

Jeanette Meuser

Abwärmepotenzial von Industrieöfen

Messtechnische Untersuchung und Simulationsstudie



Produktion & Energie

Band 20

Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Jens Hesselbach

Jeanette Meuser

Abwärmepotenzial von Industrieöfen

Messtechnische Untersuchung und Simulationsstudie

Die vorliegende Arbeit wurde vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Kassel als Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) angenommen.

Erster Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jens Hesselbach

Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Stefan Böhm

Weitere Mitglieder der Prüfungskommission:

Prof. Dr.-Ing. Martin Fehlbier

Prof. Dr.-Ing. Mark Junge

Tag der mündlichen Prüfung

6. März 2019

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar

Zugl.: Kassel, Univ., Diss. 2019

ISBN 978-3-7376-0706-3 (print)

ISBN 978-3-7376-0707-0 (e-book)

DOI: <http://dx.medra.org/10.19211/KUP9783737607070>

URN: <https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:0002-407070>

© 2019, kassel university press GmbH, Kassel
www.upress.uni-kassel.de

Umschlaggestaltung: Karen Marschinke, Formkonfekt, Kassel
Druck und Verarbeitung: docupoint GmbH, Barleben
Printed in Germany

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Fachgebiet Umweltgerechte Produkte und Prozesse (upp) der Universität Kassel. Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Jens Hesselbach für die inhaltliche Betreuung und die Möglichkeit zur persönlichen Weiterentwicklung. Ebenfalls gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Stefan Böhm für die Übernahme des Zweitgutachtens. Auch möchte ich mich bei den Mitberichtern Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Fehlbier und Herrn Prof. Dr.-Ing. Mark Junge bedanken.

Ein besonderer Dank gilt allen meinen Kollegen und Freunden, die durch fachliche Diskussionen und hilfreiche Anmerkungen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Darüber hinaus bedanke ich mich von ganzem Herzen bei meinem Freund, meiner Schwester und meinen Eltern, die mir in dieser Zeit eine große Stütze waren.

Kassel, den 16.03.2019

Jeanette Meuser

Kurzzusammenfassung

Industrieunternehmen können durch Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz einen großen Beitrag zur Energiewende leisten. Ein wesentliches Handlungsfeld ist die Prozesswärmebereitstellung durch den Einsatz einer Vielzahl unterschiedlicher Industrieöfen. Trotz eines heutzutage bereits sehr effizienten Ofenaufbaus wird dennoch ein Anteil der zugeführten Energie aufgrund thermodynamischer Beschränkungen als Abwärme an die Umgebung abgegeben. Hohe Prozesstemperaturen und dadurch bedingte hohe Abgastemperaturen von gasbeheizten Industrieöfen lassen ein hohes Potenzial zur Nutzung der Abgaswärme vermuten. Daneben können auch die Oberflächenwärmeverluste eine signifikante Größenordnung aufweisen und die innere Last einer Produktionshalle beeinflussen.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der methodischen Bestimmung des theoretischen und des technischen Abwärmepotenzials von Industrieöfen, um eine strukturierte und datenbasierte Bewertung durchführen zu können. Das theoretische Abwärmepotenzial beschreibt die physikalisch nutzbare Abwärme, wohingegen das technische Abwärmepotenzial die technischen Randbedingungen und die thermischen Bedarfe berücksichtigt. Dazu werden eine messtechnische Untersuchung und eine Simulationsstudie am Beispiel von Rollenherdöfen beim Presshärten in der Automobilindustrie durchgeführt.

Die Ergebnisse der durchgeführten messtechnischen Untersuchung zeigen, dass mit den angewandten Messmethoden zur Ermittlung der relevanten Energiegrößen und mit den erfassten Betriebsdaten das theoretische Abwärmepotenzial sowohl für die stationären als auch die instationären Zustände der Rollenherdöfen bestimmt werden kann. Der thermische Prozess im Ofenraum, die konstruktiven Ofenmerkmale, die Prozesseinstellungen, der Durchsatz, die Umgebung und die Verfahrensvarianten stellen die wesentlichen Einflussgrößen auf das theoretische Abwärmepotenzial dar.

Anhand der durchgeführten Simulationen werden die technischen Abwärmepotenziale der Möglichkeiten zur Abwärmenutzung mittels verschiedener Abwärmenutzungstechnologien ermittelt. Damit erfolgt ein Vergleich der Abwärmenutzungspfade zur Bereitstellung von Prozesskälte, Prozesswärme, Raumwärme und Strom. Hierbei sind die Einsparungen an Primärenergie und Treibhausgasemissionen für die Pfade zur Wärmebereitstellung am größten.

Abstract

Industrial companies can make a great contribution to the German energy revolution by increasing energy efficiency. A key area of action is the process heat supply provided from a variety of different industrial furnaces. Despite an already very efficient furnace construction today, a fraction of the energy input is nevertheless released to the environment as waste heat due to thermodynamic restrictions. High process temperatures and therefore high exhaust temperatures of gas-heated industrial furnaces suggest a high potential for the use of exhaust heat. In addition, the surface heat losses can also have a significant magnitude and affect the inner load of a production hall.

The focus of this work is on the methodical determination of the theoretical and technical waste heat potential of industrial furnaces in order to carry out a structured and data-based assessment. The theoretical waste heat potential describes the physically usable waste heat, whereas the technical waste heat potential takes into account the technical marginal conditions and thermal requirements. For this purpose, a technical measurement analysis and a simulation study will be carried out using the example of roller hearth furnaces in press hardening in the automotive industry.

The results of the technical measurement analysis show that with the measurement methods used to determine the relevant energy sizes and with the operational data collected, the theoretical waste heat potential for stationary and instationary states of the roller hearth furnaces can be determined. The thermal process in the furnace, the constructive characteristics, the process settings, the capacity, the environment and the process variants represent the main factors influencing the theoretical waste heat potential.

The simulations are used to determine the technical waste heat potential of the possibilities for waste heat utilisation with the help of different technologies. The result is a comparison of different waste heat using paths to provide process cold, process heat, room heat and electricity. In this connection savings in primary energy and greenhouse gas emissions are greatest for the heat supply pathways.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	XI
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	7
2.1 Industrielle Abwärmenutzung	7
2.1.1 Definition Abwärmebegriff	7
2.1.2 Grundprinzip der Abwärmenutzung	9
2.1.3 Möglichkeiten der Abwärmenutzung	11
2.1.4 Abwärmemerkmale	12
2.1.5 Definition Abwärmepotenzial	15
2.1.6 Abwärmequellen	17
2.2 Industrieofen	21
2.2.1 Definition Industrieofen	21
2.2.2 Industrieofenmerkmale	21
2.2.3 Industriebrenner	26
2.2.4 Verbrennungsrechnung	29
2.2.5 Abwärmequelle Industrieofen	32
2.3 Stand der Forschung	33
2.3.1 Methoden zur Potenzialbestimmung	33
2.3.2 Abwärmenutzung von Industrieöfen	35
2.3.3 Ableitung der Forschungsfrage	36

3	Bestimmung des theoretischen Abwärmepotenzials	39
3.1	Methode der messtechnischen Untersuchung	40
3.1.1	Analyse eines Ofensystems	41
3.1.2	Energiebilanzierung eines Ofensystems	43
3.1.3	Datenaufnahme und -auswertung	53
3.2	Systemanalyse von Rollenherdöfen beim Presshärten	55
3.2.1	Prozess	55
3.2.2	Konstruktion	57
3.3	Energiebilanz und Datenaufnahme	61
4	Datenauswertung der messtechnischen Untersuchung	69
4.1	Jahresbetrachtung der Energiedaten	69
4.2	Stationäre Zustände	73
4.2.1	Einflussgröße Belegung	74
4.2.2	Vergleich der Rollenherdöfen	77
4.2.3	Energiebilanzen der Rollenherdöfen	79
4.2.4	Oberflächenwärmeverluste	83
4.3	Instationäre Zustände	88
4.3.1	Abkühlen	89
4.3.2	Aufheizen	93
4.4	Zwischenfazit	97
5	Bestimmung des technischen Abwärmepotenzials	101
5.1	Methode der Simulationsstudie	101
5.1.1	Abwärmenutzungspfade	103
5.1.2	Modellbildung	104
5.1.3	Auswertung	106
5.2	Entwicklung der Abwärmenutzungspfade	107
5.2.1	Wärme	108
5.2.2	Kälte	112
5.2.3	Strom	116
5.3	Modellbildung und Parametrisierung	120
5.3.1	Rollenherdöfen	122
5.3.2	Wärmeübertrager und thermischer Speicher	122
5.3.3	Absorptionskältemaschine	123

5.3.4	ORC-Anlage	124
5.3.5	Abwärmesenken	126
6	Ergebnisse der Simulationsstudie	128
6.1	Parameterüberblick	128
6.2	Simulationsergebnisse	129
7	Zusammenfassung und Ausblick	136
	Abbildungsverzeichnis	XIX
	Tabellenverzeichnis	XXIII
	Schrifttum	XXVI
A	Weiterführende Ergebnisse	XXXVII
A.1	Systemanalyse	XXXVII
A.2	Messungen	XL
A.2.1	Rollenherdöfen	XL
A.2.2	Reinigungsanlagen	LII
A.2.3	Presswerkzeuge	LIII
A.2.4	Abgaswärmeübertrager	LIV
A.2.5	Absorptionskältemaschine	LV
A.2.6	ORC-Anlage	LV
A.3	Simulationen	LVIII
B	Datenbasis der messtechnischen Untersuchung	LX
B.1	Verbrennungsrechnung	LX
B.2	Platinenparameter	LXIII
B.3	Vereinfachte Ofengeometrie	LXIV
B.4	Empirische Gleichungen für Nu-Zahl	LXIV

Nomenklatur

Abkürzungen und Akronyme

Symbol	Beschreibung
22MnB5	borlegierter Vergütungsstahl
AbKM	Absorptionskältemaschine
AdKM	Adsorptionskältemaschine
AlSi	Aluminium-Silizium
AWC	Abwärmecharakteristik
AWN	Abwärmenutzung
AWP	Abwärmepotenzial
AWQ	Abwärmequelle
AWS	Abwärmesenke
AWV	Abwärmevermeidung
BHKW	Blockheizkraftwerk
C	Kohlenstoff
C ₂ H ₆	Ethan

Symbol	Beschreibung
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₁₀	n-Butan
C ₅ H ₁₂	Putan
C ₆ H ₁₄	Hexan
CH ₄	Methan
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
dena	Deutsche-Energie-Agentur
DOE	U.S. Department of Energy
EEV	Endenergieverbrauch
EK	Erdgaskessel
FW	Fernwärme
GuD	Gas-und-Dampf
GuDS	Strom eines Gas-und-Dampf-Kraftwerks
GuDW	Wärme eines Gas-und-Dampf-Kraftwerks
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HT	Hochtemperatur
IUPAC	International Union of Pure and Applied Chemistry
KKM	Kompressionskältemaschine
KT	Kühlturm
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LiBr	Lithiumbromid
MT	Mitteltemperatur

Symbol	Beschreibung
N ₂	Stickstoff
NE-Metall	Nichteisenmetall
NH ₃	Ammoniak
NO _x	Stickoxid
NT	Niedertemperatur
O ₂	Sauerstoff
ORC	Organic-Rankine-Cycle
P	partielles Härten
PCM	Phasenwechselmaterial
PE	Primärenergie
PW	Prozesswärme
RLT-Anlage	Raumlufttechnische Anlage
RW	Raumwärme
S	Schwefel
SiSiC	siliziertes Siliziumcarbid
SM	Strommix
TB	Temperaturbereich
THG	Treibhausgas
TNV	Thermische Nachverbrennung
V	vollständiges Härten
VDI	Verband Deutscher Ingenieure e.V.
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V.
WRG	Wärmerückgewinnung
WZ	Presswerkzeug

Lateinische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m^2
c_p	spezifische Wärmekapazität	kJ/kgK
e	Fehler	J
E	Energie	J
EE	Endenergie	J
f_{PE}	Primärenergiefaktor	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h	Höhe	m
h	spezifische Enthalpie	J/kg
H	Enthalpie	J
\dot{H}	Enthalpiestrom	W
Hu	Heizwert	kWh/m^3
$\dot{H}u$	chemisch gebundener Enthalpiestrom	W
l	Luftmenge	$\text{kmol}_L/\text{kmol}_B$
l_{min}	Mindestluftmenge	$\text{kmol}_L/\text{kmol}_B$
L	charakteristische Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M	molare Masse	k/mol
M_d	Drehmoment	Nm
n	Stoffmenge	mol
n	Drehzahl	$1/\text{s}$
Nu	Nußelt-Zahl	-
o_{min}	Mindestsauerstoffmenge	$\text{kmol}_{O_2}/\text{kmol}_B$
p	Druck	bar
p_s	Sättigungsdruck	bar
P	Leistung	W
P_{el}	elektrische Leistung	W
P_W	Wellenleistung	W

Symbol	Beschreibung	Einheit
PE_s	eingesparte Primärenergie	J
Pr	Prandtl-Zahl	-
Q	Wärme	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
r	Korrelationskoeffizient	-
R^2	Bestimmtheitsmaß	-
Ra	Rayleigh-Zahl	-
s	Dicke	m
t	Zeit	s
T	thermodynamische Temperatur	K
U	innere Energie	J
u	spezifische innere Energie	J/m
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
w_l	Luftfeuchte	kmol _{H₂O} /kmol _L
w_g	Brenngasfeuchte	kmol _{H₂O} /kmol _B
z	Massenverhältnis	-

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
β	isobarer Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K
Δ	Differenz	-
ε	Emissionsgrad	-
η	Wirkungsgrad	-
η_W	wärmetechnischer Wirkungsgrad	-
κ	Temperaturleitfähigkeit	m ² /s
λ	Luftverhältnis	kmol _L /kmol _L
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/m K
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Symbol	Beschreibung	Einheit
φ_l	relative Feuchte der Luft	%
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/m ² K ⁴
τ	Zeitkonstante	1/s
τ_T	Totzeit	s
ϑ	Temperatur	°C
v_f	feuchte Abgasmenge	kmol _A /kmol _B
ζ	Wärmeverhältnis	-

Indizes

Symbol	Beschreibung
<i>ab</i>	Abfuhr
<i>abs</i>	absolut
<i>AbkM</i>	Absorptionskältemaschine
<i>amb</i>	Umgebung
<i>AG</i>	Abgas
<i>AG+</i>	Abgas mit Hallenluft
<i>AL</i>	Abluft
<i>b</i>	Bezugszustand
<i>B</i>	Brennstoff
<i>eigen</i>	eigen
<i>el</i>	elektrisch
<i>f</i>	feucht
<i>Fl</i>	Fläche
<i>g</i>	Brenngas
<i>ges</i>	gesamt
<i>G</i>	Gut
<i>heiz</i>	Heizung
<i>HL</i>	Hallenluft
<i>H₂O</i>	Wasser
<i>i</i>	innen
<i>IF</i>	Innenfläche

Symbol	Beschreibung
<i>kalt</i>	Kälte
<i>CO₂</i>	Kohlenstoffdioxid (bei Einheiten)
<i>KF</i>	Kontaktfläche
<i>konv</i>	Konvektion
<i>kuehl</i>	Kühlung
<i>KW</i>	Kühlwasser
<i>leit</i>	Wärmeleitung
<i>l</i>	Luft
<i>L</i>	Luft (bei Einheiten)
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>n</i>	Normzustand
<i>O₂</i>	Sauerstoff (bei Einheiten)
<i>OV</i>	Oberflächenverluste
<i>OS</i>	Ofensystem
<i>ORC</i>	Organic-Rankine-Cycle
<i>PE</i>	Primärenergie
<i>rad</i>	Wärmestrahlung
<i>ref</i>	Referenz
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>s</i>	Sättigungszustand
<i>S</i>	Einsparungen
<i>SG</i>	Schutzgas
<i>N₂</i>	Stickstoff (bei Einheiten)
<i>teil</i>	teilgehärtet
<i>th</i>	thermisch
<i>T</i>	Träger
<i>ueb</i>	über
<i>VL</i>	Verbrennungsluft
<i>voll</i>	vollgehärtet
<i>W</i>	Wand oder Welle (bei Leistung)
<i>W</i>	Welle (bei Leistung)
<i>zu</i>	Zufuhr

Einleitung

Die weltweite Verknappung von Rohstoffen und die Grenzen der Belastbarkeit der Umwelt durch anthropogen verursachte Energieflüsse und Schadstoffe stellen globale Anforderungen an einen verantwortungsvollen Umgang mit Ressourcen und Energie (vgl. Meadows et al. 1972, S. 17). Die gleichzeitige Zunahme der Weltbevölkerung und das Streben nach Wohlstand führen langfristig zu einer steigenden Energienachfrage und machen eine nachhaltige Entwicklung unabdingbar (vgl. IEA 2017, S. 4).

Nachhaltige Entwicklung wurde im Brundtland-Bericht im Jahr 1987 erstmalig definiert und bezeichnet eine Entwicklung, die den Bedürfnissen der heutigen Generation entspricht, ohne dabei die Möglichkeiten zukünftiger Generationen einzuschränken (vgl. Hauff 1987, S. 46). Nachhaltiges Handeln verbindet sowohl ökonomische als auch ökologische und soziale Aspekte (vgl. Deutscher Bundestag 1998).

Ein Schwerpunkt der ökologischen Komponente einer nachhaltigen Entwicklung ist die Reduzierung der anthropogen erzeugten Treibhausgas (THG)-Emissionen zur Eindämmung des Klimawandels. Das Treibhausgas Kohlenstoffdioxid (CO_2) hat daran den höchsten Anteil und entsteht größtenteils durch die Verbrennung fossiler Energieträger wie Kohle, Erdöl und Erdgas. Auswirkungen des Klimawandels sind u. a. eine Zunahme der Temperatur der Erdatmosphäre sowie der Anstieg des Meeresspiegels (vgl. IPCC 2014).

Zum Schutz des Klimas wurde 1997 auf der UN-Klimakonferenz eine Reduzierung der Treibhausgase von 5,2% zwischen 1990 bis 2008 beschlossen und im Kyoto-Protokoll festgehalten (vgl. UNFCCC 1997). Mit dem Inkrafttreten des Abkommens im Jahr 2005 wurden erstmalig völkerrechtlich verbindliche Klimaziele festgelegt. Das Ergebnis der UN-

Klimakonferenz 2015 war die Verabschiedung des Pariser Abkommens als rechtsverbindliche Nachfolge für das 2020 auslaufende Kyoto-Protokoll. Die Staatengemeinschaft einigte sich dabei auf die Begrenzung der Erderwärmung von unter 2 °C gegenüber dem vorindustriellen Zeitalter (vgl. UNFCC 2015).

Im Jahr 2010 hat die deutsche Bundesregierung zum Schutz der Umwelt und zur Sicherstellung der Energieversorgung und der Wettbewerbsfähigkeit die Energiewende eingeleitet und somit ein nachhaltiges Energiekonzept beschlossen (vgl. Die Bundesregierung 2010). Übergeordnete Ziele sind die Reduzierung der THG-Emissionen bis 2050 um mindestens 80 % gegenüber 1990 sowie der Ausstieg aus der Kernenergie bis 2020 (vgl. Die Bundesregierung 2010, S. 4; Deutscher Bundestag 2011). Die Steigerung der Energieeffizienz ist neben dem Ausbau der erneuerbaren Energien die zweite Säule der Energiewende (vgl. Die Bundesregierung 2010). Dazu bedarf es eines reduzierten Einsatzes von Energiere Ressourcen bei gleichzeitiger Gewährleistung oder Steigerung des wirtschaftlichen Wachstums. Der Primärenergieverbrauch in Deutschland soll bis 2050 um 50 % gegenüber 2008 gesenkt werden. Dies bedeutet eine jährliche Zunahme der Endenergieproduktivität um durchschnittlich 2,1 % (vgl. Die Bundesregierung 2010, S. 5).

Die Industrie ist mit einem Anteil von 29 % am Endenergieverbrauch (EEV) in Deutschland ein wichtiger Stellhebel zur Steigerung der Energieeffizienz (vgl. AGE B 2017). Der EEV der Industrie von 2.581 PJ im Jahr 2016 teilt sich auf verschiedene Anwendungsbereiche auf. Das energieintensivste Anwendungsfeld mit einem Anteil von 66,4 % stellt die Prozesswärme dar (vgl. BMWi 2017). Zur Bereitstellung von Prozesswärme werden branchenübergreifend, mit einem Anteil von 32 % am industriellen EEV, Industrieöfen für eine Vielzahl unterschiedlicher thermischer Verfahren eingesetzt (vgl. VDMA 2011, S. 4). Industrieöfen sind durch einen Ofenraum gekennzeichnet, in dem nach den Vorgaben eines thermischen Verfahrens einem Gut Wärme zugeführt wird (vgl. VDMA 1980). In 90 % der Fälle wird die Prozesswärme im Ofen durch die Verbrennung von Gas bereitgestellt. Ansonsten erfolgt die Beheizung mit Strom (vgl. VDMA 2011, S. 4).

Industrieöfen können Lebenszeiten von mehr als 30 Jahren aufweisen. Die Durchführung von Maßnahmen zur Erhöhung der Energieeffizienz hat damit eine langfristige Wirkung (vgl. Irretier 2011, S. 237). Im Industrieofenbau ist Energieeffizienz bereits ein großes Forschungsgebiet. Typische Bereiche sind die Verbesserung der Ofenwandisolation sowie der Einsatz einer optimierten Brennertechnik (vgl. VDMA 2011). Aufgrund thermodynamischer Beschränkungen der Ausrüstung und des Prozesses wird trotz eines effizienten Ofen-

baus Energie als Abwärme an die Umgebung abgegeben. Abwärme umfasst alle das System verlassenden fühlbaren und latenten Wärmeströme, die nicht dem Zweck der Anlage dienen (vgl. Schaefer 1995, S. 5; Peht 2010, S. 291). Die Abwärme kann zum einen in gebundener Form als Abgas, Abluft oder Kühlwasser vorliegen. Zum anderen kann Abwärme diffus über die Oberfläche des Ofens durch den Strahlungsaustausch mit der Umgebung abgeben werden. Die Abwärmennutzung (AWN) kann direkt durch die Bereitstellung von Brauchwarmwasser sowie von Prozess- und Heizwärme erfolgen. Des Weiteren kann Abwärme indirekt nach Umwandlung in elektrische Energie, durch z. B. eine Organic-Rankine-Cycle (ORC)-Anlage und in Kälte durch z. B. eine Absorptionskältemaschine (AbKM), verwendet werden (vgl. Hesselbach 2012, S. 246-247).

Zur Bereitstellung hoher Prozesstemperaturen im Ofenraum sind hohe Verbrennungstemperaturen notwendig. Diese haben wiederum eine hohe Abgastemperatur zur Folge. Trotz der Rückgewinnung der Abgaswärme zur Vorerwärmung der Verbrennungsluft durch den Einsatz von Rekuperatoren und Regeneratoren liegen die Abgastemperaturen noch im Bereich von ca. 200-800 °C (vgl. Abschnitt 2.2.5). Damit verfügen brennstoffbeheizte Industrieöfen über ein hohes Potenzial zur AWN. Je nach Betriebsweise des Ofens können unterschiedlich starke Temperatur- und Massenstromschwankungen des Abgases auftreten (vgl. Theißing et al. 2009, S. 14). Sie beeinflussen die Abwärmecharakteristik (AWC) des Ofens, die durch die kennzeichnenden Merkmale der Abwärme beschrieben wird (vgl. Abschnitt 2.1.4).

Zur Vermeidung von Oxidationen im Abgasrohr beim Einsatz von unlegiertem Stahl wird dem Abgasstrom Hallenluft beigemischt, sodass sich das Temperaturniveau der Abwärme reduziert (vgl. DOE 2008, S. 10). Für den Erhalt ausreichend hoher Abgastemperaturen zur AWN ist neben der Integration eines Abgaswärmetauschers die Unterbindung der Hallenluft notwendig. Ohne Kenntnisse über die AWC und das Abwärmepotenzial (AWP) eines solchen Industrieofens ist eine fundierte Entscheidung für oder gegen eine AWN zur Senkung des EEV im Unternehmen schwierig. Auch die Vielzahl an Einflussfaktoren und Möglichkeiten der AWN können für den Betreiber eines Industrieofens bereits ohne Berücksichtigung wirtschaftlicher Aspekte ein Hemmnis darstellen.

Abwärme durch Konvektion und Strahlung, die über die heißen Oberflächen des Ofens abgegeben wird, kann ebenfalls eine signifikante Größenordnung haben (vgl. DOE 2008, S. 65). Diese Abwärmeströme charakterisieren die innere Last der Produktionshalle und beeinflussen deren klimatische Bedingungen, welche einen Einfluss auf das Behaglichkeitsge-

fihl des Menschen sowie die Anlagenfunktionalität und die Produktqualität haben können (vgl. Hesselbach 2012, S. 190-191). Damit ist neben einer Charakterisierung der Abgaswärme auch die Charakterisierung der über die Oberflächen abgegebenen Wärmeströme zur Bestimmung des AWP relevant.

Trotz vieler Veröffentlichungen zur industriellen Abwärme ist keine spezifische Methode zur Bestimmung des AWP von Industrieöfen vorhanden (vgl. Abschnitt 2.3). Ziel der vorliegenden Dissertation ist die methodische Bestimmung des theoretischen und des technischen AWP von Industrieöfen. Das theoretische AWP beschreibt die physikalisch nutzbare Abwärme und betrachtet in erster Linie die Abwärmequelle (AWQ), wohingegen das technische AWP die technischen Randbedingungen und den thermischen Bedarf berücksichtigt (vgl. Abschnitt 2.1.5).

Zur Erreichung der Zielsetzung ist im ersten Schritt mittels messtechnischer Untersuchung das theoretische AWP zu ermitteln. Als Anwendungsfall werden zwei Rollenherdöfen beim Presshärten in der Automobilindustrie mit einer Prozesstemperatur von ca. 950 °C ausgewählt. Neben einem kontinuierlichen Betrieb und dem Einsatz von Rekuperatorenbrennern zeichnen sie sich durch ein geschlossenes und isoliertes Abgassystem aus, welches eine Hallenluftbeimischung unterbindet und hohe Abgastemperaturen ermöglicht. Diese Öfen sind energetisch zu bilanzieren, um die Abwärmeströme messtechnisch zu erfassen und zu charakterisieren. Im zweiten Schritt ist das technische AWP mittels einer Simulationsstudie für diese Art von Rollenherdöfen zu bestimmen. Dazu sind die möglichen Abwärmesenken (AWS) und die AWN-Technologien zu identifizieren und so die AWN-Pfade für die Öfen zu entwickeln. Die AWN-Pfade sind zu modellieren, um den zeitlichen Verlauf der Abwärme und der thermischen Bedarfe sowie das Teillastverhalten der Technologien zu simulieren.

Damit soll die Methode eine strukturierte Form zur Bewertung der untersuchten Einflussfaktoren und Möglichkeiten der AWN vorgeben. Des Weiteren soll sie aus technischer Perspektive fundierte Kenntnisse über das AWP schaffen, die als Datengrundlage für eine Weiterverfolgung der AWN im Unternehmen dienen soll.

Die vorliegende Dissertation ist wie folgt aufgebaut und in Abbildung 1.1 veranschaulicht. Nach der Einleitung in **Kapitel 1** wird in **Kapitel 2** zunächst ein Überblick über das Anwendungsgebiet der Arbeit, die industrielle AWN, gegeben. Dazu werden die Begriffe „Abwärme“ und „Abwärmepotenzial“ definiert sowie das Grundprinzip und die Möglichkeiten der AWN erläutert. Des Weiteren werden die Abwärmemerkmale beschrieben und typische

AWQ in der Industrie aufgeführt. Die AWQ „Industrieöfen“ wird dabei als Schwerpunkt der Arbeit herausgearbeitet. Daran anschließend wird der Industrieofen definiert und ein Überblick über die wesentlichen Merkmale gegeben. Des Weiteren werden in Industrieöfen eingesetzte Brennertypen und die Verbrennungsrechnung vorgestellt. Danach erfolgt eine Charakterisierung der grundsätzlich bei Industrieöfen auftretenden Abwärmeströme. Das Kapitel schließt mit der Ableitung der Forschungsfrage.

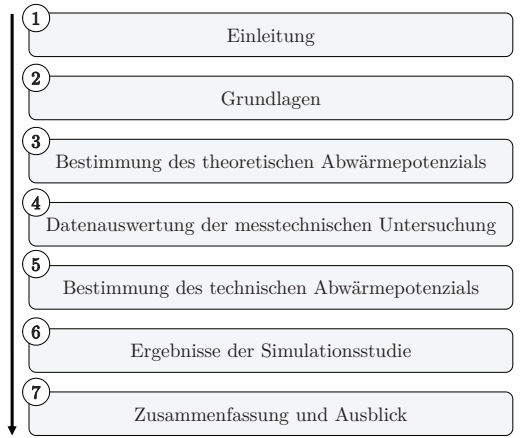


Abbildung 1.1: Aufbau der Dissertation, eigene Darstellung

Kapitel 3 und **Kapitel 4** beinhalten die messtechnische Untersuchung von Industrieöfen zur Bestimmung des theoretischen AWP. Zunächst wird in Kapitel 3 die Methode allgemein erarbeitet, um anschließend auf zwei Rollenherdöfen beim Presshärten angewendet zu werden. Im ersten Schritt wird eine Systemanalyse der Öfen durchgeführt. Danach erfolgt die Aufstellung einer Energiebilanz für das Ofensystem und die Definition der Abwärmeströme. Zur quantitativen Bestimmung der Abwärmeströme wird die Datenaufnahme und -aufbereitung beschrieben. In Kapitel 4 erfolgt die Auswertung der aufgenommenen Daten der messtechnischen Untersuchung. Dazu zählen die Ergebnisse der Energiedaten für ein ganzes Jahr sowie die Auswertung der Energie- und Betriebsdaten für die stationären und die instationären Zustände der Öfen. Die gewonnenen Erkenntnisse und die Vorgehensweise der Messung werden abschließend in Bezug zum aktuellen Forschungsstand und der Übertragbarkeit diskutiert.

In **Kapitel 5** und **Kapitel 6** wird die Simulationsstudie durchgeführt, um das technische AWP am Beispiel der messtechnisch erfassten Rollenherdöfen zu ermitteln. In Kapitel 5 wird zunächst die Studie allgemein beschrieben und dabei auf die Simulationsumgebung sowie deren Verifizierung und Validierung eingegangen. Anschließend werden für sechs Rollenherdöfen mögliche AWN-Pfade entwickelt. Dazu erfolgt eine Analyse der AWN-Technologien sowie die Identifikation von AWS mit einem thermischen Bedarf. Dann werden die AWN-Pfade modelliert und parametrisiert. Dazu werden zum einen die Lastprofile der Öfen und Senken und zum anderen die AWN-Technologien abgebildet. Letztendlich werden in Kapitel 6 die Simulationsergebnisse analysiert und im Gesamtkontext der Arbeit diskutiert.

Im abschließenden **Kapitel 7** wird die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick für eine Weiterführung des Themas gegeben.

Grundlagen

In diesem Kapitel wird im ersten Abschnitt die industrielle AWN als Anwendungsgebiet der Arbeit vorgestellt und der Industrieofen als die in dieser Arbeit betrachtete AWQ herausgearbeitet. Der zweite Abschnitt beinhaltet die Grundlagen zu Industrieöfen, zeigt ihre Variantenvielfalt auf und charakterisiert den Industrieofen als AWQ. Im letzten Abschnitt wird auf Basis einer Analyse des aktuellen Forschungsstandes zum einen zu Methoden zur AWP-Ermittlung und zum anderen zur AWN von Industrieöfen die Forschungsfrage abgeleitet.

2.1 Industrielle Abwärmenutzung

Dieser Abschnitt beginnt mit der Definition des Abwärmebegriffs. Anschließend folgt die Vorstellung des Grundprinzips und der Möglichkeiten der AWN sowie der Differenzierungsmerkmale von Abwärme. Des Weiteren wird der Begriff „AWP“ zur Bewertung von Maßnahmen zur AWN definiert und differenziert. Der Abschnitt schließt mit einer Beschreibung typischer AWQ in der Industrie.

2.1.1 Definition Abwärmebegriff

Abwärme ist ein geläufiger Begriff in der einschlägigen Fachliteratur, der jedoch formal nicht einheitlich definiert ist. Definitionen reichen von einzelnen Begriffen bis hin zur Berücksichtigung einer methodischen Vorgehensweise zur AWN.

Die Deutsche-Energie-Agentur (dena) (2014, S. 4) fasst Abwärme allgemein unter dem Begriff „Wärmeverluste“ zusammen, die bei thermischen und mechanischen Prozessen in

Industrie und Gewerbe entstehen. Spezifischer dagegen ist die Definition nach Schaefer (1995, S. 5): „Abwärme umfasst alle das System verlassenden fühlbaren und latenten Wärmeströme einschließlich der Verluste, aber mit Ausnahme der erzeugten Zielenergie“. Damit zählt die durch Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) bereitgestellte Wärme nicht zur Abwärme, da sie neben dem Strom das zweite Zielprodukt ist (vgl. Pehnt 2010, S. 292). Die Definition nach Schaefer (1995, S. 5) findet in der deutschsprachigen Literatur häufig Verwendung (vgl. Glatzel 2001, S. 152; Pehnt 2010, S. 292). Auch die VDI-Richtlinie 4661 greift diese Definition auf und konkretisiert die Zusammensetzung der Abwärme aus Konvektions-, Leitungs- und Strahlungsverlusten sowie der thermischen Enthalpie (vgl. VDI 2014).

Ebenfalls oft zitiert wird die gleichbedeutende Definition aus dem Entwurf der Wärmeschutzverordnung von 1991 (vgl. Brückner 2016, S. 1; Pehnt 2010, S. 291). Darin ist Abwärme eine von einer Anlage abgegebene Wärme, die nicht dem Anlagenzweck dient. Broberg Viklund et al. (2014, S. 369) definieren Abwärme als Wärme, die als Nebenprodukt eines industriellen Prozesses anfällt und zurzeit nicht genutzt wird, jedoch zukünftig einen Nutzen für Industrie und Gesellschaft leisten könnte. Unter der Voraussetzung, dass Abwärme im Zielprozess nicht nutzbar gemacht werden kann, gilt sie als CO₂-neutral und ihr wird keine Primärenergie zugeordnet (vgl. BFE et al. 2016).

In einfacher Form bezeichnet das U.S. Department of Energy (DOE) (2008, S. 1) industrielle Abwärme als Energie, die bei industriellen Prozessen erzeugt wird, aber keinen praktischen Nutzen hat. Weiterführend differenziert das DOE Abwärme zum einen als Ergebnis ineffizienter Ausrüstung einer Anlage und zum anderen als Auswirkung thermodynamischer Beschränkungen von Ausrüstungen und Prozessen. Diese Definition zeigt, dass Abwärme durch effizientere Ausrüstung anteilig vermieden werden kann.

Ammar et al. (2012, S. 5) berücksichtigen in ihrer Definition die Möglichkeit der Wärmerückgewinnung (WRG) und unterscheiden zwischen hochwertiger Wärme („high grade heat“) und minderwertiger Wärme („low grade heat“). Hochwertige Wärme ist die Wärme, die im Prozess zurückgewonnen werden kann. Minderwertige Wärme dagegen kann im Prozess nicht zurückgewonnen werden und wird an die Umgebung abgegeben. Die Rückführung der Wärme in den eigentlichen Prozess ist der Bereitstellung für einen anderen Prozess vorzuziehen. Sowohl Ammar et al. (2012, S. 5) als auch das DOE (2008, S. 1) gehen mit ihren Differenzierungen von Abwärme auf das Grundprinzip der AWN ein (vgl. Abschnitt 2.1.2).

Bendig et al. (2013) stellen zusätzlich fest, dass zur Definition von Abwärme eines Prozesses auch Wärmemengen auf verschiedenen Temperaturniveaus sowie der entsprechende Wärmebedarf einer Senke in Betracht zu ziehen sind. Daher entwickelten Bendig et al. (2013) eine Methode zur Definition von Abwärme, die die bestehenden Ansätze und Prinzipien kombiniert. Abwärme ist hier die „verfügbare Summe der Exergie in einem Prozess nach der Pinch-Analyse, Wärmerückgewinnung, Prozessintegration und der Integration der Energiewandlung mit der Hilfe der Exergieanalyse“¹ (Bendig et al. 2013, S. 141).

In dieser Arbeit erfolgt in Kapitel 3 die Übertragung der Abwärmefinition nach Schaefer (1995) auf die Energiebilanz von Industrieöfen zur Erfassung der Abwärmeströme. Dabei soll das Grundprinzip der AWN angewendet werden (vgl. Abschnitt 2.1.2).

2.1.2 Grundprinzip der Abwärmenutzung

Vor der Durchführung einer Maßnahme zur AWN sollte zuvor die maximale Energieeffizienz von Prozess und Anlage im Sinne einer Abwärmevermeidung (AWV) angestrebt werden. Dieses Grundprinzip der AWN wird im Folgenden näher erläutert.

Bevor Abwärme für andere Prozesse genutzt wird, ist der eigentliche Prozess hinsichtlich der Möglichkeit zur AWV zu untersuchen. Dabei ist zwischen der bereits definierten vermeidbaren und nicht vermeidbaren Abwärme zu differenzieren (vgl. Abschnitt 2.1.1). Dieses Grundprinzip entspricht dem Zwiebschalenmodell zur maximalen Energieeffizienz im Unternehmen nach Hesselbach (2012), welches angepasst an die AWN in Abbildung 2.1 dargestellt ist. Das Modell beginnt mit der Optimierung des Prozesses. Mögliche Maßnahmen sind die Anpassung der Prozesstemperatur oder der Fahrweise sowie eine optimierte Produktionsplanung. Ist der Prozess optimal eingestellt, ist die Energieeffizienz der Anlage zu überprüfen. Somit kann vermeidbare Abwärme, die durch eine ineffiziente Ausrüstung der Anlage bedingt ist, identifiziert und reduziert werden. Beispiele zur AWV von Industrieöfen sind die Optimierung der Wärmedämmung oder der Einsatz von effizienten Brennern (vgl. VDMA 2011).

Die derart nicht weiter vermeidbare Abwärme ist vorzugsweise dem ursprünglichen Prozess auf gleichem oder niedrigerem Temperaturniveau im Sinne einer WRG zuzuführen (vgl.

¹ aus dem Englischen: „We define waste heat as the sum of the exergy that is available in a process after pinch analysis, heat recovery, process integration and energy conversion (utility) integration with the help of exergy analysis.“ (Bendig et al. 2013, S. 141)

Ammar et al. 2012, S. 5; Hesselbach 2012, S. 245). Durch die WRG wird die Energieeffizienz der Anlage erhöht. Zur WRG stehen meist standardisierte Verfahren und Anlagenbauteile zur Verfügung (vgl. LfU Bayern 2012, S. 5). Für Industrieöfen ist die Vorerwärmung der Verbrennungsluft entweder durch einen Rekuperatorenbrenner oder einen Zentralrekupe- rator ein typisches Beispiel für eine WRG-Maßnahme (vgl. Sprung 2014). Erst wenn die Effizienz des Prozesses und der Anlage nicht weiter erhöht werden kann sowie eine Rück- führung der Wärme in den eigentlichen Prozess nicht möglich ist, kommt eine Nutzung der Wärme außerhalb der Prozessanlage in Betracht.

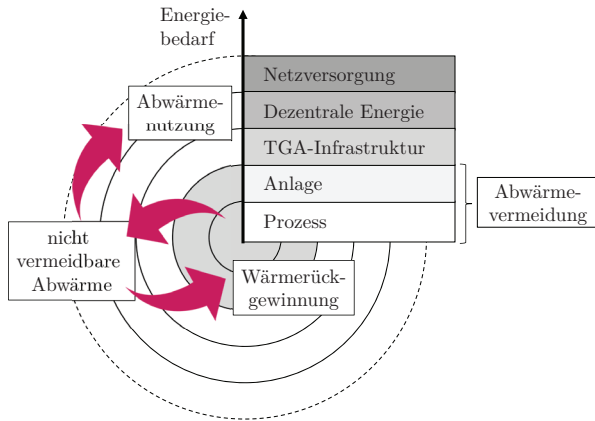


Abbildung 2.1: Zwiebelschalenmodell zur maximalen Energieeffizienz angewendet auf die AWN von Produktionsanlagen (eigene Darstellung, in Anlehnung an Hesselbach 2012, S. 15)

In dieser Arbeit wird somit zwischen den Begriffen WRG und AWN differenziert. Die Nutzung der nicht vermeidbaren Wärme innerhalb der Systemgrenze eines Industrieofens (vgl. Abschnitt 2.2.1) fällt unter die WRG. Im Gegensatz dazu wird die Nutzung der Wärme für außerhalb der Ofenanlage liegende AWS als AWN bezeichnet. Die Abwärme steht zur dezentralen Energieversorgung anderer Prozesse im Betrieb oder zur Energieversorgung von AWS außerhalb des Betriebs zur Verfügung. Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit (vgl. Abschnitt 2.3.3) steht die AWN im Fokus. Jedoch wird in Kapitel 3 die Überprüfung von Maßnahmen zur AWW in die Methode der messtechnischen Untersuchung integriert. Im Folgenden werden die grundsätzlichen Möglichkeiten der AWN vorgestellt.

2.1.3 Möglichkeiten der Abwärmenutzung

Abbildung 2.2 gibt einen Überblick über die Möglichkeiten der Abwärmenutzung. Abwärme kann zum einen direkt für betriebsinterne oder -externe Wärmebedarfsprozesse oder indirekt durch Umwandlung in Form von elektrischer Energie oder Kälte genutzt werden. Eine direkte, betriebsinterne Nutzung ist einer Energieumwandlung sowie einer betriebsexternen Nutzung, aufgrund der dabei auftretenden Energiewandlungs- bzw. Energietransportverluste, vorzuziehen (vgl. Hesselbach 2012, S. 245-248).

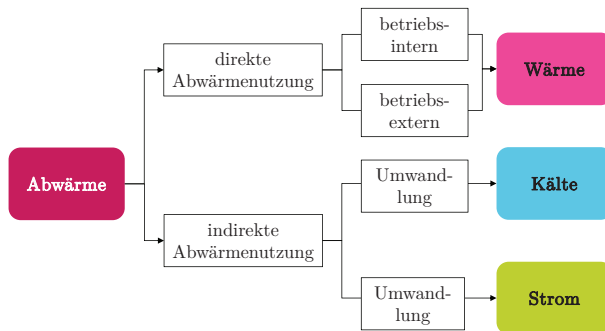


Abbildung 2.2: Übersicht über die Möglichkeiten der AWN (eigene Darstellung, in Anlehnung an Hesselbach 2012, S. 245)

Typische direkte, betriebsinterne Nutzungsmöglichkeiten für Abwärme sind andere thermische Prozesse, wie z. B. Waschprozesse, sowie die Bereitstellung von Brauchwarmwasser und Heizwärme (vgl. Hesselbach 2012, S. 246-247). Der Einsatz von Wärmepumpen erweitert die Einsatzmöglichkeiten von Abwärme durch deren Anhebung auf ein höheres Temperaturniveau. Untersuchungen zu Anwendungsmöglichkeiten von Wärmepumpen in der Industrie sind z. B. in Rieberer et al. (2014) beschrieben. Aufgrund des hohen Temperaturniveaus der Abwärme von Industrieöfen (vgl. Abschnitt 2.2.5), wird die Integration von Wärmepumpen im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Für den Fall der Nutzung außerhalb des Betriebs ist die Integration in ein Nah- oder Fernwärmenetz notwendig. In der Literatur sind eine Vielzahl von Untersuchungen zur Abwärmeauskopplung und -integration von industrieller Abwärme in Wärmenetze zu finden (vgl. Theißing et al. 2009; Fang et al. 2015).

Eine betriebsinterne AWN zur Kältebereitstellung ist durch den Einsatz einer AbKM oder Adsorptionskältemaschine (AdKM) möglich. Voraussetzung ist ein Bedarf an Prozess- oder Raumkälte. Insbesondere im Sommer, wenn Abwärme nicht zu Heizzwecken genutzt werden kann und der Kühlbedarf steigt, stellt der Einsatz einer sorptionsbasierten Kältemaschine eine interessante Möglichkeit dar (vgl. Hesselbach 2012, S. 248). Nachverstromungsanlagen, wie die ORC-Anlage, wandeln Abwärme in elektrische Energie, die in das Verteilnetz eingespeist wird und ganzjährig genutzt werden kann.

In Kapitel 5 dieser Arbeit werden die Möglichkeiten der AWN aufgegriffen, um mögliche AWN-Pfade zu entwickeln. Dazu werden die verschiedenen AWN-Technologien hinsichtlich ihrer technischen Anforderungen analysiert. Des Weiteren werden Bedarfsanalysen von Wärme und Kälte durchgeführt.

2.1.4 Abwärmemerkmale

Zur Unterscheidung industrieller Abwärme kann eine Vielzahl von Merkmalen verwendet werden. Im Folgenden werden die wichtigsten Merkmale aufgeführt und ihr Einfluss auf die Nutzbarkeit erläutert.

Abwärmemenge

Die Abwärmemenge repräsentiert den Wärmehalt und wird oft als Unterscheidungskriterium von Abwärme verwendet. Auf die Berechnung von diffuser oder gebundener Abwärme am Beispiel eines Industrieofens wird in Kapitel 3.1.2 näher eingegangen.

Temperaturniveau

Das Temperaturniveau definiert die Qualität der Abwärme und ist der Schlüsselfaktor zur Realisierung einer AWN (vgl. DOE 2008, S. 6). Anhand des Temperaturniveaus kann Abwärme verschiedenen Temperaturbereichen zugeordnet werden, die in der Literatur nicht einheitlich definiert sind. In dieser Arbeit wird die Einteilung nach Schaefer (1995) verwendet. Schaefer (1995, S. 52) differenziert Niedertemperatur (NT)- (unter 150 °C), Mitteltemperatur (MT)- (150 °C bis 500 °C) und Hochtemperatur (HT)-Abwärme (über 500 °C).

Eine AWN ist nur möglich, sofern das Temperaturniveau der AWQ höher ist als das Niveau der AWS. Die sich daraus ergebende Temperaturdifferenz bestimmt die Höhe des Wärmetransfers an einem Wärmeübertrager sowie den maximalen, theoretischen Wirkungsgrad

(Carnot-Wirkungsgrad) bei der Umwandlung in eine andere Energieform (vgl. DOE 2008, S. 6-7).

Die Temperatur eines Abgaswärmestroms spielt bei der Wahl des Materials des Abgasrohrs sowie eines Abgaswärmetauschers eine wesentliche Rolle. Unlegierter Stahl beginnt oberhalb von 425 °C und nicht rostender Stahl oberhalb von 650 °C zu oxidieren. Anstatt temperaturbeständigeres, keramisches Material einzusetzen, wird in den meisten Fällen dem Abgasstrom Hallenluft beigemischt, um damit die Abgastemperatur zu senken. Dadurch wird die Qualität der Abwärme reduziert (vgl. DOE 2008, S. 10).

Bündelung

Ein weiteres Merkmal von Abwärme ist die Bündelung. Abwärme kann diffus über Strahlung oder Konvektion abgegeben werden oder sie ist an ein Trägermedium gebunden. Die Nutzung von diffuser Abwärme ist dabei deutlich aufwendiger als die von gebundener Abwärme (vgl. SAENA 2012, S. 6).

Die Trägermedien für gebundene Abwärme sind meist flüssig oder gasförmig. Mögliche Träger sind Abluft, Abgas, Abwasser, Brüden, Dämpfe, Kühlwasser und -öl sowie Prozesswasser (vgl. SAENA 2012, S. 6; LfU Bayern 2008, S. 21). Dabei hat der Aggregatzustand des Trägermediums einen entscheidenden Einfluss auf die AWN. Am Beispiel eines Rohrbündelwärmeübertragers gibt das DOE (2008, S. 10) für den Wärmeübertragungskoeffizienten von Wasser Werte zwischen 5-10 kW/m²K an. Dagegen liegt bei Gas mit einem Druck von 100-200 kPa ein Wärmeübertragungskoeffizienten von 0,08-0,12 kW/m²K vor.

Zusammensetzung

Die Zusammensetzung des Abwärmestroms hat Einfluss auf die Nutzung und die Wahl des Materials des Wärmeübertragers. Ein Abgaswärmestrom kann durch z. B. Staub, Öle oder Ruß verschmutzt sein (vgl. SAENA 2012, S. 6). Dadurch treten Ablagerungen im Wärmeübertrager auf, die die Wärmeübertragung verschlechtern, den Durchfluss reduzieren und ggf. zu einem Funktionsausfall führen können (vgl. Hirzel et al. 2013, S. 9). Ebenso können im Abwärmestrom giftige und brennbare Substanzen, korrosive Bestandteile oder kondensierbare Dämpfe enthalten sein (vgl. SAENA 2012, S. 6).

Enthält ein Abgasstrom korrosive Bestandteile, können Beschädigungen im Abgaswärmeübertrager auftreten. Zur Vermeidung von aggressivem Kondensat wird bereits bei der

Auslegung des Wärmeübertragers berücksichtigt, dass der Taupunkt der korrosiven Bestandteile am Abgasaustritt nicht unterschritten wird. Diese minimale Abgastemperatur ist abhängig von der Zusammensetzung des Brennstoffs. Zum Beispiel kann das aus der Verbrennung von Erdgas resultierende Abgas bis auf ca. 120 °C herunter gekühlt werden. Für Kohle oder Öl liegen die minimalen Abgastemperaturen aufgrund des Schwefelgehalts bei ca. 150 °C bzw. bei ca. 175 °C (vgl. DOE 2008, S. 11).

Zeitlicher Verlauf

Da industrielle Abwärme das Nebenprodukt eines industriellen Prozesses ist (vgl. Broberg Viklund et al. 2014, S. 369), beeinflusst der Produktionsprozess mit seinen stationären und instationären Betriebszuständen auch den zeitlichen Verlauf der Abwärme. Die Abwärme korreliert mit der dem Prozess zugeführten Energie (vgl. Theißing et al. 2009, S. 51). Somit können sowohl für die Abwärmtemperatur als auch -menge von der Betriebsweise abhängige Schwankungen über einen Tag, eine Woche oder ein Jahr auftreten (vgl. Theißing et al. 2009, S. 14; Pehnt 2010, S. 292).

Im besten Fall treten Wärmeangebot und -bedarf zeitgleich auf. Dieser Fall kommt jedoch meist nur innerhalb der gleichen Anlage vor und ist somit der WRG zuzuordnen (vgl. Schaefer 1995, S. 52). Meistens ist für eine AWN der Einsatz von Wärmespeichern zur Überbrückung der Zeitverschiebung sowie die Berücksichtigung von Reservekapazitäten für die Abnahme oder Bereitstellung essentiell (vgl. Hirzel et al. 2013, S. 9). Der Einsatz thermischer Energiespeicher zur Verstromung diskontinuierlicher Abwärme wird z. B. in Steinmann et al. (2010) untersucht. Der damit verbundene Aufwand ist nur bei einer ausreichend hohen Anzahl an Volllaststunden von Wärmeangebot und -bedarf gerechtfertigt (vgl. Schaefer 1995, S. 53).

Des Weiteren können stochastisch auftretende Schwankungen der Abwärme durch das Parallelschalten mehrerer AWQ leicht ausgeglichen werden. Zum Beispiel können mögliche Spitzenlasten eines Abgaswärmestroms durch eine Bypassklappe am Abgaswärmetauscher gekappt werden. Für den Fall, dass ein Wärmenetz vorhanden ist, kann dieses als Speicher fungieren. Voraussetzung ist hierbei die Eignung des Temperatur- und Druckniveaus für eine Abwärmeintegration (vgl. Theißing et al. 2009, S. 65).

Zugänglichkeit

Die Zugänglichkeit der AWQ wirkt sich durch den notwendigen Platzbedarf auf die Realisierbarkeit der Installation einer Technologie zur Abwärmeauskopplung oder -nutzung aus. Zusätzlich beeinflussen die Entfernung und die Zugänglichkeit von möglichen Wärmesenken die Realisierbarkeit des Wärmetransports und die Abwärmeintegration (vgl. DOE 2008, S. 11-12). Je näher die Quelle und die Senke beieinanderliegen, desto geringer ist der Aufwand zum Aufbau der Infrastruktur für den Wärmetransport. Die transportbedingten Wärmeverluste bleiben damit ebenfalls gering (vgl. Hirzel et al. 2013, S. 9-10). Die Einspeisung in eine bestehende Infrastruktur, wie z. B. Wärmenetze, hat einen positiven Effekt auf die Erschließung entfernter Wärmesenken.

2.1.5 Definition Abwärmepotenzial

Zur Bewertung des Potenzials einer Energieeffizienzmaßnahme wird in der Literatur eine Differenzierung des Potenzialbegriffs vorgenommen (vgl. Pehnt 2010, S. 36). Definitionen in Bezug auf Maßnahmen zum Klimaschutz im Energiebereich sind im Schlussbericht der Enquete-Kommission „Schutz der Erdatmosphäre“ von 1994 festgelegt. Dabei wird zwischen dem theoretischen, technischen und wirtschaftlichen Potenzial sowie dem Erwartungspotenzial differenziert. Der Begriff kann sich auf Einsparungen von Primär- oder Endenergie sowie CO₂-Emissionen beziehen (Deutscher Bundestag 1994, S. 130).

Blesl et al. (2008, S. 45-46) untersuchen das theoretische, technische und wirtschaftliche Potenzial von erneuerbaren Energieträgern anhand einer Modellregion. Die gleichen Potenzialbegriffe verwenden Brueckner et al. (2014) in Bezug auf Abwärme. Ihre Zielsetzung ist, das Abwärmeeinkommen von Deutschland zu erfassen und technische sowie wirtschaftliche Einschränkungen des AWP zu betrachten. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Abwärmepotenzialbegriffe in Bezug auf eine Prozessanlage sind angelehnt an Brueckner et al. (2014), Blesl et al. (2008), Roth et al. (1996), Metz et al. (2007) und Pehnt (2010) und in Abbildung 2.3 dargestellt. Sie werden im Folgenden erläutert.

Theoretisches Abwärmepotenzial

Das theoretische AWP beschreibt die theoretisch physikalisch nutzbare Abwärme. Physikalische Einschränkungen ergeben sich durch die technischen Daten der Prozessanlage sowie gesetzliche Auflagen durch das Bundes-Immissionsschutzgesetz (vgl. Roth et al. 1996,

S. 1.4). Das theoretische AWP kann nur anteilig aufgrund technischer und wirtschaftlicher Restriktionen erschlossen werden und stellt die theoretische Obergrenze des Abwärmeeangebots dar.

Technisches Abwärmepotenzial

Im Gegensatz zum theoretischen AWP ist das technische AWP durch die Handhabbarkeit und die Temperatur der Abwärme sowie das zeitliche und örtliche Vorhandensein eines Wärmebedarfs eingeschränkt (vgl. Roth et al. 1996, S. 1.4). Diffuse Abwärme ist deutlich aufwendiger zu nutzen als gebundene Abwärme. Des Weiteren ist durch die AWS sowie die Technologie der AWN ein erforderliches Temperaturniveau notwendig. Zur Bestimmung des technischen AWP ist folglich eine Analyse der Abwärmemerkmale sowie eine Analyse der Anforderungen der Bedarfsseite eine Voraussetzung. Die wirtschaftlichen Einschränkungen sind dabei nicht von Bedeutung.

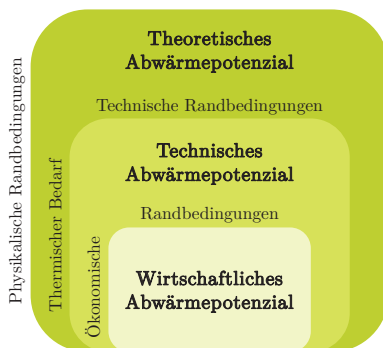


Abbildung 2.3: Differenzierung der Abwärmepotenzialbegriffe (eigene Darstellung, in Anlehnung an Brueckner et al. 2014; Blesl et al. 2008; Roth et al. 1996; Metz et al. 2007; Pehnt 2010)

Wirtschaftliches Abwärmepotenzial

Das wirtschaftliche AWP begrenzt das technische AWP zusätzlich durch ökonomische Randbedingungen. Hiermit werden die wirtschaftlichen Vorteile gegenüber dem Referenzsystem aufgezeigt (vgl. Pehnt 2010, S. 36). Dieses Potenzial ist erheblich von den aktuellen Marktpreisen der Energieträger sowie den Investitionskosten des AWN-Systems abhängig.

Weitere Einflussfaktoren sind Steuern und staatliche Subventionen (vgl. Blesl et al. 2008, S. 46).

Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit (vgl. Abschnitt 2.3.3) liegt der Fokus auf der Bestimmung des theoretischen und des technischen AWP. Die Festlegung der Bezugstemperatur des theoretischen AWP und eine weitere Differenzierung des technischen AWP anhand verschiedener Bezugsgrößen erfolgt in den zugehörigen Kapiteln 3 und 5.

2.1.6 Abwärmequellen

Da industrielle Abwärme als Nebenprodukt eines industriellen Prozesses auftritt, ist jeder Prozess auch eine AWQ. Brückner (2016, S. 3-5) gibt einen Überblick über die Möglichkeiten ihrer Kategorisierung. Eine AWQ kann nach dem Prozess, dem Industriesektor, der End- oder Nutzenergie des Prozesses sowie nach den in Abschnitt 2.1.4 beschriebenen Merkmalen kategorisiert werden. Ebenso werden häufig Kombinationen von z. B. Prozess (-anlage) und Temperaturniveau sowie Sektor und Temperaturniveau angegeben. Im Folgenden wird, kategorisiert nach Anlagen und Prozessmedium, ein Überblick über typische AWQ in der Industrie gegeben und die Nutzbarkeit der jeweiligen Abwärme bewertet. Die Temperaturbereiche sind in Abbildung 2.4 zusammengefasst.

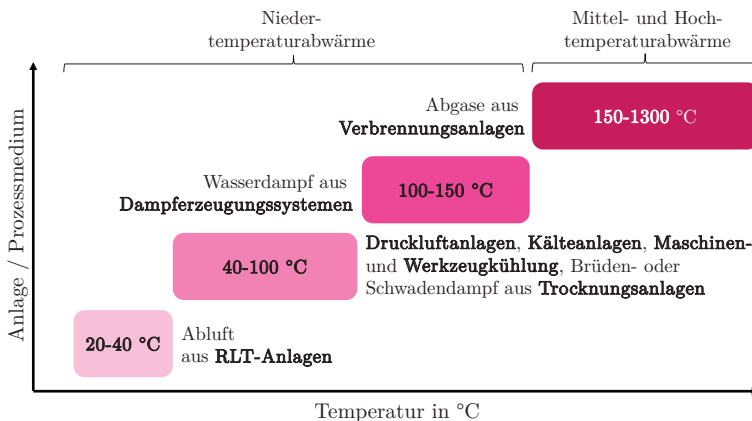


Abbildung 2.4: Zusammenfassung der Temperaturbereiche industrieller AWQ (eigene Darstellung, in Anlehnung an dena 2014, S. 4; LfU Bayern 2012, S.18-20)

Druckluftanlagen

Druckluft ist branchenübergreifend ein häufig verwendetes Medium in der Industrie. Sie wird in der Pneumatik z. B. zum Antrieb von Zylindern oder Ventilen, zur Trocknung in thermischen Prozessen oder zum Transport von Schüttgut eingesetzt (vgl. Frauenhofer ISI et al. 2003, S. 1-2). Mit einem primärenergetischen Wirkungsgrad von 4-7% ist Druckluft eine sehr ineffiziente und damit kostenintensive Energieform (vgl. Hesselbach 2012, S. 153). Bis zu 90% der elektrischen Antriebsleistung eines Druckluftkompressors stehen durch die Verdichtung als Abwärme auf einem Temperaturniveau von 40-90°C zur Heiz- und Brauchwarmwassererwärmung zur Verfügung (vgl. dena 2014, S. 4).

Raumlufttechnische Anlagen

Eine Raumlufttechnische Anlage (RLT-Anlage) ermöglicht das Heizen, Kühlen sowie Be- und Entfeuchten der Luft. Ziele sind ein behagliches Umfeld für den Menschen zu schaffen und die Anlagenfunktion sowie die Qualität des Produktes sicherzustellen (vgl. Hesselbach 2012, S. 190-191). Eine optimierte Abstimmung auf die inneren Lasten hält den Energieeinsatz niedrig. Dazu ist die Kenntnis der inneren Lasten wesentlich (vgl. Hesselbach 2012, S. 210). Darunter fällt auch die Abwärme von Produktionsanlagen. Die Raumabluft von ca. 20-40°C wird zur Vorwärmung der Frischluft eingesetzt. Somit können 35-90% der Abluftwärme zurückgewonnen werden (vgl. dena 2014, S. 4). Eine externe AWN ist durch diese WRG-Maßnahme eher uninteressant.

Trocknungsanlagen

Trocknungsprozesse sind in der Keramik-, Chemie-, Papier- oder Lebensmittelindustrie zu finden und benötigen eine hohe Energiemenge. Das notwendige Temperaturniveau ist abhängig vom jeweiligen Prozess. Zum Beispiel liegen die Prozesstemperaturen in der Lebensmittelindustrie typischerweise zwischen 30-50°C. Abwärme ist im Trocknungsabgas und dem abgeführten Brüden- oder Schwadendampf (meist über 60°C) enthalten. Die Abwärme kann mittels Abgaswärmetauschern zur Vorwärmung der Frischluft zurückgewonnen werden. Auch die zusätzliche WRG der latenten Wärme stellt eine Möglichkeit dar. Die Abluft kann zu 35-85% zur Erzeugung von Brauchwarmwasser sowie als Prozess- und Heizwärme mit Hilfe von Wärmepumpen genutzt werden (vgl. LfU Bayern 2012, S. 17, 24).

Kälteanlagen, Maschinen- und Werkzeugkühlung

Weitere AWQ sind Kälteanlagen sowie Kühlsysteme von Maschinenbauteilen und Werkzeugen (vgl. LfU Bayern 2012, S. 18). Bei der Verwendung von Wasser als Kühlmedium liegen die Temperaturen der an das Wasser gebundenen Abwärme mit 40-90 °C im Nieder-temperaturbereich. Diese Abwärme kann zu 35-95 % für Heizzwecke oder als Prozesswärme genutzt werden (vgl. dena 2014, S. 4). Ebenfalls für eine direkte Nutzung ist die Abluft von luftgekühlten Kälteanlagen mit einem Temperaturniveau von 25-100 °C geeignet (vgl. LfU Bayern 2012, S. 18).

Prozessabluft durch Produktkühlung

Das Temperaturniveau der Prozessabluft, welche bei der aktiven Kühlung von Produkten auftritt, ist ebenfalls wie die Abluft bei Trocknungsanlagen erheblich von den Prozesstemperaturen abhängig. Beispiele für die zu kühlenden Produkte sind Schmiedestücke oder Gussteile. Eine AWN ist aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus ungünstig. Daher werden häufig die noch auf Raumtemperatur auskühlenden Produkte als Wärmequelle im Winter genutzt. Der Verschmutzungsgrad der Luft kann eine AWN ebenfalls schwierig machen. Bei der Kühlung frisch gebrannter Klinker mit einer Temperatur von ca. 1250 °C erwärmt sich die Luft auf über 200 °C. Während des Kühlvorgangs wird Staub mitgerissen. Die Abwärme kann dadurch lediglich direkt als Trocknungsluft genutzt oder ggf. als Verbrennungsluftvorwärmung zurückgewonnen werden (vgl. Theißing et al. 2009, S. 56). Da weitere Nutzungsmöglichkeiten nicht relevant sind, ist eine nähere Betrachtung uninteressant.

Dampferzeugungssysteme

Für einige industrielle Prozesse wird Dampf als Prozessenergie eingesetzt. Die Rückführung des Kondensats in den Dampferzeuger ist Stand der Technik, während häufig die im Dampf enthaltene Abwärme ungenutzt an die Umgebung abgeführt wird. Dabei geht auch aufbereitetes Speisewasser verloren. Die Abwärme kann mit 30-90 % zur Brauchwarmwasser-, Heiz- und Prozesswärmeerzeugung genutzt werden (vgl. LfU Bayern 2012, S. 24). Der Wasserdampf aus Dampferzeugungssystemen liegt mit 100-150 °C noch im Nieder-temperaturbereich (vgl. dena 2014, S. 4).

Verbrennungsanlagen

Bei Verbrennungsprozessen steht die Abgaswärme zumeist auf einem hohen Temperaturniveau von 150-1300 °C für eine AWN zur Verfügung (vgl. dena 2014, S. 4; LfU Bayern 2012, S. 20). Typische Verbrennungsanlagen in der Industrie sind Heißwasserkessel, Thermische Nachverbrennungs (TNV)-Anlagen sowie Industrieöfen. Üblicherweise wird die Wärme aus dem Abgas mittels Abgaswärmetauscher aus dem Abgasrohr ausgekoppelt. Die Zusammensetzung des Abgases hat einen Einfluss auf die grundsätzliche Nutzbarkeit sowie das Material des Abgaswärmetauschers. Bei leichter Verschmutzung kann der Einsatz von Filtertechnik helfen. Insbesondere durch das hohe Temperaturniveau kann die Abwärme sowohl direkt für unterschiedliche Senken als auch indirekt zur Strom- und Kältebereitstellung genutzt werden (vgl. LfU Bayern 2012, S. 20).

Heißwasserkessel dienen der Bereitstellung von Warmwasser auf unterschiedlichem Temperaturniveau je nach Anwendungsfall. Durch die Brennwertnutzung kann bei Heißwasserkesseln die Abgastemperatur von 60-230 °C auf 40-50 °C reduziert werden (vgl. LfU Bayern 2012, S. 20).

Die TNV ist ein oxidatives Abgasreinigungsverfahren für verschiedene organische Stoffe bei Prozesstemperaturen von 750-1000 °C. Das Abgas liegt im Temperaturbereich von 250-350 °C (vgl. LfU Bayern 2012, S. 22). TNV-Anlagen werden u. a. zur Reinigung der Trocknungsluft von Lackierprozessen eingesetzt. In diesem Fall wird die Abgaswärme zur Beheizung des Trocknungsprozesses genutzt. Messungen zeigen, dass trotz dieser WRG die Abgastemperaturen auf einem hohen Resttemperaturniveau von ca. 150-300 °C an die Umgebung abgegeben werden. Aufgrund der Kopplung mit dem Lackier- und Trocknungsprozess weisen der Massenstrom und die Temperatur des Reingases durchgehend Schwankungen auf (vgl. Bornemann 2017, S. 51-52).

Auch durch die Verbrennungsabgase brennstoffbeheizter Industrieöfen steht MT- oder HT-Abwärme für eine Vielzahl von Nutzungsmöglichkeiten zur Disposition. Der Industrieofen als AWQ bildet den Schwerpunkt dieser Arbeit und wird gesondert im nachfolgenden Abschnitt vorgestellt.

2.2 Industrieofen

Nachdem im vorangehenden Abschnitt das Themengebiet „Industrielle AWN“ vorgestellt wurde, stehen in diesem Abschnitt die Grundlagen zur AWQ „Industrieofen“ im Fokus. Dazu wird der Industrieofen zunächst definiert und seine anwendungsbezogenen und konstruktiven Merkmale vorgestellt. Anschließend werden die für diese Arbeit relevanten und in brennstoffbeheizten Industrieöfen eingesetzten Industriebrenner dargestellt.

2.2.1 Definition Industrieofen

Nach dem VDMA-Einheitsblatt 24020 (VDMA 1980) ist ein Industrieofen hauptsächlich dadurch gekennzeichnet, dass „in einem von Wänden umschlossenen Raum, dem Ofenraum, einem Gut, Energie im allgemeinen in Form von Wärme zugeführt (von einem Gut abgeführt) wird, um bestimmte Vorgänge [...] im Gut oder an seiner Oberfläche ablaufen zu lassen“. Für den Fall, dass kein Ofenraum vorhanden ist, liegt eine industrielle Erwärmungseinrichtung vor (vgl. VDMA 1980).

Gleichbedeutend definiert Trinks (2004, S. 1) Industrieöfen als isolierte Gehäuse, die dazu gebaut sind, Ladungen Wärme für viele thermische Verfahren zuzuführen. Das isolierte Ofengehäuse beeinflusst wesentlich die Energiebilanz des Ofens (vgl. Rudolph et al. 2008, S. 31).

Ein Industrieofen kann als einzelne Anlage oder als Bestandteil einer Thermoprozessanlage neben weiteren Komponenten, wie z. B. einem Ölabschreckbad, einer Luftkühlkammer oder einer Waschmaschine vorkommen (vgl. VDMA 2011, S. 26).

2.2.2 Industrieofenmerkmale

Aufgrund der Vielzahl verschiedener Anwendungsfälle und Bauweisen sowie zur eindeutigen Bezeichnung klassifiziert das VDMA-Einheitsblatt 24020 (VDMA 1980) Industrieöfen anhand der anwendungsbezogenen Merkmale „Thermisches Verfahren“ und „Produktionsbereich“ sowie nach dessen konstruktiven Merkmalen „Ofenart“, „Gutlagerung“, „Beheizung“ und „Hüllmittel“. Der Anwendungsfall des Ofens bedingt die optimale Kombination der konstruktiven Merkmale im Industrieofenbau (vgl. VDMA 1980). Die im Folgenden erläuterten Klassifizierungsmerkmale sind mit ihren Hauptgruppen in Abbildung 2.5 dargestellt. Die Ofenmerkmale sind wesentlicher Bestandteil der Systemanalyse des Industrieofens in den Abschnitten 3.1.1 und 3.2.

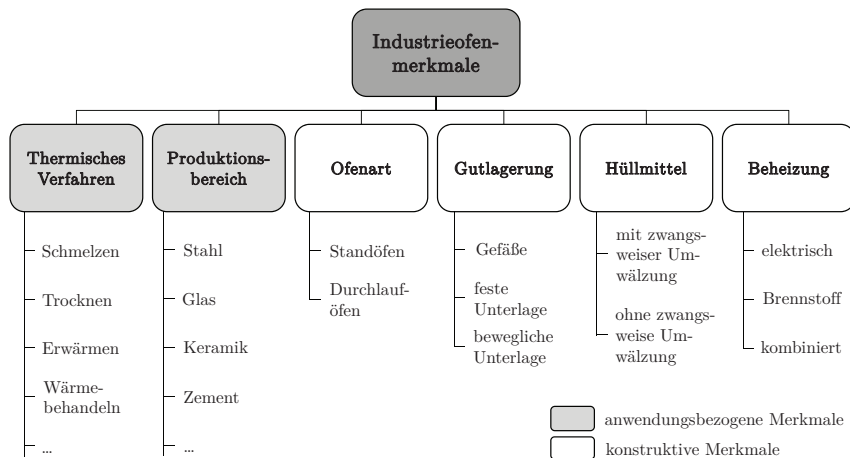


Abbildung 2.5: Industrieofenmerkmale mit Hauptgruppen (eigene Darstellung, in Anlehnung an VDMA 1980)

Thermisches Verfahren

Industrieöfen werden für eine Vielzahl thermischer Verfahren eingesetzt. Beispiele für thermische Verfahren sind das Schmelzen, das Trocknen, das Erwärmen oder das Wärmebehandeln. Das thermische Verfahren ist das wichtigste Klassifizierungsmerkmal, da seine Anwendung auf ein Material u. a. die Prozesstemperatur im Ofen, die Ofenverweilzeit des Gutes sowie die Ofenatmosphäre bestimmt (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 3). Eine Übersicht über das breite Spektrum der Prozesstemperaturen je nach Prozess und Material gibt Tabelle 2.1 wieder. Der Temperaturbereich reicht von 120 °C bei der Wärmebehandlung von Aluminium bis 3000 °C beim Schmelzen in der Keramikindustrie (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 4).

Produktionsbereich

Mit Kenntnis des Produktionsbereichs, wie z. B. Stahl, ist bereits eine Aussage über das grundsätzliche Prozesstemperaturniveau möglich. Des Weiteren kann die Größenordnung der für den Prozess benötigten Materialmengen typisch für einen Produktionsbereich sein.

Tabelle 2.1: Auswahl von Prozesstemperaturen abhängig von Material und thermischem Prozess im Industrieofen (eigene Darstellung, angelehnt an Pfeifer et al. 2010, S. 6)

Material	Thermischer Prozess	Prozesstemperatur in °C
Aluminium	Schmelzen	650-760
	Homogenisieren	450-630
	Warmwalzen	400-500
	Altern	120-240
Kupfer	Schmelzen	1150-1260
	Warmumformung	870
	Wärmebehandlung	430-650
Stahl	Schmelzen	1450-1650
	Einsatzhärten	870-930
	Carbonitrieren	500-900
	Aufkohlen	800-950
	Nitrieren	510-560
Stahlbrammen, -knüppel	Warmumformung	1200-1280
Stahlband, kalt gewalzt		
Normalstahl	Rekristallisationsglühen	680-760
austenitischer, rostfreier Stahl	Rekristallisationsglühen	960-1230
Keramik	Schmelzen	2000-3000
Zement	Sintern	1430-1650

Viele Unternehmen sind auf Thermoprozessanlagen, z. B. in der Glas-, Keramik- oder Stahlindustrie, spezialisiert (vgl. VDMA 1980; Pfeifer et al. 2010, S. 26).

Ofenart

Die Ofenart macht eine Aussage über die Betriebsweise des Ofens. Das VDMA-Einheitsblatt 24020 (VDMA 1980) unterscheidet grundsätzlich zwischen Standöfen und Durchlauföfen.

Bei Standöfen wird das Gut in einzelnen Ofenfüllungen, sogenannten Chargen, dem Ofenraum zugeführt und nach der notwendigen Verweilzeit wieder entnommen. Im Ofenraum

ändert sich die Temperatur des Gutes, während seine Position meist unverändert bleibt (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 4). Die Verweilzeit im Ofen kann sich aus einer Aufheiz- sowie einer Abkühl- oder Warmhaltephase zusammensetzen (vgl. Rudolph et al. 2008, S. 32). Öfen mit diesem chargenweisen Betrieb werden auch als Chargen- oder Batchöfen bezeichnet (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 4). Oft wird festes Gut zum Erwärmen auf einem Herd im Ofenraum gestapelt. Für eine einfache Be- und Entladung sind die Herde horizontal oder vertikal beweglich (z. B. Herdwagenöfen oder Hubherdöfen). Für flüssiges Gut werden u. a. tiegel-, trommel- oder wannenförmige Gefäße verwendet (vgl. Rudolph et al. 2008, S. 32).

Bei Durchlauföfen wird das Gut kontinuierlich durch den Ofenraum transportiert. Eine kontinuierliche Betriebsweise kann mit konstanter Geschwindigkeit oder schrittweise erfolgen. Während der Verweilzeit im Ofen und in den nachfolgenden Kühlbereichen können sowohl Aufwärm- als auch Abkühlvorgänge realisiert werden. Die Produktivität ist bei kontinuierlicher Betriebsweise grundsätzlich höher als bei einem vergleichbaren chargenweisen Betrieb (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 4). Dadurch eignet sich der Durchlaufofen zur kontinuierlichen Erwärmung von einer großen Stückzahl mit eher geringen Abmaßen (vgl. Rudolph et al. 2008, S. 36). Mögliche Bauformen für stückige Güter sind Förderbandöfen, Rollenherdöfen oder Stoßöfen. Schüttelherde oder Trommeln mit Förderschnecke eignen sich für den Transport von losem Schüttgut (vgl. Rudolph et al. 2008, S. 36; VDMA 1980).

Gutlagerung

Die Gutlagerung ist in der Praxis häufig namensgebend für den Ofen, wie z. B. beim Rollenherdofen und Hubherdofen (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 9). Das Gut kann in einem Gefäß, auf einer festen oder auf einer beweglichen Unterlage gelagert sein (vgl. VDMA 1980). Die Wahl der Gutlagerung hängt von Konsistenz, Form, Oberflächenqualität oder der notwendigen Transportgeschwindigkeit des Gutes zum nachfolgenden Prozess ab (vgl. Zoch et al. 2015, S. 312). Zum Beispiel werden bei kontinuierlichen Öfen umlaufende Ketten oder Herdwagen und bei diskontinuierlichen Öfen Chargiergestelle eingesetzt (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 348).

Hüllmittel

Hüllmittel stellen die erforderliche Ofenatmosphäre für das thermische Verfahren bereit. Die Atmosphäre im Ofenraum muss für das jeweilige Verfahren die Anforderungen in Bezug auf Druck, Zusammensetzung, Austausch und Strömung erfüllen (vgl. Rudolph et al. 2008,

S. 31). Grundsätzlich wird zwischen mit und ohne zwangsweiser Umwälzung unterschieden (VDMA 1980). Bei Hüllmitteln handelt es sich in den meisten Fällen um Schutz- und Reaktionsgase. Eine zwangsweise Umwälzung verteilt das Gas gleichmäßig und optimiert die Wärmeübertragung (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 25).

Beheizung

Das Gut kann durch Einsatz einer elektrischen Beheizung oder einer Brennstoffbeheizung sowie einer Kombination aus beiden (Hybrid-Beheizung) erwärmt werden (VDMA 1980). Insbesondere die Prozesstemperatur sowie die benötigte Ofenatmosphäre sind ausschlaggebend für die Wahl der Beheizungsart (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 14).

Die elektrisch beheizten Industrieöfen können nach VDMA (1980) zwischen direkter und indirekter Erwärmungsart differenziert werden. Beim direkten Verfahren wird die elektrische Energie im Gut direkt in Wärme umgewandelt. Dieser Prozess kann z. B. induktiv durch die Erzeugung eines elektromagnetischen Wechselfeldes in sogenannten Induktionsöfen erfolgen. Ein Induktionsofen kann z. B. zum Schmelzen, Umformen oder Wärmebehandeln eingesetzt werden. Des Weiteren zählt zu den direkten Verfahren die konduktive² und die dielektrische Erwärmung³. Bei den indirekten Verfahren gelangt die Wärme über die Oberfläche in das Gutinnere. Die Wärmeübertragung erfolgt durch Strahlung und Konvektion und bei direktem Kontakt auch durch Wärmeleitung. Typische Prinzipien sind die Lichtbogenenergieerwärmung⁴, die Infrarotenergieerwärmung⁵ und die indirekte Widerstandserwärmung mittels Heizleitern⁶. Im letzteren Fall bestimmt die maximale Heizleitertemperatur die mögliche Prozesstemperatur (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 17-18, 252-256, 302).

Das wesentliche Bauteil brennstoffbeheizter Industrieöfen ist der Brenner. Die Auswahl des Brenners hängt vom Brennstoff sowie den Prozessanforderungen ab. Dabei ist hier ebenfalls zwischen direkter und indirekter Beheizung zu unterscheiden. Bei der direkten Beheizung kommt das Gut in Berührung mit den Verbrennungsabgasen. Dafür werden sogenannte offene Brenner eingesetzt. Bei der indirekten Beheizung wird der Ofenraum durch

² Erwärmung durch elektrischen Widerstand eines leitfähigen Gutes, Erzeugung der elektrischen Leitungsströme durch das Anlegen einer Spannung (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 256)

³ Erwärmung durch ein elektromagnetisches Hochfrequenz- oder Mikrowellen-Feld für elektrisch nicht oder schwach leitende Materialien (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 254)

⁴ Erwärmung durch selbstständige Gasentladung in Form eines Plasmas durch Zufuhr von elektrischer Energie (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 309)

⁵ Erwärmung durch elektromagnetische Strahlung im Infrarotbereich (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 306)

⁶ Erwärmung durch Umwandlung von elektrischer Energie in einem Heizleiter aufgrund seines elektrischen Widerstands (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 303)

die Verbrennungsgase über gut wärmeleitende und gleichzeitig hochtemperaturbeständige Strahlheizrohre, -flächen oder über das Gut umgebende Muffeln⁷ erwärmt (vgl. Pfeifer et al. 2010, S. 16-17).

2.2.3 Industriebrenner

Eine Vielzahl unterschiedlicher Brennertypen werden in Verbrennungsanlagen eingesetzt und können anhand verschiedener Merkmale differenziert werden. In dieser Arbeit wird zum einen nach der Beheizungsart zwischen offenen Brennern und Strahlrohrbrennern und zum anderen nach dem Merkmal der Luftvorwärmung zwischen Kalt- und Warmluftbrennern sowie zwischen Rekuperator- (kurz: Reku-) und Regeneratorbrennern unterschieden.

Im Gegensatz zu Kaltluftbrennern sind Warmluftbrenner für den Einsatz vorgewärmter Luft geeignet. Warmluftbrenner können somit für die Rückgewinnung der Abgaswärme im Sinne einer Vorwärmung der Verbrennungsluft eingesetzt werden. Die Verbrennungsluft wird dabei zentral durch den Einsatz rekuperativer oder regenerativer Systeme vorgewärmt. Die dazu eingesetzten Rekuperatoren und Regeneratoren sind Wärmeübertrager. Sie unterscheiden sich darin, dass die Rekuperatoren die Wärme kontinuierlich übertragen, wohingegen die Regeneratoren eine kurzzeitige Wärmespeicherung ermöglichen.

Bei Reku- und Regeneratorbrennern erfolgt die Luftvorwärmung innerhalb der Brennebaueinheit. Übliche Vorwärmtemperaturen liegen bei Reku-brennern zwischen 500-700 °C und bei Regeneratorbrennern zwischen 800-1000 °C (vgl. Wüning et al. 2011, S. 59). Mit dieser internen WRG-Maßnahme besteht gegenüber Kaltluftbrennern ein großes Potenzial zur Vermeidung von Abgaswärme.

Rekuperatorbrenner

Reku-brenner werden insbesondere im Bereich der Wärmebehandlung von Stahl eingesetzt. In Kombination mit den nachfolgend erläuterten Mantelstrahlrohren ist ein Reku-brenner in Abbildung 2.6 dargestellt. Der heiße Abgasstrom des feuernden Brenners gibt über einen im Brenner integrierten Gegenstrom-Wärmeübertrager seine Wärme an die Verbrennungsluft ab. Die Verbrennungsluft wird zum Teil verzögert eingeströmt, um so die Stickoxid-Emissionen (NO_x -Emissionen) zu reduzieren. Neben den Betriebsbedingungen haben vor allem die Flächengröße und die Struktur des Wärmeübertragers einen Einfluss auf den

⁷ fest eingebauter Einsatz im Ofenraum i. d. R. aus feuerfesten Steinen

Wirkungsgrad des Brenners. Meist werden metallische Rekuperatoren mit Rippenstruktur eingesetzt. Sie liegen im Leistungsbereich zwischen 30-300 kW. Auch keramische Rekuperatoren aus siliziiertem Siliziumcarbid (SiSiC) finden immer häufiger Anwendung. Sie sind für einen Einsatz im Bereich von 10-100 kW geeignet und haben aufgrund der Keramik keinen thermischen Verschleiß (vgl. Wünnig et al. 2011, S. 130-132).

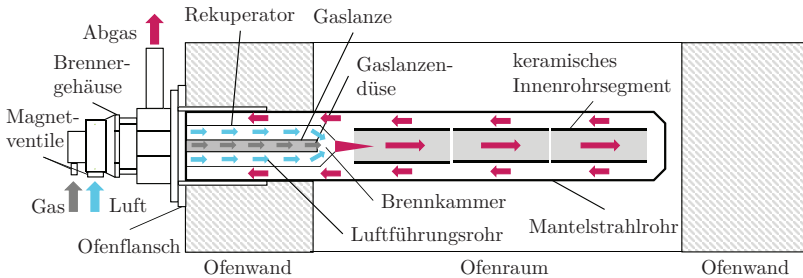


Abbildung 2.6: Rekubrenner mit keramischem Mantelstrahlrohr ohne Gegenlager (eigene Darstellung, in Anlehnung an Wünnig et al. 2011, S. 130, 140; Alsmann et al. 2015, S. 23)

Spaltstromrekuperatoren sind eine neuere und noch effizientere Bauart. Sie zeichnen sich durch Aufteilung der Verbrennungsluft auf viele von Abgasen umgebende Spalte aus. Somit wird die Wärmeübertragungsfläche zur Luftvorwärmung weiter erhöht (vgl. Wünnig et al. 2011, S. 132).

Beim Einsatz mehrerer Rekubrenner ist die Aufrechterhaltung eines konstanten Ofendrucks zu beachten. Der Ofenraum sollte dann über einen separaten Kamin verfügen, damit sich kein Ofendruck aufbaut und heißes Abgas über nicht feuernde Brenner ausströmt. Das Abgas der feuernden Brenner ist über die Brenner abzusaugen. Die Abgasabsaugung kann zum einem mit einem Eduktor und zum anderen mit einer Heißgasklappe erfolgen.

Durch den Einsatz eines Eduktors saugt ein Treibstrahl aus Luft das Abgas am Brenneraustritt ab, wodurch ein Unterdruck erzeugt wird. Das Gemisch von Luft und Abgas strömt über einen Diffusor in die Abgassammelleitung. Ein Zugunterbrecher zwischen Diffusor und Abgassammelleitung ermöglicht die Einhaltung vorgegebener Druckverhältnisse, führt jedoch gleichzeitig zur Beimischung von Hallenluft (vgl. Wünnig et al. 2011, S. 134).

Der alternative Einsatz einer Heißklappe in der Abgasleitung vermeidet dagegen eine Luftbeimischung. Die Einstellung der Heißklappe verursacht einen Unterdruck in der Abgaslei-

tion des Brenners ohne Zugunterbrecher zur Abgassammelleitung. Diese Methode gilt als störanfällig und führt zu hohen Kosten (vgl. Wüning et al. 2011, S. 138).

Regeneratorbrenner

Bei Regeneratorbrennern kann die Temperatur der vorgewärmten Verbrennungsluft bis nahe an die Prozesstemperatur reichen. Damit ist mit solchen Beheizungssystemen das größte Potenzial zur Energieeinsparung verbunden. Die ursprüngliche Entwicklung regenerativer Brenner zielte vor allem auf das Erreichen hoher Prozesstemperaturen mit den vorhandenen Brennstoffen ab. Der negative Effekt der sehr hohen Luftvorwärmung ist ein deutlicher Anstieg von NO_x -Emissionen über die zulässigen Grenzen. Dagegen können jedoch geeignete Maßnahmen wie z. B. die Stufenverbrennung⁸, die Abgasrezirkulation⁹ oder die flammlose Oxidation¹⁰ getroffen werden (vgl. Wüning et al. 2011, S. 140-143).

Beim Einsatz von Regenerator-Brenner-Paaren werden zwei Brenner mit jeweils angebundener regenerativer Wärmetauscher abwechselnd mit Luft und Abgas beaufschlagt. Das heiße Abgas des feuernenden Brenners wird mittels eines Abgasventilators aus dem Ofenraum durch den nicht feuernenden Brenner sowie dessen Regenerator abgesaugt. Die Abgaswärme wird im Regenerator z. B. durch den Einsatz von keramischen Kugeln oder Steinen aus Wabenkeramik gespeichert.

Brenner und Regeneratoren können als sogenannter Regeneratorbrenner auch eine kompakte Baueinheit bilden. Der Regeneratorbrenner zeichnet sich durch einen kontinuierlichen Betrieb aus, da ausschließlich die Verbrennungsluft und die Abgasabsaugung umgeschaltet werden. Die flammlose Oxidation ermöglicht eine solche Bauweise, da Luft und Brennstoff mit getrennten Düsen zugeführt werden können (vgl. Wüning et al. 2011, S. 140-143).

⁸ Im Falle einer Stufenverbrennung wird bei Industriebrennern meist eine zweistufige Verbrennung mit Luftstufung eingesetzt, um die Flammentemperatur und das Sauerstoffangebot einzuschränken. Nach einer unterstöchiometrischen Primärverbrennung geben die Verbrennungsprodukte bereits Wärme ab. Die Sekundärverbrennung erfolgt dann überstöchiometrisch, indem Sekundärluft zugeführt wird (vgl. Wüning et al. 2011, S. 85).

⁹ Die Abgasrezirkulation reduziert die Spitzentemperaturen in der Flamme. Dazu kann das Abgas mit der Flamme, der Verbrennungsluft und/oder dem Brenngas vermischt werden (vgl. Wüning et al. 2011, S. 86).

¹⁰ „Stabile Verbrennung ohne Flamme mit definierter Rezirkulation von heißen Verbrennungsprodukten“ (Wüning et al. 2011, S. 61).

Strahlrohrbrenner

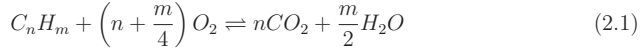
Der Einsatz von Brennern mit Strahlheizrohren ermöglicht eine indirekte Beheizung des Guts im Ofen. Diese sogenannten Strahlrohrbrenner sind insbesondere im Bereich der Wärmebehandlung von Stahl und Nichteisenmetall (NE-Metall) unter Schutzgasatmosphäre relevant. Im europäischen Raum erfolgt meist der Einsatz von Mantelstrahlrohren in Kombination mit einem Rekubrenner, wie in Abbildung 2.6 dargestellt. Bei dieser Bauform strömt das Abgas des Rekubrenners zunächst durch ein Innenrohr im Mantelstrahlrohr, um anschließend zwischen Innenrohr und Strahlrohr wieder zurückzuströmen. Diese sogenannte Rezirkulation ist das wichtigste Merkmal von Strahlheizrohren. Die im amerikanischen Raum eingesetzten U- oder W-förmigen Rohre sind nicht rezirkulierend (vgl. Wüning et al. 2011, S. 145-143).

Mantelstrahlrohre sind meist aus hitzebeständigem Guss oder Blech und damit für Temperaturen bis max. 900 °C bzw. 1100 °C geeignet. Die geringe Festigkeit der Materialien macht eine Gegenlagerung des Rohrs auf der gegenüberliegenden Ofenwand erforderlich. Eine Durchbiegung des Rohrs wird dabei nicht vermieden. Bei höheren Ofentemperaturen ist die Verwendung spezieller Legierungen oder keramischer Rohre aus SiSiC in Verbindung mit keramischen Rekubrennern sinnvoll. Besonders aufgrund der hohen Festigkeit können keramische Rohre bis 1250 °C ohne Gegenlager auf der anderen Ofenseite verbaut werden (vgl. Wüning et al. 2011, S. 145-143).

2.2.4 Verbrennungsrechnung

Bei der in einem Industriebrenner ablaufenden Verbrennung wird durch die Reaktion des Brennstoffs mit Sauerstoff (O_2) bei hoher Temperatur die im Brennstoff enthaltene chemische Energie frei. Die brennbaren Komponenten sind Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H_2) und in manchen Fällen auch unerwünschter Schwefel (S). Alle anderen Komponenten, sogenannte heiße Inerte, sind nicht brennbar. Dazu gehören z. B. Stickstoff (N_2) und CO_2 . Nach einer vollständigen Verbrennung, wie sie bei Industriebrennern zum Einsatz kommt, reagieren die Brennstoffkomponenten zu CO_2 und Wasser (H_2O). Im Gegensatz dazu tritt nach einer unvollständigen Verbrennung noch O_2 neben unverbrannten Bestandteilen auf. Der für die Verbrennung notwendige Sauerstoff wird meist der Umgebungsluft entnommen, kann aber auch direkt zugeführt werden (vgl. Cerbe 2008, S. 87; Wüning et al. 2011, S. 4-5).

Die Reaktionsgleichung für beliebige Kohlenwasserstoffe lässt sich allgemein wie folgt bestimmen (Cerbe 2008, S. 88):



Gleichung 2.1 gilt für jeweils 1 Molekül des brennbaren Bestandteils, aber auch für 1 kmol und beim idealen Gas für 1 m³ im Normzustand.

Die Reaktionsgleichungen der brennbaren Bestandteile dienen der Berechnung des notwendigen Sauerstoff- bzw. Luftbedarfs sowie der Abgasmenge (vgl. Cerbe 2008, S. 88).

Sauerstoffbedarf

Der Mindestsauerstoffbedarf o_{min} ist die theoretisch für eine vollständige Verbrennung notwendige, auf die Brennstoffmenge bezogene Sauerstoffmenge mit der Einheit $kmol_{O_2}/kmol_B$. Er berechnet sich entsprechend nachfolgender Gleichung (Cerbe 2008, S. 88):

$$o_{min} = \left[\frac{1}{2} (CO^b + H_2^b) + 2CH_4^b + \sum \left(n + \frac{m}{4} \right) C_n H_m^b - O_2^b \right] \quad (2.2)$$

Die Einheit $kmol_j/kmol_k$ gilt auch für alle nachfolgenden Gleichungen mit der Annahme des physikalischen Normzustands unter Vernachlässigung der Abweichung vom idealen Gaszustand. Die Einheit $kmol_B$ der Brennstoffmenge bezieht sich immer auf den trockenen Zustand (Cerbe 2008, S. 88).

Luftbedarf

Unter der Annahme, dass 1 mol trockene Luft ca. 0,21 mol Sauerstoff enthält, ergibt sich der Mindestluftbedarf l_{min} mit der Einheit $kmol_L/kmol_B$ durch (Cerbe 2008, S. 89):

$$l_{min} = \left[\frac{o_{min}}{0,21} \right] \quad (2.3)$$

Gleichung 2.3 gilt für trockene Luft im Normzustand. Zur Berücksichtigung der Feuchtigkeit in der Luft ist die Luftfeuchte w_l zu bestimmen. Sie berechnet sich mit der relativen Feuchte der Luft φ_l und dem Sättigungsdruck des Wasserdampfes p_s und wird in $kmol_{H_2O}/kmol_L$ angegeben (Cerbe 2008, S. 89):

$$w_l = \frac{\varphi_l \cdot p_s}{p - \varphi_l \cdot p_s} \quad (2.4)$$

Der Sättigungsdampfdruck kann über folgende Korrelation für Lufttemperaturen ϑ_l zwischen 0-100 °C berechnet werden (VDI 2013, S. 680):

$$p_s = 610,8 \cdot e^{\frac{17,08085 \cdot \vartheta_l}{234,175 + \vartheta_l}} \quad (2.5)$$

Zur Gewährleistung einer vollständigen Verbrennung wird in der Praxis mit einem Luftüberschuss verbrannt. Das Verhältnis von tatsächlich zugeführter Luft l zur Mindestluftmenge ist als Luftverhältnis λ definiert (Cerbe 2008, S. 49):

$$\lambda = \frac{l}{l_{min}} \quad (2.6)$$

Bei einem Luftüberschuss ($\lambda > 1$) ist die Verbrennung überstöchiometrisch, bei einem Luftmangel ($\lambda < 1$) unterstöchiometrisch. Anhand Gleichung 2.6 kann die tatsächlich zuzuführende Luft berechnet werden.

Abgasmenge

Das Abgas kann sich bei vollständiger Verbrennung aus CO_2 , H_2O , N_2 und O_2 zusammensetzen. Damit ergibt sich die auf die Brennstoffmenge bezogene feuchte Abgasmenge v_f in $\text{kmol}_{AG}/\text{kmol}_B$ (Cerbe 2008, S. 89):

$$v_f = v_{\text{CO}_2} + v_{\text{H}_2\text{O}} + v_{\text{N}_2} + v_{\text{O}_2} \quad (2.7)$$

Die ebenfalls auf die Brennstoffmenge bezogenen Einzelbestandteile des Abgases können entsprechend der nachfolgenden Gleichungen (2.8-2.11) ermittelt werden (Cerbe 2008, S. 89). Die in Gleichung 2.9 notwendige Brenngasfeuchte w_g ergibt sich analog zur Luftfeuchte nach Gleichung 2.4.

$$v_{\text{CO}_2} = (\text{CO}^b + \text{CH}_4^b + \sum C_n \text{H}_m^b + \text{CO}_2^b) \quad (2.8)$$

$$v_{\text{H}_2\text{O}} = \left(\text{H}_2^b + 2\text{CH}_4^b + \sum \frac{m}{2} C_n \text{H}_m^b + w_l \lambda l_{min} + w_g \right) \quad (2.9)$$

$$v_{\text{N}_2} = (\text{N}_2^b + 0,79 \lambda l_{min}) \quad (2.10)$$

$$v_{\text{O}_2} = 0,21(\lambda - 1)l_{min} \quad (2.11)$$

In dieser Arbeit wird die Verbrennungsrechnung zur Bestimmung der an das Abgas gebundenen Abwärme in den Abschnitten 3.1.3 und 3.3 angewendet.

2.2.5 Abwärmequelle Industrieöfen

Sowohl der Energiebedarf als auch die daraus resultierende Abwärme von Industrieöfen werden hauptsächlich von der Betriebsführung, den Prozessanforderungen, den konstruktiven Merkmalen und dem Umgebungszustand beeinflusst (vgl. Rudolph et al. 2008, S. 31).

Brennstoffbeheizte Industrieöfen verfügen über ein hohes Potenzial zur AWN, denn durch den Verbrennungsprozess steht an den Abgasstrom gebundene MT- oder HT-Abwärme zur weiteren Nutzung zur Verfügung. Tabelle 2.2 gibt einen Überblick über verschiedene Industrieöfen und deren Abgastemperaturen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass auch nach der WRG durch Rekuperatoren oder Regeneratoren die Abgastemperaturen immer noch bei ca. 200-800 °C liegen können.

Tabelle 2.2: Auswahl von Industrieöfen und Abgastemperaturen (eigene Darstellung, in Anlehnung an LfU Bayern 2008; LfU Bayern 2012; DOE 2008)

Industrieöfen	Abgastemperatur in °C	Literaturangabe
Hochöfen (hinter Winderhitzer)	200-400	LfU Bayern (2008, S. 8)
Schmelzöfen	400-700	LfU Bayern (2008, S. 8)
Glasschmelzöfen (ohne Regenerator)	900-1300	LfU Bayern (2012, S. 20)
Glasschmelzöfen (mit Regenerator)	600-800	LfU Bayern (2012, S. 20)
	427	DOE (2008, S. 53)
Brenneröfen (Keramikindustrie)	150-1000	LfU Bayern (2012, S. 20)
Glühofen	600-700	LfU Bayern (2008, S. 8)
Kupolofen (ohne WRG)	900	DOE (2008, S. 53)
Kupolofen (mit WRG)	204	DOE (2008, S. 53)
Elektrolichtbogenofen (ohne WRG)	1200	DOE (2008, S. 53)
Elektrolichtbogenofen (mit WRG)	204	DOE (2008, S. 53)
Warmöfen (ohne Regenerator)	700-1200	LfU Bayern (2012, S. 20)
Warmöfen (mit Regenerator)	300-600	LfU Bayern (2012, S. 20)
Zementöfen	400-600	LfU Bayern (2008, S. 8)
	338-449	DOE (2008, S. 53)

Neben der Abgaswärme treten am Ofen weitere Abwärmeströme auf. Das isolierte Gehäuse des Ofens bestimmt die Wärmeverluste an die Umgebung durch Wärmeleitung. Diese

Verluste werden an der Außenfläche des Ofens durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegeben. Die konvektiven und radialen Wärmeströme werden als diffus charakterisiert (vgl. Abschnitt 2.1.4). Die Optimierung der Isolierung von Industrieöfen ist eine wesentliche Maßnahme zur Erhöhung der Energieeffizienz und somit zur Vermeidung von Abwärme (vgl. VDMA 2011).

Je nach Ofentyp können weitere Abwärmeströme, z. B. gebunden an Kühlwasser, auftreten. Eine detaillierte Analyse der Abwärmeströme von Industrieöfen ist ein wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit (vgl. Kapitel 3).

2.3 Stand der Forschung

Dieser Abschnitt leitet aus dem aktuellen Stand der Forschung die Forschungsfrage der vorliegenden Arbeit ab. Dazu wird ein Literaturüberblick über Methoden zur AWP-Bestimmung und über AWN von Industrieöfen gegeben.

2.3.1 Methoden zur Potenzialbestimmung

Schaefer (1995, S. 51) zeigt auf, dass die Voraussetzung für eine fundierte Aussage über das AWP sowohl eine detaillierte Analyse der Energieströme und Lastgänge der AWQ als auch der AWS ist. Theißing et al. (2009, S. 13) betonen, dass die wesentlichen Einflussgrößen auf die AWN auf das Prozessdesign der industriellen Produktion zurückzuführen sind und so eine allgemeingültige Aussage zur Charakterisierung und zur Bestimmung des AWP schwierig ist.

Eine Vielzahl von Leitfäden (LfU Bayern 2012; LfU Bayern 2008; Österreichische Energieagentur 2015), Studien (Hirzel et al. 2013; DOE 2008), Projektberichten (Pehnt 2010) und Broschüren (SAENA 2016; Amt der Oö. Landesregierung 2008) thematisieren die Erschließung von AWP in der Industrie. Sie beschreiben die Vorgehensweise zur AWN meist anhand der prinzipiellen Vorgehensweise und den grundsätzlichen Möglichkeiten (vgl. Abschnitt 2.1.3).

Über eine allgemeine Beschreibung der Vorgehensweise hinaus sind in den Leitfäden des LfU Bayern (2012) Checklisten zur Aufnahme von Daten und zur Erstbeurteilung des AWP enthalten. Die Österreichische Energieagentur (2015) gibt mit ihrem Leitfaden für

Energieaudits zur betrieblichen AWN im Rahmen des klima:aktiv Programms eine strukturierte Vorgehensweise zur AWN vor. Dabei wird auch auf die Methode der energetischen Bilanzierung sowie mögliche Messstellen und Messtechniken eingegangen. Der Fokus des Leitfadens liegt auf einer anschließenden Nutzung der Abwärme für andere Wärmeprozesse und auf der Optimierung eines Wärmeübertragernetzwerks mittels der Pinch-Methode.

Die Pinch-Methode dient der Identifikation möglicher AWS sowie der Integration von Wärme. Sie basiert auf den Arbeiten von Linnhoff et al. (1983) und wurde für eine optimierte Verknüpfung von AWQ und AWS weiterentwickelt (vgl. u. a. Kemp 1990; Ravagnani et al. 2005). Hier liegt der Fokus vor allem auf der AWN durch die Wärmeübertrager. Law et al. (2016) entwickelt ein sogenanntes wissensbasiertes System, um weitere AWN-Technologien miteinzubeziehen und bereits das vorläufige Design der AWN-Technologie anhand definierter Kriterien festzulegen. Die Voraussetzung sind verfügbare Daten der AWN und AWQ.

Bendig et al. (2013) beschreiben eine Methode, mit der die Abwärme eines industriellen Systems identifiziert, charakterisiert und bewertet wird. Sie kombinieren das Prinzip der maximalen Effizienz des Prozesses mit einer Pinch-Analyse zur Maximierung der Wärmerückgewinnung sowie einer abschließenden Exergie-Analyse zur Minimierung der Exergieverluste bei der AWN.

Die Exergie-Analyse wird häufig zur Bewertung verschiedener AWN-Technologien verwendet. Insbesondere in Bezug auf ORC-Anlagen ist der Forschungsbereich zur Optimierung des Umwandlungsprozesses sehr groß (vgl. u. a. Kaşka 2014).

Kurle et al. (2016) entwickeln eine Herangehensweise zur Identifikation, Quantifizierung und Bewertung des AWP in der Produktion unter Berücksichtigung der Maschinen-, der Prozessketten- und der Betriebsebene. Dabei greifen sie auf verschiedene Softwaretools zurück. Bevor eine messtechnische Datenaufnahme der AWQ durchgeführt wird, erfolgt eine Priorisierung und Abschätzung des Potenzials auf Basis maschinenspezifischer Daten. Mit Hilfe einer Simulation wird das zeitliche Aufkommen der Abwärme anhand von Betriebszuständen quantifiziert. Daran anschließend werden Angebot und Nachfrage verknüpft und das optimale Wärmeübertragernetz durch Verwendung eines Optimierungsalgorithmus identifiziert. Kurle et al. (2016) demonstrieren ihre Methode am Beispiel der Automobilindustrie mit einem Härteofen. Detaillierte Angaben zu Lastgängen und weiteren Eigenschaften der Abwärme sind nicht aufgeführt.

Eine strukturierte und simulationsbasierte Vorgehensweise zur AWN in der Stahlindustrie an einem Beispielunternehmen erfolgt in Laermann et al. (2011). Die Identifikation der relevanten AWQ erfolgt anhand von Abwärmemerkmalen. Die AWQ und AWS werden in einem dynamischen Simulationssystem mit den für den Fall relevanten AWN-Technologien integriert, um damit die Einsparung der verschiedenen Möglichkeiten der AWN zu ermitteln.

Bornemann (2017) nutzt ebenfalls das Simulationswerkzeug zur Untersuchung des Spannungsfeldes zwischen der AWN und der bestehenden Energieversorgung am Beispiel eines Unternehmens in der Automobilindustrie. Die Energieversorgung erfolgt dabei durch KWK-Anlagen und Heizkessel. Im Fokus steht die Bewertung der geregelten und ungeregelten Abwärmeeinspeisung von TNV-Anlagen in das werksinterne Wärmeversorgungsnetz gegenüber keiner Abwärmeeinspeisung. Die Bewertung erfolgt hinsichtlich der Einsparungen an Primärenergie, THG-Emissionen und dem Kapitalwert. Die messtechnische Untersuchung erfolgt auf Grundlage einer durchgeführten Abwärme- und Bedarfsanalyse des Produktionsstandorts.

2.3.2 Abwärmenutzung von Industrieöfen

In der Fachliteratur zu Industrieöfen und Thermoprozessanlagen ist Energieeffizienz ein zentrales Thema. Der Leitfaden von VDMA (2011) führt eine Vielzahl möglicher Einsparpotenziale sowie Merkgeln auf, die zur AWV des Ofens beitragen. Die Nutzung der Ofenabwärme wird bereits in der Planungsphase einer Thermoprozessanlage betont. Eine detaillierte Ausführung zur weiteren Nutzung außerhalb der Anlage wird nicht betrachtet.

Blesl et al. (2013, S. 166-174) stellen ebenfalls Ansätze zur energetischen Optimierung der Prozesswärmebereitstellung durch den Einsatz von Industrieöfen vor. Die Nutzung der Abwärme wird durch das Aufführen von Beispielen zur AWV und AWN thematisiert.

Beneke et al. (2011) haben eine Sammlung von Publikationen zur Energieeffizienz gasbeheizter und elektrisch beheizter Thermoprozessanlagen herausgegeben. Die Sammlung sowie eine Vielzahl weiterer Publikationen (Sprung 2014, vgl. Rinnhofer 2011; Krail et al. 2013) geben einen guten Überblick über Maßnahmen der AWV und zur Nutzung verschiedener Abwärmeströme einer Anlage auch anhand von Beispielen. Zur Erfassung der Energie- und Stoffströme wird üblicherweise die Methode der energetischen Bilanzierung verwendet. Die messtechnische Erfassung der notwendigen Größen der Energiebilanz wird

dabei nicht betrachtet. Die Effizienzmaßnahmen werden anhand des jährlichen Einsparpotenzials, z. B. von Erdgas, elektrischer Energie sowie CO₂-Emissionen, bewertet.

Die Studie des DOE (2008) evaluiert eine Vielzahl von Technologien und Anwendungsfällen der AWN an Industrieöfen in der Stahl-, Aluminium-, Glas- und Zementindustrie. Eine ofenspezifische Methode zur Bestimmung des AWP wird jedoch nicht direkt gegeben. Stephan et al. (2005) gehen am Beispiel eines Tiegel-, eines Schacht- und eines Induktionsschmelzofens auf die AWN und das mittlere jährliche AWP ein und stellen ein technisches Umsetzungskonzept zur Abwärmeauskopplung des Abgases mittels Wärmetauscher und Regelkonzept vor. Ein ähnliches Konzept wird in Bornemann (2017) beschrieben.

Eine spezifische Beschreibung der Charakteristik der Abwärme von Industrieöfen mit Fokus auf zeitlich auftretende Schwankungen ist in Theißing et al. (2009) zu finden. Sie zeigen den Unterschied zwischen kontinuierlicher und diskontinuierlicher Betriebsweise auf die Eigenschaften des Abwärmeprofils auf. Sie untersuchen u. a. die Abwärme aus Rauchgasen am Beispiel eines Stoßofens sowie die Abwärme aus einem Batch-Prozess in einem Stahlwerk. Auch hier wird nicht auf die messtechnische Erfassung eingegangen. Die Bewertung der Schwankungen der Abwärme erfolgt anhand von Kennzahlen.

Specht et al. (2015) untersuchen die AWN von Industrieöfen zur Strom- und Kälteerzeugung. Verschiedene Anlagenkonzepte in Verbindung mit ORC-, AbKM- und Kompressionskältemaschine (KKM)-Anlagen sowie kombinierte Anlagen zur Strom- und Kälteerzeugung werden anhand von Fallbeispielen in Bezug auf Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit miteinander vergleichend bewertet. Dabei werden jedoch weder die Industrieofenabwärme noch die thermischen Kühlbedarfe der Fallbeispiele charakterisiert.

Bloemen (2017) entwickelt ein optimiertes Verfahren zur Beschickung von Schmelzöfen. Dazu werden anhand von Messungen energetisch relevante Größen eines satzweise chargierten Drehtrommelofens erfasst, um so dessen Energiebilanz aufzustellen. Eine Charakterisierung der Abwärmeströme sowie die Untersuchung einer AWN steht hier nicht im Fokus.

2.3.3 Ableitung der Forschungsfrage

Industrielle AWN ist bereits ein großes Forschungsthema. In der Literatur sind AWQ-unspezifische Vorgehensweisen zur AWN und zur Bestimmung des AWP zu finden.

Allgemeine Methode

Eine typische Vorgehensweise ist im ersten Schritt die Identifikation von AWQ und AWS im Betrieb auf der Basis einer Grobanalyse anhand der Merkmale der Wärmeströme sowie mit Hilfe von Abschätzungen, z. B. auf der Grundlage des Energieverbrauchs. Im zweiten Schritt erfolgt eine Detailanalyse der relevanten Quellen und Senken basierend auf einer messtechnischen Datenaufnahme zur Erstellung einer Energiebilanz. Im dritten Schritt werden Quellen und Senken zusammengeführt und ein AWN-System entwickelt.

Messtechnische Untersuchung der Abwärmequelle

Die Vorgehensweise zur messtechnischen Erfassung wird aufgrund der AWQ-unspezifischen Ansätze zur AWN meistens nicht näher betrachtet. Untersuchungen der Abwärme von Industrieöfen beziehen sich oft lediglich auf die Abgaswärme und erfassen somit das theoretische AWP nur anteilig. Eine detaillierte Analyse des Zusammenhangs zwischen Produktionsdesign und AWC wie in Theißing et al. (2009) ist eher selten. Hier wird jedoch deutlich, dass für eine fundierte Aussage über die AWC und das AWP eine auf die AWQ spezifische Methode notwendig ist.

Abwärmennutzung

Zur Zusammenführung von AWQ und AWS werden bereits verschiedene Methoden verwendet, die jedoch häufig auf Mittelwerten, ohne Berücksichtigung des zeitlichen Verlaufs basieren. Des Weiteren wird oft nur die direkte AWN mit Fokus auf ein optimales Wärmeübertragernetzwerk oder eine einzelne Umwandlungstechnologie detailliert betrachtet. Specht et al. (2015) gehen auf verschiedene und auch kombinierte Umwandlungstechnologien zur Nutzung von Industrieofenabwärme ein. Dabei steht jedoch die Energieeffizienz und die Wirtschaftlichkeit der Anlagenkonzepte im Fokus und nicht die Charakteristik der Abwärme oder der thermischen Bedarfe. Erste Ansätze für eine simulationsbasierte Ermittlung des technischen AWP sind in Kurle et al. (2016) und Laermann et al. (2011) zu finden. Das durch die Abwärmeschwankungen notwendige Teillastverhalten der Technologie ist darin nur bedingt berücksichtigt. In Bornemann (2017) erfolgt die Simulation der Abwärmeeinspeisung mittels Abgaswärmeübertrager in ein betriebsinternes Wärmenetz.

Das Ergebnis der hier aufgezeigten Literaturanalyse ist, dass es bereits allgemeine Methoden zur Bestimmung des AWP industrieller AWQ gibt. Diese Methoden gehen jedoch hinsichtlich der messtechnischen Untersuchung der AWQ sowie der Erfassung und Bewertung der verschiedenen Möglichkeiten zur AWN nicht ins Detail. Eine spezifische methodische Bestimmung des AWP von Industrieöfen ist nicht gegeben.

Die aus der Forschungslücke abgeleitete Forschungsfrage lautet daher:

Nach welcher Methode kann das AWP von Industrieöfen bestimmt werden?

Zur Ermittlung des theoretischen AWP sollen folgende Teilfragen beantwortet werden:

- Welche Abwärmeströme ergeben sich durch die Übertragung der Abwärmefunktion auf die Energiebilanz von Industrieöfen?
- Wie können die identifizierten Abwärmeströme und ihre Charakteristik messtechnisch erfasst werden?
- Welche Einflussgrößen existieren auf die Abwärmeströme und damit auf das theoretische AWP von Industrieöfen ?

Zur Ermittlung des technischen AWP sind die nachfolgenden Fragen zu beantworten:

- Nach welcher Methode sind die AWS zu identifizieren und die Möglichkeiten der AWN zu entwickeln?
- Wie können die Möglichkeiten der AWN unter Berücksichtigung des zeitlichen Verhaltens der AWQ und AWS sowie weitere Einflussgrößen strukturiert bewertet werden?

Mit der vorliegenden Arbeit soll eine fundierte Datengrundlage für eine Weiterverfolgung der AWN eines Industrieofens im Unternehmen ermöglicht werden, ohne dabei bereits durch wirtschaftliche Hemmnisse Möglichkeiten der AWN auszuschließen. Das wirtschaftliche AWP ist erheblich von aktuellen Energiepreisen, Investitionskosten für örtlich bedingte Abwärmeauskopplung, -speicherung, -integration und -verteilung sowie aktuellen staatlichen Subventionen und Steuerersparnissen abhängig.

Das Forschungsthema ist nicht die Untersuchung von Maßnahmen zur Erhöhung der Energieeffizienz sowie der WRG von Industrieöfen. Auch die Ausarbeitung eines technischen Konzepts zur Umsetzung der AWN unter Berücksichtigung der örtlichen Gegebenheiten ist nicht Bestandteil dieser Arbeit, sondern die Bestimmung des AWP.

Bestimmung des theoretischen Abwärmepotenzials

Dieses Kapitel und das nachfolgende Kapitel 4 beinhalten die messtechnische Untersuchung am Beispiel von zwei Rollenherdöfen zur Ermittlung ihrer AWC sowie ihres theoretischen AWP. Wie bereits in Abschnitt 2.1.5 beschrieben, stellt das theoretische AWP die theoretische Obergrenze des Abwärmeangebots dar und ist nur durch physikalische Randbedingungen eingeschränkt. Die erforderliche Bezugstemperatur der Abwärme ist in der Literatur nicht einheitlich festgelegt. Brückner (2016) legt ihren Berechnungen eine Bezugstemperatur von 35 °C zugrunde, da unter dieser Temperatur eine Wärmeabgabe an die Umgebung im Sommer sehr schwierig sein kann. In dieser Arbeit wird dagegen mit 25 °C eine niedrigere Bezugstemperatur festgelegt. Diese Annahme basiert auf dem chemischen Standardzustand mit 25 °C und 1 bar, welcher durch die International Union of Pure and Applied Chemistry (IUPAC) festgelegt wurde. Der chemische Standardzustand ist bei chemischen Reaktionen, wie der bei den Industrieöfen ablaufende Verbrennungsprozess, weit verbreitet. Eine konstante Bezugstemperatur ermöglicht im Gegensatz zu einer variablen Umgebungstemperatur eines Referenzjahres wie bei Bornemann (2017) einen direkten Vergleich zwischen theoretischen Potenzialen verschiedener Industrieöfen.

In Abschnitt 3.1 wird die Methode zunächst allgemein beschrieben. Anschließend wird die Methode auf zwei Rollenherdöfen angewendet. Dazu erfolgt in Abschnitt 3.2 die Systembeschreibung der Öfen und in Abschnitt 3.3 die Aufstellung ihrer Energiebilanz sowie die Datenaufnahme der relevanten Energie- und Betriebsdaten. Die Analyse der Messergebnisse sowie eine Bewertung der bisherigen Ergebnisse erfolgen in Kapitel 4. Die messtechnische

Untersuchung wurde durch die Arbeit von Erner (2018) unterstützt.

Die untersuchten Rollenherdöfen des gleichen Herstellers werden beim Presshärten in der Automobilindustrie eingesetzt und werden im Folgenden als Ofen A und Ofen B bezeichnet. Eine erste Systemanalyse unter Berücksichtigung der in Abschnitt 2.1.4 beschriebenen Einflussgrößen auf die AWN stellt die Basis zur Auswahl dieser Öfen als Anwendungsfall in dieser Arbeit dar. Da die Rollenherdöfen zu den Durchlauföfen zählen, zeichnen sie sich durch einen kontinuierlichen Betrieb aus. Somit fällt auch die Abwärme kontinuierlich an, was sich positiv auf eine Nutzung auswirkt. Die Prozesstemperatur von ca. 950 °C wird im Wesentlichen durch Rekubrenner mit Mantelstrahlrohr bereitgestellt wodurch hohe Abgastemperaturen ermöglicht werden. Anhand vorliegender Instandhaltungsprotokolle konnte bereits eine gemittelte Abgastemperatur im Abgasrohr direkt nach Austritt aus den Brennern bei Ofen A von ca. 590 °C und bei Ofen B von ca. 570 °C festgestellt werden. Durch die indirekte Verbrennung sind die Abgase nicht verschmutzt.

Das Hauptkriterium zur Auswahl der beiden Öfen ist das vorhandene nachträglich umgebaute Abgassystem. Dadurch sind die Ringspalte an den Anbindungsstellen der Abgasrohre der einzelnen Brenner an das Abgassammelrohr geschlossen. Des Weiteren sind die Abgasrohre aus hochwertigem Stahl und mit keramischen Fasern isoliert. Vor dem Umbau lag die Abgastemperatur im Abgassammelrohr bei ca. 80 °C. Durch die Auswahl dieser beiden Öfen wird in dieser Arbeit gezeigt, wie hoch das AWP ohne Hallenluftbeimischung im Falle eines geschlossenen Abgassystems sein kann.

3.1 Methode der messtechnischen Untersuchung

Ziel der messtechnischen Untersuchung ist die Erfassung der AWC und des theoretischen AWP eines Industrieofens unter Einfluss der Ofenmerkmale sowie des Betriebsverhaltens der Öfen. Abbildung 3.1 zeigt die methodische Vorgehensweise der messtechnischen Untersuchung. Die Methode beginnt mit der Analyse des Ofensystems zur Identifikation der prozestypischen und konstruktiven Ofenmerkmale¹¹. Anhand dieser Merkmale erfolgt die Aufstellung der Energiebilanz für das Ofensystem und die Definition der Abwärmeströme.

¹¹ Im weiteren Sinne erfolgt bereits eine Datenaufnahme auf Basis eigener Beobachtungen, Expertengespräche, Betriebsanleitungen, Anzeigen der Ofensteuerung oder vorhandener Messungen zur Qualitätssicherung. Mit der eigentlichen Datenaufnahme der Methode ist jedoch die Energie- und Betriebsdatenerfassung gemeint.

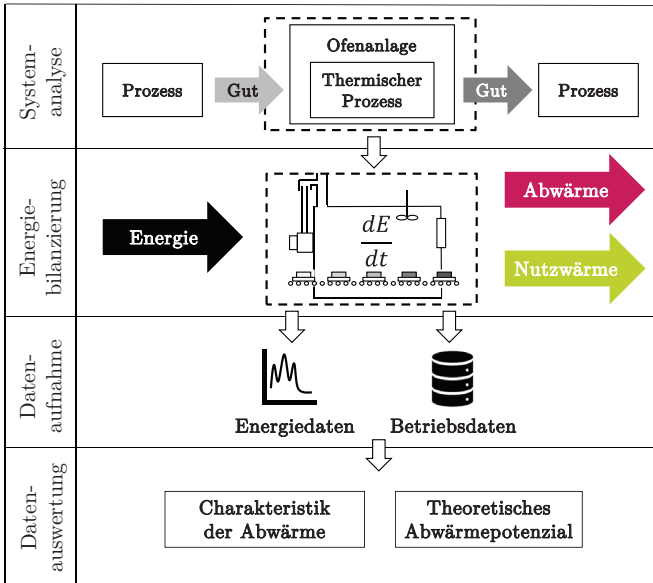


Abbildung 3.1: Methode der messtechnischen Untersuchung eines Industrieofens zur Erfassung der AWC sowie des theoretischen AWP, eigene Darstellung

Die relevanten Enthalpie- und Energieströme sowie die notwendigen Betriebsdaten werden anschließend erfasst und ausgewertet. In diesem Abschnitt werden die Systemanalyse, die Energiebilanzierung, die Datenaufnahme und -auswertung näher beschrieben. Dabei liegt der Fokus entsprechend der Zielsetzung der Arbeit insbesondere auf der Ableitung einer allgemeinen Energiebilanz von Industrieöfen.

3.1.1 Analyse eines Ofensystems

Ziel der Analyse eines Ofensystems ist die Erfassung der prozesstypischen und konstruktiven Merkmale des Industrieofens (vgl. Abschnitt 2.2.2). Sowohl bei der Prozess- als auch der Konstruktionsanalyse wird das in Abschnitt 2.1.2 beschriebene Grundprinzip der AWN, die Berücksichtigung der AWV, eingehalten.

Prozessanalyse

Im Rahmen der Prozessanalyse ist der Ofen zunächst in den übergeordneten Produktionsprozess einzuordnen, da vor- und nachgelagerte Prozesse den thermischen Prozess sowie die Betriebsweise des Ofens bestimmen. Insbesondere wenn der Ofen eine Teilkomponente einer Thermoprozessanlage darstellt, sind die Wechselwirkungen in der Prozesskette besonders relevant. Durch die Prozesseinordnung wird die Systemgrenze des Ofens festgelegt.

Des Weiteren steht das thermische Verfahren des Ofens und das Material bzw. der Werkstoff des Gutes im Fokus der Prozessanalyse. Dazu sind der Temperaturverlauf im Ofen, die Materialzusammensetzung und die Prozessanforderungen zu erfassen. Auch mögliche Varianten von Material und Prozess sind zu berücksichtigen.

Anhand der Prozessanalyse ist bereits eine erste Erfassung der Betriebszustände möglich. Grundsätzlich kann zwischen den Zuständen „Standby“ (kein Gut im Ofen) und „Produktion“ (Gut im Ofen) unterschieden werden. Neben der Definition der Betriebszustände liegt ein weiterer Fokus auf der Erfassung typischer Störungen, Betriebsunterbrechungen und Prozesseinstellungen. Eine Spezifizierung der Betriebsweise des Ofens erfolgt durch die in der Konstruktionsanalyse definierte Ofenart.

Abschließend sind im Sinne der AWW Möglichkeiten zur Prozessoptimierung unter Berücksichtigung des qualitätssichernden Prozessdesigns zu prüfen.

Konstruktionsanalyse

Mit der Konstruktionsanalyse wird der Aufbau des Ofens erfasst. Dazu zählen entsprechend Abschnitt 2.2.2 die Ofenart, die Gutlagerung, das Hüllmittel und die Beheizung. Die Isolierung des Ofengehäuses ist nach VDMA (1980) zwar nicht Bestandteil der konstruktiven Merkmale, ist jedoch per Definition eines Industrieofens immer vorhanden und als wesentlicher Anteil an den Wärmeverlusten zu erfassen. Des Weiteren sind Spalt- oder Türöffnungen im Ofengehäuse ebenfalls im Zusammenhang mit der Prozessführung zu identifizieren. Auch eine mögliche Anlagenkühlung von z. B. Schienen oder Rollen zum Transport des Gutes ist zu erfassen.

Bei brennstoffbeheizten Industrieöfen sind insbesondere die verbauten Brenner und die Abgasführung zu analysieren. Im Falle eines i. d. R. nicht geschlossenen Abgassystems und zum Erhalt hoher Abgastemperaturen ist zu prüfen, ob eine Hallenluftbeimischung unterbunden werden kann. Die Hallenluftbeimischung ist beim Einsatz von Rekubrennern mit

Eduktor funktionsbedingt nicht vermeidbar. Da bei Strahlrohrbrennern kein Zusammenhang zwischen Abgasabzug und Ofendruck besteht, können vorhandene Ringspalte an der Verbindungsstelle zur Abgassammelleitung geschlossen werden (vgl. Abschnitt 2.2.3).

Die Ofenanlage ist zur AWV hinsichtlich der Isolierung des Ofengehäuses, des Einsatzes effizienter Brenner oder auch der optimalen Einstellung der Brenner zu überprüfen.

3.1.2 Energiebilanzierung eines Ofensystems

In diesem Abschnitt wird die Vorgehensweise zur Aufstellung der Energiebilanz für ein Ofensystem vorgestellt. Ziel der Energiebilanzierung ist die Identifikation der relevanten Enthalpie- und Energieströme des Ofensystems auf Basis der herausgearbeiteten Ofenmerkmale und die Beschreibung des Änderungsverhaltens der Prozessgrößen. Des Weiteren erfolgt die Definition der Abwärme des Industrieofens nach Schaefer (1995) (vgl. Abschnitt 2.1.1).

Abbildung 3.2 zeigt vereinfacht die relevanten Enthalpie- und Energieströme am Beispiel eines Durchlaufofens. Da Standöfen sich lediglich hinsichtlich der Betriebsweise von Durchlauföfen unterscheiden (vgl. Abschnitt 2.2.2), können die aufgeführten Ströme in Abhängigkeit der Ofenmerkmale ebenso bei Standöfen auftreten. Mit der hier beschriebenen Vorgehensweise sollen die grundsätzlich möglichen Enthalpie- und Energieströme an einem Industrieofen abgedeckt werden. Daher verfügt der dargestellte Durchlaufofen über eine Vielzahl möglicher konstruktiver Merkmale.

Systemkomponenten und -grenze

Das abgebildete Ofensystem beinhaltet die Ofenkomponenten „Ofengehäuse“, „Brenner“ und „Abgasrohr“. Der einzeln dargestellte Brenner steht vereinfacht für ein Brennersystem mit einem oder mehreren offenen Brennern oder Strahlrohrbrennern. Bei Strahlrohrbrennern entfällt die Abgasführung über einen zentralen Kamin (vgl. Abschnitt 2.2.3). Für den Fall, dass ein Reku- oder Regeneratorenbrenner eingesetzt wird, ist die brennerinterne WRG Teil des Systems¹².

Außerhalb des Systems liegen Motoren, Umwälzpumpen, Gebläse, mögliche Luftklappen vor dem Abgasventilator zum Schutz vor Überhitzung sowie mögliche Rohranbindungen

¹² Industrieöfen mit externer WRG durch einen zentralen Rekuperator oder Regenerator werden in dieser Arbeit nicht abgebildet.

an die Abgassammelleitung zur Absaugung der Ofenatmosphäre am Ein- und Ausgang des Ofens. Die Bezugstemperatur der Energiebilanz des Ofensystems entspricht der für das theoretische AWP definierten Bezugstemperatur von $\vartheta_b = 25^\circ\text{C}$.

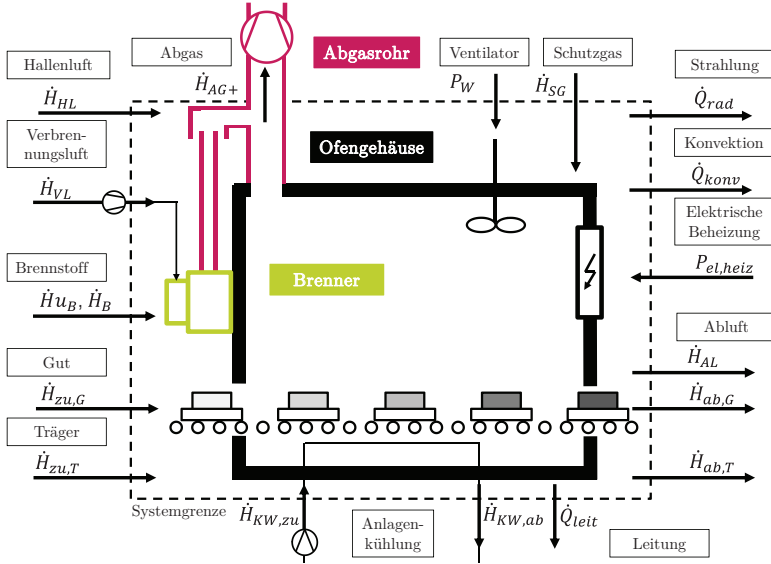


Abbildung 3.2: Enthalpie- und Energieströme zur Energiebilanzierung von Industrieöfen am Beispiel eines Durchlaufofens (eigene Darstellung, in Anlehnung an Pfeifer et al. 2010, S. 338)

Energiebilanz mit Enthalpie- und Energieströmen

Die Energiebilanz des abgebildeten Ofensystems kann durch die folgende Differentialgleichung beschrieben werden:

$$\frac{dU_{OS}}{dt} = \sum \dot{H}_{zu} - \sum \dot{H}_{ab} + P_{el,heiz} + P_W - \dot{Q}_{leit} - \dot{Q}_{konv} - \dot{Q}_{rad} \quad (3.1)$$

Die zeitliche Änderung der inneren Energie des Ofensystems U_{OS} resultiert aus der Summe der zu- und abgeführten Enthalpieströme \dot{H}_{zu} und \dot{H}_{ab} , dem Wärmeeintrag durch Dissipation von Wellenleistung P_W sowie durch Dissipation elektrischer Energie $P_{el,heiz}$ und den Wärmeströmen aufgrund von Wärmeleitung \dot{Q}_{leit} , Konvektion \dot{Q}_{konv} und Strahlung \dot{Q}_{rad} .

Im Folgenden werden die Enthalpie- und Energieströme im Zusammenhang mit den Ofenmerkmalen näher erläutert. Alle Enthalpieströme \dot{H}_i können als Produkt des Massenstroms \dot{m}_i und der spezifischen Enthalpie h_i bezogen auf $\vartheta = 25^\circ\text{C}$ nach Gleichung 3.2 berechnet werden:

$$\dot{H}_i = \dot{m}_i \cdot h_i \quad (3.2)$$

Mit der Annahme einer isobaren Prozessführung ist die Berechnung des Enthalpiestroms auch mittels der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Temperatur T_i nach Gleichung 3.3 möglich:

$$\dot{H}_i = \dot{m}_i \cdot c_p(T_i) \cdot T_i \quad (3.3)$$

Chemisch gebundener Energiestrom des Brennstoffes

Im Falle einer Brennstoffbeheizung wird dem Ofensystem der in Gleichung 3.4 definierte chemisch gebundene Energiestrom $\dot{H}_{u,B}$ zugeführt. In dieser Arbeit werden ausschließlich Gase als Brennstoff betrachtet.

$$\dot{H}_{u,B} = H_{u,n,B} \cdot \dot{V}_{n,B} \quad (3.4)$$

Darin ist $H_{u,n,B}$ der Heizwert¹³ bezogen auf das Normvolumen¹⁴ und $\dot{V}_{n,B}$ der Normvolumenstrom des Brennstoffes. Dieser Normvolumenstrom ergibt sich aus Betriebsvolumenstrom \dot{V}_B , Temperatur T_B und absolutem Druck $p_{abs,B}$ des Brennstoffs sowie aus Normtemperatur T_n und -druck p_n :

$$\dot{V}_{n,B} = \frac{T_n}{T_B} \cdot \frac{p_{abs,B}}{p_n} \cdot \dot{V}_B \quad (3.5)$$

Der absolute Brennstoffdruck $p_{abs,B}$ ist die Summe aus dem Umgebungsdruck p_{amb} und dem messbaren Überdruck des Brennstoffes $p_{ueb,B}$ gegenüber der Umgebung:

$$p_{abs,B} = p_{amb} + p_{ueb,B} \quad (3.6)$$

¹³ Der Heizwert entspricht der auf die Brennstoffmenge bezogenen freigesetzten Energie bei vollständiger Verbrennung und Rückkühlung des Abgases auf die Bezugstemperatur des Brennstoffes ohne Kondensation des Wasserdampfes im Abgas (vgl. Cerbe 2008, S. 52-54).

¹⁴ Bei der Angabe von volumenbezogenen Heizwerten gasförmiger Brennstoffe ist der Bezugszustand für das Gasvolumen der Normzustand mit $\vartheta_n = 0^\circ\text{C}$ und $p_n = 1,01325 \text{ bar}$ (vgl. Cerbe 2008, S. 52-54).

Enthalpiestrom des Brennstoffes und der Verbrennungsluft

Durch den Temperaturunterschied von Brennstoff \dot{H}_B und Verbrennungsluft \dot{H}_{VL} gegenüber der Bezugstemperatur gehen die Enthalpieströme \dot{H}_B und \dot{H}_{VL} in das System eines brennstoffbeheizten Ofens ein.

Abgasenthalpiestrom

Ergebnis des Verbrennungsprozesses ist der Abgasenthalpiestrom \dot{H}_{AG} , welcher über die einzelnen Abgasleitungen der Brenner in einem Abgassammelrohr zusammengeführt wird und bei offenen Brennersystemen zusätzlich über einen zentralen Kamin abgeführt werden kann. Der Abgasenthalpiestrom kann auch als Abgasverlustleistung des Ofens bezeichnet werden. Durch die Hallenluftbeimischung in der Abgasführung ergibt sich ein mit Hallenluft durchmischter Abgasenthalpiestrom \dot{H}_{AG+} .

Der Abgasmassenstrom \dot{m}_{AG} vor der Hallenluftbeimischung steht über das Massenverhältnis z in direktem Zusammenhang mit dem zugeführten Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B :

$$\dot{m}_{AG} = \dot{m}_B \cdot z \quad (3.7)$$

Zur Bestimmung des Massenverhältnisses dienen die in Abschnitt 2.2.4 beschriebenen Gleichungen der Verbrennungsrechnung. Das Massenverhältnis ist über die auf die Brennstoffmenge bezogene feuchte Abgasmenge v_f nach Gleichung 2.7 und durch Anwendung des in Gleichung 3.9 dargestellten Zusammenhangs von Masse m , Stoffmenge n und Molarer Masse M berechenbar:

$$z = \frac{m_{AG}}{m_B} = v_f \cdot \left(\frac{M_{AG}}{M_B} \right) \quad (3.8)$$

$$n = m \cdot M \quad (3.9)$$

Die molare Masse des Abgases und des Brennstoffes berechnen sich aus den molaren Massen ihrer Einzelkomponenten M_i unter Berücksichtigung des Anteils der Stoffmenge der Komponente an der Stoffmenge des Gasgemisches x_i nach Gleichung 3.10:

$$M_{Mi} = \sum M_i \cdot x_i \quad (3.10)$$

Die temperaturabhängige spezifische Wärmekapazität des Abgases berechnet sich unter

der Annahme eines idealen Gases nach Gleichung 3.11 ebenfalls aus den spezifischen Wärmekapazitäten der Einzelkomponenten c_{pi} :

$$c_{pAG} = \sum w_i \cdot c_{pi} \quad (3.11)$$

Darin ist w_i der Massenanteil der Einzelkomponente, die sich wie folgt berechnet:

$$w_i = \frac{x_i \cdot M_i}{\sum (x_i \cdot M_i)} \quad (3.12)$$

Elektrische Heizleistung

Wenn der Ofen elektrisch beheizt wird, dann dissipiert die elektrische Heizleistung $P_{el,heiz}$ im geschlossenen Ofenraum aufgrund des elektrischen Widerstands des Heizleiters.

Enthalpiestrom des Schutzgases

Ist für den thermischen Prozess im Ofenraum eine Schutzgasatmosphäre erforderlich, dann wird durch eine Versorgungseinheit das entsprechende Schutzgas bereitgestellt und damit der Enthalpiestrom \dot{H}_{SG} in den Ofenraum eingebracht.

Enthalpiestrom der Hallenluft

Aufgrund der Funktionsweise des Brenners oder zur Vermeidung von Oxidation durch zu hohe Temperaturen im Abgasrohr wird meist Hallenluft mit dem Enthalpiestrom \dot{H}_{HL} dem Abgasstrom beigemischt.

Wellenleistung des Ventilators

Wenn das Hüllmittel im geschlossenen Ofenraum zwangsweise durch einen Ventilator umgewälzt wird, erfolgt ein Wärmeeintrag in das Ofensystem durch Dissipation der Wellenleistung P_W des Ventilators:

$$P_W = M_d \cdot \omega = M_d \cdot 2\pi n \quad (3.13)$$

Darin ist M_d der Drehmoment und ω die Winkelgeschwindigkeit, welche sich auch über die Drehzahl n der Welle darstellen lässt.

Gutwärmestrom

Der auf das Gut übertragene Wärmestrom \dot{Q}_G ist definiert durch die Enthalpieerhöhung des Gutes $\dot{H}_{G,ab} - \dot{H}_{G,zu}$ während seiner Verweilzeit im Ofenraum:

$$\dot{Q}_G = \Delta \dot{H}_G = \dot{H}_{G,ab} - \dot{H}_{G,zu} \quad (3.14)$$

Damit kann der Gutwärmestrom nach Gleichung 3.2 durch den zu- und abgeführten Gutmassenstrom $\dot{m}_{G,zu}$ und $\dot{m}_{G,ab}$ sowie die spezifischen Enthalpien $h_{G,zu}$ und $h_{G,ab}$ wie folgt berechnet werden:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{G,ab} \cdot h_{G,ab} - \dot{m}_{G,zu} \cdot h_{G,zu} \quad (3.15)$$

Ohne Kenntnis des Gutmassenstroms, der sich auch aus verschiedenen Stoffströmen zusammensetzen kann, ist eine Auswertung der Energiebilanz nicht möglich. Daher ist immer eine Bilanzierung der Massenströme des Ofensystems durchzuführen.

Im instationären Fall ändert sich die Gutmasse im Ofensystem. Zum Beispiel kann der Ofenraum eines Schmelzofens für Magnesium einen variablen Füllstand aufweisen, wenn diesem gleichzeitig chargenweise festes Magnesium zugeführt und geschmolzenes Material produktionsbedingt entnommen wird. Des Weiteren können sich Ablagerungen an der Ofenwand bilden.

Im stationären Fall sind die ein- und ausgehenden Massenströme gleich groß. Dies ist sowohl bei kontinuierlichem als auch bei chargenweisem Betrieb möglich. Mit der Vereinfachung $\dot{m}_{G,zu} = \dot{m}_{G,ab}$ und der Anwendung der Gleichung 3.3 ergibt sich für den stationären Gutwärmestrom:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_G \cdot \int_{T_{G,ab}}^{T_{G,zu}} c_{pG} \, dT_G \quad (3.16)$$

Darin sind $T_{G,zu}$ und $T_{G,ab}$ die Temperaturen des Gutes am Ein- und Ausgang des Ofens.

Trägerwärmestrom

Wenn das Gut zusammen mit einem Gestell, Gefäß oder mit Hilfe eines anderen Trägers transportiert wird, dann erhöht sich somit die Temperatur und die Enthalpie des Transportmittels im Ofenraum. Der auf die Träger übertragene Wärmestrom wird als Trägerwärmestrom \dot{Q}_T bezeichnet und ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz des ab- und zugeführten

Enthalpiestroms $\dot{H}_{T,ab} - \dot{H}_{T,zu}$ nach Gleichung 3.17 zu:

$$\dot{Q}_T = \Delta \dot{H}_T = \dot{H}_{T,ab} - \dot{H}_{T,zu} \quad (3.17)$$

Die Gleichung zu seiner Berechnung entspricht der Gleichung für den Gutwärmestrom (3.15 bzw. 3.16).

Wärmestrom durch Leitung

Durch den Bodenkontakt des Ofengehäuses entsteht ein Wärmestrom durch Leitung \dot{Q}_{leit} . Wärmeleitung ist der Energietransport aufgrund atomarer und molekularer Wechselwirkungen, beeinflusst von Temperaturunterschieden in Festkörpern sowie untergeordnet in Flüssigkeiten und Gasen. Der Wärmestrom durch Leitung kann für einen n-schichtigen, ebenen Ofenboden durch die Gleichung 3.18 berechnet werden:

$$\dot{Q}_{leit} = \frac{A_K}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i}} \cdot (\vartheta_{IF} - \vartheta_{KF}) \quad (3.18)$$

Darin ist A_K die Kontaktfläche, s_i die Dicke und λ_i die materialabhängige Wärmeleitfähigkeit einer Schicht. Die treibende Temperaturdifferenz $\vartheta_{IF} - \vartheta_{KF}$ bezieht sich auf die Innenfläche und die Bodenkontaktfläche.

Wärmeströme durch Konvektion und Strahlung

Die aus dem Ofenraum durch die Isolierung des Ofengehäuses an die äußere Oberfläche geleitete Wärme wird durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegeben. Diese beiden Wärmeübertragungsmechanismen treten ebenfalls an den Oberflächen der Brenner und an den Abgasrohren auf. Im Folgenden werden die Wärmeströme durch Konvektion und Strahlung näher erläutert, um anschließend die Oberflächenverluste des Ofensystems zu definieren.

Konvektion

Unter Konvektion wird der massegebundene Energietransport in einem strömenden Medium durch Teilchenbewegung verstanden. Dabei wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Bei der freien Konvektion wird die Strömung durch Volumenkräfte unter Einfluss von Temperatur- und Dichteunterschieden angetrieben. Bei der erzwungenen Konvektion wird die Teilchenbewegung von außen aufgeprägt.

Der konvektiv übertragene Wärmestrom einer Teilfläche des Ofensystems $\dot{Q}_{konv,i}$ ist nach dem Newton'schen Abkühlungsgesetz proportional zur Teilfläche A_i und zum Temperaturunterschied zwischen der Fläche und der umgebenden Hallenluft ($\vartheta_{Fl,i} - \vartheta_{amb}$):

$$\dot{Q}_{konv,i} = \alpha_{konv,i} \cdot A_i \cdot (\vartheta_{Fl,i} - \vartheta_{amb}) \quad (3.19)$$

Die Proportionalitätskonstante ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{konv,i}$. Er ist von vielen Parametern abhängig und wird in der Praxis anhand experimenteller Daten in Korrelation mit dimensionslosen Kennzahlen, wie u. a. der Nußelt-Zahl Nu , der Prandtl-Zahl Pr oder der Rayleigh-Zahl Ra ermittelt. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient α_{konv} hängt wie folgt mit Nu zusammen:

$$\alpha_{konv} = \frac{Nu \cdot \lambda_{HL}}{L} \quad (3.20)$$

Darin ist L die charakteristische Länge der betrachteten Geometrie und λ_{HL} die Wärmeleitfähigkeit der Hallenluft. Zur Ermittlung von Nu sind im VDI-Wärmeatlas (VDI 2013) empirisch gesicherte Korrelationen enthalten (vgl. Abschnitt B.4).

Strahlung

Jeder Körper emittiert Energie in Form von elektromagnetischen Wellen. Dieser Transportmechanismus nennt sich Wärmestrahlung. Je höher die Temperatur der Austauschfläche des Körpers ist, desto größer ist auch die Wärmestrahlung. Aufgrund der Eigenschaft, dass sich elektromagnetische Wellen auch im Vakuum ausbreiten können, benötigt die Wärmestrahlung im Gegensatz zu Konvektion und Wärmeleitung kein Transportmedium. Charakteristisch für die elektromagnetische Strahlung ist die Wellenlänge λ , welche zum größten Teil im Bereich des Infrarotlichts ($780 \text{ nm} < \lambda < 1 \text{ mm}$) liegt. Mit Hilfe von Thermografie kann die Wärmestrahlung sichtbar gemacht werden (vgl. Marek et al. 2015, S. 21).

Der Strahlungswärmestrom einer Teilfläche des Ofensystems $\dot{Q}_{rad,i}$ ist mit der Annahme, dass die umgebenden Flächen annähernd der Umgebungstemperatur entsprechen, wie folgt berechenbar:

$$\dot{Q}_{rad,i} \approx \epsilon_i \cdot \sigma \cdot A_i \cdot (T_{Fl,i}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.21)$$

In Gleichung 3.21 ist ϵ_i der Emissionsfaktor, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ die Stefan-Boltzmann-Konstante, A_i die Oberfläche und $T_{Fl,i}^4 - T_{amb}^4$ die treibende Temperaturdifferenz.

Für eine lineare Beziehung zwischen der Wärmestrahlung und den Temperaturen wird formal ein Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung $\alpha_{rad,i}$, der auch als radiativer Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet wird, entsprechend Gleichung 3.22 definiert (vgl. Marek et al. 2015, S. 22):

$$\alpha_{rad,i} = \epsilon_i \cdot \sigma \cdot (T_{Fl,i} + T_{amb}) \cdot (T_{Fl,i}^2 + T_{amb}^2) \quad (3.22)$$

Daraus folgt für jeden Strahlungswärmestrom des Ofensystems:

$$\dot{Q}_{rad,i} \approx \alpha_{rad,i} \cdot A_i \cdot (\vartheta_{Fl,i} - \vartheta_{amb}) \quad (3.23)$$

Oberflächenwärmeverluste

Die an den äußeren Oberflächen des Ofensystems gleichzeitig auftretenden konvektiven und thermischen Wärmeströme werden als Oberflächenwärmeverluste \dot{Q}_{OV} zusammengefasst. Sie ergeben sich aus den Oberflächenverlusten jeder Teilfläche des Ofensystems durch Einführung eines Gesamtwärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{ges,i} = \alpha_{konv,i} + \alpha_{rad,i}$ für jede Teilfläche:

$$\dot{Q}_{OV} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{OV,i} = \sum_{i=1}^n \alpha_{ges,i} \cdot A_i \cdot (\vartheta_{Fl,i} - \vartheta_{amb}) \quad (3.24)$$

Abluftenthalpiestrom

Wenn die Anlage von Luft oder einem Schutzgas durchströmt wird, geht Wärme beim Öffnen der Ofentüren oder durch Spaltöffnungen (z. B. bei nicht vollständig geschlossenen Ofentüren) gebunden an das gasförmige Medium an die Umgebung verloren. Der Abluftenthalpiestrom \dot{H}_{AL} kann auch als Abluftverlustleistung bezeichnet werden. Eine Absaugung des Schutzgases über den Ofentüren kann der Vermeidung einer Durchmischung des Schutzgases mit der Hallenluft beim Öffnen der Türen dienen. Sie führt das abgesaugte Schutzgas mit dem Abgasstrom außerhalb der Systemgrenze des Ofens zusammen.

Durch die Anordnung eines offenen Brenners in der Nähe einer Ofenöffnung kann ebenso ein Teil des heißen Abgases nach außen strömen. Dieser Vorgang wird als Ausflammen bezeichnet (vgl. Bruncklaus et al. 1994, S. 159-161). In diesem Fall kann die Abluftverlustleistung auch als Ausflammverlustleistung spezifiziert werden.

Kühlwärmestrom

Für den Fall, dass die Ofenanlage mit Wasser gekühlt wird, erfolgt eine Wärmeabgabe an das Kühlwasser. Der Kühlwasserwärmestrom \dot{Q}_{KW} ergibt sich damit aus dem Netto-Enthalpiestrom von ab- und zugeführtem Kühlwasser $\dot{H}_{KW,ab} - \dot{H}_{KW,zu}$ wie folgt:

$$\dot{Q}_{KW} = \Delta \dot{H}_{KW} = \dot{H}_{KW,ab} - \dot{H}_{KW,zu} \quad (3.25)$$

Definition der Abwärmeströme

Entsprechend der Abwärmefinition ist der thermische Prozess des Ofens als Zielprozess anzusehen. Damit entspricht der Gutwärmestrom dem sogenannten Ziel- oder Nutzwärmestrom. Alle weiteren das System verlassenden Wärmeströme sind damit Abwärmeströme.

Tabelle 3.1: Zusammenhang zwischen Ofenmerkmalen und Enthalpie-/Energierömen eines Industrieofens und Definition der Abwärmeströme, eigene Darstellung

Ausprägung des Ofenmerkmals	Bestandteil der Energiebilanz	Abwärme- strom
Gut	\dot{Q}_G	-
Isoliertes Gehäuse...	$\dot{Q}_{leit}, \dot{Q}_{OV} (\dot{Q}_{konv}, \dot{Q}_{rad})$	X
...mit Spalt-/Türöffnung	\dot{H}_{AL}	X
...mit Anlagenkühlung	\dot{Q}_{KW}	X
Gutträger	\dot{Q}_T	X
Brennstoffbeheizung	$\dot{H}_{uB}, \dot{H}_{VL}, \dot{H}_B$	-
Abgassystem...		-
...mit Hallenluftbeimischung	\dot{H}_{AG+}	X
	\dot{H}_{HL}	-
...ohne Hallenluftbeimischung	\dot{H}_{AG}	X
Elektrische Beheizung	$P_{el,heiz}$	-
Schutzgas	\dot{H}_{SG}	-
Zwangsweise umgewälztes Hüllmittel	P_W	-

Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die relevanten Enthalpie- und Energieröme eines Industrieofens in Zusammenhang mit den Ofenmerkmalen und kennzeichnet die Abwärmeströme.

3.1.3 Datenaufnahme und -auswertung

Ziel der Datenaufnahme und -auswertung ist die Erfassung der Energie- und Betriebsdaten zur Bestimmung der AWC und des theoretischen AWP des Ofensystems. Energiedaten sind die Temperaturen, die Drücke, die Volumenströme oder die elektrischen Leistungen. Sie sind an den entsprechenden Messstellen mit den notwendigen Messgeräten zu erfassen. Zu den Betriebsdaten zählen gefertigte Stückzahlen, produzierte Gewichtsmengen, Prozesseinstellungen (z. B. Heizzonentemperaturen), Störungen des Ofenbetriebs sowie Produktgewicht, -material oder -abmaße. Die Betriebsdaten dienen der Bestimmung der zu- und abgeführten Gutmassenströme \dot{m}_{zu} bzw. \dot{m}_{ab} . Unterschiedliche Messgeräte, Erfassungssysteme und zeitliche Auflösungen machen eine Synchronisierung der Daten für die Auswertung notwendig.

Nach der Erfassung und der Aufbereitung der relevanten Energie- und Betriebsdaten erfolgt ihre Auswertung. Die Energiedaten können in Abhängigkeit der Zeit oder als Dauerkennlinie dargestellt und bzgl. der minimalen, maximalen und mittleren Werte sowie der auftretenden Schwankungen ausgewertet werden. Des Weiteren kann zwischen (quasi-) stationärem und instationärem Betriebsverhalten differenziert werden. Zur Untersuchung des Einflusses der Betriebsweise des Ofens werden die Energiedaten in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom ausgewertet. Die dazu verwendeten statistischen Verfahren sind die Korrelations- und die Regressionsanalyse.

Korrelationsanalyse

Eine Korrelation bezeichnet die Wechselbeziehung zwischen zwei metrisch skalierten Größen. Der Korrelationskoeffizient ist ein Maß für die Stärke dieser Beziehung. Mit dem Korrelationskoeffizienten nach Bravais-Pearson wird der lineare Zusammenhang zweier Größen definiert. Er ist bestimmt durch (Fahrmeir et al. 2016, S. 126):

$$r_{X,Y} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (3.26)$$

Darin sind \bar{x} und \bar{y} die jeweiligen Erwartungswerte der Größen x und y . Der Korrelationskoeffizient kann Werte zwischen -1 und 1 annehmen. Wenn $|r| = 0$ liegt kein und wenn $|r| = 1$ ein perfekter linearer Zusammenhang vor. Des Weiteren kann die Korrelation positiv ($r > 0$) oder negativ ($r < 0$) sein. Weitergehend differenzieren Kosfeld et al. (2016,

S. 212) zwischen einem schwachen ($0,1 < |r| \leq 0,3$), mittleren ($0,3 < |r| \leq 0,8$) und starken ($0,8 < |r| \leq 1$) linearen Zusammenhang.

Regressionsanalyse

Die Regressionsanalyse dient der Modellierung des Einflusses eines unabhängigen Merkmals X auf ein abhängiges Merkmal Y . Voraussetzungen sind die metrische Skalierbarkeit beider Merkmale und die Beschreibung ihrer Beziehung durch die in Gleichung 3.27 dargestellte Approximation (vgl. Fahrmeir et al. 2016, S. 437):

$$Y = f(X) + e \quad (3.27)$$

Hierin ist $f(X)$ eine deterministische Regressionsfunktion und e ein Fehler. Der einfachste Fall ist die lineare Einfachregression mit einer linearen Regressionsfunktion (vgl. Fahrmeir et al. 2016, S. 437):

$$Y = a + b \cdot X \quad (3.28)$$

Das Bestimmtheitsmaß R^2 dient als Maßzahl für die Güte der Regression und entspricht dem Quadrat des Korrelationskoeffizienten nach Bravais-Pearson (vgl. Fahrmeir et al. 2016, S. 151):

$$R^2 = r_{X,Y}^2 \quad (3.29)$$

Wärmetechnischer Wirkungsgrad

Zur Bewertung eines Industrieofens wird der wärmetechnische Wirkungsgrad η_w herangezogen. Er ist das Verhältnis aus dem Gutwärmestrom und der zugeführten Heizleistung (vgl. Wünnig et al. 2011, S. 18):

$$\eta_w = \frac{\dot{Q}_G}{P_{B,heiz} + P_{el,heiz}} \quad (3.30)$$

Darin ist $P_{B,heiz}$ die durch den Brennstoff zugeführte Heizleistung nach Gleichung 3.31:

$$P_{B,heiz} = \dot{H}u_B + \dot{H}v_L + \dot{H}B \quad (3.31)$$

3.2 Systemanalyse von Rollenherdöfen beim Presshärten

Dieser Abschnitt beinhaltet das Ergebnis der Systemanalyse der beiden ausgewählten Rollenherdöfen des gleichen Herstellers nach der in Abschnitt 3.1.1 vorgestellten Methode. Zunächst wird der analysierte Prozess und anschließend der konstruktive Aufbau der Öfen sowie deren charakteristische Merkmale beschrieben.

3.2.1 Prozess

Produktionsprozess und Werkstoff

Die beiden untersuchten Rollenherdöfen dienen der Wärmebehandlung beim direkten Presshärten. Ziel des Presshärtens ist die Herstellung sicherheitsrelevanter Strukturbauteile einer Fahrzeugkarosserie, wie z. B. A- und B-Säulen, Verstärkungen oder Tunnel. Als Werkstoff wird der borlegierte Vergütungsstahl 22MnB5 mit einer Aluminium-Silizium (AlSi) Beschichtung verwendet. Dieser Werkstoff zeichnet sich durch seine hohen erzielbaren Festigkeiten aus. Abbildung 3.3 zeigt die Prozesskette und Abbildung 3.4 den Temperatur-Zeitverlauf des direkten Presshärteverfahrens.

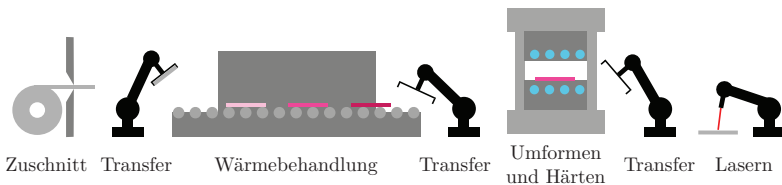


Abbildung 3.3: Prozesskette des direkten Presshärtens (eigene Darstellung, in Anlehnung an Alsmann et al. 2015, S. 11; Barden 2013, S. 8)

Der Prozess beginnt mit dem Zuschneiden von Platinen für unterschiedliche Bauteile aus den vom Stahlhersteller angelieferten Coils. Das Zuschneiden erfolgt in einem vom Prozess entkoppelten Schneidezentrum. Die Platinen werden an die Presshärtelinie transportiert und dort von einem Roboter auf die Förderrollen des Ofens gelegt. Während die Rollen die Platinen durch den Ofen befördern, erwärmen sie sich auf ca. 950 °C. Nach der notwendigen Verweilzeit im Ofen nimmt ein dritter Roboter die rotglühenden Platinen auf, um sie unvermittelt in die hydraulische Presse mit dem zugehörigen wassergekühlten Werkzeug zu legen. Während des Pressvorgangs erfolgt die gleichzeitige Verformung und Abkühlung der Platine von ca. 830 °C auf ca. 150 °C. Dieser Prozessschritt ist charakteristisch für das

Presshärten. Die aus der Presse entnommenen, pressgehärteten Bauteile werden sortiert abgelegt. Im letzten Prozessschritt trimmen Laser die Bauteile.

Thermisches Verfahren

Ziel des thermischen Verfahrens im Ofen ist die Änderung des Gefüges in der Platine mit einer maximalen Aufheizgeschwindigkeit von 15 K/s. Die hohen Festigkeiten werden durch die Austenitisierung im Ofen und durch die Umwandlung von Austenit in Martensit in der Presse bei einer Abkühlgeschwindigkeit von mindestens 27 K/s erreicht. Diese Teile sind dann vollständig gehärtet. Eine Verfahrensvariante ist das partielle Härten. Dabei werden die Platinen am Ausgang des Ofens anteilig in den Ofen zurückgeschoben. Während der im Ofen befindliche Bereich der Platine weiter auf Temperatur gehalten wird, kühlt der außerhalb des Ofens liegende Bereich langsam an der Luft ab und wandelt sich in ein perlitisches Gefüge.

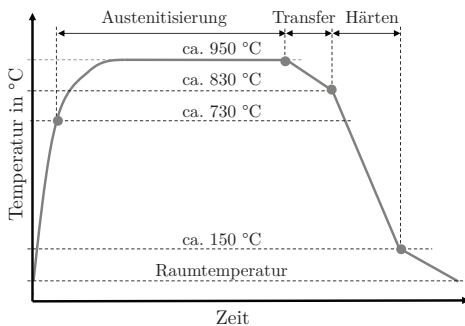


Abbildung 3.4: Temperatur-Verlauf einer Platine beim direkten Presshärten (eigene Darstellung, in Anlehnung an Maas et al. 2008, S. 30)

Betriebszustände

Die Rollenherdöfen wechseln hauptsächlich zwischen den Betriebszuständen „Produktion“ und „Standby“. Da verschiedene Bauteile mit unterschiedlichen Gewichten und Taktzeiten produziert werden, ändert sich abhängig vom Bauteil der Gutmassenstrom durch den Ofen. Während des Produktionsbetriebes können kurze Unterbrechungen durch Störungen auftreten. Diese können z. B. durch das Roboterhandling verursacht werden. Reparaturen an den Presswerkzeugen sowie geplante Werkzeugwechsel durch Bauteilwechsel haben längere

Unterbrechungen zur Folge. In diesen Fällen wird der Ofen leer gefahren und befindet sich im Zustand „Standby“. Zur Sicherstellung eines sofortigen Wiederanfahrens erfolgt keine Änderung der Prozessparameter. Die Ofeninnenraumtemperatur bleibt erhalten.

Für längere Betriebsunterbrechungen erfolgt ebenfalls keine Reduzierung der Ofeninnenraumtemperatur. Der Grund ist die Gefahr des Bruchs der zum Guttransport eingebauten keramischen Rollen durch die beim Abkühlen und Aufheizen auftretenden Spannungen. Aufgrund der Produktionsauslastung wird der Ofen meist nur bei Instandhaltungsmaßnahmen, die im Ofeninnenraum durchgeführt werden müssen, vollständig abgekühlt. Danach wird er stufenweise über ein Aufheizprogramm auf die erforderliche Innenraumtemperatur hochgefahren.

Prozessoptimierung

Im Sinne einer energetischen Prozessoptimierung sind sowohl der Ofenprozess als auch seine Kopplung mit dem Transfer und der Presse zu beachten. Die Transferzeit zwischen Ofen und Presse, die Ofenverweilzeit sowie die Temperaturen der Heizzonen waren für beide Presshärtelinien im Zeitraum der Untersuchung bereits unter den vorhandenen Randbedingungen optimal eingestellt. Auch auf die Verteilung der zu produzierenden Platinen auf die vorhandenen Presshärtelinien wurde kein Einfluss genommen.

Tabelle A.1 im Anhang gibt einen Überblick über die Ergebnisse der Prozessanalyse.

3.2.2 Konstruktion

Ofenart, Gutlagerung und Hüllmittel

Der Einsatz von Rollenherdöfen ist typisch für den Presshärteprozess, da sie sich durch hohe Prozesssicherheit und Anlagenverfügbarkeit auszeichnen (vgl. Pfeifer et al. 2011, S. 459). Rollenherdöfen sind der Gruppe der Durchlauföfen zuzuordnen und werden somit kontinuierlich betrieben. Die elektrisch angetriebenen Förderrollen ermöglichen eine konstante Transportgeschwindigkeit der Platinen durch den Ofenraum. Zusätzlich haben die Rollen eine positive Wirkung auf die gleichmäßige Erwärmung der Platinen (vgl. Pfeifer et al. 2011, S. 459). Da die Förderrollen aus Keramik sind, können durch den direkten Kontakt mit der AlSi-Beschichtung der Platinen starke thermochemische Reaktionen auftreten (vgl. Pfeifer et al. 2011, S. 463). Als Folge können die Rollen brechen und müssen ausgetauscht

werden. Durch die AlSi-Beschichtung der Platinen ist der Betrieb der betrachteten Öfen ohne Schutzgas möglich.

Beheizung

Die beiden untersuchten Rollenherdöfen sind Einzelstocköfen und unterteilen sich in sieben Heizzonen mit Gasbrennern und zwei Heizzonen mit elektrischer Beheizung. Für jede Heizzone sind die Solltemperaturen so eingestellt, dass die maximale Aufheizgeschwindigkeit der Platinen nicht überschritten wird. Damit wird die Gefahr der thermochemischen Reaktion der AlSi-Beschichtung mit den Platinen reduziert.

Abbildung 3.5 zeigt die Anordnungen der Brenner für den Rollenherdofen A. Der Aufbau der Beheizung von Ofen B kann der Abbildung A.1 im Anhang entnommen werden.

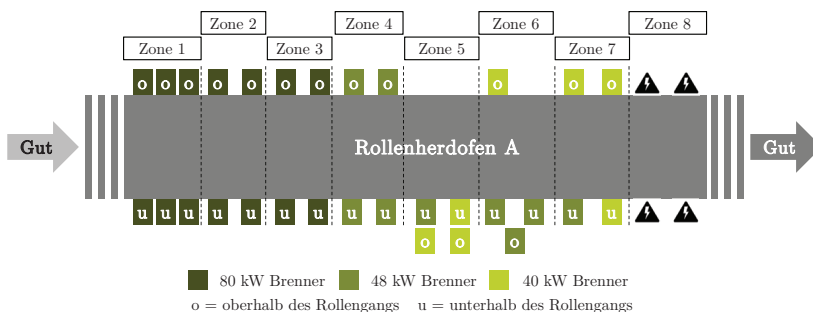


Abbildung 3.5: Anordnung der Brenner und der elektrischen Beheizung von Rollenherdofen A, eigene Darstellung

Auf der einen Seite des jeweiligen Ofens sind die Brenner grundsätzlich oberhalb des Rollengangs angeordnet, auf der anderen Seite unterhalb. Ist nicht genug Raum vorhanden, z. B. durch einen Hallenpfeiler in Zone 5, werden die oberen und unteren Brenner auf einer Seite angebracht. Ofen A verfügt über eine installierte Brennerleistung von 1816 kW und Ofen B von 1080 kW. Kennzeichnend für die Aufheizzone ist eine große Brennerleistung und eine hohe Brennerdichte, um die Platinen ausreichend schnell zu erwärmen. Im weiteren Ofenverlauf nimmt die Brennerdichte ab und Brenner mit geringerer Leistung sind vorzufinden, denn auf die Platinen muss immer weniger Wärme übertragen werden.

Durch die im Auslaufbereich verbaute Elektroheizung oberhalb des Rollengangs ist eine genauere Regelung der qualitätsrelevanten Ofenentnahmetemperatur und eine dynamische Reaktion auf Schwankungen der Ofeninnenraumtemperatur durch das Öffnen der Ofenschieber möglich. Die Elektroheizung mit einer installierten Gesamtleistung von 204 kW bei Ofen A und 180 kW bei Ofen B besteht aus Chrom-Nickel-Stahl Drahtwendeln. Zur Kontrolle der Temperaturen in den Heizzonen und zur Regelung der Brenner sind seitlich in das Ofengehäuse pro Zone Thermolemente eingesetzt.

Brennersystem

Die in den Öfen verbauten Brenner sind Rekubrenner mit Strahlmantelrohr. Damit verfügt der Ofen bereits über eine dezentrale Vorwärmung der Verbrennungsluft. Die Öfen unterscheiden sich hinsichtlich Brenneranzahl, -leistung und -anordnung (vgl. Tabelle A.2).

Brenner, die oberhalb des Rollengangs angeordnet sind, haben ein keramisches Strahlmantelrohr. Die unterhalb des Rollengangs angeordneten Brenner verfügen über metallische Strahlrohre. Der Bruch von Förderrollen kann eine Beschädigung der Strahlrohre verursachen, wodurch Abgas in die Ofenatmosphäre gelangen kann.

Die Luftzufuhr der Brenner ist so eingestellt, dass der Sauerstoffgehalt im Abgas 2-4 % entspricht. Instandhaltungsprotokolle zeigen, dass die mittlere Abgastemperatur direkt nach Brenneraustritt für Ofen A bei ca. 590 °C und bei Ofen B bei ca. 570 °C liegt. Zur Aufrechterhaltung der Solltemperatur der jeweiligen Heizzone takten alle Brenner dieser Zone gleichzeitig.

Abgassystem

Die Abgasleitungen der einzelnen Brenner sind auf jeder Ofenseite mit einer Abgassammelleitung verbunden. Die Abgasströme beider Seiten werden wiederum in einer weiteren Sammelleitung über dem Ofen zusammengeführt. Des Weiteren sind die am Ein- und Ausgang des Ofens angebrachten Abgassammelhauben zur Absaugung der warmen Luft ebenfalls an die Sammelleitung angebunden. Der Abgasventilator mit einem max. Volumenstrom von 3000 m³/h führt durch den erzeugten Unterdruck den gesamten Abgasstrom über das Dach an die Umgebung ab. Eine Luftklappe vor dem Abgasventilator verhindert seine Überhitzung. Durch die Hallenluftbeimischung an dieser Stelle wird der Abgasvolumenstrom erhöht und die Abgastemperatur reduziert.

Wie bereits mit der Auswahl der Rollenherdöfen erläutert, liegt die Besonderheit der untersuchten Öfen darin, dass sie über ein geschlossenes und mit keramischen Fasern isoliertes Abgassystem verfügen. Das geschlossene System ist darüber definiert, dass den Abgasströmen bis zur Luftklappe des Abgasventilators keine Hallenluft beigemischt wird. Dazu dienen luftdichte Verbindungen der Abgasleitungen der Brenner mit der Sammelleitung. Des Weiteren ist der Einsatz von Strahlrohrbrennern vorausgesetzt. Ausschließlich die Luftpülung am Brenner lässt eine minimale Luftzufuhr zu. Die Auskopplung der Abgaswärme ist somit in der Sammelleitung vor der Luftklappe des Abgasventilators vorgesehen. Daher erfolgt an dieser Stelle auch die Messung der Abgastemperatur (vgl. Abschnitt 3.3). Im Auslieferungszustand des Ofens wurde über die Ringspalte, die sich an den Übergängen der einzelnen Abgasrohre der Brenner hin zur Sammelleitung befanden, die Hallenluft durch den Abgasventilator angesaugt. Die Abgastemperatur betrug bei diesem offenen Abgassystem vor der Luftklappe zwischen ca. 80-100 °C.

Isolierung, Spalte und Öffnungen

Die Öfen bestehen aus einer Stahlblechkonstruktion mit Profilstahlverstärkung und sind mit wärmespeicherarmen, keramischen Faserstoffen und Leichtisoliersteinen isoliert. Die Ofenwände und der Ofendeckel bestehen aus einer 300 mm dicken Schicht aus Silikatkeramik, auf die ein 3 mm dickes mit Ofensilber bestrichenes Stahlblech angebracht ist. Der Ofenboden ist durch seine stabilere Bauweise besser isoliert und besteht aus Mineralwolle, Kalziumsilikat und Feuerleichtsteinen.

Am Ein- und Ausgang des Ofenraums sind ansteuerbare Schieber angeordnet, über die die Öffnungsspalte reguliert werden können. Die Spalte sind im Standby-Betrieb nicht ganz luftdicht geschlossen und im Produktionsbetrieb so weit geöffnet, dass die Platinen ein- und auslaufen können. Ansonsten sind keine weiteren Öffnungen vorhanden.

Anlagenoptimierung

Im Rahmen der Arbeit wurden keine Optimierungsmaßnahmen an der Anlage durchgeführt. Brenneranordnung und -art sowie die Isolierung des Ofengehäuses entsprechen dem aktuellen Stand der Technik. Die Instandhaltung der Isolierung wurde nach festgelegten Zeiträumen durchgeführt. Grundsätzlich wäre für eine weitere Erhöhung der Effizienz des Brennersystems der Einsatz von Spaltstrombrennern möglich.

Tabelle A.1 im Anhang gibt einen Überblick über die Ergebnisse der Konstruktionsanalyse.

3.3 Energiebilanz und Datenaufnahme

In diesem Abschnitt erfolgt zunächst die Aufstellung der Energiebilanz der beiden Rollenherdöfen und die Definition ihrer Abwärmeströme nach der in Abschnitt 3.1.2 vorgestellten Methode. Anschließend werden das Messkonzept zur Erfassung der relevanten Energiedaten und die Betriebsdatenbasis zur Bestimmung des Gutmassenstroms vorgestellt. Tabelle 3.2 zeigt die in Abschnitt 3.2 erfassten Merkmale der Rollenherdöfen und ihren Einfluss auf die Energie- und Enthalpieströme der Energiebilanz der Rollenherdöfen.

Tabelle 3.2: Ofenmerkmale der beiden Rollenherdöfen und ihre Auswirkung auf die Energiebilanz und die somit an den Öfen auftretenden Abwärmeströme, eigene Darstellung

Ausprägung des Ofenmerkmals		Auswirkung auf die Energiebilanz	Abwärme- strom
Gut	ja	\dot{Q}_G	-
Isoliertes Gehäuse...	ja	\dot{Q}_{leit}	X
	ja	$\dot{Q}_{OV} (\dot{Q}_{konv}, \dot{Q}_{rad})$	X
...mit Spalt-/Türöffnungen	ja	\dot{H}_{AL}	X
...mit Anlagenkühlung	nein	\dot{Q}_{KW}	-
Gutträger	nein	$\dot{Q}_T = 0$	-
Brennstoffbeheizung	ja	$\dot{H}_{uB}, \dot{H}_{VL}, \dot{H}_B$	-
Hallenluftbeimischung	nein	$\dot{H}_{HL} = 0, \dot{H}_{AG}$	X
Elektrische Beheizung	ja	$P_{el,heiz}$	-
Schutzgas	nein	$\dot{H}_{SG} = 0$	-
Zwangsweise umgewälztes Hüllmittel	nein	$P_W = 0$	-

Aufgrund des geringen Bodenkontakts des Ofensystems, welcher ausschließlich durch die das Ofengehäuse umgebenden Stahlstreben erfolgt, werden die Wärmeverluste durch Leitung in der Energiebilanz vernachlässigt. Die Schieber am Ein- und Ausgang des Ofenraums haben Abluftwärmeverluste zur Folge. Im Standby-Betrieb sind die Abluftwärmeverluste aufgrund der fast vollständig geschlossenen Schieber sehr gering und können in diesem Fall vernachlässigt werden. Beim Abkühlen sind sie jedoch wesentlich größer, da die Schieber vollständig geöffnet werden. Daher werden die Abluftwärmeverluste in der Energiebilanz berücksichtigt.

3 Bestimmung des theoretischen Abwärmepotenzials

Gleichung 3.32 beschreibt die Energiebilanz für jeden der beiden Rollenherdöfen:

$$\frac{dU_{OS}}{dt} = \dot{H}u_B + \dot{H}_B + \dot{H}_{VL} + P_{el,heiz} - \dot{Q}_G - \dot{Q}_{AW} \quad (3.32)$$

Der Abwärmestrom \dot{Q}_{AW} des Ofens setzt sich aus dem Abgas- und Abluftenthalpiestrom sowie den Oberflächenwärmeverlusten zusammen:

$$\dot{Q}_{AW} = \dot{H}_{AG} - \dot{H}_{AL} - \dot{Q}_{OV} \quad (3.33)$$

Abbildung 3.6 zeigt das Messkonzept der beiden Rollenherdöfen. Ziel der messtechnischen Untersuchung ist eine kontinuierliche Datenerfassung der relevanten Größen zur Erfassung der AWC und zur Bestimmung des theoretischen AWP. Dazu erfolgte die Installation einer dauerhaften Messtechnik, deren Ausgangssignale an ein Energiemonitoringsystem gesendet und in einer Datenbank gespeichert wurden.

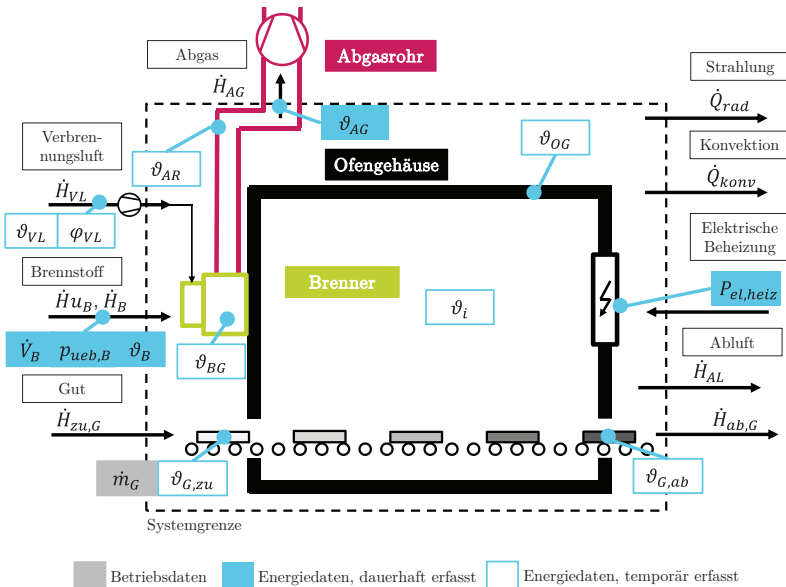


Abbildung 3.6: Messkonzept zur Erfassung der Energiedaten für die Rollenherdöfen A und B mit allen dauerhaften und temporären Messstellen, eigene Darstellung

Für die nachfolgende Aufbereitung und Auswertung wurden die Daten aus der Datenbank in Minutenauflösung exportiert und zur Auswertung in das Softwareprogramm „Matlab®“ importiert. Neben der kontinuierlichen Messung wurden zusätzlich temporäre Messungen durchgeführt, deren Auswertung ebenfalls in Matlab® erfolgte. In der Abbildung 3.6 sind dauerhafte und temporäre Messstellen differenziert dargestellt. Die Betriebsdaten, wie die produzierten Stückzahlen, die Platinengewichte und -abmaße, die Taktzeiten, dokumentierte Störungen sowie die Heizzoneneinstellungen wurden den im Unternehmen vorhandenen Betriebsdatenerfassungssystemen entnommen. Alle aufgenommenen Energie- und Betriebsdaten wurden überprüft.

Im Folgenden wird auf die messtechnische Erfassung der Energiegrößen näher eingegangen. Dabei werden angenommene Stoffgrößen und einmalig messtechnisch erfasste Energiedaten, welche die Berechnungsgrundlage der Enthalpie- und Energieströme darstellen, angegeben.

Chemisch gebundener Energiestrom des Brennstoffes

Zur Bestimmung des chemisch gebundenen Energiestroms des Erdgases nach Gleichung 3.4 sind der Heizwert und der Normvolumenstrom zu bestimmen. Der Heizwert des für den Untersuchungszeitraum bezogenen Erdgases beträgt $10,14 \text{ kWh/m}^3$ (vgl. Tabelle B.1). Zur Bestimmung des Normvolumenstroms wird der Betriebsvolumenstrom kontinuierlich erfasst. Dazu wurden die in den Erdgasregelstrecken¹⁵ verbauten, baugleichen Durchflussmesser und Manometer durch entsprechende Messtechnik erweitert. Die Durchflussmesser verfügen über einen digitalen Ausgang, welcher die Daten an das Energiemonitoringsystem überträgt. Zur Ermittlung des Normvolumenstroms sind nach den Gleichungen 3.5 und 3.6 der Überdruck und die Betriebstemperatur des Erdgases zu erfassen. Dazu wurde an das vorhandene Manometer ein Druckmessumformer montiert und ein Widerstandsthermometer vom Typ PT 100 mit Temperaturmessumformer in die Erdgasregelstrecke integriert. Sie verfügen beide über eine Schnittstelle zum Energiemonitoringsystem.

Enthalpiestrom des Brennstoffes und der Verbrennungsluft

Der Enthalpiestrom des Erdgases ergibt sich nach Gleichung 3.2 aus dem bereits erläuterten Betriebsvolumenstrom des Erdgases sowie dessen Dichte (vgl. Tabelle B.1) und dessen spezifischer Enthalpie. Die spezifische Enthalpie wird für eine vereinfachte Auswertung der Stoffdatenbank CoolProp (Bell et al. 2014) entnommen. Dafür wird Erdgas aufgrund

¹⁵ Erdgasregelstrecken versorgen die Brenner mit Erdgas auf dem notwendigen Druckniveau.

seines hohen Methananteils als Methan angenommen. Zur Bestimmung der temperaturabhängigen spezifischen Enthalpie wird die gemessene Betriebstemperatur des Erdgases verwendet.

Die Verbrennungsrechnung dient der Bestimmung des Enthalpiestroms der Luft. Dazu wird die dem Verbrennungsprozess zugeführte und auf den Brennstoff bezogene Luftmenge, welche durch das an den Brennern eingestellte Luftverhältnis von 1,2 bestimmt wird, verwendet (vgl. Gleichung 2.6). Die Ergebnisse der Verbrennungsrechnung sind in Tabelle B.2 aufgeführt. Die in die Verbrennungsrechnung eingehende Temperatur der Luft sowie die relative Luftfeuchte wurden über drei Tage temporär vor dem Verbrennungsluftventilator erfasst. Die Mittelwerte sind ebenfalls Tabelle B.2 zu entnehmen. Zur Ermittlung des Enthalpiestroms der Verbrennungsluft werden die Stoffwerte aus CoolProp herangezogen.

Abgasenthalpiestrom

Zur Erfassung des Abgasenthalpiestroms ohne Hallenluftbeimischung nach Gleichung 3.3 wurde zum einen die direkte und zum anderen die indirekte Methode in Erwägung gezogen. Im Falle der direkten Messung werden der Volumenstrom und die Temperatur des Abgases direkt in der Abgassammelleitung erfasst. Eine solche Messung ist jedoch mit hohen Unsicherheiten verbunden. Durch den typischen Einsatz von gewickelten Ofenrohren entstehen nichtlineare Ablösungseffekte der Strömung. Des Weiteren ist aufgrund der hohen Temperaturen eine ausreichend lange Ein- und Auslaufstrecke sicherzustellen, da ansonsten Strömungsprofilfehler in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl auftreten können. Aus diesen Gründen wurde für eine kontinuierliche Datenaufnahme die indirekte Erfassung des Abgasenthalpiestroms durch die Verbrennungsrechnung gewählt und auf das in Gleichung 3.7 eingeführte Massenverhältnis zwischen Abgas und Erdgas zurückgegriffen.

Zur Berechnung des Massenverhältnis nach Gleichung 3.8 sind die feuchte Abgasmenge entsprechend Gleichung 2.7 und die molaren Massen des Abgases und des Brennstoffes entsprechend Gleichung 3.10 zu bestimmen. Die Zusammensetzung des Erdgases, die Randbedingungen und Zwischenergebnisse der Verbrennungsrechnung und der Berechnungen zur Ermittlung des Massenverhältnisses sind in den Tabellen B.1-B.4 hinterlegt. Für das Massenverhältnis ergibt sich $z = 21, 21$. Somit wird bei der Datenauswertung zur Bestimmung des Abgasmassenstroms dieser Wert mit dem erfassten Erdgasmassenstrom multipliziert.

Die Abgastemperatur ϑ_A wird in der Sammelleitung an einer horizontalen Messstelle erfasst. Dort wurden für jeden Ofen vier Temperatursensoren mit Mantelrohren aus Edelstahl

über den Querschnitt verteilt in das Abgasrohr eingebracht. Aus diesen vier erfassten Temperaturen wird eine mittlere Abgastemperatur gebildet.

Die spezifische Wärmekapazität des Abgases wird nach Gleichung 3.11 bestimmt. Die Massenanteile nach Gleichung 3.12 sind in Tabelle B.4 aufgeführt. Die spezifischen Wärmekapazitäten der Einzelbestandteile sind Cerbe (2008, S. 67) entnommen.

Elektrische Heizleistung

Für eine dauerhafte Aufnahme wird die elektrische Heizleistung mit Hilfe eines bereits im Schaltschrank vorhandenen Multifunktions-Messgeräts an das Energiemonitoringsystem weitergegeben.

Gutwärmestrom

Aufgrund des kontinuierlichen Betriebs der Rollenherdöfen sind der ein- und ausgehende Gutmassenstrom gleich groß. Daher wird zur Bestimmung des Gutwärmestroms die Gleichung 3.16 angewendet. Grundlage zur Bestimmung des Gutmassenstroms ist die vorhandene Betriebsdatenerfassung. Die produzierten Stückzahlen der Platinen werden für ausgewählte Zeiträume den Produktionsprotokollen entnommen. Die Protokolle beziehen sich in ihrer kleinsten Auflösung auf eine Schicht. Dabei sind auch Zeiträume von ungeplanten Produktionsunterbrechungen hinterlegt. Des Weiteren kann auf die Angaben zu Gewicht und Abmaße der Platinen sowie zu platinenbedingten Solltemperaturen der Heizzonen zurückgegriffen werden.

Zur Bestimmung der temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazität c_{pG} von 22MnB5 bei der Gefügeänderung von Ferrit zu Austenit werden die Angaben des Herstellers der Coils für die Platinen verwendet. Dazu wird für alle vollgehärteten Platinen am Eingang des Ofens eine mittlere Raumtemperatur von 25 °C und am Ausgang des Ofens die Solltemperatur der letzten Heizzone des Ofens von 930 °C angenommen. Für die partiell gehärteten Platinen liegt eine inhomogene Temperaturverteilung am Ausgang vor. Vereinfacht wurde eine mittlere Temperatur für alle teilgehärteten Platinen von 733 °C bestimmt¹⁶. Tabelle B.5 gibt einen Überblick über die verwendeten Temperaturen und die sich daraus ergebenden spezifischen Wärmekapazitäten.

¹⁶ Die Messung erfolgte mittels Wärmebildkamera und einem Emissionsgrad von 0,57.

Oberflächenwärmeverluste durch Konvektion und Strahlung

Die Oberflächenverluste des Ofensystems können im stationären Fall zusammen mit der Abluftverlustleistung als letzte unbekannte Größen der Energiebilanz ermittelt werden. Im Standby-Betrieb entsprechen die bilanzierten Wärmeverluste näherungsweise ausschließlich den Oberflächenwärmeverlusten, da die Ofenschieber am Ein- und Ausgang das Austreten von Luft fast vollständig vermeiden. Zur Bestimmung der Wärmeabgabe in den Raum über die Oberflächen des Ofensystems bietet die Thermografie eine Methode zur messtechnischen Erfassung der Oberflächentemperatur. In dieser Arbeit soll die Thermografie-Methode hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit am Beispiel von Rollenherdofen B überprüft werden. Dabei sind zum einen der stationäre Zustand im Betrieb und zum anderen die instationären Zustände beim Aufheizen und Abkühlen des Ofens zu betrachten.

Entsprechend der Gleichung 3.24 sind die Oberflächentemperatur, der konvektive und radiative Wärmeübergangskoeffizient sowie die Größe für jede Teilfläche des Ofensystems zu ermitteln. Zur Bestimmung der Flächengrößen wird die Geometrie des Ofensystems vereinfacht, indem das Ofensystem als ein aus quadratischen und zylindrischen Teilkörpern zusammengesetzter Gesamtkörper angenommen wird. Dabei wird der Ofenboden als adiabatisch angenommen, da dieser wesentlich besser isoliert ist als die Seitenwände und der Deckel des Ofengehäuses. Tabelle B.6 im Anhang führt alle Teilflächen mit ihren vereinfachten Abmessungen auf. Eine Zusammenfassung der Flächen auf Komponentenebene ist in Tabelle 3.3 enthalten. Das Ofengehäuse, welches als Quader angenommen wird, hat mit 51,6% den größten Flächenanteil und die Brenner, welche als Quader mit aufgesetztem Zylinder angenommen werden, mit 3,2% den kleinsten Anteil.¹⁷

Tabelle 3.3: Vereinfachung der Geometrie von Rollenherdofen B, eigene Darstellung

Ofenkomponente	Geometr. Körper	Fläche	Flächenanteil
Ofengehäuse	Quader	240 m ²	51,6 %
Brenner	Quader und Zylinder	15 m ²	3,2 %
Abgasrohr	Zylinder	210 m ²	45,2 %
Ofensystem		465 m ²	100 %

¹⁷ Für die Flächenberechnungen wurden die berührenden Flächen der geometrischen Körper abgezogen. Die Fläche des Ofendeckels wurde um den Randbereich, der sich durch die Überlappung mit der Ofenwand ergibt, reduziert. Die kurzen Abgasrohre, welche die Brenner mit der Abgassammelleitung verbinden, wurden vernachlässigt.

Die Temperaturen der Teilflächen werden wie bereits beschrieben mittels einer Wärmebildkamera messtechnisch erfasst. Diese berührungslose Temperaturmessung einer Fläche ermöglicht die Erfassung von Temperaturunterschieden einer Fläche. Wesentlicher einzu-stellender Parameter in der Kamera ist der Emissionsgrad. Da die zu messenden Flächen meist metallische Oberflächen sind, ist der Emissionsgrad stark von der Oberflächenbeschaffenheit, der Temperatur, dem Beobachtungswinkel und den weiteren Einflussfaktoren abhängig (vgl. VDI/VDE 3551 2015, S. 17). Zur Bestimmung des Emissionsgrads wird die von der VDI/VDE-Richtlinie 3551 empfohlene Methode der vergleichenden, berührenden Oberflächentemperaturmessung verwendet (VDI/VDE 3551 2015, S. 17). Mit dieser Methode kann für den Messpunkt eine näherungsweise Bestimmung des Emissionsgrads erfolgen. Für die berührungslose Temperaturmessung der Oberflächen des Ofensystems wird die VarioCAM® HD research 900 verwendet. Zur Oberflächentemperaturmessung wird ein PT 100 mit Anlegefühler eingesetzt.

Die radiativen Wärmeübergangskoeffizienten der Flächen $\alpha_{rad,i}$ werden anhand des für sie ermittelten Emissionsgrads sowie der zu bestimmenden homogenen Oberflächentemperatur nach Gleichung 3.22 berechnet.

Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der Flächen $\alpha_{konv,i}$ werden durch die für die jeweilige Fläche spezifische Nußelt-Zahl sowie über ihre charakteristische Länge und die Wärmeleitfähigkeit der Hallenluft bestimmt (vgl. Gleichung 3.20). Für die Berechnungen wird freie Konvektion angenommen. Die freie Konvektion wird durch den Temperaturunterschied zwischen der Oberfläche und der Hallenluft angetrieben. Damit bleiben Strömungen in der Produktionshalle, die sich aufgrund der Öffnung von Fenstern oder Toren ergeben, unberücksichtigt. Mit dieser Vorgehensweise wird ein minimaler Wert für die konvektiven Wärmeverluste angenommen. Im Falle der Bestimmung von Nu bei freier Konvektion ist die Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen Ra und Pr notwendig (vgl. VDI 2014, S. 754):

$$Ra = \frac{\beta g \Delta T L^3}{\nu \kappa} \quad (3.34)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \quad (3.35)$$

Darin sind β der isobare Wärmeausdehnungskoeffizient, g die Erdbeschleunigung, ν die kinematische Viskosität, κ die Temperaturleitfähigkeit und ΔT die Temperaturdifferenz.

Dabei ist die Temperaturdifferenz zwischen der homogenen Flächentemperatur ϑ_{Fl} und der weit von der Fläche entfernten Temperatur der umgebenden Hallenluft ϑ_{amb} gemeint. Für die in den dimensionslosen Kennzahlen enthaltenen Stoffgrößen werden die temperaturabhängigen Angaben für trockene Luft entsprechend der Angaben des VDI-Wärmeatlas (vgl. VDI 2013, S. 197) verwendet. Die Stoffgrößen beziehen sich dabei auf die Referenztemperatur von (vgl. VDI 2013, S. 754):

$$T_{ref} = \frac{1}{2} (T_{Fl} + T_{amb}) \quad (3.36)$$

Die Beziehungen für Nu sowie die charakteristischen Längen für die definierten Flächen von Ofen B sind im Anhang in Abschnitt B.4 sowie in Tabelle B.7 aufgeführt. Die Berechnungen erfolgen unter Berücksichtigung der jeweils angegebenen Gültigkeitsbereiche.

Ofeninnenraumtemperatur

Neben der Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste des Ofensystems soll für die instationären Betrachtungen auch der Zusammenhang zwischen der Ofeninnenraumtemperatur ϑ_i und der Temperatur der Oberfläche der seitlichen Ofenwand erfasst werden. Die Temperatur jeder einzelnen Heizzone wird während der Aufnahme der Wandtemperatur mittels Wärmebildkamera aus der Ofensteuerung mit einem Siemens-Data-Analyzer mitgeschrieben. Wie bereits in der Konstruktionsanalyse erfasst, sind Thermoelemente seitlich in den Ofenraum eingesetzt.

Datenauswertung der messtechnischen Untersuchung

Dieses Kapitel beinhaltet die Darstellung und die Analyse der Energie- und Betriebsdaten zur Bestimmung des theoretischen AWP nach dem in Abschnitt 3.3 beschriebenen Messkonzept für die beiden in Abschnitt 3.2 beschriebenen Rollenherdöfen. Zunächst erfolgt die Analyse der dauerhaft erfassten Energiedaten für den gesamten Messzeitraum von einem Jahr. Davon ausgehend werden die Energiedaten unter Berücksichtigung der Betriebsdaten für die stationären Zustände ausgewertet, um Zusammenhänge zu identifizieren. Ebenfalls in Abhängigkeit der Betriebsdaten werden die beiden Öfen energetisch bilanziert. Des Weiteren erfolgt die Analyse der Ergebnisse der Kurzzeitmessungen mittels einer Wärmebildkamera zur Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste. Nach der Analyse der stationären Zustände werden die instationären Zustände des Abkühlens und des Aufheizens betrachtet. Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung.

4.1 Jahresbetrachtung der Energiedaten

Abbildung 4.1 zeigt den Verlauf von Oktober 2016 bis Oktober 2017 der Abgastemperatur und des Erdgasvolumenstroms für den Ofen A. Die beiden Energiegrößen wurden über die im vorherigen Abschnitt beschriebenen, dauerhaft eingerichteten Messstellen erfasst. Für die Darstellung wurden die aufgezeichneten Minutenwerte auf Stundenwerte gemittelt. Die Abgastemperatur repräsentiert dabei die Qualität und der Erdgasvolumenstrom aufgrund

der angewandten Verbrennungsrechnung die Quantität der abgasgebundenen Abwärme. Daher werden diese beiden gemessenen Energiegrößen in den nachfolgenden Auswertungen zunächst einzeln betrachtet, um daran anschließend das auf ihrer Grundlage berechnete theoretische AWP zu analysieren.

Charakteristisch für den zeitlichen Verlauf sowohl für die Abgastemperatur als auch für den Erdgasvolumenstrom sind größere Schwankungen zwischen verschiedenen Zuständen, welche als (quasi-)stationär angenommen werden und die durch die Produktion beeinflusst werden. Im Verlauf einer dieser stationären Zustände, schwanken die Werte um einen Mittelwert. Die kleineren Schwankungen sind bedingt durch das Takten der Brenner, um die Solltemperatur der Heizzonen einzuhalten. Da die großen Schwankungen als stationäre Zustände angenommen werden, erfolgt die Auswertung ohne Berücksichtigung der brennerbedingten Schwankungen.

Die Abgastemperatur nimmt Werte zwischen 25-530 °C an. In den Monaten Oktober bis März ergibt sich ein schwankendes Profil der Temperatur um einen Mittelwert von 295 °C. Ab April steigt das Temperaturniveau insgesamt an. Der Mittelwert ab April bis Oktober ist um 37 K höher. Im Standby-Betrieb liegt die Abgastemperatur bei ca. 230 °C. Für eine relative Einordnung der Größenordnungen kann die gemessene Abgastemperatur im Sammelrohr mit der in der Konstruktionsanalyse erfassten mittleren Abgastemperatur direkt nach dem Brenneraustritt in Relation gesetzt werden (vgl. Abschnitt 3.2.1). Ofen A erreicht somit im Sammelrohr maximal 90 % und im Standby-Betrieb ca. 61 % der mittleren Abgastemperatur direkt nach den Brennern. Der Erdgasvolumenstrom erreicht im Maximum bis zu 111 m³/h und fällt zehnmal auf einen Wert von 0 m³/h ab. Bezogen auf den gesamten Zeitraum liegt der mittlere Erdgasverbrauch bei 25 m³/h.

Wie bereits durch die Prozessanalyse in Abschnitt 3.2.1 erfasst, zeigen auch die Energiedaten, dass der Ofen A aufgrund der Gefahr des Rollenbruchs selten heruntergefahren wird. Je nachdem wie lange der Ofen ausgeschaltet bleibt, hat er Zeit auszukühlen und die Abgastemperatur kann sich der Halltemperatur annähern. In produktionsfreien Zeiträumen, wie z.B. über die Weihnachtsfeiertage, werden die Öfen im Standby-Betrieb beheizt. Damit treten der Abkühl- und der anschließende Aufheizvorgang meist nur bei der Durchführung von Instandhaltungsmaßnahmen auf.

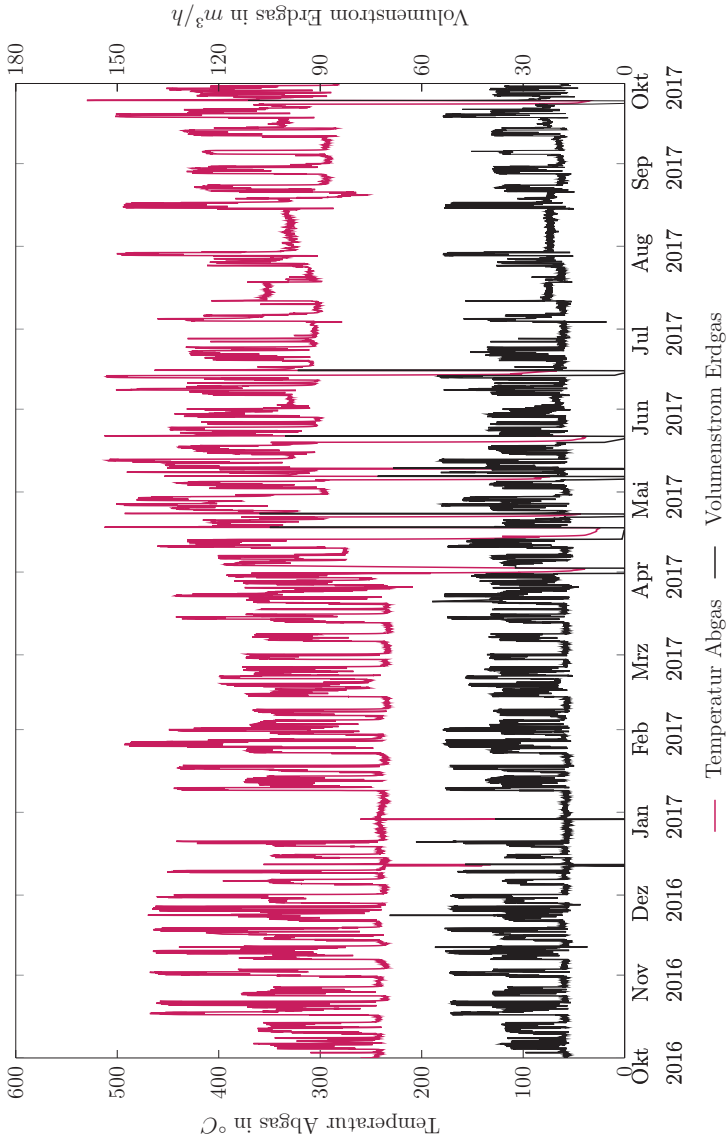


Abbildung 4.1: Abgastemperatur und Erdgasvolumenstrom von Ofen A über ein Jahr, eigene Darstellung

Der Anstieg der Abgastemperatur ab April kann mit einer am Ofen A durchgeführten Produktionsumstellung begründet werden. Die Umstellung hatte eine häufige Änderung von Prozessparametern für eine optimale Einstellung zur Folge. Dadurch sind die Betriebsweise des Ofens und dessen Energiedaten nicht einheitlich. Damit wird bereits deutlich, wie erheblich der Einfluss der Produktion und der Ofeneinstellungen auf die Energiedaten sind. Aufgrund der beschriebenen, nicht eindeutig zuordenbaren Änderungen wurde für die Auswertung der stationären Zustände in Abhängigkeit der Betriebsdaten der Zeitraum von Oktober 2016 bis März 2017 gewählt. In diesem Zeitraum wurden auf der Presshärtelinie von Ofen A die für diese Linie eingerichteten Platinenbelegungen mit ihren jeweiligen fest definierten Prozessparametern gefahren. Des Weiteren wird mit diesem Zeitraum auch der Teil des Jahres mit dem niedrigeren AWP gewählt.

Auch für den Ofen B wurde eine einjährige Betrachtung des zeitlichen Verlaufs von Abgastemperatur und Erdgasvolumenstrom durchgeführt. Der Jahresverlauf ist im Anhang in Abbildung A.3 aufgezeigt. Die Abgastemperatur liegt in einem Bereich von 25-558 °C und erreicht somit im Maximum höhere Werte als Ofen A. Im Zeitraum zwischen Oktober bis Dezember schwankt die Temperatur um einen Mittelwert von 460 °C. Auch hier zeigt sich ein grundsätzlich höheres Temperaturniveau im Abgas gegenüber Ofen A. Ähnlich ist die im Standby-Betrieb zur weiteren Nutzung zur Verfügung gestellte Temperatur von ca. 230 °C. Ofen B erreicht im Abgassammelrohr maximal 98 % und im Standby-Betrieb ca. 40 % der gemittelten Abgastemperatur direkt nach den Brennern. Ab Ende Dezember fällt das mittlere Temperaturniveau bis Mitte April stetig um insgesamt 53 K ab, um danach wieder langsam anzusteigen. Maximal erreicht der Erdgasvolumenstrom einen Wert von 108 m³/h und im Mittel einen Wert von 43 m³/h. Der mittlere Volumenstrom ist somit im gesamten Jahr um 18 m³/h höher als bei Ofen A. Die Beheizung von Ofen B wurde nur Ende März für Instandhaltungsmaßnahmen unterbrochen.

Für die bei Ofen B auftretende Temperaturabsenkung zwischen Januar und Dezember bei gleichbleibend schwankendem Erdgasverbrauch konnte im Rahmen der Arbeit kein Erklärungsansatz gefunden werden. Anhand der überprüfbaren Einflüsse wie Produktwechsel, Instandhaltungsmaßnahmen am Ofen oder an den Brennern sowie Änderungen der Prozessparameter konnten keine Rückschlüsse gezogen werden. Die Auswertung der stationären Zustände wurde daher auf die Monate Oktober 2016 bis Dezember 2016 begrenzt.

In Abbildung 4.2 ist die berechnete Abgasleistung sortiert nach der Anzahl der Stunden in Form einer Jahresdauerkennlinie für beide Öfen dargestellt. Ergänzend dazu zeigt Abbil-

dung A.2 im Anhang die sortierten Abgastemperaturen. Ofen A stellt produktionsbedingt über 8488 h eine Mindestleistung von ca. 17 kW zur Verfügung. Ofen B stellt über 8711 h eine Abgasleistung von mindestens ca. 24 kW bereit. Da die Abgastemperatur und der Erdgasvolumenstrom von Ofen B gegenüber Ofen A grundsätzlich höher sind, ist folglich die Abgasleistung von Ofen B höher.

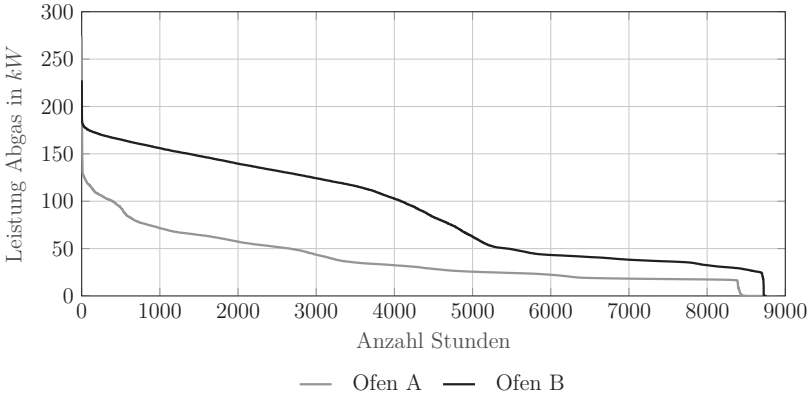


Abbildung 4.2: Jahresdauerkennlinie des an das Abgas gebundenen theoretischen AWP für beide Öfen, eigene Darstellung

Aufgrund der unterschiedlichen Abgasleistungen und Betriebsstunden unterscheidet sich das ganzjährige theoretische AWP bezogen auf das Abgas. Ofen B hatte im Messzeitraum ein Potenzial von 792 MWh. Bei Ofen A betrug das abgasgebundene, theoretische AWP 343 MWh und somit 44% weniger als bei Ofen B.

An dieser Stelle ist bereits zu erkennen, dass sich Ofen A und B hinsichtlich der AWC und des theoretischen AWP deutlich voneinander unterscheiden. Im Folgenden wird der Einfluss der Betriebsdaten anhand des Gutmassenstroms analysiert.

4.2 Stationäre Zustände

Dieser Abschnitt beinhaltet die Auswertungen der stationären Zustände der untersuchten Rollenherdöfen auf Grundlage der in Abschnitt 4.1 ausgewählten Zeiträume. Dabei werden die stationären Zustände in Abhängigkeit des Gutmassenstroms betrachtet und beziehen

sich auf die Zeiteinheit von 8 h bzw. von einer Schicht, da in dieser Auflösung die Anzahl der produzierten Stückzahlen vorliegen. Zunächst wird der Einfluss der verschiedenen Belegungen¹⁸ auf den Erdgasvolumenstrom und die Abgastemperatur am Beispiel von Ofen A untersucht. Daran anschließend werden Ofen A und B anhand dieser Größen miteinander verglichen. Des Weiteren erfolgt eine Analyse der Energiebilanzen der beiden Öfen und die Bestimmung des theoretischen AWP. Abschließend werden die Oberflächenwärmeverluste am Beispiel von Ofen B mittels der Thermografie-Methode analysiert und mit den bilanzierten Wärmeverlusten verglichen.

4.2.1 Einflussgröße Belegung

Im Folgenden wird ein möglicher Einfluss der Belegungen auf den Erdgasvolumenstrom und auf die Abgastemperatur untersucht. Auf Basis der in Abschnitt 4.1 festgelegten Untersuchungszeiträume wurden vier verschiedene Belegungen für Ofen A und fünf für Ofen B ausgewählt. Tabelle A.3 im Anhang gibt einen Überblick über die Charakteristik dieser Belegungen. Aufgrund der angegebenen Taktzeiten und Gewichte weisen die Belegungen von Ofen A einen geringeren maximalen Gutmassenstrom als die Belegungen von Ofen B auf. Des Weiteren ist relevant, dass die Belegungen P1-P3¹⁹ von Ofen A partiell gehärtet werden. Damit zeichnet sich Ofen A durch sowohl partiell als auch vollständig zu härtende Belegungen (V1, P1-P3) und Ofen B durch ausschließlich vollständig zu härtende Belegungen (V2-V6) aus.

Die Belegungen haben grundsätzlich ofenspezifische Solltemperaturvorgaben für die einzelnen Heizzonen, da sich die Öfen hinsichtlich ihrer Länge und ihrer Brennerleistungen in den einzelnen Zonen unterscheiden (vgl. Tabelle A.2). Während sich die Solltemperaturen der Belegungen von Ofen A geringfügig voneinander unterscheiden, sind die Vorgaben für die Belegungen von Ofen B gleich. Für die letzte Heizzone ist bei allen Belegungen beider Öfen immer 950 °C als Zieltemperatur eingestellt.

Die folgende Einflussanalyse wird am Beispiel von Ofen A durchgeführt, da hier beide Verfahrensvarianten gefahren werden. Die Ergebnisse für den Ofen B sind im Anhang in den Abbildungen A.4 und A.5 aufgeführt.

¹⁸ Der Begriff „Belegung“ bezeichnet die Platinen, welche in den Ofen eingelegt werden. Je nachdem, mit welchem Werkzeug die Presse gerüstet ist, kann der Ofen mit einer oder mit mehreren Platinen belegt werden.

¹⁹ Die partiell zu härtenden Belegungen sind mit P und die vollständig zu härtenden Belegungen mit V gekennzeichnet.

Abbildung 4.3 zeigt den Erdgasvolumenstrom von Ofen A in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen.

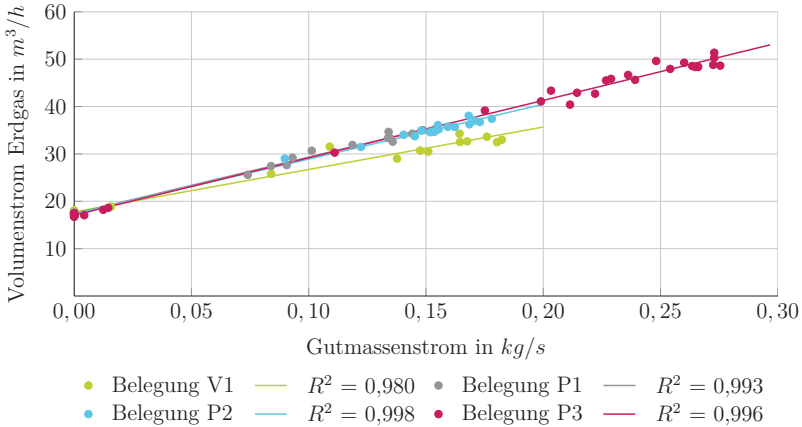


Abbildung 4.3: Erdgasvolumenstrom in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen A, eigene Darstellung

Alle Belegungen weisen einen annähernd perfekten linearen Zusammenhang zwischen Erdgasvolumenstrom und Gutmassenstrom auf ($R^2 \geq 0,98$). Im Standby-Betrieb des Ofens ergibt sich für alle Belegungen ein Erdgasvolumenstrom von ca. $17 \text{ m}^3/\text{h}$. Dieser Wert entspricht dem Standby-Verbrauch des Ofens. Für die Belegung P3 tritt mit dem maximal erfassten Gutmassenstrom von ca. $0,27 \text{ kg/s}$ ²⁰ ein maximaler Erdgasvolumenstrom von ca. $51 \text{ m}^3/\text{h}$ auf.

Mit Ausnahme der Belegung V1 zeigen alle Geraden eine annähernd gleiche Steigung. Für die Belegung V1 wird im Gegensatz zu den anderen Belegungen der Prozess für vollständiges Härten gefahren. Wie mit der Prozessanalyse in Abschnitt 3.2.1 bereits herausgearbeitet, öffnet bei dieser Verfahrensvariante der Schieber nur einmal am Ofenausgang. Bei der Verfahrensvariante für partielles Härten öffnet der Schieber am Ausgang zweimal und ist somit deutlich länger geöffnet. Zum Ausgleich der dadurch entstehenden Abluftwärmeverluste ist eine höhere Heizleistung und somit eine höhere Erdgasmenge notwendig.

²⁰ Dieser Wert entspricht wegen Betriebsunterbrechungen nicht dem maximal möglichen Gutmassenstrom.

Abbildung 4.4 zeigt für die gleichen stationären Zustände die Abgastemperatur der Belegungen von Ofen A aufgetragen über den Gutmassenstrom.

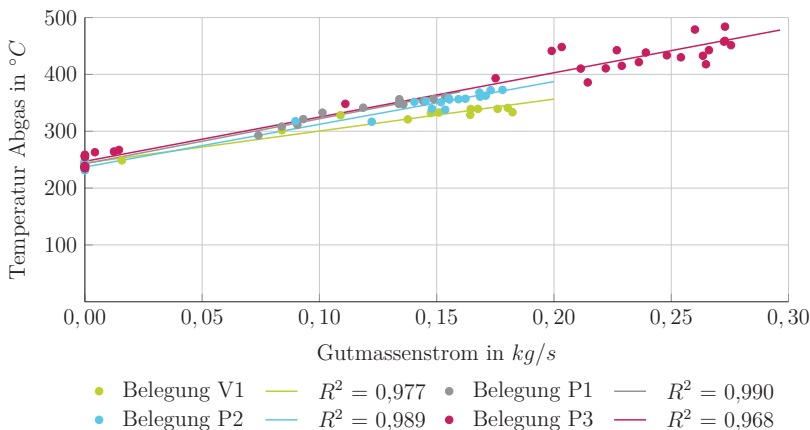


Abbildung 4.4: Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen A, eigene Darstellung

Ebenso wie für die Erdgasvolumenströme liegen für die Abgastemperaturen fast perfekte lineare Zusammenhänge vor ($R^2 \geq 0,968$). Die Belegung V3 mit dem höchsten Gutmassenstrom fällt hier ebenfalls mit der maximalen Abgastemperaturen auf. Der Anstieg der Abgastemperatur mit dem Gutmassenstrom ist mit der Brennertaktung und dem Erdgasverbrauch zu erklären. Im Standby-Betrieb wird keine Gutwärme benötigt und die Ofenschieber am Ein- und Ausgang sind geschlossen. Daher müssen die Brenner zur Aufrechterhaltung der Solltemperatur weniger häufig feuern. Damit ist zeitgleich die geringste Brenneranzahl in Betrieb und die geringste Erdgasmenge wird verbrannt. Des Weiteren bedingt dieser Zustand die niedrigste an der Sammelstelle gemessene gemischte Abgastemperatur. Mit steigendem Durchsatz müssen die Brenner häufiger takten, um die notwendige Gutwärme bereitzustellen. Die Anzahl der gleichzeitig aktiven Brenner, der Erdgasverbrauch und damit auch die gemischte Abgastemperatur steigen an.

Die Abgastemperaturen der partiell zu härtenden Belegungen steigen mit höherem Gutmassenstrom deutlich mehr als die Temperaturen der vollständig zu härtenden Belegung V1. Ergänzend zu dem oben beschriebenen Zusammenhang zwischen Erdgasverbrauch und

Abgastemperatur haben die länger geöffneten Schieber einen steigenden Effekt auf die Brennertaktung. Durch die erhöhten Abluftverluste mit steigendem Gutmassenstrom fällt die Ofeninnenraumtemperatur schneller ab. Damit ist neben dem Erdgasvolumenstrom auch die Abgastemperatur bei der partiellen Verfahrensvariante höher.

Folglich sind der Gutmassenstrom und die Verfahrensvariante (partielles/vollständiges Härten) Einflussgrößen auf den Erdgasvolumenstrom und die Abgastemperatur. Eine eindeutige Unterscheidung zwischen den Belegungen bei gleicher Prozessführung z. B. aufgrund unterschiedlicher Heizzonentemperaturen konnte nicht ermittelt werden. Dafür müssten gezielt Experimente gefahren werden, die im laufenden Produktionsprozess nicht möglich sind. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird nicht weiter zwischen den einzelnen Belegungen sondern zwischen den Belegungen für partielles und vollständiges Härten differenziert.

4.2.2 Vergleich der Rollenherdöfen

In Abbildung 4.5 sind die Erdgasvolumenströme von Ofen A und B über den Gutmassenstrom für einen Vergleich dargestellt.

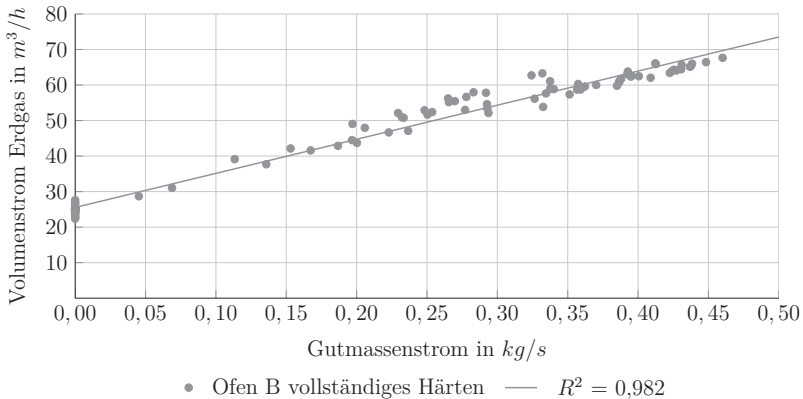


Abbildung 4.5: Vergleich des Erdgasvolumenstroms von Ofen A und B in Abhängigkeit des Gutmassenstroms, eigene Darstellung

Der Erdgasvolumenstrom von Ofen B ist grundsätzlich höher als von Ofen A. Im Standby-Betrieb unterscheiden sie sich um ca. $7 \text{ m}^3/\text{h}$. Maximal hat Ofen B einen Erdgasverbrauch von $67,7 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einem Massendurchsatz von $0,46 \text{ kg/s}$ und Ofen A von $51,3 \text{ m}^3/\text{h}$ bei $0,27 \text{ kg/s}$. Beschränkend wirkt für beide Öfen der maximal mögliche Gutmassenstrom der Belegungen.

Die Gründe für den grundsätzlich höheren Verbrauch können zum einen an der Isolierung, den Ofenabmaßen sowie der Beheizung liegen. Anhand der Betriebsanleitungen sind die Isolierungen der Öfen zwar identisch, jedoch können durch Instandhaltungsmaßnahmen nachträglich Änderungen vorgenommen worden sein. Des Weiteren ist der Ofen B um $1,8 \text{ m}$ länger als Ofen A. Daher muss zur Beheizung des größeren Volumens von Ofen B auch eine höhere Erdgasmenge aufgebracht werden. Ebenfalls unterscheiden sich die installierten Brenner hinsichtlich Anzahl, Leistung und Anordnung. Ofen A verfügt insgesamt über eine höhere Brennerleistung (vgl. Tabelle A.2). Eine eindeutige Aussage zum Einfluss der Wahl von Anzahl, Leistung und Anordnung der Brenner kann anhand dieser Ergebnisse nicht getroffen werden. Dazu sind gezielte Experimente durch Variation dieser Größen notwendig.

Die Geraden in Abbildung 4.5 der vollständig zu härtenden Belegungen beider Öfen verlaufen mit einer Abweichung von ca. 6% annähernd parallel. Damit kann die Hypothese aufgestellt werden, dass eine spezifische Steigung für vollständig zu härtende Belegungen existiert. Zur Bestätigung dieser Hypothese müssten weitere Öfen und Einflussgrößen untersucht werden.

Abbildung 4.6 vergleicht die Abgastemperaturen der beiden Öfen. Analog zum Erdgasvolumenstrom ist auch die Abgastemperatur von Ofen B höher als von Ofen A. Maximal erreicht Ofen B $541 \text{ }^\circ\text{C}$, wohingegen für Ofen A maximal $483 \text{ }^\circ\text{C}$ ermittelt wurde. Der Unterschied im Standby-Betrieb liegt bei ca. $150 \text{ }^\circ\text{C}$. Der Zusammenhang von Erdgasvolumenstrom und Abgastemperatur wurde bereits anhand von Abbildung 4.4 erläutert. Die Geraden der vollständig zu härtenden Belegungen verlaufen hier nicht parallel. Der Einfluss des Gutmassenstroms auf die Abgastemperaturen der Belegungen von Ofen A ist größer als der Einfluss auf die Abgastemperaturen der Belegungen von Ofen B.

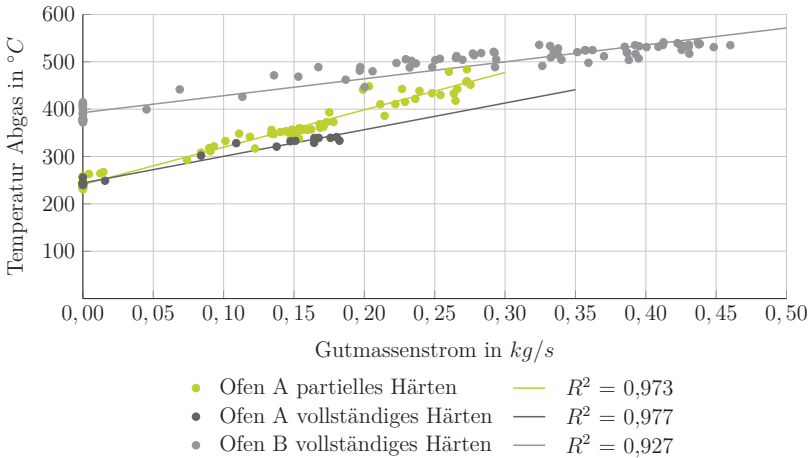


Abbildung 4.6: Vergleich der Abgastemperatur von Ofen A und B in Abhängigkeit des Gutmassenstroms, eigene Darstellung

4.2.3 Energiebilanzen der Rollenherdöfen

Im Folgenden werden die Energiebilanzen der Öfen für die stationären Zustände mit unterschiedlichen Gutmassenströmen betrachtet. Zur Bestimmung des theoretischen AWP werden der Abgasenthalpiestrom über die Verbrennungsrechnung und die Wärmeverluste als letzte Unbekannte der Energiebilanz ermittelt (vgl. Abschnitt 3.3). Abbildung 4.7 zeigt die Energieströme von Ofen B mit vollständig zu härtenden Belegungen.²¹

Der perfekte lineare Zusammenhang beim Gutwärmestrom ist aufgrund der Berechnung dieser Größe logisch und plausibel. Analog zur bereits untersuchten Charakteristik des Erdgasvolumenstroms und der Abgastemperatur steigt aufgrund der mathematischen Zusammenhänge auch der chemisch gebundene Energiestrom des Erdgases und der Abgasenthalpiestrom linear mit dem Gutmassenstrom an. Der chemisch gebundene Energiestrom des Erdgases beträgt im Standby-Betrieb 171,5 kW und steigt maximal auf 668,6 kW bei einem maximalen Gutmassenstrom von 0,46 kg/s an. Die an das Abgas gebundene Verlustleistung liegt zwischen 49,8-171,5 kW. Für die elektrische Heizleistung liegt keine lineare

²¹ In dieser und den weiteren Abbildungen wird auf die Darstellung der Enthalpieströme der Verbrennungsluft und des Erdgases aufgrund ihres geringen Anteils an der Gesamtbilanz verzichtet.

Korrelation mit dem Gutmassenstrom vor ($R^2 = 0,003$). Damit kann anhand der Messung eine konstante elektrische Heizleistung von 17,2 kW angenommen werden. Aufgrund des Korrelationskoeffizienten von $R^2 = 0,149$ für die bilanzierten Wärmeverluste lässt sich kein linearer Zusammenhang mit dem Gutmassenstrom bestimmen.

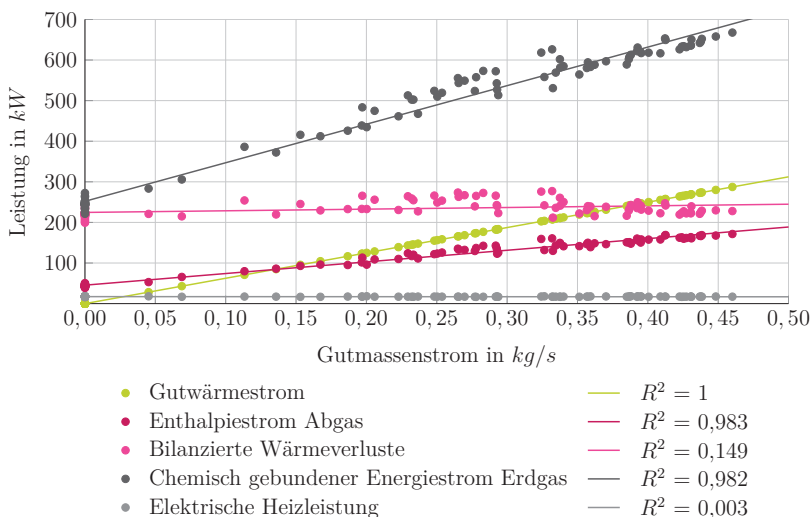


Abbildung 4.7: Energiebilanz von Ofen B mit vollständig zu härtenden Platinen in Abhängigkeit des Gutmassenstroms, eigene Darstellung

Folglich sind die bilanzierten Wärmeverluste bei Ofen B für das vollständige Härten als konstant anzunehmen. Das gleiche Verhalten zeigt auch Ofen A mit vollständig zu härtenden Belegungen bei steigendem Gutmassenstrom (vgl. Abbildung A.6). Abbildung 4.8 stellt die Energiebilanz für die partiell zu härtenden Belegungen von Ofen A dar.

Im Gegensatz zur Prozessführung für das vollständige Härten liegt für die bilanzierten Wärmeverluste für das partielle Härten ein linearer Zusammenhang vor ($R^2 = 0,978$). Wie bereits anhand des Erdgasvolumenstroms und der Abgastemperatur herausgearbeitet (vgl. Abbildungen 4.3 und 4.4), wird somit ebenfalls bei den bilanzierten Wärmeverlusten der Einfluss der Verfahrensvarianten deutlich. Je höher der Gutmassenstrom, desto häufiger öffnet und schließt der Schieber und desto größer wird der Anteil der Abluftwärmeverluste gegenüber dem Anteil der Oberflächenwärmeverluste an den bilanzierten Wärmeverlusten.

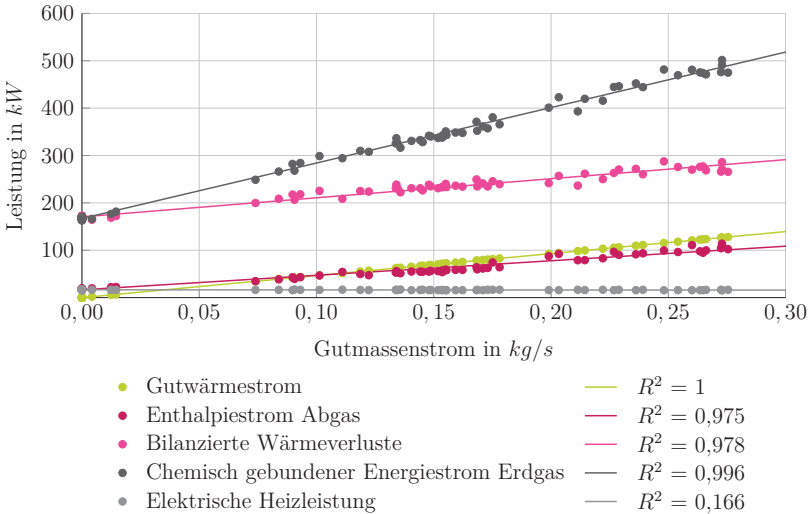


Abbildung 4.8: Energiebilanz von Ofen A mit partiell zu härtenden Belegungen in Abhängigkeit des Gutmassenstroms, eigene Darstellung

Für einen direkten Vergleich der ein- und ausgehenden Energieströme und des theoretischen AWP beider Öfen werden die Stichproben für die stationären Zustände im Standby-Betrieb gemittelt und in Abbildung 4.9 durch Sankey-Diagramme dargestellt. Im Standby-Betrieb benötigt Ofen B mit 280,8 kW eine deutlich höhere Heizleistung als Ofen A mit 186,1 kW. Da die Öfen mit wenigen Ausnahmen dauerhaft betrieben werden (vgl. Abschnitt 4.1), stellen sie grundsätzlich ein theoretisches Abwärmepotenzial von 188,4 kW (Ofen A) und 283 kW (Ofen B) bereit. Die bilanzierten Wärmeverluste entsprechen hier näherungsweise den Oberflächenwärmeverlusten aufgrund der in Abschnitt 3.3 getroffenen Annahme.

Der Vergleich zwischen partiell und vollständig zu härtenden Belegungen von Ofen A ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Dazu wurden zur Berechnung der Energieströme die Stichproben der stationären Zustände zwischen 0,15 kg/s und 0,22 kg/s gemittelt. In diesem Bereich lag für beide Fälle eine gleich hohe Anzahl an Stichproben vor.

Die Sankey-Diagramme verdeutlichen, dass im Mittel das vollständige Härten aufgrund geringerer Abluftwärmeverluste ein besseres Verhältnis von Gutwärmestrom zur gesamten zugeführten Heizleistung aufweist. Für das vollständige Härten kann nach Gleichung 3.30

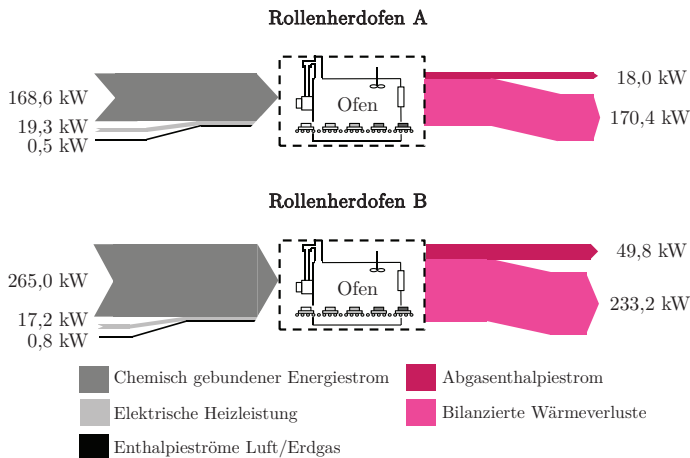


Abbildung 4.9: Energiebilanzen von Ofen A und B im Standby-Betrieb, eigene Darstellung

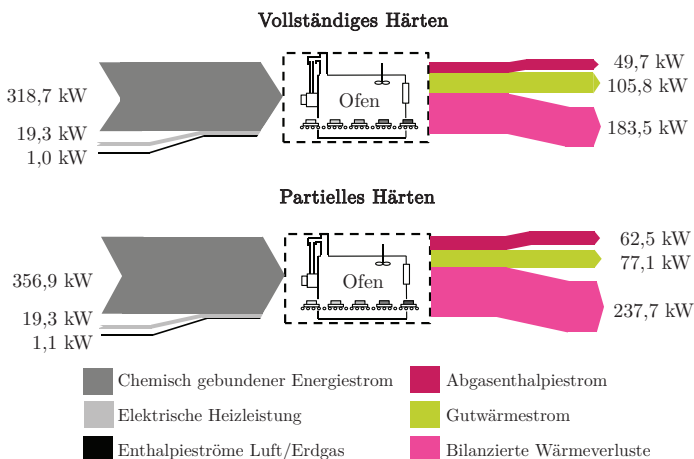


Abbildung 4.10: Energiebilanzen für partielles und vollständiges Härten von Ofen A im Produktionsbetrieb gemittelt zwischen 0,15-0,22 kg/s, eigene Darstellung

der wärmetechnischer Wirkungsgrad von 31,2% und für das partielle Härten von 20,4% berechnet werden. Das theoretische AWP beträgt beim vollständigen Härten 233,2 kW und beim partiellen Härten 300,2 kW. Aufgrund der höheren Abluftwärmeverluste ist das theoretische AWP beim vollständigen Härteverfahren im Mittel um 22,5% niedriger. Die Abgasabwärme hat bei beiden Verfahrensvarianten mit 21,3% (vollständiges Härten) bzw. 20,8% (partiell Härten) einen geringen Anteil an der Gesamtabwärme. Trotz ihres geringen Anteils verfügt die Abgaswärme über eine deutlich höhere Temperatur und ist im Gegensatz zu den Oberflächenwärmeverlusten an einen Wärmeträger gebunden. Diese Eigenschaften sind wesentlich für eine AWN. Für eine detaillierte Charakterisierung der Oberflächenwärmeverluste werden diese nachfolgend genauer betrachtet.

4.2.4 Oberflächenwärmeverluste

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Vorgehensweise zur Ermittlung der Oberflächenwärmeverluste mittels Thermografie für den Rollenherdofen B im stationären Betrieb vorgestellt. Zunächst werden die gemessenen Oberflächentemperaturen und Emissionsgrade der Wärmebildaufnahmen betrachtet. Danach folgt eine Analyse der Sensitivität der Messergebnisse auf die damit berechneten Wärmeverluste am Beispiel der Ofenwand. Abschließend werden die Oberflächenwärmeverluste für den gesamten Ofen aufgezeigt und mit den bereits bilanzierten Wärmeverlusten verglichen.

Abbildung 4.11 zeigt beispielhaft eine Wärmebildaufnahme der linken Seitenwand von Rollenherdofen B mit den gesetzten Messpunkten im Bereich der Heizzonen 5-6. Auf der Aufnahme sind der dort installierte Brenner mit seinem Abgasrohr, der durch eine Vorrichtung abgeschirmte Rollengang sowie Bereiche der Ofenwand ober- und unterhalb des Rollengangs zu erkennen. Für eine qualitative Aussage zur Temperaturverteilung wurde für die gesamte Aufnahme ein mittlerer Emissionsgrad von $\epsilon = 0,55$ eingestellt. Für eine quantitative Aussage der Temperaturen an den Messpunkten wurde für jeden Messpunkt der Emissionsgrad mittels vergleichender berührender Oberflächentemperaturmessung ermittelt. Die Werte der Messpunkte sind im Anhang in Tabelle A.4 zu finden. Die Aufnahme zeigt, dass die Temperatur der Ofenwand im Bereich um die Brenner und den Rollengang ansteigt. Dazu zählen auch die Bereiche unterhalb des Rollengangs, an denen die Strahlrohre des gegenüberliegenden Brenners enden. Oberhalb der Brenner ist die Ofenwand am kältesten.

Die im Anhang in den Abbildungen A.7-A.10 aufgeführten Aufnahmen mit den zugehörigen

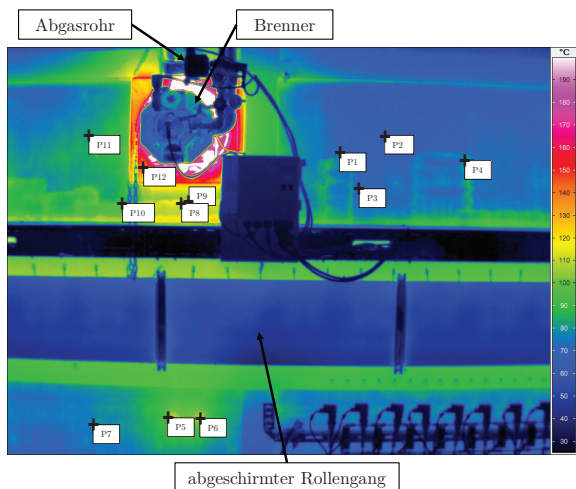


Abbildung 4.11: Wärmebild von Rollenherdofen B im Bereich der Heizzonen 5-6 mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$, eigene Darstellung

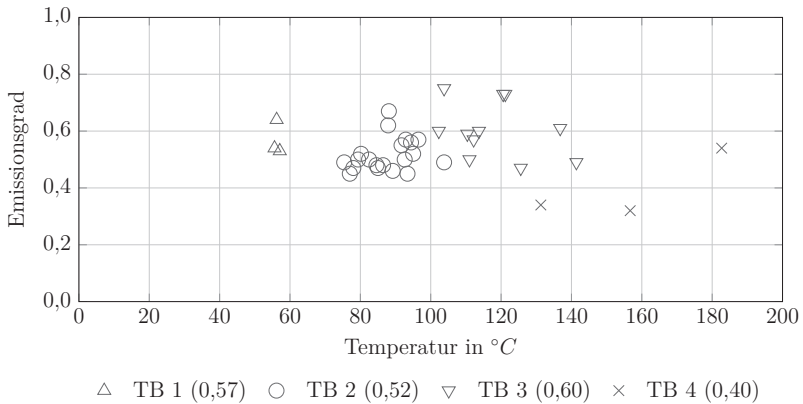
Messwerten in den Tabellen A.5-A.8 machen deutlich, dass die höheren Heizzonentemperaturen im hinteren Ofenbereich auch höhere Wandtemperaturen zur Folge haben. An einzelnen Stellen treten Hot Spots durch fehlerhafte Isolierung auf (vgl. Abbildung A.8). Die Temperatur des in Abbildung A.10 aufgeführten Ofendeckels ist im Mittel höher als die der Ofenwand. Die Außentemperaturen der Brenner, insbesondere in der Nähe der Abgasführung, reagieren auf das Takten der Brenner. Ebenso wie bei den anderen Energiedaten werden sie als quasistationär betrachtet.

Die Inhomogenität der Wandtemperatur macht eine begründete Vorgehensweise zur Ermittlung der notwendigen homogenen Temperatur für die weiteren Berechnungen erforderlich. Gleichzeitig stellt die Ofenwand mit einem Flächenanteil von 31,7 % einen hohen Einflussfaktor auf die Wärmeverluste des Ofens dar (vgl. Tabelle B.6). Die Messpunkte der Ofenwand werden anhand ihrer Position in vier Temperaturbereiche (TB) eingeteilt. Die Bereiche und ihre Mittelwerte sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Zur Bestimmung der gemittelten Wandtemperatur wurden Messstellen im vorderen, mittleren und hinteren Ofenbereich des Ofens ausgewählt. Die Unterschiede der Wandtemperatur, abhängig von der Heizzonentemperatur, werden durch die durchgeführte Vorgehensweise nicht berücksichtigt.

Tabelle 4.1: Temperaturbereiche der Ofenwand, Werte gerundet, eigene Darstellung

Bereich	Messstellen- position	Mittlere Temperatur in °C	Mittlerer Emissionsgrad	Flächen- anteil in %
TB 1	Oberer Wandbereich	56	0,57	10
TB 2	Mittlerer Wandbereich	88	0,52	70
TB 3	Wandbereich in Brennernähe	118	0,60	20
TB 4	Hot Spots	157	0,40	-

Abbildung 4.12 zeigt die Emissionsgrade aller Messpunkte der Ofenwand in Abhängigkeit der Temperatur. Die Emissionsgrade liegen im Bereich von 0,32 bis 0,75.

**Abbildung 4.12:** Emissionsgrade aller Messpunkte der Ofenwand, eigene Darstellung

Die große Spannweite zeigt die Notwendigkeit der experimentellen Emissionsgradbestimmung. Zwischen dem Emissionsgrad und der Temperatur kann kein direkter Zusammenhang hergestellt werden. Wie bereits in Abschnitt 3.3 beschrieben, spielen eine Vielzahl von Faktoren wie z.B. die Strahlungsaustauschfläche oder die Oberflächenbeschaffenheit eine Rolle.

Zur Bestimmung der homogenen Temperatur der Ofenwand wird anhand der Messpunkte eine Sensitivitätsanalyse für die Oberflächenwärmeverluste der Ofenwand durchgeführt.

Dazu wird für jeden Messpunkt die gemessene Temperatur als homogene Temperatur der Gesamtwandfläche von 148 m^2 angenommen. Die ermittelten konvektiven, radiativen und gesamten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Temperatur sind im Anhang in den Abbildungen A.11, A.12 und A.13 enthalten. Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient nimmt dabei Werte zwischen $7,98 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $13,56 \text{ W/m}^2\text{K}$ an. Abbildung 4.13 zeigt das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse für die Oberflächenwärmeverluste.

Abhängig vom gewählten Messpunkt liegen die Wärmeverluste zwischen 36 kW und 316 kW . Der lineare Zusammenhang, der sich durch die angewandte Gleichung 3.24 ergibt, wird durch den nicht konstanten Gesamtwärmeübergangskoeffizienten nicht erheblich beeinflusst. Eine Temperaturerhöhung von 1 K hat eine Erhöhung des Wärmestroms um $2,03 \text{ kW}$ zur Folge.

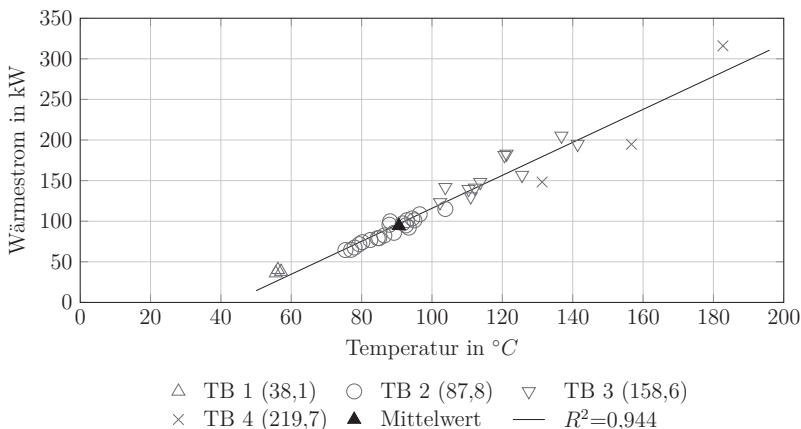


Abbildung 4.13: Oberflächenwärmeverluste der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur, eigene Darstellung

Die homogene Temperatur der Ofenwand sowie der entsprechende Emissionsgrad werden anhand der Mittelwerte der Temperaturbereiche ermittelt. Dazu werden die in Tabelle 4.1 angegebenen mittleren Temperaturen und mittleren Emissionsgrade entsprechend der Flächenanteile der Temperaturbereiche ermittelt. Die Flächenanteile wurden dazu anhand der Wärmebildaufnahmen und der Ofenabmessungen bestimmt. Die mit TB 4 abgedeckten Hot Spots werden hier vereinfacht aufgrund ihres seltenen Auftretens nicht berücksichtigt. Damit ergibt sich für die Ofenwand eine mittlere Temperatur von 91 °C sowie ein

Emissionsgrad von 0,54. Auf Basis dieser Vorgehensweise betragen die Wärmeverluste der Ofenwand 94,4 kW bei einem Gesamtwärmeübergangskoeffizienten von 9,74 W/m²K.

Der hier ermittelte Gesamtwärmeübergangskoeffizient soll mit denen in der Literatur angegebenen Werten verglichen werden. Nach Brunklaus et al. (1994, S. 237) gilt für senkrechte Wände mit 100 °C und Aluminiumlack $\alpha_{ges} = 11,05$ W/m²K. Für den Vergleich wird für die untersuchte Ofenwand der Gesamtwärmeübergangskoeffizient bei einer angenommenen Wandtemperatur von 100 °C und einem Emissionsgrad von 0,54 berechnet. Der so ermittelte Wert von $\alpha_{ges} = 10,1$ W/m²K ist um 8,6 % geringer als in der Literaturangabe.

Tabelle A.9 im Anhang gibt alle mittels Wärmebildaufnahmen gemessenen, mittleren Temperaturen und Emissionsgrade sowie die daraus berechneten Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeverluste der definierten Flächen von Rollenherdofen B wieder. Die Oberflächenwärmeverluste des Ofens betragen 218,1 kW. Abbildung 4.14 zeigt in (a) die prozentualen Anteile der Komponenten an den gesamten Wärmeverlusten differenziert nach den Wärmeverlusten durch Strahlung und Konvektion. Das Ofengehäuse hat mit 74,3 % den größten Anteil und die Wärmeverluste über die Ofenwand sind dabei am größten. Die Anteile der Brenner sowie der Anteil des Abgasrohrs haben annähernd die gleiche Größenordnung.

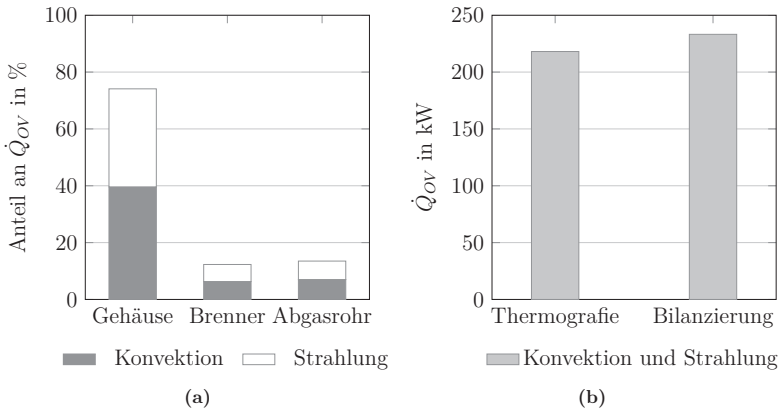


Abbildung 4.14: Stationäre Oberflächenwärmeverluste von Rollenherdofen B (a) prozentual aufgeteilt nach Komponenten unter Berücksichtigung des Anteils der konvektiven Wärmeverluste und der Strahlungsverluste sowie (b) im Vergleich zu den bilanzierten Wärmeverlusten im Standby-Betrieb, eigene Darstellung

In (b) sind die mittels Thermografie bestimmten Oberflächenwärmeverluste von 218 kW im Vergleich zu den im Standby bilanzierten, mittleren Wärmeverlusten von 233,2 kW aufgeführt.

Die Abweichung von den bilanzierten Verlusten von ca. 6,5% ist unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen zu diskutieren. Durch die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für freie Konvektion ohne Berücksichtigung von auftretenden Strömungen in der Halle wurde hier die untere Grenze definiert. Des Weiteren wurden bei der geometrischen Vereinfachung die Ofenschieber nicht berücksichtigt und an ihrer Stelle eine Ofenwand angenommen. Außerdem wurde der Ofenboden als adiabatisch angenommen. Anhand dieser Annahmen ist ein geringerer Wert mittels Thermografie-Methode plausibler und für eine erste Näherung bereits aussagekräftig. Wesentliche Einflussgrößen sind die geometrische Vereinfachung des Ofens, die messtechnische Erfassung der Temperatur durch korrekte Bestimmung des Emissionskoeffizienten sowie die Berücksichtigung verschiedener Temperaturbereiche. Der Einsatz einer Wärmebildkamera zeigt gerade in der ganzheitlichen Erfassung der Wärmeabgabe des Ofens seinen Vorteil.

4.3 Instationäre Zustände

Nachdem bereits für die stationären Zustände das theoretische AWP bestimmt wurde, beinhaltet dieser Abschnitt die Analyse des zeitlich abhängigen, theoretischen AWP für die instationären Zustände des Abkühlens und des Aufheizens. Im Gegensatz zu den stationären Zuständen ändert sich die im Ofensystem gespeicherte Energie sowie die Temperatur der Ofenwand und des Ofendeckels mit der Zeit. Zuerst wird der Abkühlvorgang aus dem stationären Standby-Betrieb bis zum vollständigen Erkalten untersucht. Danach wird das Aufheizen aus dem kalten Zustand bis zum Erreichen des Standby-Betriebs analysiert. Die Untersuchungen erfolgen am Beispiel der Ofenwand.

Die Messung des zeitlichen Verlaufs der Außenwandtemperatur für den Fall des Abkühlens sowie des direkt daran anschließenden Aufheizens konnte aufgrund der Produktionsabläufe und der Messtechnik nur an einem mit Ofen A und B vergleichbaren Ofen durchgeführt werden. Dieser Ofen wird im weiteren Verlauf als Ofen C bezeichnet. Da die gewählte Messstelle an der Ofenwand und die Einstellungen der Wärmebildkamera nicht geändert wurden, kann so ein direkter Vergleich des Aufheizens und Abkühlens erfolgen. Der Fokus

der Analyse der Ergebnisse liegt vor allem auf dem Zusammenhang zwischen der Außenwandtemperatur mit der gleichzeitig gemessenen Ofeninnenraumtemperatur.

4.3.1 Abkühlen

Mit dem Ziel, die Produktion nicht zu lange zu unterbrechen, werden die untersuchten Rollenherdöfen bei anstehenden Instandhaltungsmaßnahmen so schnell wie möglich abgekühlt. Dafür wird der Abkühlvorgang zum einen durch das vollständige Öffnen der Schieber am Ein- und Ausgang des Ofens und zum anderen durch das Durchströmen der Brenner mit Hallenluft beschleunigt.

Abbildungen 4.15 zeigt die Messergebnisse für den Temperaturverlauf des Ofeninnenraums beim Abkühlen des Ofens C aus dem stationären Standby-Betriebszustand. Dazu wurden die gemessenen Temperaturen über alle acht Heizzonen gemittelt. Für den grundsätzlichen Ofenaufbau mit seinen Heizzonen sei auf Abbildung 3.5 verwiesen.

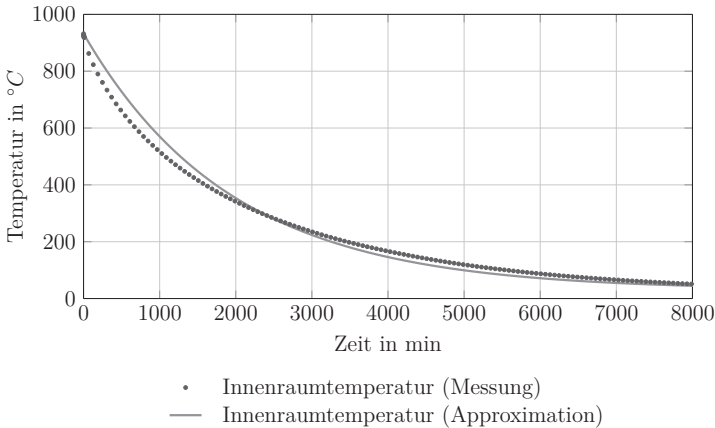


Abbildung 4.15: Ofeninnenraumtemperatur beim Abkühlen von Ofen C aus dem stationären Zustand mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$, eigene Darstellung

Die mittlere Temperatur im Ofeninnenraum fällt vom stationären Ausgangszustand $\vartheta_{i,stat}$ mit 932°C über einen Zeitraum von ca. 8000 min auf die gemessene Hallentemperatur von 25°C . Der Temperaturverlauf wird neben der Wärmeabgabe durch die Ofenwand von den durch die geöffneten Schieber bedingten Abluftverlusten sowie den im Ofeninnenraum

befindlichen Bauteilen (z. B. die Rollen oder die Strahlrohre) beeinflusst. Durch die Wärmespeicherfähigkeit des Ofeninnenraums findet ein Wärmeaustausch zwischen den Bauteilen mit der Ofenatmosphäre sowie der Ofeninnenwand statt. Die Ofeninnenraumtemperatur ist mathematisch eine Abklingfunktion und kann somit als eine Exponentialfunktion approximiert werden, welche allgemein in Gleichung 4.1 dargestellt ist:

$$\vartheta_i = a_i \cdot e^{-t/\tau_i} + \vartheta_{amb} \quad (4.1)$$

Für die in Abbildung 4.15 aufgeführte Approximation der gemessenen Temperatur entspricht der Koeffizient a_i dem stationären Ausgangszustand $\vartheta_{i,stat}$. Für die Zeitkonstante τ_i wurde ein Wert von 1950 min bei einem stationären Endwert von $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$, ermittelt. Die Zeitkonstante sagt aus, dass nach 1950 min die stationäre Anfangstemperatur von 932°C um 36,8 % gefallen ist. Die Approximation erfolgte unter Einsatz des CurveFitting-Tools von Matlab®. Dieses Tool wurde auch für die weiteren Näherungsgleichungen verwendet. Mit der Approximation durch eine einfache Exponentialfunktion werden der anfangs steilere und der im weiteren Verlauf flachere Temperaturabfall nicht berücksichtigt. Für eine erste Aussage zur Abwärme über die Oberfläche der Ofenwand ist diese Approximation zunächst als ausreichend zu betrachten.

Abbildung 4.16 zeigt für den Abkühlvorgang von Ofen C den zeitlichen Verlauf der Ofenwandtemperatur und die daraus berechneten Wandwärmeverluste. Zur messtechnischen Erfassung der Wandtemperatur wurde ein repräsentativer Messbereich der Ofenwand gewählt. Zur Verdeutlichung der nachfolgenden mathematischen Approximation wird nur der Beginn des Abkühlvorgangs aufgezeigt.

Die Wandtemperatur im stationären Betrieb $\vartheta_{W,stat}$ mit 90°C fällt nach Beginn des Abkühlvorgangs zeitlich verzögert ab. Der Grund dafür ist die Isolierung bzw. die Speicherkapazität der Wand. Die Temperatur steigt nach 750 min wieder an und folgt danach einem un stetigen Abkühlvorgang, obwohl der Ofen nicht wieder angeheizt wurde. Die Gründe dafür sind Einflüsse der Umgebung während des Messzeitraums, wie z.B. das Abstellen von Fahrzeugen oder Wärmequellen. Ein Beispiel für eine Wärmequelle ist ein Stapel von noch nicht auf Raumtemperatur abgekühlten, pressgehärteten Bauteilen. Weitere Einflussgrößen sind das Öffnen oder Schließen von Fenstern sowie das Aufheizen oder Abkühlen der umgebenden Maschinen. Von diesen Größen sind die umgebenen Flächen als auch die Raumtemperatur beeinflusst.

Da der Emissionsgrad von $\epsilon = 0,55^{22}$ einmalig zu Beginn des Messvorgangs eingestellt wurde, erfolgte während der Messung keine Anpassung des Emissionsgrades nach oben in Abhängigkeit der Temperaturänderung der Wand (vgl. Abbildung 4.12). Ebenfalls werden dadurch sich ändernde Umgebungsfaktoren nicht berücksichtigt.

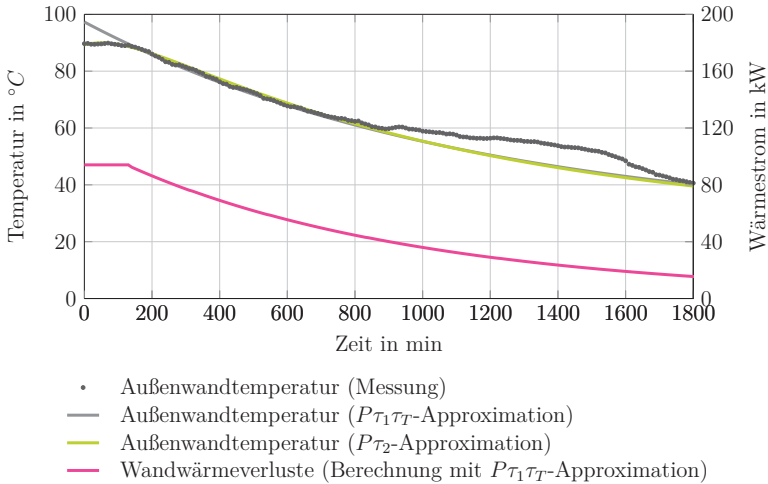


Abbildung 4.16: Außenwandtemperatur beim Abkühlen von Ofen C aus dem stationären Zustand mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$, eigene Darstellung

Der Verlauf der Wandtemperatur kann als Übergangsfunktion eines Verzögerungsglieds 2. Ordnung ($P\tau_2$ -Glieder) angenommen werden. Damit entspricht das System „Ofenwand“ einer linearen Regelstrecke zweier Verzögerungsgliedern 1. Ordnung ($P\tau_1$ -Glieder) (vgl. Lunze 2007, S. 197-198). Das Eingangssignal der Regelstrecke ist die gemessene Innenraumtemperatur.

Im ersten Schritt wurde zur Vereinfachung die gemessene Wandtemperatur durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung und ein Totzeit-Glied ($P\tau_1\tau_T$ -Glieder) approximiert. Die Approximation erfolgte auf Basis der Messdaten bis 750 min. Des Weiteren wird für diesen Temperaturbereich mit guter Näherung $\epsilon = 0,55$ als konstant angenommen.

²² Die Ermittlung erfolgte mittels vergleichender berührender Oberflächentemperaturmessung für die betrachtete Wandfläche und entspricht dem für den stationären Zustand im Standby-Betrieb ermittelten mittleren Emissionskoeffizienten der Ofenwand.

$$\vartheta_W = \begin{cases} \vartheta_{W,stat} & \text{für } 0 \leq t < \tau_T \\ a_W \cdot e^{-t/\tau_W} + \vartheta_{amb} & \text{für } t \geq \tau_T \end{cases} \quad (4.2)$$

Die näherungsweise Bestimmung der Zeitkonstante τ_W erfolgte durch die Auswahl von zwei Messpunkten der gemessenen Übergangsfunktion vor und nach dem Wendepunkt (vgl. Lunze 2007, S. 197-198):

$$\tau_W \approx \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{\vartheta_W(t_1) - \vartheta_{amb}}{\vartheta_W(t_2) - \vartheta_{amb}}\right)} \quad (4.3)$$

Aufgrund des von der Umgebung beeinflussten Abkühlvorgangs ist die genaue Bestimmung des Wendepunktes schwierig. Da der ausschließlich zur Orientierung der auszuwählenden Messpunkte dient, wird er bei ca. 280 min angenommen. Mit den beiden festgelegten Wandtemperaturen $\vartheta_W(t_1) = 88,5^\circ\text{C}$ und $\vartheta_W(t_2) = 68,7^\circ\text{C}$ zu den Zeitpunkten $t_1 = 150$ min und $t_2 = 580$ min ergibt sich anhand der Gleichung 4.3 eine Zeitkonstante von $\tau_W = 1150$ min. Der Koeffizient $a_W = 72,3^\circ\text{C}$ ist das Ergebnis durch Verwendung der Gleichung 4.2 für $t \geq \tau_T$. Die Totzeit $\tau_T = 127$ min ergibt sich durch den Schnittpunkt der ermittelten Übergangsfunktion mit der stationären Ausgangstemperatur $\vartheta_{W,stat} = 90^\circ\text{C}$.

Unter der Annahme, dass die Ofeninnenraumtemperatur das Eingangssignal der gemessenen Übergangsfunktion der Wand darstellt, müsste die Zeitkonstante τ_W der Zeitkonstante der Abklingkurve des Ofeninnenraums τ_i entsprechen (vgl. Brunklaus et al. 1994, S. 259-256). Hier ist jedoch die Zeitkonstante τ_W um 41 % kleiner als die Zeitkonstante τ_i . Daraus folgt, dass die gemessene Wandtemperatur schneller als die Innenraumtemperatur abkühlt.

Im zweiten Schritt wurden die Kennwerte für die Übergangsfunktion eines $P\tau_2$ -Gliedes ermittelt. Die allgemeine Form der gesuchten Funktion für die Wandtemperatur ist in Gleichung 4.4 aufgeführt:

$$\vartheta_W = a_1 \cdot \frac{\tau_{W,1}}{(\tau_{W,1} - \tau_{W,2})} \cdot e^{-t/\tau_{W,1}} - a_2 \cdot \frac{\tau_{W,2}}{(\tau_{W,1} - \tau_{W,2})} \cdot e^{-t/\tau_{W,2}} + \vartheta_{amb} \quad (4.4)$$

Durch Approximation wurden die Koeffizienten $a_1 = 54^\circ\text{C}$ und $a_2 = 75^\circ\text{C}$ und die Zeitkonstanten $\tau_{W,1} = 1250$ min und $\tau_{W,2} = 129$ min ermittelt. Die Zeitkonstante $\tau_{W,1}$ weicht hier um 36 % von τ_i ab. Die Gründe für die Abweichungen der Zeitkonstanten $\tau_{W,1}$ als auch τ_W können sein:

- Mittelwertbildung über alle Heizzonen der Temperatur im Ofenraum
- Approximation der Ofeninnenraumtemperatur durch eine einfache Exponentialfunktion
- Auswahl des Messbereichs an der Ofenwand zur Ermittlung des zeitlichen Verlaufs der Wandtemperatur
- Keine Anpassung des in der Wärmebildkamera eingestellten Emissionskoeffizienten zur Ermittlung der Wandtemperatur und damit
- Keine Berücksichtigung von Änderungen der Umgebungseinflüsse (z. B. Hallentemperatur, Fensteröffnungen, Wärmequellen)

Die Wandwärmeverluste sind in Abbildung 4.16 auf Basis der als $P\tau_1\tau_T$ -Glieder approximierten Wandtemperatur dargestellt. Von Abkühlbeginn bis Ablauf der Totzeit gibt die Ofenwand die stationäre Wärme an die Halle ab. Danach nehmen die Wärmeverluste exponentiell ab. Die Zeitkonstante der Wand τ_W kann nicht auf die Zeitkonstante der Wandwärmeverluste übertragen werden. Das kann damit begründet werden, dass die Berechnungen des Gesamtwärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Wandtemperatur erfolgen und kein konstanter Wert angenommen wird. Demgegenüber stehen die mit einem festen Emissionskoeffizienten ermittelten Wandtemperaturen. Trotz dieser Abweichungen kann in erster Näherung die über die Wand abgegebene Abwärme an die Halle für jeden Zeitpunkt beim Abkühlen ermittelt werden. Für die genaue Bestimmung des Zusammenhangs zwischen der Innenraumtemperatur und der Wandtemperatur sind weitere gezielte Experimente notwendig, bei denen auch der genaue Wandaufbau bekannt sein muss.

4.3.2 Aufheizen

Für das Aufheizen der untersuchten Öfen stehen verschiedene Aufheizprogramme zur Verfügung. Das üblicherweise eingesetzte Aufheizprogramm zielt darauf ab, die Öfen möglichst schnell auf Betriebstemperatur zu bringen und gleichzeitig Temperaturspannungen in den Rollen und damit einen Rollenbruch zu vermeiden. Für eine langsame Temperaturerhöhung der Rollen sind im Aufheizprogramm bis zum Erreichen der Betriebstemperatur Zwischentemperaturen und Heizpausen definiert. Während des Aufheizvorgangs sind die Schieber an den Ofenöffnungen geschlossen. Daher werden analog zum Standby-Betrieb die Abluftverluste in der Energiebilanz vernachlässigt.

Abbildung 4.17 zeigt den zeitlichen Verlauf des Erdgasvolumenstroms und der Abgastemperatur und Abbildung 4.18 veranschaulicht die daraus ermittelten Energieströme von Ofen B beim Aufheizen aus dem kalten Zustand bis zum Erreichen des stationären Zustands im Standby-Betrieb.

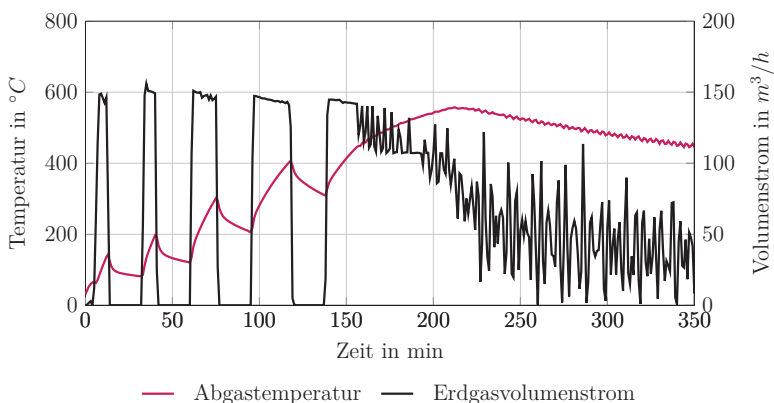


Abbildung 4.17: Erdgasvolumenstrom und Abgastemperatur von Ofen B beim Aufheizen aus dem kalten Zustand, eigene Darstellung

In den Heizphasen stellen die Brenner eine Leistung von ca. 1490 kW und die elektrische Heizung eine Leistung von ca. 80 kW bereit. Die Dauer der jeweiligen Heizphase ist durch das Erreichen der festgelegten Zwischentemperatur im Ofeninnenraum definiert. Der maximale Erdgasvolumenstrom während des Aufheizvorgangs beträgt ca. 150 m³/h. Die zwischen den Heizphasen auftretenden Heizpausen variieren zwischen ca. 10-30 min. Ab Minute 156 nach dem Aufheizbeginn beginnt der Erdgasvolumenstrom und damit die Heizleistung zunächst geringfügig und dann immer stärker zu schwanken. Dieses Verhalten ist die Folge des Erreichens der Solltemperaturen in immer mehr Heizzonen, wodurch eine zunehmende Anzahl an Brennern taktet. Das Takteten bewirkt die in Abschnitt 4.1 beschriebenen kleinen Schwankungen.

Dem intervallartigen Verlauf der Heizleistung folgen der Abgasenthalpiestrom sowie die bilanzierten Wärmeverluste. Dabei steigt der Abgasenthalpiestrom mit jedem Intervall bis auf ca. 330 kW. Die Abgastemperatur nimmt während der Heizphasen schnell zu, während sie in den Heizpausen wiederum langsam abkühlt. Sobald das Brennertakten beginnt, verläuft

der Temperaturanstieg flacher. Nach dem Erreichen eines maximalen Wertes von 558 °C fällt die Temperatur auf ihren Standby-Wert von 380 °C ab (vgl. Abbildung 4.6).

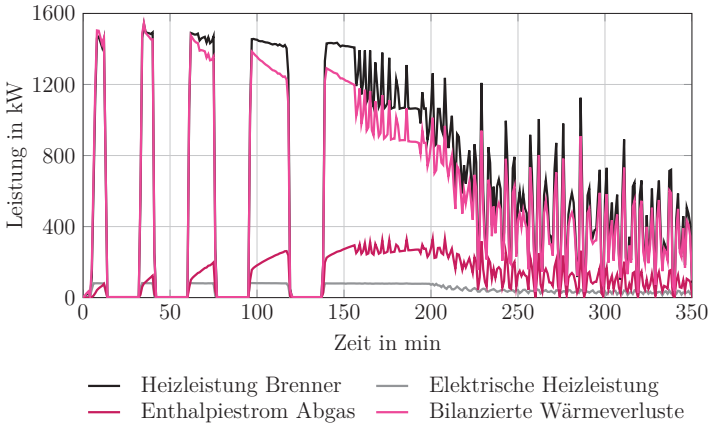


Abbildung 4.18: Energie- und Enthalpieströme von Ofen B beim Aufheizen aus dem kalten Zustand, eigene Darstellung

Die bilanzierten Wärmeverluste erhöhen während des Aufheizvorgangs im Wesentlichen die im Ofen gespeicherte Energiemenge. Dazu zählen das Ofengehäuse, der Ofeninnenraum mit seinen Bauteilen (Rollen, Strahlrohre der Brenner) sowie weitere Anlagenbauteile. Sobald der Wärmedurchgang durch die langsam aufgewärmte Ofenwand soweit fortgeschritten ist, dass sich die Außentemperatur erhöht, sind in den bilanzierten Wärmeverlusten auch die Oberflächenwärmeverluste des Ofensystems enthalten. Somit lassen sich im Gegensatz zum stationären Standby-Betrieb die bilanzierten Wärmeverluste nicht direkt als Oberflächenwärmeverluste annehmen. Folglich lässt sich durch die messtechnische Erfassung des Erdgasvolumenstroms und der Abgastemperatur sowie der Anwendung der Verbrennungsrechnung nur der Verlauf des abgasgebundenen, theoretischen AWP bestimmen. Zur Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste werden im Folgenden die Ergebnisse der Thermografie-Methode am Beispiel der Ofenwand vorgestellt.

Abbildung 4.19 zeigt den stufenförmigen mittleren Temperaturverlauf im Innenraum am Beispiel von Ofen C beim Aufheizen aus dem kalten Zustand.

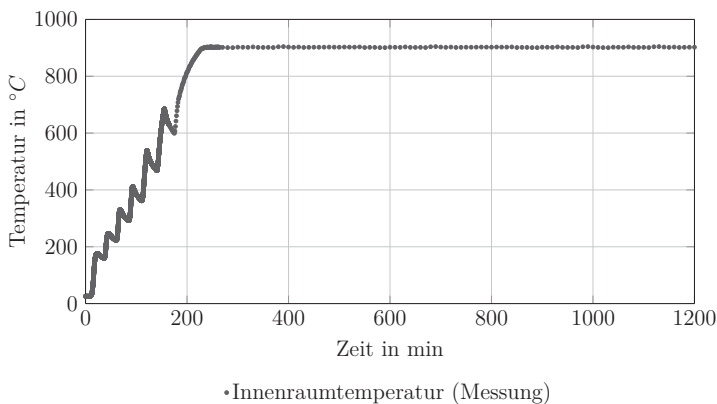


Abbildung 4.19: Ofeninnenraumtemperatur beim Aufheizen von Ofen C aus dem kalten Zustand mit $\epsilon = 0.55$ und $\vartheta = 25^\circ\text{C}$, eigene Darstellung

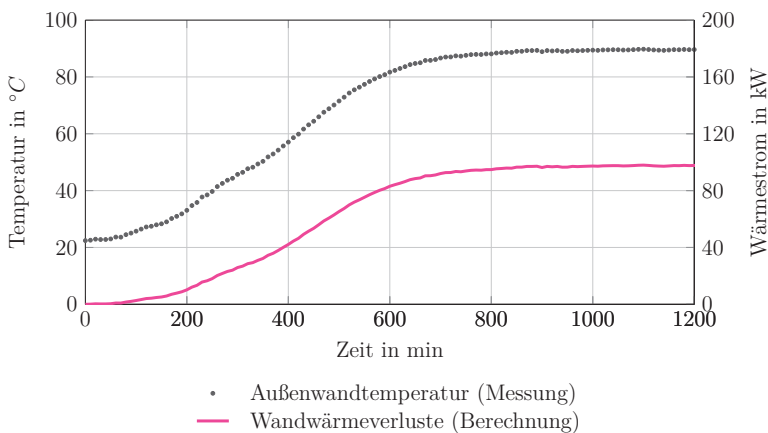


Abbildung 4.20: Außenwandtemperatur beim Aufheizen von Ofen C aus dem kalten Zustand mit $\epsilon = 0.55$ und $\vartheta = 25^\circ\text{C}$, eigene Darstellung

In dem dargestellten Fall ist die Zieltemperatur nach 240 min erreicht. Zu diesem Zeitpunkt entspricht die im Ofen gespeicherte Energie noch nicht der Energie im stationären Zustand. Die Außenwandtemperatur, dargestellt in Abbildung 4.20, erreicht ihren statio-

nären Zustand von 90°C erst nach 1000 min. Des Weiteren ergibt sich aus der Messung der verzögerte Temperaturanstieg aufgrund der isolierten Ofenwand von ca. 50 min. Die Zusammenhänge aus dem Abkühlvorgang sind nicht als inverser Temperaturverlauf auf den Aufheizvorgang übertragbar, da die Heizleistung durch das intervallartige Aufheizprogramm definiert ist und nicht der konstanten Heizleistung im Standby-Betrieb entspricht.

Der anhand der Wandtemperatur ermittelte Wärmestrom ist ebenfalls in Abbildung 4.20 dargestellt und steigt auf einen stationären Wert von ca. 180 kW an. Die Oberflächenabwärme des Ofens zu jedem Zeitpunkt beim Aufheizen ist insbesondere dann interessant, wenn die Abwärme zur Aufheizung einer kalten Produktionshalle nach einem produktionsfreien Wochenende dienen soll.

4.4 Zwischenfazit

In diesem und dem vorherigen Kapitel wurde eine Methode vorgestellt, mit der am Beispiel von zwei Rollenherdöfen beim Presshärten das theoretische AWP sowohl für die stationären als auch für die instationären Zustände bestimmt werden konnte. Die Zusammenfassung der Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung und die Übertragbarkeit der angewandten Methoden sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Die identifizierten Einflussgrößen auf die Ofenabwärme bestätigen die Angaben von u. a. Rudolph et al. (2008, S.31) und Theißing et al. (2009, S. 13). Auch die Schwierigkeit einer allgemeingültigen Aussagen zur Charakteristik und zum AWP eines Industrieofens zeigt sich anhand der Untersuchungsergebnisse. Mit der durchgeführten Methode zur Bestimmung des theoretischen AWP wurde bis auf die Messung der Abgastemperatur eine vollständig übertragbare Methode für Industrieöfen entwickelt.

Die Abgastemperaturmessung kann nicht auf alle Öfen direkt übertragen werden, da die beiden untersuchten Rollenherdöfen mit einem geschlossenen Abgassystem ausgestattet sind. Bei Öfen mit Hallenluftbeimischung durch ein offenes Abgassystem beim Einsatz von Strahlrohrbrennern oder durch eine direkte Beheizung ist die direkte Messung der mittleren Abgastemperatur im Sammelrohr ohne Hallenluftbeimischung nicht möglich. Für Öfen, welche aufgrund des Einsatzes von Strahlrohrbrennern zu einem geschlossenen System umgebaut werden könnten, kann die zu erwartende mittlere Abgastemperatur anhand der direkt nach den einzelnen Brennern erfassten Abgastemperaturen abgeschätzt werden.

Tabelle 4.2: Zusammenfassung der Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung für das Anwendungsbeispiel und Fazit zur Übertragbarkeit der angewandten Methoden, eigene Darstellung

	Anwendungsbeispiel	Übertragbarkeit
Systemanalyse	<p>Rollenherdöfen A und B zur Wärmebehandlung beim Presshärten</p> <p>Maximale Prozesstemperatur 950 °C</p> <p>Partielles und vollständiges Härten</p> <p>Strahlrohrbrenner und elektr. Heizung</p> <p>Geschlossenes Abgassystem</p>	<p>Methodische Systemanalyse zur Erfassung der Ofenmerkmale auf alle Öfen übertragbar</p> <p>Umbau zu geschlossenem Abgassystem nur auf Öfen mit Strahlrohrbrennern übertragbar</p>
Energiebilanzierung	<p><i>Zugeführte Energieströme:</i> Heizleistung Erdgas, Elektr. Heizleistung</p> <p><i>Nutzenergiestrom:</i> Gutwärmestrom</p> <p><i>Abwärmeströme:</i> Abgasenthalpiestrom, Abluftenthalpiestrom, Oberflächenwärmeverluste</p>	<p>Methodische Energiebilanzierung durch den Zusammenhang zwischen den Ofenmerkmalen und den Energieströmen auf alle Öfen übertragbar</p>
Datenaufnahme	<p><i>Abgasenthalpiestrom:</i> Anwendung der Verbrennungsrechnung und dazu Messung des Erdgasvolumenstroms und der Abgastemperatur</p> <p><i>Oberflächenwärmeverluste:</i> Bilanzierung für stationäre Zustände und Einsatz der Thermografie-Methode für stationäre und instationäre Zustände durch Messung der Oberflächentemperatur</p>	<p>Messung der Abgastemperatur im Abgassammelrohr ohne Hallenluftbeimischung auf andere Öfen mit offenem Abgassystem oder offenen Brennern nicht übertragbar</p> <p>Messung des Erdgasvolumenstroms und der Oberflächentemperatur auf alle Öfen übertragbar</p>
Datenauswertung	<p>Theoretisches Abwärmepotenzial für den Standby-Betrieb, den Produktionsbetrieb und den Aufheiz- und Abkühlvorgang bestimmt</p> <p><i>Einflussgrößen:</i> thermischer Prozess, konstruktive Ofenmerkmale, Prozesseinstellungen, Durchsatz, Verfahrensvariante</p>	<p>Einflussgrößen auf alle Öfen übertragbar</p> <p>Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste für andere Öfen ebenfalls möglich</p> <p>Abgasenthalpiestrom ohne Hallenluft nur mit Abgastemperatur ohne Hallenluft bestimmbar</p>

In dieser Arbeit erreichten die Rollenherdöfen maximal 90-98 % und im Standby-Betrieb 40-61 % der mittleren Abgastemperaturen direkt nach den Brennern. An dieser Stelle sei noch einmal darauf hingewiesen, dass die Abgasrohre der Rollenherdöfen nachträglich isoliert wurden.

Deutlich einfacher ist die messtechnische Ermittlung der zu erwartenden mittleren Abgastemperatur bei nur einem Brenner, da keine Abgasströme gemischt werden. Die Abgasverlustleistung kann durch Anwendung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades der Brenner bestimmt werden. Der Wirkungsgrad kann über die Abgastemperatur nach dem Brenner und die Zusammensetzung des Abgases ermittelt werden. Diese beiden Größen werden i. d. R. bei der Brenneinstellung messtechnisch erfasst. Damit kann eine näherungsweise Aussage über die Menge des Abgasenthalpiestroms getroffen werden. Die Angabe über das zu erwartende Temperaturniveau ist jedoch für eine Bewertung des zu erwartenden Abgasenthalpiestroms notwendig.

Durch die messtechnische Erfassung der Abgastemperaturen nach jedem Brenner unter Berücksichtigung des Anteils der Abgasmenge ist die zu erwartende Abgasmischtemperatur ohne Hallenluftbeimischung im Sammelrohr grundsätzlich ermittelbar, jedoch ist dies mit einem hohen Aufwand verbunden. Diese Vorgehensweise kann sowohl für Strahlrohrbrenner und offene Brenner durchgeführt werden.

Die Ergebnisse für die theoretischen AWP gebunden an das Abgas und ungebunden an der Oberfläche für die stationären Zustände der untersuchten Rollenherdöfen sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Anhand der Untersuchung der beiden Rollenherdöfen konnte ein linearer Zusammenhang des Erdgasverbrauchs und der Abgastemperatur mit dem Gutmassenstrom ermittelt werden. Damit kann bereits durch die Erfassung dieser Größen für den Standby-Betrieb und einen definierten Produktionszeitraum mit Kenntnis des Gutmassenstroms eine erste Aussage über das theoretische AWP durch Anwendung der Verbrennungsrechnung und der Energiebilanz gemacht werden. Des Weiteren ist zwischen den Verfahrensvarianten zu differenzieren. Das maximale theoretische AWP kann für die Ofenbelegung mit dem maximalen Gutmassenstrom erfasst werden. Diese vereinfachte Potenzialermittlung ist auf alle Durchlauföfen übertragbar. Die Übertragbarkeit auf Standöfen wurde in dieser Arbeit nicht überprüft.

Tabelle 4.3: Zusammenfassung der Ergebnisse für das theoretische AWP der stationären Zustände von Rollenherdofen A und B differenziert nach vollständigem (V) und partiellem (P) Härteverfahren, eigene Darstellung

	Rollenherdofen A	Rollenherdofen B
Abgasenthalpiestrom mit Abgastemperatur	Standby-Betrieb: 18 kW mit 239 °C Produktionsbetrieb (max.): 52 kW mit 333 °C (V) 102 kW mit 456 °C (P)	Standby-Betrieb: 50 kW mit 386 °C Produktionsbetrieb (max.): 172 kW mit 533 °C (V) -
Oberflächenwärmeverluste	Bilanz: 170 kW -	Bilanz: 233 kW Thermografie: 218 kW
Theoretisches AWP	Standby-Betrieb: 108 kW	Standby-Betrieb: 283 kW

Anhand der Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung zum theoretischen AWP der untersuchten Rollenherdöfen wird im nächsten Kapitel die Frage nach der technischen Nutzbarkeit dieser Abwärme beantwortet. Da wegen der Gefahr des Rollenbruchs selten der Abkühl- bzw. der Aufheizvorgang bei den Rollenherdöfen auftritt, werden im weiteren Verlauf nur der Standby-Betrieb und der Produktionsbetrieb berücksichtigt. Des Weiteren liegt der Fokus auf der Nutzung des Abgasenthalpiestroms, da dieser aufgrund seiner Bindung an einen Träger einfacher zu nutzen ist.

Bestimmung des technischen Abwärmepotenzials

Nach der messtechnischen Untersuchung der AWC und des theoretischen AWP von Rollenherdöfen beim Presshärten in Kapitel 3 wird in diesem und dem nächsten Kapitel das technische Potenzial zur AWN bestimmt. Damit soll die Frage nach der technischen Nutzbarkeit der Ofenabwärme beantwortet werden. Wie in Abschnitt 2.1.5 erläutert, wird das technische AWP sowohl durch die Anforderungen der AWN-Technologien als auch durch den Bedarf an Wärme und Kälte begrenzt. Damit ist im Gegensatz zum theoretischen AWP das technische AWP für jede Möglichkeit der AWN unterschiedlich.

Mit dem Ziel das jährliche technische AWP für verschiedene AWN-Möglichkeiten zu ermitteln, wird im Folgenden eine Simulationsstudie durchgeführt. Im ersten Abschnitt wird die Methode der Simulationsstudie beschrieben. Danach erfolgt am Beispiel der Rollenherdöfen beim Presshärten die Entwicklung von AWN-Pfaden und darauf aufbauend die Modellbildung dieser Pfade. Die Simulationsergebnisse werden separat in Kapitel 6 ausgewertet. Die Durchführung der Simulationsstudie wurde durch die Arbeit von Sprenger (2018) unterstützt.

5.1 Methode der Simulationsstudie

Die in dieser Arbeit durchgeführte Simulationsstudie ermöglicht eine zeit- und kostengünstige Ermittlung des jährlichen technischen AWP für verschiedene AWN-Möglichkeiten von Industrieöfen. Dabei dient die Simulation als Nachbildung des real noch nicht existierenden

AWN-Systems inklusive den dynamischen Prozessen, um sie in ein geeignetes Modell zur Parametervariation zu überführen. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse können auf die Wirklichkeit übertragen werden, ohne dass eine risikobehaftete Umsetzung der Maßnahmen notwendig ist (vgl. VDI 3633 2013).

Der prinzipielle Aufbau der Simulationsstudie ist in Abbildung 5.1 visualisiert. Im ersten Teil erfolgt die Entwicklung der AWN-Pfade, welche im zweiten Teil zur Simulation in einem Modell mit entsprechenden Parametern abgebildet werden. Die Lastprofile von AWQ und AWS sind dabei Eingangsgrößen in das Simulationsmodell. Im letzten Teil erfolgt die Auswertung der Simulationsergebnisse.

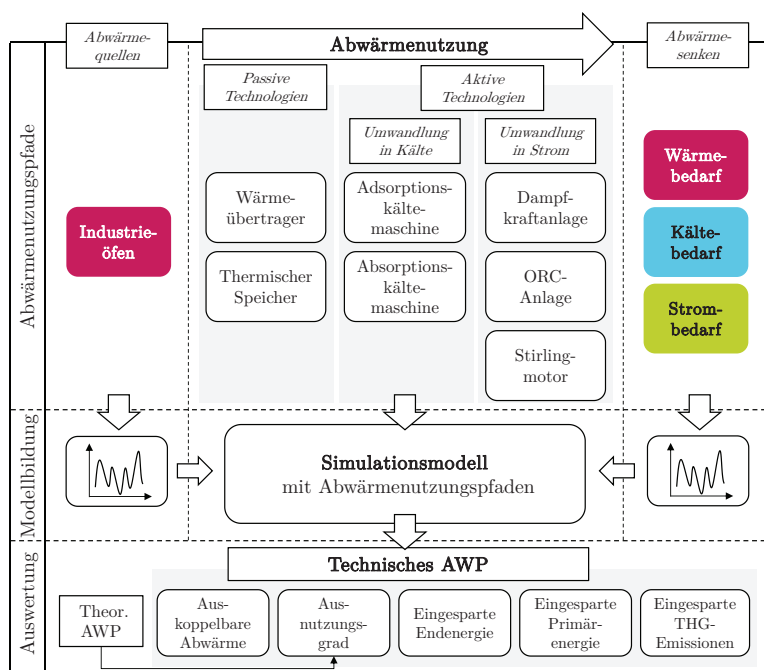


Abbildung 5.1: Prinzipieller Aufbau der Simulationsstudie mit Einteilung der Technologien nach Brückner et al. (2015, S. 159), eigene Darstellung

5.1.1 Abwärmenutzungspfade

Die Entwicklung von AWN-Pfaden erfolgt ausgehend von der bereits analysierten AWQ „Industrieofen“ über kombinierbare AWN-Technologien bis zur AWS. Da die Nutzung von diffuser Abwärme deutlich aufwendiger ist als die an ein Trägermedium gebundene Abwärme (vgl. Abschnitt 2.1.4), wird in dieser Arbeit die diffuse Abwärme zur Bestimmung des technischen AWP nicht weiter betrachtet. Damit stellen die Lastprofile von Abgasströmen und die Lastprofile der thermischen Bedarfe der identifizierten AWS die Eingangsdaten der Simulationsstudie dar. Die Pfadentwicklung beinhaltet sowohl eine **Technologie-** als auch eine **Bedarfsanalyse** hinsichtlich der einsetzbaren Technologien und der möglichen AWS sowie deren Anforderungen an die Abwärme.

Wie in Abbildung 5.1 aufgeführt, werden die AWN-Technologien nach Brückner et al. (2015, S. 159) in passive und aktive Technologien eingeteilt. Während die aktiven Technologien eine Umwandlung der Abwärme in Strom oder Kälte ermöglichen, wird durch den Einsatz von passiven Technologien die Wärme übertragen oder gespeichert.

Zur Identifikation der AWS werden die Möglichkeiten der direkten Nutzung als auch der indirekten Nutzung berücksichtigt und bewertet. Des Weiteren werden die AWN-Möglichkeiten hinsichtlich des eingeführten Abwärmemerkmals der Zugänglichkeit eingegrenzt und weiter differenziert. Der Fokus in dieser Arbeit liegt auf der betriebsinternen Nutzung, da eine externe Nutzung mit einem hohen Aufwand und großen Transportverlusten verbunden ist (vgl. Abschnitt 2.1.4).

Die im Betrieb vorhandenen Senken werden entsprechend Abbildung 5.2 in Bezug auf den Industrieofen in **prozessgekoppelte** und **-entkoppelte** Senken sowie im Betrieb vorhandene **Wärme-, Strom- und Kältenetze** mit daran angebotenen AWS unterteilt. Gleichzeitig beschreibt die Abbildung eine Vorgehensweise zur AWN und ist angelehnt an das bereits eingeführte Zwiebelschalenmodell zur maximalen Energieeffizienz im Unternehmen (vgl. Abschnitt 2.1.2).

Der Begriff der Kopplung bezieht sich hier auf eine produktionsbedingte zeitliche Abhängigkeit vom Ofenprozess und die direkte räumliche Nähe. Somit treten meist auch Abwärmeangebot und -nachfrage gleichzeitig auf. Eine prozessentkoppelte Senke tritt im gleichen oder einem benachbarten Produktionsprozess auf und ist zeitlich unabhängig. Diese Senke kann somit auch an einem vom Ofen weiter entfernten Ort platziert sein.

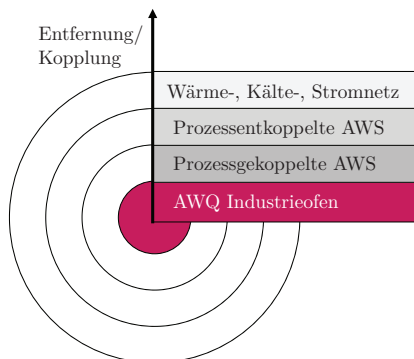


Abbildung 5.2: Einteilung der AWS ausgehend von der AWQ „Industrieofen“ und Vorgehensweise zur AWN nach dem Zwiebelschalenmodell, (eigene Darstellung, in Anlehnung an Hesselbach 2012, S. 15)

Die Bereitstellung der ausgekoppelten Abwärme an weiter entfernte Senken kann durch den Transport über ein vorhandenes betriebsinternes Wärmenetz erfolgen. In diesem Fall stellt das Temperatur- und Druckniveau des Wärmenetzes die Anforderungen an die Abwärme des Industrieofens. Aufgrund der meist weitläufigen betriebsinternen Wärmenetze und den damit verbundenen Transportverlusten sind die Temperaturanforderungen der Netze jedoch höher als die der direkt daran angebotenen Senken.

5.1.2 Modellbildung

Als Simulationswerkzeug wird in dieser Arbeit MATLAB[®]/Simulink[®] eingesetzt. Zur Modellbildung lässt sich ein Signalfussplan durch die Verknüpfung von Funktionsblöcken erstellen. Die Funktionsblöcke der AWN-Technologien stellen die wesentlichen Elemente der Pfadmodelle dar und werden in Abschnitt 5.3 modelliert und überprüft. Weitere Funktionsblöcke werden aus der von Simulink[®] bereitgestellten Modellbibliothek sowie der fachgebietsinternen Modellbibliothek ALBA (vgl. Hesselbach 2017, S. 29) entnommen. Wie in Abbildung 5.1 aufgeführt, sind die Eingangsgrößen der Pfadmodelle die auf Messungen basierenden Lastprofile der Abgaswärme des Industrieofens sowie der thermischen Wärme- und Kältebedarfe. Eine weitere Eingangsgröße bildet der zeitliche Verlauf der Außentemperatur für ein Referenzjahr.

Detaillierungsgrad

Simulationsmodelle können im Allgemeinen reale Systeme nicht in ihrer vollen Komplexität abbilden, sodass geeignete Annahmen und Vereinfachungen getroffen werden müssen (vgl. Rabe et al. 2008). Die Abstraktion reduziert und idealisiert somit die realen Gegebenheiten und legt den Schwerpunkt der Modellbildung auf die für die Problemlösung relevanten Details. Der Detaillierungsgrad des Modells ist damit ein Maß für die Abbildungsgenauigkeit der Realität. Der Aufwand für eine Simulationsstudie nimmt mit steigendem Detaillierungsgrad zu (vgl. VDI 3633 2013).

Zur Modellierung der aktiven AWN-Technologien sind die physikalischen Vorgänge innerhalb der Anlage nicht relevant. Daher wird hier auf die Abbildung der relevanten Ausgangsgrößen des Modells in Abhängigkeit der Eingangsgrößen über Kennlinien zurückgegriffen. Die verwendeten Kennlinien basieren auf messtechnischen Untersuchungen des dynamischen Verhaltens unter Einfluss relevanter Größen von realen Anlagen. Sie werden in Abschnitt 5.3 für die verschiedenen Technologien erläutert.

Signalflüsse

Die in Simulink[®] verwendete Übergabestruktur der Signalflüsse zwischen den Funktionsblöcken basiert hauptsächlich auf den Größen eines Fluidstroms: Massenstrom, Temperatur und Druck. Entsprechend der ebenfalls übergebenen Fluidbezeichnung werden innerhalb des Funktionsblocks die Stoffeigenschaften, z. B. die spezifische Wärmekapazität oder die Dichte in einem übergeordneten Programmcode nach den Berechnungsmethoden des VDI-Wärmeatlas sowie tabellarisch hinterlegte Stoffgrößen ermittelt.

Validierung und Verifizierung

Zur Reduzierung der Gefahr von fehlerhaften Aussagen und Entscheidungen auf Grundlage der Ergebnisse der Simulationsstudie ist eine konsequente Begleitung der Studie durch Techniken der Validierung und Verifizierung unumgänglich. Durch diese Techniken ist ein formal vollständiger Nachweis über die Korrektheit eines Modells nicht möglich. Im Fokus steht vielmehr das frühzeitige Erkennen von Fehlern und die Erhöhung der Glaubwürdigkeit des Modells (vgl. Rabe et al. 2008, S. 2-3).

Zur Unterscheidung der Begriffe wird auf die Ausführungen von Balci (2003, S. 150) zurückgegriffen. Er beschreibt die Verifikation durch die Frage „Ist das Modell richtig?“²³ und die Validierung durch die Frage „Ist es das richtige Modell?“²⁴.

Durch die Verifizierung wird überprüft, in wieweit die Transformation einer Beschreibungsart in eine andere Beschreibungsart korrekt erfolgt ist. Damit gibt sie Auskunft über die in sich geschlossene Richtigkeit des Modells (vgl. Rabe et al. 2008, S. 14). Im Gegensatz dazu erfolgt durch die Validierung eine kontinuierliche Überprüfung des Verhaltens des Modells hinsichtlich der hinreichend genauen Wiedergabe des realen Systems (vgl. Rabe et al. 2008, S. 15).

In dieser Arbeit werden die in Rabe et al. (2008, S. 94-113) beschriebenen Techniken der Verifikation und Validierung entlang des gesamten Modellbildungsprozesses von der Datenerhebung bis zur Auswertung eingesetzt. Dazu gehören u. a. Festwerttests, Grenzwerttests, Schreibtischtests, Sensitivitätsanalysen, Tests von Teilmodellen und der Vergleich mit anderen Modellen oder Herstellerangaben.

Anhand der aufgeführten Techniken können für das in Abschnitt 5.3 entwickelte Modell erfolgreich eine Verifikation und nichtexperimentelle Validierung durchgeführt werden. Eine Validierung anhand von Messdaten kann nicht durchgeführt werden. Gründe dafür sind, dass von den Teilmodellen keine Vergleichsdaten realer Systeme vorhanden sind bzw. die Technologien bereits auf gemessenen Kennlinien basiert.

5.1.3 Auswertung

Zur Bewertung der simulierten AWN-Pfade wird das jährliche technische AWP anhand verschiedener Bezugsgrößen sowohl abwärmeseitig als auch nutzseitig ermittelt. Zunächst kann eine Bewertung anhand der **auskoppelbaren Abwärme** erfolgen. Diese energetische Kennzahl bezieht sich auf das jeweilige Trägermedium der Abwärme. Die dynamisch simulierte Bezugstemperatur des Abwärmestroms ist durch die Technologien und den Bedarf des modellierten AWN-Pfades beeinflusst. Aus dem Verhältnis der auskoppelbaren Abwärme zur theoretisch ermittelten Abwärme eines Trägermediums ergibt sich die hier als **Ausnutzungsgrad** eingeführte energetische Kennzahl.

²³ aus dem Englischen „Are we creating the X right?“ (Balci 2003, S. 150)

²⁴ aus dem Englischen „Are we creating the right X?“ (Balci 2003, S. 150)

Die durch den AWN-Pfad bereitgestellte Energie substituiert die aus dem bestehenden Energieversorgungssystem bezogene Endenergie. Somit stellt die **eingesparte Endenergie** EE_S eine weitere Bewertungsgröße dar. Da es sich bei der Endenergie jedoch sowohl um thermische als auch elektrische Energie handeln kann, muss für einen direkten Vergleich der AWN-Pfade eine einheitliche Bezugsgröße verwendet werden. Dazu wird die **eingesparte Primärenergie** PE_S als weitere Bewertungsgröße für das nutzseitige technische Potenzial herangezogen. Mit der Definition, dass Abwärme keine Primärenergie zugeordnet wird (vgl. Abschnitt 2.1.1), erfolgt die Berechnung der eingesparten Primärenergie nach Gleichung 5.1. Darin ist f_{PE} der Primärenergie-Faktor der Endenergie der bestehenden Energieversorgung.

$$PE_S = EE_S \cdot f_{PE} \quad (5.1)$$

Zur ökologischen Bewertung der verschiedenen AWN-Pfade werden die **eingesparten THG-Emissionen** als Bewertungsgröße eingeführt. Sie berechnen sich analog zur Gleichung 5.1 mit dem spezifischen THG-Emissions-Faktor des verdrängten Energieversorgungssystems. Die in Abschnitt 2.1.1 definierte CO₂-Neutralität von Abwärme ist dafür die Voraussetzung.

5.2 Entwicklung der Abwärmenutzungspfade

In diesem Abschnitt erfolgt die Entwicklung der AWN-Pfade am Beispiel der beiden in Kapitel 3 analysierten Rollenherdöfen nach der in Abschnitt 5.1.1 beschriebenen Vorgehensweise. Da das Unternehmen, in welchem die beiden Rollenherdöfen eingesetzt sind, noch über weitere nebeneinander aufgereihete Presshärtelinien mit Rollenherdöfen verfügt, soll in der Simulationsstudie das technische AWP von insgesamt sechs Öfen ermittelt werden. Die AWC der sechs Öfen soll auf der AWC des analysierten Ofens B basieren. Mit dieser Festlegung wird der Ofen mit dem höheren theoretischen AWP ausgewählt. Außerdem kann mit der Studie gezeigt werden, welches technische AWP sechs Rollenherdöfen ohne Beimischung von Hallenluft zum Abgas haben. Zur Identifikation der AWS wurde das reale Umfeld der betrachteten Rollenherdöfen herangezogen.

Im Folgenden wird zur Entwicklung von Wärme-, Kälte- und Strompfaden jeweils eine Technologie- und eine Bedarfsanalyse durchgeführt und daraus das Fazit gezogen.

5.2.1 Wärme

Technologieanalyse

Wärmeübertrager und Speicher sind wesentliche Technologien der direkten und der indirekten Nutzung der Abwärme.

Wärmeübertrager

Aufgrund der möglichen Wärmeübertragungsvorgänge zwischen verschiedenen Fluidströmen ist am Markt eine Vielzahl an Bauformen von Wärmeübertragern vorzufinden. Grundsätzlich können Wärmeübertrager nach dem Wärmeübertragungsprinzip in Rekuperatoren und Regeneratoren eingeteilt werden. In Rekuperatoren erfolgt eine kontinuierliche Wärmeübertragung zwischen zwei Fluidströmen, die durch eine feste Wand voneinander getrennt sind. Dagegen verläuft die Wärmeübertragung in Regeneratoren diskontinuierlich, indem zwei Fluide den Regenerator im Wechsel durchströmen und die Wärme in einer Speicher- masse zwischengespeichert wird. Des Weiteren ist bei Regeneratoren auch ein Stoffaus- tausch möglich (vgl. Marek et al. 2015, S. 216-223).

Zur Abwärmeauskopplung aus Verbrennungsabgasen sowie zur Wärmeübertragung inner- halb der aktiven AWN-Technologien werden hauptsächlich Rekuperatoren eingesetzt (vgl. Theißing et al. 2009, S. 81; SAENA 2016, S. 14). Regeneratoren sind dagegen eher zur WRG der Abgaswärme durch Luftvorwärmung geeignet (vgl. Abschnitt 2.2.3 zu Regene- ratorbrennern).

Rekuperatoren sind nach dem Gleich-, Gegen- oder Kreuzstromprinzip aufgebaut und wer- den nach der Bauform z.B. als Rohrbündel- oder Plattenwärmeübertrager bezeichnet. Für detaillierte Ausführungen zu einsetzbaren Wärmeübertragerbauformen im Bereich der AWN sei auf entsprechende Literatur verwiesen (vgl. u.a. Theißing et al. 2009, S. 68-87; SAENA 2016, S. 14-21).

Da jeder AWN-Pfad mit der Auskopplung der Abgaswärme beginnt, ist die Auswahl und Auslegung des Abgaswärmeübertragers wesentlich für die zur weiteren Nutzung auf ein Prozessmedium übertragene Wärme. Die Auswahl des Abgaswärmeübertragers ist grund- sätzlich abhängig vom Aggregatzustand und dem Druckniveau des Abgases und des Pro- zessmediums, einem möglichen Phasenwechsel sowie dem Verschmutzungsgrad und der Zusammensetzung des Abgasstroms (vgl. SAENA 2016, S. 14-21).

Thermische Speicher

Wie in Abschnitt 2.1.4 beschrieben, hat der zeitliche Verlauf des Abwärmeeufkommens und des thermischen Bedarfs einen erheblichen Einfluss auf die Nutzbarkeit der Abwärme. Zur Glättung und zeitlichen Überbrückung auftretender Schwankungen des Abwärmestroms können verschiedene thermische Speicher eingesetzt werden.

Speicher können nach dem Speicherprinzip in sensible, latente und sorptive Speicher eingeteilt werden. Sensible Speicher stellen die am häufigsten verwendete und kostengünstigste Methode der Wärmezwischenspeicherung in der Industrie dar. Dabei wird die Wärme durch die Temperaturänderung eines flüssigen oder festen Mediums gespeichert. Bis zu Speichertemperaturen von 100 °C wird i. d. R. Wasser als Speichermedium verwendet. Der Vorteil von Wasser liegt in der hohen Speicherkapazität von 4,19 kJ/kgK und der einfachen Handhabbarkeit. Auch das Speichern höher temperierten Wassers kann in Druckbehältern, sogenannten Heißwasserspeichern, realisiert werden. Bis zu Temperaturen von 350 °C sind ebenfalls Thermoöle ein mögliches Speichermedium. Salzschnmelzen können für den Temperaturbereich von 130-350 °C eingesetzt werden. Des Weiteren kann nach der Speicherdauer zwischen Kurz- und Langzeitspeichern unterschieden werden. Aufgrund ihrer hohen Anzahl an Speicherzyklen sind Kurzzeitspeicher als AWN-Technologie relevant (vgl. SAENA 2016, S. 24-26).

Bei latenten Wärmespeichern wird ein sogenanntes Phasenwechselmaterial (PCM)²⁵ wie z. B. Paraffin oder Salzhydrat eingesetzt, welches während des Phasenwechsels von z. B. fest nach flüssig Wärme aufnimmt und umgekehrt wieder abgibt. Auch nach einem längeren Zeitraum kann die gebundene Energie wieder abgegeben werden (vgl. SAENA 2016, S. 24-26).

Sorptive Speicher nutzen den Ab- sowie den Adsorptionsprozess²⁶ oder chemische Reaktionen zum Speichern thermischer Energie. Dabei bestimmt die Sorptions- und Reaktionswärme im Wesentlichen die Speicherkapazität (vgl. SAENA 2016, S. 22). Für weitere Ausführungen zu Speichern sei u.a. auf SAENA (2016) verwiesen.

Bedarfsanalyse

Der Gesamtwärmebedarf des Unternehmens ergibt sich aus den Anteilen des Prozess- und Raumwärmebedarfs. Dabei bezeichnet der Raumwärmebedarf die zur Beheizung der Bü-

²⁵ aus dem Englischen: "phase change material"

²⁶ Ab- und Adsorption werden in Abschnitt 5.2.2 erläutert.

rorräume und der Produktionshallen notwendige thermische Leistung, welche von der Außentemperatur abhängig ist und somit saisonalen Schwankungen unterliegt. Der Prozesswärmebedarf ist die Summe der thermischen Bedarfe der einzelnen Produktionsprozesse.

Prozesswärme

Für das untersuchte Unternehmen resultiert der Prozesswärmebedarf hauptsächlich aus den Bedarfen der unterschiedlichen Industrieöfen und der Waschprozesse. Während die Prozesswärme der Industrieöfen über Erdgas bereitgestellt wird, erfolgt die Versorgung der Waschprozesse über ein Wärmenetz mit Heißwasser. Relevant für die Bedarfsanalyse sind die Waschprozesse, welche typisch für die Unternehmen in der Automobilindustrie sind. Zur Durchführung der Simulationsstudie in dieser Arbeit wurde beispielhaft die thermische Leistung von zwei Reinigungsanlagen messtechnisch erfasst. Die Messergebnisse sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Temperaturen und die Volumenströme sind im Anhang in Abbildung A.14 aufgeführt.

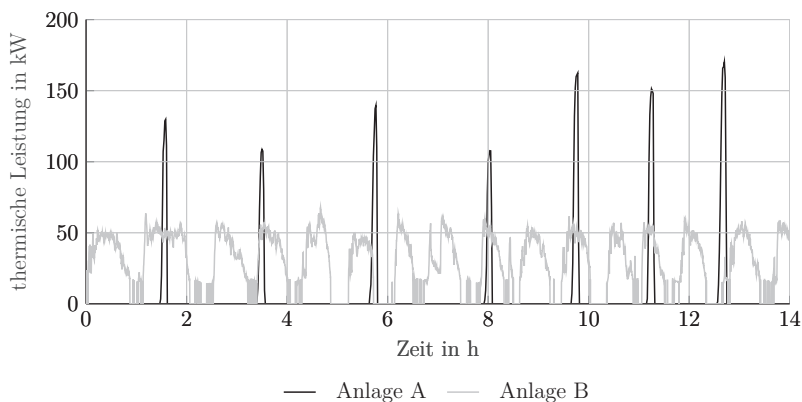


Abbildung 5.3: Thermische Leistungen der beiden untersuchten Reinigungsanlagen, eigene Darstellung

Beide Reinigungsanlagen sind sogenannte Durchlaufteilereinigungsanlagen. Die Bauteile werden kontinuierlich durch die Anlage transportiert und dabei mittels einer Lösung aus Reinigungsmittel und Wasser gereinigt. Damit können die für die nachfolgenden Produktionsprozesse notwendigen Anforderungen an die Oberflächengüte der Bauteile sichergestellt werden.

Zur Beheizung des Lösungsmittelkreislaufs ist dieser über einen Wärmeübertrager an das unternehmensinterne Wärmenetz angebunden. Die Vorlauftemperatur des Wärmenetzes beträgt an den Wärmeübertragern der beiden untersuchten Anlagen ca. 100 °C. Die Zieltemperatur für das Lösungsmittel ist mit 60 °C vorgegeben. Zur Einhaltung der Zieltemperatur ergeben sich entsprechend des thermischen Bedarfs des jeweiligen Prozesses zyklische Aufheizphasen. Für Anlage A liegt die Heizdauer bei ca. 9 min mit thermischen Leistungen zwischen 48-172 kW. Die Pausen zwischen den Heizintervallen dauern bis zu 2,5 h. Wesentlich kürzere Pausen von bis zu 20 min und längere Heizphasen mit ca. 20-60 min ergeben sich für Anlage B. Die thermische Leistung schwankt dabei zwischen 40-60 kW.

Raumwärme

Zur Bereitstellung der Raumwärme wird durch Einsatz von Lüftungsanlagen die in ein Produktions- oder Bürogebäude eingebrachte Zuluft erwärmt. Der Jahresheizwärmebedarf eines Gebäudes kann allgemein nach der DIN V 4108-6 berechnet werden. Beeinflusst wird der Bedarf durch Transmissionswärmeverluste der Gebäudehülle, Lüftungswärmeverluste, innere Wärmegewinne von z. B. Maschinen und solare Wärmegewinne. Des Weiteren ist auch die Wärmespeicherkapazität des Gebäudes zu berücksichtigen, welche einen Einfluss auf die Nutzbarkeit der Wärmegewinne zur Beheizung hat. Im untersuchten Unternehmen wird die Heizwärme durch ein zentrales Raumwärmenetz bereitgestellt.

Fazit

Für alle AWN-Pfade wird zur Auskopplung der Abwärme aus dem Abgasrohr jedes Rollenherdofens ein geeigneter, am Markt verfügbarer Rohrbündelwärmeübertrager eingesetzt. Dabei wird die Abwärme auf Wasser übertragen. Die Auslegung des Abgaswärmeübertragers unter Berücksichtigung der Schwankungen von Temperatur und Volumenstrom erfolgt im Rahmen der Modellierung und Parametrisierung in Abschnitt 5.3.

Die Auskopplungen der Abwärme der Rollenherdöfen erfolgt parallel. Durch den Parallelbetrieb können bereits erste produktionsbedingte Schwankungen der Abgasprofile ausgeglichen werden (vgl. Theißing et al. 2009, S. 11). Des Weiteren wird ein Warmwasserspeicher für eine Anpassung des zeitlichen Auftretens unterschiedlicher Be- und Entladeleistungen eingesetzt.

Ausgehend vom Warmwasserspeicher soll die Prozesswärme zur Versorgung der Reinigungsanlagen bereitgestellt werden. Die Reinigungsanlagen sind branchentypische, prozess-

entkoppelte Senken mit einem stark schwankenden Bedarfsprofil. Die Anzahl der Reinigungsanlagen, welche vollständig durch die Abwärme der Öfen versorgt werden können, ergibt sich im Rahmen der Modellbildung durch die Parametrisierung von Öfen und Speichern in Abschnitt 5.3.

Als weitere Möglichkeit zur AWN soll die Abwärme der Rollenherdöfen zur Unterstützung der Raumwärme während der Heizperiode eingesetzt werden. Dazu wird die ausgekoppelte Abwärme in den Rücklauf des Raumwärmenetzes eingespeist. Als letzter Wärmepfad ist auch die Kombination der Wärmebereitstellung zur Unterstützung der Raumwärme im Winter und der Prozesswärmebereitstellung für die acht Reinigungsanlagen im Sommer zu betrachten. Dabei müssen jedoch die Reinigungsanlagen während der Heizperiode durch das bestehende Prozesswärmenetz versorgt werden.

Da im näheren Umfeld der Öfen keine AWS mit einem Bedarf an Dampf vorhanden ist, wird in dieser Arbeit der Einsatz eines Verdampfers nicht betrachtet. Auch die weitere Möglichkeit der Übertragung der Abwärme auf Thermoöle wird in der Simulationsstudie nicht berücksichtigt. Durch die Übertragung der Abwärme auf Wasser beschränken sich die weiteren vom Warmwasserspeicher aus entwickelten Pfade auf die Nutzung von NT-Abwärme.

5.2.2 Kälte

Technologieanalyse

Alternativ zur direkten Nutzung von Abwärme können sorptionsbasierte Technologien zur Kältebereitstellung eine weitere Nutzungsmöglichkeit darstellen. Sorptionsverfahren beruhen auf einer reversiblen Anlagerung eines Arbeitsmittels an ein Sorptionsmittel. Dabei kann die Anlagerung einen Oberflächeneffekt (Adsorption) oder einen Volumeneffekt (Absorption) haben. Die Adsorption tritt grundsätzlich an der Oberfläche von Festkörpern auf, wohingegen die Absorption in Festkörpern und Flüssigkeiten erfolgt (vgl. Henning 2009, S. 20).

Tabelle 5.1 gibt einen kurzen Überblick über die Eigenschaften von AbKM differenziert nach den Arbeitsstoffpaaren H_2O -Lithiumbromid (LiBr) und Ammoniak (NH_3)- H_2O sowie AdKM. Die bereitgestellte Kälteleistung von Sorptionsanlagen wird im Verhältnis zur aufgewendeten Heizenergie bewertet. Das Verhältnis ist als sogenanntes Wärmeverhältnis

Tabelle 5.1: Technologieüberblick zur Umwandlung von Abwärme in Kälte (eigene Darstellung, in Anlehnung an (H) Henning 2009, S. 24; (V) Vasiliadis 2018, S. 19; (B) Baelz 2018)

	AbKM		AdKM	
Arbeitsstoff	Wasser		Ammoniak	
Sorptionsmittel	LiBr		Wasser	
Stufe	1-stufig	2-stufig	1-stufig	1-stufig
Abwärmtemp. in °C	55-128 (V,B)	140-160 (H)	80-120 (H)	60-95 (H)
Abwärmeträger	meist Heißwasser (H)	Heißwasser, Dampf, Direktbefeuerung (H)	Heißwasser, Dampf, Direktbefeuerung (H)	Heißwasser (H)
Kältetemp. in °C	>5 (V)		-40 (V)	>5 (V)
Wärmeverhältnis	0,55-0,8 (H)	0,9-1,2 (H)	0,3-0,7 (H)	0,4-0,7 (H)
Kälteleistung in kW	>45 (H)	>50 (selten), >100 (oft)(H)	>10 (H)	7,5-350 (H)

definiert. Am Markt sind AdKM gegenüber AbKM aufgrund geringer Leistungszahlen und hoher Anschaffungskosten wenig etabliert (vgl. Brückner et al. 2015, S. 152; vgl. Grote et al. 2015, S. 20). Folglich werden AdKM in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Das Betriebsverhalten einer AbKM ist stark vom zeitlichen Verhalten des Temperaturniveaus und der thermischen Leistung der AWQ beeinflusst. Diskontinuitäten der Wärmebereitstellung, aber auch des Kältebedarfs, führen zu erheblichen Einschränkungen beim Betrieb der Anlage (vgl. Heinrich et al. 2014, S. 204). Zur Vermeidung eines stark diskontinuierlichen Betriebs und zur Überbrückung kurzzeitiger Schwankungen ist der Einsatz eines vor- und nachgeschalteten Pufferspeichers geeignet. Damit erfolgt die Beheizung meist über einen Zwischenkreislauf mit Heißwasser.

In Abbildung 5.4 ist schematisch eine einstufige H_2O -LiBr-AbKM abgebildet. Der Absorptionsprozess besteht aus zwei gekoppelten Kreisläufen, dem Kältemittelkreislauf und dem Lösungsmittelkreislauf. Letzterer wird auch als thermischer Verdichter²⁷ bezeichnet. Drosselventile und Pumpe unterteilen den Prozess in eine Hoch- und Niederdruckseite. Im Verdampfer wird durch Wärmezufuhr auf einem Temperaturniveau unterhalb der Umgebungstemperatur das reine Kältemittel verdampft (1 → 2). Die zugeführte Wärme ist die sogenannte Kälteleistung der AbKM. Der Kältemitteldampf wird im Absorber durch die an Kältemittel arme LiBr-Lösung absorbiert (2 → 3). Nachdem die Lösungsmittelpumpe die jetzt kältemittelreiche LiBr-Lösung auf ein höheres Druckniveau gefördert hat (3 → 4), wird das Kältemittel im Austreiber durch Zufuhr von Heizenergie wieder ausgetrieben (4 → 5/7). Die kältemittelarme LiBr-Lösung wird durch eine Drossel entspannt und strömt wieder in den Absorber (5 → 6). Der Lösungsmittelwärmeübertrager erhöht die Effizienz der AbKM, indem die kältemittelarme durch die kältemittelreiche LiBr-Lösung vorgewärmt wird. Das reine Kältemittel wird im Kondensator durch Wärmeabgabe verflüssigt (7 → 8), um danach durch ein Drosselventil zurück in den Verdampfer zu fließen (8 → 1).

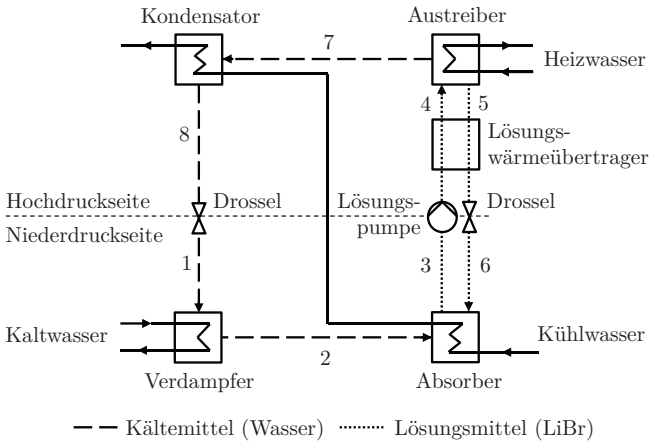


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung einer einstufigen AbKM, eigene Darstellung

²⁷ Der thermische Verdichter der AbKM substituiert die Kompression des gasförmigen Kältemittels durch Zufuhr von mechanischer Energie in konventionellen KKM.

Bedarfsanalyse

Im untersuchten Unternehmen konnte im Bereich der Rollenherdöfen und den umliegenden Produktionsbereichen die Presswerkzeugkühlung als mögliche Senke für die AWN durch Kältebereitstellung identifiziert werden. Weitere AWS mit einem Kühlbedarf in diesem Umfeld wie die Pressehydraulik, die Laseranlagen mit zugehöriger Lasererzeugung und die Schaltschränke werden aus Gründen der Prozesssicherheit, der technischen Umsetzbarkeit sowie der messtechnischen Möglichkeiten in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Aufgrund der zeitlich direkten Kopplung der Presse mit dem vorgelagerten Rollenherdofen (vgl. Abschnitt 3.2) fällt die Presswerkzeugkühlung unter die Kategorie der prozessgekoppelten Senken. Das Kühlwasser der Presswerkzeugkühlung wird über einen Kühlkreislauf mit einer Zieltemperatur von 20 °C bereitgestellt. Die Rückkühlung erfolgt über mehrere Zwischenkreisläufe über einen offenen Verdunstungskühlturm. Das Erreichen der Zieltemperatur ist abhängig von der Außentemperatur und der gleichzeitigen Abnahme aller an den Kühlkreislauf angeschlossenen Verbraucher. Die Messung der Vorlauftemperatur in Abbildung A.15 zeigt, dass das Presswerkzeug zeitweise mit 24 °C bei einer Außentemperatur von 14 °C versorgt wird. Zur Unterstützung bei zu heißen Außentemperaturen ist die Anbindung einer KKM in einen Zwischenkreislauf möglich.

Zur Ermittlung des thermischen Bedarfs der Presswerkzeugkühlung wurden insgesamt sechs Messungen an vier verschiedenen Presswerkzeugen für unterschiedliche Belegungen durchgeführt.²⁸ Beispielhaft für das Presswerkzeug B ist die Messung in Abbildung A.15 aufgeführt. Abbildung 5.5 zeigt die aus allen sechs Messungen berechneten thermischen Leistungen zur Kühlung der untersuchten Presswerkzeuge in Abhängigkeit des Gutmassenstroms²⁹. Daraus geht hervor, dass für den Bedarf an Kühlleistung ein linearer Zusammenhang mit dem Gutmassenstrom vorliegt ($R^2 = 0,89$). Der Grund dafür ist die mit dem Platinen- bzw. Hubgewicht verbundene gespeicherte Wärmemenge, die durch die Werkzeugkühlung während der eingestellten Pressehaltezeit abgeführt wird. Eine wesentliche Randbedingung ist dabei die Einhaltung der minimalen Abkühlgeschwindigkeit von 27 K/s, da bei Unterschreitung unerwünschte Gefügestrukturen auftreten. Neben den Platineigenschaften wie Dicke, Größe, Geometrie und Beschichtung sowie der Presseschließkraft hat auch die Kühlung einen Einfluss auf die Abkühlgeschwindigkeit der Platinen. Neben der optimalen Gestaltung der Kühlkanäle kann die Temperatur des Kühlmediums eben-

²⁸ für die Eigenschaften der untersuchten Werkzeuge vgl. Tabelle A.10

²⁹ Hubgewicht der Presse multipliziert mit der Taktzeit

falls einen Einfluss auf das Abkühlverhalten haben (vgl. Ganzer et al. 2009, S. 35; Medřický 2013; Hochholding 2012, S. 105).

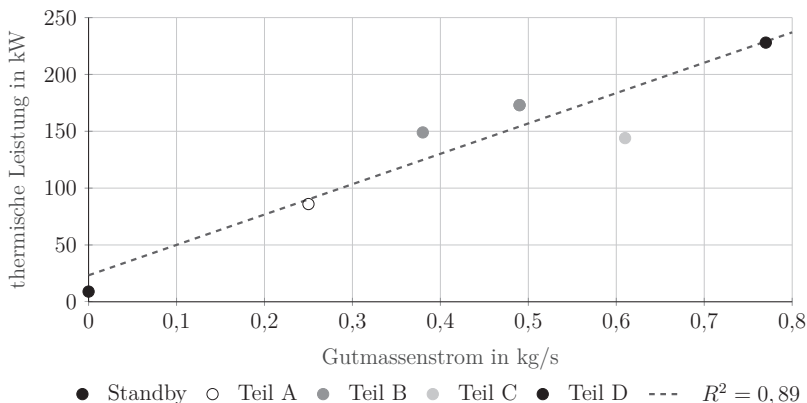


Abbildung 5.5: Kühlbedarf der untersuchten Presswerkzeuge in Abhängigkeit des Gutmassenstroms, eigene Darstellung

Fazit

Die Presswerkzeuge können mit Kühlwasser von 20 °C durch den Einsatz einer H₂O-LiBr-AbKM im kleinen Leistungsbereich versorgt werden. Zur Vermeidung eines stark diskontinuierlichen Betriebs wird ein vor- und nachgeschalteter Pufferspeicher eingesetzt. Die Beheizung der AbKM müsste somit durch Heißwasser aus einem Warmwasserspeicher erfolgen, welcher durch die Abgaswärme des Ofens auf Temperatur gehalten wird.

Eine Konkretisierung der Anlagengröße ergibt sich durch die in Abschnitt 5.3.3 modellierte und parametrisierte H₂O-LiBr-AbKM. Dies gilt ebenso für die Anzahl der Presswerkzeuge, welche vollständig durch die Kälte versorgt werden können.

5.2.3 Strom

Technologieanalyse

Abwärme kann indirekt durch eine Umwandlung in die exergetisch hochwertigste Energieform „Strom“ genutzt werden. Die Technologien zur Verstromung können hinsichtlich mit

oder ohne mechanische Zwischenstufe differenziert werden (vgl. Hirzel et al. 2013, S. 20). Die Verfahren ohne mechanische Zwischenstufe, wie z. B. die thermoelektrische Stromerzeugung, befinden sich derzeit noch in der Entwicklung (vgl. DOE 2008, S. 27-29). Sie werden daher in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Zu den Verfahren mit mechanischer Zwischenstufe zählen der konventionelle Dampfkraftprozess, der ORC-Prozess, der Kalina-Prozess und der Stirlingmotor. Kalina-Anlagen sind am Markt nur wenig verbreitet und werden v. a. aufgrund ihrer komplexen Technik und den damit verbundenen höheren Kosten nur selten zur AWN eingesetzt (vgl. Peht 2010, S. 10-11). Somit wird der Kalina-Prozess in dieser Arbeit zur Stromgewinnung ausgeschlossen.

Tabelle 5.2 gibt einen Überblick über die Eigenschaften der Technologien, deren Eignung zur Verstromung der Abgaswärme der untersuchten Industrieöfen in diesem Abschnitt geprüft wird.

Tabelle 5.2: Technologieüberblick zur Verstromung von Abwärme, Einteilung in Nieder- (NT), Mittel- (MT) und Hochtemperaturabwärme (HT) (eigene Darstellung, in Anlehnung an (S) SAENA 2016, S. 42-47; (B) Blesl et al. 2013, S. 113-118; (P) Peht 2010, S. 10-11; (G) Grote et al. 2015, S. 12-13; (L) LfU Bayern 2012, S. 31; (K) Karl 2012, S. 2012; (W) Werdich et al. 2001)

Technologie	elektrische Leistung in MW	Abwärme-träger	Abwärme-temperatur in °C	max. Wirkungsgrad in %	Literatur
Dampfkraftprozess	0,1-10	Flüssigkeit	-	20-35	(B)
	-	-	> 350 (MT-HT)	20-45	(G)
	> 0,02	Dampf, Gas	-	> 10	(S)
ORC-Prozess	0,03-3	Flüssigkeit	> 110 (NT-MT)	5-15	(S)
	-	Dampf, Gas	95-300 (NT-MT)	-	(L)
	-	-	80-350 (NT-MT)	8-20	(G)
	-	-	-	12-18	(K)
Stirlingmotor	< 0,25	Abgas	650-1100 (HT)	10-16	(S)
	-	-	NT-MT	-	(W)

Neben dem Temperaturniveau und der verfügbaren thermischen Leistung hat der zeitliche

Verlauf des Abwärmestroms einen wesentlichen Einfluss auf die Möglichkeit zur Verstromung. Diskontinuierliche Abwärme in Bezug auf Temperatur und Leistung hat eine negative Auswirkung auf den Wirkungsgrad und den Dauerbetrieb der Verstromungsanlage. Das Auftreten von schnellen Temperaturschwankungen kann unzulässige thermomechanische Belastungen verursachen. Des Weiteren führen häufige An- und Abfahrvorgänge zu Energieverlusten, die durch das Aufheizen von Anlagenkomponenten auf Betriebstemperatur verursacht werden. Eine Verstromung ist aus thermökonomischer Sicht nur dann interessant, wenn die Anlage im Auslegungspunkt ohne große Stillstandszeiten bei konstant hoher thermischer Leistung und Temperatur der AWQ betrieben werden kann (vgl. Steinmann et al. 2010, S. 9). Durch den Einsatz vorgeschalteter thermischer Speicher oder durch die Kopplung mehrerer AWQ kann eine Glättung des Abwärmestroms erreicht werden (Theißing et al. 2009; Steinmann et al. 2010).

Mit dem Dampfkraftprozess können die höchsten Wirkungsgrade mit konstanter Hochtemperaturabwärme und niedriger Rückkühltemperatur erreicht werden. Auch Mitteltemperaturabwärme ab ca. 350 °C ist für den Dampfkraftprozess ausreichend (vgl. Grote et al. 2015, S. 12-13).

Die Angaben von SAENA (2016, S. 42-47) zum Dampfkraftprozess berücksichtigen auch Anlagen im kleinen Leistungsbereich, welche anstelle einer Turbine eine Kolbenexpansionsmaschine verbaut haben. Diese Dampfkraftanlagen sind auch für Teillast bei diskontinuierlicher Abwärme geeignet (vgl. SAENA 2016, S. 42-47). Der Leistungsbereich von Dampfkraftanlagen mit Turbine beginnt ab mindestens 100 kW elektrischer Leistung. Bei einem Wirkungsgrad von 20 % ist dafür eine konstante thermische Leistung von mindestens 500 kW notwendig (vgl. Blesl et al. 2013, S. 113-118).

Aufgrund der diskontinuierlichen Abwärme der Rollenherdöfen sind diese nur zur Versorgung einer Dampfkraftanlage im kleinen Leistungsbereich mit Kolbenexpansionsmaschine geeignet. Durch ihre Kopplung werden eine ausreichend hohe Mischtemperatur und thermische Leistung erreicht. Die Kolbenexpansionsmaschine kann auf die Schwankungen der Abwärme mittels Dampfkolbenmotor reagieren, wodurch hohe Stillstandszeiten vermieden werden. Die Anlagen mit diesen Expansionstechnologien sind jedoch kaum am Markt verfügbar und weisen für Anwendungen in der Industrie noch Prototypcharakter auf. Daher wird der Dampfkraftprozess für den Anwendungsfall nicht weiter betrachtet. Nach Angaben von SAENA (2016) ist der Betrieb von Stirlingmotoren erst ab einer Mindesttemperatur von 650 °C möglich. Dagegen geht Werdich et al. (2001) auch auf NT-

und HT-Stirlingmaschinen ein, die z. B. zur Nutzung der Sonnenenergie eingesetzt werden. Für detaillierte Informationen über verschiedene Stirlingmaschinen wird auf Werdich et al. (2001) verwiesen. In dieser Arbeit wird der Einsatz von Stirlingmotoren aufgrund ihres Entwicklungsstandes und den Temperaturanforderungen von SAENA (2016) nicht weiter betrachtet. Daher bleibt als geeignete Technologie zur Abwärmeverstromung lediglich noch der ORC-Prozess.

Im Gegensatz zum konventionellen Dampfkraftprozess wird als Arbeitsmittel beim ORC-Prozess anstelle von Wasser ein organisches Fluid eingesetzt. Mögliche Arbeitsmittel sind Silikonöle und Kohlenwasserstoffe (z. B. Pentan) (vgl. Priebe 2008, S. 54-55). Aufgrund der niedrigen Siede- bzw. Kondensationstemperatur der Arbeitsmittel im Vergleich zu Wasser kann Abwärme auf einem niedrigen Temperatur- und Druckniveau zur Verstromung genutzt werden (vgl. Kaltschmitt et al. 2009, S. 564). Der für den ORC-Prozess relevante Temperaturbereich der Abwärme liegt zwischen ca. 80-350 °C. Zum Schutz des organischen Fluides vor thermischer Zersetzung bei zu hohen Temperaturen wird meist ein Wasser- oder Thermoölkreislauf zwischen die AWQ und den Verdampfer geschaltet.

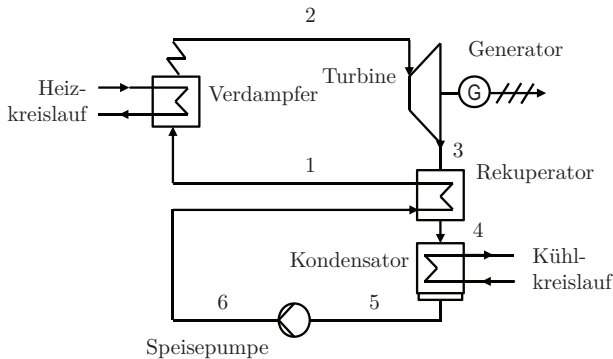


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung einer ORC-Anlage mit Rekuperator, eigene Darstellung

Abbildung 5.6 zeigt schematisch den ORC-Prozess mit Rekuperator für eine höhere thermische Effizienz (vgl. Wang et al. 2012, S. 2311). Das flüssige Arbeitsmittel auf hohem Druckniveau wird in einem Verdampfer durch Wärmezufuhr über den Heizkreislauf verdampft oder überhitzt (1 → 2). Anschließend erfolgt die Entspannung des gesättigten oder

überhitzten Dampfes in der Turbine, wodurch die zum Antrieb des Generators benötigte Wellenleistung bereitgestellt wird (2 → 3). Alternativ können auch andere Expansionsmaschinen, wie z. B. Kolbenmaschinen, zur Stromgenerierung eingesetzt werden. Das entspannte Arbeitsmittel gibt anteilig Kondensationswärme an das Arbeitsmittel vor Eintritt in den Verdampfer zur Vorerwärmung ab (3 → 4). Die vollständige Kondensation erfolgt durch Wärmeabgabe an einen Kühlkreislauf (4 → 5). Dabei kann die Wärme zum einen direkt vom Kühlmedium an die Umgebung, z. B. über einen Luftkondensator oder über eine Durchlaufkühlung³⁰ oder indirekt vom Kühlmedium über einen Zwischenkreislauf an einen Kühlturm abgegeben werden. Das verflüssigte Arbeitsmittel erfährt nach der Vorerwärmung (5 → 6) durch den Einsatz einer Speisepumpe eine Druckerhöhung und wird erneut in den Verdampfer gepumpt (6 → 1).

Bedarfsanalyse

An das Stromnetz des Unternehmens mit einem Spannungsniveau von 400 V sind die Verbraucher mit ihren jeweiligen Bedarfen an elektrischer Energie angeschlossen. Typische Verbraucher sind branchenspezifische Produktionsmaschinen mit der zugehörigen Steuer- und Regelungstechnik sowie Querschnittstechnologien wie u. a. elektromechanische Antriebe, Beleuchtung oder Druckluft- und Kälteerzeugungsanlagen.

Fazit

Für den Strom generierenden AWN-Pfad stellt das Stromnetz des Unternehmens die AWS dar. Die Technologieanalyse zeigt, dass zur Verstromung der Abwärme der Rollenherdöfen eine NT-ORC-Anlage im kleinen Leistungsbereich mit Zwischenkreislauf und Pufferspeicher geeignet ist. Da der durch die NT-ORC-Anlage generierte Strom aus der zur Verfügung stehenden Abwärme sehr gering im Verhältnis zum Gesamtstrombedarf des Unternehmens ist, kann mit einer Einspeisung in das unternehmensinterne Stromnetz auch von einer Nutzung ausgegangen.

5.3 Modellbildung und Parametrisierung

In diesem Abschnitt erfolgen die Modellierung und die Parametrisierung der im vorausgehenden Abschnitt entwickelten AWN-Pfade. In Abbildung 5.7 sind die Pfade ausgehend

³⁰ Bei einer Durchlaufkühlung wird aus einem Fließgewässer kaltes Wasser entnommen und nach Aufnahme von Wärme wieder zurückgeleitet.

von den Rollenherdöfen über die Technologien bis zu den Senken dargestellt. Zunächst werden die Lastprofile der Abgasenthalpieströme für jeden der sechs Rollenherdöfen erstellt. Anschließend erfolgen die Modellierung und die Parametrisierung der in Abschnitt 5.2 herausgearbeiteten Technologien: der Wärmeübertrager, der thermische Speicher, die AbKM und die ORC-Anlage.

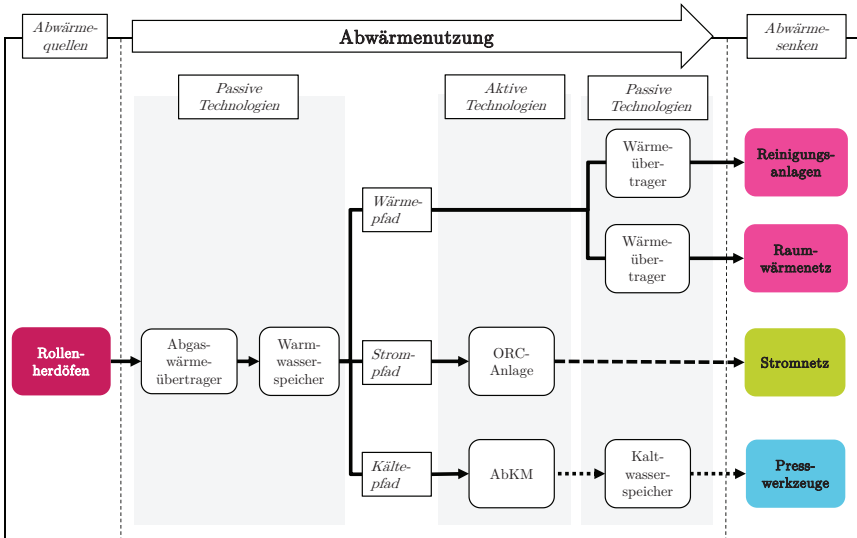


Abbildung 5.7: Pfade zur AWN der Abgaswärme von Rollenherdöfen beim Presshärten, eigene Darstellung

Die Auslegung und Parametrisierung der Technologien erfolgt vor der Simulation über eine vereinfachte Betrachtung ausgehend von der im Mittel zur Verfügung stehenden Abwärme der sechs Rollenherdöfen und unter Verwendung der Nennleistungen und der mittleren Wirkungsgrade der Technologien. Abschließend wird die Anzahl der AWS festgelegt, deren thermischer Bedarf durch die AWN gedeckt werden kann und die Modellierung ihrer Lastprofile beschrieben. Eine gegenseitige Beeinflussung von AWQ und AWS wird bei dieser Vorbetrachtung noch nicht berücksichtigt.

5.3.1 Rollenherdöfen

Das Lastprofil für den Abgasenthalpiestrom eines Rollenherdofens wird anhand der in den Abbildungen 4.5 und 4.6 ermittelten linearen Zusammenhänge für den Erdgasvolumenstrom und die Abgastemperatur für den untersuchten Ofen B durch Anwendung der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Verbrennungsrechnung erstellt. Der notwendige Gutmassenstrom wird dazu durch die Vorgabe eines Produktionsprogramms mit den Angaben zur Belegung und zur Auslastung für jede 8-Stunden-Schicht vorgegeben. Die Auslastungen liegen in einem Bereich zwischen 80-98%. Dieser Bereich entspricht den ausgewerteten Schichten zur Bestimmung des Gutmassenstroms für die stationären Zustände in Abschnitt 4.2. Die Gewichte der Belegungen entsprechen ebenfalls denen von Ofen B (vgl. Tabelle A.3). Damit werden in der Simulationsstudie nur vollständig zu härtende Belegungen modelliert und die Verfahrensvariante als Einflussgröße nicht weiter untersucht. Der Unterschied zwischen den Verfahren wurde bereits durch Bestimmung des theoretischen AWP herausgearbeitet (vgl. Abbildungen 4.10). Abbildung A.20 im Anhang zeigt beispielhaft den modellierten zeitlichen Verlauf der Abgastemperatur und des Abgasmassenstroms für einen Rollenherdofen.

5.3.2 Wärmeübertrager und thermischer Speicher

Wärmeübertrager und thermische Speicher sind, wie bereits beschrieben, Bestandteile jedes AWN-Pfades. Diese beiden Modelle stehen bereits über die fachgebietsinterne Modellbibliothek ALBA (vgl. Hesselbach 2017, S. 29) zur Verfügung und werden hier nicht weiter erläutert. Ihre Beschreibung und Überprüfung können den Arbeiten von Schäfer (2013, S. 104-112, 119-120) und Schlüter (2013, S. 76-84) entnommen werden.

Wie bereits in Abschnitt 5.2.1 herausgearbeitet, wird zur Auskopplung der Abgaswärme ein am Markt verfügbarer Rohrbündelwärmeübertrager ausgelegt. Charakteristisch ist eine Übertragungsfläche von $14,6 \text{ m}^2$ und ein vom Abgasmassenstrom abhängiger Wärmedurchgangskoeffizient. Der variable Wärmedurchgangskoeffizient geht als Kennlinie in das Modell des Wärmeübertragers ein. Die Kennlinie und die zugrundeliegenden Betriebspunkte sind in Abbildung A.16 abgebildet. Je nach Abgasmassenstrom kann der Wärmeübergangskoeffizient Werte zwischen $17\text{-}43 \text{ W/m}^2\text{K}$ annehmen und liegt in dem vom VDI-Wärmeatlas angegebenen Bereich für Rohrbündelwärmeübertrager (vgl. VDI 2013, S. 85). Da nach dem Abgaswärmeübertrager nach Angaben des Herstellers die Abgastemperatur minimal noch 80°C betragen kann, wird diese Temperatur als Referenztemperatur zur Ermittlung der

auskoppelbaren thermischen Leistung verwendet. Damit ergibt sich eine mittlere auskoppelbare thermische Leistung für alle sechs Rollenherdöfen von 620 kW.

Zum Ausgleich der Schwankungen im Abgasstrom erfolgt eine einheitliche Festlegung der notwendigen Größe des Warmwasserspeichers für alle AWN-Pfade. In dieser Arbeit wurde die von Steinmann et al. (2010, S. 29-32) angegebene Vorgehensweise zur Speicherauslegung angewendet. Daraus ergibt sich ein Volumen von 72 m³ auf Grundlage der mittleren auskoppelbaren thermischen Leistung und unter Berücksichtigung der Ladezustände des Speichers.

5.3.3 Absorptionskältemaschine

Die Modellierung der AbKM erfolgt anhand empirisch bestimmter Kennlinien des Instituts für Luft- und Kältetechnik Dresden (vgl. Wobst et al. 2007) für eine H₂O-LiBr-AbKM mit einer Kälteleistung von 15 kW. Diese Kennlinien zeigen den Einfluss der in Tabelle A.11 aufgeführten Temperaturen und Volumenströme auf die Kälteleistung $\dot{Q}_{kalt,AbKM}$, die Heizleistung $\dot{Q}_{heiz,AbKM}$ und das Wärmeverhältnis ζ_{AbKM} der untersuchten AbKM. Für das AbKM-Modell in dieser Arbeit sind diese empirisch bestimmten Kennlinien als dreidimensionale Kennfelder implementiert. Anhand der in der Tabelle A.11 aufgeführten Inputgrößen werden die beiden Outputgrößen $\dot{Q}_{kalt,AbKM}$ und ζ_{AbKM} linear zwischen den hinterlegten Kennfeldern interpoliert. Liegen die Inputgrößen außerhalb der in der Tabelle A.11 angegebenen Randbedingungen, gibt die modellierte AbKM keine Kälteleistung mehr ab. Die dritte Outputgröße $\dot{Q}_{heiz,AbKM}$ wird entsprechend der Gleichung 5.2 ermittelt.

$$\dot{Q}_{heiz,AbKM} = \frac{\dot{Q}_{kalt,AbKM}}{\zeta_{AbKM}} \quad (5.2)$$

Abbildung 5.8 zeigt beispielhaft das Kennfeld für das Wärmeverhältnis bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 27 °C. Bei der Überprüfung der Übertragbarkeit des 15 kW AbKM-Modells auf Anlagen mit Kälteleistungen von 80-250 kW des gleichen Herstellers konnte unter Berücksichtigung der angegebenen Leistungstoleranz von +/- 5 % ein identisches Betriebsverhalten aufgezeigt werden (vgl. EAW 2008; EAW 2017).

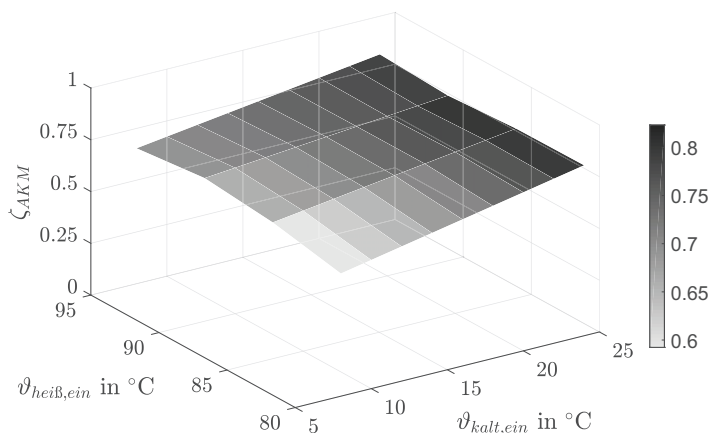


Abbildung 5.8: Kennfeld des Wärmeverhältnisses der modellierten H_2O -LiBr-AbKM in Abhängigkeit der Heiß- und Kaltwassertemperatur bei einer konstanten Kühlwassertemperatur von 27 °C (eigene Darstellung, mit Messdaten von Wobst et al. 2007)

Auf Grundlage der zur Beheizung der AbKM zur Verfügung stehenden mittleren thermischen Leistung von 620 kW und mit der Annahme eines mittleren Wärmeverhältnisses von $0,7$ können zwei AbKM-Anlagen mit einer Kälteleistung von 200 kW zur Modellierung des Kältepfads eingesetzt werden.

5.3.4 ORC-Anlage

Das Ziel der Modellierung der ORC-Anlage ist die Abbildung der generierten elektrischen Leistung $P_{el,ORC}$. Dazu wurde auf Basis von Messungen (vgl. Abbildung A.19) an einer NT-ORC-Anlage mit 23 kW elektrischer und 303 kW thermischer Leistung³¹ ein Kennlinienmodell erstellt.

Die untersuchte NT-ORC-Anlage wird durch Anbindung an ein betriebszentrales Wärmenetz über einen Zwischenkreislauf beheizt. Die Vorlauftemperatur des glycolhaltigen Heizwassers $\vartheta_{ORC,VL}$ wird dabei auf 90 °C geregelt, um so den zulässigen Betriebsbereich von $85\text{-}100\text{ °C}$ einzuhalten. Die Kondensation des Arbeitsmittels³² erfolgt direkt über einen

³¹ Herstellerangaben

³² Gemisch aus Pentafluorbutan und Perfluorpolyether

drehzahlregelten Luftkühler, der auf eine Außentemperatur ϑ_{amb} von 20 °C ausgelegt ist. Bei Außentemperaturen von $\vartheta_{amb} \leq 20^\circ\text{C}$ stellt der Generator eine nahezu konstante elektrische Leistung von 21 kW bei einer Heizleistung $\dot{Q}_{heiz,ORC}$ von 303 kW bereit. Bei höheren Außentemperaturen fällt die elektrische Leistung infolge der notwendigen Regelvorgänge bis auf max. 13,5 kW ab, während die bezogene Heizleistung bis auf max. 327 kW ansteigt (vgl. Abbildung A.19).

Da die Außentemperatur eine Haupteinflussgröße auf die generierte elektrische Leistung der untersuchten NT-ORC-Anlage darstellt, wurden anhand der Messwerte Kennlinien in Abhängigkeit der Außentemperatur ermittelt.³³ In Abbildung 5.9 sind die Messwerte und die Kennlinie des nach Gleichung 5.3 berechneten Nettowirkungsgrads $\eta_{netto,ORC}$ in Abhängigkeit der Außentemperatur dargestellt.³⁴

$$\eta_{ORC,netto} = \frac{P_{el,ORC} - P_{el,ORC,eigen}}{\dot{Q}_{heiz,ORC}} \quad (5.3)$$

Darin ist $P_{el,ORC,eigen}$ der elektrische Eigenverbrauch v.a. zum Betrieb der Pumpe, des Luftkühlers und der Steuerungselektronik.

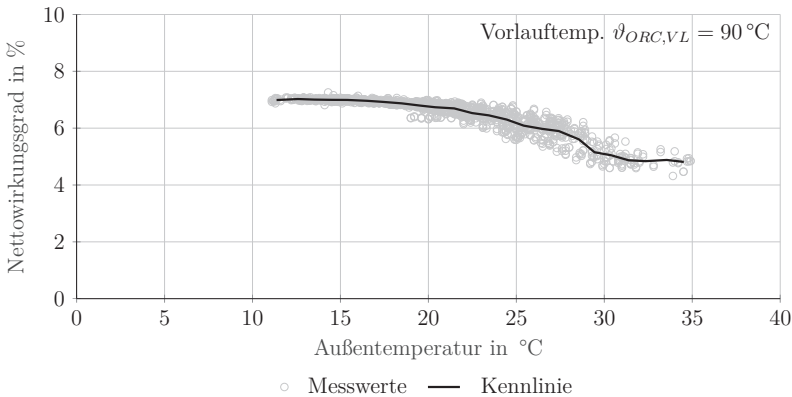


Abbildung 5.9: Messwerte und Kennlinie des Nettowirkungsgrads der NT-ORC-Anlage 23 kW_{el}/303 kW_{th} in Abhängigkeit der Außentemperatur bei konstanter Vorlauf­temperatur des Heizkreislaufs von 90 °C, eigene Darstellung

³³ Bildung der Kennlinie durch Mittelwertbildung für jeden Temperaturwert

³⁴ für weitere Messwerte und Kennlinien vgl. Abbildungen A.17 und A.18

Die Abbildung zeigt, dass die Messwerte für den Nettowirkungsgrad der untersuchten NT-ORC-Anlage bis zu einer Außentemperatur von 20°C nur geringfügig streuen. Bei $\vartheta_{amb} > 20^\circ\text{C}$ nimmt die Streuung aufgrund der internen Regelung zu. Die ermittelte Kennlinie gibt bei 11°C einen maximalen Nettowirkungsgrad von 7 % aus. Dieser fällt bis ca. 29°C auf 5,5 % ab. Der bei $\vartheta_{amb} = 29^\circ\text{C}$ auftretende Knick und der für höhere Temperaturen annähernd konstante Verlauf der Kennlinie ist mit wenigen vorhandenen Messwerten und der internen Regelung zu begründen. Daher wird für das Modell für $\vartheta_{amb} \geq 29^\circ\text{C}$ ein konstanter Nettowirkungsgrad von 5,5 % angenommen.

Da alle Kennlinien der NT-ORC-Anlage für $\vartheta_{ORC,VL} = 90^\circ\text{C}$ ermittelt wurden, wird dies auch bei der Modellierung des Strompfads berücksichtigt. Dazu wird in dem vorgeschalteten Wasserkreislauf ein Zielwert von 90°C für die Vorlauftemperatur vorgegeben. Bei Nichteinhaltung eines Toleranzbereichs von $\pm 5\text{K}$ nimmt das Modell der ORC-Anlage keine Heizleistung mehr ab.

Zur Anpassung der modellierten NT-ORC-Anlage mit 303 kW_{th} an höhere thermische Leistungen soll eine Skalierung anhand der vom gleichen Hersteller verfügbaren Anlagengrößen erfolgen. Die Größenordnungen der Anlagen sind $37\text{ kW}_{el}/500\text{ kW}_{th}$ und $75\text{ kW}_{el}/1000\text{ kW}_{th}$. Da der angegebene Wirkungsgrad sich mit der Leistung nicht erhöht, wird die ermittelte Kennlinie für diese Anlagengrößen ebenfalls angenommen.

Ausgehend von der mittleren auskoppelbaren Abwärme kann die $37\text{ kW}_{el}/500\text{ kW}_{th}$ ORC-Anlage über fast den ganzen Jahresverlauf mit einer ausreichenden Wärmeleistung versorgt werden. Daher wird das Modell der ORC-Anlage entsprechend dieser Anlagengröße parametrisiert.

5.3.5 Abwärmesenken

Reinigungsanlage

Die Lastprofile der beiden untersuchten Reinigungsanlagen (vgl. Abbildung 5.3) werden als typische Lastprofile angenommen und in das Modell implementiert. Aufgrund der auftretenden Lastspitzen wird die Anzahl der Reinigungsanlagen, die ausschließlich nur durch die Rollenherdöfen ihren thermischen Leistungsbedarf decken können, anhand von Simulationläufen ermittelt. Aus den verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten wurde aufgrund der Anwendungshäufigkeit im untersuchten Unternehmen die Anzahl der Anlage A auf eins und der Anlage B auf sieben festgelegt.

Presswerkzeuge

Die Modellierung des Kühlbedarfs eines Presswerkzeugs erfolgt in Abhängigkeit der verschiedenen Belegungen der Presshärteleinie. Dazu wird auf den in Abbildung 5.5 ermittelten linearen Zusammenhang zwischen der thermischen Leistung der Presswerkzeugkühlung und dem Gutmassenstrom zurückgegriffen. Der Gutmassenstrom ergibt sich aus dem vorgegebenen Produktionsprogramm, welches auch für den zugehörigen Rollenherdofen gilt. Damit ist der Kühlbedarf über den Gutmassenstrom mit dem Abwärmeprofil des zugehörigen Rollenherdofens zeitlich gekoppelt. Der mittlere thermische Kühlbedarf der sechs Presswerkzeuge beträgt 480 kW. Dieser Bedarf kann nicht durch die bereitgestellten 400 kW Absorptionskälte gedeckt werden. Daher wird die Anzahl der durch die Absorptionskälte versorgten Presswerkzeuge auf vier gesetzt. Die beiden übrigen Presswerkzeuge müssten weiterhin über das bestehende Kühlsystem versorgt werden.

Raumwärmenetz

Zur Abbildung der thermischen Leistung, die in das Raumwärmenetz des Unternehmens eingebunden werden kann, wurde die gemessene Rücklauftemperatur des Raumwärmenetzes für die Heizperiode von Mitte November 2016 bis Mitte Mai 2017 in das Modell implementiert. Die Temperatur schwankt zwischen ca. 25-95 °C und liegt im Mittel bei ca. 60 °C.

Ergebnisse der Simulationsstudie

In diesem Kapitel erfolgt die Auswertung der Ergebnisse der Simulationsstudie. Nach einem Überblick über die im Simulationsmodell eingestellten Parameter werden die Simulationsergebnisse beschrieben und abschließend im Kontext der Forschungsfrage dieser Arbeit diskutiert.

6.1 Parameterüberblick

Tabelle 6.1 fasst die oben aufgeführten Parametereinstellungen der modellierten AWN-Pfade zusammen. Die Simulationsstudie wird mit der Außentemperatur von Oktober 2016 bis Oktober 2017 durchgeführt, die dem Zeitraum der erfassten und eingebundenen Heizperiode entspricht. Dazu wird der vom Hessischen Landesamt für Naturschutz bereitgestellte Wetterdatensatz in Stundenaufösung für einen Standort im mitteldeutschen Raum verwendet. Die Außentemperatur ist für die AbKM als auch die ORC-Anlage eine Eingangsgröße. Zusätzlich wurde eine Sensitivitätsanalyse hinsichtlich des Einflusses der Außentemperatur durchgeführt. Dazu wurden Zeiträume mit durchschnittlich sehr kühlen (Jahr 2004) und mit durchschnittlich sehr heißen (Jahr 2003) Sommertagen gewählt. Der Sommer des Jahres 2017 war im Schnitt wärmer als der Durchschnitt.

Tabelle 6.1: Überblick über die Parametereinstellungen der Simulationsstudie, eigene Darstellung

Parameter	Anzahl	Fläche in m ²	Volumen in m ³	\dot{Q}_{heiz} in kW	\dot{Q}_{kalt} in kW	P_{el} in kW
Rollenherdofen	6				620	
Wärmeübertrager	6	14				
Warmwasserspeicher	1		72			
Wärmepfad						
Reinigungsanlage A	1					
Reinigungsanlage B	7					
Strompfad						
ORC-Anlage	1			500		
Kältepfad						
AbKM	2			286/286	200/200	
Kaltwasserspeicher	1		20			
Presswerkzeug	4				320	37

6.2 Simulationsergebnisse

In Abbildung 6.1 sind für alle simulierten AWN-Pfade die jährlich aus dem Abgas auskoppelbare Abwärme und die dadurch nutzbare und somit eingesparte Endenergie gegenübergestellt. Zur Unterscheidung der Wärmepfade wird die Bereitstellung von Prozesswärme für die Reinigungsanlage mit PW von Raumwärme mit RW zur Beheizung abgekürzt. Die Energieeinsparungen sind aufgeschlüsselt nach Kälte, Strom und Wärme. Des Weiteren sind die pfadspezifischen Ausnutzungsgrade angegeben. Das an das Abgas gebundene theoretische AWP der simulierten sechs Rollenherdöfen beträgt 5935 MWh/a und stellt die Referenzgröße des Ausnutzungsgrades dar.

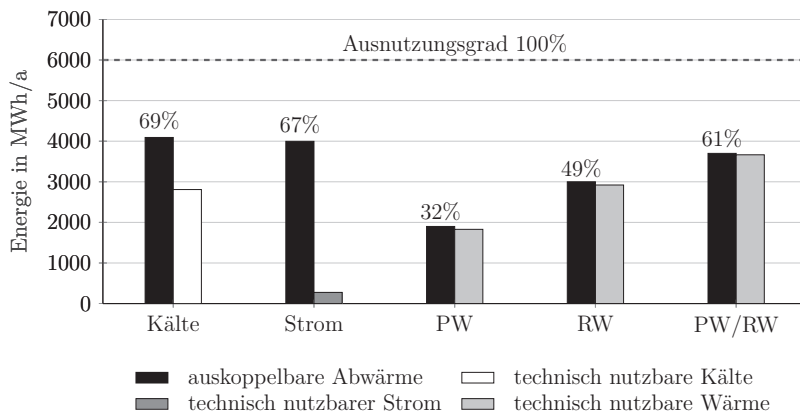


Abbildung 6.1: Auskoppelbare Abwärme unter Angabe des Ausnutzungsgrades und eingesparte Endenergie für alle AWN-Pfade, eigene Darstellung

Der Ausnutzungsgrad für den Kältepfad ist mit 69% am höchsten. Die ausgekoppelte Abwärme von 4092 MWh/a wird zur Beheizung der beiden AbKM eingesetzt, um mit der bereitgestellten Kälte von 20 °C den jährlichen Kühlbedarf der Werkzeuge von vier Pressen zu decken. Damit beträgt die technisch genutzte Kälte 2800 MWh/a. Dabei wurden sowohl Speicher- als auch Umwandlungsverluste berücksichtigt. Der simulierte Jahresdurchschnitt für das Wärmeverhältnis der beiden AbKM lag bei 0,68. Da die Presse Kühlung zeitlich mit der verfügbaren Abgaswärme der Öfen gekoppelt ist und noch zwei zusätzliche Öfen Abwärme bereitstellen, können die vier Presswerkzeuge immer ausreichend mit Kühlleistung versorgt werden.

Bei der Abwärmeverstromung liegt der Ausnutzungsgrad mit 67% in der gleichen Größenordnung wie beim Kältepfad. Hauptsächlich bedingt durch den Umwandlungsgrad der ORC-Anlage können mit der ausgekoppelten Abwärme 276 MWh/a Strom in das Netz eingespeist werden. Die Betriebsstunden der ORC-Anlage werden aufgrund des fast konstanten thermischen Bedarfs nur im Falle nicht ausreichend zur Verfügung stehender Abwärme eingeschränkt. Dieser Fall tritt v. a. dann auf, wenn während der Weihnachtsfeiertage alle Öfen im Standby-Betrieb sind. In den Sommermonaten ist die Strombereitstellung ab einer Außentemperatur von 27 °C reduziert. Die hohen Ausnutzungsgrade sowohl des Kälte- und des Strompfades sind insbesondere durch die zuvor festgelegte Leistungsgröße der Anlagen beeinflusst.

Der Ausnutzungsgrad zur vollständigen Versorgung von acht Reinigungsanlagen mit Prozesswärme ist mit 32 % am niedrigsten. Der Grund dafür liegt in den zeitlichen Schwankungen der Abwärme und der thermischen Bedarfe der Reinigungsanlagen. Dieses Zusammenspiel hatte bereits bei der Parametrisierung durch simulationsbasierte Voranalysen die Anzahl der Anlagen auf maximal acht beschränkt.

Mit der Einspeisung der Abwärme in den Rücklauf des Raumwärmenetzes während der Heizperiode kann annähernd die Hälfte des theoretischen AWP ausgenutzt werden. Ein wesentlicher Grund dafür liegt in der Rücklauftemperatur des Raumwärmenetzes, welche durch den thermischen Raumwärmebedarf beeinflusst wird. Eine längere Heizperiode hat einen höheren Ausnutzungsgrad zur Folge. Eine zusätzliche Berücksichtigung der AWN zur Versorgung der acht Reinigungsanlagen mit Prozesswärme während der Sommermonate erhöht den Abwärmennutzungsgrad auf 61 %. Die ausgekoppelte Abwärme beträgt hier 3665 MWh/a.

Zum direkten Vergleich der AWN-Pfade werden die eingesparten THG-Emissionen und die eingesparte Primärenergie als Bewertungsgrößen herangezogen. Die für die Bewertung relevanten Faktoren verschiedener Energieversorgungssysteme sind in Tabelle 6.2 aufgeführt.

Tabelle 6.2: Spezifische THG-Emissions-Faktoren und Primärenergie-Faktoren (eigene Darstellung, mit Daten aus IINAS 2017)

Parameter	Bezugs-	THG-Emissionen	PE-Faktor
	jahr	in g_{CO_2e}/kWh	in kWh_{PE}/kWh
Strommix (SM)	2015	547	2,47
Strom aus	2015	404	1,91
Gas-und-Dampfkraftwerk (GuDS)			
Fernwärme (FW)	2010	272	1,20
Wärme aus Erdgas-Kessel (EK)	2010	261	1,24
Wärme aus	2010	150	0,71
Gas-und-Dampfkraftwerk (GuDS)			

Die Faktoren werden entsprechend der in Abschnitt 5.1.3 beschriebenen Auswertungsmethodik auf die eingesparte Endenergie angewendet. Da sich die Faktoren entweder auf Strom oder Wärme beziehen, kann zur Bewertung der eingesparten Kälte keine direkte Umrechnung erfolgen. Die durch den Einsatz einer AbKM eingesparte Kälte wird daher

alternativen Technologien gegenübergestellt. Als Vergleichstechnologien dienen die KKM und der offene Kühlturm. Für die AbKM als auch die Vergleichstechnologien kann ein spezifischer Stromverbrauch zur Erzeugung einer Einheit Kälte angegeben werden. Die zugrunde gelegten Faktoren sind in Tabelle 6.3 hinterlegt.

Tabelle 6.3: Spezifischer Strombedarf von AbKM, KKM und offenem Kühlturm, eigene Darstellung

Technologie	spez. Strombedarf in kWh_{el}/kWh_{th}	Quelle
AKM	0,060	(vgl. Lucas 2002, S. VI.18)
KKM	0,295	(vgl. Lucas 2002, S. VI.18)
Kühlturm	0,021	(vgl. DIN V 18599-7 2016, S. 72)

Abbildung 6.2 zeigt die jährlichen Einsparungen an THG-Emissionen und Primärenergie für die simulierten AWN-Pfade auf.

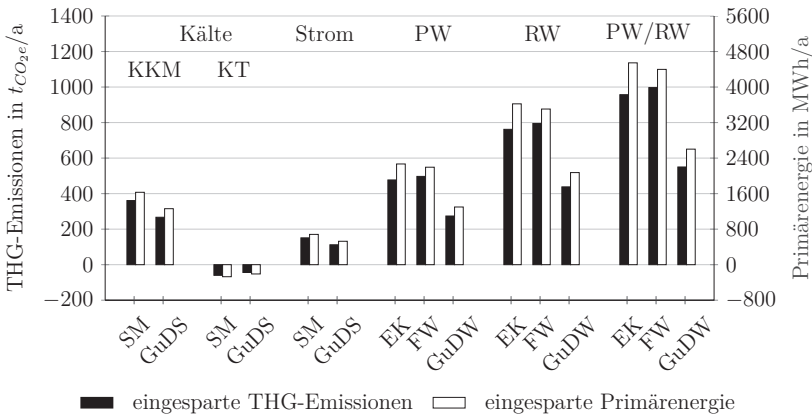


Abbildung 6.2: Eingesparten THG-Emissionen und eingesparte Primärenergie für alle AWN-Pfade

Aufgrund des geringeren spezifischen Stromverbrauchs des Kühlturms gegenüber der AbKM sind beim Kältepfad nur Einsparungen von Primärenergie und THG-Emissionen im Vergleich zur KKM möglich. Die negativen Einsparungen, welche gegen den Kühlturm gerechnet werden, sind jedoch auch in Hinblick auf die durch den Kühlprozess vorgegebene

Zieltemperatur von 20 °C zu diskutieren. In Abschnitt 5.2.2 wurde aufgezeigt, dass die Kühltemperatur einen Einfluss auf das Abkühlverhalten der Bauteile in der Presse haben kann. Zur Beantwortung der Frage nach der optimalen Rückkühltemperatur und zur Quantifizierung ihres Einflusses auf eine schnelle Taktzeit und damit auch auf das technische AWP des Kältepfades sind weiterführende Untersuchungen unter Einhaltung qualitätskritischer Parameter notwendig. Damit wird deutlich, dass eine energetische Untersuchung der AWS und die Überprüfung von Maßnahmen zur Optimierung nach dem Zwiebelschalenmodell notwendige Voraussetzungen einer AWN sind. Trotz der niedrigeren Einsparungen des Kältepfades gegenüber den Einsparungen der Wärmepfade liegt ein Vorteil in der Koppung der Presswerkzeugkühlung mit den Rollenherdöfen. Die AWQ und die AWS treten hier prozessbedingt immer zusammen auf, wodurch bei einer Änderung des Produktionslayouts oder des Standorts auch beide zusammen verlagert werden. Trotzdem ist der Kältepfad aufgrund der geringen jährlichen Einsparungen an Primärenergie und THG-Emissionen gegenüber den Wärmepfaden nicht zu bevorzugen.

Die Einsparungen von THG-Emissionen und Primärenergie beim Einsatz einer NT-ORC-Anlage sind sehr gering. Somit ist der Strompfad für den simulierten Anwendungsfall nicht interessant. Dagegen weisen alle Wärmepfade deutlich höhere Einsparungen auf, insbesondere dann, wenn damit Wärme verdrängt wird, die durch einen Erdgaskessel oder ein Fernwärmenetz bereitgestellt wurde. Weiterführend können auch Kombinationen von verschiedenen Wärmeversorgungssystemen betrachtet werden. Die Auswirkungen der Einspeisung von Abwärme in bestehende Wärmeversorgungssysteme wird hier nicht weiter vertieft betrachtet. An dieser Stelle wird auf Bornemann (2017) verwiesen, der die geregelten und unregelte Abwärmeeinspeisung in ein Wärmenetz untersucht, welches hauptsächlich durch Blockheizkraftwerk (BHKW)-Abwärme und während der Heizperiode durch Heizkesselwärme gespeist wird.

Das höchste jährliche technische AWP wird durch die Bereitstellung von Prozesswärme im Sommer und von Heizwärme im Winter erzielt. Hier kann jedoch bei Produktionsänderungen die Möglichkeit bestehen, dass die Reinigungsanlagen in einem anderen Hallenbereich aufgebaut werden müssen und somit eine AWN nicht mehr möglich ist. Unter Berücksichtigung, dass der technische Aufwand für eine Anbindung von acht Reinigungsanlagen sehr hoch ist, ist die ausschließliche Bereitstellung von Raumwärme zu bevorzugen.

Mit dem Ziel auch zukünftige Einsparungen durch die simulierten AWN-Pfade bewerten zu können, werden die im Anhang in Tabelle A.12 aufgeführten Prognosewerte für die Jahre

2020 und 2030 der spezifischen THG-Emissions-Faktoren und der Primärenergie (PE)-Faktoren herangezogen. Tabelle 6.4 fasst die prognostizierten Ergebnisse für die AWN-Pfade zusammen.

Tabelle 6.4: Zusammenfassung der eingesparten THG-Emissionen und Primärenergie der einzelnen AWN-Pfade für die Jahre 2010/15, 2020 und 2030, eigene Darstellung

		Eingesparte THG-Emissionen in t_{CO_2e}/a			Eingesparte Primärenergie in MWh/a		
		2010/15	2020	2030	2010/15	2020	2030
Kälte	KKM-SM	361	310	246	1630	1459	1254
	KKM-GuDS	267	257	252	1261	1228	1208
	KT-SM	-60	-51	-41	-271	-242	-208
	KT-GuDS	-44	-43	-42	-209	-204	-200
Strom	SM	151	129	103	682	609	524
	GuDS	112	109	105	527	513	505
PW	EK	477	463	461	2268	2213	2213
	FW	497	518	497	2195	2634	2853
	GuDW	274	263	258	1299	1262	1244
RW	EK	762	739	736	3622	3534	3534
	FW	795	827	795	3505	4206	4557
	GuDW	438	421	412	2074	2015	1986
PW/RW	EK	957	927	924	4545	4435	4435
	FW	997	1037	997	4398	5278	5717
	GuDW	550	527	517	2602	2529	2492

Bei den Ergebnissen ist der steigende Anteil an regenerativen Energien am Strommix zu erkennen. Gegenüber den in Tabelle 6.2 angegebenen Faktoren, reduziert sich im Jahr 2030 der THG-Emissions-Faktor um 40 % und der PE-Faktor um 23 %. Damit sinken auch die Einsparungen der Szenarien, welche die aus dem Stromnetz bereitgestellte elektrische Energie verdrängen. Der Einsatz einer AbKM gegenüber einer KKM sowie die Integration einer ORC-Anlage unter den im Modell angenommenen Randbedingungen ist aus ökologischer und primärenergetische Perspektive zukünftig noch schlechter zu bewerten.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse, wie hoch das jährliche technische AWP der AWN-Pfade für sechs Rollenherdöfen sein kann, wenn diese für eine Auskopplung der Abgaswärme auf hohem Temperaturniveau zu einem geschlossenen und isolierten Abgassystem umgebaut wurden. Mit dem ursprünglichen Temperaturniveau von 80 °C vor dem Umbau wären die hier simulierten AWN-Pfade nicht möglich gewesen.

Die methodische Bestimmung des jährlichen technischen AWP verschiedener AWN-Pfade für Industrieöfen ist sowohl auf weitere Industrieöfen als auch auf andere AWQ übertragbar. Ebenso wie bei Kurlle et al. (2016) wird anhand stationärer Betriebszustände die Abwärme quantifiziert. Dagegen wird in dieser Arbeit nicht auf die Optimierung eines Wärmeübertragernetzwerkes eingegangen, sondern verschiedene Möglichkeiten der AWN entwickelt und anhand vergleichender Kennzahlen gegenübergestellt. Die von Laermann et al. (2011) angewendete strukturierte und simulationsbasierte Vorgehensweise zur AWN in der Stahlindustrie ist mit der hier durchgeführten Vorgehensweise vergleichbar. Die Ausarbeitung der Vorgehensweise ist jedoch detaillierter.

Die Abbildung der Abgasenthalpieströme der sechs Rollenherdöfen, anhand von stationären Zuständen für eine 8-Stunden-Schicht, ist für Industrieöfen, bei denen die Aufheiz- und Abkühlvorgänge häufiger auftreten, nicht zielführend. Dies betrifft insbesondere Durchlauföfen, die am Wochenende heruntergefahren werden sowie Standöfen, bei denen der Ofen zusammen mit der Charge aufgeheizt wird, bevor nach einer kurzen Abkühlung ein erneuter Aufheizprozess erfolgt. Insbesondere die Zeiträume ohne Beheizung machen eine höhere zeitliche Auflösung notwendig.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Steigerung der Energieeffizienz ist neben dem Ausbau der erneuerbaren Energien die zweite Säule der Energiewende in Deutschland. Durch die Umsetzung von Energieeffizienzmaßnahmen kann ein wesentlicher Beitrag zur Reduzierung der THG-Emissionen und damit zur Eindämmung des Klimawandels geleistet werden. Die Bereitstellung industrieller Prozesswärme durch den Einsatz einer Vielzahl unterschiedlicher Industrieöfen ist ein wichtiges Handlungsfeld, um Energieeinsparungen zu generieren. Trotz eines heutzutage bereits sehr effizienten Ofenbaus sowie optimierter Brennertechnik wird immer ein Anteil der zugeführten Energie aufgrund thermodynamischer Beschränkungen als Abwärme an die Umgebung abgegeben. In dieser Arbeit wird der Industrieofen als industrielle AWQ untersucht, da er neben seinem hohen Anteil an der Prozesswärmebereitstellung durch hohe Prozesstemperaturen charakterisiert ist, die mit einem hohen Potenzial zur AWN verbunden sind. Des Weiteren wird ein Industrieofen meist über einen längeren Zeitraum im Unternehmen genutzt, wodurch Maßnahmen zur AWN eine langfristige Wirkung aufweisen können.

Trotz vieler Veröffentlichungen zur industriellen Abwärme ist keine spezifische Methode zur Bestimmung des AWP von Industrieöfen vorhanden. Der Fokus der Arbeit lag daher auf der methodischen Bestimmung des theoretischen und des technischen AWP von Industrieöfen, um eine strukturierte und datenbasierte Bewertung zu ermöglichen. Das theoretische AWP beschrieb dabei die physikalisch nutzbare Abwärme, wohingegen das technische AWP die technischen Randbedingungen und die thermischen Bedarfe berücksichtigte. Zur Ermittlung wurde eine messtechnische Untersuchung und eine Simulationsstudie am Beispiel von zwei Rollenherdöfen beim Presshärten in der Automobilindustrie durchgeführt.

Mit der messtechnischen Untersuchung in den Kapiteln 3 und 4 konnte für die beiden Rollenherdöfen A und B sowohl für die stationären als auch für die instationären Zustände das theoretische AWP bestimmt werden. Dazu erfolgte die Durchführung einer Systemanalyse, einer Energiebilanzierung, einer Datenaufnahme und einer Datenauswertung.

Mit der Systemanalyse wurden alle wesentlichen prozesstypischen und konstruktiven Ofenmerkmale erfasst. Die Rollenherdöfen wurden beim Presshärteverfahren zur Wärmebehandlung von Platinen aus 22MnB5 mit einer Prozesstemperatur von max. 950 °C eingesetzt. Die Bereitstellung der Prozesswärme erfolgte durch die Verbrennung von Erdgas in Rekubrennern mit Strahlmantelrohr und durch elektrische Heizungen. Elektrisch angetriebene Rollen aus Keramik transportierten die Platinen mit konstanter Geschwindigkeit durch den Ofeninnenraum. Zur Vermeidung des Rollenbruchs durch auftretende Temperaturspannungen wurden die Öfen nur bei Instandhaltungsmaßnahmen abgekühlt und anschließend wieder aufgeheizt. Bei der Platinenerwärmung wurde zwischen den Verfahrensvarianten des partiellen und vollständigen Härtens unterschieden. Im Gegensatz zum vollständigen Härtens wurden beim partiellen Härtens zum Erhalt unterschiedlicher Härtegrade die Platinen am Ofenausgang für kurze Zeit anteilig in den Ofenraum zurückgeschoben, bevor sie in die nachfolgende Presse gelegt wurden. Die Besonderheit der untersuchten Rollenherdöfen lag darin, dass das Abgassystem umgebaut worden war. Ziel des Umbaus war die Auskopplung der Abgaswärme auf hohem Temperaturniveau durch Vermeidung der Beimischung von Hallenluft. Somit waren die Ringspalte im Abgassystem geschlossen. Das Abgasrohr war aus hochwertigem Edelstahl und mit keramischen Fasern isoliert. Vor dem Umbau lag die Abgastemperatur mit Hallenluftbeimischung bei ca. 80 °C. Der Umbau war sehr spezifisch für Brennersysteme mit Strahlrohren und ist nicht pauschal auf alle Industrieöfen übertragbar. Bei offenen Brennern, bei denen die Abgasabsaugung durch einen Eduktor erfolgt, ist dieser Umbau aufgrund der vorgegebenen Druckverhältnisse nicht möglich.

Anhand der erfassten Ofenmerkmale wurden die Energiebilanzen für die Rollenherdöfen aufgestellt und die Abwärmeströme definiert. Für eine Übertragbarkeit auf andere Öfen wurde ein Zusammenhang zwischen typischen Ofenmerkmalen und relevanten Energieströmen eines Ofensystems hergestellt. Die Abwärme der untersuchten Rollenherdöfen setzte sich aus dem Abgasenthalpiestrom, den Oberflächenwärmeverlusten durch Strahlung und Konvektion sowie dem Abluftenthalpiestrom am Ein- und Ausgang des Ofens zusammen.

Zur Bestimmung des Abgasenthalpiestroms wurde die Verbrennungsrechnung angewendet, um über dauerhaft eingerichtete Messstellen den Erdgasvolumenstrom und die Abgastemperatur im Abgassammelrohr zu erfassen. Die Oberflächenwärmeverluste wurden zum einen aus der Energiebilanz und zum anderen temporär mittels der Thermografie durch die Messung der Oberflächentemperatur ermittelt. Des Weiteren wurde mit der Thermografie auch der Abkühl- und Aufheizprozess untersucht. Neben den Energiedaten wurde der Gutmassenstrom aus den Betriebsdaten erfasst. Die hier durchgeführte direkte Bestimmung der Abgastemperatur im Sammelrohr ohne Hallenluftbeimischung konnte nur aufgrund des Umbaus erfolgen. Die Vorgehensweise zur Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste mittels der Thermografie ist auch auf andere Öfen übertragbar.

Mit den Auswertungen der Energie- und Betriebsdaten konnte gezeigt werden, dass der thermische Prozess im Ofenraum, die konstruktiven Ofenmerkmale, die Prozesseinstellungen, der Durchsatz, die Verfahrensvarianten und die Umgebung die Abwärmeströme der Rollenherdöfen beeinflussen. Diese Einflussgrößen können bei allen Industrieöfen auftreten. Aufgrund dessen kann keine allgemeine Aussage über das AWP eines Industrieofens getroffen werden, wodurch immer eine messtechnische Untersuchung der Energieströme erforderlich ist.

Der thermische Prozess und die mit ihm verbundene Prozesstemperatur können nicht geändert werden. Bei den untersuchten Rollenherdöfen war die Prozesstemperatur von 950 °C mit Angabe der Verweilzeit im Ofen relevant für die notwendige Gefügeänderung. Da die Prozesstemperatur über die Verbrennungstemperatur im Zusammenhang mit der Abgastemperatur stand, konnte hier bereits eine erste Einschätzung für das Abgastemperaturniveau getroffen werden. Bei den untersuchten Rollenherdöfen lagen die Abgastemperaturen nach allen Brennern im Mittel bei 590 °C (Ofen A) und bei 570 °C (Ofen B). Dieses Temperaturniveau erreichte Ofen A im Abgassammelrohr maximal zu 90 % und Ofen B maximal zu 98 %.

Die konstruktiven Ofenmerkmale werden beim Ofenbau durch den thermischen Prozess und das Material bereits optimal kombiniert. Eine nachträgliche Änderung beschränkt sich meist auf den Einsatz effizienterer Brenner und einer Verbesserung der Isolierung, wodurch der Erdgasbedarf und damit die Verluste über das Abgas und die Ofenwand reduziert werden können. Die Bewertung der Auswirkung solcher Effizienzmaßnahmen war nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Im direkten Vergleich der beiden untersuchten Rollenherdöfen vom gleichen Hersteller war das theoretische AWP von Ofen A um 33 %

niedriger als von Ofen B. Die Öfen unterschieden sich hinsichtlich der Heizleistung, der Brennerart und ihrer Anordnung. Des Weiteren war Ofen B um 1,8 m länger als Ofen A.

Die durch die Ofenart vorgegebene Betriebsweise des Ofens wirkte sich wesentlich auf den zeitlichen Verlauf sowohl des Abgasenthalpiestroms als auch der Oberflächenwärmeverluste aus. Die untersuchten Rollenherdöfen gehörten zu den Durchlauföfen und wurden somit kontinuierlich betrieben. Dadurch blieb die Ofeninnenraumtemperatur sowie die Wandtemperatur konstant. Dagegen werden Standöfen chargenweise betrieben, wodurch der Ofeninnenraum zusammen mit der Charge erwärmt wird und bis zur nächsten Charge abkühlt. Für eine Aussage über die Abwärmeströme von Standöfen war die in dieser Arbeit durchgeführte messtechnische Erfassung des Aufheiz- und Abkühlvorgangs wesentlich. Die Ofenart und die weiteren konstruktiven Merkmale sowie der thermische Prozess hatten gegenüber den anderen Einflussgrößen den stärksten Einfluss auf das theoretische AWP.

Die Prozesseinstellungen der Öfen konnten ausschließlich unter Einhaltung der Anforderungen des thermischen Prozesses beeinflusst werden. Eine grundsätzliche Auswirkung durch die Variation der Prozesseinstellungen bei einer Produktionsänderung zeigte die ganzjährige Messreihe von Ofen A.

Der Durchsatz eines Industrieofens ist durch die Produktionsplanung fest vorgegeben und wird durch auftretende Störungen beeinflusst. Die Ergebnisse der ausgewerteten stationären Zustände der untersuchten Rollenherdöfen zeigten einen linearen Zusammenhang des Abgasenthalpiestroms mit dem Gutmassenstrom. Aufgrund der kontinuierlichen Betriebsweise waren die Oberflächenwärmeverluste unabhängig vom Gutmassenstrom. Die Abluftwärmeverluste konnten beim vollständigen Härten als konstant angenommen werden und stiegen beim partiellen Härten verfahrensbedingt an. Der Verfahrensunterschied wurde durch einen stärker linearen Anstieg des Abgasenthalpiestroms ersichtlich.

Der Abgasenthalpiestrom des Ofens A betrug 18 kW im Standby-Betrieb bei einer Temperatur von 239 °C. Für den maximal gemessenen Gutmassenstrom von 0,27 kg/s stieg beim partiellen Härten der Abgasenthalpiestrom auf 102 kW verbunden mit 456 °C. Durch eine Reduzierung des Gutmassenstroms um 50 % sank der Abgasenthalpiestrom um 44 kW und die Abgastemperatur um 108 K. Beim vollständigen Härten fiel die Änderung mit 14 kW und 46 K deutlich geringer aus. Die Maximalwerte waren abhängig vom maximal erfassten Gutmassenstrom durch den Ofen, der durch die Taktzeit, das Gewicht und auftretende Störungen bedingt war. Für Rollenherdöfen B mit ausschließlich vollständig zu

härtenden Platinen schwankte der Abgasenthalpiestrom je nach Belegung zwischen 50 kW im Standby-Betrieb und 172 kW im Produktionsbetrieb bei maximal erfasster Auslastung. Die Abgastemperaturen lagen dabei zwischen 386-533 °C. Der Abgasenthalpiestrom und die Abgastemperatur waren grundsätzlich höher als bei Ofen A.

Für die Oberflächenwärmeverluste wurden für Ofen A 170 kW und für Ofen B 233 kW über die Energiebilanz ermittelt. Die mittels der Thermografie bestimmten Oberflächenwärmeverluste von Ofen B waren um 6,5 % geringer als die bilanzierten Oberflächenwärmeverluste. Wesentlich war die zugrunde liegende Oberflächentemperatur, die insbesondere an der Ofenwand durch die Brenner und den Rollengang stark inhomogen war. Die Emissionsgrade der Oberflächen wurden durch den Strahlungsaustausch mit der Umgebung beeinflusst.

Für das Aufheizen und das Abkühlen konnte für jeden Zeitpunkt der Abgasenthalpiestrom über die Verbrennungsrechnung und die Oberflächenwärmeverluste am Beispiel der Ofenwand mittels der Thermografie ermittelt werden. Mit dem Ziel einen Zusammenhang zwischen der gemessenen Ofeninnenraumtemperatur und der gemessenen Wandtemperatur herzustellen, wurde beim Abkühlen der zeitliche Verlauf der Wandtemperatur durch eine Übergangsfunktion eines Verzögerungsgliedes 2. Ordnung approximiert, dessen Eingangsfunktion die Abklingkurve der Ofeninnenraumtemperatur darstellte. Aufgrund der großen Abweichung der ermittelten Zeitkonstanten konnte unter Berücksichtigung der zur Vereinfachung getroffenen Annahme und der Messmethode kein mathematischer Zusammenhang abgeleitet werden. Mit der Thermografie war jedoch die Bestimmung des zeitlichen Verlaufs der Wandtemperatur möglich, um eine erste Aussage über den zeitlichen Verlauf der Oberflächenwärmeverluste zu treffen.

Das Gesamtergebnis der messtechnischen Untersuchung war, dass der Rollenherdofen B aufgrund des höheren theoretischen AWP und der höheren Abgastemperatur besser für eine AWN geeignet war. Der Rollenherdofen A war deutlich effizienter und wurde ausschließlich mit Belegungen betrieben, die durch einen geringeren maximalen Gutmassenstrom charakterisiert waren. Des Weiteren zeigten die Ergebnisse, wie hoch das theoretische AWP im Falle einer Unterbindung der Hallenluftbeimischung sein kann. Im Gegensatz zu den zuvor im Mittel bei 80 °C liegenden Abgastemperaturen konnten hier 239 °C (Ofen A) bzw. 386 °C (Ofen B) im Bereich der HT-Abwärme erreicht werden.

In den Kapiteln 5 und 6 wurde auf Grundlage der Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung am Beispiel von sechs Rollenherdöfen für verschiedene AWN-Pfade das jährliche

technisch nutzbare AWP simuliert. Der Fokus lag dabei auf der Nutzung des Abgasenthalpiestroms. Der zeitliche Verlauf der Abgasenthalpieströme der Öfen wurde anhand von Produktionsprogrammen abgebildet, welche auf den Messergebnissen des untersuchten Rollenherdofens B basieren. Dabei wurden für jede 8-Stunden-Schicht typische Auslastungsgrade vorgegeben. In den Produktionsprogrammen waren aufgrund ihres seltenen Auftretens bei den untersuchten Rollenherdöfen keine Abkühl- und Aufheizvorgänge berücksichtigt. Im Gegensatz dazu sind gerade diese Vorgänge bei Standöfen abzubilden, wodurch eine höhere zeitliche Auflösung notwendig wäre. Des Weiteren stellten die betriebsbedingten Zeiträume ohne Beheizung eine wesentliche Einflussgröße auf die Nutzbarkeit der Abwärme dar.

Zu Beginn der Simulationsstudie erfolgte die Entwicklung der zu simulierenden AWN-Pfade ausgehend von der zur Verfügung stehenden Abwärme der sechs Rollenherdöfen. Dazu wurden die technischen Randbedingungen der AWN-Technologien sowie die thermischen Bedarfe der AWS im Beispielunternehmen analysiert. Aus den Ergebnissen der Analysen konnten drei Wärme-, ein Kälte-, und ein Strompfad herausgearbeitet werden. Zur Festlegung der Anzahl der AWS und der Leistungen der AWN-Technologien wurden mittlere Leistungen und Wirkungsgrade angewendet sowie Vorsimulationen durchgeführt.

Für alle AWN-Pfade wurde die aus dem Abgasenthalpiestrom auskoppelbare Abwärme durch einen Rohrbündelwärmeübertrager auf Wasser übertragen. Ein einzelner nachgeschalteter Pufferspeicher diente der Anpassung des zeitlichen Auftretens unterschiedlicher Be- und Entladeleistungen. Mit dem ersten Wärmepfad, dem Prozesswärmepfad, sollte die Abwärme zur vollständigen Wärmeversorgung von acht Reinigungsanlagen auf einem Temperaturniveau von 60 °C genutzt werden. Die branchentypischen Reinigungsanlagen waren zeitlich von den Rollenherdöfen entkoppelt und durch einen stark schwankenden thermischen Bedarf charakterisiert. Der zweite Wärmepfad diente der Unterstützung der Raumwärmebereitstellung durch die Integration der Abwärme in das Raumwärmenetz während der Heizperiode. Der dritte Wärmepfad stellte die Kombination des Prozess- und Raumwärmepfades dar. Für den Kältepfad wurden vier der sechs Werkzeuge von den beim Presshärten eingesetzten Pressen als AWS festgelegt. Der Kühlbedarf der Werkzeuge war abhängig vom Gutmassenstrom und zeitlich mit der Abwärme des zugehörigen Rollenherdofens gekoppelt. Die ausreichende Bereitstellung von Kühlwasser mit einer Zieltemperatur von 20 °C erfolgte durch den Einsatz von zwei H₂O-LiBr-AbKM mit einer Kälteleistung von je 200 kW. Mit dem Strompfad wurde die AWN durch eine 37 kW_{el}/500 kW_{th} NT-ORC-Anlage abgebildet.

Die Modellierung der entwickelten AWN-Pfade erfolgte in MATLAB®/Simulink®. Dazu dienten die Teilmodelle eines Wärmeübertragers, eines thermischen Speichers, einer H₂O-LiBr-AbKM und einer NT-ORC-Anlage. Das Kennfeld der H₂O-LiBr-AbKM basierte auf in der Literatur vorhandenen Messdaten. Die Kennlinien der NT-ORC-Anlage waren das Ergebnis durchgeführter Messungen.

Anhand der Simulationsergebnisse konnte gezeigt werden, dass das an das Abgas gebundene theoretische AWP der sechs Rollenherdöfen von 5935 MWh/a mit maximal 69 % durch den Kältepfad ausgenutzt wurde. Aufgrund der Speicher- und Umwandlungsverluste betrug die technisch genutzte Kälte 2800 MWh. Auch der Strompfad hatte mit 67 % einen hohen Ausnutzungsgrad. Aufgrund der Umwandlungsverluste in der ORC-Anlage wurden 276 MWh/a Strom technisch genutzt. Der Ausnutzungsgrad des Prozesswärmepfades war mit 32 % aufgrund der Schwankungen der Abwärme als auch des thermischen Bedarfs am niedrigsten. Die Kombination von Prozess- und Raumwärme hatte bei den Wärmepfaden mit 61 % den höchsten Anteil.

Der direkte Vergleich der simulierten AWN-Pfade erfolgte anhand der einsparten THG-Emissionen und Primärenergie gegenüber möglicher bestehender Energieversorgungssysteme. Die höchsten Einsparungen hatten die AWN-Pfade zur Bereitstellung von Wärme, vor allem die Kombination von Prozesswärme und Raumwärme. Insbesondere die Verdrängung der Wärmebereitstellung von Erdgaskesseln und Fernwärmenetzen brachte ein hohes technisches AWP mit sich. Mit dem Kälte- und dem Strompfad konnten deutlich weniger Einsparungen erzielt werden. Auch für zukünftige Betrachtungen nahmen diese Einsparungen aufgrund des steigenden Anteils erneuerbarer Energien am Strommix in der Simulation weiter ab. Für das Anwendungsbeispiel war damit sowohl anhand des Auslastungsgrad als auch anhand der ermittelten Einsparungen die Nutzung der Abwärme für die Kombination von Prozess- und Raumwärme am interessantesten. In Hinblick auf den technischen Aufwand für eine Anbindung von acht Reinigungsanlagen war jedoch der Wärmepfad zu ausschließlichen Raumwärmebereitstellung mit den zweithöchsten Einsparungen zu bevorzugen.

Die in dieser Arbeit am Beispiel der beiden Rollenherdöfen durchgeführte methodische Bestimmung des theoretischen AWP ist bis auf die Messung der Abgastemperatur ohne Hallenluftbeimischung auf alle Öfen übertragbar. Die Anwendung der messtechnischen Untersuchung auf Durchlauföfen und Standöfen ermöglicht eine Überprüfung und Weiterentwicklung der Methodik auch in Hinblick auf die messtechnische Bestimmung der zu

erwartenden Abgastemperatur im Falle eines möglichen Umbaus zu einem geschlossenen Abgassystems.

Bei der messtechnischen Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste mittels der Thermografie machte die erfasste Inhomogenität der Ofenwandtemperatur deutlich, dass für eine Weiterentwicklung dieser Messmethode die Anzahl und der Detaillierungsgrad der Messbereiche zu erhöhen ist. Die gesamte Oberfläche könnte mit einem Netz aus Messbereichen überzogen werden, für die jeweils eine Temperatur und ein Emissionsgrad zu ermitteln sind. Die Anwendung der thermografiebasierten Bestimmung der Oberflächenverluste ist insbesondere dann hilfreich, wenn die Verluste nicht über die Energiebilanz ermittelt werden können. Weiterführend ist die Analyse des Zusammenhangs zwischen der Ofeninnenraumtemperatur und der Außenwandtemperatur beim Abkühl- und Aufheizverhalten interessant. Dazu können weitere Messungen in Kombination mit der mathematischen Abbildung des zeitlichen Abkühlverhaltens in der Ofenwand durchgeführt werden. Die einmalige Erfassung dieses Zusammenhangs ermöglicht zu jedem Zeitpunkt eine Aussage über die Oberflächenwärmeverluste durch die einfachere erfassbare Ofeninnenraumtemperatur. Insgesamt ist bei der thermografiebasierten Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste eine verstärkte Betrachtung der Umgebungseinflüsse relevant. Mit Kenntnis des zeitlichen Verlaufs der Wärmeabgabe an die Umgebung kann eine Aussage über die innere Last einer Produktionshalle getroffen werden, welche insbesondere zur Unterstützung des Aufheizprozesses einer Produktionshalle nach einem produktionsfreien Wochenende von Interesse ist. Das Anwendungsgebiet kann auch auf andere industrielle Anlagen erweitert werden.

Die herausgearbeiteten AWN-Pfade sind spezifisch für den Anwendungsfall und die angewendeten Einschränkungen. In der Bedarfsanalyse sind lediglich die AWS berücksichtigt, welche in den umliegenden Produktionsbereichen der Presshärteflächen vorkommen oder die messtechnisch erfasst werden konnten. Auch im Hinblick auf die AWN-Technologien sind aufgrund der Marktreife die Anzahl an Möglichkeiten zur AWN deutlich eingeschränkt. Durch die Übertragung der Abgaswärme der Rollenherdöfen auf Wasser reduziert sich die Weiterentwicklung der Pfade auf die Nutzung von NT-Abwärme. Damit wird der eigentliche Vorteil von HT-Abwärme aufgrund des nicht vorhandenen Bedarfs z. B. durch Dampfprozesse nicht ausgenutzt. Die in dieser Arbeit vorgestellte Methode der Abwärmepfadentwicklung kann durch eine Vielzahl von Möglichkeiten erweitert werden, um so eine Matrix zu entwickeln, die als Basis für alle Pfadentwicklungen dienen kann. Dazu ist neben der Betrachtung weiterer Trägermedien eine detailliertere Technologieanalyse sowie

eine allgemeine Analyse an thermischen Bedarfen in der Industrie notwendig. Auch die Kaskadenschaltung von AWS und AWN-Technologie kann für eine allgemeine Pfadentwicklung berücksichtigt werden.

Die methodische Bestimmung des theoretischen und des technischen AWP im Rahmen dieser Arbeit ist wesentlich für eine datenbasierte Bewertung einer möglichen AWN im Unternehmen. Weiterführend ist anhand dieser Datengrundlage die unternehmensspezifische Ausarbeitung eines zur Umsetzung geeigneten AWN-Konzeptes sowie die Ermittlung des wirtschaftlichen AWP dieses AWN-Konzeptes möglich.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufbau der Dissertation	5
2.1	Zwiebelschalenmodell zur maximalen Energieeffizienz angewendet auf die AWN von Produktionsanlagen	10
2.2	Übersicht über die Möglichkeiten der AWN	11
2.3	Differenzierung der Abwärmepotenzialbegriffe	16
2.4	Zusammenfassung der Temperaturbereiche industrieller AWQ	17
2.5	Industriefenmerkmale mit Hauptgruppen	22
2.6	Rekubrenner mit keramischem Mantelstrahlrohr ohne Gegenlager	27
3.1	Methode der messtechnischen Untersuchung eines Industriefens zur Erfas- sung der AWC sowie des theoretischen AWP	41
3.2	Enthalpie- und Energieströme zur Energiebilanzierung von Industrieföfen am Beispiel eines Durchlaufofens	44
3.3	Prozesskette des direkten Presshärtens	55
3.4	Temperatur-Verlauf einer Platine beim direkten Presshärten	56
3.5	Anordnung der Brenner und der elektrischen Beheizung von Rollenherdofen A	58
3.6	Messkonzept zur Erfassung der Energiedaten für die Rollenherdöfen A und B mit allen dauerhaften und temporären Messstellen	62
4.1	Abgastemperatur und Erdgasvolumenstrom von Ofen A über ein Jahr	71

4.2	Jahresdauerkennlinie des an das Abgas gebundenen theoretischen AWP für beide Öfen	73
4.3	Erdgasvolumenstrom in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen A	75
4.4	Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen A	76
4.5	Vergleich des Erdgasvolumenstroms von Ofen A und B in Abhängigkeit des Gutmassenstroms	77
4.6	Vergleich der Abgastemperatur von Ofen A und B in Abhängigkeit des Gutmassenstroms	79
4.7	Energiebilanz von Ofen B mit vollständig zu härtenden Platinen in Abhängigkeit des Gutmassenstroms	80
4.8	Energiebilanz von Ofen A mit partiell zu härtenden Belegungen in Abhängigkeit des Gutmassenstroms	81
4.9	Energiebilanzen von Ofen A und B im Standby-Betrieb	82
4.10	Energiebilanzen für partielles und vollständiges Härten von Ofen A im Produktionsbetrieb gemittelt zwischen 0,15-0,22 kg/s	82
4.11	Wärmebild von Rollenherdofen B im Bereich der Heizzonen 5-6 mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$	84
4.12	Emissionsgrade aller Messpunkte der Ofenwand	85
4.13	Oberflächenwärmeverluste der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur	86
4.14	Stationäre Oberflächenwärmeverluste von Rollenherdofen B (a) prozentual aufgeteilt nach Komponenten unter Berücksichtigung des Anteils der konvektiven Wärmeverluste und der Strahlungsverluste sowie (b) im Vergleich zu den bilanzierten Wärmeverlusten im Standby-Betrieb	87
4.15	Ofeninnenraumtemperatur beim Abkühlen von Ofen C aus dem stationären Zustand mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$	89
4.16	Außenwandtemperatur beim Abkühlen von Ofen C aus dem stationären Zustand mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25^\circ\text{C}$	91
4.17	Erdgasvolumenstrom und Abgastemperatur von Ofen B beim Aufheizen aus dem kalten Zustand	94
4.18	Energie- und Enthalpieströme von Ofen B beim Aufheizen aus dem kalten Zustand	95

4.19	Ofeninnenraumtemperatur beim Aufheizen von Ofen C aus dem kalten Zustand mit $\epsilon = 0.55$ und $\vartheta = 25^\circ\text{C}$	96
4.20	Außenwandtemperatur beim Aufheizen von Ofen C aus dem kalten Zustand mit $\epsilon = 0.55$ und $\vartheta = 25^\circ\text{C}$	96
5.1	Prinzipieller Aufbau der Simulationsstudie mit Einteilung der Technologien	102
5.2	Einteilung der AWS ausgehend von der AWQ „Industrieofen“ und Vorgehensweise zur AWN nach dem Zwiebelchalenmodell	104
5.3	Thermische Leistungen der beiden untersuchten Reinigungsanlagen	110
5.4	Schematische Darstellung einer einstufigen AbKM	114
5.5	Kühlbedarf der untersuchten Presswerkzeuge in Abhängigkeit des Gutmassenstroms	116
5.6	Schematische Darstellung einer ORC-Anlage mit Rekuperator	119
5.7	Pfade zur AWN der Abgaswärme von Rollenherdöfen beim Presshärten	121
5.8	Kennfeld des Wärmeverhältnisses der modellierten $\text{H}_2\text{O-LiBr-AbKM}$ in Abhängigkeit der Heiß- und Kaltwassertemperatur bei einer konstanten Kühlwassertemperatur von 27°C	124
5.9	Messwerte und Kennlinie des Nettowirkungsgrades der NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$ in Abhängigkeit der Außentemperatur bei konstanter Vorlauftemperatur des Heizkreislaufs von 90°C	125
6.1	Auskoppelbare Abwärme unter Angabe des Ausnutzungsgrades und eingesparte Endenergie für alle AWN-Pfade	130
6.2	Eingesparten THG-Emissionen und eingesparte Primärenergie für alle AWN-Pfade	132
A.1	Anordnung der Brenner und der elektrischen Beheizung von Rollenherdöfen B	XXXVII
A.2	Jahresdauerkennlinie der Abgastemperatur beider Öfen	XL
A.3	Abgastemperatur und Erdgasvolumenstrom von Ofen B über ein Jahr	XLI
A.4	Erdgasvolumenstrom in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen B	XLIII
A.5	Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen B	XLIII

A.6 Energiebilanz von Ofen A mit vollständig zu härtenden Belegungen in Abhängigkeit des Gutmassenstroms	XLIV
A.7 Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzone 2	XLV
A.8 Wärmebild von Ofen B im Bereich der elektrischen Beheizung	XLVI
A.9 Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzone 6	XLVII
A.10 Wärmebild des Ofendeckels von Ofen B	XLVIII
A.11 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur	XLIX
A.12 Radiativer Wärmeübergangskoeffizient der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur	L
A.13 Gesamtwärmeübergangskoeffizient der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur	L
A.14 Temperaturen und Volumenströme zur Beheizung der beiden untersuchten Reinigungsanlagen	LII
A.15 Thermische Leistung, Massenstrom und Temperaturen zur Kühlung des untersuchten Presswerkzeugs B	LIII
A.16 Wärmedurchgangskoeffizient in Abhängigkeit des Abgasmassenstroms für den simulierten Rohrbündelwärmeübertrager im Abgassammelrohr von Rollenherdofen B	LIV
A.17 Messwerte und Kennlinie des Heizmassenstroms der NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$ in Abhängigkeit der Außentemperatur bei konstanter Vorlauftemperatur des Heizkreislaufs von $90 \text{ }^\circ\text{C}$	LV
A.18 Messwerte und Kennlinie der Heizleistung der NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$ in Abhängigkeit der Außentemperatur bei konstanter Vorlauftemperatur des Heizkreislaufs von $90 \text{ }^\circ\text{C}$	LVI
A.19 Messwerte der untersuchten NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$	LVII
A.20 Jahresverlauf von Abgastemperatur und Abgasmassenstrom von einem der sechs im Simulationsmodell abgebildeten Rollenherdöfen	LVIII

Tabellenverzeichnis

2.1	Auswahl von Prozesstemperaturen abhängig von Material und thermischem Prozess im Industrieofen	23
2.2	Auswahl von Industrieöfen und Abgastemperaturen	32
3.1	Zusammenhang zwischen Ofenmerkmalen und Enthalpie-/Energiströmen eines Industrieofens und Definition der Abwärmeströme	52
3.2	Ofenmerkmale der beiden Rollenherdöfen und ihre Auswirkung auf die Energiebilanz und die somit an den Öfen auftretenden Abwärmeströme	61
3.3	Vereinfachung der Geometrie von Rollenherdöfen B	66
4.1	Temperaturbereiche der Ofenwand	85
4.2	Zusammenfassung der Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung für das Anwendungsbeispiel und Fazit zur Übertragbarkeit der angewandten Methoden	98
4.3	Zusammenfassung der Ergebnisse für das theoretische AWP der stationären Zustände von Rollenherdöfen A und B differenziert nach vollständigem (V) und partiellem (P) Härteverfahren	100
5.1	Technologieüberblick zur Umwandlung von Abwärme in Kälte	113
5.2	Technologieüberblick zur Verstromung von Abwärme	117
6.1	Überblick über die Parametereinstellungen der Simulationstudie	129
6.2	Spezifische THG-Emissions-Faktoren und Primärenergie-Faktoren	131

6.3	Spezifischer Strombedarf von AbKM, KKM und offenem Kühlturm	132
6.4	Zusammenfassung der eingesparten THG-Emissionen und Primärenergie der einzelnen AWN-Pfade für die Jahre 2010/15, 2020 und 2030	134
A.1	Ergebnisse der Prozessanalyse für Rollenherdofen A und B	XXXVIII
A.2	Ergebnisse der Konstruktionsanalyse für Rollenherdofen A und B	XXXIX
A.3	Charakteristik der untersuchten Belegungen beider Öfen	XLII
A.4	Messpunkte im Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzonen 5-6 in Abbildung 4.11	XLV
A.5	Messpunkte im Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzone 2 in Abbildung A.7	XLVI
A.6	Messpunkte im Wärmebild von Ofen B im Bereich der elektrischen Beheizung in Abbildung A.8	XLVII
A.7	Messpunkte von Wärmebild in Abbildung A.9	XLVIII
A.8	Messpunkte von Wärmebild in Abbildung A.10	XLIX
A.9	Zusammenfassung der gemessenen und berechneten Größen zur Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste von Rollenherdofen B für alle Flächen	LI
A.10	Eigenschaften der untersuchten Presswerkzeuge (WZ)	LIV
A.11	Einflussgrößen der in Wobst et al. (2007) untersuchten H ₂ O-LiBr-AbKM auf die Kälteleistung, die Heizleistung und das Wärmeverhältnis mit Angabe zu den auch für das Modell geltenden Randbedingungen für diese Einflussgrößen	LV
A.12	Prognostizierte spezifische THG-Emissions-Faktoren und PE-Faktoren	LIX
B.1	Kennwerte und Zusammensetzung des Erdgases	LX
B.2	Randbedingungen und Zwischenergebnisse der Verbrennungsrechnung sowie der Berechnungen zur Bestimmung des Massenverhältnisses	LXI
B.3	Berechnung der molaren Masse des Erdgases	LXII
B.4	Berechnung der molaren Masse und der Massenanteile des feuchten Abgases	LXII
B.5	Gemessene Platinentemperaturen und daraus ermittelte spezifische Wärmekapazitäten des verwendeten 22MnB5	LXIII
B.6	Vereinfachung der Geometrie von Rollenherdofen B	LXIV

B.7 Zuordnung der empirischen Gleichungen zur Bestimmung der Nußelt-Zahl
und der Gleichung zur Definition der charakteristischen Länge für die definierten
Flächen des Ofensystems und Angabe der charakteristischen Länge
sowie der zugehörigen Abmaße der Flächen LXVI

Schrifttum

- AGEB (2017). *Auswertungstabellen zur Energiebilanz Deutschland: 1990 bis 2016*. Hrsg. von Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen e.V.
- Alsmann, M., S. Barden, U. Bonnet, J. Meuser (2015). *Energieeffizienzmaßnahmen bei der Warmumformung: 6. gwi-Praxistagung, 13-15. April 2015, Atlantic Congress Hotel, Essen*.
- Ammar, Yasmine, Sharon Joyce, Rosemary Norman, Yaodong Wang, Anthony P. Roskilly (2012). „Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK“. In: *Applied Energy* 89.1, S. 3–20. ISSN: 03062619.
- Amt der Oö. Landesregierung (2008). *Industrielle Abwärmennutzung: Beispiele & Technologien*. Hrsg. von Amt der Oberösterreichischen Landesregierung. Linz.
- Baelz (2018). *Baelz-absorpdynamic® Absorptionskälteanlagen: Optimierte Technologie erweitern die Einsatzmöglichkeiten*. Hrsg. von W. Bälz & Sohn GmbH & Co. URL: https://www.baelz.de/fileadmin/medien/dokumente_deutsch/produktflyer/Baelz_Produktflyer_Absorptionskaelteanlage.pdf.
- Balci, Osman (2003). „Verification, validation and accreditation“. In: *Proceedings of the 2003 Winter Simulation Conference*, S. 150–158.

-
- Barden, S. (2013). „Untersuchung der Einflussgrößen auf die wasserstoffinduzierte verzögerte Rissbildung bei warmumgeformten Strukturbauteilen aus 22MnB5“. Diplomarbeit II. Kassel: Universität Kassel.
- Bell, Ian H., Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, Vincent Lemort (2014). „Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp“. In: *Industrial & engineering chemistry research* 53.6, S. 2498–2508. ISSN: 0888-5885. DOI: 10.1021/ie4033999.
- Bendig, Matthias, François Maréchal, Daniel Favrat (2013). „Defining “Waste Heat” for industrial processes“. In: *Applied Thermal Engineering* 61.1, S. 134–142. ISSN: 13594311.
- Beneke, Franz, Stephan Schalm, Hrsg. (2011). *Prozesswärme - Energieeffizienz in der industriellen Thermoprozesstechnik*. Vulkan Verlag. ISBN: 978-3-8027-2962-1.
- BFE, UVEK (2016). *Faktenblatt Abwärme für den Umgang mit energie- und klimapolitischen Instrumenten*. Hrsg. von Bundesamt für Energie, Eidgenössisches Department für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation.
- Blesl, Markus, S. Kempe, M. Ohl, U. Fahl, A. König, T. Jenssen, L. Eltrop (2008). *Wärmeatlas Baden-Württemberg: Erstellung eines Leitfadens und Umsetzung für Modellregionen: Förderkennzeichen: BWK 25007*.
- Blesl, Markus, Alois Kessler (2013). *Energieeffizienz in der Industrie*. Berlin u.a.: Springer Vieweg.
- Bloemen, Kai (2017). *Klima- und energieeffiziente Bereitstellung von Flüssigaluminium für den Druckgießprozess*. Kassel: Kassel University Press GmbH. ISBN: 9783737603270. URL: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&AN=1547204>.
- BMWi (2017). *Zahlen und Fakten Energiedaten: Nationale und Internationale Entwicklung*. Hrsg. von Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. URL: <https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Artikel/Energie/energiedaten-gesamtausgabe.html>.
- Bornemann, Tobias (2017). *Industrial Waste Heat Utilization: Spannungsfeld zwischen Abwärmenutzung und Kraft-Wärme-Kopplung n der produzierenden Automobilindustrie*. Bd. v.16. Produktion & Energie. Kassel: Kassel University Press GmbH.

- Broberg Viklund, Sarah, Maria T. Johansson (2014). „Technologies for utilization of industrial excess heat: Potentials for energy recovery and CO₂ emission reduction“. In: *Energy Conversion and Management* 77, S. 369–379. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.09.052.
- Brückner, Sarah (2016). „Industrielle Abwärme in Deutschland: Bestimmung von gesichertem Aufkommen und technischer bzw. wirtschaftlicher Nutzbarkeit“. Dissertation. München: TU München.
- Brückner, Sarah, Selina Liu, Laia Miró, Michael Radspieler, Luisa F. Cabeza, Eberhard Lävemann (2015). „Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies“. In: *Applied Energy* 151, S. 157–167. ISSN: 03062619. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.01.147.
- Brueckner, Sarah, Laia Miró, Luisa F. Cabeza, Martin Peht, Eberhard Laevemann (2014). „Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions – A categorization and literature review“. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 38, S. 164–171. ISSN: 13640321.
- Brunklaus, Johan Henri, F. Josef Stepanek, Hrsg. (1994). *Industrieöfen, Bau und Betrieb: Brennstoff- und elektrisch-beheizte Öfen - Brennerkonstruktionen*. 6., neubearb. und erw. Aufl. Essen: Vulkan-Verl.
- Cerbe, Günter (2008). *Grundlagen der Gastchnik: Gasbeschaffung, Gasverteilung, Gasverwendung ; mit 133 Tafeln, 102 Beispielen, 66 Aufgaben*. 7., vollst. neu bearb. Aufl. München: Hanser. ISBN: 9783446413528.
- dena (2014). *Erfolgreiche Abwärmenutzung im Unternehmen: Energieeffizienzpotenziale erkennen und erschließen*. Hrsg. von Deutsche Energie-Agentur.
- Deutscher Bundestag (1994). *Schlußbericht der Enquete-Kommission Schutz der Erdatmosphäre zum Thema Mehr Zukunft für die Erde: Nachhaltige Energiepolitik für dauerhaften Klimaschutz*.
- Deutscher Bundestag, Hrsg. (1998). *Abschlussbericht der Enquete-Kommission Schutz des Menschen und der Umwelt - Ziele und Rahmenbedingungen einer nachhaltig zukunftsverträglichen Entwicklung: Konzept Nachhaltigkeit: Vom Leitbild bis zur Umsetzung*.

-
- Deutscher Bundestag, Hrsg. (2011). *Die Beschlüsse des Bundestages am 30. Juni und 1. Juli*. URL: https://www.bundestag.de/dokumente/textarchiv/2011/34915890_kw26_angenommen_abgelehnt/205788.
- Die Bundesregierung, Hrsg. (2010). *Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung*.
- DIN V 18599-7 (2016). *Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End-, und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwasser und Beleuchtung - Teil 7: Endenergiebedarf von Raumlufttechnik- und Klimakältesystemen für den Nichtwohnungsbau*.
- DOE (2008). *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. Hrsg. von U.S. Department of Energy.
- EAW (2008). *Technische Beschreibung Absorptionskälteanlage WEGRACAL® 15 kW Kälteleistung*. Hrsg. von EAW Energieanlagenbau Westenfeld GmbH. Westenfeld. URL: http://www.izes.de/sites/default/files/publikationen/Technische_Beschreibung_WEGRACAL_SE_15.pdf.
- EAW (2017). *Technische Beschreibungen für Absorptionskälteanlage WEGRACAL® SE 80, SE 150, SE 200, SE 250*. Hrsg. von EAW Energieanlagenbau Westenfeld GmbH. URL: <http://www.eaw-energieanlagenbau.de/index.php/absorber-akm.html>.
- Erner, Clara (2018). „Abwärme von Rollenherdöfen: Charakterisierung und Modellbildung“. Masterarbeit. Betreuerin: Meuser, J. Kassel: Universität Kassel.
- Fahrmeir, Ludwig, Christian Heumann, Rita Künstler, Iris Pigeot, Gerhard Tutz (2016). *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. 8., überarbeitete und ergänzte Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin und Heidelberg: Springer Spektrum. ISBN: 978-3-662-50372-0. DOI: 10.1007/978-3-662-50372-0. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-50372-0>.
- Fang, Hao, Jianjun Xia, Yi Jiang (2015). „Key issues and solutions in a district heating system using low-grade industrial waste heat“. In: *Energy* 86, S. 589–602. ISSN: 03605442.
- Frauenhofer ISI, dena, VDMA (2003). *Druckluft effizient: Druckluftanwendung*. Hrsg. von Frauenhofer ISI, Deutsche Energie-Agentur, Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. Karlsruhe.

- Ganzer, Stefan, Florian Albert, Michael Schmidt (2009). „Hochfester und leicht umformbarer Stahl für den Automobilbau“. In: *Laser Technik Journal* 6.2, S. 33–37. ISSN: 16137728. DOI: 10.1002/latj.200990021.
- Gascade (2017). *Informationen zur Gasbeschaffenheit*.
- Glatzel, Wolf-Dieter (2001). „Abwärme — die vergessene Eigenenergie: Ein Blick zurück und in die Zukunft“. In: *Energie im Wandel*. Hrsg. von Ole Langniß, Martin Pehnt. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, S. 151–164.
- Grote, Lars, Patrick Hoffmann, Guillem Tänzler (2015). *Abwärmenutzung - Potentiale, Hemmnisse und Umsetzungsvorschläge*. Hrsg. von Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit. URL: http://www.izes.de/cms/upload/publikationen/20150901_BMUB_Studie_Abwaerme_V.1.1.pdf.
- Hauff, Volker, Hrsg. (1987). *Unsere gemeinsame Zukunft: Der Brundtland-Bericht der Weltkommission für Umwelt und Entwicklung*. Greven: Eggenkamp Verlag.
- Heinrich, C., S. Wittig, P. Albring, L. Richter, Safarik, M., Böhm, U., A. Hantsch (2014). *Nachhaltige Kälteversorgung in Deutschland an den Beispielen Gebäudeklimatisierung und Industrie: CLIMATE CHANGE 25/2014*. Hrsg. von Umweltbundesamt.
- Henning, Hans-Martin, Hrsg. (2009). *Kühlen und Klimatisieren mit Wärme*. 1. Aufl. BINE-Informationspaket. Berlin: Verl. Solarpraxis. ISBN: 9783816783244.
- Hesselbach, Jens, Hrsg. (2012). *Energie- und klimateffiziente Produktion: Grundlagen, Leitlinien und Praxisbeispiele*. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. ISBN: 978-3-8348-0448-8.
- Hesselbach, Jens (2017). „Kopplung von Energiemonitoringsystemen mit Prozessmodellen zur Absicherung von Energieeffizienzmaßnahmen“. In: *10. Fachkonferenz Energieeffiziente Fabrik, München*.
- Hirzel, Simon, Benjamin Sontag, Clemens Rohde (2013). *Industrielle Abwärmenutzung: Kurzstudie*. Hrsg. von Fraunhofer ISI.
- Hochholding, Bernd (2012). „Simulation des Presshärteprozesses und Vorhersage der mechanischen Bauteileigenschaften nach dem Härten“. Dissertation. Zürich: ETH Zürich.

-
- IEA (2017). *World Energy Outlook 2017: Zusammenfassung: German Translation*. Hrsg. von International Energy Agency. Paris.
- IINAS (2017). *GEMIS Modell und Datenbasis: Version 4.95*. Darmstadt. URL: <http://iinas.org/gemis-download-121.html>.
- IPCC (2014). *Climate Change 2014: Synthesis Report: Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Hrsg. von Intergovernmental Panel on Climate Change. Geneva.
- Irretier, Olaf (2011). „Energieeffizienz in Industrieofenbau und Wärmebehandlung: Maßnahmen und Potenziale“. In: *Prozesswärme - Energieeffizienz in der industriellen Thermoprozesstechnik*. Hrsg. von Franz Beneke, Stephan Schalm. Vulkan Verlag, S. 235–250. ISBN: 978-3-8027-2962-1.
- Kaltschmitt, Martin, Hans Hartmann, Hermann Hofbauer (2009). *Energie aus Biomasse*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-85094-6. DOI: 10.1007/978-3-540-85095-3.
- Karl, Juergen (2012). *Dezentrale Energiesysteme: Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt*. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. München: Oldenbourg Verlag. ISBN: 978-3486708851.
- Kaşka, Önder (2014). „Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry“. In: *Energy Conversion and Management* 77, S. 108–117. ISSN: 01968904.
- Kemp, I. C. (1990). „Applications of the time-dependent cascade analysis in process integration“. In: *Heat Recovery Systems and CHP* 10.4, S. 423–435. ISSN: 08904332.
- Kosfeld, Reinhold, Hans-Friedrich Eckey, Matthias Türck (2016). *Deskriptive Statistik: Grundlagen - Methoden - Beispiele - Aufgaben*. 6. Auflage 2016. Wiesbaden: Springer Gabler. ISBN: 978-3-658-13640-6. DOI: 10.1007/978-3-658-13640-6. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-13640-6>.
- Krail, Jürgen, Klaus Buchner, Herwig Altena (2013). „Bewertung und Optimierung der Energieeffizienz von Thermoprozessanlagen“. In: *gwi - gaswärme international* 3, S. 59–68.

- Kurle, Denis, Christine Schulze, Christoph Herrmann, Sebastian Thiede (2016). „Unlocking Waste Heat Potentials in Manufacturing“. In: *Procedia CIRP* 48, S. 289–294. ISSN: 22128271.
- Laermann, Reimund, Mark Junge (2011). *Demonstration eines strukturierten, simulationsgestützten Vorgehens zur Konzeption der Abwärmenutzung in der Stahlindustrie am Beispiel der Georgsmarienhütte GmbH*.
- Law, Richard, Adam Harvey, David Reay (2016). „A knowledge-based system for low-grade waste heat recovery in the process industries“. In: *Applied Thermal Engineering* 94, S. 590–599. ISSN: 13594311.
- LfU Bayern (2008). *Leitfaden zur Abwärmenutzung in Kommunen: Abfallvermeidung und -verwertung bei der Landschafts- und Gartenpflege: Fachtagung am 01. und 02. Oktober 2002*. Augsburg.
- LfU Bayern (2012). *Abwärmenutzung im Betrieb: Klima schützen - Kosten senken*. Hrsg. von Bayerisches Landesamt für Umwelt.
- Linnhoff, B., E. Hindmarsh (1983). „The pinch design method for heat exchanger networks“. In: *Chemical Engineering Science* 38.5, S. 745–763. ISSN: 00092509.
- Lucas, K. (2002). *Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung*. Duisburg-Rheinhausen.
- Linze, Jan (2007). *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 6., neu bearbeitete Aufl. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer. DOI: 10.1007/978-3-540-70791-2.
- Maas, J., W. Staudinger (2008). „Tailored Blanks in der Warmumformung“. In: *Tyssen-Krupp techforum* 1, S. 29–31.
- Marek, Rudi, Klaus Nitsche (2015). *Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen ; Anwendungen ; Übungsaufgaben*. 1. Aufl. s.l.: Carl Hanser Fachbuchverlag. ISBN: 9783446444997.
- Meadows, Dennis, Meadows, Donella, H., Erich Zahn, Peter Milling (1972). *Die Grenzen des Wachstums: Bericht des Club of Rome zur Lage der Menschheit*. Stuttgart: Deutsche Verlags-Anstalt.

- Medřický, Miloslav (2013). *Sensitivity analysis for prediction of sheet removal temperature within press hardening process and experimental validation*: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2012. Bd. 2013,1. Berichte aus dem IFUM. Garbsen: PZH Verl. ISBN: 978-3-943104-87-5.
- Metz, B., O. Davidson, P. Bosch, R. Dave, L. Meyer (2007). *IPCC Fourth Assessment Q4 Report*. Hrsg. von Cambridge University Press. Cambridge, United Kingdom und New York, NY, USA.
- Österreichische Energieagentur (2015). *Leitfaden für Energie-Audits für Betriebliche Abwärmenutzung*. Hrsg. von Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft. Wien.
- Peht, Martin, Hrsg. (2010). *Energieeffizienz: Ein Lehr- und Handbuch*. 1. Berlin: Springer. ISBN: 9783642142505.
- Pfeifer, Herbert, Bernard Nacke, Franz Beneke, Hrsg. (2010). *Praxishandbuch Thermoproszesstechnik: Band I: Grundlagen, Prozesse, Verfahren*. 2. Aufl. Essen: Vulkan-Verl.
- Pfeifer, Herbert, Bernard Nacke, Franz Beneke, Hrsg. (2011). *Praxishandbuch Thermoproszesstechnik: Band II: Anlagen, Komponenten, Sicherheit*. 2. Aufl. Essen: Vulkan-Verl. ISBN: 9783802729485.
- Priebe, Klaus-Peter (2008). „Effizienz kleiner ORC-Anlagen: Chancen und Grenzen der Nachverstromung ungenutzter Abwärme von BHKWs“. In: *Energy 2.0* 8, S. 53–55.
- Rabe, Markus, Sven Spiekermann, Sigrid Wenzel (2008). *Verifikation und Validierung für die Simulation in Produktion und Logistik: Vorgehensmodelle und Techniken*. VDI-Buch. Berlin und Heidelberg: Springer.
- Ravagnani, M.A.S.S., A. P. Silva, P. A. Arroyo, A. A. Constantino (2005). „Heat exchanger network synthesis and optimisation using genetic algorithm“. In: *Applied Thermal Engineering* 25.7, S. 1003–1017. ISSN: 13594311.
- Rieberer, René, Gerald Zotter, Daniel Hamml, Harald Moser, Oleksander Kotenko, Andreas Zottel, Thomas Fleckl, Malenkovic Ivan (2014). *IEA Heat Pump Programme Annex 35: Anwendungsmöglichkeiten für industrielle Wärmepumpen: Projektbericht aus dem Programm der Forschungskoooperation Internationale Energieagentur*. Hrsg. von Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie. Wien.

- Rinnhofer, Hans (2011). „Energieeffizienz von Thermoprozessanlagen“. In: *BHM Berg- und Hüttenmännische* 156.5, S. 175–179.
- Roth, Hans, Klaus Lucas, Werner Solfrian, Franz Rebstock (1996). *Die Nutzung industrieller Abwärme zur Fernwärmeversorgung: Analyse der Hemmnisse für die Nutzung industrieller Abwärme zur Fernwärmeversorgung: Forschungsbericht 104 07 312*. Hrsg. von Umweltbundesamt. Berlin.
- Rudolph, Manfred, Ulrich Wagner (2008). *Energieanwendungstechnik: Wege und Techniken zur effizienteren Energienutzung*. VDI. Berlin u.a.: Springer.
- SAENA (2012). *Technologien der Abwärmenutzung*. Hrsg. von Sächsische Energieagentur - SAENA GmbH.
- SAENA (2016). *Technologien der Abwärmenutzung*. Hrsg. von Sächsische Energieagentur - SAENA GmbH.
- Schaefer, Helmut (1995). „Energiewirtschaftliche Bedeutung der Nutzung von Abfallenergie“. In: *Abfallenergienutzung*. Hrsg. von Wolfgang Fratzscher, Karl Stephan. Interdisziplinäre Arbeitsgruppen - Forschungsberichte. Berlin: Akad.-Verl., S. 42–60. ISBN: 3-05-501706-4.
- Schäfer, Mirko (2013). *Entwicklung eines Regelungskonzepts zur bedarfsgerechten Lüftung von Produktionshallen: Experimentelle Untersuchungen und Simulation: Zugl.: Kassel, Univ., Diss., 2013*. Bd. 8. Produktion & Energie. Kassel: Kassel Univ. Press. ISBN: 9783862195251.
- Schlüter, Alexander (2013). *Beitrag zur thermischen Energieversorgung in der Kunststoffverarbeitung: Systemische Lösungen und Potenziale*. Bd. 6. Produktion & Energie. Kassel: Kassel Univ. Press. ISBN: 978-3-86219-516-9.
- Schröder Abgastechnologie (2018). *Betriebsinternes Modell eines am Markt angebotenen Rohrbündelwärmeübertragers*.
- Specht, Eckehard, Jörg Sauerhering, Jürgen Schmidt (2015). „Abwärmenutzung von Industrieöfen zur Strom- und Kälteerzeugung“. In: *gwi - gaswärme international* 4, S. 49–55.

- Sprenger, Milan Bo (2018). „Abwärmenutzung eines Rollenherdofens beim Presshärten: Simulationsbasierte Potentialanalyse“. Masterarbeit. Betreuerin: Meuser, Jeanette. Kassel: Universität Kassel.
- Sprung, Christian (2014). „Energieeffizienz - Potenziale für gasbeheizte Industrieöfene“. In: *gwi - gaswärme international* 3, S. 37–46.
- Steinmann, Wolf-Dieter, René Schulte, Peter Scherrer (2010). *EVA-Thermische Energiespeicher zur Verstromung diskontinuierlicher Abwärme*.
- Stephan, Wolfram, Kai Zitzmann, Günther Pröbstle, Jörg Kapischke (2005). *Effiziente Energieverwendung in der Industrie - Teilprojekt Metallschmelzbetriebe: Effiziente Energienutzung in Nicht-Eisen-Metall-Schmelzbetrieben*. Augsburg.
- Theißing, Matthias, Alois Kraußler, Michaela Muster, Martin Schloffer, Manfred Tragner, Michael Wanek, Ingrid Theißing-Brauhart (2009). *Instationarität von industrieller Abwärme als limitierender Faktor bei der Nutzung und Integration in Wärmeverteil- und Wärmenutzungssysteme: Bericht aus Energie- und Umweltforschung 24/2009*. Hrsg. von Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie. Wien.
- Trinks, Willibald (2004). *Industrial furnaces*. 6. ed. Hoboken, NJ: Wiley-Interscience. ISBN: 978-0471387060.
- UNFCCC (1997). *Das Protokoll von Kyoto: Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen*. Hrsg. von United Nations Framework Convention on Climate Change.
- UNFCCC (2015). *Adoption of the Paris Agreement*. Hrsg. von United Nations Framework Convention on Climate Change.
- Vasiliadis, J.-P. (2018). *Abwärmenutzung in Unternehmen: Praxisleitfaden*. Hrsg. von Mittelstandsinitiative Energiewende und Klimaschutz. Berlin.
- VDI, Hrsg. (2013). *VDI-Wärmeatlas*. 11., bearb. u. erw. Aufl. Berlin u.a.: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-642-19981-3.
- VDI (2014). *Energiekenngrößen. Grundlagen - Methodik*.
- VDI 3633 (2013). *Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - Begriffe*. Berlin.

- VDI/VDE 3551 (2015). *Technische Temperaturmessung - Strahlungsthermometrie - Praktische Anwendung von Strahlungsthermometern*. Berlin.
- VDMA (1980). *Klassifikation Industrieöfen*. Berlin.
- VDMA (2011). *Leitfaden Energieeffizienz von Thermoprozessanlagen*. Hrsg. von Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. Thermoprozess Technik.
- Wang, Enhua, Hongguang Zhang, Boyuan Fan, Yuting Wu (2012). „Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery“. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 26.8, S. 2301–2312. DOI: 10.1007/s12206-012-0603-4.
- Werdich, Martin, Kuno Kübler (2001). *Stirling-Maschinen: Grundlagen, Technik, Anwendung*. 8. Aufl. Staufen bei Freiburg: ökobuch. ISBN: 3-922964-35-4.
- Wobst, E., M. Safarik (2007). *Wissenschaftliche Begleitung des Ersteinsetzes einer Wasser/ Lithiumbromid-Kleinabsorptionskältemaschine: Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt, gefördert unter dem AZ: 22416 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt*. Dresden.
- Wünning, Joachim Georg, Ambrogio Milani, Hrsg. (2011). *Handbuch der Brennertechnik für Industrieöfen: Grundlagen, Brennertechniken, Anwendungen*. 2. Aufl. Essen: Vulkan-Verl. ISBN: 9783802729607.
- Zoch, Hans-Werner, Günter Spur, Hrsg. (2015). *Handbuch Wärmebehandeln und Beschichten*. 2. Aufl. Hanser eLibrary. München: Hanser. ISBN: 978-3-446-43003-7. URL: <http://dx.doi.org/10.3139/9783446430037>.

Weiterführende Ergebnisse

A.1 Systemanalyse

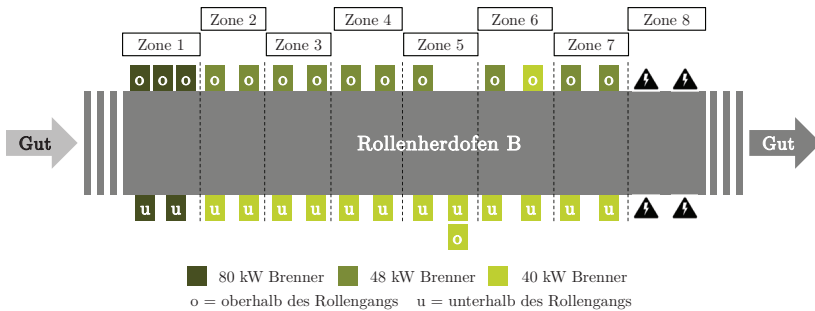


Abbildung A.1: Anordnung der Brenner und der elektrischen Beheizung von Rollenherdofen B, eigene Darstellung

Tabelle A.1: Ergebnisse der Prozessanalyse für Rollenherdofen A und B, eigene Darstellung

Ofenmerkmal	Ofen A/B
Produktionsprozess	Presshärten
Zielprodukt	Höchstfeste Karosseriebauteile
Thermischer Prozess im Ofen	Wärmebehandlung (Austenitisierung)
Vorgelagerter Prozess	Schneiden (entkoppelt)
Nachgelagerter Prozess	Transfer und Härten (gekoppelt, zeitkritisch)
Max. Prozesstemperatur	ca. 950 °C
Material/Werkstoff	borlegierter Vergütungsstahl 22MnB5+AlSi
Phase und Form	feste Platinen
Variation von Material/Werkstoff	nein
Variation des Gutes	ja, verschiedene Bauteile
Variation des Prozesses	ja, voll- und teilgehärtete Bauteile
Betriebszustand „Produktion“	beeinflusst durch Variation des Gutes
ungeplante Betriebsunterbrechungen	Störung z. B. durch Handlingsystem
geplante Betriebsunterbrechungen	Werkzeugwechsel, Instandhaltungsmaßnahmen
Betriebszustand „Standby“	Ofen leer, keine Absenkung der Prozesstemperatur
Betriebszustand „Aus“	selten
Prozessoptimierung	keine Umsetzung im Rahmen der Arbeit

Tabelle A.2: Ergebnisse der Konstruktionsanalyse für Rollenherdofen A und B, eigene Darstellung

Ofenmerkmal	Ofen A/B
Ofenart	Durchlaufofen mit konstanter Geschwindigkeit
Gutlagerung	Rollen, elektrisch angetrieben
Hüllmittel	Luft/kein Schutzgas, ohne zwangsweise Umwälzung
Beheizung	Gasbeheizung (indirekt) und elektrische Beheizung
Brennertyp	Rekubrenner mit Strahlrohrmantel
Install. Brennerleistung	1816 kW (A), 1080 kW (B)
Anzahl Brenner	30 (A), 29 (B)
Leistungsgröße 1	40 kW (9x (A), 14x (B))
Leistungsgröße 2	48 kW (7x (A), 10x (B))
Leistungsgröße 3	80 kW (14x (A), 15x (B))
Elektr. Heizung	Chrom-Nickel-Stahl Drahtwendeln
Anzahl. elektr. Heizung	12 (A), 12 (B)
Leistung pro elektr. Heizung	17 kW (A), 15 kW (B)
Abgasführung	Abgassammelleitung ohne Hallenluftbeimischung
Isolierung Gehäuse	keramische Faserstoffe und Leichtisoliersteine
Isolierung Gehäuse (Boden)	Mineralwolle, Kalziumsilikat und Feuerleichtsteine
Spalte-/Öffnungen	am Ein- und Ausgang
...im Produktionsbetrieb	für Platinen ausreichend geöffnet
...im Standby/Leerbetrieb	minimaler Spalt
Außenmaße Gehäuse	25,6 m x 3,8 m x 2,4 m (A), 27,4 m x 4,0 m x 2,4 m (B)
Max. Durchsatz	k.A. (A), 3500 kg/h (B)

A.2 Messungen

A.2.1 Rollenherdöfen

Jahresbetrachtung

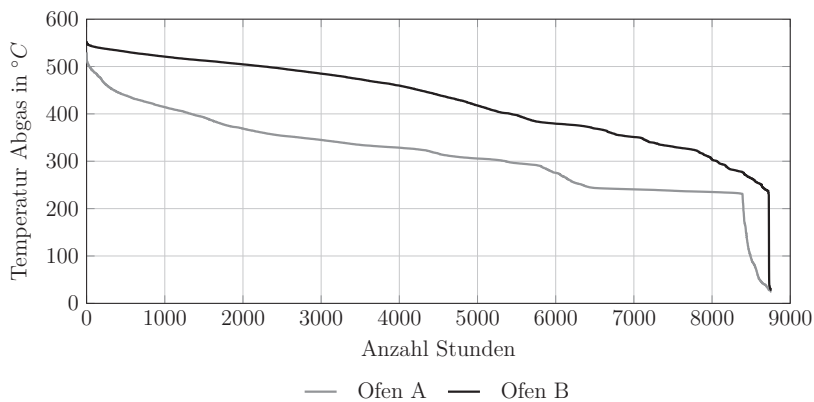


Abbildung A.2: Jahresdauerkennlinie der Abgastemperatur beider Öfen, eigene Darstellung



Abbildung A.3: Abgastemperatur und Erdgasvolumenstrom von Ofen B über ein Jahr, eigene Darstellung

Stationäre Zustände

Tabelle A.3: Charakteristik der untersuchten Belegungen beider Öfen, eigene Darstellung

Belegung	Gewicht in %	Taktzeit in %	Max. Gut- massenstrom in %	Härte- verfahren
Ofen A				
V1	48	66	41	vollständig gehärtet
P1	59	99	33	partiell gehärtet
P2	70	100	39	partiell gehärtet
P3	100	93	60	partiell gehärtet
Ofen B				
V2	86	48	100	vollständig gehärtet
V3	86	48	100	vollständig gehärtet
V4	94	55	96	vollständig gehärtet
V5	71	58	69	vollständig gehärtet
V6	51	44	65	vollständig gehärtet

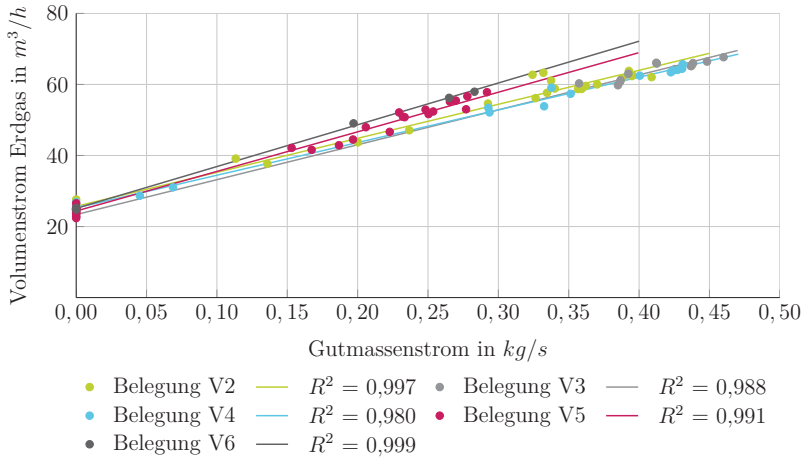


Abbildung A.4: Erdgasvolumenstrom in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen B, eigene Darstellung

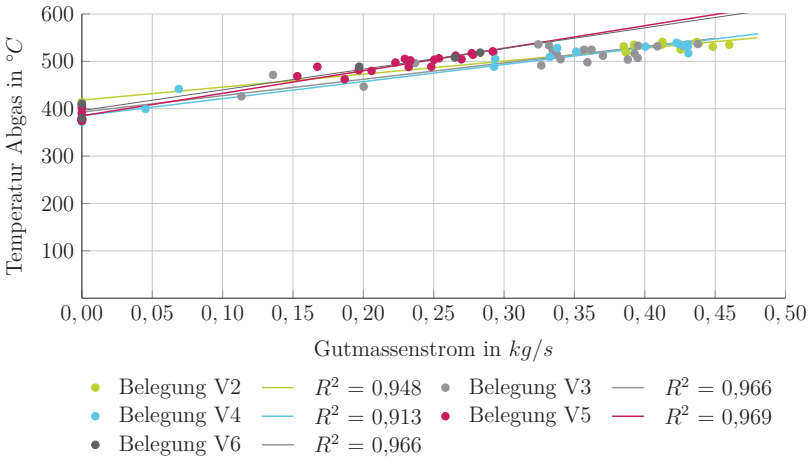


Abbildung A.5: Abgastemperatur in Abhängigkeit vom Gutmassenstrom für die untersuchten Belegungen von Ofen B, eigene Darstellung

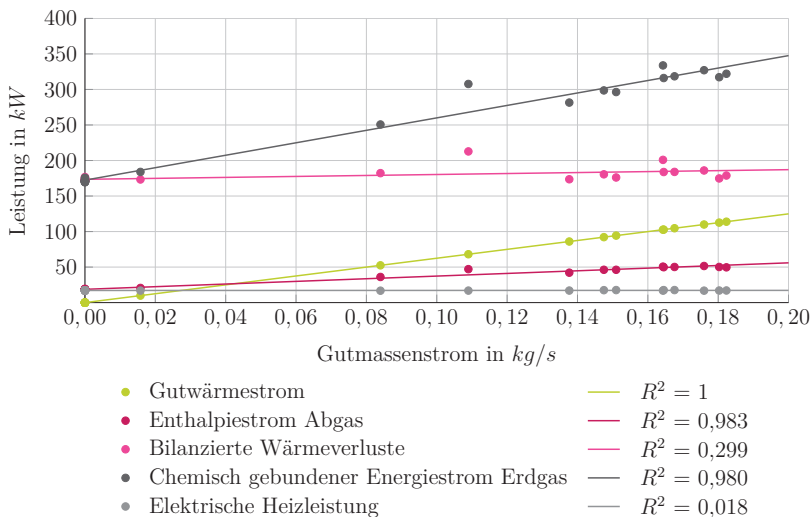


Abbildung A.6: Energiebilanz von Ofen A mit vollständig zu härtenden Belegungen in Abhängigkeit des Gutmassenstroms, eigene Darstellung

Wärmebildaufnahmen

Tabelle A.4: Messpunkte im Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzonen 5-6 in Abbildung 4.11, eigene Darstellung

Messpunkt	Temperatur in °C	Emissionsgrad
P1	78,0	0,47
P2	77,0	0,45
P3	75,4	0,49
P4	80,2	0,52
P5	131,3	0,34
P6	156,7	0,32
P7	85,0	0,47
P8	110,4	0,59
P9	112,2	0,57
P10	96,5	0,57
P11	93,4	0,45
P12	180,5	0,35

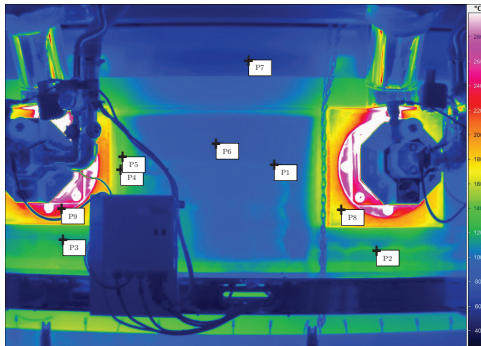


Abbildung A.7: Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzone 2 mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25\text{ °C}$, eigene Darstellung

Tabelle A.5: Messpunkte im Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzone 2 in Abbildung A.7, eigene Darstellung

Messpunkt	Temperatur in °C	Emissionsgrad
P1	94,4	0,56
P2	113,7	0,60
P3	125,6	0,47
P4	121,2	0,73
P5	120,6	0,73
P6	89,2	0,46
P7	56,2	0,64
P8	210,8	0,42
P9	309,0	0,37

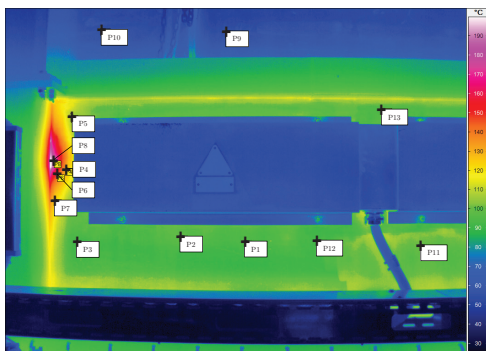


Abbildung A.8: Wärmebild von Ofen B im Bereich der elektrischen Beheizung mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25\text{ °C}$, eigene Darstellung

Tabelle A.6: Messpunkte im Wärmebild von Ofen B im Bereich der elektrischen Beheizung in Abbildung A.8, eigene Darstellung

Messpunkt	Temperatur in °C	Emissionsgrad
P1	92,9	0,57
P2	103,8	0,49
P3	95,0	0,52
P4	141,4	0,49
P5	102,3	0,60
P6	136,8	0,61
P7	103,8	0,75
P8	182,7	0,54
P9	58,1	0,53
P10	55,2	0,54
P11	88,1	0,67
P12	91,7	0,55
P13	87,9	0,62

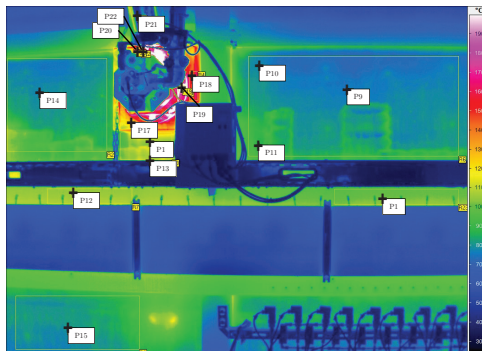


Abbildung A.9: Wärmebild von Ofen B im Bereich der Heizzone 6 mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25\text{ °C}$, eigene Darstellung

Tabelle A.7: Messpunkte von Wärmebild in Abbildung A.9, eigene Darstellung

Messpunkt	Temperatur in °C	Emissionsgrad
P1	111,0	0,50
P9	79,4	0,50
P10	82,5	0,50
P11	79,4	0,65
P12	72,5	0,97
P13	32,9	0,97
P14	84,6	0,48
P15	86,5	0,48
P16	70,7	0,97
P17	162,6	0,38
P18	166,8	0,45
P19	186,7	0,80
P20	200,4	0,41
P21	45,0	0,50

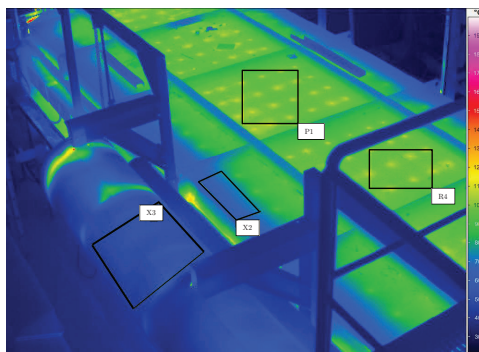


Abbildung A.10: Wärmebild des Ofendeckels von Ofen B mit $\epsilon = 0,55$ und $\vartheta_{amb} = 25\text{ °C}$, eigene Darstellung

Tabelle A.8: Messpunkte von Wärmebild in Abbildung A.10, eigene Darstellung

Messbereich	Temperatur in °C	Emissionsgrad
R1	97,9	0,55
X2	67,8	0,55
X3	45,2	0,55
R4	98,0	0,55

Oberflächenwärmeverluste

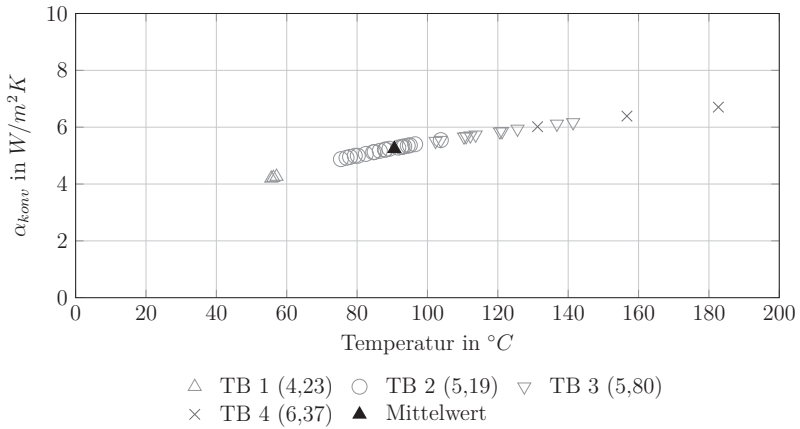


Abbildung A.11: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur, eigene Darstellung

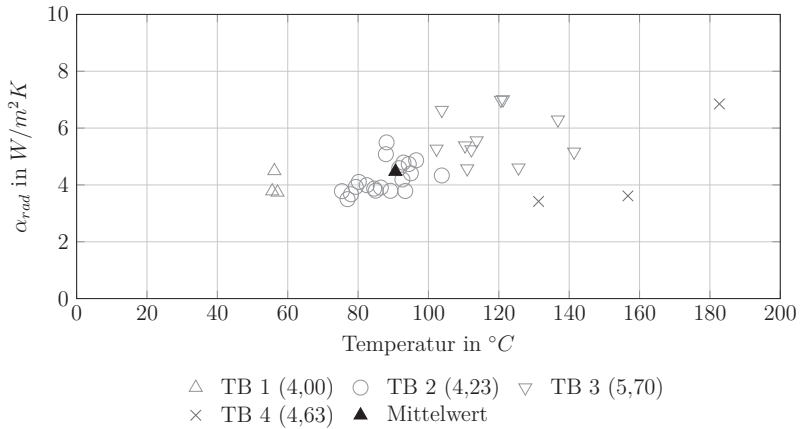


Abbildung A.12: Radiativer Wärmeübergangskoeffizient der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur, eigene Darstellung

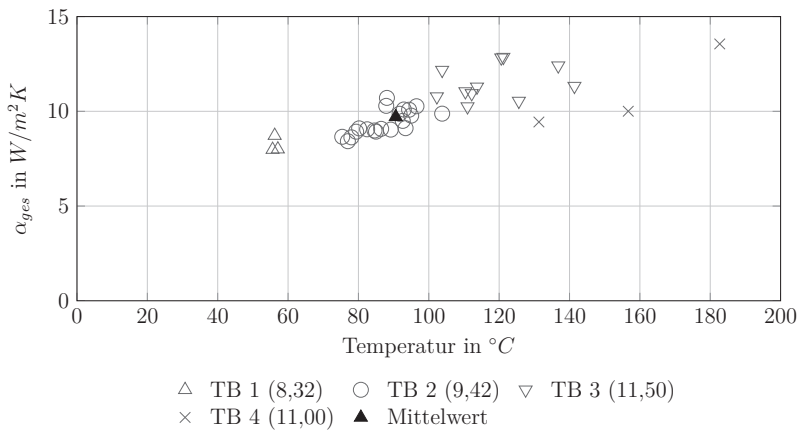


Abbildung A.13: Gesamtwärmeübergangskoeffizient der Ofenwand in Abhängigkeit der Wandtemperatur, eigene Darstellung

Tabelle A.9: Zusammenfassung der gemessen und berechneten Größen zur Bestimmung der Oberflächenwärmeverluste von Rollenherdofen B für alle Flächen, eigene Darstellung

	$\vartheta_{Fläche,i}$ in °C	ϵ_i	$\alpha_{konv,i}$ in W/m^2K	$\alpha_{rad,i}$ W/m^2K	$\alpha_{ges,i}$ in W/m^2K	$\dot{Q}_{konv,i}$ in kW	$\dot{Q}_{rad,i}$ in kW	$\dot{Q}_{OV,i}$ in kW
Ofengehäuse								
Ofenwand	91	0,54	5,25	4,48	9,74	50,9	43,5	94,4
Ofendeckel	98	0,55	5,29	4,73	10,02	35,7	31,9	67,6
Brenner								
Vert. Fl. I	125	0,55	6,61	5,37	11,98	3,0	2,4	5,4
Horiz. Fl. (oben)	125	0,55	5,78	5,37	11,16	1,3	1,2	2,5
Horiz. Fl. (unten)	125	0,55	3,79	5,37	9,16	0,9	1,2	2,1
Vert. Fl. II	214	0,49	7,89	7,12	15,01	5,1	4,6	9,7
Zylinder	221	0,55	7,79	8,23	16,02	3,5	3,7	7,2
Abgasrohr								
Zylinder	45	0,5	3,61	3,32	6,93	15,2	14,0	29,2

A.2.2 Reinigungsanlagen

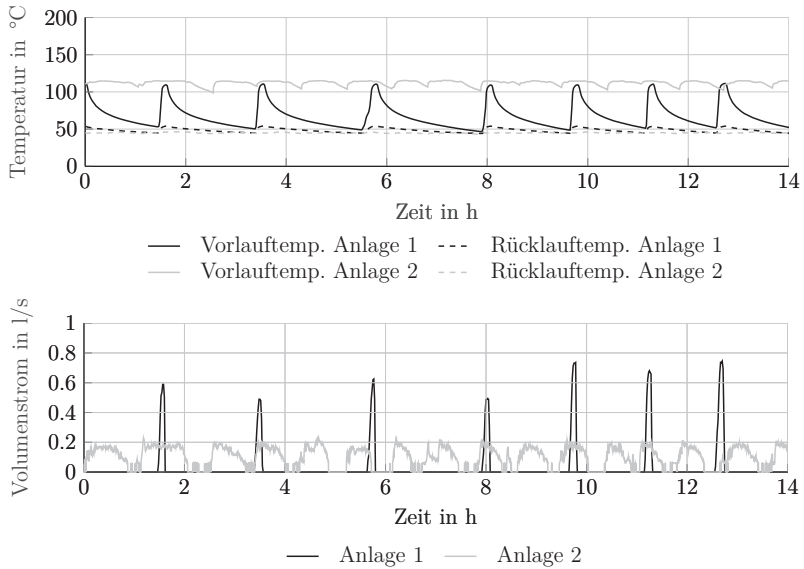


Abbildung A.14: Temperaturen und Volumenströme zur Beheizung der beiden untersuchten Reinigungsanlagen, eigene Darstellung

A.2.3 Presswerkzeuge

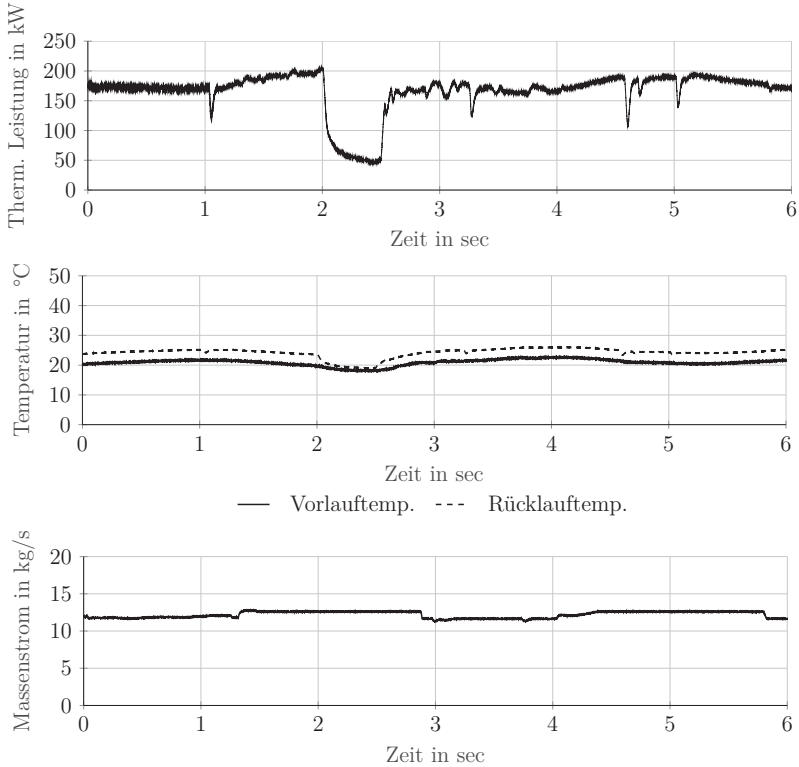


Abbildung A.15: Thermische Leistung, Massenstrom und Temperaturen zur Kühlung des untersuchten Presswerkzeugs B: Für den Produktionszustand kann die thermische Leistung von 173 kW als annähernd konstant angenommen werden. Bei Produktionsstopp wird die Presse kühlung meist weiter betrieben. Dabei bleibt der Massenstrom konstant auf 12 kg/s und die Rücklauftemperatur sinkt auf die Vorlauftemperatur ab, eigene Darstellung

Tabelle A.10: Eigenschaften der untersuchten Presswerkzeuge (WZ), eigene Darstellung

	WZ A	WZ B	WZ C	WZ D
Teile pro Hub	2	2	2	2
Gewicht pro Hub in %	30	62	100	77
Presshaltezeit in %	50	70	100	70
Taktzeit in %	84	78	100	81

A.2.4 Abgaswärmeübertrager

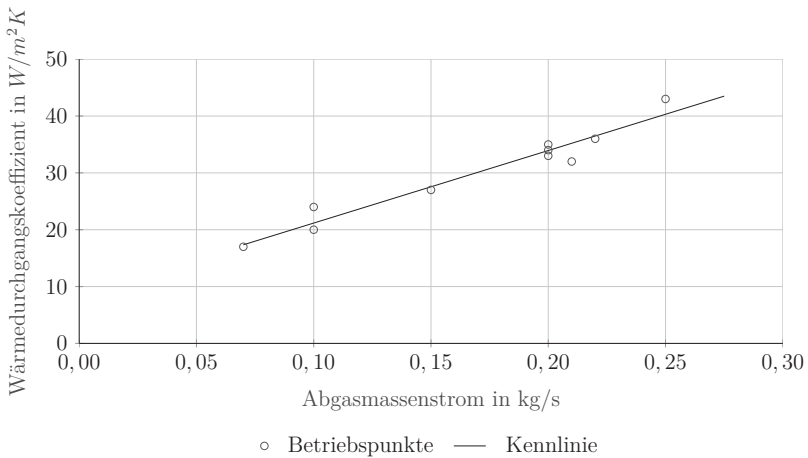


Abbildung A.16: Wärmedurchgangskoeffizient in Abhängigkeit des Abgasmassenstroms für den simulierten Rohrbündelwärmeübertrager im Abgassammelrohr von Rollenherdofen B (eigene Darstellung, mit Daten von Schröder Abgastechnologie 2018)

A.2.5 Absorptionskältemaschine

Tabelle A.11: Einflussgrößen der in Wobst et al. (2007) untersuchten $\text{H}_2\text{O-LiBr-AbKM}$ auf die Kälteleistung, die Heizleistung und das Wärmeverhältnis mit Angabe zu den auch für das Modell geltenden Randbedingungen für diese Einflussgrößen

	Temperatur in $^{\circ}\text{C}$	Volumenstrom in m^3/h
Heißwasser	$\vartheta_{\text{heiz,ein}} = 80-100$	$\dot{V}_{\text{heiz}} = 1-2$
Kühlwasser	$\vartheta_{\text{kuehl,ein}} = 27-40$	$\dot{V}_{\text{kuehl}} = 5$
Kaltwasser	$\vartheta_{\text{kalt,aus}} = 6-17$	$\dot{V}_{\text{kalt}} = 2$

A.2.6 ORC-Anlage

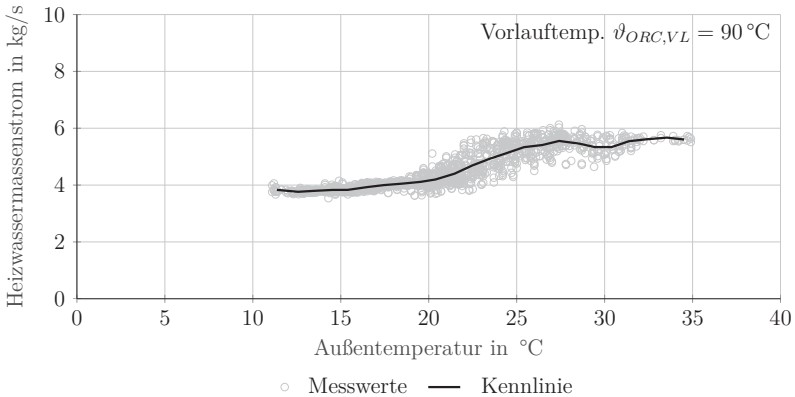


Abbildung A.17: Messwerte und Kennlinie des Heizmassenstroms der NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$ in Abhängigkeit der Außentemperatur bei konstanter Vorlaufemperatur des Heizkreislaufs von 90°C , eigene Darstellung

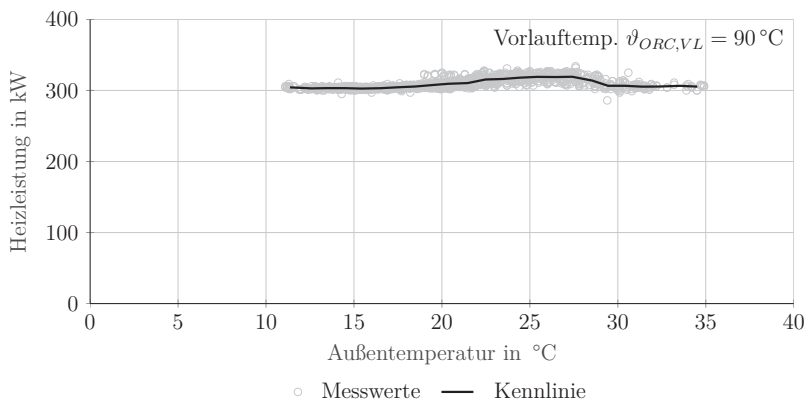


Abbildung A.18: Messwerte und Kennlinie der Heizleistung der NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$ in Abhängigkeit der Außentemperatur bei konstanter Vorlauf-temperatur des Heizkreislaufs von 90°C , eigene Darstellung

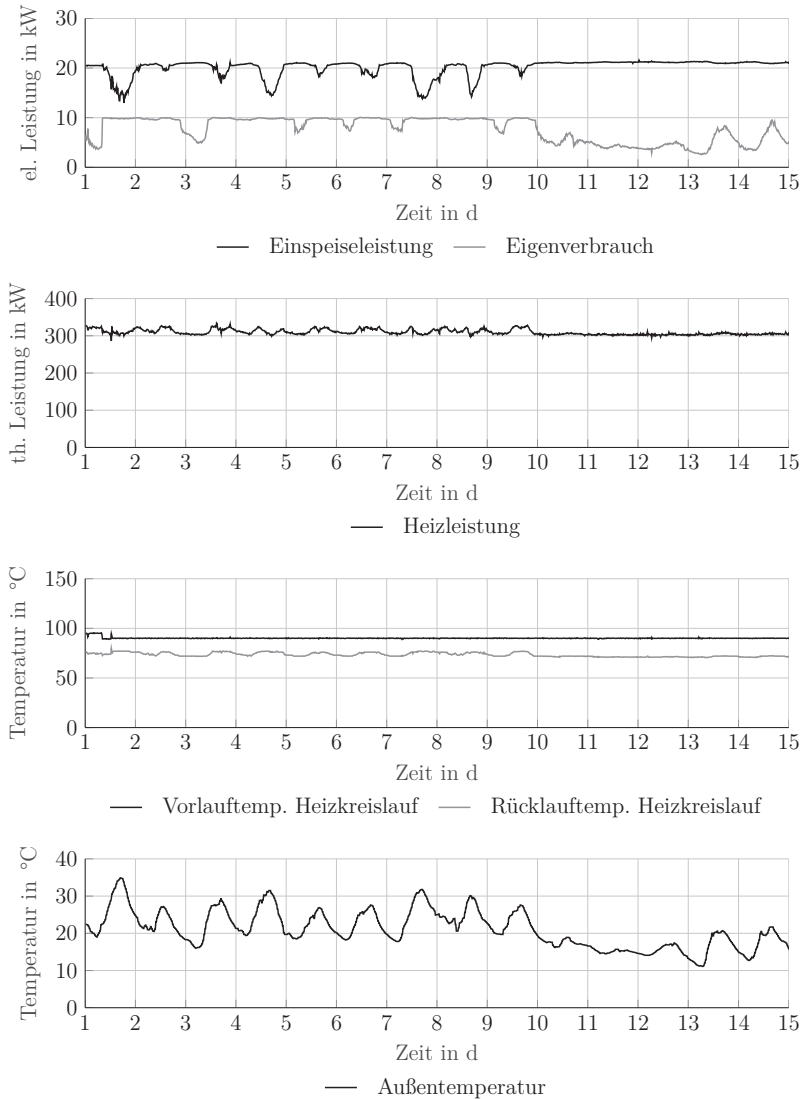


Abbildung A.19: Messwerte der untersuchten NT-ORC-Anlage $23 \text{ kW}_{\text{el}}/303 \text{ kW}_{\text{th}}$, eigene Darstellung

A.3 Simulationen

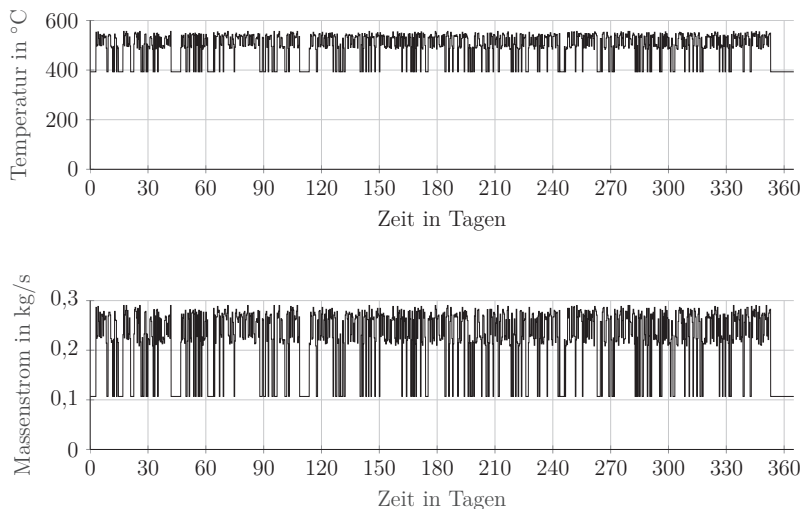


Abbildung A.20: Jahresverlauf von Abgastemperatur und Abgasmassenstrom von einem der sechs im Simulationsmodell abgebildeten Rollenherdöfen mit 5 verschiedenen Belegungen entsprechend Ofentyp B und einer Produktionsauslastung von 80-98 % für jede Schicht

Tabelle A.12: Prognostizierte spezifische THG-Emissions-Faktoren und PE-Faktoren (eigene Darstellung, mit Werten aus IINAS 2017)³⁵

Parameter	Bezugsjahr	THG-Emissionen	PE-Faktor
		in g_{CO_2e}/kWh	in kWh_{PE}/kWh
Strommix (SM)	2020	469	2,21
	2030	373	1,90
Strom aus Erdgas-GuD (GuDS)	2020	389	1,86
	2030	382	1,83
Fernwärme (FW)	2020	283	1,44
	2030	272	1,56
Erdgas-Kessel (EK)	2020	253	1,21
	2030	252	1,21
Wärme aus Erdgas-GuD (GuDW)	2020	144	0,69
	2030	141	0,68

³⁵ Aufgrund nicht vorhandener Werte in IINAS (2017) wurde für die durch ein Gas-und-Dampf (GuD)-Kraftwerk bereitgestellte Wärme eine ähnliche prozentuale Entwicklung wie für den durch ein GuD-Kraftwerk bereitgestellten Strom angenommen.

Datenbasis der messtechnischen Untersuchung

B.1 Verbrennungsrechnung

Tabelle B.1: Kennwerte und Zusammensetzung des Erdgases (eigene Darstellung, mit Werten von Gascade 2017)

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Heizwert Erdgas	$Hu_{n,B}$	10,143	kWh/m^3
Normdichte Erdgas	ρ_n	0,7453	kg/m^3
Anteil Methan	CH_4	0,96295	Mol-%
Anteil Ethan	C_2H_6	0,02614	Mol-%
Anteil Propan	C_3H_8	0,00173	Mol-%
Anteil n-Butan	C_4H_{10}	0,00073	Mol-%
Anteil n-Butan	C_5H_{12}	0,0001	Mol-%
Anteil n-Hexan	C_6H_{14}	0,00009	Mol-%
Anteil CO_2	CO_2	0,00387	Mol-%
Anteil N_2	N_2	0,00439	Mol-%

Tabelle B.2: Randbedingungen und Zwischenergebnisse der Verbrennungsrechnung sowie der Berechnungen zur Bestimmung des Massenverhältnisses, Werte gerundet, Brenngasfeuchte vernachlässigt, eigene Darstellung

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Mindestsauerstoffbedarf	o_{min}	2,032	$kmol_{O_2}/kmol_B$
Mindestluftbedarf	l_{min}	9,678	$kmol_L/kmol_B$
Luftbedarf	l	11,613	$kmol_L/kmol_B$
Lufttemperatur	ϑ_l	29,6	°C
Sättigungsdampfdruck	p_s	0,043	bar
Relative Luftfeuchte	φ_l	17,4	%
Luftfeuchte	w_l	0,008	$kmol_{H_2O}/kmol_L$
Luftverhältnis	λ	1,2	-
feuchte Abgasmenge mit...	ϑ_f	12,72	$kmol_A/kmol_B$
...CO ₂ -Menge	ϑ_{CO_2}	1,028	$kmol_{CO_2}/kmol_B$
...H ₂ O-Menge	ϑ_{H_2O}	2,099	$kmol_{H_2O}/kmol_B$
...N ₂ -Menge	ϑ_{N_2}	2,099	$kmol_{N_2}/kmol_B$
...O ₂ -Menge	ϑ_{O_2}	0,406	$kmol_{O_2}/kmol_B$
Molare Masse Erdgas	M_B	16,66	$kg/kmol_B$
Molare Masse Abgas	M_A	27,79	$kg/kmol_A$
Massenverhältnis	z	21,21	-

Tabelle B.3: Berechnung der molaren Masse des Erdgases, Werte gerundet, eigene Darstellung³⁶

Bestandteile des Erdgases	Zusammensetzung in Vol.-%	Molare Masse in kg/kmol
CH ₄	0,96295	16,04
C ₂ H ₆	0,02614	30,07
C ₃ H ₈	0,00173	44,10
C ₄ H ₁₀	0,00073	58,12
C ₅ H ₁₂	0,0001	72,15
C ₆ H ₁₄	0,00009	86,18
CO ₂	0,00387	44,01
N ₂	0,00439	28,02
Molare Masse des Erdgases M_B		16,66

Tabelle B.4: Berechnung der molaren Masse und der Massenanteile des feuchten Abgases, Werte gerundet, eigene Darstellung³⁴

Bestandteile des Abgases	Zusammensetzung in Vol.-%	Molare Masse in kg/kmol	Massenanteil
CO ₂	0,0809	44,01	0,128
H ₂ O	0,1651	18,02	0,107
N ₂	0,722	28,02	0,7280
O ₂	0,032	32,00	0,037
Molare Masse des Abgases M_{AG}		27,79	

³⁶ Mit der Annahme eines idealen Gases gilt Vol.-% = Mol.-%. Nach Cerbe (2008, S. 40) kann Erdgas bei niedrigem Druck wie ein ideales Gas betrachtet werden.

B.2 Platinenparameter

Tabelle B.5: Gemessene Platinentemperaturen und daraus ermittelte spezifische Wärmekapazitäten des verwendeten 22MnB5, Werte gerundet, eigene Darstellung

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Temperatur aller Platinen am Ofeneingang	$\vartheta_{G,zu}$	25	°C
Temperatur vollgehärteter Platinen am Ofenausgang	$\vartheta_{G,ab,voll}$	930	°C
Mittlere Temperatur teilgehärteter Platinen am Ofenausgang	$\vartheta_{G,ab,teil}$	730	°C
Integrierte spez. Wärmekapazität vollgehärteter Platinen	$\int_{T_{G,ab,voll}}^{T_{G,zu}} c_{pG,voll} dT_G$	624,6	<i>kJ/kg</i>
Integrierte spez. Wärmekapazität teilgehärteter Platinen	$\int_{T_{G,ab,teil}}^{T_{G,zu}} c_{pG,teil} dT_G$	464,7	<i>kJ/kg</i>

B.3 Vereinfachte Ofengeometrie

Tabelle B.6: Vereinfachung der Geometrie von Rollenherdofen B: Abmessungen der Körper, Oberflächen und ihr Anteil an der Gesamtoberfläche des Ofensystems, eigene Darstellung

Ofenkomponente	Geometr. Körper	Abmessung	Fläche	Flächenanteil
Ofengehäuse	Quader	Länge: 27,4 m	Vertikale Fl.: 148 m ²	31,7 %
		Breite: 4,0 m	(Ofenwand)	
		Höhe: 2,4 m	Horizontale Fl. oben: 93 m ²	19,9 %
Brenner	Quader	Breite: 0,39 m	Vertikale Fl. I: 4,5 m ²	1,0 %
		Tiefe: 0,20 m	Horizontale Fl. o.: 2,3 m ²	0,5 %
		Höhe: 0,39 m	Horizontale Fl. u.: 2,3 m ²	0,5 %
	Zylinder	Höhe: 0,12 m	Vertikale Fl. II: 3,4 m ²	0,7 %
		Durchm.: 0,30 m	Mantelfl.: 2,3 m ²	0,5 %
Abgasrohr	Zylinder	Länge: 50 m Durchm.: 0,67 m	Mantelfl.: 210 m ²	45,2 %
Ofensystem	-	-	Gesamtfl.: 465 m ²	100 %

B.4 Empirische Gleichungen für Nu-Zahl

Die nachfolgenden Gleichungen zur Bestimmung der charakteristischen Länge L und der Nusselt-Zahl Nu für verschiedene Geometrien sind dem VDI-Wärmeatlas (VDI 2013, S. 758-760) entnommen.

Vertikale Fläche

$$L = h \quad (\text{B.1})$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + 0,387 [Ra \cdot f_1(Pr)]^{1/6} \right\}^2 \quad \text{für } 10^{-1} < Ra < 10^{12} \quad (\text{B.2})$$

$$f_1(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad \text{für } 0,001 < Pr < \infty \quad (\text{B.3})$$

Horizontale ebene Fläche

mit Wärmeabgabe an der Oberseite

$$L = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (\text{B.4})$$

$$Nu = 0,766 \cdot [Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/5} \quad \text{für } Ra \cdot f_2(Pr) \leq 7 \cdot 10^4 \quad (\text{laminar}) \quad (\text{B.5})$$

$$Nu = 0,15 \cdot [Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/3} \quad \text{für } Ra \cdot f_2(Pr) \geq 7 \cdot 10^4 \quad (\text{turbulent}) \quad (\text{B.6})$$

$$f_2(Pr) = \left[1 + \frac{0,322^{11/20}}{Pr} \right]^{-20/11} \quad \text{für } 0,001 < Pr < \infty \quad (\text{B.7})$$

mit Wärmeabgabe an der Unterseite

$$Nu = 0,6 \cdot [Ra \cdot f_1(Pr)]^{1/5} \quad \text{für } 10^3 < Ra \cdot f_1(Pr) < 10^{10} \quad (\text{B.8})$$

Horizontale gekrümmte Fläche: Zylinder

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot d \quad (\text{B.9})$$

$$Nu = \left\{ 0,752 + 0,387 [Ra \cdot f_3(Pr)]^{1/6} \right\}^2 \quad (\text{B.10})$$

$$f_3(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad \text{für } 0 < Pr < \infty \quad (\text{B.11})$$

Tabelle B.7: Zuordnung der empirischen Gleichungen zur Bestimmung der Nußelt-Zahl und der Gleichung zur Definition der charakteristischen Länge für die definierten Flächen des Ofensystems und Angabe der charakteristischen Länge sowie der zugehörigen Abmaße der Flächen, eigene Darstellung

Fläche	Gleichungsnummern	Charakt. Länge in m	Abmaße in m
Ofengehäuse			
Ofenwand	B.1 - B.3	2,4	h = 2,4
Ofendeckel	B.4 - B.7	1,5	a = 27,4 b = 3,4
Brenner			
Vertikale Fl. I	B.1 - B.3	0,39	h = 0,39
Horizontale Fl. (oben)	B.4 - B.7	0,07	a = 0,39 b = 0,20
Horizontale Fl. (unten)	B.4, B.8, B.3	0,07	a = 0,39 b = 0,20
Vertikale Fl. II	B.1 - B.3	0,39	h = 0,39
Zylinder	B.9 - B.11	0,33	d = 0,21
Abgasrohr			
Zylinder	B.9 - B.11	2,1	d = 1,34

Industrieunternehmen können durch Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz einen großen Beitrag zur Energiewende leisten. Ein wesentliches Handlungsfeld ist die Prozesswärmebereitstellung durch den Einsatz einer Vielzahl unterschiedlicher Industrieöfen. Trotz eines heutzutage bereits sehr effizienten Ofenaufbaus wird dennoch ein Anteil der zugeführten Energie aufgrund thermodynamischer Beschränkungen als Abwärme an die Umgebung abgegeben.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der methodischen Bestimmung des theoretischen und des technischen Abwärmepotenzials von Industrieöfen, um eine strukturierte und datenbasierte Bewertung durchführen zu können. Das theoretische Abwärmepotenzial beschreibt die physikalisch nutzbare Abwärme, wohingegen das technische Abwärmepotenzial die technischen Randbedingungen und die thermischen Bedarfe berücksichtigt. Dazu werden eine messtechnische Untersuchung und eine Simulationsstudie am Beispiel von Rollenherdöfen beim Presshärten in der Automobilindustrie durchgeführt.

ISBN 978-3-7376-0706-3



9 783737 607063 >