



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Timo Nowak

Erstellung und Anwendung von
dynamischen Modellen für Anlagenmodule
zur Förderluftaufbereitung in Modelica

Timo Nowak

**Erstellung und Anwendung von dynamischen
Modellen für Anlagenmodule zur
Förderluftaufbereitung in Modelica**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung
im Studiengang Maschinenbau/Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Imtech Deutschland GmbH & Co. KG
Abteilung Forschung und Entwicklung
Hammer Straße 32
22041 Hamburg

Erstprüferin: Prof. Dr. Heike Frischgesell
Zweitprüfer: Dipl. Ing. Moritz Nimax

Abgabedatum: 23.05.2013

Zusammenfassung

Timo Nowak

Thema der Bachelorarbeit

Erstellung und Anwendung von dynamischen Modellen für Anlagenmodule zur Förderluftaufbereitung in Modelica

Stichworte

Modelica, dynamische Simulation, Anlagensimulation, Modellerstellung, Förderluftaufbereitung, Energieeffizienz, Wärmerückgewinnung, Milchindustrie, Pulverförderung

Kurzzusammenfassung

Im Rahmen des Forschungsprojektes "Energie- und Klimaeffizienz in der Milchindustrie durch intelligente Kopplung von Energieströmen", werden in dieser Arbeit dynamische Simulationsmodelle zur Förderluftaufbereitung in Modelica erstellt und simuliert. Ziel ist die Identifikation von Effizienzmaßnahmen und deren Umsetzung in ein Simulationsmodell. Von den erstellten Modellen wird das Modell einer Förderluftkonditionierstation, in einem Gesamtmodell der Förderluftbereitstellung, mit Hilfe einer Jahressimulation für den Ist-Zustand analysiert. Durch die Implementierung einer inneren Wärmerückgewinnung in der Anlage werden signifikante Einsparungen im Verbrauch thermischer und elektrischer Energie erzielt. Weitreichende Änderungen an den Bestandsanlagen sind für die Umsetzung dieser Maßnahmen nicht notwendig.

Timo Nowak

Bachelor Thesis title

Erstellung und Anwendung von dynamischen Modellen für Anlagenmodule zur Förderluftaufbereitung in Modelica

Keywords

Modelica, dynamic simulation, plant simulation, model generation, feed air conditioning, energy efficiency, heat recovery, dairy industry, powder handling

Abstract

For the purpose of the research project "Energy and climate efficiency in the dairy industry by intelligent linking of energy flows" dynamic simulation models for feed air conditioning are created and simulated by using the Modelica programming language in this paper. The objective is the identification of efficiency measures and their implementation in a simulation model. One of the developed models which is the feed air conditioning system is analyzed by multiple one year simulations within a complete model of the feed air supply system based on its actual state. It will be shown that significant savings in the consumption of thermal and electrical energy can be realized by implementing an internal heat-recovery in the system. Major changes are not necessary to the existing systems to implement these measures.

Inhaltsverzeichnis

Aufgabenstellung	iii
Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	vii
Nomenklatur	ix
1. Einleitung	1
2. Grundlagen	3
2.1. Zu modellierende Systeme	3
2.1.1. Drehkolbengebläse (Roots-Gebläse)	3
2.1.2. Schraubenkompressor	4
2.1.3. Förderluftkonditionierstation	5
2.1.4. Sorptionsrad	5
2.2. Verwendete Simulationssoftware	6
2.3. Genereller Aufbau eines Modelica-Modells	7
2.3.1. Klassen	8
2.3.2. Funktionen	8
2.3.3. Konnektoren	10
2.4. Die HKSim Bibliothek	11
2.4.1. Erhaltungsgleichungen im Kontrollvolumen	11
2.4.2. Berechnung des Druckverlustes	12
2.4.3. Berechnung der Stoffwerte	13
2.4.4. Konnektoren	13
2.4.5. Vorhandene Modelle	14
2.5. Die CompFlowWRG - Bibliothek	15
2.5.1. Erhaltungsgleichungen im Kontrollvolumen	15
2.5.2. Berechnung des Druckverlustes	17
2.5.3. Berechnung der Stoffwerte	18
2.5.4. Konnektoren	18
2.5.5. Vorhandene Modelle	19
3. Modellierung der Basiskomponenten	23
3.1. Das Kompressor-Basismodell	23
3.1.1. Aufbau und Funktionsweise	23
3.1.2. Mathematische Modellierung	24
3.2. Drehkolbengebläse (Roots-Gebläse)	27
3.2.1. Aufbau und Funktionsweise	27
3.2.2. Mathematische Modellierung	28
3.2.3. Validierung des Modells	28

3.3. Schraubenkompressor mit WRG	31
3.3.1. Aufbau und Funktionsweise	31
3.3.2. Mathematische Modellierung	33
3.3.3. Validierung des Modells	33
3.4. Sorptionsrad	36
3.4.1. Aufbau und Funktionsweise	37
3.4.2. Mathematische Modellierung	39
3.4.3. Validierung	42
4. Modellierung der Förderluftkonditionierstation	47
4.1. Aufbau und Funktionsweise	47
4.2. Validierung	49
5. Analyse und Optimierung der Förderluftkonditionierstation	53
5.1. Abbildung und Analyse des Ist-Zustandes	54
5.1.1. Analyse des Betriebsverhaltens	56
5.2. Beschreibung der Effizienzmaßnahmen	60
5.2.1. Variante A: Ist-Zustand	61
5.2.2. Variante B: Wärmerückgewinnung mit zusätzlicher Beheizung	63
5.2.3. Variante C: Interne Wärmerückgewinnung mit Massenstromregelung	66
5.3. Auswertung der Jahressimulationen	69
5.3.1. Jahreswärme- und Kältebedarf	69
5.3.2. Jahresenergie- und Wasserbedarf	70
5.3.3. Übertragene Wärmeströme	73
5.3.4. Vergleich der Austrittszustände	74
6. Zusammenfassung	77
7. Ausblick	79
Literaturverzeichnis	81
A. Anhang	83
A.1. Datenblatt des Drehkolbengebläses	83
A.2. Datenblatt der Förderluftkonditionierstation	84
A.3. Datenblatt des Kühlturms	85



**Aufgabenstellung für eine Bachelorarbeit im Bereich dynamische
Anlagensimulation bei Imtech Deutschland GmbH & Co. KG Forschung und
Entwicklung**

Thema:

**Erstellung und Anwendung von dynamischen Modellen für
Anlagenmodule zur Förderluftaufbereitung in Modelica**

Im Rahmen des durch die Bundesanstalt für Landwirtschaft und Ernährung (BLE) geförderten Forschungsprojektes mit dem Titel „Energie- und Klimaeffizienz in der Milchindustrie durch intelligente Kopplung von Energieströmen“ soll für den Standort Altentreptow des Deutschen Milchkontors (DMK) durch Imtech Forschung und Entwicklung ein Simulationsmodell der Anlagen zur Bereitstellung der am Standort benötigten Nutzenergie erstellt werden. Die benötigten Arten der Nutzenergie beinhalten:

- Dampf
- Eiswasser
- Förderluft
- Druckluft

Im Rahmen der hier angebotenen Bachelorarbeit sollen, nach einer Einarbeitung in Dymola und in die bei Imtech Forschung und Entwicklung vorhandenen Modellbibliotheken zur dynamischen Berechnung kompressibler Strömungen in technischen Kanalnetzen, Modelle zur Bereitstellung und Konditionierung der Förderluft erstellt und zu einem Gesamtmodell der Förderluftbereitstellung kombiniert werden. Die auf ca. 1 bar(g) Überdruck zu verdichtende Luft muss, da sie zur Förderung von kristalliner Laktose genutzt wird, nach der Verdichtung entfeuchtet und anschließend auf ein vorgegebenes Temperaturniveau angehoben werden. Aufgabe ist es, die unterschiedlichen Methoden der Entfeuchtung in Modellen abzubilden, darunter sorptive Entfeuchtung und Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung. Dabei kann auf einen Fundus bei Imtech Forschung und Entwicklung bestehender Modelle zurückgegriffen werden, die zu erweitern und anzupassen sind, um den Anforderungen gerecht zu werden.

Abbildungsverzeichnis

2.1. Querschnitt durch ein dreiflügliges Rootsgebläse der Fa. Borsig Compression ZM (modifiziert aus [1])	3
2.2. Funktionsprinzip des Schraubenverdichters. 1: Ansaugen, 2+3: Verdichten, 4: Ausströmen (modifiziert aus [2])	4
2.3. Schematische Darstellung der Wärmerückgewinnung aus dem Ölkreislauf eines Schraubenkompressors (modifiziert aus [2])	4
2.4. Förderluftkonditionierstation (Weisshaar LKTA) [3]	5
2.5. Sorptionsregenerator mit Spülzone für climatechnische Anwendungen [4]	6
2.6. Typischer Arbeitsablauf bei der Simulation mit Dymola: 1) Erstellung von Einzelmodellen 2) Erstellung und Parametrisierung des Gesamtmodells 3) Auswertung der Simulationsergebnisse	7
2.7. Hierarchischer Aufbau eines einfachen elektrischen Antriebsstranges in Modelica (Modelica-Standard-Library-Beispiel)	8
2.8. Icon der Quellen und Senken	14
2.9. Icon des Regelventils	15
2.10. Icon der Quelle und Senke	19
2.11. Icon des Ventils	19
2.12. Modellaufbau des Ventils	20
2.13. Icon des Rohrmodells	20
2.14. Icon des Luft-Sole NTU Modells	21
2.15. Icon des Luftkühlers	21
2.16. Icon des elektrischen Lufterhitzers	22
3.1. Icon des Kompressor-Basismodells	23
3.2. Icon des Drehkolbengebläses	27
3.3. Das Drehkolbengebläse in der Modellansicht	28
3.4. Icon des Schraubenkompressormodells	31
3.5. Der Schraubenkompressor in der Modellansicht	32
3.6. Vergleich der nutzbaren Ölwärme und der Verdichtungsendtemperatur	36
3.7. Input-Kennfeld aus den Daten des Wärmeatlas-Kennfeldes	37
3.8. Icon des Sorptionsrades	38
3.9. Das Sorptionsrad in der Modellansicht	38
3.10. Validierungsmodell des Sorptionsrades	42
4.1. Icon des Förderluftkonditionierstation-Modells	47
4.2. Modellebene des Förderluftkonditionierstation-Modells	48
4.3. Validierungsmodell des Förderluftkonditionierstation-Modells	49
5.1. Modelica Diagramm der Förderluftaufbereitung durch das Sorptionsrad; Probesimulation einer möglichen Anlagenschaltung	53
5.2. Modell zur Abbildung des Ist-Zustandes	54

5.3. Messschrieb der FLKS des Laktosetrockners	55
5.4. Simulationsverläufe	55
5.5. Eintrittsprofil der absoluten Feuchte	56
5.6. Absolute Austrittsfeuchte $\dot{m}_{W,VK}$ Variation	58
5.7. Wasseraustrittstemperatur des Vorkühlers $\dot{m}_{W,VK}$ Variation	59
5.8. Spezifische übertragene Wärme in Abhängigkeit des Vorkühlerwassermassenstroms	59
5.9. Jahrestemperaturverlauf der Region	60
5.10. Jahresfeuchteverlauf der Region	61
5.11. Gesamtmodell der Variante A	62
5.12. Verlauf des Förderdruckes über einen Zeitraum von drei Wochen	62
5.13. Förderluftkonditionierstation Variante B	65
5.14. Gesamtmodell der Varianten B und C	66
5.15. Förderluftkonditionierstation Variante C	67
5.16. Luftaustrittstemperatur des Nacherhitzers als $f(\vartheta_{L,VK_2})$	68
5.17. Luftaustrittsfeuchte des Hauptkühlers als $f(\vartheta_{L,HK_2})$	68
5.18. Jahreswärme- und Kältebedarf der Wärmeübertrager	70
5.19. Verbrauch der Energieträger	71
5.20. Frischwasserverbrauch des Kühlturms	72
5.21. An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Vorkühlers	73
5.22. An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Hauptkühlers	73
5.23. An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Hauptkühlers für einen Tag mit hoher Eintrittsfeuchte	74
5.24. An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Nacherhitzers	74
5.25. Verlauf der Austrittsfeuchte	75
5.26. Verlauf der Austrittstemperatur	75

Tabellenverzeichnis

2.1. Eine Auswahl der verwendeten Modelica-Klassen[6]	9
2.2. Typen von verwendeten Konnektoren physikalischer Größen der Modelica Standardbibliothek	10
2.3. Typen von Konnektoren von Signalgrößen der Modelica Standardbibliothek	11
2.4. Typen von verwendeten Konnektoren physikalischer Größen der Modelica Standardbibliothek	14
3.1. Leistungsdaten Aerzen DeltaVBlower GM 35 S (Anhang A.1)	29
3.2. Vergleich der isentropen Verdichtungsleistungen P_s des Drehkolbengebläses	29
3.3. Ergebnisse der Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades auf Basis der Leistungsdaten	30
3.4. Vergleich der Enthalpien der Handrechnung und Simulation	30
3.5. Gegebene Daten für die Validierung	34
3.6. Vergleich der isentropen Verdichtungsleistungen P_s des Schraubenkompressors	34
3.7. Ergebnisse der Validierung	35
3.8. Randbedingungen der Validierungsrechnung	43
3.9. Berechnete Parameter auf Grundlage der Beispielrechnung	43
3.10. Eintrittszustände der Luftströme	44
3.11. Vergleich der realen Austrittstemperaturen und -feuchtebeladungen der Simulation und Beispielrechnung	44
3.12. Vergleich der idealen Temperaturen und Feuchtebeladungen der verschiedenen Berechnungsmethoden	45
4.1. Randbedingungen der Validierungsrechnung (Anhang A.2)	50
4.2. Vergleich der Luftaustrittstemperaturen und der relativen Feuchte der Simulation und der technischen Daten	51
4.3. Vergleich der Wasseraustrittstemperaturen und -massenströme der Simulation und der technischen Daten	51
5.1. Randbedingungen der Optimierungsrechnung	57
5.2. Parametrisierung des Kühlturms (Anhang A.3)	63
5.3. Parametrisierung der Temperaturen für Variante B in $^{\circ}C$	64
5.4. Parametrisierung Variante C in $^{\circ}C$	69
5.5. Betrag des Jahreswärme- und Kältebedarfs in [GWh]	70
5.6. Verbrauch der Energieträger in [GWh]	72
5.7. Ersparnis im Vergleich zum Ist-Zustand in %	72
5.8. Maximale relative Feuchte am Austritt bei einem Druck von 1,6 bar	76

Nomenklatur

Sofern nicht anders angegeben, bezieht sich die Einheit [bar] auf den absoluten Druck. Die Angabe des Druckes relativ zum atmosphärischen Druck wird mit [bar(g)] für „bar gauge“ angegeben.

Formelzeichen

T	absolute Temperatur	K
ϑ	Celsius-Temperatur	$^{\circ}C$
p	Druck (absolut)	bar
p	Druck (relativ zum atmosphärischen Druck)	$bar(g)$
H	Enthalpie	J
h	spezifische Enthalpie	J/kg
U	Innere energie	J
u	spezifische innere Energie	J/kg
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
q	Wärmestrom (Quellterm)	W
η	dynamische Viskosität	$Pa \cdot s$
ρ	Dichte	kg/m^3
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
L	Länge	m
C	Umfang	m
A	Fläche	m^2
v	Strömungsgeschwindigkeit	m/s

Nomenklatur

k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	$J/kg\ K$
c_v	spezifische isochore Wärmekapazität	$J/kg\ K$
κ	Isentropenexponent	—
k_R	Rohrwandrauhigkeit	mm
λ	Rohrreibungszahl	—
R	spezifische Gaskonstante	$J/kg\ K$
w_i	spezifische innere Arbeit	J/kg
Q_{spez}	spezifische übertragene Wärme	kJ/m^3
w	Massenanteil	kg/kg
X	absolute Feuchte	kg/kg
x	absolute Feuchte bezogen auf die Masse der trockenen Luft	kg/kg_{tr}
φ	relative Feuchte	—
ζ	Druckverlustbeiwert	—
Re	Reynoldszahl	—
Φ	Volumenverhältnis	—
Π	Druckverhältnis	—
λ_l	Liefergrad	—
φ_r	Rotationswinkel	—
τ	Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	$1/s$
η_{el}	elektrischer Wirkungsgrad	—
η_s	isentropischer Wirkungsgrad	—
η_{mech}	mechanischer Wirkungsgrad	—
η_{hum}	Entfeuchtungsgrad der Wirkungsgradmethode	—
η_E	Entfeuchtungsgrad der Kennfeldmethode	—
COP	Coefficient of Performance	—
α, β	Winkel	$^\circ$
J	Trägheitsmoment	kg/m^2
s	Tiefe	mm

t	Zeit	s
R_e	elektrischer Widerstand	Ω
α_T	Temperaturkoeffizient	$1/K$

Indizes

1	Eintritt
2	Austritt
a	Zustand a
b	Zustand b
max	Maximalwert
min	Minimalwert
m	Mittelwert
i	mathematischer Index, innen
s	isentrop
v	Verlust
hyd	Hydraulisch
100	Nenngröße
n	Normal zur Strömungsrichtung
amb, umg	Umgebungszustand
ges	Gesamt
$spez$	spezifisch
$soll$	Sollwert
zu	zugeführt
el	elektrisch
U	Umlauf
V	Verdichtungsende
L	Luft
W	Wasser
P	Prozessluft
R	Regenerationsluft

F	Förder-
k	Kolbenquerschnitt
N	Normzustand

mathematische Konstanten und Symbole

π	Kreiszahl
e	Euler-Zahl
Δ	Differenz

Abkürzungen

et v.v.	et vice versa (und umgekehrt)
KF	Kennfeld
KV	Kontrollvolumen
FLKS	Förderluftkonditionierstation
VDI-WA	VDI-Wärmeatlas
MD	Messdaten
AD	Auslegungsdaten
TD	technische Dokumentation
TRY	Testreferenzjahr

Hervorhebungen

model	Modelica Quelltext und Bezeichnungen
BLASIUS	Namen

1. Einleitung

Die industrielle Milchverarbeitung ist eine der energieintensivsten Branchen der Lebensmittelindustrie. Besonders hoch ist der Energieverbrauch im Bereich der Molkeverarbeitung. Aus der, bei der Käseherstellung anfallenden, Molke werden hochwertige Zucker- und Eiweißprodukte gewonnen. Die Trocknung, Weiterverarbeitung und Förderung der überwiegend aus Wasser bestehenden Molke ist ein energieintensiver Prozess. Den größten Anteil hat hier die thermische Energie.

Im Rahmen des durch die Bundesanstalt für Landwirtschaft und Ernährung (BLE) geförderten Projektes „Energie und Klimateffizienz in der Milchindustrie durch intelligente Kopplung von Energieströmen“ wird für den Standort Altentreptow des Deutschen Milchkontors (DMK) ein Simulationsmodell der Anlagen zur Bereitstellung der benötigten Nutzenergie erstellt. Ziel ist die Identifikation von möglichen Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz der Prozesse und die Erweiterung der Simulationsmodelle zur Abbildung dieser Maßnahmen.

In dieser Arbeit werden im ersten Teil dynamische Modelle von Anlagenteilen zur Förderluftaufbereitung und Drucklufterzeugung erstellt. Die Modelle sollen im weiteren Verlauf des Projektes zur Erstellung von Gesamtmodellen der Produktionsanlagen eingesetzt werden. Im zweiten Teil wird ein Gesamtmodell der Förderluftaufbereitung erstellt und Maßnahmen zur Effizienzsteigerung identifiziert. Die Maßnahmen werden in das Simulationsmodell übernommen und die Ergebnisse mit dem Ist-Zustand der Anlage verglichen. Das Modell bildet die Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung und die Temperierung der Luft ab. Ziel ist es, die hierzu eingesetzten Nutzenergieströme optimal zu nutzen ohne die Bestandsanlagen grundlegend zu verändern.

Für die Erstellung der Modelle wird die objektorientierte Programmiersprache Modelica eingesetzt. Als Programmier- und Simulationsumgebung dient die Software Dymola in der Version 2013. Die Grundlage für die Erstellung der Einzel- und Gesamtmodelle bilden bereits existierende Modellbibliotheken. Die bestehenden Modelle werden zur Abbildung der Anlagen erweitert und neue Modelle werden erstellt. Die Bibliotheken zur Abbildung von Prozessen zur Wärme- und Kälteerzeugung und zur Simulation von kompressiblen Strömungen werden von der Imtech Deutschland GmbH & Co. KG, Abteilung Forschung und Entwicklung zur Verfügung gestellt.

2. Grundlagen

Um die in dieser Arbeit erstellten Modelle und die durchgeführten Simulationen besser nachvollziehen zu können, soll in diesem Kapitel zunächst ein Verständnis für die Grundlagen vermittelt werden. Die zu modellierenden Systeme werden vorgestellt und die allgemeine Funktionsweise der verwendeten Software erläutert. Hauptaugenmerk dieses Kapitels liegt auf den eingesetzten Modellbibliotheken. Die Kenntnis der allgemeinen mathematischen Arbeitsweise dieser Bibliotheken ist die Grundlage für eine korrekte Modellierung neuer Systeme und die Durchführung sowie Interpretation der Simulationsergebnisse.

2.1. Zu modellierende Systeme

In diesem Abschnitt werden die Systeme und Apparate, die in dieser Arbeit als dynamische Modelle abgebildet werden, in ihrer grundsätzlichen Funktionsweise erläutert.

2.1.1. Drehkolbengebläse (Roots-Gebälse)

Die Förderluftkonditionierstationen (Abschnitt 2.1.3) werden von Drehkolbengebläsen des Typs Aerzen DeltaBlower mit Luft versorgt. Ein Drehkolbengebläse besteht aus zwei zylindrischen Kolben mit zwei oder drei Flügeln (siehe Abbildung 2.1), welche gegenläufig rotieren. Die Kolben sind entlang ihrer Rotationsachse nicht verwunden, wodurch das Volumen zwischen Kolben und Gehäuse während der Drehung konstant bleibt. Durch die Volumenkonstanz erfolgt im Drehkolbengebläse keine innere Verdichtung. Die Druckerhöhung erfolgt bei Verbindung einer Kammer mit dem Druckstutzen, durch Rückströmung von der Druckseite [1]. Die Förderluft wird von den Gebläsen auf einen Druck von 1,2 bis 1,6 bar verdichtet.

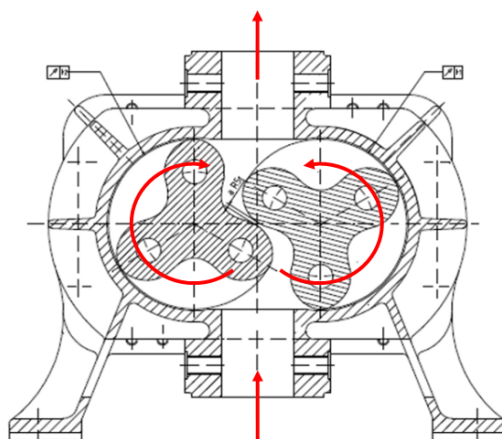


Abbildung 2.1.: Querschnitt durch ein dreiflügliges Rootsgebläse der Fa. Borsig Compression ZM (modifiziert aus [1])

2.1.2. Schraubenkompressor

Druckluft höherer Drücke (6 – 8 bar) wird in vielen Komponenten der Anlage benötigt. Unter anderem als Sperrluft für Durchblassschleusen, welche die pulverförmigen Medien dosieren und transportieren.

Im Gegensatz zum Roots-Gebläse sind die Kolben bei einem Schraubenkompressor um ihre Rotationsachse verwunden (siehe Abbildung 2.2). Es entsteht eine innere Verdichtung, da sich das Volumen während einer Umdrehung stetig verringert. Das innere Volumenverhältnis und damit auch das innere Druckverhältnis sind von der Schrauben- und Gehäusegeometrie abhängig. Bei der Verdichtung von Luft auf solch hohe Drücke wird eine

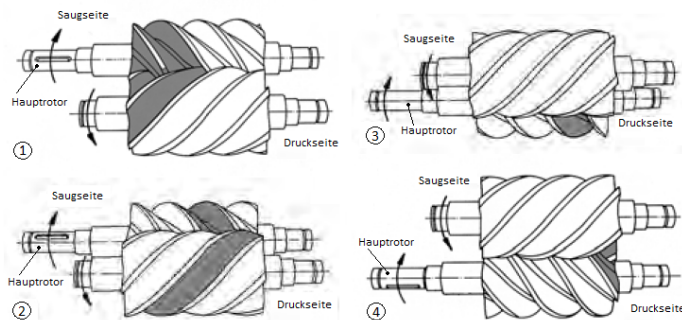


Abbildung 2.2.: Funktionsprinzip des Schraubenverdichters. 1: Ansaugen, 2+3: Verdichten, 4: Ausströmen (modifiziert aus [2])

große Menge an Wärmeenergie frei. Diese wird in Schraubenkompressoren zum Großteil von der Öleinspritzung abgeführt. Das Öl durchläuft einen Kreislauf, in welchem es in einem Ölkühler mit Luft gekühlt wird. Die abgeführte Wärmeenergie wird im Normalfall ungenutzt an die Umgebung abgegeben. Eine energetisch sinnvollere Lösung, welche im Modell abgebildet wird, ist die Kühlung des etwa 80 – 90 °C warmen Öls in einem weiteren vorgeschalteten Ölkühler wie in Abbildung 2.3 zu sehen. Das Öl heizt einen Wassermassenstrom auf und erzeugt dadurch Warmwasser von bis zu 70 °C.

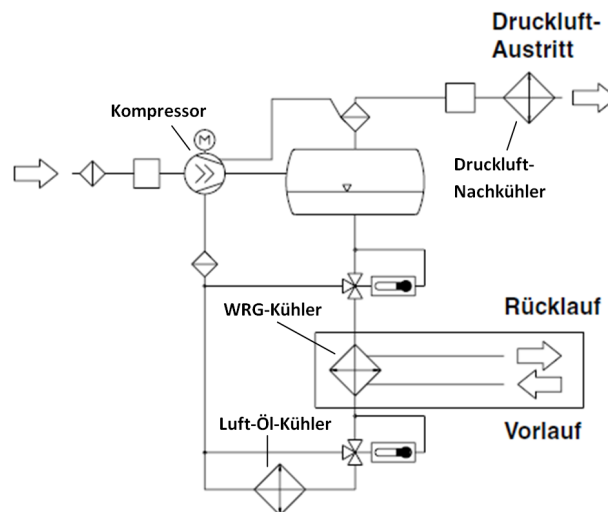


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung der Wärmerückgewinnung aus dem Ölkreislauf eines Schraubenkompressors (modifiziert aus [2])

2.1.3. Förderluftkonditionierstation

Zur Förderung der pulverförmigen Medien in der Anlage (z. B. Laktosepulver) dient ein Luftstrom, welcher von den bereits beschriebenen Drehkolbengebläsen erzeugt wird. Das Pulver wird mit dem Luftstrom durch Rohrleitungen transportiert. Um die Qualität des Produktes nicht zu beeinträchtigen und eine zuverlässige Förderung zu gewährleisten, muss die Förderluft konditioniert werden. Die Luft muss entfeuchtet und auf eine bestimmte Temperatur gebracht werden. Hierzu werden so genannte Förderluftkonditionierstationen



Abbildung 2.4.: Förderluftkonditionierstation (Weisshaar LKTA) [3]

(Abbildung 2.4) verwendet. Die Förderluft durchströmt in der Anlage nacheinander drei Wärmeübertrager: Vorkühler, Hauptkühler und Nacherhitzer. Im Vorkühler wird die durch Druckerhöhung im Gebläse stark erhitze Luft ($50 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$) auf eine Temperatur von etwa $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ vorgekühlt. Im nachfolgenden Hauptkühler erfolgt die Entfeuchtung der Luft mittels Kondensation durch Taupunktunterschreitung. Die Luft wird auf etwa $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ abgekühlt und das anfallende Kondensat abgeleitet. Schließlich passiert der Luftstrom den Nacherhitzer, welcher die Luft wieder auf die für den Prozess erforderliche Temperatur erwärmt.

2.1.4. Sorptionsrad

Neben den Förderluftkonditionierstationen, welche die Prozessluft durch Kühlung entfeuchten, wurde auch ein Sorptionsrad zur Entfeuchtung eingesetzt¹. Ein Sorptionsrad oder Sorptionsregenerator ist ein sich langsam drehendes Rad, welches mit einer Wabenstruktur versehen ist. Diese Struktur erzeugt eine große Oberfläche und ist mit hygroskopischem Material (z. B. Silicagel) beschichtet. Das Rad ist in mindestens zwei Sektoren aufgeteilt und wird auf einer Seite mit der zu entfeuchtenden Prozessluft durchströmt. Die Entfeuchtung erfolgt durch Bindung der Wassermoleküle am hygroskopischen Material. Die andere Seite wird im Gegenstrom mit heißer Regenerationsluft durchströmt und entzieht dem Sorptionsrad das gebundene Wasser. Es erfolgt eine kontinuierliche Entfeuchtung.

Durch die kontinuierliche Drehung des Rades und das Volumen der Zellen gerät ein geringer Fortluftanteil in die Zuluft, welcher als Mitrotation bezeichnet wird. Soll der Fortluftanteil aus hygienischen oder anderen Gründen minimiert werden, so wird das Sorptionsrad mit einer Spülzone ausgestattet. Beim Übergang von der Fortluft- in die Zuluftzone werden die Zellen, wie in Abbildung 2.5 dargestellt, durch die frische Zuluft ausgespült, was den Fortluftanteil der Zuluft auf ein Minimum reduziert.

¹Die Anlage wurde während der Erstellung dieser Arbeit stillgelegt, ist aber noch am Standort vorhanden.

Die exakte Berechnung des Sorptionsvorgangs ist sehr komplex und erfordert viele detaillierte Informationen über die Beschaffenheit des Sorptionsrades und des hygroskopischen Materials. Die wichtigsten Größen bei der Entfeuchtung sind die Austrittsfeuchte und -temperatur der Prozessluft und der Regenerationsluft. Die Austrittszustände der Prozess-

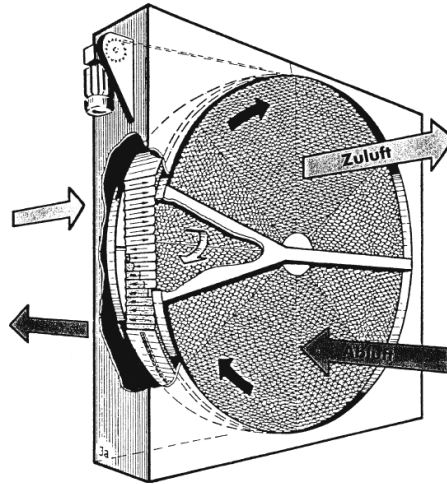


Abbildung 2.5.: Sorptionsregenerator mit Spülzone für climatechnische Anwendungen [4]

luft können mit einem Kennfeldansatz berechnet werden. Leistungskennfelder für Sorptionsräder liegen normalerweise beim Hersteller eines Sorptionsrades vor. Sie gelten immer für einen fest definierten Satz von Randbedingungen. Dazu zählen die Temperatur und Feuchte der Regenerationsluft, die Drehzahl des Rades und die Anströmgeschwindigkeit vor dem Rad. Bei sich ändernden Zuständen (Temperatur und Feuchte) der Regenerationsluft können auf Grundlage eines vorhandenen Kennfeldes die Austrittszustände der Prozessluft mit verminderter Genauigkeit berechnet werden. Alle anderen Parameter, für welche das Kennfeld Gültigkeit besitzt, müssen jedoch konstant bleiben.

2.2. Verwendete Simulationssoftware

Für die Simulation der Anlagenteile und zur Erstellung der einzelnen Komponenten wird die Simulationssoftware Dymola in der Version 2013 verwendet. Dymola ist eine grafische Simulationsumgebung für die Programmiersprache Modelica. Die Erstellung eines physikalischen Gesamtmodells erfolgt als Objektdiagramm durch die Verknüpfung verschiedener Einzelmodelle aus vorhandenen Modellbibliotheken. Die Einzelmodelle werden per Drag&Drop dem Gesamtmodell hinzugefügt, verbunden und parametrisiert. Nach der anschließenden Simulation des Modells können die Ergebnisse in Form von 2D-Plots und grafischer Darstellungen des Objektdiagramms ausgewertet und zur weiteren Verwendung exportiert werden. Es lassen sich auch eigene Modelle erstellen, welche entweder von Grund auf selbst erstellt werden oder aus bestehenden Modellen aufgebaut werden können. Ein typischer Abreitsablauf einer Modelica-Simulation mit Dymola ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

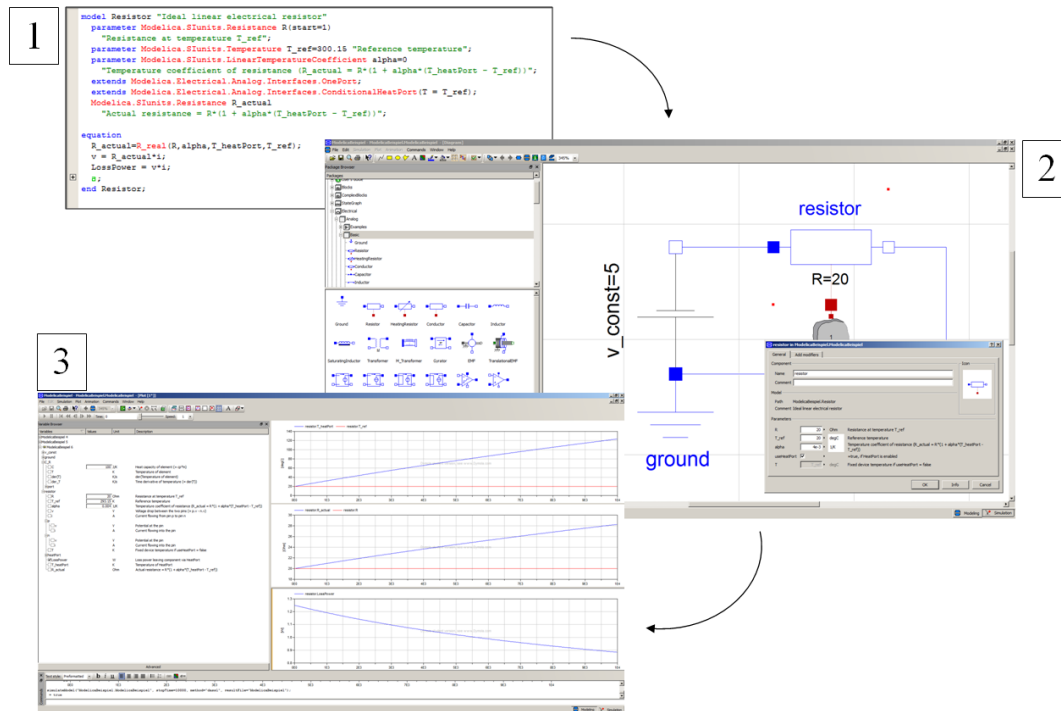


Abbildung 2.6.: Typischer Arbeitsablauf bei der Simulation mit Dymola: 1) Erstellung von Einzelmodellen 2) Erstellung und Parametrisierung des Gesamtmodells 3) Auswertung der Simulationsergebnisse

Modelica ist eine objektorientierte und gleichungsbasierte Programmiersprache zur Beschreibung physikalischer Systeme. Es können komplexe physikalische Systeme, deren Verhalten als Funktion der Zeit darstellbar ist, simuliert werden. Einer der großen Vorteile von Modelica ist die Möglichkeit fachübergreifende Probleme zu beschreiben. Dies wird als „multidomain modelling“ bezeichnet[5]. Die Systeme in dieser Arbeit enthalten unter anderem strömungsmechanische, thermodynamische und regelungstechnische Elemente.

Im folgenden Abschnitt wird näher auf die Arbeitsweise und grundlegende Funktionen von Modelica eingegangen.

2.3. Genereller Aufbau eines Modelica-Modells

Ausgehend von der höchsten Ebene eines Modelica-Modells, dem Gesamtsystem, soll im folgenden der Aufbau und die Funktionsweise von Modelica näher erläutert werden.

Physikalische Systeme sind in Modelica in einer hierarchischen Struktur aufgebaut. In der obersten Ebene steht das betrachtete Gesamtsystem, welches aus mehreren, miteinander verbundenen Komponenten bestehen kann. Eine Komponente kann aus Einzelkomponenten in einer tieferen Ebene zusammengesetzt sein. In der letzten Ebene der Modellstruktur wird eine Komponente durch diskrete, algebraische oder gewöhnliche Differentialgleichungen² beschrieben.

In Gleichungen müssen Variablen nicht als Inputs oder Outputs definiert werden. Es ist also eine akausale Programmierung und damit einen Signalfluss in beide Richtungen

²In der zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit aktuellen Modelica Version 3.3 werden nur gewöhnliche, zeitabhängige Differentialgleichungen unterstützt[6]

(bidirektional) möglich[5]. In Abbildung 2.7 ist der Aufbau eines einfachen Antriebsstranges in drei Ebenen dargestellt. Wiederkehrende Elemente müssen nur einmal erstellt werden und können in anderen Modellen als Teil eines neuen Modells verwendet werden oder mit all ihren Eigenschaften in ein neues Modell integriert sein. Letzteres wird durch den `extends`-Befehl ermöglicht, welcher einem Modell alle Eigenschaften des eingesetzten Modells zuordnet. Die in dieser Arbeit erstellten Modelle nutzen beide Varianten.

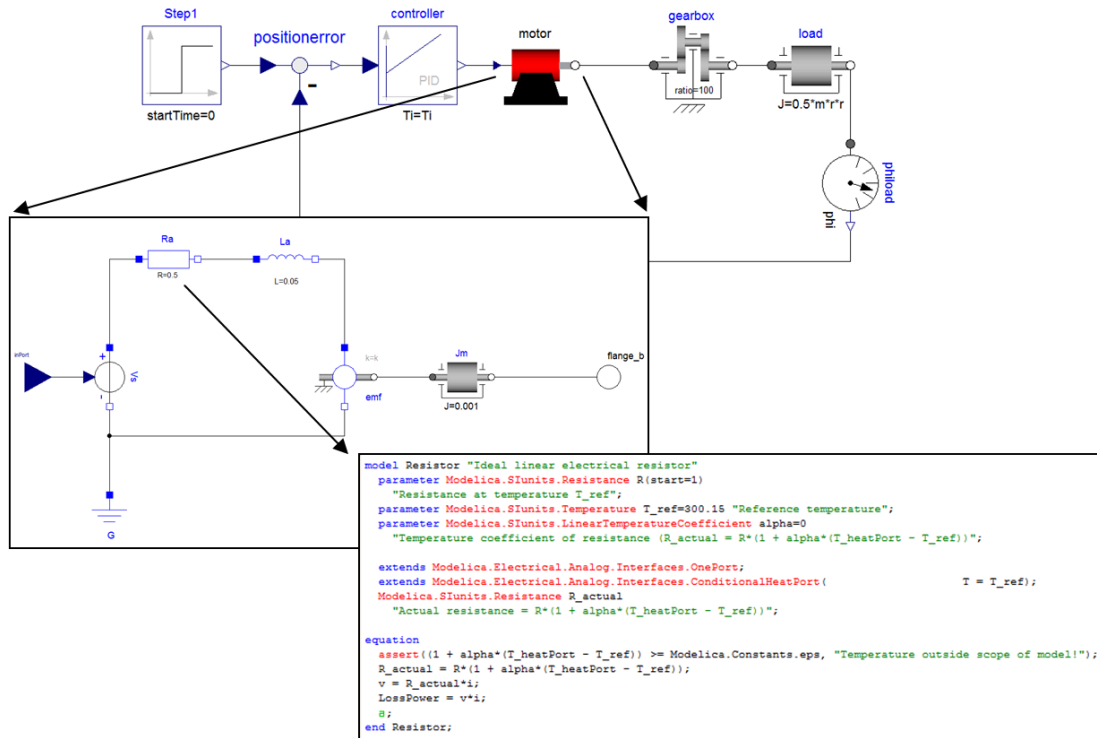


Abbildung 2.7.: Hierarchischer Aufbau eines einfachen elektrischen Antriebsstranges in Modelica (Modelica-Standard-Library-Beispiel)

2.3.1. Klassen

Die im vorigen Abschnitt beschriebenen Modelle bilden eine Modelica-Klasse, welche als `model` bezeichnet wird. Es existieren in Modelica noch weitere Klassen, von denen die wichtigsten in Tabelle 2.1 aufgeführt sind.

2.3.2. Funktionen

In Modelica wird zwischen Gleichungen und Funktionen unterschieden. Funktionen (`function`) können in allen Modellen verwendet werden und ermöglichen so die modulare Nutzung von wiederkehrenden Berechnungsalgorithmen. Eine erneute Programmierung ist damit nicht erforderlich.

Innerhalb einer Funktion müssen alle Variablen als `input` oder `output` definiert werden. Funktionen sind also im Gegensatz zu Gleichungen kausal und haben eine festgelegte Signalflossrichtung. Funktionen speichern keine Werte und der Aufruf der Funktion hat

Tabelle 2.1.: Eine Auswahl der verwendeten Modelica-Klassen[6]

Modelica	Name	Beschreibung
<code>package</code>	Paket	Übergeordnete Klasse, enthält nur Deklarationen von Modellen, Konstanten, Funktionen usw.
<code>model</code>	Modell	Deklaration eines abgeschlossenen Modelica-Modells ohne Einschränkungen
<code>function</code>	Funktion	Variablen als <code>input</code> oder <code>output</code> definiert, nur lokale Variablen nutzbar
<code>connector</code>	Konnektor	Verbindet Modelle, definiert ein- und austretende Fluss- und Potenzialgrößen
<code>block</code>	Block	Gleiche Eigenschaften wie <code>model</code> jedoch mit festen Signalflussrichtungen
<code>record</code>	Speicher	Zusammenfassung von Parametern und Variablen, keine Gleichungen, Algorithmen o. Ä. möglich

keine globalen Auswirkungen[5]. Das bedeutet, dass eine Funktion kein Teil des erzeugten Gleichungssystems einer Simulation ist.

Im Folgenden soll die Verwendung von Funktionen anhand eines Beispiels erläutert werden. Hierzu wird ein einfaches Modell eines elektrischen Widerstandes (modifiziert aus der Modelica Standard Library) herangezogen. Der Widerstand heizt sich aufgrund der Verlustleistung auf. Dadurch verändert sich der tatsächliche Widerstandswert durch die Temperaturerhöhung gegenüber dem Referenzwiderstand R_e .

Der (gekürzte) Quelltext des elektrischen Widerstandsmodells zeigt die Berechnung des temperaturabhängigen Widerstandes, des Stromes und der Verlustleistung. Alle Zeilen, welche sich im `equation`-Teil befinden, definieren den elektrischen Widerstand mit seinen beschreibenden Gleichungen.

```
model Resistor "Ideal linear electrical resistor"
[...]
equation
```

```
  R_actual=R_real(R,alpha,T_heatPort,T_ref);
  v = R_actual*i;
  LossPower = v*i;
```

```
end Resistor;
```

Die erste Zeile ist eine Inline-Funktion, welche den tatsächlichen elektrischen Widerstand nach folgender Gleichung berechnet.

$$R_{e,actual} = R_e (1 + \alpha_T (T_{heatPort} - T_{ref}))$$

$R_{e,actual}$ ist von der Temperatur und dem Temperaturkoeffizienten α_T [1/K]. Der Quelltext der Inline-Funktion ist nachfolgend dargestellt.


```

function R_real

input Modelica.SIunits.Resistance R;
input Real alpha;
input Modelica.SIunits.Temperature T_actual;
input Modelica.SIunits.Temperature T_ref;
output Modelica.SIunits.Resistance R_actual;

algorithm

R_actual:=R*(1 + alpha*(T_actual - T_ref));

end R_real;




```

Hier findet sich nun die Definition der Gleichung für den temperaturabhängigen Widerstand wieder. Die Funktion erhält als Eingangsgrößen die Variablen R_e , α , T_{actual} und T_{ref} in der definierten Reihenfolge und gibt den tatsächlichen Widerstand $R_{e_{actual}}$ aus.

2.3.3. Konnektoren

Konnektoren (**connector**) verbinden Modelle miteinander und ermöglichen den Datenaustausch zwischen ihnen. Zwei Modelle werden im **equation**-Teil des übergeordneten Modells mit dem **connect**-Befehl verbunden.

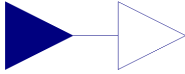
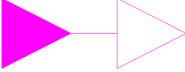

Tabelle 2.2.: Typen von verwendeten Konnektoren physikalischer Größen der Modelica Standardbibliothek

Icon	Beschreibung	Größe	Modelica-Name	Einheit	Art
	Fluidport	Druck	p	[Pa]	noFlow
		Massenstrom	m_flow	[kg/s]	Flow
		spez. Enthalpie	h_outflow	[J/kg]	Stream
		Massenanteil X	Xi_outflow	[kg/kg]	Stream
		Massenanteil C	Ci_outflow	–	Stream
	thermischer Port	Temperatur	T	[K]	noFlow
		Wärmestrom	Q	[W]	Flow
	mech. Port (Rotation)	Winkel	phi	[rad]	noFlow
		Drehmoment	tau	[Nm]	Flow

In einer **connector**-Klasse werden bis zu drei verschiedene Arten von Daten deklariert: **noFlow**- oder Potenzialvariablen, **flow**-Variablen und **stream**- Variablen. **noFlow**-Variablen werden bei einer Verbindung gleichgesetzt, z. B. die elektrische Spannung, entspre-

chend des 2. Kirchhoffschen Gesetzes. `flow`-Variablen werden durch eine Verbindung zu Null summiert, z. B. der elektrische Strom, entsprechend des 1. Kirchhoffschen Gesetzes. Durch jeden `connect`-Befehl wird ein Satz solcher Gleichungen generiert. `stream`-Variablen erzeugen keine Gleichungen durch einen `connect`-Befehl. Diese Variablen dienen der korrekten numerischen Verarbeitung von Größen, welche mit einem Massenstrom einhergehen (z. B. Enthalpie), wenn Rückströmungen in einem Modell zu erwarten sind. Sollen Rückströmungen in einem Modell abgebildet werden, so ist die `stream`-Variable selbst der Wert der Größe, welche aus der Komponente austritt. Über den Befehl `inStream` (“stream-Variable“) kann auf die Flussgröße zugegriffen werden, welche in die Komponente eintritt. Eine detaillierte Beschreibung findet sich in [6]. Die verwendeten Konnektor-Klassen sind in Tabelle 2.3 und 2.2 aufgeführt. Die `stream`-Variablen werden hier bei dem Fluidport

Tabelle 2.3.: Typen von Konnektoren von Signalgrößen der Modelica Standardbibliothek

Icon	Beschreibung	Wertebereich
	Real	$\in \mathbb{R}$
	Boolean	$\in \{0,1\}$
	Integer	$\in \mathbb{N}$

verwendet. Die Enthalpie und die Massenanteile sind Größen, welche mit dem Massenstrom transportiert werden. Bei einem Richtungswechsel des Massenstromes müssen diese Variablen entsprechend dem beschriebenen Verfahren behandelt werden.

Die Konnektoren für Signalgrößen sind nicht als `flow`, `noFlow` oder `stream` definiert. Es wird entweder ein `input`- oder ein `output`-Signal des entsprechenden Signaltyps definiert. Es ist damit eine feste Signalrichtung definiert.

2.4. Die HKSIm Bibliothek

Die HKSIm-Bibliothek ist eine Sammlung von Modellen zur Simulation von Wärme- und Kälteerzeugungsprozessen. Es handelt sich hierbei um Wasser-, oder Soleführende Systeme zur Bereitstellung von Wärme- und Kälteleistungen.

2.4.1. Erhaltungsgleichungen im Kontrollvolumen

Im Folgenden werden die Erhaltungsgleichungen der verwendeten Kontrollvolumen, sowie die Berechnungsmethoden zur Bestimmung des Druckverlustes und des Massenstromes erläutert. Die Gleichungen sind direkt dem Quelltext der entsprechenden Modelle der HKSIm-Bibliothek entnommen.

Alle verwendeten Modelle der HKSIm-Bibliothek werden von Flüssigkeiten wie Wasser oder Sole durchströmt. Es werden dementsprechend Gleichungen verwendet, welche für inkompressible Medien gelten.

Massenerhaltung

Das Volumen in einem Kontrollvolumen ist konstant. Die Massenbilanzgleichung hat dadurch die sehr einfache Form:

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (2.1)$$

Energieerhaltung

Die Energieerhaltungsgleichung lautet entsprechend dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\frac{dU}{dt} = \Delta\dot{Q} + q_s \quad (2.2)$$

Die linke Seite der Gleichung entspricht der gesamten zeitlichen Änderung der inneren Energie des Systems. Die rechte Seite beschreibt die zu- und abgeführten Energien im Kontrollvolumen wobei q_s einen Quellterm darstellt, welcher die Zu- oder Abfuhr von Wärmemengen über die Systemgrenze hinaus erlaubt. Innere Arbeit wird in einem Kontrollvolumen nicht verrichtet.

Die Änderung des Wärmestroms ergibt sich aus dem eintretenden Massenstrom und der Änderung der spezifischen Enthalpie im Kontrollvolumen.

$$\Delta\dot{Q} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (2.3)$$

Aus der enthaltenen Masse und der spezifischen inneren Energie (berechnet im Stoffmodell: $h = u = c_p T$) ergibt sich die innere Energie.

$$U = u m \quad (2.4)$$

$$m = \rho V \quad (2.5)$$

Impulsbilanz

Die Impulsbilanz wird nicht über den Druckverlust, sondern über die Förderhöhe ausgedrückt.

$$H_2 = H_1 - \Delta H \quad (2.6)$$

Der Zusammenhang zwischen Förderhöhe und Druck lautet:

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2.7)$$

2.4.2. Berechnung des Druckverlustes

In den verwendeten Modellen der HKSIm-Bibliothek handelt es sich um Strömungen durch hydraulisch glatte Rohre. Druckabfall durch Formverluste findet in den hier verwendeten HKSIm-Modellen nicht statt. Auf die Berechnung der Formverluste wird in Abschnitt [2.5.2](#) eingegangen.

Der Reibungsdruckverlust wird in Abhängigkeit des Massenstroms formuliert.

$$\Delta p_v = \lambda \frac{L}{d_{hyd}} \frac{1}{A_n^2} \frac{1}{2} \dot{m}^2 \quad (2.8)$$

Hierbei ist L die Länge des durchströmten Bauteils, A_n der durchströmte Querschnitt und d_{hyd} der hydraulische Durchmesser

$$d_{hyd} = 4 \frac{A_n}{C} \quad (2.9)$$

mit dem Umfang des Bauteils C . Die Definition des Druckverlustes lässt sich mit Gleichung 2.7 auf die Förderhöhe beziehen.

Die Rohrreibungszahl λ für hydraulisch glatte Rohre ergibt sich aus den Ansätzen von HAGEN-POISEUILLE und BLASIUS.

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re} & Re < 2320, \text{ Hagen-Poiseuille} \\ \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} & Re \geq 2320, \text{ Blasius} \end{cases} \quad (2.10a)$$

$$(2.10b)$$

Für Komponenten, deren genauer geometrischer Aufbau unbekannt ist, kann in einem vereinfachten Verfahren zur Druckverlustberechnung auf die Herstellerangaben zu Nenn-druckverlust und Nennmassenstrom zurückgegriffen werden. Hierbei wird eine Interpolationsgleichung auf Grundlage der Druckverlustbeziehung nach Blasius und den bekannten Abhängigkeiten zwischen Stoffwerten, Massenstrom und Druckverlust verwendet:

$$\Delta p_v = \Delta p_{v,nenn} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nenn}} \right)^{1,75} \left(\frac{\eta}{\eta_{nenn}} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{nenn}}{\rho} \right) \quad (2.11)$$

Hierbei kann der Dichteanteil für Flüssigkeiten und ebenso der Anteil der dynamischen Viskosität η bei geringen Temperaturschwankungen vernachlässigt werden[7]. Die HKSIm-Bibliothek rechnet mit einem konstanten Druckverlust, welcher vom maximalen Massenstrom \dot{m}_{max} abhängt. Dieser Massenstrom wird bei der Parametrisierung der Modelle festgelegt. Die Gleichung vereinfacht sich unter Berücksichtigung der aufgeführten Punkte zu:

$$\Delta p_v = \Delta p_{v,nenn} \left(\frac{\dot{m}_{max}}{\dot{m}_{100}} \right)^{1,75} \quad (2.12)$$


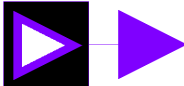

2.4.3. Berechnung der Stoffwerte

Die Berechnung der Stoffwerte erfolgt in den verwendeten Modellen mit Hilfe von Polynomgleichungen für die Dichte von Wasser und Frostschutzmittel. Für die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität wird bei Wasser ebenfalls eine Polynomgleichung verwendet. Die Werte für den Frostschutz berechnen sich aus einer Näherungsgleichung nach [8]. Die einzelnen Stoffgrößen werden ihren Anteilen entsprechend addiert.

2.4.4. Konnektoren

Die HKSIm-Bibliothek bietet eine große Anzahl an Konnektoren. Die verwendeten Modelle enthalten hauptsächlich die Fluidports für Heiz- und Kältekreise, sowie einen Netzport zur Aufnahme der elektrischen Leistung. Die Konnektoren und ihre Variablen sind in Tabelle 2.4 aufgeführt. Der maximal mögliche Massenstrom \mathbf{mmax} dient der Begrenzung des Massenstromes \mathbf{m} durch Pumpen oder ähnliche Modelle. Der Massenstrom \mathbf{m} wird von Massenstromquellen wie thermischen Verbrauchern oder Regelventilen vorgegeben.

Tabelle 2.4.: Typen von verwendeten Konnektoren physikalischer Größen der Modelica Standardbibliothek

Icon	Beschreibung	Größe	Modelica-name	Einheit	Art
		Massenstrom	m	[kg/s]	Flow
	Fluidport Heizkreis (rot) und	max. Massenstrom	mmax	[kg/s]	Flow
	Kältekreis (blau)	Energiebedarf Verbr.	q	[W]	Flow
		spez. Enthalpie	h	[J/kg]	noFlow
		Temperatur	t	[°C]	noFlow
		Förderhöhe	H	[m]	noFlow
	Netzport	elektrische Leistungsaufnahme	P_e1	[W]	Flow

2.4.5. Vorhandene Modelle

Zur Versorgung der Wärmeübertrager mit Wasser bzw. Sole und zur Regulierung der Massenströme stehen Modelle in der HKSim-Bibliothek zur Verfügung. Die wichtigsten der verwendeten Modelle werden im Folgenden beschrieben. Auf Modelle, welche zur Abbildung von Subsystemen in den Simulationen benötigt werden, wird hier nicht eingegangen. Diese Modelle werden im Simulationsteil kurz erläutert.

Quellen und Senken

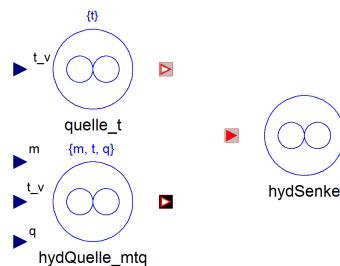
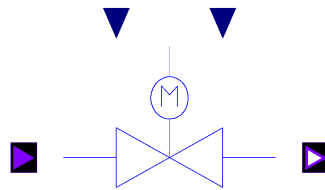


Abbildung 2.8.: Icon der Quellen und Senken

Quellen und Senken definieren die Randbedingungen des Systems. Eine Quelle gibt die Temperatur und das hydraulische Potenzial (Förderhöhe) des Stoffstromes vor. Es werden zwei Arten von Quellen unterschieden: Quellen mit und ohne definierten Massenstrom. Bei Quellen ohne definierten Massenstrom wird dieser von einer der nachfolgenden Komponenten (z. B. Regelventil) bestimmt.

Regelventil



Regelventil

Abbildung 2.9.: Icon des Regelventils

Um den Wassermassenstrom auf der Wasserseite eines Wärmeübertragers zu regeln, wird ein einfaches Regelventil-Modell eingesetzt. Das Ventil besitzt einen `RealInput` welcher den Massenstrom durch das Ventil vorgibt. Wird mit dem Input ein Regler verbunden, kann die Austrittstemperatur eines Wärmeübertragers über den Wassermassenstrom geregelt werden. Druckverluste entstehen in den verwendeten Ventilmodell nicht. Es wird auch ein drei Wege Ventil verwendet, welches einen eintretenden Massenstrom entsprechend eines vorzugebenden Faktors auf zwei Ausgänge aufteilt.

Wärmequelle

Das Modell der Wärmequelle dient dazu, Wärmemengen einem Wasser- oder Solestrom zuzuführen. Das Modell ist ein leicht modifiziertes Kontrollvolumen. Der Quellterm der Energiebilanz ist von Außen als `RealInput` zugänglich und es ist kein Heatport notwendig.

2.5. Die CompFlowWRG - Bibliothek

CompFlowWRG ist eine Kombination der CompFlow-Bibliothek zur Simulation kompressibler Strömungen in technischen Kanalnetzen und der HKSim Bibliothek zur Simulation von Heiz- und Kühlsystemen.

2.5.1. Erhaltungsgleichungen im Kontrollvolumen

Das Berechnungsverfahren der CompFlow-Modelle unterscheidet sich, obgleich es auf den selben Grundgleichungen beruht, in einigen Punkten von dem Verfahren der verwendeten HKSim-Modelle. Ein wichtiger Unterschied ist, dass kompressible Medien verwendet und Kondensationsvorgänge berechnet werden können.

Massenerhaltung

Die Massenbilanzgleichung gilt für den eindimensionalen Strömungsfall und leitet sich aus der dreidimensionalen Massenbilanz für ein ortsfestes Kontrollvolumen ab[7].

$$\frac{dm}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (2.13)$$

Soll in einem Modell ein Kondensationsvorgang oder eine chemische Reaktion abgebildet werden, muss die Massenbilanz um einen Quell-/Senkenterm erweitert werden.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,s} \quad (2.14)$$

Für die Änderung der Massen der einzelnen Komponenten im Medium gilt:

$$\Delta m_i = \dot{m}_{i,1} - \dot{m}_{i,2} + \dot{m}_{i,s} \quad (2.15)$$

Die Masse einer Komponente mit dem Massenanteil der Komponente w_i ist:

$$m_i = m w_i \quad (2.16)$$

Wird Gleichung 2.16 nach der Zeit abgeleitet, so ergibt sich die zeitliche Änderung der Masse einer Komponente m_i :

$$\frac{dm_i}{dt} = m \frac{dw_i}{dt} + w_i \frac{dm}{dt} \approx \Delta m_i \quad (2.17)$$

Energieerhaltung

Die Energieerhaltungsgleichung der hier verwendeten Kontrollvolumen für kompressible Medien unterscheidet sich von der einfachen Gleichung 2.2. Nach Gleichung 2.14 ist die Summe der ein- und austretenden Massenströme nicht zwangsläufig Null. Die Energiebilanz muss demnach beide Massenströme berücksichtigen.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q} \quad (2.18)$$

Für den Fall, dass ein variables Volumen abgebildet werden muss, ist die Gleichung um einen Term für die Volumenänderungsarbeit erweitert. Für eine Zustandsänderung $a \Rightarrow b$ gilt nach [9]

$$W_{ab}^V = - \int_b^a p dV \quad (2.19)$$

Die zeitliche Änderung der Volumenarbeit ist:

$$\frac{dW^V}{dt} = - \frac{dV}{dt} \quad (2.20)$$

Wird Gleichung 2.18 um diesen Term erweitert, ergibt sich die vollständige Energieerhaltungsgleichung für die verwendeten Modelle:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q} - \frac{dV}{dt} \quad (2.21)$$

Impulserhaltung

In den verwendeten Kontrollvolumen wird eine stationäre Impulsbilanz verwendet:

$$0 = (p_1 - p_2) - \Delta p_v + \rho g L \cos \beta \quad (2.22)$$

Der letzte Term der Gleichung dient zur Bestimmung der Auftriebskräfte. Der Winkel β entspricht dem Winkel, welcher vom Gravitationsvektor und der Strömungsachse eingeschlossen wird. In den Kontrollvolumen wird der Winkel α verwendet. Dieser Winkel wird

von der Horizontalen und der Strömungsachse eingeschlossen. Der Zusammenhang beider Winkel ist:

$$\sin(\alpha) = \cos(90 - \alpha) \quad (2.23)$$

Es ergibt sich für die Impulsbilanz mit $\beta = 90^\circ - \alpha$:

$$0 = (p_1 - p_2) - \Delta p_v + \rho g L \sin \alpha \quad (2.24)$$

Somit ergibt sich der Druckverlust Δp_v , welcher als **output**-Variable im Kontrollvolumen definiert ist. Nun kann durch Einsetzen eines beliebigen Druckverlustgesetzes die Gleichung nach dem Massenstrom gelöst werden[7].

2.5.2. Berechnung des Druckverlustes

Druckverluste werden in Reibungsdruckverluste aufgrund der Beschaffenheit der Wände des Strömungskanals und Formverluste aufgrund von Änderungen der Stromführung aufgeteilt. Die Berechnung ist nicht im Kontrollvolumen implementiert, sondern wird über separate Modelle oder Funktionen in einer übergeordneten Modellebene realisiert.

Reibungsdruckverluste Bei der Berechnung des Reibungsdruckverlustes wird zwischen laminarer, turbulenter und Übergangs- Strömung unterschieden. Des weiteren wird zwischen hydraulisch glatten und hydraulisch rauen Rohren unterschieden. Die Rauigkeit der Rohrwand wird über den Parameter k_R vorgegeben.

Für das laminare Strömungsregime ($Re \leq 2000$) gilt die Beziehung von HAGEN-POISEUILLE:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.25)$$

Die Gleichung ist unabhängig von der Wandrauigkeit k_R so lange diese kleiner ist als $0,007 \text{ mm}$. Bei einem größeren Rauigkeitswert gilt Gleichung 2.25 nicht mehr und es findet der Übergang zum turbulenten Strömungsregime statt. Die Reynoldszahl, bei der das Gesetz von HAGEN-POISEUILLE nicht mehr gilt, ist von der Wandrauigkeit abhängig:

$$Re_{grenz} = \begin{cases} 754 e^{0,93} & k_R \leq 0,007 \\ 754 e^{\frac{0,0065}{k}} & k_R < 0,007 \end{cases} \quad (2.26a)$$

$$(2.26b)$$

Bei voll ausgebildeter, turbulenter Strömung ($Re > 4000$) gilt für hydraulisch glatte Rohre die Gleichung von BLASIUS:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.27)$$

Bei hydraulisch rauen Rohren gilt die Formel von PRANDL-COLEBROOK. Aus Konvergenz- und Rechenzeitgründen wird jedoch die Näherungsgleichung von SWANEE und JAIN verwendet. Die Abweichung beträgt im gesamten turbulentem Bereich weniger als 1% [7].

$$\lambda = 0,25 \left[\ln \left(\frac{k_R}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (2.28)$$

Für den Übergangsbereich ($2000 < Re < 4000$) wird die Rohrreibungszahl durch eine kubische Interpolation zwischen dem laminarem und dem turbulentem Strömungsregime berechnet.

Der Massenstrom berechnet sich nach Gleichung 2.8 aus dem bekannten Druckverlust der Impulsbilanz.

Druckabfall durch Formverluste Der Druckverlust durch Formverluste berechnet sich aus der Dichte des Mediums ρ , der Strömungsgeschwindigkeit v und einem dimensionslosen Druckverlustbeiwert ζ .

$$\Delta p_v = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (2.29)$$

Mit dem Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Massenstrom

$$v = \frac{\dot{m}}{A \rho} \quad (2.30)$$

lässt sich die Gleichung nach dem Massenstrom lösen:

$$\dot{m} = A \sqrt{\Delta p_v \frac{2 \rho}{\zeta}} \quad (2.31)$$

Der Druckverlustbeiwert ζ lässt sich je nach Modell direkt definieren, z.B. über eine Ventilkennlinie, oder berechnet sich aus der Geometrie einer Komponente.

Auch in der CompFlow-Bibliothek lassen sich Nenndruckverluste nach Herstellerangaben in einigen Komponenten zuweisen. Hier wird der Druckverlust durch eine Interpolationsgleichung mit dem Nenndruckverlust, Nennmassenstrom und einer Nenndichte berechnet.

2.5.3. Berechnung der Stoffwerte

Die Berechnung der Stoffwerte erfolgt durch die in der Modelica-Standardbibliothek verfügbaren Medienmodelle. Über den Befehl `replacable package` lassen sich bestimmte Gruppen³ von Medienmodellen einbinden. Die Auswahl des gewünschten Modells erfolgt per Drop-Down-Menü im Dialogfenster.

In dieser Arbeit wird das Medienmodell `MoistAir` verwendet. Dies ist ein detailliertes Stoffmodell für feuchte Luft, welches für Temperaturen zwischen 240 – 400 K gültig ist. Die grundlegenden Annahmen [6] des Modells sind:

- Das ideale Gasgesetz gilt
- Das Volumen des flüssigen Wassers ist vernachlässigbar gering

Bei der Berechnung von Zuständen feuchter Luft sind zwei Definitionen der absoluten Feuchte üblich: Die absolute Feuchte bezogen auf die Gesamtmasse der Luft (X) und bezogen auf die Masse der trockenen Luft (x). Beide Definitionen werden im `MoistAir`-Modell berechnet, ebenso kann die relative Feuchte φ berechnet werden.

Die Umrechnung zwischen den absoluten Feuchten erfolgt nach den Gleichungen 2.32 und 2.33.

$$X_i = \frac{x_i}{x_i + 1} \quad [\text{kg/kg}] \quad (2.32)$$

$$x_i = \frac{X_i}{1 - X_i} \quad [\text{kg/kg}_{\text{tr}}] \quad (2.33)$$

2.5.4. Konnektoren

Die CompFlow-Bibliothek verwendet ausschließlich Konnektoren aus der Modelica-Standardbibliothek (siehe Kapitel 2.3.3).

³Hier wird die Gruppe `partial medium` verwendet. Diese Gruppe fasst Funktionen und Konstanten zusammen, welche in allen Medienmodellen zur Verfügung stehen

2.5.5. Vorhandene Modelle

Bei der Modellierung der Anlagenkomponenten kann auf eine große Anzahl von vorhandenen Modellen der CompFlowWRG-Bibliothek zurückgegriffen werden. Die verwendeten Modelle werden im Folgenden kurz erläutert und die wichtigsten Eigenschaften dargestellt.

Quellen und Senken

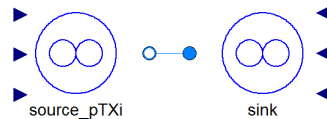


Abbildung 2.10.: Icon der Quelle und Senke

Quellen und Senken dienen der Definition der Randbedingungen, um ein bestimmtes Gleichungssystem zu erhalten. Eine Quelle gibt den Eintrittszustand (Temperatur, Druck und Feuchtebelastung) eines Stoffstromes vor. Ebenso wird an der Quelle ein hydraulischer Durchmesser und ein Druckverlustbeiwert definiert. Mit Hilfe des `FlowModel`-Modells (siehe Abschnitt 2.5.2) wird der Druckverlust von der Umgebung in den Eintritt des Systems und die daraus resultierenden Flussgrößen berechnet [10].

Eine Senke gibt den Umgebungszustand am Ende eines jeden Stoffstromes vor. Es werden, wie bei der Quelle, Temperatur, Druck und Feuchtebelastung definiert. Der Druck wird an den Austrittsport des angeschlossenen Modells übergeben. Die Definition von Temperatur und Feuchtebelastung dient zur Abbildung evtl. auftretender Rückströmungen.

Abbildung 2.10 zeigt die Icons von Quelle und Senke mit jeweils nur einem Eintritts- bzw. Austrittsport. Zwischen Quelle und Senke befindet sich das fluidführende System. Es ist möglich, ein System mit mehreren Quellen zu versorgen und in einer Senke enden zu lassen, et v.v. Es muss immer sichergestellt sein, dass kein freier Konnektor im System existiert.

Ventil

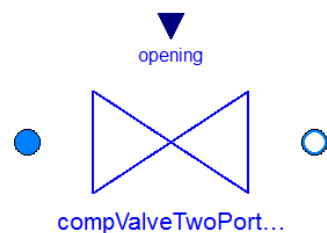


Abbildung 2.11.: Icon des Ventils

Das Ventilmodell berechnet den Druckabfall durch Formverluste gemäß Gleichung 2.29. Der Druckverlustbeiwert wird über eine Kennlinie in Abhängigkeit eines relativen Öffnungswertes vorgegeben. Am `RealInput`-Port `opening` (siehe Abbildung 2.12) wird der Öffnungswert im Bereich von $0 \dots 1$ vorgegeben.

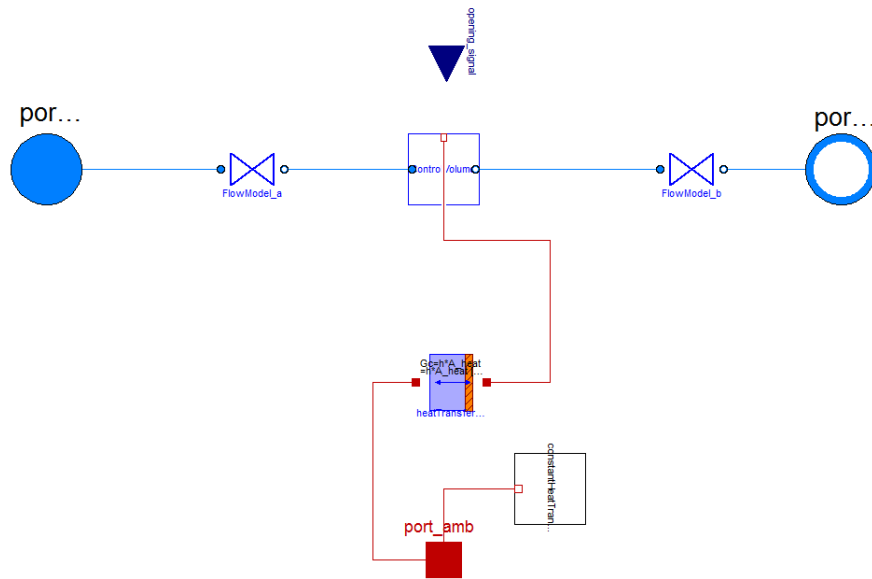


Abbildung 2.12.: Modellaufbau des Ventils

Das in Abbildung 2.12 zu sehende `ControlVolume` enthält die Erhaltungsgleichungen nach Abschnitt 2.5.1 sowie das Medienmodell. Ein Wärmeverlust des Ventils an die Umgebung wird durch eine Wärmedurchgangsgleichung beschrieben:

$$\dot{Q} = k A (T_{medium} - T_{amb}) \quad (2.34)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k sowie die übertragende Fläche A sind im Modell als Parameter vorgegeben. Ist der Heatport des Modells nicht angeschlossen, muss auch die Umgebungstemperatur T_{amb} als Parameter vorgegeben werden. Durch Nutzung des Heatports lassen sich auch Wärmeströme bei schwankenden Umgebungstemperaturen berechnen.

Die Berechnung des Druckverlustes aufgrund von Formverlusten erfolgt in den davor und dahinter geschalteten `FlowModel`-Modellen. Der durch den Öffnungswert vorgegebene Druckverlustbeiwert wird auf beide Modelle verteilt.

Rohrmodell

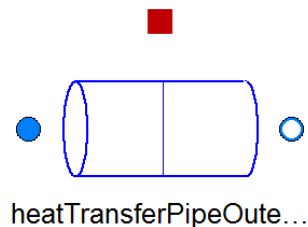


Abbildung 2.13.: Icon des Rohrmodells

Ein Rohr wird durch die Kombination eines Basis-Rohrmodells und eines Wärmedurchgangsmodells abgebildet. Das Basis-Rohrmodell enthält ein diskretisierbares Kontrollvolumen und berechnet den Druckverlust nach Abschnitt 2.5.2. Im Wärmedurchgangsmodell werden die Wärmeverluste an die Umgebung und die Wärmespeicherung berechnet. Der

Wärmedurchgang erfolgt von der Rohrwand über die Isolierung des Rohres an die Umgebung. Die nötigen Materialkonstanten werden über bestehende Datensätze oder durch direkte Eingabe definiert. Durch die Verwendung des Heatports (siehe Abbildung 2.13) können auch variable Umgebungsbedingungen simuliert werden.

Wärmeübertrager

In den Simulationen kommen verschiedene Wärmeübertrager, zum Abkühlen, Entfeuchten oder Erwärmen eines Luftstroms zum Einsatz. Als Wärme- bzw. Kältequelle kommen dabei Wasser, Sole oder elektrische Energie zum Einsatz.

ε -NTU Modell

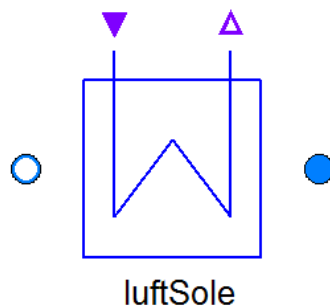


Abbildung 2.14.: Icon des Luft-Sole NTU Modells

Für Wärmeübertragung zwischen Luft und Sole ohne Kondensation wird das ε -NTU Modell verwendet. Es besteht aus einem Luft- und einem Sole-Kontrollvolumen mit einem zwischengeschaltetem Wärmeübertragungsmodell. Die Berechnung des Wärmeübergangs zwischen den beiden Stoffströmen erfolgt nach der Berechnungsvorschrift in [11, Kap. 1]. Der Wärmedurchgangskoeffizient und die wärmeübertragende Fläche werden als Parameter vorgegeben. Der Druckverlust der Luft und Soleseite wird ebenfalls als Parameter als Nenndruckverlust bei einem bestimmten Nennmassenstrom vorgegeben (siehe Abschnitt 2.4.2). Das Modelica-Icon des Modells ist in Abbildung 2.14 dargestellt.

Luftkühler mit Kondensationsmodell

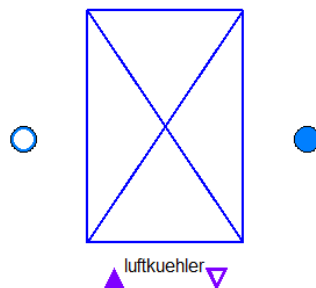


Abbildung 2.15.: Icon des Luftkühlers

Für die Abbildung von Entfeuchtungsvorgängen durch Taupunktunterschreitung wird ein Luftkühlermodell (Abbildung 2.15) verwendet, welches Kondensationsvorgänge berechnen

kann. Die Maße des Kanals auf der Luftseite werden als Länge, Breite und Höhe vorgegeben. Die Geometrie der soleführenden Seite wird sehr detailliert durch die Abmaße der Rohre und deren Anordnung sowie der Geometrie der Rohrrippen vorgegeben. Aus den Geometrieparametern ergeben sich die wärmeübertragenden Flächen A und der Wärmedurchgangskoeffizient k .

Der Druckverlust wird auf der Soleseite aus der Geometrie der Rohre nach Abschnitt 2.4.2 berechnet. Für die Luftseite müssen Nenndruckverlust und Nennmassenstrom als Parameter vorgegeben werden.

elektrischer Luftherhitzer

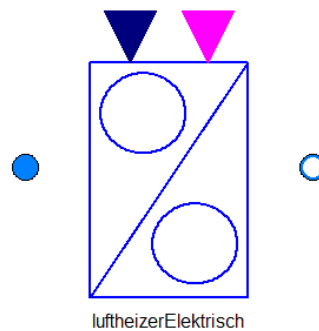


Abbildung 2.16.: Icon des elektrischen Luftherhitzers

Zur Erwärmung der Regenerationsluft des Sorptionsrades aus Abschnitt 2.1 wird ein elektrischer Luftherhitzer (Abbildung 2.16) verwendet. Es wird ein einfaches Luft-Kontrollvolumen verwendet. Als Parameter werden die maximale Heizleistung, der elektrische Wirkungsgrad, die Sollaustrittstemperatur sowie die maximal zulässige Austrittstemperatur vorgegeben.

Die an die Luft abgegebene Wärmemenge berechnet sich aus dem Massenstrom der Luft und der Sollenthalpie ($h_{soll} = f(t_{soll})$).

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_2 h_{soll} - \dot{m}_1 h_1 \tag{2.35}$$

Die Sollenthalpie wird im Medienmodell aus der Sollaustrittstemperatur berechnet. Die elektrische Anschlussleistung ist:

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{\eta_{el}} \tag{2.36}$$

3. Modellierung der Basiskomponenten

Da sich nicht alle Komponenten der Anlage mit vorhandenen Modellen abbilden lassen ist es erforderlich vorhandene Modelle um Funktionalitäten zu erweitern bzw. neue Modelle zu erstellen. Nachfolgend werden die in dieser Arbeit entstandenen Modelle für den Schraubenkompressor, das Drehkolbengebläse und das Sorptionsrad erläutert. Diese Modelle basieren zwar grundlegend auf bereits vorhandenen Modellen, die Veränderungen sind jedoch sehr weitreichend, sodass diese als neue Modelle bezeichnet werden können.

3.1. Das Kompressor-Basismodell

Als Grundlage zur Modellierung des Schraubenkompressor- und des Drehkolbengebläsemodells dient ein in der CompFlow-Bibliothek enthaltener Kolbenkompressor für Kältemittel. Der Kompressor arbeitet mit Medienmodellen, welche ein Zweiphasensystem für Kältemittel abbilden. Die abgebildete Anlage wird jedoch mit feuchter Luft versorgt, wodurch das Kompressorbasismodell selbst und das vorgeschaltete Kontrollvolumen auf das Medienmodell für feuchte Luft angepasst werden müssen.

Die Limitierung auf bestimmte Medienmodelle des vorhandenen Modells bezieht sich auf die Verwendung bestimmter Funktionen, welche nur in wenigen Medienmodellen unterstützt werden. Somit kann das Modell z. B. mit dem Feuchte-Luft-Modell nicht berechnet werden. Um das Kompressormodell möglichst variabel zu gestalten, wurden alle Funktionen, welche nur in vereinzelt Medienmodellen vorkommen, durch die verwendeten Gleichungen ersetzt. So ist zum Beispiel die Funktion zur Berechnung der spezifischen Gaskonstante nur in bestimmten Modellen vorhanden, die Funktion zur Berechnung der spezifischen Wärmekapazitäten jedoch in den meisten Medienmodellen. Die spezifische Gaskonstante kann über die bekannten Werte der Wärmekapazitäten berechnet werden:

$$R_s = c_p - c_v \quad (3.1)$$

3.1.1. Aufbau und Funktionsweise

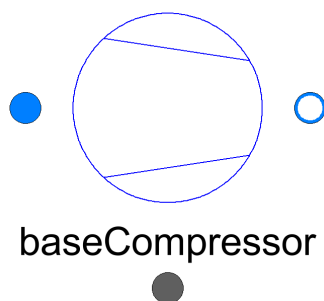


Abbildung 3.1.: Icon des Kompressor-Basismodells

Das Kompressor Basismodell (Abbildung 3.1) ermöglicht die Modellierung von Kompressoren und Gebläsen verschiedener Bauarten. Neben dem Schraubenkompressor und dem

Drehkolbengebläse lassen sich auch Hubkolbenkompressoren mit diesem Grundmodell abbilden. Der Verdichtungsprozess wird über eine isentrope Zustandsänderung abgebildet, welche durch Eingabe des isentropen Wirkungsgrades dem realen Prozess angenähert werden kann.

Das Modell besitzt drei Konnektoren: Jeweils einen Fluidport am Eintritt und Austritt und einen Flange-Connector zur Zuführung von Rotationsenergie. Einige Größen sind als **Input** deklariert, dies ermöglicht eine größere Flexibilität bei der Erweiterung des Modells. Die Deklaration als **Input** lässt zu, dass diese Größen sowohl als fixer Parameter, als auch als zeitabhängige Variable einer übergeordneten Modellebene in das Modell übertragen werden können. Als **Input** sind der isentrope und der mechanische Wirkungsgrad, der Liefergrad, das Umlauf- bzw. Hubvolumen sowie ein Quellterm für Wärmeströme definiert.

Es lassen sich somit die Kennfelder des Herstellers nutzen, welche zum Beispiel den Wirkungsgrad im aktuellen Betriebspunkt, mit dem Volumenstrom und dem Druckverhältnis als Eingangsgröße, ausgeben. Dadurch lässt sich das Modell trotz eines einfachen Gleichungsmodells, in Abhängigkeit von der Qualität der Kennfelddaten, sehr genau an eine bestehende Maschine anpassen. Ein veränderliches Volumen tritt z.B. bei Hubkolbenkompressoren durch die Bewegung des Kolbens auf. Der Wärmequellterm kann für Heiz- und Kühlvorgänge genutzt werden und entzieht dem Fluid direkt die definierte Wärmemenge bzw. führt sie diesem zu.

3.1.2. Mathematische Modellierung

Der Austrittszustand der Luft ergibt sich aus der zugeführten mechanischen Energie, dem isentropen Wirkungsgrad und dem Liefergrad. Die Eingangsgrößen des Modells sind die Zustandsgrößen der feuchten Luft am `FluidPort_a` und der Rotationswinkel φ_r sowie das Drehmoment τ des Antriebsstranges am flange-Port. Die Drehzahl ergibt sich zu:

$$n = \frac{\partial \varphi_r}{\partial t} \frac{1}{2 \pi} \quad (3.2)$$

Die Wellenleistung des Verdichters berechnet sich aus den am flange-Port anliegenden Größen Rotationswinkel und Drehmoment zu:

$$P_{Welle} = \tau \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (3.3)$$

Das Umlaufvolumen V_U ist jenes Volumen, welches pro Umdrehung im Verdichter transportiert wird und ist als **Input** vorzugeben. Mit der Drehzahl n , der Dichte des Mediums am Eintritt ρ und dem Liefergrad λ_L ergibt sich der Massenstrom zu:

$$\dot{m}_L = V_U \lambda_L n \rho \quad (3.4)$$

Die innere Verdichtung wird vom Volumenverhältnis zwischen Ansaugung und Ausschub Φ bestimmt. Es ist abhängig von der Gehäuse- und der Verdrängergeometrie[1]. Aus dem Volumenverhältnis Φ ergibt sich über den Polytropenexponenten das Druckverhältnis Π der inneren Verdichtung zu:

$$\Phi = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad \Pi = \Phi^\kappa \quad (3.5)$$

Die spezifische Austrittsenthalpie der isentropen Verdichtung berechnet sich nach[1]:

$$h_{is} = h_1 + R T_1 \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + \frac{p_2/p_1 - \Pi}{\Phi} \right) \quad (3.6)$$

wobei der Aufheizgrad¹ nicht berücksichtigt wird. Der letzte Term gilt speziell für Drehkolbenmaschinen. Durch das Setzen des Parameters `Type` auf `true` wird das innere Druckverhältnis Π mit dem tatsächlichen Verhältnis von Eingangs- und Ausgangsdruck gleichgesetzt. Dadurch verschwindet der letzte Term und die Gleichung besitzt Gültigkeit für einen Hubkolbenverdichter. Gleichung 3.6 nimmt somit in Abhängigkeit der abzubildenden Kompressorbauart folgende Formen an:

$$h_s = \begin{cases} h_1 + R T_1 \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + \frac{p_2/p_1 - \Pi}{\Phi} \right) & \text{mit } \Phi = \frac{V_1}{V_2} & (3.7a) \\ h_1 + R T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) & \text{mit } \Phi = \Pi = 1 & (3.7b) \\ h_1 + R T_1 \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right) & \text{mit } \Pi = \frac{p_2}{p_1} & (3.7c) \end{cases}$$

Hierbei beschreibt Gleichung 3.7a die isentrope Enthalpie des allgemeinen Drehkolbenverdichters, Gleichung 3.7b die eines Drehkolbenverdichters ohne innere Verdichtung (z. B. Roots-Gebläse) und Gleichung 3.7c die isentrope Enthalpie eines Hubkolbenverdichters. Die Austrittsenthalpie, welche am Austritt des gesamten Verdichtermodells vorliegt, berechnet sich mit dem isentropen Wirkungsgrad η_s zu

$$h_2 = \frac{h_s - h_1}{\eta_s} + h_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (3.8)$$

Es werden auch Wärmeströme über die Grenzen des Kompressormodells hinaus erfasst, z. B. durch Kühlung der komprimierten Luft. Um die Verknüpfung zwischen der mechanisch zugeführten Energie aus Gleichung 3.3 und der reinen Verdichtungsarbeit herzustellen, muss der Quellterm zu Null gesetzt werden ($\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = 0$). Die Kompressorleistung auf der Medienseite ist definiert durch

$$P_{Welle} = \dot{m}_L (h_V - h_1) \quad (3.9)$$

wobei für die spezifische Enthalpie am Ende der Verdichtung gilt: $h_V = h_{dis} - (\dot{Q}/\dot{m})$. Die tatsächlich benötigte elektrische Energie ergibt sich aus dem elektrischen Wirkungsgrad des Verdichters

$$P_{el} = \frac{P_{Welle}}{\eta_{el}} \quad (3.10)$$

Der nachfolgende Quelltext ist die Umsetzung der soeben beschriebenen Gleichungen in Modelica-Code. Der häufig verwendete `noEvent`-Befehl sorgt dafür, dass die nachfolgenden Anweisungen nicht am Iterationsprozess teilnehmen sondern direkt ausgeführt werden. Der häufigste Anwendungsfall ist eine bedingte Anweisung (z. B. `if x > 1 then A else B`).

Ein `state` ist ein Minimaldatensatz für den Zustand eines Mediums. Ein solcher `state` kann durch verschiedene Kombinationen von jeweils drei Eingangsgrößen mit dem Befehl `setStateABC{...}` berechnet werden und lässt sich mit seinen einzelnen Variablen für weitere Gleichungen verwenden.

¹Verhältnis der Lufttemperaturen am Anfang und Ende des Ansaugvorganges

[...]

equation

[...]

```
n_shaft = der(flange_a.phi);

h_dis = (h_is-h_in)/noEvent(max(eta_is, 1e-6)) + h_in + qdot_s/noEvent(
if m_flow>1e-6 then m_flow else if m_flow<-1e-6 then m_flow else 1e-6);

h_verd = (h_is-h_in)/noEvent(max(eta_is, 1e-6)) + h_in;

T_dis =Medium.temperature(state=Medium.setState_phX(
port_b.p, h_dis, Xi_out));

pr_e=noEvent(if not Type then vr_e^(kappaE) else pr);

h_is=(h_in) + (stateE.T*R)*((kappaE/(kappaE - 1.0))*((pr_e)^(
(kappaE - 1)/kappaE) - 1.0)+(((port_b.p/port_a.p)-pr_e)/vr_e));

d_a = Medium.density(state=Medium.setState_phX(port_a.p, h_in, Xi_in));
d_flow = d_a;

m_flow=V_dis*noEvent(if eta_vol > 0 then eta_vol else 0.0005)*
(n_shaft/(2*Modelica.Constants.pi))*d_flow;

V_flow=m_flow/d_flow;

port_a.m_flow = m_flow;
port_b.m_flow = -m_flow;

P_shaft = noEvent(max(m_flow*(h_verd-h_in),0));

P_shaft = flange_a.tau*noEvent(max(der(flange_a.phi), 1e-6));

P_el=P_shaft/eta_mech;

end BaseCompressor;
```

3.2. Drehkolbengebläse (Roots-Gebläse)

Wie in Abschnitt 2.1.1 vorgestellt besteht ein Drehkolbengebläse aus zwei gegenläufig rotierenden Rotoren mit zwei oder drei Flügeln (siehe Abbildung 2.1). Die Rotoren sind in axialer Richtung nicht verwunden. Das Medium wird von den Flügeln der Rotoren an der Gehäusewand vom Saug- zum Druckstutzen transportiert. Die Verdichtung findet somit nicht im inneren des Gebläses statt, sondern erst durch den Druckausgleich in dem Moment, in dem ein Umlaufendes Volumen mit dem Druckstutzen verbunden wird.

Die Gebläse des Typs Aerzen DeltaBlower verfügen über dreiflügelige Kolben. Durch die fehlende innere Verdichtung des Drehkolbengebläses wird die isentrope Enthalpie gemäß Gleichung 3.7c berechnet.

Die Gebläse werden im vorliegenden Fall grundsätzlich immer unter Volllast betrieben. Dadurch ist die direkte Einbindung eines Kennfeldmodells nicht notwendig, kann aber in der übergeordneten Modellebene realisiert werden. Eine direkte innere Kühlung besitzen die Gebläse nicht. Eine Wärmeabgabe erfolgt in der realen Komponente lediglich über die Gehäuseoberfläche. Aufgrund des geringen Einflusses dieses Wärmestroms ist eine Abbildung desselben nicht umgesetzt worden. Dies lässt sich für eine eventuelle Erweiterung des Modells über das vorgeschaltete Kontrollvolumen realisieren.

3.2.1. Aufbau und Funktionsweise

Das Gebläsemodell (Abbildung 3.1) enthält vier Konnektoren: Je ein Fluidport für den Luftein- und austritt, einen Netz-Konnektor zur Erfassung der elektrischen Leistungsaufnahme und, zur Vorgabe der Sollgröße, einen `RealInput`-Konnektor.

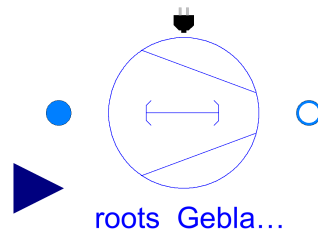


Abbildung 3.2.: Icon des Drehkolbengebläses

Die vier Konnektoren finden sich in der Modellebene wieder (Abbildung 3.3). Hauptkomponente ist das Kompressor-Basismodell. Diesem vorgeschaltet ist ein Basisvolumen, in welchem die Initialisierung der Rechnung stattfindet. Am flange-Port wird der Antrieb des Gebläses durch die Vorgabe der Winkelgeschwindigkeit ω in rad/s und die Vorgabe des Trägheitsmomentes J in kg/m^2 abgebildet. Der Real-Port `so11` gibt wahlweise die Winkelgeschwindigkeit direkt an den `speedInput` weiter oder gibt den Soll-Druck in Pa vor. Der Soll-Druck wird an den PID-Regler übergeben und regelt die Winkelgeschwindigkeit entsprechend. Als Messgröße wird der Austrittsdruck an `FluidPort_b` verwendet. Über eine Option in der Eingabemaske des Modells wird zwischen der Vorgabe des Druckes und der Winkelgeschwindigkeit gewählt. Das Modell setzt die jeweils nötigen Verbindungen entsprechend.

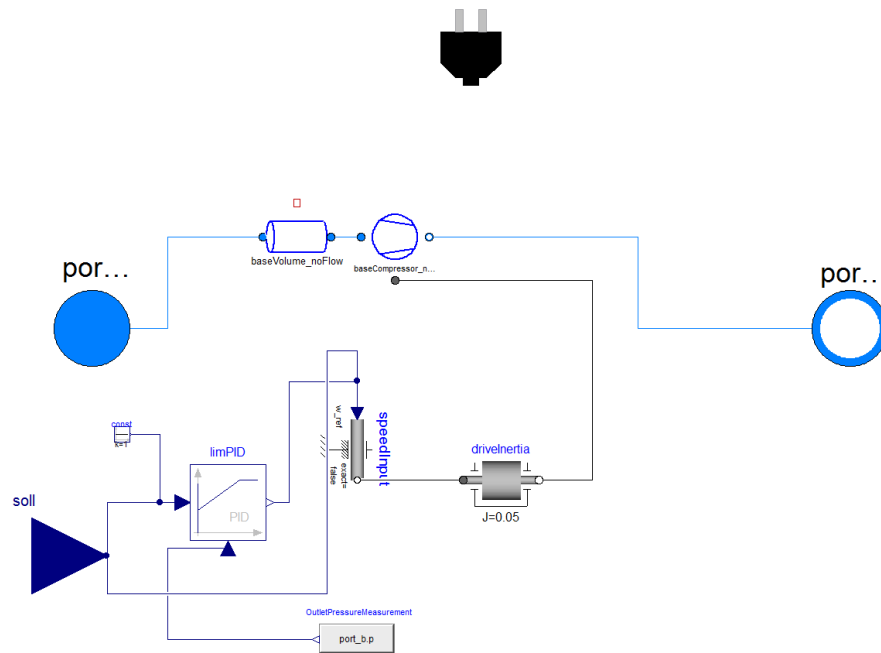


Abbildung 3.3.: Das Drehkolbengebläse in der Modellansicht

3.2.2. Mathematische Modellierung

Die meisten Input-Größen des Basismodells sind auch hier verwendbar und ermöglichen beispielsweise eine Nutzung von Kennfeldern. Das Umlaufvolumen V_U ist eine von der Geometrie des Gebläses abhängige Größe und nicht variabel. Das Volumen wird entweder direkt vorgegeben oder aus den Geometriedaten des Gebläses errechnet.

$$V_U = 2 L \left(\frac{\pi D^2}{4} - A_k \right) \quad (3.11)$$

Hierbei ist L die Länge der Rotoren in axialer Richtung, D der Durchmesser der zylindrischen Bohrungen und A_k die Querschnittsfläche eines Kolbens (siehe dazu Abbildung 2.1).

3.2.3. Validierung des Modells

Zur Validierung des Gebläsemodells werden die Leistungsdaten der Dokumentation des Aerzen Delta Blowers (Typ GM 35 S) herangezogen (siehe Tabelle 3.1). Die Feuchte der angesaugten Luft geht nicht aus den zur Verfügung stehenden Unterlagen hervor. Für die Simulation wurde eine absolute Feuchte von 10 g/kg gewählt. Der Durchmesser aller Leitungen und Widerstände im Modell wurde gemäß der Nennweite der Anschlüsse des Aerzen DeltaBlowers zu 150 mm gewählt.

Zunächst wird das Umlaufvolumen des Gebläses ermittelt. Es ist definiert als jenes Volumen (im Normzustand), welches bei einer Umdrehung in der Maschine transportiert wird. Die Drehzahl und der Volumenstrom sind bekannt. Es ergibt sich:

$$V_U = \frac{\dot{V}_N}{n_{\text{Gebläse}}} \quad (3.12)$$

Tabelle 3.1.: Leistungsdaten Aerzen DeltaVBlower GM 35 S (Anhang A.1)

p_1	1,00	[bar]	$n_{\text{Gebläse}}$	2500,00	[1/min]
ϑ_1	20,00	[°C]	Δp	0,40	[bar]
ϑ_2	58,00	[°C]	\dot{V}_N	25,00	[m ³ /min]

Zum Vergleich soll die isentrope Leistung sowie die Gesamtleistung ermittelt werden. Im ersten Schritt geschieht dies unter der Annahme einer idealen Maschine ohne Verluste. Die isentrope Leistung ergibt sich aus der Definition der isentropen Enthalpie. Für das Roots-Gebläse ist die isentrope Enthalpie nach Abschnitt 3.1.2 mit der Gleichung 3.7a definiert. Durch die Subtraktion der Eintrittsenthalpie ergibt sich die innere spezifische Verdichtungsarbeit.

$$w_i = R T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \quad (3.13)$$

Es ergibt sich mit dem idealen Gasgesetz und der Definition der isentropen Verdichtungsleistung

$$P_s = w_i \dot{m} \quad (3.14)$$

eine Bestimmungsgleichung für die isentrope Verdichtungsleistung in Abhängigkeit des Ansaugvolumenstroms sowie des Anfangs- und Enddrucks:

$$P_s = p_1 \dot{V} \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \quad (3.15)$$

Im zweiten Schritt soll der isentrope Wirkungsgrad berücksichtigt werden. Die reale Leistungsaufnahme ergibt sich aus der hydraulischen Leistung und dem Gesamtwirkungsgrad. In diesem Fall, da andere Angaben fehlen, wird nur der isentrope Wirkungsgrad verwendet.

$$P_{ges} = \frac{P_s}{\eta_{ges}} \quad (3.16)$$

Beim Vergleich der Leistungsaufnahme für die ideale Maschine ($\eta_{ges} = 1$; $P_{ges} = P_s$) (Tabelle 3.2) lässt sich nur eine geringe Abweichung ($< 1\%$) feststellen. Für die Bestätigung der

Tabelle 3.2.: Vergleich der isentropen Verdichtungsleistungen P_s des Drehkolbengebläses

Kontrollrechnung	16 666,80	[W]
Simulation	16 803,00	[W]
Abweichung	0,82	[%]

angegebenen Leistungsdaten muss für die Simulation zunächst der isentrope Wirkungsgrad bestimmt werden. Der isentrope Wirkungsgrad bei einem Verdichtungsprozess ist definiert als:

$$\eta_s = \frac{h_s - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.17)$$

3. Modellierung der Basiskomponenten

Die Enthalpieänderung auf Basis der Leistungsdaten berechnet sich zu:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (3.18)$$

Es ergibt sich für die Austrittsenthalpie nach der Verdichtung:

$$h_2 = h_1 + \Delta h = h_1 + c_p \Delta T \quad (3.19)$$

Die Eintrittsenthalpie der Luft lässt sich mit Hilfe der vorherigen Simulation bestimmen. Im MOLLIER h,x-Diagramm lässt sich der gleiche Wert ablesen.

$$h_1 = 45263,3 \text{ [J/kg]}$$

Die Austrittsenthalpie der isentropen Verdichtung ergibt sich aus der Summe der Eintrittsenthalpie und der inneren spezifischen Arbeit zu:

$$h_s = h_1 + R T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \quad (3.20)$$

Die Ergebnisse der Handrechnung und der resultierende isentrope Wirkungsgrad sind in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Tabelle 3.3.: Ergebnisse der Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades auf Basis der Leistungsdaten

Austrittsenthalpie	h_2	83 760,20	[J/kg]
isentropen Enthalpie	h_s	79 128,00	[J/kg]
isentropen Wirkungsgrad	η_s	0,88	[–]

Die Differenz der Enthalpien der Handrechnung und der Simulation beträgt weniger als 1 %. Die Austrittstemperatur der Simulation beträgt unter Berücksichtigung des per Handrechnung ermittelten isentropen Wirkungsgrades von $\eta_s = 0,88$

$$\vartheta_2 = 58,3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

und deckt sich somit mit der Austrittstemperatur, welche in den Leistungsdaten (Tabelle 3.1) des Kompressors angegeben wurde. Die Abweichung beträgt weniger als 1 %.

Tabelle 3.4.: Vergleich der Enthalpien der Handrechnung und Simulation

	h_s [J/kg]	h_2 [J/kg]
Kontrollrechnung	79128,00	83760,20
Simulation	79516,40	84187,00
Abweichung	0,5 %	0,5 %

3.3. Schraubenkompressor mit Wärmerückgewinnung

Schraubenkompressoren arbeiten mit zwei gegenläufig rotierenden, ungleichen Verdrängerkolben (Haupt- und Nebenrotor), von welchen nur der Hauptrotor mit dem Antrieb verbunden ist. Die Kolben sind um ihre Rotationsachse verwunden (siehe hierzu auch Abbildung 2.2 in Abschnitt 2.1.2). Das zu komprimierende Volumen während einer Umdrehung wird Umlaufvolumen genannt. Das Volumen vergrößert sich zunächst während des Ansaugvorgangs an der Saugseite. Hat das Umlaufvolumen sein Maximum erreicht, beginnt der innere Verdichtungsprozess, d. h. dass sich das Volumen verkleinert bis es mit dem Auslassquerschnitt auf der Druckseite verbunden ist. Eine weitere Verringerung des Volumens bewirkt das Ausschleusen des Mediums aus dem Kompressor[1].

Während der Verdichtung wird kontinuierlich Öl mit einer Temperatur von etwa $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ in den Verdichtungsraum eingespritzt. Das Öl dient sowohl der Schmierung der Kolben, als auch der Wärmeabfuhr während des Kompressionsvorganges. Das nun auf $70 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ aufgeheizte Öl wird nach der Kompression von der Druckluft getrennt und durchläuft einen Kreislauf zur Rückkühlung und erneuten Einspritzung des Öls. Die abgebildete Wärmerückgewinnung nutzt die Wärme des aufgeheizten Öls zur Erwärmung von Wasser (siehe Abbildung 2.3). Hierzu wird in einem zwischengeschalteten Wärmeübertrager die Wärme des Öls auf das Wasser übertragen und die verbleibende Restwärme im Öl wird im regulären Luftkühler abgeführt.

Auch im Schraubenkompressormodell ist die Nutzung von Kennfeldern und der Wärmeverlust an die Umgebung nicht implementiert. Die Erweiterung des Modells kann analog zum Modell des Drehkolbengebläses erfolgen.

3.3.1. Aufbau und Funktionsweise

Das Icon des Schraubenkompressormodells ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Neben den bereits bekannten Konnektoren Fluidports, Soll-Port und Netz-Port enthält das Modell zwei HKSIM Fluidports für Warmwasser, welche die Wasserseite der Wärmerückgewinnung mit den Komponenten der HKSIM-Bibliothek zur Nutzung der abwärme Verknüpfen. Der obere Real-Port dient zum Vorgeben der gewünschten Wasseraustrittstemperatur.

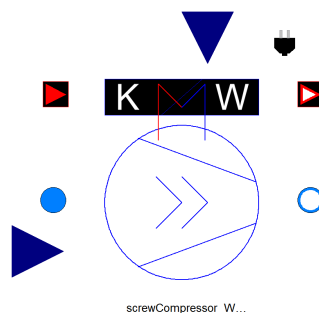


Abbildung 3.4.: Icon des Schraubenkompressormodells

Das Kompressor-Basismodell muss für die Abbildung der Wärmeübertragung an das Öl erweitert werden. Hierzu wird mit dem Befehl `extends` das Kompressor-Basismodell in das neue Modell integriert. Dadurch besitzt das Modell des Schraubenkompressors alle Eigenschaften des Kompressor-Basismodells. Eine erneute Programmierung der Basisgleichungen ist nicht notwendig.

3. Modellierung der Basiskomponenten

Zusätzliche, ergänzende Gleichungen berechnen die Übertragung der beim Verdichtungsprozess entstehenden Wärme an das Öl. Da das feuchte Luft-Modell auf eine Temperatur von 400 K beschränkt ist, muss die Modellierung des Wärmeübergangs außerhalb des Medienmodells stattfinden. Das bedeutet, dass die Funktionen des Medienmodells nicht zur Berechnung der Verdichtungsendtemperatur verwendet werden können. Hierzu werden die isentrope und die reale Verdichtungsendtemperatur sowie der Wärmeübergang getrennt vom Medienmodell berechnet. Diese Gleichungen berechnen die übertragene Wärmemenge, welche nun an den Quellterm der Gleichung zur Berechnung der spezifischen Austrittsenthalpie (siehe Gleichung 3.8) übergeben wird.

In Abbildung 3.5 ist die Modellebene des Schraubenkompressormodells dargestellt. Unten links im Diagramm befinden sich die Modelle zur Abbildung der Regelung und des Antriebsstranges. Diese Teile des Modells sind identisch mit denen des Gebläsemodells (siehe Abschnitt 3.2.1). Der obere Teil des Modells bildet die Wärmerückgewinnung über den Ölkreislauf ab. Die berechnete Wärmemenge der Ölkühlung wird dem Luftstrom entzogen und an den Heatport des Kompressormodells übergeben. Der nachfolgende Adapter wandelt das Wärmestromsignal in einen `Real`-Wert um und gibt ihn an das Wärmequellenmodell (`waermeQuelle_mQ`) weiter, welches die Übertragung an den Wasserstrom abbildet. Das Wärmequellenmodell erhält als weitere Eingangsgröße die Soll-Austrittstemperatur des Wassers. Abhängig von dem zugeführten Wärmestrom wird der Wassermassenstrom des Modells so reguliert, dass die gewünschte Austrittstemperatur erreicht wird.

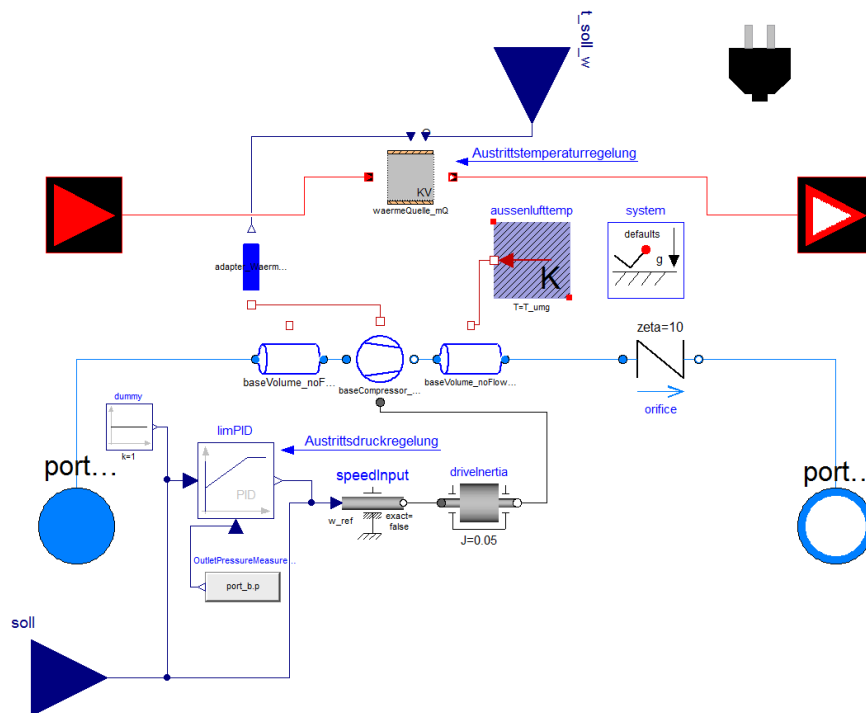


Abbildung 3.5.: Der Schraubenkompressor in der Modellansicht

Nach dem Austritt aus dem Kompressor hat die Luft je nach Parametrisierung noch eine Temperatur von $90 - 120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Für die Verwendung der Druckluft in technischen Prozessen ist es meist erforderlich, die Luft auf die gewünschte Prozesstemperatur abzukühlen. Hierzu wird dem Kompressor-Basismodell ein zusätzliches Kontrollvolumen zur Abbildung der Druckluftkühlung durch Angabe einer wärmeübertragenden Fläche und einem

Wärmeübertragungskoeffizienten hinzugefügt. Die Druckluftkühlung erfolgt in einem luftgekühlten Wärmeübertrager, welcher mit Umgebungsluft betrieben wird. Die Temperatur der wärmeaufnehmenden Seite ist daher die Umgebungslufttemperatur, welche auch zur Abbildung der Wärmeverluste des Kompressors an die Umgebung herangezogen wird.

3.3.2. Mathematische Modellierung

Um die Wärmemenge, welche von der verdichteten Luft an das Öl übertragen wird, zu bestimmen, muss zunächst die reale Verdichtungsendtemperatur T_V berechnet werden.

$$T_V = \left(\frac{h_V - h_1}{c_p} \right) + T_1 \quad (3.21)$$

Die Berechnung der spezifischen Enthalpie am Ende der Verdichtung (ohne Kühlung) ist in Abschnitt 3.1.2 beschrieben.

Für die Berechnung des an das Öl abgegebenen Wärmestromes wird der Temperaturunterschied zwischen der realen Verdichtungsendtemperatur und der Austrittstemperatur der Druckluft herangezogen. Es ergibt sich die Bestimmungsgleichung des Wärmestroms:

$$\dot{Q}_{oel} = -\dot{m}_L c_p (T_V - T_2) \quad (3.22)$$

Die Austrittstemperatur T_2 muss für ein bestimmtes Gleichungssystem vorgegeben werden. Hierzu wird der Temperaturwirkungsgrad der Ölkühlung, η_T definiert.

$$\eta_T = -\frac{T_2 - T_V}{T_V - T_{oel}} \quad (3.23)$$

Dieser Wirkungsgrad gibt an, in welchem Maße sich die Luftaustrittstemperatur an die Öleintrittstemperatur angleichen kann. Je höher der Temperaturwirkungsgrad, desto mehr Wärme wird an das Öl übertragen. Als Bezug für die Ermittlung des Temperaturwirkungsgrades sollte der vom Hersteller angegebene Betriebszustand des Kompressors oder ein anderer genau bestimmter Betriebspunkt gewählt werden. Die Austrittstemperatur der Druckluft und die Öleintrittstemperatur müssen hierzu ebenfalls bekannt sein. Aus dem Betriebsdruck und dem isentropen Wirkungsgrad η_s lässt sich die reale Verdichtungsendtemperatur ermitteln.

Die Öleintrittstemperatur eines Schraubenkompressors wird für gewöhnlich unabhängig vom Betriebszustand auf eine konstante Temperatur geregelt. Wird der Kompressor bei niedrigeren Drücken als dem Betriebsdruck betrieben, führt dies zu geringeren Verdichtungsendtemperaturen. Aufgrund der nun geringeren Temperaturdifferenz zwischen Öl und Druckluft wird weniger Wärme an den Ölkreislauf übertragen, wodurch weniger Wärme für die Wärmerückgewinnung zur Verfügung steht. Dieses Verhalten lässt sich über den Ansatz des Temperaturwirkungsgrades abbilden. Bei der Validierung des Modells im nächsten Abschnitt werden die bisherigen Ausführungen verdeutlicht.

3.3.3. Validierung des Modells

Für die Validierung des Schraubenkompressormodells stehen keine Daten der tatsächlich eingesetzten Kompressoren der Anlage zur Verfügung. Als Vergleichsdaten dienen Herstellerangaben eines ähnlichen Modells. Auf Grundlage der zur Verfügung stehenden Daten in Tabelle 3.5 werden zunächst die isentropen Verdichtungsleistungen der Simulation und der

3. Modellierung der Basiskomponenten

Kontrollrechnung verglichen. Aus diesen Ergebnissen lässt sich der isentrope Wirkungsgrad bestimmen. Für den Anteil der Wärme, welche aus dem Ölkreislauf zurückgewonnen werden kann, wird der Temperaturwirkungsgrad ermittelt. Das Ergebnis des Wärmeanteils der Simulation kann dann mit den Herstellerangaben des Kompressors verglichen werden.

Tabelle 3.5.: Gegebene Daten für die Validierung

Technische Daten, Schraubenkompressor (öleingespritzt) Kaeser SM 15[12]		
Betriebsüberdruck	10,00	[bar]
Liefermenge	1,26	[m ³ _N /min]
Motornennleistung	9000,00	[W]
Druckluftanschluss	24,50	[mm]
Daten zur Wärmerückgewinnung [13]		
rückgewinnbare Wärme aus dem Ölkreislauf	0,76	[\dot{Q}_{oel}/P_{el}]
Literaturwerte aus Boge Druckluftkompendium [2]		
maximal zulässige Druckluftaustrittstemperatur	110,00	[°C]
Öleintrittstemperatur	55,00	[°C]

Die isentrope Verdichtungsleistung ergibt sich analog zum Vorgehen in Abschnitt 3.2.3 mit Gleichung 3.7a zu:

$$P_s = p_1 \dot{V} \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + \frac{p_2/p_1 - \Pi}{\Phi} \right) \quad (3.24)$$

Aus der isentropen Verdichtungsleistung kann nun mit Gleichung 3.16 und der Nennleistungsangabe des Herstellers der isentrope Wirkungsgrad bestimmt werden:

Tabelle 3.6.: Vergleich der isentropen Verdichtungsleistungen P_s des Schraubenkompressors

Kontrollrechnung	7246,03	[W]
Simulation	7227,50	[W]
Abweichung	0,26	[%]

Die isentrope Verdichtungsendtemperatur ist nach [9] definiert als:

$$T_{s,V} = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.25)$$

Um die reale Verdichtungsendtemperatur zu ermitteln, kann die Definition des isentropen Verdichterwirkungsgrades unter Annahme konstanter Wärmekapazität umgeformt werden.

$$\eta_s = \frac{h_{s,V} - h_1}{h_V - h_1} \approx \frac{T_{s,V} - T_1}{T_V - T_1} \quad (3.26)$$

Die Gleichung kann nun nach der realen Verdichtungsendtemperatur aufgelöst werden.

$$T_V = \frac{T_{s,V}}{\eta_s} + T_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_{s,V}} \right) \quad (3.27)$$

Zur Bestimmung des Temperaturwirkungsgrades der Ölkühlung nach Gleichung 3.23 werden die Luftaustritts- und Öleintrittstemperatur als Anhaltswerte aus dem Boge Druckluftkompendium[2] entnommen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3.7 zusammengefasst.

Tabelle 3.7.: Ergebnisse der Validierung

isentropen Wirkungsgrad η_s	0,81	[-]
reale Verdichtungsendtemperatur T_V	378,40	[°C]
Temperaturwirkungsgrad η_T	0,83	[-]
Nennleistung nach Tabelle 3.5	9000,00	[W]
elektrische Leistungsaufnahme nach Simulation	8978,25	[W]
Anteil WRG (Literatur)	0,76	[-]
Anteil WRG (Simulation)	0,75	[-]

Das Ergebnis der Simulation mit den berechneten Wirkungsgraden deckt sich mit der Angabe der Nennleistung und dem von Kaeser angegebenen Anteil der zugeführten elektrischen Energie, welche durch den Ölkreislauf als Wärme zurückgewonnen werden kann. Dieser Anteil wird auf der Webseite von Kaeser-Kompressoren [13] mit 76 % abgegeben.

In Abbildung 3.6 sind die Verläufe der rückgewinnbaren Wärme und der Verdichtungsendtemperatur in Abhängigkeit des Austrittsdruckes dargestellt. Der berechnete Temperaturwirkungsgrad bezieht sich auf den Betriebszustand des Kompressors. Der angegebene Anteil von 76 % der elektrischen Energie wird bei Betriebsdruck als Wärme zurückgewonnen. Bei niedrigeren Drücken und damit niedrigeren Verdichtungsendtemperaturen wird aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zur Öltemperatur eine geringere Wärmemenge übertragen. Die dargestellten Simulationsergebnisse bestätigen dies.

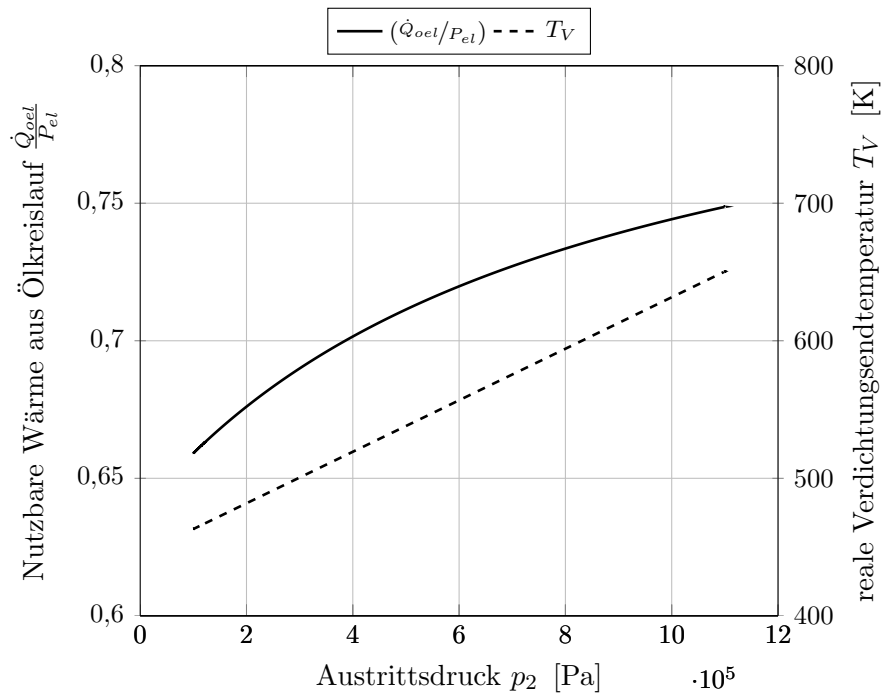


Abbildung 3.6.: Vergleich der nutzbaren Ölwärme und der Verdichtungsendtemperatur

3.4. Sorptionsrad

Die grundlegende Funktionsweise eines Sorptionsrades wurde bereits in Abschnitt 2.1.4 beschrieben. Für die physikalische Modellierung können verschiedene Ansätze verfolgt werden, welche sich hinsichtlich der Genauigkeit und des numerischen Aufwandes stark unterscheiden.

Das entwickelte Modell basiert auf einem bereits vorhandenen Modell eines Wärmerades. Ein Wärmerad funktioniert nach einem ähnlichen Prinzip wie ein Sorptionsrad. Der Unterschied ist hierbei, dass im Wärmerad keine Feuchtigkeit, sondern ausschließlich Wärme zwischen den Luftströmen übertragen wird. Das vorhandene Modell ermöglicht auch die Abbildung eines Sorptionsrades mit einem einfachen wirkungsgradbasiertem Ansatz. Die vorhandenen Berechnungsmethoden bleiben im Modell erhalten.

Das Modell des Sorptionsrades wird um einen Kennfeldansatz erweitert. Diese Methode ermöglicht das Einlesen von Herstellerdaten in Form von Kennfeldern. Bei bekannten Eintrittszuständen der Prozessluft kann aus einem solchen Kennfeld der Austrittszustand abgelesen werden. Ein Kennfeld hat immer für einen bestimmten Zustand der Regenerationsluft und eine Reihe weiterer Parameter Gültigkeit. Zu den weiteren Parametern gehören die Rotordrehzahl, die Anströmgeschwindigkeit, die Tiefe des Rotors und Weitere.

In Abbildung 3.7 ist ein solches Kennfeld dargestellt. Die Daten sind dem VDI-Wärmeatlas [14] entnommen. Im Kennfeld ist die Eintrittsfeuchte der Prozessluft an der Abszisse aufgetragen. Die Austrittsfeuchte und -temperatur kann an den entsprechenden Isothermen abgelesen werden. Ein Kennfeld enthält normalerweise mehrere Isothermen für unterschiedliche Eintrittstemperaturen der Prozessluft.

Die meisten Parameter bleiben beim Betrieb eines Sorptionsrades konstant. Als triviales Beispiel sei hier die Geometrie des Sorptionsrades genannt. Für den Sommer- und

Winterbetrieb werden Sorptionsräder jedoch mit unterschiedlichen Drehzahlen betrieben, was die Verwendung zweier unterschiedlicher Kennfelder in diesem Fall notwendig macht. Wie bereits erläutert, gilt ein Kennfeld für einen bestimmten Eintrittszustand der Regenerationsluft. Bei realen Prozessen kann es jedoch vorkommen, dass geringe Schwankungen auftreten. Diese Schwankungen betreffen insbesondere die Feuchtebelastung, da die Eintrittstemperatur regelbar ist. Für abweichende Feuchtebelastungen und Temperaturen wird ein Berechnungsalgorithmus nach [14] eingesetzt, welcher die Umrechnung auf einen anderen Eintrittszustand der Regenerationsluft ermöglicht. Die Berechnungsmethode ist mit gewissen Vereinfachungen und damit einer reduzierten Genauigkeit verbunden. Da die Temperatur der Regenerationsluft auf einfache Weise geregelt werden können und Schwankungen der Feuchtebelastung unter normalen Betriebsbedingungen sehr gering ausfallen ist der Genauigkeitsverlust gering.

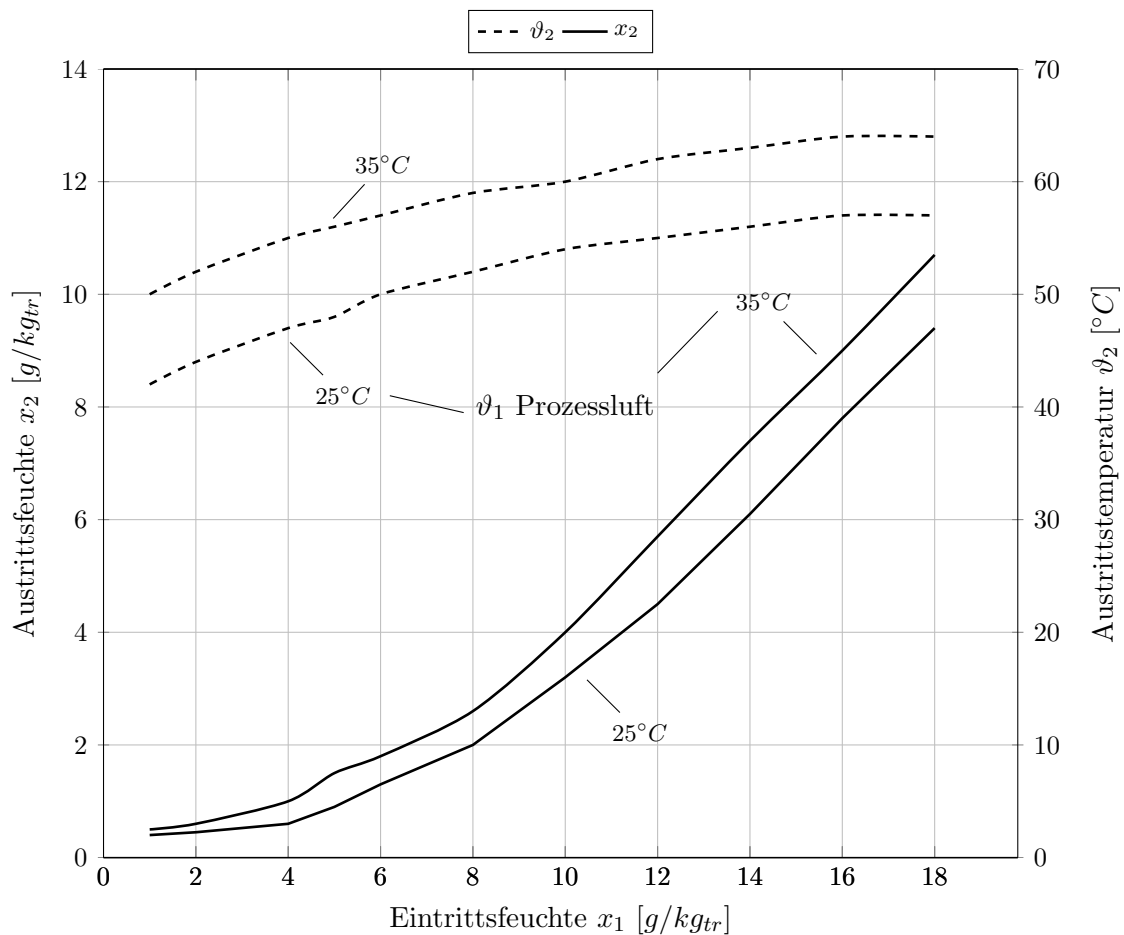


Abbildung 3.7.: Input-Kennfeld aus den Daten des Wärmeatlas-Kennfeldes

3.4.1. Aufbau und Funktionsweise

Neben jeweils zwei Fluidports für Prozess- und Regenerationsluft enthält das Modelica-Icon des Sorptionsrades (Abbildung 3.8) einen Booleschen Eingang, welcher zum An- und Ausschalten des Sorptionsrades genutzt werden kann. Ist der Konnektor nicht verbunden, ist das Rad immer eingeschaltet.

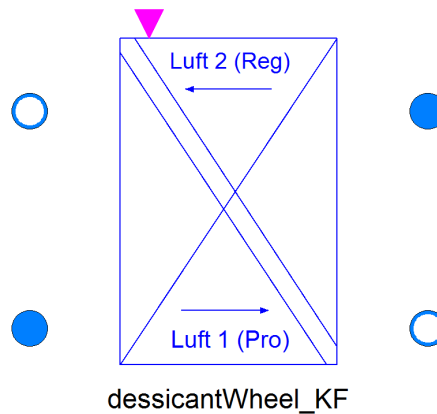


Abbildung 3.8.: Icon des Sorptionsrades

Die Modellebene des Sorptionsrades (Abbildung 3.9) enthält jeweils ein Luftkontrollvolumen für die Prozessluft (Luft_1) und die Regenerationsluft (Luft_2). Die Übertragung von Feuchte und Wärme zwischen beiden Kontrollvolumen wird je nach verwendeter Simulationsmethode durch verschiedene Gleichungen beschrieben, welche im folgenden Abschnitt erläutert werden.

Zur Abbildung des Kennfeldmodells sind zwei `CombiTable2D`-Blöcke aus der Modelica Standardbibliothek hinzugefügt worden. Die Eingangsgrößen sind die Eintrittstemperatur und -feuchte der Prozessluft, Ausgangsgröße ist jeweils die Austrittstemperatur oder die Austrittsfeuchte.

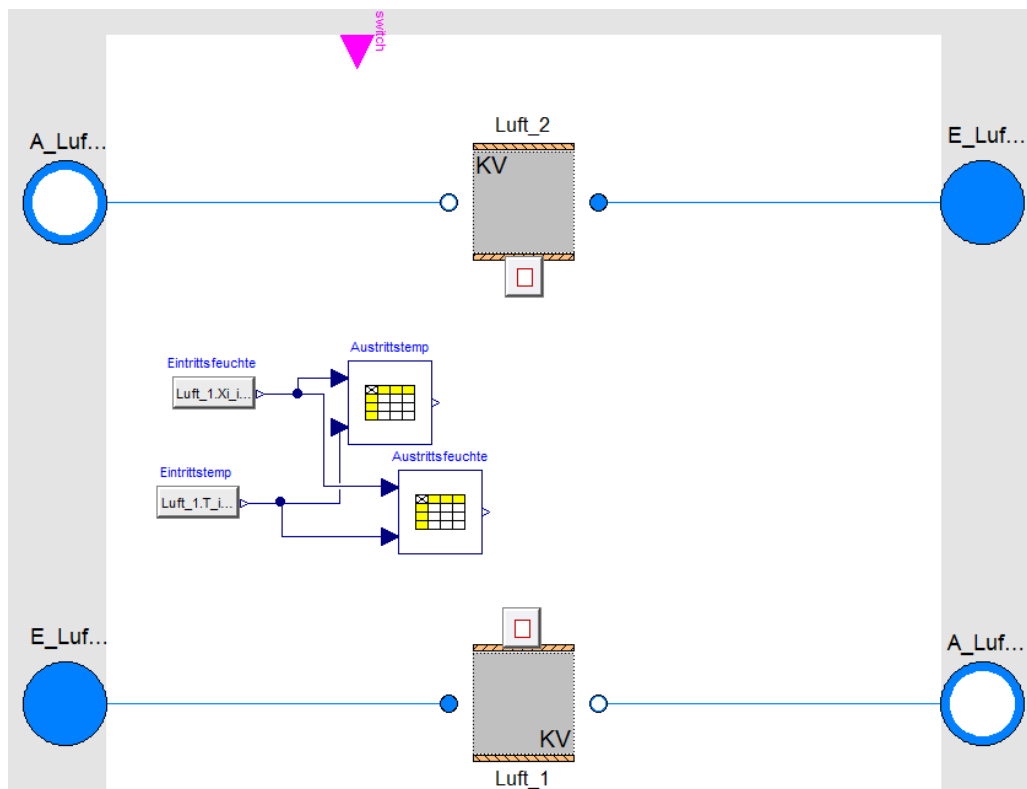


Abbildung 3.9.: Das Sorptionsrad in der Modellansicht

Die Daten eines Kennfeldes werden als Textdatei (Tabstopp-getrennt) in Tabellenform hinterlegt. Hierbei müssen die Isothermen für Feuchte und Temperatur jeweils in einer eigenen Tabelle hinterlegt werden. Die Formatierung muss nach folgendem Beispiel erfolgen:

```
#1
double Taus(11,3)
0   25   35
1   42   50
2   44   52
[...Tabelle gekürzt...]
14  56   63
16  57   64
18  57   64
```

Die Zeichenfolge „#1“ markiert den Beginn der Datei. Die erste Zeile einer Tabellendefinition beginnt mit dem Datentyp (hier: `double`). Anschließend folgt der Name und die Dimension der hinterlegten Matrix in der Form (Spalten, Zeilen). Die erste Spalte der Matrix definiert die Eingangsgrößen, die erste Zeile die einzelnen Kurven des Kennfeldes (hier die Isothermen für 25 und 35 °C). Die restlichen Einträge definieren die Austrittszustände der Prozessluft. In Zelle (1,1) dient die Null als Platzhalter und ist nicht Teil des Datensatzes.

Wird das Sorptionsrad ohne Kennfeldfunktion verwendet, so werden die Austrittszustände nur über die Definition eines Temperaturwirkungs- und Entfeuchtungsgrades berechnet. Diese Variante eignet sich für einen bestimmten, bekannten Betriebszustand. Abweichende Eintrittszustände der Luftströme können nur mit stark eingeschränkter Genauigkeit berechnet werden. Für den Fall gleicher Feuchtebeladung von eintretender Prozess- und Regenerationsluft lässt sich die Wirkungsgradmethode nicht verwenden. Ein solcher Prozesszustand kommt in der Praxis häufig vor, da meist sowohl Prozess- als auch Regenerationsluft aus der Umgebung angesaugt werden und somit die gleiche Feuchtebeladung aufweisen. Die Simulation mit der Wirkungsgradmethode bei gleichen Feuchtebeladungen ergibt keine Änderung der Zustände zwischen Eintritt und Austritt. Für einen solchen Betriebszustand kann der Kennfeldansatz verwendet werden.

3.4.2. Mathematische Modellierung

Zur Verdeutlichung der Unterschiede zwischen dem Kennfeld- und dem Wirkungsgradansatz werden im folgenden Abschnitt beide Ansätze beschrieben. Der Prozessluftstrom wird mit dem Index „P“, der Regenerationsluftstrom mit dem Index „R“ bezeichnet.

Wirkungsgradansatz

Die Übertragung von Wärme und Feuchte wird bei dem bereits im Modell enthaltenen Wirkungsgradansatz mit den dimensionslosen Größen Temperaturwirkungsgrad η_T und Entfeuchtungsgrad η_{hum} beschrieben. Diese Größen beschreiben, inwieweit sich die Temperatur bzw. Feuchtebeladung des Prozessluftstromes an den Regenerationsluftstrom angleichen kann. Werden beide Größen zu 1 gesetzt, verlässt der Prozessluftstrom die Anlage mit der Temperatur und Feuchtebeladung des Regenerationsluftstromes. Dies wäre bei unendlich großen Übertragungsflächen und verlustfreier Übertragung der Fall.

$$T_{P_2} = -(T_{P_1} - T_{R_1}) \eta_T + T_{P_1} \quad (3.28)$$

$$x_{P_2} = -(x_{P_1} - x_{R_1}) \eta_{hum} + x_{P_1} \quad (3.29)$$

Die Gleichungen machen deutlich, warum identische Eintrittszustände keine Änderung des Austritts bewirken. Ist zum Beispiel $x_{P_1} = x_{R_1}$ so ist $x_{P_2} = x_{P_1}$. Auch bei einer niedrigeren Feuchtebelastung der Regenerationsluft kann die Feuchtebelastung der Prozessluft niemals niedriger sein als die der Regenerationsluft.

In der Realität ist dies natürlich besonders bei großen Temperaturunterschieden der Luftströme möglich. Ein stark erhitzter Regenerationsluftstrom ist in der Lage große Mengen an Feuchtigkeit aufzunehmen und so den Prozessluftstrom auf Feuchtebelastungen zu trocknen, welche unter der Eintrittsfeuchte des Regenerationsluftstromes liegen. Zur Abbildung dieser Prozesse wird der Kennfeldansatz verwendet.

Kennfeldansatz

Die Umsetzung des Kennfeldansatzes erfolgt nach [14] und besteht grundlegend aus zwei Teilen:

- Ermittlung der Prozessluftaustrittszustände aus dem hinterlegten Kennfeld
- Berechnung der tatsächlichen Austrittszustände bei abweichenden Regenerationsluftzuständen

Zunächst werden die Eintrittszustände der Prozessluft an die `CombiTable2D`-Blöcke übergeben, welche die Daten des Kennfeldes enthalten. Werden hinterlegte Werte nicht exakt getroffen, wird wahlweise linear oder nach dem AKIMA-Verfahren[15] interpoliert². Die Eintrittszustände der Regenerationsluft, für welche das Kennfeld gültig ist, werden als Parameter vorgegeben.

Die Berechnung des Austrittszustandes der Prozessluft erfolgt nun in vier Schritten:

1. Berechnung der idealen Austrittszustände bei dem im Kennfeld angegebenen Eintrittszustand der Regenerationsluft
2. Berechnung des Entfeuchtungsgrades³ und der spezifischen Temperaturerhöhung
3. Berechnung der idealen Austrittszustände bei verändertem Regenerierluftzustand
4. Umrechnung auf die realen Austrittszustände mit Hilfe des Entfeuchtungsgrades und der spezifischen Temperaturerhöhung

Dieses vereinfachte Berechnungsverfahren ist mit zwei grundlegenden Vereinfachungen verbunden:

- Die Parameter Entfeuchtungsgrad und spezifische Temperaturerhöhung bleiben im betrachteten Temperatur- und Feuchtebereich konstant

²Die Auswahl des AKIMA-Verfahrens erfolgt durch das Setzen des Parameters `smoothness` auf `continuous derivative`.

³ Der Entfeuchtungsgrad der Kennfeldmethode η_E ist nicht zu verwechseln mit dem Entfeuchtungsgrad der Wirkungsgradmethode des vorherigen Abschnitts η_{hum} . Dieser bezieht sich auf die Differenz der Feuchtebelastung zwischen Prozess- und Regenierluft. Für η_E dient die Differenz von Prozesslufteintritt und -austritt bei idealer Entfeuchtung als Bezug.

- Die Isosteren (Linien gleicher Feuchtebelastung des Sorptionsmittels) im MOLLIER h,x-Diagramm verlaufen parallel zu den Linien gleicher relativer Feuchte

Für weiterführende Informationen zum Begriff der Isosteren und dem genauen Berechnungsverfahren der Wärme- und Stoffübertragung in Regeneratoren siehe [14] und [4].

Die Berechnung der idealen Austrittszustände der Prozessluft bei unverändertem Eintrittszustand der Regenerierluft erfordert zunächst die Bestimmung der relativen Feuchte der Regenerierluft. Der Sättigungsdruck wird hierbei mit den bereits bekannten **Inline**-Funktionen des Stoffmodells berechnet.

$$\varphi_{R_1} = \frac{p}{p_s} \frac{x}{0,622 + x} \quad (3.30)$$

Der Austrittszustand der Prozessluft des idealen Entfeuchters lässt sich nur iterativ ermitteln. Es müssen für die idealen Zustände x_{P,id_2} und ϑ_{P,id_2} folgende Bedingungen erfüllt sein:

$$\vartheta_{P,id_2} = \vartheta_{P_2} + \frac{\Delta\vartheta}{\Delta x} (x_{P,id_2} - x_{P_1}) \quad (3.31)$$

mit der spezifische Temperaturerhöhung:

$$\frac{\Delta\vartheta_P}{\Delta x_P} = \frac{\vartheta_{P_2} - \vartheta_{P_1}}{x_{P_2} - x_{P_1}} \quad [\text{K/g/kg}] \quad (3.32)$$

und als zweite Bedingung:

$$\varphi = \frac{p}{p_s(\vartheta_{P,id_2})} \frac{x_{P,id_2}}{0,622 + x_{P,id_2}} = \varphi_{R_1} \quad (3.33)$$

Nun ergibt sich der Entfeuchtungsgrad zu:

$$\eta_E = \frac{\Delta x_P}{\Delta x_{P,id}} = \frac{x_{P_2} - x_{P_1}}{x_{P,id_2} - x_{P_1}} \quad (3.34)$$

Mit den nun bekannten Größen „spezifische Temperaturerhöhung“ und „Entfeuchtungsgrad“ lassen sich nun die idealen und realen Austrittszustände bei verändertem Regenerierluftzustand ermitteln. Zunächst wird die relative Feuchte des neuen Regenerierluftzustandes nach Gleichung 3.30 ermittelt. Die idealen Austrittszustände ergeben sich durch Iteration mit den Bedingungen 3.31 und 3.33.

Die reale Austrittsfeuchte ergibt sich mit dem Entfeuchtungsgrad zu

$$x_{P_2} = x_{P_1} - \eta_E (x_{P_1} - x_{P,id_2}) \quad [\text{kg/kg}] \quad (3.35)$$

und die reale Austrittstemperatur zu:

$$\vartheta_{P_2} = \vartheta_{P_2} + \frac{\Delta\vartheta_P}{\Delta x_P} (x_{P_2} - x_{P_1}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.36)$$

Vor der Übergabe der Werte an die Gleichungen zur Wärme- und Feuchteübertragung wird die Austrittstemperatur auf die Einheit Kelvin umgerechnet. Mit Hilfe der **Inline**-Funktionen des Medienmodells wird die Austrittsenthalpie bestimmt. Die Austrittsfeuchte muss auf die Gesamtmasse der Luft bezogen werden. Die Umrechnung erfolgt mit Gleichung 2.32.

Wärme- und Feuchteübertragung

Im letzte Schritt werden die ermittelten Austrittszustände an die Quellterme der Kontrollvolumen übergeben. Alle bisher ermittelten Werte beziehen sich auf einen bestimmten Nennmassenstrom für jedes Kontrollvolumen. Zur Bestimmung des Nennmassenstroms können die Herstellerangaben herangezogen werden. Bei einer Abweichung des Massenstroms wird die übertragene Wärme und Feuchte auf den neuen Massenstrom interpoliert. Die Wärmeaufnahme des Prozessluftstroms ist:

$$q_P = \left(\frac{\dot{m}_{R_1} \dot{m}_{P_{100}}}{\dot{m}_{P_1} \dot{m}_{R_{100}}} \right) (-\dot{m}_{P_2} h_{P_2} - \dot{m}_{P_1} h_{P_1}) \quad (3.37)$$

Die vom Regenerationsluftstrom abgegebene Wärme entspricht dem Betrag der aufgenommenen Wärme der Prozessluft. Speichervorgänge und Wärmeverluste werden hierbei nicht berücksichtigt.

$$q_R = -q_P \quad (3.38)$$

Die Wassermenge, welche vom Prozessluftstrom abgegeben wird ergibt sich analog zu:

$$\dot{m}_{X,P} = \left(\frac{\dot{m}_{R_1} \dot{m}_{P_{100}}}{\dot{m}_{P_1} \dot{m}_{R_{100}}} \right) (-\dot{m}_{P_2} X_{P_2} - \dot{m}_{P_1} X_{P_1}) \quad (3.39)$$

Die Regenerationsluft nimmt genau diese Wassermasse auf. Auch hier bleibt die Speicherwirkung unberücksichtigt.

$$\dot{m}_{X,R} = -\dot{m}_{X,P} \quad (3.40)$$

3.4.3. Validierung

Für die Validierung werden die Beispielrechnungen des VDI-Wärmeatlas[14] herangezogen. Die dort dargestellten Ergebnisse werden mit Ergebnissen der Simulation verglichen. Das für die Validierung verwendete Modell ist in Abbildung 3.10 dargestellt. In Tabelle 3.8 sind die gegebenen Daten und nötige Annahmen der Beispielrechnung zusammengefasst.

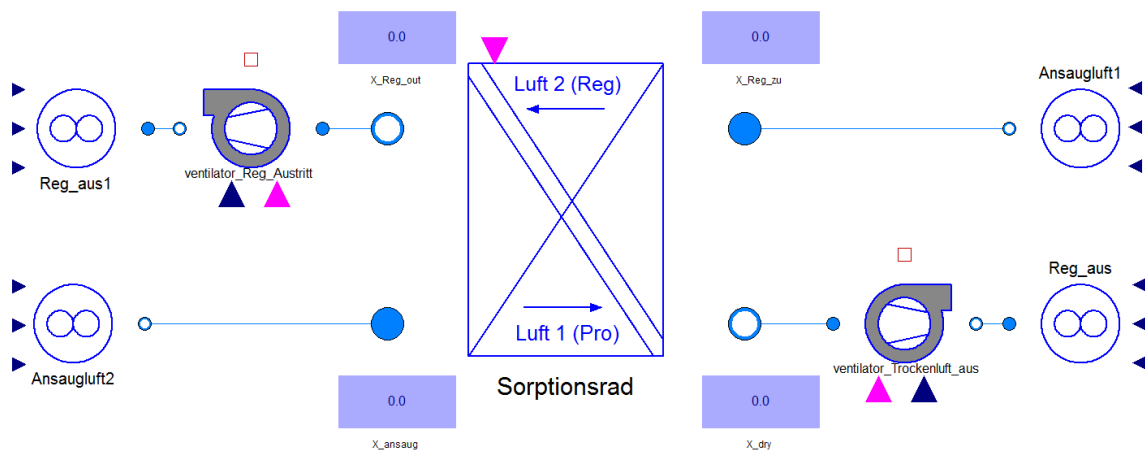


Abbildung 3.10.: Validierungsmodell des Sorptionsrades

Tabelle 3.8.: Randbedingungen der Validierungsrechnung

Angaben des Beispiel-Leistungsdiagramms [14]			
Rotortiefe	s_{Rotor}	200,00	[mm]
Anströmgeschwindigkeit vor dem Rotor	v_0	3,00	[m/s]
Sektorenverhältnis Prozessluft:Regenerationsluft		3:1	
Stoffwerte (Der Simulation entnommen)			
Dichte der Prozessluft	ρ_{P_1}	0,95	[kg/m ³]
Dichte der Regenerationsluft	ρ_{R_1}	1,16	[kg/m ³]
Annahmen			
Rotordurchmesser	D_{Rotor}	500,00	[mm]

Die aus diesen Daten berechneten Parameter, welche für die Simulation benötigt werden, sind in Tabelle 3.9 aufgeführt. Grundlage der Berechnung ist die angegebene Anströmgeschwindigkeit und das Sektorenverhältnis sowie ein angenommener Rotordurchmesser:

$$A_P = \frac{\pi}{4} D_{Rotor}^2 \frac{3}{4}$$

$$V_P = A_P s_{Rotor}$$

$$\dot{V}_P = v_0 A_P$$

$$\dot{m}_{P_{100}} = \dot{V}_P \rho_{P_1}$$

Tabelle 3.9.: Berechnete Parameter auf Grundlage der Beispielrechnung

durchströmte Fläche Prozessluftseite	A_P	0,15	[m ²]
durchströmte Fläche Regenerationsluftseite	A_R	0,05	[m ²]
Volumen Prozessluftseite	V_P	0,01	[m ³]
Volumen Regenerationsluftseite	V_R	0,03	[m ³]
Nennmassentrom Prozessluftseite	$\dot{m}_{P_{100}}$	0,51	[kg/s]
Nennmassentrom Regenerationsluftseite	$\dot{m}_{R_{100}}$	0,14	[kg/s]

3. Modellierung der Basiskomponenten

Die Ventilatoren (siehe Abbildung 3.10) sind so parametrisiert, dass die berechneten Nennmassenströme am Eintritt erreicht werden. In den Quellenmodellen **Ansaugluft1** und **Ansaugluft2** können die Eintrittszustände Temperatur und absolute Feuchte (Tabelle 3.10) direkt angegeben werden.

Tabelle 3.10.: Eintrittszustände der Luftströme

	x_1 [g/kg]	ϑ_1 [°C]	φ_1 [%]
Prozessluft	10,00	20,00	68,00
Regenerationsluft nach KF	10,00	140,00	0,44
Regenerationsluft abweichend	12,00	90,00	2,70

Der Eintrittszustand, welcher im Kennfeld angegeben ist, kann in der Simulation nicht abgebildet werden. Das Medienmodell für feuchte Luft ist nur bis ca. 120 °C gültig. Da der dem Kennfeld entsprechende Eintrittszustand jedoch als Parameter angegeben wird, können die Werte dennoch verglichen werden da sie als Zwischenergebnisse zugänglich sind.

Der Vergleich der Ergebnisse ist in Tabelle 3.11 aufgeführt. Die Austrittstemperaturen weichen nur sehr geringfügig voneinander ab, während die Austrittsfeuchtebelastungen eine etwas höhere Abweichung aufweisen. Die Ursache dafür liegt in der Steigung der Kurven im Kennfeld. Während die Isothermen der Austrittstemperatur nur eine geringe Steigung aufweisen, ist diese bei den Isothermen der Austrittsfeuchte wesentlich höher. Dadurch erhöht sich der mögliche Interpolationsfehler und damit der Gesamtfehler.

Tabelle 3.11.: Vergleich der realen Austrittstemperaturen und -feuchtebelastungen der Simulation und Beispielrechnung

	Reg.-Eintritt Kennfeld		Reg.-Eintritt abweichend	
	x_2 [g/kg]	ϑ_2 [°C]	x_2 [g/kg]	ϑ_2 [°C]
VDI-WA Rechnung	3,20	53,40	4,90	46,90
Simulation	3,27	53,48	4,79	47,14

Die Ergebnisse der Berechnung im VDI-Wärmeatlas werden in Tabelle 3.12 den Ergebnissen einer selbst durchgeführten Berechnung und der Simulation gegenübergestellt. Dies ist sinnvoll, da die Beispielrechnung keine Angaben über die Anzahl der durchgeführten Iterationsschritte macht. Hierbei werden nur die Werte für die idealen Zustände betrachtet. Die Berechnungen wurden ebenfalls in Modelica, jedoch einem separatem Modell, durchgeführt, um die Iteration zu vereinfachen. Die selbst durchgeführte Berechnung des Beispiels im VDI-Wärmeatlas ergibt eine geringere Abweichung von den Simulationsergebnissen als die dort aufgeführten Werte. Ein Grund für die unterschiedlichen Werte der idealen Austrittsfeuchte ist, dass dieser Wert für den Eintrittszustand der Regenerationsluft nach Kennfeld in der VDI-Rechnung aus dem h,x-Diagramm abgelesen wurde. Die Berechnung mittels Iteration wurde dort nur als Beispiel aufgeführt.

Tabelle 3.12.: Vergleich der idealen Temperaturen und Feuchtebeladungen der verschiedenen Berechnungsmethoden

	Reg.-Eintritt Kennfeld		Reg.-Eintritt abweichend	
	x_{id_2} [g/kg]	ϑ_{id_2} [°C]	x_{id_2} [g/kg]	ϑ_{id_2} [°C]
Kontrollrechnung	0,66	64,02	2,79	56,00
VDI-WA Rechnung	0,70	65,00	2,80	56,00
Simulation	0,66	64,33	2,76	55,57

Zusammenfassend lässt sich die Aussage treffen, dass die Simulationsergebnisse mit den Werten der Literatur mit ausreichender Genauigkeit übereinstimmen.

4. Modellierung der Förderluftkonditionierstation

Die Förderluft zum Transport der pulverförmigen Produkte muss bestimmte Anforderungen erfüllen, um eine gleichbleibende Qualität des Produktes zu gewährleisten. Das bedeutet, dass die Luft, bevor sie mit dem Produkt in Kontakt kommt, konditioniert werden muss. Hierzu werden Förderluftkonditionierstationen eingesetzt, welche die Förderluft auf eine definierte Temperatur und Feuchte konditionieren müssen. Diese Zustände müssen auch bei variierenden Ansaugbedingungen zu jeder Zeit erreicht werden.

Die in dieser Anlage verwendeten Förderluftkonditionierstationen bestehen grundsätzlich aus drei Wärmeübertragern. Die Förderluft tritt durch die vorhergehende Verdichtung mit einer Temperatur von $50 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ in die Anlagen ein. Sie passiert zunächst den Vorkühler, welcher das Temperaturniveau auf etwa $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ senkt. Im anschließenden Hauptkühler wird die Förderluft auf eine Temperatur unterhalb des Taupunktes abgekühlt und dadurch entfeuchtet. Damit keine Restfeuchte im Produkt auskondensieren kann, wird die Luft im dritten Wärmeübertrager, dem Nacherhitzer, auf eine Temperatur von $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ erhitzt. Um immer eine konstante Austrittstemperatur zu erreichen, wird der Wassermassenstrom des Nacherhitzers geregelt.

In dem Anlagenteil, welcher im Rahmen dieser Arbeit abgebildet wird, befinden sich acht dieser Anlagen. Der in dieser Arbeit betrachtete Anlagenteil der Abfüll- und Siloanlage enthält sechs dieser Förderluftkonditionierstationen. Bei der Erstellung des Modells war es somit das Ziel, diese Anlagen mit allen wiederkehrenden Komponenten abzubilden, um den Aufwand bei der Abbildung der Gesamtanlage gering zu halten. Das Modell beinhaltet neben den drei Wärmeübertragern auch die Drehkolbengebläse, welche jeder Anlage vorgeschaltet sind.

4.1. Aufbau und Funktionsweise

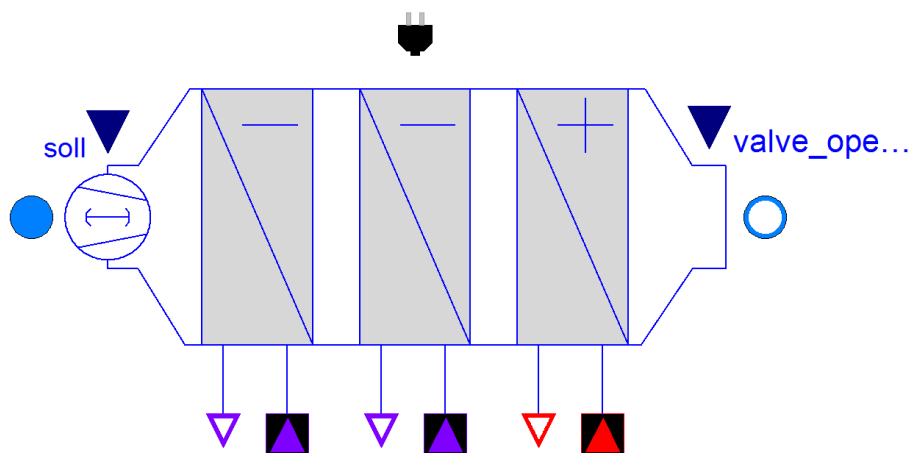


Abbildung 4.1.: Icon des Förderluftkonditionierstation-Modells

4. Modellierung der Förderluftkonditionierstation

Das Modell enthält vier Anschlusspaare für Stoffströme (siehe Abbildung 4.1). Je einen Fluidport für den Ein- und Austritt des zu konditionierenden Luftstroms und drei hydraulische Portpaare für die Wasserseite der drei Wärmeübertrager. Des Weiteren sind zwei **RealInput**-Ports und ein Port für die Bilanzierung der elektrischen Energie vorhanden. Das Icon des Modells stellt die Hauptkomponenten symbolisch dar. Die von Außen vorzugebenden **Input**-Größen sind auf der linken Seite die Soll-Größe für das Gebläse (wahlweise Winkelgeschwindigkeit oder Solldruck) und auf der rechten Seite der Öffnungswert des Ventils am Austritt des Modells.

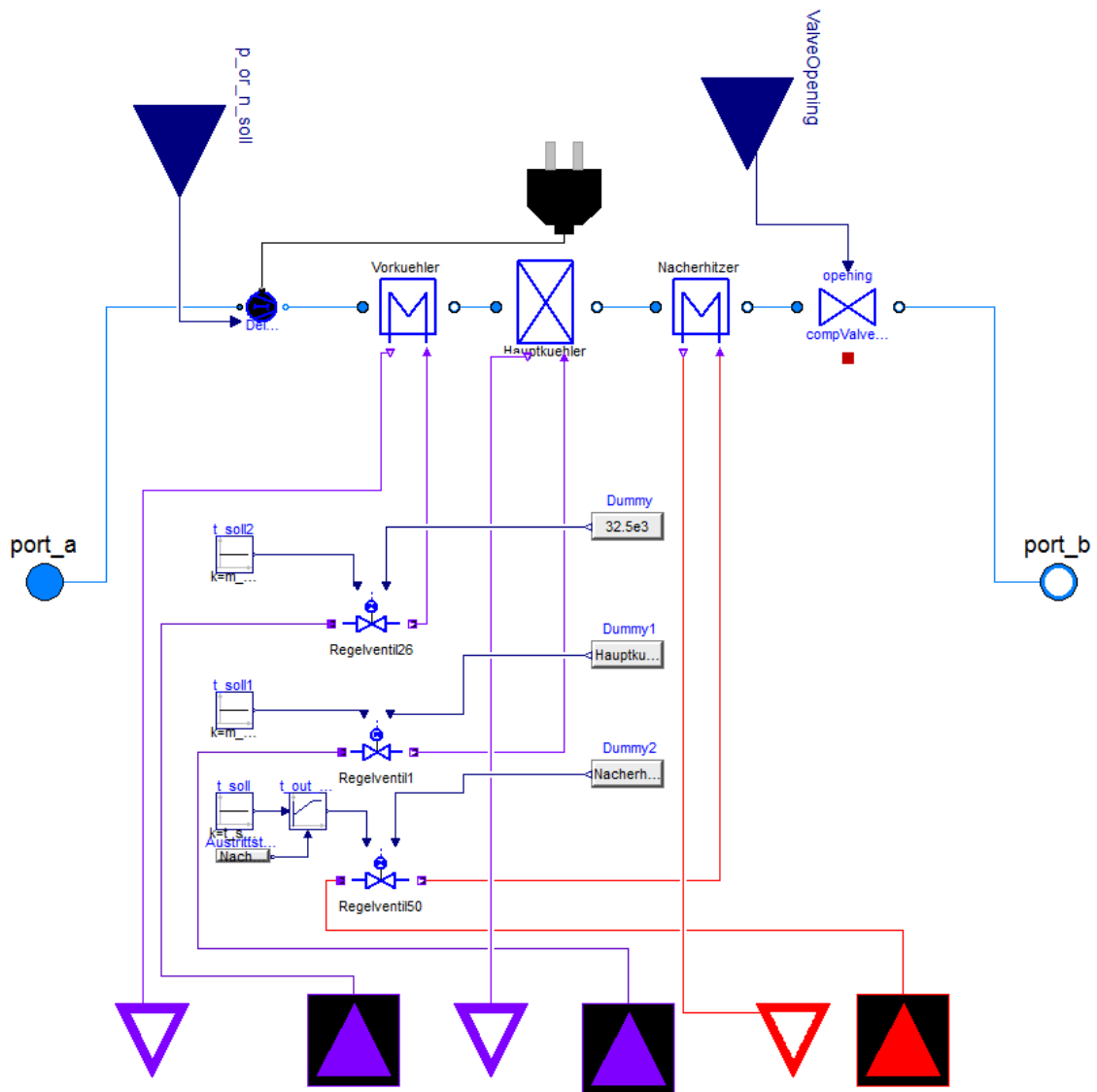


Abbildung 4.2.: Modellebene des Förderluftkonditionierstation-Modells

Die Modellebene der Förderluftkonditionierstation ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Für die Druckerhöhung des Luftstroms wird das Gebläsemodell, welches in Kapitel 3.2 beschrieben ist, eingesetzt. Für den Vorkuehler und Nacherhitzer wurden die ϵ -NTU Wärmeübertragermodelle verwendet. Der Hauptkuehler wird durch das Luftkuehlermodell, welches die Simulation von Kondensationsvorgängen ermöglicht, abgebildet. Für eine Beschreibung

dieser Modelle siehe Kapitel 2.5.5. Vor dem Austritt der Konditionierstation befindet sich ein Ventilmodell zur Simulation des hydraulischen Widerstands nachfolgender Anlagenteile. Durch die Zugänglichkeit des Öffnungswertes von Aussen lassen sich zeitabhängige Verläufe des Widerstandes (z.B. für Verschmutzungsvorgänge oder Befüll- und Leerungszyklen) simulieren. Im unteren Teil der Modellebene sind die Wasserzuläufe der Wärmeübertrager abgebildet. Jedem Zulauf ist ein Ventil vorgeschaltet, über welches der zulaufende Massenstrom eingestellt werden kann. Beim Nacherhitzer wird diese Größe vom Reglermodell in Abhängigkeit von der Luftaustrittstemperatur vorgegeben. Der **Constant-Block Dummy** gibt den Wert der abzuführenden Wärme an den **Q_zu** Input der Ventile weiter. Diese Größe führt dem Stoffstrom keine Wärme zu. Sie dient zur Berechnung des notwendigen Maximalmassenstroms um die angegebene Wärme abzuführen. Da der Massenstrom durch Regelung oder die Vorgabe konstanter Werte bestimmt werden soll wird diese Funktion des Ventils nicht verwendet. Der Vorgabewert für **Q_zu** wird aus diesem Grund so hoch gewählt, dass die Sollmassenströme erreicht werden können.

4.2. Validierung

Für die Validierung des Modells werden die zur Verfügung stehenden Unterlagen des Herstellers herangezogen (Tabelle 4.1). Angegeben ist der Auslegungszustand der Anlage mit den Temperaturen, Feuchten, Massenströmen und Drücken der einzelnen Wärmeübertrager. Über die Spezifikationen der Wärmeübertrager selbst stehen keine Informationen zur Verfügung. Das bedeutet, dass die wärmeübertragenden Flächen und die Wärmeübergangszahlen im Versuch ermittelt werden müssen. Hierzu werden zunächst alle bekannten Parameter gesetzt. Nun werden die Parameter k und A der ϵ -NTU Modelle sowie die geometrischen Parameter des Luftkühlermodells so lange angepasst, bis die angegebenen Austrittszustände erreicht werden. Mit den groben Abmaßen der Anlage aus den Unterlagen lassen sich die Startwerte abschätzen. Das Validierungsmodell ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

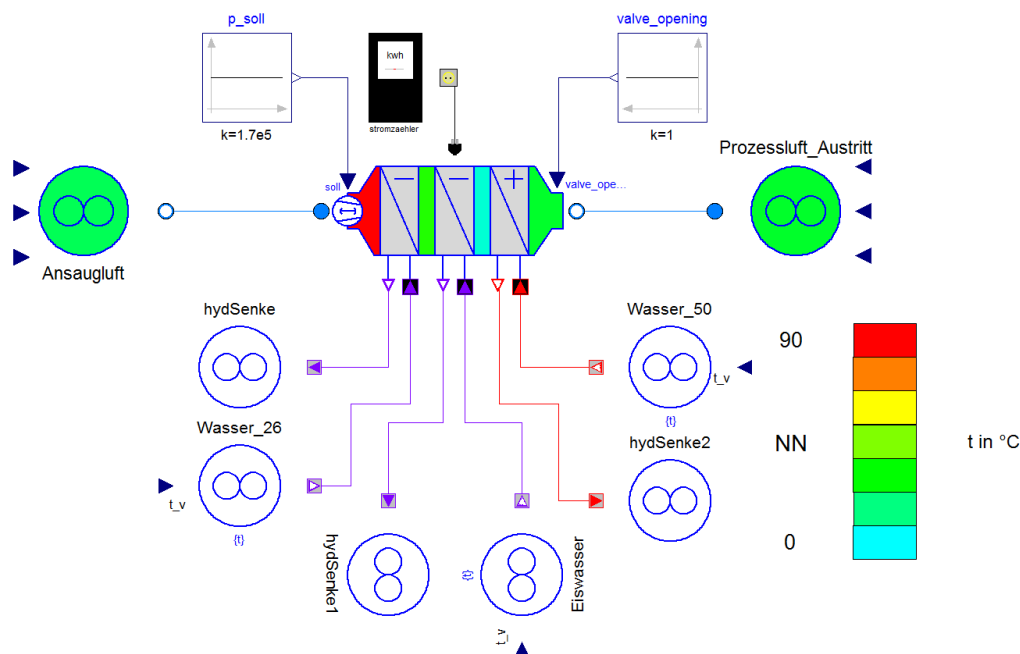


Abbildung 4.3.: Validierungsmodell des Förderluftkonditionierstation-Modells

Zur Vereinfachung wird die wärmeübertragende Fläche des Vorkühlers und Nacherhitzers konstant auf 1 m^2 gesetzt. Das Kondensationsmodell besitzt eine Vielzahl an geometrischen Parametern. Hier werden ausgehend von den äußeren Abmaßen der Anlage die Anzahl und Maße der Rohre verändert, bis sich die gewünschte Austrittstemperatur einstellt. Das Drehkolbengebläse wurde so parametrisiert, dass am Eintritt des Vorkühlers die angegebene Temperatur von $90 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht wird. Dies geschieht über die Variation des isentropen Wirkungsgrades bei gegebenem Volumenstrom und Austrittsdruck. Alle weiteren Parameter werden entsprechend den Auslegungsdaten des Herstellers in Tabelle 4.1 gewählt.

Tabelle 4.1.: Randbedingungen der Validierungsrechnung (Anhang A.2)

Betriebsdruck	p_B	1,70	[bar]
Luftvolumenstrom	\dot{V}_L	0,44	$[\text{m}^3/\text{s}]$
Innendurchmesser der Anschlussleitung	d_i	0,15	[m]
Wasserzulauftemperatur VK	ϑ_{W,VK_1}	26,00	$[\text{ }^\circ\text{C}]$
Wasserzulauftemperatur HK	ϑ_{W,HK_1}	1,00	$[\text{ }^\circ\text{C}]$
Wasserzulauftemperatur NE	ϑ_{W,NE_1}	50,00	$[\text{ }^\circ\text{C}]$

Verglichen werden die Austrittstemperaturen des Luft- und Wasserstromes in jedem Wärmeübertrager. Hierbei muss sichergestellt werden, dass alle Aufheiz- bzw. Abkühlvorgänge in den Wärmeübertragermodellen abgeschlossen sind und sich ein stationärer Zustand eingestellt hat. Dies ist nach etwa 250 Sekunden Simulationszeit der Fall. Gewählt wird die Auswertung bei 500 Sekunden.

Die Austrittstemperaturen und die relative Feuchte am Austritt jedes Wärmeübertragers sind in Tabelle 4.2 aufgeführt. Da alle Modelle so parametrisiert wurden, dass genau diese Temperaturen erreicht werden, reicht der Vergleich der Lufttemperaturen für eine Validierung nicht aus. Hierzu werden die Austrittstemperaturen der Wasserseiten jedes Wärmeübertragers herangezogen.

Die Austrittstemperaturen und Massenströme der Wasserseite sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Die Wassermassenströme im Vor- und Hauptkühler sind entsprechend den technischen Daten parametrisiert, hier tritt natürlich keine Abweichung auf. Der Wassermassenstrom des Nacherhitzers hingegen wird geregelt, um eine konstante Luftaustrittstemperatur zu erreichen. Die Abweichungen sind größer als die der Luftaustrittstemperaturen und bewegen sich zwischen 0,6 und 1,6 Kelvin. Beim geregelten Massenstrom tritt keine Abweichung zu den Auslegungsdaten auf, jedoch ist hier der Temperaturunterschied am größten.

Durch die höhere Wärmekapazität des Wassers gegenüber der Luft wirken sich Fehler auf die Wassertemperaturen höher aus. Die Unterschiede könnten durch eine noch genauere Anpassung der Wärmeübergangskoeffizienten noch verringert werden. Da die größte Abweichung jedoch nur 1,6 Kelvin beträgt ist eine ausreichende Genauigkeit des Modells bereits gegeben.

Tabelle 4.2.: Vergleich der Luftaustrittstemperaturen und der relativen Feuchte der Simulation und der technischen Daten

		ϑ_2 [°C]	φ_2 [%]
Eintritt VK	techn. Daten	90,00	5,00
	Simulation	89,98	5,00
	Abweichung	-0,02	0,00
Austritt VK	techn. Daten	34,00	66,00
	Simulation	33,91	66,65
	Abweichung	-0,09	0,65
Austritt HK	techn. Daten	5,00	100,00
	Simulation	4,98	100,00
	Abweichung	-0,02	0,00
Austritt NE	techn. Daten	25,00	28,00
	Simulation	24,98	27,53
	Abweichung	-0,02	-0,47

Tabelle 4.3.: Vergleich der Wasseraustrittstemperaturen und -massenströme der Simulation und der technischen Daten

		ϑ_2 [°C]	\dot{m}_W [kg/s]
VK	techn. Daten	34,00	0,97
	Simulation	33,35	0,97
	Abweichung	-0,65	0,00
HK	techn. Daten	7,00	1,44
	Simulation	6,42	1,44
	Abweichung	-0,58	0,00
NE	techn. Daten	42,00	0,39
	Simulation	43,61	0,39
	Abweichung	1,61	0,00

Im Folgenden werden Möglichkeiten der Energieeinsparung beim Betrieb der Förderluftkonditionierstationen aufgezeigt und analysiert. Ziel ist, die Senkung des Energieverbrauchs mit möglichst wenig apparativem Aufwand und geringen Investitionskosten.

5.1. Abbildung und Analyse des Ist-Zustandes

Um Aussagen darüber treffen zu können, ob Veränderungen der Betriebsparameter einen positiven Einfluss haben, muss zunächst der Ist-Zustand der Anlage abgebildet werden. Hierzu wird ein Messschrieb der Anlagensteuerung herangezogen. In diesem sind die wichtigsten Temperaturen und der Förderdruck für den Zeitraum eines Tages aufgezeichnet. Auf Grundlage der Messdaten wird das Modell zunächst so parametrisiert, dass der Verlauf des Messschriebes möglichst genau abgebildet wird. Es steht nur ein Ausdruck des Verlaufes zur Verfügung, was eine grafische Auswertung der Daten erforderlich macht.

In Abbildung 5.2 ist das Modell, welches den Ist-Zustand der Anlage repräsentiert, dargestellt. Zur Simulation des Förderdruckverlaufes wird dem Modell der Förderluftkonditionierstation am Real-Port `valve-opening` ein Trapezprofil vorgegeben, welches den hydraulischen Widerstand und damit den Druckverlauf vorgibt. Die Parametrisierung des Modells erfolgt gemäß den vorliegenden Daten in Tabelle 5.1, wobei die Eintrittsfeuchte auf einen konstanten Wert von 13 g/kg eingestellt ist.

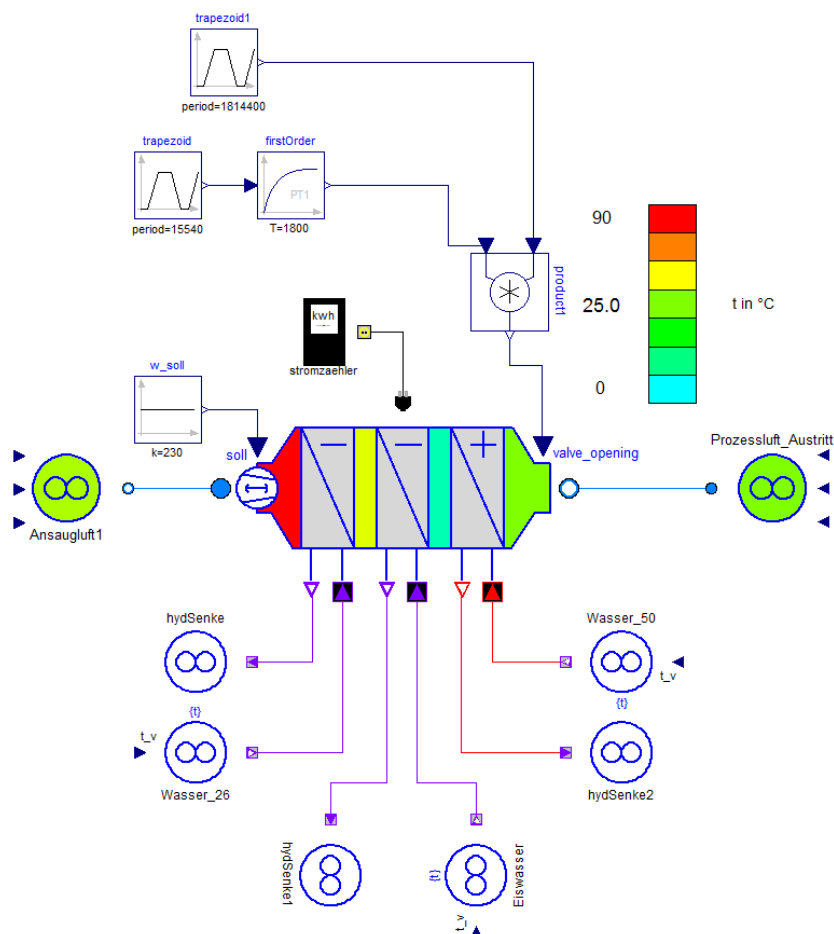


Abbildung 5.2.: Modell zur Abbildung des Ist-Zustandes

Der Messschrieb ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Bedeutung der einzelnen Verläufe ergibt sich wie folgt:

- Förderdruck p_F [bar(g)]
- Austrittstemperatur Gebläse $\vartheta_{\text{Gebläse}_2}$ [°C]
- Austrittstemperatur Hauptkühler ϑ_{L,VK_2} [°C]
- Austrittstemperatur Nacherhitzer ϑ_{L,NE_2} [°C]

Da eine grafische Auswertung der Messdaten nicht jeden Punkt des Messschriebes erfassen kann, können nur die signifikanten und periodisch wiederkehrenden Änderungen am Verlauf berücksichtigt werden. Bereiche des Druckverlaufes, welche ein starke Schwankung aufweisen, wurden gemittelt. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

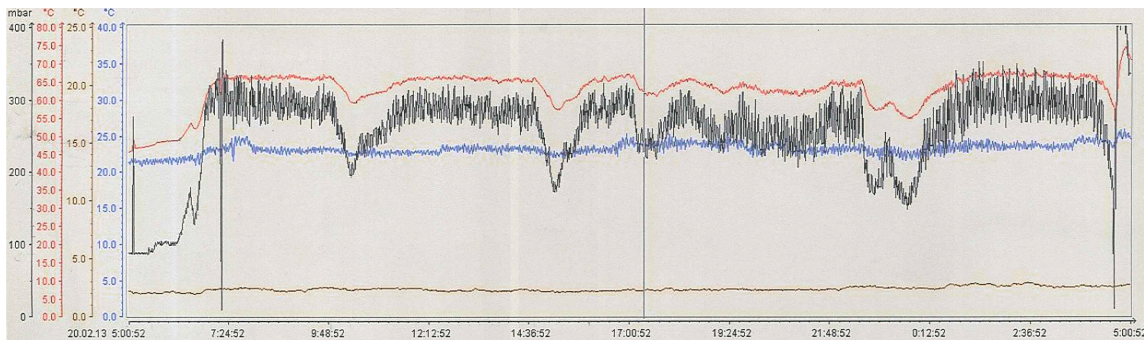


Abbildung 5.3.: Messschrieb der FLKS des Laktosetrockners

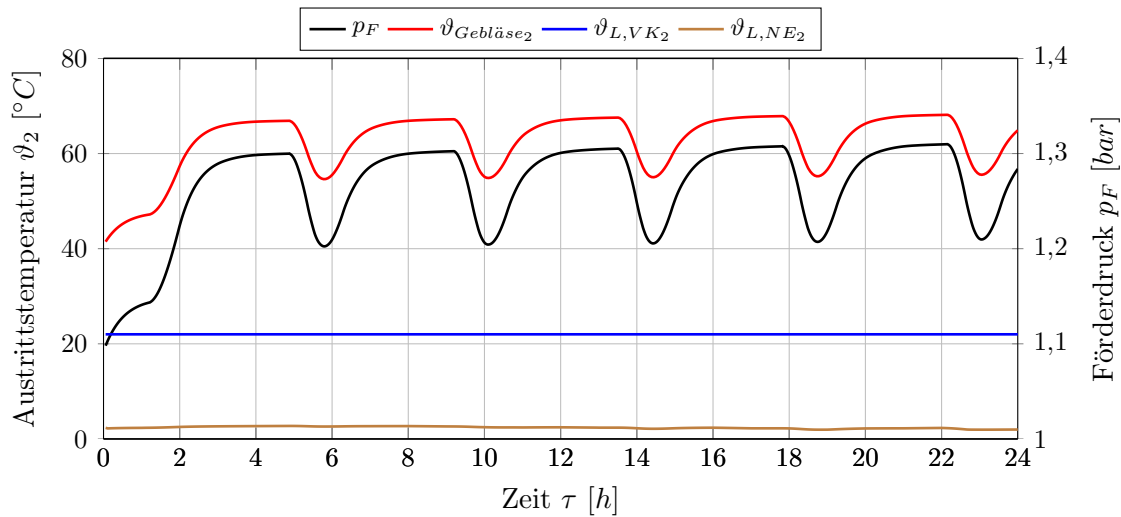


Abbildung 5.4.: Simulationsverläufe

Es fällt auf, dass der Temperaturverlauf der Gebläseaustrittstemperatur $\vartheta_{\text{Gebläse}_2}$ besonders in Zeiträumen mit einem Druckabfall nicht genau übereinstimmt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich der isentrope Wirkungsgrad in verschiedenen Betriebspunkten ändert. Das Modell setzt einen konstanten isentropen Wirkungsgrad voraus, welcher auf die am längsten andauernden Betriebspunkte abgestimmt ist. Die absolute Austrittsfeuchte erreicht einen Wert von maximal 4,3 g/kg.

5.1.1. Analyse des Betriebsverhaltens

Mit dem nun in der Simulation abgebildeten Verlauf der realen Anlage kann eine Parametervariation durchgeführt werden. Um hierfür sinnvolle Parameter auszuwählen wird zunächst das Verhalten der Anlage bei verschiedenen Wassermassenströmen des Vorkühlers simuliert.

Die variable Eingangsgröße ist die absolute Feuchte. Diese wird im Bereich zwischen der minimal möglichen Aussenluftfeuchte des Testreferenzjahres und der maximalen Eintrittsfeuchte nach den Auslegungsdaten plus 2 g/kg stufenweise erhöht. Das Wiederholen der Simulation mit verschiedenen Parametern ergibt für jede betrachtete Größe eine Kurvenschar in Abhängigkeit der Eintrittsfeuchte.

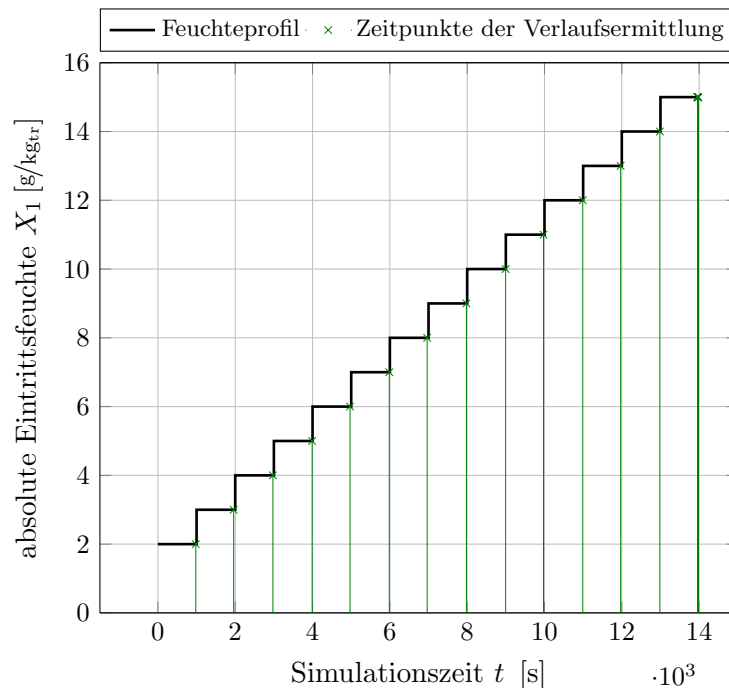


Abbildung 5.5.: Eintrittsprofil der absoluten Feuchte

Auf einem Kontrollvolumen basierende Modelle besitzen ein bestimmtes Wasser-, bzw. Luftvolumen. Dies führt dazu, dass sich eine Änderung der Eintrittsfeuchte oder des Massenstromes mit zeitlicher Verzögerung in den nachfolgenden Modellen äußert. Es ist somit notwendig, eine bestimmte Simulationszeit für jede Feuchtestufe einzuhalten, damit sich ein stationärer Zustand einstellt. In Abbildung 5.5 ist der Feuchteverlauf am Eintritt dargestellt. Die grünen Markierungen zeigen die Zeitpunkte an, zu welchen sich ein stationärer Zustand der betrachteten Größe eingestellt hat. Diese Werte werden für die Erstellung der Diagramme herangezogen.

Die Ausgangsdaten der Optimierungsrechnung sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Da sich aus dem Messschrieb nicht alle Informationen entnehmen lassen, werden Werte, die nicht in Form von Messdaten (MD) zur Verfügung stehen, den Auslegungsdaten (AD), dem Testreferenzjahr (TRY) und der technischen Dokumentation (TD) entnommen.

Tabelle 5.1.: Randbedingungen der Optimierungsrechnung

Name	Formelzeichen	Wert	Einheit	Quelle
maximale Eintrittsfeuchtebelastung	X_{max_1}	13,00	[g/kg]	AD
minimale Eintrittsfeuchtebelastung	X_{min_1}	2,00	[g/kg]	TRY
Ansaugtemperatur	ϑ_1	28,00	[°C]	MD
Austrittstemperatur	ϑ_2	22,00	[°C]	MD
Eintrittswassertemperatur Vorkühler	ϑ_{W,VK_1}	26,00	[°C]	AD
Eintrittswassertemperatur Hauptkühler	ϑ_{W,HK_1}	1,00	[°C]	AD
Eintrittswassertemperatur Nacherhitzer	ϑ_{W,NE_1}	35,00	[°C]	AD
Wassermassenstrom Vorkühler	$\dot{m}_{W,VK}$	1,22	[kg/s]	MD
Wassermassenstrom Hauptkühler	$\dot{m}_{W,HK}$	0,78	[kg/s]	AD
mittlerer Betriebsdruck des Luftstroms	$p_{L,m}$	1,30	[bar]	MD
Gebläseaustrittstemperatur bei $p_{L,m}$	$\vartheta_{Gebläse}$	66,00	[°C]	MD
Gebläsedrehzahl	$n_{Gebläse}$	2200,00	[1/min]	TD
Gebläseleistung	$P_{Gebläse}$	55,00	[kW]	TD

Die Abhängigkeit der Austrittsfeuchte von der Eintrittsfeuchte ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Die Austrittsfeuchte hängt fast ausschließlich von der Eintrittsfeuchte ab. Der Vorkühlermassenstrom hat nur einen sehr geringen Einfluss auf die Feuchte. Der geringe Einfluss ergibt sich aus der Änderung der Luftaustrittstemperatur im Vorkühler bei verschiedenen Wassermassenströmen.

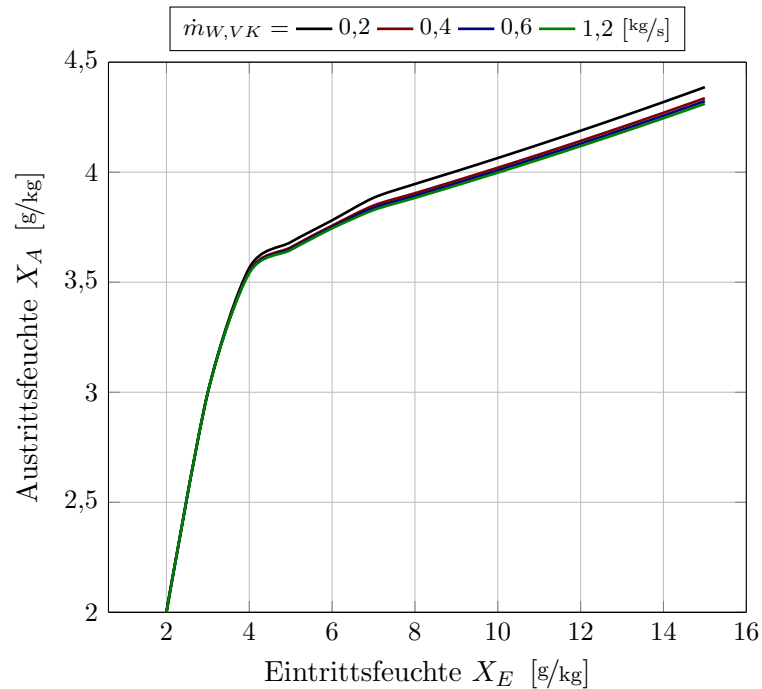


Abbildung 5.6.: Absolute Austrittsfeuchte $\dot{m}_{W,VK}$ Variation

Die Reduzierung des Wassermassenstroms im Vorkühler führt zu einer Erhöhung der Luft- und Wasseraustrittstemperatur (siehe Abbildung 5.7). Die Eintrittsfeuchte hat nur einen sehr geringen Einfluss auf die Rücklaufstemperatur des Vorkühlers, welcher sich mit geringer werdenden Wassermassenströmen vergrößert.

Wird weniger Wärme im Vorkühler übertragen, muss im Hauptkühler entsprechend mehr Wärme abgeführt werden. In Abbildung 5.8 wird dieser Zusammenhang deutlich. Es ist die spezifische übertragene Wärme in Kilojoule pro Kubikmeter Förderluft über dem Vorkühlermassenstrom für eine Eintrittsfeuchte von 10 g/kg aufgetragen. Der Verlauf des Hauptkühlers repräsentiert nur den latenten Anteil der spezifischen Wärme. Auffällig ist, dass sich die Steigung der Graphen ab 0,4 kg/s stark verringert. Hier ist somit eine Grenze erreicht, bei welcher keine signifikante Leistungssteigerung mehr stattfindet.

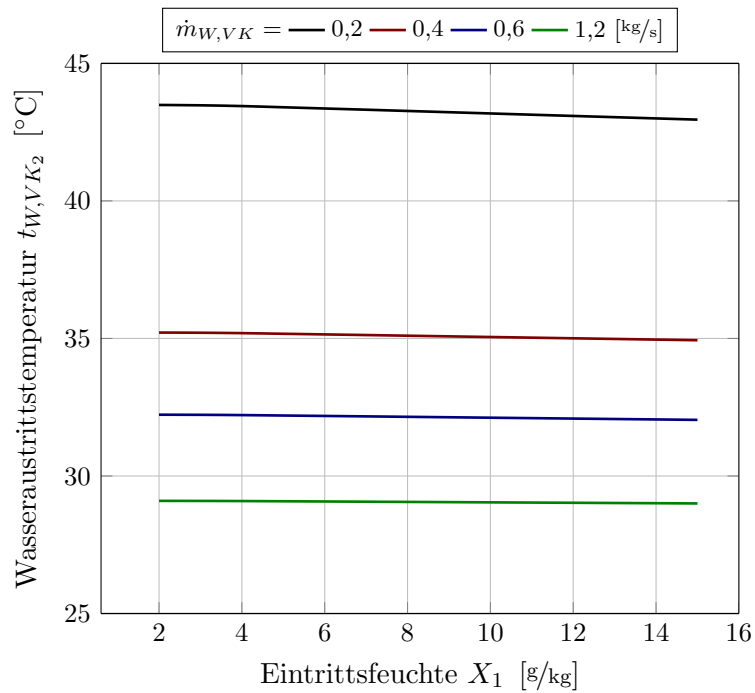


Abbildung 5.7.: Wasseraustrittstemperatur des Vorkühlers $\dot{m}_{W,V,K}$ Variation

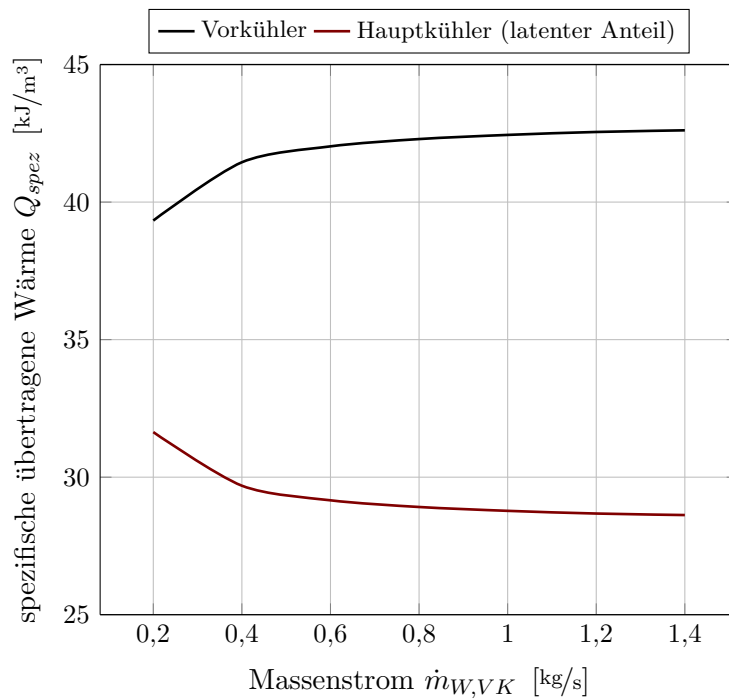


Abbildung 5.8.: Spezifische übertragene Wärme in Abhängigkeit des Vorkühlerwasser-massenstroms

5.2. Beschreibung der Effizienzmaßnahmen

Um den Energiebedarf der Förderluftkonditionierstation optimal beurteilen zu können ist es erforderlich, die Wechselwirkungen mit anderen Anlagenteilen und die Einflüsse der Umgebung mit einzubeziehen. Zu diesem Zweck wird eine Jahressimulation der Anlage durchgeführt. Der Vorkühler wird von einem offenen Kühlturm mit Kühlwasser versorgt. Das Eiswasser des Hauptkühlers wird von einer zentralen Kälteanlage bereitgestellt. Eine zentrale Heißwasseraufbereitung, welche mit Dampf betrieben wird, versorgt den Nacherhitzer mit Heißwasser. Zur Einbindung der Anlage in das Gesamtsystem wird der Kühlturm in die Simulation miteinbezogen. Die Anlagenteile zur Bereitstellung von Eis- und Heißwasser werden in der Simulation nicht abgebildet um die Komplexität des Modells zu verringern. Der Energiebedarf kann dennoch beurteilt werden, da der COP-Wert der Kälteversorgung und der Wirkungsgrad der Dampfversorgung bekannt sind. Der Kühlturm nimmt bei der energetischen Beurteilung eine besondere Rolle ein, da neben elektrischer Energie auch eine signifikante Menge an Frischwasser verbraucht wird. Die Verbräuche sind abhängig von den Eintrittstemperaturen des zu kühlenden Wassers und den Umgebungsbedingungen am Standort des Kühlturms.

Der Bedarf an Energie und Frischwasser wird für ein Jahr ermittelt. Die notwendigen Randbedingungen zur Simulation des Kühlturms sind die Außenlufttemperatur und -feuchte. Diese Daten werden als Testreferenzjahr von der Imtech Deutschland GmbH & Co. KG zur Verfügung gestellt. Ein Testreferenzjahr repräsentiert einen typischen mittleren Witterungsverlauf in Form meteorologischer Daten und ist für verschiedenen Regionen Deutschlands verfügbar. Es werden die Verläufe von Temperatur (Abbildung 5.9) und absoluter Feuchte (Abbildung 5.10) für den Standort Altentreptow (Region 4, Nordost) verwendet.

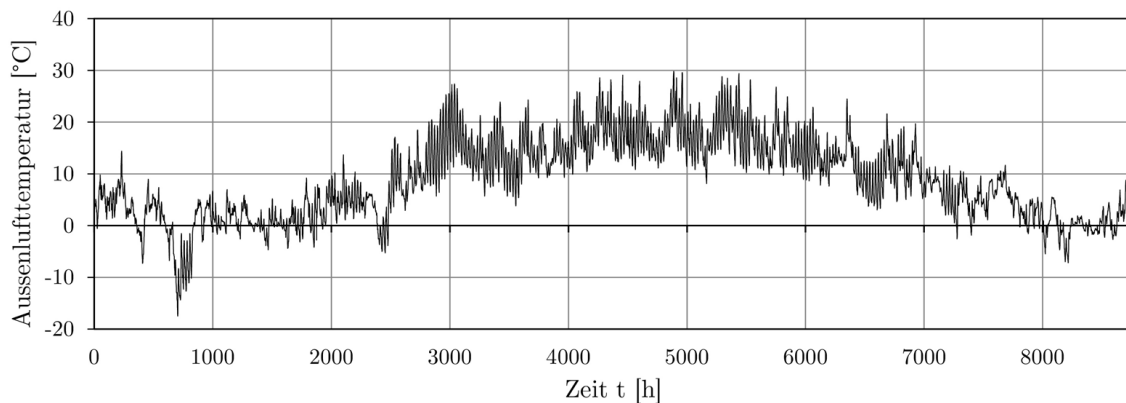


Abbildung 5.9.: Jahrestemperaturverlauf der Region

Ein weiterer wichtiger Faktor, welcher in der Simulation berücksichtigt wird, ist die Förderdruckerhöhung durch Verschmutzung des Leitungssystems. Das zu fördernde Milchpulver setzt sich mit der Zeit an den Wänden der Rohrleitungen ab, was zu einem erhöhten Druckverlust führt. Nach Aussage der Anlagenbetreiber werden die Rohrleitungen in einem dreiwöchigen Zyklus gereinigt, um den maximal tolerierbaren Förderdruck von 1,6 bar nicht zu überschreiten.

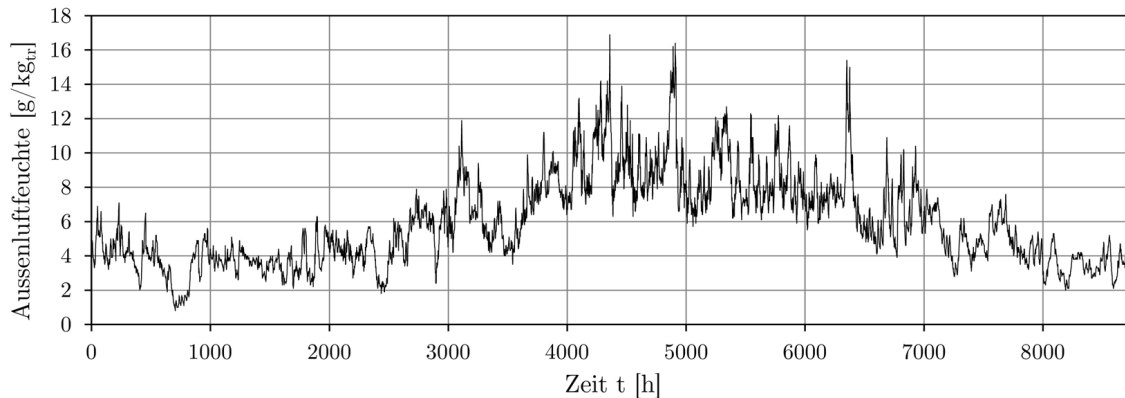


Abbildung 5.10.: Jahresfeuchteverlauf der Region

Es werden drei Varianten der Förderluftkonditionierstation mit jeweils verschiedenen Parametrisierungen für ein Jahr simuliert und energetisch beurteilt. Als Grundlage für den Vergleich der Energie- und Frischwasserverbäuche dient der Ist-Zustand der Anlage. Folgende Varianten werden simuliert:

- A** Ist-Zustand der Anlage
- B** Nutzung des Vorkühlerrücklaufes zur Versorgung des Nacherhitzers mit zusätzlicher Beheizung
- C** Nutzung des Vorkühlerrücklaufes zur Versorgung des Nacherhitzers ohne zusätzliche Beheizung und Regelung des Nacherhitzervorlaufes

Im Folgenden werden die Konfiguration und Parametrisierung der Varianten erläutert und der zu betreibende apparative Aufwand eingeschätzt. Diese Einschätzung basiert auf den Änderungen des Simulationsmodells im Vergleich zum Ist-Zustand.

5.2.1. Variante A: Ist-Zustand

Variante A bildet den Ist-Zustand der Anlage ab und ist die Grundlage der Varianten B und C. Der Aufbau des Gesamtmodells (siehe Abbildung 5.11) ist in allen drei Varianten identisch. Das Kernmodell ist die Förderluftkonditionierstation (Pos. 1). Die Parametrisierung entspricht den Angaben in Abschnitt 5.1, Tabelle 5.1. Eine Ausnahme stellt die Eintrittsfeuchtebelastung dar, welche nicht konstant gehalten, sondern mit den Daten des Testreferenzjahres vorgegeben wird, da keine Informationen über die Feuchte der Ansaugluft zur Verfügung stehen. Position 2 enthält Modelle zur Simulation des Förderdruckverlaufes. Hierbei wird der in Abbildung 5.4 dargestellte Tagesverlauf mit einem Faktor multipliziert. Dieser steigt über einen Zeitraum von drei Wochen linear an, sodass am Ende eines Zyklus nahezu 1,6 bar erreicht sind. Danach sinkt der Druck auf seinen ursprünglichen Wert von 1,3 bar. Für jeden dreiwöchigen Zyklus ergibt sich dadurch der Druckverlauf in Abbildung 5.12.

Das Gesamtmodell bildet acht Förderluftkonditionierstationen gleichzeitig ab. Das Einsetzen von acht Modellen der Anlage im Gesamtmodell würde jedoch die Berechnungsdauer stark erhöhen. Daher wird dem austretende Wassermassenstrom des Vorkühlers ein Multiplikator (Pos. 3) vorgeschaltet, welcher den Massenstrom mit 8 multipliziert. Der

5. Analyse und Optimierung der Förderluftkonditionierstation

eintretende Wassermassenstrom wird wiederum durch 8 geteilt. Die Wasserkreisläufe des Hauptkühlers und des Nacherhitzers bleiben unverändert. Die übertragenen Wärmemengen werden hier manuell in der Auswertung vervielfacht.

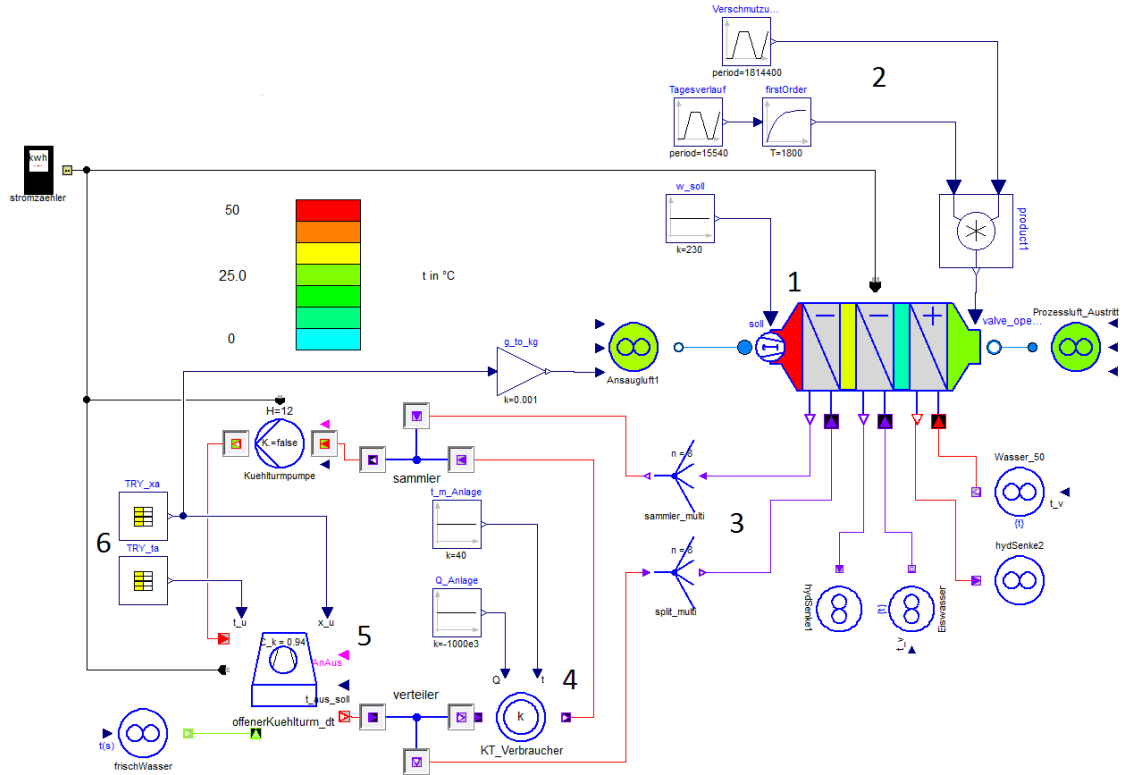


Abbildung 5.11.: Gesamtmodell der Variante A

Der offene Kühlturm (Pos. 5) ist nach den Angaben in Tabelle 5.2 parametrisiert. Die Verläufe der Aussenlufttemperatur und -feuchte des Testreferenzjahres werden von einem Tabelleninterpolationsmodell (Pos. 6) an den Kühlturm als Randbedingungen übergeben. Die Kühlleistung ist wesentlich höher als die von den acht Förderluftkonditionierstationen abgenommene Leistung, da der Kühlturm auch andere Anlagenteile mit Kaltwasser versorgt, welche in dieser Arbeit nicht betrachtet werden. Die restliche Kühlleistung wird von einem einfachen Wärmeverbrauchermodell (Pos. 4) abgenommen, damit der Kühlturm vollständig ausgelastet ist. Für den Verbraucher wird eine mittlere Systemtemperatur von $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ angenommen.

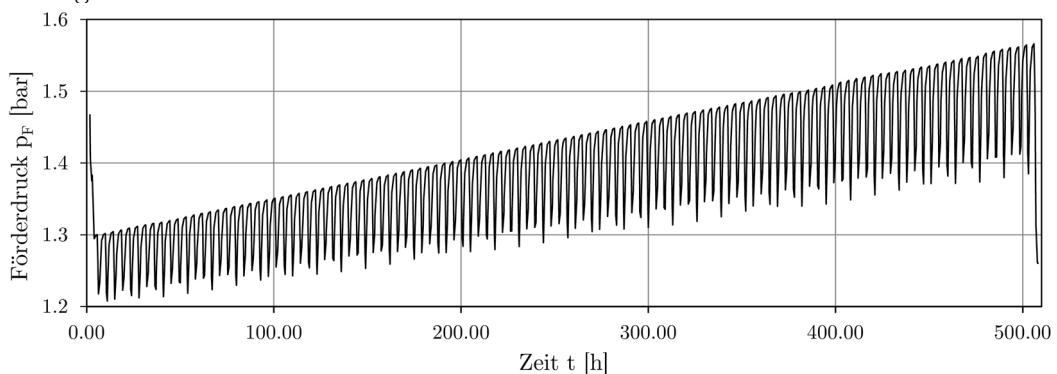


Abbildung 5.12.: Verlauf des Förderdruckes über einen Zeitraum von drei Wochen

Tabelle 5.2.: Parametrisierung des Kühlturms (Anhang A.3)

Wassermenge	50,00	[kg/s]
Nennluftmenge	100,00	[kg/s]
Austrittstemperatur des Wassers	21,50	[°C]
Kühlturmkonstante	0,94	[–]
Kühlleistung	1260,00	[kW]
Ventilatornennleistung	22,00	[kW]

Die Förderluft verlässt die Anlage mit einer maximalen Feuchtebelastung von 4,3 g/kg und einer konstanten Temperatur von 22 °C. Durch den konstanten Wassermassenstrom im Hauptkühler schwankt dort die Austrittstemperatur zwischen 2 und 5,2 °C. Die maximale Austrittsfeuchte des Ist-Zustandes ist der Referenzwert für die folgenden Varianten.

5.2.2. Variante B: Wärmerückgewinnung mit zusätzlicher Beheizung

Die vorhandene Konfiguration der Förderluftkonditionierstation besitzt für jeden Wärmeübertrager der Anlage einen eigenen Wasserkreislauf. Der Vorkühler wird mit Kaltwasser versorgt, welches im Rücklauf direkt an den Kühlturm weitergeleitet und dort abgekühlt wird. Parallel dazu wird der Nacherhitzer mit Heißwasser versorgt, welches nach der Abkühlung durch Dampfbeheizung auf das ursprüngliche Temperaturniveau angehoben wird. In dieser Variante wird die Förderluftkonditionierstation so modifiziert, dass der erhitze Rücklauf des Vorkühlers dem Nacherhitzer als Heißwasserversorgung dient. Hierbei soll die Nutzung von teurem Heißdampf auf ein Minimum reduziert oder komplett ersetzt werden.

Um eine grobe Übersicht darüber zu erhalten, ob der Rücklauf des Vorkühlers genug Energie besitzt, um den Nacherhitzer zu versorgen, wird eine Überschlagsrechnung durchgeführt. Hierzu wird zunächst der an das Kühlwasser im Vorlauf übertragene Wärmestrom berechnet und mit dem nötigen Wärmestrom im Nacherhitzer verglichen, welcher von der Luft abgegeben werden muss. Als Berechnungsgrundlage dienen die Angaben der technischen Dokumentation der Förderluftkonditionierstation (siehe Abschnitt 4). Alle Stoffwerte sind auf 20 °C und Umgebungsdruck bezogen. Der an das Kühlwasser übertragene Wärmestrom ist:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{VK} &= \dot{m}_{W,VK} c_{p,W} (t_{W,VK_2} - t_{W,VK_1}) \\ &= 32,42 \text{ [kW]}\end{aligned}\tag{5.1}$$

Für den aufzunehmenden Wärmestrom der Luft im Nacherhitzer ergibt sich:

$$\dot{Q}_{NE} = 10,63 \text{ [kW]}$$

Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Wassers im Nacherhitzer beträgt nach Auslegungsdaten 8 K. Unter Voraussetzung einer gleichbleibenden Temperaturdifferenz bei Verwendung des Vorkühlerrücklaufes als Heizwasser, lässt sich der übertragbare

Wärmestrom der neuen Konfiguration (*) berechnen:

$$\dot{Q}_{NE}^* = k A \Delta\vartheta_m \quad (5.2)$$

mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(t_{W,VK_2} - t_{L,NE_2}) - (t_{W,NE_2}^* - t_{L,NE_1})}{\ln\left(\frac{t_{W,VK_2} - t_{L,NE_2}}{t_{W,NE_2}^* - t_{L,NE_1}}\right)} \quad (5.3)$$

Es ergibt sich eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von 17,11 °C. Mit dem in Abschnitt 4 durch Simulation ermitteltem Produkt ($k A$) = 332,7 W/K ergibt sich:

$$\dot{Q}_{NE}^* = 5,69 \text{ [kW]}$$

Trotz des etwa dreifach größeren Wärmestroms, welchen das Vorkühlerwasser aufnimmt, lässt sich der Energiebedarf des Nacherhitzer durch Verwendung des Vorkühlerrücklaufes nur zu etwa 55 % decken. Dies ist auf die geringere Leistungsfähigkeit des Nacherhitzers und das niedrigere Temperaturniveau zurückzuführen. Das Ergebnis der überschlägigen Rechnung basiert auf den Auslegungsdaten der Anlage und bestätigt die Machbarkeit einer inneren Wärmerückgewinnung. In den folgenden Simulationen soll dieses Ergebnis für den Ist-Zustand bestätigt und durch Parametervariation verbessert werden.

Die veränderte Konfiguration der Förderluftkonditionierstation ist in Abbildung 5.13 dargestellt. Um die Wärmeübertrager bedarfsgerecht zu versorgen, werden alle zulaufenden Wassermassenströme mit einer Regelung versehen um konstante Luftaustrittstemperaturen zu erreichen. Hieraus ergibt sich auch eine geringere Schwankung der Rücklauftemperatur des Vorkühlers, welche sich mit steigender Lufteintrittstemperatur erhöht.

Um die Temperatur des Vorkühlerrücklaufes auf das nötige Temperaturniveau anzuheben, ist dem Nacherhitzervorlauf eine Wärmequelle vorgeschaltet, welche die fehlende Wärmemenge aufbringt. Die Wärmequelle repräsentiert die ursprüngliche Warmwasserbereitung der Ist-Konfiguration der Anlage mit Dampf. Die Wärmequelle ist mit einer Regelung versehen, welche die Vorlauftemperatur des Nacherhitzers auf einen konstanten Wert regelt. Die Regelung der Luftaustrittstemperatur hat sich in Probesimulationen als zu instabil erwiesen.

Die Parametrisierung der beiden simulierten Varianten ist in Tabelle 5.3 aufgeführt. Die Temperaturen sind so gewählt, dass eine möglichst hohe Rücklauftemperatur des Kühlwassers im Vorkühler erreicht werden kann ohne den Hauptkühler mit zu hohen Lufttemperaturen zu beaufschlagen. Die Regelung des Nacherhitzervorlaufes auf 44 °C führt zu Luftaustrittstemperaturen von 22,5 bis 24,5 °C und liegt damit im Bereich zwischen dem Ist- und Auslegungszustand. Die maximale Austrittsfeuchtebelastung beträgt 4,2 g/kg für Variante B1 und 4,6 g/kg für Variante B2.

Tabelle 5.3.: Parametrisierung der Temperaturen für Variante B in °C

	ϑ_{L,VK_2}	ϑ_{L,HK_2}	ϑ_{W,NE_2}
B1	28,00	4,00	44,00
B2	29,00	5,00	44,00

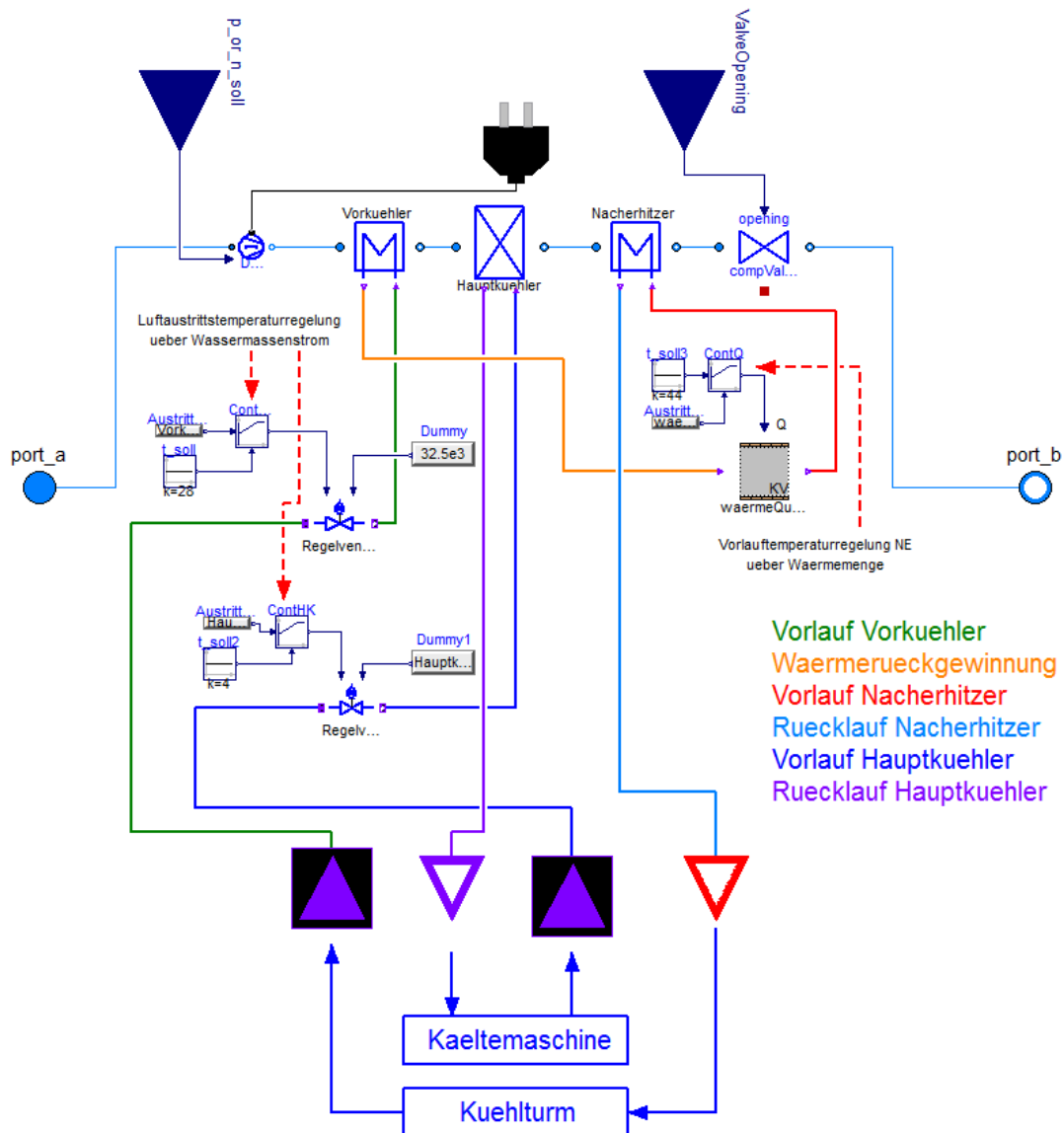


Abbildung 5.13.: Förderluftkonditionierstation Variante B

In der Gesamtkonfiguration der Anlage (siehe Abbildung 5.14) ergeben sich nur geringe Änderungen. Die Quellenmodelle für das Heisswasser entfallen und die Förderluftkonditionierstation besitzt nur noch zwei Ein- und Ausgänge für Kühlturm- und Eiswasser. Hierbei ist anzumerken, dass diese Konfiguration in der Realität weiterhin mit Dampf versorgt werden muss, um den Vorlauf des Nacherhitzers auf das nötige Temperaturniveau anzuheben. Bei der Auswertung der übertragenen Energieströme kann nicht mehr zwischen Vorkühler und Nacherhitzer unterschieden werden. Beide Wärmeübertrager sind durch die interne Wärmerückgewinnung als Einheit zu betrachten. Die verbrauchte Wärmeenergie ergibt sich aus der Summe der im Kühlturm umgesetzten Wärmemenge für die Förderluftkonditionierstation und der von der Wärmequelle übertragenen Wärme.

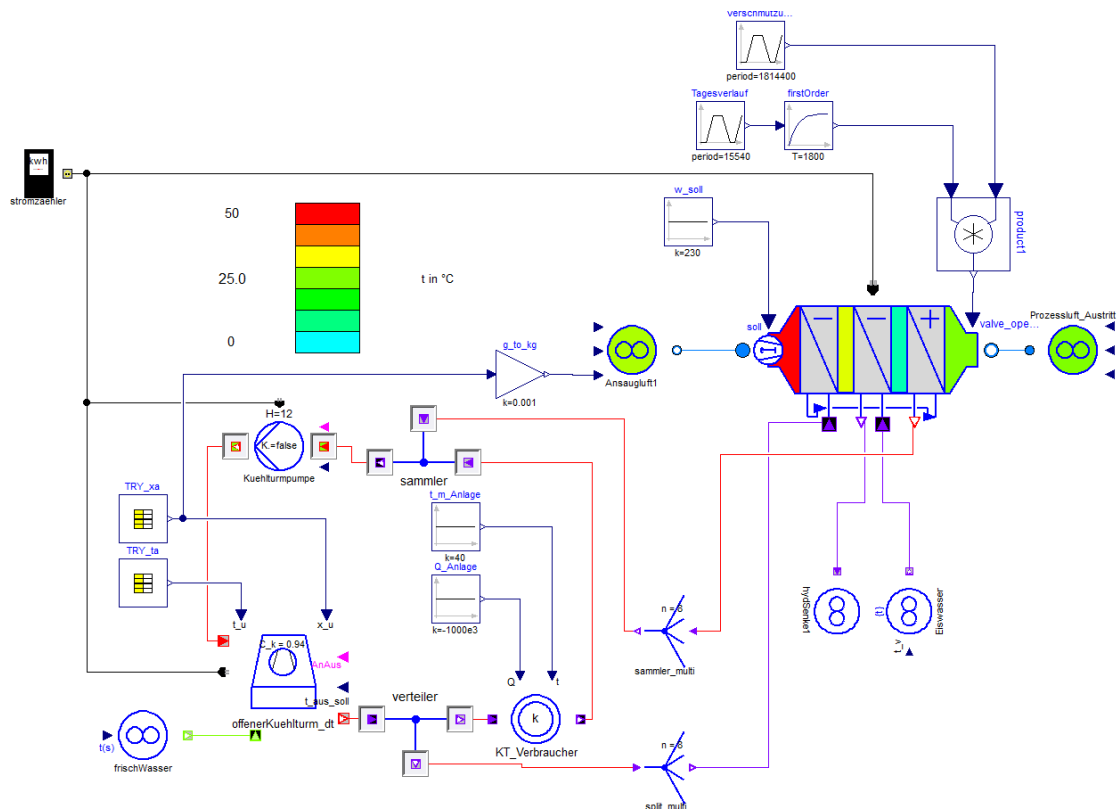


Abbildung 5.14.: Gesamtmodell der Varianten B und C

Apparativer Aufwand der Konfiguration

Die Förderluftkonditionierstation muss mit zwei zusätzlichen Regelungen ausgerüstet werden. Für die Realisierung der zusätzlichen Beheizung des Nacherhitzervorlaufes muss der Vorkühlerrücklauf mit der Warmwasserbereitung verbunden werden. Sind beide Anlagenteile weit voneinander entfernt, bedeutet dies sehr lange Förderwege des Wassers und einen damit verbundenen Druck- und Wärmeverlust. Alternativ können die ursprünglichen Warmwasserleitungen mit einem weiteren Wärmeübertrager verbunden werden, welcher den Vorkühlerrücklauf beheizt. Beide Möglichkeiten bedeuten einen hohen apparativen Aufwand.

5.2.3. Variante C: Interne Wärmerückgewinnung mit Massenstromregelung

Wird der Sollwert der Luftaustrittstemperatur im Vorkühler erhöht, steigt auch die Rücklauftemperatur des Kühlwassers. Ziel ist es, die Temperatur so weit zu erhöhen, dass keine zusätzliche Beheizung des Nacherhitzervorlaufes mehr erforderlich ist. Der im Nacherhitzer austretende Luftstrom soll eine Temperatur von $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreichen. Dies entspricht den Auslegungsdaten der Anlage. Die Austrittstemperatur von $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ soll gewährleistet sein, wenn sich die Anlage im Normalbetrieb ($1,3\text{ bar}$ Förderdruck) befindet. Bei steigendem Förderdruck und damit steigender Austrittstemperatur des Gebläses, erhöht sich auch die Rücklauftemperatur des Vorkühlers. Um sicherzustellen, dass die Lufttemperatur von $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ nicht überschritten wird, muss der im Nacherhitzer eintretende Wassermassenstrom gere-

gelt werden. Dies geschieht mit Hilfe eines Regelventils, welches nur den für die Erwärmung der Luft auf $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ notwendigen Massenstrom zum Nacherhitzer leitet. Überschüssiger Massenstrom wird über einen Bypass direkt zum Kühlturm geleitet.

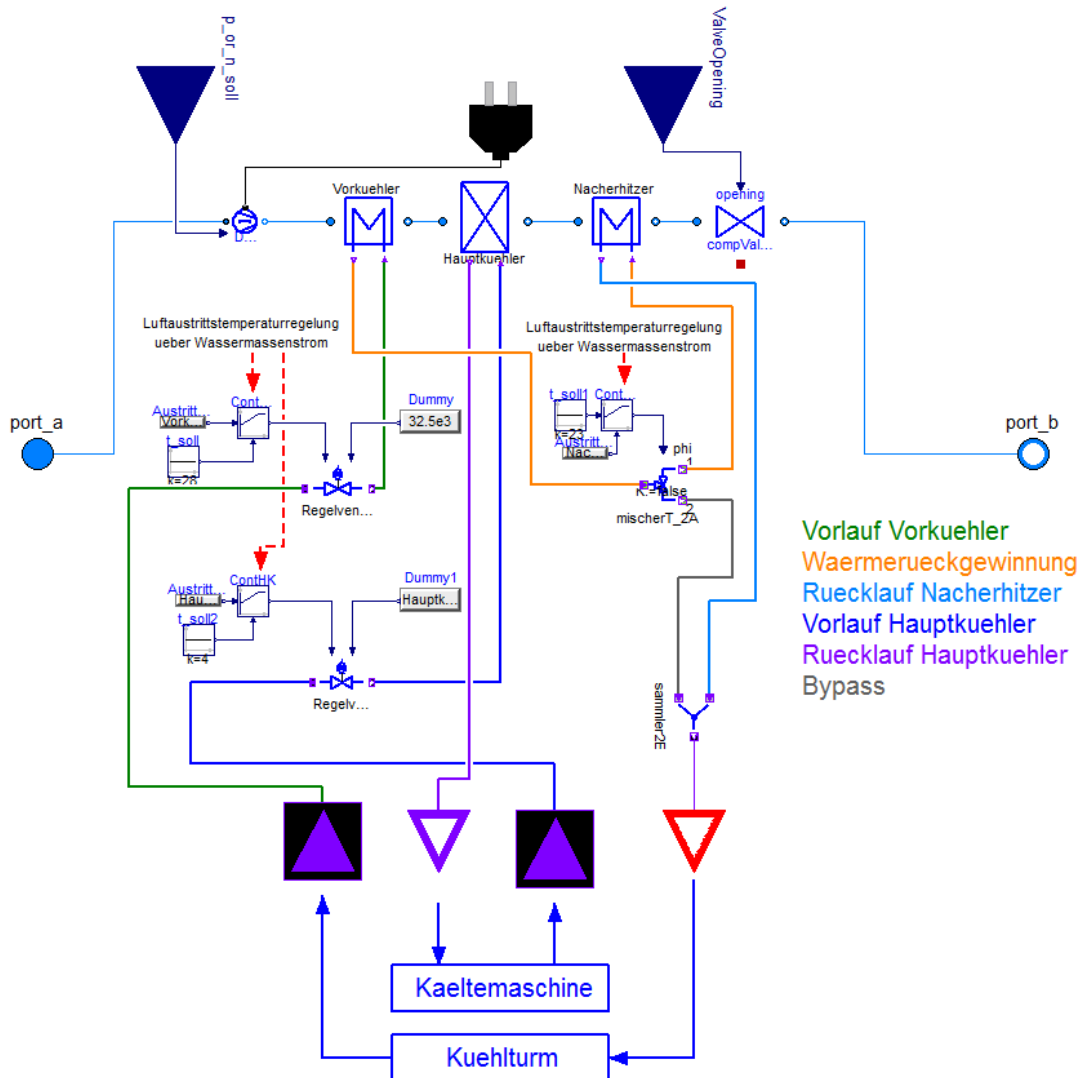


Abbildung 5.15.: Förderluftkonditionierstation Variante C

Bestimmung der optimalen Parameter

Die Austrittstemperatur der Luft ist hauptsächlich von der Luftaustrittstemperatur im Vorkühler abhängig wenn ein konstanter Betriebspunkt vorausgesetzt wird. Zur Bestimmung der optimalen Luftaustrittstemperatur des Vorkühlers wird der Wassermassenstrom linear erhöht. Hierbei soll sich der Rücklauf des Vorkühlers so weit erwärmen, dass die Luft den Nacherhitzer mit einer Temperatur von $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ verlässt. Zur Bestimmung dieser Temperatur wird ein Förderdruck von $1,3\text{ bar}$ eingestellt, was dem Druck im Normalbetrieb entspricht. Die Abhängigkeit der Luftaustrittstemperatur des Vorkühlers von der des Nacherhitzers ist in Abbildung 5.16 dargestellt.

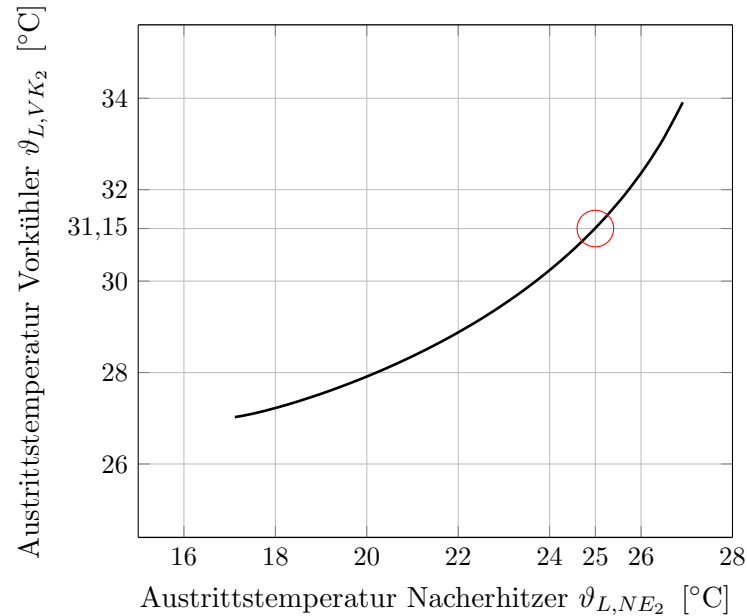


Abbildung 5.16.: Luftaustrittstemperatur des Nacherhitzers als $f(\vartheta_{L,VK_2})$

Um die optimale Austrittstemperatur des Hauptkühlers zu finden wird der Sollwert der Regelung in einer zweiten Simulation ebenfalls linear erhöht. Vorkühler und Nacherhitzer sind auf Grundlage der vorhergehenden Untersuchung parametrisiert. Ziel ist, die Hauptkühlerlufttemperatur so hoch wie möglich einzustellen, da eine geringere Kühlung der Luft mit einem geringeren Energieverbrauch der Kälteanlage einhergeht. Die absolute Feuchte der Luft soll einen Wert von etwa von 4,3 g/kg erreichen, dies entspricht de Maximalwert des Ist-Zustandes. Bei einer Lufttemperatur von 5 °C wird eine Austrittsfeuchte von etwa 4,2 g/kg erreicht. Diese Abhängigkeit ist in Abbildung 5.17 dargestellt.

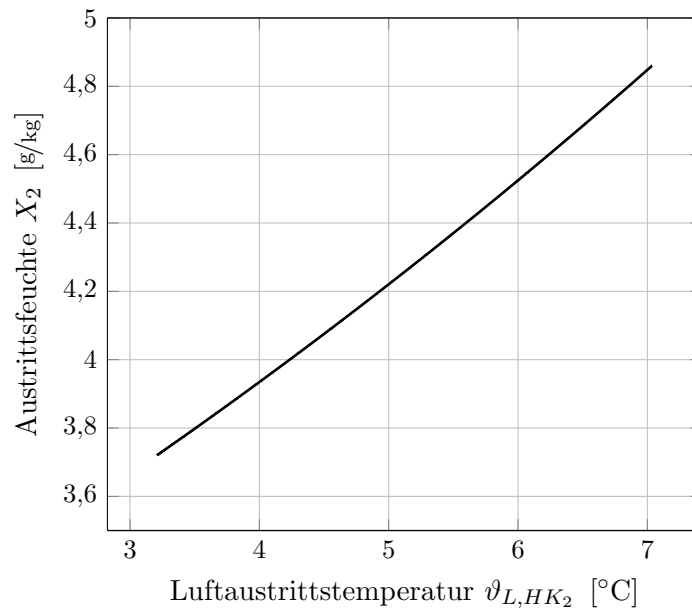


Abbildung 5.17.: Luftaustrittsfeuchte des Hauptkühlers als $f(\vartheta_{L,HK_2})$

Es ergeben sich die in Tabelle 5.4 aufgeführten Sollwerte für die Luftaustrittstemperaturen der Wärmeübertrager. Die maximale Feuchtebelastung am Austritt beträgt 4,5 g/kg

Tabelle 5.4.: Parametrisierung Variante C in °C

	ϑ_{L,VK_2}	ϑ_{L,HK_2}	ϑ_{L,NE_2}
C	31,20	5,00	25,00

und ist somit 0,4 g/kg höher als der durch die Analyse bestimmte Wert bei einer Luftaustrittstemperatur des Hauptkühlers von 5 °C. Der Grund dafür ist die Unterschreitung des Förderdruckes von 1,3 bar des Normalbetriebes, da bei niedrigeren Drücken wird eine niedrigere Entfeuchtungsleistung erreicht wird.

Apparativer Aufwand der Konfiguration

Durch die Erhöhung der Rücklauftemperatur des Vorkühlers kann auf die zusätzliche Beheizung mit Dampf gänzlich verzichtet werden. Das bedeutet, die vollständige Entkopplung der Förderluftkonditionierstationen von der Warmwasseraufbereitung. Neben den zusätzlich zu installierenden Reglern ist die Installation des Regelventils und eine Änderung der Leitungsführung erforderlich. Der apparative Aufwand dieser Konfiguration ist insgesamt als gering zu bewerten, da keine zusätzlichen Apparate installiert werden müssen. Die Regleinrichtungen und Ventile welche für die Realisierung notwendig sind beanspruchen wenig Bauraum und sind als Standardteile erhältlich.

5.3. Auswertung der Jahressimulationen

Die im letzten Abschnitt beschriebenen Varianten werden im Folgenden hinsichtlich ihres Energie- und Wasserverbrauches bewertet. Für jede Variante wurde eine Jahressimulation durchgeführt. Alle im Folgenden aufgeführten Verbräuche beziehen sich somit auf ein Jahr. Bewertet werden die Verbräuche von elektrischer Energie für die Versorgung des Kühlturms und der Kälteanlage, die verbrauchte Energie in Form von Gas zur Dampferzeugung und der Verbrauch von Frischwasser zur Versorgung des Kühlturms. Hierbei werden der Vorkühler und der Nacherhitzer zusammengefasst, da eine getrennte Auswertung bei den Varianten mit innerer Wärmerückgewinnung nicht mehr möglich ist. Es werden die vereinfachenden Annahmen getroffen, dass alle acht Förderluftkonditionierstationen das gleiche Betriebsverhalten aufweisen und ohne Unterbrechung betrieben werden.

5.3.1. Jahreswärme- und Kältebedarf

Zunächst sollen die übertragenen Wärmemengen in den Wärmeübertragern verglichen werden. Diese Bewertung erlaubt eine Beurteilung des nötigen Energietransfers unabhängig von der Art der Bereitstellung der Energie. Die grafische Auswertung der Ergebnisse zeigt Abbildung 5.18. Dargestellt ist jeweils der Betrag des Jahreswärme- und Kältebedarfs in Gigawattstunden, um die Rücklaufzustände der Wärmeübertrager zurück auf die notwendigen Vorlaufzustände abzukühlen bzw. aufzuheizen.

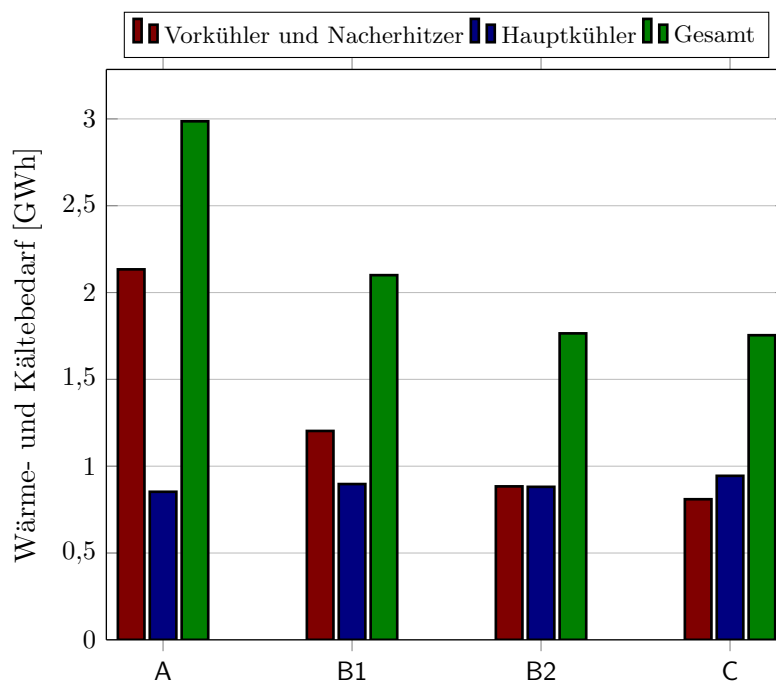


Abbildung 5.18.: Jahreswärme- und Kältebedarf der Wärmeübertrager

Tabelle 5.5.: Betrag des Jahreswärme- und Kältebedarfs in [GWh]

Variante	Vorkühler und Nacherhitzer	Hauptkühler	Summe
A	2,134	0,853	2,986
B1	1,203	0,897	2,100
B2	0,884	0,881	1,765
C	0,810	0,945	1,754

Die Nutzung einer inneren Wärmerückgewinnung mit Zusatzheizung (Variante B1) reduziert den notwendigen Gesamtbedarf bereits um 29 %. Eine leichte Veränderung der Solltemperaturen (Variante B2) erhöht die Reduzierung auf 40 %. Die geringste Wärme muss in Variante C übertragen werden. Die Reduzierung im Vergleich zum Ist-Zustand beträgt 41 %. Durch die höhere Eintrittstemperatur der Luft in den Hauptkühler (Varianten B1-C) erhöht sich der Kältebedarf.

5.3.2. Jahresenergie- und Wasserbedarf

Der Vergleich des Wärme- und Kältebedarfs alleine kann noch keine Aussage darüber treffen, wieviel Ersparnis tatsächlich zu erwarten ist. Hierzu muss die Art der Wärme- und Kältebereitstellung berücksichtigt werden. Bei der Förderluftkonditionierstation werden drei verschiedene Mechanismen zur Wärme- und Kältebereitstellung eingesetzt. Diese unterscheiden sich signifikant in den verursachenden Kosten. Das Kühlwasser des Vorkühlers

wird von einem Kühlturm bereitgestellt. Die energetischen Kosten für die Kühlung des Wassers sind sehr gering, da der einzige Energieverbraucher im Kühlturm der Ventilator ist. Der Großteil der Kühlleistung wird durch Verdunstung aufgebracht. Die verdunstende Wassermenge muss als Frischwasser kontinuierlich zugeführt werden. Die Sole des Hauptkühlers wird von einer zentralen Kälteanlage mit einem COP von 3,53 [16] bereitgestellt. Für den Betrieb der Kälteanlage muss elektrische Energie aufgewendet werden. Den größten Energieverbraucher stellt die Heißwasseraufbereitung für den Nacherhitzer dar. Für die Erwärmung des Wasser wird Dampf verwendet, welcher durch die Verfeuerung von Gas erzeugt wird. Der Wirkungsgrad der Heißwassererzeugung beträgt 80 % [17].

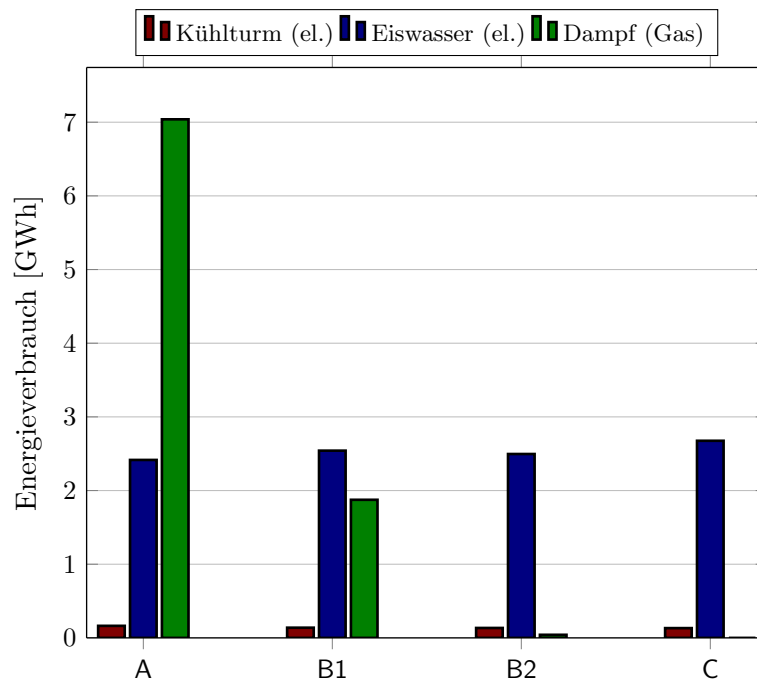


Abbildung 5.19.: Verbrauch der Energieträger

Der Verbrauch der einzelnen Energieträger ist in Abbildung 5.19 grafisch dargestellt. Im Ist-Zustand der Anlage ist die Heißwasserbereitstellung durch Dampf der größte Energieverbraucher. Durch die interne Wärmerückgewinnung der Variante B1 kann der nötige Dampfanteil bereits um 73 % reduziert werden. Variante B2 benötigt fast keine zusätzliche Beheizung mehr. In Variante C wird die Versorgung des Nacherhitzers allein vom Vorkühlerrücklauf übernommen. Auf den Energieträger Dampf kann dadurch gänzlich verzichtet werden.

Keine Einsparungen können bei der Kältereiherstellung erzielt werden. Die Regelung des Hauptkühlers senkt den Eiswasserbedarf im Vergleich zum Ist-Zustand. Dieser Effekt wird aber durch die notwendige Erhöhung der Rücklauftemperaturen des Vorkühlers und die damit verbundene Temperaturerhöhung der Luft wieder aufgehoben. Es ergibt sich ein höherer Energiebedarf im Vergleich zum Ist-Zustand. Die Varianten B1 und B2 weisen einen 3 bis 5 % höheren Verbrauch elektrischer Energie für die Kältebereitstellung auf. In Variante C ist der Verbrauch um 11 % erhöht.

Beim Kühlturm fällt die Reduzierung des Energieverbrauches wesentlich geringer aus als bei der Heißwasserbereitstellung. Die Einsparung liegt bei allen Varianten im Bereich zwischen 15 und 18 %. Auch die Reduzierung des Frischwasserverbrauches (Abbildung 5.20) ist mit 4 bis 6 % sehr gering.

Tabelle 5.6.: Verbrauch der Energieträger in [GWh]

Variante	Kühlturm(el.)	Eiswasser (el.)	Dampf (Gas)
A	0,016	0,242	0,704
B1	0,014	0,254	0,187
B2	0,013	0,250	0,004
C	0,013	0,268	0,000

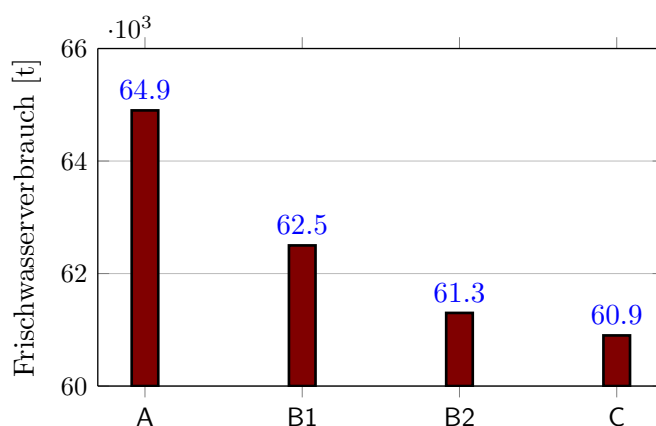


Abbildung 5.20.: Frischwasserverbrauch des Kühlturms

Trotz des höchsten Energieverbrauches bei der Kältebereitstellung ist Variante C als wirtschaftlichste Konfiguration anzusehen da auf die externe Heißwasserbereitstellung gänzlich verzichtet werden kann. Die Förderluftkonditionierstationen lassen sich in Variante C unabhängig von diesem Anlagenteil betreiben und es wird eine Energiemenge von 0,7 GWh/a in Form von Gas eingespart. Weitreichende Änderungen an den bestehenden Anlagen sind nicht notwendig. In Tabelle 5.7 sind die Einsparungen jeder Variante in Prozent aufgeführt, wobei ein negativer Wert einen höheren Energieverbrauch bedeutet.

Tabelle 5.7.: Ersparnis im Vergleich zum Ist-Zustand in %

Variante	Kühlturm(el.)	Eiswasser (el.)	Dampf (Gas)	Wasser
B1	15,32	-5,22	73,37	3,70
B2	17,57	-3,33	99,40	5,55
C	18,86	-10,77	100,00	6,16

5.3.3. Übertragene Wärmeströme

Ein großer Vorteil der dynamischen Simulation mit Modelica ist die Möglichkeit, das zeitliche Verhalten von Anlagenkomponenten untersuchen zu können. Im Folgenden werden die Jahresverläufe des übertragenen Wärmestroms jedes Wärmeübertragers beschrieben.

Der Wärmestromverlauf des Vorkühlers ist in Abbildung 5.21 dargestellt. Trotz der Regelung der Luftaustrittstemperatur auf einen konstanten Wert in Variante C ist der qualitative Verlauf nahezu identisch. Die dominierende Einflussgröße im Vorkühler ist die Eintrittstemperatur welche direkt vom Förderdruck abhängig ist. Durch die höher geregelte Luftaustrittstemperatur wird in Variante C zu jedem Zeitpunkt ein geringerer Wärmestrom übertragen als im Ist-Zustand.

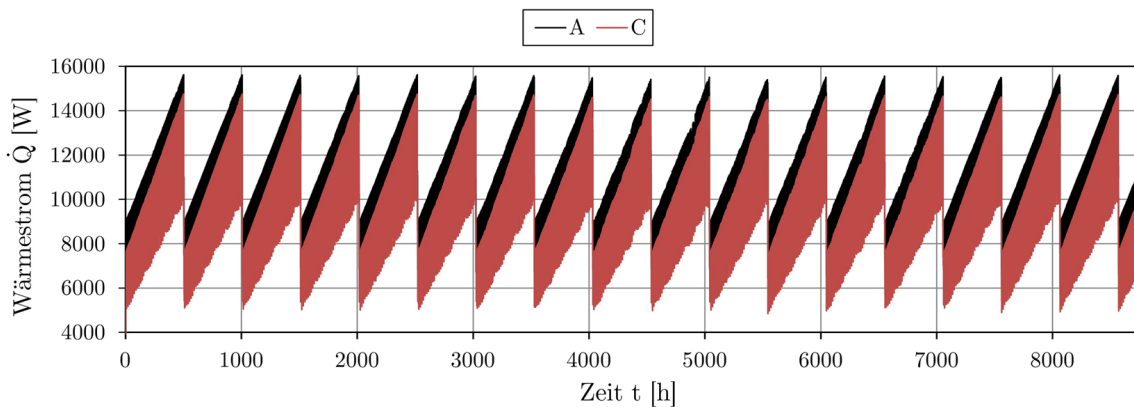


Abbildung 5.21.: An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Vorkühlers

Abbildung 5.22 zeigt den Jahresverlauf der übertragenen Wärmeströme im Hauptkühler. Die eintretende Luft hat in Variante C aufgrund der Regelung des Vorkühlers eine nahezu konstante Temperatur. Es ergibt sich ein annähernd konstanter Wärmestrom zur Wasserseite des Wärmeübertragers. Der Verlauf des Ist-Zustandes zeigt starke Schwankungen aufgrund der variablen Lufttemperatur. Der qualitative Verlauf entspricht annähernd dem des Förderdruckes.

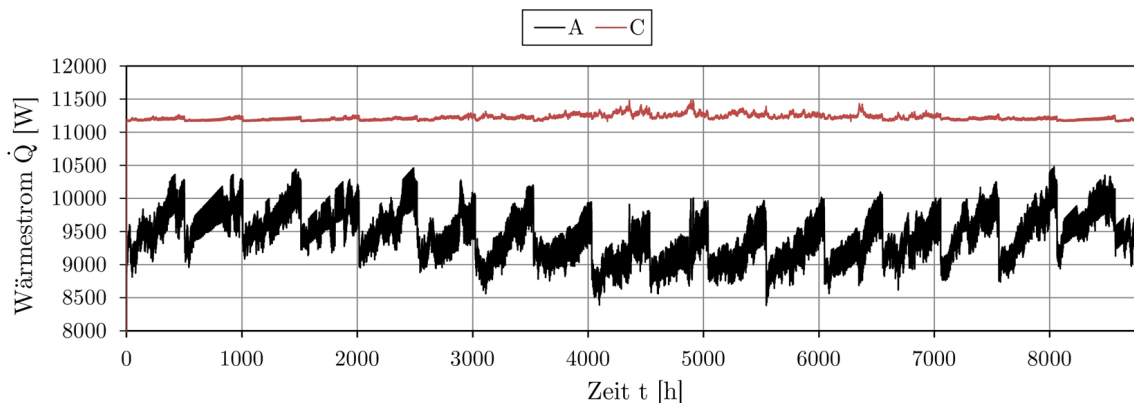


Abbildung 5.22.: An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Hauptkühlers

Der Einfluss der Regelung des Hauptkühlers wird bei der Betrachtung eines Tages mit hoher Aussenluftfeuchte deutlich. In Abbildung 5.23 ist ein solcher Verlauf dargestellt. Steigt die Feuchte stark an resultiert dies in einem Anstieg des übertragenen Wärmestroms. Im

ungeregelten Hauptkühler des Ist-Zustandes steigt der Wärmestrom bei erhöhter Feuchte wesentlich stärker an als in Variante C mit geregelterm Hauptkühler.

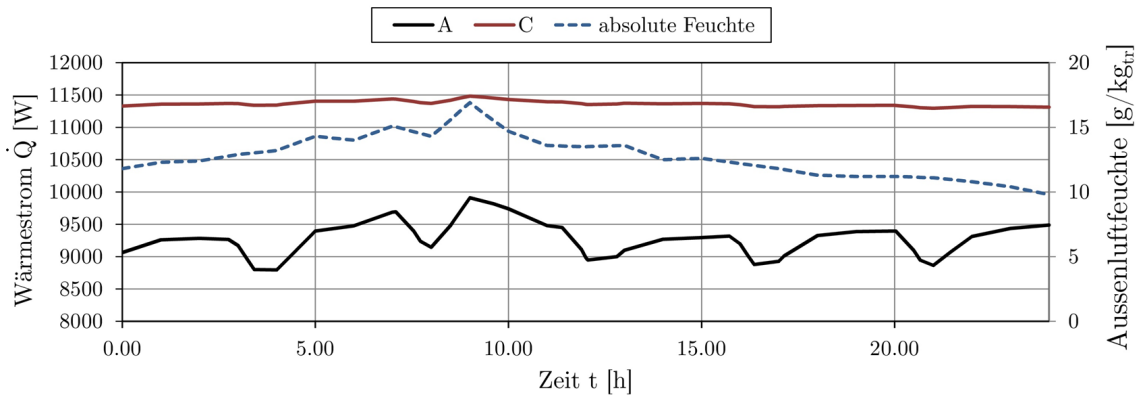


Abbildung 5.23.: An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Hauptkühlers für einen Tag mit hoher Eintrittsfeuchte

Im Nacherhitzer zeigt sich der Einfluss der Temperaturregelung des Hauptkühlers. Der vom Heizwasser abgegebene Wärmestrom folgt beim Ist-Zustand dem Jahresverlauf der absoluten Feuchte. Bei geringen Eintrittsfeuchten wird die Luft im Hauptkühler bei konstantem Massenstrom stärker abgekühlt, da weniger Energie für die Kondensation aufgewendet wird. Der Wärmestromverlauf der Variante C weist durch die konstante Lufteintrittstemperatur kaum starke Schwankungen auf. Ausnahmen sind die Wärmestromabfälle am Anfang einer drei Wochen Periode.

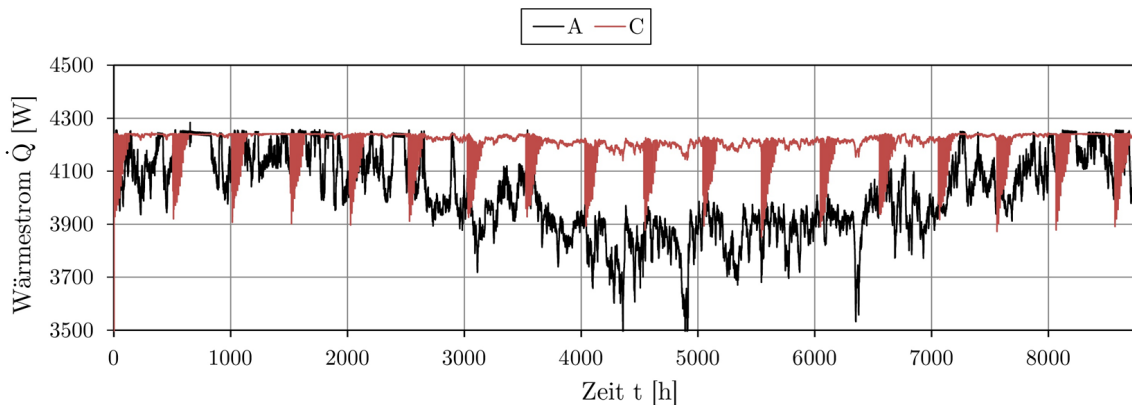


Abbildung 5.24.: An die Wasserseite übertragener Wärmestrom des Nacherhitzers

5.3.4. Vergleich der Austrittszustände

Die bisherigen Ausführungen haben gezeigt, dass Variante C die optimale Konfiguration der Förderluftkonditionierstation ist. Es sind die größten Energieeinsparungen bei geringem Änderungsaufwand zu erwarten. Um die Qualität des zu fördernden Produktes auch mit der veränderten Konfiguration sicherzustellen, muss der Zustand der Austretenden Luft mindestens dem des Ist-Zustandes entsprechen. Das bedeutet eine niedrige Austrittsfeuchte und eine Austrittstemperatur von $22 - 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Im Folgenden werden die Austrittszustände Temperatur und absolute Feuchte der Variante C mit dem Ist-Zustand (Variante A) verglichen.

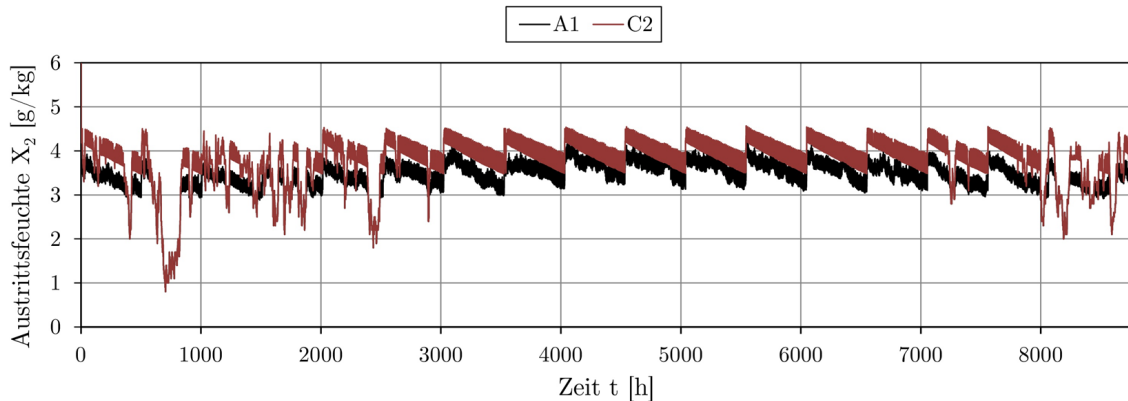


Abbildung 5.25.: Verlauf der Austrittsfeuchte

In Abbildung 5.25 sind die Verläufe der absoluten Austrittsfeuchte dargestellt. Die Werte der Variante C sind über den gesamten Verlauf höher als beim Ist-Zustand. Der maximale Unterschied beträgt 0,77 g/kg, die höchste Austrittsfeuchte 4,5 g/kg.

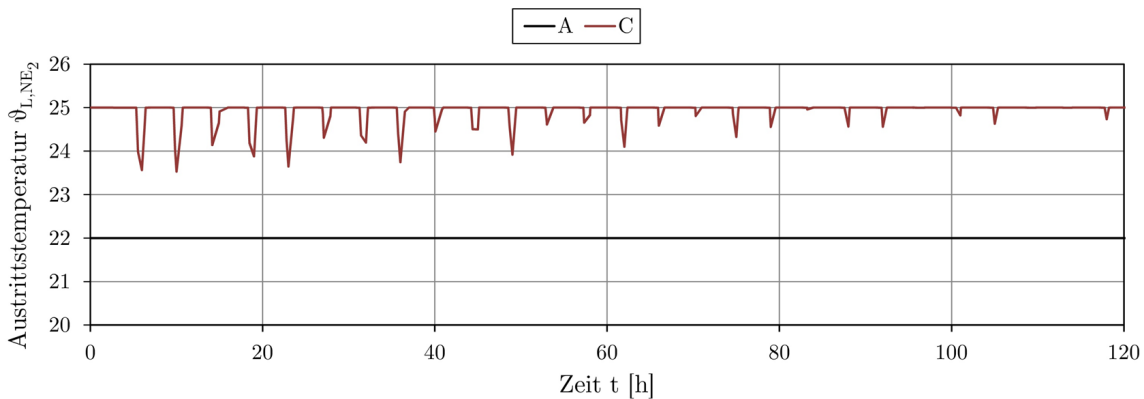


Abbildung 5.26.: Verlauf der Austrittstemperatur

Die Verläufe der Austrittstemperatur sind in Abbildung 5.26 dargestellt. Die Austrittstemperatur im Ist-Zustand ist auf einen konstanten Wert von 22 °C geregelt, die Sollgröße in Variante C entspricht dem Auslegungszustand mit 25 °C. Im Temperaturverlauf von Variante C fallen Unterschreitungen der Solltemperatur auf. Dargestellt ist der Verlauf für einen Zeitraum von 120 Stunden. Der Verlauf wiederholt sich in einem dreiwöchigen Zyklus. Der Grund für diese Temperaturunterschreitungen liegt in den kurzzeitigen Druckabfällen, welche das Profil des vorhandenen Messschriebes vorgibt. Die Regelung des Vorkühlers ist auf den Betriebsdruck von 1,3 bar ausgelegt, kurzzeitige Unterschreitungen des Betriebsdrucks führen zu Temperaturabfällen.

Aufgrund der unterschiedlichen Austrittstemperaturen lassen sich beide Varianten in Bezug auf die absolute Feuchte nicht vergleichen. Es wird die relative Feuchte für den Vergleich herangezogen. Diese berechnet sich nach Gleichung 3.30 in Abschnitt 3.4. Da aus der Simulation kein Jahresverlauf zur Verfügung steht, wird von beiden Varianten die relative Feuchte für die jeweils höchste absolute Feuchte und die geringste Temperatur bestimmt. Als Bezugsdruck dient für beide Fälle der Maximaldruck von 1,6 bar. Aus den Ergebnissen in Tabelle 5.8 geht hervor, dass die relative Feuchte des Ist-Zustandes mit

Tabelle 5.8.: Maximale relative Feuchte am Austritt bei einem Druck von 1,6 bar

Variante	X_{max_2} [g/kg]	ϑ_{min_2} [°C]	φ_2
A	4,30	22,00	0,41
C	4,50	23,60	0,39

der veränderten Konfiguration von Variante C unterschritten wird. Die Qualität des zu fördernden Mediums wird somit nicht beeinträchtigt.

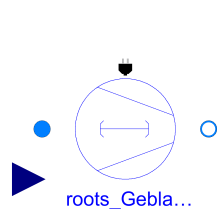
Die interne Wärmerückgewinnung der Variante C ermöglicht eine signifikante Einsparung an Nutzenergie bei geringem Änderungsaufwand und einer gleichbleibend hohen Produktqualität.

6. Zusammenfassung

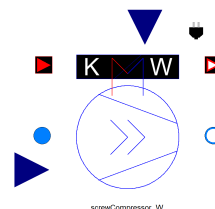
Die erstellten Modelle und die gewonnenen Erkenntnisse aus der Simulation sind in diesem Abschnitt zusammenfassend dargestellt.

Erstellte Modelle

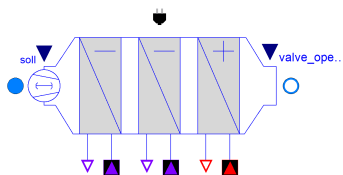
Ziel war es, dynamische Modelle zur Abbildung von Anlagenteilen für die Förderluftaufbereitung und Druckluftherzeugung zu erstellen. Diese Modelle sollen im Rahmen des Forschungsprojektes „Energie- und Klimaeffizienz in der Milchindustrie durch intelligente Kopplung von Energieströmen“ zur Erstellung von Gesamtmodellen der Produktionsanlagen verwendet werden. Folgende Modelle wurden erstellt und validiert:



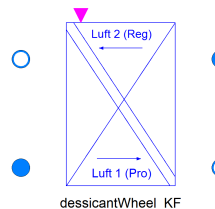
Drehkolbengebläse



Schraubenkompressor mit
Wärmerückgewinnung



Förderluftkonditionierstation



Sorptionsrad

Die Modelle wurden so gestaltet, dass sie sich ohne weitere Modifikationen in Gesamtmodelle einbinden lassen und auf Grundlage der zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit verfügbaren Informationen parametrisiert werden können. Sollte es im weiteren Verlauf des Projektes erforderlich sein, diese Modelle weiter zu präzisieren sind die dafür notwendigen Schnittstellen vorhanden. Alle Modelle sind in einer Bibliothek zusammengefasst worden, welche auf den vorhandenen Modellbibliotheken aufbaut und nicht unabhängig davon verwendet werden kann.

Anwendung der Modelle

Von den erstellten Modellen wurde mit der Förderluftkonditionierstation ein Gesamtmodell der Förderluftaufbereitung erstellt. Auf Basis der Messdaten wurde der aktuelle Betriebszustand der Anlagen in der Simulation abgebildet. Es sind Methoden zur Steigerung der

Energieeffizienz identifiziert und in der Simulation umgesetzt worden. Die Ergebnisse der Simulation mit den modifizierten Modellen wurde vergleichend dargestellt und ausgewertet.

Das Modell der Förderluftkonditionierstation besteht aus drei Wärmeübertragern: Vorkühler, Hauptkühler/Entfeuchter und Nacherhitzer. Im Ist-Zustand der Anlage werden alle Wärmeübertrager mit separaten Wasserkreisläufen für Kühl-, Eis-, und Heisswasser versorgt. Das Modell der Anlage wurde mit weiteren Regelungseinrichtungen versehen und die Verrohrung so angepasst, dass eine innere Wärmerückgewinnung realisiert werden kann. Durch die Regelung jedes Wärmeübertragers erfolgt eine bedarfsgerechte Versorgung der Anlage mit Kühlturm- und Eiswasser. Im Vergleich zum Ist-Zustand, bei welchem die Anlage konstant mit dem Maximalmassenstrom versorgt wird, kann der Kältebedarf durch die Regelung gesenkt werden. Die Wärmerückgewinnung nutzt das erwärmte Wasser des Vorkühlers, um den Nacherhitzer der Anlage mit Heißwasser zu versorgen. Der Vorlauf des Nacherhitzers wird geregelt, wodurch eine konstante Luftaustrittstemperatur im Normalbetrieb erreicht wird.

Es konnte nachgewiesen werden, dass durch die Neukonfiguration der Förderluftkonditionierstation eine starke Reduzierung des Energieverbrauches möglich ist. Auf die Heißwassererzeugung durch Dampf kann mit der neuen Konfiguration vollständig verzichtet werden. Dies entspricht einer Einsparung von etwa 0,7 Gigawattstunden thermischer Energie aus Dampf pro Jahr. Beim Kühlturm, welcher den Vorkühler mit Kaltwasser versorgt, können fast 19 % an elektrischer Energie und 6 % an Frischwasser eingespart werden. Die erhöhten Lufttemperaturen aufgrund der angepassten Regelung heben den positiven Effekt der Regelung des Hauptkühlers auf und führen zu einer Erhöhung des elektrischen Energieverbrauches zur Eiswasserbereitstellung um 11 %.

Die relativen Feuchten am Luftaustritt beider Varianten wurden verglichen. Es konnte nachgewiesen werden, dass mit der angepassten Anlagenkonfiguration die Qualität des zu fördernden Produktes weiterhin sichergestellt ist. Die vorzunehmenden Anpassungen zur Realisierung der Wärmerückgewinnung erfordern keine zusätzlichen Einbauten wie weitere Wärmeübertrager. Es ist nur eine Veränderung der Verrohrung in der Anlage und das Nachrüsten von Reglern und Regelventilen erforderlich. der apparative Aufwand der notwendigen Veränderungen ist somit gering.

7. Ausblick

Die erstellten Modelle für das Roots-Gebläse und den Schraubenkompressor setzen einige Vereinfachungen voraus. Für eine Steigerung der Genauigkeit der Simulationsergebnisse sind Kennfelder zu erstellen, welche an die existierenden Apparate angepasst werden können. Die erstellten Modelle müssen hierzu mit Modellen zur Verarbeitung von Kennfeldern, ähnlich denen des Sorptionsradmodells, erweitert werden. Die Möglichkeit variable Wirkungsgrade vorzugeben ist in den Modellen bereits implementiert.

Das Modell der Förderluftkonditionierstation wurde für den Ist-Zustand erstellt. Die Änderungen zur Realisierung der inneren Wärmerückgewinnung wurden in der Modellebene vorgenommen. Eine vollständige Parametrisierung der Modelle in der Eingabemaske auf der obersten Ebene ist für diese veränderten Varianten noch nicht möglich. Zur Vereinfachung der Handhabung in weiteren Simulationen müssen neue oder veränderte Parameter auf der obersten Modellebene zugänglich gemacht werden.

Die Auswirkung des Betriebsverhaltens von Anlagenteilen, welche mit der Förderluftkonditionierstation verbunden sind, ist bisher nur für den Kühlturm in der Simulation untersucht worden. Zur besseren Beurteilung des dynamischen Verhaltens sind noch komplexere Modelle zu erstellen, welche weitere Anlagenteile mit abbilden. Hierzu zählen zum Beispiel die Kälteanlage und die Erzeugung von Heißwasser.

Für eine Beurteilung der eingesparten Kosten durch die hier im Modell ausgeführten Effizienzmaßnahmen ist eine Kosten-Nutzen Rechnung zu erstellen. Eine Konkretisierung der entwickelten Maßnahmen ist im Vorfeld durchzuführen um die Investitionskosten für erforderliche Bauteile ermitteln zu können.

Im Rahmen des Forschungsprojektes werden Simulationsmodelle für weitere Teile der Produktionsanlage in Altentreptow erstellt. Für die Modellierung der Druckluftanlage wurde in dieser Arbeit bereits das Schraubenkompressormodell erstellt. Im weiteren Verlauf des Projektes kann ein Gesamtmodell der Druckluftbereitstellung erstellt und simuliert werden. Hierbei kann die im Modell bereits enthaltene Abbildung einer Wärmerückgewinnung genutzt werden, um die Effektivität dieser Maßnahme im Kontext der Gesamtanlage zu analysieren.

Literaturverzeichnis

- [1] W. Eifler u. a. *Küttner Kolbenmaschinen*. Vieweg + Teubner, 2009 (siehe S. 3, 24, 31).
- [2] U. Bierbaum. *Druckluft Kompendium*. Hrsg. von J. Hütter. BOGE, 2004 (siehe S. 4, 34, 35).
- [3] Weisshaar GmbH. *Luftkühl- und trocknungsaggregate LKTA*. URL: <http://www.weisshaar.de/pages/neues05.php> (besucht am 10.02.2013) (siehe S. 5).
- [4] G. Gaiser. „Kombinierte Wärme- und Stoffübertragung in Regeneratoren mit bewegter Speichermasse“. In: *VDI-Wärmeatlas*. Verein Deutscher Ingenieure, 2006. Kap. Nb (siehe S. 6, 41).
- [5] P. Fritzson. *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*. John Wiley & Sons, Inc., 2004 (siehe S. 7–9).
- [6] H. Olsson, H. Elmquist und M. Otter. *Modelica - A unified Object-Oriented Language for System Modeling, Language Specification Version 3.3*. Techn. Ber. Modelica Association, Mai 2012 (siehe S. 7, 9, 11, 18).
- [7] S. Wischhusen und G. Schmitz. *Abschlussbericht zum Projekt „Entwicklung eines Simulationswerkzeuges zur wirtschaftlichen und energetischen Planung von Prozessen zur Wärme- und Kälteerzeugung“*. Techn. Ber. Technische Universität Hamburg-Harburg, Arbeitsbereich Technische Thermodynamik, 2005 (siehe S. 13, 15, 17).
- [8] Recknagel, Sprenger und Schramek. *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*. Hrsg. von E.-R. Schramek. R. Oldenburg Verlag, 1999 (siehe S. 13).
- [9] H. D. Baehr und S. Kabelac. *Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen*. 14. Aufl. Springer, 2009 (siehe S. 16, 35).
- [10] M. Nimax. „Energiebedarf und Regelungsverhalten weit verzweigter Lüftungssysteme mit zentral oder dezentral angeordneten Ventilatoren“. Diplomarbeit. Technische Universität Hamburg-Harburg, Apr. 2008 (siehe S. 19).
- [11] W. Roetzel und B. Spang. „Berechnung von Wärmeübertragern“. In: *VDI-Wärmeatlas*. Verein Deutscher Ingenieure, 2006. Kap. Ca (siehe S. 21).
- [12] Kaeser Kompressoren AG. *Schraubenkompressoren Serie SM*. Technisches Datenblatt, abgerufen im März 2013 (siehe S. 34).
- [13] Kaeser Kompressoren AG. *Wärmerückgewinnung spart Geld und schont die Umwelt*. URL: <http://www.kaeser.de/produkte/schraubenkompressoren/waermerueckgewinnen/default.asp> (besucht am 13.03.2013) (siehe S. 34, 35).
- [14] M. Zeller und U. Busweiler. „Be- und Entfeuchten von Luft“. In: *VDI-Wärmeatlas*. Verein Deutscher Ingenieure, 2006. Kap. Nb (siehe S. 36, 37, 40–43).

- [15] M. Otter. *Call for Quotation for an Open Source Implementation of the MSL Table Interpolation Blocks*. e-Mail an die Mitglieder der Modelica Association. Dez. 2012. URL: https://www.modelica.org/news_items/call-texts-to-improve-modelica-2012/2012-12-20-Call-for-quotation-for-MSL-tables.pdf (besucht am 31.03.2013) (siehe S. 40).
- [16] P. Mumm. *Umbau Kälteanlage DMK Altentreptow 2011/12*. Techn. Ber. Energieberatung Mumm, 2012 (siehe S. 71).
- [17] div. Autoren. *Abschlussbericht zur ganzheitlichen Untersuchung von Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz*. Techn. Ber. KSI Ingenieurbüro GmbH & Co. KG und Imtech Deutschland GmbH & Co. KG, München, 2011 (siehe S. 71).

A. Anhang

A.1. Datenblatt des Drehkolbengebläses

Leistungsdaten / performance data

- Ersatzteilbestellung / ordering spare parts -


● Bitte richten Sie Ihre Bestellung, an die für Sie zuständige Aerzener Vertretung / -Gesellschaft.
Abruf center (+49) 0 51 54 81 192

● Please send your ordering to the Aerzen representation / -company responsible for your country.
Fax polling ++49 (0) 515481192

Rechnungsanschrift: _____
Invoice address

Lieferanschrift: _____
Dispatch address

Kunden-Bestell-Nr.*: _____
Customer's order no.



AERZEN

Ersatzteil-anfrage
Inquiry spare parts

Ersatzteil-bestellung
Ordering spare parts

Typ: GM 35 G	Ansaugvolumenstrom: 25,00 m ³ /min
Auftrags-Nr.: 60-196698-00	Druckdifferenz: 0,400 bar
Ansaugdruck: 1,00 bar	Motorleistung: kW
Ansaugtemperatur: 20 °C	Ölmenge: ltr
Endtemperatur: 58 °C	Gebälsegewicht: kg
Gebälzedrehzahl: 2500 1/min	
Motordrehzahl: 1/min	

20	156316000	Keilriemen
40	159131000	Muffe-Elastisch
50	165903000	Schlauchscheile
60	160755002	Mehrereichsöl
80	164968000	Ölstandanzeiger
90	115123000	Rundlichtring
100	152287000	Manometer
110	152024000	Wartungsanzeiger

Gültig für die folgende Verschiebteilzeichnung: *Applicable for the following wear part drawing*

010	0	...	100	⇔	...	190	⇔	...
020	0	...	110	⇔	...	200	⇔	...
030	0	...	120	⇔	...	210	⇔	...
040	0	...	130	⇔	...	220	⇔	...
050	0	...	140	⇔	...	230	⇔	...
060	0	...	150	⇔	...	240	⇔	...
070	0	...	160	⇔	...	250	⇔	...
080	0	...	170	⇔	...			
090	0	...	180	⇔	...			

Ersatzteile markieren / Stückzahl eintragen *Mark the spare parts / put in the quantity*

⚠ Diese Ersatzteilformularen sind fester Bestandteil der Betriebsanleitung und darf nicht entfernt werden!
 This spare part form is an essential part of the operating manual and must not be removed!
 Ce formulaire de pièces de rechange est un élément essentiel de l'instruction de service et ne doit pas écarter!

⚠ Deze reserveonderdelenformulieren zijn vast bestanddeel van het bedieningsvoorschrift en mag niet worden verwijderd!
 Este listado de repuestos forma parte integrante de las instrucciones de Servicio y no puede ser eliminado!
 Questo formulario dei ricambi è parte integrante delle istruzioni di esercizio e non deve essere staccato!

A.2. Datenblatt der Förderluftkonditionierstation

WEISSHAAR®			
3. Technische Daten / Einsatzbereich			
Abmessungen (B x T x H):	3350 x 1400 x 1600 mm		
Gewicht (ohne Füllung):	480 kg		
Baujahr:	2005		
Betriebsdruck	0,4 – 0,7 bar Überdruck		
Luftvolumenstrom	1600 Nm³/h		
	Vorkühler	Hauptkühler	Erwärmer
Luft Eintritt	90°C	34°C	5°C
rel. Feuchte	5%	66%	100%
Luftaustritt	34°C	5°C	25°C
rel. Feuchte	66%	100%	28%
Druckverlust	81 Pa	223 Pa	24 Pa
Medium	Kühlwasser	Wasser/Glykolgemisch 30%	Warmwasser
Mediumentritt	26°C	1°C	50°C
Mediumaustritt	34°C	7°C	42°C
Volumenstrom	3,5 m³/h	5,2 m³/h	1,4 m³/h
Druckverlust	0,75 bar	0,9 bar	0,33 bar
Elektrische Daten			
Betriebsspannung:	400 V / 3 Ph / 50 Hz		
Steuerspannung:	230 V Wechselspannung		
Leistungsaufnahme:	<1 kW		
Wichtiger Hinweis! Bei Betrieb unter 4 °C Wassertemperatur Frostschutzmittel verwenden			

A.3. Datenblatt des Kühlturms

Vestas aircoil®

Vestas aircoil A/S
 Smed Hansens Vej 13 · DK-6940 Lem · Telefon: +45 97 34 18 00
 Fax: +45 97 34 14 14 · E-mail: va@vestas.biz · www.vestas.biz

MONTAGE- UND BETRIEBSANLEITUNG	Seite 1 von 1
Kühlturm – Serie OCT	Zeichen: EWJ

Datenblatt, Kühlturm Typ OCT09HB02-2-120 Vorgang Nr.: 68723

Angaben zur Kühlung:

Wassermenge:	180,0 m ³ /h
Temperatur des zulaufenden Wassers	27,5 °C
Temperatur des ablaufenden Wassers	21,5 °C
Temperatur bei nassem Thermometer:	20,0 °C
Kühlleistung:	1260,0 kW

Angaben zur Lärmentwicklung:

Berechneter Schalldruckpegel 1,5 m über dem Gelände bei einer freien Schallausbreitung über eine schallreflektierender Fläche: 81 ±2 dB(A)

Schalldruck, berechnet bei einem Abstand von: 10 m

Berechnete Schallleistung: 114 ±2 dB(A)

Der garantierte Grenzwert ist der berechnete Wert + 2dB(A). Es wird garantiert, dass der ermittelte Lärmpegel unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit unter dem Grenzwert liegt bzw. mit diesem übereinstimmt. Die Messgenauigkeit wird gem. der benutzten Messnorm ermittelt.

Zulaufdruck: (Höchstzulässiger Düsendruck = 80 kPa) 32,0 kPa

Maximale Zulauftemperaturen:

Bei stehendem Ventilator	Max. 70 (60) °C
Bei laufendem Ventilator	Max. 80 (65) °C
Empfohlene höchste Betriebstemperatur	Max. 75 (60) °C

N.B. Die Temperatur in Klammer gilt für Türme mit einer großen, an Scharnieren aufgehängten Inspektionstür.

Wasserverbrauch:*

Verdampfung bei voller Kühlleistung	2,0 m ³ /h
---	-----------------------

Wasseraustausch (Abzapfen) = 0,5- bis 2-fache der verdampften Wassermenge.
 Gesamter Speisewasserverbrauch = 1,5- bis 3-fache der verdampften Wassermenge.
 Bei den Angaben für Wasseraustausch und -verbrauch handelt es sich um Anhaltswerte.

Säuregrad des Kühlwassers:*

Grenzwerte: pH = 6,5 – 8,8.
 Empfohlener Betriebsbereich: pH 0 6,8 – 8,5.

**Siehe auch beiliegende "Anweisung zum einzusetzenden Wasser".*

Elektrisch Komponenten	Anzahl	Nennleistung	Spannung	Frequenz
Motor	2	22,0 kW	3x380-420 V	50 Hz
PTC-Thermistor, für 140°C	2			
Heizelemente im Motor				
Füllstandsüberwachung				
Alarmsignal bei zu hohem/niedrigem Füllstand				
Heizelemente in Bodenwanne				
Multithermostat, Typ MT-C				