

Diese Arbeit wurde vorgelegt am
DLR - Institut für Solarforschung, Lehrstuhl für Solartechnik

Entwicklung eines Einsatz- und Betriebsoptimierers für ein hybrides Kühlsystem mit Kältespeicher zur Wassereinsparung und Ertragssteigerung in einem CSP-Kraftwerk

Development of a dispatch and operation optimizer for a hybrid
cooling system with a cold thermal energy storage unit aiming at
water conservation and yield increase in a CSP-Plant

Masterarbeit

vorgelegt von
Matthias Loevenich
353811

Erstprüfer: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Pitz-Paal
Zweitprüfer: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernhard Hoffschmidt

Betreuende wiss. Mitarbeiterin: M. Sc. Lisa Kaborn

Stuttgart, 28.06.2021

„Essentially, all models are wrong but some are useful.“
George E. P. Box

Kurzdarstellung

Bei Auslegung und Betrieb konzentrierender Solarkraftwerke gewinnt die Reduzierung des Wasserverbrauchs stetig an Bedeutung. Den größten Anteil am Wasserverbrauch hat bei Verwendung einer konventionellen Nasskühlung das Kühlsystem. Durch Verwenden einer Trockenkühlung kann der Wasserverbrauch um über 90 % gesenkt werden, gleichzeitig steigen jedoch die Kosten und die Kraftwerkseffizienz sinkt. Für geeignete Standorte wird deshalb immer öfter auch die Verwendung hybrider Kühlsysteme in Erwägung gezogen. Diese haben zum Ziel, Wasser einzusparen ohne den Ertrag signifikant zu verringern. Aufgrund der steigenden Komplexität der Systeme, ergibt sich ein Bedarf an optimierten Einsatzplänen für die Komponenten der hybriden Kühlung.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Einsatz- und Betriebsoptimierer für hybride Kühlsysteme entwickelt, mit dem der elektrische Ertrag des Kraftwerks unter Berücksichtigung des Wasserverbrauchs maximiert werden kann. Dabei kann die Gewichtung der Maximierung des elektrischen Ertrags und der Minimierung des Wasserverbrauchs eingestellt werden. Der Optimierer ist für die Bestimmung von optimierten Einsatzplänen über einen Zeithorizont von 24 h ausgelegt. Er kann online im Kraftwerk eingesetzt werden, um mithilfe von Vorhersagedaten der Umgebungsbedingungen optimierte Einsatzpläne für den folgenden Tag zu bestimmen. Zusätzlich ist der Einsatz für theoretische Untersuchungen im Bereich der Jahresertragsrechnung möglich. Der Optimierer kann flexibel auf unterschiedliche Kraftwerkskonfigurationen und beliebige hybride Kühlsysteme angewendet werden, ohne Anpassungen am Optimierungsalgorithmus vornehmen zu müssen. Für den Einsatz genügt ein Simulationsmodell des betrachteten Kraftwerks mit hybridem Kühlsystem, es ist lediglich eine passende Parametrisierung des Optimierers notwendig. Die Funktionsfähigkeit des Optimierers wird durch Implementierung einer Teststrecke in der Simulations-Software *YACOP* anhand ausgewählter hybrider Kühlsysteme am Modell eines 50 MW Parabolrinnenkraftwerks gezeigt.

Für die Entwicklung und Validierung des Optimierers wurden zwei hybride Kühlsysteme mit Kältespeicher modelliert und untersucht. Es wird deutlich, dass der Einsatz eines Kältespeichers parallel zu einer Trockenkühlung energetisch sinnvoll ist. Bei Betrieb parallel zu einer Nasskühlung wird eine Wassereinsparung im Betrieb angestrebt. In Optimierungsrechnungen mit diesem Kühlsystem kann je nach betrachtetem Kühlsystem und Parametrisierung des Optimierers eine Wassereinsparung oder eine Steigerung des elektrischen Ertrags erreicht werden. Dabei geht eine Wassereinsparung stets mit einem Verlust im elektrischen Ertrag einher, der jedoch mithilfe der vom Optimierer erzeugten optimierten Einsatzpläne verringert werden kann. Bei vorhandenen Kostendaten kann mit den erstellten Modellen über eine Schnittstelle in *YACOP* auch die Wirtschaftlichkeit eines solchen Kühlsystems unter Zuhilfenahme des Kühlungsoptimierers untersucht werden.

Abstract

Water consumption becomes a continuously increasing issue in the design and operation process of concentrated solar power plants. If a conventional wet cooling tower is used, the cooling system has the largest share of water consumption. By utilizing a dry cooling system instead, water consumption can be decreased by over 90 %. In return, operating and maintenance costs increase while the thermal efficiency is reduced. Hybrid cooling systems aim at a tradeoff between water consumption and efficiency by combining at least two cooling mechanisms in one or more components. Due to the increasing complexity of the systems a demand for optimized operation plans emerges.

This thesis attempts to solve the problem by introducing a dispatch and operation optimizer for hybrid cooling systems aiming to maximize the power generation, while minimizing water consumption at the same time. The value of water can be adjusted, so that higher water savings can be achieved at the costs of reduced electrical yield. The cooling optimizer is designed to optimize operational plans over a finite time horizon up to 24 h. It can be applied for online-optimization in a real power plant or to investigate cooling systems theoretically. The latter can be achieved by utilizing the optimizer in yield assessment calculations. One major advantage of the solution, proposed in this thesis, is that the cooling optimizer is independent of the CSP-Plant and hybrid cooling system, meaning that the solution can be applied to arbitrary power plant configurations and cooling systems without adjusting the solution algorithm. The only requirement is that a model of the plant and cooling system is available to the optimizer, such that the performance of the optimizer can be customized by setting corresponding parameters. The viability of the developed algorithm is demonstrated by implementing a testbench including the cooling operation optimizer into a simulation tool for yield assessment calculations (*YACOP*) and investigating a 50 MW parabolic trough power plant with different hybrid cooling systems.

To evaluate the performance of the optimizer, two hybrid cooling systems both equipped with a cold thermal energy storage have been designed and analyzed within the scope of this thesis. It has been determined, that the application of a cold thermal energy storage in parallel to a dry cooling component is energetically reasonable. The application in parallel to a wet cooling tower aims at a decrease in water consumption. Depending on the cooling components and the value of water given to the optimizer, water consumption can be decreased and electricity generation can be increased. However, water consumption always comes at the costs of reduced electrical yield, which can partly be compensated by applying the cooling operation optimizer. Economical investigations can be executed as a post processing step in *YACOP* after applying the simulation with optimization of the cooling operation plans, when information on investment, operation and maintenance costs are at hand.

Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Projekts SOLWARIS; gefördert durch die Europäische Union im Horizon 2020 Forschungsprogramm grant agreement nr. 792103. Weitere Inhalte der Arbeit entstanden im durch die HGF geförderten Projekt EnSysInt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Masterarbeit unterstützt haben.

Zuerst gebührt mein Dank Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Pitz-Paal, der meine Masterarbeit betreut und begutachtet hat.

Ein besonderer Dank gilt meiner Betreuerin von Seiten des Instituts für Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt, Lisa Kaborn, die mich mit allen ihr zur Verfügung stehenden Mitteln stets unterstützt und fachlich sowie richtungsweisend während meiner Arbeit begleitet hat.

Des Weiteren möchte ich mich bei meinen Kolleginnen und Kollegen am DLR bedanken, die mir mit ihrer fachlichen Kompetenz stets beratend zur Seite gestanden und mich in organisatorischen Belangen unterstützt haben.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	2
2.1	Umwandlung von Wärme in Arbeit	2
2.2	Grundlagen der Optimierung	6
3	Stand der Technik	13
3.1	Solarthermische Kraftwerke	13
3.2	Simulationsumgebung YACOP	15
3.3	Kühltechnologien	17
3.4	Vorhandene Ansätze zur Kühlungsoptimierung	21
4	Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme	23
4.1	Auswahl und Verschaltung	23
4.2	Auslegung und Modellierung	25
4.2.1	Oberflächenkondensator	26
4.2.2	Massenstromberechnung bei erzwungenem Luftzug	29
4.2.3	Nasskühlturm	29
4.2.4	Trockenkühlung	34
4.2.5	Kältespeicher	37
4.2.6	Verschaltung und Implementierung der Modelle in YACOP	41
4.3	Simulation und Untersuchung	46
5	Entwicklung des Kühlungsoptimierers	54
5.1	Definition des Optimierungsproblems	54
5.2	Entwicklung eines Ant Colony Optimization Algorithmus	57
5.3	Implementierung des Kühlungsoptimierers in YACOP	63
6	Validierung des Kühlungsoptimierers	65
7	Zusammenfassung und Ausblick	79
A	Ingenieurwissenschaftliche Grundlagen	81
B	Parametrisierung der Modelle	89
C	Simulation und Untersuchung der Trockenkühlung mit Kältespeicher	94
D	Einsatzoptimierung der Trockenkühlung mit Kältespeicher	99

Abbildungsverzeichnis

2.1	Prinzipskizze eines Kreisprozesses zur Umwandlung von Wärme in Arbeit nach [Wir17, Folie 4]	2
2.2	<i>Carnot</i> -Prozess im T-s-Diagramm	3
2.3	Prinzipskizze eines Dampfkraftprozesses	5
2.4	Dampfkraftprozess im T-s-Diagramm angelehnt an [Str16, S. 78]	6
2.5	Beispiel eines einfachen Wegenetzes mit Knoten zur Erklärung des <i>Ant System</i> Algorithmus	10
2.6	Ablaufschema des <i>Ant System</i> Algorithmus	11
3.1	Anlagenschema eines typischen Parabolrinnenkraftwerks [Hir+20, S. 1026]	14
3.2	Modell des Dampfkreislaufs in <i>Ebsilon-Professional 2015</i>	16
3.3	Prinzipskizze einer Kreislaufkühlung mit Nasskühlturm	17
3.4	Prinzipskizze eines luftgekühlten Kondensators	19
3.5	Prinzipskizze eines hybriden Kühlsystems ausgeführt als Parallelschaltung einer Nasskühlung und eines luftgekühlten Kondensators (ACC)	21
4.1	Prinzipskizze eines hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher und Nasskühlung (<i>TK Speicher Nass</i>)	24
4.2	Prinzipskizze eines hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher und Trockenkühlung (<i>TK Speicher Trocken</i>)	25
4.3	Prinzipskizze eines Kondensators	26
4.4	Vergleich ausgewählter Betriebspunkte der Modelle des Oberflächenkondensators in <i>Ebsilon Professional 2015</i> und <i>YACOP</i>	28
4.5	Skizze eines Nasskühlturms mit Gegenstromführung und vier Zellen	30
4.6	Füllkörper einer Zelle eines Gegenstrom-Nasskühlturms örtlich diskretisiert in fünf Intervalle angelehnt an [KK05a]	33
4.7	Vergleich ausgewählter Betriebspunkte der Modelle des Nasskühlturms in <i>Ebsilon Professional 2015</i> und <i>YACOP</i>	34
4.8	Skizze der entworfenen Trockenkühlanlage mit Zwangszug	35
4.9	Vergleich ausgewählter Betriebspunkte der Modelle des Trockenkühlers in <i>Ebsilon Professional 2015</i> und <i>YACOP</i>	37
4.10	Prinzipskizze des Kältespeichers als Schichtspeicher	38
4.11	Diskretisierung des Kältespeichers am Beispiel des Ladens	39
4.12	Temperaturverteilung im Kältespeicher bei Beladen, Entladen und Stillstand simuliert mit dem Kältespeicher-Modell in <i>YACOP</i>	42
4.13	Modell des Dampf-Kreislaufs ohne Kühlung in <i>Ebsilon-Professional 2015</i>	43
4.14	Verhalten des Dampfkreislaufs abhängig vom Kondensationsdruck bei $\dot{m}_{oel} = 551 \text{ kg/s}$, $T_{oel,e} = 393 \text{ °C}$, $p_{oel,e} = 12,8 \text{ bar}$	44

4.15	Prinzipskizze des hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher und Kühlturm	45
4.16	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Nass</i> im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Nasskühlung an einem Sommertag	49
4.17	Betrachtung des Wasserverbrauchs mit <i>TK Speicher Nass</i> im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung an einem Sommertag	50
4.18	Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit <i>TK Speicher Nass</i> im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung	52
5.1	Prinzipskizze zur Repräsentation des vorliegenden Optimierungsproblems als Entscheidungsbaum	59
5.2	Ablaufplan des entwickelten Optimierungsverfahrens	62
5.3	Teststrecke für die Simulation mit gleichzeitiger Einsatzoptimierung in <i>YACOP</i> .	63
6.1	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Nass</i> im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Nasskühlung an einem Spätsommertag	66
6.2	Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit <i>TK Speicher Nass</i> an einem Spätsommertag mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ } 1/\text{m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$. . .	68
6.3	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Nass</i> bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ } 1/\text{m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Spätsommertag	70
6.4	Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit <i>TK Speicher Nass</i> bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ } 1/\text{m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie	72
6.5	Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit <i>TK Speicher Nass</i> an einem Spätsommertag mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ bei Variation der Gewichtungsfaktoren für Wasser k_w und für den Eigenbedarf F_{el}	74
6.6	Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit <i>TK Speicher Nass</i> an einem Spätsommertag mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ } 1/\text{m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$. . .	76
6.7	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Nass</i> bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ } 1/\text{m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Spätsommertag	77
A.1	Übliche Betriebsweisen von Wärmeübertragern	86
C.1	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Trocken</i> im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung an einem Sommertag	96
C.2	Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit <i>TK Speicher Trocken</i> im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung	97
D.1	Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit <i>TK Speicher Trocken</i> an einem Frühlingstag mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$	100
D.2	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Trocken</i> bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Frühlingstag	101
D.3	Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit <i>TK Speicher Trocken</i> bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie	103

D.4	Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit <i>TK Speicher Trocken</i> an einem Frühlingstag mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$	105
D.5	Simulationsergebnisse mit <i>TK Speicher Trocken</i> bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Frühlingstag	107

Tabellenverzeichnis

5.1	Entscheidungsvariablen des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt	56
6.1	Parametrisierung des Kühlungsoptimierers für die Validierung	66
A.1	Thermodynamische Zustandsgrößen	81
B.1	Betriebsdaten des Referenz-Kühlsystems im Nennbetriebspunkt des Dampfkreislaufs	89
B.2	Dimensionen und Nennbetriebspunkt des Oberflächenkondensators	90
B.3	Betriebsdaten eines Ventilators nach [Krö04b, Abschn. 6.2]	90
B.4	Dimensionen und Nennbetriebspunkt des Nasskühlturms	91
B.5	Dimensionen und Nennbetriebspunkt der Trockenkühlung	92
B.6	Dimensionen des Kältespeichers	93
B.7	Parametrisierung der Kühlwasserpumpe	93

Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	m^2
B	Umfang	m
b	Breite	m
C	relative Speicherladung	$\%$
c	spezifische Wärmekapazität	J/kg K
d	Durchmesser	m
E	Energie	J
e	spezifische Energie	J/kg
F	Faktor	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
H	Höhe	m
h	spezifische Enthalpie	J/kg
Δh	spezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
i	Knotennummer	-
j	Stoffdurchgangskoeffizient	kg/s m^2
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
k_{el}	Gewichtungsfaktor el. Ertrag	$1/\text{kWh}$
k_w	Gewichtungsfaktor Wasserverbrauch	$1/\text{m}^3$
K	Anzahl Ameisen, Anzahl Modellaufrufe	-
L	Länge	m
M	Molare Masse	kg/mol
m	Masse	kg
n	Anzahl	-
N	Drehzahl	$1/\text{min}$
NTU	Übertragungszahl Wärmeübertrager	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
p	Druck	bar
Pr	Prandtl-Zahl	-
Q	Wärme	J
q	spezifische Wärme	J/kg
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{q}''$	Wärmestromdichte	W/m^2
r	Radius	m
R	ideale Gaskonstante	J/mol K
Re	Reynolds-Zahl	-

S	Entropie	J/K
$\dot{S}$	Entropiestrom	W/K
s	spezifische Entropie	J/kg K
T	Temperatur	°C
t	Zeit	s
U	innere Energie	J
u	spezifische innere Energie	J/kg
V	Volumen	m ³
v	spezifisches Volumen	m ³ /kg
v	Geschwindigkeit	m/s
W	Arbeit	J
w	Feuchtigkeitsgrad/Wasserdampfgehalt	kg _w /kg _{L,tr}
Z	Zustandsvariable	-
z	Ortskoordinate	m

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
α	Hilfsvariable	-
β	Hilfsvariable	-
δ	Abstand, Schichtdicke	-
ϵ	Effektivität Wärmeübertrager	-
ζ	Widerstandsbeiwert	-
τ	Pheromonmenge	-
η	Wirkungsgrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/m K
μ	Dynamische Viskosität	Pa s
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Wandrauhigkeit	m
ψ	Sichtbarkeit	-

Indizes

a	austretend, außen
ab	abgeführt
akt	aktiv
am	Ameise
as	Absalzung
auf	Auftrieb
d	Wasserdampf
dk	Dampfkreislauf
dl	Durchlauf
char	charakteristisch

e	eintretend
eff	Effizienz
eig	Eigenbedarf
ek	Einkauf
el	elektrisch
ent	entladen
ew	Ergänzungswasser
f	feucht
fk	Wasser im Füllkörper
fl	flüssig
F	Fluid
g	gasförmig
G	Grundkörper
h	heiß
hor	horizontal
hyd	hydraulisch
i	innen
iter	Iteration
j	zählender Index
irr	irreversibel
k	kalt
kin	kinetisch
kn	Knoten
kon	Kondensation, Kondensat
korrr	korrigiert
ks	Kältespeicher
kt	Kühlturm
kue	Kühlung
kw	Kühlwasser
l	zählender Index
lad	laden
lm	logarithmisch
L	Luft
M	maximaler Zähler
m	mittel
max	maximal
mech	mechanisch
mes	Messung
min	minimal
mod	Modul
N	maximaler Zähler
n	zählender Index
neg	negativ
nenn	Nennbetriebspunkt
nkt	Nasskühlturm

nom	nominal
oel	Thermo-Öl
ok	Oberflächenkondensator
opt	Optimierung
p	isobar
par	parallel
pot	potentiell
rohr	Rohr
rück	Rückströmung
R	Rippe
s	Sättigungszustand
ser	seriell
th	thermisch
tk	Thermokline
tl	Teillast
tot	total
tr	trocken
U	Umgebung
v	isochor
ven	Ventilator
ver	vertikal
verd	verdunstet
vk	Verkauf
vl	Volllast
w	Wasser
W	Wand
wue	Wärmeübertrager
z	Zustand
ze	Zellen
zk	Zyklen der Konzentration
zu	zugeführt

Abkürzungen

ACC	Air-cooled Condenser/lufgeköhlter Kondensator	-
ACO	Ant Colony Optimization	-
AS	Ant System	-
CSP	Concentrated Solar Power	-
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt	-
DNI	Direct Normal Irradiation	W/m ²
DO	Dynamic Optimization	-
IP	Integer Programming	-
LP	Linear Programming	-
MMAS	Min-Max Ant System	-
MIP	Mixed Integer Programming	-
MINLP	Mixed Integer nonlinear Programming	-
NLP	Nonlinear Programming	-
OCF	Optimal Control Problem	-
QP	Quadratic Programming	-
TK	Testkonfiguration	-
WÜ	Wärmeübertrager	-
YACOP	Yield Assessment Calculation and Optimization Program	-

Legende

Die Variablen $\mathbf{x}$ und $\mathbf{y}$ bezeichnen fettgedruckt einen Vektor.

Die Funktionen $\mathbf{g}$ und $\mathbf{h}$ bezeichnen fettgedruckt eine vektorielle Funktion.

Im Folgenden wird das in den Diagrammen verwendete Farbschema aufgeschlüsselt:

Rot	Leistungen, Energien, Wärmeströme
Orange	Massen- und Volumenströme, Masse, Volumen
Blau	Temperaturen
Grün	Drücke
Braun	Betriebszustand
Lila	Sonstiges

1 Einleitung

Quantität und Effizienz der Wärme- und Stromproduktion in konzentrierenden Solarkraftwerken sind stark abhängig von den Umgebungsbedingungen, insbesondere von der verfügbaren direkten Einstrahlleistung der Sonne. Geeignete Standorte liegen deshalb oft in trockenen Regionen, in denen Wasser eine begrenzte Ressource darstellt. CSP-Kraftwerke benötigen Wasser zur Kühlung, Reinigung und als Wärmeträgerfluid im Dampfkreislauf. Dabei hat das Kühlsystem bei Verwendung eines konventionellen Nasskühlturms den größten Anteil am Wasserverbrauch. Durch Verwenden einer Trockenkühlung kann der Wasserverbrauch um über 90% gesenkt werden, gleichzeitig steigen jedoch die Investitions- und Betriebskosten und die Kraftwerkseffizienz sinkt [TWK10, S. 1]. Hybride Kühlsysteme, welche die Vorteile beider Technologien vereinen, zielen darauf ab, den Wasserverbrauch zu minimieren, ohne den Ertrag signifikant zu verringern [Mau04, Kap. 9]. Die Auslegung eines solchen Kühlsystems hängt jedoch stark von den Umgebungsbedingungen ab und muss standortspezifisch ausgeführt werden. Zusätzlich verlangt die volatil verfügbare Solarleistung in Kombination mit der veränderlichen Umgebungstemperatur und dem fluktuierenden Strombedarf die Entwicklung optimierter Einsatzpläne und Betriebsstrategien. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Einsatz- und Betriebsoptimierer für hybride Kühlsysteme mit Kältespeicher zur Anwendung in CSP-Kraftwerken entwickelt, der den Wasserverbrauch minimiert und gleichzeitig den Ertrag maximiert. Der Einsatz- und Betriebsoptimierer, im Folgenden als Kühlungsoptimierer bezeichnet, soll zum einen im Betrieb des Kraftwerks optimierte Einsatzpläne für die nächsten 24 h berechnen können. Zum anderen ist die Anwendung in simulativen Untersuchungen über längere Zeiträume vorgesehen. Die optimierten Einsatzpläne können genutzt werden, um Betriebsstrategien für ein vorhandenes Kraftwerk zu entwickeln oder Komponenten der Kühlung, angepasst an die standortspezifischen Umgebungsbedingungen, auszulegen.

Zur Entwicklung des Kühlungsoptimierers werden zunächst Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme mit Kältespeicher erarbeitet und modelliert. Die Testkonfigurationen werden in ein bestehendes Modell eines Parabolrinnenkraftwerks in *YACOP* integriert. Im nächsten Schritt wird untersucht, welchen Einfluss der Betrieb der Kühlung auf den Ertrag und Wasserverbrauch des Kraftwerks nehmen kann. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse und unter Berücksichtigung vorgegebener Anforderungen an den Kühlungsoptimierer, wird ein geeignetes Optimierungsproblem formuliert und ein Optimierungsalgorithmus entwickelt. Der Kühlungsoptimierer wird so implementiert, dass er Simulationsrechnungen über einen bestimmten Zeithorizont in *YACOP* anstoßen und Ergebnisse auswerten kann. Mit diesen Ergebnissen kann die Betriebsweise der Kühlung mit einer Heuristik über den betrachteten Zeithorizont optimiert werden. Zusätzlich wird eine simulative Teststrecke entwickelt, auf der die Simulation des Kraftwerks über längere Zeiträume mit integrierter Kühlungsoptimierung ermöglicht wird. Abschließend werden Ergebnisse von Simulationsrechnungen mit integrierter Kühlungsoptimierung vorgestellt. Darauf aufbauend wird die Funktionsfähigkeit des Kühlungsoptimierers validiert.

2 Grundlagen

Das folgende Kapitel dient der Beschreibung theoretischer Zusammenhänge und grundlegender Gleichungen aus den Bereichen Kraftwerkstechnik und Optimierung. Die verwendeten Grundgleichungen der allgemeinen Ingenieurwissenschaften sind in Anhang A zusammengefasst. Die vorgestellten Zusammenhänge und Gleichungen bieten die Grundlage zur Untersuchung, Beschreibung und Verbesserung solarthermischer Kraftwerke mit hybridem Kühlsystem.

2.1 Umwandlung von Wärme in Arbeit

Die Umwandlung von Wärme in Arbeit wird in sogenannten Kreisprozessen durchgeführt. In einem Kreisprozess sind Anfangs- und Endzustand identisch. Abbildung 2.1 zeigt das Prinzip eines Kreisprozesses zur Umwandlung von Wärme in Arbeit. Wärme bei hoher Temperatur wird aufgenommen ($\dot{Q}_{zu}$) und an ein Arbeitsfluid übertragen. Dieses Arbeitsfluid verrichtet Arbeit in einer Maschine, sodass mechanische Nutzarbeit entnommen werden kann (P_{Nutz}). Das Arbeitsfluid kühlt sich durch Verrichten der Arbeit ab und es wird Wärme bei niedriger Temperatur abgegeben ($\dot{Q}_{ab}$). Die gewonnene mechanische Nutzarbeit kann mithilfe eines Generators in elektrischen Strom umgewandelt werden.

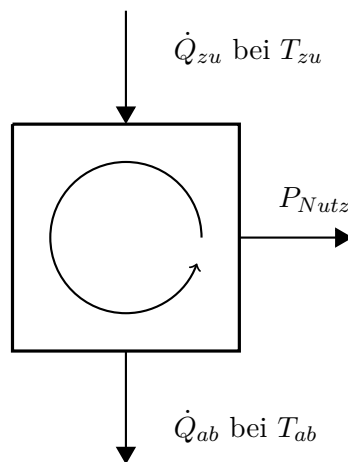


Abbildung 2.1: Prinzipskizze eines Kreisprozesses zur Umwandlung von Wärme in Arbeit nach [Wir17, Folie 4]

Der Carnot-Prozess

Der ideale Kreisprozess zur Umwandlung von Wärme in Arbeit ist der *Carnot*-Prozess. Dieser Prozess betrachtet die Wandlung von Strömungsenergie in mechanische Arbeit und umgekehrt als verlustfrei, sowie Wärmübertragungsvorgänge als isotherm. Damit wird eine reversible Prozessführung angenommen, die einen theoretischen Grenzfall darstellt. Sowohl die verlustbehaftete

Umwandlung von Arbeit als auch ein Wärmefluss von einem höheren auf ein tieferes Temperaturniveau ohne Verrichtung von Arbeit sind irreversible Prozesse. Damit sind reale Kreisprozesse zur Umwandlung von Wärme in Arbeit immer irreversibel und können nicht mit dem *Carnot*-Prozess beschrieben werden. Der reversible *Carnot*-Prozess wird jedoch als Referenz zur Bewertung der Effizienz realer Prozesse herangezogen. Dabei kann der thermische Wirkungsgrad des *Carnot*-Prozesses als theoretische Obergrenze für Kreisprozesse zur Wandlung von Wärme in Arbeit betrachtet werden. In Abbildung 2.2 ist der *Carnot*-Prozess in einem T - s -Diagramm dargestellt. Das Arbeitsfluid erfährt folgende Zustandsänderungen [Str16, S. 69]:

- 1 $\rightarrow$ 2: Isotherme Expansion unter Zufuhr von Wärme und Abgabe von Arbeit
- 2 $\rightarrow$ 3: Isentrope Expansion unter Abgabe von Arbeit
- 3 $\rightarrow$ 4: Isotherme Kompression unter Abfuhr von Wärme und Zufuhr von Arbeit
- 4 $\rightarrow$ 1: Isentrope Kompression unter Zufuhr von Arbeit

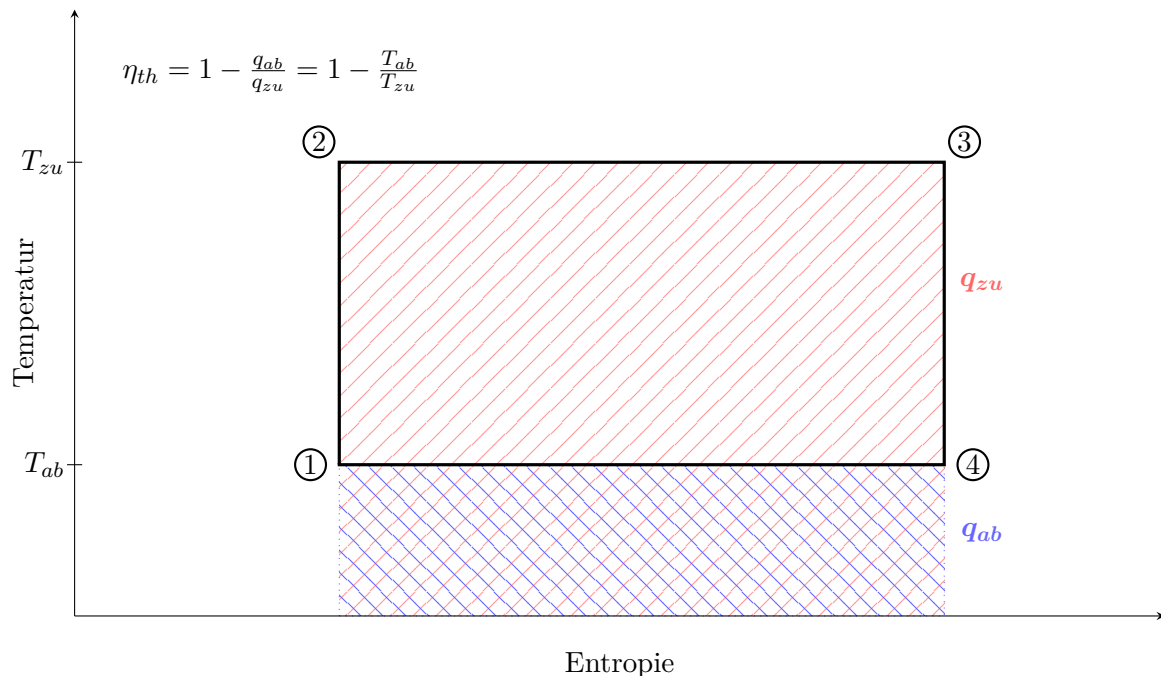


Abbildung 2.2: *Carnot*-Prozess im T - s -Diagramm

Der thermische Wirkungsgrad eines Kreisprozesses η_{th} ergibt sich aus dem Verhältnis von gewonnener Nutzarbeit zu zugeführter Wärme. Da die Nutzarbeit auch als Differenz von zugeführter und abgeführter Wärme ausgedrückt werden kann, folgt für den Wirkungsgrad:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ab}}{\dot{Q}_{zu}} \quad (2.1)$$

Die übertragene Wärme ist nach Definition mit der mittleren Übertragungstemperatur T_m und der Entropiedifferenz verknüpft (2.2). Für Prozesse mit reversibler Kompression und Expansion kann das Verhältnis aus zu- und abgeführter Wärme also durch die thermodynamischen

Mitteltemperaturen $T_{m, zu}$ und $T_{m, ab}$ ersetzt werden (2.3).

$$dq = T_m ds \quad (2.2)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{m, ab}}{T_{m, zu}} \quad (2.3)$$

Aufgrund der isothermen Wärmeübertragung ist der Wirkungsgrad beim *Carnot*-Prozess direkt vom Verhältnis der Temperaturen T_{ab} und T_{zu} abhängig. Damit kann der theoretisch bestmögliche thermische Wirkungsgrad eines realen Kreisprozesses zur Umwandlung von Wärme in Arbeit abhängig von der maximalen und minimalen Prozesstemperatur bestimmt und zur Bewertung herangezogen werden.

Der Dampfkraftprozess

In thermischen Solarkraftwerken findet der Dampfkraftprozess Anwendung. Bei diesem Kreisprozess wechselt das Arbeitsfluid die Phase von flüssig zu dampfförmig und zurück. Im Wesentlichen werden vier Prozessschritte durchlaufen, die mit den jeweiligen Komponenten in Abbildung 2.3 aufgeführt sind. Zunächst wird flüssiges Arbeitsmittel in der Pumpe auf ein hohes Druckniveau gebracht ($1 \rightarrow 2$). Anschließend wird das Arbeitsfluid verdampft ($2 \rightarrow 5$). Dabei wird meist die Vorwärmung bis zum Nass-Dampf-Gebiet ($2 \rightarrow 3$), die Verdampfung im Nass-Dampf-Gebiet ($3 \rightarrow 4$) und die Überhitzung in separaten Komponenten ($4 \rightarrow 5$) realisiert. Der heiße Frischdampf wird in einer Turbine entspannt ($5 \rightarrow 6$), wodurch mechanische Arbeit verrichtet wird. Diese wird mithilfe eines Generators in elektrischen Strom gewandelt. Die Entspannung des Dampfes wird in der Regel in mehreren Turbinenstufen durchgeführt. Um das Arbeitsfluid nach Verlassen der letzten Turbinenstufe wieder auf den Ausgangszustand zu bringen, wird es in einem Kondensator vollständig niedergeschlagen ($6 \rightarrow 1$). Dazu muss Wärme abgeführt werden, die vom Kühlsystem aufgenommen und an die Umgebung abgegeben wird. Die in der Pumpe benötigte mechanische Arbeit ist wesentlich geringer als die Nutzarbeit, welche dem Heißdampf bei gleicher Druckdifferenz in der Turbine entnommen werden kann.

Zur vereinfachten Beschreibung des Dampfkraftprozesses kann der ideale *Clausius-Rankine*-Prozess herangezogen werden. Dieser ist in Abbildung 2.4 in einem T - s -Diagramm aufgetragen. Die Prozessschritte sind nach [Str16, S. 74]:

- 1 $\rightarrow$ 2: Isentrope Verdichtung in der flüssigen Phase unter Zufuhr von Arbeit
- 2 $\rightarrow$ 3: Isobare Vorwärmung unter Zufuhr von Wärme
- 3 $\rightarrow$ 4: Isobare Verdampfung unter Zufuhr von Wärme
- 4 $\rightarrow$ 5: Isobare Überhitzung unter Zufuhr von Wärme
- 5 $\rightarrow$ 6: Isentrope Expansion unter Abgabe von Arbeit
- 6 $\rightarrow$ 1: Isobare Wärmeabfuhr und Kondensation unter Abfuhr von Wärme

Da der reale Prozess nur geringfügig vom idealen Prozess abweicht (s. Abb. 2.4), genügt die Betrachtung des idealisierten Prozesses zur theoretischen Analyse des Prozessverlaufs. Im idealisierten Prozess werden Verluste während der Verrichtung mechanischer Arbeit vernachlässigt. Damit sind die Vorgänge der Kompression und Expansion reversibel und Gleichung (2.3) ist anwendbar. Die mittlere Temperatur T_m der Wärmeübertragungsprozesse kann mithilfe von Gleichung (2.2) bestimmt werden. Aus einem Vergleich zum *Carnot*-Prozess in Abbildung 2.2 bei identischer maximaler Prozesstemperatur folgt, dass die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr

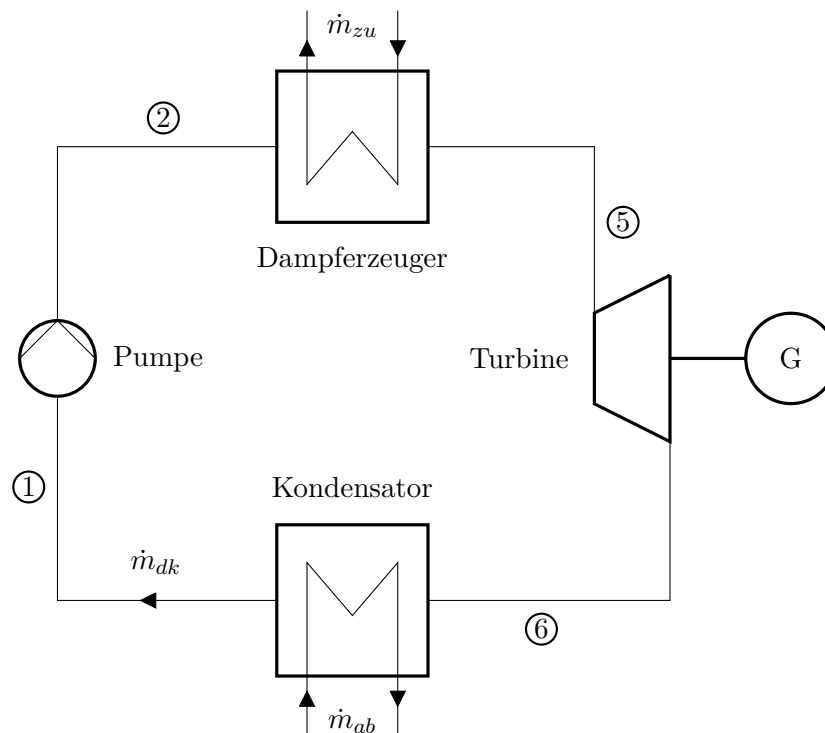


Abbildung 2.3: Prinzipskizze eines Dampfkraftprozesses

$T_{m, zu}$ im *Clausius-Rankine*-Prozess immer kleiner ist als im *Carnot*-Prozess. Mit Gleichung (2.3) wird damit deutlich, dass der Wirkungsgrad des Dampfkraftprozesses bei identischen Temperaturgrenzen stets geringer ist als der des reversiblen *Carnot*-Prozesses.

Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads

Aus Gleichung (2.3) folgt für den Dampfkraftprozess sofort, dass der Wirkungsgrad mit steigender mittlerer Temperatur der Wärmezufuhr $T_{m, zu}$ und sinkender mittlerer Temperatur der Wärmeabfuhr $T_{m, ab}$ steigt. Nach [Str16, S. 81] bestehen im Wesentlichen vier Methoden zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads:

- Erhöhung des Frischdampfzustands
- Zwischenüberhitzung
- regenerative Speisewasservorwärmung
- Senkung des Kondensationsdruckes

Im Folgenden wird nur auf die Senkung des Kondensationsdruckes eingegangen, da dieser direkt durch das Kühlsystem des Kraftwerks beeinflusst werden kann. Detaillierte Informationen zu den weiteren Methoden können [Str16, S. 80-89] entnommen werden.

Im Kondensator wird der Abdampf der letzten Turbinenstufe vollständig niedergeschlagen, um der Pumpe flüssiges Arbeitsmittel zuzuführen. Die gesamte Wärmeabfuhr im Kondensator findet bei näherungsweise konstanter Temperatur und konstantem Druck statt (s. Abb. 2.4). Je geringer der Kondensationsdruck und damit die Kondensationstemperatur, desto geringer die abzuführende Wärme. Damit steigt der Wirkungsgrad bei gleichbleibender mittlerer Temperatur der Wärmezufuhr. Das erreichbare Minimum des Kondensationszustands (Kondensationsdruck

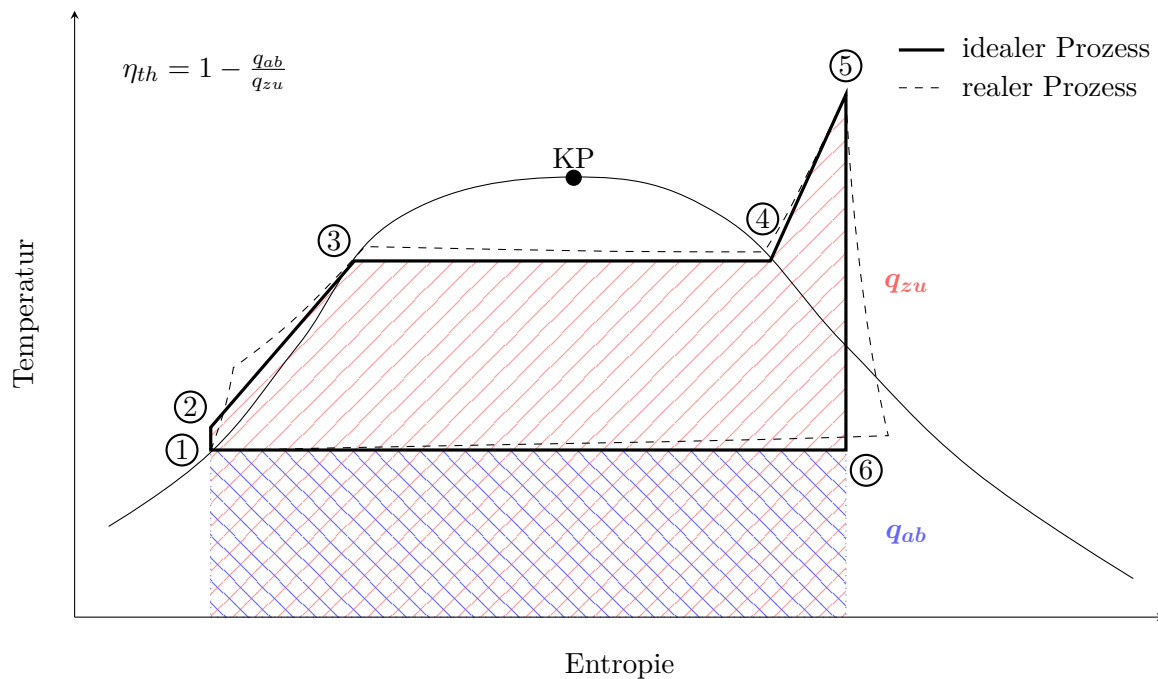


Abbildung 2.4: Dampfkraftprozess im T-s-Diagramm angelehnt an [Str16, S. 78]

und Kondensationstemperatur) ist abhängig von mehreren Faktoren, die im Folgenden basierend auf [Str16, S. 89-90] beschrieben werden. Zum einen muss eine Wärmesenke bei entsprechend geringer Temperatur verfügbar sein. Diese Wärmesenke wird durch das Kühlsystem bereitgestellt und die minimal erreichbare Temperatur ist meist durch die Umgebungstemperatur begrenzt. Des Weiteren wird der Dampf in der Niederdruckturbine bis ins Nass-Dampf-Gebiet entspannt. Demnach fallen bereits in der Turbine die ersten Tropfen aus. Die Dampfmasse des aus der Niederdruckturbine strömenden Fluids steigt mit sinkendem Kondensationszustand. Je höher die Dampfmasse, desto größer ist die Gefahr der Erosion durch Tropfen an den letzten Schaufelreihen der Turbine. Mit sinkendem Kondensationszustand steigt auch das spezifische Dampfvolumen. Dadurch wird der Volumenstrom am Turbinenausstritt größer. Die Fließgeschwindigkeit des Dampfes wird durch den Volumenstrom und den Querschnitt am Turbinenausstritt bestimmt. Während der Volumenstrom mit sinkendem Kondensationszustand immer weiter steigt, ist der Turbinenausstrittsquerschnitt konstant. Die realisierbare Querschnittsfläche ist zusätzlich durch die maximal mögliche Schaufellänge in der Turbine begrenzt. Demnach steigt die Fließgeschwindigkeit des Dampfes mit sinkendem Kondensationszustand, was eine Erhöhung der Strömungsverluste zur Folge hat. Es folgt, dass der minimal erreichbare Kondensationszustand von der Temperatur der verfügbaren Wärmesenke, der zulässigen Dampfmasse am Turbinenausstritt zur Vermeidung von Erosion und den mit dem Dampfvolumen steigenden Strömungsverlusten abhängt.

2.2 Grundlagen der Optimierung

Ziel dieser Arbeit ist es, Einsatz und Betriebsweise der Komponenten eines hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher zu optimieren. Dazu wurden in Abschnitt 2.1 und zusätzlich in Anhang A die theoretischen Grundlagen zur Abbildung und Untersuchung der Vorgänge im Kraftwerk und insbesondere der Kühlung vorgestellt. In diesem Abschnitt wird Kapitel 2 mit einer Zusammen-

fassung der theoretischen Grundlagen zur Formulierung und Lösung eines Optimierungsproblems, angelehnt an [MM19, Kap. 1], abgeschlossen. Auf Basis dieser theoretischen Grundlagen wird das Problem der Einsatzplanung hybrider Kühlsysteme in Kapitel 5 als Optimierungsproblem formuliert und ein Lösungsansatz entwickelt.

Das Optimierungsproblem

Unter dem Begriff Optimierung wird allgemein das Finden einer besseren Lösung eines Problems verstanden. Oft wird damit auch die Bestimmung der besten Lösung assoziiert. Wird ein Problem in bestimmter Weise formuliert, wird es als Optimierungsproblem bezeichnet. Diese Formulierung ermöglicht die Anwendung von Optimierungsalgorithmen zur Minimierung oder Maximierung der Lösung des Problems. Ein als Optimierungsproblem formuliertes Modell besteht aus einer Zielfunktion $f(\mathbf{x})$, einer endlichen Anzahl an Entscheidungsvariablen $\mathbf{x}$ und zusätzlichen Nebenbedingungen $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ und $\mathbf{g}(\mathbf{x})$. Die Zielfunktion beschreibt den zu optimierenden Zusammenhang, abhängig von den Entscheidungsvariablen. Ziel der Optimierung ist es, Werte der Entscheidungsvariablen zu finden, mit denen das Ergebnis der Zielfunktion maximiert oder minimiert wird. Dabei müssen die Nebenbedingungen stets erfüllt sein. Nebenbedingungen können in Form von Gleichungen und Ungleichungen vorliegen. Mathematisch zusammengefasst ergibt sich folgende Form für das Modell eines Optimierungsproblems:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{x}} \quad & f(\mathbf{x}) \\ \text{s.t.} \quad & \mathbf{h}(\mathbf{x}) = 0 \\ & \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq 0 \end{aligned} \tag{2.4}$$

Je nach Art der Zielfunktion, der Nebenbedingungen und der Entscheidungsvariablen kann das vorliegende Modell eines Optimierungsproblems eingeordnet werden. Die Einordnung erleichtert die Auswahl eines passenden Optimierungsalgorithmus zur Lösung des Problems. Zunächst kann zwischen Optimierungsproblemen mit und ohne Nebenbedingungen unterschieden werden. Wenn die Entscheidungsvariablen kontinuierlich und sowohl die Zielfunktion als auch die Nebenbedingungen linear sind, spricht man von linearer Optimierung (LP). Ist die Zielfunktion quadratisch und die Nebenbedingungen linear, liegt ein quadratisches Modell des Optimierungsproblems (QP) vor. Wenn die Zielfunktion oder mindestens eine Nebenbedingungen nichtlinear ist, ergibt sich ein nichtlineares Modell des Optimierungsproblems (NLP). Diese sind in der Regel wesentlich komplexer zu lösen als lineare Modelle. Sind die Entscheidungsvariablen des Modells diskret, spricht man von ganzzahliger Optimierung oder im englischen Integer Programming (IP). Enthält das Modell sowohl kontinuierliche als auch diskrete Entscheidungsvariablen, liegt ein gemischt ganzzahliges Modell des Optimierungsproblems vor (MIP). Ein MIP kann linear (MILP) oder nichtlinear (MINLP) sein. Sind die Entscheidungsvariablen zeitabhängig, spricht man von dynamischer Optimierung (DO). Bei dieser Art der Optimierung liegen die Nebenbedingungen meist in Form von zeitabhängigen Differentialgleichungen vor. Eine Besonderheit ist, dass die zeitabhängigen Entscheidungsvariablen einen unendlichen Definitionsbereich aufspannen, wenn die Zeit als kontinuierliche Variable betrachtet wird. Für die Anwendung der meisten Lösungsansätze der DO ist die Überführung in einen endlichen Definitionsbereich notwendig. Zuletzt kann zwischen deterministischer und stochastischer Optimierung unterschieden werden. Ist das Problemverhalten abhängig von den Entscheidungsvariablen durch ein mathematisches Modell

eindeutig bestimmbar, liegt ein deterministisches Problem vor. Ein Optimierungsproblem wird als stochastisch bezeichnet, wenn mindestens eine Größe im Modell nicht eindeutig mathematisch bestimmt werden kann, sondern einer gewissen Unsicherheit unterliegt.

Lösungsansätze

Generell wird bei der Lösung eines Optimierungsproblems die lokale und globale Optimierung unterschieden. Man spricht von lokaler Optimierung, wenn nach dem Optimum in einer beschränkten Umgebung um den Startwert gesucht wird. Das gefundene Optimum ist dann nicht zwingend auch das globale Optimum, welches als bester Wert der Zielfunktion im gesamten Lösungsbereich definiert ist. Die meisten Lösungsansätze für Optimierungsprobleme sind als vollständiges mathematisches Modell formuliert und haben zunächst das Finden eines lokalen Optimums zum Ziel. Um das globale Optimum zu finden, können Algorithmen angewendet werden, die wiederholt lokale Optimierungsprobleme lösen. Das Finden des globalen Optimums kann dabei nicht immer garantiert werden. Kann bewiesen werden, dass das vorliegende Modell des Optimierungsproblems konvex ist, so liegt nur ein Optimum im gesamten Lösungsbereich vor und das lokale und globale Optimum sind identisch. Welche Lösungsmethoden für ein Optimierungsproblem angewendet werden können, ist immer vom aufgestellten Modell, also der Zielfunktion, den Nebenbedingungen und den Entscheidungsvariablen, abhängig. Je nach Möglichkeit müssen Modell und Algorithmus aneinander angepasst werden. Ein allgemeingültiger Ansatz zur Lösung von Optimierungsproblemen existiert nicht. Es kann jedoch allgemein zwischen deterministischen und stochastischen Methoden unterschieden werden.

Die meisten lokalen und globalen Lösungsmethoden werden ausgehend von einem deterministischen mathematischen Modell des Optimierungsproblems entwickelt. Das Maximum oder Minimum der Zielfunktion wird dabei durch die mathematische Untersuchung der Zielfunktion und der Modellgleichungen eindeutig bestimmt. Solche Methoden werden – lokal wie global – als deterministische Optimierungsmethoden bezeichnet. Ein Beispiel ist das Lösen eines *Optimal Control Problems* (OCP) mit einem *Full-Discretization*-Ansatz, bei dem das Modell in ein NLP überführt und anschließend mit der *Sequential-Quadratic-Programming*-Methode gelöst wird [Lag+19]. Je komplexer das aufgestellte Modell, desto größer auch der Optimierungsaufwand. Die Erfahrung zeigt, dass die lineare Optimierung hohe Rechengeschwindigkeiten aufweisen und Probleme mit einer großen Menge an Entscheidungsvariablen lösen kann. Dafür leidet je nach betrachtetem System die Abbildungsgenauigkeit des Modells. Generell kann, bei entsprechender Formulierung des Modells und der Auswahl eines geeigneten Optimierungsalgorithmus, das globale Optimum bei Anwendung einer deterministischen Optimierungsmethode zumindest mit einer gewissen Toleranz bestimmt werden.

Bei einem stochastischen Optimierungsansatz soll oder kann keine mathematische Untersuchung der vollständigen Zusammenhänge von Entscheidungsvariablen und Zielfunktion vorgenommen werden. Der Lösungsbereich wird deshalb mithilfe von Heuristiken nach dem Optimum abgesucht. Ein Beispiel für eine solche Heuristik ist der *Ant Colony Optimization* Algorithmus, der im folgenden Abschnitt vorgestellt wird. Es sei darauf hingewiesen, dass zwischen einer stochastischen Optimierungsmethode und dem im vorherigen Abschnitt definierten stochastischen Optimierungsproblem kein Zusammenhang besteht. Ein deterministisches Optimierungsproblem kann

mit einer deterministischen oder stochastischen Optimierungsmethode gelöst werden. Ebenso kann ein stochastisches Optimierungsproblem mit einer deterministischen oder stochastischen Optimierungsmethode gelöst werden, solange ein entsprechendes Vorhersagemodell für die mit Unsicherheit behafteten Größen vorliegt.

Bei der stochastischen Optimierung kann das gesamte Modell oder Modellteile als Blackbox abgebildet werden. Eine Blackbox gibt für bestimmte Eingabewerte bestimmte Ausgabewerte zurück, ohne dass Kenntnisse über die Zusammenhänge von Ein- und Ausgangsgrößen vorliegen. Werte der Zielfunktion können mithilfe der Blackboxen und gegebenenfalls zusätzlichen Gleichungen bestimmt werden. Stochastische Methoden können keine globale Lösung garantieren. Dafür ist im Vergleich zu gradientenbasierten Verfahren die Gefahr des Festfahrens in einem lokalen Optimum wesentlich geringer. Stochastische Methoden sind im Allgemeinen langsamer als lokale deterministische Methoden. Des Weiteren kann keine Aussage über die Güte der aktuell besten Lösung getroffen werden, da keine Informationen über die Zusammenhänge zwischen den berechneten Lösungen vorliegen. Auch das Einbinden von Nebenbedingungen ist oft schwierig, sodass der Optimierer auch in einer ungültigen Lösung konvergieren kann. Der große Vorteil liegt in der breiten Anwendbarkeit und Flexibilität der Algorithmen. Während bei der deterministischen Optimierung für jede neue Komponente in einem System das gesamte Optimierungsproblem angepasst werden muss, kann ein stochastischer Ansatz teilweise unverändert auf verschiedene Konfigurationen angewendet werden. Es besteht eine hohe Robustheit gegenüber Unsicherheiten und Modellveränderungen. Viele der heuristischen Suchalgorithmen können durch Parallelisierung der Modellaufrufe signifikant beschleunigt werden. Oft werden auch hybride Methoden angewendet, welche die Vorteile der deterministischen und stochastischen Optimierung vereinen.

Ant Colony Optimization

Unter dem Begriff *Ant Colony Optimization (ACO)* werden stochastische Optimierungsmethoden zusammengefasst, deren heuristischer Suchalgorithmus sich am Verhalten einer Ameisenkolonie orientiert. Es existieren zahlreiche Ausführungsvarianten, die bereits erfolgreich zur Lösung von Optimierungsproblemen aus der Wissenschaft und aus dem Bereich realer Anwendungen eingesetzt wurden [Kau13]. Das Grundprinzip, welches allen Algorithmen der ACO zugrunde liegt, wurde mit der Entwicklung des *Ant System Algorithmus (AS)* eingeführt und wird nachfolgend, wie in [DMC96] beschrieben, vorgestellt. Das Ziel des Algorithmus ist es, den kürzesten Weg von einem Startknoten zu einem Zielknoten in einem Wegenetz verbundener Knoten zu finden. Dabei ist jeder Knoten mit mindestens einem anderen Knoten verbunden. Die zurückzulegende Strecke zwischen zwei Knoten sei für alle verbundenen Knoten bekannt. Es gilt also, den kürzesten Weg aus einer endlichen Anzahl an möglichen Wegen zu finden, wobei ein Weg durch das aufeinanderfolgende Besuchen bestimmter Knoten in einer bestimmten Reihenfolge definiert ist. In Abbildung 2.5 ist ein solches Wegenetz abgebildet.

Ameisen versuchen immer, den kürzesten Weg von ihrem Nest zu einer Futterquelle und zurück zu finden. Dabei versucht nicht jede Ameise für sich den kürzesten Weg zu finden, sondern die Kolonie arbeitet als Schwarm zusammen. Es sei beispielhaft das Wegenetz in Abbildung 2.5 betrachtet, wobei Knoten A das Nest darstellt und Knoten F die Futterquelle. Eine Ameise könnte beispielsweise den Weg ABDEF vom Nest A zur Futterquelle F wählen. Dabei legt sie auf dem gesamten gelaufenen Pfad einen Botenstoff, das sogenannte Pheromon, ab. Während des Laufens trifft die Ameise an jedem Knoten eine Entscheidung, welchen Teilpfad sie als

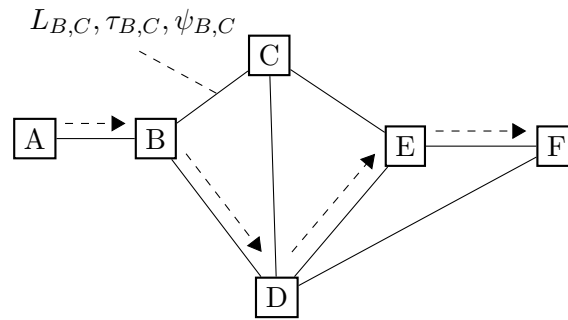


Abbildung 2.5: Beispiel eines einfachen Wegenetzes mit Knoten zur Erklärung des *Ant System* Algorithmus

Nächstes einschlägt. Diese Entscheidung wird durch die bereits vorhandene Menge an Pheromon auf den jeweiligen Teilpfaden beeinflusst. Je mehr Pheromon auf einem Teilpfad liegt, desto wahrscheinlicher ist es, dass die Ameise sich für diesen Teilpfad entscheidet. Da eine große Anzahl an Ameisen durchgehend vom Nest zur Futterstelle und zurück läuft, erhöht sich die Menge an Pheromon auf allen Teilpfaden stetig. Auf kürzeren Pfaden können Ameisen schneller die Strecke von A nach F zurücklegen, sodass nach einer gewissen Zeit die Menge an Pheromon auf dem kürzesten Pfad signifikant höher wird, als auf den anderen Pfaden. Dadurch ist auch die Wahrscheinlichkeit, dass eine Ameise diesen Pfad wählt, am größten. Zusätzlich verdampft stetig eine gewisse Menge an Pheromon, sodass wenig oder nicht mehr begangene Pfade immer uninteressanter werden. Je länger die Kolonie Futter zum Nest transportiert, desto mehr Ameisen wählen den kürzesten Pfad von Nest zu Futterquelle und zurück. Dieses Verhalten wird durch den *Ant System* Algorithmus nachgebildet, um zum Beispiel ein *Shortest Path* Optimierungsproblem zu lösen. Um den *Ant System* Algorithmus zu erklären, sei der Einfachheit halber erneut das in Abbildung 2.5 abgebildete Wegenetz betrachtet. Ein Teilpfad verbindet je zwei Knoten und ist durch diese beiden Knoten eindeutig definiert. Jedem Teilpfad ist eine Länge $L_{x,y}$, eine Pheromonmenge $\tau_{x,y}$ und eine Sichtbarkeit $\psi_{x,y}$ zugeordnet. Dabei werden die Länge L und die Sichtbarkeit ψ einmalig vor Beginn der Optimierungsrechnung definiert, während die Pheromonmenge τ nach jedem Iterationsschritt angepasst wird. Bewegt sich eine Ameise durch das Wegenetz, trifft sie an jedem Knoten x eine Entscheidung, welchen Folgeknoten y sie als Nächstes besucht und damit über welchen Teilpfad x,y sie läuft. Dazu muss zunächst die Menge möglicher Folgeknoten $y \in F_x$ von Knoten x bekannt sein. Anschließend wird für jeden möglichen Folgeknoten y die Übergangswahrscheinlichkeit $p_{x,y}$ bestimmt, mit der die Ameise den Teilpfad zu diesem Folgeknoten wählen wird. Die Übergangswahrscheinlichkeit $p_{x,y}$ wird mit Gleichung (2.5) bestimmt. Die Sichtbarkeit ist direkt über die Länge des Teilpfades definiert (2.6). Eine Ameise startet immer am Startknoten. Dann trifft sie an jedem Knoten eine Zufallsentscheidung unter Berücksichtigung der berechneten Übergangswahrscheinlichkeiten, um einen Folgeknoten auszuwählen, bis sie den Zielknoten erreicht hat.

$$p_{x,y} = \frac{(\tau_{x,y})^\alpha (\psi_{x,y})^\beta}{\sum_{y \in F_x} (\tau_{x,y})^\alpha (\psi_{x,y})^\beta} \quad (2.5)$$

$$\psi_{x,y} = \frac{1}{L_{x,y}} \quad (2.6)$$

Die Exponenten α und β in Gleichung (2.5) sind Parameter des Optimierungsalgorithmus und werden vor Beginn der Optimierung festgelegt. Der Exponent α gewichtet den Einfluss der

Pheromonmenge auf dem betrachteten Teilpfad. Die Pheromonmenge repräsentiert eine globale Bewertung des Teilpfades, also eine Bewertung bezogen auf den gesamten Weg vom Start zum Ziel. Das bedeutet, je mehr Pheromon auf einem Teilpfad liegt, desto eher lohnt es sich diesen Teilpfad zu wählen, um insgesamt vom Start zum Ziel einen möglichst kurzen Weg zurückzulegen. Der Exponent β gewichtet den Einfluss der Sichtbarkeit eines Teilpfades. Die Sichtbarkeit ist ein Maß, um die Länge möglicher nächster Teilpfade zu vergleichen. Sie bewertet also den Teilpfad nur lokal bis zum nächsten Knoten, der Einfluss auf den gesamten Weg bis zum Zielknoten wird bei dieser Bewertung nicht direkt abgebildet. Mit den Exponenten α und β kann damit der Einfluss der lokalen und der globalen Bewertung der Teilpfade auf die Übergangswahrscheinlichkeiten festgelegt werden.

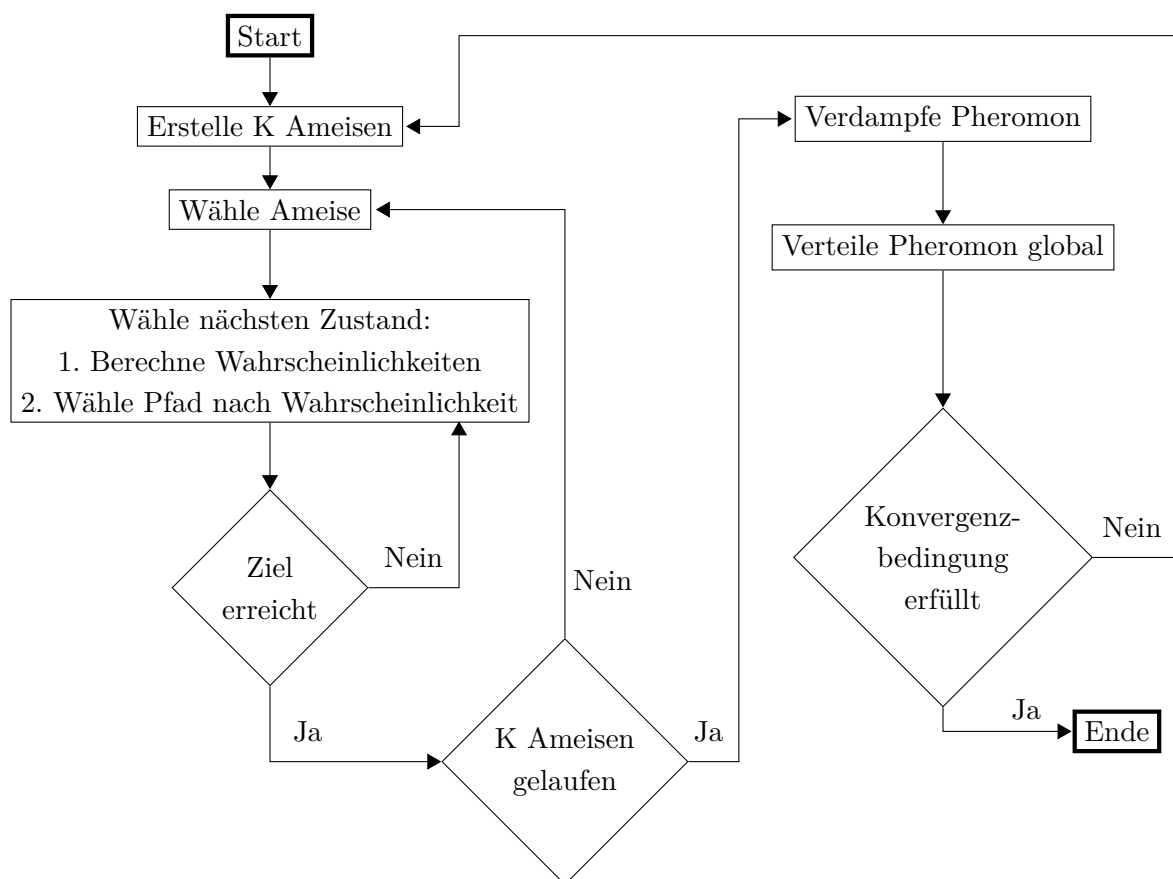


Abbildung 2.6: Ablaufschema des *Ant System* Algorithmus

In Abbildung 2.6 ist der Ablauf des gesamten *Ant System* Algorithmus dargestellt. Der Algorithmus ist als iterativer Prozess aufgebaut. Vor dem Start des Algorithmus wird das gesamte Wegenetz aufgespannt. Damit sind für jeden Knoten die möglichen Folgeknoten bekannt und die Sichtbarkeiten der Teilpfade können mit den bekannten Pfadlängen bestimmt werden. Zusätzlich wird jedem Teilpfad des Wegenetzes die gleiche Menge Pheromon zugewiesen. Dann beginnt die Iteration. Zu Beginn eines Iterationsschrittes n wird zunächst eine feste Anzahl an Ameisen K erstellt. Anschließend durchläuft jede Ameise $k \in K$ das Wegenetz. Wenn alle Ameisen das Wegenetz durchlaufen haben, wird zunächst auf jedem Teilpfad Pheromon verdampft. Dazu wird Gleichung (2.7) für jeden Teilpfad angewendet. Die Menge an verdampftem Pheromon wird durch den Parameter ρ bestimmt. Anschließend wird der gelaufene Weg jeder Ameise $k \in K$ ausgewertet. Die Bewertung wird mithilfe von Gleichung (2.8) vorgenommen. Dabei ist Q eine Konstante und

L_k die Länge des gesamten Weges, den die Ameise k vom Start- bis zum Endknoten zurückgelegt hat. Mit dieser Bewertung kann das Pheromon $\tau_{x,y}$ auf jedem Teilpfad aktualisiert werden. Dazu wird Gleichung (2.9) für jeden Teilpfad angewendet.

$$\tau_{x,y}^n = (1 - \rho)\tau_{x,y}^n \quad (2.7)$$

$$\Delta\tau_{x,y}^k = \begin{cases} \frac{Q}{L_k} & k \text{ ist auf } x, y \text{ gelaufen} \\ 0 & k \text{ ist nicht auf } x, y \text{ gelaufen} \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\tau_{x,y}^{n+1} = \tau_{x,y}^n + \sum_k^K \Delta\tau_{x,y}^k \quad (2.9)$$

Am Ende der Iteration wird der kürzeste und damit beste Weg als aktuelles Optimum gespeichert. Dann startet der nächste Iterationsschritt. Das Konvergenzkriterium ist meist das Erreichen einer bestimmten Anzahl an Iterationsschritten N . Der bis dahin gefundene kürzeste Pfad ist das Ergebnis der Optimierung. Die Performance des Algorithmus kann mithilfe der Parameter $\alpha, \beta, \rho, Q, K$ und N an das vorliegende Problem angepasst werden.

Es existieren zahlreiche Erweiterungen und Abwandlungen des *Ant System* Algorithmus, zur Verbesserung der Performance und um die Anwendbarkeit auf weitere Arten von Optimierungsproblemen zu ermöglichen. Für die Anwendung auf ein *Optimal Control* Problem wird in [BH09] die Anwendung der sogenannten *Min-Max*-Variante des *Ant System* Algorithmus empfohlen. Im Vergleich zum bereits vorgestellten Algorithmus wird hier immer nur auf dem besten Weg einer Iteration neues Pheromon abgelegt. Zusätzlich wird die Pheromonmenge auf jedem Teilpfad durch einen maximalen und einen minimalen Wert begrenzt.

3 Stand der Technik

In Kapitel 2 wurden bereits grundlegende Gleichungen und Zusammenhänge zur Untersuchung, Beschreibung und Verbesserung solarthermischer Kraftwerke mit hybridem Kühlsystem beschrieben. In diesem Kapitel wird zusätzlich der aktuelle Forschungsstand zusammengefasst, welcher der Erarbeitung von Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme und der Entwicklung des Kühlungsoptimierers zugrunde liegt. Dazu werden zunächst Aufbau und Funktionsweise ausgewählter Kraftwerkstypen zur solarthermischen Stromerzeugung beschrieben und das zur Simulation des Gesamtkraftwerks verwendete Simulationsmodell vorgestellt. Des Weiteren werden in Abschnitt 3.3 Kühltechnologien, die im Bereich der Kühlung solarthermischer Kraftwerke Anwendung finden, sowie mögliche relevante Modellierungsansätze dieser, aufgeführt. Abschließend folgt eine Zusammenstellung vorhandener Ansätze zur Optimierung von Systemen zur Kraftwerkskühlung.

3.1 Solarthermische Kraftwerke

Solarthermische Kraftwerke sind Anlagen, welche Solarstrahlung in Wärme wandeln, diese Wärme mittels eines weiteren Prozesses in mechanische Energie überführen und daraus schließlich in einem Generator elektrischen Strom erzeugen [Hir+20]. Durch Wandlung der Solarstrahlung in Wärme vor der Verstromung kann Überschusswärme in thermische Speicher geleitet und zu einem späteren Zeitpunkt für den Betrieb des Dampfkreislaufs abgerufen werden. Zusätzlich ist die parallele Bereitstellung von Strom und Prozesswärme möglich. Man unterscheidet punktkonzentrierende, linienkonzentrierende und nichtkonzentrierende solarthermische Kraftwerke [SH12, S. 488-490]. Die Entwicklung des Kühlungsoptimierers soll für konzentrierende Solarkraftwerke erfolgen, weshalb hier nicht weiter auf nichtkonzentrierende Kraftwerke eingegangen wird. Weiterführende Informationen dazu finden sich in [Hir+20, S. 1056-1063] und [SH12, S. 525-554]. Punktkonzentrierende Anlagen werden in der Regel als sogenannte Solarturmkraftwerke ausgeführt. Bei diesem Prinzip wird die solare Strahlung mithilfe von zweiachsig der Sonne nachgeführten Heliostaten auf einen Brennpunkt an der Spitze eines Turmes konzentriert. Im Brennpunkt befindet sich ein Receiver, welcher die Wärme aufnimmt und an ein Wärmeträgerfluid abgibt. Mit diesem Wärmeträgerfluid wird das Arbeitsfluid eines Dampfkraftprozesses verdampft und der Dampf in einer Turbine entspannt. Weitere Informationen zu Solarturmkraftwerken können unter anderem [Hir+20, S. 1029-1050] entnommen werden. Zurzeit sind die meisten solarthermischen Kraftwerke, die im Betrieb sind, Parabolrinnenkraftwerke, auch wenn sich Solarturmkraftwerke immer mehr etablieren [Hir+20, S. 997]. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird auch das Simulationsmodell eines Parabolrinnenkraftwerks verwendet, weshalb diese Technologie im Folgenden ausführlicher vorgestellt wird.

Abbildung 3.1 zeigt den typischen Aufbau eines Parabolrinnenkraftwerks. Im Solarfeld wird die einfallende direkte Strahlung mithilfe einachsig nachführender, parabolförmiger Rinnenkollektoren auf die Receiverrohre fokussiert. Der Aufbau der Receiver wird hier angelehnt an

[SH12, S. 497] erläutert. Die Receiver bestehen aus einem durchströmten Stahlrohr, welches von einem Glashüllrohr umgeben ist. Der Zwischenraum wird zur Verringerung der Wärmeverluste evakuiert. Die Stahlrohre sind mit einer selektiven Beschichtung versehen, die eine möglichst hohe Absorption von außen einfallender Strahlung ermöglicht und die Abstrahlungsverluste durch ein möglichst geringes Emissionsvermögen minimiert. Zusätzlich wird auf der Innenseite der Glasinnenrohre eine hohe Reflexion angestrebt. In den Stahlrohren fließt ein Wärmeträgerfluid, welches durch die vom Stahlrohr absorbierte Strahlung erhitzt wird. Als Wärmeträgerfluid wird Thermoöl oder bei Direktverdampfung auch Wasser verwendet, wobei die meisten ausgeführten Anlagen mit Thermoöl betrieben werden [Hir+20, S. 1008f]. Im Folgenden wird der Betrieb mit Thermoöl beschrieben. Das erhitzte Öl strömt vom Solarfeld zu den Wärmeübertragern. Das heiße Öl kann zur Beladung des Speichers oder zur Verdampfung des Arbeitsfluids des Dampfkreislaufs verwendet werden. Im Dampfkreislauf wird Wärme in mechanische Arbeit und anschließend in elektrischen Strom gewandelt. Als Arbeitsfluid wird in der Regel Wasser verwendet [Hir+20, S. 1007]. Zum Einsatz kommen Dampfkraftprozesse mit Zwischenüberhitzung und regenerativer Speisewasservorwärmung (s. Abschn. 2.1). Die detaillierte Beschreibung eines solchen Kreisprozesses erfolgt in Abschnitt 3.2.

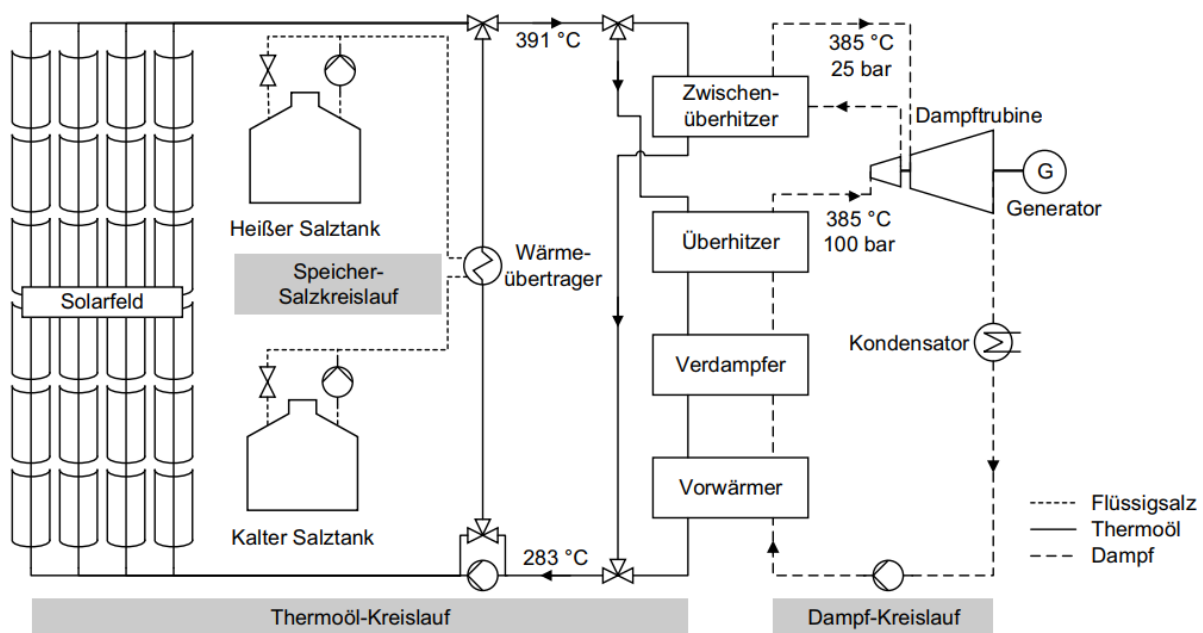


Abbildung 3.1: Anlagenschema eines typischen Parabolrinnenkraftwerks [Hir+20, S. 1026]

Zur Beladung des Speichers gibt das erhitzte Öl Wärme über einen Wärmeübertrager an einen Flüssigsalz-Kreislauf ab. Dieser ist mit einem heißen und einem kalten Salztank verbunden. Bei der Beladung strömt Salz aus dem kalten Speicher zum Wärmeübertrager, wird dort erhitzt und strömt anschließend in den heißen Speicher. Bei der Entladung fließt Salz vom heißen Speicher zum Wärmeübertrager, gibt dort Wärme an das Öl ab und fließt im abgekühlten Zustand zum kalten Speicher. Das vom Speicher erhitzte Öl kann ebenfalls zur Verdampfung des Arbeitsfluids im Dampfkreislauf verwendet werden. Das Entladen des Speichers ist sowohl parallel zur Ölerhitzung im Solarfeld als auch ohne Betrieb des Solarfelds möglich. In letzterem Fall wird der Dampfkreislauf nur mit Öl, welches durch den Speicher erhitzt wurde, betrieben. Dadurch lässt sich eine Verlängerung der Volllaststunden des Dampfkreislaufs und damit der

Stromerzeugung bis in die Abend- und Nachtstunden realisieren. Welcher Anteil des im Solarfeld erhitzten Öls zur Beladung des Speichers und für den Betrieb des Dampfkreislaufs verwendet und wann der Speicher entladen wird, ist abhängig von der gewählten Betriebsstrategie. Eine der gängigsten Betriebsstrategien ist *Solar-Driven* [Hir+17, S. 130]. Bei dieser Betriebsstrategie wird das Kraftwerk in den Morgenstunden hochgefahren, sobald genug Einstrahlung für das Vorheizen der Komponenten zur Verfügung steht. Anschließend wird der Dampfkreislauf, soweit möglich, mit heißem Öl aus dem Solarfeld versorgt, sodass er bei Nennleistung betrieben werden kann. Erst wenn mehr erhitztes Öl zur Verfügung steht, als für den Nennlastbetrieb des Dampfkreislaufs benötigt wird, strömt Öl zum Speichersystem, um dieses zu Beladen. Ist der Speicher vollständig geladen, wird die vom Solarfeld aufgenommene Wärme durch Defokussierung der Spiegel soweit begrenzt, dass ein Betrieb des Dampfkraftprozesses im Nennbetriebspunkt erreicht wird. Wenn die einfallende Strahlung im Laufe des Tages oder zum Abend hin abfällt, wird der Speicher entladen. Dabei wird immer der Betrieb des Dampfkreislaufs bei Nennlast angestrebt. Erst wenn der Speicher vollständig entladen und keine Strahlung mehr verfügbar ist, wird der Dampfkreislauf heruntergefahren. Man spricht von einer Priorisierung der Stromerzeugung durch heißes Öl aus dem Solarfeld vor der Beladung des Speichers.

3.2 Simulationsumgebung YACOP

Für die Simulation des Gesamtkraftwerks steht das Modell eines typischen Parabolrinnenkraftwerks in *YACOP* zur Verfügung. *YACOP* ist ein Simulationstool zur Ertragsrechnung und Optimierung von Energiesystemen, welches zurzeit am Institut für Solarforschung des DLR entwickelt wird. Die Simulationsumgebung steht als Python-Projekt zur Verfügung. *YACOP* ist modular aufgebaut, sodass neue Komponenten mithilfe vordefinierter Schnittstellen in ein bestehendes Modell integriert werden können. Um die einzelnen Komponenten des Kraftwerks zu verbinden, wurde ein massenstrombasierter Ansatz gewählt. Dies bedeutet, dass nicht nur der Energietransport von einer Komponente zur anderen betrachtet wird, sondern auch die Massenströme, Temperaturen und Drücke der ein- und austretenden Medien verknüpfter Komponenten übereinstimmen müssen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, das Tool wiederholt aufzurufen und Simulationen mit einer vorgegebenen Zeitschrittweite und über einen vordefinierten Zeitraum durchzuführen. Weitere Informationen zum Aufbau und der Funktionsweise des Simulationstools sind intern am Institut für Solarforschung des DLR einsehbar.

Das verwendete Modell beschreibt ein typisches Parabolrinnenkraftwerk mit 50 MW elektrischer Nennleistung und einem für 7,5 h zusätzliche Volllast ausgelegten Zweitank-Salzspeicher, wie es in Abbildung 3.1 schematisch abgebildet ist. Da das Modell zur Jahresertragsberechnung verwendet wird, genügt es, Nennlastbetrieb und Betriebspunktwechsel des Kraftwerks quasi-stationär zu modellieren. Anfahr- und Abkühlungsprozesse, wie beispielsweise das Aufheizen oder Abkühlen des Thermoöls, werden transient mithilfe instationärer Energiebilanzen abgebildet. Die verwendete Zeitschrittweite der Simulation beträgt 10 Minuten. Die Modelle für das Solarfeld und den Zweitank-Salzspeicher basieren auf den Richtlinien und Modellgleichungen, die in Kapitel 5 und 7 sowie Anhang C und E in [Hir+17] aufgeführt sind. Für die Modellierung des Dampfkreislaufs wird ein kombiniertes Modell verwendet. Die Berechnung stationärer Betriebspunkte wird mithilfe eines Modells in *Ebsilon-Professional 2015* durchgeführt, welches als Kennfeld in *YACOP* eingebunden wird. Um den Anfahrprozess der Komponenten des Dampfkreislaufs abzubilden, wird eine

Aufheizphase, abhängig von der Dauer des Stillstands, berücksichtigt. Die dafür benötigten Daten wurden [Sch+15] entnommen. Abbildung 3.2 zeigt das stationäre Modell des Dampfkreislaufs in *Ebsilon-Professional 2015* im Nennbetriebspunkt. Das Modell beschreibt einen Dampfkreislauf mit regenerativer Speisewasservorwärmung und Zwischenüberhitzung. Für die Rückkühlung des Kühlwassers wird ein Nasskühlturm verwendet. Der generelle Ablauf eines solchen Kreisprozesses wird in Abschnitt 2.1 beschrieben.

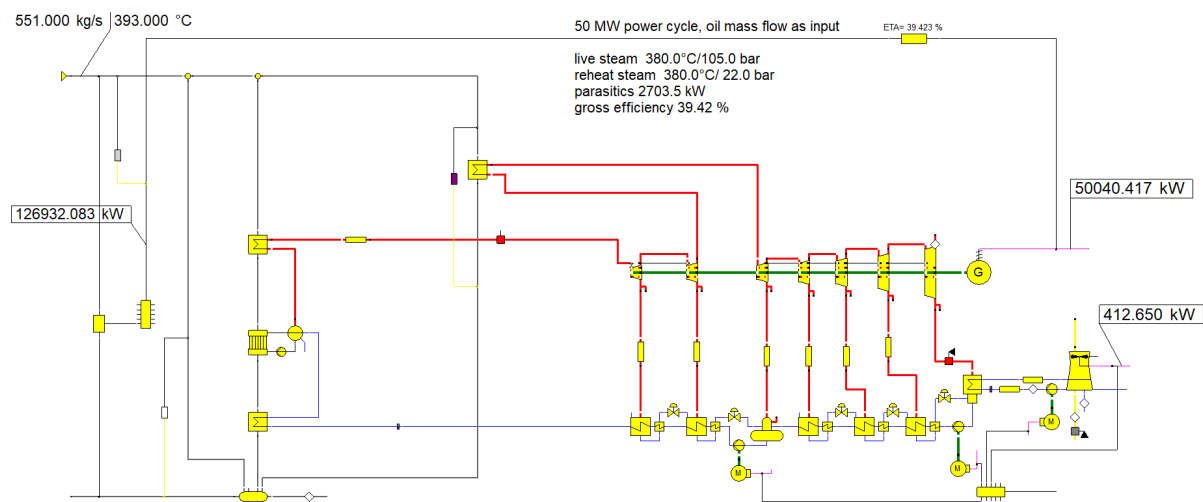


Abbildung 3.2: Modell des Dampfkreislaufs in *Ebsilon-Professional 2015*

In diesem Modell des Dampfkreislaufs werden der verfügbare Massenstrom an heißem Thermoöl und dessen Temperatur sowie Druck, Feuchte und Temperatur der Umgebungsluft als Eingangsgrößen benötigt. Ein Massenstromregler bestimmt den Anteil des verfügbaren Ölmassenstroms, der zur Zwischenüberhitzung eingesetzt wird. Dabei wird eine möglichst geringe Temperatur am Ölaustritt angestrebt, um auch bei geringen Eintrittsmassenströmen und Temperaturen des Öls möglichst viel Wärme an den Dampfkraftprozess zu überführen. Die Turbinenregelung erfolgt nach dem Gleitdruckverfahren, sodass sich der Frischdampfmassenstrom in Teillast proportional zum Turbineneintrittsdruck der Hochdruckturbinenstufe und damit abhängig vom Druck im Verdampfer einstellt [Str16, S. 265]. Das Kühlsystem kann abhängig von der Umgebungstemperatur und -feuchte eine bestimmte Kühlleistung bereitstellen. Der Kühlwassermassenstrom wird dabei in jedem Betriebspunkt identisch zum Nennbetriebspunkt eingestellt. Abhängig von der Kühlleistung und dem Dampfmassenstrom, der in den Kondensator strömt, stellt sich der Kondensationsdruck und damit der Druck am Austritt der letzten Turbinenstufe ein. So kann der Betriebspunkt des Dampfkraftprozesses, der sich bei stationärer Strömung und mit vorgegebenen Eingangsgrößen einstellt, iterativ bestimmt werden. Aus Rechnungen stationärer Betriebspunkte dieses *Ebsilon*-Modells des Dampfkreislaufs wurde ein Kennfeld erstellt, welches in das Modell des Dampfkraftprozesses für die Simulation in *YACOP* eingebunden ist. Die Verknüpfung der Einzelmodelle des Solarfelds, Speichers und Dampfkraftprozesses zum Gesamtmodell (s. Abb. 3.1) erfolgt iterativ über einen Vergleich der Schnittgrößen Massenstrom, Temperatur und Druck und unter der Anwendung einfacher Massen- und Energiebilanzen. Als Betriebsstrategie wurde *Solar-Driven* (s. Abschn. 3.1) gewählt. Das verwendete Kraftwerksmodell wurde gegen eine Rechnung in *greenius*, einem etablierten Simulationstool zur Jahresertragsrechnung von Solarkraftwerken, validiert. Ausführungen dazu sind ebenfalls intern am Institut für Solarforschung

des DLR abrufbar.

3.3 Kühltechnologien

In einem Kraftwerk mit Dampfkraft-Prozess muss zur Kondensation des Dampfes Wärme abgeführt werden. Die dafür benötigte Kühlleistung wird durch das Kühlsystem bereitgestellt. Die vom Kühlsystem bereitgestellte Kühlleistung beeinflusst den Wirkungsgrad des Dampfkraft-Prozesses und damit den elektrischen Ertrag des Kraftwerks (s. Abschn. 2.1). In CSP-Kraftwerken können verschiedene Kühltechnologien eingesetzt werden. Welche Technologie zum Einsatz kommt, ist immer abhängig vom Standort des Kraftwerks, insbesondere von den vorliegenden Umgebungstemperaturen, der Umgebungfeuchte und der Verfügbarkeit von Wasser. Folgend werden ausgewählte Technologien zur Kühlung in CSP-Kraftwerken vorgestellt.

Nasskühlung

Die Nasskühlung ist die bevorzugte und am weitesten verbreitete Kühltechnologie [TWK10]. In einem Kraftwerk mit Nasskühlung wird Wasser als Kühlmittel verwendet, um den Abdampf der letzten Turbinenstufe in einem Kondensator niederzuschlagen. Dabei kommen in der Regel Oberflächenkondensatoren zum Einsatz. Wenn Wasser in einem naheliegenden Fluss oder Reservoir günstig zur Verfügung steht, kann eine Frischwasser- oder Ablaufkühlung verwendet werden. Nähere Informationen zu diesen Kühltechnologien sind in [Rut12] und [Str16, S. 282ff] aufgeführt. Eine weitere Möglichkeit ist die Ausführung als Kreislaufkühlung mit Nasskühlturm. Ein solches Kühlsystem ist in Abbildung 3.3 abgebildet. Aufgeheiztes Kühlwasser verlässt den Kondensator und strömt in den Kühlturm. Dort wird es abgekühlt und mithilfe der Kühlwasserpumpe zurück zum Kondensator gefördert. Die Kühlwasserpumpe kann variabel ausgeführt sein, sodass sich der Massenstrom an Kühlwasser je nach Kühlbedarf und Umgebungsbedingungen einstellen lässt.

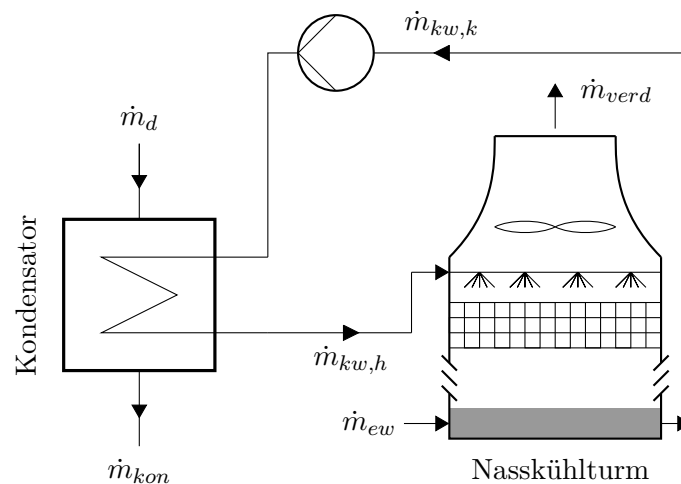


Abbildung 3.3: Prinzipskizze einer Kreislaufkühlung mit Nasskühlturm

Das im Kühlturm eintretende Wasser wird möglichst gleichmäßig auf die Oberfläche des Füllkörpers aufgetragen, um eine große Fläche für die Wärmeübertragung bereitzustellen. Das über die Oberfläche des Füllkörpers strömende Wasser wird durch die vorbeiströmende Luft konvektiv gekühlt. Zusätzlich verdunstet Wasser und wird von der Luft aufgenommen, solange

diese nicht gesättigt ist. Die für die Verdunstung benötigte Wärme wird dem Wasser zusätzlich zur konvektiven Kühlung entzogen. Das abgekühlte Wasser wird in einem Becken am Boden des Nasskühlturms gesammelt. Dem Becken wird zusätzlich Ergänzungswasser zugeführt, um den Wasserverlust durch Verdunstung auszugleichen. Zusätzlich dazu muss auch das gesamte Kühlwasser wiederholt ausgetauscht werden, da der Mineral- und Chemikaliengehalt und damit die Materialbelastung durch die ständige Verdunstung steigt. Dieser Vorgang wird als Blow-Down oder Absalzung bezeichnet und kann in festen Zeitintervallen oder abhängig von Messungen des Mineralgehalts des Kühlwassers durchgeführt werden [PKH11].

Durch die Kombination von Verdunstungskühlung und konvektiver Wärmeübertragung liegt die theoretisch erreichbare minimale Temperatur des Kühlwassers am Kühlturmaustritt unterhalb der Umgebungstemperatur der Luft. Die erreichbare minimale Wassertemperatur wird als Feuchtkugeltemperatur bezeichnet und kann abhängig von Temperatur, relativer Feuchte und Druck der Umgebungsluft bestimmt werden. Der Luftstrom durch den Kühlturm kann sich durch entsprechende geometrische Gestaltung des Turmes natürlich einstellen oder durch Ventilatoren erzwungen werden. Der natürliche Luftzug stellt sich aufgrund der Dichteunterschiede der Luft inner- und außerhalb des Kühlturms ein und ist demnach stark abhängig von den aktuellen Umgebungsbedingungen. Durch die Verwendung großer Ventilatoren, die einen Luftzug erzwingen, kann diese Abhängigkeit verringert werden, jedoch steigen auch die Wartungs- und Betriebskosten [Krö04a]. Die Ventilatoren können drehzahlfest oder mit einer Zwischenstufe bei halber Drehzahl ausgeführt sein. Oft besteht eine Nasskühlung bei erzwungenem Luftzug nicht nur aus einem Turm, sondern setzt sich aus mehreren Zellen mit je einem Abzug inklusive Ventilator und Füllkörper zusammen. Das Kühlwasser aus allen Zellen kann in einem Becken gesammelt werden. Stehen mehrere Zellen zur Verfügung, kann die Kühlleistung durch die Anzahl verwendeter Zellen und die jeweiligen Ventilatordrehzahlen beeinflusst werden. Mit sinkender Anzahl aktiver Zellen, sinkt auch der Eigenverbrauch des Kühlturms.

[Rut12] gibt einen ausführlichen Überblick über die Möglichkeiten der Modellierung eines Nasskühlturms mit unterschiedlichem Detailgrad. Für eine sehr detaillierte Modellierung inklusive einer ausführlichen Beschreibung der Luftströmung und Druckverluste sei auf [Krö04b, Kap. 8] verwiesen. Für die Modellierung der Wärmeübertragung im Füllkörper des Nasskühlturms existieren verschiedene Ansätze, die in [KK05b] und [KK05a] detailliert vorgestellt und verglichen werden. Der Ausgangszustand der Luft und damit der Wasserverbrauch durch Verdunstung kann nur mit der *Poppe*-Methode akkurat abgebildet werden [KK05b].

Die Nasskühlung wird meist als Referenz zur Bewertung anderer Kühltechnologien herangezogen, da durch die zusätzliche Verdunstungskühlung ein vergleichsweise hoher Wirkungsgrad des Dampfkraft-Prozesses bei geringen Investitionskosten und mittlerem Strom-Eigenverbrauch erreicht werden kann [PKH11]. Dafür ist der Wasserverbrauch signifikant höher und ein Betrieb nur dann wirtschaftlich, wenn ausreichend Wasser günstig zur Verfügung steht [Pat09]. Die meisten Parabolrinnenkraftwerke, die zurzeit in Betrieb sind, verwenden ein Kühlturmsystem mit nasser Rückkühlung [20].

Trockenkühlung

CSP-Kraftwerke werden an Standorten mit hoher direkter Einstrahlleistung der Sonne errichtet. Oft liegen diese Standorte in trockenen Regionen, in denen Wasser eine knappe Ressource darstellt

und damit teuer oder nicht verfügbar ist [PKH11]. An diesen Standorten bietet es sich an, eine Trockenkühlung zu verwenden. Diese kann entweder direkt als luftgekühlter Kondensator (ACC) oder indirekt mit separatem Kondensator und Trockenkühlturm ausgeführt werden [PKH11]. Generell ist die theoretisch minimal erreichbare Kondensationstemperatur bei der Trockenkühlung durch die Umgebungstemperatur beschränkt, da nur konvektive Wärmeübertragung und keine Verdunstungskühlung stattfindet. In einem Nasskühlturm stellt die Feuchtkugeltemperatur die theoretische Untergrenze dar. Es kann also festgehalten werden, dass die theoretisch bestmögliche Kondensationstemperatur bei Verwenden einer Trockenkühlung stets höher ist als beim Einsatz eines Nasskühlturms. Dafür wird in einer Trockenkühlanlage kein Wasser verbraucht.

Abbildung 3.4 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines luftgekühlten Oberflächenkondensators (ACC). Der Abdampf der Turbine wird durch berippte Rohre geleitet, die von Umgebungsluft umströmt werden. Durch die konvektive Kühlung kondensiert der Dampf, das Kondensat wird gesammelt und kann von der Speisepumpe angesaugt werden. Der Luftstrom wird durch Ventilatoren erzwungen, unter anderem da die größere Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen bei Naturzug zu starke Schwankungen verursacht [PKH11]. Die erreichbare minimale Kondensationstemperatur sinkt mit steigender Wärmeübertragungsfläche. Luftgekühlte Oberflächenkondensatoren werden deshalb als Parallel- und Serienschaltung mehrerer Zellen mit mindestens je einem Ventilator ausgeführt [Krö04a, Kap. 1]. Bei niedriger Last besteht die Möglichkeit, einen Teil der Zellen zu deaktivieren und so den Strom-Eigenbedarf des ACC zu senken. Des Weiteren können drehzahlvariable Ventilatoren verbaut werden [Moo+14]. Durch Regelung oder Steuerung der Ventilatordrehzahl der einzelnen Zellen kann ebenfalls der Strom-Eigenbedarf bei geringer Last gesenkt werden. Weitere Informationen zu möglichen Ausführungsvarianten, Dimensionierung und Performance können [PKH11], [ODo+12] und [DB11] entnommen werden.

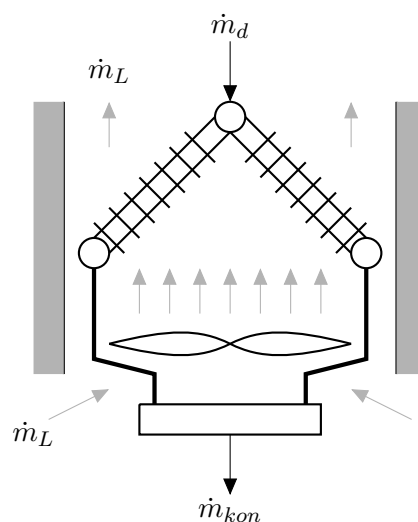


Abbildung 3.4: Prinzipskizze eines luftgekühlten Kondensators

Eine indirekte Trockenkühlanlage wird meist als sogenanntes *Heller-System* ausgeführt [PKH11]. Ein *Heller-System* besteht aus einem Mischkondensator und einem Trockenkühlturm. Der Trockenkühlturm kann mit natürlichem oder erzwungenem Luftzug ausgeführt werden. Informationen zur Funktions- und Betriebsweise werden in [Krö04a, Kap. 1] vorgestellt. In [PKH11] werden die Vor- und Nachteile direkter und indirekter Trockenkühlsysteme aufgeführt. Um die Wärmeübertragungsvorgänge in einer Trockenkühlanlage zu modellieren, kann die *LMTD*- oder die

Effectiveness-NTU-Methode (s. Anhang A) verwendet werden. Für die detaillierte Modellierung der Luftströmung und Druckverluste in Kombination mit der Wärmeübertragung, sei auf [Krö04a] und insbesondere [Krö04b, Kap. 7 u. 8] verwiesen.

Im Vergleich zur Nasskühlung kann durch Verwenden einer Trockenkühlung der Wasserverbrauch eines Kraftwerks um über 90 % gesenkt werden, dafür sind die Investitions- und Betriebskosten signifikant höher [TWK10]. Zusätzlich sinkt die Kraftwerkseffizienz, da insbesondere an Tagen mit hoher Umgebungstemperatur die erreichbare Kondensationstemperatur über der einer Nasskühlung liegt [Pat09]. Beim Übergang von nasser Rückkühlung auf Trockenkühlung steigen die Stromgestehungskosten um 3 - 10 % [DR10]. Das Verwenden einer Trockenkühlung wird wirtschaftlicher, je höher die Wasserkosten sind [Krö04a, Kap. 1].

Hybride Kühlsysteme

Hybride Kühlsysteme vereinen die Vorteile verschiedener Kühltechnologien. Dabei können entweder zwei Kühlmechanismen in einer Komponente vereint werden, oder zwei Komponenten seriell oder parallel verschaltet sein. Das Ziel hybrider Kühlsysteme ist, den Wasserverbrauch abzusenken, ohne den Ertrag signifikant zu verringern [Mau04, Kap. 9].

Ein typisches Beispiel für eine hybride Kühlung ist die parallele Verwendung eines luftgekühlten Kondensators und einer Kreislaufkühlung mit Nasskühlturm (s. Abb. 3.5). Bei hohem Kühlbedarf und hoher Umgebungstemperatur kann ein Teil des Abdampfes der Turbine über die Nasskühlung geleitet werden. Dadurch wird der ACC entlastet und kann eine geringere Kondensationstemperatur erreichen als bei Beaufschlagung mit dem gesamten Dampfmassenstrom. Das gemischte Kondensat aus Nasskühlung und Trockenkühlung wird anschließend von der Speisepumpe wieder zu den Dampferzeugern gefördert. Der Nasskühlturm kommt nur bei hoher Kühllast zum Einsatz, sodass im Vergleich zu einer reinen Nasskühlung Wasser eingespart werden kann, ohne den elektrischen Ertrag signifikant zu verringern. Dafür steigen allerdings mit der Komplexität des Systems auch die Wartungs- und Investitionskosten [Pat09]. Die Wirtschaftlichkeit eines hybriden Kühlsystems ist damit immer stark abhängig vom Standort, insbesondere von den Umgebungsbedingungen sowie der Verfügbarkeit und den Kosten von Frischwasser [TWK10].

Weitere Beispiele für Ausführungsmöglichkeiten hybrider Kühlsysteme sind hybride Kühltürme [Krö04a, Kap. 1], ein benässter luftgekühlter Oberflächenkondensator [Roh+19] oder die Parallel- oder Serienschaltung eines Nass- und eines Trockenkühlturms in einer Kreislaufkühlung mit Oberflächenkondensator [Krö04a, Kap. 1]. Ein bisher nur theoretisch untersuchter Ansatz sieht die Verwendung eines Kältespeichers in Kombination mit einer Trockenkühlung vor, um den Kühlturbetrieb auf die kälteren Nachtstunden zu verlagern. Dabei kann die Kühlung tagsüber entweder nur mit der Trockenkühlung, nur mit Wasser aus dem Kältespeicher oder bei gleichzeitigem Betrieb beider Komponenten betrieben werden. Beladen wird der Speicher in der Nacht bei vergleichsweise geringer Umgebungstemperatur. Je nach Betriebsweise kann dadurch sowohl die Kondensationstemperatur als auch der elektrische Eigenbedarf des Kühlsystems durch Ausnutzen der Temperaturdifferenz zwischen Tag und Nacht gesenkt werden.

Nach [Muñ+12] kann der Betrieb einer indirekten Trockenkühlung mit parallel geschaltetem Zweitank-Wasserspeicher bei entsprechenden Umgebungsbedingungen sinnvoll sein. Untersuchungen in [RDS08] stellen jedoch die Wirtschaftlichkeit eines solchen Systems in Frage. Um das Prinzip in Kombination mit einem luftgekühlten Kondensator anzuwenden, muss anstatt Kühlwasser Dampf und Kondensat gespeichert werden. Dazu wurde in [PM11] und [Mos+14]

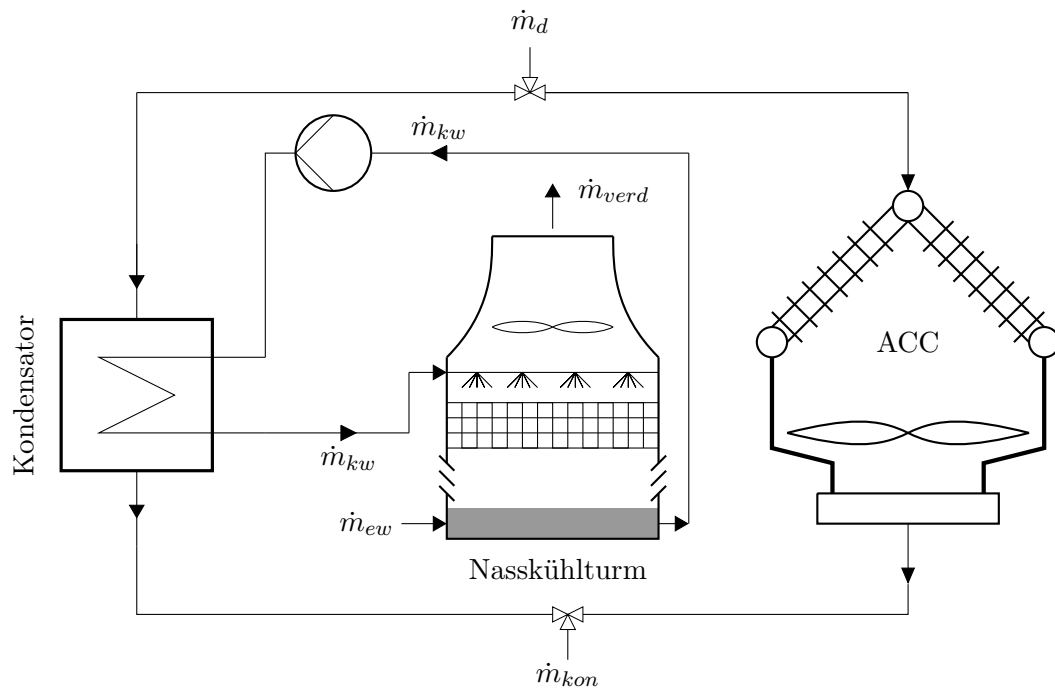


Abbildung 3.5: Prinzipskizze eines hybriden Kühlsystems ausgeführt als Parallelschaltung einer Nasskühlung und eines luftgekühlten Kondensators (ACC)

die Anwendung eines Mehrphasenspeichers untersucht. Alternativ wird in [Ven+06] betrachtet, wie sich die Implementierung eines Kältespeichers zur Bereitstellung von Wasser für die Vorkühlung der in den ACC eintretenden Luft auf den Ertrag eines Kraftwerks auswirkt. Auch diese Untersuchungen zeigen, dass der Einsatz eines Kältespeichers energetisch sinnvoll sein kann. Die Wirtschaftlichkeit solcher Systeme muss allerdings – wie bei allen hybriden Kühlsystemen – immer standortabhängig untersucht werden. Zusätzlich sind der mögliche energetische und monetäre Gewinn stark abhängig von der Betriebsweise des Kühlsystems. Insbesondere hybride Kühlsysteme bieten aufgrund der gleichzeitigen Verwendung mehrerer Technologien eine Vielzahl an möglichen Betriebsweisen. Eine Optimierung von Einsatz und Betrieb der Kühlungskomponenten ist sowohl für die Auslegung als auch den Betrieb hybrider Kühlsysteme sinnvoll. Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb ein Einsatz- und Betriebsoptimierer für hybride Kühlsysteme entwickelt.

3.4 Vorhandene Ansätze zur Kühlungsoptimierung

Die mathematische Optimierung der Auslegung von Systemen zur Kraftwerkskühlung wird seit vielen Jahren untersucht (siehe z. B. [Rub+11], [RFP78], [CBK98]). Mit steigender Komplexität der Kühlsysteme und damit auch der möglichen Betriebsweisen, steigt auch der Bedarf an optimierten Einsatzplänen. Bei einem hybriden Kühlsystem mit Nass- und Trockenkühlung kann beispielsweise der Gesamtmassenstrom an Kühlwasser durch die Kühlwasserpumpe, der Anteil des Kühlwassers über den Nass- und über den Trockenkühlturm, die Anzahl der aktiven Nass- und Trockenkühlturmelemente sowie deren Ventilator Drehzahl verändert werden, um in einem Betriebspunkt den elektrischen Ertrag des Kraftwerks zu maximieren.

In Abschnitt 2.1 wird mithilfe einer theoretischen Analyse deutlich, dass der Wirkungsgrad und damit der elektrische Ertrag eines Kraftwerks mit sinkendem Kondensationszustand steigt. Zusätzlich werden die technischen Grenzen des Kondensationszustandes aufgeführt. Eine Minimierung des Kondensationszustandes unter Berücksichtigung der technischen Grenzen als Nebenbedingungen ist jedoch für die Betriebsoptimierung eines Kühlturms nicht ausreichend. Zwar wird dadurch der Brutto-Stromertrag maximiert, oft steigt aber mit sinkendem Kondensationszustand der Eigenstromverbrauch des Kühlturms. Das Optimum des Netto-Stromertrags liegt also nicht immer bei minimal erreichbarem Kondensationszustand. In [NVG05] wird deshalb eine deterministische Methode zur Optimierung des Netto-Stromertrages für einen stationären Betriebspunkt bei bekannten Umgebungsbedingungen vorgestellt. Die Ergebnisse einer solchen Optimierungsrechnung können entweder eine Entscheidungshilfe bei der manuellen Steuerung darstellen oder bei voller Automatisierung direkt als Sollgrößen an ein Regelungssystem gegeben werden. Soll zusätzlich zum Stromertrag auch der Wasserverbrauch in die Optimierungsrechnung einbezogen werden, muss zunächst ein Konzept entwickelt werden, um die Minimierung des Wasserverbrauchs und die Maximierung des Stromertrags zu gewichten. In [Sal+13] wird ein stochastischer Ansatz vorgestellt, um den Betrieb eines Kraftwerks unter der Berücksichtigung von Vorgaben eines erlaubten Wasserverbrauchs zu optimieren. Es wird also der Stromertrag maximiert unter Berücksichtigung eines maximal erlaubten Wasserverbrauchs über einen bestimmten Zeithorizont. Damit ist die unabhängige Optimierung der Steuergrößen in jedem Zeitschritt nicht mehr möglich, sondern es gilt, optimale Trajektorien der Steuergrößen über den betrachteten Zeithorizont zu finden. Es liegt also ein dynamisches Optimierungsproblem – genauer ein *Optimal Control Problem* (OCP) – vor und die durch den Optimierer zu bestimmenden Steuergrößen müssen in mehreren aufeinanderfolgenden Zeitschritten bestimmt werden. Dadurch wird die Anzahl der Entscheidungsvariablen signifikant größer und das Problem wesentlich komplexer. Das in [Sal+13] vorgestellte Modell verwendet einen hybriden Optimierungsalgorithmus zur Lösung des OCP, wodurch ein Simulationsmodell des betrachteten Kraftwerks als Blackbox verwendet werden kann. Dazu wird die Optimierung in zwei Schritte aufgeteilt. Zunächst wird eine sehr zeitintensive Untersuchung des Kraftwerksmodells durch wiederholte Simulation vorgenommen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung werden gespeichert und im Anschluss wiederholt verwendet, um ausgewählte Steuergrößen über einen bestimmten Zeithorizont zu optimieren. Nachdem die zeitintensive Untersuchung des betrachteten Kraftwerksmodells abgeschlossen ist, können verschiedene Optimierungsrechnungen unter Berücksichtigung veränderlicher Umgebungsbedingungen und Wasserverbrauchsvorgaben mit wesentlich kürzerer Rechendauer durchgeführt werden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Optimierung des Betriebs eines hybriden Kühlturms mit Kältespeicher betrachtet werden. Unabhängig von der Berücksichtigung des Wasserverbrauchs, genügt auch bei Einsatz eines Speichers die Betrachtung einzelner Betriebspunkte nicht mehr für die Einsatzoptimierung. Auch hier entsteht ein OCP, bei dem die Steuergrößen in jedem Zeitschritt des betrachteten Zeithorizonts durch den Optimierer bestimmt werden müssen. In [Lag+19] wird eine Möglichkeit vorgestellt, die Einsatzoptimierung eines Speichers als OCP zu modellieren, dieses in ein NLP zu überführen und anschließend mit verschiedenen Optimierungsmethoden zu lösen.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wird in den folgenden Kapiteln die Entwicklung eines Ansatzes zur Einsatz- und Betriebsoptimierung von hybriden Kühltürmen mit dem Ziel der Maximierung des elektrischen Ertrags und der Minimierung des Wasserverbrauchs vorgestellt.

4 Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme

Als Grundlage für die Entwicklung des Kühlungsoptimierers werden Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme entwickelt, modelliert und untersucht. Als Testkonfiguration wird dabei das Modell eines hybriden Kühlsystems bezeichnet. Für die simulative Untersuchung der ausgewählten Testkonfigurationen werden diese jeweils in das in Abschnitt 3.2 vorgestellte Kraftwerksmodell in YACOP integriert. Die so erarbeiteten Simulationsmodelle und Ergebnisse der Untersuchung dienen als Ausgangspunkt für die Definition des Optimierungsproblems und die Entwicklung des Optimierungsalgorithmus. Die Funktionsfähigkeit des Kühlungsoptimierers wird ebenfalls mithilfe dieser Simulationsmodelle validiert. Im folgenden Kapitel wird die Auswahl und Modellierung der Testkonfigurationen sowie deren Implementierung in das Modell des Gesamtkraftwerks und die Untersuchung der so entwickelten Simulationsmodelle vorgestellt.

4.1 Auswahl und Verschaltung

Für die Auswahl der Testkonfigurationen werden zunächst generelle Anforderungen an die Kühlungskomponenten und deren Verschaltung definiert:

- Eine hybride Kühlung kombiniert in der Regel zwei Kühltechnologien (s. Abschn. 3.3), weshalb auch die Testkonfigurationen je aus zwei Kühlungskomponenten bestehen sollen.
- Die vorliegende Arbeit wird im Rahmen des *SOLWARIS*-Projektes angefertigt, in dem unter anderem die Untersuchung eines Kühlsystems mit Kältespeicher durchgeführt werden soll. Die Testkonfigurationen sollen deshalb als hybride Kühlsysteme mit Kältespeicher ausgeführt sein.
- Um mit den Testkonfigurationen Optimierungsprobleme verschiedener Komplexitätsstufen untersuchen zu können, werden Kühlungskomponenten mit möglichst vielen Stellgrößen für die Einsatz- und Betriebsoptimierung bevorzugt. Je mehr Stellgrößen vorhanden sind, desto mehr Größen können entweder durch das Simulationsmodell vorgegeben oder dem Optimierer als Entscheidungsvariablen zugewiesen werden. So können sowohl einfache als auch komplexe Optimierungsprobleme aus einem kleinen Satz an Testkonfigurationen abgeleitet werden.

Auf Basis dieser Anforderungen und den in Abschnitt 3.3 vorgestellten Kühlungskomponenten, wurden zwei Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme erarbeitet. Die erste Testkonfiguration (TK) besteht aus einem Nasskühlturm, einem Kältespeicher und einem Oberflächenkondensator (s. Abb. 4.1). Diese Konfiguration hat zum Ziel, den Wasserverbrauch durch Verschieben des Kühlbedarfs hin zu den kälteren Nachttemperaturen zu senken. Aufgrund der geringeren Temperatur kann der Kühlturm nachts in etwa dieselbe Kühlleistung bei Betrieb in Teillast bereitstellen als tagsüber bei Volllast. Durch den Betrieb der Ventilatoren des Nasskühlturms in Teillast wird eine geringere Verdunstung und damit ein gesenkter Wasserverbrauch erwartet. Die in der Nacht erzeugte Kühlleistung wird vom Kältespeicher aufgenommen und kann tagsüber

abgerufen werden. Für den Nasskühlturm wird eine Ausführung mit Zwangszug und mehreren Zellen angenommen, um viele Freiheitsgrade für die Optimierung bereitzustellen. Zusätzlich können die Ventilatoren in jeder Zelle sowohl auf voller als auch auf halber Drehzahl betrieben werden.

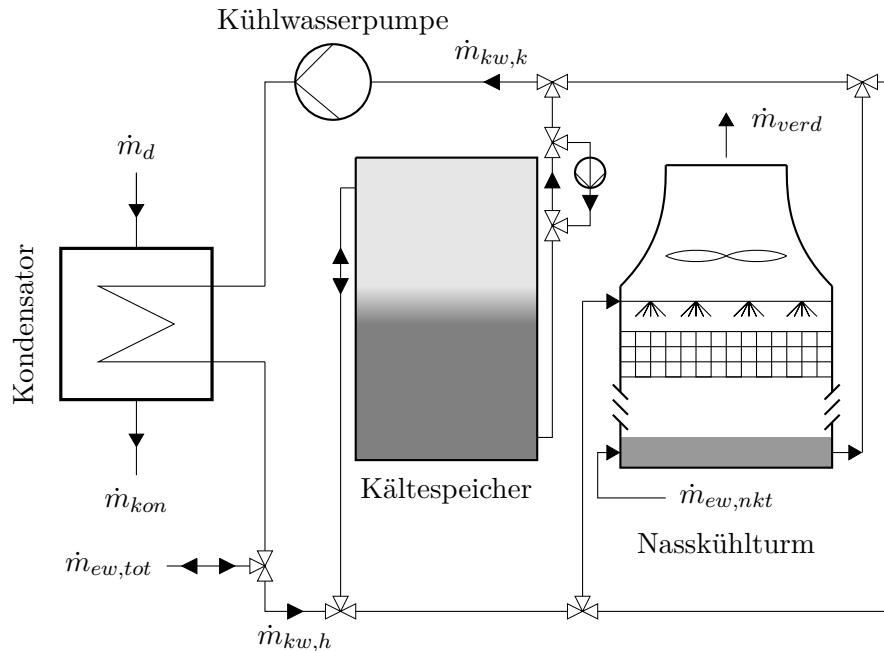


Abbildung 4.1: Prinzipskizze eines hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher und Nasskühlung
(TK Speicher Nass)

Der Kältespeicher wird – anders als in den in Abschnitt 3.3 vorgestellten Untersuchungen – als direkter Schichtspeicher ausgeführt. Schichtspeicher sind exergetisch effizienter als ein Zweitank-Speichersystem [Lag+19]. Zusätzlich werden geringere Materialkosten und ein geringerer Bauaufwand erwartet, da im Vergleich zum Zweitank-Speichersystem nur ein Tank verwendet wird. Lade- und Entladevorgänge werden direkt ausgeführt, da Wasser sich sowohl als Speichermedium als auch als Kühlmittel anbietet. Zusätzlich sind direkte Schichtspeicher Wartungsärmer und es finden weniger Wärmeübertragungsprozesse als bei indirekter Be- und Entladung statt [Lag+19]. Im Betrieb muss beachtet werden, dass die Massenströme bei der Be- und Entladung nach oben beschränkt werden, um eine Zerstörung der Schichtung durch auftretende Mischungseffekte zu vermeiden. Nasskühlturm und Kältespeicher sind parallel angeordnet. Der Kondensator kann also entweder von einer der Komponenten alleine oder von beiden Komponenten gleichzeitig mit Kühlwasser versorgt werden. Für die Förderung des Kühlwassers soll eine variable Pumpe eingesetzt werden, sodass der Kühlwasser-Gesamtmassenstrom je nach Kühlbedarf ebenfalls durch den Optimierer eingestellt werden kann. Für den Ladevorgang des Kältespeichers ist ebenfalls eine drehzahlvariable Pumpe vorgesehen. Mithilfe von mehreren Drei-Wege-Ventilen kann der Massenstrom über die einzelnen Komponenten eingestellt werden. Die Ventilstellung oder der einzustellende Massenstrom je Ventil kann ebenfalls als Entscheidungsvariable in die Optimierungsrechnung einfließen. Die erste Testkonfiguration wird als *TK Speicher Nass* bezeichnet.

Die zweite TK ist bis auf die Auswahl des Kühlturms identisch zur ersten TK. Für die zweite

Testkonfiguration wurde eine indirekte Trockenkühlung mit Zwangszug ausgewählt (s. Abb. 4.2). Energetisch sinnvoller wäre voraussichtlich eine Ausführung als *Heller-System* mit Mischkondensator und Naturzug-Kühlturm [PKH11]. Die Ausführung mit Zwangszug bietet jedoch durch die Einstellmöglichkeiten der Ventilatordrehzahlen wesentlich mehr Freiheitsgrade für die Optimierung. Die Trockenkühlung wird als modulares System mit mehreren Modulen und drehzahlvariablen Ventilatoren ausgeführt, angelehnt an einen modulares Konzept eines luftgekühlten Oberflächenkondensators aus [Pou+12]. Die Dimensionen der Wärmeübertragungsrohre wurden für die Rückkühlung von flüssigem Wasser anstatt der Kondensation von Wasserdampf angepasst. Der Kältespeicher soll auch bei dieser Konfiguration nachts bei Teillastbetrieb der Trockenkühlung geladen werden und tagsüber die Trockenkühlung durch abrufen der gespeicherten Kälteleistung unterstützen. Wird bei der Beladung des Kältespeichers bei Teillastbetrieb der Trockenkühlung aufgrund der niedrigeren Umgebungstemperaturen in der Nacht in etwa die gleiche Kühlleistung erreicht wie bei Betrieb der Trockenkühlung in Volllast tagsüber, kann der elektrische Eigenbedarf der Trockenkühlung über den Tag gesehen reduziert werden und der elektrische Ertrag steigt. Da keine Verdunstungskühlung stattfindet, ist der Kühlwasserkreislauf geschlossen und es wird kein Wasser verbraucht. Die zweite Testkonfiguration wird folgend als *TK Speicher Trocken* bezeichnet.

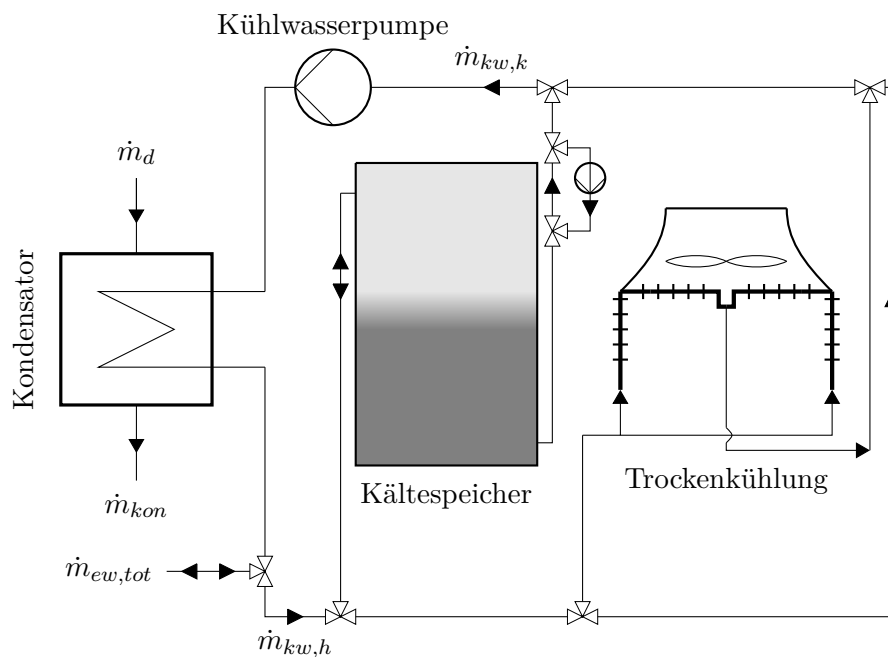


Abbildung 4.2: Prinzipskizze eines hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher und Trockenkühlung (*TK Speicher Trocken*)

4.2 Auslegung und Modellierung

Im Folgenden werden die aufgestellten Modelle zur Abbildung der Kühlkomponenten sowie deren Verschaltung und die Implementierung in das Modell des Gesamtkraftwerks in YACOP vorgestellt. Die Parametrisierung der Modelle und damit die Dimensionen der einzelnen Komponenten sind in Anhang B aufgeführt.

Zur Berechnung der Zustandsgleichungen und Stoffdaten von Wasser im flüssigen und gasförmigen

Zustand wird das Paket *SEUIF97* verwendet [Mao21]. Für trockene und feuchte Luft wurde eine eigene Bibliothek in YACOP implementiert. Die dafür verwendeten Gleichungen wurden [Klo03, Anhang A] entnommen.

Die aufgestellten Modelle der Einzelkomponenten werden, soweit möglich, mit vergleichbaren Simulationen in *Ebsilon Professional 2015* validiert. *Ebsilon* ist ein renommiertes Simulationswerkzeug zur Modellierung und Untersuchung von Kraftwerksprozessen [Gmb20]. Ziel der in diesem Abschnitt aufgestellten Modelle ist es nicht, die Modelle in *Ebsilon* möglichst exakt nachzubilden. Der Vergleich dient der bestmöglichen Validierung der aufgestellten Modelle und der Überprüfung auf kritische Modellierungsfehler, da im Rahmen dieser Arbeit lediglich theoretische Untersuchungen durchgeführt werden und deshalb eine Validierung mit Messdaten realer Komponenten nicht möglich ist. Zur Validierung werden die Verläufe bestimmter Ausgangsgrößen abhängig von Variationen ausgewählter Eingangsgrößen verglichen. Stimmen die Tendenzen überein, gilt das Modell als valide. Signifikante Abweichungen werden untersucht und erklärt. Für die Validierung wurden je für die spätere Optimierung relevante Ein- und Ausgangsgrößen ausgewählt und variiert.

4.2.1 Oberflächenkondensator

Im Oberflächenkondensator wird der Abdampf der niedrigsten Turbinenstufe kondensiert. Für die Modellierung werden folgende Annahmen getroffen:

- Keine Unterkühlung des Kondensats
- Kondensation isobar und isotherm
- Wärmeübergangskoeffizient k konstant über die Wärmeübertragungsfläche A
- Wärmekapazität c_p konstant über den Temperaturbereich des Kühlwassers

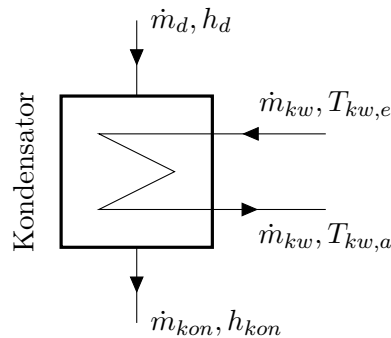


Abbildung 4.3: Prinzipskizze eines Kondensators

Anhand von Abbildung 4.3 können die Energiebilanzen für die Kühlwasser- (4.1) und die Dampfseite (4.2) aufgestellt werden. Es gilt $\dot{m}_{kon} = \dot{m}_d$.

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{kw} c_{p,kw} (T_{kw,a} - T_{kw,e}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_d (h_d - h_{kon}) \quad (4.2)$$

Zur Bestimmung der übertragenen Wärme (4.4) wird die ϵ -NTU-Methode (s. Anhang A) angewendet. Dabei liegt C_{min} auf der Khlwasserseite vor, da die Wärmekapazität auf der Dampfseite aufgrund der isothermen Wärmeübertragung im Nass-Dampf-Gebiet unendlich groß wird (4.3).

Die spezifische Wärmekapazität $c_{p,kw}$ wird immer bei mittlerer Kühlwassertemperatur bestimmt. Diese wird als arithmetisches Mittel aus Ein- und Austrittstemperatur gebildet: $T_{kw} = \frac{T_{kw,e} + T_{kw,a}}{2}$.

$$C_{min} = \dot{m}_{kw} * c_{p,kw} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{kon} = \left(1 - \exp\left(-\frac{kA}{C_{min}}\right)\right) C_{min}(T_{d,e} - T_{kw,e}) \quad (4.4)$$

Der Wärmedurchgang kA kann mit Gleichung (A.34) abgebildet werden. Die innere und äußere Rohroberfläche wird abhängig vom Durchmesser und der Rohranzahl sowie -länge bestimmt. Für die Berechnung des Wärmeübergangs an der Khlwasserseite wird Gleichung (4.5) nach [CG79, S. 37] angewendet. Zusätzlich wird der berechnete Wert mit dem Effizienzfaktor F_{eff} multipliziert, um die Abschwächung des Wärmedurchgangs durch Verschmutzung abzubilden [Str16, S. 281]. Die Stoffgrößen werden bei mittlerer Kühlwassertemperatur und mittlerem Kühlwasserdruck im Kondensator eingesetzt. Die Fluidgeschwindigkeit kann mithilfe von Gleichung (A.44) aus dem Massenstrom durch ein Rohr bestimmt werden. Für den Wärmeübergang vom Dampf auf die Außenseite der Rohre wird Gleichung (4.6), ebenfalls nach [CG79, S. 37], eingesetzt. Der Einfluss geringer Unterschiede im Dampfdruck auf den gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten k ist dabei vernachlässigbar klein, sodass die Stoffgrößen auch bei Teillastbetrieb mit dem Kondensationsdruck im Nennbetriebspunkt berechnet werden können. Für den Temperaturunterschied zwischen der Rohroberfläche und dem Dampf $T_{rohr} - T_d$ kann in guter Näherung ein Wert von 2 °C angenommen werden [CG79, S. 37].

$$\alpha_{kw} = \frac{0,023 \lambda_{kw} Re_{kw}^{0,8} Pr_{kw}^{0,4}}{d_i} \quad (4.5)$$

$$\alpha_d = 0,728 \left(\frac{g \rho_{d,fl} (\rho_{d,fl} - \rho_{d,g}) \lambda_{d,fl}^3 \Delta h_d}{d_a \mu_{d,fl} (T_{rohr} - T_d)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.6)$$

Mit diesen Gleichungen können bei bekanntem Eingangszustand des Dampfes $\dot{m}_d, T_d, p_d, x_d$ und bekanntem Kühlwassermassenstrom $\dot{m}_{kw}$ und Khlwassereintrittsdruck $p_{kw,e}$ die Kühlwassereintrittstemperatur $T_{kw,e}$ und die Ausgangszustände von Kühlwasser $\dot{m}_{kw,a}, T_{kw,a}, p_{kw,a}$ und Kondensat $\dot{m}_{kon}, T_{kon}, p_{kon}$ bestimmt werden. Dabei wird stets ein isobarer Prozessablauf auf der Dampfseite angenommen, auch wenn der Dampf überhitzt eintritt und zunächst bis in das Nass-Dampf-Gebiet entspannt werden muss.

Die Berechnung der Druckverluste im Kühlwasser erfolgt nach Gleichung (A.43) und (A.44). Der Massenstrom durch ein Rohr $\dot{m}_{rohr}$ ergibt sich aus dem Gesamtmassenstrom und der Anzahl und Aufteilung der Rohre (4.7). Gleiches gilt für die relevante Rohrlänge L_{rohr} (4.8).

$$\dot{m}_{rohr} = \dot{m}_{ges} \frac{n_{dl}}{n_{tot}} \quad (4.7)$$

$$L_{rohr} = L_{dl} n_{dl} \quad (4.8)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ für turbulente Strömung wird nach Gleichung (A.46) bestimmt. Dabei kann die Dichte bei mittlerem Kühlwasserdruck im Nennbetriebspunkt eingesetzt werden, da der Einfluss im betrachteten Betriebsbereich vernachlässigbar klein ist.

Zur Validierung des aufgestellten Modells wird dieses mit Rechnungen eines simplen Kondensatormodells in *Ebsilon Professional 2015* verglichen. Die Modelle wurden soweit möglich identisch parametrisiert und es wurde versucht trotz unterschiedlicher Eingangsgrößen dieselben Betriebspunkte abzubilden. In *Ebsilon* kann der Eintrittszustand des Kühlwassers sowie der

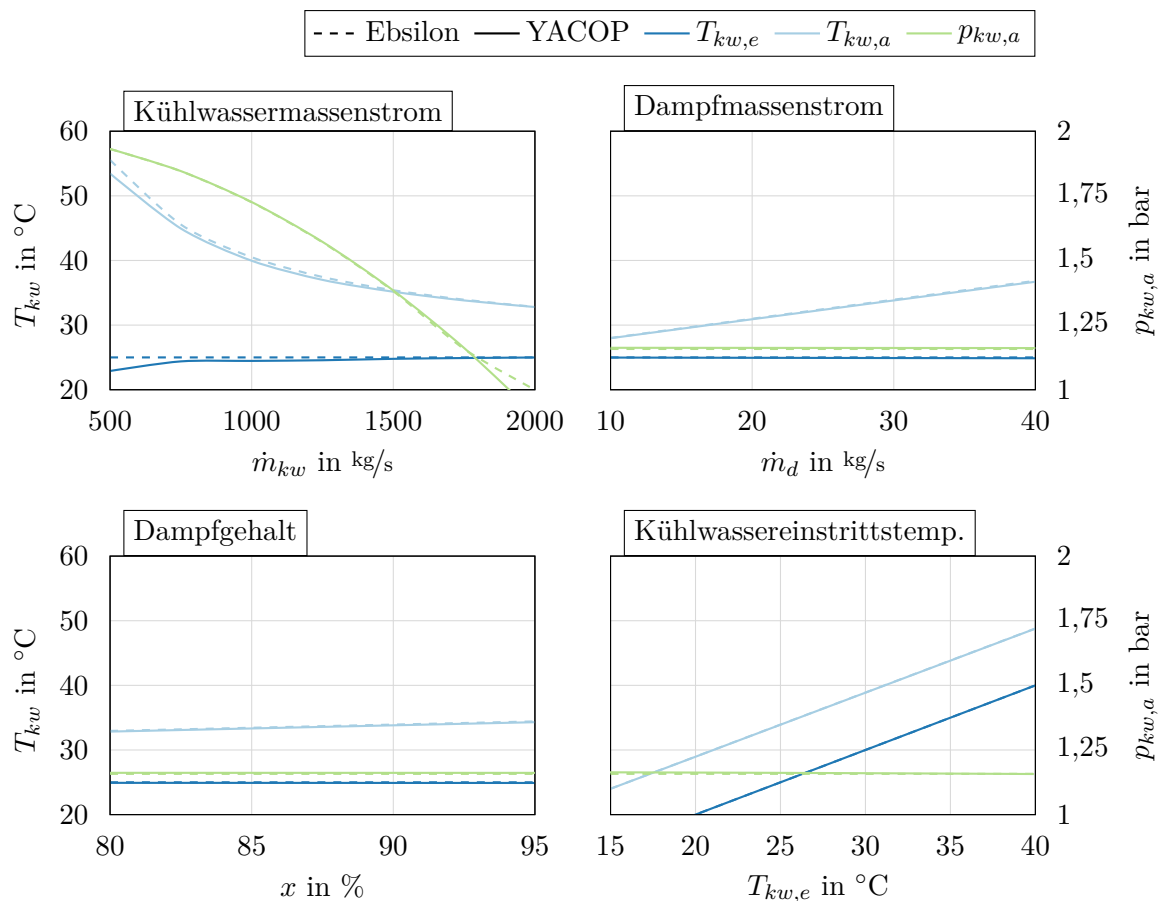


Abbildung 4.4: Vergleich ausgewählter Betriebspunkte der Modelle des Oberflächenkondensators in *Epsilon Professional 2015* und *YACOP*

Dampfgehalt und Massenstrom des eintretenden Dampfes als Eingangsgröße vorgegeben werden. Für den Vergleich wurde der Kühlwassermassenstrom $\dot{m}_{kw}$, der Dampfmassenstrom $\dot{m}_d$, der Dampfgehalt x und die Kühlwassereintrittstemperatur $T_{kw,e}$ in *Epsilon* variiert. Die übrigen Eingangsgrößen wurden bei einer Variation jeweils konstant gehalten. Die Variationen wurden in typischen Betriebsbereichen für einen Oberflächenkondensator in einem 50 MW Parabolrinnenkraftwerk durchgeführt. Mithilfe der Ergebnisse wurden möglichst ähnliche Betriebspunkte mit dem Modell in *YACOP* berechnet. In Abbildung 4.4 sind zum Vergleich der Modelle die Eintritts- und Austrittstemperaturen des Kühlwassers $T_{kw,e}$, $T_{kw,a}$ sowie der berechnete Kühlwasseraustrittsdruck $p_{kw,a}$ aufgetragen. Es wird deutlich, dass das für *YACOP* erstellte Modell das Betriebsverhalten des Kondensators in den betrachteten Bereichen gut abbilden kann. Die Abweichungen der Kühlwassertemperaturen bei kleinen Kühlwassermassenströmen können auf die Unterschiede in der Modellierung des Wärmedurchgangskoeffizienten zurückgeführt werden. In *Epsilon Professional 2015* wird kA bei Teillast mithilfe einer Charakteristik abhängig vom Kühlwasser und Dampfmassenstrom korrigiert. Die für das Modell in *YACOP* aufgestellten Zusammenhänge basieren auf theoretischen Zusammenhängen aus der Lehre der Wärmeübertragung und berücksichtigen zusätzlich zu den Massenströmen auch die Temperaturen und Drücke von Dampf- und Kühlwasserstrom. Weitere Abweichungen sind im Kühlwasser-Austrittsdruck bei großen Kühlwassermassenströmen zu erkennen. Dies ist auf die abweichende Modellierung der Druckverluste zurückzuführen. In *Epsilon Professional 2015* werden die Druckverluste vereinfacht

proportional zu einem Nennwert und dem Massenstromverhältnis des Kühlwassers im Quadrat abgebildet, während in Gleichung (A.43) zusätzlich der Einfluss der Dichte berücksichtigt wird. Da die Abweichungen jeweils auf eine detailliertere Modellierung in den Modellen für YACOP im Vergleich zu den in *Epsilon* verwendeten Modellen zurückzuführen ist, wird das erstellte Modell als valide betrachtet.

4.2.2 Massenstromberechnung bei erzwungenem Luftzug

Für die Beschreibung der Wärmeübertragung in Nass- und Trockenkühltürmen müssen sowohl die Bilanzen der Wärmeübertragung als auch die Gleichungen, welche den Luftzug beschreiben, erfüllt sein. Die Gleichungssätze beeinflussen sich gegenseitig, weshalb oft iterative Lösungsmethoden angewendet werden. Im Folgenden werden stark vereinfachte Zusammenhänge zur Beschreibung des erzwungenen Luftzugs in Kühltürmen vorgestellt, die soweit wie möglich von den Bilanzen der Wärmeübertragung entkoppelt wurden. Wie bereits in Abschnitt 3.3 erläutert, wird der Luftzug mithilfe von Ventilatoren erzwungen. Für die Modellierung des erzwungenen Luftzugs wird nachfolgend eine Möglichkeit vorgestellt, die Charakteristik eines Ventilators zur Förderung von Luft bei bekanntem Nennbetriebspunkt zu bestimmen.

Die Umrechnung auf einen Betriebspunkt mit Drehzahl N und Eintrittsdichte ρ_e erfolgt bei bekanntem Nennbetriebspunkt mit den Gleichungen (4.9) - (4.11) [Krö04b, Abschn. 6.2]:

$$\dot{V} = \dot{V}_{nenn} \frac{N}{N_{nenn}} \quad (4.9)$$

$$P = P_{nenn} \left(\frac{N}{N_{nenn}} \right)^3 \frac{\rho_e}{\rho_{e,nenn}} \quad (4.10)$$

$$\Delta p = \Delta p_{nenn} \left(\frac{N}{N_{nenn}} \right)^2 \frac{\rho_e}{\rho_{e,nenn}} \quad (4.11)$$

Für den mechanischen und elektrischen Wirkungsgrad gilt:

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{V} \Delta p}{P_{mech}} \quad (4.12)$$

$$\eta_{el} = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \quad (4.13)$$

Der Massenstrom kann abhängig vom berechneten Volumenstrom und der Dichte mit Gleichung (4.14) bestimmt werden.

$$\dot{m}_L = \dot{V} * \rho \quad (4.14)$$

4.2.3 Nasskühlturm

Für den Nasskühlturm wird eine Ausführung mit Zwangszug, Gegenstromführung und vier Zellen ($n_{ze} = 4$) angenommen (s. Abb. 4.5). Die Zellen werden parallel betrieben und gleichmäßig mit Kühlwasser beaufschlagt. Das Modell des Nasskühlturms ist so aufgebaut, dass jede Zelle entweder bei voller Drehzahl, bei halber Drehzahl oder ohne Verwenden des Ventilators betrieben werden kann. Zusätzlich können einzelne Zellen gänzlich deaktiviert werden, sodass sie nicht mehr mit Kühlwasser beaufschlagt werden.

Mithilfe von Abbildung 4.5 können zunächst generelle Energie- und Massenbilanzen zur Beschreibung der Nasskühlung aufgestellt werden. Die Gleichungen zur Bestimmung des Austrittszustandes des Kühlwassers und der Luft aus den Zellen werden im Anschluss vorgestellt. Diese

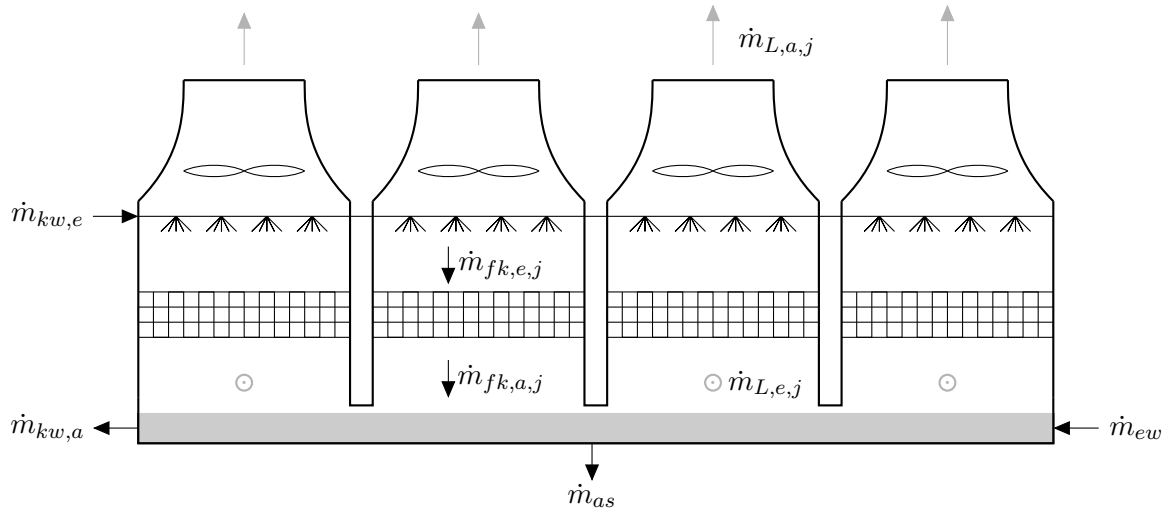


Abbildung 4.5: Skizze eines Nasskühlturms mit Gegenstromführung und vier Zellen

Größen seien zunächst als bekannt angenommen. Damit lässt sich mit einer Massenbilanz um das Auffangbecken der nötige Massenstrom an Ergänzungswasser $\dot{m}_{ew}$ bestimmen (4.15). Dabei wird $\dot{m}_{kw,a} = \dot{m}_{kw,e}$ vorausgesetzt. Der Wasserverbrauch durch Absalzung (Blow-Down) $\dot{m}_{as}$ wird nicht zu bestimmten Zeitpunkten als einmaliger Austausch des gesamten Wassers, sondern mit einem konstanten Wert in jedem Zeitschritt abhängig vom Massenstrom an verdampftem Wasser $\dot{m}_{verd}$ beachtet (4.17) [Rut12]. Die Anzahl der Konzentrationszyklen n_{zk} liegt üblicherweise zwischen zwei und zehn [Rut12], für das vorliegende Modell werden vier Konzentrationszyklen angenommen.

$$\dot{m}_{ew} = \dot{m}_{kw,a} + \dot{m}_{as} - \sum_{j=1}^{n_{ze}} \dot{m}_{fk,a,j} \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_{verd} = \sum_{j=1}^{n_{ze}} (\dot{m}_{fk,e,j} - \dot{m}_{fk,a,j}) \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{as} = \dot{m}_{verd} \left(\frac{1}{n_{zk} - 1} \right) \quad (4.17)$$

Die Austrittstemperatur des Kühlwassers $T_{kw,a}$ kann mit einer Energiebilanz um das Auffangbecken bestimmt werden (4.18). Dabei kann die Wärmekapazität $c_{p,kw}$ über dem betrachteten Temperaturbereich als konstant angenommen werden und kürzt sich damit weg.

$$\dot{m}_{kw,a} T_{kw,a} = \dot{m}_{ew} T_{ew} - \dot{m}_{as} T_{as} + \sum_{j=1}^{n_{ze}} (\dot{m}_{fk,a,j} T_{fk,a,j}) \quad (4.18)$$

Folgend wird die Berechnung des Austrittszustandes von Kühlwasser und Luft für eine Zelle j vorgestellt, wobei die aufgeführten Größen immer für je eine Zelle einzusetzen sind. Dabei wird der Index j der Einfachheit halber nicht an jede Größe explizit angehängen, sondern erst wieder bei der Bilanzierung über alle Zellen eingeführt. Die Methodik wird auf jede Zelle des Nasskühlturms angewendet, wobei die Eingangsgrößen je nach Betriebszustand der Zelle variieren. Der Luftvolumenstrom in einer Zelle wird, wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, mithilfe der Ventilatorgleichungen berechnet. Mithilfe der Ventilatorgleichungen kann auch die elektrische Ventilatorleistung abhängig von der vorgegebenen Drehzahl bestimmt werden. Für die Berechnung der Wärmeübertragung im Füllkörper muss aus dem Luftvolumenstrom der Massenstrom

trockener Luft abgeleitet werden (4.19). Einzusetzen ist der Zustand des Luftstroms, der den Füllkörper verlässt, also $w_{fk,a}$, $\rho_{fk,a}$.

$$\dot{m}_{L,tr} = \frac{\dot{V}_L \rho_{fk,a}}{1 + w_{fk,a}} \quad (4.19)$$

Die Wärmeübertragung und Verdunstung im Füllkörper wird mit der *Poppe*-Methode beschrieben, um den Zustand der Luft am Austritt und damit die Menge an verdampftem Wasser akkurat abbilden zu können (s. Abschn. 3.3). Eine wichtige Kenngröße zur Charakterisierung des Füllkörpers ist dabei die *Merkel*-Zahl. Diese wird als Massenstromverhältnis von Verdunstung zu Khlwasserstrmung über den Füllkörper definiert (4.20) und beschreibt damit ein spezifisches Verhältnis von konvektiver Wärmeübertragung zu Verdunstungskühlung. Zur Beschreibung des Füllkörpers eines Nassklturns kann die *Merkel*-Zahl im Nennbetrieb bestimmt und in Teillastabhngig davon zu (4.21) korrigiert werden.

$$Me = \frac{\dot{m}_{fk} A}{\dot{m}_{fk}} \quad (4.20)$$

$$Me = Me_{nenn} F_{eff} \left(\frac{\dot{m}_{fk,nenn} \dot{V}_L}{\dot{m}_{fk} \dot{V}_{L,nenn}} \right)^\gamma \quad (4.21)$$

Um die Ausgangszustände von Luft und Kühlwasser bei bekannten Eingangszustnden und bekannter *Merkel*-Zahl zu bestimmen, wird nach der *Poppe*-Methode ein Gleichungssystem aus partiellen Differentialgleichungen gelöst (4.22) - (4.27). Die Herleitung der Gleichungen wird in [KK05a] ausführlich vorgestellt. Der Index L, s, fk bedeutet dabei: ausgewertet für Luft im Sättigungszustand bei der Temperatur des Wassers im Füllkörper. Für nicht übersättigte Luft gilt:

$$\frac{dw}{dT_{fk}} = \frac{c_{p,fk} \frac{\dot{m}_{fk}}{\dot{m}_{L,tr}} (w_{L,s,fk} - w_L)}{h_{nkt}} \quad (4.22)$$

$$\frac{dh_L}{dT_{fk}} = c_{p,fk} \frac{\dot{m}_{fk}}{\dot{m}_{L,tr}} \left(1 + \frac{(w_{L,s,fk} - w_L) c_{p,fk} T_{fk}}{h_{nkt}} \right) \quad (4.23)$$

$$\frac{dMe}{dT_{fk}} = \frac{c_{p,fk}}{h_{nkt}} \quad (4.24)$$

Die Hilfsgröße h_{nkt} , die Lewis-Zahl und das Verhältnis der Massenströme von Wasser und trockener Luft können wie folgt ausgedrückt werden:

$$h_{nkt} = h_{L,s,fk} - h_L + (Le - 1) [h_{L,s,fk} - h_L - (w_{L,s,fk} - w_L) h_d] - (w_{L,s,fk} - w_L) c_{p,fk} T_{fk} \quad (4.25)$$

$$Le = 0,865^{0,667} \left(\frac{w_{L,s,fk} + 0,622}{w_L + 0,622} - 1 \right) / \ln \left(\frac{w_{L,s,fk} + 0,622}{w_L + 0,622} \right) \quad (4.26)$$

$$\frac{\dot{m}_{fk}}{\dot{m}_{L,tr}} = \frac{\dot{m}_{fk,e}}{\dot{m}_{L,tr}} \left(1 - \frac{\dot{m}_{L,tr}}{\dot{m}_{fk,e}} (w_{L,a} - w_L) \right) \quad (4.27)$$

Für übersättigte Luft wird die Berechnung der Enthalpie der Luft um einen Term zur Berücksichtigung des mitgeführten, kondensierten Wassers ergänzt. Zusätzlich beschreibt nicht mehr die Differenz des Wasserdampfgehalts an der Wasseroberfläche und im Luftstrom den treibenden Gradienten der Massenübertragung, sondern die Differenz des Wasserdampfgehalts

an der Wasseroberfläche und des Wasserdampfgehalts gesättigter Luft bei der Temperatur des Luftstroms. Damit folgt für gesättigte Luft:

$$\frac{dw}{dT_{fk}} = \frac{c_{p,fk} \frac{\dot{m}_{fk}}{\dot{m}_{L,tr}} (w_{L,s,fk} - w_{L,s})}{h_{nkt,s}} \quad (4.28)$$

$$\frac{dh_L}{dT_{fk}} = c_{p,fk} \frac{\dot{m}_{fk}}{\dot{m}_{L,tr}} \left(1 + \frac{(w_{L,s,fk} - w_{L,s}) c_{p,fk} T_{fk}}{h_{nkt,s}} \right) \quad (4.29)$$

$$\frac{dMe}{dT_{fk}} = \frac{c_{p,fk}}{h_{nkt,s}} \quad (4.30)$$

Die Hilfsgröße $h_{nkt,s}$, die Lewis-Zahl und das Verhältnis der Massenströme von Wasser und trockener Luft können für übersättigte Luft wie folgt ausgedrückt werden:

$$h_{nkt,s} = h_{L,s,fk} - h_L + (Le - 1)[h_{L,s,fk} - h_L - (w_{L,s,fk} - w_{L,s})h_d + (w_L - w_{L,s})c_{p,fk}T_{fk}] + (w_L - w_{L,s,fk})c_{p,fk}T_{fk} \quad (4.31)$$

$$Le = 0,865^{0,667} \left(\frac{w_{L,s,fk} + 0,622}{w_{L,s} + 0,622} - 1 \right) / \ln \left(\frac{w_{L,s,fk} + 0,622}{w_{L,s} + 0,622} \right) \quad (4.32)$$

$$\frac{\dot{m}_{fk}}{\dot{m}_{L,tr}} = \frac{\dot{m}_{fk,e}}{\dot{m}_{L,tr}} \left(1 - \frac{\dot{m}_{L,tr}}{\dot{m}_{fk,e}} (w_{L,a} - w_L) \right) \quad (4.33)$$

Das Gleichungssystem wird mithilfe eines *Vier-Schritt Runge-Kutta*-Verfahrens numerisch gelöst, wie in Anhang B in [KK05a] beschrieben wird. Weitere Ausführungsbeispiele sind in [Klo03, Anhang G, I] zu finden und dienen als Orientierung für die im Rahmen dieser Arbeit angewendete Methodik zur Lösung des Gleichungssystems bei bekannter *Merkel*-Zahl. Abbildung 4.6 zeigt die Diskretisierung über den Füllkörper eines Nasskühlturms mit Gegenstromführung.

Der Füllkörper wird in fünf Intervalle aufgeteilt, für jedes Intervall wird das *Vier-Schritt Runge-Kutta*-Verfahren angewendet. Nach der Berechnung eines jeden Intervalls muss geprüft werden, ob die Luft den Sättigungszustand erreicht hat. Dies geschieht durch einen Vergleich der Temperatur der Luft am Austritt des Intervalls mit der Feuchtkugeltemperatur in diesem Zustand, wie in Anhang G.7-G.8 in [Klo03] vorgestellt. Ist die berechnete Temperatur der Luft kleiner als die Feuchtkugeltemperatur, liegt der Sättigungszustand vor. Die Feuchtkugeltemperatur stellt die theoretische Untergrenze der erreichbaren Temperatur der Luft bei konvektiver Wärmeübertragung und gleichzeitiger Verdunstungskühlung dar. Ist der Sättigungszustand erreicht, kann die Lufttemperatur nach einem Vergleich der Enthalpien auf die Feuchtkugeltemperatur gesetzt werden oder das Intervall wird mit den Gleichungen für übersättigte Luft neu berechnet. Wenn die Luft einmal übersättigt ist, kann angenommen werden, dass sie auch in den folgenden Intervallen bis zum Ende des Füllkörpers übersättigt bleibt [KK05a].

Die iterative Berechnung der diskretisierten Differentialgleichungen erfolgt von unten nach oben, also vom Eintritt der Luft und Austritt des Kühlwassers hin zum Austritt der Luft und Eintritt des Kühlwassers. Für die Berechnung wird deshalb der Zustand der Luft am Eintritt und der Zustand des Kühlwassers am Austritt als Anfangsbedingungen benötigt. Zusätzlich muss für die Berechnung von (4.27) und (4.33) das Feuchtigkeitsverhltnis der Luft am Austritt $w_{L,a}$ bekannt sein. Für das aufgestellte Modell soll jedoch der Ausgangszustand des Wassers und der Luft abhängig von den Eingangszustnden und bei bekannter *Merkel*-Zahl bestimmt werden. Dazu muss das Gleichungssystem iterativ berechnet werden und es werden sinnvolle Startwerte für $w_{L,a}$ und $T_{fk,a}$ benötigt. Für den Dampfgehalt der Luft am Austritt wird nach [SSF11]

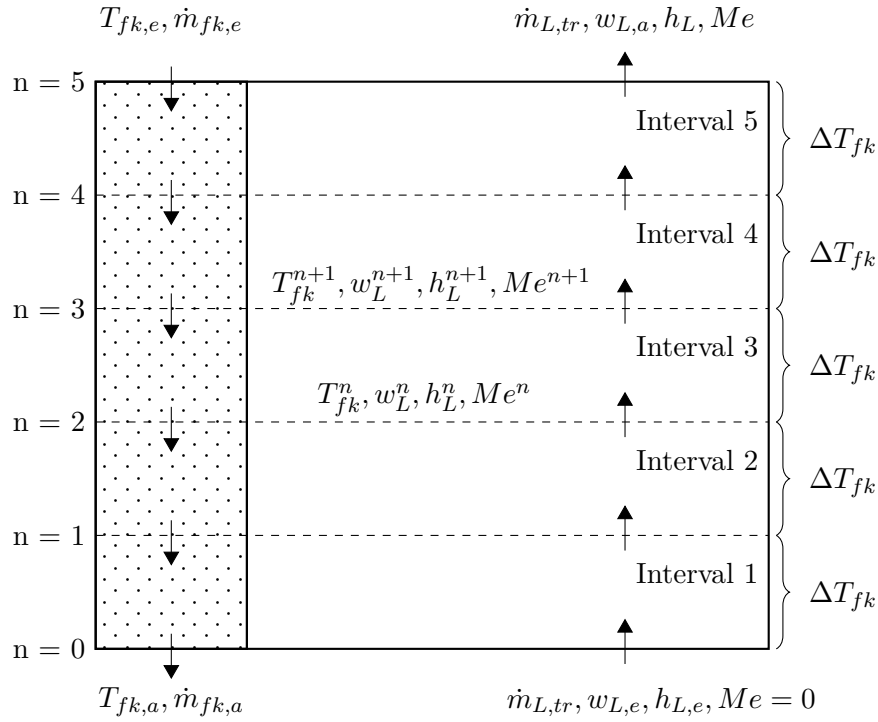


Abbildung 4.6: Füllkörper einer Zelle eines Gegenstrom-Nasskühlturms örtlich diskretisiert in fünf Intervalle angelehnt an [KK05a]

$w_{L,a} = w_{L,e} + 0,01 * \frac{\dot{m}_{fk,e}}{\dot{m}_{L,tr}}$ angewendet. Da die Stabilität des Verfahrens stark von einem guten Startwert für die Austrittstemperatur des Kühlwassers abhängt, wird dieser etwas aufwändiger mithilfe der *Merkel*-Gleichung nach [Klo03, Abschn. 2.3] bestimmt. Dann kann das System iterativ gelöst werden. Zunächst wird $w_{L,a}$ bei festgehaltenem $T_{fk,a}$ iteriert, bis der berechnete Wert von $w_{L,a}$ mit dem Startwert übereinstimmt. Dieser Vorgang wird für jedes untersuchte $T_{fk,a}$ wiederholt. Über iteratives Anpassen von $T_{fk,a}$ kann dann die richtige *Merkel*-Zahl eingestellt werden, die zuvor mit (4.21) bestimmt wurde.

Der Kühlwasser-Austrittsmassenstrom $\dot{m}_{fk,a}$, der von der Zelle in das Becken fließt, kann mit Gleichung (4.34) bestimmt werden.

$$\dot{m}_{fk,a} = \dot{m}_{fk,e} - (w_{L,a} - w_{L,e})\dot{m}_{L,tr} \quad (4.34)$$

Damit ist die Wärmeübertragung und Verdunstung in einer Zelle vollständig beschrieben. Das Verfahren kann für jede Zelle j abhängig vom eintretenden Kühlwassermassenstrom $\dot{m}_{fk,e,j}$ und der Ventilatorleistung N_j durchgeführt werden. Die gesamte im Nasskühlturm benötigte Ventilatorleistung kann durch aufsummieren der Leistungen in den einzelnen Zellen bestimmt werden. Eine Berechnung der Kühlwasserdrücke wird nicht vorgenommen. Der Kühlwassereintrittsdruck wird von außen vorgegeben und ist damit bekannt. Für den Kühlwasseraustrittsdruck wird angenommen, dass dieser mit dem Umgebungsdruck gleichzusetzen ist, da das Wasser in einem zur Umgebung offenen Becken am Boden der Zellen gesammelt wird.

In Abbildung 4.7 werden Simulationsergebnisse des für *YACOP* aufgestellten Modells mit Rechnungen eines Nasskühlturmmodells in *EBSILON Professional 15* verglichen, um das aufgestellte Modell zu überprüfen. Bei diesen Modellen stimmen die Eingangsgrößen überein, was den Vergleich vereinfacht. Die Modelle wurden, soweit möglich, identisch parametrisiert. Es wurde der

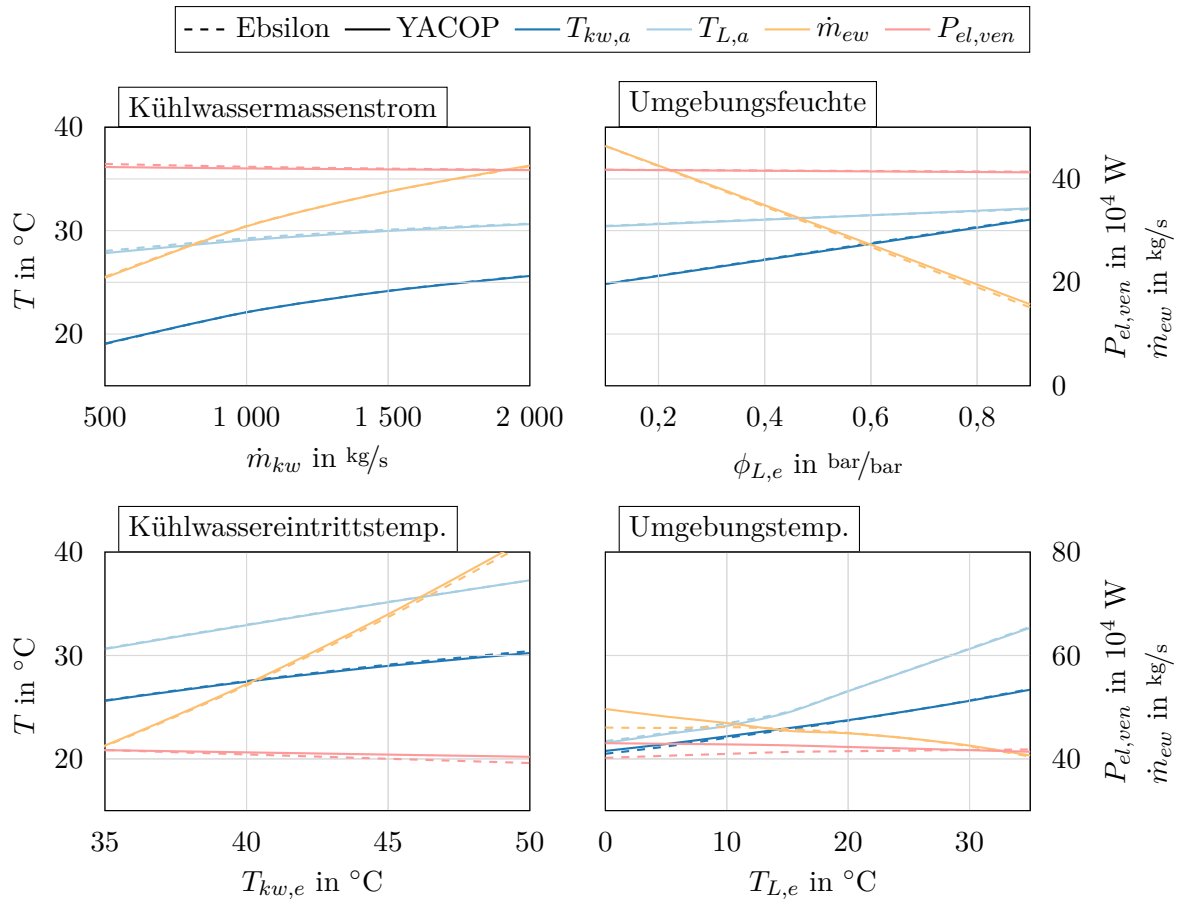


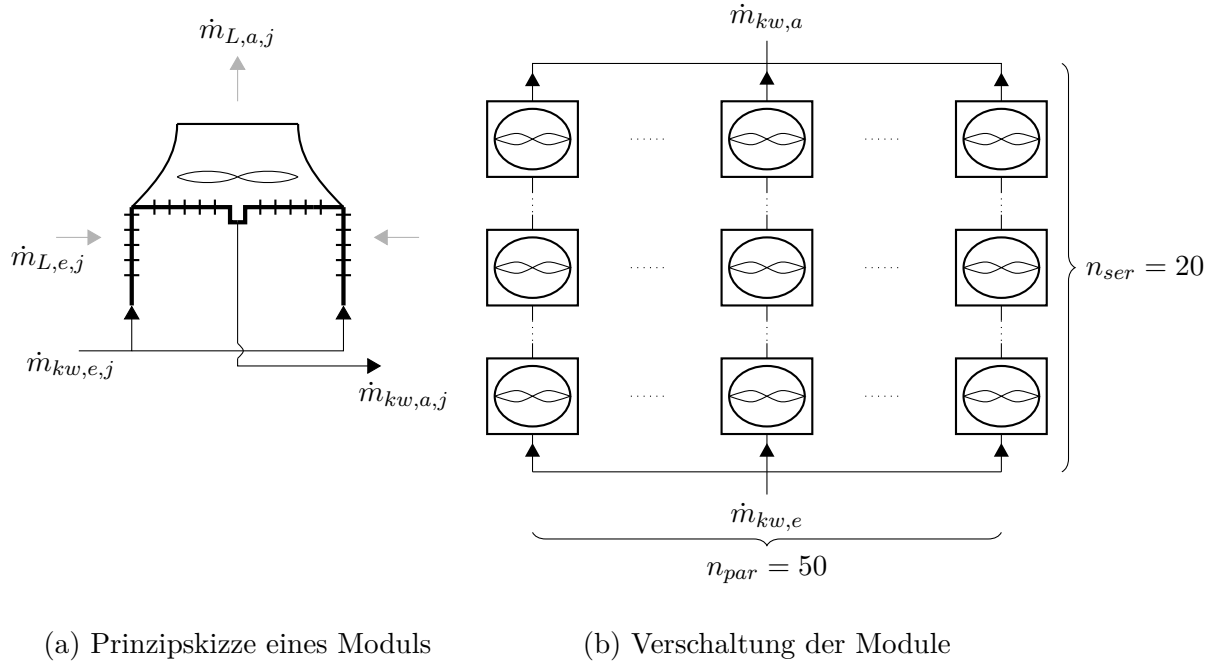
Abbildung 4.7: Vergleich ausgewählter Betriebspunkte der Modelle des Nasskühlturms in *Epsilon Professional 2015* und *YACOP*

Kühlwassermassenstrom, die relative Luftfeuchte der Umgebung, die Kühlwassereintrittstemperatur und die Lufteintrittstemperatur in einem für ein 50 MW Parabolrinnenkraftwerk typischen Betriebsbereich variiert. Alle Ventilatoren werden in den betrachteten Betriebspunkten bei voller Drehzahl betrieben. Aufgetragen sind die Austrittstemperaturen von Kühlwasser und Luft sowie der für die spätere Optimierung relevante Wasserverbrauch und die elektrische Ventilatorleistung. Laut [Gmb20] liegen dem Modell in *Epsilon* für die Bestimmung des Wärmeübergangs und der Verdunstung auch die Gleichungen der *Poppe*-Methode zugrunde. Signifikante Abweichungen sind lediglich bei kleinen Lufteintrittstemperaturen erkennbar. Durch angepasste Vergleichsrechnungen konnte festgestellt werden, dass in *Epsilon* immer die Differentialgleichungen für den ungesättigten Bereich genutzt werden. Im vorgestellten Modell wird, wie in der Literatur empfohlen, bei übersättigter Luft der angepasste Gleichungssatz (4.28) - (4.33) angewendet, wodurch die Abweichungen in Abbildung 4.7 zu erklären sind. Das für *YACOP* aufgestellte Modell gilt damit als valide und kann verwendet werden.

4.2.4 Trockenkühlung

Die Trockenkühlung wird als Parallel- und Reihenschaltung von 1000 Einzelmodulen entworfen (s. Abb. 4.8 (b)). Jedes Einzelmodul kühlt dabei das Kühlwasser ohne direkten Kontakt von Wasser und Luft konvektiv mithilfe von berippten Wärmeübertragerrohren (s. Abb. 4.8 (a)). Die Luftströmung wird durch drehzahlvariable Ventilatoren erzwungen. Die Verschaltung erfolgt

in 50 parallelen Reihen mit je 20 Modulen. Die Reihen werden gleichmäßig mit Kühlwasser beaufschlagt. Jede Reihe kann bei einer relativen Drehzahl von 50-100 % oder bei Stillstand des Ventilators betrieben werden. Zusätzlich ist es möglich, ganze Reihen zu deaktivieren, sodass kein Kühlwasser über die deaktivierte Reihe fließt.



(a) Prinzipskizze eines Moduls

(b) Verschaltung der Module

Abbildung 4.8: Skizze der entworfenen Trockenkühlanlage mit Zwangszug

Die Berechnung des Kühlwasseraustrittszustands und des elektrischen Eigenverbrauchs erfolgt für jede Reihe l , wobei nachfolgend die aufgeführten Größen immer für je eine Reihe einzusetzen sind. Dabei wird der Index l der Einfachheit halber nicht an jede Größe explizit angehängt, sondern erst wieder bei der Bilanzierung über alle Reihen eingeführt. Die Berechnung in einer Reihe erfolgt abhängig vom Eintrittszustand des Kühlwassers, der relativen Drehzahl der Ventilatoren und den Umgebungsbedingungen. Dazu wird zunächst der Luftmassenstrom abhängig von der Ventilatordrehzahl mit (4.9) und (4.14) bestimmt. Die Berechnung der Wärmeübertragung erfolgt mit der *Effectiveness-NTU*-Methode, die in Anhang A beschrieben wird. Für die Effektivität gilt die Gleichung für einen Kreuzstromwärmeübertrager, bei dem Wasser in Rohren geführt wird und auch die Luftströmung durch die Rippen in Kanälen geführt ist. Damit ergibt sich die Effektivität e für eine Konfiguration zwei ungemischter Ströme nach [Krö04a, Abschn. 3.5] zu:

$$e = 1 - \exp \left(\frac{NTU^{0,22} (\exp(-C NTU^{0,78}) - 1)}{C} \right) \quad (4.35)$$

Die Wärmekapazitäten werden vereinfacht bei den bekannten Eintrittstemperaturen bestimmt. Zur Bestimmung von NTU wird der Wärmeübergang pro Temperaturdifferenz, charakterisiert durch kA , benötigt. Der Gesamtwärmedurchgangskoeffizient k kann dafür mit Gleichung (A.34) bestimmt werden. Der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient α_{kw} wird für turbulente Strömung nach Gleichung (4.5) berechnet. Die Stoffwerte werden vereinfacht beim Eintrittszustand des Wassers eingesetzt. Luftseitig wird ein Zusammenhang aus [Mih+19] verwendet (4.36), der das Verhältnis der Gesamtoberfläche der berippten Rohre A zur Grundfläche ohne Rippen A_G berücksichtigt. Dazu sind bestimmte Größen korrigiert einzusetzen, abhängig von der vorhandenen

Geometrie, insbesondere dem Außendurchmesser des Rohres d_{korrr} und der Reynoldszahl Re_{korrr} . Die entsprechenden Zusammenhänge werden in [Mih+19] vorgestellt. Die Stoffdaten der Luft werden auch vereinfacht bei Eintrittsbedingungen eingesetzt.

$$\alpha_L = \frac{0,41 Re_{korrr}^{0,64} \lambda_L \left(\frac{A}{A_G}\right)^{-0,37} Pr^{\frac{1}{2}}}{d_{korrr}} \quad (4.36)$$

Damit kann die übertragene Wärme $\dot{Q}$ abhängig von den Massenströmen und Eintrittstemperaturen von Kühlwasser und Luft bestimmt werden. Mit Energiebilanzen um eine Reihe auf Wasser- und Luftseite können die Austrittstemperaturen abhängig von der übertragenen Wärme bestimmt werden:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{kw} * c_{p,kw} * (T_{kw,e} - T_{kw,a}) \quad (4.37)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_L * c_{p,L} * (T_{L,a} - T_{L,e}) \quad (4.38)$$

Die benötigte elektrische Leistung der Ventilatoren in einer Reihe kann abhängig vom Luftvolumenstrom über eine Reihe, dem Nennbetriebspunkt der Ventilatoren und den Wirkungsgraden von Ventilator und Elektromotor mit den in Abschnitt 4.2.2 vorgestellten Gleichungen bestimmt werden.

Die Austrittstemperaturen und Massenströme am Austritt der gesamten Trockenkühlanlage ergeben sich durch Bilanzierung über die Einzelströme aus jeder Reihe l :

$$\dot{m}_{kw,a} = \sum_{l=1}^{n_{par}} \dot{m}_{kw,l} = \dot{m}_{kw,e} \quad (4.39)$$

$$\dot{m}_{kw,a} c_{p,kw,a} T_{kw,a} = \sum_{l=1}^{n_{par}} \dot{m}_{kw,a,l} c_{p,kw,a,l} T_{kw,a,l} \quad (4.40)$$

Auf die gleiche Weise kann – wenn gewünscht – auch ein mittlerer Ausgangszustand der Luft bestimmt werden. Die insgesamt benötigte elektrische Leistung für den Betrieb der Ventilatoren kann berechnet werden, indem der elektrische Eigenbedarf der einzelnen Reihen aufsummiert wird. Der Druckverlust im Kühlwasser wird nach Gleichung (A.43) berechnet. Dazu werden Massenstrom und Rohrlänge, die für die Berechnung einzusetzen sind, abhängig von der Konfiguration an parallel und seriell geschalteten Modulen bestimmt.

Zur Überprüfung der aufgestellten Modellgleichungen für *YACOP* werden bestimmte Betriebspunkte mit einem in *EBSILON Professional 15* erstellten Modell einer indirekten Trockenkühlung mit Zwangszug verglichen. Die Modelle wurden, soweit möglich, identisch parametrisiert. Für den Vergleich werden die Austrittstemperaturen von Kühlwasser und Luft $T_{kw,a}$, $T_{L,a}$ sowie die elektrische Ventilatorleistung $P_{el,ven}$ und der Wärmedurchgang kA betrachtet. Die untersuchten Betriebspunkte ergeben sich durch eine Variation des Kühlwassermassenstroms, der relativen Ventilatordrehzahl aller Reihen und der Kühlwasser- sowie der Lufteintrittstemperatur in typischen Betriebsbereichen des in dieser Arbeit für Untersuchungen betrachteten 50 MW Parabolrinnenkraftwerks. Bei der Variation einer dieser Größen wurden die anderen Eingangsgrößen jeweils konstant gehalten. Die Ergebnisse der Vergleichsrechnung sind in Abbildung 4.9 aufgetragen. Bei Variation des Kühlwassermassenstroms und der Ventilatordrehzahl sind deutliche Abweichungen in kA zu erkennen. Dies kann auf die unterschiedliche Modellierung

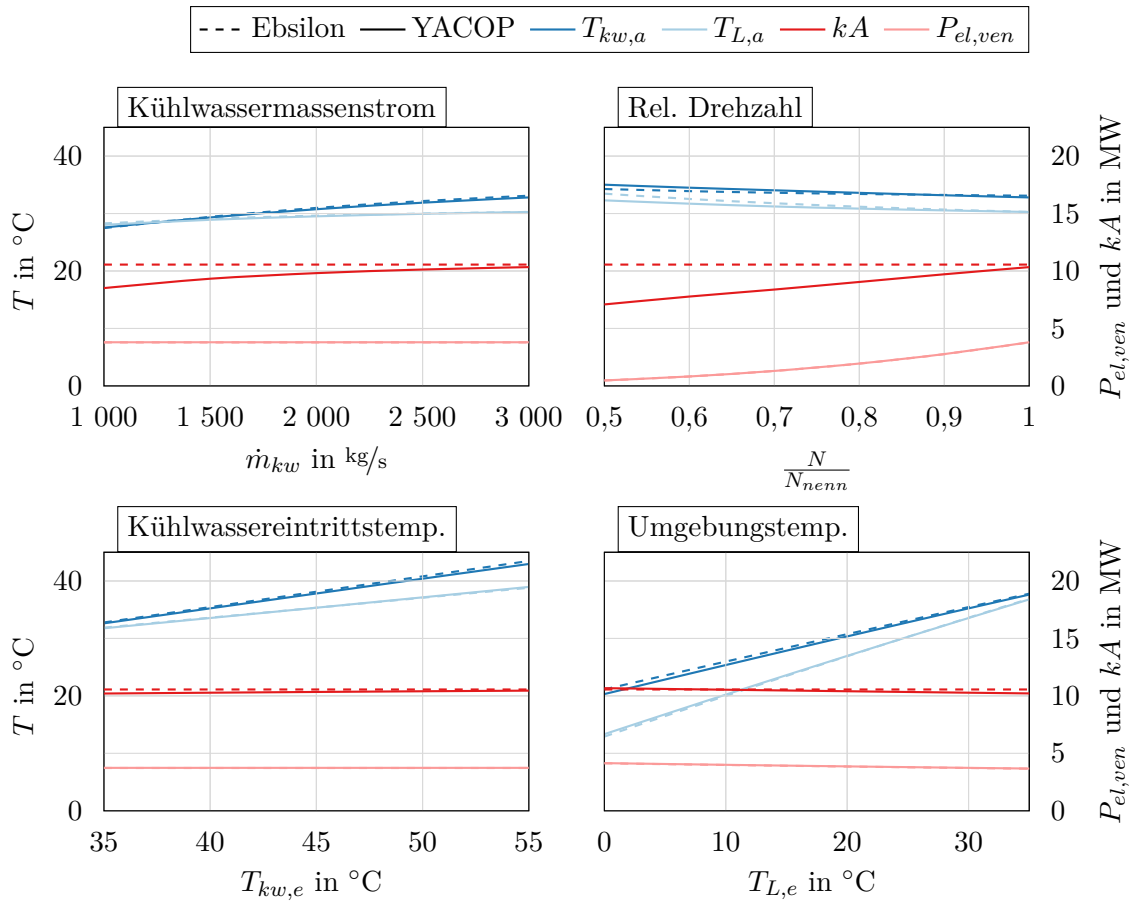


Abbildung 4.9: Vergleich ausgewählter Betriebspunkte der Modelle des Trockenkühlers in *Ebsilon Professional 2015* und *YACOP*

des Wärmeübergangs zurückgeführt werden. Es wird deutlich, dass im Modell in *Ebsilon* ein konstanter Wert für den Wärmedurchgang kA verwendet wird, während im für *YACOP* aufgestellten Modell mit (4.36) und (4.5) der Einfluss zahlreicher Größen beachtet wird. In den Bereichen großer Abweichungen von kA kann auch eine Abweichung der Austrittstemperaturen festgestellt werden. Diese Abweichung ist ebenfalls auf die Unterschiede im Wärmedurchgang zurückzuführen. Allgemein ist erkennbar, dass die aufgestellten Modellgleichungen den Betrieb einer zwangsgeführten Trockenkühlung gut abbilden können. Das aufgestellte Modell gilt als valide.

4.2.5 Kältespeicher

Der Kältespeicher wird, wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, als direkter Schichtspeicher ausgeführt. Der Speicher soll die Nass- oder Trockenkühlung zu Tageszeiten mit hoher direkter Einstrahlleistung der Sonne unterstützen oder ablösen, um Wasser einzusparen oder den Wirkungsgrad des Dampfkreislaufs zu steigern. Ausgelegt wird der Speicher für 5 h Betrieb im Nennbetriebspunkt des Dampfkreislaufs, angelehnt an die Untersuchungen in [RDS08]. Dieser Zeitraum wird abhängig von der für das Laden des Speichers verfügbaren Zeit definiert. Das im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Kraftwerk hat einen thermischen Speicher für 7,5 h Volllastbetrieb des Dampfkreislaufs, sodass im Sommer bis zu 19 h Betrieb dessen möglich sind. Damit steht nachts noch ein Zeitraum von 5 h zur Verfügung, in denen der Kühlturm keine Kühlleistung für den Betrieb

des Dampfkreislaufs bereitstellen muss und damit für das Laden des Speichers zur Verfügung steht.

In Abbildung 4.10 ist der Vorgang des Be- und Entladens des Speichers dargestellt. Sowohl für das Be- als auch das Entladen sind separate Ein- und Auslässe auf bestimmter Höhe vorgesehen, um die Schichtung auch bei täglich schwankender mittlerer Ein- und Austrittstemperatur des Wassers erhalten zu können. Der Speicher wird über vier Einlässe beladen. Das kalte Wasser wird mithilfe einer Ladepumpe vom Kühlturm zum Speicher gefördert und dort gegen den herrschenden Gewichtsdruck der Wassermasse in den Speicher eingeschoben. Dadurch strömt warmes Wasser durch drei Auslässe zurück zum Kühlturm. Beim Entladen des Speichers wird kaltes Wasser von der Kühlwasserpumpe angesaugt und zum Kondensator gefördert. Dabei hat das austretende Wasser aufgrund der hohen Eigengewichtskraft im Speicher bereits einen vergleichsweise hohen Druck, wodurch die Kühlwasserpumpe entlastet wird. Aufgeheiztes Wasser vom Kondensator strömt zurück und fließt über drei Zulasse zurück in den Speicher. Dabei wird sowohl bei der Entladung als auch bei der Beladung immer so viel Wasser zugeführt wie abgeführt wird, sodass die Wassermasse im Speicher konstant bleibt.

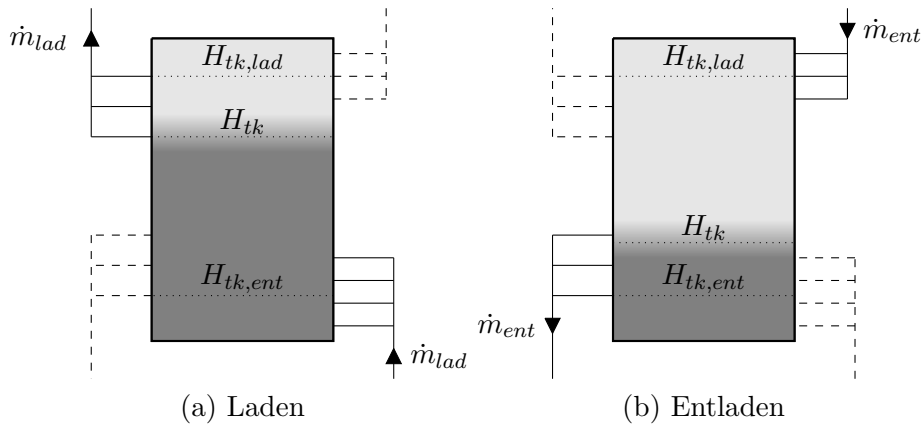


Abbildung 4.10: Prinzipskizze des Kältespeichers als Schichtspeicher

Für den relativen Füllstand des Speichers C_{ks} wird keine energetische Größe, sondern die relative Höhe der Thermoklinen im Speicher betrachtet. Eine Definition über den Energiegehalt ist schwer abzubilden, da die maximale und minimale Wassertemperatur im Speicher von Tag zu Tag schwanken. Die Temperaturen stellen sich abhängig von der bei Be- und Entladung am Austritt des Nasskühlturms oder Kondensators erreichten Kühlwassertemperaturen ein, die mit dem Betriebspunkt der Kühlung variieren. Deshalb wird der Füllstand des Speichers über die Höhe definiert, auf der die Wassertemperatur das Mittel aus maximaler und minimaler Temperatur im Speicher erreicht. Aufgrund der Schichtung liegt diese Temperatur immer innerhalb der Thermoklinen und repräsentiert so die deren Lage (s. Abb. 4.10). Abhängig von der Lage der Thermoklinen H_{tk} ist bekannt, welcher Anteil des Speichervolumens mit kaltem Wasser und welcher mit warmem Wasser gefüllt ist. Der relative Füllstand ergibt sich aus der Normalisierung der Höhe der Thermoklinen H_{tk} über der Lage der Thermoklinen bei geladenem $H_{tk,lad}$ und bei entladenen Speicher $H_{tk,ent}$. Es folgt also:

$$C_{ks} = \frac{H_{tk} - H_{tk,ent}}{H_{tk,lad} - H_{tk,ent}} \quad (4.41)$$

Die Modellierung des Speichers erfolgt mit einem eindimensionalen Ansatz angelehnt an [Lag+19].

Für die Berechnung des Temperaturprofils über der Speicherhöhe wird der Speicher in mehrere Elemente j aufgeteilt, die unterschiedliche Dimensionen haben können. Wir gehen von einer einheitlichen Querschnittsfläche A_j und einheitlichem Umfang B_j über der Höhe H aus. Um die Auflösung in der thermoklinen Schicht in bestimmten Bereichen zu erhöhen, kann eine feinere Auflösung über der z -Achse in diesen Bereichen erfolgen. Die Diskretisierung ist in Abbildung 4.11 am Beispiel des Entladens abgebildet. In jedem Element j wird eine homogene Temperatur T_j angenommen. Außerdem wird angenommen, dass derselbe Massenstrom aus dem Speicher austritt wie eingetreten ist. Zusätzliche Mischungseffekte zwischen den Schichten im inneren des Speichers werden in den Modellgleichungen berücksichtigt. Ausgangspunkt des Modells ist die Partielle Differentialgleichung der Wärmeübertragung, aufgestellt als Temperaturgleichung (4.42) für jedes Element j . $T_{j,e}$ ist die Temperatur des in das Element j eintretenden Massenstroms. Je nach Lade- oder Entladevorgang werden an dieser Stelle unterschiedliche Temperaturen eingesetzt.

$$\frac{\delta T_j}{\delta t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\delta^2 T_j}{\delta z^2} + \frac{B_j k_j}{\rho c_p A_j} (T_U - T_j) + \frac{\dot{Q}_j}{\rho c_p A_j \Delta z_j} + \frac{\dot{m}_j (T_{j,e} - T_j)}{\rho A_j \Delta z_j} \quad (4.42)$$

Die Terme in Gleichung (4.42) beschreiben von links nach rechts folgende Vorgänge:

- Temperaturänderung über der Zeit
- Wärmeleitung über der z -Achse
- Wärmeverluste zur Umgebung
- Wärmeaustausch durch aufgeprägte Wärmequelle oder Senke
- Energieaustausch durch ein- und austretende Enthalpieströme

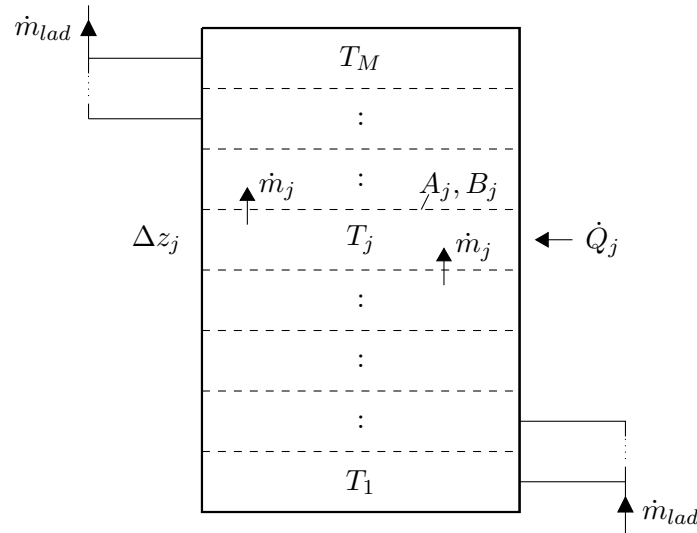


Abbildung 4.11: Diskretisierung des Kältespeichers am Beispiel des Ladens

Durch explizite Euler-Vorwärts-Diskretisierung in der Zeit und einer zentralen Differenz über die Ortskoordinate z von (4.42) wird eine reine Abhängigkeit von den bekannten Werten aus dem vorherigen Zeitschritt erreicht. Die Temperatur in einem Element zum Zeitpunkt $t + 1$ ergibt sich damit aus der Temperaturverteilung über die Elemente j zum Zeitpunkt t (4.43).

$$T_j^{t+1} = T_j^t + \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{T_{j+1}^t - 2T_j^t + T_{j-1}^t}{\Delta z^2} + \frac{B_j k_j}{\rho c_p A_j} (T_U - T_j^t) + \frac{\dot{Q}_j^t}{\rho c_p A_j \Delta z_j} + \frac{\dot{m}_j^t (T_{j,e}^t - T_j^t)}{\rho A_j \Delta z_j} \right) \Delta t \quad (4.43)$$

Die Stoffgrößen können abhängig von T_j^t bestimmt werden. Der Wärmedurchgangskoeffizient k_j ergibt sich nach (A.33) mit logarithmisch gemittelten Werten für die gekrümmten Oberflächen zu Gleichung (4.44).

$$(kA)_j = \frac{2\pi\Delta z_j}{\frac{\ln(\frac{d_i + 2\delta_{wand}}{d_i})}{\lambda_{wand}} + \frac{\ln(\frac{d_a}{d_a - 2\delta_{iso}})}{\lambda_{iso}}} \quad (4.44)$$

Die Mischungseffekte, die während des Ladens und Entladens im Speicher auftreten, werden für die Modellierung in langsame und schnelle Mischungseffekte aufgeteilt. Sogenannte langsame Mischungseffekte entstehen in einem Element aufgrund des natürlichen Auftriebs des Wassers bei höherer Temperatur in der darunterliegenden Schicht und niedrigerer Temperatur in der darüberliegenden. Abgebildet wird dieser Auftriebseffekt durch zusätzliche Summanden für die diskretisierte Temperaturgleichung. Die korrigierte Temperaturgleichung ergibt sich mit $F_{auf} = 0,4$ zu (4.45).

$$\begin{aligned} T_j^{t+1} = T_j^t &+ \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{T_{j+1}^t - 2T_j^t + T_{j-1}^t}{\Delta z^2} + \frac{B_j k_j}{\rho c_p A_j} (T_U - T_j^t) + \frac{\dot{Q}_j^t}{\rho c_p A_j \Delta z_j} \right) \Delta t \\ &+ \left(\frac{\dot{m}_j^t (T_{j,e}^t - T_j^t)}{\rho A_j \Delta z_j} \right) \Delta t \\ &+ \frac{\Delta z_{j-1}}{\Delta z_j + \Delta z_{j-1}} F_{auf} \log \left(1 + e^{F_{auf} (T_{j-1}^t - T_j^t)} \right) \\ &- \frac{\Delta z_{j+1}}{\Delta z_j + \Delta z_{j+1}} F_{auf} \log \left(1 + e^{F_{auf} (T_j^t - T_{j+1}^t)} \right) \end{aligned} \quad (4.45)$$

Als schnelle Mischungseffekte werden Mischungsvorgänge durch schnell einströmendes Wasser bei der Be- oder Entladung bezeichnet. Im Fall des direkten Speichers kann der Effekt durch Anpassung der Massenströme über die Grenzen der Elemente abgebildet werden. Wird einer Schicht Masse bei bestimmter Temperatur von außen zugeführt, verteilt sich diese gleichmäßig auf alle darüber liegenden Schichten mit geringerer Temperatur. Ebenso verteilt sich kaltes einströmendes Wasser gleichmäßig auf die darunterliegenden wärmeren Schichten. Dadurch ergibt sich bei der Be- und Entladung eine Rückströmung entgegen der Bewegung der Schichtung. Die Menge an rückströmendem Wasser kann für jedes Element abhängig von den darunter liegenden Schichten, in denen wärmeres Wasser von außen einströmt, gemäß (4.46) - (4.48) beschrieben werden. Dabei ist $\dot{m}_{l,ein}^t$ nur dann ungleich Null, wenn ein Massenstrom von außen durch einen Einlass in das Element l einströmt.

$$S(T_1 - T_2) = \frac{1}{1 + e^{-F(T_1 - T_2)}} \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_{rück,ent,j}^t = \sum_{l=0}^j \left[\dot{m}_{l,ein}^t \frac{\Delta z_j S(T_{l,e}^t - T_j^t)}{\sum_{n=l}^M [\Delta z_n S(T_{l,e}^t - T_n^t)]} \right] \quad (4.47)$$

$$\dot{m}_{rück,lad,j}^t = \sum_{l=j}^M \left[\dot{m}_{l,ein}^t \frac{\Delta z_j S(T_j^t - T_{l,e}^t)}{\sum_{n=0}^l [\Delta z_n S(T_n^t - T_{l,e}^t)]} \right] \quad (4.48)$$

Die Rückströmung wird in Gleichung (4.45) durch Berücksichtigung des dadurch entstehenden Enthalpiestroms aufgenommen. Gleichung (4.49) beschreibt die Temperaturverteilung im Schichtspeicher unter Berücksichtigung aller beschriebenen Effekte für den Ladevorgang. Der Massenstrom $\dot{m}_{lad,j}^t$ beschreibt dabei die erzwungene Strömung durch den Ladevorgang und ergibt sich abhängig von der Höhe der Ein- und Auslässe durch Bilanzierung der Massenströme ohne Berücksichtigung der Rückströmung. Die Temperaturverteilung beim Entladen des Speichers kann analog durch austauschen bestimmter Werte in Gleichung (4.49) bestimmt werden.

$$\begin{aligned}
 T_j^{t+1} = T_j^t &+ \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{T_{j+1}^t - 2T_j^t + T_{j-1}^t}{\Delta z^2} + \frac{B_j k_j}{\rho c_p A_j} (T_U - T_j^t) + \frac{\dot{Q}_j^t}{\rho c_p A_j \Delta z_j} \right) \Delta t \\
 &+ \left(\frac{\dot{m}_{lad,j}^t (T_{j-1}^t - T_j^t)}{\rho A_j \Delta z_j} + \frac{\dot{m}_{rück,lad,j}^t (T_{j+1}^t - T_j^t)}{\rho A_j \Delta z_j} \right) \Delta t \\
 &+ \frac{\Delta z_{j-1}}{\Delta z_j + \Delta z_{j-1}} F_{auf} \log \left(1 + e^{F_{auf} (T_{j-1}^t - T_j^t)} \right) \\
 &- \frac{\Delta z_{j+1}}{\Delta z_j + \Delta z_{j+1}} F_{auf} \log \left(1 + e^{F_{auf} (T_j^t - T_{j+1}^t)} \right)
 \end{aligned} \tag{4.49}$$

Die Druckverteilung über die Elemente kann abhängig vom Eintrittsdruck bei Be- oder Entladung als Startbedingung mit Gleichung (4.50) bestimmt werden.

$$p_j = p_{j-1} + \rho_j * g * \Delta z_j \tag{4.50}$$

Das verwendete Modell ist weitgehend aus [Lag+19] übernommen. Dort werden die Modellgleichungen gegen reale Messungen eines Schichtspeichers validiert, sodass im Rahmen dieser Arbeit keine zusätzliche Validierung durchgeführt wird. Zur Überprüfung der vorgenommenen Anpassungen am Modell sowie der Auslegung und Parametrisierung des Speichers ist in Abbildung 4.12 die Wassertemperatur über der Speicherhöhe für die Vorgänge des Entladens, des Ladens und bei Stillstand aufgetragen. Zusätzlich wurde eine Jahresrechnung mit täglicher Be- und Entladung durchgeführt, um den Erhalt der Schichtung über wiederholte Lade- und Entladevorgänge zu untersuchen. Die Diagramme zeigen, dass die Schichtung nach den Vorgängen der Be- und Entladung erhalten bleibt. Die Ungleichmäßigkeiten im Temperaturverlauf während der Beladung sind auf die Anordnung der Einlässe zurückzuführen. Man sieht eindeutig, dass bei einer Speicherhöhe von 1 m, 3 m, 6 m und 9 m kaltes Wasser zugeführt wird. Dadurch, dass zwischen einer Höhe von 5 - 10 m zu Anfang der Beladung noch warmes Wasser im Speicher vorliegt, bricht die Temperaturkurve an den Höhen der Wassereinlässe, aus denen bei Beladung kaltes Wasser in den Speicher strömt, ein. Mit steigendem Füllstand glättet sich die Temperaturverteilung. Eine entsprechende Anordnung der Einlässe ist nötig, damit sich am Ende der Beladung die Schichtung im Speicher wie gewünscht einstellt. Die Temperaturkurve bei Stillstand ändert sich kaum, da der Unterschied von Speicher- und Umgebungstemperatur gering ist. Damit sind auch die Kälteverluste gering. Die Rechnung über ein ganzes Jahr zeigt, dass auch bei mehrfacher Be- und Entladung die Schichtung im Speicher erhalten bleiben kann. Das Modell kann somit für weitere Untersuchungen verwendet werden.

4.2.6 Verschaltung und Implementierung der Modelle in YACOP

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird das Modell eines 50 MW Parabolrinnenkraftwerks in YACOP verwendet (s. Abschn. 3.2). Dabei wird der Dampfkreislauf mithilfe

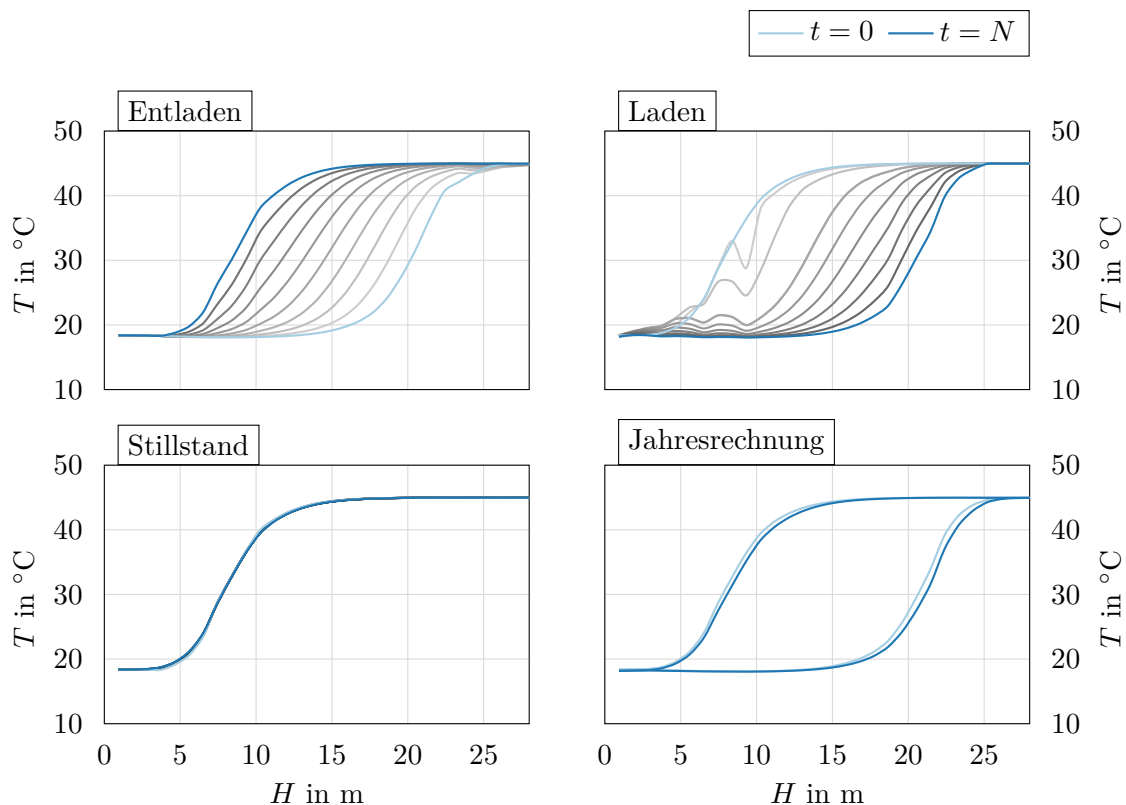
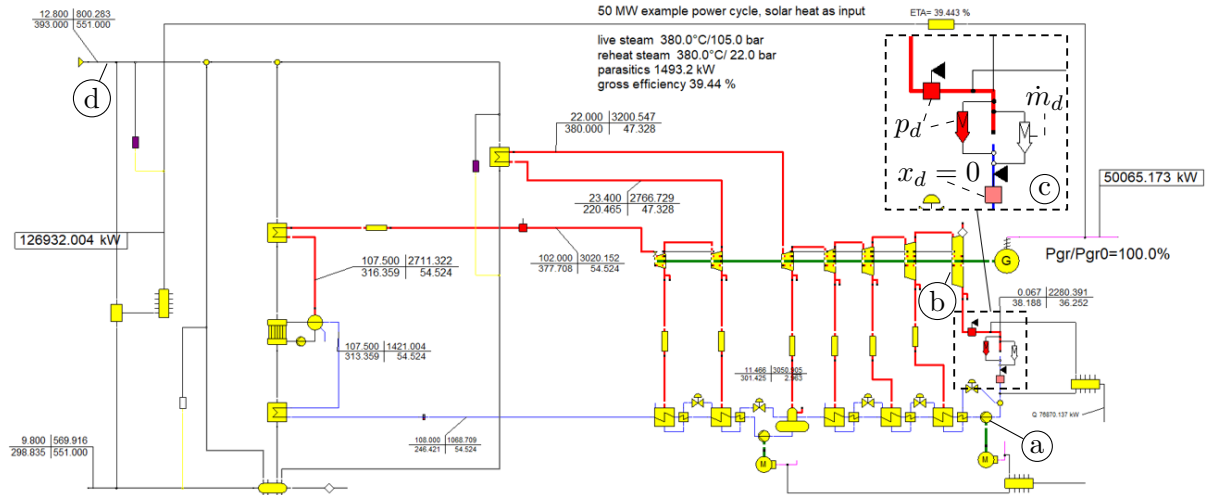


Abbildung 4.12: Temperaturverteilung im Kältespeicher bei Beladen, Entladen und Stillstand simuliert mit dem Kältespeicher-Modell in *YACOP*

eines Modells in *Ebsilon Professional 2015* berechnet, welches in Form eines Kennfeldes in *YACOP* implementiert wird. In dem *Ebsilon*-Modell ist eine Kreislaufkühlung mit Nasskühlturm integriert, die als Referenz für die Auslegung der Komponenten des hybriden Kühlsystems dient (s. Anhang B). Um anstatt der Nasskühlung die entwickelten hybriden Kühlsysteme mit dem Dampfkreislauf zu verbinden, wird das Modell in *Ebsilon* angepasst. Abbildung 4.13 zeigt das angepasste Modell.

Um die Modellierung des Dampfkreislaufs mit Anbindung eines externen Kühlsystems zu ermöglichen, wurde im Vergleich zum Modell mit Kühlsystem (s. Abb. 3.2) der Dampfkreislauf zwischen Niederdruckturbine (**b**) und Speisewasserpumpe (**a**) aufgeschnitten (s. Abb. 4.13 (**c**)). An dieser Stelle wird der Dampfmassenstrom $\dot{m}_d$ sowie der Dampfdruck p_d unverändert übertragen. Zusätzlich wird der Dampfgehalt x_d vor der Speisewasserpumpe (**a**) auf Null gesetzt, es wird also immer von einer vollständigen Kondensation ohne Unterkühlung des Kondensats ausgegangen. So kann die Kondensation über den Schnitt in der Dampfleitung (**c**) dargestellt werden, ohne das Modell eines Kondensators zu integrieren. Um den Betriebszustand des Dampfkreislaufs ohne Kühlung zu berechnen, wird der Eintrittszustand des Thermoöls (**d**) sowie der Dampfdruck (**c**) für die Kondensation vorgegeben. Der Iterationsprozess verläuft dabei analog zur Beschreibung in Abschnitt 3.2, diesmal mit vorgegebenem Kondensationsdruck anstatt der Berechnung des Kühlsystems.

In Abbildung 4.14 sind die mit dem Kennfeld berechneten Größen zur Bestimmung des Betriebspunktes des Dampfkreislaufs abhängig vom aufgeprägten Kondensationsdruck aufgetragen.


 Abbildung 4.13: Modell des Dampf-Kreislaufs ohne Kühlung in *Epsilon-Professional 2015*

Dabei wurde für den Eintrittszustand des Thermoöls mit $\dot{m}_{oel} = 551 \text{ kg/s}$, $T_{oel,e} = 393 \text{ °C}$ und $p_{oel,e} = 12,8 \text{ bar}$ stets der Nennbetriebspunkt angenommen. Der Kondensationsdruck wurde im möglichen Betriebsbereich der Niederdruckturbine variiert. Wie bereits in Abschnitt 2.1 beschrieben, sinkt die produzierte elektrische Leistung mit steigendem Kondensationsdruck. Gleichzeitig steigen Dampfmassenstrom und Dampfgehalt am Austritt der Niederdruckturbine (b), was mit steigender Kondensationstemperatur einen Anstieg der Kühlleistung zur Folge hat. Der elektrische Eigenbedarf des Dampfkreislaufs bleibt über den betrachteten Bereich des Kondensationsdruckes etwa konstant.

Mithilfe des neu aufgestellten Kennfeldes kann der Betriebszustand des Dampfkreislaufs in YACOP abhängig vom Eintrittszustand des Thermoöls und dem Betriebszustand des Kühlsystems bestimmt werden. Der Eintrittszustand des Thermoöls wird dabei abhängig von der Betriebsstrategie mit den Modellen des Solarfeldes und des Zweitank-Salzspeichers bestimmt und wird für die Berechnung des Dampfkreislaufs als bekannt vorausgesetzt. Der Betriebszustand des Kühlsystems wird iterativ durch einen Vergleich der Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt berechnet. Der iterative Berechnungsvorgang wird im Folgenden anhand von Abbildung 4.15 vorgestellt. Als erstes wird der Eintrittszustand des Dampfes durch Schätzen eines Startwertes für den Kondensationsdruck mithilfe des Kennfeldes bestimmt. Dann bekommt das Modell der Kühlung den Eintrittszustand des Dampfes sowie die Umgebungsbedingungen als Eingangsgrößen zugewiesen. Die Kühlwassermassenströme über den Kältespeicher $\dot{m}_2$ und den Kühlturm $\dot{m}_4$ werden abhängig von der Betriebsstrategie eingestellt. Der Druck am Kondensatoreintritt p_{11} ist ebenfalls als Sollgröße festgelegt und wird mithilfe der Kühlwasserpumpe eingestellt. Der Kühlwassermassenstrom über den Kondensator $\dot{m}_{10}$ ergibt sich aus einer stationären Massenbilanz (A.16) um das Ventil vor der Kühlwasserpumpe. Mit diesen Größen als Eingangsgrößen kann das Modell des Oberflächenkondensators genutzt werden, um die Kühlwassertemperaturen T_{11} und T_1 sowie den Kühlwasserdruck p_1 zu bestimmen. Mit T_1 , p_1 und den bekannten Massenströmen $\dot{m}_2$ und $\dot{m}_4$ kann mit den vorgestellten Modellen der Kühlungskomponenten sowohl der Zustand des Kühlwassers hinter dem Kältespeicher (9) als auch hinter dem Kühlturm (7) bestimmt werden. Dabei gilt $\dot{m}_5 = 0$. Die Anzahl aktiver Zellen oder Modulreihen und die Ventilator-dreh-

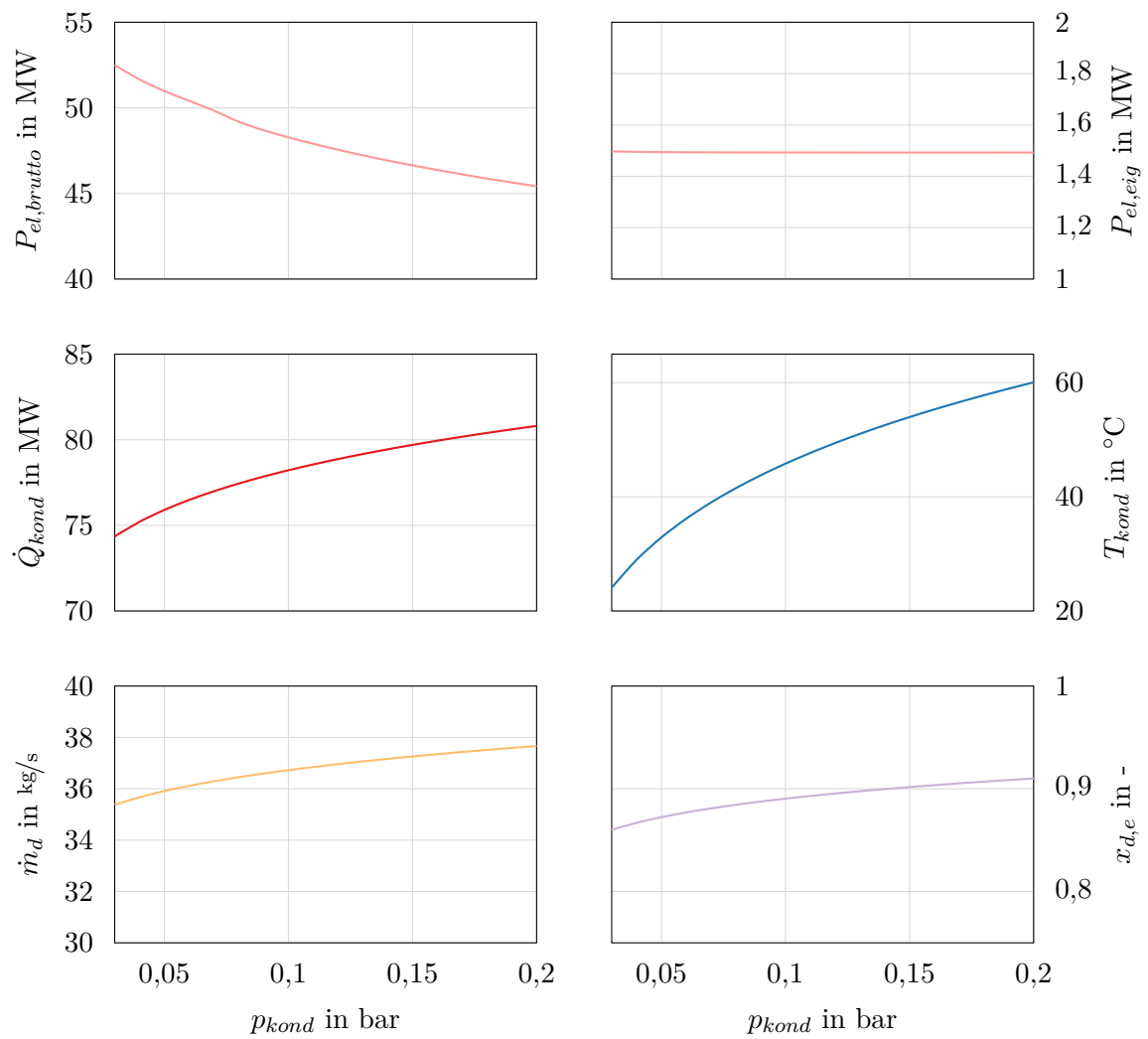


Abbildung 4.14: Verhalten des Dampfkreislaufs abhängig vom Kondensationsdruck bei $\dot{m}_{oel} = 551 \text{ kg/s}$, $T_{oel,e} = 393 \text{ °C}$, $p_{oel,e} = 12,8 \text{ bar}$

zahlen im Modell des Kühlturms werden abhängig von der Betriebsstrategie eingestellt. Mit einer stationären Energiebilanz um das Ventil zur Zusammenführung von (7) und (9) kann die Kühlwassertemperatur T_{10} bestimmt werden. Der Druck vor der Kühlwasserpumpe p_{10} wird auf das Minimum der Drücke p_7 und p_9 gedrosselt, um Rückströmungen zu vermeiden. Die Kühlwasserpumpe wird vereinfacht als isotherm angenommen. Die benötigte elektrische Leistung wird abhängig von Massenstrom und Druckdifferenz mit Gleichung (4.51) berechnet. Dabei ist p_{11} als Sollgröße durch die Betriebsstrategie festgelegt.

$$P_{el} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} * \frac{1}{\eta_{hyd} \eta_{mech} \eta_{el}} \quad (4.51)$$

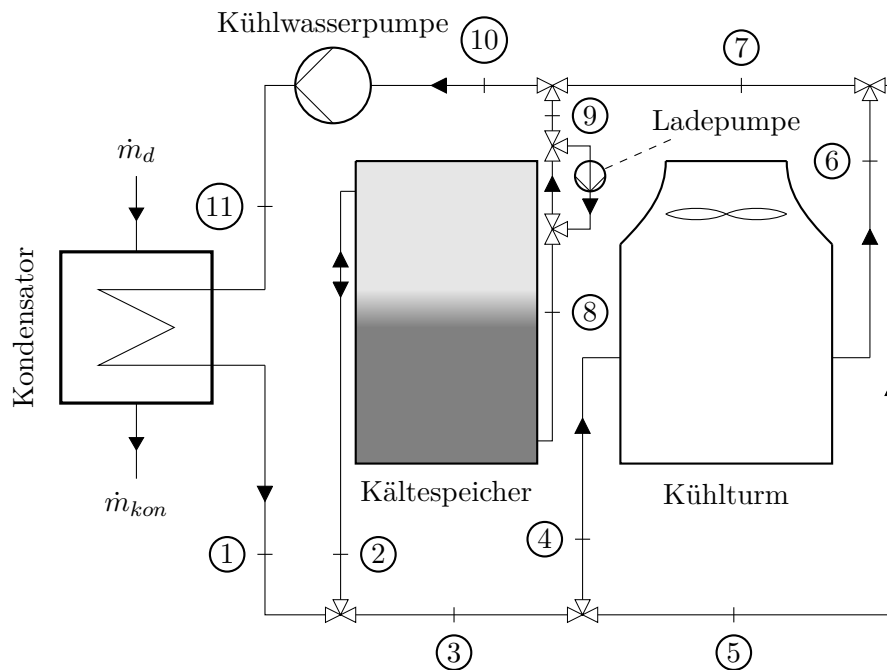


Abbildung 4.15: Prinzipskizze des hybriden Kühlsystems mit Kältespeicher und Kühlturm

Mithilfe dieser Berechnungsschritte wurde T_{11} sowohl mit dem Kondensator-Modell, als auch durch Bilanzierung über die restlichen Komponenten der Kühlung bestimmt. Der Berechnungsvorgang wird – immer wieder begonnen mit der Bestimmung des Dampfeintrittszustands abhängig vom Kondensationsdruck über das Kennfeld – so lange durch Anpassen des Kondensationsdruckes wiederholt, bis der Unterschied beider Werte für T_{11} in einem akzeptierten Toleranzbereich liegt. Bei der Iteration des Kondensationsdruckes werden die Betriebsgrenzen dessen beachtet. Für das betrachtete Kraftwerksmodell wird ein minimaler Kondensationsdruck von 0,03 bar und ein maximaler Kondensationsdruck von 0,2 bar angenommen. Die Werte wurden angelehnt Ausführungen in [PKH11] festgelegt. Wenn sich bei der Iteration ein Kondensationsdruck außerhalb dieser Grenzen einstellt, muss der Betriebspunkt des Dampfkreislaufs durch Anpassung der Steuergrößen des Kühlsystems solange korrigiert werden, bis der Kondensationsdruck innerhalb der Betriebsgrenzen liegt. Welche Maßnahmen dazu ergriffen werden, ist in der Betriebsstrategie festgelegt.

Der Kältespeicher wird beladen, wenn der Dampfkreislauf und damit auch der Oberflächenkondensator nicht in Betrieb sind. Um den Kältespeicher zu laden, wird mithilfe der Ladepumpe

Kühlwasser vom Kühlturm zum Kältespeicher und zurück gefördert. Für die Berechnung werden die Kühlwasserzustände (2) und (4) sowie (6) und (9) jeweils gleichgesetzt. Der Kühlwassermassenstrom sowie der Druck p_8 werden als Sollgrößen vorgegeben. Die Ladepumpe wird, wie die Kühlwasserpumpe, isotherm und mit Gleichung (4.51) berechnet. Damit kann der Ladevorgang durch Berechnung der Komponentenmodelle von Kältespeicher und Kühlturm beschrieben werden. Auch hier werden die Anzahl aktiver Zellen oder Modulreihen und die Ventilator Drehzahlen im Modell des Kühlturms abhängig von der Betriebsstrategie eingestellt.

4.3 Simulation und Untersuchung

Die in diesem und den folgenden Kapiteln untersuchten Simulationen wurden mit den in Abschnitt 4.2 vorgestellten Modellen der Kühlungskomponenten durchgeführt. Dazu wurden die Modelle der Kühlsysteme in das in Abschnitt 3.2 vorgestellte Modell des 50 MW Parabolrinnenkraftwerks in YACOP integriert (s. Abschn. 4.2.6). In YACOP können Ertragsrechnungen des Gesamtmodells des Kraftwerks über einen vorgegebenen Zeithorizont durchgeführt werden. Für die Simulationen in dieser Arbeit wurde dabei stets der Datensatz eines *Typical-Metrological-Year* für einen Standort in Süd-Spanien verwendet. Der Standort wurde nicht ausgewählt, da er besonders attraktiv für die Nutzung eines Kältespeichers ist. Die Auswahl wurde aufgrund einer Vorgabe im Rahmen des *SOLWARIS*-Projekts getroffen.

Um ein geeignetes Optimierungsproblem aufstellen zu können und geeignete Testfälle für die Validierung des Optimierers zu erarbeiten, werden die modellierten hybriden Kühlsysteme, zusätzlich zur Recherche und theoretischen Betrachtung der Komponenten und deren Verschaltung, simulativ untersucht. Dazu werden Ergebnisse einer Jahresertragsrechnung der Kraftwerksmodelle mit Kühlturm und Kältespeicher jeweils mit einer Simulation mit reiner Nass- beziehungsweise Trockenkühlung verglichen. Für die Simulationen mit reiner Nass- oder Trockenkühlung werden ebenfalls die in Abschnitt 4.2 vorgestellten Modelle mit identischer Parametrisierung verwendet, um die Vergleichbarkeit mit den hybriden Konfigurationen mit zusätzlichem Kältespeicher zu ermöglichen. Nass- oder Trockenkühlung werden dabei stets bei Volllast betrieben, solange der minimale Kondensationsdruck nicht unterschritten wird. In diesem Fall werden so lange Ventilatoren in Teillastbetrieb versetzt oder abgeschaltet, bis der Kondensationsdruck im erlaubten Bereich liegt.

Für die Simulation der hybriden Kühlsysteme stellt sich die Frage, wann welche der Komponenten unter welcher Last einzusetzen ist. Diese Frage soll mithilfe des Kühlungsoptimierers beantwortet werden. Um vor der Entwicklung des Optimierers erste Untersuchungen mit den hybriden Kühlsystemen durchführen zu können, wird eine einfache Referenzstrategie festgelegt. Diese Referenzstrategie wird in Kapitel 6 auch als Vergleich zu den optimierten Einsatzplänen herangezogen.

Der Betriebspunkt der Kühlung wird zunächst davon abhängig eingestellt, ob ein Kühlbedarf vorliegt oder nicht. Ein Kühlbedarf liegt vor, wenn der Dampfkreislauf betrieben wird und der Abdampf der Turbine im Kondensator niedergeschlagen werden muss. In der Referenzstrategie wird bei vorhandenem Kühlbedarf nur der separate Betrieb von Kältespeicher und Nass- oder Trockenkühlung in Betracht gezogen. Dabei wird definiert, dass der Kältespeicher ab 10 Uhr bis 20 Uhr entladen werden darf und in diesem Zeitraum solange bei Volllast verwendet wird, bis er vollständig entladen ist. Unter Volllast wird bei Betrieb des Kältespeichers die Entladung

mit dem maximal möglichen Kühlwassermassenstrom verstanden. Der Kühlturm wird, ebenfalls unter Volllast, eingesetzt, wenn vor 10 Uhr oder nach 20 Uhr ein Kühlbedarf besteht oder wenn der Kältespeicher vollständig entladen ist und kein Kühlwasser mehr bereitstellen kann. Volllastbetrieb des Kühlturms bedeutet eine Beaufschlagung mit maximalem Kühlwassermassenstrom über alle Zellen und den Betrieb aller Ventilatoren bei voller Drehzahl. Beladen wird der Kältespeicher zwischen 2 Uhr nachts und 7 Uhr morgens, vorausgesetzt der Dampfkreislauf wird nicht betrieben. Bei der Beladung des Kältespeichers wird der Kühlturm mit allen Ventilatoren in Teillast betrieben. Um diese Referenzstrategie im Simulationsmodell zu integrieren, wird eine Zustandsvariable für den einzustellenden Betriebszustand der Kühlung definiert. Dabei ist dem Simulationsmodell in jedem Zeitschritt vor der Berechnung der Kühlung bekannt, ob ein Kühlbedarf vorliegt oder nicht. Damit kann die Referenzstrategie in zwei Zustände übersetzt werden:

- **Zustand 1 (Z1):** Nutze den Kältespeicher
 - Bei vorliegendem Kühlbedarf wird der Kältespeicher bei Volllast entladen, wenn dieser nicht leer ist und die Zustandsvariable den Wert **Z1** hat.
 - Liegt kein Kühlbedarf vor wird der Kältespeicher bei Teillast des Kühlturms beladen, wenn er nicht voll ist und die Zustandsvariable den Wert **Z1** hat.
- **Zustand 2 (Z2):** Nutze den Kältespeicher nicht
 - Bei vorliegendem Kühlbedarf wird nur der Kühlturm bei Volllast betrieben um Kühlwasser bereitzustellen, wenn die Zustandsvariable den Wert **Z2** hat, unabhängig vom Ladezustand des Kältespeichers.
 - Liegt kein Kühlbedarf vor wird der Kältespeicher nicht geladen, wenn die Zustandsvariable den Wert **Z2** hat, unabhängig vom Ladezustand des Kältespeichers.

Diese Zustandsgröße wird dem Simulationsmodell unter Berücksichtigung der definierten zeitlichen Grenzen für jeden Zeitschritt der Simulation übergeben, um die hybride Kühlung mit der Referenzstrategie zu betreiben. Dabei sind im Simulationsmodell abhängig vom Wert der Zustandsgröße auch Maßnahmen definiert, die ergriffen werden, um ein Über- beziehungsweise Unterschreiten des maximal beziehungsweise minimal erlaubten Kondensationsdruckes zu vermeiden. Hat beispielsweise die Zustandsvariable den Wert **Z2** und es liegt ein vergleichsweise geringer Kühlbedarf vor, kann im Volllastbetrieb des Kühlturms der minimal erlaubte Kondensationsdruck unterschritten werden. Um einen Betriebszustand innerhalb der erlaubten Grenzen des Kondensationsdruckes einzustellen, wird dann eine gewisse Anzahl an Zellen des Kühlturms bei Teillast betrieben. Dadurch, dass entsprechende Vorgehensweisen abhängig vom Wert der Zustandsvariablen im Simulationsmodell hinterlegt sind, werden die möglichen Betriebsgrenzen der Kühlung und des Dampfkreislaufs während der Simulation stets eingehalten und die Betriebsstrategie kann allein durch die Definition der Zustandsgröße vorgegeben werden. Die Steuerung des Betriebszustands der Kühlung im Simulationsmodell durch Vorgabe einer Zustandsvariable für jeden Zeitschritt als Eingangsgröße gleicht der Umsetzung vordefinierter Einsatz- und Betriebspläne im realen Betrieb und kann ebenfalls bei der Simulation mit optimierten Einsatzplänen eingesetzt werden (s. Kap. 6).

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit hybrider Kühlung aus Nasskühlturm und Kältespeicher im Vergleich zu einer konventionellen Nasskühlung vorgestellt und diskutiert.

Untersuchungen der hybriden Kühlung mit Trockenkühlturm und Kältespeicher im Vergleich zur Nutzung einer reinen Trockenkühlung sind in Anhang C zusammengestellt.

In Abbildung 4.16 sind ausgewählte Ergebnisse aus einer Jahresertragsrechnung für einen typischen Sommertag aufgetragen. Diagramm 1 zeigt den kumulierten elektrischen Ertrag und Diagramm 2 den kumulierten Wasserverbrauch. Es wird deutlich, dass mit der hybriden Kühlung mit Kältespeicher im Vergleich zur reinen Nasskühlung an diesem Tag eine Wassereinsparung von etwa 4,67 % möglich ist. Die Wassereinsparung geht mit einem Verlust im elektrischen Ertrag von 0,5 % einher. In Diagramm 8 ist die Zustandsvariable zur Vorgabe der Betriebsstrategie aufgetragen, die in dieser Form die Referenzstrategie widerspiegelt. Diagramm 6 zeigt den Verlauf der relativen Speicherladung des Kältespeichers. Dieser wird von 2 Uhr bis 7 Uhr aufgeladen und von 10 Uhr bis 15 Uhr entladen. Während der Beladung wird der Nasskühlturm in Teillast betrieben. Das bedeutet, dass alle vier Ventilatoren bei halber Drehzahl laufen. Diagramm 4 zeigt den Wasserverbrauch in Form des zuzuführenden Volumenstroms an Ergänzungswasser. Der Wasserverbrauch während der Beladung des Speichers ist im Vergleich zum Wasserverbrauch bei Betrieb mit reiner Nasskühlung zwischen 10 Uhr und 15 Uhr etwas reduziert. Eine signifikante Reduzierung ist durch die Verschiebung des Kühlturbetriebs in die Nachtstunden jedoch nicht erkennbar. Der Verlauf der elektrischen Bruttoleistung in Diagramm 3 und der elektrischen Nettoleistung in Diagramm 4 verhält sich für beide Kühlsysteme ähnlich. In Diagramm 7 ist der elektrische Eigenbedarf des Kühlsystems aufgetragen. Durch die zeitliche Verschiebung des Kühlturbetriebs verschiebt sich der Bedarf bei Betrieb mit Kältespeicher zum Teil in die Nachtstunden von 2 Uhr bis 7 Uhr. Der elektrische Eigenbedarf des Kühlturms ist bei Beladen des Kältespeichers verringert, da die Ventilatoren mit halber Drehzahl betrieben werden. Trotzdem stellt sich bei der Beladung ein vergleichbar hoher Eigenbedarf der gesamten Kühlung ein, vergleichbar mit dem Eigenbedarf bei Betrieb des Nasskühlturms bei Volllast am Tag. Dies ist trotz reduziertem Eigenbedarf des Kühlturms bei Beladen des Speichers auf die gesteigerte Leistung der Ladepumpe zurückzuführen. Diese muss während der Beladung des Kältespeichers eine höhere Druckdifferenz bereitstellen als die Kühlwasserpumpe bei Versorgung des Kondensators, da das Kühlwasser aufgrund des Eigengewichts des Wassers im Kältespeicher gegen einen vergleichsweise hohen Druck eingeschoben werden muss. Die Verschiebung des Kühlturbetriebs auf die Nachtstunden bewirkt also bei Anwenden der Referenzstrategie keine Reduzierung des elektrischen Eigenbedarfs der Kühlung im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung.

Zur Untersuchung des unerwartet hohen Wasserverbrauchs trotz Teillastbetrieb des Kühlturms bei Beladung des Kältespeichers in den Nachtstunden, sind in Abbildung 4.17 weitere Ergebnisse der Simulation mit *TK Speicher Nass* im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung für den in Abbildung 4.16 betrachteten Sommertag aufgetragen. Diagramm 7 und 8 zeigen den Luftmassenstrom aufsummiert über alle Zellen des Kühlturms am Ein- und Austritt. Durch den Betrieb des Kühlturms bei Teillast der Ventilatoren stellt sich bei Beladung des Speichers in etwa der halbe Luftmassenstrom ein als bei Betrieb des Kühlturms in Volllast am Tag. In Diagramm 5 und 6 ist die relative Feuchte der Luft am Ein- und Austritt des Kühlturms aufgetragen. Die Verdunstung des Wassers, die den Wasserverbrauch des Kühlturms bestimmt, ist abhängig von der relativen Feuchte der Luft, der Massenströme an Kühlwasser und Luft, sowie vom Temperaturunterschied von Kühlwasser zu Luft bei der Wärmeübertragung im Füllkörper. Mit steigender relativer Feuchte der Luft nähert sich diese dem Sättigungszustand und die Verdunstungsrate sinkt. Mit sinkendem Verhältnis von Luft- zu Wassermassenstrom sinkt auch die Menge an verdunstendem Wasser, da weniger Luftmasse abtransportiert wird und sich der Sättigungszustand somit schneller

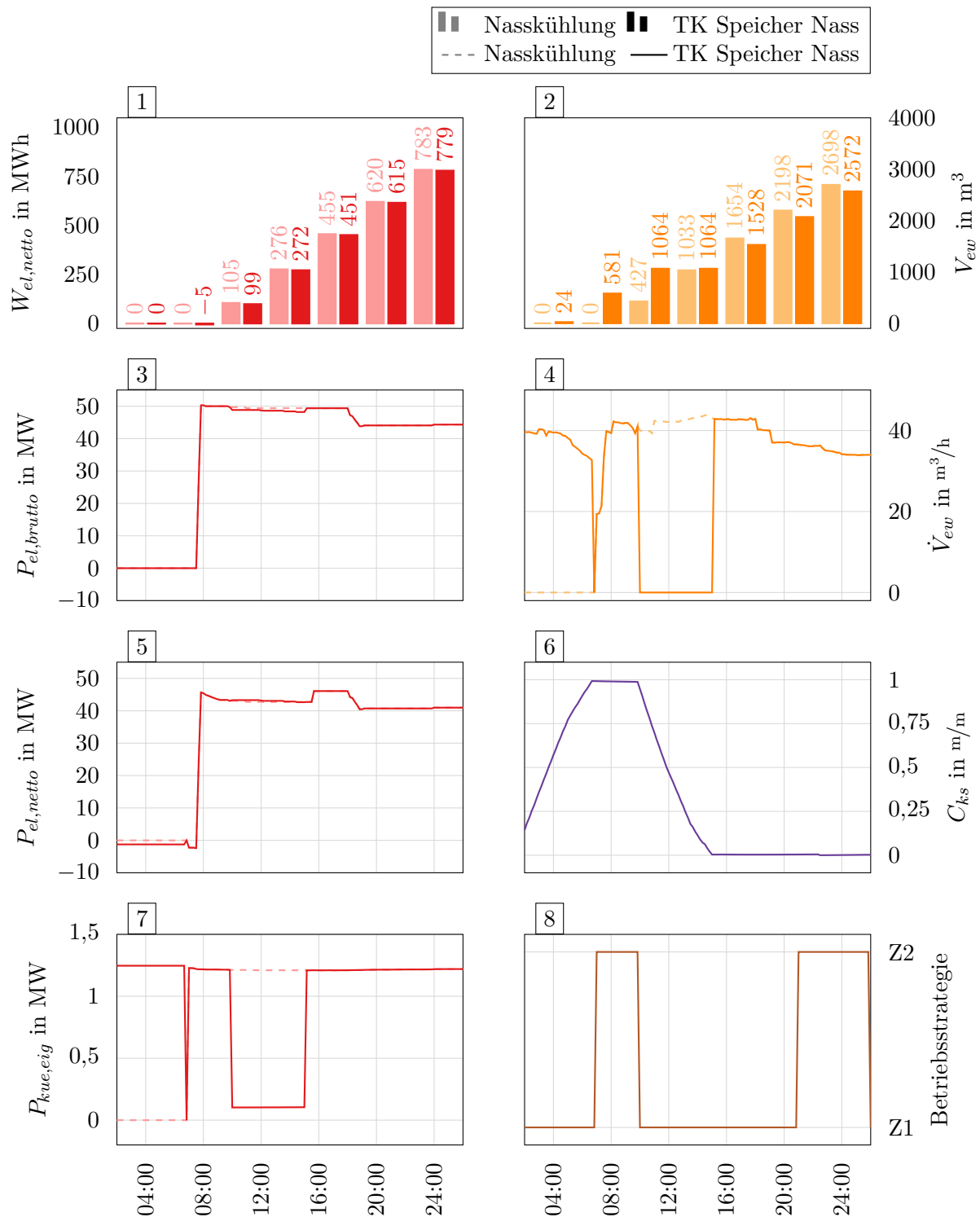


Abbildung 4.16: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Nass* im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Nasskühlung an einem Sommertag

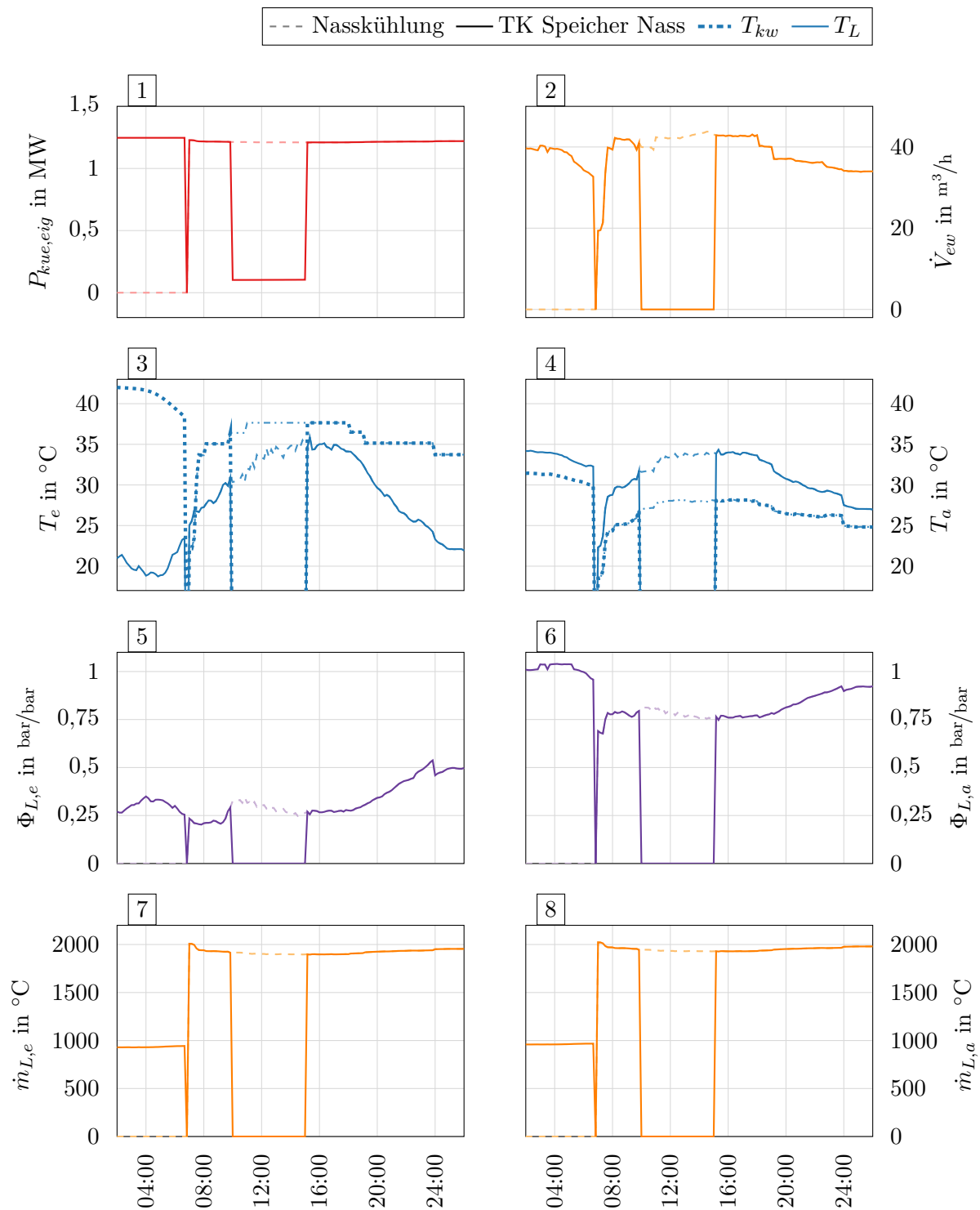


Abbildung 4.17: Betrachtung des Wasserverbrauchs mit *TK Speicher Nass* im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung an einem Sommertag

einstellen kann. Zusätzlich sinkt die Masse an Wasser, welche die Luft bis zum Erreichen der Sättigung aufnehmen kann, mit sinkender Umgebungstemperatur. Aufgrund dieser Zusammenhänge wird erwartet, dass die Verdunstung und damit der Wasserverbrauch im Teillastbetrieb des Kühlturms bei kälteren Nachttemperaturen im Vergleich zum Volllastbetrieb bei den höheren Umgebungstemperaturen am Tag geringer ist. In Diagramm 3 und 4 sind die Temperaturen der Luft am Ein- und Austritt des Kühlturms aufgetragen. Zusätzlich ist in gepunkteter Linie die Eintritts- und Austrittstemperatur des Kühlwassers im Kühlturm eingezeichnet. Durch die kälteren Umgebungstemperaturen in der Nacht ist der Temperaturunterschied zum eintretenden erwärmten Kühlwasser bei Beladung des Kältespeichers wesentlich größer als am Tag bei Betrieb des Kühlturms ohne Kältespeicher zur Rückkühlung des erwärmten Wassers aus dem Kondensator. Mit steigender Temperaturdifferenz von Kühlwasser zu Lufttemperatur im Füllkörper des Nasskühlturms steigt auch die Verdunstungsrate. Dieser Effekt bewirkt, dass der Wasserverbrauch bei Beladung des Kältespeichers in der Nacht trotz Betrieb des Kühlturms in Teillast ähnlich hoch ausfällt als bei Betrieb des Kühlturms in Volllast bei wärmeren Umgebungstemperaturen am Tag. Es kann also keine signifikante Wassereinsparung durch einsetzen des Kältespeichers erreicht werden, wenn bei der Beladung der Temperaturunterschied von rückzukühlendem Wasser im Kältespeicher und der Umgebungsluft zu groß ist. In Diagramm 2 wird dieser Effekt nochmal deutlich. Zum Ende der Beladung, etwa gegen 4 Uhr, fällt der Wasserverbrauch ab. Betrachtet man Diagramm 3 zu diesem Zeitpunkt, so wird deutlich, dass der sinkende Wasserverbrauch auf eine steigende Umgebungstemperatur und gleichzeitig sinkende Kühlwassereintrittstemperatur im Kühlturm zurückzuführen ist. Die Temperatur des rückzukühlenden Wassers im Kältespeicher stellt sich immer abhängig vom bei der Entladung am Austritt des Kondensators erreichten Kühlwassertemperatur ein. Beim Entladen des Speichers ist also eine zu große Erwärmung des Kühlwassers im Kondensator zu vermeiden.

In Abbildung 4.18 sind der elektrische Ertrag und der Wasserverbrauch der Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Nass* im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung aufgetragen. Diagramm 1 zeigt den elektrischen Ertrag kumuliert als Gesamtsumme über den Zeitraum bis zum jeweiligen Monat sowie die kumulierten Summen der einzelnen Monate. In Diagramm zwei wird der Wasserverbrauch in Form der kumulierten Gesamtsummen und der Monatssummen aufgeführt. Über das gesamte Jahr wird mit der hybriden Kühlung bestehend aus Nasskühlturm und Kältespeicher eine Wassereinsparung von etwa 3 % bei einem elektrischen Ertragsverlust von 1,26 % im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Nasskühlung erreicht. Das Verhältnis von Wasserverbrauch zu elektrischem Ertrag in MWh/m^3 liegt für die hybride Kühlung bei 3,2 und für die reine Nasskühlung bei 3,26. Beide Werte liegen in der Größenordnung des üblichen Wasserverbrauchs von Parabolrinnenkraftwerken mit Nasskühlung [Pou13]. In Diagramm 2 wird deutlich, dass die Wassereinsparung durch verwenden des Kältespeichers in den Sommermonaten am größten ist. In den Monaten Januar und Dezember ist der Wasserverbrauch mit der hybriden Kühlung sogar höher als bei Betrieb mit reiner Nasskühlung. Der elektrische Ertragsverlust ist in den Frühlingsmonaten März bis Mai sowie im September am größten. In den Monaten Januar bis April und Oktober bis Dezember kann keine signifikante Wassereinsparung durch Einsatz des Kältespeichers erreicht werden und der elektrische Ertrag ist gleich oder geringer als bei Betrieb mit einer reinen Nasskühlung. Demnach bietet sich ein Einsatz des Kältespeichers in den Monaten Mai bis September an und ein Betrieb nur mit Nasskühlung in den restlichen Monaten, um das Verhältnis von Wasserverbrauch zu elektrischem Ertrag über das gesamte Jahr zu minimieren.

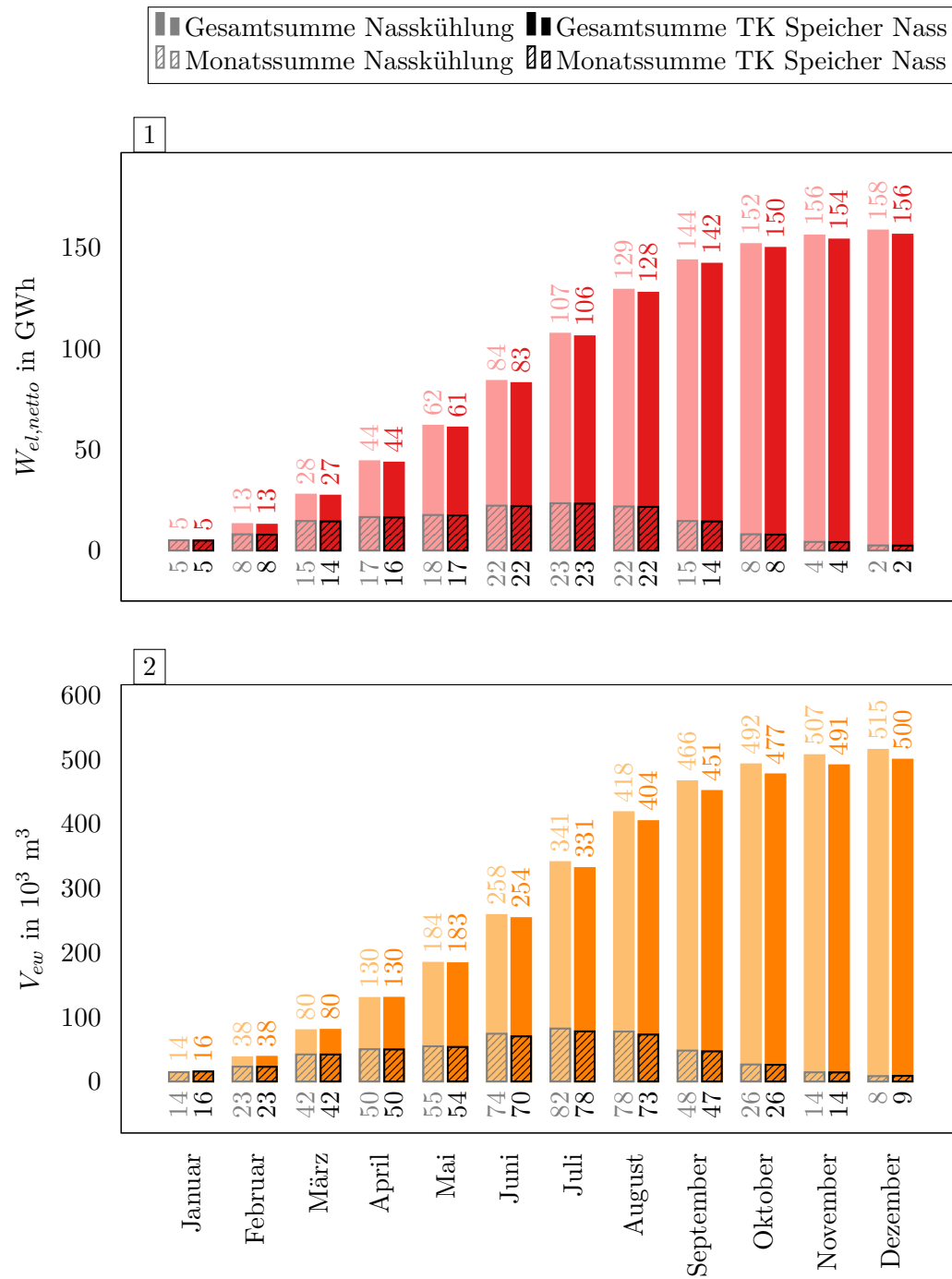


Abbildung 4.18: Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Nass* im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung

Die in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse der Untersuchung eines hybriden Kühlsystems mit Nasskühlung und Kältespeicher beziehen sich nur auf den Betrieb der Kühlung bei Verwenden der vorgestellten Referenzstrategie. Um das Potential des hybriden Kühlsystems zur Wassereinsparung oder zur Ertragssteigerung auszureizen, sind weitere Strategien zu untersuchen. Diese Untersuchungen sollen durch Verwenden des entwickelten Einsatz- und Betriebsoptimierers für hybride Kühlsysteme vereinfacht werden. Die vorliegenden Ergebnisse dienen als Grundlage, um einfache Testszenarien zur Validierung des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Kühlungsoptimierers zu erarbeiten. Um die Funktionsfähigkeit des Optimierers zu testen, werden Zustände benötigt, mit denen eine Beeinflussung von Wasserverbrauch und elektrischem Ertrag möglich ist. Zusätzlich sind Erkenntnisse für die Definition und Untersuchung weiterer Zustände interessant. Folgende Schlussfolgerungen werden getroffen:

- Mit den für die Referenzstrategie definierten zwei möglichen Betriebszuständen der Kühlung kann bereits eine Wassereinsparung bei gleichzeitiger Verringerung des elektrischen Ertrags erreicht werden. Damit können Wasserverbrauch und elektrischer Ertrag beeinflusst werden und die Zustände eignen sich für erste Untersuchungen mit dem Optimierer.
- Bei der Auswahl repräsentativer Tage für die Optimierungsrechnung sollte ein Tag aus den Monaten Mai bis September gewählt werden, da in diesen Monaten eine Wassereinsparung durch Einsatz des Kältespeichers erreicht werden kann.
- Der treibende Gradient des Wasserverbrauchs bei der Beladung des Kältespeichers ist die Temperaturdifferenz von Kühlwasser zur Umgebungsluft im Füllkörper des Kältespeichers. Je größer die Temperaturdifferenz von eintretendem Kühlwasser zur Umgebungsluft, desto größer der Wasserverbrauch bei der Beladung des Kältespeichers. Der Wasserverbrauch bei der Beladung ist also auch abhängig davon, welche warme Temperatur sich bei der Entladung im Speicher einstellt.

5 Entwicklung des Kühlungsoptimierers

Die vorangegangenen theoretischen und simulativen Untersuchungen dienen als Grundlage, um das Problem der Bestimmung optimierter Einsatz- und Betriebspläne für hybride K hlssysteme zu erfassen und einen geeigneten Lösungsansatz zu entwickeln. In diesem Kapitel wird aufbauend darauf das Optimierungsproblem zur Beschreibung der Einsatz- und Betriebsoptimierung hybrider K hlssysteme aufgestellt (s. Abschn. 5.1). Anschließend wird die Entwicklung eines *Ant Colony Optimization* Algorithmus zur Lösung des Optimierungsproblems beschrieben (s. Abschn. 5.2). In Abschnitt 5.3 wird die Implementierung des Optimierungsalgorithmus in *YACOP* und die Verknüpfung mit den vorhandenen Simulationsmodellen vorgestellt.

5.1 Definition des Optimierungsproblems

Im Folgenden Abschnitt werden die aufgestellten Modelle in Form einer Zielfunktion und Nebenbedingungen verknüpft, sodass ein Gesamtmodell in Form eines Optimierungsproblems entsteht. Die dafür benötigten theoretischen Grundlagen wurden bereits in Abschnitt 2.2 erläutert.

Für den Betrieb hybrider K hlssysteme stellt sich die Frage, wie jede Komponente oder jeder Kühlmechanismus zu einem bestimmten Zeitpunkt – abhängig von der benötigten Kühlleistung und den Umgebungsbedingungen – einzusetzen ist. Für die Optimierung des Betriebs soll sowohl der Wasserverbrauch als auch der elektrische Ertrag betrachtet werden. Wird für den Wasserverbrauch ein erlaubtes Maximum über einen gewissen Zeithorizont definiert, stellt sich zusätzlich die Frage, wann die Komponenten der Kühlung im betrachteten Zeitraum einzusetzen sind, um den elektrischen Ertrag unter Berücksichtigung des erlaubten Wasserverbrauchs zu maximieren. Ist eine Komponente der hybriden Kühlung ein Kältespeicher, stellt sich auch ohne Vorgabe eines maximalen Wasserverbrauchs die Frage, wann der Kältespeicher bei Betrachtung eines bestimmten Zeithorizonts am besten einzusetzen ist. Für die Maximierung des elektrischen Ertrags unter Berücksichtigung des Wasserverbrauchs ist demnach immer der Betrieb der Kühlung über einen Zeitraum zu optimieren. Eine Optimierung in jedem Betriebspunkt ohne Beachten der vorherigen und möglichen darauffolgenden Betriebspunkte ist nicht möglich. Das Ziel der Einsatz- und Betriebsoptimierung hybrider K hlssysteme ist demnach die Bestimmung optimierter Trajektorien der Steuergrößen. Damit liegt ein *Optimal Control Problem* (OCP) vor. Da die Berechnung des Dampfkreislaufs und der Kühlung in den betrachteten physikalischen Modellen quasi-stationär abläuft, besteht kein differentieller Zusammenhang zwischen den Betriebspunkten über die Zeit. Es ist deshalb hinreichend, den Betrieb über den Zeithorizont als eine Reihe aufeinanderfolgender Zeitschritte t zu betrachten. Dabei wird in jedem Zeitschritt ein stationärer Betriebszustand bei konstanten Eingangsgrößen bestimmt. Damit kann das OCP direkt in ein NLP überführt werden, indem in der Zielfunktion für die Betrachtung des Wasserverbrauchs und des elektrischen Ertrags die Summe der in den einzelnen Zeitschritten t berechneten Werte über den betrachteten Zeithorizont t_N gebildet wird. Das Problem ist nichtlinear, da die in

Abschnitt 4.2 aufgestellten Modelle Nichtlinearitäten aufweisen. Um in der Zielfunktion sowohl die Maximierung des elektrischen Ertrags als auch die Minimierung des Wasserverbrauchs berücksichtigen zu können, muss eine Gewichtung dieser Größen vorgenommen werden. Da Anreize zur Wassereinsparung meist wirtschaftlich gesetzt werden, liegt die Gewichtung über die Preise für den Verkauf von elektrischer Energie k_{el} sowie für den Erwerb des benötigten Ergänzungswassers k_w nahe. Die zu maximierende Zielfunktion ergibt sich zu Gleichung (5.1).

$$\max_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = \sum_{t=0}^{t_N} \left[k_{el} * W_{el,netto}^t - k_w * V_{ew}^t \right] \quad (5.1)$$

Um den Unterschied von Einkaufspreis $k_{el,ek}$ zu Verkaufspreis k_{el} des Stromes abbilden zu können, gilt für die Definition des elektrischen Ertrags (5.2) mit (5.3). Dabei wird angenommen, dass der Eigenbedarf an Strom – soweit möglich – mit Strom aus dem Generator gedeckt wird. Gilt eine abweichende Vorgabe, können (5.2) und (5.3) entsprechend angepasst werden. Insbesondere für die Beladung des Speichers ist der Strom für den Betrieb des Kühlturms und der Ladepumpe aus dem Netz zu beziehen, da zu dieser Zeit der Generator des Kraftwerks keinen Strom erzeugt.

$$W_{el,netto}^t = \begin{cases} W_{el,netto}^t & W_{el,netto}^t \geq 0 \\ F_{el} * W_{el,netto}^t & W_{el,netto}^t < 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

$$F_{el} = \frac{k_{el,ek}}{k_{el}} \quad (5.3)$$

Da die Zielfunktion nicht den gesamten monetären Ertrag des Kraftwerks abbildet, sondern nur den für die Optimierung der Kühlung betrachteten Ausschnitt, werden k_{el} , F_{el} und k_w im Folgenden nicht mehr als Preise oder Preisverhältnisse, sondern als Gewichtungsfaktoren des elektrischen Ertrags und Eigenbedarfs sowie des Wasserverbrauchs bezeichnet. So soll vermieden werden, dass mit dem Wert der Zielfunktion der tatsächliche monetäre Ertrag des Kraftwerks assoziiert wird. Dieser ist abhängig von weiteren Kostenannahmen und kann nach erfolgter Optimierung und Simulation im sogenannten *Post-Processing* in *YACOP* bestimmt werden.

Die Berechnung des elektrischen Ertrags und des Wasserverbrauchs erfolgt abhängig von den Entscheidungsvariablen $\mathbf{x}$ und den Eingangsgrößen $\mathbf{y}$, die für jeden Zeitschritt t bekannt sein müssen. Die Parameter zur Beschreibung und Dimensionierung der Modelle seien dabei als bekannt vorausgesetzt. Für die Optimierung wird der Dampfkreislauf mit Kühlsystem betrachtet. Es wird vereinfacht angenommen, dass nur der Betriebspunkt des Dampfkreislaufs durch Änderung des Betriebszustandes der Kühlung beeinflusst wird, nicht aber die Betriebspunkte der restlichen Kraftwerkskomponenten wie Solarfeld oder Salzspeicher. Damit kann der Eintrittszustand des Thermoöls als Eingangsgröße des Optimierungsproblems betrachtet werden. Welcher Betriebszustand sich im Dampfkreislauf mit Kühlung einstellt, kann – bei bekanntem Eintrittszustand des Thermoöls und bekannten Umgebungsbedingungen – abhängig von den Werten der Steuergrößen des Kühlsystems bestimmt werden. Bei bekanntem Betriebszustand des Dampfkreislaufs mit Kühlung ist auch die Menge an erzeugter elektrischer Energie und der Wasserverbrauch bekannt. Der elektrische Ertrag ergibt sich als Differenz von erzeugter elektrischer Energie und elektrischem Eigenbedarf des Kraftwerks. Für das Optimierungsproblem der Einsatz- und Betriebsoptimierung eines hybriden Kühlsystems ist es hinreichend, die erzeugte elektrische Energie, den elektrischen Eigenbedarf und den Wasserverbrauch des Dampfkreislaufs mit Kühlsystem in der Zielfunktion zu berücksichtigen. Wenn verfügbar, können auch die elektrischen Eigenbedarfe und der Wasserverbrauch der restlichen Kraftwerkskomponenten berücksichtigt werden. Aufgrund der Annahme,

dass die restlichen Komponenten des Kraftwerks durch den Betriebspunkt der Kühlung nicht beeinflusst werden, ergibt sich bei Berücksichtigung der Erträge und des Wasserverbrauchs aller Kraftwerkskomponenten – im Vergleich zur ausschließlichen Betrachtung des Dampfkreislaufs mit Kühlsystem – nur eine Erweiterung der Zielfunktion um eine konstante Größe, die nicht von den Entscheidungsvariablen $\mathbf{x}$ abhängt.

Als Eingangsgrößen für die Berechnung von elektrischem Ertrag und Wasserverbrauch des Dampfkreislaufs wird demnach der Zustand des aufgeheizten Thermoöls in jedem Zeitschritt benötigt, welches den Dampferzeugern zugeführt wird. Für die Berechnung der Kühlungskomponenten müssen die Temperatur, der Druck und die relative Feuchte der Umgebungsluft in jedem Zeitschritt als Eingangsgröße bekannt sein. Zusätzlich sind die Solldr cke am Eintritt des Kondensators und – wenn verwendet – auch am Eintritt des Kältespeichers festzulegen. Damit sind die Eingangsgrößen $\mathbf{y}$ des Optimierungsproblems definiert.

Die Maximierung des elektrischen Ertrags unter Berücksichtigung des Wasserverbrauchs soll durch Anpassen des Betriebs der Kühlung in mehreren, aufeinanderfolgenden Zeitschritten erfolgen. Um den Betriebspunkt der Kühlung einzustellen und so den Betrieb des Dampfkreislaufs abhängig von den Eingangsgrößen $\mathbf{y}$ zu optimieren, werden die Entscheidungsvariablen $\mathbf{x}$ verändert. Die für das vorliegende Problem identifizierten Entscheidungsvariablen sind in Tabelle 5.1 aufgeführt. Zu jeder Entscheidungsvariable muss jeweils auch der Gültigkeitsbereich, also minimal und maximal möglicher Wert, für die Definition der Nebenbedingungen bekannt sein. Die Entscheidungsvariablen können in jedem Zeitschritt t der Optimierung gesetzt werden.

Tabelle 5.1: Entscheidungsvariablen des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt

$\dot{m}_{kw,kt}$	Massenstrom K�hlturn
$\dot{m}_{kw,ks}$	Massenstrom Kältespeicher
$n_{ze,akt}$	Anzahl aktiver Zellen/Reihen
N_{ze}^j	Ventilatorumdrehzahl in jeder aktiven Zelle/Reihe

Für die Entscheidungsvariablen gelten die in Gleichung (5.4) - (5.10) aufgeführten Nebenbedingen, um die technischen Grenzen der Komponenten des Kühlsystems im Optimierungsproblem zu berücksichtigen. Der Massenstrom über den Kondensator $\dot{m}_{kw,ok}$ ergibt sich für jeden Zeitschritt t als Summe der Massenströme über den K hlturn $\dot{m}_{kw,kt}$ und den Kältespeicher $\dot{m}_{kw,ks}$ (5.4). Mit Gleichung (5.5) und Gleichung (5.6) wird sichergestellt, dass der durch die Kühlwasserpumpe festgelegte maximale Massenstrom bei Beaufschlagung des Kondensators mit Dampf nicht überschritten wird. Gleichzeitig wird festgelegt, dass der Kühlwassermassenstrom über den Speicher mit dem Kühlwassermassenstrom über den K hlturn gleichzusetzen ist, wenn der Kondensator nicht mit Dampf beaufschlagt wird. Da in diesem Zustand der Kältespeicher beladen wird und sich der Wassermassenstrom innerhalb des Speichers im Vergleich zur Entladung umkehrt, wird der über den Speicher fließende Kühlwassermassenstrom negativ. Gleichung (5.7) und (5.8) legen die durch K hlturn und Kältespeicher definierten Betriebsgrenzen der Massenströme über die einzelnen Komponenten fest. Die maximale Anzahl an aktiven Zellen oder Reihen des K hlturns in einem Betriebspunkt und der Betriebsbereich der Ventilatoren kann abhängig von der Auslegung des K hlturns mit Gleichung (5.9) und (5.10) definiert werden.

$$\dot{m}_{kw,ok}^t = \dot{m}_{kw,kt}^t + \dot{m}_{kw,ks}^t \quad (5.4)$$

$$0 \leq \dot{m}_{kw,ok}^t \leq \dot{m}_{kw,ok,max} \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_{kw,ok,max}^t = \begin{cases} \dot{m}_{kw,ok,max} & \text{Kondensator mit Dampf beaufschlagt} \\ 0 & \text{Kondensator nicht mit Dampf beaufschlagt} \end{cases} \quad (5.6)$$

$$\dot{m}_{kw,kt,min} \leq \dot{m}_{kw,kt}^t \leq \dot{m}_{kw,kt,max} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_{kw,ks,min} \leq \dot{m}_{kw,ks}^t \leq \dot{m}_{kw,ks,max} \quad (5.8)$$

$$0 \leq n_{ze,akt}^t \leq n_{ze,akt,max} \quad (5.9)$$

$$0 \leq N_{ze}^t \leq N_{ze,max} \quad (5.10)$$

Weitere Nebenbedingungen geben Berechnungsvorschriften zur Bestimmung des elektrischen Ertrags (5.11) und des Wasserverbrauchs (5.12) abhängig von den Eingangsgrößen und den Entscheidungsvariablen vor. Da diese Zusammenhänge im Rahmen dieser Arbeit nicht in einer kontinuierlichen Funktion beschrieben werden, wird hier lediglich ein Platzhalter verwendet. Die für den entwickelten Optimierungsalgorithmus verwendeten, nicht kontinuierlichen Modelle werden in Abschnitt 4.2 ausführlich vorgestellt. Falls im Optimierungsproblem ein maximaler Wasserverbrauch über den betrachteten Zeithorizont t_N berücksichtigt werden soll, kann dieser mit Gleichung (5.13) in das Modell des Optimierungsproblems implementiert werden. Die technischen Grenzen des Kondensationsdruckes müssen bei der Optimierung des Betriebszustandes der Kühlung ebenfalls beachtet werden (5.14), da sich der Kondensationsdruck abhängig von den Eingangsgrößen und dem Betriebszustand der Kühlung im Dampfkreislauf einstellt.

$$W_{el,netto}^t = h^t(\mathbf{x}, \mathbf{y}) \quad (5.11)$$

$$V_{ew}^t = h^t(\mathbf{x}, \mathbf{y}) \quad (5.12)$$

$$\sum_{t=0}^{t_N} V_{ew}^t \leq V_{ew,max} \quad (5.13)$$

$$p_{kon,min} \leq p_{kon}^t \leq p_{kon,max} \quad (5.14)$$

5.2 Entwicklung eines Ant Colony Optimization Algorithmus

Für die Lösung des in Abschnitt 5.1 aufgestellten Optimierungsproblems wird ein *Ant Colony Optimization* Algorithmus entwickelt. Dabei handelt es sich um einen stochastischen Lösungsansatz. Ein solcher Lösungsansatz wird für das vorliegende Problem vorgezogen, weil dadurch die Anwendung des Optimierers auf ein Blackbox-Modell des Kraftwerks mit hybrider Kühlung ermöglicht wird. Der Kühlungsoptimierer soll als Online-Optimierer im realen Kraftwerk oder für theoretische Untersuchungen im Bereich der Jahresertragsrechnung eingesetzt werden. Durch Verwenden eines stochastischen Ansatzes kann der Optimierer auf jedes Simulationsmodell eines Kraftwerks angewendet werden, welches den elektrischen Ertrag und den Wasserverbrauch als Ergebnis ausgibt. Der entwickelte Kühlungsoptimierer kann demnach zur Untersuchung beliebiger Kraftwerkskonfigurationen und hybrider K hlensysteme eingesetzt werden, ohne den Algorithmus für jede Untersuchung anpassen zu müssen. Ein weiterer Vorteil des stochastischen Ansatzes ist, dass Modelle unterschiedlichen Detaillierungsgrades für die Optimierung verwendet werden

können. Für die Modellierung der Verdunstung im Nasskühlturm ist ein System aus partiellen Differentialgleichungen iterativ zu lösen. Die Zusammenhänge sind komplex, sodass die Abbildung in einer kontinuierlichen Funktion, die für die Anwendung eines deterministischen Ansatzes benötigt würde, kaum möglich ist. Auch die Modellierung der Zusammenhänge in Charakteristiken für das spezifische Optimierungsproblem mit Kühlturm und Kältespeicher gestaltet sich schwierig, da aufgrund der großen Menge an Freiheitsgraden der Betriebspunkt der Komponenten stets von zahlreichen Größen abhängig ist. Des Weiteren sinkt der Detaillierungsgrad der Modelle durch die nötigen Vereinfachungen zur Abbildung der Zusammenhänge in einer kontinuierlichen Funktion. Bei Verwendung des stochastischen Ansatzes können sowohl die detaillierten Modelle ohne Vereinfachung als auch vereinfachte Modelle für die Optimierung eingesetzt werden.

Ein Problem bei der Verwendung stochastischer Lösungsansätze tritt oft bei der Einbindung der Nebenbedingungen auf. Für die Anwendung des *Ant Colony Optimization* Algorithmus wird das in Abschnitt 5.1 vorgestellte Optimierungsproblem deshalb angepasst. Anstatt die K hlwassermassenstr me sowie die Drehzahlen und aktiven Zellen oder Reihen des Kühlturms als Entscheidungsvariablen zu verwenden, setzt der Optimierer einen Wert für die in Abschnitt 4.3 eingeführte Zustandsvariable zur Definition der Betriebsstrategie des Kühlsystems. Da für jeden Wert der Zustandsvariablen im Simulationsmodell auch Maßnahmen zur Korrektur des Betriebszustandes bei Verlassen der erlaubten Betriebsgrenzen definiert sind, werden die in Abschnitt 5.1 aufgestellten Nebenbedingungen stets erfüllt. Um den elektrischen Ertrag zu maximieren und den Wasserverbrauch zu minimieren, bestimmt der Kühlungsoptimierer, in welchem der vorher festgelegten Zustände sich das Kühlsystem in jedem Zeitschritt der Optimierung befinden muss, um die aufgestellte Zielfunktion (5.1) zu maximieren. Als Lösung ergibt sich der Wert der Zielfunktion und damit der erreichte elektrische Ertrag und Wasserverbrauch über den besten gefundenen Lösungsweg. Der Lösungsweg beschreibt die Werte der Zustandsvariablen in jedem von der Optimierung betrachteten Zeitschritt und repräsentiert damit den gefundenen optimalen Einsatzplan. Für den Einsatz als Online-Optimierer ist die Verwendung des Betriebszustands als Entscheidungsvariable sinnvoll, da auch im realen Kraftwerk die Steuerung der Kühlung oft anhand vordefinierter Betriebsstrategien vorgenommen wird. Beim Einsatz für theoretische Untersuchungen ist die Verwendung der Zustandsvariable ebenfalls von Vorteil, da eine exakte Bestimmung der optimalen Werte für die K hlwassermassenstr me oder Ventilator Drehzahlen mit dem Detaillierungsgrad der Modelle zur Jahresertragsrechnung nicht möglich ist. Um entsprechende Tendenzen des Systemverhaltens bei Änderung der Stellgrößen zu bestimmen, können verschiedene Betriebszustände definiert und untersucht werden.

Da für die Lösung des Optimierungsproblems mit einem stochastischen Ansatz das Simulationsmodell wiederholt aufgerufen werden muss, ist die Rechengeschwindigkeit des Optimierers stark abhängig von der Dauer einer Simulation über den für die Optimierung betrachteten Zeithorizont, dem sogenannten Modellaufruf. Die Dauer der Optimierung kann durch Parallelisierung der Modellaufrufe verringert werden. Der entwickelte Algorithmus wird deshalb so ausgelegt, dass eine parallele Auswertung der Zielfunktion für unterschiedliche Entscheidungsvariablen möglich ist.

Im Folgenden wird eine für die Einsatz- und Betriebsoptimierung entwickelte Variante des *Ant Colony Optimization* Algorithmus hybrider K hlssysteme vorgestellt. Dabei wird die sogenannte *Min-Max Ant System* Variante als Heuristik verwendet. Das Grundprinzip der *Ant Colony Optimization* (ACO) wurde anhand der *Ant System* Variante in Abschnitt 2.2 erläutert. Im Folgenden wird das vorliegende Optimierungsproblem auf diesen ACO Algorithmus angepasst

und das neu entstandene Optimierungsverfahren eingeführt.

Damit ein ACO Algorithmus eingesetzt werden kann, muss das vorliegende Optimierungsproblem zunächst in Form eines gerichteten Graphen dargestellt werden. Die dafür angewendete Vorgehensweise wird anhand von Abbildung 5.1 erklärt. Der Kühlungsoptimierer legt für jeden Zeitschritt der Optimierung t fest, welchen Wert die Zustandsvariable zur Definition des Betriebszustands der Kühlung über die Zeitschrittweite Δt einnimmt. Dabei ist unerheblich, welche Zeitschrittweite im Simulationsmodell verwendet wird, solange diese kleiner oder gleich der Zeitschrittweite der Optimierung Δt ist. Zu Beginn eines jeden Zeitschritts kann also die Zustandsvariable neu gesetzt werden. Die Zustandsvariable kann in dem hier vorgestellten Optimierungsverfahren grundsätzlich beliebig viele Werte annehmen. Für die Erklärung sei jedoch angenommen, dass nur aus zwei möglichen Zuständen **Z1** und **Z2** gewählt werden kann. Dann kann die Zustandsvariable für jeden Zeitschritt zwei verschiedene Werte annehmen. Wird jeder Entscheidung für jeden Zeitschritt ein Knoten zugewiesen, spannt sich der in Abbildung 5.1 gezeigte gesamte Baum auf. Die Knoten werden dabei für jeden Zeitschritt fortlaufend und von oben nach unten aufsteigend nummeriert. In Abbildung 5.1 wurde zum Beispiel allen Knoten mit gerader Nummer der Wert **Z1** (Nutze den Kältespeicher) zugewiesen und den Knoten mit ungerader Nummer der Wert **Z2** (Nutze den Kältespeicher nicht). Das bedeutet, dass der Weg von Knoten 1 zu Knoten 2 als Simulation von $t = 0$ bis $t = 2$ im Zustand **Z1** zu interpretieren ist.

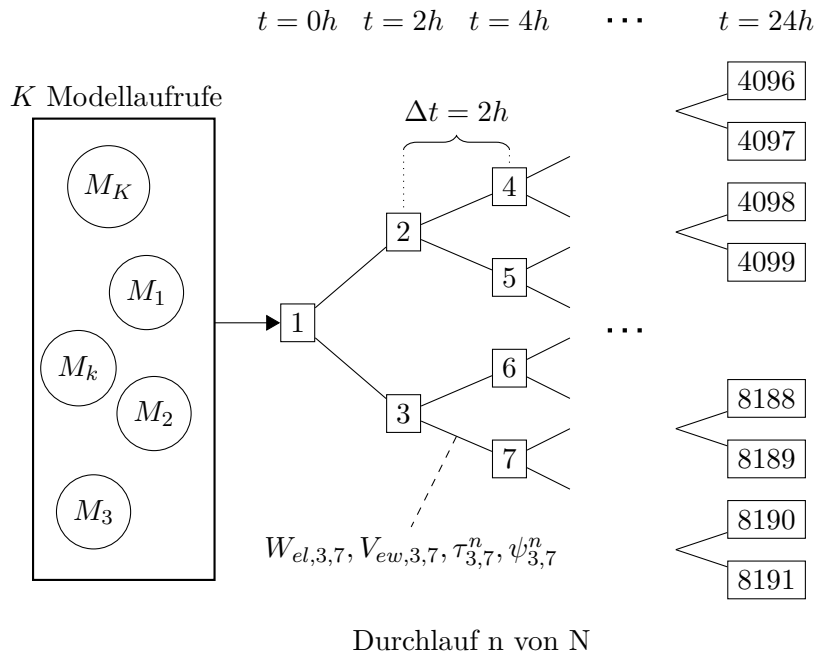


Abbildung 5.1: Prinzipskizze zur Repräsentation des vorliegenden Optimierungsproblems als Entscheidungsbaum

Der Kühlungsoptimierer ist so aufgebaut, dass sich der Entscheidungsbaum automatisch abhängig von der Anzahl an möglichen Zuständen n_z , dem betrachteten Zeithorizont t_N und der Zeitschrittweite Δt aufspannt. Dazu wird zunächst die Menge der Zeitschritte n_t mit Gleichung (5.15) bestimmt. Damit kann die Menge möglicher Wege durch den Baum n_{wege} bestimmt werden (5.16). Ein Weg durch den Baum, im Folgenden auch Pfad genannt, führt dabei immer vom ersten bis zum letzten Zeitschritt. Die Menge an Knoten n_{kn} , die für das Aufspannen des Baumes verwendet werden, kann mit Gleichung (5.17) bestimmt werden. Bei aufsteigender Nummerierung

der Knoten über die Zeitschritte und in jedem Zeitschritt von oben nach unten ergeben sich die Nummern möglicher Folgeknoten F_x mit Gleichung (5.18). Auch die Zuweisung der Werte der Zustandsvariablen auf die Knoten erfolgt nach einer fest definierten Vorschrift, so dass ein direkter Zusammenhang zwischen der Nummer des Knotens und dem zugewiesenen Zustand besteht. Es können also mögliche Folgeknoten und damit mögliche Folgezustände bestimmt werden, ohne dass der gesamte Baum im Arbeitsspeicher abgelegt werden muss. Lediglich bereits untersuchte Knoten werden gespeichert, um ein Überlaufen des Arbeitsspeichers bei großen Optimierungsproblemen zu vermeiden.

$$n_t = \frac{t_N}{\Delta t} \quad (5.15)$$

$$n_{wege} = (n_z)^{n_t} \quad (5.16)$$

$$n_{kn} = \frac{(n_z)^{(n_t+1)} - 1}{n_z - 1} \quad (5.17)$$

$$i^{t+1} = i^t * n_z + r \quad \text{für } r \in [(-1) * n_z + 2, 1] \quad \text{mit } r \in \mathbb{Z} \quad (5.18)$$

Jeder Modellaufruf entscheidet von einem Zeitschritt zum nächsten, welchen Folgeknoten er in der Baumstruktur wählt. Die Pfade über die Knoten repräsentieren die Simulation über die Zeitschritte, wobei je nach gewähltem Knoten der Wert für die Zustandsvariable im betrachteten Zeitschritt eingestellt wird. Für jeden Teilpfad zwischen den untersuchten Knoten wird der elektrische Ertrag $W_{el,x,y}$ und der Wasserverbrauch $V_{ew,x,y}$ bestimmt und bei Knoten y gespeichert. Da die Baumstruktur aus einer Simulation über eine Zeitspanne entwickelt wird, kann jeder Knoten y nur über genau einen Pfad vom Startknoten aus erreicht werden. Deshalb ist auch der vorherige Knoten x eindeutig bestimmt und sowohl $W_{el,x,y}$ als auch $V_{ew,x,y}$ können anstatt einem Teilpfad x, y auch direkt dem Knoten y zugewiesen werden. Beim Abspeichern bereits untersuchter Knoten können für einen Knoten y die Werte für $W_{el,x,y}$ und $V_{ew,x,y}$ mit abgelegt werden, sodass eine erneute Simulation von x nach y nicht nötig ist. Stattdessen können die mit dem Knoten y gespeicherten Werte abgerufen werden, wenn der Knoten zu einem späteren Zeitpunkt erneut betrachtet wird, um Rechenzeit zu sparen.

Ein Modellaufruf startet immer am Startknoten 1 und trifft in jedem Zeitschritt eine Zufallsentscheidung unter Berücksichtigung der Übergangswahrscheinlichkeiten zu den jeweiligen Folgeknoten, bis ein Knoten auf der letzten Zeitebene erreicht wird. Die Übergangswahrscheinlichkeit wird mit Gleichung (2.5) bestimmt. Dafür sind Werte für die Sichtbarkeit ψ und die Gewichtung der Knoten τ zu bestimmen. Die Gewichte werden abhängig vom elektrischen Ertrag und dem Wasserverbrauch für die Knoten auf dem aktuellen Lösungspfad bestimmt. Die Sichtbarkeit ist für das vorliegende Problem schwer zu bestimmen, da bei Betrachtung der Folgeknoten von x keine Werte für $W_{el,x,y}$ und $V_{ew,x,y}$ vorliegen, wenn der Folgeknoten y noch nicht untersucht wurde. Eine Ausführung mit Berechnung von ψ bei bereits untersuchtem Folgeknoten und Setzen eines konstanten Wertes bei unbekanntem Folgeknoten wurde untersucht. Der konstante Wert wurde dabei auf den maximal möglichen Wert von ψ gesetzt, um die Wahrscheinlichkeit der Auswahl nicht untersuchter Knoten zu erhöhen, mit dem Ziel, möglichst viele Knoten zu untersuchen. Es wurde festgestellt, dass die Konvergenz des Optimierers durch Vernachlässigen von ψ beschleunigt werden kann. Deshalb werden alle in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen mit $\beta = 0$ durchgeführt, sodass nur die globale Bewertung der in dem betrachteten Modellaufruf durchlaufenen Teilpfade über die Gewichtung τ die Übergangswahrscheinlichkeit beeinflusst. Für die Bestimmung der Gewichte werden die Gleichungen (5.19) - (5.22) angewendet. Die

Gewichte werden nur für die Teilpfade des besten Lösungspfades eines Iterationsschrittes neu berechnet. Die Erhöhung der Werte ist durch eine Konstante δ_{opt} definiert. Der Lösungspfad des Iterationsschrittes wird durch Vergleich der durch die Zielfunktion vorgegebenen Lösung (5.1) – jeweils berechnet über die Lösungspfade der einzelnen Modellaufufe – bestimmt. Die Gesamtlösung des Optimierungsverfahrens ergibt sich durch fortlaufenden Vergleich der Lösungen in den einzelnen Iterationsschritten. Die Anpassung der Gewichtung über die Zeit findet analog zum ACO Algorithmus auf allen Pfaden statt und kann mit Gleichung (2.7) auf jedem Teilpfad durchgeführt werden. Der Wert δ_{opt} bestimmt im Verhältnis zur Verminderung ρ , wie viele darauffolgende Iterationsschritte die Pfade in der Nähe des mit δ_{opt} bewerteten Lösungspfades untersucht werden. Zusätzlich wird die maximale Gewichtung τ_{max} und minimale Gewichtung τ_{min} , die auf einem Teilpfad liegen kann, festgelegt. Mit τ_{max} wird garantiert, dass der Optimierer nicht zu schnell auf einem Lösungspfad konvergiert und insgesamt nicht genügend Knoten untersucht werden. τ_{min} wird gesetzt, damit nicht untersuchte Pfade durch die ständige Anpassung der Gewichte mit steigender Anzahl an Iterationen nicht zu schlecht bewertet sind, sodass auch potentiell bessere Pfade, die nicht in der Nähe der bisher gefundenen besten Lösungspfade liegen, zum Teil untersucht werden. Es gilt immer, das richtige Verhältnis aus Konvergenzrate und der Menge untersuchter Knoten zu finden. Dazu werden die vorgestellten Parameter der Optimierung ($n_{iter,max}$, $n_{iter,neu}$, $n_{iter,init}$, α , β , δ_{opt} , τ_{max} , τ_{min} , τ_{init} , ρ) eingestellt.

$$\Delta\tau_{x,y}^{k_{best}} = \begin{cases} \delta_{opt} & k_{best} \text{ ist auf } x,y \text{ gelaufen} \\ 0 & k_{best} \text{ ist nicht auf } x,y \text{ gelaufen} \end{cases} \quad (5.19)$$

$$\tau_{x,y}^{n+1} = \tau_{x,y}^n + \sum_k^K \Delta\tau_{x,y}^{k_{best}} \quad (5.20)$$

$$\tau_{x,y}^{n+1} = \max(\tau_{x,y}^{n+1}, \tau_{min}) \quad (5.21)$$

$$\tau_{x,y}^{n+1} = \min(\tau_{x,y}^{n+1}, \tau_{max}) \quad (5.22)$$

Abbildung 5.2 zeigt das Ablaufschema des Algorithmus für den Optimierer. Vor Beginn der Iteration wird auf jedem Teilpfad die gleiche Gewichtung τ_{init} initialisiert. Dann beginnt die iterative Ausführung. Für jeden Iterationsschritt werden zunächst K Modellaufufe gestartet, die den Entscheidungsbaum durchlaufen. Der Durchlauf eines Aufrufes entspricht der Simulation über den betrachteten Zeithorizont der Optimierung von $t = 0$ bis t_N . Da die Modellaufufe unabhängig voneinander den Baum durchlaufen, können die Simulationsaufrufe parallelisiert werden, um die Rechenzeit des Optimierers zu verringern. Bei jeder Auswahl eines Folgeknotens wird vor der Berechnung der Übergangswahrscheinlichkeiten zunächst überprüft, welche Folgeknoten aktiv sind. Folgeknoten können deaktiviert werden, sodass sie und damit auch alle darauffolgenden möglichen Knoten für eine weitere Untersuchung nicht mehr in Betracht gezogen werden. Welche Knoten deaktiviert werden, wird während der Dämon-Aktivitäten bestimmt. Die Übergangswahrscheinlichkeiten werden dann nur für die aktiven Folgeknoten berechnet, sodass deaktivierte Knoten nicht per Zufallsentscheidung ausgewählt werden können. Nachdem alle Modellaufufe beendet und damit alle Simulationen für diesen Iterationsschritt durchgeführt wurden, werden die sogenannten Dämon Aktivitäten ausgeführt. Für das aufgestellte Optimierungsproblem wurden folgende Dämon Aktivitäten definiert:

- Speichere alle während diesem Iterationsschritt untersuchten Knoten ab, die bisher noch nicht untersucht wurden.

- Deaktiviere alle Knoten, deren Folgeknoten bereits vollständig untersucht wurden.
- Deaktiviere alle Knoten, in dessen Zeitschritten der Kältespeicher eingesetzt aber weniger als 30 Minuten genutzt wurde (optional).
- Deaktiviere alle Knoten, bis zu denen der maximal erlaubte Wasserverbrauch bereits überschritten wurde (optional).
- Finde den besten Lösungspfad des Iterationsschrittes durch Vergleichen der Werte der Zielfunktion für alle in diesem Iterationsschritt von den Modellaufrufen untersuchten Lösungspfade. Wenn der beste Lösungspfad des Iterationsschrittes auch der beste Lösungspfad von allen bisher durchgeführten Iterationsschritten ist, speichere den Wert des elektrischen Ertrags und des Wasserverbrauchs über diesen Lösungspfad und die Werte der Zustandsvariable in jedem Zeitschritt dieses Lösungspfades als aktuelles Ergebnis der Optimierungsrechnung.

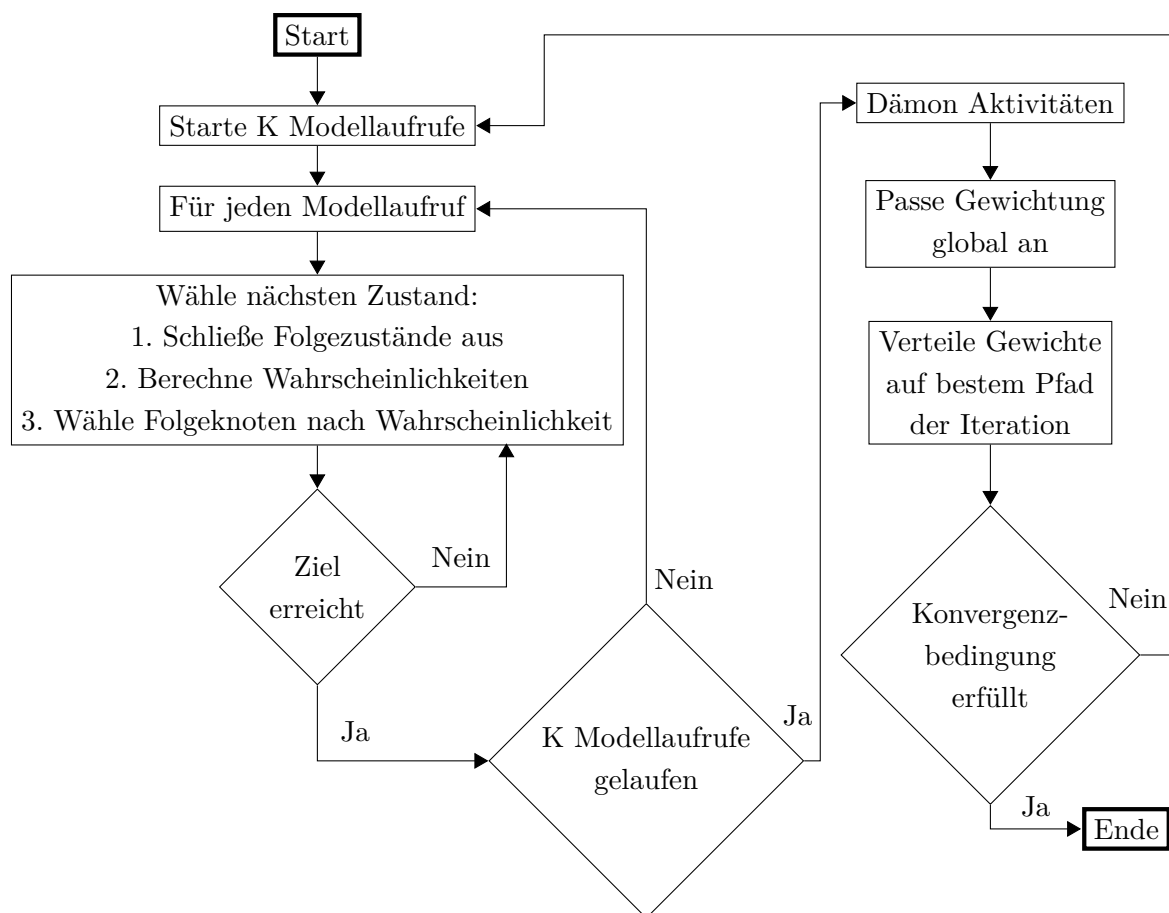


Abbildung 5.2: Ablaufplan des entwickelten Optimierungsverfahrens

Nach Abschließen der Dämon Aktivitäten wird zunächst die Anpassung der Gewichtung auf allen Pfaden vorgenommen und anschließend werden auf jedem Teilpfad des besten Lösungspfades dieses Iterationsschrittes die Gewichte um δ_{opt} erhöht. Die Konvergenzbedingung des Optimierers wird erfüllt, wenn entweder die maximale Anzahl an Iterationen $n_{iter,max}$ erreicht ist, oder in den letzten $n_{iter,neu}$ Iterationsschritten kein neuer bester Lösungspfad gefunden wurde. Nach $n_{iter,init}$ Iterationen ohne neues Optimum wird die Gewichtung neu initialisiert, also die Gewichte auf allen Teilpfaden auf τ_{init} gesetzt. Dieser Schritt dient dazu, eine zu schnelle Konvergenz in einem

lokalen Optimum zu vermeiden.

5.3 Implementierung des Kühlungsoptimierers in YACOP

Für die Implementierung des Kühlungsoptimierers in *YACOP* wurde die in Abbildung 5.3 gezeigte Teststrecke entwickelt. Der Optimierer kann dabei in zwei Ausführungen verwendet werden. Für Untersuchungen mit weniger als 20 Modellaufrufe wird eine nicht parallelisierte Berechnung empfohlen. In diesem Fall werden die Werte für $W_{el,x,y}$ und $V_{ew,x,y}$ in jedem untersuchten Knoten y gespeichert und bei erneuter Betrachtung des Knotens eines Aufrufs abgerufen anstatt neu berechnet zu werden. Bei diesem Vorgang werden viele Zugriffe auf denselben Bereich im Arbeitsspeicher vorgenommen, weshalb sich eine Parallelisierung nicht anbietet. Für eine kleine Zahl von Aufrufen kann durch Abrufen der Ergebnisse statt Simulation allerdings die Rechengeschwindigkeit erhöht werden. Bei einer gr o eren Anzahl von Aufrufen ist die parallelisierte Rechnung effizienter. Hierbei müssen allerdings auch schon untersuchte Knoten erneut berechnet werden, um zu vermeiden, dass die parallelisierten Prozesse auf einen gemeinsamen Bereich im Arbeitsspeicher zugreifen müssen.

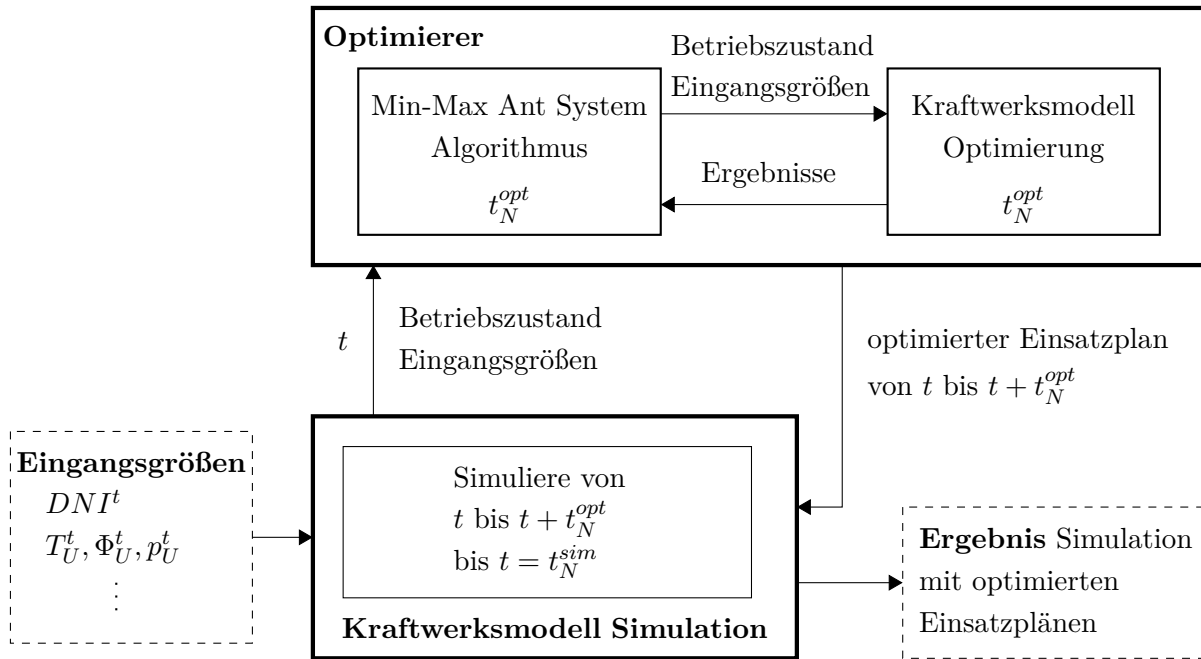


Abbildung 5.3: Teststrecke für die Simulation mit gleichzeitiger Einsatzoptimierung in *YACOP*

Die Teststrecke wurde entwickelt, um Ertragsrechnungen mit gleichzeitiger Einsatz- und Betriebsoptimierung der Kühlung durchzuführen. Für eine Simulation von $t = 0$ bis $t = t_N^{sim}$ wird das Simulationstool zunächst mit den Eingangsgr o en in jedem Zeitschritt initialisiert. Anschließend wird der Optimierer zur Bestimmung des optimierten Einsatzplans über den Zeithorizont der Optimierung t_N^{opt} aufgerufen. Mit dem optimierten Einsatzplan wird dann die Simulation von t bis $t + t_N^{opt}$ durchgeführt. Anschließend wird der Betriebszustand des Kraftwerks gespeichert und mit den Eingangsgr o en wieder an den Optimierer übergeben. Dort wird erneut der optimierte Einsatzplan über den Zeithorizont der Optimierung bestimmt und dieser an das Simulationsmodell übergeben, wo die Simulation mit dem optimierten Einsatzplan über den bereitgestellten Zeithorizont durchgeführt wird. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis der Zeithorizont der

Simulation t_N^{sim} erreicht ist und die Ergebnisse der Simulation mit optimierten Einsatzplänen ausgegeben werden können.

Sowohl für die Simulation als auch für die Optimierungsrechnung können unterschiedliche Kraftwerksmodelle verwendet werden. Im Rahmen der Untersuchungen des Optimierers in Kapitel 6 wurde beispielsweise ein energiebasiertes Kraftwerksmodell zur Jahresertragsrechnung für den wiederholten Aufruf während der Optimierung verwendet und ein detaillierteres, massenstrombasiertes Modell zur Jahresertragsrechnung für die Simulation. Dadurch wird zum einen die Rechengeschwindigkeit im Vergleich zur zweifachen Verwendung des detaillierten Modells erhöht und gleichzeitig wird der Betrieb des Optimierers im realen Kraftwerk angenähert. Bei der Anwendung des Optimierers im realen Kraftwerk wird die Optimierungsrechnung mit einem Modell durchgeführt, während der tatsächliche Ertrag und Wasserverbrauch sich durch den realen Betrieb mit den optimierten Einsatzplänen ergibt. Da ein Modell die Realität niemals exakt abbilden kann, ergibt sich eine Analogie von der Verwendung detaillierterer Modelle für die Simulation und vereinfachter Modelle für die Optimierung einerseits und dem Vergleich realer Messdaten des Kraftwerks bei Betrieb mit den im Optimierer bestimmten Einsatzplänen andererseits.

6 Validierung des Khlungsoptimierers

In diesem Kapitel wird die Funktionsfahigkeit des entwickelten Einsatz- und Betriebsoptimierers fr hybride Khlssysteme anhand verschiedener Beispielrechnungen gezeigt. Fr die durchgefhrten Optimierungsrechnungen wird die Testkonfiguration mit Nasskhlurm und Kltespeicher verwendet. Ausfhrungen zur Optimierung der Testkonfiguration mit Trockenkhlung und Kltespeicher sind in Anhang D zusammengestellt.

Alle Untersuchungen werden mithilfe der in Abschnitt 5.3 vorgestellten Teststrecke durchgefhrte. Fr die Optimierung wird ein energiebasiertes Modell zur Jahresertragsrechnung eingesetzt. Zusdtzlich wurde fr die Berechnung des Nasskhlurms mit dem in Abschnitt 4.2.3 vorgestellten Modell ein Kennfeld erzeugt und in *YACOP* eingebunden, da die Lsung des Systems aus partiellen Differentialgleichungen die Berechnung des Gesamtmodells signifikant verlangsamt. Fr die Simulation wird ein massenstrombasiertes Modell zur Jahresertragsrechnung verwendet und der Nasskhlurm wird mit den in Abschnitt 4.2.3 vorgestellten Gleichungen berechnet. Dadurch hat das Modell fr die Optimierung zwar einen geringeren Detaillierungsgrad, dafur verkürzt sich aber die Rechenzeit. Die Abweichungen beider Gesamtmodelle liegen bei einer Jahresertragsrechnung in der Gröfenordnung von 5 %. Die Tendenzen der Verläufe relevanter Gröfen in Dampfkreislauf und Khlssystem decken sich weitgehend, sodass eine Anwendung der vereinfachten Modelle fr die Optimierung mglich ist.

In allen vorgestellten Untersuchungen werden die in Abschnitt 4.3 definierten Zustnde als mgliche Werte fr die Entscheidungsvariable der Optimierung verwendet:

- **Zustand 1 (Z1):** Nutze den Kltespeicher
- **Zustand 2 (Z2):** Nutze den Kltespeicher nicht

Der Optimierer kann also fr jeden Zeitschritt der Optimierung einen dieser beiden Zustnde einstellen. Als Zeithorizont fr die Optimierung werden $t_N = 24$ h festgelegt, da der untersuchte Kltespeicher fr die tgliche Be- und Entladung ausgelegt ist. Die Zeitschrittweite der Optimierung Δt wird je nach Untersuchung eingestellt. In der Zielfunktion (5.1) wird der elektrische Ertrag in kWh eingesetzt und der Wasserverbrauch in m^3 . Abhngig davon ergibt sich die Gröfenordnung der Gewichtungsfaktoren k_{el} zu $1/\text{kWh}$ und k_w zu $1/\text{m}^3$. Der Wert der Zielfunktion ist damit dimensionslos. In Tabelle 6.1 werden die Werte aufgefhrte, mit denen der Khlungsoptimierer fr die durchgefhrten Untersuchungen parametrisiert wurde. Die Anzahl der Modellaufrufe K pro Iterationsschritt sowie die Gewichtungsfaktoren werden in den Untersuchungen fr die Validierung des Optimierers variiert.

Die Simulationen mit optimierter Betriebsstrategie werden jeweils mit den Simulationen mit der in Abschnitt 4.3 vorgestellten Testkonfiguration fr den Einsatz der Zustnde **Z1** und **Z2** verglichen. Zur Untersuchung der Nasskhlung mit Kltespeicher wurde ein Sptsommertag ausgewhlt. Als Referenz ist in Abbildung 6.1 zunchst der elektrische Ertrag und der Wasserverbrauch bei Verwendung der hybriden Khlung mit Kltespeicher im Betrieb mit der Referenzstrategie im

Tabelle 6.1: Parametrisierung des Kühlungsoptimierers für die Validierung

$n_{iter,max}$	100
$n_{iter,neu}$	25
$n_{iter,init}$	15
α	1
β	0
δ_{opt}	0,2
ρ	0,1
τ_{init}	1
τ_{min}	0,4
τ_{max}	1

Vergleich zur Verwendung einer reinen Nasskühlung aufgetragen. Es zeigt sich derselbe Trend wie bei den Untersuchungen eines Sommertages in Abschnitt 4.3, es wird eine Wassereinsparung von 12 % bei einem Ertragsverlust von etwa 5,4 % erreicht. Der Tag wurde ausgewählt, da Wassereinsparung und Ertragsverlust vergleichsweise hoch sind und deshalb ein größeres Optimierungspotential erwartet wird.

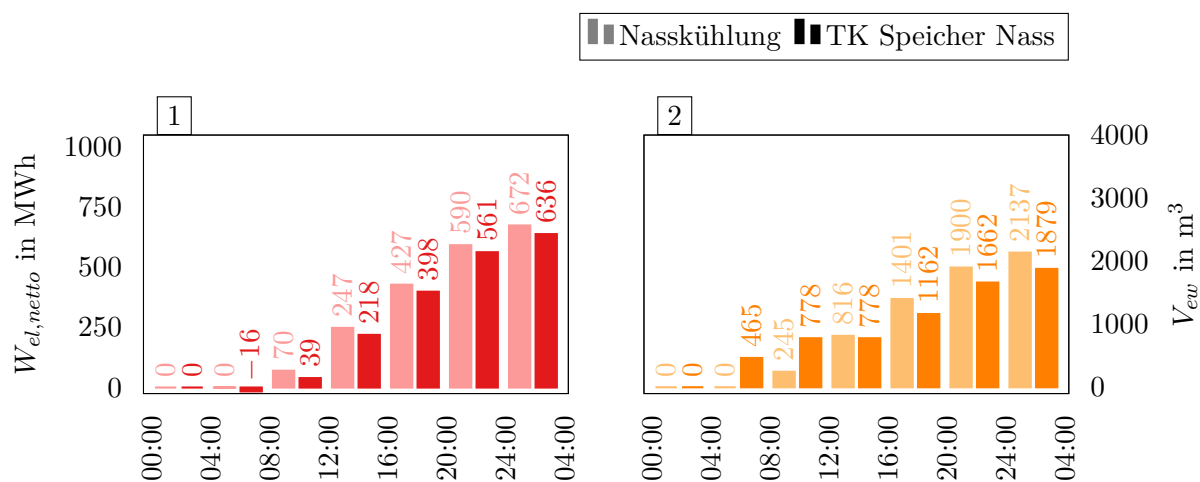


Abbildung 6.1: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Nass* im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Nasskühlung an einem Spätsommertag

In Abbildung 6.2 sind die Ergebnisse einer wiederholten Optimierungsrechnung desselben Tages bei identischer Parametrisierung abgebildet. Es wurde ein vergleichsweise kleines Optimierungsproblem konstruiert, bei dem alle $\Delta t = 2$ h ein neuer Zustand festgelegt wurde. Mit der Menge an möglichen Zuständen $n_z = 2$ ergibt sich für die Menge möglicher Einsatzpläne ein Wert von $2^{12} = 4096$. Das entspricht einer Menge von 8191 Knoten im Entscheidungsbaum. Da das Problem vergleichsweise klein ist werden nur $K = 16$ Modellaufrufe eingesetzt und die Variante des Optimierers ohne Parallelisierung wird verwendet. Für die Gewichtungsfaktoren wurden Werte in der Größenordnung üblicher Strom- und Wasserpreise eingesetzt. Ein Wert für k_w von 5 1/m^3 spiegelt dabei einen Wasserpreis gleicher Höhe in €/m^3 wieder. Ein solcher Preis stellt sich in etwa ein, wenn Wasser mit Tankwagen zum Kraftwerk transportiert werden muss. Die Parametrisierung zielt also auf eine Wassereinsparung ab, indem das Wasser 50 Mal so hoch gewichtet wird wie der Strom. Diagramm 1 in Abbildung 6.2 zeigt die Anzahl der Iterationen bis zur Konvergenz des Optimierers aufgetragen für jede der zehn durchgeführten Optimierungsrechnungen. In leicht abgesetzter Farbe ist am Ende der x -Achse der Mittelwert über alle zehn Durchläufe eingetragen. Es wird deutlich, dass der Optimierer in jedem Durchlauf vor Erreichen der maximalen Anzahl an Iterationen ($n_{iter,max} = 100$) konvergiert. In Diagramm zwei ist die Anzahl der untersuchten Knoten aufgetragen. Im Schnitt werden etwa 17 % der möglichen zu betrachtenden Knoten untersucht. Die Dauer der Optimierungsrechnung ist in Diagramm 3 eingezeichnet. Der Optimierer braucht im Schnitt 298 s – also etwa fünf Minuten – für die Optimierung der Einsatzpläne über einen Tag mit einem Zeitschritt der Optimierung von 2 h und zwei möglichen Zuständen. Je mehr Iterationen bis zur Konvergenz durchgeführt werden, desto länger dauert auch die Optimierung. Diagramm 4 zeigt den Wert der Zielfunktion, berechnet für den besten gefundenen Einsatzplan. Die Werte sind über alle Durchläufe identisch. Gleiches gilt für den elektrischen Ertrag (Diagramm 5) und den Wasserverbrauch (Diagramm 6), ebenfalls berechnet für den besten gefundenen Einsatzplan. Das bedeutet, der Kühlungsoptimierer findet in jedem Durchlauf dasselbe Optimum. Durch eine vergleichende Brute-Force Rechnung konnte festgestellt werden, dass dieses gefundene Optimum dem globalen Optimum entspricht. Damit ist die Funktionsfähigkeit des Optimierers für Probleme in der Größenordnung 10^3 gezeigt.

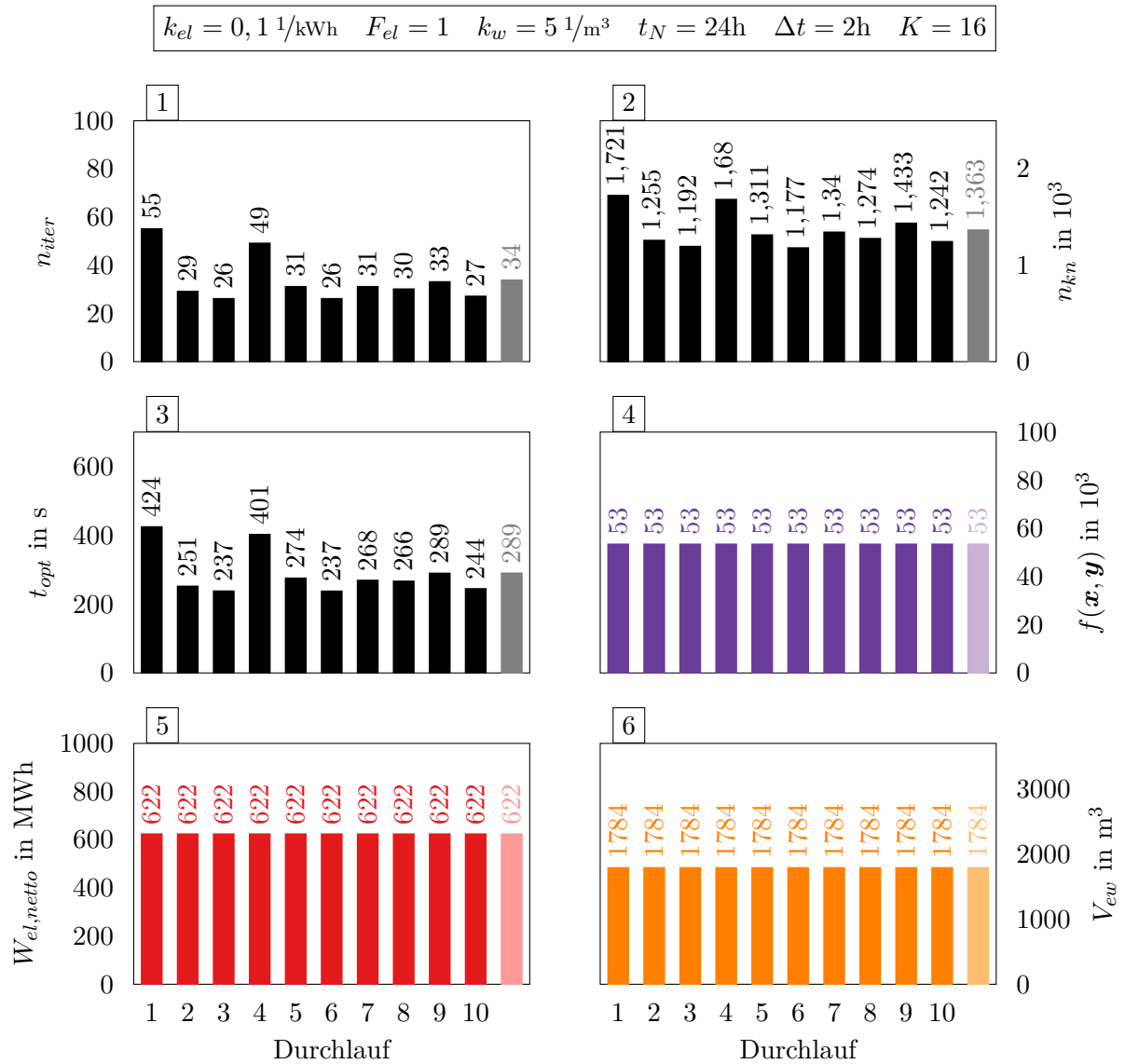


Abbildung 6.2: Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit *TK Speicher Nass* an einem Spätsommertag mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ 1/m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$

In Abbildung 6.3 sind die Simulationsergebnisse – bei Verwenden des in Durchlauf 1 der in Abbildung 6.2 aufgeführten Optimierungsrechnungen bestimmten optimierten Einsatzplans – im Vergleich zur Simulation mit der in Abschnitt 4.3 vorgestellten Referenzstrategie aufgetragen. Bei Betrachtung von Diagramm 1 und 2 fällt auf, dass die berechneten Werte des elektrischen Ertrags und des Wasserverbrauchs bei der Optimierungsrechnung (s. Abb. 6.2) und der Simulation (s. Abb. 6.3) abweichen. Dies ist auf die Verwendung der Modelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad für die Simulation und die Optimierung zurückzuführen. Die Abweichungen liegen zwischen 2 und 3 %. Die in der Optimierungsrechnung mit den vereinfachten Modellen bestimmten Werte für den elektrischen Ertrag und den Wasserverbrauch sind geringer als die mit dem detaillierteren, für die Simulation verwendeten Modell berechneten Werte. Ein Vergleich der Modelle hat ergeben, dass sich die Tendenzen der Verläufe relevanter Größen in Dampfkreislauf und Kühlsystem ausreichend gut decken, sodass der mit dem Optimierer gefundene Einsatzplan durch die Verwendung der vereinfachten Modelle kaum bis gar nicht beeinflusst wird, auch wenn sich die Werte von berechnetem elektrischen Ertrag und Wasserverbrauch leicht unterscheiden. Weitere Ausführungen zu den Vergleichen der energiebasierten und massenstrombasierten Modelle zur Jahresertragsrechnung können intern am DLR abgerufen werden.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit optimierten Einsatzplänen im Vergleich zur Simulation mit der Referenzstrategie anhand von Abbildung 6.3 betrachtet. In Diagramm 1 kann abgelesen werden, dass der elektrische Ertrag durch Optimieren der Einsatzpläne an diesem Spätsommertag um 0,5 % gesteigert werden kann. Gleichzeitig kann der Wasserverbrauch um 2,3 % verringert werden (Diagramm 2). Dazu wird der Kältespeicher – anstatt ab 2 Uhr beladen zu werden – erst ab 6 Uhr morgens geladen und erreicht so nur eine Speicherladung von etwa 50 %. Diese wird durch Entladen zwischen 12 Uhr und 16 Uhr abgerufen. Es wird deutlich, dass die Beladung des Kältespeichers durch die Optimierung der Einsatzpläne von den kalten Temperaturen in den Nachtstunden hin zu den wärmeren Temperaturen in den Morgenstunden verschoben wird. Durch den geringeren Temperaturunterschied von Kühlwasser zu Umgebungstemperatur kann so die Verdunstungsrate gesenkt werden. Es wird also der in Abschnitt 4.3 festgestellte Effekt bestätigt, dass sich der Wasserverbrauch bei der Aufladung des Kältespeichers in der Nacht mit steigender Temperaturdifferenz von Kühlwasser und Umgebungstemperatur erhöht.

Im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung kann mit der hybriden Kühlung mit Kältespeicher und den optimierten Einsatzplänen bei zwei möglichen Zuständen eine Wassereinsparung von 16 % erreicht werden. Die Wassereinsparung geht mit einem Ertragsverlust von 5,1 % einher. Im Vergleich zu 12 % Wassereinsparung mit 5,4 % bei Verwenden der Referenzstrategie konnte durch die Optimierung der Einsatzpläne also eine Maximierung des elektrischen Ertrags und eine Minimierung des Wasserverbrauchs erreicht werden. Damit ist die Funktionsfähigkeit des entwickelten Kühlungsoptimierers für das betrachtete Problem gezeigt.

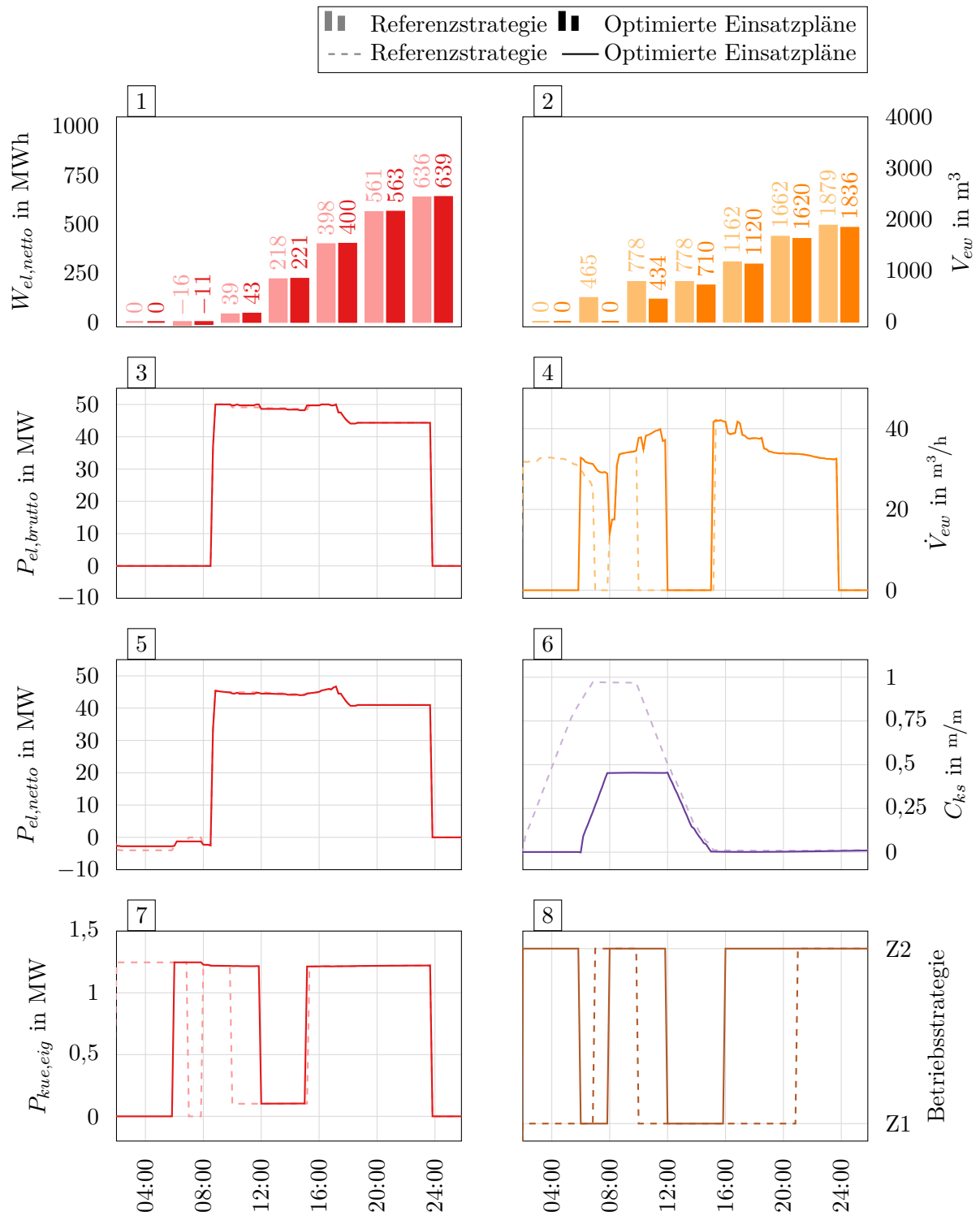


Abbildung 6.3: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Nass* bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0, 1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ 1/m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Spätsommertag

Abbildung 6.4 zeigt die Ergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Nass* bei optimierten Einsatzplänen und zwei möglichen Zuständen. Für die gleichzeitige Simulation und Optimierung wurde die in Abschnitt 5.3 vorgestellte Teststrecke verwendet. Die Optimierung wurde für einen Zeithorizont von 24 h mit einer Zeitschrittweite von 2 h durchgeführt. Die Zeitschrittweite der Optimierung beträgt zehn Minuten. Es wurden für jeden Tag zunächst optimierte Einsatzpläne mithilfe des Kühlungsoptimierers berechnet und anschließend eine Simulation des Tages mit den optimierten Einsatzplänen durchgeführt. Dieser Vorgang wurde wiederholt, bis das Ende des Simulationszeitraums von ein Jahr erreicht wurde. Für die Optimierung wurden dieselben Parameter verwendet, wie für die zuvor beschriebene Optimierung des Spätsommertages. Auch hier wurde mit $K = 16$ Modellaufrufen pro Iterationsschritt die Variante des Optimierers ohne Parallelisierung gewählt. Der Wasserverbrauch wurde erneut 50 mal stärker gewichtet als der Stromertrag. Die Jahresertragsrechnung mit Optimierung der Einsatzpläne hat dabei insgesamt 34 h gedauert. In Diagramm 1 ist der kumulierte elektrische Ertrag über die einzelnen Monate und über den gesamten Zeitraum aufgetragen. Diagramm 2 zeigt den Wasserverbrauch in gleicher Weise. Im Vergleich zum Betrieb mit der Referenzstrategie konnte der elektrische Ertrag über das gesamte Jahr durch Optimierung der Einsatzpläne um 1,3 % gesteigert werden. Dafür steigt der Wasserverbrauch um 1,6 % im Vergleich zum Betrieb mit der Referenzstrategie. Bei einer Betrachtung der Monatssummen wird deutlich, dass der elektrische Ertrag durch Optimieren der Einsatzpläne in den Monaten März bis September geringfügig gesteigert werden kann, wodurch sich insgesamt die Ertragssteigerung von 1,3 % über das gesamte Jahr ergibt. In den Wintermonaten wird der Ertrag nicht gesteigert, sondern ist im Vergleich mit der Referenzstrategie nahezu identisch für die Nutzung der optimierten Einsatzpläne. Der Anstieg des Wasserverbrauchs ist auf die Monate Juni bis August zurückzuführen. In den restlichen Monaten ist der Wasserverbrauch identisch, in den Wintermonaten sogar teilweise geringer bei Anwenden der optimierten Einsatzpläne im Vergleich zur Referenzstrategie.

Vergleicht man die Ergebnisse mit den in Abbildung 4.18 aufgeführten Ergebnissen einer Jahresertragsrechnung mit reiner Nasskühlung, so kann bei Einsatz der hybriden Kühlung mit Kältespeicher und optimierten Einsatzplänen bei zwei möglichen Zuständen eine Wassereinsparung von 1,4 % ohne Verluste beim elektrischen Ertrag erreicht werden. Die Kompensation der Verluste beim elektrischen Ertrag werden im Vergleich zur Referenzstrategie durch die Optimierung der Einsatzpläne erreicht. Mit diesen Ergebnissen wird deutlich, dass der Optimierer für theoretische Untersuchungen im Bereich der Jahresertragsrechnung eingesetzt werden kann.

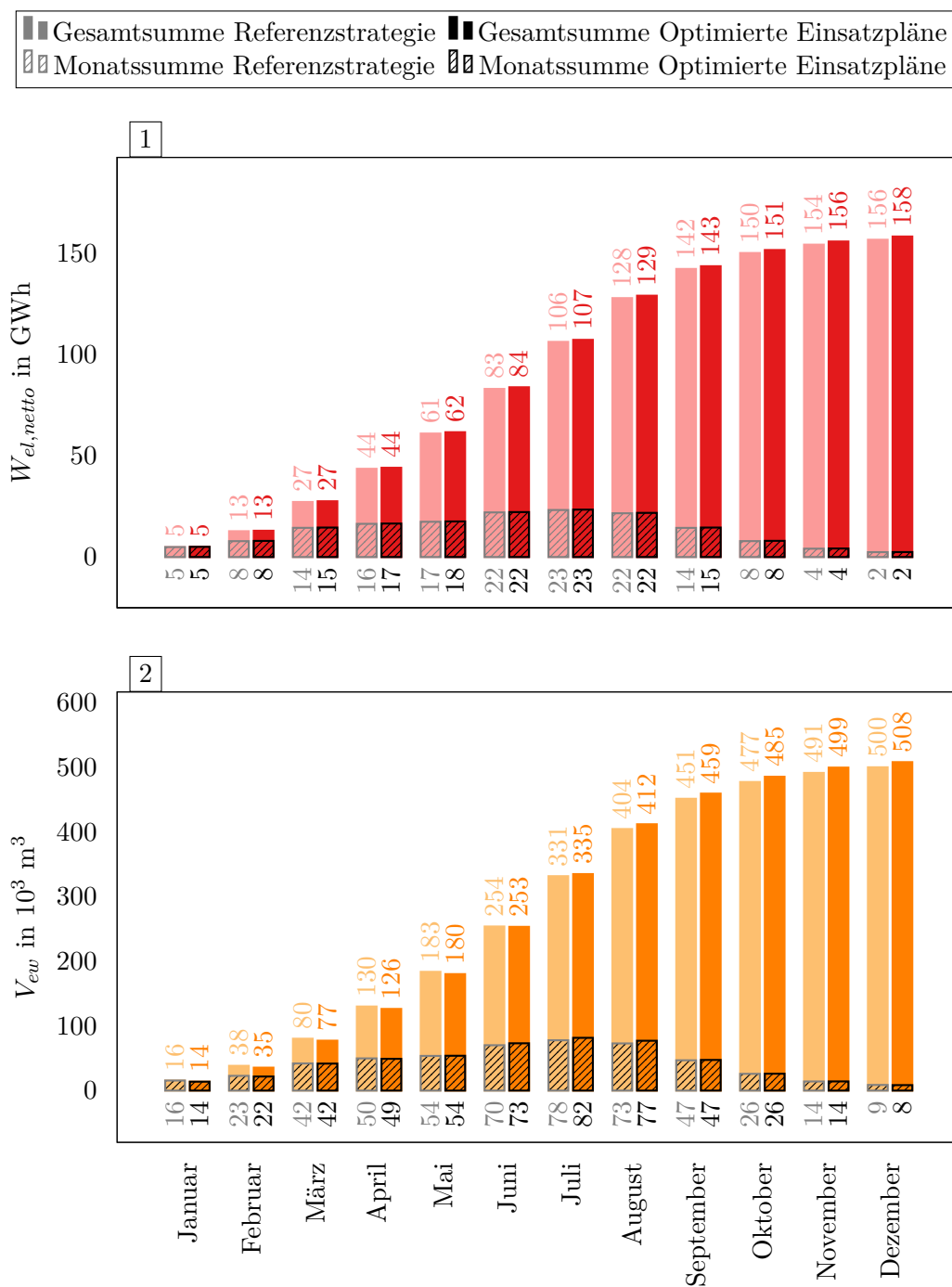


Abbildung 6.4: Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Nass* bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0, 1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ 1/m}^3$, $t_N = 24 \text{ h}$, $\Delta t = 2 \text{ h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie

Die in der vorgestellten Jahresertragsrechnung erreichte Wassereinsparung ist im Vergleich zum Einsatz einer reinen Nasskühlung verhältnismäßig gering, auch wenn sie ohne elektrische Ertragsverluste einher geht. Wie viel Wasser durch Optimieren der Einsatzpläne eingespart wird, soll abhängig von den Gewichtungsfaktoren k_{el} , F_{el} und k_w eingestellt werden können. Um diese Funktionalität des Optimierers zu überprüfen, wurden die Faktoren k_w und F_{el} für eine ansonsten identisch parametrisierte Optimierungsrechnung am betrachteten Spätsommertag variiert. Es wurde eine Verschiebung des Betriebs hin zu geringerem Wasserverbrauch und dafür größeren Ertragsverlusten bei steigendem Gewichtungsfaktor für Wasser k_w erwartet. In Abbildung 6.5 sind die Ergebnisse der Variation für einen Zeithorizont von 24 h und einer Zeitschrittweite der Optimierung von $\Delta t = 2$ h für die bekannten zwei möglichen Zustände dargestellt. In Diagramm 1 ist der Wert der Zielfunktion über dem Wasserverbrauch aufgetragen, in Diagramm 2 der elektrische Ertrag. Es wird sofort deutlich, dass der Optimierer für steigende Werte von k_w Einsatzpläne mit höherer Wassereinsparung als Ergebnis identifiziert. Lediglich für die Werte $0,1 \text{ 1/m}^3$ und 1 1/m^3 wird kein Unterschied im Verhältnis von Wasserverbrauch zu elektrischem Ertrag erreicht. Das bedeutet, dass der Optimierer denselben Einsatzplan für beide Werte von k_w als Ergebnis ausgibt. Für die untersuchten zwei möglichen Zustände wird also erst ab einem Verhältnis der Gewichtungsfaktoren für Wasser und elektrischem Ertrag von etwa 50 eine Wassereinsparung durch Anpassen der Einsatzpläne erreicht. Wird der Eigenbedarfsfaktor F_{el} erhöht, wird der Verbrauch von aus dem Netz gezogenem Strom stärker negativ bewertet. Die dadurch entstehenden Verluste im elektrischen Ertrag in Diagramm 2 sind nicht auf eine Änderung der Einsatzpläne zurückzuführen, sondern auf die Korrektur von $W_{el,netto}$ in der Zielfunktion (5.1) abhängig von F_{el} nach (5.2). Der vom Optimierer bestimmte und in Diagramm 2 aufgetragene elektrische Ertrag stellt also nicht den tatsächlich erzeugten elektrischen Ertrag, sondern einen korrigierten Wert dar, wodurch das Absinken des elektrischen Ertrags bei steigendem Eigenbedarfsfaktor erklärt werden kann. Der Wert der Zielfunktion in Diagramm 1 wird durch F_{el} nicht stark beeinflusst. Mit steigendem Gewichtungsfaktor für Wasser k_w sinkt der maximal erreichbare Wert der Zielfunktion. Insgesamt wird deutlich, dass die vom Optimierer bestimmten Einsatzpläne durch Anpassen der Gewichtungsfaktoren beeinflusst werden können. Je größer das Verhältnis aus Gewichtungsfaktor für Wasser zu Gewichtungsfaktor für den elektrischen Ertrag, desto größer die Wassereinsparung durch den bestimmten optimalen Betriebsplan. Damit ist auch die Funktionsfähigkeit dieser Eigenschaft des Kühlungsoptimierers gezeigt. Die Wassereinsparung durch Optimierung der Einsatzpläne geht dabei immer mit einem Verlust beim elektrischen Ertrag einher.

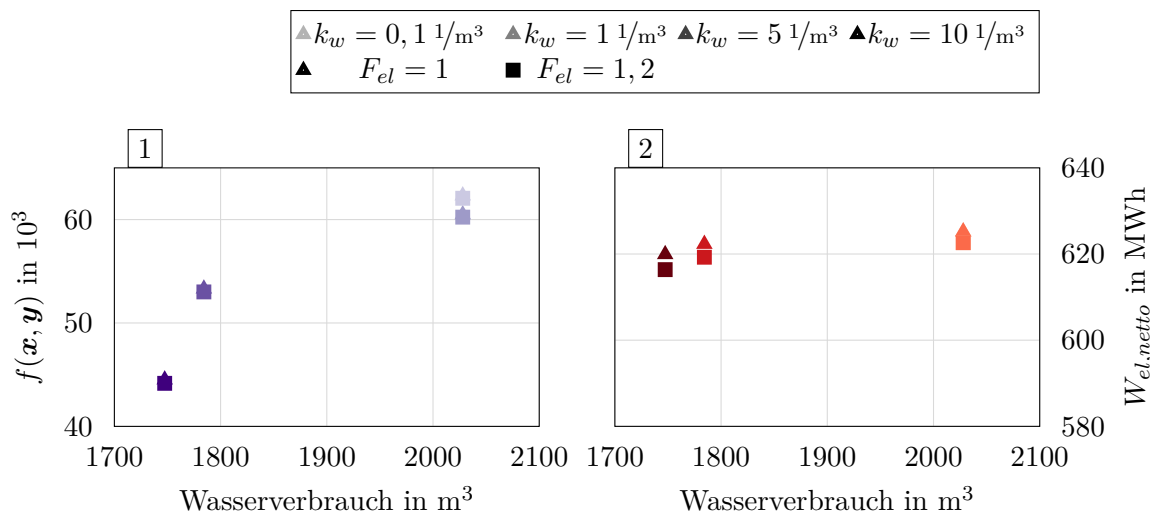


Abbildung 6.5: Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit *TK Speicher Nass* an einem Spätsommertag mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ bei Variation der Gewichtungsfaktoren für Wasser k_w und für den Eigenbedarf F_{el}

In den bisherigen Untersuchungen wurde die Funktionsfähigkeit des entwickelten Kühlungsoptimierers für Optimierungsprobleme in der Größenordnung von 10^3 möglichen Lösungen gezeigt. Der Kühlungsoptimierer kann für Untersuchungen im Rahmen der Jahresertragsrechnung eingesetzt werden und die Gewichtung von Maximierung des elektrischen Ertrags und Minimierung des Wasserverbrauchs kann durch die Gewichtungsfaktoren eingestellt werden. Zuletzt soll der Optimierer noch für die Anwendung auf Optimierungsprobleme höherer Größenordnung untersucht werden. Dazu wird eine wiederholte Optimierungsrechnung des betrachteten Sp tsommertages mit einer verringerten Zeitschrittweite der Optimierung von $\Delta t = 1 \text{ h}$ durchgeführt. Bei einem Zeithorizont von 24 h und zwei möglichen Entscheidungen ergibt sich damit eine Menge möglicher Einsatzpläne von $2^{24} = 16777216$. Das entspricht einer Menge von 33554431 Knoten. Aufgrund der Größe des Optimierungsproblems werden pro Iterationsschritt $K = 64$ Modellaufrufe durchgeführt und der Optimierer in der Variante mit Parallelisierung der Modellaufrufe betrieben. Die Ergebnisse der Optimierungsrechnungen sind in Abbildung 6.6 aufgetragen. In Diagramm 1 wird ersichtlich, dass der Optimierer in allen 10 Durchläufen vor Erreichen der maximal möglichen Anzahl an Iterationen konvergiert. Im Schnitt werden 50 Iterationen bis zur Konvergenz durchgeführt. Diagramm 2 zeigt die Anzahl untersuchter Knoten. Es werden im Schnitt nur 0,1 % der vorhandenen Knoten untersucht. Trotzdem findet der Optimierer in jedem Durchlauf ein Optimum mit identischem Wert der Zielfunktion (Diagramm 4). Auch der elektrische Ertrag (Diagramm 5) ist in neun der zehn Durchläufe identisch und weicht auch in Durchlauf zehn nur geringfügig von den anderen Werten ab. Der Wasserverbrauch (Diagramm 6) schwankt in einem Bereich von 1757 m^3 und 1787 m^3 . Dabei maximiert sich der Wasserverbrauch in Durchlauf zehn, in dem auch der gr   te elektrische Ertrag erreicht wird. Es zeigt sich erneut die Tendenz, dass mit einer Wassereinsparung immer ein elektrischer Ertragsverlust einher geht oder wie in diesem Fall umgekehrt, dass eine Steigerung des elektrischen Ertrags auch eine Steigerung des Wasserverbrauchs zur Folge hat. Der Optimierer findet trotz der geringen Anzahl untersuchter Knoten in jedem Durchlauf ein vergleichbar gutes Optimum. Die mittlere Dauer einer Optimierungsrechnung beträgt 823 s, also in etwa 14 Minuten. Damit dauert die Optimierung etwa dreimal so lange wie bei Betrachtung des we-

sentlich kleineren Optimierungsproblems mit einer Zeitschrittweite der Optimierung von $\Delta t = 2$ h.

In Abbildung 6.7 sind die Simulationsergebnisse mit den im zweiten Durchlauf der in Abbildung 6.6 vorgestellten Optimierungsrechnungen bestimmten optimierten Einsatzplänen im Vergleich zum Betrieb mit der Referenzstrategie aufgetragen. In Diagramm 1 und 2 wird deutlich, dass im Vergleich zur Referenzstrategie durch Anwenden der optimierten Einsatzpläne der elektrische Ertrag um 0,3 % gesteigert werden kann, während der Wasserverbrauch um 3,78 % verringert wird. Dazu wird der Kältespeicher in zwei Phasen – von 2 Uhr bis 3 Uhr und von 6 Uhr bis 8 Uhr – beladen. Es stellt sich ein relativer Füllstand von etwa 70 % ein. Erneut wird die Beladung bei etwas wärmerer Umgebungstemperatur der Beladung in den kalten Nachtstunden gr o tenteils vorgezogen. Entladen wird der Speicher zwischen 12 Uhr und 16 Uhr. Zu dieser Zeit verbraucht die Nasskühlung das meiste Wasser aufgrund der hohen Umgebungstemperatur, wodurch sich die Entladung des Speichers in diesem Zeitraum zur Wassereinsparung anbietet. Im Vergleich zur Optimierung mit einem Zeitschritt von $\Delta t = 2$ h kann eine gr o ere Wassereinsparung (3,78 % statt 2,3 %) mit einem etwas geringeren Gewinn im elektrischen Ertrag (0,3 % statt 0,5 %) durch Anwenden der optimierten Einsatzpläne im Vergleich zur Referenzstrategie erreicht werden. Es stellt sich jedoch die Frage, ob dieser geringe Gewinn in der Wassereinsparung eine dreifache Dauer der Optimierungsrechnung rechtfertigt. Unabhängig vom Vergleich mit den anderen Optimierungsrechnungen zeigen die Ergebnisse in Abbildung 6.7, dass der Kühlungsoptimierer auch auf gr o ere Probleme in der Gr o enordnung von 10^7 möglichen Lösungen angewendet werden kann. Die Anwendung auf noch gr o ere Probleme wurde bisher nicht getestet, kann aber durch Anpassen der Modellaufrufe pro Iterationsschritt K und der Konvergenzkriterien untersucht werden.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Simulationsergebnisse beziehen sich alle auf die Optimierung der Einsatzpläne mit nur zwei möglichen Zuständen. Es wurde festgestellt, dass eine Wassereinsparung durch Einsetzen des Kältespeichers immer mit einem Verlust im elektrischen Ertrag einher geht. Dieser Verlust kann durch Optimierung der Einsatzpläne verringert und der Wasserverbrauch je nach Verhältnis der Gewichtungsfaktoren noch weiter gesenkt werden. Die Beladung des Speichers in den frühen Morgenstunden ab 6 Uhr anstatt in der Nacht ab 2 Uhr bietet sich an, um die Temperaturdifferenz zwischen r ckzuk hlendem Wasser aus dem Speicher und der Umgebungsluft möglichst gering zu halten. Die Entladung in der Mittagszeit zwischen 12 Uhr und 16 Uhr ist optimal, da zu dieser Zeit die Nasskühlung aufgrund der hohen Umgebungstemperatur das meiste Wasser verbrauchen würde. Der Eigenverbrauch der Kühlung verringert sich durch Einsatz des Kältespeichers nicht, da der verringerte Eigenbedarf des Kühlturms durch den Betrieb bei Teillast durch die höhere Leistung der Ladepumpe bei Beladung des Speichers nahezu den gleichen oder einen höheren Eigenbedarf der gesamten Kühlung zur Folge hat wie bei Betrieb des Nasskühlturms in Volllast. Durch den teilweise höheren Eigenbedarf der Kühlung kann auch der Verlust im elektrischen Ertrag im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung erklärt werden. Der Verlauf der Bruttoleistung wird bei Betrieb in den vorgestellten Zuständen kaum beeinflusst, es steht also auch bei Einsatz des Kältespeichers immer genug Kühlleistung zur Verfügung um den Nennbetriebspunkt des Dampfkreislaufs einzustellen.

Ein noch unausgeschöpftes Potential zur Wassereinsparung besteht durch die Definition weiterer möglicher Zustände. Bei einem Zeithorizont der Optimierung von 24 h und einem Zeitschritt von 2 h können in einem Optimierungsproblem in der Gr o enordnung von 10^7 möglichen Lösungen bis

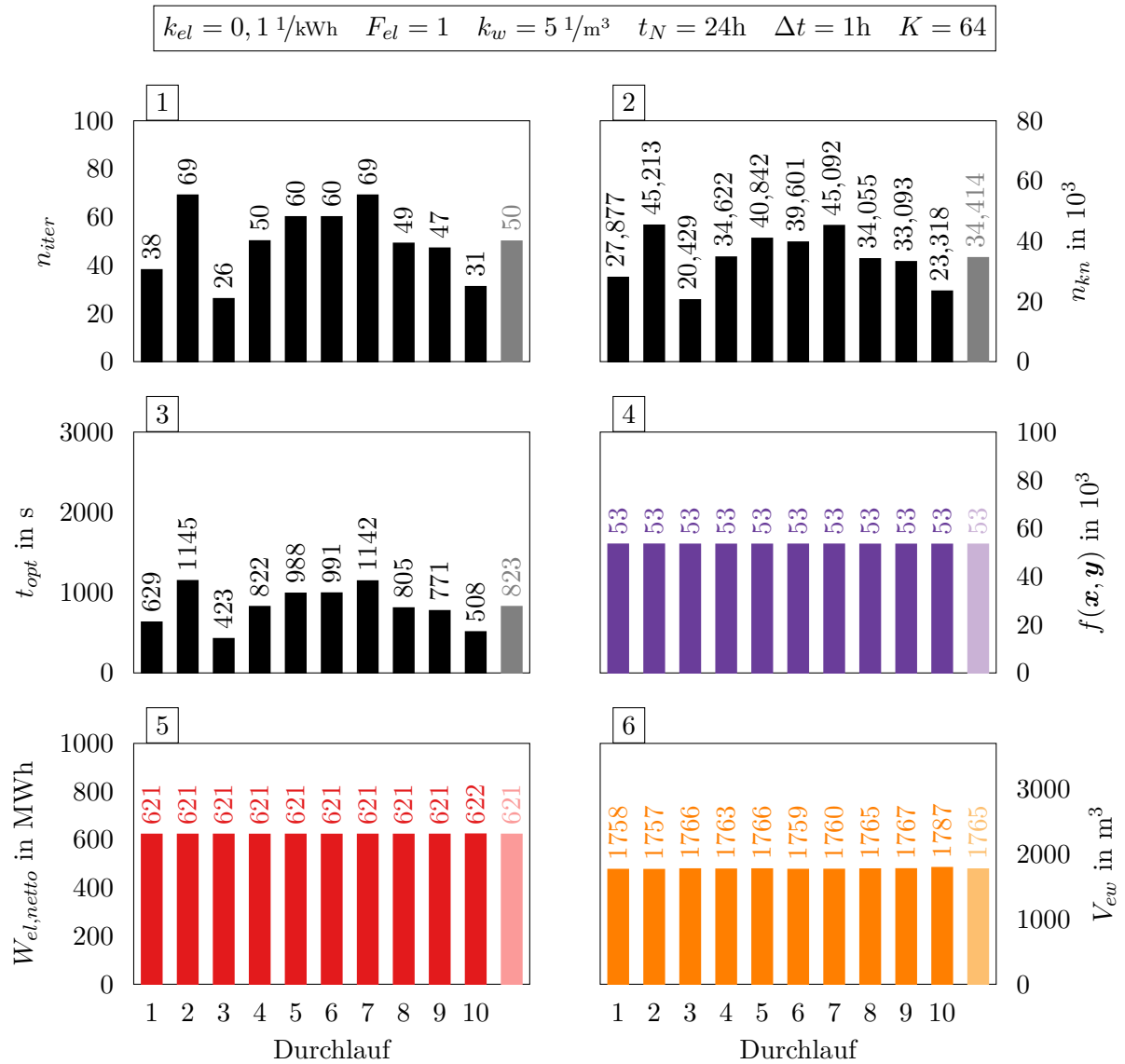


Abbildung 6.6: Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit *TK Speicher Nass* an einem Spätsommertag mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ 1/m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$

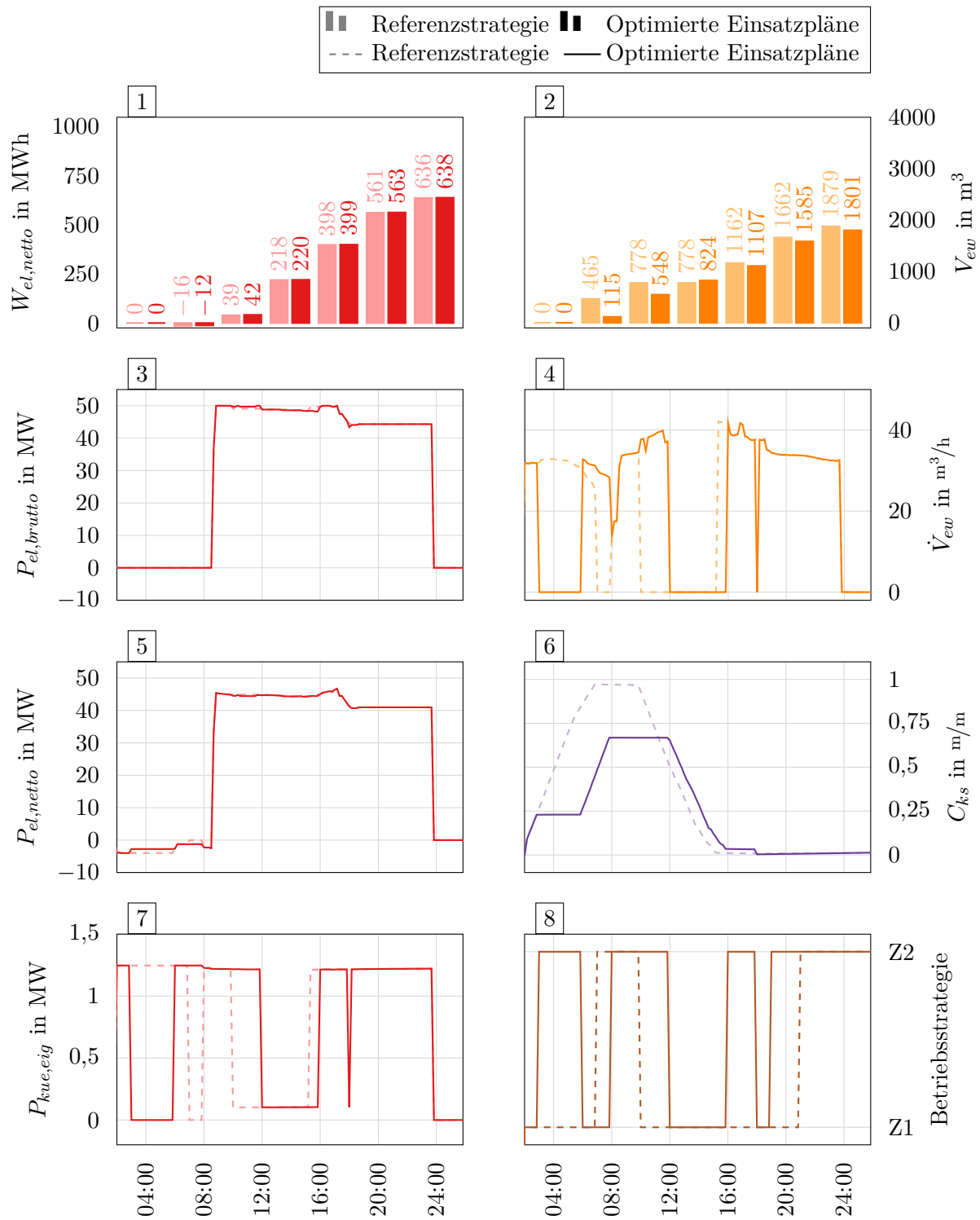


Abbildung 6.7: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Nass* bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0, 1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $k_w = 5 \text{ 1/m}^3$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Spätsommertag

zu vier mögliche Zustände untersucht werden. Besonders interessant ist dabei die Definition von Zuständen mit dem Ziel, den Wasserverbrauch noch weiter zu senken. Die bisher untersuchten Zustände sehen durchgehend einen Betrieb bei maximalem Kühlwassermassenstrom vor, sowohl bei der Be- und Entladung des Speichers als auch beim alleinigen Betrieb des Nasskühlturms. Generell können weitere Betriebszustände betrachtet werden, in denen eine geringere Kühlleistung bereitgestellt wird. Dadurch kann der Wasserverbrauch gesenkt werden, unabhängig davon ob der Kältespeicher eingesetzt wird oder nicht. Gleichzeitig ist eine Absenkung der Kraftwerkseffizienz zu erwarten, die durch die verringerten Stromeigenbedarfe der Kühlungskomponenten voraussichtlich nur teilweise kompensiert wird. Bei der Definition weiterer Zustände sollte beachtet werden, dass mit steigender Temperaturdifferenz von Kühlwasser zu Umgebungsluft auch der Wasserverbrauch steigt. Damit diese Differenz bei der Beladung des Speichers nicht zu groß wird, empfiehlt es sich auch bei der Entladung des Speichers einen Betriebszustand mit geringer Kühlwassertemperatur am Kondensatoraustritt einzustellen, da sonst das bei der Beladung rückzukühlende Wasser eine im Verhältnis zur Umgebungsluft zu hohe Temperatur aufweist. Dementsprechend interessant wäre die Untersuchung eines Betriebspunktes, bei dem der Kältespeicher bei Teillast entladen wird und zusätzlich der Nasskühlturm in Betrieb ist. Durch den geringeren Massen- und Luftstrom über den Füllkörper des Nasskühlturms kann der Wasserverbrauch gesenkt werden, vorausgesetzt die Temperatur des rückzukühlenden Wassers wird nicht zu groß. Einer hohen Kühlwassertemperatur im entladenen Speicher wirkt die parallele Entladung des Kältespeichers entgegen, wodurch ein Erreichen des Nennbetriebspunktes des Dampfkreislaufs und damit eine ausreichend geringe Kühlwassertemperatur am Kondensatoraustritt erwartet werden kann. Damit wäre eine Wassereinsparung ohne signifikante Verluste in der elektrischen Bruttoleistung möglich. Welche Werte sich für den Eigenbedarf der Kühlung und den elektrischen Ertrag einstellen bleibt zu untersuchen. Generell wird jedoch das Konzept der Verschiebung des Kältebedarfs in die Nachtstunden mit dem Ziel der Wassereinsparung kritisch betrachtet. Die starke Abhängigkeit der Verdunstungsrate von der Temperaturdifferenz von Kühlwasser zu Luft im Füllkörper des Nasskühlturms spricht gegen die Beladung des Kältespeichers in den kalten Nachtstunden. Zusätzlich wird keine signifikante Verringerung des elektrischen Eigenbedarfs erreicht.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Einsatz- und Betriebsoptimierer für hybride Kühlsysteme entwickelt und dessen Funktionsfähigkeit gezeigt. Der Optimierer maximiert den elektrischen Ertrag des Kraftwerks unter Berücksichtigung des Wasserverbrauchs. Dabei kann die Gewichtung der Maximierung des elektrischen Ertrags und der Minimierung des Wasserverbrauchs mithilfe von Parametern eingestellt werden. Der Optimierer ist so ausgelegt, dass er entweder als Online-Optimierer in einem Kraftwerk oder für theoretische Untersuchungen im Bereich der Jahresertragsrechnung eingesetzt werden kann. In beiden Fällen werden optimierte Einsatzpläne über einen Zeithorizont von 24 h bestimmt. Der Optimierungsalgorithmus basiert auf einem stochastischen Ansatz und kann ohne Anpassung des Algorithmus für die Untersuchung beliebiger hybrider Kühlsysteme und Kraftwerkskonfigurationen eingesetzt werden. Es ist lediglich eine auf das Problem angepasste Parametrisierung des Kühlungsoptimierers notwendig. Zur Beschleunigung der Rechenzeit ist eine parallelisierte Verarbeitung der Modellaufrufe möglich. Um die Funktionsfähigkeit des Optimierers zu zeigen, wurden Optimierungsrechnungen durchgeführt und es wurde eine Teststrecke zur Jahresertragsrechnung mit gleichzeitiger Optimierung der Einsatzpläne in *YACOP* implementiert. Dabei wurden Kraftwerksmodelle unterschiedlichen Detaillierungsgrades für die Simulation und die Optimierungsrechnung verwendet.

Es wurden zwei Testkonfigurationen hybrider Kühlsysteme mit Kältespeicher modelliert, simulativ untersucht und für die Validierung des Kühlungsoptimierers verwendet. Zur Untersuchung wurde eine Referenzstrategie für den Einsatz und Betrieb der Kühlungskomponenten definiert: Im Betrieb des Dampfkreislaufs versorgt entweder der Kühlturm oder der Kältespeicher in Volllast den Kondensator. Ist der Dampfkreislauf nachts nicht in Betrieb, wird der Kältespeicher im Teillastbetrieb des Kühlturms beladen.

Bei Verwenden des Kältespeichers parallel zu einem Nasskühlturm wurde untersucht, ob der Einsatz des Kältespeichers für die Wassereinsparung sinnvoll ist. Dazu wurde eine Jahresertragsrechnung mit dieser Konfiguration und unter Anwendung der Referenzstrategie durchgeführt. Die Ergebnisse wurden mit der Simulation bei Anwendung einer reinen Nasskühlung verglichen. Mit der hybriden Kühlung, bestehend aus Nasskühlturm und Kältespeicher, konnte eine Wassereinsparung von 3 % bei einem Verlust im elektrischen Ertrag von 1,26 % im Vergleich zum Betrieb mit reiner Nasskühlung erreicht werden. Generell wurde identifiziert, dass eine Wassereinsparung stets mit einem elektrischen Ertragsverlust einher geht. Durch Optimierung der Einsatzpläne konnte der Ertragsverlust ausgeglichen werden, jedoch sinkt dadurch die Wassereinsparung auf nur 1,36 % im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Nasskühlung. Es wurde festgestellt, dass der elektrische Eigenbedarf des hybriden Kühlsystems sowohl bei der Beladung als auch im Betrieb des Nasskühlturms etwa bei 1,3 MW liegt. Es ergibt sich also kein verringerter Eigenbedarf durch die Verschiebung des Kühlbedarfs in die Nachtstunden. Des Weiteren kann festgehalten werden, dass eine Wassereinsparung durch Beladung des Speichers bei Teillast des Nasskühlturms in den Nachtstunden nur unter bestimmten Umständen möglich ist. Zwar kann die nötige Kühlleistung

zur Beladung des Speichers im Teillastbetrieb des Nasskühlturms bereitgestellt werden, jedoch steigt der Wasserverbrauch trotz geringerer Last des Nasskühlturms mit steigender Temperaturdifferenz von Kühlwasser zu Luft im Füllkörper des Nasskühlturms. Die kälteren Nachttemperaturen ermöglichen also einen Teillastbetrieb des Nasskühlturms, bewirken aber gleichzeitig einen Anstieg der Verdunstungsrate im Nasskühlturms. Für die genauere Analyse kann mit dem Kühlungsoptimierer eine Untersuchung des Kühlsystems mit mehr als zwei möglichen Betriebszuständen durchgeführt werden, ohne eine weitere Anpassung des Optimierungsalgorithmus vornehmen zu müssen.

Wird der Kältespeicher parallel zu einem Trockenkühlturm eingesetzt, ist lediglich der elektrische Ertrag zu betrachten. Bei Verwenden einer Trockenkühlung wird kein Wasser verbraucht, dafür sinkt der elektrische Ertrag eines Kraftwerks im Vergleich zum Betrieb mit einer Nasskühlung. Durch Erweitern der Trockenkühlung um einen parallel geschalteten Kältespeicher konnte in einer Jahresertragsrechnung mit der Referenzstrategie eine Steigerung des elektrischen Ertrags um 3,6 % im Vergleich zum Betrieb mit der reinen Trockenkühlung erreicht werden. Durch eine Optimierung der Einsatzpläne bei zwei möglichen Zuständen konnte die Steigerung des elektrischen Ertrags auf 3,95 % erhöht werden. Die Ertragssteigerung ist bei Betrieb der Trockenkühlung mit Kühlturm auf eine Reduzierung des elektrischen Eigenbedarfs der Kühlung zurückzuführen. Durch die Beladung des Kältespeichers bei Nacht mit der Trockenkühlung in Teillast kann dieselbe Kühlleistung bereitgestellt werden, wie durch den Betrieb der Trockenkühlung in Volllast am Tag. Der elektrische Eigenbedarf für die Beladung ist mit 3,2 MW im Vergleich zum Betrieb der Trockenkühlung am Tag mit 6 MW reduziert, so dass eine Verschiebung des Kühlbedarfs in die Nachtstunden eine Steigerung des elektrischen Ertrags zur Folge hat. Damit ist die Unterstützung einer Trockenkühlung mit einem Kältespeicher zur Verschiebung des Kühlbedarfs zu den kälteren Nachttemperaturen energetisch sinnvoll.

Im Anschluss an diese Arbeit kann der Kühlungsoptimierer für Untersuchungen der Wirtschaftlichkeit hybrider Kühlsysteme, insbesondere solcher mit Kältespeicher, eingesetzt werden. Die optimierten Einsatzpläne ermöglichen dabei die Ausschöpfung des vollen Potentials der Komponenten, vor Allem im Vergleich unterschiedlicher Konfigurationen und Dimensionierungen. Anzustreben ist eine Untersuchung der *Levelized Cost of Electricity (LCOE)*, sowie dem Verhältnis von Wasser- zu Strompreis, ab dem eine Hybridisierung – mit einem Kältespeicher oder alternativen Komponenten – wirtschaftlich wird. Dazu ist auch die Untersuchung verschiedener Standorte vorzusehen. Des Weiteren kann der Optimierer auf hybride Kühlsysteme ohne Kältespeicher angewendet werden, beispielsweise auf die Kombination einer Nass- und Trockenkühlung. Zusätzlich zu diesen theoretischen Untersuchungen sollte ein Test der Anwendung als Online-Optimierer im realen Kraftwerk angestrebt werden.

Im Rahmen dieser Untersuchungen gewonnene Erkenntnisse können genutzt werden, um Methoden und Vorgehensweisen zur problemabhängigen Parametrisierung des Optimierers zu entwickeln. Ziel ist es, ein sinnvolles Mittel aus Güte des gefundenen Optimums und der Rechengeschwindigkeit zu finden. Des Weiteren können Optimierungsrechnungen mit mehr als zwei möglichen Zuständen durchgeführt werden, ohne den Algorithmus des Optimierers anpassen zu müssen. So kann ausgetestet werden, wie viele Zustände der Optimierer bei einem Zeithorizont von 24 h in einer akzeptablen Rechenzeit verarbeiten kann. Für den Betrieb als Online-Optimierer ist, aufgrund der Verwendung von Vorhersagedaten, ebenfalls eine Studie zur Sensitivität des Optimierers auf Unsicherheiten in diesen Daten interessant.

A Ingenieurwissenschaftliche Grundlagen

im Folgenden werden Zusammenhänge aus der Thermodynamik, der Wärmeübertragung und der Strömungsmechanik aufgeführt, die den in dieser Arbeit verwendeten und aufgestellten physikalischen Modellen zugrunde liegen.

Thermodynamik

Die Thermodynamik ist die allgemeine Lehre der Energie und deren Erscheinungsformen [BK16, S. 2]. Durch die Definition des zu untersuchenden Systems und die Bilanzierung über dessen Grenzen können technische Prozesse und die daraus resultierenden Zustandsänderungen mithilfe thermodynamischer Gleichungen beschrieben werden. Der thermodynamische Zustand eines Systems wird durch sogenannte Zustandsgrößen eindeutig definiert. Die Abhängigkeit der Zustandsgrößen untereinander wird durch Zustandsgleichungen beschrieben. Diese Zustandsgleichungen sind stoffspezifisch und müssen durch Messungen oder molekulare Modelle bereitgestellt werden. Die Menge der nötigen Zustandsgrößen zur eindeutigen Beschreibung des thermodynamischen Zustands hängt vom betrachteten System und der Menge der gültigen Zustandsgleichungen ab. Die für diese Arbeit wichtigsten Zustandsgrößen sind in Tabelle A.1 aufgelistet.

Einige der Zustandsgrößen werden im Laufe des Anhangs näher erläutert. Für detaillierte Definitionen der übrigen Zustandsgrößen sei auf [BK16, S. 15-22] verwiesen. Sind zwei aufeinanderfolgende Zustände bekannt, so ist nicht eindeutig festgelegt, wie die Zustandsänderung stattgefunden hat. Erst durch den beschriebenen Prozess wird der Weg eindeutig definiert. Zur Beschreibung physikalischer Prozesse werden zusätzlich zu den Zustandsgrößen Prozessgrößen definiert. Typische Prozessgrößen sind die über einen Prozess verrichtete Arbeit W oder die zugeführte Wärme Q . Auch Leistungen P und Wärmeströme $\dot{Q}$ gelten als Prozessgrößen. Die verschiedenen Arten von Arbeit, die ein System verrichten kann, werden in [BK16, S. 44-63] beschrieben.

Tabelle A.1: Thermodynamische Zustandsgrößen

Formelzeichen	Bezeichnung
T	Temperatur
p	Druck
m	Masse
V	Volumen
ρ	Dichte
E	Energie
U	Innere Energie
H	Enthalpie
S	Entropie

Im Folgenden werden für die im Rahmen dieser Arbeit aufgestellten Modelle relevante Zusammenhänge der Zustands- und Prozessgrößen in Form thermodynamischer Gleichungen auf der Grundlage von [BK16, S. 22-138] erläutert. Für reine Fluide ist der Zustand durch zwei unabhängige intensive Zustandsgrößen eindeutig festgelegt. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass jede Zustandsgröße z durch zwei weitere Zustandsgrößen x, y ausgedrückt werden kann. So definiert man beispielsweise die thermische Zustandsgleichung zu:

$$v = v(T, p) \quad (\text{A.1})$$

Die gängigsten Formen dieses Materialgesetzes sind die ideale Gasgleichung (A.2) und die thermische Zustandsgleichung idealer Flüssigkeiten (A.3):

$$pv = \frac{RT}{M} \quad (\text{A.2})$$

$$v = \text{konst.} \quad (\text{A.3})$$

Zusätzlich zu den thermischen Zustandsgrößen T, p und V betrachten wir auch kalorische Zustandsgrößen, insbesondere die innere Energie u und die Enthalpie h . Die innere Energie beschreibt den Teil der Gesamtenergie e , der nicht auf die kinetische oder potentielle Energie der Bewegung des Systems als ganzes zurückzuführen ist:

$$u := e - e_{kin} - e_{pot} \quad (\text{A.4})$$

Zur Beschreibung strömender Fluide wird zusätzlich die Enthalpie h eingeführt. Diese setzt sich aus der inneren Energie u und der Strömungsenergie pv zusammen:

$$h := u + pv \quad (\text{A.5})$$

Die Enthalpie beschreibt die Energie, welche ein strömendes Fluid beim Überschreiten einer Systemgrenze mit sich führt. Die kalorischen Zustandsgleichungen ergeben sich damit zu:

$$du = \left. \frac{\delta u}{\delta T} \right|_v dT + \left. \frac{\delta u}{\delta v} \right|_T dv \quad (\text{A.6})$$

$$c_v(T, v) := \left. \frac{\delta u}{\delta T} \right|_v \quad (\text{A.7})$$

$$dh = \left. \frac{\delta h}{\delta T} \right|_p dT + \left. \frac{\delta h}{\delta p} \right|_T dp \quad (\text{A.8})$$

$$c_p(T, p) := \left. \frac{\delta h}{\delta T} \right|_p \quad (\text{A.9})$$

Zur Untersuchung der Prozesse in einem thermischen Solarkraftwerk genügt es, u und h abhängig von der Temperatur zu beschreiben. Die Wärmekapazitäten c_v und c_p sind, abhängig von der Temperatur, in der Literatur empirisch oder analytisch für die betrachteten Fluide festgehalten. Für Gase gilt näherungsweise:

$$du_g = c_{v,g} dT \quad (\text{A.10})$$

$$dh_g = c_{p,g} dT \quad (\text{A.11})$$

Für Flüssigkeiten kann die isochore Wärmekapazität unter der Annahme einer idealen Flüssigkeit mit der isobaren Wärmekapazität gleichgesetzt werden. Damit gilt für Flüssigkeiten

näherungsweise:

$$du_{fl} = c_{p,fl}dT \quad (\text{A.12})$$

$$dh_{fl} = c_{p,fl}dT \quad (\text{A.13})$$

Für zusammengesetzte und mehrphasige Fluide werden diese Beziehungen erweitert. So lässt sich die Enthalpie von Wasserdampf mithilfe der Verdampfungsenthalpie von Wasser Δh_w beschreiben:

$$h_d = \Delta h_w^0 + c_{pd}T_w \quad (\text{A.14})$$

Die hochgestellte "0" macht deutlich, dass die Verdampfungsenthalpie bei der Bezugstemperatur zur Berechnung der Enthalpie eingesetzt wird. Dieser Bezugspunkt wird für alle folgenden Rechnungen auf $T = 0^\circ\text{C}$ festgelegt. Eine Besonderheit bildet die spezifische Enthalpie feuchter Luft. Diese wird auf den Massenstrom trockener Luft bezogen und kann wie folgt bestimmt werden:

$$h_{L,f} = c_{p,L}T + w(\Delta h_w^0 + c_{p,d}T) \quad (\text{A.15})$$

Bei der thermodynamischen Untersuchung eines Systems werden dessen Grenzen durch einen sogenannten Kontrollraum definiert. Über diesen Kontrollraum werden Bilanzen aufgestellt, die eine Zustandsänderung aufgrund eines ablaufenden Prozesses beschreiben. Die Masse in einem System ist eine Erhaltungsgröße, weshalb die Änderung der Masse von den Flüssen über die Systemgrenzen abhängt. Die Massenbilanz ergibt sich somit in differentieller Form zu:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a \quad (\text{A.16})$$

Auch die Energie ist eine Erhaltungsgröße und wird über den Kontrollraum bilanziert. Die Energiebilanz in differentieller Form, auch Leistungsbilanz genannt, lautet:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + P + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a \left(h_a + \frac{v_a^2}{2} + gz_a \right) \quad (\text{A.17})$$

In den meisten betrachteten Systemen ändern sich die kinetische und potentielle Energie nicht oder deren Änderung ist vernachlässigbar klein. Dann genügt es, die Änderung der inneren Energie zu betrachten:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + P + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e h_e - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a h_a \quad (\text{A.18})$$

Mithilfe der Energiebilanz kann die Umwandlung der Energie in ihre verschiedenen Erscheinungsformen beschrieben werden. Sie wird auch als 1. Hauptsatz der Thermodynamik bezeichnet. Um die Irreversibilität eines Prozesses zu beschreiben, wird der 2. Hauptsatz der Thermodynamik postuliert. Mit diesem wird die Zustandsgröße Entropie eingeführt, welche keine Erhaltungsgröße ist. Entropie kann zwar erzeugt, aber nicht vernichtet werden. Mithilfe der Entropie können quantitative Aussagen über die Ausführbarkeit und Ablaufrichtung von Prozessen getroffen werden. Somit ist beispielsweise die Transportrichtung eines Wärmestroms definiert. Jeder irreversible Vorgang hat eine Zunahme der Entropie im System zur Folge, ausgedrückt durch $\dot{S}_{irr}$. Zusätzlich

kann Entropie durch Wärmetransport $\dot{S}_Q$ oder Materietransport $\dot{m} * s$ über die Systemgrenze zu- oder abgeführt werden. Die Entropiebilanz in differentieller Form ergibt sich damit zu:

$$\frac{dS}{dt} = \dot{S}_Q + \dot{S}_{irr} + \sum_{ein} \dot{m}_e s_e - \sum_{aus} \dot{m}_a s_a \quad (\text{A.19})$$

$$\dot{S}_Q = \frac{\dot{Q}}{T} \quad (\text{A.20})$$

$$\dot{S}_{irr} > 0 \quad (\text{A.21})$$

Aus dem 2. Hauptsatz lässt sich die Fundamentalgleichung in ihrer Entropieform $s = s(u, v)$ für reine Fluide herleiten. Daraus können weitere Formen der Fundamentalgleichung abgeleitet werden, die es ermöglichen, bestimmte thermische und kalorische Zustandsgrößen in Beziehung zu setzen. Die daraus entstehenden thermodynamischen Zusammenhänge finden beispielsweise bei der Beschreibung stationärer Prozesse im Dampfkraftprozess Anwendung, wie in [Wir17, Kap. 2] näher erläutert wird.

Wärmeübertragung

Bei der Beschreibung von Wärmeübertragungsvorgängen werden drei Wärmetransportmechanismen unterschieden:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Wärmestrahlung

Die Grundlagen dieser Transportmechanismen werden im Folgenden angelehnt an [KM13, S. 19-22] erläutert.

Die Wärmeleitung beschreibt den Wärmetransport durch molekulare Wechselwirkungen in Materie. Wärmeleitung kann in allen Festkörpern, Flüssigkeiten oder Gasen stattfinden, wenn ein Temperaturgradient herrscht. Sie ist dabei von einer makroskopischen Bewegung der Substanz unabhängig. Beschrieben wird der Wärmetransport durch Wärmeleitung mit dem *Fourierschen Gesetz*. Dieses lautet bei eindimensionaler Betrachtung in x-Richtung:

$$\dot{q}'' = -\lambda \frac{\delta T}{\delta x} \quad (\text{A.22})$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist eine Materialeigenschaft und wird abhängig vom thermodynamischen Zustand der Materie empirisch bestimmt.

Konvektive Wärmeübertragung findet in allen Wärmeübertragungsvorgängen statt, an denen strömende Medien beteiligt sind. Die Konvektion beschreibt dabei den Energietransport im Medium, der sich aus der Wärmeleitung und dem Energietransport durch die makroskopische Bewegung des Mediums zusammensetzt. Ein viel betrachtetes Problem in diesem Zusammenhang ist der Wärmeübergang von einem strömenden Fluid an eine Rohrwand. Der übertragene Wärmestrom ist nicht nur von der Wärmeleitung im Fluid abhängig, sondern auch von dessen Geschwindigkeit und Enthalpie. Diese Zusammenhänge sind im Allgemeinen komplex, weshalb

mit Einführung des Wärmeübergangskoeffizienten α ein einfacher Zusammenhang postuliert wird:

$$\dot{q}'' = \alpha(T_W - T_F) \quad (\text{A.23})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient hängt von Stoffwerten des Fluids, den Prozessparametern der Strömung und der Geometrie und Oberflächenrauigkeit der Wärmeübertragungsflächen ab. Formelzusammenhänge zur Beschreibung von α werden empirisch aus Messungen bestimmt. Um die Anwendbarkeit der Gleichungen zu erweitern, werden diese auf der Basis geometrischer Zusammenhänge und dimensionsloser Kenngrößen zur Beschreibung der Materialeigenschaften und der Strömung entwickelt. Die wichtigsten dimensionslosen Kenngrößen sind folgend aufgeführt:

$$Nu = \frac{\alpha L_{char}}{\lambda} \quad (\text{A.24})$$

$$Re = \frac{v L_{char}}{\nu} \quad (\text{A.25})$$

$$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad (\text{A.26})$$

Die charakteristische Länge L_{char} ist je nach betrachtetem Wärmeübergangsproblem einzusetzen. Eine Besonderheit bildet der konvektive Wärmeübergang an berippten Oberflächen. Die Erweiterung der Übertragungsfläche vergrößert den Wärmeübergang, jedoch ist die Temperatur T_R an den Rippen meist geringer als die Temperatur T_G an der Grundfläche A_G . Um den Vorgang trotzdem mit einer einheitlichen Temperaturdifferenz $T_G - T_U$ beschreiben zu können, wird der Rippenwirkungsgrad eingeführt:

$$\eta_R = \frac{T_R - T_U}{T_G - T_U} \quad (\text{A.27})$$

Mit dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_R , der Rippenoberfläche A_R und der Gesamtoberfläche $A = A_R + A_G$ ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient α_{ges} der berippten Oberfläche zu:

$$\alpha_{ges} = \alpha_R \left(1 - (1 - \eta_R) \frac{A_R}{A} \right) \quad (\text{A.28})$$

Bestimmungsgleichungen für den Rippenwirkungsgrad η_R und den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_R sind in [BS19, S. 151-153] und [KM13, S. 1459-1463] aufgeführt.

Als Wärmestrahlung bezeichnet man die elektromagnetische Strahlung, die ein Körper an seine Umgebung emittiert. Die Strahlungsmenge hängt von der Temperatur der Oberfläche ab. Mithilfe der *Stefan-Boltzmann*-Konstante $\sigma = 5,67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ und dem Emissionsgrad ϵ lässt sich die Wärmestromdichte der emittierten Strahlung bestimmen:

$$\dot{q}'' = \epsilon \sigma T^4 \quad (\text{A.29})$$

Zur Untersuchung von Wärmestrahlungsvorgängen ist zusätzlich die Emission, Absorption, Reflexion und Transmission der Strahlung an und in Medien zu untersuchen. Gleichungen zur Beschreibung des Strahlungsaustauschs zwischen Körpern verschiedener Temperaturen sind z. B. in [BS19, S. 30-34, 618-644, 692-716] festgehalten.

Laufen in einem Wärmeübertragungsprozess mehrere Wärmetransportmechanismen seriell oder parallel ab, kann der gesamt übertragene Wärmestrom abhängig von der Ein- und Austrittstemperatur mithilfe des flächenbezogenen Wärmedurchgangskoeffizienten k beschrieben werden:

$$\dot{Q} = kA(T_e - T_a) \quad (\text{A.30})$$

Zur Definition des Wärmedurchgangskoeffizienten k wird jeder Transportmechanismus j mit seinem Wärmestrom $\dot{Q}_j$ im System identifiziert. Definiert man nun für jeden Wärmetransportmechanismus j im System den Wärmedurchgang mit Gleichung (A.31), können parallel oder seriell ablaufende Wärmedurchgangsprozesse wie folgt zusammengefasst werden [KM13, S. 34]:

$$\dot{Q}_j = (kA)_j \Delta T_j \quad (\text{A.31})$$

$$(kA)_{par} = \sum_j (kA)_j \quad (\text{A.32})$$

$$\frac{1}{(kA)_{ser}} = \sum_j \frac{1}{(kA)_j} \quad (\text{A.33})$$

Der Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten k , bezogen auf eine mittlere Übertragungsfläche A , ergibt sich als Kombination serieller und paralleler Transportmechanismen. Damit lässt sich der Wärmestrom im System abhängig von den Temperaturen am Systemeintritt und -austritt beschreiben. Für den Wärmedurchgang an einer außen und innen umströmten Rohrwand ergibt sich folgender Wärmedurchgangskoeffizient [KM13, S. 33-34]:

$$kA = \frac{1}{1/(\alpha_i A_i) + \ln(d_a/d_i)/(2\pi\lambda L_{tot}) + 1/(\alpha_a A_a)} \quad (\text{A.34})$$

Abschließend werden zwei einfache Methoden zur Modellierung von Wärmeübertragern vorgestellt. In einem Wärmeübertrager wird Wärme von einem strömenden Fluid auf ein anderes übertragen. Die Fluide sind dabei meist durch Platten oder Rohrwände voneinander getrennt. Man unterscheidet drei grundlegende Betriebsweisen: Gleichstrom, Gegenstrom und Kreuzstrom.

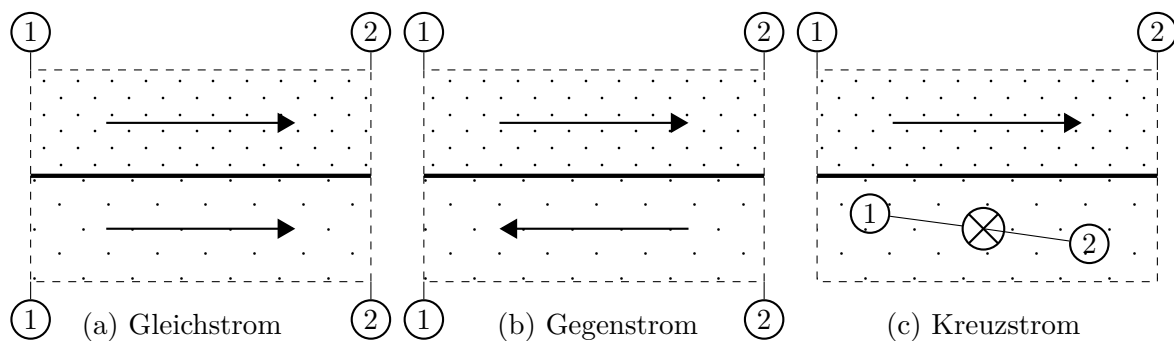


Abbildung A.1: Übliche Betriebsweisen von Wärmeübertragern

Zusätzlich wird unterschieden, ob sich ein Fluid quer zur Strömungsrichtung vermischen kann (beispielsweise bei der Wärmeübertragung über eine längs angeströmte ebene Platte) oder ob es durch getrennte Kanäle fließt. Im gemischten Fall nimmt man eine ideale Mischung und damit eine homogene Temperatur quer zur Strömungsrichtung an. Im ungemischten Fall können

unterschiedliche Temperaturen in den einzelnen Kanälen vorliegen und damit unterschiedliche Temperaturen quer zur Strömungsrichtung.

Eine einfache und viel verwendete Methode zur Modellierung von Wärmeübertragern ist die *LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference)* Methode. Diese beschreibt den Wärmeübergang über die Wärmeübertragungsfläche A mithilfe eines über A konstant angenommenen Wärmedurchgangskoeffizienten k und einer über A gemittelten Temperaturdifferenz ΔT_{lm} . Die mittlere Temperaturdifferenz wird als logarithmisches Mittel aus der Temperaturdifferenz am Eintritt und Austritt des Wärmeübertragers gebildet. Die Berechnungsgleichungen ergeben sich somit zu:

$$\dot{Q}_{wue} = kA \Delta T_{lm} \quad (\text{A.35})$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,2} - T_{k,2}) - (T_{h,1} - T_{k,1})}{\ln\left(\frac{T_{h,2} - T_{k,2}}{T_{h,1} - T_{k,1}}\right)} \quad (\text{A.36})$$

Diese Gleichungen können verwendet werden, um den Wärmeübergang bei Gleich- oder Gegenstrom zu beschreiben. Um einen Kreuzstromwärmeübertrager zu beschreiben, wird Gleichung (A.35) um einen Korrekturfaktor erweitert. Herleitung und Anwendungen der *LMTD-Methode* sind in [Krö04a, Abschn. 3.5] aufgeführt. Eine weitere Methode ist die sogenannte *Effectiveness-NTU-Methode*. *NTU* steht für *Number of Transfer Units*. Die Methode wird angewendet, wenn nicht alle Fluidtemperaturen am Ein- und Austritt bekannt sind oder unabhängig vom Wärmeübertragermodell bestimmt werden können. Zur Berechnung der übertragenen Wärme wird die Effektivität des Wärmeübertragers als Quotient aus tatsächlich übertragenem Wärmestrom $\dot{Q}_{wue}$ und maximal übertragbarem Wärmestrom $\dot{Q}_{max}$ eingeführt. Der maximal übertragbare Wärmestrom wird bei Gegenstromführung und bei Verschwinden der Temperaturdifferenz von heißem zu kaltem Strom am Ein- oder Austritt des heißen Stroms erreicht. An welcher Seite die Temperaturdifferenz bei Gegenstromführung Null werden kann, hängt von den Wärmekapazitäten der Fluidströme ab. Deshalb wird die minimale Wärmekapazität C_{min} bestimmt. Insgesamt ergibt sich folgender Gleichungssatz:

$$C_j = \dot{m}_j * c_{p,j} \quad (\text{A.37})$$

$$C_{min} = \min(C_k, C_h) \quad (\text{A.38})$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} * (T_{h,e} - T_{k,e}) \quad (\text{A.39})$$

$$\dot{Q}_{wue} = \epsilon * \dot{Q}_{max} \quad (\text{A.40})$$

Zur Bestimmung der Effektivität ϵ existieren je nach Art der Stromführung und gegebenenfalls weiterer Einflussfaktoren Gleichungen abhängig von der Übertragungszahl *NTU* und dem Wärmekapazitätsverhältnis C . Es gilt:

$$NTU = \frac{kA}{C_{min}} \quad (\text{A.41})$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\text{A.42})$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird abhängig von den Fluiden, der Geometrie und den Strömungseigenschaften bestimmt und variiert je nach Betriebspunkt des Wärmeübertragers. Eine Auswahl an Gleichungen zur Bestimmung der Effektivität ϵ sind in [Krö04a, Abschn. 3.5] aufgeführt.

Strömungsmechanik

Für die in dieser Arbeit verwendeten und aufgestellten physikalischen Modelle sind keine tieferen Einblicke in die Grundgleichungen der Strömungsmechanik notwendig. Im Folgenden wird deshalb nur die Modellierung des Druckverlustes in durchströmten Rohren vorgestellt [KM13, S. 1223-1224].

Der Druckverlust wird abhängig vom Strömungszustand, der Rohrgeometrie und des Widerstandsbeiwerts ζ abgebildet:

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{d_i} \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{A.43})$$

Ist anstelle der Fluidgeschwindigkeit v der Massenstrom $\dot{m}$ des Fluids bekannt, kann dieser mit dem Kontinuitätsgesetz für kompressible Fluide in die Geschwindigkeit umgerechnet werden (A.44).

$$\dot{m} = \rho A v \quad (\text{A.44})$$

Die Bestimmung von ζ ist abhängig vom Strömungszustand. Dieser wird mithilfe der Reynoldszahl Re (A.25) klassifiziert. Für $Re \leq 2320$ wird mit laminarer Strömung gerechnet. Der Widerstandsbeiwert bei laminarer Strömung und einer Wandrauhigkeit $\sigma \leq 0,07$ kann mit dem *Hagen-Poiseuilleschen Gesetz* bestimmt werden:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad (\text{A.45})$$

Turbulente Strömung wird ab $Re > 8000$ angenommen. Das Gebiet $2320 < Re \leq 8000$ ist als Umschlagsgebiet zu betrachten, in dem bei glatten Rohren auch laminare Strömung vorliegen kann. Für raue Rohre wird ab $Re > 2320$ mit turbulenter Strömung gerechnet. Hierbei wird die Berechnung mit der Annahme einer vollständig ausgebildeten Rauigkeitsströmung nach *Prandtl* und *von Kármán* ausgeführt:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 2 \log_{10} \left(\frac{d_i}{\sigma} \right) + 1,14 \quad (\text{A.46})$$

Werte für die Rauigkeit σ können abhängig vom Material bestimmt werden. Eine Übersicht bietet *Tabelle 1* in [KM13, S. 1224].

B Parametrisierung der Modelle

Die Dimensionierung der im Rahmen dieser Arbeit modellierten Kühlungskomponenten stützt sich auf Referenzdaten aus dem in Abschnitt 3.2 beschriebenen und für die Simulationen verwendeten Kraftwerksmodell. Fehlende Größen wurden mit Daten aus der Literatur ergänzt. Im Folgenden werden zunächst die als Referenz verwendeten Betriebsdaten der Nasskühlung aus dem vorhandenen Kraftwerksmodell vorgestellt. Anschließend werden die für die Simulation verwendeten Parameter aufgelistet. Informationen zur Parametrisierung der Komponenten Solarfeld und Zweitank-Salzspeicher werden nicht aufgeführt, da die Parameter unverändert aus dem vorhandenen Kraftwerksmodell übernommen wurden. Eine Auflistung dieser Parameter ist intern am Institut für Solarforschung des DLR abrufbar.

Referenzdaten des Kühlsystems

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird das Modell eines 50 MW Parabolrinnenkraftwerks in *YACOP* verwendet (s. Abschn. 3.2). Dabei wird der Dampfkreislauf mithilfe des Kennfeldes eines Modells in *Ebsilon Professional 2015* berechnet. Die Daten der in diesem Modell verwendeten Kreislaufkühlung mit Oberflächenkondensator und Nasskühlturm dienen als Referenz für die Auslegung der hybriden Kühlsysteme, die anstatt dieser Nasskühlung die nötige Kühlleistung für den Betrieb des 50 MW Parabolrinnenkraftwerks bereitstellen sollen. Die Anpassung des Gesamtmodells in *YACOP* zur Implementierung der hybriden Kühlsysteme wird in Abschnitt 4.2.6 vorgestellt. Folgend werden die dem Modell in *Ebsilon* entnommenen Betriebsdaten des Referenz-Kühlsystems aufgelistet:

Tabelle B.1: Betriebsdaten des Referenz-Kühlsystems im Nennbetriebspunkt des Dampfkreislaufs

p_{kon}	Kondensationsdruck	0,067 bar
T_{kon}	Kondensationstemperatur	38,188 °C
$\dot{Q}_k$	Kühlleistung	76894 kW
$\dot{m}_d$	Dampfmassenstrom	36,146 kg/s
$\dot{m}_{kw}$	Kühlwassermassenstrom	1913 kg/s
$T_{kw,k}$	Kühlwassertemperatur vor Kondensator	25,546 °C
$T_{kw,h}$	Kühlwassertemperatur nach Kondensator	35,188 °C
Δp_{kw}	Druckverlust Kühlwasser	2,42 bar
$P_{p,el}$	elektrische Leistung Wasserpumpe	799,189 kW
$P_{p,el}$	elektrische Leistung Nasskühlturm	412,65 kW
$\dot{V}_{ew}$	Wasserverbrauch	0,045 m ³ /s
T_U	Umgebungstemperatur	30 °C
Φ_U	rel. Umgebungsfeuchte	0,2 bar/bar

Oberflächenkondensator

Der Kondensator wurde für den Nennbetriebspunkt des Referenz-Kühlsystems (s. Tab. B.1) ausgelegt. Die Größenordnungen für die Dimensionierung wurden an [CG79] und [Muñ+12] angelehnt.

Tabelle B.2: Dimensionen und Nennbetriebspunkt des Oberflächenkondensators

n_{tot}	Anzahl der Rohre	4000
n_{dl}	Anzahl der Durchläufe	2
L_{dl}	Länge eines Rohrdurchlaufs	9 m
$d_{r,i}$	Rohrinnendurchmesser	0,0234 m
$d_{r,a}$	Rohraußendurchmesser	0,0254 m
λ_r	Wärmeleitfähigkeit Rohr	400 W/m K
F_{eff}	Effizienzfaktor	0,7
σ	Wandrauhigkeit	0,00057 m
p_{kon}	Kondensationsdruck	0,067 bar
$p_{kw,m}$	mittlerer Kühlwasserdruck	1,9 bar
$T_{kw,m}$	mittlere Kühlwassertemperatur	30 °C
λ_{kw}	Wärmeleitfähigkeit Kühlwasser	0,6144 W/m K
ν_{kw}	Dynamische Viskosität Kühlwasser	$8,007 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
ρ_{kw}	Dichte Kühlwasser	995,6915 kg/m ³
$c_{p,kw}$	spez. Wärmekapazität Kühlwasser	4179,7797 J/kg K

Referenzdaten Ventilator

Die Messdaten in Tabelle B.3 beschreiben beispielhaft den Nennbetriebspunkt eines Ventilators aus dem Bereich der Kraftwerkskühlung, der durch Umrechnung auf andere Dimensionen als Orientierung für die Auslegung der Nass- und Trockenkühlung verwendet wurde.

Tabelle B.3: Betriebsdaten eines Ventilators nach [Krö04b, Abschn. 6.2]

η_{nenn}	statischer Wirkungsgrad	56 %
$\dot{V}_{nenn}$	Volumenstrom	15,88 m ³ /s
$\rho_{e,nenn}$	Eintrittsdichte	1,2 kg/m ³
d	Durchmesser	1,536 m
N_{nenn}	Drehzahl	750 1/min
P_{nenn}	Mechanische Leistung	6138,5 W
Δp_{nenn}	statische Druckdifferenz	215,16 Pa

Nasskühlturm

Der für das aufgestellte Modell verwendete Kühlturm wird in seinen Dimensionen dem Nasskühlturm im *Ebsilon*-Modell des Gesamtkraftwerks (s. Abschn. 3.2) angenähert. Der Nasskühlturm im *Ebsilon*-Modell ist bereits für das in den Simulationen verwendete 50 MW Parabolrinnenkraftwerk ausgelegt. Die sich daraus ergebenden Parameter sind in Tabelle B.4 aufgeführt.

Tabelle B.4: Dimensionen und Nennbetriebspunkt des Nasskühlturms

$\eta_{ven,el}$	Elektrischer Ventilatorwirkungsgrad	80 %
$\dot{V}_{L,ven}$	Luftvolumenstrom über eine Zelle	440,84 m ³ /s
P_{ven}	Mechanische Leistung eines Ventilators	83,456 kW
Δp_{ven}	statische Druckdifferenz	150 Pa
$\dot{m}_{kw}$	Kühlwassermassenstrom	1913 kg/s
$\rho_{L,e}$	Eintrittsdichte Luft	1,11 kg/m ³
Me_{nenn}	Merkel-Zahl	1,1
γ	Exponent Char. Merkel-Zahl	0,65
F_{eff}	Faktor Char. Merkel-Zahl	1
n_{zk}	Anzahl der Konzentrationszyklen	4
n_{ze}	Anzahl der Zellen	4

Trockenkühlung

Die Auslegung der Trockenkühlung erfolgt für den Betrieb des in Abschnitt 3.2 vorgestellten Kraftwerksmodells. Die Bestimmung des Nennbetriebspunktes wurde mithilfe eines Dampfkreislauf-Modells in *Epsilon* durchgeführt. Dazu wurde im Vergleich zum Referenz-Kühlsystem ein höherer Kondensations-Solldruck von 0,08 bar bei einer Umgebungstemperatur von 25 °C angenommen. Die Auslegung einer Trockenkühlung mit einem höheren Kondensatordruck als bei Nasskühlung wird in [TKZ05] empfohlen, um das System auf die steigende erreichbare Kondensationstemperatur beim Wechsel auf eine Trockenkühlung anzupassen. Der modulare Aufbau der Trockenkühlung ist an den Entwurf eines modularen ACC aus dem Projekt *MACCSOL* [Pou+12] angelehnt. Die dort verwendeten Wärmeübertragermodule können, in leicht abgewandelter Form, anstatt zur Niederschlagung von Dampf auch zur Rückkühlung flüssigen Kühlwassers bei erzwungenem Luftzug eingesetzt werden. Dabei wurde die Anzahl der Module und deren Dimensionen aus [Pou+12] entnommen. Die Nenndrehzahl und der Durchmesser der Ventilatoren sowie die Anzahl der Rohrreihen in einem Modul wurden an [ODo+12] angelehnt. Die minimale Temperaturdifferenz wurde nach [Mau04] auf 13 °C festgelegt. Die Dimensionen und Anordnung der Wärmeübertragerrohre orientieren sich an [Mih+19]. Mit Index j gekennzeichnete Größen beziehen sich auf ein einzelnes Modul.

Tabelle B.5: Dimensionen und Nennbetriebspunkt der Trockenkühlung

n_{par}	Anzahl der parallelen Reihen	50
n_{ser}	Anzahl der Module pro Reihe	20
$\dot{V}_{ven,j}$	Luftmassenstrom über ein Modul	14,88 m ³ /s
$\Delta p_{ven,j}$	Druckverlust Ventilator	200 Pa
$\rho_{L,e}$	Eintrittsdichte Luft	1,145 kg/m ³
$\eta_{ven,el}$	Wirkungsgrad Elektromotor Ventilator	0,98
$\eta_{ven,mech}$	Mechanischer Wirkungsgrad Ventilator	0,8
$\dot{m}_{kw}$	Kühlwassermassenstrom	3121 kg/s
Δp_{kw}	Druckverlust Kühlwasser	1,05 bar
$n_{r,j}$	Anzahl Rohre WÜ	180
$L_{r,j}$	Rohrlänge	2 m
$d_{r,i}$	Rohrdurchmesser innen	0,03 m
$d_{r,a}$	Rohrdurchmesser außen	0,033 m
b_{mod}	Breite Modul	2 m
H_{mod}	Höhe Modul	0,5 m
L_{mod}	Länge Modul	2 m
b_R	Rippenbreite	0,00018 m
δ_R	Rippenabstand	0,002 m
$\delta_{r,hor}$	Rohrabstand horizontal	0,054 m
$\delta_{r,ver}$	Rohrabstand vertikal	0,040 m
λ_r	Wärmeleitfähigkeit Rohr	400 W/m K
$F_{eff,kw}$	Effektivitätsfaktor Wärmeübertragung	0,8

Kältespeicher

Der Kältespeicher wird für 5 h Betrieb im Nennbetriebspunkt der Kühlung ausgelegt, ähnlich zu [RDS08]. Mit einer Dichte von Wasser bei 20 °C von etwa 998 kg/m³ ergibt sich bei 5 h Betrieb und einem Kühlwassermassenstrom im Nennbetriebspunkt von 1913 kg/s (s. Tab. B.1) ein Wasserbedarf von etwa 35 000 m³. Damit wird ein Tank doppelter Größe, also mit einem Volumen von 70 000 m³ angestrebt. Das ergibt bei einer Speicherhöhe von 28 m einen Durchmesser von etwa 56,6 m. Laut [Lag+19] ist zum Beispiel der *Ecovat Vessel* bis 100 000 m³ als Schichtspeicher ausführbar. Für eine Größenordnung der Wandstärken und Wärmeleitungswiderstände wurde [KM13, S. 673, 701] herangezogen.

Tabelle B.6: Dimensionen des Kältespeichers

H	Höhe	28 m
d_i	Durchmesser innen	56,6 m
δ_W	Wandstärke	0,5 m
λ_W	Wärmeleitung Wand	50 W/m K
δ_{iso}	Stärke der Isolationsschicht	0,05 m
$\lambda_{isolation}$	Wärmeleitung Isolationsschicht	W/m K
$H_{tk,lad}$	Höhe der Thermokline geladen	21,5 m
$H_{tk,ent}$	Höhe der Thermokline entladen	8,4 m

Kühlwasserpumpe und Ladepumpe

Für die Parametrisierung der Kühlwasserpumpe und Ladepumpe werden dieselben Parameter verwendet. Für die Berechnung werden nur die Wirkungsgrade der Arbeitsumwandlung benötigt, die in Tabelle B.7 aufgeführt sind. Die Werte wurden an die Kühlwasserpumpe im *Epsilon*-Modell des Dampfkreislaufs mit Referenzkühlung angelehnt. Des Weiteren wird der in der Verrohrung des Kühlsystems auftretende Druckverlust aufgeführt, der zusätzlich zu den Druckverlusten in Kondensator und Kühlturm oder Kältespeicher von der Kühlwasserpumpe kompensiert werden muss und als Konstante im Modell der hybriden Kühlung berücksichtigt wird.

Tabelle B.7: Parametrisierung der Kühlwasserpumpe

η_{hyd}	hydraulischer Wirkungsgrad	0,8
η_{mech}	mechanischer Wirkungsgrad	0,75
η_{mech}	elektrischer Wirkungsgrad	0,97
Δp_r	Druckverlust Rohrsystem Kühlung	1,4 bar

C Simulation und Untersuchung der Trockenkühlung mit Kältespeicher

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit hybrider Kühlung aus Trockenkühlanlage und Kältespeicher im Vergleich zur Simulation nur mit der Trockenkühlung vorgestellt und diskutiert. Für die simulative Untersuchung der Trockenkühlung mit Kältespeicher wird die in Abschnitt 4.3 vorgestellte Referenzstrategie verwendet. Im Teillastbetriebspunkt des Trockenkühlturms für die Beladung des Speichers werden 25 der 50 Reihen bei einer relativen Ventilatordrehzahl von 50 % betrieben. Der Massenstrom wird auf den maximal möglichen Kühlwassermassenstrom gesetzt, der von der Ladepumpe gefördert werden kann. Im Fall der hybriden Kühlung aus Kältespeicher und Nasskühlung sind der Kühlwassermassenstrom für die Beladung des Speichers in der Nacht und für den Betrieb des Nasskühlturms am Tag identisch. Die Trockenkühlung wird aufgrund der höheren Kondensationstemperaturen bei einem größeren Massenstrom betrieben, um genügend Kühlleistung für den Betrieb des Dampfkreislaufs im Nennbetriebspunkt bereitzustellen. Der Kondensationsdruck im Nennbetriebspunkt des Dampfkreislaufs ist für die Trockenkühlung mit 0,08 bar höher festgesetzt als für die Nasskühlung (0,067 bar). Dennoch ist ein in etwa ein Drittel größerer Kühlwassermassenstrom im Nennbetriebspunkt der Trockenkühlanlage als im Nennbetriebspunkt der Nasskühlung einzustellen, um die nötige Kühlleistung zu erreichen. Der maximal von der Ladepumpe geförderte Massenstrom ist für die Konfiguration mit Nass- oder Trockenkühlung identisch. Damit stellt sich bei der Beladung des Speichers ein Kühlwassermassenstrom ein, der kleiner ist als der Kühlwassermassenstrom der Trockenkühlanlage im Nennbetriebspunkt. Bei Beladung des Speichers wird die Trockenkühlung also mit reduziertem Luft- und Kühlwassermassenstrom betrieben.

Abbildung C.1 zeigt die Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Trocken* im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung an einem Sommertag. In Diagramm 1 kann eine Steigerung des elektrischen Ertrags von 3,68 % abgelesen werden. Die Ertragssteigerung kann auf zwei Effekte zurückgeführt werden. Zum einen ist in Diagramm 2 zu erkennen, dass die elektrische Bruttoleistung während der Entladung des Speichers von 10:00 Uhr bis 15:30 Uhr im Vergleich zum Betrieb nur mit der Trockenkühlung leicht erhöht wird. Damit kann – durch Verschieben des Kältebedarfs hin zu den kälteren Temperaturen in der Nacht – bei Betrieb des Trockenkühlers in Teillast sogar mehr Kälteleistung erzeugt werden als tagsüber bei Betrieb der Trockenkühlung in Vollast. Zum anderen – und dieser Effekt hat den größeren Einfluss auf den elektrischen Ertragsgewinn – ist der elektrische Eigenbedarf während der Beladung des Speichers mit 3,2 MW nur etwa halb so groß wie bei Betrieb der Trockenkühlung zur Versorgung des Kondensators. Im Vollastbetrieb am Tag hat die Kühlung einen elektrischen Eigenbedarf von 6 MW. Der Großteil davon ist auf den Betrieb der Ventilatoren der Trockenkühlanlage zurückzuführen und nur ein vergleichsweise kleiner Teil auf den Betrieb der Kühlwasserpumpe. Während der Beladung des Speichers steigt die benötigte Pumpenleistung, da das Kühlwasser gegen einen hohen Druck in den Kältespeicher eingeschoben werden muss. Im Betrieb des Kältespeichers mit einem Nasskühlturm ist der elektrische Eigenbedarf der Pumpe im Verhältnis zum Eigenbedarf des Kühlturms so groß, dass sich kein Vorteil im elektrischen Eigenbedarf durch Einsatz des Kältespeichers ergibt. Der elektrische Eigenbedarf der Trockenkühlung ist jedoch wesentlich größer, sodass die Pumpenleistung der Ladepumpe weniger stark ins Gewicht fällt und der Eigenbedarf durch Beladen des Speichers in der Nacht und Entladen des Speichers am Tag gesenkt werden kann. Damit ist die Verschiebung des Kältebedarfs in die kühleren Nachtstunden energetisch sinnvoll.

Die erfolgreiche Umsetzung der Teststrategie kann in Diagramm 3 und 5 überprüft werden.

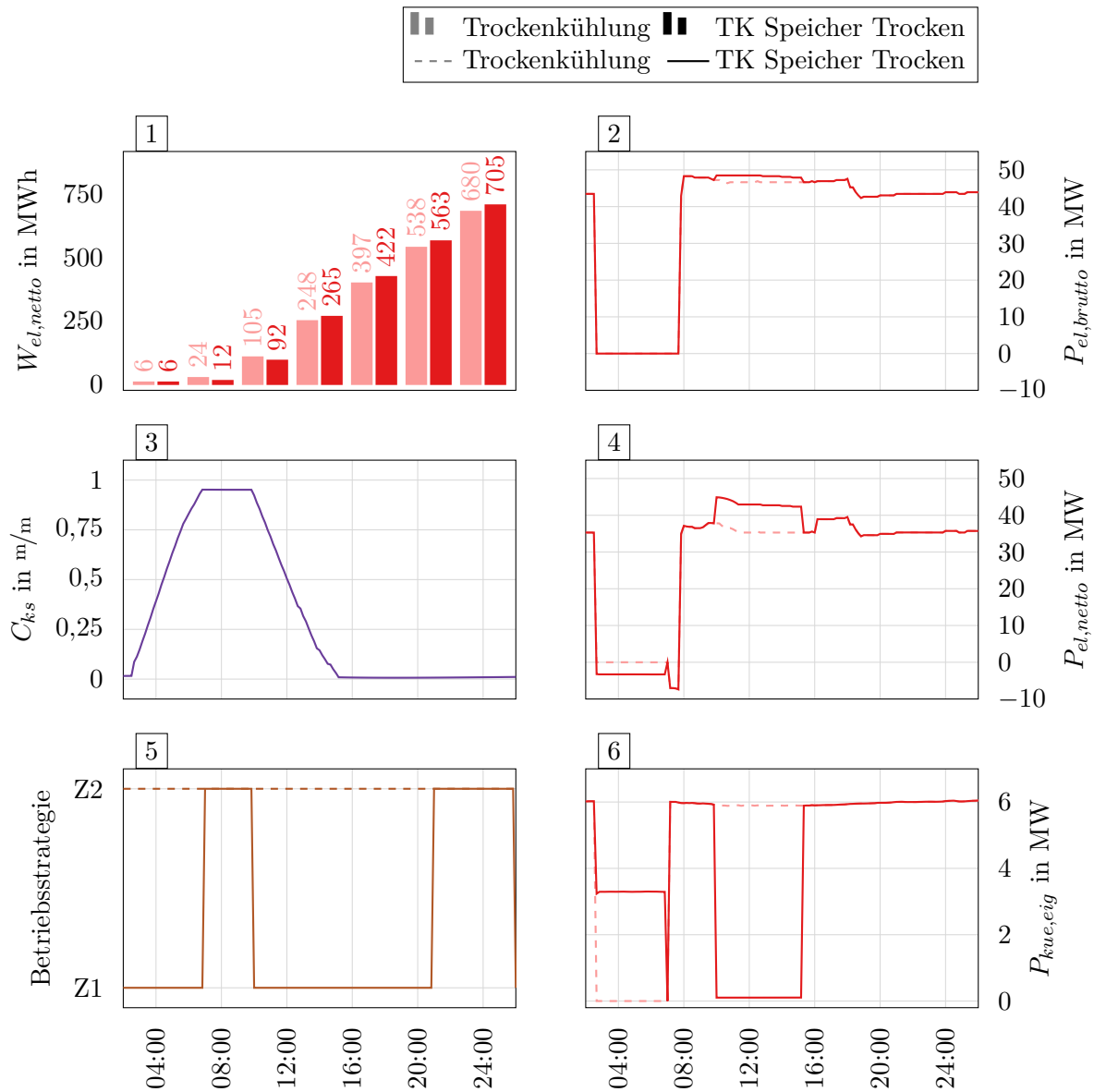


Abbildung C.1: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Trocken* im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung an einem Sommertag

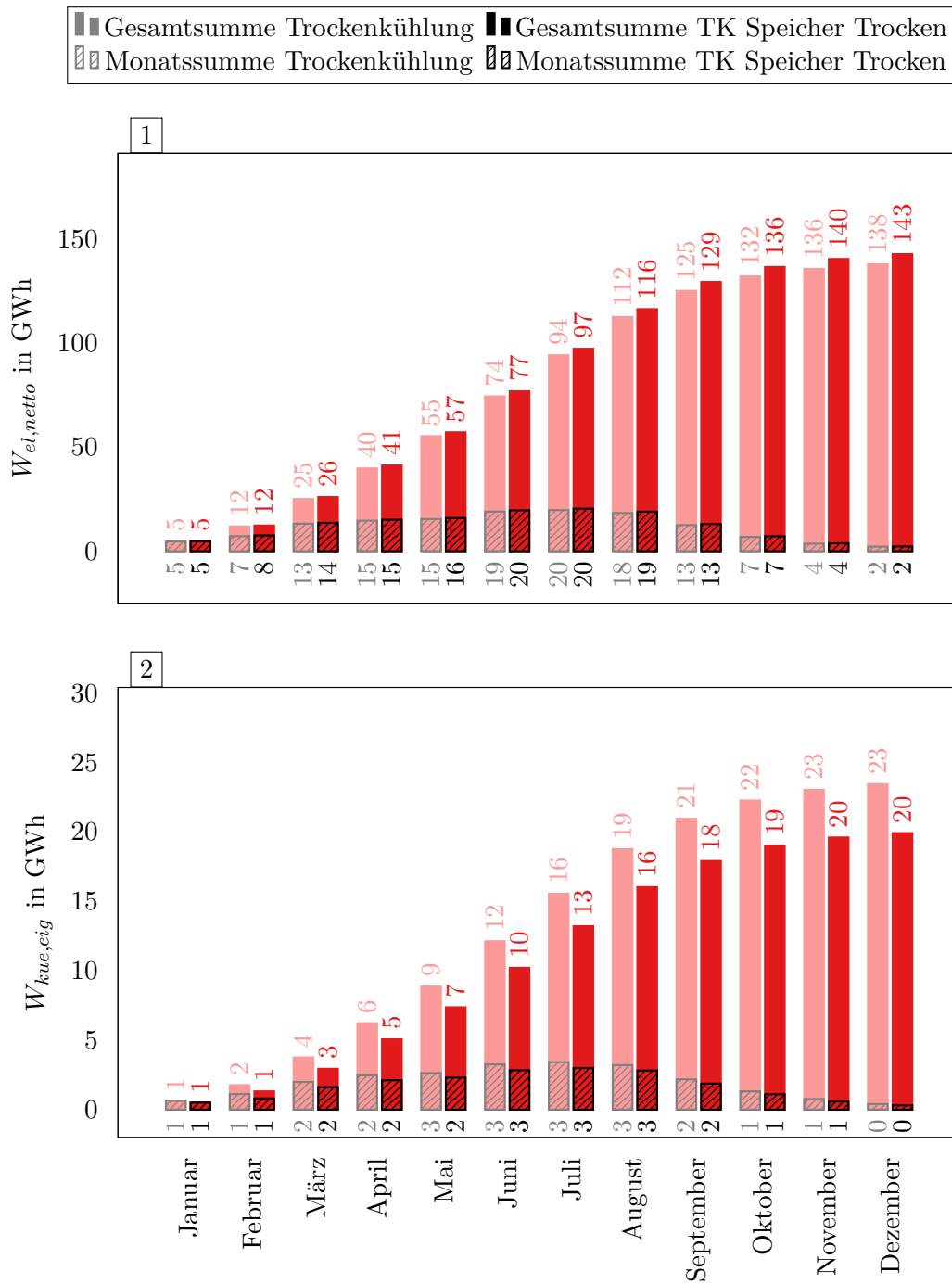


Abbildung C.2: Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Trocken* im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung

In Abbildung C.2 werden Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Trocken* im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung gezeigt. Dabei wurde das hybride Kühlsystem mit der Referenzstrategie betrieben. In Diagramm 1 ist der elektrische Ertrag kumuliert über den einzelnen Monaten und als Gesamtsumme über den Zeitraum aufgetragen. Diagramm 2 zeigt den elektrischen Eigenbedarf in gleicher Weise. Durch Verwenden des Kältespeichers kann der elektrische Ertrag um 3,6 % gesteigert werden im Vergleich zum Betrieb mit einer reinen Trockenkühlung. Die Ertragssteigerung findet dabei in allen Monaten kontinuierlich statt. Wird zusätzlich Diagramm 2 betrachtet, wird deutlich, dass 60 % des gewonnenen elektrischen Ertrags auf eine Verringerung des Eigenbedarfs durch Verschieben des Kühlbedarfs in die kälteren Nachtstunden zurückzuführen ist. Die restlichen 40 % werden durch die gesteigerte Bruttoleistung während der Entladung des Kältespeichers gewonnen. Auch bei Betrachtung der Jahresertragsrechnung wird deutlich, dass die Verschiebung des Kältebedarfs in die kühleren Nachtstunden für den Betrieb einer Trockenkühlung energetisch sinnvoll ist.

D Einsatzoptimierung der Trockenkühlung mit Kältespeicher

Im Folgenden Anhang werden Ergebnisse der Einsatzoptimierung der Testkonfiguration mit Trockenkühlung und Kältespeicher vorgestellt und diskutiert. Dabei werden – wie für die Optimierungsrechnungen mit Nasskühlturm und Kältespeicher – in allen vorgestellten Untersuchungen die in Abschnitt 4.3 definierten Zustände als mögliche Werte für die Entscheidungsvariable der Optimierung verwendet:

- **Zustand 1 (Z1):** Nutze den Kältespeicher
- **Zustand 2 (Z2):** Nutze den Kältespeicher nicht

Bei Verwenden einer Trockenkühlung mit oder ohne Kältespeicher wird im Betrieb der Kühlung kein Wasser verbraucht. Die Zielfunktion (5.1) wird deshalb für alle Untersuchungen mit $k_w = 0$ angewendet, sodass nur der elektrische Ertrag berücksichtigt wird. Der Kühlungsoptimierer wird ansonsten wie in Tabelle 6.1 aufgelistet parametrisiert. Es wird ein Zeithorizont für die Optimierungsrechnungen von $t_N = 24$ h betrachtet, die Zeitschrittweite Δt und Anzahl der Modellaufrufe pro Iterationsschritt K werden je nach Untersuchung gesetzt.

Für die Validierung des Kühlungsoptimierers wurde zunächst ein Optimierungsproblem vergleichsweise kleiner Größenordnung definiert. Mit einem Zeithorizont der Optimierung von 24 h und einer Zeitschrittweite von $\Delta t = 2$ h ergibt sich ein Problem mit $2^{12} = 4096$ möglichen Lösungen und damit 8191 möglichen Knoten. Das Problem wird mit $K = 16$ Modellaufrufen pro Iterationsschritt und ohne Parallelisierung der Aufrufe gelöst. Die Ergebnisse einer wiederholten Optimierungsrechnung über denselben Frühlingstag ist in Abbildung D.1 aufgetragen. In Diagramm 1 wird deutlich, dass der Optimierer in allen zehn Durchläufen vor Erreichen der maximalen Anzahl an Iterationen ($n_{iter,max} = 100$) konvergiert. Diagramm 2 zeigt die untersuchten Knoten. Im Schnitt wurden 18,5 % der Knoten in einer Optimierungsrechnung untersucht. Die Dauer der Optimierungsrechnung (Diagramm 3) beträgt im Schnitt 196 s, also etwas mehr als drei Minuten. Im Vergleich zur Optimierungsrechnung der Konfiguration mit Nasskühlturm und Kältespeicher wird ein Problem gleicher Größenordnung bei Betrachtung der Trockenkühlung schneller gelöst, was auf die kürzere Rechendauer zur Bestimmung eines stationären Betriebspunktes der Kühlung mit Kältespeicher und Trockenkühlung im Vergleich zur Bestimmung eines stationären Betriebspunktes der Kühlung mit Kältespeicher und Nasskühlturm zurückzuführen ist. In Diagramm 4 und 5 wird deutlich, dass der Optimierer in jedem Durchlauf denselben Wert für die Zielfunktion und den über die betrachteten 24 h kumulierten elektrischen Ertrag bestimmt. Damit wird in jedem Durchlauf dasselbe Optimum und damit derselbe optimale Einsatzplan gefunden. Der Einsatzplan wurde durch Vergleich mit einer Brute-Force Rechnung auch als globales Optimum des Problems identifiziert. Damit ist die Funktionsfähigkeit des Optimierers für Probleme in der Größenordnung 10^3 bei Anwendung auf verschiedene Modelle

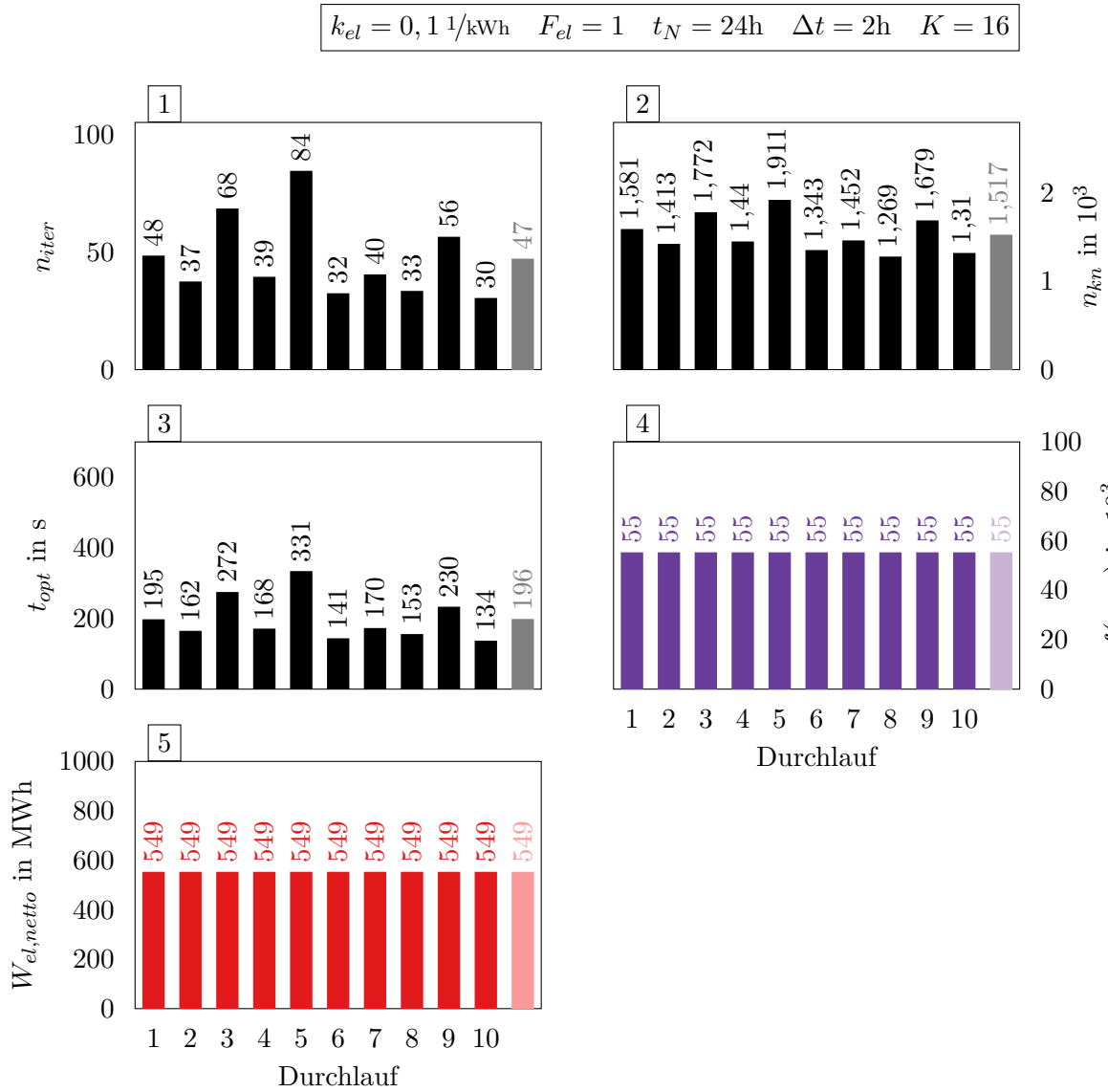


Abbildung D.1: Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit *TK Speicher Trocken* an einem Frühlingstag mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$

gezeigt. Der Kühlungsoptimierer wurde erfolgreich und ohne Anpassung des Algorithmus sowohl auf ein Kraftwerksmodell mit Trockenkühlung und Kältespeicher als auch ein Kraftwerksmodell mit Nasskühlung und Kältespeicher angewendet. Des Weiteren wird deutlich, dass der Optimierer auch für Rechnungen ohne Berücksichtigung eines Wasserverbrauchs im Betrieb des Kühlsystems eingesetzt werden kann.

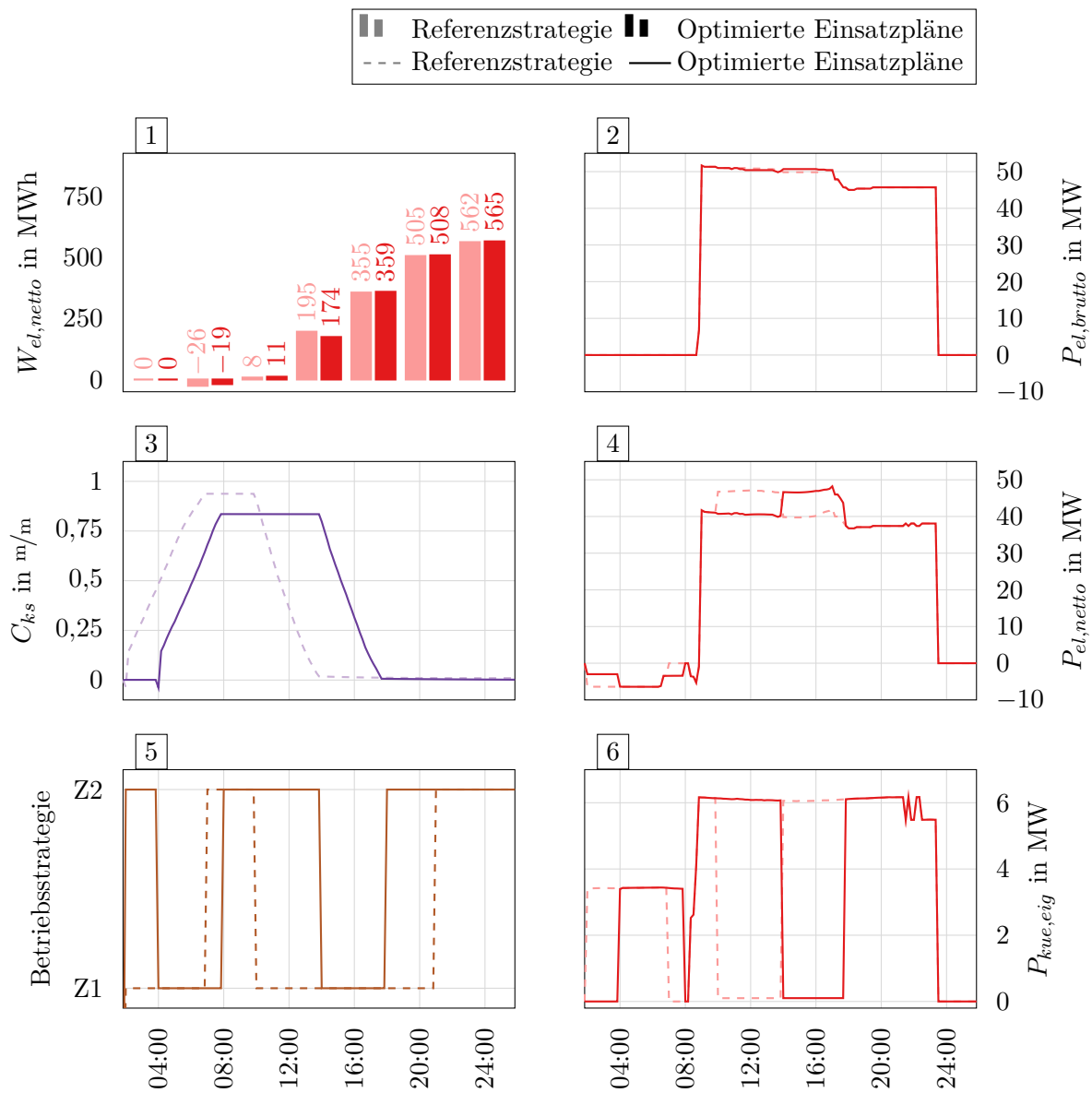


Abbildung D.2: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Trocken* bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Frühlingstag

In Abbildung D.2 sind die Ergebnisse einer Simulation – durchgeführt mit den in einem Durchlauf der in Abbildung D.1 vorgestellten Optimierungsrechnungen bestimmten optimierten Einsatzplänen – vorgestellt. In Diagramm 1 ist der kumulierte elektrische Ertrag abgebildet. Durch Anwenden der optimierten Einsatzpläne kann eine elektrische Ertragssteigerung von 0,5 % im Vergleich zum Betrieb mit der Referenzstrategie erreicht werden. Dazu wird der Kältespeicher von 4 Uhr bis 8 Uhr beladen und von 14 Uhr bis 18 Uhr entladen. Es wird eine maximale relative Speicherladung von 80 % erreicht (Diagramm 3). Die in Diagramm 6 aufgetragene elektrische Eigenbedarfsleistung schwankt zwischen 22 und 23 Uhr. An dieser Stelle ist erkennbar, wie das Simulationsmodell bei einem Wert der Entscheidungsvariablen von **Z2** das Verlassen der Betriebsgrenzen durch Anpassen des Betriebspunktes der Kühlung verhindert. Bei einem Wert der Zustandsvariablen von **Z2** ist, wenn möglich, der Betrieb des Kondensators bei Volllast der Trockenkühlanlage vorgesehen. Aufgrund des geringen Kühlbedarfs nach 22 Uhr wird dabei an diesem Frühlingstag der minimal erlaubte Kondensationsdruck unterschritten. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, werden Ventilatoren in Teillast versetzt oder abgeschaltet, so dass sich ein höherer Kondensationsdruck einstellt. Durch Abschalten der Ventilatoren verringert sich auch der elektrische Eigenbedarf, was in Diagramm 6 nach 21 Uhr zu erkennen ist. Durch den Einsatz der optimierten Einsatzpläne konnte der elektrische Ertrag gesteigert werden, auch damit ist die Funktionsfähigkeit des Kühlungsoptimierers gezeigt.

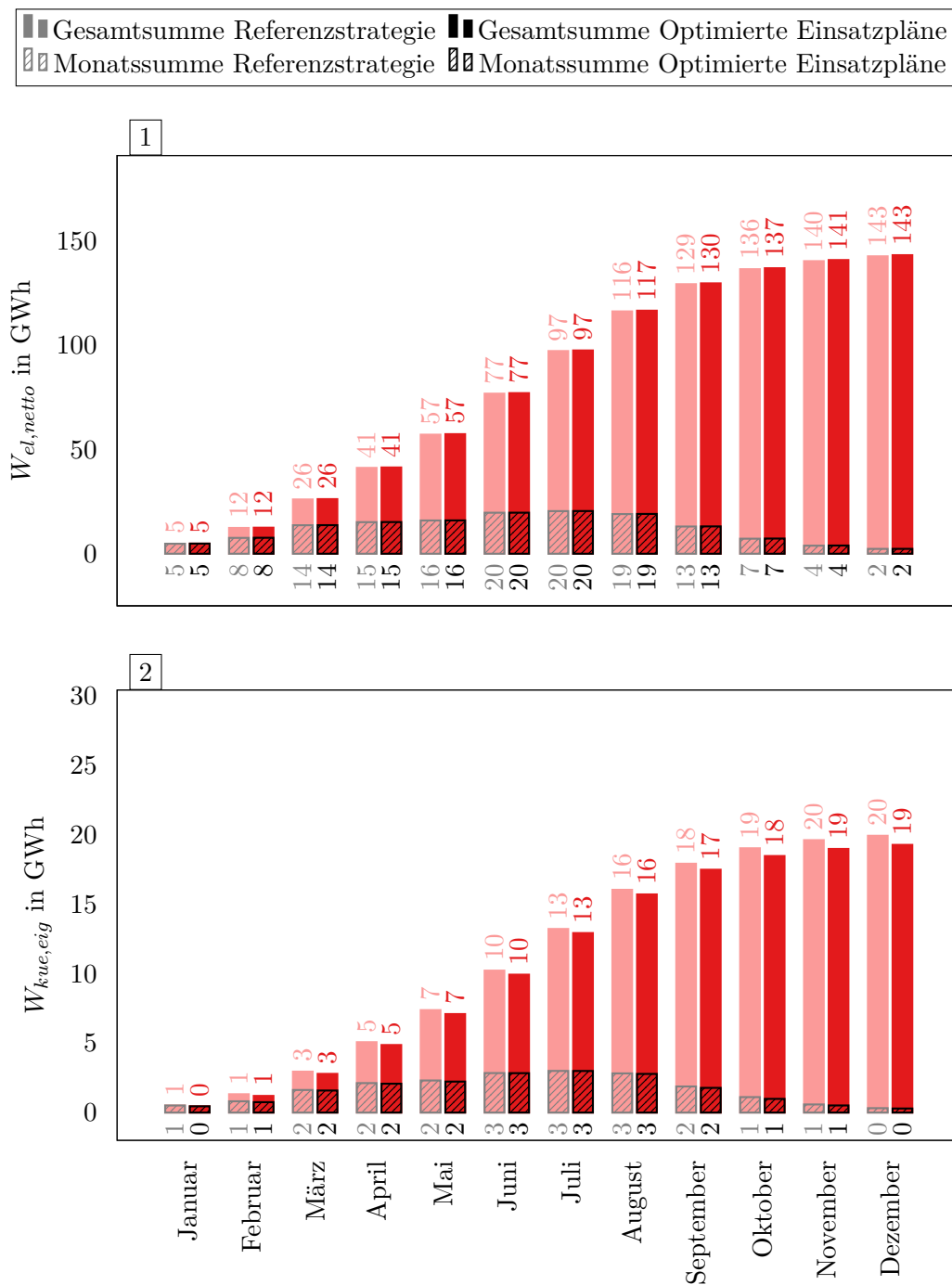


Abbildung D.3: Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Trocken* bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0, 1 \text{ } 1/\text{kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 2\text{h}$, $K = 16$ im Vergleich zur Referenzstrategie

In Abbildung D.3 werden die Simulationsergebnisse einer Jahresertragsrechnung mit *TK Speicher Trocken* bei optimiertem Einsatzplan im Vergleich zur Referenzstrategie aufgeführt. Gezeigt wird sowohl der elektrische Ertrag als auch der elektrische Eigenbedarf als kumulierte Monats- und Gesamtsummen. Die Optimierungsrechnung wurde für jeden Tag ausgeführt und anschließend eine Simulation mit den berechneten optimierten Einsatzplänen durchgeführt. Dazu wurde die in Abschnitt 5.3 vorgestellte Teststrecke verwendet. Für die Optimierungsrechnung wurde eine Zeitschrittweite von $\Delta t = 2$ h betrachtet und die Optimierung mit $K = 16$ Modellaufrufen pro Iterationsschritt durchgeführt. Es wurde die Variante des Optimierers ohne Parallelisierung verwendet. Im Vergleich zum Betrieb mit der Referenzstrategie kann durch Optimieren der Einsatzpläne eine elektrische Ertragssteigerung von 0,37 % erreicht werden. Im Vergleich zum Betrieb mit reiner Trockenkühlung wird damit bei Einsatz des Kältespeichers mit optimierten Einsatzplänen insgesamt ein elektrischer Ertragsgewinn von 3,95 % erreicht. Bei Vergleich der Monatssummen ist kein besonderer Trend zu erkennen. Die gesamte Jahresertragsrechnung mit Optimierung der Einsatzpläne hat eine Rechendauer von 15 h. Mit den Ergebnissen wird deutlich, dass der Kühlungsoptimierer auch für Untersuchungen im Bereich der Jahresertragsrechnung auf verschiedene hybride Kühlsysteme angewendet werden kann. Der Ertragsgewinn durch Optimierung der Einsatzpläne ist nicht groß, was auf eine geringe Abhängigkeit des elektrischen Ertrags von den Tageszeiten für die Be- und Entladung des Speichers hinweist.

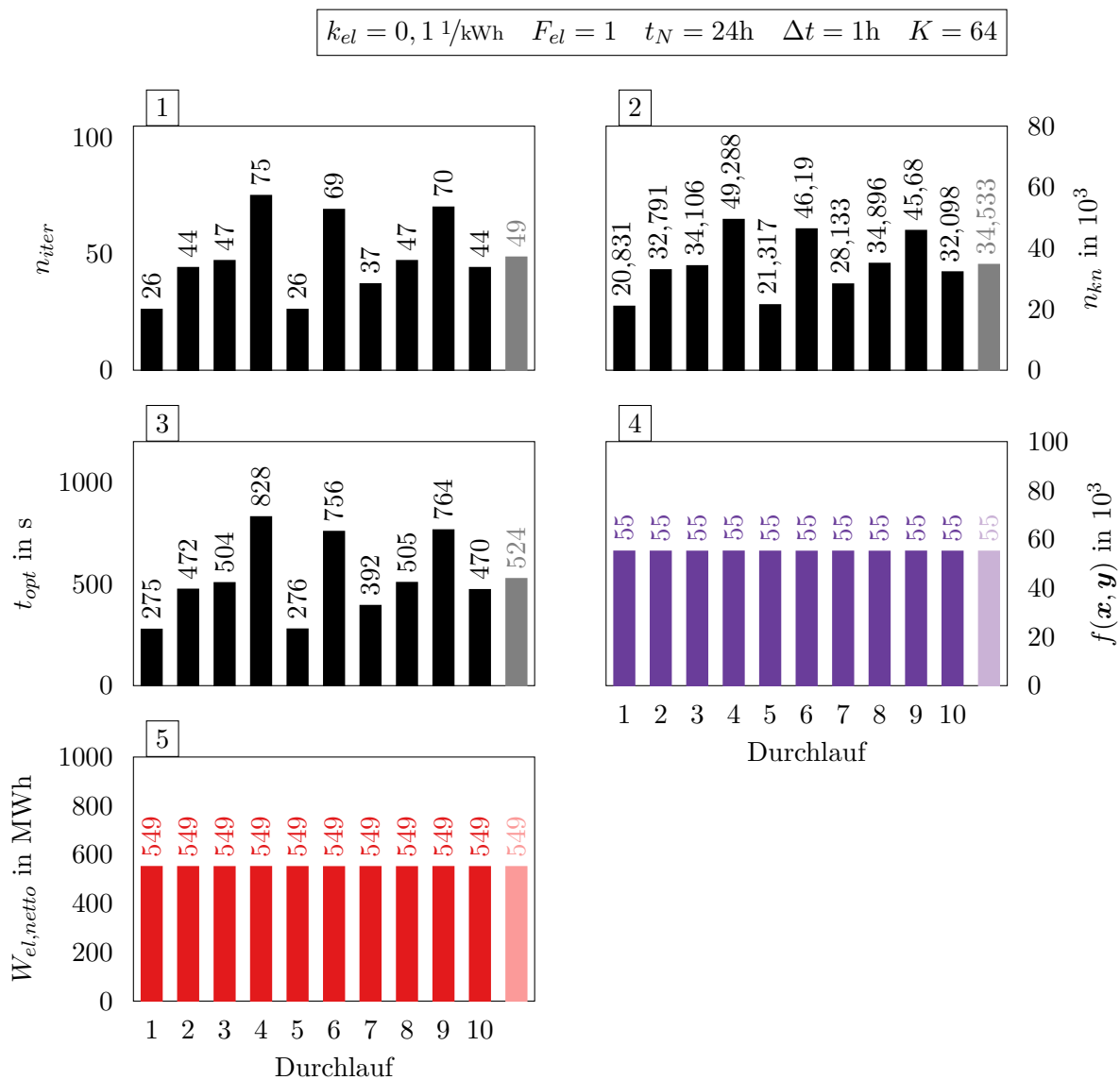


Abbildung D.4: Ergebnisse der Kühlungsoptimierung mit *TK Speicher Trocken* an einem Frühlingstag mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$

Abschließend wurde auch bei Betrachtung der Trockenkühlung mit Kältespeicher ein Optimierungsproblem höherer Größenordnung konstruiert, indem die Zeitschrittweite der Optimierung auf $\Delta t = 1$ h verringert wurde. Es ergibt sich ein Problem mit $2^{24} = 16777216$ möglichen Einsatzplänen. Das entspricht einer Menge von 33554431 Knoten. Das Problem wurde mit $K = 64$ Modellaufrufen pro Iterationsschritt und der parallelisierten Ausführung des entwickelten Optimierungsverfahrens gelöst. In Abbildung D.4 sind die Ergebnisse der wiederholten Lösung des Problems bei Betrachtung eines Frühlingstages aufgetragen. Es werden im Schnitt 49 Iterationen bis zur Konvergenz benötigt (Diagramm 1) und dabei 34 533 Knoten untersucht (Diagramm 2). Die durchschnittliche Dauer einer Optimierungsrechnung beträgt 524 s (Diagramm 3) und ist damit um 36 % geringer als bei der Betrachtung eines Problems gleicher Größenordnung mit Nasskühlturm anstatt Trockenkühlung. Dies ist auf die kürzere Berechnungsdauer eines Modellaufrufs bei Betrachtung der Trockenkühlung zurückzuführen. Die Anzahl an Iterationen und an untersuchten Knoten ist ähnlich. Diagramm 4 und 5 zeigen eindeutig, dass der Kühlungsoptimierer in jedem Durchlauf dasselbe Ergebnis erzielt. Damit ist gezeigt, dass der Kühlungsoptimierer auch für Probleme der Größenordnung 10^7 auf verschiedene hybride Kühlsysteme angewendet werden kann.

Abbildung D.5 zeigt die Simulationsergebnisse mit den bei $\Delta t = 1$ für den Frühlingstag berechneten optimierten Einsatzplänen. Es wurden die in Durchlauf 1 der wiederholten Optimierungsrechnung bestimmten optimierten Einsatzpläne für die Simulation ausgewählt. Es kann eine Steigerung im elektrischen Ertrag von 0,5 % im Vergleich zum Betrieb mit der Referenzstrategie erreicht werden. Damit ist ebenfalls gezeigt, dass der Kühlungsoptimierer eine bessere Lösung findet und damit auch für Probleme der Größenordnung 10^7 auf verschiedene hybride Kühlsysteme angewendet werden kann. Durch Verringern des Zeitschritts von zwei Stunden auf eine Stunde hat der Optimierer jede Stunde die Möglichkeit, den Betriebszustand der Kühlung anzupassen. Dadurch wird allerdings kein zusätzlicher Ertragsgewinn erreicht, weshalb zumindest für die Untersuchung bei Verwendung der zwei eingeführten Zustände eine Rechnung mit einer Zeitschrittweite von $\Delta t = 2$ h empfohlen wird, um Rechenzeit zu sparen. Vergleicht man Diagramm 3 und 4 aus Abbildung D.2 und Abbildung D.5 wird deutlich, dass über den Frühlingstag derselbe elektrische Ertrag erreicht wird, obwohl der Speicher teilweise zu anderen Zeiten Be- und Entladen wird. Diese Tatsache deutet ebenfalls auf die zuvor identifizierte geringe Abhängigkeit des elektrischen Ertrags von den Tageszeiten für die Be- und Entladung des Speichers hin. Generell kann durch den Einsatz eines Kältespeichers zusätzlich zu einer Trockenkühlung der elektrische Ertrag signifikant gesteigert werden (s. Anhang C) und der Einsatz des Kältespeichers zusätzlich zur Trockenkühlung ist energetisch sinnvoll.

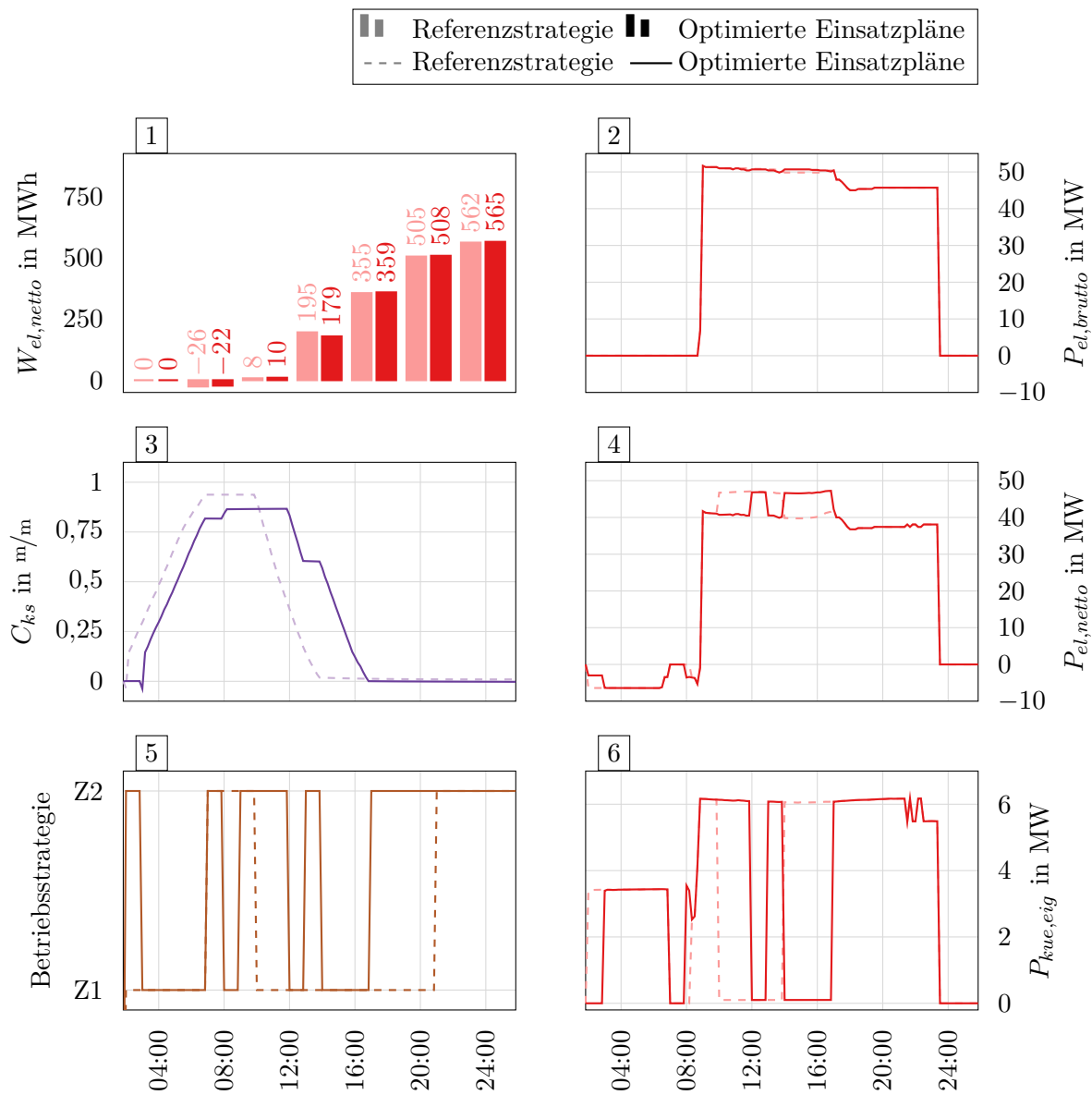


Abbildung D.5: Simulationsergebnisse mit *TK Speicher Trocken* bei optimiertem Einsatzplan mit $k_{el} = 0,1 \text{ 1/kWh}$, $F_{el} = 1$, $t_N = 24\text{h}$, $\Delta t = 1\text{h}$, $K = 64$ im Vergleich zur Referenzstrategie an einem Frühlingstag

Literatur

- [20] *SolarPACES*. 2020. URL: <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>.
- [BH09] Akbar Borzabadi und Seyed Hamed Hashemi Mehne. „Ant colony optimization for optimal control problems“. In: *UK Journal of Information and Computing Science* 4 (Jan. 2009), S. 259–264.
- [BK16] Hans Dieter Baehr und Stephan Kabelac. *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN: 978-3-662-49568-1. DOI: 10.1007/978-3-662-49568-1. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-49568-1>.
- [BS19] Hans Dieter Baehr und Karl Stephan. *Wärme- und Stoff übertragung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019. ISBN: 978-3-662-58441-5. DOI: 10.1007/978-3-662-58441-5. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-58441-5>.
- [CBK98] A.E. Conradie, J.D. Buys und D.G. Kröger. „Performance optimization of dry-cooling systems for power plants through SQP methods“. In: *Applied Thermal Engineering* 18.1 (1998), S. 25–45. ISSN: 1359-4311. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00020-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00020-3). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431197000203>.
- [CG79] M. Choi und L. R. Glicksman. „Computer optimization of dry and wet/dry cooling tower systems for large fossil and nuclear power plants“. In: (Feb. 1979). URL: <https://www.osti.gov/biblio/6171615>.
- [DB11] Huifang Deng und Robert F. Boehm. „An estimation of the performance limits and improvement of dry cooling on trough solar thermal plants“. In: *Applied Energy* 88.1 (2011), S. 216–223. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.05.027>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261910002138>.
- [DMC96] M. Dorigo, V. Maniezzo und A. Colorni. „Ant system: optimization by a colony of cooperating agents“. In: *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics)* 26.1 (1996), S. 29–41. DOI: 10.1109/3477.484436.
- [DR10] J. Dersch und C. Richter. *Wasserverbrauch und Wassereinsparung bei solarthermischen Kraftwerken*. 2010.
- [Gmb20] STEAG Energy Services GmbH. *EBILON Professional 15 Manual*. 2020.
- [Hir+17] Tobias Hirsch u. a. *SolarPACES Guideline for Bankable STE Yield Assessment*. IEA Technology Collaboration Programme SolarPACES, 2017.

- [Hir+20] Tobias Hirsch u. a. „Solarthermische Stromerzeugung“. In: *Erneuerbare Energien: Systemtechnik · Wirtschaftlichkeit · Umweltaspekte*. Hrsg. von Martin Kaltschmitt, Wolfgang Streicher und Andreas Wiese. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2020, S. 995–1066. ISBN: 978-3-662-61190-6. DOI: 10.1007/978-3-662-61190-6_11. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-662-61190-6_11.
- [Kau13] Äh. Sarbjeet Kaur. „Shortest Path Finding Algorithm Using Ant Colony Optimization“. In: *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH AND TECHNOLOGY (IJERT)* 2 (6 (Juni 2013) Juni 2013).
- [KK05a] J.C. Kloppers und D.G. Kröger. „A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48.3 (2005), S. 765–777. ISSN: 0017-9310. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.004>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931004004041>.
- [KK05b] Johannes Kloppers und Detlev Kröger. „Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU Methods of Analysis“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME* 127 (Jan. 2005). DOI: 10.1115/1.1787504.
- [Klo03] J. C. Kloppers. „A Critical Evaluation and Refinement of the Performance Prediction of Wet-Cooling Towers“. Dissertation. Department of Mechanical Engineering University of Stellenbosch, 2003.
- [KM13] Matthias Kind und Holger Martin. *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 978-3-642-19981-3. DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>.
- [Krö04a] D.G. Kröger. *Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers*. Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers Bd. 1. Penwell Corporation, 2004. ISBN: 0-87814-896-5.
- [Krö04b] D.G. Kröger. *Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers*. Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers Bd. 2. Penwell Corporation, 2004. ISBN: 1-59370-019-9.
- [Lag+19] Jesus Lago u. a. „A 1-dimensional continuous and smooth model for thermally stratified storage tanks including mixing and buoyancy“. In: *Applied Energy* 248 (2019), S. 640–655. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.139>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261919307901>.
- [Mao21] Cheng Maohua. *PySEE/SEUIF97*. Version 1.0.1. Zenodo. März 2021. URL: <http://doi.org/10.5281/zenodo.4586961>.
- [Mau04] J. Maulbetsch. *Comparison of Alternate Cooling Technologies for U.S. Power Plants. Economic, Environmental, and Other Tradeoffs*. Palo Alto, CA: EPRI, 2004. DOI: 1005358.
- [Mih+19] Miloš Mihailović u. a. „Air side heat transfer coefficient in plate finned tube heat exchangers“. In: *Experimental Heat Transfer* 33 (Aug. 2019), S. 1–12. DOI: 10.1080/08916152.2019.1656298.

- [MM19] Alexander Mitsos und Wolfgang Marquardt. *Notes and References for Applied Numerical Optimization (WS 20/21)*. 2019.
- [Moo+14] J. Moore u. a. „Design and Testing of a Novel Air-cooled Condenser for Concentrated Solar Power Plants“. In: *Energy Procedia* 49 (2014). Proceedings of the SolarPACES 2013 International Conference, S. 1439–1449. ISSN: 1876-6102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.153>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214006079>.
- [Mos+14] M. Moser u. a. „Techno-economic Analysis of Enhanced Dry Cooling for CSP“. In: *Energy Procedia* 49 (2014). Proceedings of the SolarPACES 2013 International Conference, S. 1177–1186. ISSN: 1876-6102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.127>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214005815>.
- [Muñ+12] J. Muñoz u. a. „Dry cooling with night cool storage to enhance solar power plants performance in extreme conditions areas“. In: *Applied Energy* 92 (2012), S. 429–436. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.030>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911007276>.
- [NVG05] Igor Nedelkovski, Ilios Vilos und Tale Geramitcioski. „Method for Optimal Control of Power Plant Cooling System.“ In: Bd. 5. Jan. 2005, S. 209–211.
- [ODo+12] Alan O'Donovan u. a. „Steam-Side Characterisation of a Modular Air-Cooled Condenser“. In: Bd. 6. Nov. 2012. DOI: 10.1115/IMECE2012-87846.
- [Pat09] Babul Patel. *Rankine (steam) Cycle Cooling Options*. Okt. 2009.
- [PKH11] Andreas Poulikkas, G Kourtis und I Hadjipaschalis. „An overview of CSP cooling systems“. In: *Proceedings of the 3rd International Conference on Renewable Energy Sources and Energy Efficiency* (Jan. 2011).
- [PM11] Lorenzo Pistocchini und Mario Motta. „Feasibility Study of an Innovative Dry-Cooling System With Phase-Change Material Storage for Concentrated Solar Power Multi-MW Size Power Plant“. In: *Journal of Solar Energy Engineering* 133 (Aug. 2011), S. 031010. DOI: 10.1115/1.4004268.
- [Pou+12] Andreas Poulikkas u. a. „Optimization analysis of innovative modular air-cooled condensers for CSP plants“. In: Bd. 2012. Jan. 2012. DOI: 10.1049/cp.2012.2009.
- [Pou13] Andreas Poulikkas. „A comparative overview of wet and dry cooling systems for Rankine cycle based CSP plants“. In: (Jan. 2013).
- [RDS08] Christoph Richter, Jürgen Dersch und Wolf-Dieter Steinmann. *EF-COOL- Wassereffiziente Kühlung solarthermischer Kraftwerke*. DLR Institut für Solarforschung, DLR Institut für Technische Thermodynamik, 2008.
- [RFP78] T Rozenman, J M Fake und J M Pundyk. „Optimization of design specifications for large dry cooling systems. Final report, June 1975–June 1978“. In: (Juli 1978). URL: <https://www.osti.gov/biblio/6279179>.
- [Roh+19] Shahab Rohani u. a. „Techno-economic evaluation of cooling system technologies for solar thermal power plants; the relationship between water and energy“. In: 2019.

- [Rub+11] Eusiel Rubio-Castro u. a. „Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers using a rigorous model“. In: *Applied Thermal Engineering* 31.16 (2011), S. 3615–3628. ISSN: 1359-4311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.029>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111003887>.
- [Rut12] Michael Rutberg. „Modeling water use at thermoelectric power plants“. Massachusetts Institute of Technology, Nov. 2012.
- [Sal+13] Juan M. Salazar u. a. „Stochastic optimization approach to water management in cooling-constrained power plants“. In: *Applied Energy* 112 (2013), S. 12–22. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.077>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191300500X>.
- [Sch+15] Heiko Schenk u. a. „Transient Simulation of the Power Block in a Parabolic Trough Power Plant“. In: Sep. 2015, S. 605–614. DOI: 10.3384/ecp15118605.
- [SH12] Robert Stieglitz und Volker Heinzl. „Solarthermische Hochtemperatursysteme“. In: *Thermische Solarenergie: Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012, S. 487–594. ISBN: 978-3-642-29475-4. DOI: 10.1007/978-3-642-29475-4_7. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-642-29475-4_7.
- [SSF11] J. Smrekar, A. Senegačnik und C. Führer. „Methodology for evaluation of cooling tower performance – Part 2: Application of the methodology and computational aspects of Poppe equations“. In: *Energy Conversion and Management* 52.11 (2011), S. 3282–3289. ISSN: 0196-8904. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.05.004>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890411001610>.
- [Str16] Karl Strauss. *Kraftwerkstechnik: zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN: 978-3-662-53030-6. DOI: 10.1007/978-3-662-53030-6. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-53030-6>.
- [TKZ05] Rattan Tawney, Zahid Khan und Justin Zachary. „Economic and Performance Evaluation of Heat Sink Options in Combined Cycle Applications“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME* 127 (Apr. 2005). DOI: 10.1115/1.1839924.
- [TWK10] Craig Turchi, Michael Wagner und Chuck Kutscher. „Water Use in Parabolic Trough Power Plants: Summary Results from WorleyParsons’ Analyses“. In: *Contract* 303 (Jan. 2010). DOI: 10.2172/1001357.
- [Ven+06] Gadhamshetty Venkataramana u. a. „Improving Air-Cooled Condenser Performance in Combined Cycle Power Plants“. In: *Journal of Energy Engineering-asce - J ENERG ENG-ASCE* 132 (Aug. 2006). DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9402(2006)132:2(81).
- [Wir17] M. Wirsum. *Vorlesung Kraftwerksprozesse*. Institut für Kraftwerkstechnik, Dampf- und Gasturbinen der RWTH-Aachen, 2017.