier präsentierten Korrelationen sind speziell auf Minikanäle ausgelegt bzw. zeigen eine höhere Abweichung bei kleineren hydraulischen Durchmesser. Konventionelle Lamellenrohrwärmeübertrager mit Rundrohren und wellenförmigen Lamellen werden vor allem für den Vergleich mit Minikanalwärmeübertragern hinsichtlich der Eignung in einer Flugzeugklimaanlage betrachtet.

Im Modell sind spezifische Korrelationen für den inneren und äußeren einphasigen Wärmeübergang bzw. Druckverlust aller hier eingesetzten Wärmeübertragertypen implementiert. Zusätzlich sind Korrelationen für die zweiphasige Strömung innerhalb der Rohre in den Lamellenrohrwärmeübertragern eingebaut.
In dem Kapitel werden nachfolgend zuerst die einzelnen Programmteile beschrieben: Wärmeübertragergeometrie und Diskretisierung sowie Berechnungverfahren bzw. iterativer Löser. Anschließend werden die Ablaufpläne für die Erstellungs-, Berechnungs- und Auslegungsprozedur des vollständigen Programms erläutert. Schließlich werden die Ergebnisse der Validierung der einzelnen Korrelationen mit experimentellen Daten aus der Literatur präsentiert und bewertet.

6.1 Wärmeübertragergeometrie und Diskretisierung

Die Verdampfer und Verflüssiger in den hier betrachteten Flugzeugklimaanlagen werden auf der einen Seite von einem Kältemittel und auf der anderen Seite von Luft durchströmt. Für diesen Anwendungsbereich werden meistens Lamellenrohrwärmeübertrager eingesetzt, da der geringe Wärmeübergangskoeffizient der einphasigen Luft durch eine große Wärmeübertragungsfläche kompensiert werden muss. Die Skizze eines Lamellenrohrwärmeübertragers mit Flachrohren und eingeschlitzten Lamellen wird in Abbildung 6.2 mit den relevanten geometrischen Parametern dargestellt.

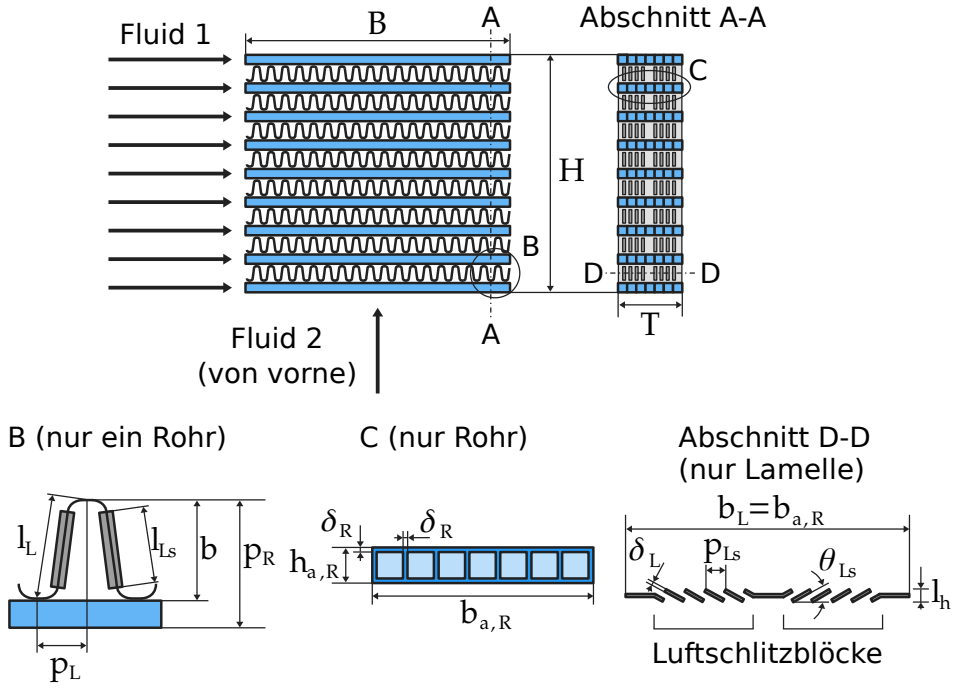


Abbildung 6.2: Skizze eines Lamellenrohrwärmeübertragers mit Flachrohren und eingeschlitzten Lamellen nach H. S. Lee, 2010

Die Flachrohre können in einzelne Kanäle unterteilt werden, weshalb der Wärmeübertrager auch als Minikanalwärmeübertrager bezeichnet wird. Bei einer einphasigen Strömung kann durch die

Reduktion des hydraulischen Durchmessers d_{hydr} eine Erhöhung der Wärmeübertragungsleistung bei gleichzeitig konstanten oder verringerten Druckverlust erreicht werden (vgl. Ameel u. a., 1997). Dies ist durch die Verringerung der charakteristischen Länge bzw. Reynolds-Zahl bei der Miniaturisierung begründet. Die Strömung des Kältemittels im Inneren wird dadurch in den laminaren Bereich verschoben, weshalb andere Gleichungen für Druckverlustbeiwerte und Wärmeübertragungskorrelationen im Vergleich zum turbulenten Bereich gelten (vgl. Abschnitte 6.2). Wärmeübertrager können mit geringerer Wärmeübertragungsfläche, Gewicht und Kältemittelfüllmenge ausgeführt werden. Bei den neu entwickelten Klimaanlagen kommen ausschließlich Minikanalwärmeübertrager zum Einsatz.
Rippenplattenwärmeübertrager werden eingesetzt, wenn beide Fluide gasförmig sind, da diese Bauform eine große Übertragungsfläche auf beiden Seiten ermöglicht. Dadurch kann der geringe Wärmeübergangskoeffizient der Gase kompensiert werden. Die Skizze eines Rippenplattenwärmeübertragers mit rechteckigen, versetzten Rippenstreifen wird in Abbildung 6.3 mit den relevanten geometrischen Parametern gezeigt.

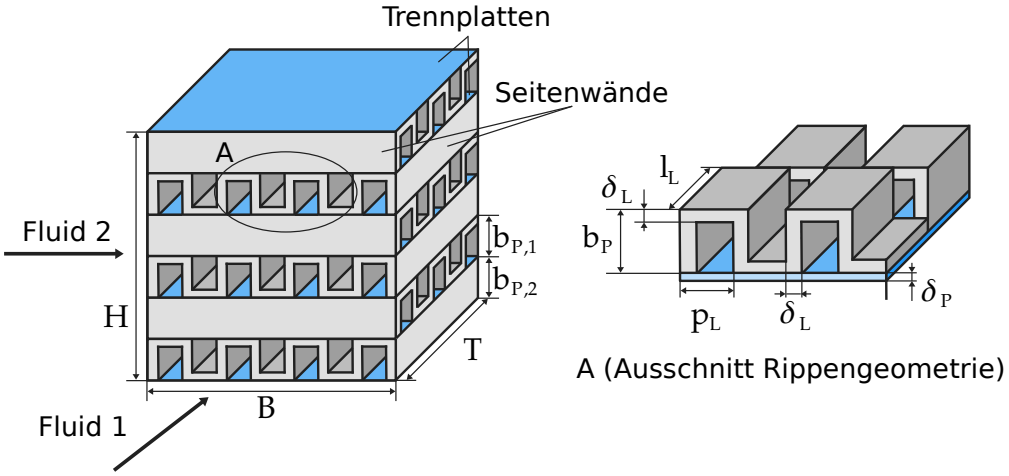


Abbildung 6.3: Skizze eines Rippenplattenwärmeübertragers mit versetzten, rechteckigen Rippenstreifen nach H. S. Lee, 2010

Der innere Wärmeübertrager im Kältekreislauf der Flugzeugklimaanlagen wird mit einem Plattenwärmeübertrager mit im Fischgrätenmuster profilierten Platten realisiert, welcher in Abbildung 6.4 schematisch mit den geometrischen Größen dargestellt ist.
Bei der Diskretisierung wird der Wärmeübertrager in äquidistante Zellen bzw. finite Volumen unterteilt. Dabei müssen die Zellen entsprechend der Strömungsrichtung der Fluide verknüpft werden. Die Methode der beweglichen Grenzen, bei der in jedem Berechnungsschritt die Größe der Zelle so angepasst wird, dass die Phasenwechsel genau an der Grenze zwischen zwei Zellen stattfindet, wird nicht angewendet, da sonst der komplexe Wärmeübertragergraph in jedem Iterationsschritt neu erstellt werden müsste. Stattdessen werden die Zellen, in denen der Phasenwechsel auftritt, in zwei Bereiche aufgeteilt und diese separat berechnet. Dazu muss die Phase des Fluids am Ein- und Ausgang jeder Zelle bestimmt werden. Die Größe der Volumen im hier implementierten Modell ist während der gesamten Berechnung konstant und für alle Zellen identisch.

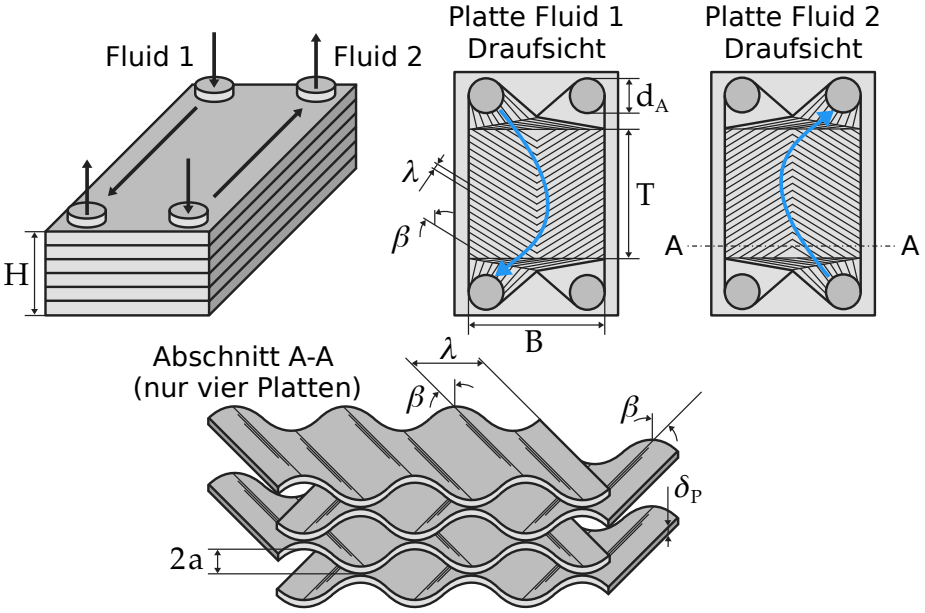


Abbildung 6.4: Skizze eines Plattenwärmeübertragers mit im Fischgrätenmuster profilierten Platten nach H. S. Lee, 2010

Für die Realisierung im Berechnungsprogramm bietet sich die Beschreibung des Wärmeübertragers als Graph an. Ungerichtete Graphen G bestehen nach der Graphentheorie aus einer Menge E von Ecken bzw. Knoten und einer Menge K von Kanten (vgl. Turau u. a., 2015). Bei einem gerichteten Graph G haben die Kanten zusätzlich eine Richtung, wodurch zwei Ecken zu einem Paar angeordnet werden: der Anfangsecke und Endecke. Ein Graph ist somit ein genau definiertes, abstrahiertes Netzwerk, welcher Problemstellungen aus unterschiedlichen Gebieten beschreiben und lösen kann. Im Wärmeübertragermodell werden die finiten Volumen durch die Knoten und die Verbindung untereinander durch die Kanten charakterisiert. Somit kann genau definiert werden, wie die Zellen miteinander verknüpft sind und die Strömung im Wärmeübertrager verläuft. Ein Beispiel eines gerichteten Graphen ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

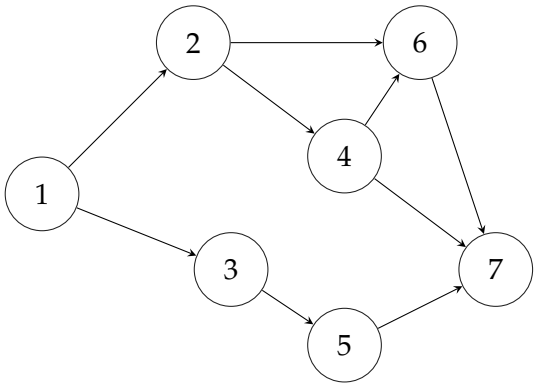


Abbildung 6.5: Gerichteter Graph bestehend aus Knoten und Kanten

Die Ecken- bzw. Kantenmenge des gerichteten Graphen ist:

$$E = \{e_1, e_2, e_3, e_4, e_5, e_6, e_7\} \tag{6.1}$$

$$K = \{(e_1, e_2), (e_1, e_3), (e_2, e_4), (e_2, e_6), (e_3, e_5), (e_4, e_6), (e_5, e_7), (e_6, e_7)\} \tag{6.2}$$

Die wichtigsten Operationen eines Graphen sind nach Turau u. a., 2015:

1. Bestimmen, ob ein Paar von Ecken benachbart ist
2. Iteration über die Menge der Nachbarn einer Ecke
3. Iteration über die Menge der Nachfolger und Vorgänger einer Ecke in einem gerichteten Graphen

Zur Erstellung von effizienten Algorithmen, mit denen diese Operationen durchgeführt werden können, bedarf es einer sinnvollen Abstraktion des Graphen in einer Datenstruktur. Die Darstellung als $n \times n$ Matrix $\mathbf{A}(G)$, bei der n die Anzahl der Ecken ist, heißt Adjazenzmatrix. Eine Inzidenzmatrix hat $n \times m$ Elemente, wobei m die Anzahl der Kanten ist. Der Eintrag $a_{i,j}$ der Adjazenzmatrix $\mathbf{A}(G)$ ist gleich 1, wenn eine Kante von e_i nach e_j existiert, sonst 0. Es handelt sich demnach um eine Boolesche Matrix. Für den hier definierten gerichteten Graphen ergibt sich die Adjazenzmatrix zu:

$$\mathbf{A}(G) = \left(a_{i,j}\right) = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \tag{6.3}$$

Die Implementierung der Diskretisierung des Wärmeübertragers erfolgt mit Hilfe des Python-Pakets *networkx* (vgl. Hagberg u. a., 2008). Darin sind bereits Funktionen z. B. zur Bestimmung der Nachbarn oder eines vollständigen Pfades durch den Graph enthalten. Im Berechnungsmodell kann damit die Position jeder Zelle im Wärmeübertrager festgelegt werden und es ist immer genau definiert, welchen Weg die Strömung der Fluide nimmt. Zusätzlich können mit *networkx* Eigenschaften in den Ecken und Kanten gespeichert werden. Die Ecken enthalten demnach sämtliche für die Berechnung des Wärmeübergangs notwendigen Werte: geometrische Parameter, thermodynamische Zustandsgrößen, Wärmeübertragungskennzahlen und Wärmestrom. Die Kanten beinhalten u. a. Werte für Massenstrom und Druckverlust.
Die Diskretisierung eines Lamellenrohrwärmeübertragers und Darstellung als Graph wird in Abbildung 6.6 gezeigt. Die Koordinaten x, y, z verlaufen entsprechend der Richtung der geometrischen Größen B, T, H. Jedes Rohr quer und längs zur Strömungsrichtung der Luft (Fluid 2) wird mit dem umliegenden Volumen in Zellen unterteilt. Ein einzelnes Rohr wird nicht in der y- und

z-Achse, sondern nur in der x- Achse weiter unterteilt. Die Anzahl der Zellen in x-Richtung kann frei gewählt werden. Daraus ergibt sich ein Graph aus Ecken, die ein finites Volumen innerhalb des Wärmeübertragers repräsentieren. Die Kanten stellen die Verbindungen zwischen den Volumen dar.

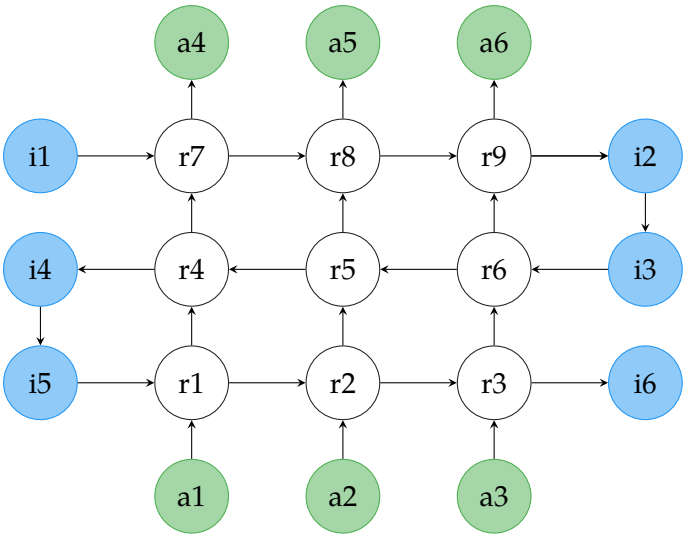


Abbildung 6.6: Gerichteteter Graph für die Diskretisierung eines Lamellenrohrwärmeübertragers in Kreuzgegenstromschaltung (x-z-Ebene)

Jede Zelle r ist eine Übertragungszelle und wird von beiden Fluiden durchströmt. Hier tritt die Wärmeübertragung auf. Die Zellen i (innen/ Fluid 1) und a (außen/ Fluid 2) sind Verbindungszellen, welche jeweils ein Fluid ohne Wärmeübertragung mit einer anderen Zelle verknüpfen. Verbindungszellen sind zur Darstellung der Ein- und Ausgangswerte sowie zur Verteilung der Strömung zwischen den Rohren notwendig. Im Beispiel wird eine Rohrreihe des Lamellenwärmeübertragers mit drei inneren Durchgängen dargestellt. Im Berechnungsmodell sind verschiedene Verschaltungsvarianten möglich.

6.2 Berechnungsverfahren und iterativer Löser

Bei der Zellenmethode wird jeder Einzelapparat wie der Gesamtapparat in Abschnitt 5.3.1 berechnet. Es gelten die Erhaltungsgleichungen für Energie, Impuls und Masse. Die Reihenfolge der Zellen wird durch die Strömungsrichtung eines Fluids bestimmt. Es kann im Berechnungsmodell zwischen der Methode mit mittlerer logarithmischer Temperaturdifferenz und der Methode mit normierter Temperaturdifferenz und Übertragungeinheit gewählt werden. Für die Berechnung der Wärmeübertrager der Flugzeugklimaanlagen wird ausschließlich das letztere Verfahren verwendet. Bei der Anwendung der Methode wird hier jedoch nicht ein konstanter $k \cdot A$-Wert angenommen. Stattdessen werden die Wärmedurchgangskoeffizienten k mit Hilfe von Korrelationen sowie den geometrischen und thermodynamischen Eingangswerten berechnet. Die Wahl der passenden Korrelation hängt von der Geometrie und Strömungsform ab.

Die Erläuterung der Energieerhaltung mit der Wärmedurchgangsrechnung erfolgt im folgenden Abschnitt 6.2.1, die Beschreibung der Impulserhaltung mit der Bestimmung der Druckverluste im Abschnitt 6.2.2. Zusätzlich wird die Masseerhaltung nach Gleichung 5.2 für den stationären Fall berücksichtigt.
Bei verdampfenden und kondensierenden Fluiden tritt der Phasenwechsel meist innerhalb der Zelle auf. Bei der Berechnung wird deswegen eine Fallunterscheidung getroffen und die Position des Phasenwechsels genau bestimmt. Wärmeübergang und Druckverlust der resultierenden Teilflächen werden dann mit den dazugehörigen Korrelationen einzeln berechnet.
Der in dieser Arbeit implementierte iterative Löser berechnet während einer Schleife alle Zellen nacheinander in Strömungsrichtung eines Fluids. Anschließend wird die Leistungsbilanz jeder Zelle bestimmt und auf Fehler überprüft. Unterschreitet die Änderung der Leistungsbilanz zwischen zwei Iterationen eine definierte Fehlerschranke, wird die Berechnung beendet. Das Ergebnis ist ein berechneter Wärmeübertrager, bei dem die Zustände jeder Zelle bestimmt sind. Die Zustände an den Ausgangszellen, die selber keine Nachfolger haben, definieren den Ausgangszustands des Wärmeübertragers.
Bei den Lamellenrohrwärmeübertragern wird die Beeinflussung des Luftstroms zwischen benachbarten Zellen einer Rohrreihe nicht berücksichtigt. In der Realität existieren hier keine Wände, wodurch die Strömung über die Zellgrenzen wirken. Die Temperaturunterschiede in der x-z-Ebene sind allerdings sehr gering, weshalb dieser Einfluss vernachlässigbar ist. Platten- und Rippenplattenwärmeübertrager werden als Gesamtapparat, d. h. als eine Zelle, betrachtet, da die Strömung beider Fluide ausschließlich einphasig ist und demzufolge die Wärmeübergangskoeffizienten entlang der Strömung keine großen Unterschiede aufweisen.

6.2.1 Energieerhaltung mit Wärmedurchgangsberechnung

Die Energiebilanz einer Zelle wird mit Gleichung 5.22 mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz oder mit den Gleichungen 5.23 bis 5.31 mit der ε-N-Methode berechnet. Der Wärmedurchgang mit dem übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}$ innerhalb einer Übertragungszelle wird in Abbildung 6.7 gezeigt, wobei beide Fluide die Zelle in Gegenstromschaltung durchströmen.

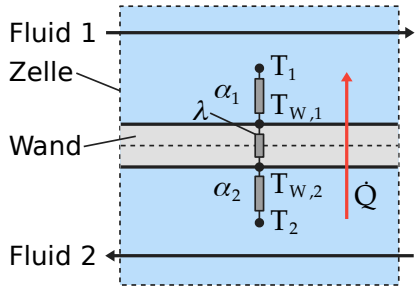


Abbildung 6.7: Wärmedurchgang in einer Zelle

Der Zustand des Fluids, welcher in der Ecke des Graphs gespeichert wird, stellt immer den Ausgangszustand dar. Demzufolge ist der Eingangszustand durch den Zustand vorherige Zelle vorgegeben. Die Wärmeübergangskoeffizienten α werden auf Basis der Eingangszustände der Zelle

berechnet. Innerhalb der Einzelapparate wird entsprechend des gewählten Berechnungsverfahrens und der Strömungsrichtung ein Temperaturprofil für die Wärmeübertragung angenommen. Die Lamellenrohr- sowie Plattenwärmeübertrager werden in dieser Arbeit auf Basis der Gleichungen für eine Gegenstromschaltung für den Gesamtapparat oder die einzelne Zellen berechnet, die Rippenplattenwärmeübertrager für eine Kreuzstromschaltung.
In jeder Zelle wird der Wärmedurchgang k als Reihenschaltung von Wärmeübergang des Fluids 1 α_1, Wärmeleitung λ und Wärmeübergang des Fluids 2 α_2 bestimmt (vgl. Huhn, 2007):

$$\dot{Q} = k \cdot A \, (T_2 - T_1) = \frac{(T_2 - T_1)}{R_k} \tag{6.4}$$

mit:

$$R_k = R_{\alpha,1} + R_\lambda + R_{\alpha,2} \tag{6.5}$$

In dieser Arbeit wird für die Wärmeleitung die Geometrie einer ebenen Wand (Platten-, Rippenplatten- und Lamellenrohrwärmeübertrager mit Flachrohren) und einer Zylinderwand (Lamellenwärmeübertrager mit Rundrohren) angenommen. Für die ebene Wand ergeben sich der Wärmedurchgangswiderstand R_k und Wärmedurchgangskoeffizient k zu:

$$R_k = \frac{1}{\alpha_1 \cdot A} + \frac{\delta_W}{\lambda \cdot A} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot A} \tag{6.6}$$

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_W}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \tag{6.7}$$

und für die Zylinderwand mit Fluid 2 außen zu:

$$R_k = \frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} \right] \tag{6.8}$$

$$k_1 = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_1}{\lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_1}{\alpha_2 \cdot r_2} \right]^{-1} \tag{6.9}$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten α werden mit Hilfe von Korrelationen, die für eine jeweilige Geometrie und Strömungsform gelten, bestimmt. Für diese Arbeit werden dabei verschiedene Korrelationen miteinander und mit experimentellen Daten aus der Literatur verglichen:

- Einphasiger Wärmeübergang im Rohr bzw. Kanal
  - **VDI mit Spang, Martin und Gnielinski** (vgl. Verein deutscher Ingenieure, 2013)
- Zweiphasiger Wärmeübergang/ Strömungssieden im Rohr bzw. Kanal
  - VDI (vgl. Verein deutscher Ingenieure, 2013)
  - Shah 1982 (vgl. Shah, 1982)
  - **Shah 2017** (vgl. Shah, 2017)

  - Kandlikar 1990 (Kandlikar, 1990; Ghiaasiaan, 2008)
  - Kandlikar 2004 (Kandlikar; Balasubramanian, 2004)
  - Chen (vgl. Chen, 1966; Ghiaasiaan, 2008)
  - Gungor und Winterton (vgl. Gungor u. a., 1987; Ghiaasiaan, 2008)
  - Liu und Winterton (vgl. Liu u. a., 1991; Ghiaasiaan, 2008)
  - Steiner und Taborek (vgl. Steiner u. a., 1992; Ghiaasiaan, 2008)
- Zweiphasiger Wärmeübergang/ Strömungskondensation im Rohr bzw. Kanal
  - VDI (vgl. Verein deutscher Ingenieure, 2013)
  - Shah 1979 (vgl. Shah, 1979; Thome, 2010)
  - Shah 2009 (vgl. Shah, 2009)
  - **Shah 2016** (vgl. Shah, 2016a; Shah, 2016b)
  - Dobson und Chato (vgl. Dobson u. a., 1998; Ghiaasiaan, 2008)
  - Cavallini 2006a (vgl. Cavallini; Doretti u. a., 2006)
  - Cavallini 2006b (vgl. Cavallini; Del Col u. a., 2006)
  - Moser (vgl. Moser u. a., 1998; Thome, 2010)
- Einphasige Umströmung eines Lamellenrohrwärmeübtr. mit eingeschlitzten Lamellen
  - **Park und Jacobi 2009a** (vgl. Park u. a., 2009a; Thome, 2010)
  - Park und Jacobi 2009b (vgl. Park u. a., 2009b; Thome, 2010)
  - Chang und Wang (vgl. Chang; C.-C. Wang, 1997; Thome, 2010)
- Einphasige Umströmung eines Lamellenrohrwärmeübtr. mit wellenförmigen Lamellen
  - Wang 1997 (vgl. C.-C. Wang; Fu u. a., 1997; Thome, 2010)
  - Wang 1999a und 1999c (vgl. C.-C. Wang, 1999; C.-C. Wang; Jang u. a., 1999)
  - Wang 1999b (vgl. C.-C. Wang; Du u. a., 1999; Thome, 2010)
  - Wang 2002 (vgl. C.-C. Wang; Hwang u. a., 2002)
- Einphasige Strömung im Plattenwärmeübtr. mit Fischgrätenmuster
  - **Martin** (vgl. Martin, 1996)
- Einphasige Strömung im Rippenplattenwärmeübtr. mit rechteck., versetzten Rippenstreifen
  - **Manglik und Bergles** (vgl. Manglik u. a., 1995; H. S. Lee, 2010)

Die hervorgehobenen Korrelationen werden für die Berechnung der Wärmeübertrager aufgrund der besten Übereinstimmung mit den experimentellen Daten, insbesondere für die jeweilige Geometrie und den Anwendungsfall, ausgewählt. Der Vergleich von berechneten und experimentell bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten wird im Abschnitt 6.4 präsentiert. Alle Korrelationen werden im Anhang B.1 (S. 197) mit Angabe ihrer Gültigkeitsgrenzen näher erläutert.

6.2.2 Impulserhaltung mit Druckverlustberechnung

Die Berechnung des Druckverlusts für eine Zelle im Wärmeübertragermodell erfordert die Einbeziehung der vorherigen Zellen, wie in Abbildung 6.8 für eine Gegenstromschaltung gezeigt wird. Dies ist dadurch begründet, da für die Bestimmung der Reibungszahlen, des hydrostatischen Druckverlusts sowie der Impulsdruckverluste die Ein- und Ausgangswerte beider Fluide bekannt sein müssen. Jede Zelle repräsentiert einen thermodynamischen Zustand, der im Modell als der Ausgangszustand definiert ist. Der Eingangszustand einer Ecke des Graphs ist demzufolge durch den Zustand der vorherigen Zelle gegeben. Die Strecke für den Druckverlust ist gleich der Größe einer Zelle, befindet sich im Modell allerdings zwischen zwei Knotenpunkten.

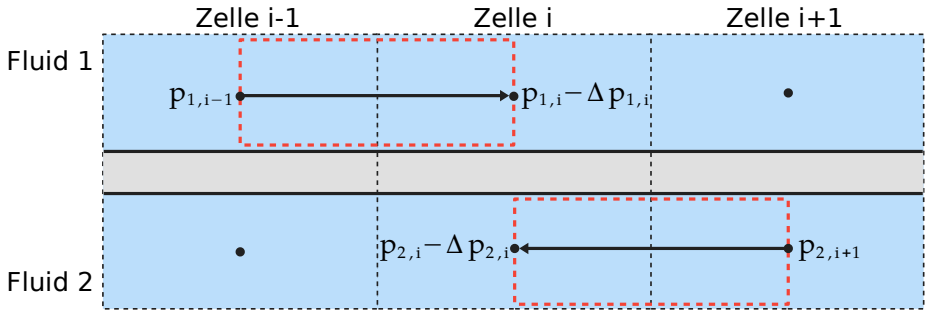


Abbildung 6.8: Druckverlust in der Zelle

Die Grundlage der Druckverlustberechnung ist die Impulserhaltungsgleichung, welche für ein Zweiphasen-Gemisch ausgedrückt werden kann als (vgl. Ghiaasiaan, 2008; Thome, 2010):

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right) = \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{B\tau} + \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{Bx} + \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{g} + \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{R} \tag{6.10}$$

mit:

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{b\tau} = \frac{\partial G}{\partial \tau} \qquad \text{(Zeitabhängige Beschleunigung des Fluids)} \tag{6.11}$$

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{bx} = \frac{1}{A}\frac{\partial}{\partial z}\left(A\frac{G^2}{\rho}\right) \qquad \text{(Wegabhängige Beschleunigung des Fluids)} \tag{6.12}$$

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{g} = \rho \cdot g \cdot \sin(\theta) \qquad \text{(Hydrostatischer Druckgradient)} \tag{6.13}$$

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{R} = \frac{\tau_W \cdot U}{A} \qquad \text{(Reibungsdruckgradient)} \tag{6.14}$$

Der hydrostatische Druckgradient beschreibt den Einfluss der Gravitation auf das Fluid. Gleichung 6.13 kann in Strömungsrichtung z des Fluids entlang der Rohrlänge mit dem Rohrneigungswinkel zur Horizontalen θ integriert werden:

$$\Delta p_g = \int_{z_{Ein}}^{z_{Aus}} \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_g \mathrm{d}z = \rho \cdot g \cdot L \cdot \sin(\theta) \qquad \text{mit} \qquad L = z_{Aus} - z_{Ein} \tag{6.15}$$

Bei der Integration wird vorausgesetzt, dass der Querschnitt des Rohres und die Dichte des Fluids konstant sind. Der Neigungswinkel ist für den Bereich $0 \leq \theta/° \leq 90$ definiert. Der hydrostatische Druckgradient entfällt, wenn $\theta = 0°$ gilt. Die zeitabhängige Beschleunigung des Fluids in Gleichung 6.11 tritt nur bei einer transienten Betrachtung der Strömung auf. In dem hier beschriebenen Wärmeübertragermodell wird eine stationären Berechnung ausgeführt. Die wegabhängige Beschleunigung des Fluids in Gleichung 6.12 kann ebenfalls über die Rohrlänge integriert werden:

$$\Delta p_{bx} = \int_{z_{Ein}}^{z_{Aus}} \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{bx} \mathrm{d}z = \dot{m}^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_F \cdot (1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \cdot \varepsilon} \right]_{Aus} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_F \cdot (1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \cdot \varepsilon} \right]_{Ein} \right\} \tag{6.16}$$

Der volumetrische Dampfgehalt ε für horizontale Strömungen ist nach Steiner definiert als (vgl. Verein deutscher Ingenieure, 2013):

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[(1 + 0,12\,(1-x)) \cdot \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_F} \right) + \frac{1,18 \cdot (1-x) \cdot \left[g \cdot \sigma\,(\rho_F - \rho_G) \right]^{0,25}}{\dot{m}^2 \cdot \rho_F^{0,5}} \right]^{-1} \tag{6.17}$$

und für vertikale Strömungen mit $\varepsilon > 0,1$ nach Rouhani u. a., 1970 als:

$$\begin{aligned} \varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \Bigg[& \left(1 + 0,2\,(1-x) \cdot \left(\frac{g \cdot d \cdot \rho_F^2}{\dot{m}^2} \right)^{0,25} \right) \cdot \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_F} \right) \\ & + \frac{1,18 \cdot (1-x) \cdot \left[g \cdot \sigma\,(\rho_F - \rho_G) \right]^{0,25}}{\dot{m} \cdot \rho_F^{0,5}} \Bigg]^{-1} \end{aligned} \tag{6.18}$$

Der stationäre Impulsdruckgradient ist demzufolge von einer Änderung des Dampfgehalts und der damit verbundenen räumlichen Verteilung der Phasen bzw. Veränderung der Dichtezusammensetzung abhängig. Im Falle einer einphasigen Strömung entfällt demnach der Impulsdruckgradient. Der Reibungsdruckgradient in Gleichung 6.14 wird über die Rohrlänge integriert und kann als Funktion der Reibungsbeiwerte oder -zahlen nach Darcy-Weisbach ξ oder Fanning f ausgedrückt werden (vgl. Glück, 1988; Thome, 2010):

$$\Delta p_R = \int_{z_{Ein}}^{z_{Aus}} \left(-\frac{\partial p}{\partial z}\right)_R \mathrm{d}z = \xi \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{v}^2 = \xi \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho} = 2 \cdot f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{G^2}{\rho} \tag{6.19}$$

Beide Reibungsbeiwerte werden in der Literatur zur Bestimmung des Reibungsdruckverlustes verwendet. Für luftgekühlte Wärmeübertrager unter Vernachlässigung der Eingangs- und Ausgangseffekte sowie Dichteänderungen wird in dieser Arbeit die Funktion des Fanning-Reibungsbeiwertes verwendet (vgl. Thome, 2010):

$$f = \frac{A_{min} \cdot \rho}{A_t} \cdot \left[\frac{2 \cdot \Delta p}{G_{max}^2} \right] \tag{6.20}$$

Hierbei ist A_{min} der minimale Strömungsquerschnitt, und A_t die gesamte äußere Oberfläche des Wärmeübertragers. Die maximale Massenstromdichte G_{max} tritt im minimalen Strömungsquerschnitt auf. Der integrierte Gesamtdruckverlust wird mit den Einzelwiderstandsbeiwerten ζ_i zusammengefasst zu:

$$\Delta p_G = \int_{z_{Ein}}^{z_{Aus}} \left(-\frac{\partial p}{\partial z} \right) \mathrm{d}z = \Delta p_g + \Delta p_{bx} + \Delta p_R + \left(\sum_{i=1}^{n} \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho}{2} \bar{v}^2 \tag{6.21}$$

Die in dieser Arbeit verwendeten Korrelationen der Reibungsbeiwerte für die verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen sind:

- Einphasiger Druckverlust im Rohr bzw. Kanal
  - **Glück mit Prandtl und Colebrook** (vgl. Glück, 1988)
- Zweiphasiger Druckverlust im Rohr bzw. Kanal
  - Lockhart und Martinelli (vgl. Lockhart u. a., 1949; Ghiaasiaan, 2008)
  - Chisholm (vgl. Chisholm, 1972; Ghiaasiaan, 2008)
  - **Friedel** (vgl. Friedel, 1979; Ghiaasiaan, 2008)
- Einphasige Umströmung eines Lamellenrohrwärmeübtr. mit eingeschlitzten Lamellen
  - **Park und Jacobi 2009a** (vgl. Park u. a., 2009a; Thome, 2010)
  - Park und Jacobi 2009b (vgl. Park u. a., 2009b; Thome, 2010)
  - Chang (vgl. Chang; Hsu u. a., 2000; Thome, 2010)
- Einphasige Umströmung eines Lamellenrohrwärmeübtr. mit wellenförmigen Lamellen
  - Wang 1997 (vgl. C.-C. Wang; Fu u. a., 1997; Thome, 2010)
  - Wang 1999a und 1999c (vgl. C.-C. Wang, 1999; C.-C. Wang; Jang u. a., 1999)
  - Wang 1999b (vgl. C.-C. Wang; Du u. a., 1999; Thome, 2010)
  - Wang 2002 (vgl. C.-C. Wang; Hwang u. a., 2002)
- Einphasige Strömung im Plattenwärmeübtr. mit Fischgrätenmuster
  - **Martin** (vgl. Martin, 1996)

- Einphasige Strömung im Rippenplattenwärmeübtr. mit rechteck., versetzten Rippenstreifen
  - **Manglik und Bergles** (vgl. Manglik u. a., 1995; H. S. Lee, 2010)

Die hervorgehobenen Korrelationen werden aufgrund der besten Genauigkeit, insbesondere für die jeweilige Geometrie und den Anwendungsfall, für die Berechnungen in der Prozesssimulation ausgewählt. Der Vergleich von berechneten und experimentell bestimmten Druckverlustkoeffizienten wird im Abschnitt 6.4 präsentiert. Alle Korrelationen werden im Anhang B.2 (S. 246) mit Angabe ihrer Gültigkeitsgrenzen näher beschrieben.

6.3 Programmablaufpläne

Die einzelnen Programmteile Wärmeübertragergeometrie, Verschaltung, Diskretisierung, Korrelationen und Lösungsverfahren werden nun zu drei prinzipiellen Prozeduren zusammengefügt: Erstellung, Berechnung und Auslegung.
Der Programmablaufplan für die Erstellung eines Wärmeübertragers im Berechnungsprogramm ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Die Erstellungsprozedur hat zum Ziel, den Wärmeübertragergraph auf Basis der gegebenen Wärmeübertragergeometrie sowie der Vorgaben zur Verschaltung und Diskretisierung zu erzeugen. Zuerst wird die Wärmeübertragerklasse instanziiert. Die Klasse selbst dient als abstraktes Modell für die Abbildung des realen Wärmeübertragers und beinhaltet Eigenschaften (z. B. Parameter der Wärmeübertragergeometrie) und Funktionen (z. B. Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten). Die Instanzierung erzeugt dann ein Objekt im Programm, welches einem konkreten Wärmeübertrager mit festgelegten Parametern entspricht. Jeder Wärmeübertragertyp hat dieselbe übergeordnete Wärmeübertragerklasse mit den Funktionen, welche für alle Typen gelten, und eine eigene, daraus vererbte bzw. abgeleitete Klasse mit den Funktionen, die sich voneinander unterscheiden. Beispielsweise hat jeder Wärmeübertragertyp einen eigenen Algorithmus zur Erstellung der Verschaltung und Diskretisierung sowie zur Bestimmung der Wärmeübergangs- und Druckverlustkoeffizienten. Alle Wärmeübertrager nutzen jedoch die gleichen Prozeduren für den Aufruf des Lösers, den Im- und Export von Dateien sowie der Verwaltung des Wärmeübertragergraphs. Zur Instanziierung werden die Programmparameter benötigt, welche die Pfade zu Protokoll-, Diskretisierungs-, Verschaltungs- und Ausgabedatei sowie Konvergenzkriterien enthalten.
Anschließend erfolgt die Erstellung der Verschaltung. Hierbei wird festgelegt, wie die Fluide durch den Wärmeübertrager geführt werden. Bei einem Lamellenrohrwärmeübertrager wird festgelegt, welche Rohre miteinander verbunden sind. Zur Erstellung kann die generische Funktion im Wärmeübertrager-Objekt verwendet werden. Weiterhin ist es auch möglich, die Verschaltung in einer Datei im „toml“-Format manuell anzupassen. Die Verschaltung kann in eine Datei im- und exportiert werden. Die Wärmeübertragerparameter sind in einer „ods“-Datei gespeichert und umfassen die Auswahl der Korrelationen, geometrische Parameter, Materialeigenschaften, Verschmutzungswiderstände, Eingangsbedingungen (nur Berechnung und Auslegung) sowie gewünschten Wärmestrom (nur Auslegung).

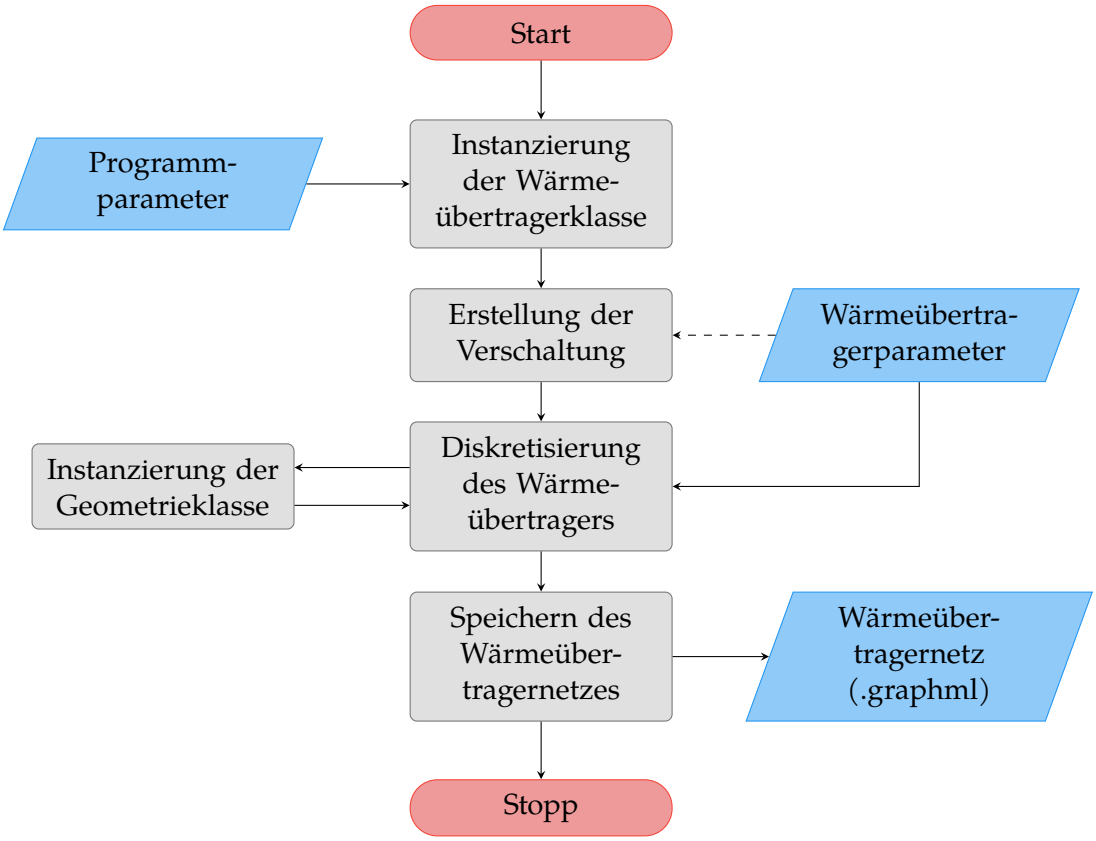


Abbildung 6.9: Vereinfachter, allgemeiner Programmablaufplan der Erstellung des Wärmeübertragers

Danach wird die Disktretisierung, welche in Abschnitt 6.1 näher erläutert wurde, auf Basis der Verschaltung ausgeführt. Damit wird ein Wärmeübertragergraph erstellt, welcher sämtliche Zellen und deren Verbindungen untereinander sowie alle geometrischen, thermodynamischen und hydrodynamischen Parameter enthält. Der Graph wird schließlich in eine Datei im „graphml"-Format gespeichert. Die im Modell verwendeten Dateiformate „toml", „ods" und „graphml" werden gewählt, da sie plattformunabhängig, quelloffen und frei verfügbar sind sowie von den Python-Bibliotheken vollständig unterstützt werden. Zur Diskretisierung ist die Verarbeitung der geometrischen Parameter notwendig. Dazu zählt z. B. die Berechnung der Übertragungs- und Strömungsquerschnittsflächen. Die Bestimmung der Geometrie ist in eigene Klassen ausgegliedert.
Da der exportierte Graph alle relevanten Informationen des Wärmeübertragers beinhaltet, kann dieser für eine Berechnung einfach geladen werden. Verschaltung und Diskretisierung fallen weg. Der Graph kann in Anzeigeprogrammen wie beispielsweise „Graphviz" und „Gephi" grafisch dargestellt werden. Die grafische Darstellung wurde bei der Erstellung der Verschaltungs- und Diskretisierungsalgorithmen zur Kontrolle und Validierung verwendet.

Der Programmablaufplan der Berechnung wird in Abbildung 6.10 gezeigt. Die Berechnungprozedur dient zur Bestimmung der Ausgangszustände eines Wärmeübertragers bei gegebenen Eingangszuständen und Geometrieparametern. Zuerst wird die Wärmeübertragerklasse instanziert

und anschließend das gespeicherte Wärmeübertragernetz geladen. Es ist auch möglich, in diesem Schritt eine erneute Erstellung durchzuführen. Anschließend sind die Eingangsbedingungen der beiden Fluide als Startwerte der Berechnung festzulegen. Danach erfolgt der Aufruf der Löserprozedur, welche in Abschnitt 6.2 näher beschrieben wurde. Der Löser übernimmt die Bestimmung aller Zustände im Wärmeübertrager. Schließlich können die Ausgangszustände bestimmt und eine Überprüfung der Energiebilanz aller Zellen zur Verifikation der Berechnung durchgeführt werden. Die Löserprozedur überprüft selbst in jeder Iterationsschleife die Energiebilanz und wird erst beendet, wenn sich die Energie- bzw. Leistungsdifferenzen unterhalb einer festgelegten Fehlerschranke befinden. Die nachträgliche Kontrolle der Energiebilanz am Ende der Berechnungsprozedur dient zur zusätzlichen Validierung des Lösungsalgorithmus.

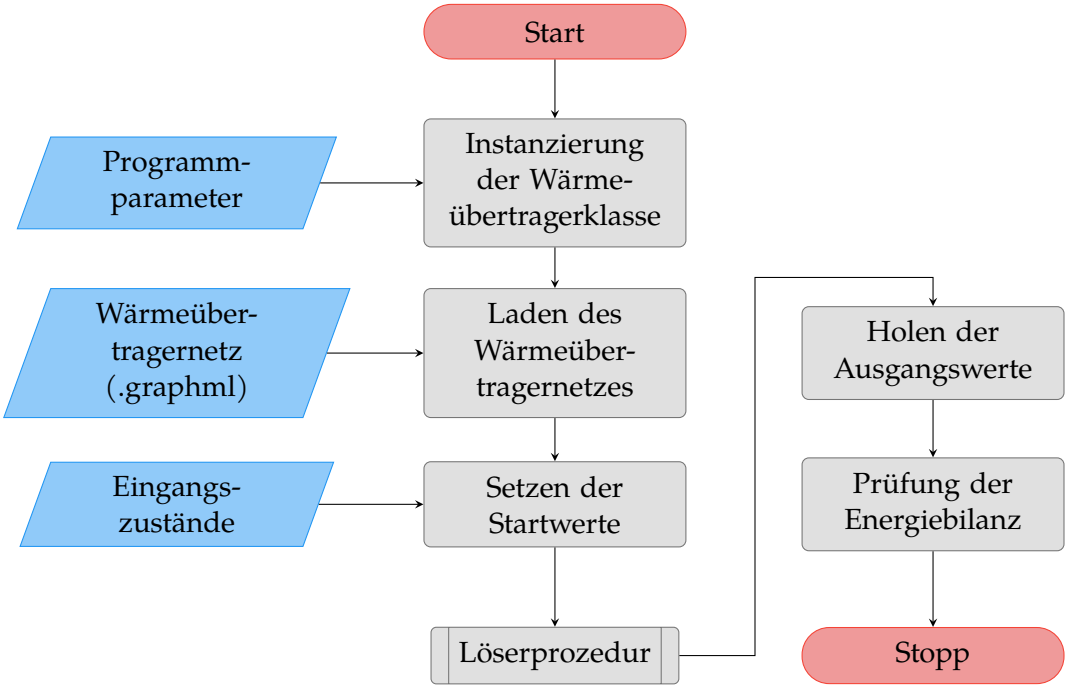


Abbildung 6.10: Vereinfachter, allgemeiner Programmablaufplan der Berechnung des Wärmeübertragers

Bei der Auslegung eines Wärmeübertragers sollen die geometrischen Parameter auf Basis des geforderten Wärmestroms bestimmt werden. Im Berechnungsprogramm wird dazu die Erstellungs- mit der Berechnungsprozedur kombiniert und erweitert. Der vereinfachte Programmablaufplan der Auslegung wird in Abbildung 6.11 dargestellt. Im ersten Schritt wird die Erstellung ausgeführt, bei welcher die Geometrie des Wärmeübertragers mit Startwerten abgeschätzt wird. Anschließend erfolgt die Berechnung mit der Löserprozedur sowie die Rückgabe der Ausgangswerte und Prüfung der Energiebilanz aller Zellen. Danach wird überprüft, ob der gewünschte Wärmestrom übertragen werden kann. Falls der vorgegebene Wärmestrom nicht erreicht wird, ist ein geometrischer Parameter zu variieren und die Erstellung sowie Berechnung erneut durchzuführen. Der variable Parameter wird vorher festgelegt und kann einer der äußeren Abmaße bzw. die Anzahl der Rohre quer und längs zur Strömungsrichtung bei Lamellenrohrwärmeübertragern sein. Die Schleife wird solange ausgeführt bis der Wärmestrom erreicht ist. Zuletzt erfolgt die Speicherung des Netzes.

Die Auslegung aller Wärmeübertrager der Flugzeugklimaanlage erfolgt immer für den Fall mit dem maximal erforderlichen Wärmestrom, der fast immer im Betriebsfall 3 (Heißer Tag am Boden) erreicht wird.

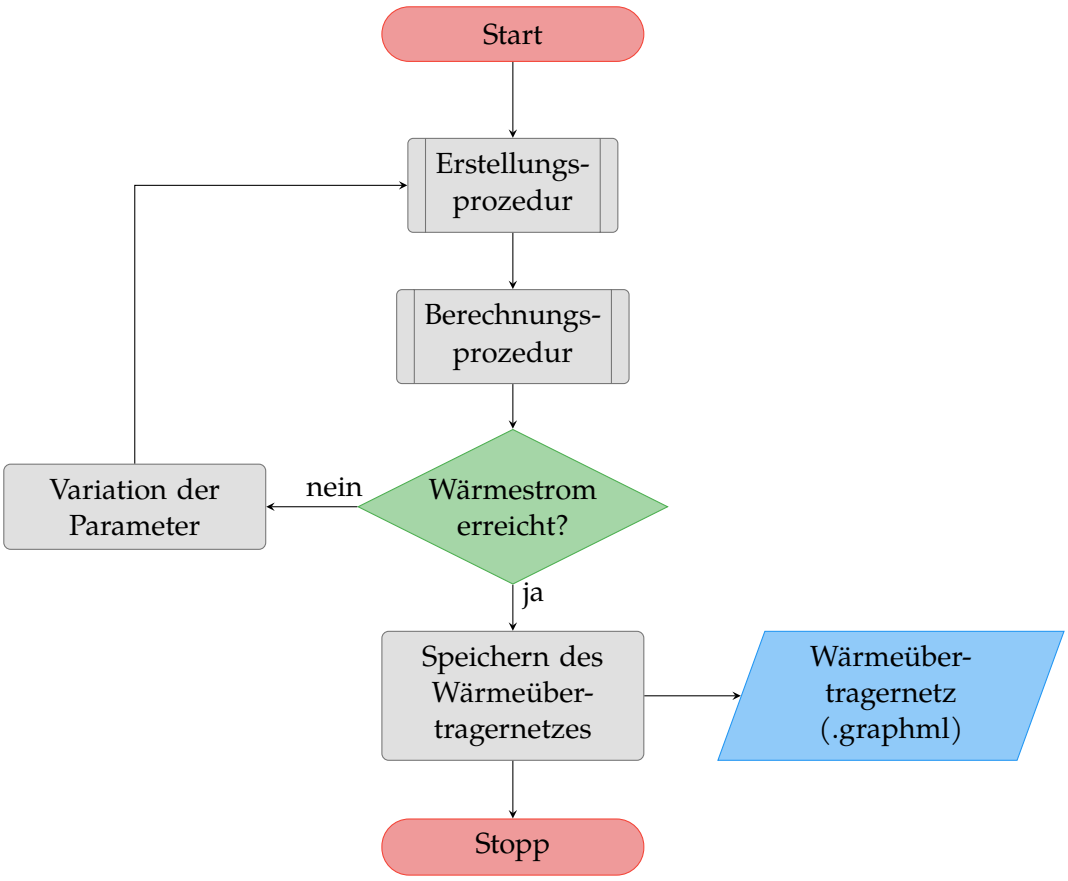


Abbildung 6.11: Vereinfachter, allgemeiner Programmablaufplan der Auslegung des Wärmeübertragers

6.4 Validierung

Die Gegenüberstellung von theoretisch durch die Korrelationen und experimentell bestimmten Werten für Wärmeübergangs- sowie Druckverlustkoeffizient ist zum einen für die Validierung der Implementierung im Wärmeübertragermodell und zum anderen zur Darstellung der Genauigkeit in Bezug zu den realen Vorgängen entscheidend.
Die gewählten experimentellen Datensätze sind speziell für die hier verwendeten Wärmeübertragertypen ermittelt worden:

- Einphasiger Wärmeübergang im Rohr bzw. Kanal: Y.-H. Wang u. a., 2017; Mehrabian u. a., 2002; Gnielinski, 2013; Meyer u. a., 2011b und Copetti u. a., 2004
- Einphasiger Druckverlust im Rohr bzw. Kanal: Y.-H. Wang u. a., 2017; Al-Fahed u. a., 1993; Copetti u. a., 2004; Meyer u. a., 2011a und Dirker u. a., 2014

- Zweiphasiger Wärmeübergang/ Strömungssieden im Rohr bzw. Kanal: Kundu u. a., 2014; Krayiannis u. a., 2006; Shiferaw u. a., 2007; Agostini u. a., 2005; Saisorn u. a., 2010; Choi u. a., 2007; In u. a., 2009; Ong; Thome, 2009; Cho u. a., 2007 und Yun u. a., 2003
- Zweiphasiger Wärmeübergang/ Strömungskondensation im Rohr bzw. Kanal: Wilson u. a., 2003; Kaew-On u. a., 2016; Oh u. a., 2011; Matkovic u. a., 2009 und Yan u. a., 1998
- Zweiphasiger Druckverlust im Rohr bzw. Kanal: Cho u. a., 2007; Hardik u. a., 2016; Abadi u. a., 2016; Garcia u. a., 2017; Sarmadian u. a., 2017; Shafaee u. a., 2016 und Jassim u. a., 2006
- Einphasige Umströmung eines Lamellenrohrwärmeübertr. mit eingeschlitzten Lamellen: Park u. a., 2009a und Park u. a., 2009b
- Einphasige Umströmung eines Lamellenrohrwärmeübertr. mit wellenförmigen Lamellen: C.-C. Wang; Fu u. a., 1997; C.-C. Wang, 1999; C.-C. Wang; Liaw u. a., 2011; Wongwises u. a., 2005; Ma u. a., 2007 und Jabardo u. a., 2006
- Einphasige Strömung im Plattenwärmeübertr. mit Fischgrätenmuster: J. Lee u. a., 2015; Focke u. a., 1985; Martin, 1996 und Khan u. a., 2010
- Einphasige Strömung im Rippenplattenwärmeübertr. mit rechteckigen, versetzten Rippenstreifen: Kim u. a., 2006; Dong u. a., 2007; Joshi u. a., 1987 und Mandrusiak u. a., 1988

Die experimentellen Daten für den Wärmeübergang und Druckverlust bei einer zweiphasigen Strömung im Rohr beinhalten sowohl Werte für konventionelle Kanäle als auch für Minikanäle. Der Vergleich mit den berechneten Koeffizienten zeigt, dass Korrelationen, die bei Minikanälen einen geringen Fehler aufweisen, auch bei konventionellen Rohren einen niedrigen Fehler haben. Der mittlere relative Fehler $\bar{f}$ für n Messwerte ist definiert durch:

$$\bar{f} = \frac{\sum_{i=1}^{n} f_i}{n} \qquad \text{mit} \qquad f_i = \left| \frac{x_{theo,i} - x_{exp,i}}{x_{exp,i}} \right| \cdot 100\,\% \tag{6.22}$$

Der mittlere relative Fehler und der prozentuale Anteil der berechneten Werte, die sich innerhalb einer festgelegten Fehlertoleranz zu den experimentellen Werten befinden, ist in Tabelle 6.1 für alle Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten und Tabelle 6.2 für alle Druckverlustkorrelationen dargestellt. Der Vergleich zeigt eine hinreichende Übereinstimmung zwischen der verwendeten Korrelationen und den experimentellen Daten. Die Fehler entsprechen im Wesentlichen den in der Literatur publizierten Werten. Somit kann die Berechnung der einzelnen Korrelationen im Wärmeübertragermodell validiert werden. Eine detaillierte Darstellung des Vergleichs kann dem Anhang B (ab S. 197) mit der graphischen Darstellung aller berechneten Korrelationen und experimentellen Daten entnommen werden. Die in der Prozesssimulation verwendeten Korrelationen für die jeweiligen Übertragungsmechanismen sind hervorgehobenen.

Tabelle 6.1: Abweichungen zwischen berechneten und experimentellen Werten bei den Wärmeübergangskorrelationen

Korrelation	Mittlerer rel. Fehler $\bar{f}$ in %	Werte innerhalb von $f = \pm 20$ % in %	Werte innerhalb von $f = \pm 50$ % in %
Einphasige Strömung im Rohr			
VDI	**20,94**	**53,53**	**90,59**
Zweiphasige Strömung (Strömungssieden) im Rohr			
VDI	92,17	38,07	74,04
Shah 1982	41,74	21,65	74,18
Shah 2017	**41,73**	**21,67**	**74,18**
Kandlikar 1990	59,36	9,54	38,15
Kandlikar 2004	54,22	7,32	38,04
Chen	46,76	27,17	66,24
Gungor und Winterton	107,18	27,31	61,56
Liu und Winterton	39,14	30,56	81,22
Steiner und Taborek	142	13,68	36,03
Zweiphasige Strömung (Strömungskondensation) im Rohr			
VDI	80,26	25,52	47,92
Shah 1979	42,87	29,69	58,85
Shah 2009	161,86	6,77	20,31
Shah 2016	**32,11**	**39,58**	**77,08**
Dobson und Chato	65,53	16,16	32,81
Cavallini 2006a	101,80	11,46	43,75
Cavallini 2006b	32,95	39,06	76,56
Moser	94,54	14,58	29,69
Einphasige Strömung an eingeschlitzten Lamellen			
Park und Jacobi 2009a	**8,16**	**98,41**	**100**
Park und Jacobi 2009b	24,08	38,10	100
Chang und Wang	21,07	76,19	90,48
Einphasige Strömung an wellenförmigen Lamellen			
Wang 1997	104,90	3,78	41,33
Wang 1999a und Wang 1999c	35,73	48,37	70,40
Wang 1999b	27,69	31,55	92,7
Wang 2002	35,23	42,89	69,36

weiter auf der nächsten Seite

Tabelle 6.1: Abweichungen zwischen berechneten und experimentellen Werten bei den Wärmeübergangskorrelationen (Fortsetzung)

Korrelation	**Mittlerer rel. Fehler $\bar{f}$ in %**	**Werte innerhalb von $f = \pm 20$ % in %**	**Werte innerhalb von $f = \pm 50$ % in %**
Einphasige Strömung im Plattenwärmeübertrager mit Fischgrätenprofil			
Martin	**46,76**	**23,28**	**54,93**
Einphasige Strömung an rechteckigen, versetzten Rippenstreifen			
Manglik und Bergles	**26,58**	**30,21**	**98,96**

Tabelle 6.2: Abweichungen zwischen berechneten und experimentellen Werten bei den Druckverlustkorrelationen

Korrelation	**Mittlerer rel. Fehler $\bar{f}$ in %**	**Werte innerhalb von $f = \pm 20$ % in %**	**Werte innerhalb von $f = \pm 50$ % in %**
Einphasige Strömung im Rohr			
Glück	**11,85**	**74,16**	**98,83**
Zweiphasige Strömung (Strömungssieden) im Rohr			
Lockhart und Martinelli	71,94	22,5	56,5
Friedel	**42,47**	**27**	**67,5**
Chisholm	101,61	1,5	5
Zweiphasige Strömung (Strömungskondensation) im Rohr			
Lockhart und Martinelli	77,68	21,77	54,8
Friedel	**59,95**	**27,31**	**57,38**
Chisholm	128,13	9,41	19,37
Einphasige Strömung an eingeschlitzten Lamellen			
Park und Jacobi 2009a	**26,88**	**39,39**	**84,85**
Park und Jacobi 2009b	88,98	39,39	54,55
Chang	294,46	3,03	9,09
Einphasige Strömung an wellenförmigen Lamellen			
Wang 1997	37,99	30,34	71,24
Wang 1999a und Wang 1999c	24,64	46,31	93,27
Wang 1999b	62,03	20,45	46,83
Wang 2002	113,4	8,84	19,39

weiter auf der nächsten Seite

Tabelle 6.2: Abweichungen zwischen berechneten und experimentellen Werten bei den Druckverlustkorrelationen (Fortsetzung)

Korrelation	Mittlerer rel. Fehler $\bar{f}$ in %	Werte innerhalb von $f = \pm 20\,\%$ in %	Werte innerhalb von $f = \pm 50\,\%$ in %
Einphasige Strömung im Plattenwärmeübertrager mit Fischgrätenprofil			
Martin	**35,12**	**39,80**	**71,71**
Einphasige Strömung an rechteckigen, versetzten Rippenstreifen			
Manglik und Bergles	**23,82**	**54,04**	**86,32**

7 Turbomaschinenmodell

Bei Strömungsmaschinen erfolgt im Gegensatz zu Verdrängermaschinen der Verdichtungs- bzw. Entspannungsprozess in einem offenen Raum durch die kontinuierliche Umwandlung von dynamischen in statischen Druck und umgekehrt. Aufgrund dessen bestimmen die Eingangsbedingungen wesentlich die Leistung, Effizienz und Funktionsfähigkeit der Turbomaschinen. Bei Prozessen mit großen Druck- und Temperaturunterschieden am Eingang der Maschinen in den einzelnen Betriebsfällen ist die Auswahl geeigneter sowie realisierbarer Turboverdichter und Turbinen schwierig. Dies gilt insbesondere bei Flugzeugklimaanlagen mit einem Außenluftverdichter, der Umgebungsluft auf verschiedenen Flughöhen und damit bei unterschiedlichen Eingangsdrücken komprimieren muss. Dieser Zusammenhang wird deutlich bei der Definition der korrigierten Größen für Massenstrom $\dot{m}_{korr}$ und Drehzahl $n_{korr,V}$, auf deren Basis die Kennfelder aufgebaut sind (vgl. Korpela, 2011):

$$\dot{m}_{korr} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_t / 288{,}15\,\mathrm{K}}}{p_t / 101\,325\,\mathrm{Pa}} \qquad n_{korr,V} = \frac{n}{\sqrt{T_t / 288{,}15\,\mathrm{K}}} \tag{7.1}$$

Der Betriebspunkt des Verdichters hängt wesentlich vom Eintrittstotaldruck p_t ab. Bei einer Flugzeugklimaanlage, die Luft aus der Umgebung verdichtet, bedeutet der Druckunterschied zwischen Boden- und Flugbetrieb eine Veränderung des korrigierten Massenstroms ungefähr um den Faktor 5 bei gleichbleibenden echten Massenstrom. Demzufolge unterscheiden sich die Betriebspunkte im Verdichterkennfeld deutlich voneinander und können im Extremfall nicht mit einer Maschine abgedeckt werden.
Zur Auslegung der Klimaagregate und Vermeidung unnötiger Iterationen im Entwicklungsprozess muss deshalb eine gleichzeitige Berechnung des Prozesses, Bestimmung der Gütegrade sowie Druckverhältnisse der Maschinen mit Hilfe von Kennfeldern und der Abstimmung der Turbomaschinen in einem gemeinsamen Modell durchgeführt werden. Damit können Prozessparameter und Maschinen optimal aufeinander angepasst werden.

Zuerst wird dazu ein Modell zur vereinfachten Auslegung von Radialverdichtern und Turbinen erläutert, mit dem, ohne Kenntnis der genauen Geometrie, Kennfelder anhand definierter Parameter generiert werden können. Die Untersuchung der alternativen Flugzeugklimaanlagen auf Basis des Kaltdampfprozesses war eine kooperative Arbeit mit Enrico Klausner, der sich mit dem Teil des Turbomaschinenmodells beschäftigt hat. Die nachfolgenden Ausführungen zur Turbomaschinenauslegung basieren auf seiner Arbeit. Deshalb wird das Auslegungsmodell nur soweit präsentiert, dass auf deren Basis die automatische Kennfelderstellung und -optimierung sowie die Einbindung

in die Prozesssimulation beschrieben werden kann. Weiterführende Erläuterungen zu Herleitung, Quellen und Validierung sind der Doktorarbeit von Enrico Klausner zu entnehmen, die zum aktuellen Zeitpunkt noch nicht publiziert ist (vgl. Golle; Klausner; Hesse, 2017; Klausner, 2019).
In seiner Arbeit werden Berechnungsgleichungen hergeleitet, mit denen vorläufige Kennfelder für Luft und verschiedene Kältemittel bei Angabe von wenigen unabhängigen Daten am Auslegungspunkt erstellt werden können: zehn Parameter für Radialverdichter und fünf für Turbinen. Alle anderen Betriebspunkte können im Verhältnis zum Auslegungspunkt ausgedrückt und berechnet werden. Deswegen ist keine Kenntnis über die Geometrie der Stufe notwendig. Darüber hinaus werden die Kennfelder mit korrigierten Größen für Massenstrom und Drehzahl unabhängig von dem Eingangszustand dargestellt. Dadurch können die Kennfelder auf alle Betriebspunkte angewendet werden.

Anschließend erfolgt die Beschreibung der Generierung der Kennfelder auf Basis des Gleichungen der vereinfachten Auslegung. Danach wird die Interpolation der Kennfelder erläutert, die für die stufenlose Berechnung im Programm erforderlich ist. Dann wird die Optimierung der Kennfelder für festgelegte Betriebsfälle mit Hilfe eines evolutionären Algorithmus beschrieben. In diesem Schritt wird die eigentliche Auslegung aller Turbomaschinen der Flugzeugklimaanlagen durchgeführt, in dem die Auslegungsparameter automatisch bestimmt werden. Schließlich wird die Integration der Kennfelder in die Prozessrechnung erläutert, bei der zusätzlich die Drehzahl aller Maschinen auf einer Welle abgestimmt wird.

7.1 Vereinfachte Auslegung der Turbomaschinen

Die Methode zur vereinfachten Auslegung von Radialverdichtern und Turbinen ermöglicht die Reduktion der benötigten Maschinendaten und Eingangswerte auf 10 bzw. 5 unabhängige Größen. In diesem Abschnitt werden die Berechnungsgrundlagen erläutert, wie auf Basis dieser Auslegungsgrößen ein Kennfeld berechnet werden kann, bei dem in jedem Punkt jeweils die vier Größen korrigierter Massenstrom $\dot{m}_{korr}$, korrigierte oder echte Drehzahl n_{korr} bzw. n, Totaldruckverhältnis Π_t sowie isentroper Gütegrad $\eta_{G,is}$ bestimmt sind. Dazu wird die Beziehung der Größen untereinander erläutert.

7.1.1 Turbine

Die Abhängigkeit des Massestroms von Druckverhältnis und Drehzahl wird durch die bekannte Mengendruckgleichung abgeleitet. Die Gleichung wird auf Eintrittsdruck und -temperatur in Bezug zur Internationalen Standardatmosphäre am Boden korrigiert und um einen Drehzahlterm erweitert (vgl. Dixon u. a., 2010):

$$\frac{\dot{m}_{korr}}{\dot{m}_{korr,AP}} = \sqrt{\frac{1-\Pi_t^{-2}}{1-\Pi_{t,AP}^{-2}} \cdot \frac{A_{th}}{A_{th,AP}} \cdot \frac{p_t}{p_{t,AP}} \cdot \frac{T_{t,AP}}{T_t}} \cdot \left[1 + \left(\frac{n_{korr,T,AP} - n_{korr,T}}{n_{korr,T,AP}}\right) \cdot e^{-\Pi_t}\right] \tag{7.2}$$

Der Index *AP* verweist auf den Auslegungspunkt. Der Verlauf des korrigierten Massenstromverhältnisses der Turbine bei unterschiedlichen Parametern ist in Abbildung 7.1 dargestellt.

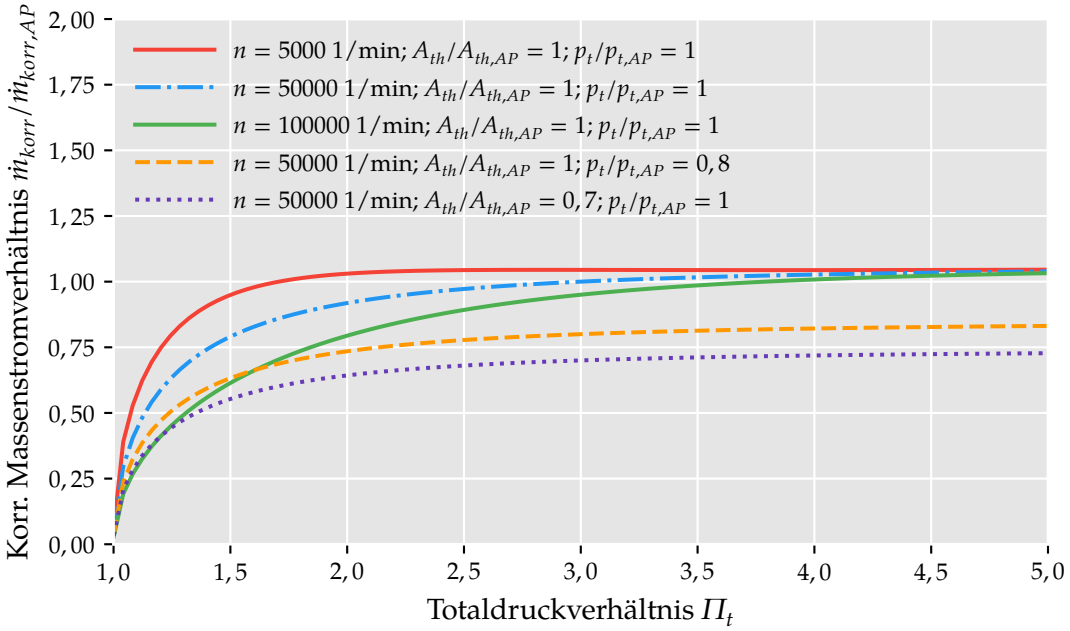


Abbildung 7.1: Verlauf des korrigierten Massenstromverhältnisses der Turbine über den Totaldruckverhältnis für verschiedene Parameter

Der Verlauf des Gütegrads der Turbine in Abhängigkeit von der Drehzahl n und des Stufenenthalpiegefälles $\Delta h_{t,is}$ kann in guter Näherung durch eine zweidimensionale parabolische Funktion angenähert werden:

$$\begin{aligned}\eta_{G,T,is} = \eta_{G,T,is,AP} - \frac{\eta_{G,T,is,AP} \cdot \Delta h_{t,is,AP}}{n^2_{korr,T,AP}} \cdot \left(\frac{n_{korr,T}}{\Delta h_{t,is}} - \frac{n_{korr,T,AP}}{\Delta h_{t,is,AP}} \right) \\ \cdot \left(\frac{1}{\eta_{G,T,is,AP}} + \left[\frac{Re}{Re_{AP}} \right]^{0,2(Re_{AP}/Re)^{-0,8}} \cdot \left[1 - \frac{1}{\eta_{G,T,is,AP}} \right] \right) \cdot K_n \cdot K_{A_{th}}\end{aligned} \tag{7.3}$$

mit den Korrekturfaktoren für Drehzahl K_n und Leitgitterhalsfläche $K_{A_{th}}$ sowie der korrigierten Drehzahl für Turbinen $n_{korr,T}$ und dem Temperaturverhältnis Θ:

$$K_x = 0,266666836 \cdot \left(\frac{x}{x_{AP}} \right)^3 - 1,55000246 \cdot \left(\frac{x}{x_{AP}} \right)^2 + 2,28333758 \cdot \left(\frac{x}{x_{AP}} \right) \tag{7.4}$$

$$- 0,00000195204259 \qquad \text{für } x = \{n, A_{th}\} \tag{7.5}$$

$$n_{korr,T} = n / \left(60 \cdot \sqrt{\Delta h_{t,is}/\Theta} \right) \tag{7.6}$$

$$\Theta = T_t / T_{t,AP} \tag{7.7}$$

Der Korrekturfaktor K_x ist eine Funktion in Form eines Polynom dritten Grades, das auf einer Ausgleichsrechnung mit den Punkten $(x/x_{AP};\ K)$: $(0;\ 0)$, $(0,5;\ 0,7)$, $(0,75;\ 0,95)$, $(1;\ 1)$, $(1,25;\ 0,95)$, $(1,5;\ 0,7)$, $(2;\ 0,5)$ basiert.
Der isentrope Gütegrad $\eta_{G,T,is}$ in Abhängigkeit von der normierten Enthalpiedifferenz mit Temperaturkorrektur $\Delta h_{t,is}/\Theta$ wird in Abbildung 7.2 dargestellt. Der Gütegrad im Auslegungspunkt $\eta_{G,T,is,AP}$ ist ein vorher festgelegter, maximal erreichbarer Wert, welcher in der Arbeit für alle Turbinen mit 0,85 angenommen wird.

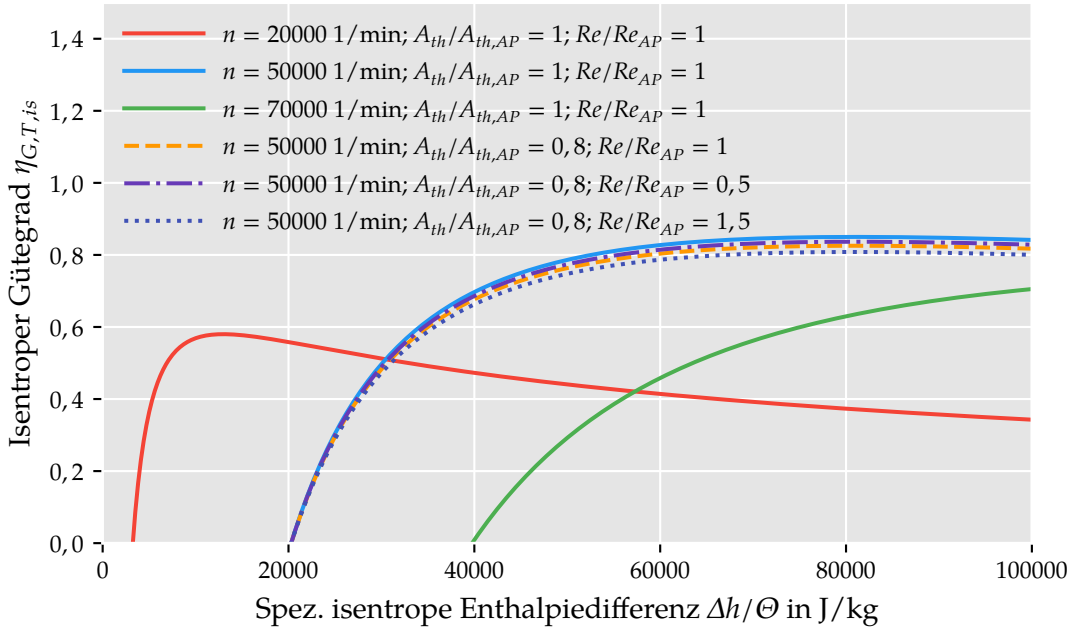


Abbildung 7.2: Verlauf des isentropen Gütegrads der Turbine in Abhängigkeit von der normierten Enthalpiedifferenz für verschiedene Parameter

Durch die Korrekturfunktion K_n für die Drehzahl wird der Einfluss der Drehzahl auf den Bezugsgütegrad berücksichtigt, was vor allem an Betriebspunkten weitab der Auslegungsdrehzahl von Bedeutung ist. Die Berücksichtigung eines verstellbaren Leitgitters in der Turbine erfolgt durch den Korrekturfaktor $K_{A_{th}}$ für die Leitgitterhalsfläche, welche der engste Querschnitt des Leitgitters ist. Das Verhältnis $A_{th}/A_{th,AP}$ drückt auch das korrigierte Massenstromverhältnis $\dot{m}_{korr}/\dot{m}_{korr,0}$ aus, was in der Prozessrechnung dazu verwendet wird, den Durchsatz in der Turbine zu variieren. Die Verwendung eines verstellbaren Leitgitters und dadurch die Korrektur des Massenstroms in Bezug zum Massenstrom bei Leitgitterstellung des Auslegungspunkts führt hier zu einer Verschlechterung des Gütegrads. Bei der ersten Kennfelderstellung wird von einem Auslegungszustand ausgegangen, weshalb die Korrekturfaktoren hier keine Bedeutung haben. Erst in der Prozessrechnung wird durch das Leitgitter der Eintrittsmassenstrom und Gütegrad der Turbine angepasst. Die Veränderung des korrigierten Massenstroms $\dot{m}_{korr}$ und Gütegrads $\eta_{G,T,is}/\eta_{G,T,is,0}$ ist in Abbildung 7.3 dargestellt. Die Regelung in der Prozessrechnung ist auf die Einstellung des gewünschten Druckverhältnisses bei konstanten Massenstrom ausgelegt. Demzufolge wird bei der Turbine der Faktor $\dot{m}_{korr}/\dot{m}_{korr,0}$ berechnet, indem bei definierter Drehzahl und Druckverhältnis der Massenstrom

$\dot{m}_{korr,0}$ bei der Leitgitterhalsfläche des Auslegungspunktes $A_{th,AP}$ bestimmt wird. Mit Hilfe des Korrekturfaktors kann dann der isentrope Gütegrad angepasst werden. Die Drehzahl wird durch die in Abschnitt 7.3 beschriebene Maschinenabstimmung berechnet.

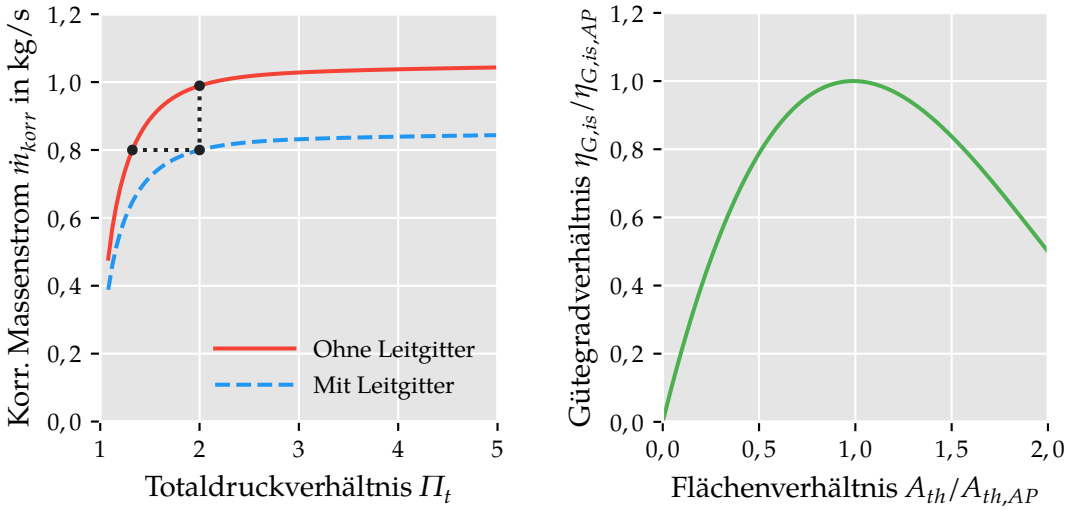


Abbildung 7.3: Einfluss des Turbinenleitgitters auf korr. Massenstrom und isentropen Gütegrad

7.1.2 Radialverdichter

Das vorläufige Verdichterkennfeld wird wieder in Bezug zu einem Auslegungspunkt bestimmt. Durch die Existenz einer Pumpgrenze bei Turboverdichtern ist die Modellierung des Kennfeldes komplizierter als bei Turbinen. Das Verfahren basiert auf einer in Robinson, 2013 dargestellten Methode. Neben den Größen korrigierte Drehzahl, korrigierter Massenstrom, Totaldruckverhältnis, Eintrittstemperatur, -druck und -machzahl am Auslegungspunkt sind die zusätzlichen Parameter Durchflußzahl am Rotoraustritt φ_2, Stopf- und Pumpgrenzenabstand CM bzw. SM, Anzahl der Zwischenschaufeln Z_s sowie Schaufelwinkel am Austritt β_2 notwendig. In den nachfolgenden Ausführungen sind die Größen Temperatur, Druck und Machzahl, sofern nicht anders gekennzeichnet, auf den Eintritt des Verdichters bezogen. Der Index *2* bezeichnet den Austritt des Rotors und der Index *AP* den Auslegungspunkt.
Die Generierung des Kennfeldes beginnt mit der Bestimmung der spezifischen Drehzahl $n_{spez,AP}$ und der Abschätzung des polytropen Stufengütegrades am Auslegungspunkt $\eta_{G,V,poly,AP}$ mit Daten aus der Literatur (vgl. Rodgers; Sapiro, 1972; Balje, 1981; Rodgers, 2005):

$$n_{spez,AP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{AP} \cdot \sqrt{T_{t,AP} \cdot R_s \cdot m_{AP}/p_{t,AP}}}{\left[c_p \cdot T_{t,AP} \cdot \left(\Pi_{AP}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1\right)\right]^{0,75}} \tag{7.8}$$

$$\begin{aligned}\eta_{G,V,poly,AP} = \Big(&45,52348 + 81,03971 \cdot n_{spez,AP} + 0,08864 \cdot (\beta_2/°) - 35,06117 \cdot n_{spez,AP}^2 \\ &+ 2,42224 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_2/°)^2 - 0,23228 \cdot (\beta_2/°) \cdot n_{spez,AP}\Big)/100\end{aligned} \tag{7.9}$$

Der isentrope Stufengütegrad kann dann aus dem geforderten Totaldruckverhältnis am Auslegungspunkt $\Pi_{t,AP}$ berechnet werden:

$$\eta_{G,V,is,AP} = \frac{\Pi_{t,AP}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\Pi_{t,AP}^{(\kappa-1)/\left(\eta_{G,V,poly}\cdot\kappa\right)} - 1} \tag{7.10}$$

Anschließend erfolgt eine Korrektur der spezifischen Drehzahl n_{spez} nach Rodgers:

$$n_{spez,korr,AP} = n_{spez,AP} \cdot \sqrt{(1 + \rho_2\rho_1)/2} \tag{7.11}$$

mit:

$$\rho_2\rho_1 = \rho_2\rho_{t,1}\left(1 + (\kappa - 1)/2 \cdot M_{AP}^2\right)^{1/(\kappa-1)} \tag{7.12}$$

$$\rho_2\rho_{t,1} = \left[1 + \frac{r_{AP}}{\eta_{G,V,is,AP}} \cdot \left(\Pi_{AP}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1\right)\right]^{x_1} \tag{7.13}$$

$$x_1 = \left[\frac{\eta_{G,V,poly,AP} \cdot \kappa/(\kappa - 1)}{\eta_{G,V,poly,AP} \cdot \kappa/(\kappa - 1) - 1} - 1\right]^{-1} \tag{7.14}$$

und dem kinematischen Reaktionsgrad r der Stufe aus einer Ausgleichsrechnung mit Daten von Casey (vgl. Robinson, 2013):

$$\begin{aligned}r_{AP} = {}&0,59305 + 1,02053 \cdot \varphi_{2,AP} - 0,00305 \cdot (\beta_2/°) - 1,18955 \cdot \varphi_{2,AP}^2 \\ &+ 2,05351 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_2/°)^2 - 0,00826 \cdot (\beta_2/°) \cdot \varphi_{2,AP}\end{aligned} \tag{7.15}$$

Mit der korrigierten, spezifischen Drehzahl ist der polytrope Gütegrad des Laufrads zu bestimmen:

$$\eta_{G,V,poly,imp,AP} = \begin{cases} -0,8 \cdot n_{spez,korr,AP}^3 + 0,2197 \cdot n_{spez,korr,AP}^2 & \\ \qquad + 0,7143 \cdot n_{spez,korr,AP} + 0,595 & \text{für } n_{spez,korr,AP} \leq 0{,}7 \\ -0,17 \cdot n_{spez,korr,AP}^4 + 0,6494 \cdot n_{spez,korr,AP}^3 & \\ \qquad - 0,7409 \cdot n_{spez,korr,AP}^2 + 0,1284 \cdot n_{spez,korr,AP} & \text{sonst} \\ \qquad + 1,0204 & \end{cases} \tag{7.16}$$

Die Arbeitsziffer im Auslegungspunkt λ_{AP} ist definiert durch:

$$\lambda_{AP} = \left(\Delta h / v_2^2\right)_{AP} = \begin{cases} \sigma - \frac{\varphi_{2,AP}}{\tan(\beta_2)} & \text{für } \beta_2 \leq 90° \\ \sigma & \text{sonst} \end{cases} \tag{7.17}$$

Für die Berechnung der Arbeitsziffer sind ferner der Minderleistungsfaktor σ nach Wiesner und die Schaufelanzahl Z zu bestimmen:

$$\sigma = \sqrt{\sin(\beta_2)} / Z^{0,7} \qquad Z = Z_s \cdot (1 + 0,7) \tag{7.18}$$

Mit den Abständen zur Pump- und Stopfgrenze im Auslegungspunkt SM_{AP} bzw. CM_{AP} können nun die korrigierten Massenströme an den Grenzen mit den Gleichungen 7.19 und 7.20 gewonnen werden.

$$\dot{m}_{korr,PG} = \dot{m}_{korr,AP} \cdot (1 - SM_{AP}) \cdot \frac{n_{korr,V}}{n_{korr,V,AP}} \qquad \text{mit } SM_{AP} = 0,15 \cdot (1 + \cos(\beta_2)) \tag{7.19}$$

$$\dot{m}_{korr,SG} = \frac{\dot{m}_{korr,AP}}{CM_{AP}} \cdot \left(\frac{\frac{2}{\kappa+1} + \frac{(\kappa-1) \cdot \left(\pi \cdot D_2 \cdot n_{korr,V}\right)^2}{(\kappa+1) \cdot \kappa \cdot R \cdot T_{ISA}}}{\frac{2}{\kappa+1} + \frac{(\kappa-1) \cdot \left(\pi \cdot D_2 \cdot n_{korr,V,AP}\right)^2}{(\kappa+1) \cdot \kappa \cdot R \cdot T_{ISA}}} \right)^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}} \tag{7.20}$$

Die für den Druckaufbau wichtige Umfangsgeschwindigkeit im Auslegungspunkt $v_{2,AP}$ kann mit der Arbeitsziffer aus Gleichung 7.17 bestimmt werden:

$$v_{2,AP} = \sqrt{\left(c_p \cdot T_{t,AP} \cdot \left[\Pi_{t,AP}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right) / \left(\eta_{G,V,is,AP} \cdot \lambda_{AP} \right)} \tag{7.21}$$

Damit lässt sich der Raddurchmesser D_2 und die für die Kennfeldrechnung wichtige Umfangsmachzahl im Auslegungspunkt $M_{2,AP}$ sowie die Austrittsfläche aus dem Laufrad A_2 berechnen:

$$D_2 = v_{2,AP} / \left(\pi \cdot n_{AP}\right) \tag{7.22}$$

$$M_{2,AP} = v_{2,AP} / \sqrt{\kappa \cdot R_s \cdot T_{t,AP}} \tag{7.23}$$

$$A_2 = \dot{m}_{AP} \cdot \left[\varphi_{2,AP} \cdot v_{2,AP} \cdot \frac{p_{t,AP}}{T_{t,AP} \cdot R_s} \cdot \left(1 + (\kappa - 1) \cdot r_{AP} \cdot \lambda_{AP} \cdot \frac{v_{2,AP}^2}{\kappa \cdot R_s \cdot T_{t,AP}} \right)^{x_2} \right]^{-1} \tag{7.24}$$

$$x_2 = \left[\left(\frac{\eta_{G,V,poly,imp,AP} \cdot \kappa}{\kappa - 1} \right) / \left(\frac{\eta_{G,V,poly,imp,AP} \cdot \kappa}{\kappa - 1} - 1 \right) \right] \tag{7.25}$$

Mit der Umfangsgeschwindigkeit, dem Raddurchmesser und der Austrittsfläche sind nun Aussagen über benötigten Bauraum, Werkstoff usw. möglich. Zulässige Geschwindigkeiten v_2 sind für Aluminium 300 bis 450 m/s, für Stahl 350 bis 550 m/s in offener und 280 bis 340 m/s in geschlossener Ausführung sowie für Titan 500 bis 650 m/s (vgl. Dixon u. a., 2010; Korpela, 2011).
Der korrigierte Massenstrom bei maximaler Effizienz kann aus den Gleichungen 7.19 und 7.20 für den Massenstrom an der Pump- bzw. Stopfgrenze gewonnen werden:

$$\dot{m}_{korr,maxeff} = \dot{m}_{korr,PG} \cdot \left(\bar{\dot{m}}_{korr} - \dot{m}_{korr,PG}\right) \cdot \left(1 - \frac{\bar{\dot{m}}_{korr} - \dot{m}_{korr,PG}}{\dot{m}_{korr,PG}} \cdot \sin(\beta_2)\right) \tag{7.26}$$

mit:

$$\bar{\dot{m}}_{korr} = \frac{\dot{m}_{korr,SG} - \dot{m}_{korr,PG}}{2} \tag{7.27}$$

Der isentrope und polytrope Gütegrad ohne Drehzahl- sowie Reynoldszahlkorrektur (Index 0) wird beschrieben durch (vgl. Came u. a., 1998):

$$\eta_{G,V,is,0} = \begin{cases} \eta_{G,max} \cdot \left[1 - \left\{\frac{\dot{m}_{korr,maxeff}/\dot{m}_{korr,SG} - \dot{m}_{korr}/\dot{m}_{korr,SG}}{\dot{m}_{korr,maxeff}/\dot{m}_{korr,SG}}\right\}^3\right]^{\frac{M_2}{M_{2,AP}}} & \text{für } \frac{\dot{m}_{korr}}{\dot{m}_{korr,SG}} < \frac{\bar{\dot{m}}_{korr}}{\dot{m}_{korr,SG}} \\ \eta_{G,max} \cdot \left[1 - \left\{\frac{\dot{m}_{korr,maxeff}/\dot{m}_{korr,SG} - \dot{m}_{korr}/\dot{m}_{korr,SG}}{1 - \dot{m}_{korr,maxeff}/\dot{m}_{korr,SG}}\right\}^4\right]^{\frac{M_{2,AP}}{4 \cdot M_2}} & \text{sonst} \end{cases} \tag{7.28}$$

$$\eta_{G,V,poly,0} = \eta_{G,V,poly,AP} \tag{7.29}$$

mit:

$$M_2 = M_{2,AP} = \frac{n_{korr,V}}{n_{korr,V,AP}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t,AP}}{T_t}} \tag{7.30}$$

Dabei gilt $\eta_{G,max} = \eta_{G,V,is,AP}$. Die Gütegrade werden nun durch eine Drehzahl- und Reynoldszahlkorrektur an die sich stark ändernden Betriebspunkte angepasst (vgl. Casey, 1984; Elia, 2008; Robinson, 2013):

$$K_{Re} = 0,4 + 0,6 \cdot \left(\frac{Re}{Re_{AP}}\right)^{0,15} \tag{7.31}$$

mit:

$$\frac{Re}{Re_{AP}} = 0,5 \cdot \left[\frac{T_t + C}{T_{t,AP} + C} \cdot \left(\frac{T_{t,AP}}{T_t}\right)^2 \cdot \frac{\dot{m}_{korr}}{\dot{m}_{korr,AP}} \cdot \frac{p_t}{p_{t,AP}} + \frac{T_t + C}{T_{t,AP} + C} \cdot \frac{T_{t,AP}}{T_t} \cdot \frac{n_{korr,V}}{n_{korr,V,AP}}\right] \tag{7.32}$$

Dabei ist C die Sutherland-Konstante, womit die Temperaturabhängigkeit der Viskosität realer Gase berücksichtigt wird. Die Sutherland-Konstante ist stoffabhängig und beträgt für Luft 120 K und für R-134a 300 K (vgl. White, 1991).
Mit der Reynoldszahlkorrektur ergeben sich die korrigierten polytropen und isentropen Gütegrade für die einzelnen Betriebspunkte zu:

$$\eta_{G,V,is} = 1 - K_{Re}^{-1} \cdot \left(1 - \eta_{G,V,is,0}\right) \tag{7.33}$$

$$\eta_{G,V,poly} = 1 - K_{Re}^{-1} \cdot \left(1 - \eta_{G,V,poly,0}\right) \tag{7.34}$$

In Abbildung 7.4 sind die Verläufe des isentropen Gütegrads des Verdichters bei verschiedenen Parametern dargestellt.

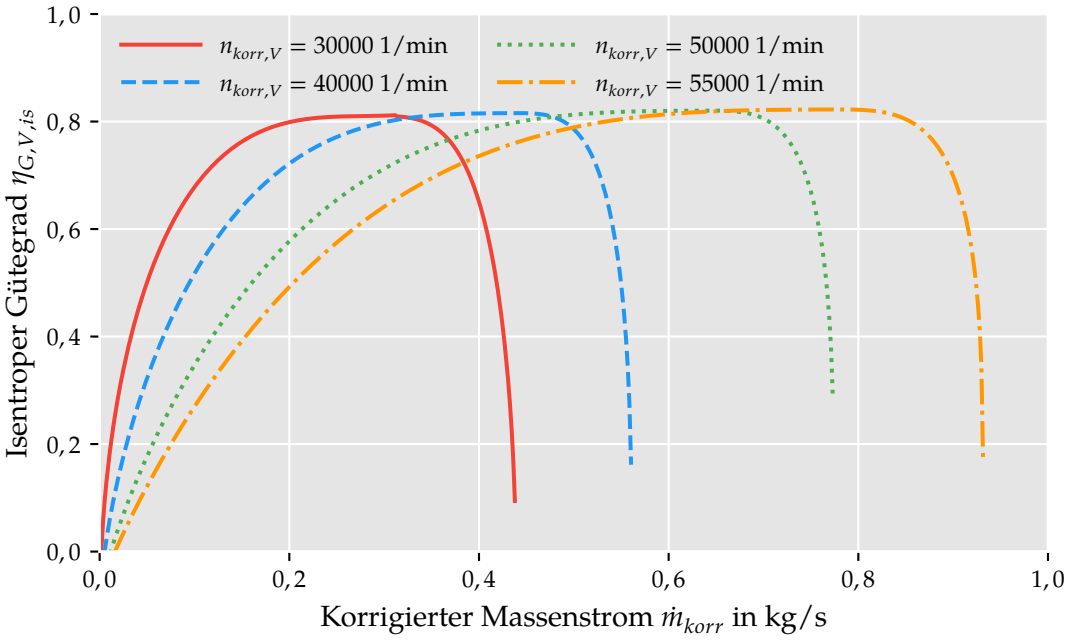


Abbildung 7.4: Verlauf des isentropen Gütegrads des Verdichters über dem korrigierten Massenstrom für verschiedene Parameter

Die Arbeitsziffer für verschiedene Drehzahlen und Massenströme ergibt sich mit der Austrittsfläche und dem polytropen Gütegrad zu:

$$\lambda = \begin{cases} \lambda_{AP} & \text{für } \beta_2 = 90° \\ \sigma - \left(\dot{m}_{korr} \cdot 288{,}15\,\mathrm{K} \cdot R_s\right) \cdot \left(\tan(\beta_2) \cdot A_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot n_{korr,V} \cdot x_3\right)^{-1} - \lambda & \text{sonst} \end{cases} \tag{7.35}$$

$$x_3 = \left[101\,325\,\mathrm{Pa} \cdot \left\{ 1 + (\kappa - 1) \cdot r_{AP} \cdot \lambda \cdot \frac{\left(\pi \cdot D_2 \cdot n_{korr,V}\right)^2}{\kappa \cdot R_s \cdot 288{,}15\,\mathrm{K}} \right\}^{(1/[n-1])} \right] \tag{7.36}$$

mit:

$$n = \frac{\eta_{G,V,poly} \cdot \kappa / (\kappa - 1)}{\eta_{G,V,poly} \cdot \kappa / (\kappa - 1) - 1} \tag{7.37}$$

Schließlich kann mit der aus der impliziten Gleichung bestimmten Arbeitsziffer λ das Stufentotaldruckverhältnis für jeden Betriebspunkt mit den Gütegraden bestimmt werden durch:

$$\Pi_t = \left[1 + \eta_{G,V,is} \cdot \lambda \cdot \left(c_p \cdot 288{,}15\,\mathrm{K}\right)^{-1} \cdot \left(\pi \cdot D_2 \cdot n_{korr,V}\right)^2\right]^{\kappa/(\kappa-1)} \tag{7.38}$$

Dabei kann das Totaldruckverhältnis an der Pumpgrenze $\Pi_{t,PG}$ aus der oberen Gleichung mit $\dot{m}_{korr} = \dot{m}_{korr,PG}$ berechnet werden. Für Π_t muss $\dot{m}_{korr} \geq \dot{m}_{korr,PG}$ gelten. Abbildung 7.5 zeigt schließlich die Änderung des Totaldruckverhältnisses in Abhängigkeit zum korrigierten Massenstrom für unterschiedliche Parameter.

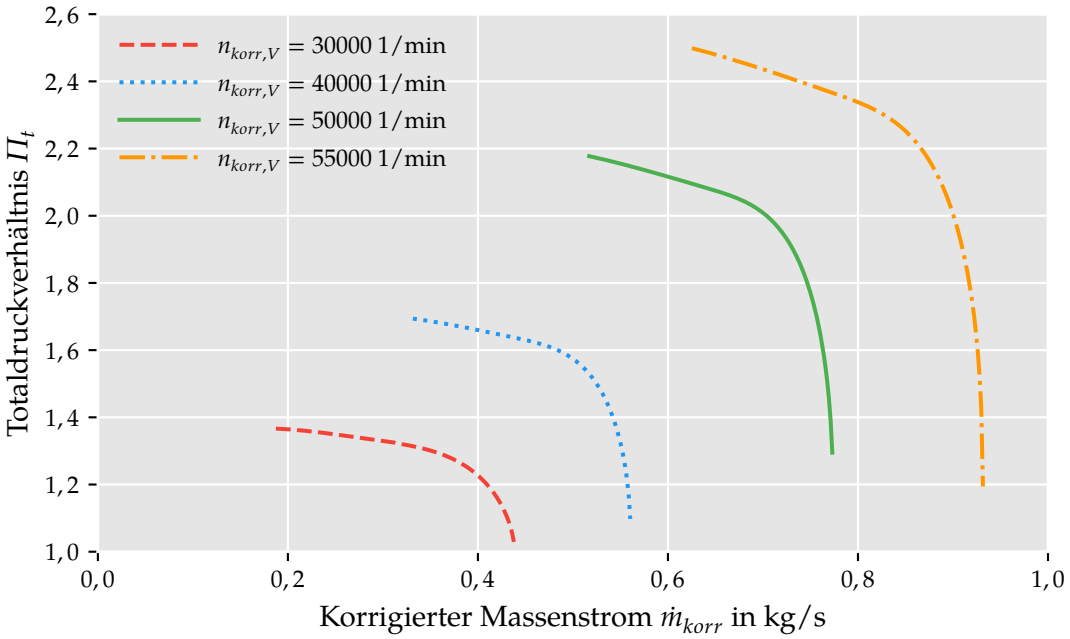


Abbildung 7.5: Verlauf des Totaldruckverhältnisses des Verdichters über dem korrigierten Massenstrom für verschiedene Parameter

7.2 Erstellung und Optimierung der Turbomaschinenkennfelder

7.2.1 Kennfelderstellung

Mit den Berechnungsgleichungen aus dem vorherigen Abschnitt können nun vollständige Kennfelder generiert und anschließend optimiert werden. Alle benötigten Parameter zur Erstellung und Optimierung sind in Tabelle 7.1 aufgeführt. Die Ermittlung der einzelnen Werte wird bei der Optimierung in Abschnitt 7.2.3 erläutert. Die Implementierung des Turbomaschinenmodells erfolgt in der Programmiersprache *Python*.

Tabelle 7.1: Auslegungsparameter zur Erstellung des Kennfelds eines Verdichters bzw. einer Turbine

Parameter	Minimalwert	Maximalwert
Verdichter		
Auslegungstotaltemperatur $T_{t,AP}$		
Auslegungstotaldruck $p_{t,AP}$		
Auslegungstotaldruckverhältnis $\Pi_{t,AP}$	Abhängig vom Betriebskennfeld	
Korr. Auslegungsdrehzahl $n_{korr,V,AP}$		
Korr. Auslegungsmassenstrom $\dot{m}_{korr,AP}$		
Abstand zur Stopfgrenze CM_{AP}	0,8	0,99
Eintrittsmachzahl M_{AP}	0,3	0,5
Durchflusskoeff. am Rotoraustritt $\varphi_{2,AP}$	0,05	0,5
Schaufelwinkel am Laufradaustritt β_2	30°	90°
Anzahl der Zwischenschaufeln Z_s	6	14
Turbine		
Auslegungstotaltemperatur $T_{t,AP}$		
Auslegungstotaldruck $p_{t,AP}$		
Auslegungstotaldruckverhältnis $\Pi_{t,AP}$	Abhängig vom Betriebskennfeld	
Auslegungsdrehzahl $n_{T,AP}$		
Korr. Auslegungsmassenstrom $\dot{m}_{korr,AP}$		

Zuerst müssen die vorläufigen Kennfelder mit dem vereinfachten Modell erstellt werden. Zur Integration in die Prozesssimulation sollen die Betriebspunkte der Verdichter und Turbinen nicht bei jedem Funktionsaufruf neu ermittelt werden, sondern das vollständige Kennfeld wird als Tabelle bestehend aus einem Wertetupel bestimmt:

$$\left(\dot{m}_{korr};\ n_{korr,V};\ \Pi_t;\ \eta_{G,V,is}\right) \quad \text{Verdichter} \tag{7.39}$$

$$\left(\dot{m}_{korr};\ n;\ \Pi_t;\ \eta_{G,T,is}\right) \quad \text{Turbine} \tag{7.40}$$

Bei der Kennfeldgenerierung wird neben den Auslegungsparametern ein zweidimensionales Feld von zwei Variablen aus dem Wertetupel innerhalb eines festgelegten Bereichs gewählt. Beim Ver-

dichter sind die Werte für den korrigierten Massenstrom und die korrigierte Drehzahl zu definieren, bei der Turbine Werte für den korrigierten Massenstrom und das Totaldruckverhältnis. Damit wird ein Raster aus Betriebspunkten erstellt, mit dem die beiden anderen Werte aus dem Tupel entsprechend der Berechnungsvorschriften aus dem vorherigen Abschnitt bestimmt werden können. Schließlich ergibt sich eine Tabelle mit diskreten Betriebspunkten, welche das komplette Kennfeld und dessen Grenzen umfasst.
Danach sind die diskreten Punkte mit einem zweidimensionalen Interpolationsalgorithmus zu einer Funktion umzuwandeln, um eine kontinuierliche Berechnung innerhalb des Kennfeldes zu ermöglichen. Die lineare, zweidimensionale Interpolation wird mit der Funktion *„LinearNDInterpolator“* aus der Bibliothek *scipy/interpolate* durchgeführt (vgl. Jones u. a., 2001). Dabei handelt es sich um die Interpolation eines irregulären Gitters, da die Betriebspunkte des Kennfeldes unregelmäßig und mit variablen Abstand angeordnet sind. Eine kubische Interpolation ist optional mit der Funktion *„CloughTocher2DInterpolator“* möglich. Die eindimensionale Funktion der Pump- und Stopfgrenze wird mit der Funktion *„interp1d“* erstellt. Abbildung 7.6 zeigt zum einen die einzelnen Betriebspunkte und zum anderen das interpolierte Verdichterkennfeld. Die schwarzen Linien im Kennfeld charakterisieren eine konstante, korrigierte Drehzahl, die roten Linien stellen die Pumpsowie Stopfgrenze dar.

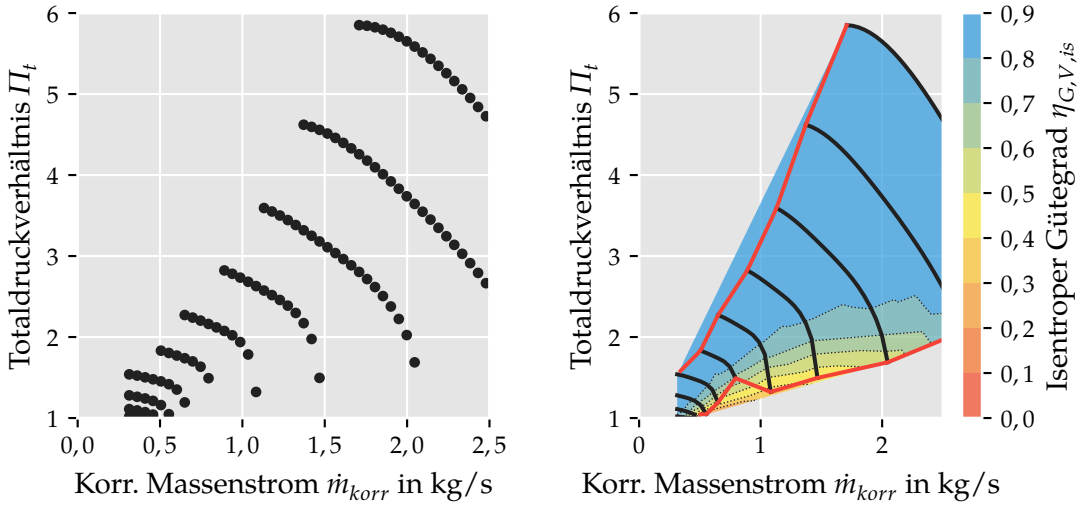


Abbildung 7.6: Berechnete Kennfeldpunkte und Interpolation des irregulären Gitters

Das resultierende Kennfeld aus dem irregulären Gitter hat den Nachteil, dass der isentrope Gütegrad in einigen Bereichen außerhalb der Kennfeldgrenzen nicht 0 ist, weshalb bei jeder Berechnung eine zusätzliche Abfrage der Pump- und Stopfgrenze ausgeführt werden muss. Diese fehlerhafte Interpolation erschließt sich aus dem zugrunde liegenden Algorithmus, bei dem jeder Punkt im Gitter linear trianguliert wird. Außerdem ist die Bestimmung der Wertetupel aus dem Kennfeld mit irregulären Gitter insbesondere bei der Drehzahlabstimmung in der Prozesssimulation fehleranfällig, da es zu unstetigen Funktionen führt.

Zur Bestimmung des korrekten Kennfelds, bei dem die Interpolationsfunktionen stetiger sind und keine Abfrage der Kennfeldgrenzen erfolgen muss, ist eine aufwendige Transformation des irregulären in ein reguläres Gitter erforderlich. Dabei werden äquidistante Punkte im Kennfeld für Totaldruckverhältnis und korrigierten Massenstrom gewählt, die mit der Kennfeldfunktion des irregulären Gitters nachgerechnet werden. Sämtliche Punkte werden mit einer Abfrage geprüft. Der Gütegrad der fehlerhaften Punkte außerdem der Grenzen wird auf 0 gesetzt. Das reguläre Gitter kann dann mit der Funktion *„RegularGridInterpolator“* interpoliert werden. Das resultierende Kennfeld mit einem groben Gitter zur Illustration ist in Abbildung 7.7 dargestellt.

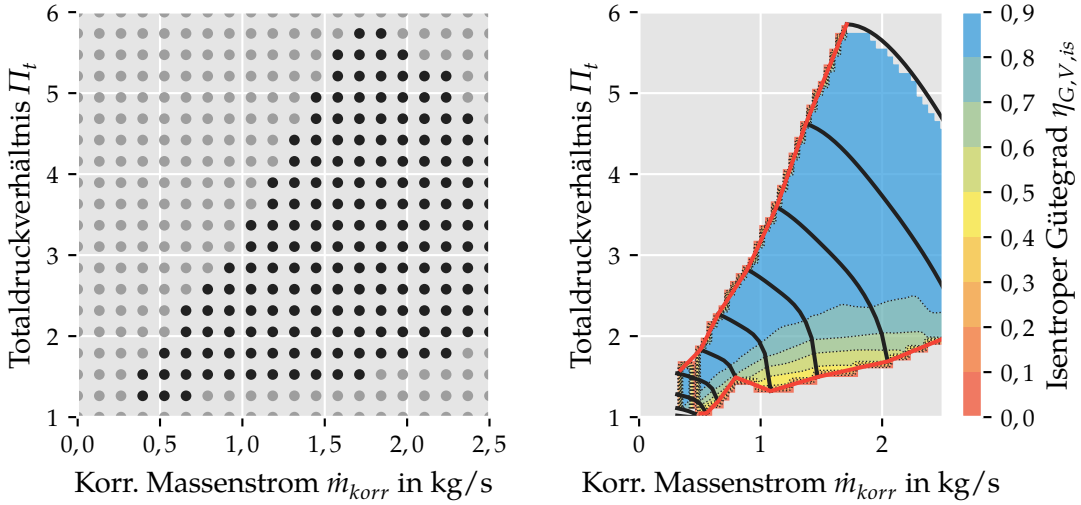


Abbildung 7.7: Überführung in ein reguläres Gitter und Interpolation des Kennfelds

Die sich ergebenden Kennfeldfunktionen des Verdichters können jede Größe des Wertetupels aus zwei Eingangswerten des Tupels bestimmen:

$$\dot{m}_{korr} = f(n_{korr,V};\ \Pi_t) \quad = f(\eta_{G,V,is};\ \Pi_t) \quad = f(\eta_{G,V,is};\ n_{korr,V}) \tag{7.41}$$

$$n_{korr,V} = f(\dot{m}_{korr};\ \Pi_t) \quad = f(\eta_{G,V,is};\ \Pi_t) \quad = f(\eta_{G,V,is};\ \dot{m}_{korr}) \tag{7.42}$$

$$\eta_{G,V,is} = f(n_{korr,V};\ \Pi_t) \quad = f(\dot{m}_{korr};\ \Pi_t) \quad = f(\dot{m}_{korr};\ n_{korr,V}) \tag{7.43}$$

$$\Pi_t = f(n_{korr,V};\ \dot{m}_{korr}) \quad = f(\eta_{G,V,is};\ \dot{m}_{korr}) \quad = f(\eta_{G,V,is};\ n_{korr,V}) \tag{7.44}$$

Das beschriebene Vorgehen gilt analog auch für die Turbinenkennfelder. Als nächstes muss der optimale Auslegungspunkt basierend auf den Eingangszuständen aller Betriebsfälle, die aus der Auslegungsrechnung gewonnen werden, bestimmt werden. Die Basis der Optimierungsrechnung sind evolutionäre Algorithmen, die im nachfolgenden Abschnitt erläutert werden.

7.2.2 Grundlagen evolutionärer Algorithmen

Durch die Reduktion der benötigten Parameter zur Generierung der Turbomaschinenkennfelder in Abschnitt 7.1 sind nur zehn unabhängige Größen für einen Radialverdichter und fünf Größen

für eine Turbine erforderlich. Innerhalb der jeweiligen Grenzen sind die Werte frei wählbar, wodurch sich grundsätzlich eine Vielzahl an möglichen Varianten ergeben. Das optimale Kennfeld ist gegeben, wenn über alle Betriebsfälle betrachtet, der maximale isentrope Gesamtgütegrad erreichen. Zwar können die wechselseitigen Abhängigkeiten der einzelnen Parameter dargestellt, jedoch nicht in Verbindung mit dem Optimierungsziel gebracht werden. Deshalb wird hier ein evolutionärer Algorithmus zur Optimierung der Kennfelder angewendet. Diese Klasse von Optimierungsverfahren wird besonders bei Problemstellungen angewendet, bei denen kein effizienter Lösungsalgorithmus verfügbar, oder die Problemspezifikation nicht möglich bzw. zu komplex ist. Evolutionäre Algorithmen sind metaheuristisch, d. h. sie sind nicht problemspezifisch, sondern können grundsätzlich auf alle Optimierungsprobleme angewendet werden. Dabei gibt es allerdings keine Garantie, dass die gefundene Lösung optimal ist. Die Güte der Lösung hängt wesentlich von der Wahl der einzelnen Schritte des Algorithmus ab. Evolutionäre Algorithmen sind von der Evolution natürlicher Lebewesen inspiriert. Natürliche Organismen sind Träger mehrerer Gene (vgl. Weicker, 2015). Die Gesamtheit aller Gene wird als Genom bezeichnet. Das Genom prägt das Erscheinungsbild des jeweiligen Organismus, die sogenannte phänotypische Ausprägung. Das Genom wird zusammen mit dem Phänotyp auch als Individuum bezeichnet. Ein einzelnes Gen im Genom kann verschiedene Werte annehmen. Jede Ausprägung wird dabei als Allel bezeichnet. Beispielsweise wäre bei einem Gen für die Augenfarbe ein Allel für blaue Augen und ein Allel für braune Augen. Die Gesamtheit aller Allele in einer Population wird auch Genpool genannt. Wenn wir nun eine Population aus mehreren Individuen betrachten, dann kann „Evolution im Sinne einer Änderung des Lebens“ nur stattfinden, wenn sich die Häufigkeit der Allele, die sogenannte Genfrequenz, ändert (vgl. Weicker, 2015). Dies geschieht durch die Evolutionsfaktoren:

- Mutation: Vervielfältigungsfehler, dadurch Einführung neuer Allele
- Selektion: Auswahl der Nachkommen entsprechend ihrer Überlebenschancen
- Gendrift: Veränderung in kleinen Populationen durch den zufälligen Tod einzelner Individuen
- Genfluss: Zuwanderung von Individuen aus einer eigentlich räumlich getrennten Population

Ein weiterer Mechanismus der Evolution ist die Rekombination, die allerdings die Häufigkeit des Auftretens bestimmter Allele nicht verändert. Hierbei wird durch eine Paarung das genetische Material neu zusammengefügt. Die Grundlagen der natürlichen Evolution werden nun formal auf evolutionäre Algorithmen übertragen. Die vorher eingeführten Begriffe können dabei unterschiedlich konzeptionell ausgeführt werden. Das Individuum I ist definiert durch einen oder mehrere Parameter, die binär, reell, usw. sein können. Das Individuum repräsentiert den Lösungskandidaten. Die Gesamtheit aller Individuen ist eine Population. Die gesamte Population wird durch eine Bewertungsfunktion zur Berechnung des Selektions- bzw. Fitnesswerts S analysiert. Auf Basis der Bewertung werden eine Selektion, dann eine Rekombination und schließlich eine Mutation der Parameter durchgeführt. Jeder Durchlauf dieser Schritte beschreibt eine Iteration. Die Auswahl der verschiedenen Funktionen jedes einzelnen Schrittes bestimmt das Verfahren innerhalb der Klasse

der evolutionären Algorithmen. Die Population P eines jeden Iterationsschrittes wird als Generation t bezeichnet. Das Programm wird ausgeführt bis eine Terminierungsbedingung, meist ein gewünschtes Optimum oder die maximale Anzahl an Generationen, erreicht ist. In Abbildung 7.8 sind die einzelnen Schritte nochmal schematisch dargestellt.

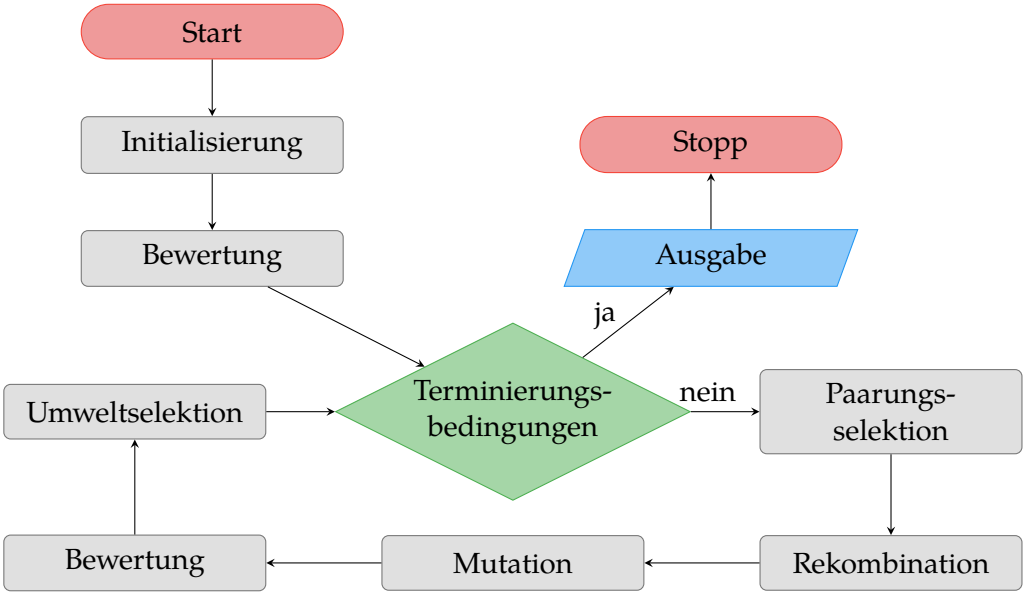


Abbildung 7.8: Schematische Darstellung der Berechnungsschritte bei evolutionären Algorithmen nach Weicker, 2015

7.2.3 Kennfeldoptimierung

Für die Kennfeldoptimierung wird das Verfahren der Evolutionsstrategie aus der Klasse der evolutionären Algorithmen ausgewählt. Hierbei ist der Genotyp der Individuen immer reellwertig. Es wird auf den Selektionsdruck bei der Auswahl der Eltern verzichtet, stattdessen überleben bei der Umweltselektion nur die besten Individuen (Besten-Selektion). Der Algorithmus wird nur auf die Kinderindividuen angewandt (Komma-Selektion), d. h. aus μ_{EA} Eltern einer Population werden λ_{EA} Kinder erzeugt, die dann während der Selektion wieder auf μ_{EA} reduziert werden. Der primäre Operator der Evolutionsstrategie ist die Mutation. Dieser muss eine gute Feinabstimmung und Erforschung des Suchraumes ermöglichen. Hierfür eignet sich eine Gauß-Mutation. Die Rekombination erfolgt mit einem Uniformer-Crossover-Operator, bei dem die neuen Werte aus der Sequenz der alten Werte mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit zufällig ausgewählt und zu einer neuen Sequenz (Individuum) zusammengefügt werden (vgl. Weicker, 2015). Bei Verdichtern besteht das Individuum aus zehn, bei Turbinen aus fünf Genen (Parametern). Die Grenzen der Parameter sind in Tabelle 7.1 dargestellt. Die Eingangszustände jedes Betriebsfalls sind aus der Auslegungsrechnung der Prozesssimulation zu entnehmen und geben deren Grenzen bei der Optimierung vor. Die Parameter jedes Individuums repräsentieren ein Kennfeld. Die Bewertungsfunktion bestimmt

nun den Selektionswert S, welcher als die gemittelte, gewichtete Summe der isentropen Gütegrade für n Betriebsfälle definiert ist:

$$S = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} \eta_{G,is,i} \cdot g_i \tag{7.45}$$

Die Gewichte g können zur Bewertung der Wichtigkeit der einzelnen Betriebsfälle verwendet werden. Allerdings ist die Hauptaufgabe des evolutionären Algorithmus die Bestimmung eines Kennfelds, welches alle Betriebsfälle abbilden kann. Die Unterschiede in den Gütegraden sind dann gering und das Kennfeld kann meist nicht ohne Ausschluss eines Betriebsfalls verbessert werden, weshalb hier auf die Definition von geeigneten Kriterien zur Gewichtung verzichtet und $g = 1$ gesetzt wird. Die Bewertung wird für jedes Individuum durchgeführt und bildet die Grundlage für die folgende Selektion der besten Individuen. Eine Auswahl an Kennfeldern in der ersten Generation wird in Abbildung 7.9 gezeigt. Es wird ein zusätzlicher Abstand von 10 % des korrigierten Massenstroms von der Pump- bzw. Stopfgrenze im Kennfeld bei gegebener korrigierter Drehzahl angenommen, welchen die Betriebfälle mindestens aufweisen müssen, um gezählt zu werden. Außerdem kann während der Bewertung auch die Funktionsberechnung eines Betriebspunktes aufgrund von fehlerhaft interpolierten Kennfeldern und numerischen Ungenauigkeiten fehlschlagen, weshalb der isentrope Gütegrad auf 0 gesetzt wird. Damit wird ebenfalls sichergestellt, dass das optimierte Kennfeld numerisch stabil berechnet werden kann.

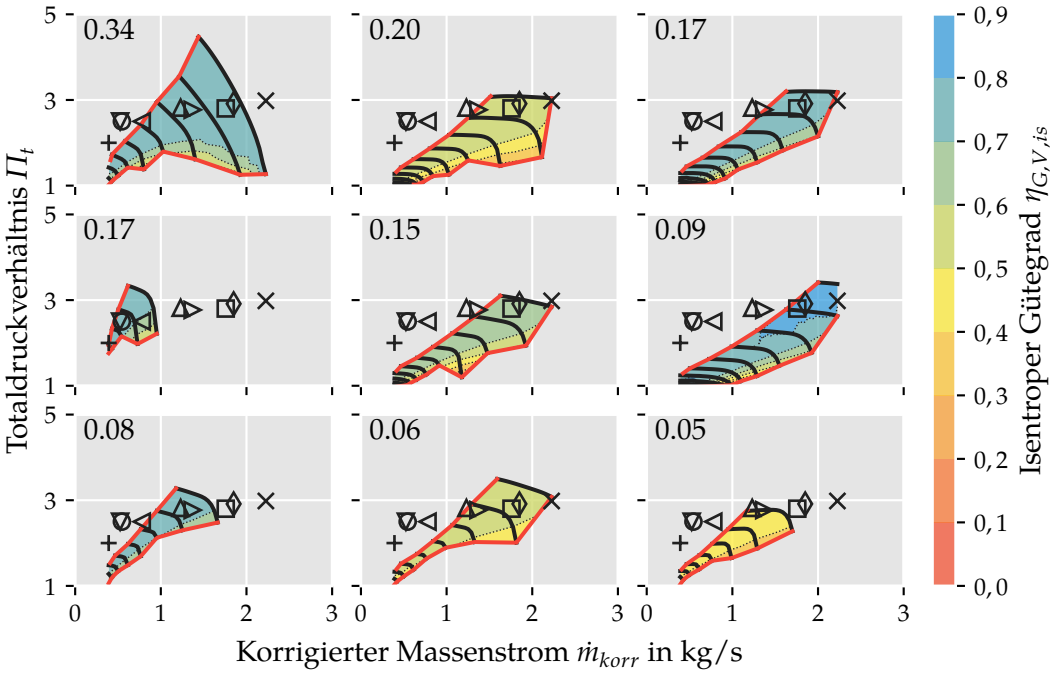


Abbildung 7.9: Auswahl an Individiuen der ersten Generation bei der Optimierung eines Verdichterkennfelds

Der evolutionäre Algorithmus wird in Python mit Hilfe der Bibliothek *„deap“* realisiert (vgl. Fortin u. a., 2012). Die verwendeten Werkzeuge sind für die Selektion *„selBest“*, die Mutation *„mutGaussi-*

an“, die Rekombination *„cxUniform“* und den Algorithmus *„eaMuCommaLambda“*. Die definierten Berechnungsparameter für den Algorithmus sind in Tabelle 7.2 aufgeführt.

Tabelle 7.2: Parameter des evolutionären Algorithmus in *„deap“* (vgl. Fortin u. a., 2012)

Parameter	**Wert**
Unabhängige Wahrscheinlichkeit zur Mutation eines Wertes p_{Mut}	0,2
Wahrscheinlichkeit zur Erzeugung von Nachkommen durch Mutation $p_{Mut,\lambda}$	0,5
Erwartungswert der Mutation u_{Mut}	0
Varianz der Mutation σ^2_{Mut}	0,2
Unabhängige Wahrscheinlichkeit zur Rekombination eines Wertes p_{Rek}	0,2
Wahrscheinlichkeit zur Erzeugung von Nachkommen durch Rekombination $p_{Rek,\lambda}$	0,2
Anzahl der Individuen in der Elternpopulation μ_{EA}	$0{,}2 \cdot \lambda_{EA}$
Anzahl der erzeugten Kinder pro Generation λ_{EA}	400

Die Entwicklung der Optimierung über die Generationen ist in Abbildung 7.10 dargestellt. Bei diesem Verfahren wird die Standardabweichung mit jeder Generation geringer, d. h. die Individuen unterscheiden sich immer weniger. Damit nähern sich Minimal- und Maximalwerte einander an. Das beste Individuum dieser Optimierungsrechnung ist bereits nach etwa 20 Generationen gefunden, was auch für alle anderen Turbomaschinen beobachten werden konnte.

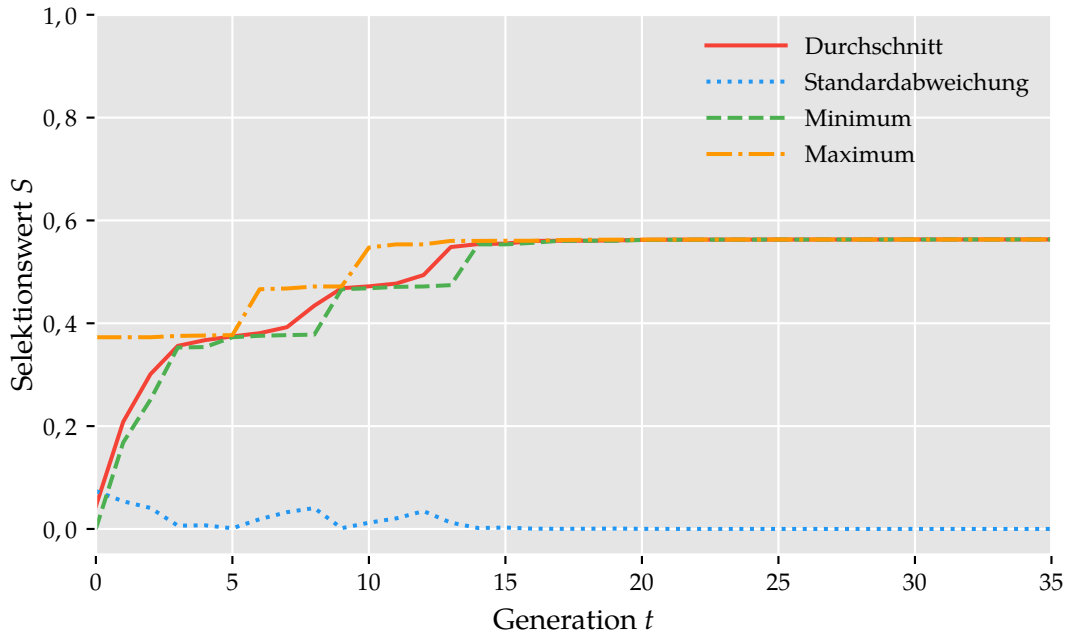


Abbildung 7.10: Entwicklung des Selektionswertes mit der Generation für eine Population mit 200 Individuen

Abbildungen 7.11 und 7.12 zeigen die optimierten Kennfelder für die Turbine 1 des Systems ELK1, und Abbildung 7.13 das optimierte Kennfeld des Verdichters 2.

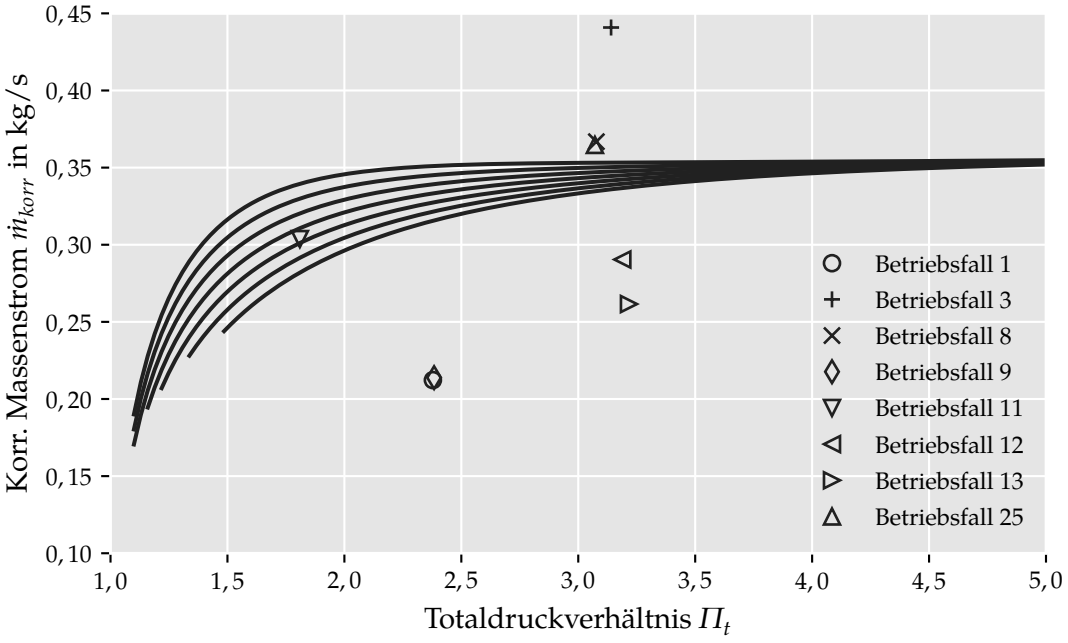


Abbildung 7.11: Kennfeld der Turbine 1 des Systems ELK1 mit Verlauf des korrigieren Massenstroms über dem Totaldruckverhältnis

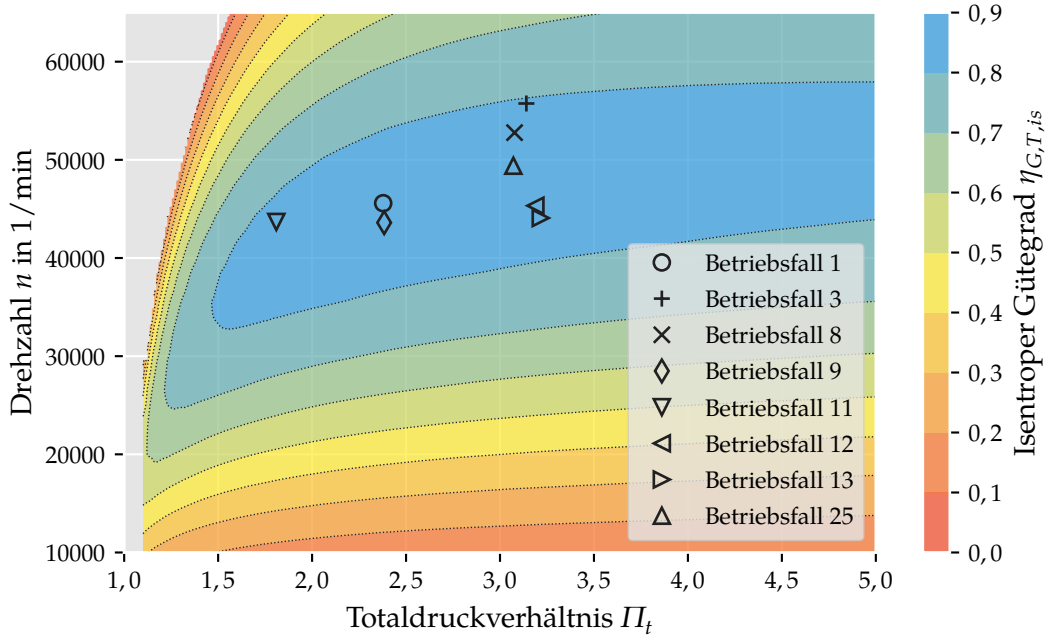


Abbildung 7.12: Kennfeld der Turbine 1 des Systems ELK1 mit Verlauf der Drehzahl über dem Totaldruckverhältnis

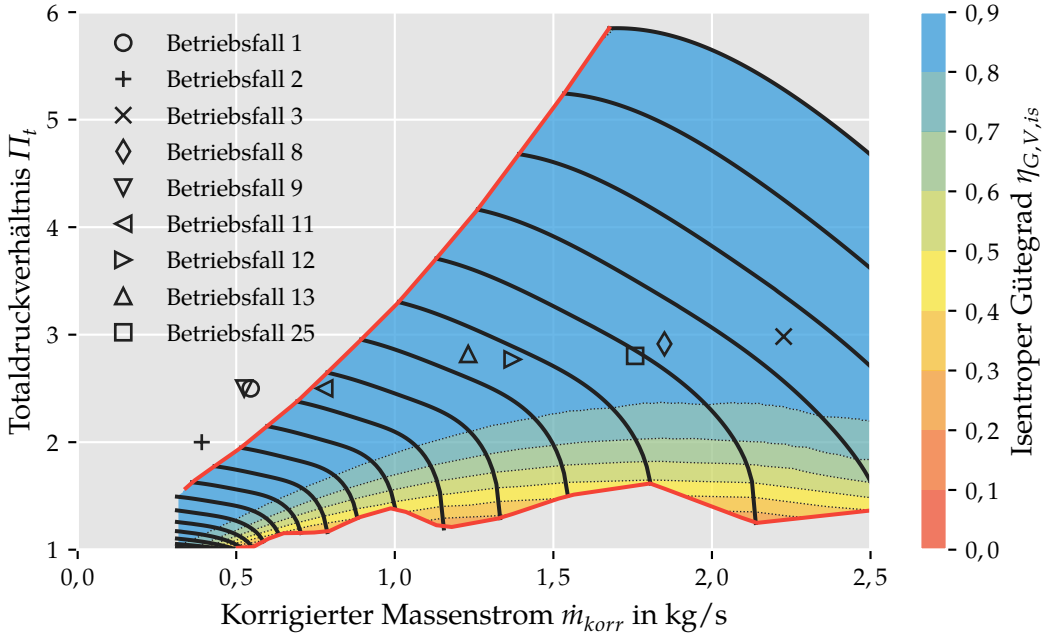


Abbildung 7.13: Kennfeld der Verdichters 2 des Systems ELK1 mit Verlauf des Totaldruckverhältnisses über dem korrigieren Massenstroms

Das beste Individuum am Ende der Optimierung bedeutet nicht, dass das daraus resultierende optimierte Kennfeld auch alle Betriebsfälle beinhaltet. Manchmal kann es bei Radialverdichtern passieren, dass die Punkte im Kennfeld zu weit voneinander abweichen und somit keine Lösung gefunden werden kann. In diesen Fällen kann dann ein variables Vorleitgitter ausgeführt werden, wodurch das Kennfeld zu kleineren korrigierten Massenströmen verschoben wird. Bei der Kennfelderstellung und Prozesssimulation wird dies modelliert, indem ein zweites Kennfeld mit identischen Parametern aber mit geringeren Auslegungsmassenstrom $\dot{m}_{korr,AP}$ erstellt wird. Die Grenzen hierfür werden bei ungefähr 60 % des Originalmassenstroms festgelegt (vgl. Klausner, 2019). Sollten danach immernoch nicht alle Betriebsfälle im Kennfeld liegen, ist die Ausführung mit nur einer Maschine im Allgemeinen nicht möglich.

7.3 Einbindung des Turbomaschinenmodells in die Prozesssimulation

In der Prozesssimulation werden die Kennfelder als Tabellen eingebunden und eine Funktionsmatrix durch die Interpolation der Wertetupel entsprechend der Gleichungen 7.41 bis 7.44 gebildet. In Abbildung 7.14 werden die Verläufe der Leistung der einzelnen Maschinen am Beispiel des Maschinensatzes 2 des Systems ELK1 in Abhängigkeit zur Drehzahl dargestellt. Es ist ebenfalls die Leistungsdifferenz mit dem Nulldurchgang abgebildet, welcher die Drehzahl beschreibt, bei der die Leistungsdifferenz zu 0 wird und die sich damit auf der Welle einstellt.

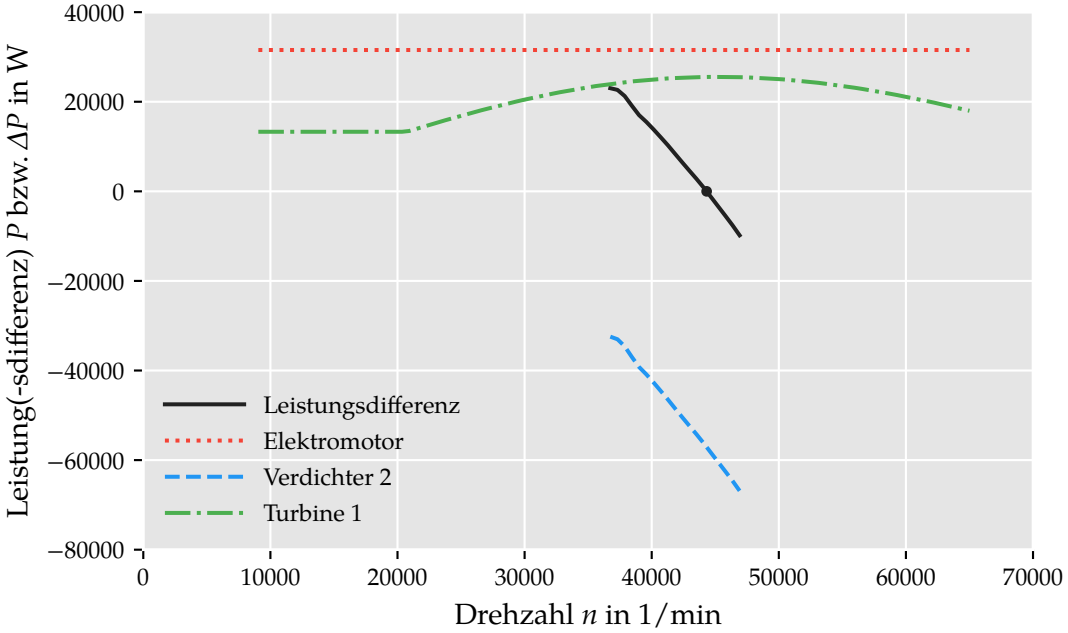


Abbildung 7.14: Leistung der einzelnen Maschinen und Leistungsdifferenz des Maschinensatzes mit eingestellter Drehzahl

Als Regelgröße dient der gewünschte Eingangsmassenstrom bei einer vordefinierten Zielgröße des Totaldruckverhältnisses (vgl. Nguyen-Schäfer, 2012). Die einzige unbekannte Größe ist damit die Drehzahl. Alle Maschinen auf einer Welle müssen die gleiche Drehzahl haben und die Energiebilanz muss im stationären Fall 0 ergeben. Damit kann ein Nullstellenproblem mit der Drehzahl als Unbekannte aufgestellt werden:

$$f(n) = \sum_{i=1}^{n} \left[\eta_{mech,i} \cdot \eta_{G,T,is,i} \cdot \dot{m}_{T,i} \cdot \Delta h_{s,T,i} \right] + \sum_{j=1}^{m} \left[\eta_{mech,j}^{-1} \cdot \eta_{G,V,is,j}^{-1} \cdot \dot{m}_{V,j} \cdot \Delta h_{s,V,j} \right] + \eta_{el} \cdot P_{el} \quad (7.46)$$

Ein Nullstellenproblem kann mit einem Newton-Verfahren oder der Methode der kleinsten Quadrate gelöst werden. Als Löser wird hier die Funktion *„least_squares“* aus der Bibliothek „scipy/optimize“ verwendet. Mit der berechneten Drehzahl aus der Lösung des Nullstellenproblems und dem Eingangszustand sind nun für jede Maschine auf der Welle der isentrope Wirkungsgrad und das tatsächliche Totaldruckverhältnis zu bestimmen. Diese Werte gehen als Parameter in die nächste Iterationsschleife der Prozesssimulation ein. Die Maschinenabstimmung wird immer am Ende einer Iteration durchgeführt.

8 Berechnungsergebnisse und Bewertung der Flugzeugklimaanlagen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Auslegung und Berechnung der Flugzeugklimaanlagen präsentiert sowie eine Bewertung mit Vergleich durchgeführt. Die Bewertung der Effizienz basiert auf der Bestimmung des Brennstoffverbrauchs, der durch die Anlagen zusätzlich benötigt wird. Die Größen, die den Verbrauch beeinflussen, sind neben dem elektrischen Leistungsbedarf und dem Zapfluftmassenstrom auch die Luftströme durch die Lufteinlässe sowie die Masse des Systems. Dazu werden im nächsten Abschnitt zuerst die Berechnungs- und Bewertungsgrundlagen des Brennstoffverbrauchs mit den verschiedenen Einflussgrößen erläutert. In den nachfolgenden Abschnitten erfolgt dann die Darstellung der Berechnungsergebnisse und die Bewertung der Systeme.

8.1 Grundlagen der Bewertung

Der Brennstoffverbrauch des Flugzeugs wird durch den benötigten Schub bestimmt. Dazu müssen zuerst die am Flugzeug angreifenden Kräfte betrachtet werden. Abbildung 8.1 zeigt die wesentlichen Kräfte im Geradeausflug.

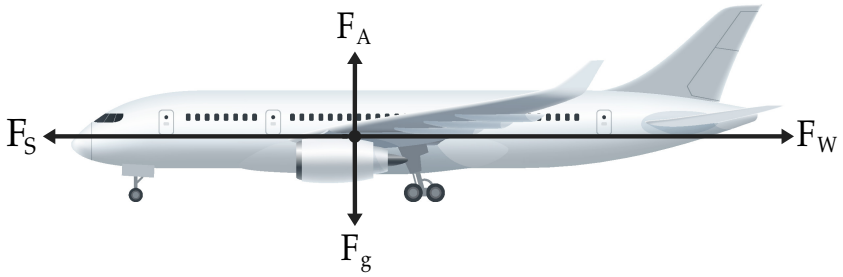


Abbildung 8.1: Angreifende Kräfte bei einem Flugzeug im Geradeausflug (vgl. Bräunling, 2015; Rossow u. a., 2014)

Im stationären Fall, d. h. ohne Beschleunigen oder Verzögern, gelten die Kräftegleichgewichte für den Geradeausflug (vgl. Rossow u. a., 2014; Bräunling, 2015; Neitzke, 1999):

$$F_S = F_W \qquad F_A = F_g \tag{8.1}$$

mit:

$$F_S = P_S/v \qquad F_W = (\rho/2) \cdot v^2 \cdot A_{TF} \cdot c_W \tag{8.2}$$

$$F_A = (\rho/2) \cdot v^2 \cdot A_A \cdot c_A \qquad F_g = m \cdot g \tag{8.3}$$

und der Approximation des Widerstandsbeiwerts mit dem parasitären und dem auftriebsinduzierten Anteil:

$$c_W = c_{W,min} + k_A \cdot c_A^2 \tag{8.4}$$

Mit den Zusammenhängen in den Gleichungen 8.1 bis 8.4 sind nun die Einflüsse der Flugzeugklimaanlage auf die benötigte Schubleistung P_S bzw. Schubkraft F_S zu diskutieren. Es können vier wesentliche Einflussgrößen indentifiziert werden:

- Elektrische Leistungsaufnahme
- Zapfluftmassenstrom
- Stau- und direkter Außenluftmassenstrom
- Masse der Klimaanlage

Die benötigte elektrische Leistung und der Zapfluftmassenstrom müssen direkt im Triebwerk entnommen werden und verringern somit direkt den verfügbaren Schub F_S. Der Stau- und direkte Außenluftmassenstrom über die Lufteinlässe an der Außenseite des Flugzeugs erzeugen eine zusätzliche Widerstandskraft F_W, welche durch erhöhten Schub kompensiert werden muss. Die Masse der Klimaanlage erhöht die Gewichtskraft F_g und somit die benötigte Auftriebskraft F_A. Nach Gleichung 8.4 wird dadurch ebenfalls der Widerstandsbeiwert bzw. die Widerstandskraft vergrößert. Die Einflussgrößen sollen nun quantitativ mit dem Brennstoffverbrauch des Flugzeugs in Verbindung gebracht werden. Dazu muss zuerst der gesamte Brennstoffmassenstrom des Flugzeugs bestimmt werden. Dies erfolgt über den schubspezifischen Brennstoffverbrauch B_{spez} (vgl. Rossow u. a., 2014):

$$B_{spez,S} = \dot{m}_{Br,S}/F_S \tag{8.5}$$

Moderne Flugzeuge erreichen einen Wert von $B_{spez} = 14\,\mathrm{mg/(N\,s)}$ bis $16\,\mathrm{mg/(N\,s)}$ (vgl. Scholz; Seresinhe u. a., 2013). Eines der im Airbus A320 eingesetzten Triebwerke ist das *CFM56-5A*, welches einen Wert von $16\,\mathrm{mg/(N\,s)}$ unter normalen Reiseflugbedingungen erreicht (vgl. Martinez, 2018). Der spezifische Brennstoffverbrauch ist u. a. abhängig von der Fluggeschwindigkeit und kann mit

dem Modell von Mattingly überschlägig für moderne Triebwerke berechnet werden (vgl. Scholz; Seresinhe u. a., 2013):

$$B_{spez,S} = (1{,}13 \cdot 10^{-5} + 1{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot M) \cdot \sqrt{T_{ISA}\,(h)\,/T_{ISA}\,(h = 0\,\mathrm{m})} \tag{8.6}$$

Ein detailliertes Modell, welches auf statistischen Daten moderner Triebwerke basiert und mehr Einflussfaktoren berücksichtigt, ist in der Literatur dargestellt (vgl. Torenbeek, 2013). Jetzt kann in jedem Betriebsfall der schubspezifische Brennstoffverbrauch und mit dem Schub der Brennstoffmassenstrom bestimmt werden. Außerdem wird zur Bewertung ein Flugprofil analog zu Abschnitt 2.5 festgelegt und der spezifische Kraftstoffverbrauch sowie die Schubkraft in den verschiedenen Flugphasen berechnet bzw. definiert, um die gesamte benötigte Brennstoffmasse für einen Beispielflug berechnen zu können. In Abbildung 8.2 werden die Verläufe der relevanten Größen in Abhängigkeit von der Flugzeit für ein Triebwerk dargestellt.

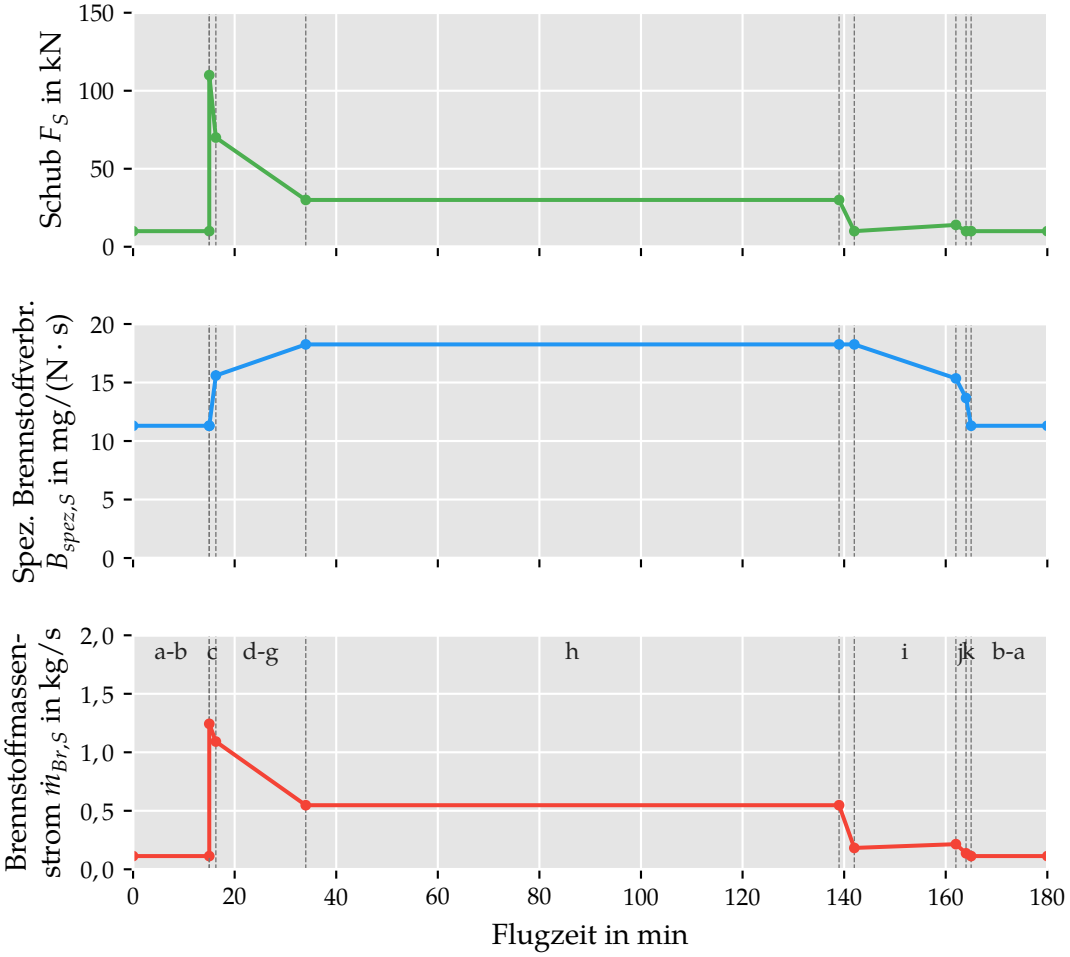


Abbildung 8.2: Verlauf des spezifischen Brennstoffverbrauchs, der Schubkraft und des Brennstoffmassenstroms eines Triebwerks für ein Flugprofil (vgl. Scholz; Seresinhe u. a., 2013; Slingerland u. a., 2007)

Der Startschub $F_{S,0}$ des Triebwerks *CFM56-5A* beträgt ca. 110 kN, der Schub im Reiseflug ca. 30 kN und der Schub am Boden etwa 10 kN (vgl. EASA, 2018; Martinez, 2018). Das Nebenstromverhältnis des Triebwerks ist $\mu = 6$. Die Gesamtkosten K_{Br} aufgrund von Treibstoffverbrauch $m_{Br,G}$ für eine bestimmte Anzahl von Flügen $n_{Fluege,a}$ ist definiert durch (vgl. Scholz, 2017):

$$K_{Br} = m_{Br,G} \cdot \rho_{Br}^{-1} \cdot q_{Br} \cdot n_{Fluege,a} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} \left(\dot{m}_{Br,i,j} \cdot \Delta\tau_j \right) \cdot \rho_{Br}^{-1} \cdot q_{Br} \cdot n_{Fluege,a} \tag{8.7}$$

Die gesamte Brennstoffmasse $m_{Br,G}$ teilt sich auf n Ursachen (Schub, Zapfluftentnahme, Wellenleistungsentnahme usw.) und m Flugphasen (a-k in Abbildung 8.2) auf. Als Zeitschritt der einzelnen Flugphasen $\Delta\tau_j$ werden die jeweiligen Endpunkte entsprechend Abbildung 8.2 und der spezifische Brennstoffverbrauch der Phase als arithmetisches Mittel zwischen den Punkten gewählt. Der Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{Br,S}$, der für die Schubkraft des Flugzeuges benötigt wird, wird mit Gleichung 8.5 bestimmt. Die weiteren Verbrauchsursachen werden in den nächsten Unterkapiteln erläutert. Als Brennstoff wird meist Kerosin (JET A-1) mit einem spezifischen Heizwert von $H_u = 4{,}31 \cdot 10^7\,\mathrm{J/kg}$, einer Dichte ρ_{Br} von $775\,\mathrm{kg/m^3}$ bis $840\,\mathrm{kg/m^3}$ und einem Preis q_{Br} von $0{,}39\,€/\mathrm{d^3m}$ verwendet (vgl. Bräunling, 2015; EIA, 2018; Exxon Mobil, 2018).

8.1.1 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch Zapfluftentnahme

Der Anteil des Treibstoffverbrauchs, der durch die Entnahme von Zapfluft im Triebwerk aufgewendet wird, kann berechnet werden mit (vgl. Ahlefelder, 2006):

$$\dot{m}_{Br,ZL} = 4{,}99 \cdot 10^{-3} \cdot \Pi_G^{0{,}475} \cdot \dot{m}_{ZL} \tag{8.8}$$

Die Approximationsgleichung basiert auf Berechnungen mit dem Simulationsprogramm für Gasturbinen *GasTurb 8.0*. Das gesamte Druckverhältnis aller Verdichterstufen Π_G beträgt für das Triebwerk *CFM56-5A* 31,3 (vgl. Martinez, 2018).

8.1.2 Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch Entnahme von Wellenleistung

An der Welle im Flugzeugtriebwerk kann eine Leistung P durch beispielsweise einen elektrischen Generator entnommen werden. Der dadurch zusätzlich benötigte Treibstoffverbrauch kann über den Faktor k_P bestimmt werden (vgl. Scholz; Seresinhe u. a., 2013):

$$\dot{m}_{Br,P} = k_P \cdot B_{spez,S} \cdot P \tag{8.9}$$

mit:

$$k_P = 0,0057 + 4,6 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{H_D}{\mathrm{m}} - 0,0106 \cdot M - 4,44 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{H_D^2}{\mathrm{m}^2} + 1,85 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{H_D}{\mathrm{m}} \cdot M + 0,0049 \cdot M^2 \tag{8.10}$$

Die abgenommene Wellenleistung kann dann von Geräten, die mit der Welle verbunden sind, genutzt werden. Zur Erzeugung elektrischer Leistung bei variabler Drehzahl und konstanter Frequenz wird ein Generator mit Umrichter eingesetzt. Dieser erreicht einen Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Gen} \cdot \eta_{Inv}$ von etwa 0,77 (vgl. Scholz; Seresinhe u. a., 2013). Demzufolge wird der Wert der entnommenen Wellenleistung P durch die benötigte elektrische Leistung $P_{el,FKA}$ der Flugzeugklimaanlage bestimmt:

$$P = (\eta_{Gen} \cdot \eta_{Inv})^{-1} \cdot P_{el,FKA} = (1/0,77) \cdot P_{el,FKA} \tag{8.11}$$

Der Wirkungsgrad der Wellenleistungsentnahme kann berechnet werden durch:

$$\eta_P = P / \left(k_P \cdot B_{spez,S} \cdot H_u\right) \tag{8.12}$$

8.1.3 Zustätzlicher Brennstoffverbrauch durch Lufteinlässe

In dem Beispielflug, welcher zur Auswertung verwendet wird, wird in jeder Flugphase angenommen, dass immer Gleichung 8.1 gilt. Dies ist eigentlich nur für einen Geradeausflug gültig, genügt in dieser Betrachtung allerdings für einen Vergleich der verschiedenen Klimaanlagen. Damit muss jede zusätzliche Widerstandskraft durch eine gleichgroße Schubkraft ausgeglichen werden. Daraus ergibt sich aus Gleichung 8.1 und 8.5 ein zusätzlicher Brennstoffmassenstrom durch die Lufteinlässe von (vgl. Scholz, 2017):

$$\dot{m}_{Br,AL} = B_{spez,S} \cdot F_{W,AL} \tag{8.13}$$

$$\dot{m}_{Br,SL} = B_{spez,S} \cdot F_{W,SL} \tag{8.14}$$

Die durch die Außen- und Staulufteinlässe erzeugten Widerstandskräfte $F_{W,AL}$ bzw. $F_{W,SL}$ können mit den Widerstandsbeiwerten der Lufthutze $c_{W,lh}$ bzw. des versenkten Einlasses $c_{W,ve}$ aus den Gleichungen 2.33 und 2.47 berechnet werden:

$$F_{W,AL} = F_{W,lh} = 0,5 \cdot c_{W,lh} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A_1 \tag{8.15}$$

$$F_{W,SL} = F_{W,ve} = 0,5 \cdot c_{W,ve} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A_1 \tag{8.16}$$

8.2 Ergebnisse der Auslegung und Berechnung der Flugzeugklimaanlagen

Die zur Bewertung der Gesamteffizienz bzw. des Brennstoffverbrauchs nach Abschnitt 8.1 notwendigen Größen sind die Stau-, direkten Außen- und Zapfluftmassenströme sowie die elektrische Leistungsaufnahme und die Masse. In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Prozesssimulation für diese Größen präsentiert. Alle Systemparameter, die für die Berechnung des Prozesses verwendet werden, sind im Anhang D.2 (S. 289) enthalten. Dazu gehören u. a. auch die durch die detaillierten Wärmeübertragermodelle berechneten $k \cdot A$- und Δp-Werte und die mit den Turbomaschinenkennfeldern bestimmten Gütegrade und Druckverhältnisse. Weitere Ergebnisse der Simulation sind im Anhang E.1 (S. 312) dargestellt. Die Parameter der ausgelegten Lufteinlässe und -kanäle sowie Turbomaschinen und Wärmeübertrager sind im Anhang E (S. 312) aufgeführt.

8.2.1 Massenströme

In den Abbildungen 8.3, 8.4 und 8.5 werden die berechneten Massenströme für die Zapfluft, Stauluft und Außenluft für das Referenzsystem und die neu entwickelten Klimaanlagen dargestellt. Das Referenzsystem hat keinen direkten Außenluftstrom und die elektrisch angetriebenen Anlagen keinen Zapfluftstrom. Der Zapfluftmassenstrom des Referenzsystems entspricht auch dem Massenstrom zur Bereitstellung der notwendigen Außenluftzufuhr. Alle neu entwickelten pneumatisch angetriebenen Systeme erreichen eine deutliche Reduktion des Zapfluftmassenstroms, wodurch der zusätzliche Treibstoffverbrauch durch Zapfluftentnahme ebenfalls verringert ist.

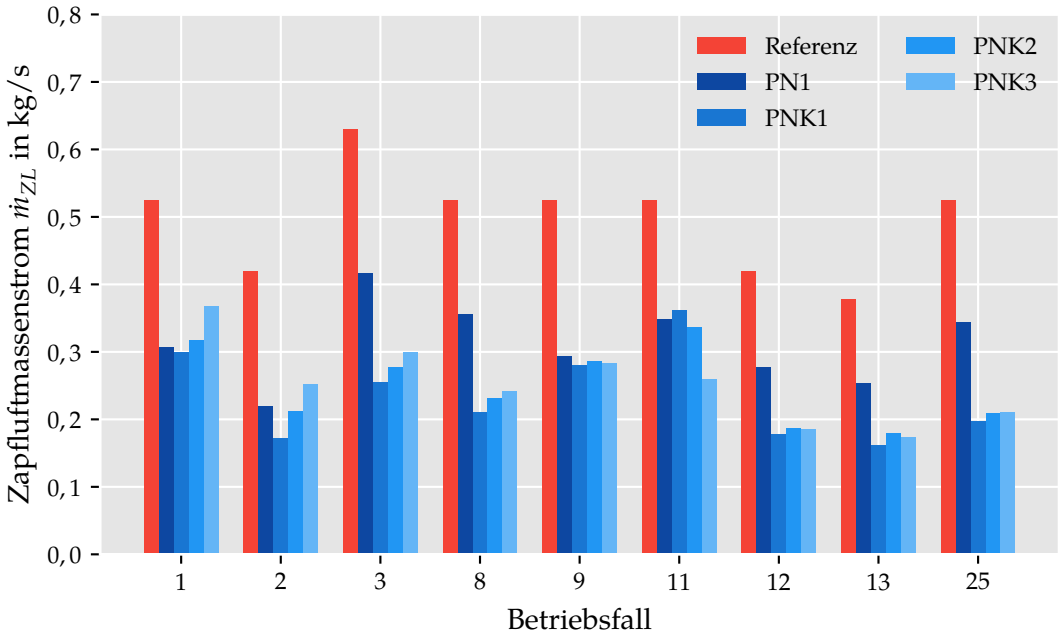


Abbildung 8.3: Zapfluftmassenstrom der pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlagen

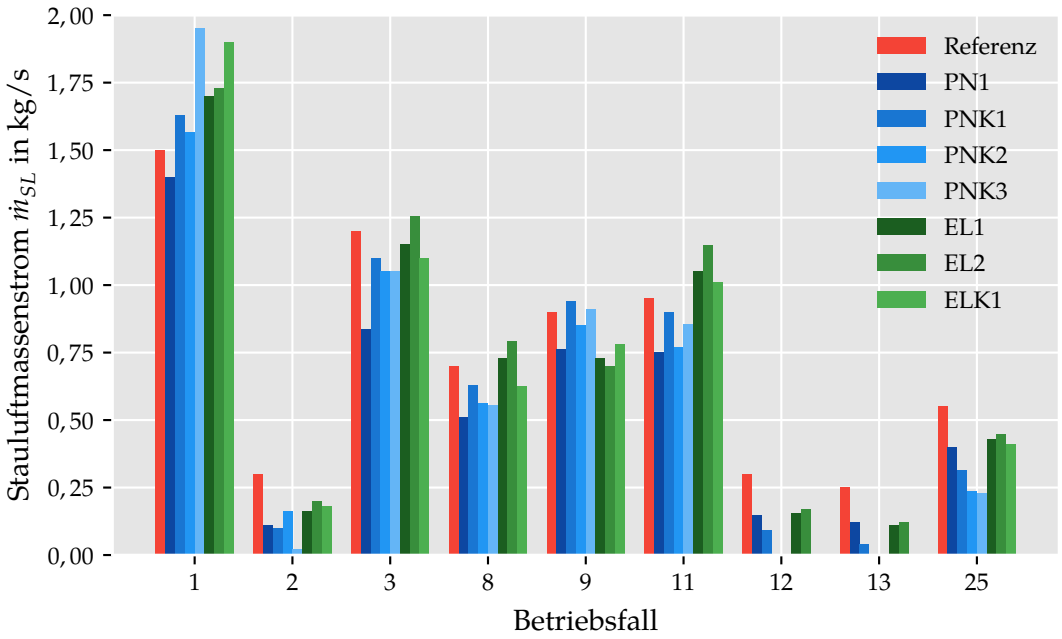


Abbildung 8.4: Stauluftmassenstrom aller betrachteten Flugzeugklimaanlagen

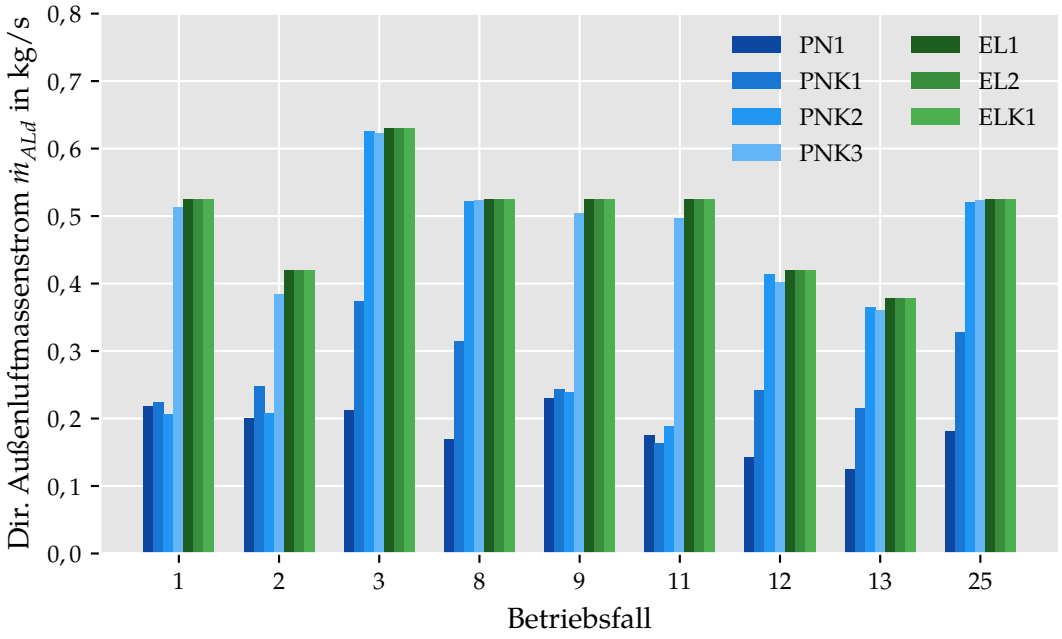


Abbildung 8.5: Direkter Außenluftmassenstrom der alternativen Flugzeugklimaanlagen

Der Stauluftmassenstrom der neuen Anlagen ist für den Betriebsfall 1 (Heißer Tag am Boden) meist höher als beim Referenzsystem. In den anderen Fällen bei heißen Umgebungsbedingungen liegt der Massenstrom auf einer ähnlichen Höhe, meist etwas niedriger im Vergleich zur Referenz. In den kalten Fällen und Standardfällen kann eine zum Teil deutliche Verringerung um 50 % bis

100 % erreicht werden. Bei allen Systemen mit Kaltdampfprozess kann die Stauluft nicht so gut ausgenutzt werden, d. h. auf eine so hohe Temperatur wie bei der Zapfluft erhitzt werden, da das Kältemittel eine begrenzte Verflüssigungstemperatur hat. Dadurch ist der Stauluftmassenstrom in einigen Fällen größer als die Referenz. In den kalten Betriebsfällen und Standardfällen sorgt die bessere Effizienz und Regelbarkeit für eine größere Ausnutzung der Stauluft.
Der direkte Außenluftmassenstrom aller elektrisch betriebenen Systeme entspricht dem gesamten Außenluftmassenstrom, analog zur Zapfluft beim Referenzsystem. Bei den pneumatisch angetriebenen Systemen ergibt der direkte Außenluftstrom entweder zusammen mit der Zapfluft oder alleine den gesamten Außenluftstrom. Die berechneten Massenströme der Klimaanlagen sind im Anhang E.1 (S. 312) in Tabelle E.1 aufgeführt.

8.2.2 Elektrische Leistungsaufnahme

Die gesamte elektrische Leistungsaufnahme aller Klimaanlagen wird in Abbildung 8.6 gezeigt. Im Referenzsystem werden nur die Ventilatoren elektrisch angetrieben, bei den neuen pneumatischen Systemen auch der Kältemittelverdichter. Bei den elektrisch betriebenen Systemen werden alle Maschinen elektrisch angetrieben.

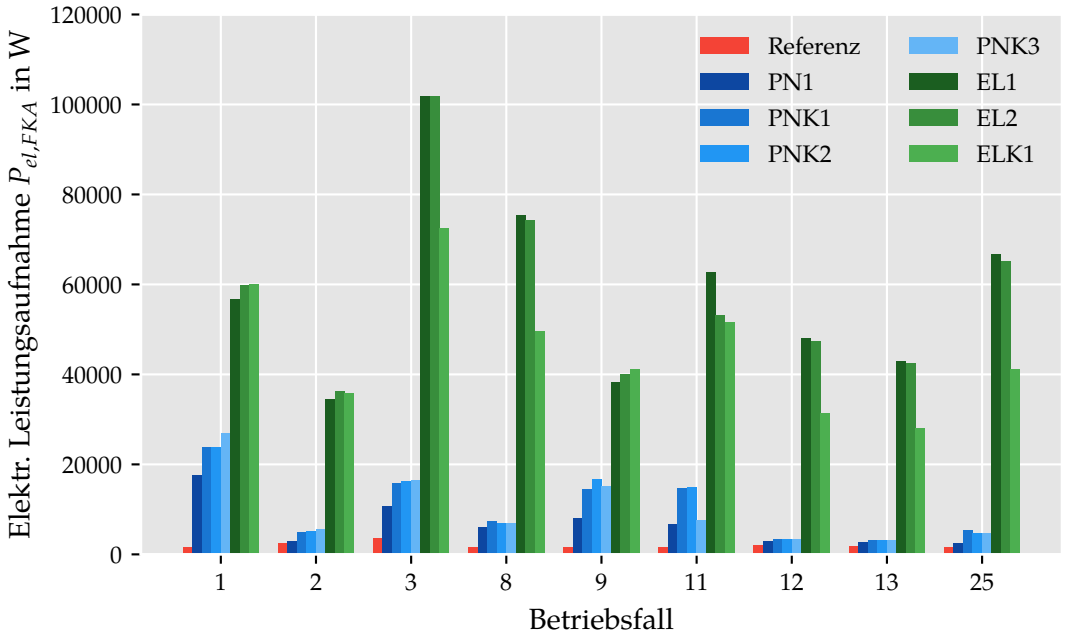


Abbildung 8.6: Elektrische Leistungsaufnahme aller betrachteten Flugzeugklimaanlagen

8.2.3 Abschätzung der Systemmasse

Die Bestimmung der Masse der Klimaanlage und der Vergleich mit dem Referenzsystem ist sehr komplex und kann im Rahmen dieser Arbeit nicht in der Tiefe erfolgen, die für eine Berechnung

des zusätzlichen Brennstoffverbrauchs notwendig wäre. Dies hat mehrere Gründe. Nach den Gleichungen 8.1 bis 8.4 wird deutlich, dass eine höhere Masse einen zusätzlichen Auftrieb erfordert und damit einen weiteren auftriebsinduzierten Widerstand dem Flugzeug hinzufügt. Allerdings ist sowohl der Auftriebsbeiwert c_A als auch der Approximationsfaktor k_A nicht in bekannten Quellen publiziert, weshalb hier nur Annahmen getroffen werden könnten. Weiterhin ist die Masse des Referenzsystems nicht publiziert, wodurch eine eigene Auslegung erfolgen müsste. Zuletzt ist es im Umfang der Arbeit nicht möglich, alle Bauteile, u. a. auch Ventile, Rohrleitungen und Elektromotoren, der acht Flugzeugklimaanlagen vollständig auszulegen. Zusätzlich können Änderungen an anderen Schnittstellen, die beispielsweise durch den Verzicht der Zapfluft nötig oder möglich werden, nicht berücksichtigt werden. Dazu gehört z. B. der Wegfall der isolierten Zapfluftleitungen vom Triebwerk zur Klimaanlage, wodurch die Masse reduziert werden könnte. Der Einfluss der Masse der Klimaanlage auf den Brennstoffverbrauch wird deshalb in dieser Arbeit vernachlässigt. Es können allerdings Richtwerte für die Erhöhung der Masse der neuen Systeme gegeben werden. Dazu sind in Tabelle 8.1 die Wärmeübertrager, die den größten Anteil am Gesamtgewicht haben, aufgeführt.

Tabelle 8.1: Masse der Wärmeübertrager

Wärmeübertrager	**Systeme**							
	Ref.	**PN1**	**PNK1**	**PNK2**	**PNK3**	**EL1**	**EL2**	**ELK1**
	Masse *m* in kg							
Vorkühler 1	19,91	22,33	12,82	12,82	12,82	15,71	-	-
Vorkühler 2	23,01	13,90	-	-	-	16,04	18,15	19,72
Rückheizer 2	-		6,88	6,88	6,88	-	-	6,79
Verflüssiger	-	28,91	37,61	37,61	35,64	35,74	35,74	32,31
Verdampfer 1	-	3,86	6,49	6,49	6,67	7,12	7,12	6,37
Verdampfer 2	-	2,26	8,18	7,69	7,53	8,51	9,41	7,04
Innerer Wärmeübertrager	-	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13
Gesamt	42,92	71,40	72,11	71,62	69,67	83,25	70,55	72,37

Von den Tabellenwerten ausgehend und unter Berücksichtigung der Anzahl der vergleichbaren Bauteile im Verhältnis zum Referenzsystem ist eine Erhöhung der Masse bei System PN1 von ungefähr 50 % und bei den pneumatisch angetriebenen Systemen mit Kabinenabluftnutzung von ca. 75 % sowie bei den elektrisch betriebenen Systemen ohne Kabinenabluftnutzung von etwa 100 % und bei System ELK1 von ungefähr 75 % zu erwarten. Bei den elektrisch angetriebenen Anlagen werden die Elektromotoren direkt einbezogen und sekundäre Effekte, wie der Wegfall der Zapfluftleitungen, können nicht betrachtet werden.

8.3 Bewertung und Vergleich der Effizienz

Basierend auf Abschnitt 8.1 zu den Bewertungsgrundlagen werden nun die Ergebnisse des Brennstoffverbrauchs der einzelnen Einflussfaktoren sowie die Kosten präsentiert und miteinander verglichen. In Abbildung 8.7 wird der zusätzliche Brennstoffmassenstrom, der durch die Lufteinlässe der Stau- und direkten Außenluft verursacht wird, dargestellt. Die neu entwickelten Systeme zeigen hier einen höheren Verbrauch, da das Referenzsystem keinen direkten Außenluftstrom über eine Lufthutze aufweist. Die elektrisch angetriebenen Aggregate haben meist einen größeren Verbrauch, da die Außenluftzufuhr vollständig über Lufteinlässe gewährleistet wird. In den Bodenfällen hat das Flugzeug eine Geschwindigkeit von 0 und somit wird keine zusätzliche Widerstandskraft erzeugt.

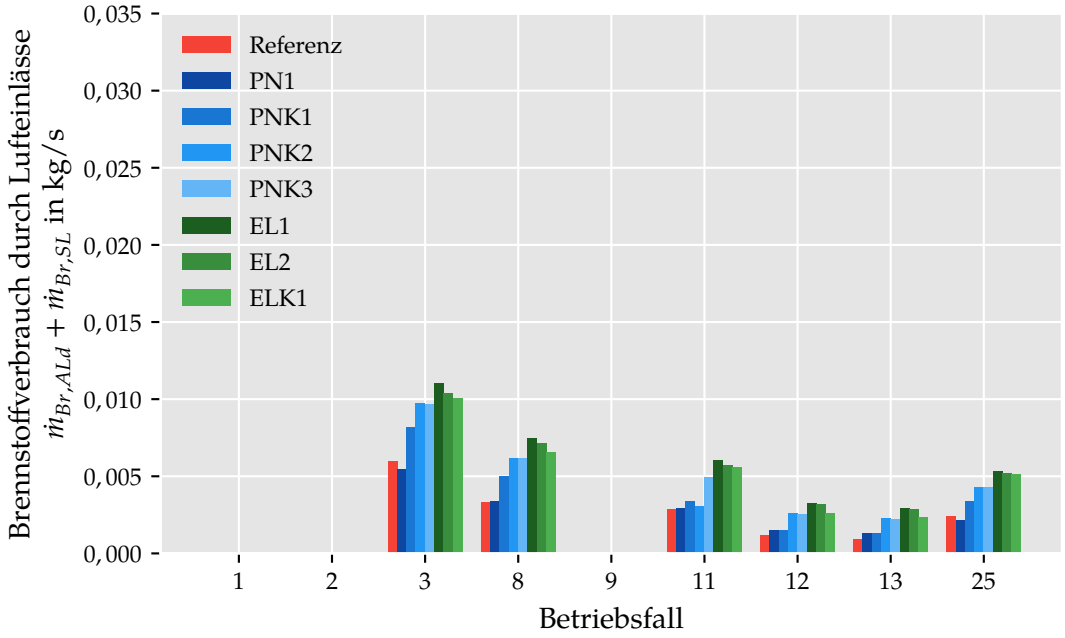


Abbildung 8.7: Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch die Stau- und Außenlufteinlässe für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen

Abbildung 8.8 zeigt den durch die Zapfluftentnahme zusätzlich benötigten Brennstoffmassenstrom, der direkt proportional zum Zapfluftmassenstrom ist. Dadurch ist der Treibstoffverbrauch des Referenzsystems am höchsten. Die elektrisch betriebenen Klimaanlagen verwenden keine Zapfluft. In Abbildung 8.9 wird der Brennstoffmassenstrom durch die Wellenleistungsentnahme dargestellt. Diese ist ebenfalls proportional zur entnommenen Leistung. Das Referenzsystem benötigt nur eine geringe Leistung. In den neuen pneumatisch angetriebenen Aggregaten wird zusätzlich der Kältemittelverdichter elektrisch betrieben. Die neuen elektrischen Klimaanlagen nutzen Elektromotoren zum Antrieb jeder Turbomaschine und die Verdichtung der Außenluft benötigt eine große Leistung.

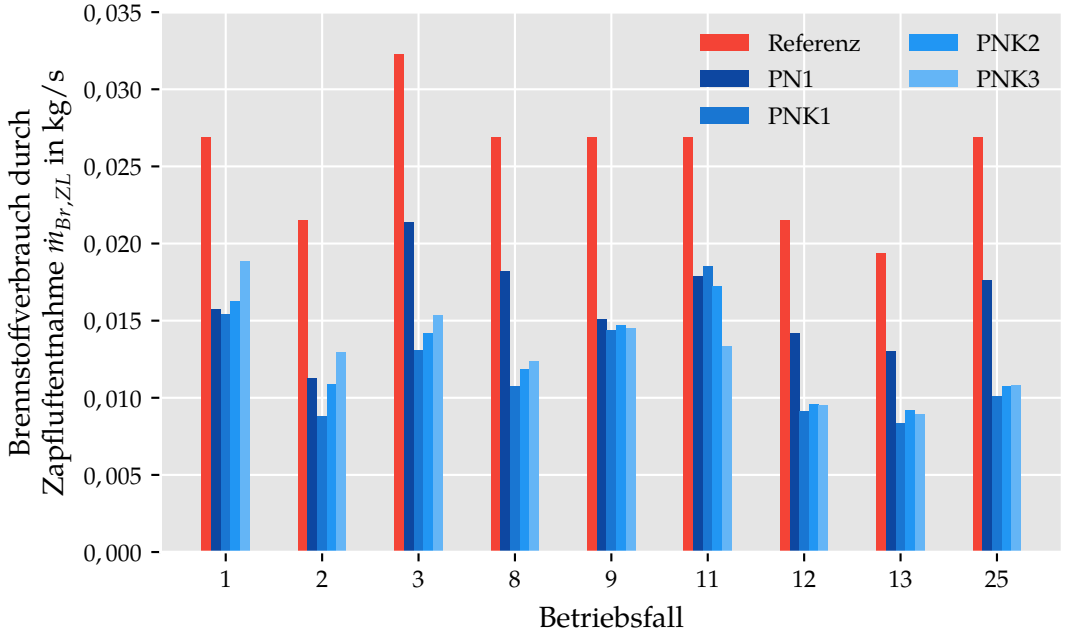


Abbildung 8.8: Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch die Zapfluftentnahme für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen

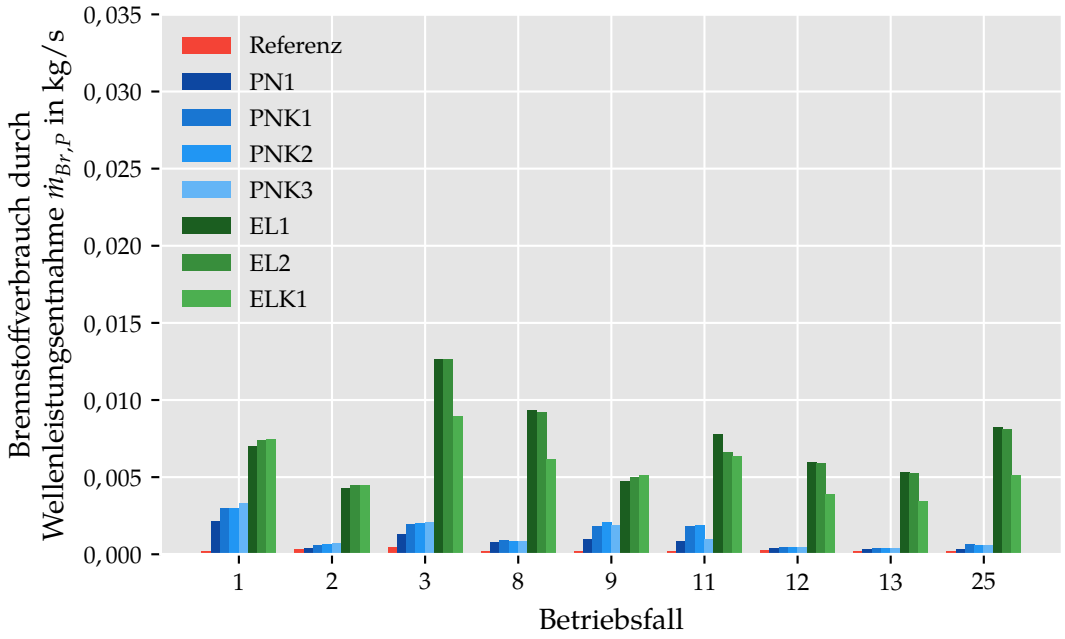


Abbildung 8.9: Zusätzlicher Brennstoffverbrauch durch die Wellenleistungsentnahme für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen

Der gesamte Brennstoffmassenstrom, der durch die Flugzeugklimaanlage verursacht wird, ist in Abbildung 8.10 in absoluten Werten und in Abbildung 8.11 relativ zum Referenzsystem dargestellt.

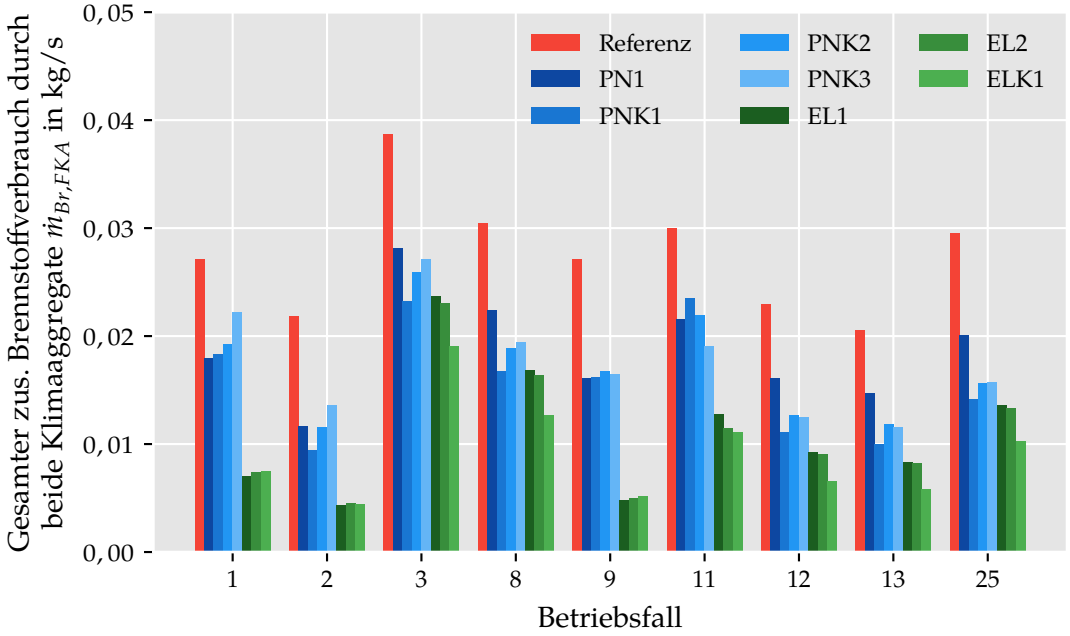


Abbildung 8.10: Gesamter zusätzlicher Brennstoffverbrauch für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen

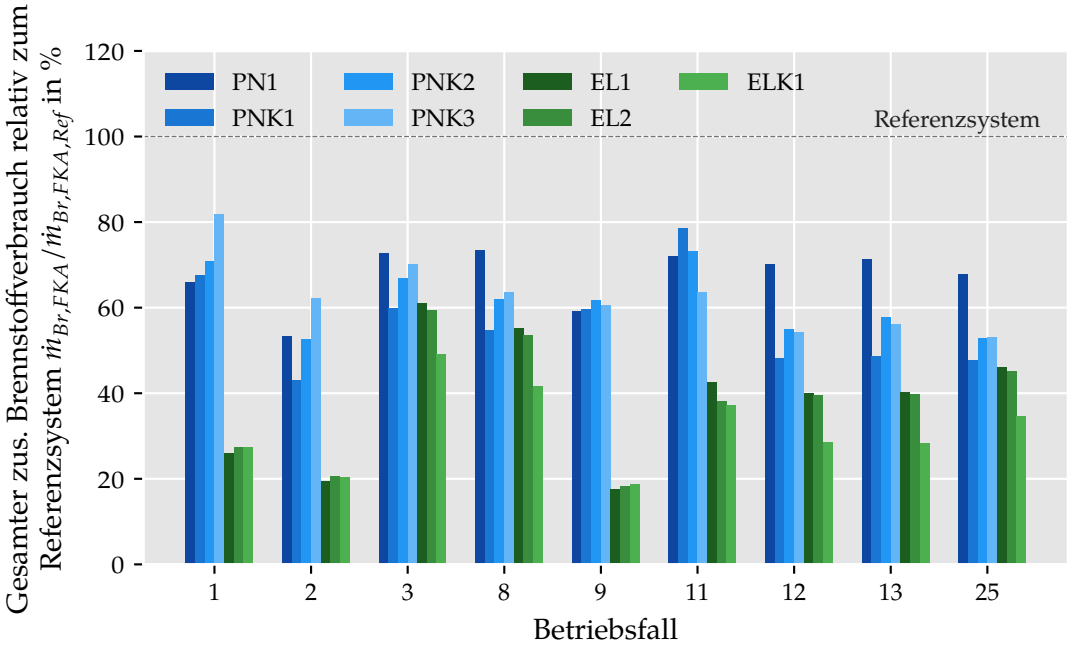


Abbildung 8.11: Gesamter zusätzlicher Brennstoffverbrauch für alle betrachteten Flugzeugklimaanlagen relativ zum Referenzsystem

Es ist zu erkennen, dass für alle Systeme und Fälle eine deutliche Verringerung des Brennstoffverbrauchs erreicht wird. Die elektrisch angetriebenen Aggregate erreichen eine Reduktion auf 20 %

bis 60 % im Vergleich zum Referenzsystem und die pneumatisch betriebenen Systeme auf 40 % bis 80 %.
Mit dem berechneten Brennstoffverbrauch können nun die Kosten nach Gleichung 8.7 ermittelt werden. Dazu wird die eingesetzte Brennstoffmasse für das Beispielflugprofil aus Abbildung 8.2 bestimmt. In den einzelnen Flugphasen werden bestimmte Betriebsfälle angenommen. Insgesamt sind drei Varianten definiert:

- Variante 1: kalte Atmosphäre mit Betriebsfall 2 in der Phase a und b, Betriebsfall 12 in Phase h und Betriebsfall 11 in den Steig- und Sinkflugphasen (für den Steig- und Sinkflug wurden keine weitere Fälle simuliert, weshalb Fall 11 in allen drei Varianten eingesetzt wird)
- Variante 2: Interationale Standardatmosphäre mit Betriebsfall 9 für die Phasen a und b sowie Fall 25 in Phase h
- Variante 3: heiße Atmosphäre mit Betriebsfall 1 für Phase a und b und Fall 8 für Phase h

Die Zusammenfassung der Brennstoffmassen- und Kostenrechnung ist in Tabelle 8.2 dargestellt.

Tabelle 8.2: Zusammenfassung der Kosten durch den zusätzlichen Brennstoffverbrauch für ein Beispielflugprofil mit drei Varianten an Betriebsfällen

Varianten	**Systeme**							
	Ref.	**PN1**	**PNK1**	**PNK2**	**PNK3**	**EL1**	**EL2**	**ELK1**
Brennstoffmasse $m_{Br,FKA}$ in kg								
Variante 1	263,32	179,63	147,86	157,67	153,36	99,47	95,60	78,35
Variante 2	315,44	213,10	179,85	186,49	179,19	128,79	123,98	103,65
Variante 3	321,56	231,30	200,51	212,18	213,62	153,73	147,92	123,61
Brennstoffmasse relativ zum Referenzsystem $m_{Br,FKA}/m_{Br,FKA,Ref}$ in %								
Variante 1	-	68,22	56,15	59,88	58,24	37,78	36,31	29,76
Variante 2	-	67,56	57,02	59,12	56,81	40,83	39,31	32,86
Variante 3	-	71,93	62,36	65,98	66,43	47,81	46,00	38,44
Brennstoffmasse relativ zum Treibstoffverbrauch des Schubs $m_{Br,FKA}/m_{Br,S}$ in %								
Variante 1	2,66	1,82	1,49	1,59	1,55	1,01	0,97	0,79
Variante 2	3,19	2,15	1,82	1,88	1,81	1,30	1,25	1,05
Variante 3	3,25	2,34	2,03	2,14	2,16	1,55	1,49	1,25
Kosten des Brennstoffes für ein Flug $K_{Br,FKA}$ in €								
Variante 1	132,51	90,39	74,41	79,35	77,17	50,06	48,11	39,43
Variante 2	158,74	107,24	90,50	93,85	90,17	64,81	62,39	52,16
Variante 3	161,82	116,40	100,90	106,77	107,50	77,36	74,44	62,20

weiter auf der nächsten Seite

Tabelle 8.2: Zusammenfassung der Kosten durch den zusätzlichen Brennstoffverbrauch für ein Beispielflugprofil mit drei Varianten an Betriebsfällen (Fortsetzung)

Varianten	Systeme							
	Ref.	**PN1**	**PNK1**	**PNK2**	**PNK3**	**EL1**	**EL2**	**ELK1**
Kosten des Brennstoffes pro Jahr $K_{Br,FKA,a}$ für $n_{Fluege,a} = 1500$ in k€								
Variante 1	198,77	135,59	111,61	119,02	115,76	75,09	72,16	59,14
Variante 2	238,10	160,86	135,75	140,77	135,26	97,21	93,59	78,24
Variante 3	242,73	174,59	151,36	160,16	161,25	116,04	111,66	93,30
Kostenersparnis der neuen Systeme pro Jahr $K_{Br,FKA,a,Ref} - K_{Br,FKA,a}$ in k€								
Variante 1	-	63,18	87,15	79,75	83,01	123,68	126,60	139,62
Variante 2	-	77,25	102,35	97,33	102,84	140,89	144,52	159,87
Variante 3	-	68,13	91,37	82,57	81,48	126,68	131,07	149,43

Die Brennstoffmasse, die nur durch den Schub ohne Betrachtung der Klimaanlage während des Beispielflugs verbraucht wird, beträgt 9897 kg. Die Referenzklimaanlage erzeugt einen zusätzlichen Verbrauch von 263 kg bis 322 kg. Die beste neu entwickelte Klimaanlage ist das System ELK1, welches nur noch einen Brennstoffverbrauch von 78 kg bis 124 kg erzeugt. Die Berechnung der Kosten ergibt für dieses System eine Einsparung von ca. 140 000 €/a bis 160 000 €/a bzw. 277 000 kg/a bis 318 000 kg/a Brennstoffmasse. Alle neu entwickelten Systeme dieser Arbeit erreichen eine deutliche Reduktion der verbrauchten Brennstoffmasse und damit der laufenden Kosten der Flugzeugklimaanlage.

8.4 Auswertung der neu entwickelten Flugzeugklimaanlagen

Der vorherige Abschnitt stellt die signifikante Verringerung des Brennstoffverbrauchs und der Kosten über alle Betriebsfälle heraus. In diesem Abschnitt werden nun einige technische Erkenntnisse aus der Prozesssimulation dargestellt und die einzelnen Systeme ausgewertet.
Die Umluftkühlung ist in den Bodenfällen nicht notwendig, da aufgrund der Leistungsbilanz im Vormischer nur eine geringe Temperaturdifferenz in der Umluft benötigt wird. Die daraus resultierenden hohen Verdampfungstemperaturen und geringen Kältemittelmassenströme durch den Verdampfer stehen in einem ungünstigen Verhältnis zu den Flugfällen bei vernachlässigbarer Effizienzsteigerung. Dennoch wird für die neu entwickelten Anlagen eine Umluftkühlung in jedem Fall ausgeführt, da der Wärmeübertrager für die Flugfälle eine verbesserte Effizienz zur Folge hat.
Die Turboverdichter für den Außenluftstrom ist eine kritische Komponente, da aufgrund des Umgebungsdruckunterschieds zwischen Boden und Flug eine große Spreizung zwischen den Flug-

und Bodenfällen im Kennfeld entsteht (vgl. Gleichung 7.1). In einigen Systemen führt eine weitere Differenz des Massenstroms zu Betriebspunkten im Verdichter, die selbst mit einem variablen Vorleitgitter nicht mehr mit einer Stufe ausgeführt werden können. Für die Auslegung der Außenluftverdichter sind die Boden- und Steigflugfälle 1, 2 und 11 besonders relevant, da hier der korrigierte Massenstrom bei fast gleichen Druckverhältnis deutlich geringer als bei den Flugfällen ist. Dadurch liegen die Arbeitspunkte nahe an der Pumpgrenze.
Die Masse aller Kaltdampfkühlsysteme ist wesentlich durch die zusätzlichen Wärmeübertrager sowie die Kältemittelmasse bestimmt und im Vergleich zu einem Kaltluftsystem höher. Dies gilt ebenfalls für den notwendigen Bauraum des Klimaaggregats. Die Verdampfer und der Verflüssiger sollten als Minikanalwärmeübertrager ausgeführt werden, da dadurch die Masse und die Kältemittelmenge reduziert werden können.
Der Vorteil der neuen Kaltdampfsysteme im Vergleich zum Kaltluftsystem ist neben dem effizienteren Prozess die deutlich bessere Regelbarkeit der einzelnen Betriebsfälle, die durch die teilweise oder vollständige Entkopplung von Außenluftzufuhr und Antrieb erreicht wird. Die Nutzung der Kabinenabluft zeigt sowohl für die pneumatisch als auch elektrisch angetriebenen Systeme den erwarteten Effizienzgewinn in den Flugfällen.
Ein weiterer wesentlicher Aspekt des Vergleichs ist die Berücksichtigung der eventuellen gesundheitlichen Gefährdung, die durch die Einleitung der Zapfluft in die Kabine verursacht werden könnte. Die neu konzipierten Klimaanlagen *PNK2* (nur Flugfälle), *PNK3*, *EL1*, *EL2* und *ELK1* leiten keine Zapfluft in die Kabine, weshalb die potentielle Gefährdung für diese Systeme bereits ausgeschlossen ist.

System PN1

Das pneumatisch angetriebene Kaltdampfkühlsystem ohne Kabinenabluftnutzung *PN1* kann prinzipiell als direkter Ersatz des Kaltluftsystems in aktuelle Flugzeuge eingebaut werden. Dazu müsste der Kältemittelverdichter und Ventilator auf einer Welle mit dem Luftverdichter und der Turbine befestigt werden. Die Komplexität, die Masse und der Bauraum ist im Vergleich zum Referenzsystem nur durch den Kältemittelkreislauf erhöht. Zudem entfällt der Kondensator. Die Turbomaschinen sind mit variablen Vorleitgitter bzw. Leitgitter einstufig ausführbar. Das System *PN1* bietet die geringste Effizienz und Kostenersparnis aller neu entwickelten Anlagen, benötigt aber für ein pneumatisch angetriebenes System die geringste Anzahl an Bauteilen und Regelelementen. In Fehlerfällen kann im Vergleich zu den elektrisch angetriebenen Systemen die Außenluft vollständig durch Zapfluft ersetzt werden. Dies gilt auch für die anderen pneumatisch betriebenen Klimaanlagen.

System PNK1, PNK2 und PNK3

Die pneumatisch angetriebenen Flugzeugklimaanlagen mit Kabinenabluftnutzung, weisen eine hohe Komplexität, d. h. viele Zusatzbauteile und Regelelemente auf, erreichen im Vergleich zum System *PN1* aber eine höhere Effizienz. Der Verdichter 1 für die Außenluft kann für das System *PNK2* und evtl. *PNK1* voraussichtlich nicht einstufig ausgeführt werden, da die Betriebspunkte

einen zu großen Unterschied des korrigierten Massenstroms aufweisen. Die Effizienz nimmt von System *PNK1* bis *PNK3* in den meisten Betriebsfällen ab, weil die Zapfluft zuerst nur am Boden und dann auch im Flug nicht mehr als Außenluftzufuhr verwendet wird. Die Zufuhr erfolgt dann über die Außenluft, deren Massenstrom größer werden muss. Die hohe Komplexität der pneumatisch angetriebenen Klimaanlagen mit Kabinenabluftnutzung bedingt eine höhere Fehleranfälligkeit und größere Investitionskosten. Dies gilt insbesondere für die hohe Anzahl an Turbomaschinen, die benötigt werden, um die verschiedenen Druckniveaus der unterschiedlichen Stoffströme bei allen Betriebsfällen abdecken zu können.

System EL1 und EL2

Die elektrisch betriebenen Kaltdampfkühlsysteme ohne Kabinenabluftnutzung unterscheiden sich in der ein- bzw. zweistufigen Ausführung der Außenluftverdichter. Die Prozesssimulation zeigt, dass allerdings ein einstufiger Verdichter zur Abdeckung aller Betriebspunkte genügt. Dennoch muss eine hohe elektrische Leistung zur Verdichtung besonders in den Fehlerfällen aufgewendet werden, wodurch eventuell eine Aufteilung der Last auf zwei Verdichter sinnvoll ist. Elektrisch betriebene Systeme weisen eine sehr gute Regelbarkeit in allen Fällen auf, wodurch die Drücke im System entsprechend der höchsten Effizienz gewählt werden können. Der Brennstoffverbrauch ist generell geringer als bei den pneumatisch angetriebenen Systemen.

System ELK1

Die Vorteile des Systems *ELK1* sind vergleichbar zu den Systemen *EL1* und *EL2*. Darüber hinaus kann durch die Verwendung der Kabinenabluft die in den Flugfällen bisher nicht benötigte Turbine 1 verwendet werden. Dadurch kann die elektrische Antriebsleistung in diesen Fällen signifikant gesenkt werden. Das hat zur Folge, dass der Verdichter 1 einstufig und das System insgesamt kompakt ausgeführt werden kann. Die Gesamteffizienz des Systems *ELK1* ist die höchste aller neu konzipierten Klimaanlagen. Die zukünftige Ausrichtung der Luftfahrt zu einer weiteren Elektrifizierung des Flugzeugs bietet auch bei der Klimaanlage deutliches Einsparpotential, so dass in einigen Fällen nur etwa 30 % des Brennstoffverbrauchs des Referenzsystems benötigt werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit werden neue Ansätze zur Steigerung der Energieeffizienz bzw. Reduktion des Treibstoffverbrauchs der Flugzeugklimaanlagen identifiziert und zu insgesamt sieben Varianten alternativer Klimaaggregate weiter entwickelt. Diese Systeme werden dann besonders im Hinblick auf den Brennstoffverbrauch mit dem aktuell eingesetzten Referenzsystem verglichen und bewertet. Die Ansätze umfassen den teilweisen Ersatz des Kaltluftprozesses durch einen Kaltdampfprozess, die Verwendung eines elektrischen Antriebs, den Einsatz einer Umluftkühlung sowie die Nutzung der Kabinenabluft zur zusätzlichen Leistungsgenerierung.

Vor dem Auslegungsprozess werden zunächst das Referenzsystem sowie sämtliche Anforderungen und Randbedingungen betrachtet. Das Referenzsystem ist das pneumatisch angetriebene Kaltluftkühlsystem des Airbus A320. Vergleichbare Klimaanlagen werden in nahezu allen Passagiermaschinen mit mehr als 100 Passagieren eingesetzt. Die Anforderungen und Randbedingungen sind für alle Schnittstellen zwischen Klimaaggregat und Flugzeug bzw. Umgebung festzulegen. Dazu gehören die Zustände der Stau- und Außenluft, die mit Hilfe der Umgebungsbedingungen und Berechnung der Lufteinlässe und -kanäle bestimmt werden, die Kabinenein- und ausgangszustände, welche über ein Kabinenmodell berechnet werden, und die Zustände der Zapfluft nach dem Triebwerk. Weiterhin sind hier die Anforderungen zur Lufttüchtigkeit und Sicherheit der Luftfahrtbehörden zu berücksichtigen. Schließlich wird ein vollständiges Betriebskennfeld, welches alle Zustände der Schnittstellen zum Flugzeug definiert, mit neun unabhängigen Betriebsfällen ausgearbeitet.
Anschließend werden die Flugzeugklimaanlagen, die auf Basis der neuen Ansätze konzeptioniert werden, erläutert. Die sieben Varianten umfassen vier mit pneumatischen Antrieb und 3 mit elektrischen Antrieb. Die pneumatisch angetriebenen Systeme enthalten eine Variante ohne und drei mit Kabinenabluftnutzung, die elektrisch betriebenen Klimaaggregate zwei Varianten ohne und eine mit Kabinenabluftnutzung. Die Umluftkühlung wird mit Ausnahme des pneumatisch angetriebenen Systems ohne Verwendung der Kabinenabluft für alle weiteren Anlagen ausgeführt.

Zur Bestimmung sämtlicher thermodynamischer Zustandsgrößen der Klimaanlagen wird eine Prozesssimulation mit einem selbst entwickelten Modell durchgeführt. Der Berechnungsprozess wird in eine Auslegungsrechnung, in der wesentliche Prozessparameter festgelegt werden, und eine Nachrechnung unterteilt. Letztere beinhaltet detaillierte Modelle für Platten-, Rippenplatten- und Lamellenrohrwärmeübertrager sowie Turbomaschinen. Die drei unterschiedlichen Wärmeübertragertypen werden dabei mit einem vereinheitlichten geometriebasierten Modell implementiert. Dazu wird die Zellenmethode angewandt sowie verschiedene Wärmeübergangs- und Druck-

verlustkorrelationen mit experimentellen Daten verglichen und danach ausgewählt. Die Turbomaschinen werden über Kennfelder implementiert. Das Modell zur Erstellung und automatischen Optimierung der Kennfelder wird in Zusammenarbeit entwickelt (vgl. Klausner, 2019).

Die Ergebnisse der Prozesssimulation zeigen für jeden neu entwickelten Klimaanlagenprozess eine deutliche Verringerung des Brennstoffverbrauchs im Vergleich zum Referenzsystem. Die elektrisch angetriebenen Aggregate erreichen eine Reduktion auf 20 % bis 60 % und die pneumatisch betriebenen Systeme auf 40 % bis 80 %. Bei einem Beispielflug bei Standardatmosphäre und mit 180 min Flugzeit kann die zusätzlich verbrauchte Brennstoffmasse der Klimaanlage relativ zum Treibstoffverbrauch des Schubs von 3,19 % beim Referenzsystem auf 1,81 % bis 2,15 % bei den pneumatisch angetriebenen und 1,05 % bis 1,3 % bei den elektrisch betriebenen Systemen reduziert werden. Dabei können die Brennstoffkosten eines Flugzeugs bei 1500 Flügen pro Jahr um ca. 97 000 € bis 103 000 € bei den pneumatisch angetriebenen und um ca. 141 000 € bis 160 000 € bei den elektrisch betriebenen Klimaanlagen im Vergleich zum Referenzsystem verringert werden. Alle neu entwickelten Systeme dieser Arbeit erreichen eine deutliche Reduktion der verbrauchten Brennstoffmasse und damit der laufenden Kosten der Flugzeugklimaanlage.

In zukünftigen Arbeiten können auf Basis der hier entwickelten und berechneten Prozesse sowie ausgelegten Turbomaschinen und Wärmeübertrager ein oder mehrere Demonstratoren entwickelt und gebaut werden. Dazu ist die detaillierte Auslegung weiterer Komponenten, z. B. Ventile, Rohrleitungen und Wasserabscheider, sowie die Entwicklung einer Steuer- und Regelstrategie auszuführen. Anschließend können mit den experimentellen Daten des Demonstratorprüfstands die in dieser Arbeit theoretisch bestimmten Ergebnisse überprüft und validiert werden. Schließlich kann der Demonstrator weiter zu einem Prototyp entwickelt werden, der direkt im Flugzeug bei wechselnden Randbedingungen getestet werden kann. Zuletzt ist eine Serienfertigung der neu entwickelten Flugzeugklimaanlagen für zukünftige Flugzeuge denkbar. Abhängig von der zukünftigen Entwicklung der Luftfahrt besonders im Hinblick auf die Nutzung von Zapfluft oder die weitere Elektrifizierung des Flugzeugs kann eine der hier präsentierten Varianten favorisiert werden.

Literaturverzeichnis

ABADI, G. B.; MOON, C.; KIM, K. C., 2016. Effect of gravity vector on flow boiling heat transfer, flow pattern map, and pressure drop of R245fa refrigerant in mini tubes. *International Journal of Multiphase Flow*. Jg. 83, S. 202–216. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.04.007.

AGOSTINI, B.; BONTEMPS, A., 2005. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. Jg. 26, Nr. 2, S. 296–306. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.08.003.

AHLEFELDER, S., 2006. *Kraftstoffverbrauch durch Entnahme von Zapfluft und Wellenleistung von Strahltriebwerken*. Projekt. HAW Hamburg.

AIRBUS SE, 2002a. *A318/A319/A320/A321 Flight Crew Operating Manual* [online] [besucht am 27. 11. 2017]. Abgerufen unter: https://de.scribd.com/document/7004450/AIRBUS-A319-Flight-Crew-Operating-Manual.

AIRBUS SE, 2002b. *Getting to Grips with Aircraft Performance*. Airbus Flight Operations Support und Line Assistance.

AIRBUS SE, 2017a. *Aircraft Characteristics: Airport and Maintenance Planning* [online] [besucht am 04. 12. 2017]. Abgerufen unter: http://www.aircraft.airbus.com/fileadmin/media_gallery/files/tech_data/AC/Airbus_AC_A321_May17.pdf.

AIRBUS SE, 2017b. *Orders & deliveries* [online] [besucht am 04. 10. 2017]. Abgerufen unter: http://www.aircraft.airbus.com/market/orders-deliveries/.

AMEEL, T. A.; WARRINGTON, R. O.; WEGENG, R. S.; DROST, M. K., 1997. Miniaturization technologies applied to energy systems. *Energy Conversion and Management*. Jg. 38, Nr. 10, S. 969–982. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0196-8904(96)00127-6. International Symposium on Advance Energy Conversion Systems and Related Technologies.

ARNOLD, C., 2008. *Wärmeübertragung in der Flugzeugkabine - Basis einer Simulation der Temperaturregelung bei Flugzeugklimaanlagen*. Diplomarbeit. Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg.

ASFIA, J. F.; WILLIAMS, K. R.; ATKEY, W. A.; FITERMAN, C. J.; LOUKUSA, S. M.; NG, C. Y. *Electric air conditioning system for an aircraft*. Patent. US 6526775 B1. März 2003. Auch abrufbar unter: https://www.google.com/patents/US6526775.

ASHRAE, 2016a. *ASHRAE Handbook: Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications (SI Edition)*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating und Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE, 2016b. *ASHRAE Standard 34 (2016-00-00): Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating und Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE, 2017a. *ASHRAE Handbook: Fundamentals (SI Edition)*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating und Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE, 2017b. *ASHRAE Standard 55 (2017-00-00): Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating und Air-Conditioning Engineers.

ATSUSHI, S.; MITSUO, I.; TETSUJI, F., 2014. Development of PW1100G-JM Turbofan Engine. *IHI Engineering Review*. Jg. 47, Nr. 1, S. 23–28.

BÄCKSTRÖM, M.; EMBLIK, E., 1965. *Kältetechnik*. Karlsruhe: G. Braun GmbH.

BAEHR, H. D.; KABELAC, S., 2012. *Thermodynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

BAEHR, H. D.; STEPHAN, K., 2010. *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

BALDAUF, G.; MILDE, B. *Water separator for air conditioners*. Patent. US 7266958 B2. September 2007. Auch abrufbar unter: https://www.google.com/patents/US7266958B2.

BALJE, O. E., 1981. *Turbomachines - A Guide to Design, Selection and Theory*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

BAMMANN, H.; KLIMPEL, F.; BRUNSWIG, H. *Aircraft air conditioning system and method of operating an aircraft air conditioning system*. Patent. EP 2998224 A1. März 2019. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/EP2998224A1.

BELL, I. H.; QUOILIN, S.; WRONSKI, J.; LEMORT, V., 2013. CoolProp: An open-source reference-quality thermophysical property library. In: *ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems*. Rotterdam, 7. bis 8. Oktober 2013.

BENNETT, Douglas L.; CHEN, John C. Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures. *AIChE Journal*. Jg. 26, Nr. 3, S. 454–461. Abgerufen unter DOI: 10.1002/aic.690260317.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, Inc.

BFU, 2014. *Studie über gemeldete Ereignisse in Verbindung mit der Qualität der Kabinenluft in Verkehrsflugzeugen* [online] [besucht am 17. 10. 2017]. Abgerufen unter: https://www.bfu-web.de/DE/Publikationen/Statistiken/Tabellen-Studien/Tab2014/Studie_Fume_Events_2014.pdf?__blob=publicationFile.

BOEING COMPANY, 2016. *The Boeing Company 2016 Annual Report* [online] [besucht am 04. 10. 2017]. Abgerufen unter: http://investors.boeing.com/investors/financial-reports/default.aspx.

BRASSEUR, A.; LEPPERT, W.; PRADILLE, A., 2012. *Inside the 747-8 New Environmental Control System* [online] [besucht am 28. 11. 2017]. Abgerufen unter: http://www.boeing.com/commercial/aeromagazine/articles/2012_q1/4/.

BRÄUNLING, W. J. G., 2015. *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-642-34539-5.

BROYDEN, C. G., 1970. The Convergence of a Class of Double-rank Minimization Algorithms 1. General Considerations. *IMA Journal of Applied Mathematics*. Jg. 6, Nr. 1, S. 76–90. Abgerufen unter DOI: 10.1093/imamat/6.1.76.

BYRD, R. H.; LU, P.; NOCEDAL, J.; ZHU, C., 1995. A Limited Memory Algorithm for Bound Constrained Optimization. *SIAM Journal on Scientific Computing*. Jg. 16, Nr. 5, S. 1190–1208. Abgerufen unter DOI: 10.1137/0916069.

CAME, P. M.; ROBINSON, C. J., 1998. Centrifugal compressor design. *Journal of Mechanical Engineering Science*. Jg. 213, Nr. 2, S. 139–155. Abgerufen unter DOI: 10.1243/0954406991522239.

CASEY, M., 1984. The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Jg. 107, S. 541–548. Abgerufen unter DOI: 10.1115/1.3239767.

CAVALLINI, A.; DEL COL, D.; DORETTI, L.; MATKOVIC, M.; ROSSETTO, L.; ZILIO, C.; CENSI, G., 2006. Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design. *Heat Transfer Engineering*. Jg. 27, Nr. 8, S. 31–38. Abgerufen unter DOI: 10.1080/01457630600793970.

CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; MATKOVIC, M.; ROSSETTO, L., 2006. Update on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop inside Minichannels. *Heat Transfer Engineering*. Jg. 27, Nr. 4, S. 74–87. Abgerufen unter DOI: 10.1080/01457630500523907.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M., 2006. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill Higher Education. McGraw-Hill series in mechanical engineering.

CHANG, Y.-J.; HSU, K.-C.; LIN, Y.-T.; WANG, C.-C., 2000. A generalized friction correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 43, Nr. 12, S. 2237–2243. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0017-9310(99)00289-6.

CHANG, Y.-J.; WANG, C.-C., 1997. A generalized heat transfer correlation for Iouver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 40, Nr. 3, S. 533–544. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0017-9310(96)00116-0.

CHEN, J. C., 1966. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*. Jg. 5, Nr. 3, S. 322–329. Abgerufen unter DOI: 10.1021/i260019a023.

CHENG, P.; WU, H. Y., 2006. Macro and microscale phase-change heat transfer. *Advances in Heat Transfer*. Jg. 39, S. 461–563.

CHISHOLM, D., 1972. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 16, Nr. 2, S. 347–358. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0017-9310(73)90063-X.

CHISHOLM, D.; LAIRD, A. D. K., 1958. Two-Phase Flow in Rough Tubes. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*. Jg. 80, S. 276–286.

CHO, J. M.; KIM, M. S., 2007. Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO2 in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9.52mm. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 30, Nr. 6, S. 986–994. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.007.

CHOI, K.-I.; PAMITRAN, A. S.; OH, C.-Y.; OH, J.-T., 2007. Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO2 in horizontal smooth minichannels. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 30, Nr. 8, S. 1336–1346. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.007.

CLEYNEN, O., 2013a. *Air inlet of conditionning packs of Boeing 787* [online] [besucht am 23. 01. 2018]. Abgerufen unter: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f5/Air_inlet_of_conditionning_packs_of_Boeing_787.jpg.

CLEYNEN, O., 2013b. *The air conditioning pack of the upcoming Comac C919, manufactured (and here displayed at he Paris Air Show 2013) by Liebherr* [online] [besucht am 18. 12. 2017]. Abgerufen unter: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Air_conditioning_pack_of_Comac_C919_(2).jpg.

CONCEIÇÃO, S. T.; ZAPAROLI, E. L.; TURCIO, W. H. L., 2007. Thermodynamic Study of Aircraft Air Conditioning Air Cycle Machine: 3-wheel × 4-wheel. In: *XVI SAE Brasil International Congress and Exposition*. São Paulo, 28. bis 30. November 2007. Abgerufen unter DOI: 10.4271/2007-01-2579.

COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; SOUZA, D. de; OLIVESKI, R. D. C., 2004. Experiments with micro-fin tube in single phase. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 27, Nr. 8, S. 876–883. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.04.015.

CRONIN, M. J.; SEID, G. *Energy-efficient all-electric ECS for aircraft*. Patent. US 4487034. Dezember 1984. Auch abrufbar unter: https://www.google.de/patents/US4487034.

DECHOW, M.; NURCOMBE, C. A. H., 2005. Aircraft Environmental Control Systems. In: *Air Quality in Airplane Cabins and Similar Enclosed Spaces*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. Abgerufen unter DOI: 10.1007/b107234.

DIN E. V., 1979. *DIN ISO 2533 (1979-12-00): Normatmosphäre*. Berlin.

DIRKER, J.; MEYER, J. P.; GARACH, D. V., 2014. Inlet flow effects in micro-channels in the laminar and transitional regimes on single-phase heat transfer coefficients and friction factors. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 77, S. 612–626. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.05.048.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K., 1930. Heat transfer in automobile radiator of the tubular type. *University of California at Berkley Publ. Eng.* Jg. 2, Nr. 13, S. 443–461.

DIXON, S. L.; C.HALL, 2010. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 6. Aufl. Berlin, Heidelberg: Elsevier-Verlag.

DOBSON, M. K.; CHATO, J. C., 1998. Condensation in Smooth Horizontal Tubes. *Journal of Heat Transfer*. Jg. 120, Nr. 1, S. 193–213. Abgerufen unter DOI: 10.1115/1.2830043.

DONG, J.; CHEN, J.; CHEN, Z.; ZHOU, Y., 2007. Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. Jg. 27, Nr. 2, S. 306–313. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.08.005.

DUPONT, V.; THOME, J. R.; JACOBI, A. M., 2004. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: comparison with the database. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 47, Nr. 14, S. 3387–3401. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.007.

EASA, 2009. *EASA.E.067: CFM International S.A. - CFM56-5 series engines* [online] [besucht am 28. 11. 2017]. Abgerufen unter: https://www.easa.europa.eu/documents/type-certificates/engine-cs-e/easae067.

EASA, 2013. *EASA.E.069: International Aero Engines AG (IAE) V2500-A5, V2500-D5 and V2500-E5 series engines* [online] [besucht am 28. 11. 2017]. Abgerufen unter: https://www.easa.europa.eu/documents/type-certificates/engine-cs-e/easae069.

EASA, 2017a. *Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Large Aeroplanes CS-25 Amendment 20* [online] [besucht am 10. 12. 2017]. Abgerufen unter: https://www.easa.europa.eu/document-library/certification-specifications/.

EASA, 2017b. *EASA.A.064: Type-Certificate Data Sheet for Airbus A318-A319-A320-A321* [online] [besucht am 04. 01. 2018]. Abgerufen unter: https://www.easa.europa.eu/documents/type-certificates/noise/easaa064.

EASA, 2018. *EASA.A.067: Type-Certificate Data Sheet for CFM56-5 series engines* [online] [besucht am 11. 12. 2018]. Abgerufen unter: https://www.easa.europa.eu/documents/type-certificates/engine-cs-e/easae067.

EIA, 2018. *Petroleum & other Liquids* [online] [besucht am 13. 12. 2018]. Abgerufen unter: https://www.eia.gov/dnav/pet/pet_pri_spt_s1_d.htm.

ELIA, S., 2008. *Experimental and Numerical Investigation of Centrifugal Compressors for use with Alternative Working Fluids*. Master Thesis. Carleton University.

ESDU, 1981. *ESDU 66028 with Amendment A: Relationships between some common intake parameters*. London: The Royal Aeronautical Society.

ESDU, 2004. *ESDU 86002 with Amendments A to D: Drag and pressure recovery characteristics of auxiliary air inlets at subsonic speeds*. London: The Royal Aeronautical Society.

EXXON MOBIL, 2018. *Jet A/Jet A-1* [online] [besucht am 17. 12. 2018]. Abgerufen unter: https://www.exxonmobil.com/en/aviation/products-and-services/Products/Jet-A-Jet-A-1.

FAA, 2017. *Title 14 Aeronautics and Space, Part 25 - Airworthiness Standards: Transport Category Airplanes* [online] [besucht am 10. 12. 2017]. Abgerufen unter: https://www.faa.gov/regulations_policies/faa_regulations/.

AL-FAHED, S. F.; AYUB, Z. H.; AL-MARAFIE, A. M.; SOLIMAN, B. M., 1993. Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 7, Nr. 3, S. 249–253. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0894-1777(93)90008-7.

FOCKE, W. W.; ZACHARIADES, J.; OLIVIER, I., 1985. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 28, Nr. 8, S. 1469–1479. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0017-9310(85)90249-2.

FORTIN, F.-A.; DE RAINVILLE, F.-M.; GARDNER, M.-A.; PARIZEAU, M.; GAGNÉ, C., 2012. DEAP: Evolutionary Algorithms Made Easy. *Journal of Machine Learning Research*. Jg. 13, S. 2171–2175.

FRIEDEL, L., 1979. Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow. *European Two-Phase Flow Group Meeting*. Jg. 18, S. 485–491.

GARCIA, J.; PORTO, M. P.; REVELLIN, R.; BONJOUR, J.; MACHADO, L., 2017. An experimental study on two-phase frictional pressure drop for R-407c in smooth horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 73, S. 163–174. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.09.018.

GHIAASIAAN, S. M., 2008. *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation in Conventional and Miniature Systems*. Lausanne: Cambridge University Press.

GLÜCK, B., 1988. *Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung: Druckverluste*. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen.

GNIELINSKI, V., 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineer*. Jg. 16, Nr. 2, S. 359–368.

GNIELINSKI, V., 2013. On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 63, S. 134–140. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.015.

GOLLE, S.; HESSE, U., 2019. Comparison of novel environmental control systems in aircrafts based on a vapor compression cycle. In: *25th IIR International Congress of Refrigeration*. Montreal, 24. bis 30. August 2019.

GOLLE, S.; HESSE, U.; KLIMPEL, F., 2014. Pneumatically Driven Environmental Control System in Aircrafts Based on a Vapor-Compression Cycle. In: *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. West Lafayette (Indiana), 14. bis 17. Juli 2014.

GOLLE, S.; HESSE, U.; KLIMPEL, F. *Flugzeugklimaanlage und Verfahren zum Betrieb einer Flugzeugklimaanlage*. Patent. EP 2735510 A1. Juli 2015. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/EP2735510A1.

GOLLE, S.; HESSE, U.; KLIMPEL, F., 2015b. Neue Ansätze zur effizienten Klimatisierung von Flugzeugen durch den Einsatz des Kaltdampfprozesses. In: *42. Deutsche Kälte- und Klima-Tagung*. Dresden, 18. bis 20. November 2015.

GOLLE, S.; HESSE, U.; KLIMPEL, F., 2015c. New Approaches for the Environmental Control System in Aircrafts with the Application of a Vapor Compression Cycle. In: *24th IIR International Congress of Refrigeration*. Yokohama, 16. bis 22. August 2015.

GOLLE, S.; HESSE, U.; RADDATZ, M.; KLAUSNER, E.; KLIMPEL, F., 2013. Pneumatisch angetriebenes Kaltdampfkühlsystem für die Flugzeugklimatisierung. In: *40. Deutsche Kälte- und Klima-Tagung*. Hannover, 20. bis 22. November 2013.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U., 2017. Multiparameteroptimierung von Turbomaschinen mit Hilfe von evolutionären Algorithmen und Integration in eine Prozessberechnung. In: *44. Deutsche Kälte- und Klima-Tagung*. Bremen, 22. bis 24. November 2017.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U.; GAMPE, U.; RADDATZ, M.; KLIMPEL, F. *Flugzeugklimaanlage und Verfahren für den Betrieb einer Flugzeugklimaanlage*. Patent. EP 2821346 A1. Dezember 2015. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/EP2821346A1.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U.; RADDATZ, M. *Kabinenabluftunterstützt betreibbare Flugzeugklimaanlage mit einem elektrisch angetriebenen Umgebungsluftkompressor*. Patent. DE 102016223528 A1. Mai 2018. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/DE102016223528A1.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U.; RADDATZ, M. *Kabinenabluftunterstützt betreibbare Flugzeugklimaanlage mit einem pneumatisch angetriebenen Umgebungsluftkompressor*. Patent. DE 102016223531 A1. Mai 2018. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/DE102016223531A1.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U.; RADDATZ, M.; KLIMPEL, F.; BRUNSWIG, H. *Betriebsphasenabhängig steuerbare Flugzeugklimaanlage und Verfahren zum Betreiben einer derartigen Flugzeugklimaanlage*. Patent. DE 102015207447 A1. Oktober 2016. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/DE102015207447A1.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U.; RADDATZ, M.; KLIMPEL, F.; BRUNSWIG, H. *Elektrisch angetriebene Flugzeugklimaanlage und Verfahren zum Betreiben einer derartigen Flugzeugklimaanlage*. Patent. DE 102015207439 A1. Oktober 2016. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/DE102015207439A1.

GOLLE, S.; KLAUSNER, E.; HESSE, U.; RADDATZ, M.; KLIMPEL, F.; BRUNSWIG, H. *Flugzeugklimaanlage mit Rezirkulationsluftkühlung und Verfahren zum Betreiben einer derartigen Flugzeugklimaanlage*. Patent. DE 102015207436 A1. Oktober 2016. Auch abrufbar unter: https://patents.google.com/patent/DE102015207436A1.

GOSNEY, W. B., 1982. *Principles of refrigeration*. New York: Cambridge University Press.

GUNGOR, K. E.; WINTERTON, R. H. S., 1987. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data. Jg. 65, Nr. 2, S. 148–156.

GUPTA, A.; RUNNELS, J. N. *Cabin-air recirculation system powered by cabin-to-ambient pressure differential*. Patent. US 4262495. April 1981. Auch abrufbar unter: https://www.google.de/patents/US4262495.

HAGBERG, A. A.; SCHULT, D. A.; SWART, P. J., 2008. Exploring network structure, dynamics, and function using NetworkX. In: *7th Python in Science Conference (SciPy2008)*. Pasadena (Kalifornien), 11. bis 15. August 2008.

HARDIK, B. K.; PRABHU, S. V., 2016. Boiling pressure drop and local heat transfer distribution of water in horizontal straight tubes at low pressure. *International Journal of Thermal Sciences*. Jg. 110, S. 65–82. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.06.025.

HARDY, B., 1998. ITS-90 Formulations for Vapor Pressure, Frost point Temperature, Dew point Temperature, and Enhancement Factors in the range –100 to +100 C. In: *Third International Symposium on Humidity and Moisture*. Teddington (UK), 06.-08. April 1998, S. 214–222.

HARRISON, V.; ROSS, S. J. M., 2016. An emerging concern: Toxic fumes in airplane cabins. *Cortex*. Jg. 74, S. 297–302. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.cortex.2015.11.014.

HEINTZ, A., 2017. *Thermodynamik: Grundlagen und Anwendungen*. Springer-Verlag. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-662-49922-1_5.

HELLER, W., 2008. *Vorlesungsskript Gasdynamik: Grundlagen kompressibler Strömungen*. Technische Universität Dresden.

HERRMANN, S.; KRETZSCHMAR, H.-J.; GATLEY, D. P., 2009. Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water, and Ice (RP-1485). *HVAC&R Research*. Jg. 15, S. 961–986.

HERSHFIELD, A. A., 1958. Air Conditioned Comfort on the Douglas DC-8 Jet Transport. In: *SAE Technical Paper*. SAE International. Abgerufen unter DOI: 10.4271/580368.

HERWIG, H.; KAUTZ, C.; MOSCHALLSKI, A., 2016. *Technische Thermodynamik*. Springer-Verlag. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-658-11888-4_4.

HODAL, P.; LIU, G., 2005. Bleed air temperature regulation system: modeling, control, and simulation. In: *IEEE International Conference on Control Applications*. Toronto, 28. bis 31. August 2005, S. 1003–1008. Abgerufen unter DOI: 10.1109/CCA.2005.1507261.

HU, Y., 2016. Analyse der Randbedingungen einer Flugzeugklimaanlage und Umsetzung verschiedener Flugprofile in einer Simulationsumgebung. In: *43. Deutsche Kälte- und Klima-Tagung*. Kassel, 16. bis 18. November 2016.

HUBER, M. L.; LAESECKE, A.; PERKINS, R. A., 2003. Model for the Viscosity and Thermal Conductivity of Refrigerants, Including a New Correlation for the Viscosity of R134a. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. Jg. 42, Nr. 13, S. 3163–3178. Abgerufen unter DOI: 10.1021/ie0300880.

HUHN, J., 2007. *Umdruck Lehrveranstaltung Technische Thermodynamik (Teil Wärmeübertragung)*. Dresden: Technische Universität Dresden.

HUNT, E. H.; REID, D. H.; SPACE, D. R.; TILTON, F. E., 1995. Commercial Airliner Environmental Control System: Engineering Aspects of Cabin Air Quality. In: *66th Aerospace Medical Association Meeting*. Anaheim (Kalifornien), 7. bis 11. Mai 1995.

IN, S.; JEONG, S., 2009. Flow boiling heat transfer characteristics of R123 and R134a in a microchannel. *International Journal of Multiphase Flow*. Jg. 35, Nr. 11, S. 987–1000. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.07.003.

JABARDO, J. M. S.; FILHO, J. R. B. Z.; SALAMANCA, A., 2006. Experimental study of the air side performance of louver and wave fin-and-tube coils. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 30, Nr. 7, S. 621–631. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2006.01.001.

JASSIM, E. W.; NEWELL, T. A., 2006. Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 49, Nr. 15, S. 2446–2457. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.034.

JONES, E.; OLIPHANT, T.; PETERSON, P., 2001. *SciPy: Open source scientific tools for Python* [online] [besucht am 23. 01. 2018]. Abgerufen unter: http://www.scipy.org/.

JOSHI, H. M.; WEBB, R. L., 1987. Heat transfer and friction in offset strip-fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 30, S. 69–84.

JUNGNICKEL, H.; AGSTEN, R.; KRAUS, W. E., 1990. *Grundlagen der Kältetechnik*. Berlin: Verlag Technik.

KAEW-ON, J.; NAPHATTHARANUN, N.; BINMUD, R.; WONGWISES, S., 2016. Condensation heat transfer characteristics of R134a flowing inside mini circular and flattened tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 102, S. 86–97. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.095.

KANDLIKAR, S. G., 1990. A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes. *Journal of Heat Transfer*. Jg. 112, Nr. 1, S. 219–228. Abgerufen unter DOI: 10.1115/1.2910348.

KANDLIKAR, S. G., 2002. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 26, Nr. 2, S. 389–407. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0894-1777(02)00150-4.

KANDLIKAR, S. G.; BALASUBRAMANIAN, P., 2004. An Extension of the Flow Boiling Correlation to Transition, Laminar, and Deep Laminar Flows in Minichannels and Microchannels. *Heat Transfer Engineering*. Jg. 25, Nr. 3, S. 86–93. Abgerufen unter DOI: 10.1080/01457630490280425.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J., 2003. Evolution of Microchannel Flow Passages–Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. *Heat Transfer Engineering*. Jg. 24, Nr. 1, S. 3–17. Abgerufen unter DOI: 10.1080/01457630304040.

KARIMI, K. J., 2008. Future Aircraft Power Systems: Integration Challenges. In: *4th Annual Carnegie Mellon Conference on the Electricity Industry*. Pittsburgh (Pennsylvania), 10. bis 11. März 2008.

KHAN, T. S.; KHAN, M. S.; CHYU, M.-C.; AYUB, Z. H., 2010. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering*. Jg. 30, Nr. 8, S. 1058–1065. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.01.021.

KIM, B.; SOHN, B., 2006. An experimental study of flow boiling in a rectangular channel with offset strip fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. Jg. 27, Nr. 3, S. 514–521. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2005.11.008.

KLAUSNER, E., 2019. *Integraler Entwicklungsprozess und Anwendung auf Turbomaschinen für ein neuartiges Kaltdampf-Kühlsystem*. Doktorarbeit. Technische Universität Dresden.

KORPELA, S. A., 2011. *Principles of Turbomachinery*. Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, Inc. Abgerufen unter DOI: 10.1002/9781118162477.

KRAYIANNIS, T.; ROSE, J.; AL-DADAH, R., 2006. Two-phase heat transfer in small passages and microfinned surfaces - Fundamentals and applications.

KUNDU, A.; KUMAR, R.; GUPTA, A., 2014. Evaporative heat transfer of R134a and R407C inside a smooth tube with different inclinations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 76, S. 523–533. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.056.

LAVELLE, M. G., 2009. The Boeing Model 307 Stratoliner: A culmination of 1930s Aircraft Design, Engineering and Manufacturing Innovations. In: *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. Orlando (Florida), 5. bis 8. Januar 2009.

LEE, H. S., 2010. *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, Inc.

LEE, J.; LEE, K.-S., 2015. Friction and Colburn factor correlations and shape optimization of chevron-type plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. Jg. 89, S. 62–69. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.05.080.

LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; MCLINDEN, M. O., 2013. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Version 9.1*. Atlanta, GA: National Institute of Standards und Technology. Abgerufen unter DOI: 10.18434/T4JS3C.

LENTS, C. E.; SQUIER, S. E.; THRESHER, W. A. *Electrically driven aircraft cabin ventilation and environmental control system*. Patent. US 6928832. August 2005. Auch abrufbar unter: https://www.google.de/patents/US6928832.

LIU, Z.; WINTERTON, R. H. S., 1991. A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling Equation. Jg. 34, S. 2759–2766.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C., 1949. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog*. Jg. 45, Nr. 1, S. 39–48.

LONG, C.; XINGJUAN, Z.; CHUNXIN, Y., 2014. A New Concept Environmental Control System with Energy Recovery Considerations for Commercial Aircraft. In: *44th International Conference on Environmental Systems*. Tuscon (Arizona), 13. bis 17. Juli 2014.

LOOK, D. C.; ALEXANDER, G., 2012. *Engineering thermodynamics: SI edition*. Springer Science & Business Media.

LUCAS, K., 2008. *Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie-und Stoffumwandlungen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

MA, X.; DING, G.; ZHANG, Y.; WANG, K., 2007. Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 30, Nr. 7, S. 1153–1167. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.03.001.

MACKINNON, B.; SOWDEN, C. R.; RUSSELL, K.; DUDLEY, S. (Hrsg.), 2004. Civil Aircraft and the Aviation Industry. In: *Sharing the Skies: An Aviation Industry Guide to the Management of Wildlife Hazards* [online]. 2. Aufl. Transport Canada, Kap. 5, S. 73–98 [besucht am 17. 12. 2017]. Abgerufen unter: https://www.tc.gc.ca/eng/civilaviation/publications/tp13549-production-2166.htm.

MAJEED, O., 2010. *Aircraft Environmental Control Systems A Presentation of Current Systems and New Developments* [online] [besucht am 01. 09. 2017]. Abgerufen unter: http://www.srs.aero/wordpress/wp-content/uploads/2010/11/AERO-4003-ECS-Lecture-Final.pdf.

MANDRUSIAK, G. D.; CAREY, V. P., 1988. Pressure drop characteristics of two-phase flow in a vertical channel with offset strip fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 1, Nr. 1, S. 41–50. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0894-1777(88)90046-5.

MANGLIK, R. M.; BERGLES, A. E., 1995. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 10, Nr. 2, S. 171–180. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0894-1777(94)00096-Q. Aerospace Heat Exchanger Technology.

MARTIN, H., 1996. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. Jg. 35, Nr. 4, S. 301–310. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0255-2701(95)04129-X.

MARTINEZ, I., 2015. *Aircraft Environmental Control* [online] [besucht am 31. 08. 2017]. Abgerufen unter: http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/tc3/Aircraft%20ECS.pdf.

MARTINEZ, I., 2018. *Aerospace Engine Data* [online] [besucht am 11. 12. 2018]. Abgerufen unter: http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c17/Aerospace%20engine%20data.pdf.

MATKOVIC, M.; CAVALLINI, A.; DEL COL, D.; ROSSETTO, L., 2009. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 52, S. 2311–2323.

MCKINNEY, W., 2010. Data Structures for Statistical Computing in Python. In: *Proceedings of the 9th Python in Science Conference*. Austin (Texas), 28. Juni bis 03. Juli 2010, S. 51–56.

MCLINDEN, M. O.; KLEIN, S. A.; PERKINS, R. A., 2000. An extended corresponding states model for the thermal conductivity of refrigerants and refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 23, Nr. 1, S. 43–63. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0140-7007(99)00024-9.

MEGGAR, 2005. *NACA submerged inlets* [online] [besucht am 23. 01. 2018]. Abgerufen unter: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/d/de/NACA_submerged_inlets.JPG.

MEHRABIAN, M.; MANSOURI, S.; SHEIKHZADEH, G. A., 2002. The overall heat transfer characteristics of a double pipe heat exchanger: Comparison of experimental data with predictions of standard correlations. *International Journal of Engineering*. Jg. 15, S. 395–406.

MESSINGER, B. L.; COUSINS, H. M. *Aircraft pressurizing and cooling system*. Patent. US 2585570. Februar 1952. Auch abrufbar unter: https://www.google.com/patents/US2585570.

MEYER, J. P.; OLIVIER, J. A., 2011a. Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part I - Adiabatic pressure drops. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 54, Nr. 7, S. 1587–1597. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.027.

MEYER, J. P.; OLIVIER, J. A., 2011b. Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part II - heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 54, Nr. 7, S. 1598–1607. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.026.

MODELICA ASSOCIATION, 2017. *Modelica and the Modelica Association* [online] [besucht am 10. 12. 2017]. Abgerufen unter: https://www.modelica.org/.

MOIR, I.; SEABRIDGE, A., 2008. *Aircraft Systems: Mechanical, electrical and avionics subsystems integration*. 3. Aufl. Hoboken (New Jersey): John Wiley & Sons, Inc. Aerospace Series. Abgerufen unter DOI: 10.1002/9780470770931.

MORE, J. J.; GARBOW, B. S.; HILLSTROM, K. E., 1980. User guide for MINPACK-1. *Argonne National Laboratory Report*. Nr. ANL-80-74. Abgerufen unter DOI: 10.2172/6997568.

MOSER, K. W.; WEBB, R. L.; NA, B., 1998. A New Equivalent Reynolds Number Model for Condensation in Smooth Tubes. *Journal of Heat Transfer*. Jg. 120, Nr. 2, S. 410–417. Abgerufen unter DOI: 10.1115/1.2824265.

MTU AERO ENGINES, 2017. *V2500* [online] [besucht am 17. 10. 2017]. Abgerufen unter: http://www.mtu.de/de/engines/zivile-triebwerke/narrowbody-and-regional-jets/v2500/.

MULERO, A.; CACHADIÑA, I.; PARRA, M., 2012. Recommended Correlations for the Surface Tension of Common Fluids. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. Jg. 41.

MÜLLER, C.; SCHOLZ, D.; GIESE, T., 2007a. Dynamic Simulation of Innovative Aircraft Air Conditioning. In: *1st CEAS European Air and Space Conference*. Berlin, 10. bis 13. September 2007.

MÜLLER, C.; SCHOLZ, D.; GIESE, T., 2007b. Dynamische Simulation des Kühlaggregats eines Flugzeugs. In: *49. Fachausschusssitzung Anthropotechnik*. Hamburg, 18. bis 19. Oktober 2007.

NEITZKE, K.-P., 1999. *Vorlesungsskript: Flugmechanik/ Aerodynamik*. Technische Universität Dresden.

NGUYEN-SCHÄFER, H., 2012. Thermodynamics of Turbochargers. In: NGUYEN-SCHÄFER, H. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, Kap. 2, S. 17–31. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-642-27518-0.

NRC, 2002. *The Airliner Cabin Environment and the Health of Passengers and Crew*. Washington, DC: The National Academies Press. Abgerufen unter DOI: 10.17226/10238.

OEHLER, B., 2005. Modeling and Simulation of Global Thermal and Fluid Effects in an Aircraft Fuselage. In: *4th International Modelica Conference*. Hamburg, 7. bis 8. März 2005, S. 497–506.

OH, H.-K.; SON, C.-H., 2011. Condensation heat transfer characteristics of R-22, R-134a and R-410A in a single circular microtube. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 35, S. 706–716.

ONG, C. L., 2010. *Macro-to-Microchannel Transition in Two-Phase Flow and Evaporation*. Doktorarbeit. École Polytechnique Fédérale de Lausanne.

ONG, C. L.; THOME, J. R., 2009. Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030mm circular channel. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 33, Nr. 4, S. 651–663. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2009.01.002.

OUMBE, A.; WALD, L., 2010. A parameterisation of vertical profile of solar irradiance for correcting solar fluxes for changes in terrain elevation. In: *Earth Observation and Water Cycle Science Conference*. Frascati, 18. bis 20. November 2009.

PARK, Y.-G.; JACOBI, A. M., 2009a. Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Flat-Tube Louver-Fin Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*. Jg. 131.

PARK, Y.-G.; JACOBI, A. M., 2009b. The Air-Side Thermal-Hydraulic Performance of Flat-Tube Heat Exchangers With Louvered, Wavy, and Plain Fins Under Dry and Wet Conditions. *Journal of Heat Transfer*. Jg. 131.

PATHAK, A.; GRÜN, G., 2011. Air conditioning of aircraft cabins - Challenges for the cooling. In: *Deutsche Kälte-Kilma-Tagung*. Aachen, 16. bis 18. November 2011.

PENG, X., 2016. *Aircraft Environmental Control Systems Modeling for Configuration Selection*. Master Thesis. Cranfield University.

PETUKHOV, B. S.; POPOV, V. N., 1963. Theoretical Calculation of Heat Exchange in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties. *High Temperatur Heat Physics*. Jg. 1, Nr. 1, S. 69–83.

PLANK, R., 1950. *Amerikanische Kältetechnik 3*. Berlin: VDI-Verlag.

ROBINSON, M. Casey C. und, 2013. A Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage. *ASME Journal of Turbomachinery*. Jg. 135. Abgerufen unter DOI: 10.1115/1.4006590.

RODGERS, C., 2005. Flow Ranges of 8.0:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressors for Aviation Applications. In: *ASME Turbo Expo 2005*. Reno-Tahoe (Nevada), 6. bis 9. Juni 2005. Abgerufen unter DOI: 10.1115/GT2005-68041.

RODGERS, C.; SAPIRO, L., 1972. Design Considerations for High-Pressure-Ratio Centrifugal Compressors. In: *ASME International Gas Turbine and Fluids Engineering Conference and Products Show*. San Francisco (Kalifornien), 26. bis 30. März 1972. Abgerufen unter DOI: 10.1115/72-GT-91.

ROSSOW, C.-C.; WOLF, K.; HORST, P. (Hrsg.), 2014. *Handbuch der Luftfahrzeugtechnik*. München: Carl Hanser Verlag GmbH Co KG.

ROUHANI, S.Z; AXELSSON, E, 1970. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 13, Nr. 2, S. 383–393. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0017-9310(70)90114-6.

SAE, 2012. *SAE ARP 85F (2012-10-09): Air Conditioning Systems for Subsonic Airplanes*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.

SAE, 2015. *SAE ARP 1270B (2015-10-01): Aircraft Cabin Pressurization Control Criteria*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.

SAISORN, S.; KAEW-ON, J.; WONGWISES, S., 2010. Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 53, Nr. 19, S. 4023–4038. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.05.022.

SARMADIAN, A.; SHAFAEE, M.; MASHOUF, H.; MOHSENI, S. G., 2017. Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-600a in horizontal smooth and helically dimpled tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 86, S. 54–62. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2017.04.001.

SCHEIDERER, J., 2008. *Angewandte Flugleistung: Eine Einführung in die operationelle Flugleistung vom Start bis zur Landung*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-540-72724-8_4.

SCHLÜNDER, E. U.; BELL, K. J.; CHISHOLM, D.; HEWITT, G. F.; SCHMIDT, F. W.; SPALDING, D. B.; TABOREK, J.; ZUKAUSKAS, A.; GNIELINSKI, V. (Hrsg.), 1983. Multiphase Flow and Pressure Drop. In: *Heat Exchanger Design Handbook*. 2. Aufl. Washington, New York, London: Hemisphere Publishing Corporation, Kap. 2.3, S. 2–11.

SCHOLZ, D., 2017. *Fuel Costs due to Aircraft Systems* [online] [besucht am 14. 12. 2018]. Abgerufen unter: http://www.fzt.haw-hamburg.de/pers/Scholz/Aero/Aero_M_FuelCostsDueToAircraftSystems_07-12-11.pdf.

SCHOLZ, D.; MÜLLER, C.; GIESE, T.; ERDMANN, C., 2007. FLECS: Functional Library of the Environmental Control System: A Simulation Tool for the Support of Industrial Processes. In: *1st Workshop on Aircraft System Technologies*. Hamburg, 29. bis 30. März 2007.

SCHOLZ, D.; SERESINHE, R.; STAACK, I.; LAWSON, C., 2013. Fuel Consumption due to Shaft Power Off-Takes from the Engine. In: *4th Workshop on Aircraft System Technologies*. Hamburg, 23. bis 24. April 2013.

SHAFAEE, M.; MASHOUF, H.; SARMADIAN, A.; MOHSENI, S. G., 2016. Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-600a in horizontal smooth and helically dimpled tubes. *Applied Thermal Engineering*. Jg. 107, S. 28–36. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.148.

SHAH, M. M., 1976. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. *ASHRAE Transactions*. Jg. 82, Nr. 2, S. 66–86.

SHAH, M. M., 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 22, Nr. 4, S. 547–556. Abgerufen unter DOI: 10.1016/0017-9310(79)90058-9.

SHAH, M. M., 1982. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study. *ASHRAE Transactions*. Jg. 88, Nr. 1, S. 185–196.

SHAH, M. M., 2009. An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes. *HVAC&R Research*. Jg. 15, Nr. 5, S. 889–913. Abgerufen unter DOI: 10.1080/10789669.2009.10390871.

SHAH, M. M., 2013. General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification. *ASHRAE Transactions*. Jg. 119.

SHAH, M. M., 2016a. A correlation for heat transfer during condensation in horizontal mini/micro channels. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 64, S. 187–202. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.12.008.

SHAH, M. M., 2016b. Comprehensive correlations for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels in all orientations. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 67, S. 22–41. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.03.014.

SHAH, M. M., 2017. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 74, S. 606–626. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.023.

SHIFERAW, D.; HUO, X.; KARAYIANNIS, T. G.; KENNING, D. B. R., 2007. Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 50, Nr. 25, S. 5177–5193. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.002.

SINNET, M., 2007. 787 No-Bleed Systems: Saving Fuel and Enhancing Operational Efficiencies. In: *Aero Quarterly Qtr_04* [online] [besucht am 24. 09. 2017]. Abgerufen unter: http://www.boeing.com/commercial/aeromagazine/articles/qtr_4_07/AERO_Q407_article2.pdf.

SLINGERLAND, R.; ZANDSTRA, S., 2007. Bleed Air versus Electric Power Off-takes from a Turbofan Gas Turbine over the Flight Cycle. In: *7th AIAA Aviation Technology, Integration and Operations Conference*. Belfast, 18. bis 20. September 2007. Abgerufen unter DOI: 10.2514/6.2007-7848.

SOLIMAN, H. M., 1982. On the annular-to-wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. Jg. 60, Nr. 4, S. 475–481. Abgerufen unter DOI: 10.1002/cjce.5450600405.

SPECHT, E., 2007. *Der Mensch als wärmetechnisches System*. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.

STEINER, D.; TABOREK, J., 1992. Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model. *Heat Transfer Engineering*. Jg. 13, Nr. 2, S. 43–69. Abgerufen unter DOI: 10.1080/01457639208939774.

SUN, L.; MISHIMA, K., 2009. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels. *International Journal of Multiphase Flow*. Jg. 35, Nr. 1, S. 47–54. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2008.08.003.

THOME, J. R., 2010. *Engineering Data Book III*. Lausanne: Wolverine Tube, Inc.

THOME, J. R.; DUPONT, V.; JACOBI, A. M., 2004. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 47, Nr. 14, S. 3375–3385. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.006.

TILLNER-ROTH, R.; BAEHR, H. D., 1994. An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. Jg. 23, S. 657–729.

TORENBEEK, E., 2013. *Synthesis of Subsonic Airplane Design: An introduction to the preliminary design of subsonic general aviation and transport aircraft, with emphasis on layout, aerodynamic design, propulsion and performance*. Springer Science und Business Media.

TURAU, V.; WEYER, C., 2015. *Algorithmische Graphentheorie*. Berlin: De Gruyter.

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2013. *VDI-Wärmeatlas*. 11. Aufl. Hrsg. von VDI E.V. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. Abgerufen unter DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3.

WAGNER, T., 2001. *Vorlesungsskript Physik der Atmosphäre I* [online]. Universität Heidelberg [besucht am 20. 11. 2017]. Abgerufen unter: http://joseba.mpch-mainz.mpg.de/chemphys.htm.

WANG, C.-C., 1999. Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers: A contribution to datatabank. *Experimental Heat Transfer*. Jg. 12, Nr. 1, S. 73–89. Abgerufen unter DOI: 10.1080/089161599269825.

WANG, C.-C.; DU, Y.-J.; CHANG, Y.-J.; TAO, W.-H., 1999. Airside Performance of Herringbone Fin-and-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions. *Canadian Journal of Chemical Engineering*. Jg. 77, S. 1225–1230.

WANG, C.-C.; FU, W. -L.; CHANG, C.-T., 1997. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Jg. 14, Nr. 2, S. 174–186. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0894-1777(96)00056-8.

WANG, C.-C.; HWANG, Y. -M.; LIN, Y. -T., 2002. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 25, Nr. 5, S. 673–680. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00049-4.

WANG, C.-C.; JANG, J.-Y.; CHIOU, N.-F., 1999. A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 42, Nr. 10, S. 1919–1924.

WANG, C.-C.; LIAW, J.-S.; YANG, B.-C., 2011. Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 54, Nr. 5, S. 1024–1029. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.038.

WANG, Y.-H.; ZHANG, J.-L.; MA, Z.-X., 2017. Experimental determination of single-phase pressure drop and heat transfer in a horizontal internal helically-finned tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 104, S. 240–246. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.045.

WEICKER, K., 2015. *Evolutionäre Algorithmen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

WEIGAND, B.; KÖHLER, J.; VON WOLFERSDORF, J., 2010. *Thermodynamik kompakt*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

WHEELER, P.; BOZHKO, S., 2014. The More Electric Aircraft: Technology and challenges. *IEEE Electrification Magazine*. Jg. 2, Nr. 4, S. 6–12. Abgerufen unter DOI: 10.1109/MELE.2014.2360720.

WHITE, F. M., 1991. *Viscous Fluid Flow*. New York: McGraw-Hill.

WILSON, M. J.; NEWELL, T. A.; CHATO, J. C.; FERREIRA, C. A. I., 2003. Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes. *International Journal of Refrigeration*. Jg. 26, Nr. 4, S. 442–451. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00157-3. New Developments in Condensation Heat Transfer.

WONGWISES, S.; CHOKEMAN, Y., 2005. Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers. *Energy Conversion and Management*. Jg. 46, Nr. 13, S. 2216–2231. Abgerufen unter DOI: 10.1016/j.enconman.2004.09.011.

YAN, Y. Y.; LIN, T. F., 1998. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 42, S. 697–708.

YUN, R.; KIM, Y.; KIM, M. S.; CHOI, Y., 2003. Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO2 in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Jg. 46, Nr. 13, S. 2353–2361. Abgerufen unter DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00540-9.

ZHU, C.; BYRD, R. H.; LU, P.; NOCEDAL, J., 1997. Algorithm 778: L-BFGS-B: Fortran Subroutines for Large-scale Bound-constrained Optimization. *ACM Transactions on Mathematical Software*. Jg. 23, Nr. 4, S. 550–560. Abgerufen unter DOI: 10.1145/279232.279236.