

Schlussbericht

zum Verbundprojekt

**Zeitnahe und nachhaltige Verbesserung
bestehender Band-, Kipphorden und Flächentrockner
für Kamille, Melisse und Baldrian**

Teilvorhaben 2

Effizienzsteigerung der Flächentrocknung

Förderkennzeichen: 22012609 bzw. 09NR126

Projektlaufzeit: 15.04.2010 – 30.04.2013

Autoren: Thomas Ziegler
Hasan Jubaer
Teodor Teodorov
Jochen Mellmann

Erstellung des Schlussberichts: 05.09.2013

Datum der Veröffentlichung: 04.11.2014

Anschrift der Autoren

Dr.-Ing. Thomas Ziegler
Hasan Jubaer
Dipl.-Ing. Teodor Teodorov
Dr.-Ing. Jochen Mellmann

Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB)
Abteilung Technik der Aufbereitung, Lagerung und Konservierung
Max-Eyth-Allee 100
D-14469 Potsdam

Tel.: +49 331 5699 350
Fax: +49 331 5699 849
e-mail: tziegler@atb-potsdam.de

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Verbraucherschutz unter dem Förderkennzeichen 22012609 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Dieser Schlussbericht sollte folgendermaßen zitiert werden:

Ziegler T, Jubaer H, Teodorov T, Mellmann J (2014). Effizienzsteigerung der Flächentrocknung. Schlussbericht zum BMELV/FNR-Teilvorhaben 22012609 im Verbundprojekt "Zeitnahe und nachhaltige Verbesserung bestehender Band-, Kipphorden und Flächentrockner für Kamille, Melisse und Baldrian". Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB), Potsdam, 05.09.2013.

Kurzfassung

Eine Trocknungshalle für Arznei- und Gewürzpflanzen wurde vor Projektbeginn modernisiert. Die Modernisierung umfasste 336 m² befahrbare Rostfläche, 14 neue Ventilatoren, ein Blockheizkraftwerk (BHKW) und zwei Wärmepumpen mit Kreuzstrom-Wärmeübertragern zur internen Wärmerückgewinnung. Die für die Trocknung bei konventioneller Luftherwärmung erforderlichen Anlagenteile wurden nicht erneuert.

Basierend auf Simulationsrechnungen mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) wurde die Luftverteilung und damit die Trocknung örtlich vergleichmäßig. Die Installation von Leitblechen hinter den Ventilatoren führte auf Anhieb zu der beabsichtigten strömungstechnischen Optimierung. Korrekturen in der geometrischen Anordnung der Leitbleche waren nicht erforderlich.

Zur primärenergetischen Bewertung der wärmepumpenunterstützten Flächentrocknung wurde ein Simulationsmodell des chargenweisen Trocknungsprozesses entwickelt und validiert. Ein breites Spektrum der stark veränderlichen Betriebsbedingungen wurde systematisch analysiert. Die Simulation umfasste nahezu alle für Deutschland relevanten Außenluftzustände. Im Ergebnis wurde ein neues energieoptimiertes Regelungsprinzip für die Wärmepumpenphase der Trocknung entwickelt. Die Umsetzung in der Praxis führte zu einer erhöhten Entfeuchtungsleistung bei gleichzeitiger Reduzierung des spezifischen elektrischen Energiebedarfs. Die interne Wärmerückgewinnung trug wesentlich zur Effizienzsteigerung bei.

Im energetischen Monitoring wurde eine Reduzierung des spezifischen Primärenergiebedarfs um durchschnittlich 38% nachgewiesen. Suboptimaler BHKW-Betrieb, eine geänderte Bewirtschaftung und Leerlaufzeiten verursachten jedoch erhebliche Effizienzverluste. Insbesondere wurde die Abluft vollständig in eine zweite Halle geleitet. Das kombinierte Trocknungsverfahren beinhaltet weiterhin große, auch anlagentechnische Optimierungspotenziale. In der konventionellen Trocknungsphase kann der spezifische Primärenergiebedarf mehr als halbiert werden.

Abstract

A drying hall for medicinal and aromatic plants was modernized prior to the beginning of the project. The changes included installation of 336 m² grate area accessible by vehicles, 14 new blowers, a combined heat and power plant (CHPP) and two heat pumps equipped with cross-flow heat exchangers for internal heat recovery. The system components required for drying with conventionally heated air were not altered.

Based on simulations by means of computational fluid dynamics (CFD) the homogenization of the air distribution was accomplished, which led to homogeneous drying. The installation of baffles behind the blowers could immediately achieve the intended aerodynamic optimization. No correction to the geometrical arrangement of the baffles was required.

A simulation model was developed and validated in order to evaluate the heat pump assisted batch drying in terms of primary energy consumption. A wide range of variable operating conditions was analyzed systematically. The simulations covered almost all ambient air conditions relevant for Germany. As an outcome, a new control principle with optimized energy-use for the heat pump phase of drying was developed. The implementation led to increased moisture extraction rate while the specific electrical energy consumption was reduced. The internal heat recovery contributed substantially to the improved efficiency.

A reduction of the specific primary energy consumption by an average of 38% was demonstrated during the energy-use monitoring. However, suboptimal CHPP operation, a changed management scheme for the pre-dried products and long idle periods caused significant efficiency losses. In particular, the outlet air was completely passed into a second drying hall, which was outside the balance limits. The combined drying process possesses large potential of further optimization. In the conventional drying phase, the specific primary energy consumption can be reduced to less than half of the current figures.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	3
Abstract.....	4
Inhaltsverzeichnis.....	5
Verzeichnis der Symbole, Indizes und Abkürzungen	7
Abbildungsverzeichnis.....	11
Tabellenverzeichnis.....	14
I Kurze Darstellung der Vorhabensziele	15
1 Aufgabenstellung	15
2 Voraussetzungen zur Durchführung des Vorhabens	16
3 Planung und Ablauf des Vorhabens	17
4 Stand der Wissenschaft und Technik	19
5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen.....	21
II Eingehende Darstellung der erzielten Ergebnisse.....	23
1 Einleitung	23
2 Kombiniertes Trocknungsverfahren.....	24
2.1 Beschreibung der untersuchten Trocknungsanlage	24
2.2 Wärmepumpentrocknung mit interner Wärmerückgewinnung	26
2.3 Konventionelle Trocknung mit BHKW-Abwärmenutzung.....	27
2.4 Geplante Bewirtschaftung der Trocknungsroste.....	28
2.5 Zusammenfassung	29
3 Strömungstechnische Optimierung der Flächentrockner	30
3.1 Simulation mittels Computational Fluid Dynamics (CFD)	30
3.2 Vergleichmäßigung der Luftverteilung	31
3.3 Validierung der Strömungssimulation in der Praxis	34
3.4 Zusammenfassung	37
4 Modellierung und Simulation des Wärmepumpentrockners.....	38
4.1 Theoretische Analyse.....	38
4.2 Beschreibung des Simulationsmodells	40
4.2.1 Modellierung des Verdampfers.....	40
4.2.2 Modellierung des Kreuzstrom-Wärmeübertragers	43
4.2.3 Simulation des chargenweisen Trocknungsprozesses	45
4.2.4 Charakteristische Größen	46
4.2.5 Numerische Lösung	48
4.2.6 Validierung des Simulationsmodells in der Praxis	48
4.3 Diskussion unterschiedlicher Betriebsvarianten	50
4.4 Zusammenfassung	53

5	Energieoptimierte Regelung	54
5.1	Beschreibung der durchgeführten Messungen	54
5.2	Der geschlossene Betrieb des Wärmepumpentrockners	55
5.3	Der teiloffene Betrieb des Wärmepumpentrockners	61
5.4	Zusammenfassung	65
6	Energetisches Monitoring	67
6.1	Geänderte Bewirtschaftung der Trocknungsroste	67
6.2	Auslastung und Eintrocknungsverhältnis	69
6.3	Beschreibung des Messwerterfassungssystems	72
6.4	Energiebilanz der Trocknungshalle	73
6.5	Spezifischer Primärenergiebedarf	77
6.6	Konventionelle Trocknung mit Teilumluft	81
6.7	Zusammenfassung	85
7	Produktspezifische Untersuchungen	87
7.1	Durchführung der Messungen	87
7.2	Druckverlust von Kamille, Melisse und Baldrian	88
7.3	Zusammenfassung	92
8	Zusammenfassende Bewertung	94
9	Verwertung der Ergebnisse	98
10	Erkenntnisse von Dritten	101
11	Veröffentlichungen	102
	Literaturverzeichnis	104
	Anhang	107

Verzeichnis der Symbole, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Symbole

a	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Temperaturleitfähigkeit
A	m^2	Fläche
c	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität
C	–	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme
\dot{C}	W K^{-1}	Wärmekapazitätsstrom
COP	–	<i>coefficient of performance</i>
d	m	Durchmesser
DE	–	<i>Drying Efficiency</i>
FAR	–	<i>fresh air ratio</i> / Frischluftanteil
h	J kg^{-1}	spezifische Enthalpie der feuchten Luft
h_r	J kg^{-1}	spezifische Enthalpie des Kältemittels
Δh_v	J kg^{-1}	spezifische Verdampfungswärme bei 0 °C
Le	–	Lewis-Zahl
\dot{M}	kg s^{-1}	Massenstrom
MER	kg s^{-1}	<i>moisture extraction rate</i> / Entfeuchtungsleistung
Nu	–	Nußelt-Zahl
NTU	–	<i>number of transfer units</i>
p	Pa	Druck
Pr	–	Prandtl-Zahl
\dot{q}	W m^{-2}	Wärmestromdichte
\dot{Q}	W	thermische Leistung
Re	–	Reynolds-Zahl
SEC	J kg^{-1}	<i>specific electrical energy consumption</i> / spezifischer elektrischer Energiebedarf
$SMER$	kg J^{-1}	<i>specific moisture extraction rate</i> / spezifische Entfeuchtungsleistung
SPC	J kg^{-1}	<i>specific primary energy consumption</i> / spezifischer Primärenergiebedarf
STC	J kg^{-1}	<i>specific thermal energy consumption</i> / spezifischer thermischer Energiebedarf
t	s	Zeit
T	K	Temperatur in Kelvin
u	m s^{-1}	Geschwindigkeit
U	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient
\dot{V}	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Volumenstrom
\dot{W}	W	elektrische Leistung
Y	kg kg^{-1}	Wassergehalt der Luft (bezogen auf trockene Luft)

Griechische Symbole

α	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient
β	m s^{-1}	Stoffübergangskoeffizient
Δ	–	Differenz
η	–	Wirkungsgrad
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur in Grad Celsius
λ	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg m^{-3}	Dichte
σ	N m^{-1}	Oberflächenspannung
φ	–	relative Luftfeuchte
Φ	–	Gütegrad eines Wärmeübertragers
Ω	–	Rückwärmzahl eines Wärmeübertragers

Indizes

'	Eintritt, siedende Flüssigkeit
"	Austritt, gesättigter Dampf
0	Umgebung, Außenluft
1	Zuluft, Trockner Eintritt
2	Abluft, Trockner Austritt = Vorkühler Eintritt
3	Vorkühler Austritt = Verdampfer Eintritt
4	Verdampfer Austritt = Vorwärmer Eintritt
5	Vorwärmer Austritt
6	Mischluft
7	Verflüssiger Austritt
$I+Y$	feuchte Luft
a	<i>air</i> / Luft
A	<i>area</i> / Fläche
ad	<i>additional</i> / zusätzlich
aux	<i>auxiliary</i> / Hilfsantriebe
b	<i>bubble</i> / Blase
B	<i>blower</i> / Ventilator
C	condenser / Verflüssiger
$cold$	<i>cold side</i> / kalte Seite
cr	<i>critical</i> / kritisch
D	<i>dryer</i> / Trockner
dr	<i>dry</i> / trocken
E	<i>evaporator</i> / Verdampfer
el	<i>electrical</i> / elektrisch

<i>ext</i>	<i>external</i> / extern
<i>F</i>	<i>fin</i> / Rippe
<i>H</i>	<i>heating</i> / Aufheizen
<i>hot</i>	<i>hot side</i> / warme Seite
<i>i</i>	<i>inside</i> / innen
<i>K</i>	<i>compressor</i> / Verdichter
<i>ln</i>	<i>logarithmic</i> / logarithmisch
<i>m</i>	<i>mean</i> / Mittel
<i>max</i>	<i>maximum</i> / maximal
<i>min</i>	<i>minimum</i> / minimal
<i>o</i>	<i>outside</i> / außen
<i>p</i>	<i>constant pressure</i> / konstanter Druck
<i>prim</i>	<i>primary</i> / primär
<i>r</i>	<i>refrigerant</i> / Kältemittel
<i>rec</i>	<i>recovered</i> / zurück gewonnen
<i>ref</i>	<i>reference</i> / Bezugszustand
<i>req</i>	<i>required</i> / erforderlich
<i>s</i>	<i>surface</i> / Oberfläche
<i>sat</i>	<i>saturation condition</i> / Sättigungszustand
<i>tb</i>	<i>tube base</i> / Rohrbasis
<i>th</i>	<i>theoretical</i> / theoretisch
<i>v</i>	<i>vapor</i> / Dampf
<i>w</i>	<i>water, wall</i> / Wasser, Wand

Abkürzungen

2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
ATB	Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V.
BHKW	Blockheizkraftwerk
B	<i>blower</i> / Ventilator
BMELV	Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Verbraucherschutz
C	<i>condenser</i> / Verflüssiger
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
D	<i>dryer</i> / Trockner
E	<i>evaporator</i> / Verdampfer, Eintrocknungsverhältnis
FG	Frischgut (frisches Erntegut)
FNR	Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V.

HR	<i>heat recovery</i> / Wärmerückgewinnung
i.N.	im Normzustand
KW	Kalenderwoche
TG	Trockengut (Trockenware)
V	Ventilator
WP	Wärmepumpe
WRG	Wärmerückgewinnung
WT	Wärmetauscher

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1:	Ansicht der Trocknungsanlage Nöbdenitz vor der Modernisierung.	25
Abb. 2.2:	Halle 1 der Trocknungsanlage Nöbdenitz nach der Modernisierung (schematisch); BHKW = Blockheizkraftwerk, WP = Wärmepumpe, WT = Wärmetauscher, V = Ventilator.	26
Abb. 2.3:	Vereinfachtes schematisches Fließbild der konventionellen Trocknungsphase in Halle 1.	27
Abb. 2.4:	Bewirtschaftungsschema I: Frischgutbelegung auf den Rosten 1 und 2 an sechs Tagen pro Woche, Umlagerung am zweiten, dritten und vierten Trocknungstag (außer Sonntag).	28
Abb. 3.1:	Rostauflösung in CFD-Modell 2 (links, 2D, Trocknungsrost als poröses Medium) und in CFD-Modell 3 (rechts, 2D, Trocknungsrost geometrisch modelliert).....	31
Abb. 3.2:	Simulation der Luftverteilung über den Rosten 1 und 2 mit unterschiedlichen 2D-Modellen im Vergleich zur Messung (Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aus fünf Messungen w_m).	32
Abb. 3.3:	2D-Simulation der Strömungsgeschwindigkeiten unter dem Trocknungsrost bei unterschiedlichen Kanalgeometrien.	33
Abb. 3.4:	3D-Simulation der Luftverteilung unmittelbar über einem halben Trocknungsrost; oben: ohne Leitbleche (CFD-Modell 4); unten: mit Leitblechen (CFD-Modell 5).	34
Abb. 3.5:	Gemessene Luftverteilung über den Rosten 1 und 2 (Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aller Messungen w_m); oben: ohne Leitbleche; unten: mit Leitblechen.....	36
Abb. 4.1:	Vereinfachte schematische Darstellung des untersuchten Wärmepumpentrockners: (a) geschlossener Betrieb, (b) teiloffener Betrieb.....	39
Abb. 4.2:	Wärmepumpentrocknung mit interner Wärmerückgewinnung im Mollier h,Y-Diagramm (schematisch); links: geschlossener Betrieb; rechts: teiloffener Betrieb.....	40
Abb. 4.3:	Mollier h,Y-Diagramm für feuchte Luft mit Linien jeweils konstanter Drying Efficiency bei einer Trocknungstemperatur von 40 °C.....	45
Abb. 4.4:	Vergleich der gemessenen und mit dem Simulationsmodell berechneten Luftzustände im Mollier h,Y-Diagramm (Wärmepumpen im teiloffenen Betrieb, jeweils 6 und 18 h nach Beginn der Trocknung).	49
Abb. 4.5:	Verlauf des spezifischen elektrischen Energiebedarfs SEC bei Trocknung mit Wärmepumpen im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb (jeweils Messung und Simulation).	50
Abb. 4.6:	Erforderlicher Frischluftanteil FAR für beispielhafte Außenluft- und Abluftzustände bei Trocknung mit Wärmepumpen im teiloffenen Betrieb (exemplarisch); oben: Drying Efficiency DE = 90%, unten: absolute Feuchte der Außenluft Y = 8 g/kg.....	51
Abb. 4.7:	Verlauf des spezifischen Primärenergiebedarfs SPC bei Trocknung mit Wärmepumpen im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb im Vergleich zur konventionellen Lufterwärmung (exemplarisch); oben: Außenluftzustand 23 °C, 8 g/kg, unten: Außenluftzustand 33 °C, 8 g/kg.....	52

Abb. 5.1:	Schematische Darstellung des Wärmepumpentrockners mit Messstellen; C = condenser / Verflüssiger, E = evaporator / Verdampfer.	55
Abb. 5.2:	Temperaturen und relative Luftfeuchten im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	56
Abb. 5.3:	Absolute Luftfeuchten und spezifische Enthalpien im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	57
Abb. 5.4:	Mollier h,Y-Diagramm mit exemplarischen Luftzuständen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	58
Abb. 5.5:	Thermische Leistungen der Wärmeübertrager im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	59
Abb. 5.6:	Rückwärmzahl und Gütegrad der internen Wärmerückgewinnung im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	59
Abb. 5.7:	Elektrische Leistungen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	60
Abb. 5.8:	Entfeuchtungsleistung MER und spezifischer elektrischer Energiebedarf SEC im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.	61
Abb. 5.9:	Mollier h,Y-Diagramm mit exemplarischen Luftzuständen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.	62
Abb. 5.10:	Thermische Leistungen der Wärmeübertrager im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.	62
Abb. 5.11:	Rückwärmzahl und Gütegrade der internen Wärmerückgewinnung im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.	63
Abb. 5.12:	Elektrische Leistungen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.	63
Abb. 5.13:	Entfeuchtungsleistung MER und spezifischer elektrischer Energiebedarf SEC im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.	64
Abb. 5.14:	Vergleich der Entfeuchtungsleistung MER und des spezifischen elektrischen Energiebedarfs SEC bei Wärmepumpentrocknung im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb.	65
Abb. 6.1:	Bewirtschaftungsschema III: Frischgutbelegung auf den Rosten 1, 2 und 3 an drei Tagen pro Woche, Umlagerung am dritten (außer Sonntag) und am vierten Trocknungstag.	68
Abb. 6.2:	Reale Bewirtschaftung in der Ernteperiode 2012 nach Schema III (Ausschnitt, KW 29–30).	68
Abb. 6.3:	Auslastung von Halle 1 nach Rosttagen im Verlauf der Ernteperiode 2012 (11. Juni – 07. Oktober).	70
Abb. 6.4:	Zuordnung von frischem Erntegut und ausgelagerter Trockenware im Verlauf der Ernteperiode 2012.	71
Abb. 6.5:	Eintrocknungsverhältnis im Verlauf der Ernteperiode 2012.	71
Abb. 6.6:	Betriebszeiten des BHKWs, der Wärmepumpen und der Trocknungsroste im Verlauf der Ernteperiode 2012.	73
Abb. 6.7:	Betriebszeiten des BHKWs, der Wärmepumpen und der Trocknungsroste im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).	74

Abb. 6.8:	Energieflüsse in der untersuchten Trocknungshalle (exemplarisch).....	75
Abb. 6.9:	Leistungsdaten des BHKWs für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).	76
Abb. 6.10:	Drying Efficiency und relatives Entfeuchtungspotenzial der Abluft im Verlauf der Trocknung einer Charge (exemplarisch, 24.–29. August 2012).	82
Abb. 6.11:	Wasserentzug und thermischer Energiebedarf bei konventioneller Trocknung einer Charge mit und ohne Teilumluft (exemplarisch, 24.–29. August 2012).	83
Abb. 7.1:	Druckverlust von Kamilleblüten im Verlauf der Trocknung bezogen auf die jeweilige Anfangsschütthöhe (ca. 0,37 – 0,52 m, spezifische Luftmenge: 640 m ³ /h und m ² Rostfläche).	90
Abb. 7.2:	Relativer Druckverlust von Kamilleblüten im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung.	90
Abb. 7.3:	Druckverlust von Baldrianwurzeln im Verlauf der Trocknung bezogen auf die jeweilige Anfangsschütthöhe (ca. 0,33 – 0,35 m, spezifische Luftmenge: 640 m ³ /h und m ² Rostfläche).	91
Abb. 7.4:	Relativer Druckverlust von Baldrianwurzeln im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung.	91

Weitere Abbildungen befinden sich im Anhang.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1:	Eckdaten der eingesetzten CFD-Modelle.....	30
Tabelle 4.1:	Parameter der systematischen Analyse unterschiedlicher Außenluft- und Abluftzustände.....	50
Tabelle 5.1:	Mittelwerte ausgewählter Leistungsparameter bei Wärmepumpentrocknung im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb.....	65
Tabelle 6.1:	Energiebilanz für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).	77
Tabelle 6.2:	Durchschnittlicher spezifischer Primärenergiebedarf des kombinierten Trocknungsverfahrens im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32)..	78
Tabelle 6.3:	Spezifischer Primärenergiebedarf einer einzelnen TrocknungschARGE (exemplarisch, 24.–29. August 2012).	80
Tabelle 6.4:	Einsparpotenzial durch Teilumlufbetrieb in der Trocknungsphase mit konventioneller Lufterwärmung (exemplarisch, 24.–29. August 2012).	84
Tabelle 6.5:	Einsparungen des untersuchten kombinierten Trocknungsverfahrens im Vergleich zur Flächentrocknung in den Jahren 2004/2005.	86
Tabelle 7.1:	Zusammenfassung der Ergebnisse zum Druckverlust von Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln im Verlauf der Trocknung.....	92

I Kurze Darstellung der Vorhabensziele

1 Aufgabenstellung

Ein Ziel des Aktionsplans der Bundesregierung zur stofflichen Nutzung nachwachsender Rohstoffe (BMELV, 2009) ist die Verdoppelung des Anbauumfangs von Arznei- und Gewürzpflanzen auf 20.000 ha bis 2020. Die Etablierung energiesparender Trocknungsverfahren hat hierbei entscheidende Bedeutung, denn die Trocknung stellt den mit Abstand energie- und kostenintensivsten Verfahrensschritt der gesamten Produktionskette dar.

Im Rahmen des BMELV/FNR-Teilvorhabens 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" wurde am ATB ein Verfahren für die Flächentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen entwickelt, bei dem Wärmepumpen mit konventioneller Lufterwärmung (Erdgas oder Heizöl) kombiniert werden (Ziegler et al., 2011). Dabei sind die besonderen Bedingungen des chargenweisen Trocknungsbetriebs zu berücksichtigen, der sich über einen Zeitraum von drei bis vier Tagen erstreckt. Die energetische und wirtschaftliche Effizienz kombinierter Trocknungsverfahren kann durch folgende Maßnahmen wesentlich gesteigert werden:

- Wärmepumpentrocknung mit interner Wärmerückgewinnung
- Abwärmenutzung von Blockheizkraftwerken
- Vergleichmäßigung der Trocknung durch Strömungssimulation

Die theoretischen und technischen Potenziale dieser drei Maßnahmen sollten wissenschaftlich untersucht, anwendungsorientiert weiterentwickelt und in der Praxis demonstriert werden. Praxispartner waren die Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. mit Sitz in Lohma und die Agrarprodukte Ludwigshof e.G. mit Sitz in Ranis. Beide Betriebe verfügen über langjährige Erfahrungen in der Flächentrocknung unterschiedlichster Arznei- und Gewürzpflanzen. Die wichtigsten Projektziele waren:

- Reduzierung des relativen Primärenergieverbrauchs auf bis zu 50% (bezogen auf Flächentrocknungsanlagen mit rein konventioneller Lufterwärmung),
- großtechnische Umsetzung der hierfür erforderlichen Maßnahmen,
- Etablierung von Wärmepumpen bei Neuanlagen für die Flächentrocknung,
- Abstraktion und Übertragung der Ergebnisse für eine branchenweite Nutzung.

Zu Beginn des Vorhabens lagen mit einer modernisierten Trocknungshalle der Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. nahezu ideale Bedingungen zur Demonstration des kombinierten Trocknungsverfahrens vor. Die Aufgabenstellung umfasste auch ein energetisches und wirtschaftliches Monitoring über drei Ernteperioden. Bei der Agrarprodukte Ludwigshof e.G. sollten produktspezifische Untersuchungen mit Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln durchgeführt werden.

2 Voraussetzungen zur Durchführung des Vorhabens

Die Forschung des Leibniz-Instituts für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB) zielt auf die ressourceneffiziente und CO₂-neutrale Nutzung biologischer Systeme zur Erzeugung von Lebensmitteln, Rohstoffen und Energie in Anpassung an Anforderungen von Klimaschutz und Klimawandel. Zu diesem Zweck entwickelt das ATB verfahrenstechnische Grundlagen für eine nachhaltige Landwirtschaft und stellt innovative technische Lösungen für Landwirtschaft und Industrie bereit. Die Forschungsaktivitäten konzentrieren sich auf wettbewerbsfähige, umwelt- und tiergerechte Produktionsverfahren, auf Qualität und Sicherheit von Lebens- und Futtermitteln sowie auf nachwachsende Rohstoffe und Bioenergie im ländlichen Raum.

Der Fokus der Forschungsarbeiten im Bereich der Trocknungstechnik liegt auf der Entwicklung und industriellen Erprobung energieeffizienter und produktschonender Verfahren zur Haltbarmachung (Trocknung, Belüftung, Kühlung) und Veredelung (z. B. Röstung) landwirtschaftlicher Schüttgüter. Dies geschieht auf allen Ebenen von der Grundlagenforschung bis zur industriellen Umsetzung. Die Prozesse werden mathematisch modelliert und in dem neu errichteten Trocknungstechnikum im halbtechnischen und industriellen Maßstab experimentell validiert. Dem internationalen Standard folgend, werden dabei numerische Methoden der Computational Fluid Dynamics (CFD) und der Discrete Element Method (DEM) angewandt. Mit wärmepumpenunterstützten Trocknungsverfahren sollen primärenergetische Einsparpotenziale von bis zu 50% erschlossen und für eine breite Produktpalette in der Praxis nutzbar gemacht werden.

Der Wärmepumpen- und der Trocknungsprozess sind energetisch eng miteinander verknüpft. Im Rahmen des BMELV/FNR-Teilvorhabens 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" wurde u.a. die Vielzahl möglicher Schaltungsvarianten analysiert. Die für den Fall der Wärmepumpentrocknung mit interner Wärmerückgewinnung erforderlichen thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten wurden in allgemeiner Form hergeleitet. Um die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen praxisrelevant validieren zu können, wurde ein mobiler Versuchstrockner entwickelt und Anfang 2009 in Betrieb genommen. Die Wärmepumpe ist mit einem Kreuzstrom-Wärmeübertrager zur internen Wärmerückgewinnung ausgestattet.

Das Anlagenprinzip des Versuchstrockners wurde Ende 2009 von der Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. übernommen und in einer modernisierten Trocknungshalle realisiert. Die Modernisierung umfasste außerdem ein Blockheizkraftwerk (BHKW), die Erneuerung des befahrbaren Rostaufbaus in der gesamten Halle und 14 neue Ventilatoren. Der Versuchstrockner wurde im Rahmen des in diesem Schlussbericht beschriebenen Vorhabens für produktspezifische Untersuchungen genutzt.

3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Zu Beginn des Vorhabens wurden mittels CFD Simulationsrechnungen zur Luftverteilung unter den Trocknungsrosten durchgeführt. Dabei standen die geometrische Gestaltung und die Anordnung von Leitblechpaketen am Austritt der 14 Ventilatoren im Vordergrund der Untersuchungen. Hierzu wurden umfangreiche Messungen durchgeführt. Die Flächenroste der untersuchten Trocknungshalle haben eine Breite von ca. 15 m (Wärmepumpenbereich) und ca. 27 m (konventioneller Bereich) bei einer Länge von jeweils ca. 8 m. Alle Trocknungsroste wurden in einem Raster von 50 cm komplett vermessen, und zwar vor und nach dem Einbau der Leitblechpakete. Die Messungen ergaben eine zufriedenstellende Vergleichmäßigkeit der Luftverteilung über den unbelegten Trocknungsrosten.

Im Rahmen einer Einweihungsfeier wurde die modernisierte Trocknungshalle 1 der Agrar-genossenschaft Nöbdenitz e.G. am 8. Juni 2010 offiziell in Betrieb genommen. Zunächst wurden verschiedene Messungen an den Wärmepumpen durchgeführt. Hierfür wurden die erforderlichen Sensoren installiert, kalibriert und getestet. Schwerpunkte der Untersuchungen bildeten zunächst die Luftmengenregelung, die Anfahrschaltung der Wärmepumpen, die Regelung der Zulufttemperatur über die Enthitzung des Kältemittels und der Umschaltzeitpunkt auf konventionelle Lufterwärmung. Im Juni sowie Ende August / Anfang September 2010 wurden systematische Messungen zur Wärmepumpentrocknung durchgeführt. Die berechneten Energieeinsparungen durch interne Wärmerückgewinnung wurden durch die Praxismessungen bestätigt.

Auch aufgrund ungünstiger Witterungsbedingungen konnte die modernisierte Trocknungshalle im ersten Betriebsjahr 2010 noch nicht voll ausgelastet werden. Hinzu kamen Probleme bei der wärmetechnischen Einbindung des mit Erdgas betriebenen BHKWs in die zentrale Heizungsanlage. Die Nutzung der BHKW-Wärme erfolgt über die Einspeisung des erwärmten BHKW-Kühlwassers in einen Heißwasserkreislauf, der mit einer bereits vorhandenen Heizungsanlage auf Öl- und Gasbasis betrieben wird. Im Laufe des Jahres stellte sich heraus, dass die Rücklauftemperatur des zentralen Heißwasserkreislaufs für die BHKW-Kühlung zu hoch war. Dies führte immer wieder zur automatischen Leistungsreduzierung des Blockheizkraftwerks. Die Vorlauftemperatur der zentralen Heizungsanlage musste gesenkt werden, was zu Einbußen bei der Trocknungsleistung führte. Die Effizienzsteigerung der Trocknungsanlage durch BHKW-Abwärmenutzung konnte deshalb noch nicht messtechnisch quantifiziert werden.

2011 wurde Regelungsverhalten der Wärmepumpen zunächst theoretisch analysiert. Hierfür wurde ein einfaches Simulationsmodell des Wärmepumpentrockners entwickelt, das den Besonderheiten der chargenweisen Trocknung und dem Einfluss von Außenluft mit unterschiedlicher Temperatur und Feuchte Rechnung trägt. Für den teiloffenen Betrieb wurden Variationsrechnungen bei nahezu allen relevanten Außenluft- und Abluftzuständen durchgeführt. Auf diese Weise konnte der bei unterschiedlichen klimatischen Bedingungen jeweils optimale Frischluftanteil dargestellt werden. Für den Vergleich mit Trocknung bei konventioneller Lufterwärmung wurde jeweils der spezifische Primärenergiebedarf ermittelt.

Basierend auf den Simulationsergebnissen wurden an einer der beiden Wärmepumpen die technischen Voraussetzungen zur energieoptimierten Regelung geschaffen. Um einen eindeutigen Vergleich zu ermöglichen, wurden die beiden Wärmepumpen simultan in zwei unterschiedlichen Regelungsvarianten betrieben. Die durchgeführten Messungen bestätigten die Ergebnisse der Simulationsrechnungen und der theoretischen Analysen.

Während der Messungen zu Beginn der Ernteperiode 2011 stellte sich heraus, dass die von der beauftragten Firma gelieferten Temperatur- und Feuchtesensoren nicht die vereinbarten Genauigkeitsanforderungen erfüllten. Die beanstandeten Sensoren mussten sogar ein zweites Mal reklamiert und ausgetauscht werden. Leider konnte dies nur durch zeitlich sehr aufwändige Kalibrierungen festgestellt und nachgewiesen werden. In der Folge konnte das installierte Messwerterfassungssystem noch nicht in dem geplanten Umfang eingesetzt werden. Außerdem mussten die für 2011 geplanten Messungen mit mobiler Messtechnik durchgeführt werden. Aufgrund des damit verbundenen erheblichen Zeitaufwands wurde entschieden, die geplanten produktspezifischen Untersuchungen mit dem mobilen Versuchstrockner 2011 nicht durchzuführen.

Im Frühjahr 2012 wurde auch die zweite der beiden Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Mit Hilfe des bei der Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. installierten Messwerterfassungssystems wurde im Verlauf der Ernteperiode 2012 ein energetisches Monitoring durchgeführt. Aus den direkt erfassten Messwerten wurden zahlreiche abgeleitete Größen bereits im Reglernetzwerk in Echtzeit berechnet, über eine verschlüsselte Internet-Verbindung an einen Server am ATB übermittelt und zur weiteren Verarbeitung kontinuierlich aufgezeichnet. Dabei konnten nicht alle für das energetische Monitoring erforderlichen physikalischen Größen messtechnisch erfasst oder direkt aus gemessenen Daten abgeleitet werden.

Zur Reduzierung des Personalaufwands bei der Ernte und zur Verringerung der Gefahr von Feuchtenestern wurde die Bewirtschaftung der Trocknungsroste auf drei Frischgutbelegungen pro Woche geändert. Die Betriebszeiten des BHKWs, der beiden Wärmepumpen und der einzelnen Trocknungsroste wurden ebenso ausgewertet wie die Auslastung der ganzen Trocknungshalle. Aus Wägungen des geernteten Frischguts und der ausgelagerte Trockenware wurden die Eintrocknungsverhältnisse im Verlauf der gesamten Ernteperiode ermittelt.

Eine Phase von vier Wochen mit weitgehend kontinuierlichem Betrieb der Trocknungshalle wurde detailliert ausgewertet. Die Energiebilanz umfasste Leistungsdaten des BHKWs, der zentralen Heizungsanlage, der beiden Wärmepumpen und der Ventilatoren. Mit Hilfe der entzogenen Wassermengen und der verbrauchten Primärenergie wurden Werte des durchschnittlichen spezifischen Primärenergiebedarfs pro kg Wasser berechnet. Dabei wurde zwischen Wärmepumpentrocknung und Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung unterschieden. Außerdem wurden jeweils gesonderte Werte für die Ventilatoren und für die Trocknung ermittelt. Um die durch suboptimale Betriebsbedingungen entstehenden Verluste quantifizieren zu können, wurde die Trocknung einer einzelnen Charge exemplarisch in analoger Weise ausgewertet.

Teilumluftbetrieb bei konventioneller Lufterwärmung wäre in der untersuchten Trocknungshalle zwar möglich, wurde im Untersuchungszeitraum aber nicht realisiert. Um die mögliche Effizienzsteigerung zu quantifizieren, wurden für die bereits ausgewertete einzelne TrocknungschARGE exemplarische Simulationsrechnungen durchgeführt.

Zum Druckverlust von Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln wurden bei der Agrarprodukte Ludwigshof e.G. am Standort Rockendorf exemplarische Messungen durchgeführt. Dabei kam der mobile Versuchstrockner zum Einsatz, der bereits im BMELV/FNR-Teilvorhaben 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" entwickelt wurde.

Ergebnisse des Teilvorhabens wurden 2011, 2012 und 2013 in Fachzeitschriften sowie auf mehreren Tagungen veröffentlicht und präsentiert, u.a. auf dem jeweils im Februar stattfindenden Bernburger Winterseminar für Arznei- und Gewürzpflanzen.

4 Stand der Wissenschaft und Technik

Der internationale Stand der Wissenschaft und Technik bis zum Jahr 2010 wurde bereits ausführlich im Schlussbericht zum BMELV/FNR-Teilvorhaben 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" dargelegt (Ziegler et al., 2011). Nachfolgend werden deshalb nur jene Entwicklungen beschrieben, die für den vorliegenden Schlussbericht zum BMELV/FNR-Teilvorhaben 22012609 "Effizienzsteigerung der Flächentrocknung" relevant sind.

Flächentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen

Trocknungsprozesse benötigen mindestens 15% des gesamten industriellen Energiebedarfs, oft bei relativ niedrigem thermischen Wirkungsgrad (Chua et al., 2001). Bei der Verarbeitung von Arznei- und Gewürzpflanzen ist die Trocknung der mit Abstand energie- und kostenintensivste Verfahrensschritt in der Produktionskette. Die schlagkräftige, chargenweise Flächentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen wurde basierend auf der Belüftungstrocknung von Heu entwickelt. Die wichtigsten Vorteile dieses bewährten Verfahrens sind seine Einfachheit, die Anwendbarkeit für unterschiedliche Produktarten, sofortige Trocknung ohne Zwischenlagerung und niedrige Arbeitskosten (Ziegler & Mellmann, 2008). Bis 2006 variierte der Anteil der Energiekosten an den Verfahrenskosten zwischen 30% und 55%, wovon allein etwa 85% auf den Brennstoffverbrauch entfielen (Mellmann & Füll, 2008). Dabei wiesen Flächentrockner mit einem spezifischen thermischen Energiebedarf von 8,5 – 12,5 MJ pro kg Wasserentzug die höchsten Werte auf. Dieser Energiebedarf entspricht bis zu einem Liter Heizöl oder einer äquivalenten Menge Erdgas pro kg Trockenware. Ähnlich hohe Energieverbräuche wurden auch bei der kontinuierlich betriebenen Bandtrocknung festgestellt (Böhner et al., 2009).

Der Stand der Technik der Flächentrockner für Arznei- und Gewürzpflanzen mit konventioneller Lufterwärmung war durch eine sehr geringe energetische und wirtschaftliche Effizienz gekennzeichnet. Diese resultierte u.a. aus inhomogenen Strömungsverteilungen der Luft,

mangelhafter Umluftführung sowie aus hohen Wärmeverlusten durch nicht isolierte Anlagenteile. Hinzu kamen häufig unzureichende oder sogar fehlende Messtechnik und weitgehend manuelle Trocknersteuerungen.

Am ATB wurde ein neues Verfahren für die Flächentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen entwickelt, bei dem Wärmepumpen und konventionelle Warmlufterzeugung durch Erdgas oder Heizöl kombiniert werden. Dieses Konzept wurde in Kooperation mit der Agrarprodukte Ludwigshof e.G. am Standort Rockendorf in Thüringen in einer neu errichteten Trocknungshalle umgesetzt. Bereits im ersten Betriebsjahr 2007 wurden die Energiekosten im Vergleich zu den bereits vorhandenen Trocknungshallen mit rein konventioneller Luft erwärmung auf ca. 70% reduziert. Es wurde auch gezeigt, dass noch weitere anlagen- und regelungstechnische Optimierungsmöglichkeiten zur Steigerung der Energieeffizienz bestehen (Ziegler & Mellmann, 2008, Ziegler et al., 2009).

Trocknung mit Wärmepumpen

Seit den frühen 1970er Jahren herrscht ein wachsendes Interesse an der Nutzung von Wärmepumpen in Verbindung mit Trocknungsverfahren für eine breite Palette unterschiedlicher Produkte. Ein aktueller Übersichtsartikel über verschiedene Methoden zur Verbesserung von Wärmepumpenleistungen, Hybrid-Wärmepumpen für den Einsatz mit verschiedenen Wärmequellen und neuartige Anwendungen von Wärmepumpenanlagen in ausgewählten Industriebranchen wurde von Chua et al. (2010) veröffentlicht. Einen kurzen Überblick über die Anwendung von Wärmepumpentechnologien zur Trocknung von Lebensmitteln vermittelte Carrington (2007) in einem Buchabschnitt, der die Funktionsweise, Methoden zur Systemauslegung und -steuerung sowie Einflüsse auf die Produktqualität beinhaltete. Colak & Hepbasli (2009a, 2009b) lieferten eine Zusammenstellung von Literaturquellen über Wärmepumpentrocknung. Die zweiteilige Veröffentlichung beinhaltete verschiedene Systeme, Modelle, Studien, Anwendungen und Leistungsevaluierungen. Die Autoren stellten fest, dass Wärmepumpensysteme generell zu einer nachhaltigen Entwicklung beitragen, indem sie die Energieeffizienz steigern und einen geringeren Verbrauch an fossilen Brennstoffen verursachen.

Da es beim Trocknungsprozess keinen sinnvollen energetischen Nutzen gibt, ist der thermische Wirkungsgrad keine auf den Trocknungsprozess anwendbare Größe (Maltry et al., 1975). Stattdessen wird üblicherweise der spezifische Energiebedarf pro kg Wasserentzug herangezogen. Dabei muss zwischen thermischer und elektrischer Energie unterschieden werden. In der englischsprachigen Literatur wird häufig die spezifische Entfeuchtungsleistung SMER (specific moisture extraction rate) verwendet, die den Kehrwert des spezifischen elektrischen Energiebedarfs darstellt. Bei Wärmepumpentrocknung im Labormaßstab wurden SMER-Werte von bis zu 7,94 kg Wasser pro kWh erreicht, wohingegen herkömmliche Trocknungsverfahren typischerweise im Bereich von 0,2 bis 0,6 kg/kWh liegen (Catton et al., 2010). Dabei ist jedoch zu beachten, dass Wärmepumpen in der Regel Strom als Hauptenergiequelle nutzen, während für Trocknungsverfahren mit konventioneller Lufterwärmung üblicherweise fossile Energieträger eingesetzt werden.

Modellierung und Simulation von Wärmepumpentrocknern

In der Vergangenheit wurden von mehreren Forschern zahlreiche Simulationsergebnisse sowie deren experimentelle Validierung veröffentlicht, um die optimalen Betriebsbedingungen von Wärmepumpensystemen bei unterschiedlichen Systemkonfigurationen zu ermitteln. Jolly et al. (1990) entwickelten ein detailliertes Simulationsmodell, das Transportphänomene in jeder Systemkomponente beinhaltet. Ziel war die Leistungsbewertung von Wärmepumpen für die kontinuierliche Trocknung. Basierend auf diesem Modell veröffentlichten Jia et al. (1990) Simulationsergebnisse, die später mit experimentellen Messungen validiert wurden (Clements et al., 1993). Von Carrington & Bannister (1996) wurde ein empirisches Modell für vier unterschiedliche Systemkonfigurationen entwickelt und getestet. Eine engagierte Forschergruppe in Thailand veröffentlichte Simulationsmodelle (Prasertsan et al., 1996), Simulationsergebnisse (Prasertsan et al., 1997a) und deren experimentelle Validierung (Prasertsan et al., 1997b) für wiederum vier unterschiedliche Konfigurationen von Wärmepumpensystemen. Die Entwicklung des mathematischen Modells basierte dabei auf der Finite-Differenzen-Methode. Mit dem gleichen Modell führten Saensabai & Prasertsan (2003) Simulationsrechnungen für fünf unterschiedliche Konfigurationen von Wärmepumpensystemen bei geringen und hohen Trocknungsgeschwindigkeiten sowie bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen durch. Teeboonma et al. (2003) nahmen eine numerische Optimierung der Prozessparameter für die Reduktion der jährlichen Kosten bei der Obsttrocknung mit Wärmepumpen vor. Sowohl dynamische (Carrington et al., 2002) als auch stationäre Simulationsmodelle (Lee & Kim, 2009) wurden hinsichtlich der optimalen Gestaltung von chargenweise betriebenen Wärmepumpentrocknern untersucht. Allgemein wächst die Bedeutung modellbasierter Simulationsverfahren für die Entwicklung energieeffizienter und kostengünstiger Trocknungsverfahren (Jangam & Mujumdar, 2011).

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Das Verbundprojekt "Zeitnahe und nachhaltige Verbesserung bestehender Band-, Kipphorden und Flächentrockner für Kamille, Melisse und Baldrian" bestand aus zwei Teilvorhaben. Das Teilvorhaben 1 "Grundlagenuntersuchung und Anlagenoptimierung" (Förderkennzeichen 22012509) wurde von der Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, Fg. Agrartechnik in den Tropen und Subtropen, unter Leitung von Prof. Dr. agr. Joachim Müller durchgeführt. Schwerpunkte dieses Teilvorhabens waren die Analyse und Betriebsoptimierung von vier Trocknungsanlagen für Baldrian und Melisse sowie umfangreiche Grundlagenuntersuchungen zum Trocknungsverhalten im Labor.

Die Zusammenarbeit mit der Universität Hohenheim umfasste die regelmäßige Diskussion der Ergebnisse der beiden Teilvorhaben, u.a. auf zwei Sitzungen der Expertenarbeitsgruppe Nacherntetechnik am 13. Dezember 2011 und am 13. Dezember 2012 in Hohenheim. Um den Wissenstransfer in die Praxis sicherzustellen, wurden drei "Statusseminare Trocknung" durchgeführt. Die Statusseminare fanden im Rahmen des 21., 22. und 23. Bernburger Winterseminars für Arznei- und Gewürzpflanzen statt, das jedes Jahr vom Verein für Arznei-

und Gewürzpflanzen SALUPLANTA e.V. und von der Landesanstalt für Landwirtschaft, Forsten und Gartenbau des Landes Sachsen-Anhalt organisiert wird. Außerdem wurden Ergebnisse der beiden Teilvorhaben im Rahmen von drei Sitzungen des Wissenschaftlichen Beirats zum Demonstrationsprojekt Arzneipflanzen präsentiert und diskutiert (28./29. Juni 2011 in Artern, 26./27. September 2012 in Erfurt, 18./19. Juni 2013 in Ranis).

II Eingehende Darstellung der erzielten Ergebnisse

1 Einleitung

Die chargenweise Flächentrocknung von Blüten-, Kraut- und Wurzeldrogen wie z.B. Kamille, Melisse oder Baldrian ist ein seit langem bewährtes Trocknungsverfahren. Dabei werden die unterschiedlichen Gutarten über einen Zeitraum von drei bis vier Tagen in ruhender Schicht auf belüfteten Rostflächen getrocknet. Das Verfahren ermöglicht große Durchsätze bei hoher Produktqualität. Der thermische Energieaufwand für die erforderliche Lufterwärmung ist jedoch erheblich. Die Trocknungskosten können bis zu 50% der Produktionskosten betragen. Die Kombination von Wärmepumpen mit konventioneller Lufterwärmung beinhaltet erhebliche Potenziale zur Steigerung energetischen und wirtschaftlichen Effizienz.

Zur Einführung wird in Kapitel 2 die Umsetzung des kombinierten Trocknungsverfahrens bei der Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. in Thüringen erläutert. Dabei handelte es sich um die Modernisierung einer in den 1960er Jahren errichteten Trocknungshalle. Neben der Erneuerung des befahrbaren Rostaufbaus in der gesamten Halle umfasste die Modernisierung ein Blockheizkraftwerk (BHKW), 14 neue Ventilatoren und zwei Wärmepumpen.

In Kapitel 3 werden strömungstechnische Analysen zur örtlichen Vergleichmäßigung der Luftverteilung unter den Trocknungsrosten beschrieben. Die Analysen umfassten zwei- und dreidimensionale Simulationsrechnungen mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) sowie umfangreiche Messungen über den leeren Trocknungsrosten.

Zur primärenergetischen Optimierung der wärmepumpenunterstützten Flächentrocknung wurde ein Simulationsmodell des chargenweisen Trocknungsprozesses entwickelt (Kapitel 4). Physikalische Teilmodelle einzelner Anlagenkomponenten wurden zur Simulation des Gesamtsystems miteinander verknüpft. Zwei unterschiedliche Regelungsstrategien wurden für ein breites Spektrum der stark veränderlichen Betriebsbedingungen analysiert und mit Trocknung bei konventioneller Lufterwärmung verglichen.

In Kapitel 5 werden Praxismessungen zu beiden Betriebsarten detailliert beschrieben. Die Realisierung des neu entwickelten Regelungsprinzips führte zu einer erhöhten Entfeuchtungsleistung bei gleichzeitiger Reduzierung des spezifischen elektrischen Energiebedarfs.

Kapitel 6 beinhaltet ausgewählte Ergebnisse des energetischen Monitorings. Die Auslastung der Trocknungshalle und das Eintrocknungsverhältnis im Verlauf der Ernteperiode werden dargestellt. Die Ermittlung des durchschnittlichen spezifischen Primärenergiebedarfs und Effizienzverluste aufgrund suboptimaler Betriebsbedingungen werden detailliert beschrieben. Das Potenzial zur Effizienzsteigerung durch Teilumlufbetrieb in der konventionellen Trocknungsphase wird quantifiziert.

In Kapitel 7 werden exemplarische Messungen zum Druckverlust von Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln dargestellt. Die Ergebnisse verdeutlichen die Bedeutung der Leistungsregelung von Ventilatoren, z.B. mit Frequenzumrichtern.

2 Kombiniertes Trocknungsverfahren

Insbesondere zu Beginn von chargenweisen Trocknungsprozessen können Wärmepumpen sehr effizient zur Entfeuchtung und gleichzeitigen Erwärmung der Trocknungsluft eingesetzt werden. Am ATB wurde deshalb ein neues Trocknungsverfahren entwickelt, bei dem konventionelle Warmluftherzeugung durch Erdgas oder Heizöl mit Wärmepumpen kombiniert wird.

Ergebnisse einer ersten industriellen Umsetzung und Potenziale dieses so genannten kombinierten Trocknungsverfahrens wurden bereits ausführlich u.a. im Schlussbericht zum BMELV/FNR-Teilvorhaben 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" erläutert (Ziegler et al., 2011). Die Modernisierung einer bereits bestehenden Trocknungsanlage hat jedoch andere Randbedingungen als ein Neubau. Betriebsspezifische Besonderheiten und produktspezifische Fragen der Bewirtschaftung sind in jedem Fall zu berücksichtigen.

Die Ganzpflanzentrocknung von Krautdrogen, wie z. B. Melisse oder Pfefferminze, dauert üblicherweise ca. vier Tage. Mit einem Wärmepumpenrost und drei konventionell beheizten Trocknungsrosten kann theoretisch ein klarer Vier-Tage-Rhythmus der Bewirtschaftung realisiert werden. Durch das Umlagern nach dem ersten Trocknungstag wird das Trocknungsgut aufgelockert. Insbesondere bei sehr feuchter Frischware ist das Umlagern jedoch sehr sorgfältig durchzuführen, da hierbei durch eine Verdichtung des angetrockneten Gutes neue so genannte "Feuchtenester" entstehen können.¹ Beim Umlagern besteht die Möglichkeit, das Trocknungsgut auf etwa der halben Rostfläche zusammenzulegen. Da dann nur noch etwa halb so viel Luft erwärmt werden muss, kann der Energiebedarf der konventionellen Trocknungsphase entsprechend reduziert werden.

Im Folgenden werden der Aufbau und der Betrieb der untersuchten Trocknungsanlage kurz beschrieben. Die Beschreibung umfasst die Randbedingungen vor und nach der Modernisierung und die technischen Eckdaten des kombinierten Trocknungsverfahrens. Die ursprünglich geplante Bewirtschaftung der Trocknungsroste wird detailliert erläutert.

2.1 Beschreibung der untersuchten Trocknungsanlage

Die Anbauflächen für Arznei- und Gewürzpflanzen der Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. befinden sich in beginnender Vorgebirgslage des Altenburger Landes, einem stark landwirtschaftlich geprägtem Gebiet nordöstlich von Gera. Die Produktion in größerer Dimension wurde Ende der 1950er Jahre aufgenommen. 1962 wurde mit dem Bau der ersten technischen Trocknungsanlage mit Brikettfeuerung begonnen, die 1965 ihren Betrieb aufnahm. Das Konzept der Anlage basierte auf der Heubelüftungstrocknung mit Warmluftzufuhr (Flächentrocknung).

¹ Auch bei sehr gleichmäßiger Belegung der Trocknungsroste verbleiben örtliche Dichteunterschiede im inhomogenen Trocknungsgut, die sich im Verlauf der Trocknung vergrößern. Da die Trocknungsluft bevorzugt durch Bereiche geringerer Schüttdichte strömt, schreitet die Trocknung an anderen Stellen deutlich langsamer voran, und das Trocknungsgut bleibt dort länger vergleichsweise feucht.

Mit der Erweiterung des Anbaus Ende der 1970er und zu Beginn der 1980er Jahre wurden eine zweite und eine dritte Trocknungshalle errichtet. 1991 wurde die Trocknungsanlage von Kohle auf Heizöl umgerüstet. Installiert wurde eine zentrale Ölfeuerung mit einer thermischen Leistung von 1.900 kW, die 1996 durch eine Gasheizung mit 2.300 kW ergänzt wurde. Als befahrbare Rostkonstruktion für die Flächentrockner und gleichzeitig als Anströmboden der Luft dienen so genannte Schlitzbrückenbleche (Mellmann & Füll, 2007).

Eine Ansicht der Trocknungsanlage Nöbdenitz vor der Modernisierung ist in **Abb. 2.1** dargestellt. Die gesamte Trocknungsanlage wird durch die zentrale gas- bzw. ölbeheizte Feuerungsanlage mit Warmwasser versorgt. Jede der drei Trocknungshallen besitzt einen Anbau, in dem die Ventilatoren und die Luft-Wasser-Wärmeübertrager untergebracht sind. Ein Teil der Abluft kann als Zuluft für die jeweils benachbarte Trocknungshalle genutzt werden.

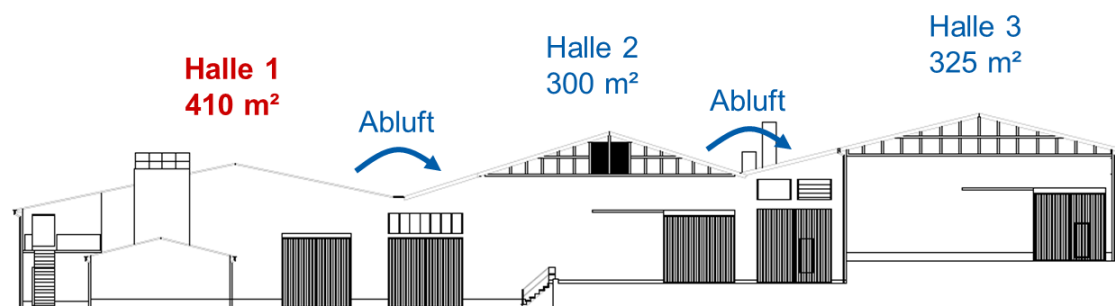


Abb. 2.1: Ansicht der Trocknungsanlage Nöbdenitz vor der Modernisierung.²

Nach Abschluss der Ernteperiode 2009 wurde Halle 1 der Trocknungsanlage modernisiert. Neben der Erneuerung des befahrbaren Rostaufbaus in der gesamten Halle umfasste die Modernisierung ein BHKW, insgesamt 14 neue Ventilatoren und zwei Wärmepumpen. Eine schematische Darstellung von Halle 1 nach der Modernisierung zeigt **Abb. 2.2**. Die gesamte Rostfläche nach der Modernisierung beträgt ca. 336 m². Da das BHKW im Inneren der Halle untergebracht wurde, ist die Fläche von Rost 1 (ca. 48 m²) kleiner als die der Roste 2 – 5 (jeweils ca. 72 m²). Der Betonboden unter den Trocknungsrosten ist mit Polystyrol-Hartschaumplatten (10 cm) isoliert. Die Wärmepumpenroste 1 und 2 verfügen über eine isolierte Decke aus Polystyrol-Sandwichelementen (10 cm) und zwei Rolltore, die während der Trocknung geschlossen werden. Dadurch kann ein komplett geschlossener Betrieb der Wärmepumpentrocknung mit Luftentfeuchtung realisiert werden.

In der Zwischendecke des zweigeschossigen Anbaus befinden sich Luft-Wasser-Wärmeübertrager, die nicht modernisiert wurden und von der zentralen Heizungsanlage mit Warmwasser versorgt werden. Auch die Wärmepumpenroste 1 und 2 verfügen über diese Wärmeübertrager (nicht dargestellt), so dass die Trocknung auch dort mit konventioneller Lufterwärmung durchgeführt werden kann. In diesem Fall bleiben die Rolltore 1 und 2 oder 3 geöffnet.

² Quelle: Planungsgruppe Fölsche Architekten + Ingenieure GbR, Weimar.

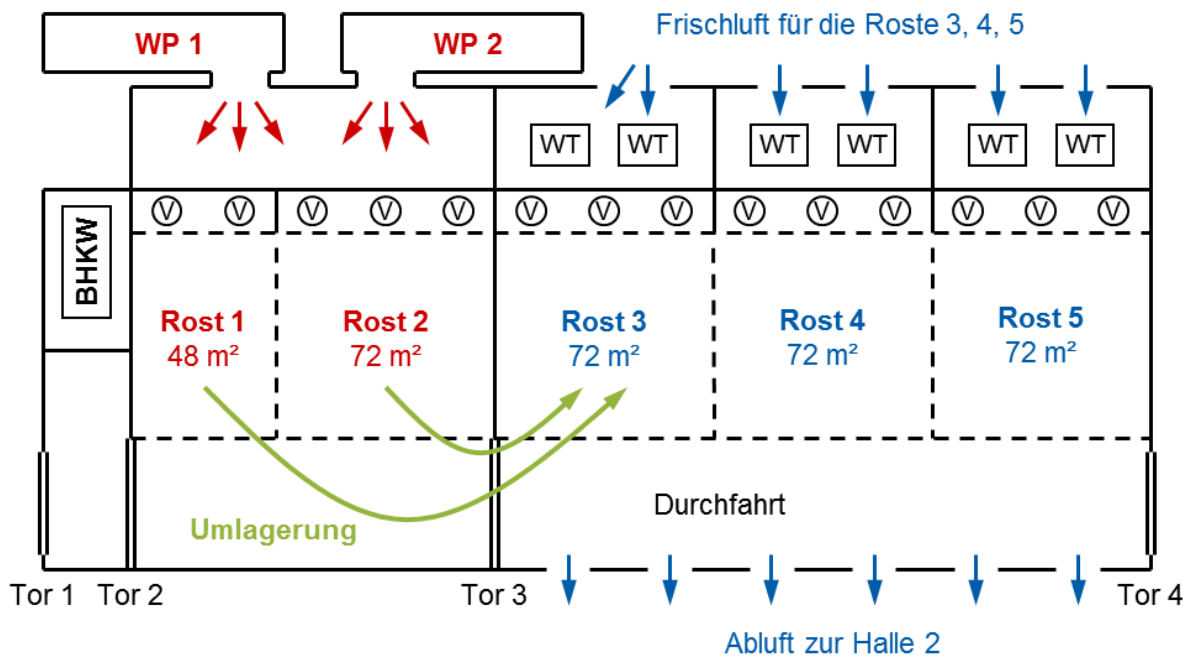


Abb. 2.2: Halle 1 der Trocknungsanlage Nöbdenitz nach der Modernisierung (schematisch); BHKW = Blockheizkraftwerk, WP = Wärmepumpe, WT = Wärmetauscher, V = Ventilator.

Im Normalfall beginnt die Trocknung auf den Wärmepumpenrosten 1 und 2. In der ursprünglichen Planung sollte das frisch geerntete Trocknungsgut ca. einen Tag lang auf den Rosten 1 und 2 vorgetrocknet, am zweiten Tag auf die Roste 3, 4 oder 5 umgelagert und dort etwa drei weitere Tage lang fertiggetrocknet werden. Wie weiter unten noch ausführlich erläutert wird (vgl. Abschnitte 0 und 6.1), musste die Bewirtschaftung im Verlauf des Vorhabens jedoch mehrfach geändert bzw. den Erfordernissen angepasst werden.

2.2 Wärmepumpentrocknung mit interner Wärmerückgewinnung

Im Rahmen des BMELV/FNR-Teilvorhabens 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" wurde am ATB ein mobiler Versuchstrockner im halbertechnischen Maßstab entwickelt. Die Wärmepumpe des Versuchstrockners ist mit einem hocheffizienten Kreuzstrom-Wärmeübertrager zur internen Wärmerückgewinnung (WRG) ausgestattet. Der dazu gehörige Flächentrockner hat eine Belüftungsfläche von 2,5 m². Es wurden zahlreiche Trocknungsversuche mit unterschiedlichen Produkten durchgeführt. Dabei wurde nachgewiesen, dass die Energieeffizienz der Wärmepumpentrocknung durch interne Wärmerückgewinnung erheblich gesteigert werden kann. Die im Verlauf der Trocknung zunehmenden relativen Energieeinsparungen wurden am Beispiel von Kamilleblüten detailliert nachgewiesen. Die Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Analysen wurden bereits ausführlich u.a. im Schlussbericht dargelegt (Ziegler et al., 2011). Darüber hinaus gehende Erkenntnisse, die insbesondere aus der Modellierung und Simulation des Wärmepumpentrockners resultieren, werden in Kapitel 4 beschrieben.

Die beiden Wärmepumpen der untersuchten Trocknungshalle sind ebenfalls mit Kreuzstrom-Wärmeübertragern zur internen Wärmerückgewinnung ausgestattet. Bei einer Fläche der Wärmepumpenroste 1 und 2 von zusammen ca. 120 m² beträgt die Belüftungsfläche pro Wärmepumpe 60 m². Sie ist damit ca. 24-mal größer als die Belüftungsfläche des mobilen Versuchstrockners.

Der Nennvolumenstrom der Luft beträgt 35.000 m³_{i,N}/h je Wärmepumpe. In Abhängigkeit von den jeweiligen Temperaturverhältnissen an den Kreuzstrom-Wärmeübertragern bewegt sich der Gütegrad der internen Wärmerückgewinnung in einem Bereich von ca. 35 – 50%.

2.3 Konventionelle Trocknung mit BHKW-Abwärmenutzung

Für die Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung auf den Rosten 3, 4 und 5 wird Außenluft durch ehemalige Fensteröffnungen im Obergeschoss des Anbaus angesaugt und durch die Wärmeübertrager in der Zwischendecke auf die erforderliche Temperatur erwärmt. Mit einer Vorlauftemperatur von 85 – 90 °C gelangt das Warmwasser von der zentralen Heizungsanlage in einem Ringsystem zu den einzelnen Wärmeübertragern. Die Zulufttemperatur wird unmittelbar hinter den Ventilatoren als Steuergröße gemessen und während der gesamten Trocknungsdauer konstant gehalten. Als Stellgröße dient die Vorlauftemperatur, die durch Mischung von Vorlauf- und Rücklaufwasser über mittels Stellmotoren angetriebene Stellventile geregelt wird.

Das mit Erdgas betriebene BHKW, das auch die Trocknungshallen 2 und 3 mit Elektroenergie versorgt, hat eine elektrische Nennleistung (Dauerleistung im Netzparallelbetrieb) von 240 kW. Der erzeugte Strom deckt den Bedarf der Wärmepumpenverdichter, der Ventilatoren sowie der Hilfsantriebe (Ventilatoren, Pumpen etc.). Nach Herstellerangaben errechnet sich ein elektrischer Wirkungsgrad von 35,9%. Die nutzbare Wärmeleistung, die in die zentrale Heizungsanlage eingespeist wird, beträgt 365 kW (Nennleistung).

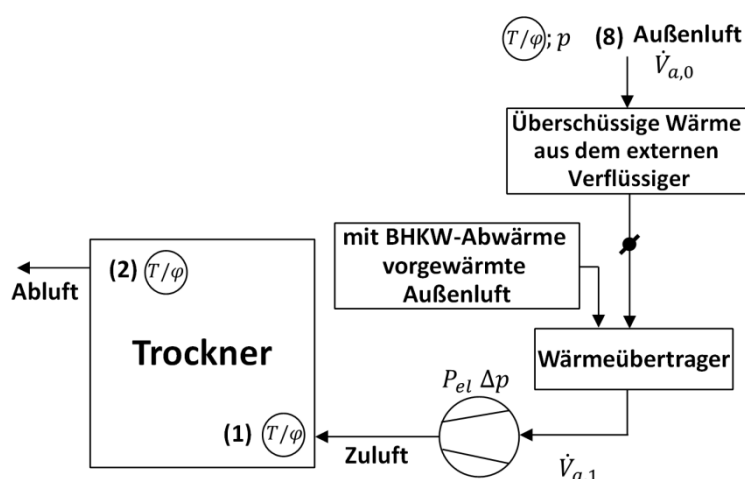


Abb. 2.3: Vereinfachtes schematisches Fließbild der konventionellen Trocknungsphase in Halle 1.

Die Strahlungsabwärme des BHKW-Moduls (ca. 40 kW) stellt eine weitere Wärmequelle für die Zuluft der konventionellen Trocknungsphase dar. Hierfür wird Außenluft durch den BHKW-Raum gesaugt und über einen Luftkanal in das Obergeschoss des Anbaus geleitet (oberhalb von Rost 3, nicht dargestellt in **Abb. 2.2**). Eine schematische Darstellung der konventionellen Trocknungsphase zeigt **Abb. 2.3**. Die Abluft der Roste 3, 4 und 5 wird als Zuluft für die Halle 2 der Trocknungsanlage genutzt.

2.4 Geplante Bewirtschaftung der Trocknungsroste

In **Abb. 2.4** ist das ursprünglich geplante Bewirtschaftungsschema für zwei Trocknungswochen bzw. 16 Tage dargestellt. Die Trocknungstage 1, 2, 3 und 4 sind entsprechend nummeriert, die unterschiedlichen Farben repräsentieren unterschiedliche Chargen und zeigen, wie das Trocknungsgut "durch die Halle wandert". Die Wärmepumpenroste 1 und 2 werden an sechs Tagen pro Woche (außer Sonntag) mit Frischgut belegt. Nach einem Tag Wärmepumpentrocknung wird die angetrocknete Ware auf Rost 3 zusammengelegt und mit konventioneller Lufterwärmung weitergetrocknet. Durch die Umlagerung sollen Feuchtester beseitigt werden. Die Zusammenlegung von zwei Rosten auf einem hat energetische Vorteile, da pro kg Trockenware nur noch eine kleinere Luftmenge erwärmt werden muss. Nach zwei Trocknungstagen erfolgt eine zweite Umlagerung auf Rost 4, nach drei Trocknungstagen eine dritte Umlagerung auf Rost 5. Bei einer Trocknungsdauer von insgesamt vier Tagen wird die getrocknete Ware am Morgen des fünften Tages ausgelagert.

Dieses Schema könnte theoretisch Tag für Tag so fortgesetzt werden, am Sonntag wird die Trocknungsanlage jedoch nicht bewirtschaftet. Das Trocknungsgut verbleibt deshalb am Sonntag auf den jeweiligen Rosten und wird ohne Umlagerung weitergetrocknet. Der Montag der zweiten Trocknungswoche beginnt mit der Auslagerung von Rost 4 und der erforderlichen Umlagerung (Rost 3 auf Rost 4, Roste 1 und 2 auf Rost 3).

Tag	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Rosttage
Rost 1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2			14
Rost 2	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2			14
Rost 3		2	2	2	2	2	3	3	2	2	2	2	2	3	3		14
Rost 4			3	3	3	3	4	4	4	3	3	3	3	4	4	4	14
Rost 5				4	4	4					4	4	4				6

Rosttage gesamt	80	100%
Rosttage mit Trocknung / Auslastung	62	77,5%
Rosttage mit Frischgutbelegung	24	30,0%

Abb. 2.4: *Bewirtschaftungsschema I: Frischgutbelegung auf den Rosten 1 und 2 an sechs Tagen pro Woche, Umlagerung am zweiten, dritten und vierten Trocknungstag (außer Sonntag).*

Wird die weitere Bewirtschaftung so wie in der ersten Trocknungswoche fortgeführt, so sind nach 16 Tagen insgesamt 24 "Rostchargen" (Rosttage mit Frischgutbelegung, in **Abb. 2.4** jeweils durch den Trocknungstag 1 gekennzeichnet) fertiggetrocknet.

Die mögliche Auslastung der Flächentrocknungsanlage lässt sich überschlägig zunächst mit Hilfe der bereits genannten "Rosttage" quantifizieren.³ 16 Tage auf 5 Rosten stehen für insgesamt 80 Rosttage (100%). Für das in **Abb. 2.4** beispielhaft dargestellte Bewirtschaftungsschema (zwei Trocknungswochen bzw. 16 Tage) ergeben sich 62 Rosttage mit Trocknung. Dies entspricht einer Auslastung der Trocknungsroste von 77,5%. Wird die Trocknungshalle über einen längeren Zeitraum entsprechend betrieben, so ergibt sich aufgrund der kleineren Anzahl von Rosttagen ohne Trocknung eine höhere Auslastung.⁴ Auf die entsprechenden Zusammenhänge bei einer anderen Bewirtschaftung der Trocknungsroste, insbesondere auch unter realen Betriebsbedingungen, wird in Kapitel 6 "Energetisches Monitoring" noch ausführlich eingegangen.

2.5 Zusammenfassung

Der grundsätzliche Aufbau und die technischen Eckdaten der untersuchten Trocknungsanlage vor und nach der Modernisierung wurden beschrieben. Die nach Abschluss der Ernteperiode 2009 erfolgte Modernisierung umfasste die Erneuerung des befahrbaren Rostaufbaus in der gesamten Halle, die Installation eines BHKWs, insgesamt 14 neue Ventilatoren und zwei Wärmepumpen mit Kreuzstrom-Wärmeübertragern zur internen Wärmerückgewinnung. Im Vergleich zum mobilen Versuchstrockner, der im Rahmen des BMELV/FNR-Teilvorhabens 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" entwickelt wurde, liegt der *Scale-up* Faktor für jede der beiden Wärmepumpen bei ca. 24. Die gesamte Rostfläche nach der Modernisierung beträgt ca. 336 m². Die von der zentralen Heizungsanlage mit Warmwasser versorgten Wärmeübertrager wurden nicht erneuert. Die Abluft der Roste 3, 4 und 5 wird in Halle 2 als Zuluft genutzt.

Die ursprünglich für das kombinierte Trocknungsverfahren geplante Bewirtschaftung der insgesamt fünf Trocknungsroste wurde erläutert. Die Bewirtschaftung (Frischgutbelegung an sechs Tagen pro Woche, Umlagerung und Zusammenlegung nach dem ersten Trocknungstag) wurde im Verlauf des Vorhabens geändert (Frischgutbelegung an drei Tagen pro Woche, Umlagerung und Zusammenlegung nach dem zweiten Trocknungstag).

³ Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird die kleinere Fläche von Rost 1 hierbei außer Acht gelassen.

⁴ Für vier Trocknungswochen bzw. 30 Trocknungstage in Folge ergäbe sich eine Auslastung von 82,7% (150 Rosttage gesamt, 124 Rosttage mit Trocknung, nicht dargestellt).

3 Strömungstechnische Optimierung der Flächentrockner

Eine örtlich ungleichmäßige Luftverteilung unter den Trocknungsrosten führt zu einer örtlich ungleichmäßigen Trocknung. Diese hat einen erhöhten Energiebedarf, höhere Trocknungskosten und gegebenenfalls auch Qualitätseinbußen zur Folge. Eine möglichst gleichmäßige Luftverteilung hat daher allgemein maßgeblichen Einfluss auf die Energieeffizienz von Trocknungsanlagen.

In diesem Kapitel wird zunächst die strömungstechnische Analyse der Trocknungsroste mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) beschrieben. Die Beschreibung umfasst die Erläuterung der eingesetzten CFD-Modelle, Simulationsergebnisse zur Luftverteilung in Strömungsrichtung und quer zur Strömungsrichtung sowie die Validierung der Strömungssimulation in der Praxis. Anschließend werden umfangreiche Messungen über den Trocknungsrosten beschrieben, die die getroffenen Maßnahmen zur örtlichen Vergleichmäßigung der Luftverteilung und damit der Trocknung belegen.

3.1 Simulation mittels Computational Fluid Dynamics (CFD)

Die Flächenroste der untersuchten Trocknungshalle haben eine Breite von ca. 15 m (Wärmepumpenbereich) und ca. 27 m (konventioneller Bereich) bei einer Länge von jeweils ca. 8 m (vgl. **Abb. 2.2**). Für die Simulation der Luftverteilung unter und über den Trocknungsrosten wurde die CFD-Software ANSYS CFX genutzt. Hierfür wurden zunächst zweidimensionale (2D) und dreidimensionale (3D) geometrische Modelle der Luftkanäle unter den Trocknungsrosten erstellt. Die 2D-Modelle dienen im Wesentlichen der Untersuchung der Luftverteilung in Strömungsrichtung. 3D-Modelle waren erforderlich, um die Luftverteilung über die Breite der Trocknungsroste mit Hilfe von Leitblechpaketen hinter den Ventilatoren zu vergleichmäßigen. Die Eckdaten der eingesetzten CFD-Modelle sind in **Tabelle 3.1** dargestellt.

Tabelle 3.1: Eckdaten der eingesetzten CFD-Modelle.

CFD-Modell Nr.	1	2	3	4	5
Dimension	2D	2D	2D	3D	3D
Trocknungsrost	poröses Medium	poröses Medium	geometrisch modelliert	poröses Medium	poröses Medium
Anzahl der Elemente	110.982	105.500	405.944	6.536.486	8.914.946
Porosität (–)	0,6	0,6	keine	0,6	0,6
Verlustkoeffizient (m^{-1})	30	30	kein	30	30

Für die Diskretisierung wurden unstrukturierte Tetraeder-Gitter mit höher aufgelöstem Wandbereich generiert (**Abb. 3.1**). Nur im 2D-Modell 3 wurde der Trocknungsrost vereinfacht geometrisch nachgebildet. Dies führte im Vergleich zu den anderen beiden 2D-Modellen zu einer deutlich höheren Anzahl an Bilanzelementen. In den Modellen 1, 2, 4 und 5 wurde der Trocknungsrost deshalb als poröses Medium simuliert.

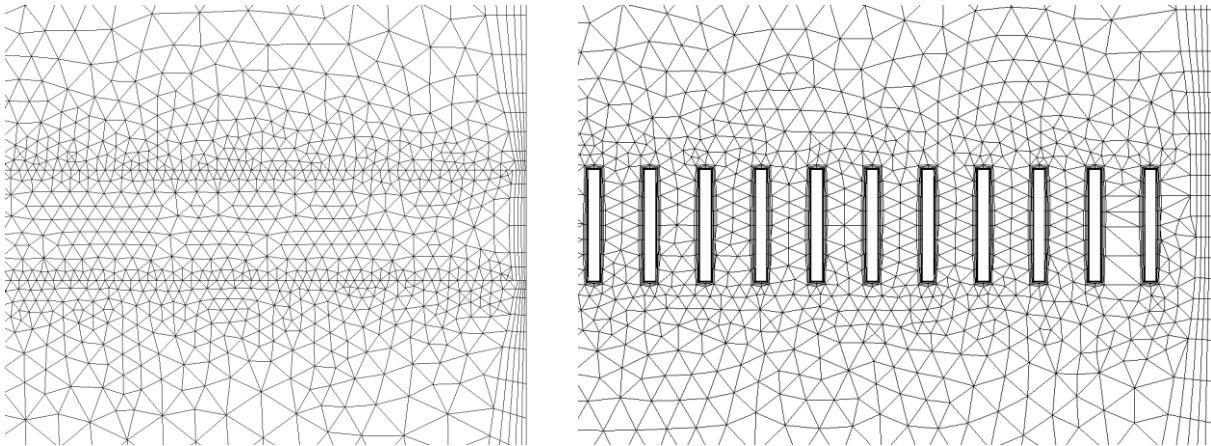


Abb. 3.1: Rostauflösung in CFD-Modell 2 (links, 2D, Trocknungsrost als poröses Medium) und in CFD-Modell 3 (rechts, 2D, Trocknungsrost geometrisch modelliert).

Dabei wird der Rost über seine Porosität und den bei der Durchströmung verursachten spezifischen Druckverlust beschrieben. Auf diese Weise vereinfachten sich die Geometrie und die resultierenden Rechengitter. Aufgrund der vorhandenen Symmetrie wurde in den 3D-Modellen jeweils nur ein halber Trocknungsrost simuliert. Nur durch diese Vereinfachungen war es mit der verfügbaren Rechenleistung möglich, die Auswirkungen von Leitblechpaketen unterschiedlicher Geometrie auf die Luftverteilung zufriedenstellend zu analysieren.

In den CFD-Analysen wurden jeweils die folgenden Rand- und Anfangsbedingungen gesetzt: Eintrittsgeschwindigkeit in den Druckraum vor den Trocknungsrosten 11 m/s, Eintrittstemperatur 25 °C, Umgebungsdruck 101.325 Pa, Wandreibungsmodell "no slip", statischer Druck am Austritt aus den Trocknungsrosten 0 Pa. Die strömende Luft wurde als ideales Gas betrachtet.

3.2 Vergleichmäßigung der Luftverteilung

Nachfolgend werden ausgewählte Ergebnisse der Strömungssimulationen dargestellt und erläutert. Dabei handelt es sich ausnahmslos um Simulationsrechnungen, die für die unbelegten Trocknungsroste, d.h. ohne zusätzlichen Druckverlust durch das Trocknungsgut, durchgeführt wurden. Ungleichmäßigkeiten der Luftverteilung treten dadurch deutlicher zu Tage. Die Vorgehensweise ermöglicht es außerdem, die Ergebnisse der Simulationsrechnungen mit Messungen über den leeren Trocknungsrosten zu validieren.

Luftverteilung in Strömungsrichtung

Für die Analyse der Luftverteilung in Strömungsrichtung wurden 2D-Modelle verwendet, die eine seitliche Projektion der 3D-Geometrie darstellen. In **Abb. 3.2** werden die Ergebnisse der Simulationsrechnungen einem mittleren Geschwindigkeitsprofil gegenüber gestellt, das über den unbelegten Trocknungsrosten gemessen wurde.⁵

⁵ Die Durchführung dieser Messungen wird in Abschnitt 3.3 beschrieben.

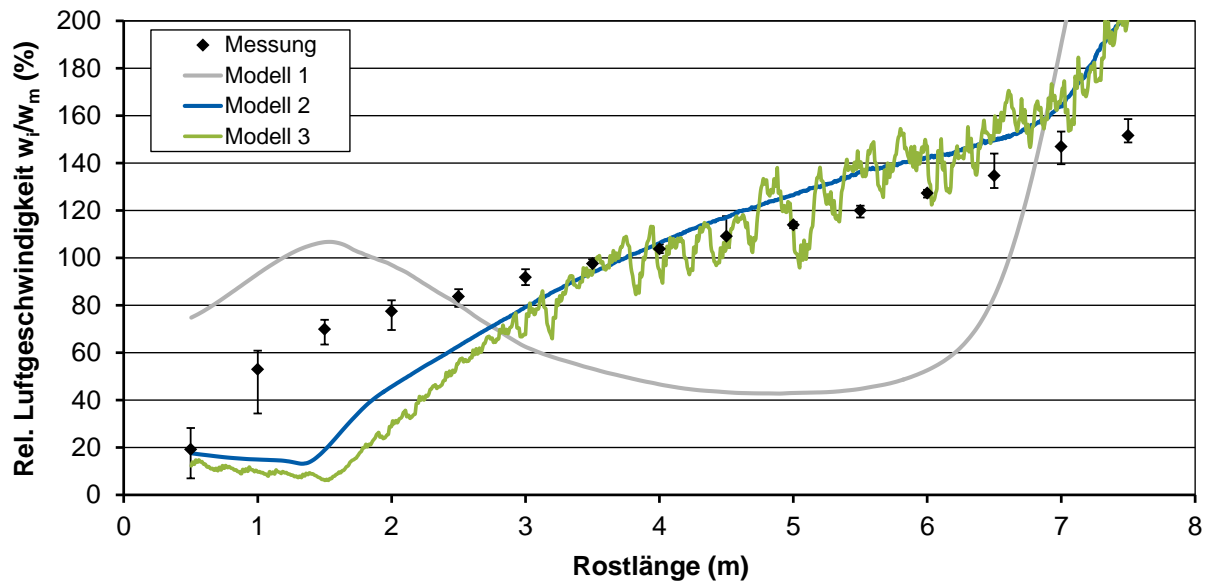


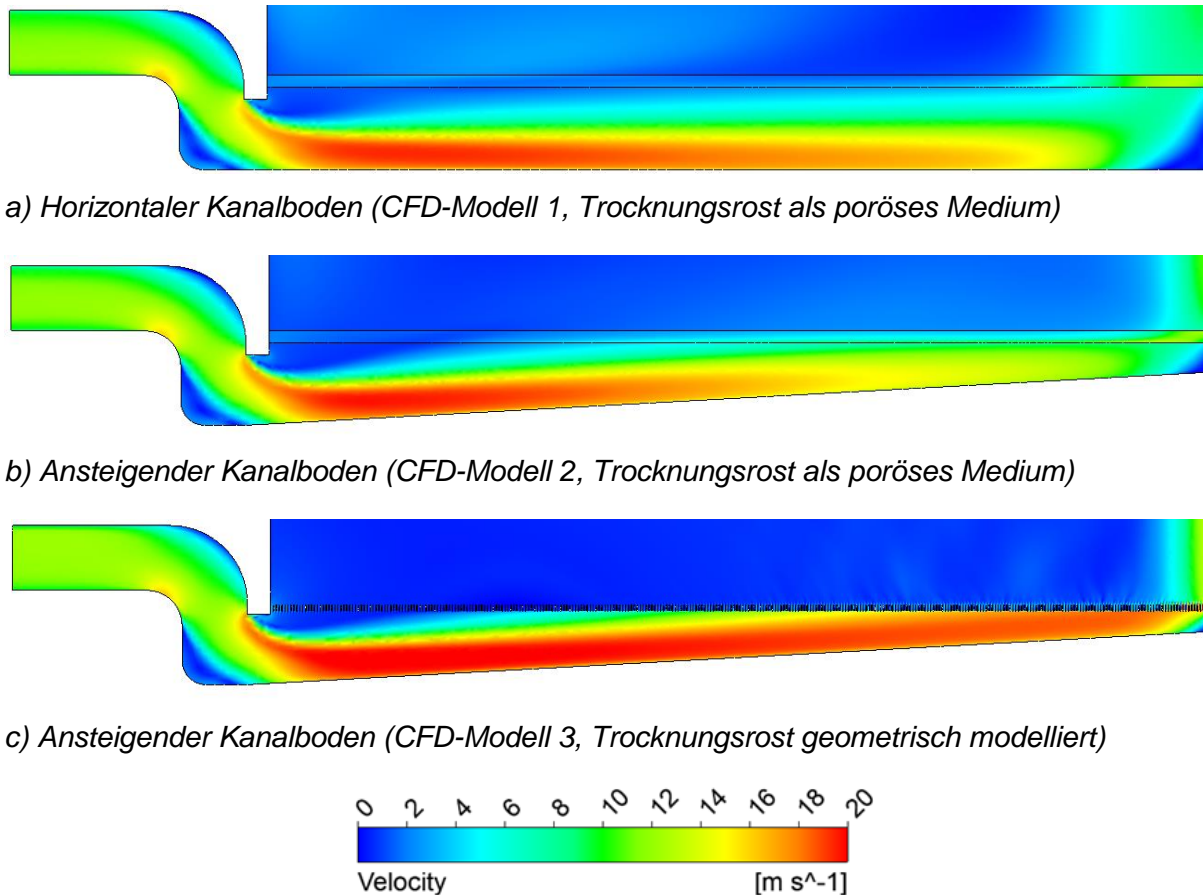
Abb. 3.2: Simulation der Luftverteilung über den Rosten 1 und 2 mit unterschiedlichen 2D-Modellen im Vergleich zur Messung (Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aus fünf Messungen w_m).

Dargestellt ist relative Luftgeschwindigkeit (über dem Rost gemessene Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aller Messungen w_m) über der Rostlänge. Das mittlere Geschwindigkeitsprofil "Messung" resultiert aus fünf Einzelmessungen, die in den Schnittebenen der Zuluftventilatoren über den Rosten 1 und 2 durchgeführt wurden.

In den 2D-Modellen 1 und 2 wurde der Trocknungsrost als poröses Medium simuliert. Hierfür mussten Eigenschaften wie z.B. der Druckverlustbeiwert, die Porosität und der Querströmungswiderstand vorgegeben werden. Die Simulationsergebnisse der Modelle 2 und 3 stimmen in einem Bereich von ca. 3 – 7 m Rostlänge recht gut mit den Messungen überein. Die starken Schwankungen in Modell 3 resultieren aus der sehr feinen Gitterauflösung im Rostbereich, was Turbulenzen unmittelbar unter dem Rost verursacht. Dadurch kam es in der Simulation zu Stromfäden mit lokal unterschiedlichen Geschwindigkeiten über dem Rost.

In **Abb. 3.3** ist die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeiten unter den Trocknungsrosten dargestellt. Modell 1 (**Abb. 3.3a**) hat einen horizontalen Kanalboden, was der klassischen Form eines Satzrockners entspricht. Es ist gut zu erkennen, dass die Kernströmung flach über den ganzen Kanalboden verläuft, wodurch ein Großteil der Luft erst am Kanalende nach oben aus dem Rost ausströmt.

Die Modelle 2 und 3 haben einen in Strömungsrichtung ansteigenden Kanalboden, wie er in der untersuchten Trocknungshalle realisiert wurde. Die Kanalgeometrie ist dadurch besser an die Kernströmung angepasst, und die Ausströmung der Luft erfolgt gleichmäßiger. Wie bereits erläutert, wurde der Trocknungsrost in Modell 2 (**Abb. 3.3b**) als poröses Medium modelliert, in Modell 3 (**Abb. 3.3c**) vereinfachend geometrisch nachgebildet.



a) Horizontaler Kanalboden (CFD-Modell 1, Trocknungsrost als poröses Medium)

b) Ansteigender Kanalboden (CFD-Modell 2, Trocknungsrost als poröses Medium)

c) Ansteigender Kanalboden (CFD-Modell 3, Trocknungsrost geometrisch modelliert)

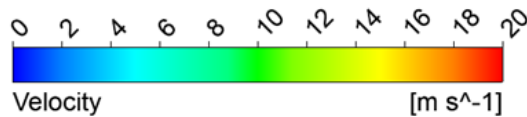


Abb. 3.3: 2D-Simulation der Strömungsgeschwindigkeiten unter dem Trocknungsrost bei unterschiedlichen Kanalgeometrien.

Die quer zur Strömungsrichtung liegenden Stahlprofile der Rostkonstruktion verursachen in der Simulation mit Modell 3 Stromfäden, die durch den Freistrahleffekt über dem Rost entstehen. Mit Ausnahme des Bereichs von ca. 1 – 3 m Rostlänge werden die tatsächlichen Strömungsverhältnisse mit den Modellen 2 und 3 gut nachgebildet (vgl. **Abb. 3.2**).

Luftverteilung quer zur Strömungsrichtung

Zur Untersuchung der Luftverteilung quer zur Strömungsrichtung wurden dreidimensionale Simulationsrechnungen durchgeführt. Aufgrund der vorhandenen Symmetrie der Trocknungsroste wurde nur einen halber Trocknungsrost simuliert. Die Halbierung der Anzahl der Gitterelemente reduzierte den Rechenaufwand und führte zu eine schnelleren Konvergenz der numerischen Lösung.

In **Abb. 3.4** sind die Geometrie, die relativen Luftgeschwindigkeiten unmittelbar über einem halben Trocknungsrost sowie Stromlinien im Druckraum hinter den Ventilatoren dargestellt. Die obere Darstellung zeigt Simulationsergebnisse ohne Leitbleche, in der die Luft in der Schnittebene des Ventilators mit hoher Geschwindigkeit aus dem Trocknungsrost austritt.

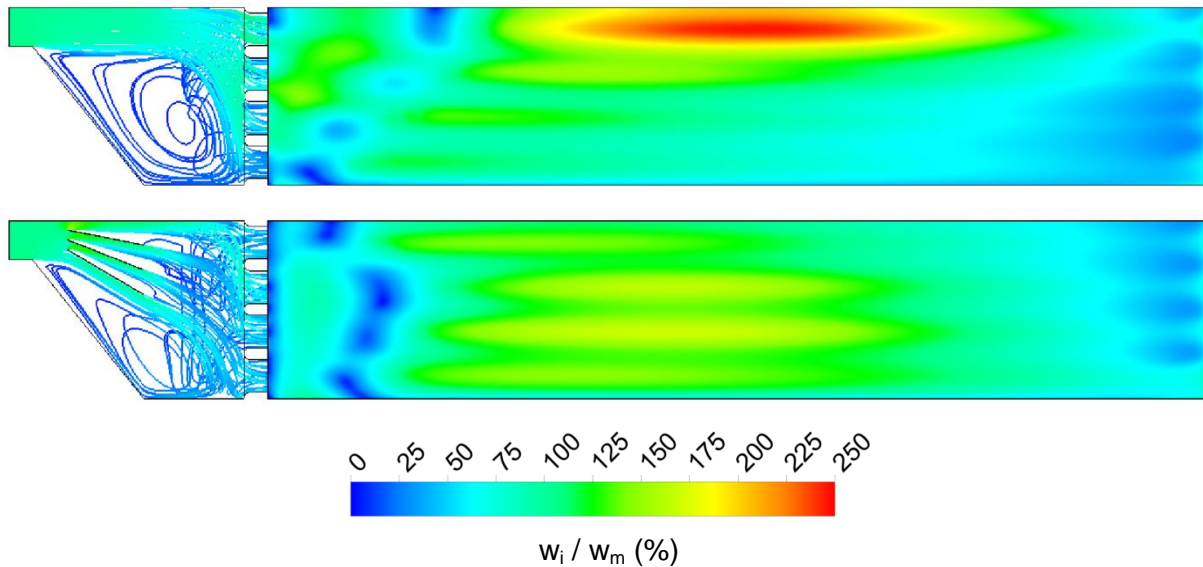


Abb. 3.4: 3D-Simulation der Luftverteilung unmittelbar über einem halben Trocknungsrost; oben: ohne Leitbleche (CFD-Modell 4); unten: mit Leitblechen (CFD-Modell 5).

Die untere Darstellung zeigt Simulationsergebnisse mit Leitblechen unmittelbar hinter den Ventilatoren. Die Stromlinien zeigen, dass die Luft durch die Leitbleche besser über die Breite der Trocknungsroste verteilt wird. Im Ergebnis ist auch die Luftverteilung über den Trocknungsrosten quer zur Strömungsrichtung deutlich gleichmäßiger.

3.3 Validierung der Strömungssimulation in der Praxis

Wie bereits erwähnt, wurden die Simulationsergebnisse mit Messungen über den leeren Trocknungsrosten validiert. Mit Messungen über den mit Trocknungsgut belegten Rosten wäre eine Validierung nicht möglich gewesen. Das Trocknungsgut verursacht einen zusätzlichen, unter Praxisbedingungen nur schwer quantifizierbaren Druckverlust, der sich zudem im Verlauf der Trocknung ändert. Hinzu kommen örtliche Ungleichmäßigkeiten des inhomogenen Materials. Hiervon abgesehen, wären Messungen auf den empfindlichen Trocknungsgütern schon aus praktischer Sicht nicht durchführbar. Nach einer kurzen Beschreibung der durchgeführten Messungen werden nachfolgend Ergebnisse der Messungen zur Luftverteilung über den Trocknungsrosten dargestellt.

Beschreibung der durchgeführten Messungen

Für die messtechnische Erfassung der Luftverteilung über den leeren Trocknungsrosten wurde der im Anhang dargestellte Messtrichter eingesetzt (**Abb. A3.1**). Der Messtrichter hat eine Grundfläche von $1,0 \text{ m}^2$ und einen Seitenneigungswinkel von 45° . Das Messrohr hat einen Durchmesser von $0,2 \text{ m}$ und eine Höhe von $1,4 \text{ m}$, wobei sich der Messpunkt $0,3 \text{ m}$ unterhalb des Luftaustritts mittig im Rohr befindet. Im Übergang vom Trichter zum Messrohr befindet sich ein Luftstromgleichrichter mit einer Höhe von $0,1 \text{ m}$.

Die Luftgeschwindigkeiten im Messrohr wurde mit einer temperaturkompensierten Thermoanemometersonde der Fa. Ahlborn Mess- und Regelungstechnik GmbH (Typ FVA935TH4) gemessen. Diese Sonde hat einen Messbereich von 0,08 bis 2,00 m/s bei einer Genauigkeit von $\pm 0,04$ m/s.

Der Messtrichter hat eine achtfache Querschnittsverjüngung, was sowohl die gemessenen Luftgeschwindigkeiten als auch den Strömungswiderstand erhöht. Der im Messrohr installierte Gleichrichter verursacht ebenfalls einen Druckverlust. Die gemessenen Luftgeschwindigkeiten können deshalb nicht auf Absolutwerte der Luftgeschwindigkeiten über dem Trocknungsrost umgerechnet werden. Für die Auswertung wurde deshalb die bereits erwähnte relative Luftgeschwindigkeit herangezogen (vgl. auch **Abb. 3.2**). Zur Berechnung dieser relativen Luftgeschwindigkeit wurde die jeweils gemessene Luftgeschwindigkeit w_i auf den Mittelwert aller Messungen w_m bezogen.

Die Messungen wurden vor und nach der Installation der Leitblechpakete durchgeführt. Die Messungen über den Rosten 1 und 2 lieferten jeweils insgesamt 405, die Messungen über den Rosten 3 bis 5 jeweils insgesamt 795 Einzelwerte. Damit wurden über den Rosten 1 und 2 durchschnittlich jeweils 3,38 Einzelwerte pro m^2 Rostfläche erfasst, über den Rosten 3 bis 5 durchschnittlich jeweils 3,68 Einzelwerte pro m^2 . Jede einzelne Messstelle nahm bis zu einer Minute Zeit in Anspruch.

Ergebnisse der Messungen zur Luftverteilung über den Trocknungsrosten

In **Abb. 3.5** ist die gemessene Luftverteilung über den Rosten 1 und 2 der Halle 1 ohne Leitbleche (oben) und mit Leitblechen (unten) dargestellt. Die Leitblechpakete, die unmittelbar hinter den einzelnen Ventilatoren installiert wurden, bestehen aus jeweils sechs einzelnen Leitblechen, deren optimale Ausrichtung in zahlreichen dreidimensionalen CFD-Rechnungen ermittelt wurde. Für die Auswertung der Messungen wurde ein Toleranzbereich definiert, der alle Einzelwerte mit einer Abweichung von weniger als 10% vom Mittelwert aller Messungen umfasst (grüner Bereich 90 – 110% in **Abb. 3.5**).

Die Ergebnisse der Messungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Basierend auf CFD-Analysen wurden Leitblechpakete entworfen, hinsichtlich ihrer Anzahl und Anordnung optimiert und eingebaut.
- Durch die Installation der Leitblechpakete wurde eine Vergleichmäßigung der Luftverteilung über die Breite der leeren Trocknungsroste erreicht.
- Die in Strömungsrichtung bestehende Ungleichmäßigkeit der Luftverteilung wurde durch die Leitblechpakete nur unwesentlich beeinflusst.
- Mit Leitblechen lagen 31,4% aller 405 Einzelmessungen im Toleranzbereich. Die mittlere Luftgeschwindigkeit aller Einzelwerte unterhalb bzw. oberhalb des Toleranzbereichs betrug 74,4% bzw. 125,6% vom Mittelwert aller Messungen.
- Eine Korrektur der Leitblechpakete war nicht erforderlich.

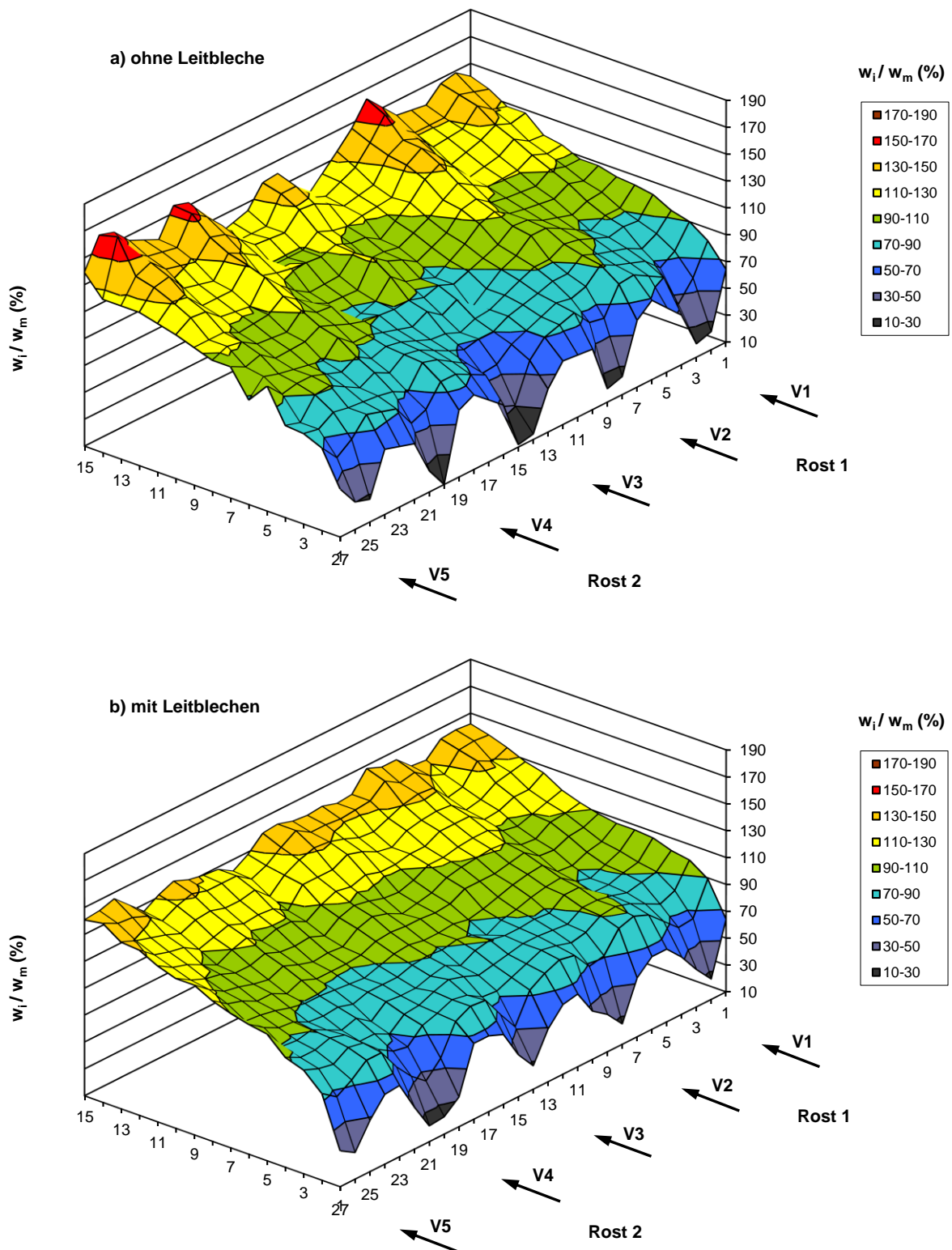


Abb. 3.5: Gemessene Luftverteilung über den Rosten 1 und 2 (Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aller Messungen w_m); oben: ohne Leitbleche; unten: mit Leitblechen.

Die Messungen über den leeren Rosten 3 bis 5 ergaben ähnliche Ergebnisse (vgl. **Abb. A3.2** im Anhang). Mit Leitblechen lagen dort 36,4% aller 795 Einzelwerte im Toleranzbereich. Die mittlere Luftgeschwindigkeit aller Einzelwerte unterhalb bzw. oberhalb des Toleranzbereichs betrug 79,1% bzw. 127,3% vom Mittelwert aller Messungen.

Hervorzuheben ist, dass die an den leeren Rosten gemessenen Ungleichmäßigkeiten der Luftverteilung durch den erheblichen Druckverlust des Trocknungsgutes stark verringert werden. Im Betrieb der Trocknungshalle wurde an allen Rosten eine örtlich sehr gleichmäßige Trocknung festgestellt.

3.4 Zusammenfassung

Die Flächenroste der modernisierten Trocknungshalle wurden strömungstechnisch analysiert. Die Analyse umfasste zwei- und dreidimensionale Simulationsrechnungen mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) und Messungen über den leeren Trocknungsrosten. Die Simulationsergebnisse wurden durch die Messungen weitgehend bestätigt. Basierend auf den CFD-Analysen wurden Leitblechpakete in den Druckkammern hinter den Hauptventilatoren eingebaut. Die Installation der Leitblechpakete führte auf Anhieb zu der beabsichtigten strömungstechnischen Optimierung. Korrekturen in der geometrischen Anordnung der Leitblechpakete waren nicht erforderlich. Die durchgeführten Untersuchungen und getroffenen Maßnahmen ermöglichten eine örtliche Vergleichmäßigung der Luftverteilung und damit der Trocknung. Die gleichmäßige Trocknung wurde auch vom Betreiber der Trocknungsanlage bestätigt. Im Verlauf der strömungstechnischen Analysen wurden wertvolle Erfahrungen zur effektiven Nutzung von komplexen CFD-Programmen gesammelt.

4 Modellierung und Simulation des Wärmepumpentrockners

Wie bereits erläutert, ermöglicht Wärmepumpentrocknung mit nachfolgender Trocknung bei konventioneller Lufterwärmung die Ausschöpfung unterschiedlicher energetischer Potentiale. Um die Produktqualität nicht zu beeinträchtigen, muss die Trocknungstemperatur Tag und Nacht auf einen möglichst konstanten Wert von typischerweise 40 °C geregelt werden. In der Wärmepumpenphase der Trocknung kann die Energieeffizienz durch die Integration von Kreuzstrom-Wärmeübertragern gesteigert werden (Ziegler et al., 2010).

Je nach Betriebsart sind unterschiedliche Regelungsstrategien möglich. Im so genannten geschlossenen Betrieb kann die Regelung der Trocknungstemperatur über externe Wärmeübertrager erfolgen, die über einen sekundären Wasserkreislauf mit dem Kältemittelkreislauf verbunden sind. Im teiloffenen Betrieb kann die Trocknungstemperatur durch Beimischung von nicht erwärmter Außenluft geregelt werden. Diese Betriebsart wird stark von den Bedingungen der Außenluft beeinflusst.

Die Energieeffizienz von Wärmepumpentrocknern ist generell stark von der Gestaltung und von der Steuerung der jeweiligen Systeme abhängig. Zur Sicherstellung einer optimalen Kapazität und Effizienz sind geeignete analytische Werkzeuge unentbehrlich (Carrington, 2007). Obwohl umfangreiche Forschungsergebnisse zur Trocknung mit Wärmepumpen vorliegen, fehlte bisher ein einfaches Simulationsmodell, das sich zur Analyse der chargenweisen Flächentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen eignet.

Dieses Kapitel beinhaltet die thermodynamische Analyse und energetische Bewertung der beiden Regelungsstrategien. Hierfür werden der geschlossene und der teiloffene Betrieb zunächst anhand von vereinfachten Anlagenschemata erläutert und qualitativ im Mollier h, Y -Diagramm dargestellt. Die Erläuterung des Simulationsmodells umfasst die Beschreibung der Teilmodelle "Verdampfer" und "Kreuzstrom-Wärmeübertrager", das Konzept konstanter "Drying Efficiency" zur Beschreibung des Trocknungsprozesses, weitere notwendige Beziehungen, die numerische Lösung und die Validierung der Simulationsrechnungen mit Messungen, die an dem untersuchten Wärmepumpentrockner durchgeführt wurden.

Mit Hilfe des neu entwickelten Simulationsmodells wurden die beiden Regelungsstrategien für ein breites Spektrum möglicher Betriebsbedingungen analysiert und mit Trocknung bei konventioneller Lufterwärmung verglichen. Dabei wurden alle Teile des Systems, die zufriedenstellend mit Annahmen behandelt werden können, aus dem Rechenmodell eliminiert. Hinsichtlich der Umsetzung wurde die energieoptimierte Regelung des teiloffenen Betriebs bei unterschiedlichen Außenluftbedingungen als Ziel gesetzt.

4.1 Theoretische Analyse

Die beiden untersuchten Anlagenkonfigurationen sind in **Abb. 4.1** dargestellt. Der Kreuzstrom-Wärmeübertrager (HR) ist zur Vorkühlung der Abluft vor dem Verdampfer (E) und zum Vorheizen der Luft vor dem Verflüssiger (C) integriert. In Konfiguration (a) ist der Luftkreislauf geschlossen. In Konfiguration (b) ist der teiloffene Betrieb dargestellt. Ein externer Verflüssiger ist hier nicht erforderlich, da die überschüssige Wärme durch die Entlassung eines

bestimmten Teils der Abluft (2) in die Umgebung erfolgt. Der entsprechende Massenstrom der Frischluft (0) wird der zirkulierenden Luft vor dem Verflüssiger beigemischt.⁶ Das Mischungsverhältnis der angesaugten Frischluft (0) und der vorgewärmten Luft (5) wird so eingestellt, dass die erforderliche Trocknungstemperatur aufrecht erhalten wird. Die Regelung des teiloffenen Betriebs (b) hängt damit stark von den Außenluftbedingungen ab.

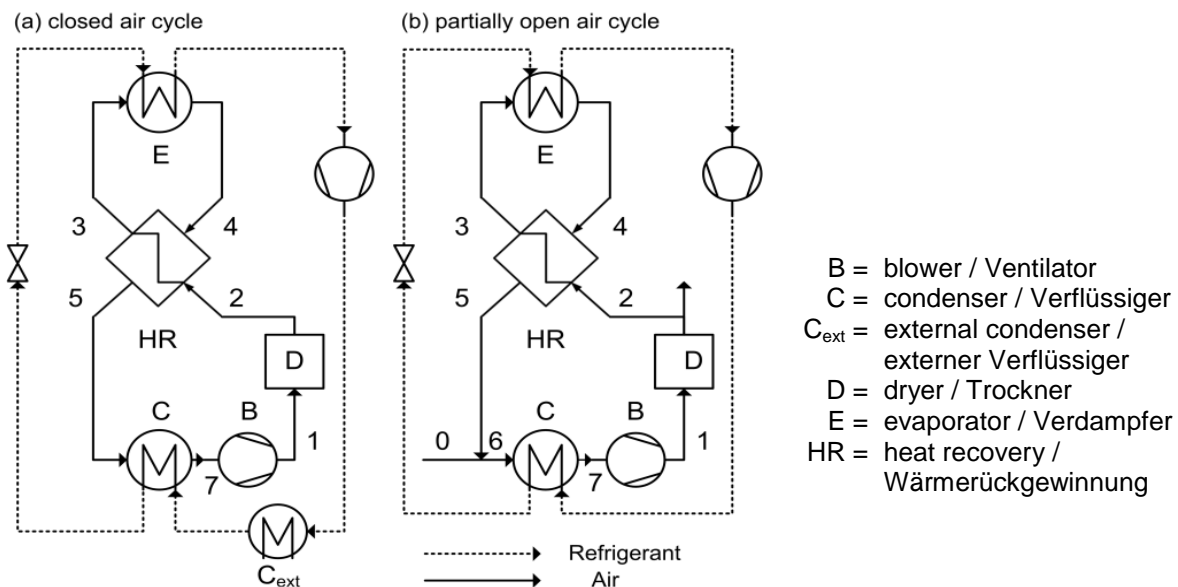


Abb. 4.1: Vereinfachte schematische Darstellung des untersuchten Wärmepumpentrockners: (a) geschlossener Betrieb, (b) teiloffener Betrieb.

In **Abb. 4.2** (links) ist der geschlossene Betrieb im Mollier h, Y -Diagramm dargestellt. Für den angenommenen Idealzustand der Trocknung bleibt die spezifische Enthalpie der Luft konstant (1-2). Die Trocknerabluft wird zunächst im Kreuzstrom-Wärmeübertrager (2-3) vorgekühlt. Im Falle einer hohen Abluffeuchte erfolgt hier bereits eine Teilentfeuchtung. Danach wird die Luft im Verdampfer unter den Taupunkt abgekühlt (3-4). Dabei erfolgt die Hauptentfeuchtung. Anschließend wird die Luft zunächst durch die im Kreuzstrom-Wärmeübertrager zurückgewonnene Wärme vorgewärmt (4-5) und dann im Verflüssiger (5-7) auf die erforderliche Trocknungstemperatur gebracht. Der im System auftretende Druckverlust wird durch den Ventilator kompensiert, wobei die spezifische Enthalpie geringfügig erhöht wird (7-1). Der Luftkreislauf ist damit geschlossen.

In **Abb. 4.2** (rechts) ist der teiloffene Betrieb dargestellt. Durch das Mischen von Frischluft (0) mit vorgewärmter Luft (5) ergibt sich ein neuer Luftzustand vor dem Verflüssiger (6). Dieser hängt von den aktuellen Luftzuständen (0) und (5) sowie von dem aktuellen Mischungsverhältnis ab. Der resultierende Luftstrom wird anschließend im Verflüssiger auf die erforderliche Trocknungstemperatur erwärmt (6-7). Analog zum geschlossenen Betrieb wird der gesamte Druckverlust bei konstanter absoluter Feuchte (7-1) durch den Ventilator kompensiert.

⁶ Die Bezeichnungen Frischluft und Außenluft werden synonym verwendet.

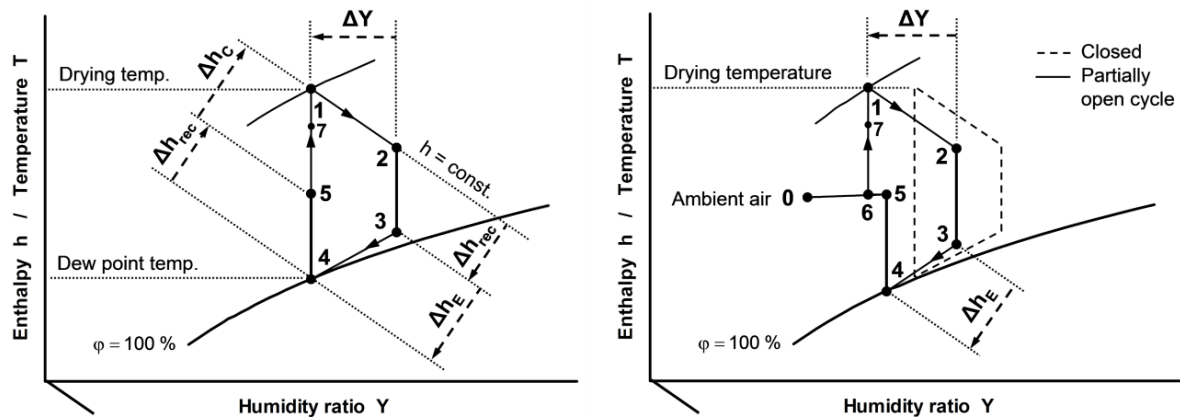


Abb. 4.2: Wärmepumpentrocknung mit interner Wärmerückgewinnung im Mollier h, Y -Diagramm (schematisch); links: geschlossener Betrieb; rechts: teiloffener Betrieb.

Der dem System als Frischluft (0) zugeführte Massenstrom wird als Trocknerabluft (2) in die Umgebung entlassen. Dadurch strömt nur ein reduzierter Luftmassenstrom durch den Vorkühler (2-3), durch den Verdampfer (3-4) und durch den Vorwärmer (4-5). Im Gegensatz zum geschlossenen Betrieb wird der reduzierte Luftmassenstrom somit einer größeren spezifischen Wärmeübertragerfläche ausgesetzt. Ein weiterer wichtiger Unterschied zwischen den beiden Betriebsarten ist, dass die thermischen Leistungen und die spezifischen Enthalpiedifferenzen am Verdampfer sowie am Verflüssiger nicht mehr gleich groß sind.

4.2 Beschreibung des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell besteht aus zwei Teilmodellen, dem Verdampfermodell und dem Modell für die interne Wärmerückgewinnung. Die bekannten Gesetze der Thermodynamik bezüglich der feuchten Luft ergänzen die beiden Teilmodelle bei der Berechnung der Luftzustände (spez. Enthalpie, absolute Feuchte etc.). Der eigentliche Trocknungsprozess wird nicht im Detail modelliert. Stattdessen wird das Konzept der konstanten "Drying Efficiency" zur Beschreibung variierender Abluftzustände im Verlauf der diskontinuierlichen Trocknung verwendet. Aufgrund wechselseitiger Abhängigkeiten der einzelnen Unterprogramme und Berechnungsalgorithmen muss das vollständige Simulationsmodell iterativ gelöst werden.

4.2.1 Modellierung des Verdampfers

Für das Teilmodell "Verdampfer" wurden folgende Annahmen getroffen:

- Das treibende Potenzial der Wärmeübertragung in dem Kreuzstromverdampfer ist die mittlere logarithmische Enthalpiedifferenz.
- Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels ist im gesamten Verdampfer konstant. Auswirkungen des Druckverlustes sind vernachlässigbar.
- Der Wärmeübertragungskoeffizient an den Rippen und Rohren des Verdampfers ist konstant.

- Die Kühleroberflächentemperatur des Verdampfers variiert in Abhängigkeit von der Verdampferaustrittstemperatur nach einer empirisch ermittelten Näherungsgleichung.
- Die Luft ist immer frei vom Nebel.
- Auswirkungen der Unterkühlung des kondensierten Wassers unterhalb der Taupunkttemperatur werden vernachlässigt.
- Die Lewis-Zahl ist $Le = \frac{\alpha}{\beta c_{p,l+Y}} = 1$.

Die erste Annahme bezüglich des treibenden Potentials erwies sich mit nur geringer Abweichungen zulässig für Anlagen mit Befeuchtung oder Entfeuchtung der Luft (Verweyen & Zeller, 1989, zitiert in Zeller & Busweiler, 2006). Die Annahme hat zur Folge, dass die Zustandsänderung der Luft während Kühlung und Entfeuchtung auf der Kühleroberfläche des Verdampfers im Mollier h,Y-Diagramm linear vom Eintrittszustand zum Sättigungspunkt verläuft:

$$\frac{dh}{dY} = \frac{h - h_{s,o}}{Y - Y_{s,o}} \quad (4.1)$$

Die Luftzustände am Verdampfer Eintritt ergeben sich aus dem Vorkühleraustritt, denn sie sind identisch. Im ersten Iterationsschritt wird angenommen, dass die Luft am Verdampferaustritt gesättigt ist.

Aus der vorgegebenen Verdampfungstemperatur und der Kältemittelüberhitzung wird die Kälteleistung des Verdampfers mit einem temporär angenommenen Kältemittelmassenstrom berechnet:

$$\dot{Q}_E = \dot{M}_r (h_r'' - h_r') \quad (4.2)$$

Die Kälteleistung des Verdampfers führt zur spezifischen Enthalpie der Luft am Verdampferaustritt unter Vernachlässigung der vom kondensierten Wasser abgegebenen sensiblen Wärme, die weniger als 1% der gesamten thermischen Leistung beträgt:

$$h'' = h' - \frac{\dot{Q}_E}{\dot{M}_a} \quad (4.3)$$

Der Kühleroberflächentemperatur hängt vor allem von der Kältemitteltemperatur und vom Wärmeübergangswiderstand auf der Luftseite ab. Nach der Schätzung der Kühleroberflächentemperatur und der entsprechenden Enthalpie bei Sättigung $h_{s,o}$, kann das treibende Potential für die Wärmeübertragung nach Merkel (1925, zitiert in Zeller & Busweiler, 2006) berechnet werden:

$$\Delta h_{ln} = \frac{(h' - h_{s,o}) - (h'' - h_{s,o})}{\ln \left(\frac{h' - h_{s,o}}{h'' - h_{s,o}} \right)} \quad (4.4)$$

Die Verdampferleistung errechnet sich aus den Spezifikationen des Verdampfers und dem berechneten treibenden Potential wie folgt:

$$\dot{Q}_E = \frac{UA}{c_{p,l+Y}(g_{a,m})} \Delta h_{ln} \quad (4.5)$$

wobei

$$c_{p,l+Y}(g_{a,m}) = c_{p,a}(g_{a,m}) + Y_m c_{p,w(v)}(g_{a,m}) \quad (4.6)$$

mit

$$g_{a,m} = \frac{g'_a + g''_a}{2} \quad (4.7)$$

und

$$Y_m = \frac{Y' + Y''}{2} \quad (4.8)$$

Mit der berechneten Verdampferleistung aus Gl. (4.5) wird der erforderliche Kältemittelmassenstrom mit Gl. (4.2) ermittelt und mit dem ursprünglich angenommenen Wert verglichen. Dies gilt als ein Abbruchkriterium der Iteration. Die Iteration wird solange wiederholt, bis die vorgegebene Toleranzgrenze unterschritten ist. Am Ende der Iteration ergeben sich der tatsächliche Kältemittelmassenstrom sowie die spezifische Enthalpie der Luft am Verdampferaustritt unter dem angenommenen gesättigten Zustand. Seine genaue Lage im Mollier h,Y-Diagramm (Temperatur, absolute Feuchte und relative Feuchte) sind noch unbekannt. Basierend auf der angenommenen Linearität von Gl. (4.1) wird zuerst der mit der spezifischen Enthalpie zusammenhängende theoretische Wert der absoluten Feuchte berechnet:

$$Y_{th} = \frac{Y' - Y_{s,o}}{h' - h_{s,o}} (h'' - h') + Y' \quad (4.9)$$

Dieses Ergebnis wird dann mit dem angenommenen Punkt auf der Sättigungskurve im Mollier h,Y-Diagramm verglichen. Im Falle eines ungesättigten Schnittpunkts wird die Position der Luft am Verdampferaustritt aktualisiert. Andernfalls verwirft der Punkt auf der Sättigungskurve den theoretischen Zustand im Nebelgebiet.

Der Wärmedurchgangskoeffizient U in Gl. (4.5) kann durch die folgende Gleichung berechnet werden (Schedwill, 1989). Hierbei gilt die Annahme, dass die Trennwand zwischen dem Kältemittel und der Luftseite aus einem ideal wärmeleitenden Material besteht:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\alpha A)_i} + \frac{1}{\alpha_o \eta_A (A_{tb} + A_F)} \quad (4.10)$$

Wenn die gesamte Wärmeübertragungsfläche auf der Außenseite A_o aus der Rippenfläche A_F mit dem Rippenwirkungsgrad η_F und der Rohrenbasenfläche A_{tb} besteht, dann wird der allgemeine Flächenwirkungsgrad η_A folgendermaßen definiert:

$$(\alpha A)_o = \alpha_o (A_{tb} + \eta_F A_F) = \alpha_o \eta_A (A_{tb} + A_F) \quad (4.11)$$

Die Wärmeübertragung auf der Luftseite eines Rippenrohrwärmeübertragers kann mit Hilfe der folgenden empirischen Gleichung (Verweyen & Zeller, 1989, zitiert in Zeller & Busweiler, 2006) beschrieben werden:

$$\text{Nu} = 0,2 \text{ Pr Re}^{0,694} \quad (4.12)$$

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Re Pr}} = \frac{\alpha_o}{c_{p,a} \rho_a u_{a,max}} = 0,2 \text{ Re}^{-0,306} \quad (4.13)$$

Schließlich kann der Wärmeübertragungskoeffizient auf der Innenseite bei Verdampfung des Kältemittels anhand der folgenden Gleichung von [Stephan & Preusser \(1979\)](#), zitiert in [Elsner, 1993](#)) ermittelt werden:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_{b,cr}}{\lambda'} = 0,0871 \left(\frac{\dot{q}_E d_{b,cr}}{\lambda' T_E} \right)^{0,674} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,156} \left(\frac{\Delta h_v d_{b,cr}^2}{a'^2} \right)^{0,371} \left(\frac{a'^2 \rho'}{\sigma d_{b,cr}} \right)^{0,35} (\text{Pr}')^{-0,162} \quad (4.14)$$

Die thermodynamischen Eigenschaftsdaten des Kältemittels R134a wurden der Veröffentlichung von [Tillner-Roth & Baehr \(1994\)](#) entnommen.

4.2.2 Modellierung des Kreuzstrom-Wärmeübertragers

Die Simulation von Kreuzstrom-Wärmeübertragern mit detaillierter Beschreibung der lokalen Temperaturprofile ist eine komplexe Aufgabe. Um das Modell so einfach wie möglich zu halten, wurde eine betriebscharakteristische Gleichung umgesetzt. Ziel war die näherungsweise Ermittlung des Wärmeübergangs im Kreuzstrom-Wärmeübertrager, um damit die Berechnung der Endtemperaturen auf beiden Seiten (*Indizes cold, hot*) und der thermischen Leistung ermöglichen.

Bezug nehmend auf **Abb. 4.2** lassen sich Kreuzstrom-Wärmeübertrager durch die Rückwärmzahl Ω charakterisieren:

$$\Omega = \frac{\vartheta_5 - \vartheta_4}{\vartheta_2 - \vartheta_4} \quad (4.15)$$

Für die Rückwärmzahl wird von den Herstellern üblicherweise ein konstanter Wert angegeben. Die Rückwärmzahl und auch der Gütegrad der Wärmerückgewinnung ändern sich jedoch in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsbedingungen.

Der Gütegrad Φ eines Wärmeübertragers ist definiert durch:

$$\Phi = \frac{\dot{C}_{cold} (\vartheta_{cold}'' - \vartheta_{cold}')}{\dot{C}_{min} (\vartheta_{hot}' - \vartheta_{cold}')} \quad (4.16)$$

Bei Kreuzstrom-Wärmeübertragern lässt sich dieser Gütegrad folgendermaßen berechnen ([Incropera et al., 2006](#)):

$$\Phi = 1 - \exp \left[\frac{(NTU)^{0,22} \left\{ \exp(-C(NTU)^{0,78}) - 1 \right\}}{C} \right] \quad (4.17)$$

wobei

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (4.18)$$

und

$$C = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} = \frac{\dot{M}_a (c_{p,m})_{min}}{\dot{M}_a (c_{p,m})_{max}} \quad (4.19)$$

In Gl. (4.19) nimmt $(c_{p,m})_{min}$ den Wert entweder von $(c_{p,m})_{cold}$ oder von $(c_{p,m})_{hot}$ an, je nachdem, welcher kleiner ist (Incropera et al., 2006). Die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten der beiden Luftströme ($i=cold, hot$) errechnen sich wie folgt (Baehr & Stephan, 2006):

$$(c_{p,m})_i = \frac{h_i' - h_i''}{g_i' - g_i''} \quad (4.20)$$

Um den Einfluss des veränderlichen Luftvolumenstroms auf den Wärmeübertragungskoeffizienten zu berücksichtigen, wird die mit Gl. (4.12) beschriebene Beziehung in der folgenden vereinfachten Weise verwendet:

$$U \propto \text{Re}^{0,694} \quad (4.21)$$

Die iterative Lösung des Modells beginnt mit einem angenommenen Gütegrad des Wärmeübertragers. Die Gleichungen (4.16) und (4.17) liefern die Lufttemperaturen auf der kalten Seite. Da die absolute Feuchte auf der kalten Luftseite konstant bleibt, kann die spezifische Enthalpie ebenfalls berechnet werden. Dies führt zur thermischen Leistung des Kreuzstrom-Wärmeübertragers:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{M}_a (h_{cold}'' - h_{cold}') \quad (4.22)$$

Mit der folgenden Gl. (4.23) wird die Wärmeleistung berechnet, die im trockenen Zustand, d.h. ohne Entfeuchtung, übertragen werden kann. Der Vergleich mit der gesamten thermischen Leistung nach Gl. (4.22) ergibt, ob Entfeuchtung im Kreuzstrom-Wärmeübertrager aufgetreten ist:

$$\dot{Q}_{dr} = \dot{M}_a (h_{hot}' - h_{hot,sat}') \quad (4.23)$$

Die Sättigungsenthalpie der warmen Seite lässt sich aus dem Taupunkt $g_{hot,dew}'$ und der absoluten Feuchte Y_{hot}' des eintretenden Luftstroms errechnen. Die spezifische Enthalpie des Austritts auf der warmen Seite folgt aus:

$$h_{hot}'' = h_{hot}' - \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{M}_a} \quad (4.24)$$

Die Austrittstemperatur lässt sich aus dieser Austrittsenthalpie auf der warmen Seite h_{hot}'' ermitteln. Die berechneten Austrittstemperaturen erfordern die Korrektur der mittleren Wärmekapazitäten, somit einen neuen Wert für NTU (number of transfer units) und anschließend entsprechend einen neuen Gütegrad Φ . Der Iterationsvorgang wird solange wiederholt, bis die Änderung der Φ -Werte zwischen zwei konsekutiven Iterationen die vorgegebene Toleranz unterschreitet.

4.2.3 Simulation des chargenweisen Trocknungsprozesses

Das Simulationsmodell enthält kein detailliertes Teilmodell für die Trocknung. Allerdings erfordert die Berechnung des gesamten Prozesses ein Verfahren, das den chargenweisen Trocknungsprozess zufriedenstellend beschreibt. Zu diesem Zweck wird angenommen, dass die in der englischsprachigen Literatur so genannte "Drying Efficiency" DE bei veränderlicher absoluter Feuchte der Trocknerzuluft konstant bleibt. Die Drying Efficiency bezeichnet bei der Trocknung das Verhältnis vom realen Wasserentzug zum maximal möglichen Wasserentzug:

$$DE = \frac{Y_2 - Y_1}{Y_{D,sat} - Y_1} \quad (4.25)$$

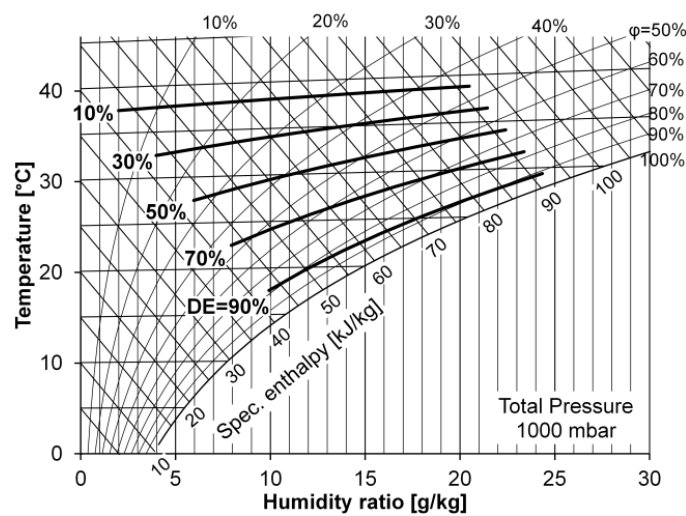


Abb. 4.3: Mollier h, Y -Diagramm für feuchte Luft mit Linien jeweils konstanter Drying Efficiency bei einer Trocknungstemperatur von 40 °C.

In **Abb. 4.3** sind Linien der konstanter Drying Efficiency im Mollier h, Y -Diagramm exemplarisch für eine Trocknungstemperatur von 40 °C dargestellt. Bereits im frühen 20. Jahrhundert wurde das durch Gl. (4.25) definierte Verhältnis zweier Wassergehaltsdifferenzen in mehreren Untersuchungen angewendet ([Carrier, 1921](#), [Fisher, 1935](#)). [Miltzer \(1996\)](#) bezeichnete die Drying Efficiency als "Normierte Luftfeuchte", die nur von der Betriebsart und der Luftströmung abhängig sei. Er ging davon aus, dass bei Mischung von Abluft und Frischluft, unabhängig vom Umluftanteil, die "Normierte Luftfeuchte" (bzw. die Drying Efficiency) gegenüber dem Frischluftbetrieb konstant bleibt, sofern sich die Zulufttemperatur nicht ändert. Unter dieser Prämisse lassen sich hypothetische Luftzustände am Trockneraustritt bestimmen, die aus Änderungen der absoluten Zuluftfeuchte resultieren, solange die Trocknungstemperatur und der Volumenstrom konstant gehalten werden. Dieses Konzept ermöglicht die Berechnung der untersuchten Luftkreisläufe ohne komplexe kinetische Modellierung der Trocknungsprozesse selbst.

[Chou et al. \(1999\)](#) verwendeten die Bezeichnung "Contact-Factor" für die Drying Efficiency und stellten die These auf, dass das durch Gl. (4.25) beschriebene Verhältnis nur von der freien Kontaktfläche und der Kontaktzeit zwischen der Luft und der Oberfläche abhängt. In

der Publikation wurde auch darauf hingewiesen, dass der "Contact-Factor" (bzw. die Drying Efficiency) nicht nur als Designparameter für einstufige Trockner, sondern auch als wichtiger Parameter für die Bestimmung des Zeitplans bei mehrstufiger Trocknung verwendet wird.

Bei gegebener Drying Efficiency kann die Luftseite für den gesamten Trocknungsverlauf zufriedenstellend simuliert werden, um Auslegungsrechnungen und Leistungsanalysen der Systeme durchzuführen. Außerdem ist die Methodik nicht auf eine spezifische Trocknerbauart begrenzt. Sie kann auch auf Trocknungsprozesse mit fallender Trocknungsgeschwindigkeit angewendet werden (Lee & Kim, 2009).

4.2.4 Charakteristische Größen

Das Verhältnis vom Frischluftmassenstrom zum gesamten Luftmassenstrom wird in der englischsprachigen Literatur als "Fresh Air Ratio" (FAR) bezeichnet. Dieses Massenstromverhältnis wird definiert als:

$$FAR = \frac{\dot{M}_{a,0}}{\dot{M}_{a,6}} \quad (4.26)$$

Die Massenströme der trockenen Luft, die durch verschiedene Systemkomponenten fließen, sind nicht in allen Fällen gleich groß. Sie können wie folgt charakterisiert werden:

$$\dot{M}_{a,3} = \dot{M}_{a,4} = \dot{M}_{a,5} = (1 - FAR) \dot{M}_{a,6} \quad (4.27)$$

$$\dot{M}_{a,1} = \dot{M}_{a,2} = \dot{M}_{a,6} \quad (4.28)$$

Die Ziffern in den Indizes beziehen sich auf verschiedene Positionen im System, wie in **Abb. 4.1** dargestellt. Im teiloffenen Betrieb sind die Luftmassenströme am Verdampfer und am Kreuzstrom-Wärmeübertrager kleiner als an den anderen Komponenten des Systems. Bei den Simulationsrechnungen im geschlossenen Betrieb gilt für den Frischluftanteil $FAR = 0$. In diesem Fall haben alle trockenen Luftmassenströme im System den gleichen Wert.

Die Entfeuchtungsleistung MER (moisture extraction rate) beschreibt die absolute Wassermenge, die dem Trocknungsgut pro Zeiteinheit entzogen wird:

$$MER = \dot{M}_{a,1} (Y_2 - Y_1) \quad (4.29)$$

Die gesamte elektrische Leistung, die das System benötigt, setzt sich aus der Verdichterleistung und der Leistungsaufnahme der Hilfsantriebe (z.B. Ventilator) zusammen:

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_K + \dot{W}_{aux} \quad (4.30)$$

Allerdings bleiben die Leistungsaufnahmen der Hilfsantriebe im teiloffenen Betrieb nicht mehr konstant. Im Gegensatz zum geschlossenen Betrieb ändert sich der Luftvolumenstrom, der wiederum den Leistungsbedarf beeinflusst, kontinuierlich.

$$\dot{W}_{aux} = \dot{V}_a \Delta p \quad (4.31)$$

Der Druckverlust im System ist eine Funktion der Luftgeschwindigkeit, die proportional zum Volumenstrom ist. Daher kann Gl. (4.31) wie folgt modifiziert werden:

$$\dot{W}_{aux} \propto u_a^3 \quad (4.32)$$

Dies ergibt:

$$\frac{\dot{W}_{aux}}{\dot{W}_{aux,ref}} = \frac{u_a^3}{u_{a,ref}^3} = \frac{\dot{V}_a^3}{\dot{V}_{a,ref}^3} \quad (4.33)$$

Somit kann der Leistungsbedarf der Hilfsantriebe bei unterschiedlichen Volumenströmen abgeschätzt werden, wenn der Wert bei einem Referenzzustand $\dot{W}_{aux,ref}$ bekannt ist.

Der spezifische elektrische Energiebedarf SEC (specific electrical energy consumption) bezeichnet das Verhältnis vom gesamten Leistungsbedarf zur Entfeuchtungsleistung:

$$SEC = \frac{\dot{W}_{el}}{MER} \quad (4.34)$$

Die spezifische Entfeuchtungsleistung SMER (specific moisture extraction rate) ist der Kehrwert des SEC:

$$SMER = \frac{MER}{\dot{W}_{el}} = \frac{1}{SEC} \quad (4.35)$$

Im Falle der konventionellen Trocknung ist der spezifische thermische Energiebedarf STC (specific thermal energy consumption) vom Interesse. Er wird folgendermaßen berechnet:

$$STC = \frac{\dot{Q}_H}{MER} \quad (4.36)$$

Hierbei stellt die erforderliche thermische Leistung \dot{Q}_H die Wärmeleistung dar, die zum Aufheizen der Umgebungsluft auf die Trocknungstemperatur benötigt wird.

Zur Konvertierung des SEC in den spezifischen Primärenergiebedarf SPC (specific primary energy consumption) ist ein Primärenergiekoeffizient erforderlich. Der Primärenergiekoeffizient η_{prim} ist als Verhältnis der erzeugten elektrischen Energie und der dafür benötigten Primärenergie definiert:

$$\eta_{prim} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{Q}_{prim}} \quad (4.37)$$

Zur Vereinfachung wird eine verlustfreie Konvertierung der eingesetzten Primärenergie in thermische Energie zugrunde gelegt. Damit gilt für den spezifischen Primärenergiebedarf SPC:

$$SPC = \frac{SEC}{\eta_{prim}} + STC \quad (4.38)$$

4.2.5 Numerische Lösung

Eingabeparameter des vollständigen Simulationsmodells sind die Trocknungstemperatur, die Drying Efficiency, der Außenluftzustand und die technischen Spezifikationen der Systemkomponenten. Ergebnisse der Simulation sind alle relevanten Luftzustände (vgl. **Abb. 4.2**) sowie alle thermischen und elektrischen Leistungen. Charakteristische Kenngrößen für die beiden Anlagenkonfigurationen, wie z.B. FAR, MER, SEC und SPC, werden durch systematische Variation der Eingabeparameter ermittelt.

Für die Simulation des teiloffenen Betriebs wird zunächst ein bestimmter Frischluftanteil angenommen. Danach werden die Berechnungen einschließlich der erforderlichen Interaktionen für den Kreuzstrom-Wärmeübertrager und für den Verdampfer durchgeführt. Die erforderliche Verflüssigerleistung richtet sich nach der vorgegebenen Trocknungstemperatur. Dabei wird vorausgesetzt, dass der Verflüssiger die erforderliche Wärme in jedem Fall übertragen kann:

$$\dot{Q}_{C,req} = \dot{M}_{a,6}(h_1 - h_6) - \dot{Q}_{ad} \quad (4.39)$$

Hierbei stellt $\dot{Q}_{C,req}$ die thermische Leistung dar, die benötigt wird, um die Zuluft auf die vorgegebene Trocknungstemperatur zu erwärmen. \dot{Q}_{ad} bezieht sich auf die Leistung, die dem System zusätzlich zur Verdichterleistung zugeführt wird. Unter der Voraussetzung, dass keine andere Energiequelle vorliegt, entspricht diese Größe der Hilfsantriebsleistung \dot{W}_{aux} . Die erforderliche Verdichterleistung ergibt sich aus:

$$\dot{W}_K = \frac{\dot{Q}_E}{COP} \quad (4.40)$$

Der für die gegebenen Betriebstemperaturen gültige COP (coefficient of performance) des Verdichters wurde den technischen Angaben des Herstellers entnommen.

Aus der Gesamtenergiebilanz des Kältekreislaufs folgt die verfügbare Verflüssigerleistung:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + \dot{W}_K \quad (4.41)$$

Danach erfolgt ein Vergleich zwischen der verfügbaren und der benötigten thermischen Leistung am Verflüssiger. Bei einer signifikanten Abweichung wird mittels eines numerischen Verfahrens eine verbesserte Annahme für den Frischluftanteil getroffen und die Berechnung wiederholt. Die Iteration wird solange durchgeführt, bis die verfügbare und die erforderliche Verflüssigerleistung innerhalb einer vorgegebenen Toleranz übereinstimmen. Die Simulationsrechnungen für den geschlossenen Betrieb wurden nach der gleichen Prozedur mit einem Frischluftanteil FAR = 0 durchgeführt.

4.2.6 Validierung des Simulationsmodells in der Praxis

Basierend auf den Simulationsergebnissen wurde im Juli 2011 zunächst eine der beiden untersuchten Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Die hierfür benötigte Frischluftklappe wurde dimensioniert und eingebaut. Um die Trocknungstemperatur präzise regeln zu können, wurde die Steuerung der Trocknungsanlage durch die

ausführende Firma entsprechend modifiziert. Die hierfür erforderlichen Regelungsalgorithmen resultierten unmittelbar aus der modellbasierten Simulation.

Im Folgenden wird zunächst die Validierung des Simulationsmodells beschrieben. Die thermodynamische Analyse und Diskussion der beiden Betriebsarten erfolgt in Kapitel 4.3. Die beiden Wärmepumpen wurden parallel betrieben, um den geschlossenen und den teiloffenen Betrieb bei vergleichbaren Trocknungsbedingungen analysieren zu können.

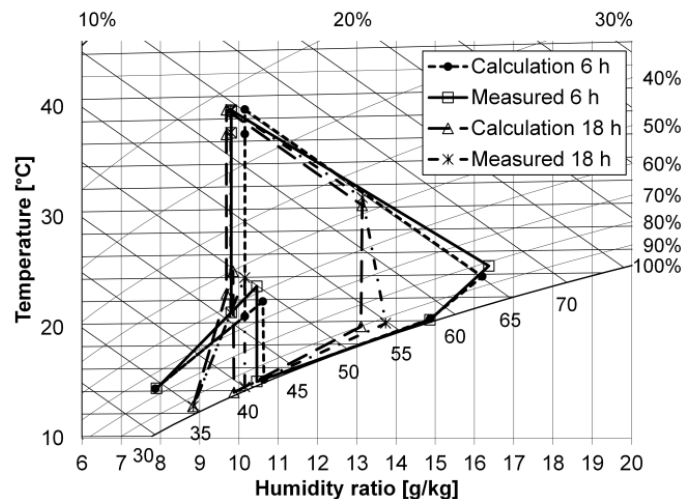


Abb. 4.4: Vergleich der gemessenen und mit dem Simulationsmodell berechneten Luftzustände im Mollier h, Y -Diagramm (Wärmepumpen im teiloffenen Betrieb, jeweils 6 und 18 h nach Beginn der Trocknung).

In **Abb. 4.4** sind die gemessenen und die berechneten Luftzyklen exemplarisch für zwei verschiedene Zeitpunkte im teiloffenen Betrieb dargestellt. Die Luftzustände wurden an unterschiedlichen Orten der Anlage gemessen und über den gesamten Trocknungsverlauf aufgezeichnet. Die gemessenen Werte stellen über 30 Minuten gebildete Mittelwerte dar.

In **Abb. 4.5** sind die zeitlichen Verläufe des spezifischen elektrischen Energiebedarfs SEC dargestellt, die jeweils aus gemessenen und berechneten Daten ermittelt wurden. Den für den teiloffenen Betrieb durchgeführten Simulationsrechnungen wurden konstante Außenluftbedingungen von 13 °C und 9 g/kg zu Grunde gelegt. Durch die konstanten Außenluftbedingungen konnte die Berechnung etwas vereinfacht werden. Der verursachte Fehler ist vernachlässigbar. Die gewählten Außenluftzustände entsprachen den mittleren Werten des betrachteten Zeitraums.

Die in **Abb. 4.4** und **Abb. 4.5** dargestellten Simulationsergebnisse stimmen gut mit den gemessenen Daten überein. Da bereits die gesamte Wärmepumpenphase des chargenweisen Trocknungsprozesses mit ausreichender Genauigkeit abgebildet wird, eignet sich das entwickelte Simulationsmodell auch zur Analyse von anderen Betriebsbedingungen, die insbesondere aus wechselnden Außenluftbedingungen resultieren.

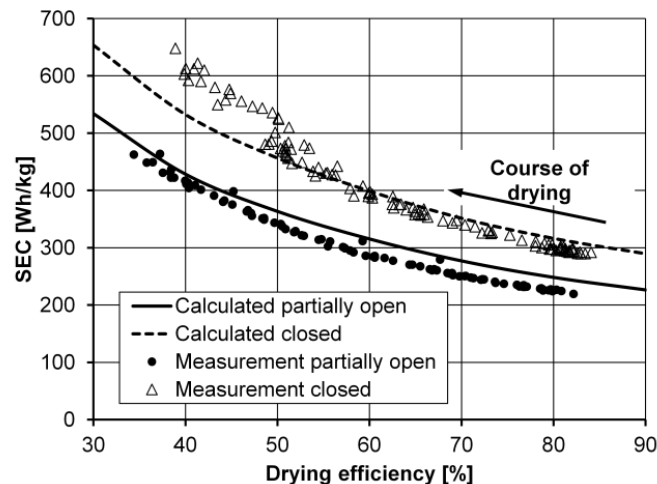


Abb. 4.5: Verlauf des spezifischen elektrischen Energiebedarfs SEC bei Trocknung mit Wärmepumpen im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb (jeweils Messung und Simulation).

4.3 Diskussion unterschiedlicher Betriebsvarianten

Um eine Leistungsbewertung aus energetischer Sicht durchführen zu können, wurden die beiden Betriebsarten der Wärmepumpentrocknung sowohl für den gesamten Trocknungsverlauf als auch für ein breites Spektrum von Außenluftbedingungen miteinander verglichen. Darüber hinaus wurde der Energiebedarf der Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung bei gleicher Trocknungstemperatur berechnet und zum Vergleich herangezogen. Die Analyse der Simulationsergebnisse führte zu zahlreichen Ergebnissen, von denen im Folgenden eine repräsentative Auswahl dargestellt und diskutiert wird.

Alle Analysen wurden unter der Voraussetzung einer konstanten Trocknungstemperatur von 40 °C durchgeführt. Die Temperatur der Außenluft, die absolute Feuchte der Außenluft und die Drying Efficiency wurden in den in **Tabelle 4.1** angegebenen Bereichen variiert. Die Bereiche wurden auf Basis der typischen meteorologischen Bedingungen während der Trocknungssaison in Deutschland ausgewählt. Die veränderliche Drying Efficiency stellt unterschiedliche Phasen im Verlauf der Trocknung dar. Somit waren drei unabhängige Variablen für jeden Simulationsvorgang festzulegen. Insgesamt 192 Simulationsrechnungen bilden die Basis für die im Folgenden beschriebenen Ergebnisse.

Tabelle 4.1: Parameter der systematischen Analyse unterschiedlicher Außenluft- und Abluftzustände.

Parameter	Einheit	Min	Max	Step
Temperatur der Außenluft	°C	8	33	5
Absolute Feuchte der Außenluft	g/kg	5	12	1
Drying Efficiency	%	30	90	20

Im teiloffenen Betrieb der Wärmepumpentrocknung hat der erforderliche Frischluftanteil FAR den größten Einfluss. FAR steigt bei hoher Temperatur und auch bei hoher absoluter Feuchte der Außenluft (**Abb. 4.6** oben). Bei einer Außentemperatur von 8 °C ist ein minimaler FAR von ca. 12% erforderlich. Bei einer Außentemperatur von 33 °C deckt ein maximaler FAR von ca. 65% fast alle möglichen Witterungsbedingungen ab.

Aus **Abb. 4.6** (unten) ist ersichtlich, dass die Drying Efficiency nur einen geringen Einfluss auf den erforderlichen Frischluftanteil hat. Die maximale Abweichung bei einer Außentemperatur von 33 °C liegt bei 5%. **Abb. 4.6** zeigt das Wesentliche der ermittelten Zusammenhänge. Für andere Werte der Drying Efficiency ergeben sich qualitativ ähnliche Kurven (nicht dargestellt).

In der systematischen Analyse der unterschiedlichen Außenluft- und Abluftzustände wurden alle thermischen und elektrischen Leistungen sowie die charakteristischen Kenngrößen ermittelt. Dies gilt nicht nur für den teiloffenen Betrieb, sondern auch für den geschlossenen Betrieb der Wärmepumpentrocknung (FAR = 0). Darüber hinaus wurde die Analyse auf die Trocknung bei konventioneller Lufterwärmung erweitert. Vergleichskriterium ist der spezifische Primärenergiebedarf SPC, da in den drei Betriebsarten jeweils sowohl thermische als auch elektrische Energie eingesetzt wird.

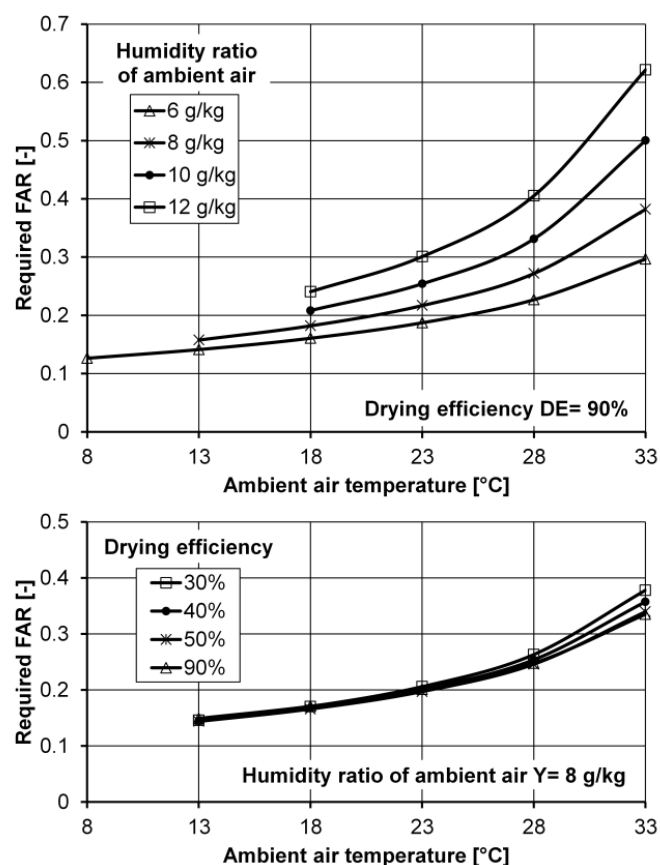


Abb. 4.6: Erforderlicher Frischluftanteil FAR für beispielhafte Außenluft- und Abluftzustände bei Trocknung mit Wärmepumpen im teiloffenen Betrieb (exemplarisch); oben: Drying Efficiency DE = 90%, unten: absolute Feuchte der Außenluft Y = 8 g/kg.

Abb. 4.7 zeigt den spezifischen Primärenergiebedarf SPC der drei Betriebsarten exemplarisch für zwei Außentemperaturen (23 und 33 °C). Eine absolute Feuchte von 8 g/kg wurde gewählt, um repräsentative Simulationsergebnisse darzustellen. Die SPC-Kurven zeigen wie erwartet, dass der Energiebedarf im Verlauf der Trocknung ansteigt. Mit Ausnahme der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb, die im Idealfall unabhängig von den äußeren Bedingungen ist, sind die absoluten SPC-Werte bei niedrigen Außentemperaturen größer, und umgekehrt bei hohen Außentemperaturen kleiner.

Die Außenlufttemperatur von 23 °C (**Abb. 4.7** oben) wurde gewählt, weil der Primärenergiebedarf bei konventioneller Trocknung in diesem Fall die gleiche Größenordnung hat wie bei Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb. Konventionelle Lufterwärmung ist im Verlauf der Trocknung zunächst etwas effizienter als Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb. Ab einer Drying Efficiency von DE = 70% kehren sich die Verhältnisse um.

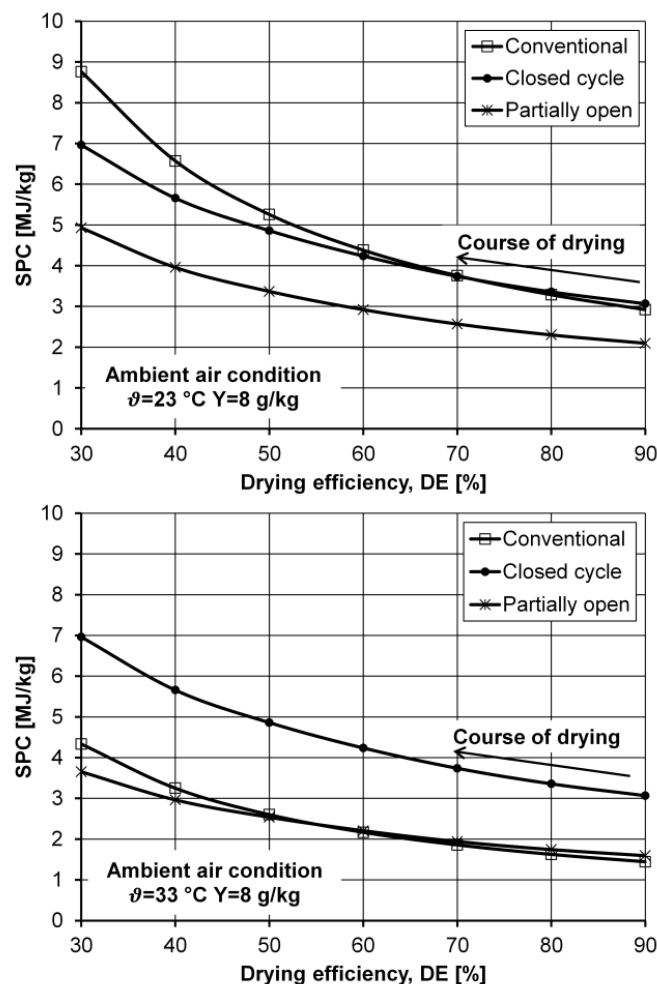


Abb. 4.7: Verlauf des spezifischen Primärenergiebedarfs SPC bei Trocknung mit Wärmepumpen im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb im Vergleich zur konventionellen Lufterwärmung (exemplarisch); oben: Außenluftzustand 23 °C, 8 g/kg, unten: Außenluftzustand 33 °C, 8 g/kg.

Bei 33 °C Außenlufttemperatur (**Abb. 4.7** unten) liegt der Primärenergiebedarf bei konventioneller Trocknung und bei Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb jeweils in der gleichen Größenordnung. Mit fortschreitender Trocknung, d.h. bei kleinen Werten der Drying Efficiency, ist der SPC bei Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb jedoch etwas kleiner. Ursache hierfür ist die interne Wärmerückgewinnung, die bei höheren Ablufttemperaturen einen höheren Gütegrad aufweist.

4.4 Zusammenfassung

Die Wärmepumpenphase der Trocknung wurde mit dem vorrangigen Ziel der primärenergetischen Optimierung untersucht. Hierfür wurde ein möglichst einfaches Simulationsmodell entwickelt. Der Vergleich von Simulationsergebnissen mit Praxismessungen ergab eine gute Übereinstimmung. Die Validierung des Simulationsmodells zeigt, dass Teilmodelle des Verdampfers und des Kreuzstrom-Wärmeübertragers ausreichen, um sowohl den geschlossenen als auch den teiloffenen Betrieb des Wärmepumpentrockners zu simulieren. Dabei wurde das Konzept der konstanten Drying Efficiency zur Reduzierung der Modellkomplexität genutzt.

Mit dem neu entwickelten Simulationsmodell wurde eine systematische Analyse unterschiedlicher Betriebsbedingungen durchgeführt. Dabei wurden nahezu alle für Deutschland relevanten Außenluftzustände abgedeckt. Die Reihe der Simulationsrechnungen beinhaltete beide Betriebsarten der Wärmepumpentrocknung. Bei allen untersuchten Betriebsbedingungen ist die Energieeffizienz im teiloffenen Betrieb deutlich höher als im geschlossenen Betrieb. Im Vergleich zur konventionellen Luftherwärmung zeigen die Ergebnisse, dass Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb für die untersuchte Trocknungshalle bis zu einer Außentemperatur von ca. 33 °C primärenergetisch effizienter ist. Bei konventioneller Trocknung mit Teilumluft liegt diese Grenze der Außentemperatur jedoch niedriger, insbesondere bei kleinen Werten der Drying Efficiency bzw. gegen Ende der Trocknung.

Die primärenergetische Optimierung wurde basierend auf den Spezifikationen der untersuchten Trocknungsanlage durchgeführt. Da das Simulationsmodell so allgemein wie möglich gehalten wurde, kann die entwickelte Methodik auch auf andere Aufgabenstellungen der wärmepumpenunterstützten Trocknung übertragen werden.

5 Energieoptimierte Regelung

Die Simulation des Wärmepumpentrockners mit Hilfe des entwickelten Modells hat gezeigt, dass der teiloffene Betrieb bei allen untersuchten Außenluftbedingungen erheblich energieeffizienter ist als der geschlossene Betrieb. Zunächst wurde eine der beiden Wärmepumpen anlagentechnisch entsprechend modifiziert. Der Umbau basierte unmittelbar auf den Ergebnissen der Simulation. Zum Nachweis der in der Praxis erzielten Energieeinsparungen werden in diesem Kapitel Messungen zu beiden Betriebsarten exemplarisch beschrieben und detailliert ausgewertet.

5.1 Beschreibung der durchgeführten Messungen

Im Juli 2011 wurde Wärmepumpe 1 vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Wärmepumpe 2 wurde weiterhin im geschlossenen Betrieb gefahren. Auf diese Weise konnten beide Betriebsarten simultan bei nahezu gleichen Trocknungsbedingungen in der Praxis untersucht werden. Entsprechende Messungen wurden im Zeitraum August bis Oktober 2011 durchgeführt.

Abb. 5.1 bietet einen Überblick über die Messstellen und über das gesamte System. Alle relevanten Luftzustände und Leistungsdaten wurden jeweils kontinuierlich für den gesamten Trocknungsverlauf erfasst. Kombifühler für Temperatur und relative Feuchte sind mit T/φ , Temperatursensoren mit T gekennzeichnet. Die gemessenen Werte wurden über einen Zeitraum von jeweils einer Minute gemittelt und mit einem Datenlogger aufgezeichnet.

Hinter dem Kreuzstrom-Wärmeübertrager, d.h. nach der Vorkühlung (3) und nach der Vorwärmung (5), kam es strömungsbedingt zu vertikalen Schichtungen der Lufttemperatur und -feuchte. Um zu verlässlichen Ergebnissen zu gelangen, wurden die Luftzustände vor dem Verdampfer und vor dem Verflüssiger aus den Mittelwerten von jeweils zwei Kombifühlern berechnet. Die Lage dieser Sensoren, die in aufwändigen Vorversuchen ermittelt wurde, ist im Anhang in **Abb. A5.1** dargestellt.

Aufgrund von Verwirbelungen bei der Luftmischung war im teiloffenen Betrieb eine Messung von Luftzustand (5) nach der Vorwärmung nicht möglich. Für die weitere Auswertung wurden deshalb der Luftzustand (5), der Mischluft-Zustand (6) unmittelbar vor dem Verflüssiger und auch der angesaugte Frischluftmassenstrom aus anderen Messwerten berechnet.

Der Umgebungsdruck wurde täglich mindestens dreimal gemessen. Dies war notwendig u.a. für die Berechnung der absoluten Feuchte und der spezifischen Enthalpie der Luft aus relativer Feuchte und Temperatur. Auf die Druckmessung an jeder einzelnen Messstelle wurde verzichtet, da der aus einer Druckdifferenz entstandene Fehler vernachlässigbar klein ist.

An fast allen Messstellen im Luftkreislauf kamen Kombifühler für Temperatur und relative Feuchte zum Einsatz. Lediglich hinter dem Verdampfer (4) wurde ein NiCr-Temperatursensor verwendet. Kontrollmessungen zeigten, dass die Luft den Verdampfer bei allen relevanten Betriebsbedingungen im Sättigungszustand verlässt.

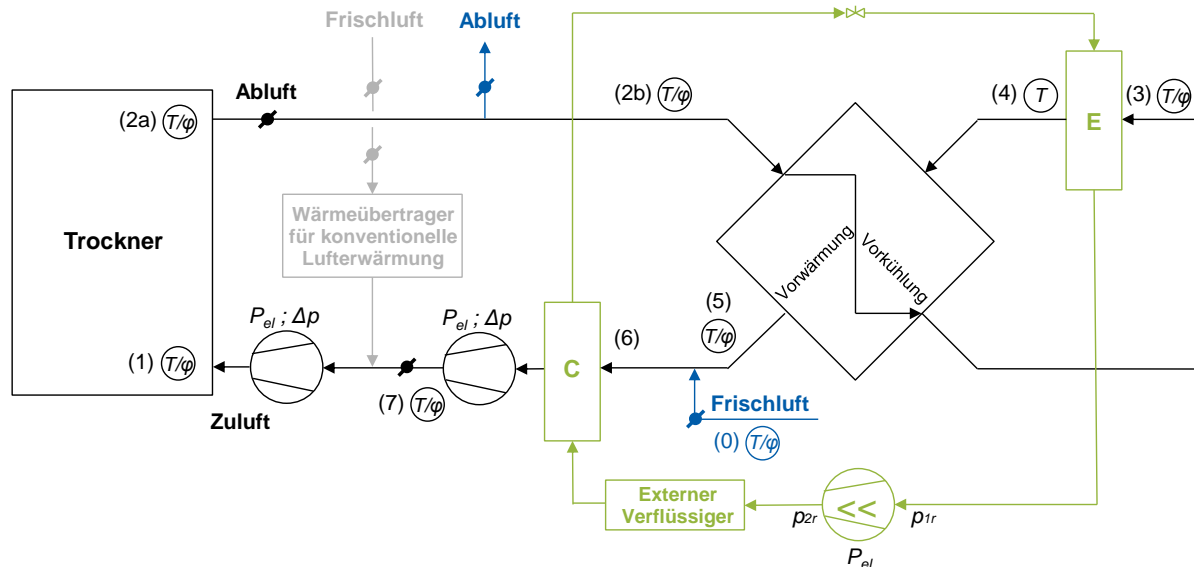


Abb. 5.1: Schematische Darstellung des Wärmepumpentrockners mit Messstellen; C = condenser / Verflüssiger, E = evaporator / Verdampfer.

Die eingesetzten Kombifühler bestehen aus einem NTC-Sensor für die Temperaturmessung und einem kapazitiven Sensor für die Feuchtemessung (vgl. **Abb. A5.2** im Anhang). Vor Beginn der Messungen wurden die Sensoren kalibriert.

Die Luftvolumenströme der Wärmepumpenroste wurden aus Differenzdruckmessungen an den Ventilatoren mit Hilfe der entsprechenden Kennlinien ermittelt (vgl. **Abb. A5.3** im Anhang). Die elektrischen Leistungsaufnahmen der Kältemittelverdichter und der Ventilatoren wurden ebenfalls einmal pro Minute gemessen und gespeichert.

Nachfolgend werden für beide Betriebsarten gemessene und errechnete Werte exemplarisch dargestellt und diskutiert. Ausgewählt wurden die ersten 20 Stunden der Trocknung von Pfefferminze (8.–9. Oktober 2011). Die beiden Wärmepumpenroste 1 und 2 wurden mit insgesamt ca. 17 Tonnen Frischware belegt. Die Trocknungstemperatur betrug 40°C. Die im Minutentakt aufgezeichneten Daten wurden in Microsoft Excel exportiert und ausgewertet. Zur besseren Darstellung wurden die Messwerte über einen Zeitraum von 9 Minuten geglättet.

5.2 Der geschlossene Betrieb des Wärmepumpentrockners

In **Abb. 5.2** sind die in ersten 20 Stunden der Trocknung gemessenen Temperaturen und relativen Luftfeuchten dargestellt. Die Trocknungstemperatur am Rosteintritt (nicht dargestellt) wurde auf 40°C geregelt, die Zuluft aus der Wärmepumpe (7) lag etwas darunter. Ursache dieser Differenz ist zum einen die Erhöhung der spezifischen Enthalpie durch die Hauptlüfter, zum anderen ein zusätzlicher Wärmeeintrag im Raum vor den Hauptlüftern, in dem nicht isolierte Warmwasserleitungen der zentralen Heizungsanlage verlegt sind.

Die Ablufttemperatur (2b) lag zu Beginn der Trocknung bei ca. 24°C und stieg im Verlauf der ersten 20 Stunden bis auf ca. 32°C an. Die relative Abluftfeuchte (2b) war zu Beginn

annähernd gesättigt. Sie blieb ca. 4 Stunden lang nahezu konstant und begann dann stetig zu fallen. Der Temperaturverlauf nach dem Verdampfer (4) zeigt, dass die Luft im Verdampfer bis auf minimal ca. 15°C abgekühlt wurde.

Grund hierfür ist die Dimensionierung des Verdampfers. Eine größere Verdampferfläche würde die zwar niedrigere Temperaturen der Austrittsluft ermöglichen, hätte aber auch höhere Investitionskosten verursacht. Die Temperaturdifferenz zwischen dem Verdampfer (4) und dem Vorwärmer (5) nahm im Verlauf der Trocknung stetig zu.

Grund hierfür ist die steigende Leistung der Wärmerückgewinnung. Die nahezu gesättigte relative Luftfeuchte nach dem Vorkühler (3) in den ersten 14 Stunden zeigt, dass die Abluft bis zu diesem Zeitpunkt bereits im Kreuzstrom-Wärmeübertrager teilweise entfeuchtet wurde. Da die Frischluft so gut wie keine Auswirkungen auf den geschlossenen Betrieb der Wärmepumpentrocknung hat, wird sie in den Diagrammen nicht dargestellt.

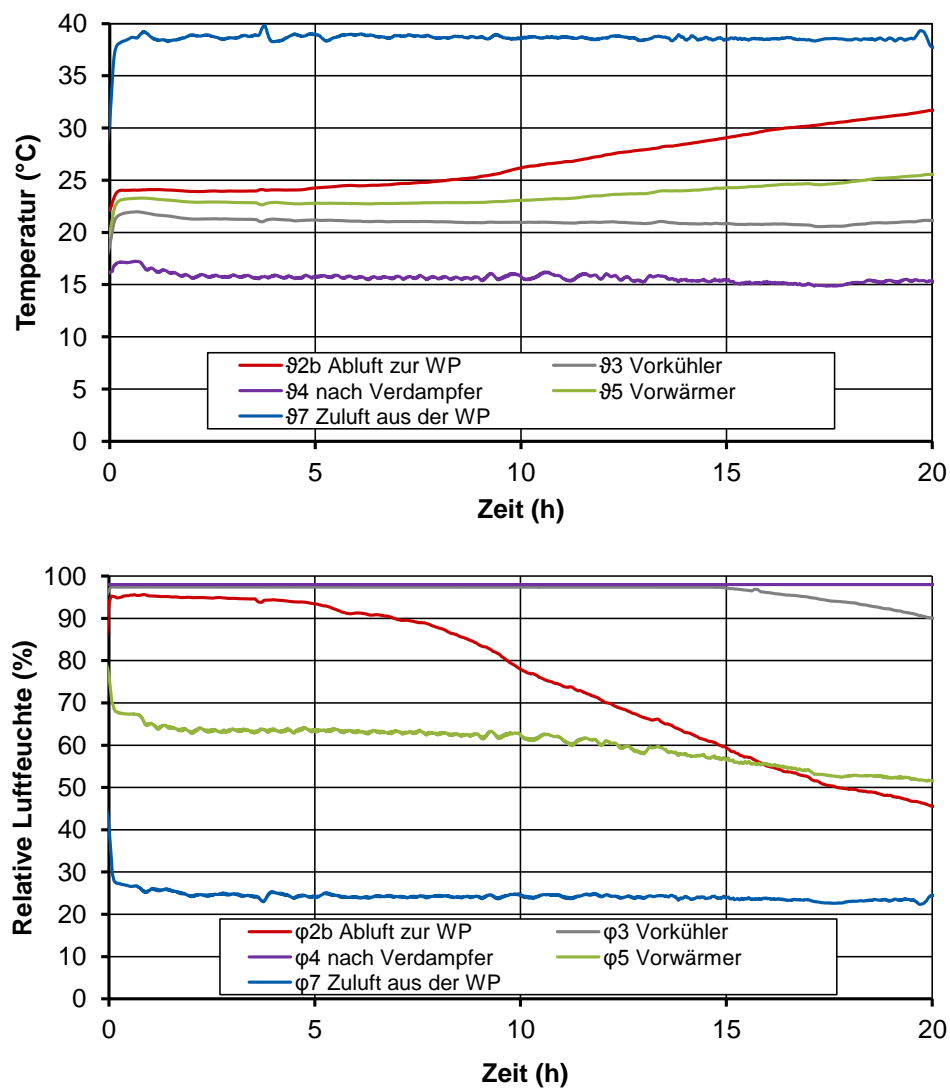


Abb. 5.2: Temperaturen und relative Luftfeuchten im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

Abb. 5.3 zeigt die zeitlichen Verläufe der absoluten Luftfeuchte und der spezifischen Enthalpie, die aus den gemessenen Temperatur und relativen Feuchten berechnet wurden. Die übereinander liegenden Werte der absoluten Luftfeuchte nach dem Verdampfer (4) und nach dem Vorwärmer (5) weisen auf eine plausible Messung hin, denn im Vorwärmer ändert sich die absolute Luftfeuchte nicht. In **Abb. 5.3** (oben) fallen jedoch zwei Anomalien auf.

Erstens übersteigt die absolute Luftfeuchte nach dem Vorkühler (3) nach ca. 14 Stunden die absolute Feuchte der Abluft (2b). Dies ist theoretisch unmöglich, denn die Abluft kann im Vorkühler nicht befeuchtet werden. Eine mögliche Ursache für diese Ungenauigkeit der Messung liegt in der Betauung des kapazitiven Feuchtesensors (3), die sich nur zeitlich verzögert aufgelöst hat. Die zweite Anomalie betrifft die Feuchtedifferenz zwischen der Luft nach dem Vorwärmer (5) und der Zuluft (7). Hier kann keine Entfeuchtung stattgefunden haben.

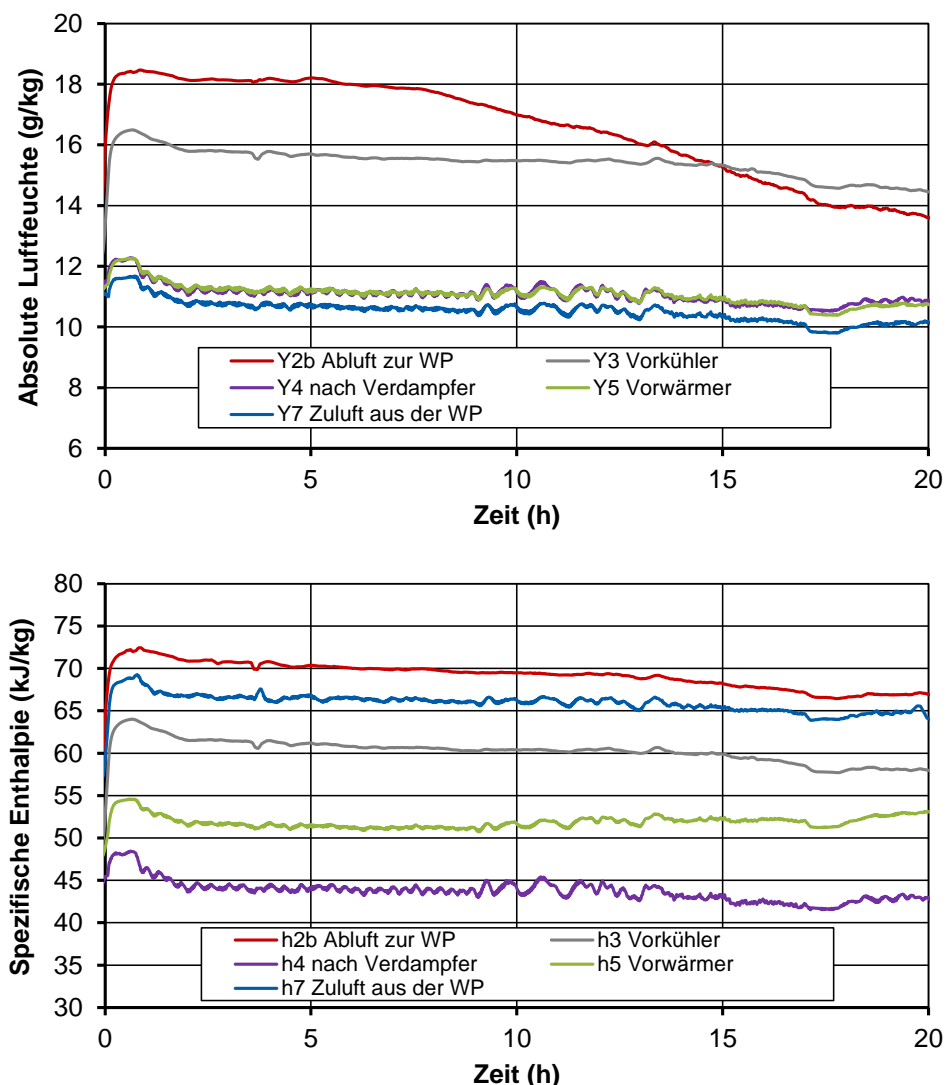


Abb. 5.3: Absolute Luftfeuchten und spezifische Enthalpien im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

Diese Feuchtedifferenz kann aus der Vermischung der Trocknerzuluft aus den beiden parallel laufenden Wärmepumpen erklärt werden. Die Zuluft aus Wärmepumpe 1 (teiloffener Betrieb, vgl. **Abb. 5.9**) war deutlich trockener als die Zuluft aus Wärmepumpe 2 (geschlossener Betrieb, vgl. **Abb. 5.4**).

In **Abb. 5.3** (unten) liegt die spezifische Enthalpie der Abluft (2b) über der spezifischen Enthalpie der Zuluft aus der Wärmepumpe (7). Die Ursache dieser Differenz wurde bereits erläutert (Erhöhung der spezifischen Enthalpie durch die Hauptlüfter, zusätzlicher Wärmeinput im Raum vor den Hauptlüftern). Bei isenthalper Trocknung hat die Abluft die gleich spezifische Enthalpie wie die Zuluft unmittelbar unter dem Rost. Letztere ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

In **Abb. 5.4** sind exemplarische Luftzustände der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb im Mollier h, Y -Diagramm dargestellt. Die einzelnen Punkte repräsentieren Mittelwerte über einen Zeitraum von jeweils einer Stunde. Die Verschiebung des Luftkreislaufs von links nach rechts im Verlauf der Trocknung ist deutlich zu erkennen. Ursache hierfür ist die sinkende Abluftfeuchte. Die erkennbaren Anomalien der Messwerte im Vergleich zur Theorie wurden bereits erläutert.

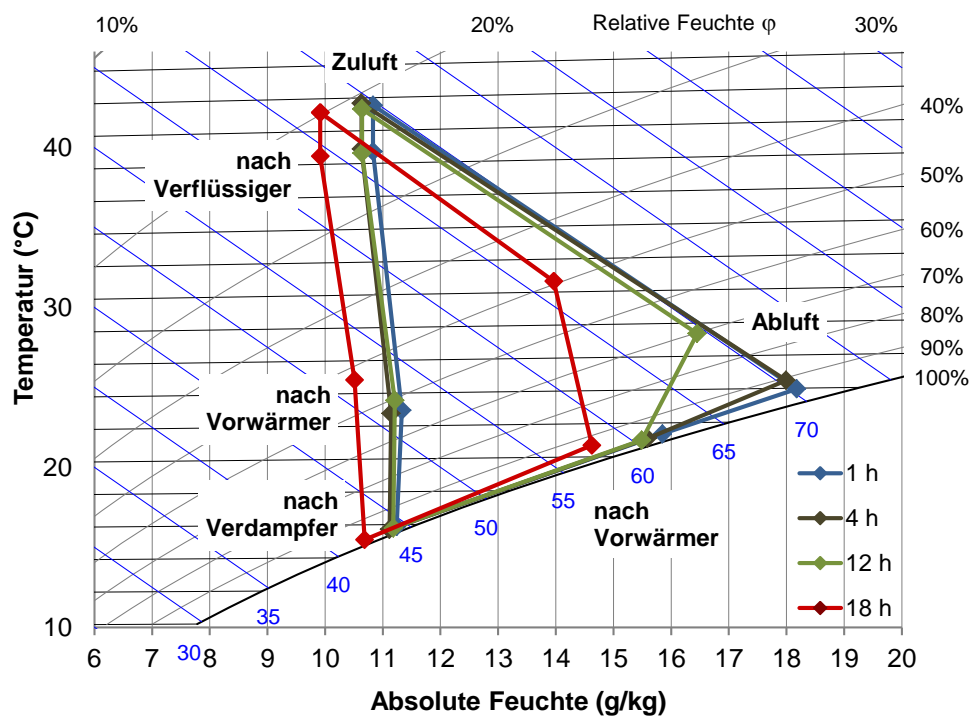


Abb. 5.4: Mollier h, Y -Diagramm mit exemplarischen Luftzuständen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

Die thermischen Leistungen aller Wärmeübertrager sind in **Abb. 5.5** dargestellt. Die durchschnittliche Kälteleistung des Verdampfers lag bei 164 kW, die Heizleistung des Verflüssigers im Durchschnitt bei 124 kW. Wie bereits in Kapitel 4 beschrieben, wurde die Trocknungstemperatur durch den Austrag überschüssiger Wärme aus dem Kältemittelkreislauf mittels eines externen Verflüssigers geregelt.

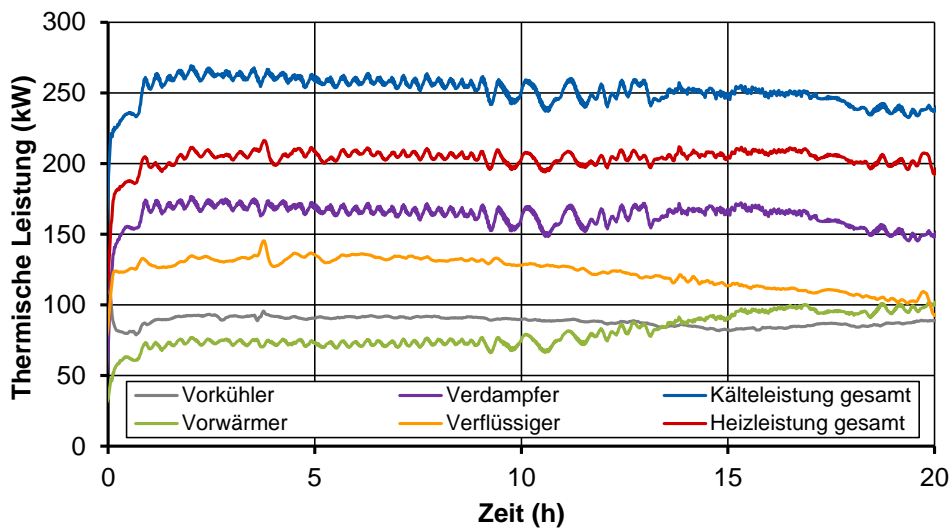


Abb. 5.5: Thermische Leistungen der Wärmeübertrager im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

Diese überschüssige Wärme konnte messtechnisch nicht direkt erfasst werden. Ohne die Berücksichtigung von Wärmeverlusten entspricht ihr Betrag der gesamten elektrischen Leistungsaufnahme des Systems.

Theoretisch sollte kein Unterschied zwischen der im Vorkühler und der im Vorwärmer übertragenen Wärme vorliegen, denn beide Vorgänge finden in demselben Kreuzstrom-Wärmeübertrager statt. Die trotzdem festzustellende Differenz resultiert aus der bereits erläuterten ungenauen Feuchtemessung nach dem Vorkühler. Die im Trocknungsverlauf zunehmende thermische Leistung des Vorwärmers entspricht den Erwartungen.

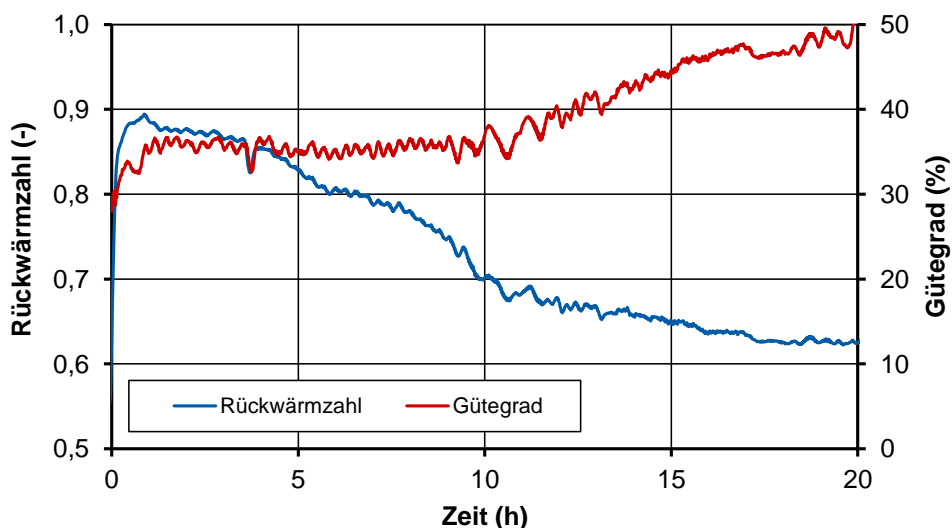


Abb. 5.6: Rückwärmzahl und Gütegrad der internen Wärmerückgewinnung im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

Abb. 5.6 zeigt die Rückwärmzahl und den Gütegrad des Kreuzstrom-Wärmeübertragers für die ersten 20 Stunden der Trocknung. Während die Rückwärmzahl von über 0,88 auf ca. 0,62 fiel, stieg der Gütegrad der Wärmerückgewinnung von Werten um 35% auf bis zu 50% an. Die relativ hohe Rückwärmzahl zu Beginn der Trocknung resultiert aus der intensiven Wärmeübertragung bei der Teilentfeuchtung im Kreuzstrom-Wärmeübertrager.

In **Abb. 5.7** sind die elektrischen Leistungen der einzelnen Aggregate und der gesamte elektrische Energiebedarf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb dargestellt. Der Strombedarf der Hauptlüfter reduzierte sich geringfügig durch den im Verlauf der Trocknung abnehmenden Druckverlust des Trocknungsgutes von 10 auf 7 kW. Der Strombedarf des Hilfslüfters der Wärmepumpe blieb nahezu konstant bei 17 – 18 kW. Mit steigendem Gütegrad der internen Wärmerückgewinnung und fallender Kälteleistung des Verdampfers fiel der elektrische Leistungsbedarf des Verdichters von ca. 48 kW zu Beginn der Trocknung auf ca. 37 kW nach 20 Stunden (im Mittel 44 kW). Die Summe der elektrischen Leistungen lag bei durchschnittlich 70 kW.

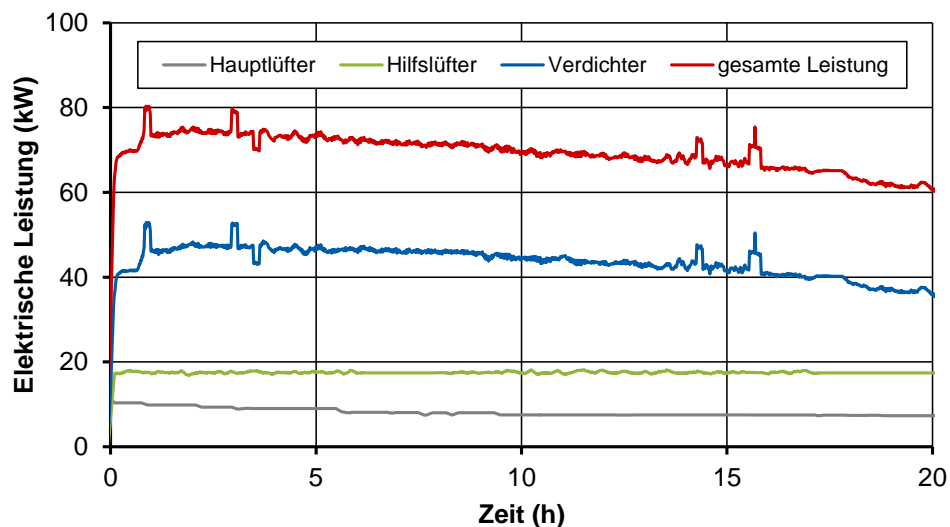


Abb. 5.7: Elektrische Leistungen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

Die Entfeuchtungsleistung MER (moisture extraction rate) und der spezifische elektrische Energiebedarf SEC (specific electrical energy consumption), die beide aus den gemessenen Daten berechnet wurden, sind in **Abb. 5.8** dargestellt. Die maximale Entfeuchtungsleistung zu Beginn der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb betrug etwa 250 kg/h. Die Entfeuchtungsleistung blieb in den ersten ca. 5 Stunden der Trocknung nahezu konstant und begann dann zu sinken. Nach 20 Stunden lag die Entfeuchtungsleistung bei nur noch ca. 100 kg/h. Der spezifische elektrische Energiebedarf SEC pro kg Wasserentzug stieg in diesem Zeitraum von ca. 300 Wh/kg auf ca. 620 Wh/kg.⁷

⁷ Bei der Berechnung des SEC wurde die elektrische Leistung der Hauptlüfter (ca. 7 – 10 kW) berücksichtigt. Dies gilt auch für die Auswertung des teiloffenen Betriebs (Abschnitt 5.3).

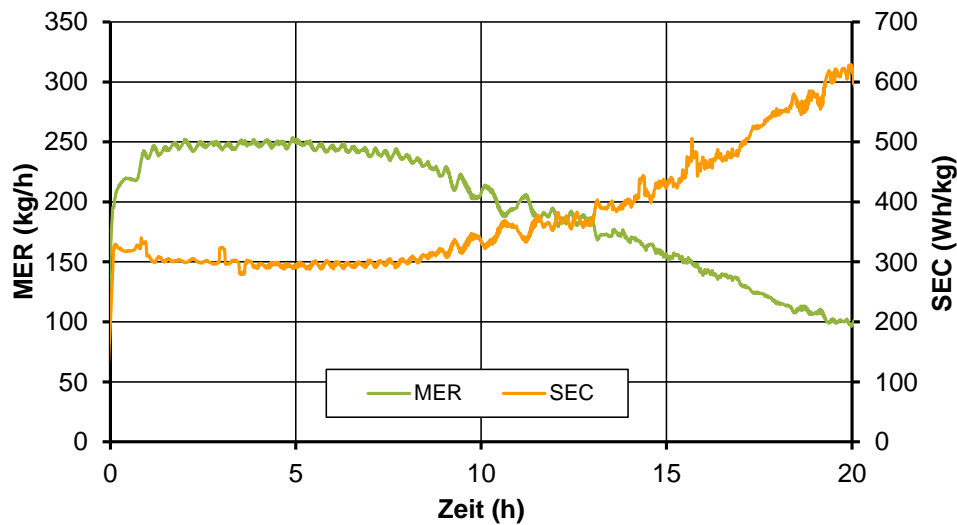


Abb. 5.8: Entfeuchtungsleistung MER und spezifischer elektrischer Energiebedarf SEC im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im geschlossenen Betrieb.

5.3 Der teiloffene Betrieb des Wärmepumpentrockners

Die Auswertung der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb erfolgte analog zum geschlossenen Betrieb. Auf eine detaillierte Erläuterung der Temperaturen, relativen und absoluten Luftfeuchten sowie spezifischen Enthalpien an den einzelnen Messstellen wird verzichtet. Die zeitlichen Verläufe sind im Anhang dargestellt (siehe **Abb. A5.4** und **Abb. A5.5**). In jedem der vier Diagramme ist nach 3,75 Stunden eine Störung in den Kurvenverläufen erkennbar. Diese ist auf das Öffnen des Hallentors während des Betriebs zurückzuführen.

Die Lufttemperatur nach dem Verdampfer (4) war im gesamten Trocknungsverlauf kleiner als im geschlossenen Betrieb. Ursache hierfür ist der im teiloffenen Betrieb kleinere Luftmassenstrom. Bezogen auf den Luftmassenstrom ist die spezifische Verdampferoberfläche größer, was bei gleicher Kälteleistung niedrigere Austrittstemperaturen ermöglicht.

Die Auswirkungen der Frischluftbeimischung im teiloffenen Betrieb sind im Mollier h, Y -Diagramm deutlich zu erkennen (**Abb. 5.9**). Die Zustände der Mischluft verschieben sich in Richtung der Frischluft. Dadurch hat auch die Zuluft eine kleinere absolute Feuchte und spezifische Enthalpie. Im Ergebnis der verbesserten Entfeuchtung des Verdampfers und der Frischluftbeimischung hat die Zuluft bei gleicher Temperatur ein höheres Trocknungspotenzial. Die absolute Zuluftfeuchte lag im teiloffenen Betrieb deutlich niedriger als im geschlossenen Betrieb (vgl. **Abb. 5.4**).

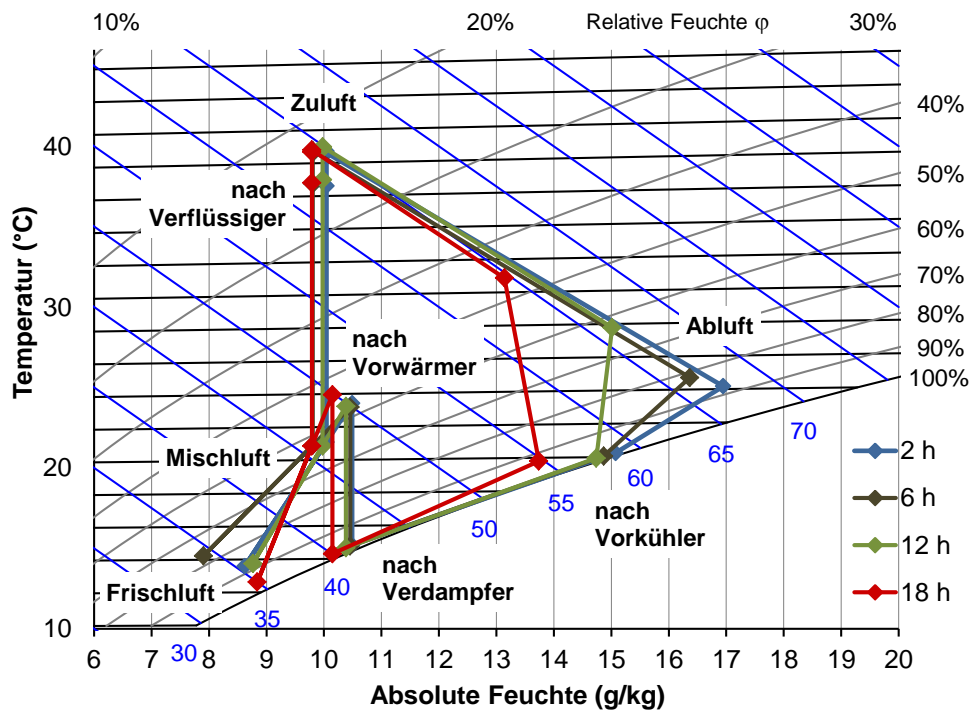


Abb. 5.9: Mollier h, Y-Diagramm mit exemplarischen Luftzuständen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.

Die thermischen Leistungen der Wärmeübertrager im teiloffenen Betrieb sind in **Abb. 5.10** dargestellt. Die durchschnittliche Kälteleistung des Verdampfers lag bei 144 kW, die Heizleistung des Verflüssigers im Durchschnitt jedoch bei 194 kW. Durch die Regelung der Trocknungstemperatur mit Frischluft konnte die gesamte elektrische Leistung der Hauptlüfter, des Hilfslüfters und des Verdichters im System gehalten und als Wärme für die Trocknung genutzt werden.

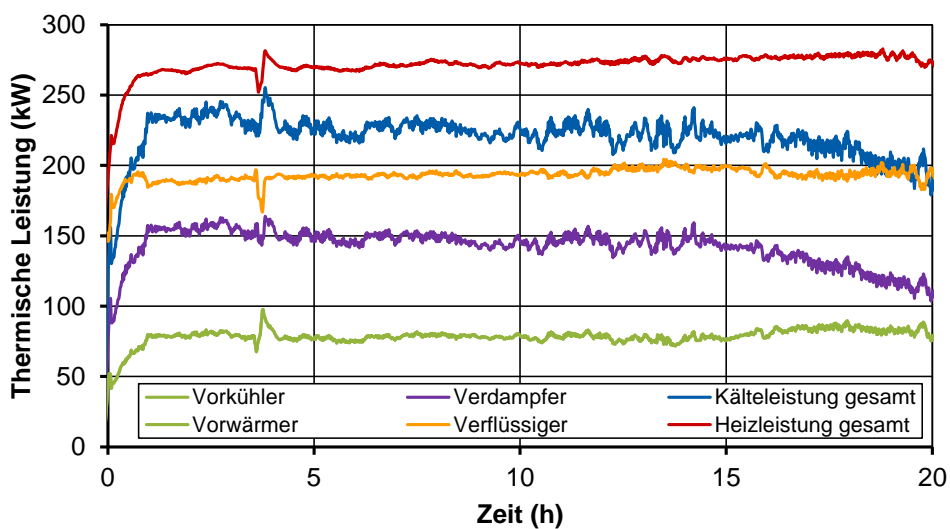


Abb. 5.10: Thermische Leistungen der Wärmeübertrager im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.

Da der Luftzustand vor dem Vorwärmer nicht gemessen werden konnte, wurde angenommen, dass die thermische Leistung des Vorwärmers der des Vorkühlers entspricht. Aufgrund der bereits erläuterten Ungenauigkeit der Feuchtemessung hinter dem Vorkühler stieg die tatsächliche Leistung des Kreuzstrom-Wärmeübertragers nach ca. 15 Stunden deshalb stärker an als dargestellt.

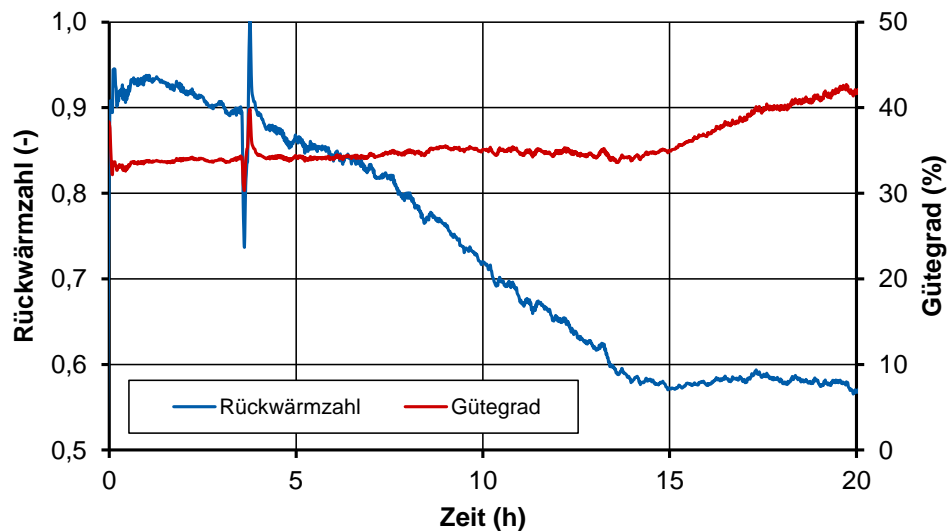


Abb. 5.11: Rückwärmzahl und Gütegrade der internen Wärmerückgewinnung im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.

In **Abb. 5.11** sind die Rückwärmzahl und der Gütegrad der Wärmerückgewinnung im teiloffenen Betrieb dargestellt. Die Rückwärmzahl fiel von maximal 0,93 zu Beginn der Trocknung auf ca. 0,58. Der Gütegrad der Wärmerückgewinnung stieg von Werten um 33% auf 42% an.

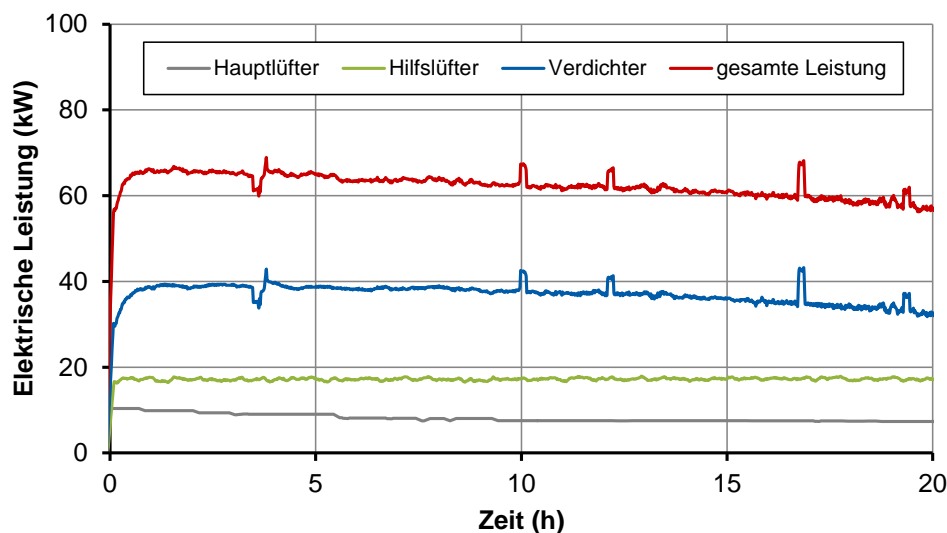


Abb. 5.12: Elektrische Leistungen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.

Abb. 5.12 zeigt die elektrischen Leistungen im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb. Der Strombedarf der Lüfter lag in der gleichen Größenordnung wie im geschlossenen Betrieb. Die elektrische Leistung des Verdichters war mit durchschnittlich 37 kW jedoch deutlich kleiner als im geschlossenen Betrieb (im Mittel 44 kW, vgl. **Abb. 5.7**). Durch die im Verlauf der Trocknung zunehmende Wärmerückgewinnung lag der elektrische Leistungsbedarf des Verdichters nach 20 Stunden bei nur noch ca. 32 kW. Die Summe der elektrischen Leistungen betrug im Mittel 63 kW.

In **Abb. 5.13** sind zwei Entfeuchtungsleistungen und der spezifische elektrische Energiebedarf im teiloffenen Betrieb dargestellt. "MER WP" beschreibt die Entfeuchtungsleistung der Wärmepumpe, die im Verlauf der 20 Stunden von ca. 210 kg/h auf ca. 75 kg/h fiel. Diese Werte sind kleiner als im geschlossenen Betrieb (ca. 250 – 100 kg/h, vgl. **Abb. 5.8**). Es ist jedoch zu beachten, dass im teiloffenen Betrieb nur ein Teil der Abluft durch die Wärmepumpe entfeuchtet wird. Durch die Regelung der Trocknungstemperatur mit zusätzlicher Frischluft, die vor dem Verflüssiger der Wärmepumpe angesaugt, erwärmt und hinter dem Trockner in die Umgebung entlassen wird, ist die Entfeuchtungsleistung am Trocknungsrost deutlich größer.

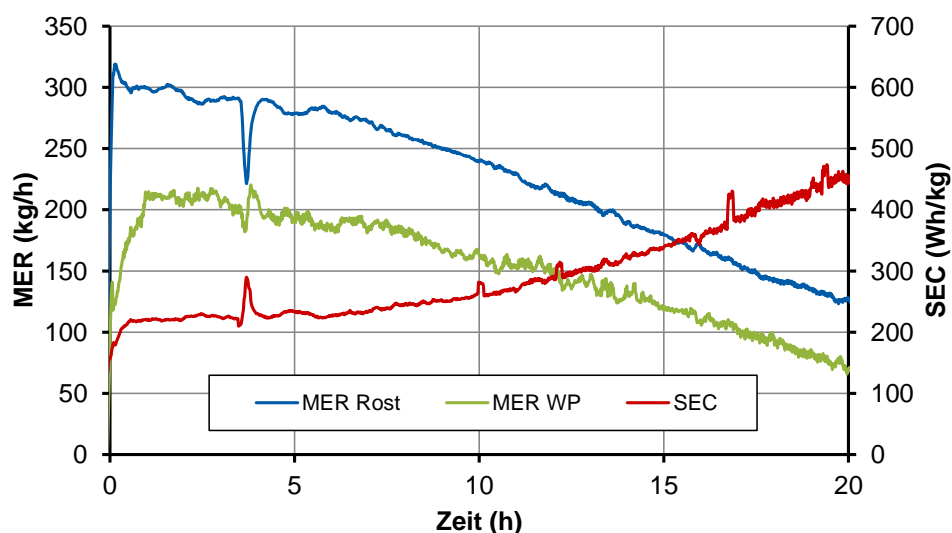


Abb. 5.13: Entfeuchtungsleistung MER und spezifischer elektrischer Energiebedarf SEC im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.

"MER Rost" in **Abb. 5.13** zeigt den entsprechenden Verlauf. Die maximale Entfeuchtungsleistung am Trocknungsrost lag zu Beginn der Trocknung bei ca. 300 kg/h und fiel im Verlauf der 20 Stunden auf ca. 125 kg/h. Die Entfeuchtungsleistung MER im teiloffenen Betrieb war damit deutlich größer als im geschlossenen Betrieb.

Der spezifische elektrische Energiebedarf SEC pro kg Wasserentzug stieg von ca. 210 Wh/kg auf ca. 450 Wh/kg. Der SEC im teiloffenen Betrieb war damit erheblich kleiner als im geschlossenen Betrieb (ca. 300 – 620 Wh/kg, vgl. **Abb. 5.8**).

5.4 Zusammenfassung

Basierend auf der Modellierung und Simulation des Wärmepumpentrockners wurde eine der beiden untersuchten Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Beide Betriebsarten wurden in der Praxis simultan bei nahezu gleichen Trocknungsbedingungen untersucht. Die detaillierte Auswertung exemplarischer Messungen bestätigte die Ergebnisse der Simulation. Die Entfeuchtungsleistung MER war im teiloffenen Betrieb deutlich größer, der spezifische elektrische Energiebedarf SEC erheblich kleiner als im geschlossenen Betrieb (**Abb. 5.14**).

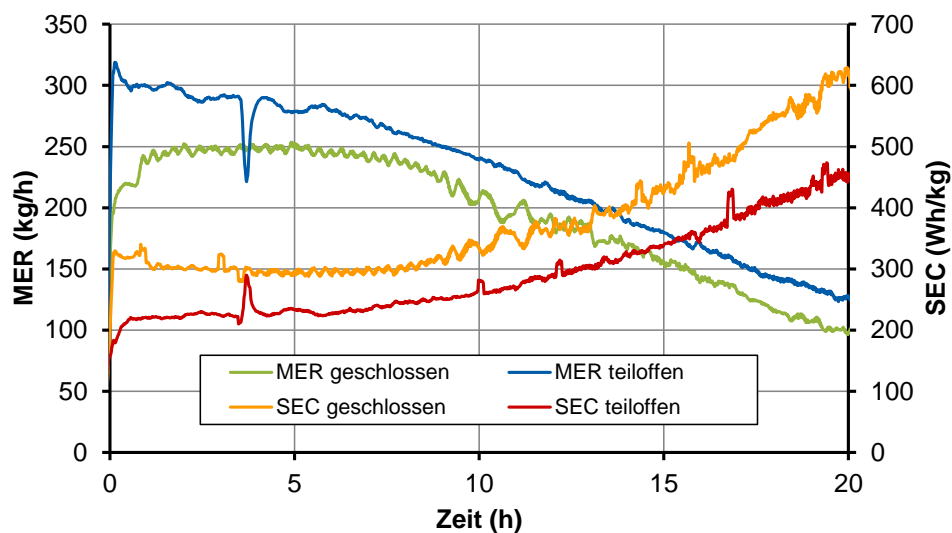


Abb. 5.14: Vergleich der Entfeuchtungsleistung MER und des spezifischen elektrischen Energiebedarfs SEC bei Wärmepumpentrocknung im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb.

Über den Messzeitraum gebildete Mittelwerte ausgewählter Leistungsparameter zeigt **Tabelle 5.1**. Die Gütegrade der internen Wärmerückgewinnung lagen im Mittel bei 39,4% bzw. bei 35,6% und trugen damit in beiden Betriebsarten zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpentrocknung bei. Die Steigerung der Entfeuchtungsleistung MER im teiloffenen Betrieb betrug 16,6%. Der spezifische elektrische Energiebedarf SEC reduzierte sich im Vergleich zum geschlossenen Betrieb um 22,9%.

Tabelle 5.1: Mittelwerte ausgewählter Leistungsparameter bei Wärmepumpentrocknung im geschlossenen und im teiloffenen Betrieb.

Parameter	Einheit	Geschlossener Betrieb	Teiloffener Betrieb	Änderung
Gütegrad WRG	%	39,4	35,6	
MER	kg/h	196	229	+ 16,6%
SEC	Wh/kg	354	273	- 22,9%
SMER	kg/kWh	2,83	3,66	+ 29,7%

Die durchschnittlichen SEC-Werte von 354 bzw. 273 Wh/kg entsprechen durchschnittlichen SMER-Werten von 2,83 bzw. 3,66 kg Wasser pro kWh Elektroenergie. Die spezifische Entfeuchtungsleistung SMER (specific moisture extraction rate) war im teiloffenen Betrieb um 29,7% größer als im geschlossenen Betrieb.

Mit dem entwickelten Prinzip zur energieoptimierten Regelung der Trocknungstemperatur wird die elektrische Leistung des Kältemittelverdichters als Wärme für die Trocknung genutzt. Bei gleicher Entfeuchtungsleistung können Verdichter deshalb in Zukunft kleiner dimensioniert werden. Das Regelungsprinzip ermöglicht darüber hinaus eine anlagentechnische Vereinfachung. Da keine externen Verflüssiger mehr erforderlich sind, reduzieren sich die Investitionskosten zukünftiger Wärmepumpentrockner.

6 Energetisches Monitoring

Die Umsetzung der Projektergebnisse zur energieoptimierten Regelung der Wärmepumpentrocknung führte in der Praxis zur Steigerung der Entfeuchtungsleistung bei gleichzeitiger Reduzierung des spezifischen elektrischen Energiebedarfs. Im Frühjahr 2012 wurde deshalb auch die zweite der beiden Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Im Verlauf der gesamten Ernteperiode 2012 wurde ein energetisches Monitoring durchgeführt. Die wichtigsten Ergebnisse werden nachfolgend beschrieben.

Zunächst wird die gegenüber der ursprünglichen Planung geänderte Bewirtschaftung der Trocknungsroste erläutert. Es folgen Ergebnisse zur Auslastung der Trocknungshalle 1 und zum Eintrocknungsverhältnis.⁸ Nach einer kurzen Beschreibung des Messwerterfassungssystems wird die energetische Bilanzierung erläutert. Der Schwerpunkt der Darstellung liegt auf einer Phase von vier Wochen mit weitgehend kontinuierlichem Betrieb der Trocknungsanlage. Die Ergebnisse umfassen differenzierte Werte des durchschnittlichen spezifischen Primärenergiebedarfs im Verlauf dieser vier Wochen und für eine einzelne Trocknungscharge. Zum Abschluss dieses Kapitels wird das Einsparpotenzial des Teilumlufbetriebs in der Trocknungsphase mit konventioneller Lufterwärmung abgeschätzt.

6.1 Geänderte Bewirtschaftung der Trocknungsroste

Die ursprünglich geplante Bewirtschaftung der Trocknungsroste wurde bereits in **Abb. 2.4** dargestellt und erläutert. Dieses Bewirtschaftungsschema wurde im Verlauf des Vorhabens mehrfach geändert. Hierfür gibt es im Wesentlichen zwei Gründe:

- Reduzierung des Personalaufwands bei der Ernte und bei der Bewirtschaftung der Trocknungsroste,
- Verringerung der Gefahr von Feuchtenestern.

Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wurden die Erntetage im Verlauf der Trocknungswochen und die Bewirtschaftung der Trocknungsroste entsprechend geändert. Statt an sechs Tagen pro Woche (wie in der ursprünglichen Planung vorgesehen) sollte möglichst nur noch an maximal drei Tagen pro Woche geerntet werden (Montag, Mittwoch und Freitag). Außerdem sollte die angetrocknete Ware in der Regel erst nach zwei Tagen umgelagert und zusammengelegt werden.

Wäre die Frischgutbelegung nach diesen Vorgaben weiterhin nur auf den Wärmepumpenrosten 1 und 2 erfolgt, so hätte dies eine sehr geringe Auslastung der Trocknungshalle zur Folge gehabt. Ein entsprechendes Bewirtschaftungsschema ist im Anhang in **Abb. A6.1** dargestellt (vgl. auch **Abb. 2.4**). Für zwei Trocknungswochen bzw. 16 Tage hätten sich nur 38 statt 62 Rosttage mit Trocknung ergeben. Im Vergleich zur ursprünglichen Planung entspricht dies einer Auslastung der Trocknungsroste von nur 47,5% statt 77,5%.

⁸ Das Eintrocknungsverhältnis ergibt sich aus der Masse des frischen Erntegutes dividiert durch die Masse der Trockenware. Es ist ein Maß für die Masse des Wassers, das den Pflanzen entzogen werden muss.

Tag	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Rosttage	
Rost 1	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			14	87,5%
Rost 2	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			14	87,5%
Rost 3	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			14	87,5%
Rost 4			3		3			4		3		3			4		6	37,5%
Rost 5			3	4	3	4		4		3	4	3	4		4		10	62,5%

Rosttage gesamt 80 100%
Rosttage mit Trocknung / Auslastung 58 72,5%
 Rosttage mit Frischgutbelegung 18 22,5%

Abb. 6.1: Bewirtschaftungsschema III: Frischgutbelegung auf den Rosten 1, 2 und 3 an drei Tagen pro Woche, Umlagerung am dritten (außer Sonntag) und am vierten Trocknungstag.

KW	29							30							Rosttage			
	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So			Mo	Di
Rost 1	1	2		1	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			13	81,3%
Rost 2	1	2		1	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			13	81,3%
Rost 3					1	2		1	2	1	2	1	2	3			9	56,3%
Rost 4			3		2	3	4	4	5	3	4	3	4		4		11	68,8%
Rost 5				4	1	2	3	4	5	3	4	3	4	5	4	5	13	81,3%

Rosttage gesamt 80 100%
Rosttage mit Trocknung / Auslastung 59 73,8%
 Rosttage mit Frischgutbelegung 17 21,3%

Abb. 6.2: Reale Bewirtschaftung in der Ernteperiode 2012 nach Schema III (Ausschnitt, KW 29–30).

Für die Ernteperiode 2012 wurde deshalb entschieden, nicht nur die Wärmepumpenroste 1 und 2, sondern gleichzeitig auch den konventionell beheizten Rost 3 mit Frischgut zu belegen. Das entsprechende Bewirtschaftungsschema ist in **Abb. 6.1** dargestellt. Im Einzelnen betreffen die Änderungen im Vergleich zur ursprünglichen Planung folgende Punkte:

- Frischgutbelegung an drei Tagen (Montag, Mittwoch, Freitag) statt an sechs Tagen pro Woche,
- Frischgutbelegung auf den Rosten 1, 2 und 3 statt nur auf den Rosten 1 und 2,
- Umlagerung und Zusammenlegung der angetrockneten Ware erst nach zwei Tagen,
- Umlagerung und Zusammenlegung der angetrockneten Ware von Freitag erst nach drei Tagen (Montag, keine Bewirtschaftung am Sonntag).

Im Vergleich zur ursprünglichen Planung ergeben sich 58 statt 62 Rosttage mit Trocknung. Für zwei Trocknungswochen bzw. 16 Tage entspricht dies einer Auslastung der Trocknungs-

roste von 72,5% statt 77,5%.⁹ Da an Rost 3 keine Wärmepumpe installiert ist, müssen die Trocknungstage 1 und 2 dort mit konventioneller Luftherwärmung durchgeführt werden. Dadurch entsteht über Rost 3 eine deutlich höhere Abluftfeuchte, insbesondere zu Beginn der Trocknung. Dies wiederum hat ungünstige Auswirkungen auf die benachbarte Halle 2, in der die Abluft der Halle 1 als Zuluft für die Trocknung genutzt wird.

In **Abb. 6.2** ist die reale Bewirtschaftung in der Ernteperiode 2012 nach Schema III ausschnittsweise für die Kalenderwochen 29 und 30 dargestellt. Da in KW 29 zunächst nur relativ wenig Frischgut geerntet werden konnte, wurde die Trocknung nur auf den beiden Wärmepumpenrosten 1 und 2 begonnen (Montag und Donnerstag). Das Frischgut von Donnerstag wurde bereits nach einem Trocknungstag auf Rost 4 zusammengelegt und dort in insgesamt vier Tagen fertiggetrocknet. Am Freitag wurden die Roste 1, 2, 3 und 5 belegt, Rost 3 wurde am Sonntag abgeschaltet. Das Frischgut von Freitag wurde am Montag auf den Rosten 4 und 5 zusammengelegt. Aufgrund der hohen Frischgutfeuchte – das Eintrocknungsverhältnis lag bei 6,0 – war für diese Charge ein fünfter Trocknungstag erforderlich.

In der zweiten in **Abb. 6.2** dargestellten Trocknungswoche (KW 30) entspricht die reale Bewirtschaftung weitgehend der geänderten Planung. Allerdings war sowohl für das Frischgut von Mittwoch als auch für das Frischgut von Freitag wiederum ein fünfter Trocknungstag erforderlich. Das Eintrocknungsverhältnis dieser Chargen betrug 5,3 bzw. 5,9. Ohne Berücksichtigung der erneuten Frischgutbelegung in KW 31 (Montag) betrug die Auslastung in den beiden dargestellten Trocknungswochen 73,8%. Die reale Bewirtschaftung in den Kalenderwochen 31 und 32 ist im Anhang in **Abb. A6.2** dargestellt.

6.2 Auslastung und Eintrocknungsverhältnis

Die Auslastung von Halle 1 im Verlauf der gesamten Ernteperiode 2012 (11. Juni – 07. Oktober) ist in **Abb. 6.3** dargestellt:

- KW 24–27 (Mo 11.06. – Do 05.07.):
 1. Schnitt der 2-jährigen Pflanzen (11.06. – 15.06.)
 1. Schnitt der 4-jährigen Pflanzen (18.06. – 27.06.)
 1. Schnitt der 3-jährigen Pflanzen (29.06. – 05.07.)
- KW 29–32 (Mo 16.07. – So 12.08.):
 1. Schnitt der 3-jährigen Pflanzen (16.07. – 03.08.)
 1. Schnitt der 1-jährigen Pflanzen (06.08. – 10.08.)
- KW 34–36 (Mi 22.08. – So 09.09.):
 2. Schnitt der 2-jährigen Pflanzen (22.08. – 30.08.)
 2. Schnitt der 4-jährigen Pflanzen (31.08. – 06.09.)
- KW 39–40 (Mo 24.09. – Di 02.10.):
 2. Schnitt der 3-jährigen Pflanzen (24.09. – 02.10.)

⁹ Für vier Trocknungswochen bzw. 30 Trocknungstage in Folge ergäbe sich eine Auslastung von 77,3% (150 Rosttage gesamt, 116 Rosttage mit Trocknung, nicht dargestellt).

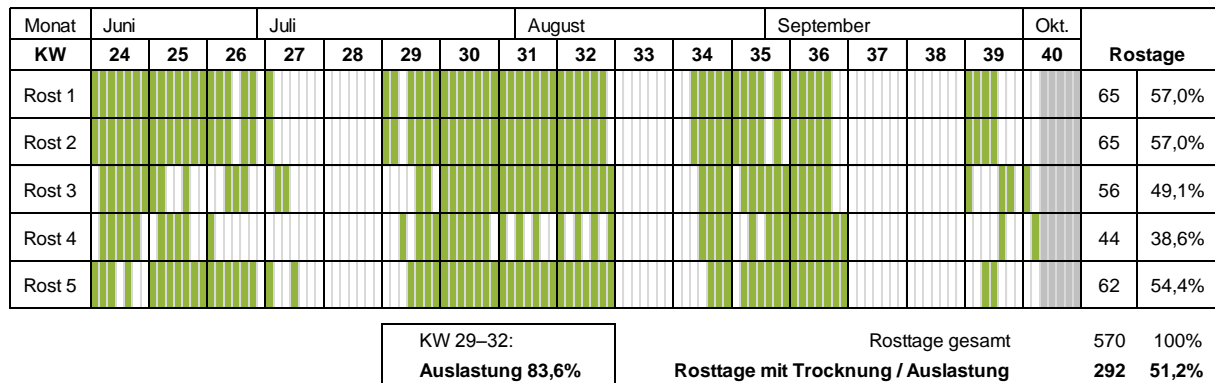


Abb. 6.3: Auslastung von Halle 1 nach Rosttagen im Verlauf der Ernteperiode 2012 (11. Juni – 07. Oktober).

Der 1. Schnitt der 3-jährigen Pflanzen im Zeitraum 06.07. – 15.07. wurde in Halle 2 getrocknet und war nicht Gegenstand der Auswertung. Gleiches gilt für den 1. Schnitt der 1-jährigen Pflanzen im Zeitraum 13.08. – 21.08.

Die einzelnen Trocknungsroste wurden an insgesamt 292 von 570 Rosttagen betrieben.¹⁰ Dies entspricht einer Auslastung der Trocknungshalle von 51,2%. In den vier detailliert ausgewerteten Trocknungswochen war die Auslastung naturgemäß deutlich besser. Im Zeitraum 16. Juli bis 12. August (KW 29–32) lag die Auslastung nach Rosttagen bei 83,6%.

Eintrocknungsverhältnis im Verlauf der Ernteperiode 2012

Im Verlauf der Ernteperiode wurden sowohl das geerntete Frischgut als auch die ausgelagerte Trockenware gewogen. Hierfür wurden die einzelnen Hänger vor Beginn der Ernteperiode mit einer geeichten Wage gewogen und die jeweiligen Leergewichte vermerkt. Vor der Belegung der Trocknungsroste wurden die beladenen Hänger einzeln gewogen und die jeweiligen Frischgutmassen mit Hilfe der jeweiligen Leergewichte ermittelt. Die Wägung der Trockengutmassen erfolgte analog vor der Reinigung.

Die einzelnen Chargen wurden teilweise mehrfach umgelagert und zusammengelegt. Um die jeweiligen Eintrocknungsverhältnisse ermitteln zu können, ist eine entsprechende Zuordnungstabelle erforderlich (**Abb. 6.4**). Im Gegensatz zu den bisherigen Abbildungen zur Bewirtschaftung sind in den Zeilen dieser Tabelle nicht die Trocknungsroste, sondern die Wochentage dargestellt. Blau hinterlegte Felder kennzeichnen die Tage, an denen Roste mit Frischgut belegt wurden (jeweils 1. Trocknungstag). Die Bezeichnungen 24A, 24B, 24C stehen für die erste, zweite, dritte Charge der 24. Kalenderwoche. Die Chargen der folgenden Kalenderwochen sind analog nummeriert. Grün hinterlegte Felder kennzeichnen jene Tage, an denen Trockenware ausgelagert wurde. Um die Zuordnung zu den jeweiligen Frischgut-Chargen darstellen zu können, wurde die Nummerierung entsprechend übernommen.

¹⁰ Montag 11. Juni – Dienstag 02. Oktober = 114 Tage.

KW	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Mo	24A	25A	26A			29A	30A	31A	32A				36A			39A	
		24A/B	25C	26B			29B	30B	31B				35B	36B/C			
Di	24B	25B										35A	36B			39B	
		24C							31C			34A/B		36D			
Mi	24C	25C	26B				30B	31B	32B		34A	35B	36C			39C	
		24D					29C	30C				34C	35C				39A-C
Do			25D			29B					34B		36D				
Fr	24D	25D	26C			29C	30C	31C	32C		34C	35C					
			26C			29A	30A	31A	32A	32B/C							
Sa		25A/B	26A									35A	36A				
So																	

24A 1. Belegung mit Frischgut in KW 24 24A Auslagerung der entsprechenden Trockenware

Abb. 6.4: Zuordnung von frischem Erntegut und ausgelagerter Trockenware im Verlauf der Ernteperiode 2012.

KW	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Mo	28,0	22,8	20,8			16,6	16,3	21,3	20,5				19,0			13,1	
		7,5	4,4	2,1			2,5	4,2	3,4				5,1	7,1			
Di	16,9	12,5										14,9	15,1			2,7	
		3,2							5,1			5,9		3,5			
Mi	20,4	22,5	12,2				22,0	18,3	21,3		15,4	21,7	14,2			15,0	
		4,5					5,0	4,3				4,5	3,1				7,0
Do			5,5			14,3					15,3		14,7				
Fr	26,6	35,5	23,5			30,1	25,3	19,8	12,1		22,9	21,3					
				4,0		3,1	3,6	4,0	3,5	9,7							
Sa		4,9	3,6									3,4	5,2				
So																	

FG	91,9	93,3	56,5			61,1	63,7	59,5	54,0		53,6	57,9	63,0			30,7	gesamt	684,9	t
TG	15,2	14,8	9,6			10,5	12,1	12,6	13,2		10,3	11,7	15,7			7,0		132,7	t
W	76,7	78,5	46,9			50,6	51,6	46,9	40,8		43,2	46,2	47,3			23,8		552,2	t
E	6,0	6,3	5,9			5,8	5,3	4,7	4,1		5,2	5,0	4,0			4,4		5,2	-

20,0 Frischgut FG (t) 4,0 Trockengut TG (t) 16,0 Wasser W (t) 5,0 Eintrocknungsverhältnis E (-)

Abb. 6.5: Eintrocknungsverhältnis im Verlauf der Ernteperiode 2012.

In **Abb. 6.5** sind die aus den gewogenen Frischgut- und Trockengutmassen errechneten Eintrocknungsverhältnisse dargestellt (untere Zeile). Die Summen der gewogenen Massen an Frischgut (vierte Zeile von unten) entsprechen den Summen in den jeweiligen Kalenderwochen. Die Summen der gewogenen Massen an Trockengut (dritte Zeile von unten) sind mit Hilfe der Zuordnungstabelle **Abb. 6.4** jeweils dem 1. Trocknungstag und damit den gleichen Kalenderwochen zugeordnet. Dies gilt auch für die Massen des den Pflanzen pro Kalenderwoche entzogenen Wassers (zweite Zeile von unten).

Im Verlauf der Ernteperiode 2012 wurden insgesamt 684,9 t Frischgut und 132,7 t Trockengut gewogen. Daraus errechnen sich eine Masse von insgesamt 552,2 t Wasser und ein durchschnittliches Eintrocknungsverhältnis von 5,2. Die Eintrocknungsverhältnisse zu Beginn der Ernteperiode (KW 24–26) lagen mit Werten von 5,9 bis 6,3 deutlich über diesem Mittelwert. Erstschnitte enthalten erfahrungsgemäß deutlich mehr Wasser als die darauf folgenden Schnitte. Tendenziell sinken die Eintrocknungsverhältnisse deshalb im Verlauf der Ernteperiode bis auf Werte um 4,0.

6.3 Beschreibung des Messwerterfassungssystems

Für das energetische Monitoring wurde ein Messwerterfassungssystem installiert, um die relevanten Daten visualisieren und auswerten werden können. Das vorhandene Mess-, Steuer- und Regelungssystem der Trocknungsanlage wurde entsprechend erweitert. Diese Erweiterung umfasste die Installation zusätzlicher Sensoren und Datenverarbeitungsmodule.

Das Regelungs- und Messwerterfassungssystem wurde von der ausführenden Firma mit so genannten DDC-Reglern (Direct Digital Control) der Fa. Kieback & Peter aufgebaut. Hierfür wurden zwei Automationsstationen DDC4200 und insgesamt neun Ein-/Ausgabe-Module installiert. Das Reglernetzwerk in Halle 1 besteht aus vier analogen Busmodulen BMA4024, drei digitalen Busmodulen BMD4032 und zwei Feldbus-Modulen FBU410.

Aus den direkt erfassten Messwerten wurden zahlreiche der in den Kapiteln 4 und 5 beschriebenen Größen abgeleitet und bereits im Reglernetzwerk in Echtzeit berechnet. Die erfassten Daten wurden über eine verschlüsselte Internet-Verbindung an einen Server am ATB übermittelt. Die Datenübermittlung zum ATB-Server erfolgte jeweils nach Überschreitung eines für jeden Datenpunkt vordefinierten Änderungsschwellenwertes. Insgesamt wurden 482 Mess- und Regelungsdatenpunkte parametrisiert und 265 Trendkurven zur weiteren Verarbeitung kontinuierlich aufgezeichnet.

Für die Erfassung der Luftzustände wurden in Halle 1 insgesamt 21 handelsübliche Kombifühler für Temperatur und relative Feuchte eingebaut. Nach der Installation wurden die Kombifühler mittels Novasina-Feuchtestandards (siehe Anhang **Abb. A6.3**) und einem Temperaturkalibrator überprüft und gegebenenfalls justiert. Außerdem wurden 16 passive Temperatursensoren (Typ Thermokon AKF10/NTC und TF25/Pt1000) eingebaut. Auch die Temperatursensoren wurden kalibriert.

Für die Ermittlung der Luftvolumenströme wurde der Wirkdruck mit insgesamt neun Differenzdrucksensoren an den Saugstutzen der Lüfter erfasst (siehe Anhang **Abb. A6.4**).

Im Kältemittelkreislauf der Wärmepumpen wurden je zwei Drucksensoren eingebaut, um die Drücke und Temperaturen des Kältemittels bei der Verdampfung und bei der Verflüssigung erfassen zu können.

Der Gasverbrauch des BHKWs wurde mit einem Turbinenradgaszähler (vgl. **Abb. A6.5** im Anhang) kontinuierlich erfasst. Der installierte Turbinenradgaszähler enthält keine Druck- und Temperatursensoren. Die Messung lieferte folglich Betriebskubikmeter Gas pro Zeiteinheit bei den jeweiligen Drücken und Temperaturen. Der untere Heizwert des

Brennstoffs (Erdgas) beträgt nach Angaben des örtlichen Energieversorgers 10 kWh/m³ im Normzustand. Für die Berechnung der Brennstoffleistung des BHKWs wurde der am Turbinenradgaszähler gemessene Gasverbrauch vom Betriebszustand auf den Normzustand umgerechnet.¹¹

Die nutzbare BHKW-Wärmeleistung wurde mit geeichten Wärmemengenzählern erfasst. Für die Erfassung der elektrischen Leistungen wurden Stromzähler mit Stromwandler und die von den Frequenzumrichtern gelieferten Leistungsausgaben genutzt. Die elektrischen Leistungsmessungen wurden mit einem Amprobe PQ55A Netzanalysegerät überprüft.

Nicht alle für das energetische Monitoring erforderlichen physikalischen Größen konnten messtechnisch erfasst oder direkt aus gemessenen Daten abgeleitet werden. Hierzu zählen z.B. der Luftmassenstrom durch den BHKW-Raum, die Luftmassenströme der Hauptlüfter sowie der Frischluftanteil FAR und die thermische Leistung des Vorwärmers im teiloffenen Betrieb der Wärmepumpen. In diesen Fällen wurden entweder technische Angaben der Hersteller zu Grunde gelegt oder Annahmen getroffen. Die getroffenen Annahmen wurden bei der energetischen Bilanzierung jeweils auf Plausibilität überprüft.

6.4 Energiebilanz der Trocknungshalle

Zunächst werden die Betriebszeiten des BHKWs, der Wärmepumpen und der Trocknungsroste im Verlauf der Ernteperiode 2012 dargestellt und ausgewertet (**Abb. 6.6**). Farbige Balken markieren den Betrieb an den jeweiligen Tagen und dienen nur der Visualisierung. Das BHKW war an 1.196 von 2.735 Stunden in Betrieb.¹² Dies entspricht einem Zeitanteil von 46,6%. Die beiden Wärmepumpen wurden nur an 29,6% bzw. 27,7% des gesamten Auswertungszeitraums betrieben. Die Zeitanteile der Roste 1 und 2 lagen bei 50,6% bzw. 50,5%.

Monat	Juni			Juli					August					September				Okt.	Betriebszeit (2735 h = 100%)		
KW	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40				
BHKW	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	1196 h	46,6%
WP 1	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	809 h	29,6%
WP 2	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	757 h	27,7%
Rost 1	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	1385 h	50,6%
Rost 2	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	1382 h	50,5%
Rost 3	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	1095 h	40,0%
Rost 4	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	1033 h	37,8%
Rost 5	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	1408 h	51,5%

Abb. 6.6: Betriebszeiten des BHKWs, der Wärmepumpen und der Trocknungsroste im Verlauf der Ernteperiode 2012.

¹¹ Betriebszustand: 15°C, 111.000 Pa; Normzustand (nach DIN 1343): 0°C, 101.325 Pa.

¹² Auswertung: Montag 11. Juni 11:37 Uhr – Mittwoch 03. Oktober 11:01 Uhr = 2.735,4 Stunden.

Diese beiden Wert liegen höher, da die beiden Wärmepumpenroste auch mit konventioneller Lufterwärmung betrieben wurden. Die Zeitanteile der konventionell beheizten Roste 3 bis 5 lagen zwischen 37,8% und 51,5%. Die nach Betriebsstunden gerechnete Auslastung der Trocknungsroste ergab mit 51,2% den gleichen Mittelwert wie die nach Rosttagen gerechnete Auslastung (vgl. **Abb. 6.3**).

In **Abb. 6.7** sind die Betriebszeiten des BHKWs, der Wärmepumpen und der Trocknungsroste für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32) dargestellt. Die farbigen Balken dienen wiederum nur der Visualisierung und sind eingetragen, wenn in den jeweiligen Tagesvierteln Betriebszeiten registriert wurden.

In diesen vier Wochen war das BHKW an 565 von 656 Stunden in Betrieb.¹³ Dies entspricht einem Zeitanteil von 86,1%. Die Zeitanteile der beiden Wärmepumpen lagen bei 48,8% bzw. 46,9%, die der Wärmepumpenroste 1 und 2 bei 78,0% bzw. 81,4%. Die Betriebszeiten der Roste 1 und 2 beinhalten wiederum die Betriebszeiten der beiden Wärmepumpen. Die Zeitanteile der konventionell beheizten Roste 3 bis 5 lagen zwischen 60,8% und 86,6%.

Monat	Juli														August														Betriebszeit (656 h = 100%)	
KW	29							30							31							32								
Tag	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So		
BHKW	[Red bars indicating operation]																												565 h	86,1%
WP 1	[Blue bars indicating operation]																												320 h	48,8%
WP 2	[Blue bars indicating operation]																												308 h	46,9%
Rost 1	[Green bars indicating operation]																												512 h	78,0%
Rost 2	[Green bars indicating operation]																												534 h	81,4%
Rost 3	[Green bars indicating operation]																												450 h	68,5%
Rost 4	[Green bars indicating operation]																												399 h	60,8%
Rost 5	[Green bars indicating operation]																												568 h	86,6%

Abb. 6.7: Betriebszeiten des BHKWs, der Wärmepumpen und der Trocknungsroste im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).

In **Abb. 6.8** sind die Energieflüsse in der untersuchten Trocknungshalle exemplarisch dargestellt. Die fett gedruckten Werte gelten für einen elektrischen BHKW-Wirkungsgrad von 36%. Aus 100 Einheiten im BHKW eingesetzter Primärenergie¹⁴ werden demnach ca. 36 Einheiten elektrische Antriebsenergie gewonnen. Mit einem COP von 5,4 erzeugt die Wärmepumpe daraus ca. 167 Einheiten Wärme für die Roste 1 und 2. Hinzu kommen ca. 55 Einheiten nutzbare BHKW-Wärme für die Roste 3, 4 und 5. In der Beispielrechnung werden folglich aus 100 Einheiten Primärenergie rund 249 Einheiten Nutzenergie gewonnen, die für die Trocknung genutzt werden kann.

¹³ Auswertung: Montag 16. Juli 16:05 Uhr – Sonntag 12. August 24:00 Uhr = 655,9 Stunden.

¹⁴ Dem verbrauchten Erdgas wurde kein Primärenergiefaktor zugewiesen. Verluste, die bei der Bereitstellung des Energieträgers entstehen (beispielsweise Förderung, Transport, Raffination, Trocknung oder Lagerung) wurden nicht berücksichtigt.

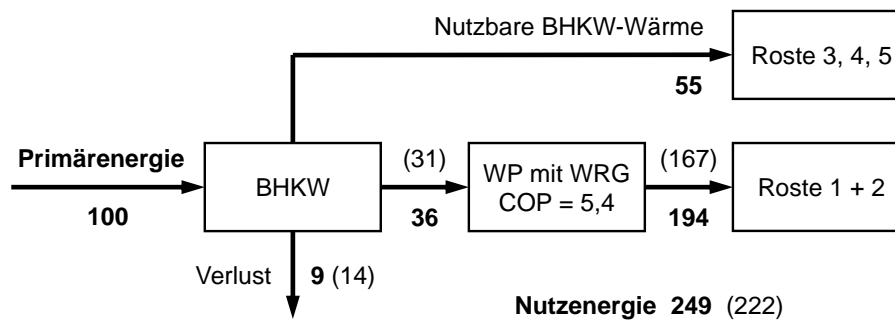


Abb. 6.8: Energieflüsse in der untersuchten Trocknungshalle (exemplarisch).

Die Beispielrechnung zeigt, dass der Nutzen der eingesetzten Primärenergie für die Trocknung theoretisch mehr als verdoppelt werden kann. Anders formuliert: Einsparungen an Primärenergie von mehr als 50% sind möglich. Allerdings ändert sich der COP der Wärmepumpe durch den veränderlichen Gütegrad der internen Wärmerückgewinnung im Verlauf der Trocknung. Die diesbezüglichen Zusammenhänge wurden bereits ausführlich erläutert (vgl. Kapitel 4 und 5). Der beispielhaft gewählte COP von 5,4 in **Abb. 6.8** gilt für eine Drying Efficiency von 50% und beinhaltet nicht nur die elektrische Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters sondern auch die des Hilfslüfters der Wärmepumpe.

Die in **Abb. 6.8** in Klammern angegebenen Werte gelten für einen elektrischen BHKW-Wirkungsgrad von 31%. Die Rechnung ergibt in diesem Fall nur noch rund 222 Einheiten Nutzenergie. Insgesamt 27 Energieeinheiten bzw. 11% nutzbare Wärme gehen verloren. Diese Zahlen zeigen, welchen großen Einfluss der elektrische BHKW-Wirkungsgrad auf die primärenergetische Effizienz der Trocknungsanlage hat.

In **Abb. 6.9** sind die Leistungsdaten des BHKWs für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32) dargestellt. Die gemessene Brennstoffleistung lag in diesen vier Wochen im Mittel bei 729 kW. Die nutzbare Wärmeleistung betrug durchschnittlich 402 kW, die elektrische Leistung durchschnittlich 227 kW, die Verlustleistung durchschnittlich 100 kW.

Zwischen den BHKW-Nennleistungen und den durchgeführten Messungen besteht eine deutliche Diskrepanz. Die gemessene Brennstoffleistung lag wesentlich höher als die vom Hersteller angegebene Nennleistung (669 kW). Hierfür gibt es mehrere mögliche Ursachen, wie z.B. technische Störungen, Anfahrphasen, Teillastbetrieb und, resultierend aus einer erhöhten Umgebungstemperatur, eine geringere Dichte der Verbrennungsluft.

Im Ergebnis errechnet sich für den Untersuchungszeitraum ein mittlerer elektrischer Wirkungsgrad von nur 31,2%.¹⁵ Der aus den Herstellerangaben erchenbare elektrische BHKW-Wirkungsgrad liegt hingegen bei 35,9%.

¹⁵ Analog zum so genannten "elektrischen Jahresnutzungsgrad" von Blockheizkraftwerken müsste hier korrekterweise von einem "durchschnittlichen elektrischen Nutzungsgrad" gesprochen werden. Nutzungsgrade beinhalten Verluste z.B. beim Anfahren oder im Teillastbetrieb und sind deshalb kleiner als der von den Herstellern angegebene elektrische Wirkungsgrad. Aus Gründen der besseren Verständlichkeit wird die Bezeichnung "elektrischer Wirkungsgrad" im Folgenden jedoch beibehalten.

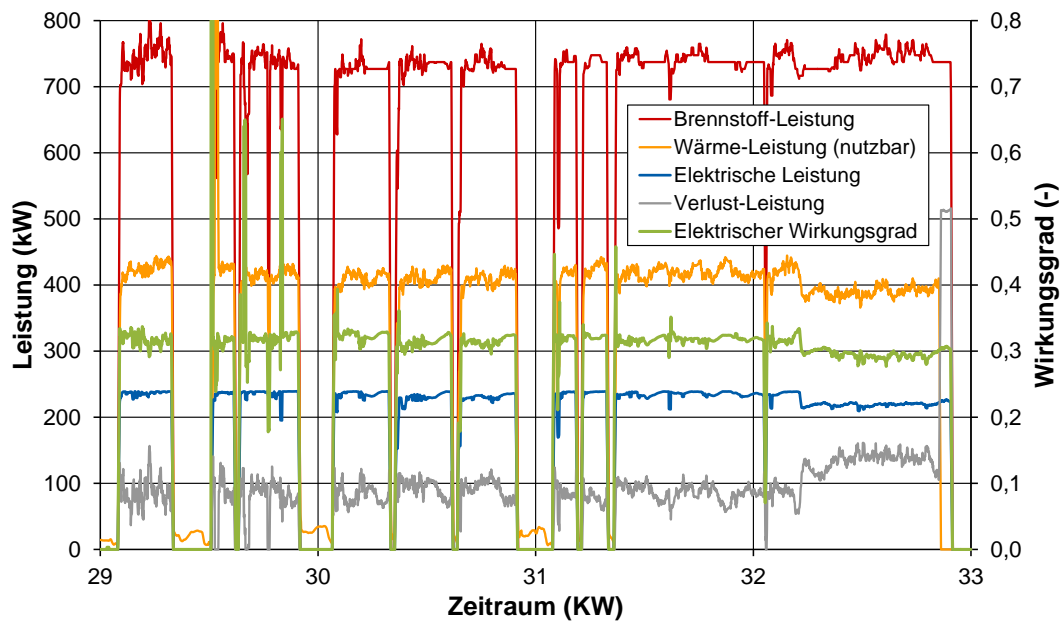


Abb. 6.9: Leistungsdaten des BHKWs für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).

Die elektrische Nennleistung des BHKWs (240 kW) übersteigt bei weitem den elektrischen Energiebedarf der beiden Wärmepumpen und der 14 Hauptlüfter von Halle 1. Der erzeugte Strom wird auch für die Ventilatoren und Hilfsantriebe der Hallen 2 und 3 genutzt. Die nutzbare BHKW-Wärme wird in die zentrale Heizungsanlage eingespeist, die die ganze Trocknungsanlage mit Wärme versorgt. Für Halle 1 wurde deshalb nur ein Teil der gesamten Brennstoffleistung und auch der nutzbaren Wärmeleistung bilanziert.

Die Energiebilanz für Halle 1 im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32) zeigt **Tabelle 6.1**. Von der insgesamt vom BHKW erzeugten Elektroenergie (122,0 MWh) wurden 48,8% (59,5 MWh) in Halle 1 verbraucht. Entsprechend wurden in der Energiebilanz für Halle 1 auch nur 48,8% des verbrauchten Brennstoffs (191,1 von 391,4 MWh) berücksichtigt. Gleiches gilt für die nutzbare BHKW-Wärme (105,3 von 215,7 MWh).

Da die konventionell beheizten Roste 3, 4 und 5 über keine eigenen Wärmemengenzähler verfügten, wurde die von der zentralen Heizungsanlage für Halle 1 bereitgestellte Wärme (334,6 MWh) aus den lufttechnischen Daten berechnet. Hiervon muss die nutzbare BHKW-Wärme (105,3 MWh) abgezogen werden. Die Nutzung der vom BHKW bereitgestellten Wärme reduzierte folglich den thermischen Energiebedarf in den konventionellen Phasen der Trocknung um 31,5%. Hinzu kommt das vom BHKW verbrauchte Erdgas (191,1 MWh). In Halle 1 wurden somit in der Summe 432,5 MWh Primärenergie verbraucht.

Tabelle 6.1: Energiebilanz für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).

Energiebilanz für Halle 1 (4 Wochen)	BHKW MWh		Halle 1 MWh	Anteil	Anmerkungen
Brennstoff (Erdgas)	391,4	100%	191,1		(a)
Elektroenergie	122,0	31,2%			
Nutzbare BHKW-Wärme	215,7	55,1%	-105,3		(b)
Verlust	53,7	13,7%			
Zentrale Heizungsanlage (Heizöl, Erdgas)			334,6		(c)
Summe Primärenergie			432,5	100%	
Ventilatoren			66,8	15,4%	(d)
Wärmepumpen			124,4	28,8%	
Konventionelle Lufterwärmung			241,4	55,8%	

(a) 48,8% der insgesamt vom BHKW erzeugten Elektroenergie wurden in Halle 1 verbraucht;

(b) entsprechend wurden 48,8% der nutzbaren BHKW-Wärme für Halle 1 bilanziert;

(c) bei konventioneller Trocknung insgesamt benötigte Wärme,

(d) nur Hauptlüfter.

Die Ergebnisse der energetischen Bilanzierung von Halle 1 für den Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32) lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die 14 Ventilatoren bzw. Hauptlüfter verbrauchten 15,4% (66,8 MWh) der insgesamt benötigten Primärenergie.
- Die beiden Wärmepumpen (einschließlich Hilfslüfter) verbrauchten 28,8% (124,4 MWh) der insgesamt benötigten Primärenergie.
- Der Anteil der für die konventionellen Trocknungsphasen erforderlichen Wärme lag bei 55,8% (241,4 MWh).

In den vergleichsweise kurzen Wärmepumpenphasen der Trocknung (vgl. **Abb. 6.7**) wurde den Pflanzen jedoch deutlich mehr Wasser entzogen als bei konventioneller Lufterwärmung. Die entsprechenden Ergebnisse werden im nächsten Abschnitt detailliert beschrieben und diskutiert.

6.5 Spezifischer Primärenergiebedarf

Tabelle 6.2 zeigt die im Verlauf der vier Wochen entzogenen Wassermengen, die Summen der verbrauchten Primärenergie und Mittelwerte des spezifischen Primärenergiebedarfs SPC pro kg Wasser. Die Wärmepumpenphasen der Trocknung (WP) und die Trocknungsphasen mit konventioneller Lufterwärmung (konv.) sind in den jeweiligen Spalten der Tabelle gesondert dargestellt. Die berechneten durchschnittlichen SPC-Werte der Ventilatoren (nur Hauptlüfter) und der Trocknung sind in den einzelnen Zeilen der Tabelle ausgewiesen. Bei Trocknung mit Wärmepumpen beinhalten die Werte den Primärenergiebedarf sowohl der Kältemittelverdichter als auch der Hilfslüfter der Wärmepumpen.

Tabelle 6.2: Durchschnittlicher spezifischer Primärenergiebedarf des kombinierten Trocknungsverfahrens im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32).

Energetisches Monitoring (4 Wochen)		WP	konv.	gesamt	Anteil	Anmerkungen
<u>Wasser</u>	t	102,5	87,4	189,9		
Anteil		54,0%	46,0%	100%		
<u>Primärenergie</u>						
Ventilatoren	MWh	16,7	50,1	66,8		(d)
Trocknung	MWh	124,4	241,4	365,7		
gesamt	MWh	141,0	291,4	432,5		
Anteil		32,6%	67,4%	100%		
<u>SPC</u>						
Ventilatoren	MJ/kg	0,59	2,06	1,27	15,4%	(d) (e)
Trocknung	MJ/kg	4,37	9,94	6,93	84,6%	(e)
SPC gesamt	MJ/kg	4,95	12,00	8,20	100%	(e)

WP = Trocknung mit Wärmepumpen, konv. = Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung,
 SPC = spezifischer Primärenergiebedarf (specific primary energy consumption),
 (d) nur Hauptlüfter, (e) MJ pro kg Wasser.

Bei Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung beinhalten die Werte nur den thermischen Energiebedarf. Die mittlere Außentemperatur im Zeitraum 16. Juli – 12. August lag bei 20,7 °C, die mittlere absolute Außenluftfeuchte bei 9,3 g/kg.

Im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32) wurden insgesamt 238,9 t Frischgut und 48,4 t Trockengut gewogen, das durchschnittliche Eintrocknungsverhältnis lag bei 4,9 (vgl. **Abb. 6.5**). Insgesamt wurde den Pflanzen eine Wassermasse von 189,9 t entzogen. Davon entfiel auf die Wärmepumpenphasen der Trocknung ein Anteil von 54,0%, auf die Trocknungsphasen mit konventioneller Lufterwärmung ein Anteil von 46,0%.

Hinsichtlich des spezifischen Primärenergiebedarfs SPC im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 (KW 29–32) lassen sich die Ergebnisse des energetischen Monitorings wie folgt zusammenfassen:

- Die durchschnittlichen SPC-Werte der Ventilatoren waren bei Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung mehr als drei Mal so groß wie bei Trocknung mit Wärmepumpen (2,06 statt 0,59 MJ/kg). Ursachen hierfür sind zum einen die längeren Betriebszeiten der konventionellen Trocknung, zum anderen aber auch die kleineren entfernten Wassermengen. Die Werte weisen darauf hin, dass weitere Einsparungen an Elektroenergie möglich sind, wenn die Luftmengen insbesondere gegen Ende der Trocknung reduziert werden.
- Die durchschnittlichen SPC-Werte der Trocknung waren mit konventioneller Lufterwärmung mehr als doppelt so groß wie mit Wärmepumpen (9,94 statt 4,37 MJ/kg). Ursache hierfür ist einerseits der bei chargenweisen Trocknungsprozessen prinzipiell

im Verlauf der Trocknung ansteigende spezifische Energiebedarf. Andererseits ist zu beachten, dass die vergleichsweise warme und trockene Abluft der konventionellen Trocknungsphasen im Normalfall vollständig in Halle 2 der Trocknungsanlage geleitet wurde und damit für Halle 1 als Verlust zu Buche schlägt.

- Der gesamte spezifische Primärenergiebedarf SPC lag im Mittel bei 8,20 MJ/kg. Hiervon entfielen 1,27 MJ/kg (15,4%) auf die Ventilatoren und 6,93 MJ/kg (84,6%) auf die Trocknung. Auf die erheblichen Verluste der Halle 1 durch die Abluft wurde bereits hingewiesen. Diese Verluste haben eine Größenordnung von ca. 25% (vgl. Abschnitt 6.6) und führen zu entsprechend höheren Werten des spezifischen Primärenergiebedarfs.

Tabelle 6.2 basiert auf Verbrauchsdaten, die jeweils vom Einschalten bis zum Ausschalten der einzelnen Ventilatoren ermittelt wurden. Die berechneten Werte beinhalten deshalb auch Betriebszeiten, in denen die einzelnen Roste zwar schon eingeschaltet (oder noch nicht abgeschaltet) waren, aber noch nicht (oder noch nicht vollständig) belegt waren. Dies gilt auch für die Wärmepumpenroste. An manchen Tagen verzögerte sich die Anlieferung des frischen Erntegutes, wobei die Rolltore der Wärmepumpenroste oft nicht geschlossen wurden. Gegen Ende der Trocknung wurden die konventionellen Trocknungsroste teilweise noch eine weitere Nacht hindurch laufen gelassen, um eine vollständige Trocknung auf jeden Fall sicher zu stellen. Diese aus energetischer Sicht suboptimalen Betriebsbedingungen gehen natürlich zu Lasten des Energiebedarfs, lassen sich in der Praxis aber nicht immer vermeiden.

Um die durch suboptimale Betriebsbedingungen entstehenden Verluste quantifizieren zu können, sind in **Tabelle 6.3** Ergebnisse für eine einzelne Trocknungscharge exemplarisch dargestellt. Dabei handelt es sich um die Auswertung von Messungen, die vom 24. bis 29. August 2012 durchgeführt wurden. Analog zu **Tabelle 6.2** werden die im Verlauf der Trocknung entzogene Wassermenge, die dabei verbrauchte Primärenergie und die Werte des spezifischen Primärenergiebedarfs SPC dargestellt. Die gesamte Trocknungszeit betrug 4 Tage 17 Stunden und 40 Minuten. Davon umfasste die Wärmepumpenphase der Trocknung 35 Stunden und 40 Minuten. In der verbleibenden Zeit wurde mit konventioneller Lufterwärmung getrocknet. Die mittlere Außentemperatur an diesen knapp fünf Trocknungstagen lag bei 20,3 °C, die mittlere absolute Außenluftfeuchte bei 9,7 g/kg. Die Außenluftbedingungen sind damit vergleichbar mit den mittleren Außenluftbedingungen im Zeitraum 16. Juli – 12. August (20,7 °C bzw. 9,3 g/kg).

Im Vergleich zum energetischen Monitoring über vier Wochen (vgl. **Tabelle 6.2**) lassen sich die Ergebnisse zur Trocknung einer einzelnen Charge wie folgt zusammenfassen:

- Die SPC-Werte der Ventilatoren waren deutlich kleiner als im Mittel der 4 Wochen. Die Hauptursache hierfür ist, dass die konventionelle Trocknung nur auf einem Rost durchgeführt wurde. Dadurch musste pro kg Trockenware wesentlich weniger Luft gefördert werden.

Tabelle 6.3: Spezifischer Primärenergiebedarf einer einzelnen Trocknungscharge (exemplarisch, 24.–29. August 2012).

Trocknung einer Charge <u>ohne</u> Teilumluft (reale Messungen)		WP	konv.	gesamt	Anteil	Anmerkungen
<u>Wasser</u>	t	13,26	5,14	18,40		
Anteil		72,1%	27,9%	100%		
<u>Primärenergie</u>						
Ventilatoren	MWh	1,63	1,90	3,53		(d)
Trocknung	MWh	14,31	13,33	27,64		
gesamt	MWh	15,94	15,23	31,17		
Anteil		51,2%	48,8%	100%		
<u>SPC</u>						
Ventilatoren	MJ/kg	0,44	1,33	0,69	11,3%	(d) (e)
Trocknung	MJ/kg	3,88	9,34	5,41	88,7%	(e)
SPC gesamt	MJ/kg	4,33	10,67	6,10	100%	(e)
<u>Vergleich</u>		Energetisches Monitoring (4 Wochen, vgl. Tabelle 6.2)				
Differenz SPC gesamt	MJ/kg	-0,63	-1,33	-2,10		(e)
		-13%	-11%	-26%		

WP = Trocknung mit Wärmepumpen, konv. = Trocknung mit konventioneller Luftherwärmung, SPC = spezifischer Primärenergiebedarf (specific primary energy consumption), (d) nur Hauptlüfter, (e) MJ pro kg Wasser.

- Der SPC-Wert der Trocknung mit Wärmepumpen lag mit 3,88 MJ/kg ebenfalls deutlich unter dem Mittelwert der 4 Wochen. Ursache hierfür waren vergleichsweise günstige Außenluftbedingungen in der Wärmepumpenphase der Trocknung (im Mittel 23,5°C und 11,9 g/kg). Dies führte zu einem etwas höheren Frischluftanteil der im teiloffenen Betrieb laufenden Wärmepumpen und damit zu einem niedrigeren spezifischen Energiebedarf. Der SPC-Wert der Trocknung mit konventioneller Luftherwärmung war hingegen nur etwas kleiner (9,34 gegenüber 9,94 MJ/kg).
- Der gesamte spezifische Primärenergiebedarf SPC war mit 6,10 MJ/kg um 26% kleiner als im Mittel der 4 Wochen (8,20 MJ/kg). Die Hauptursache liegt darin, dass in der Wärmepumpenphase der Trocknung deutlich mehr Wasser entzogen wurde (72,1%) als im Mittel der 4 Wochen (54,0%).

Der Vergleich der Trocknung einer einzelnen Charge (**Tabelle 6.3**) mit den Mittelwerten des energetischen Monitorings (**Tabelle 6.2**) zeigt, dass durch suboptimalen Betrieb erhebliche energetische Verluste entstehen können. Diese resultieren aus nicht geschlossenen Hallentoren, Leerlaufzeiten nicht belegter Roste, unzureichend belegten Rosten und aus Trocknungszeiten, die aus Sicherheitsgründen verlängert werden. Hinzu kommt in beiden Fällen der Verlust von nutzbarer Wärme durch einen niedrigen elektrischen Wirkungsgrad (bzw. durchschnittlichen elektrischen Nutzungsgrad) des BHKWs (vgl. **Abb. 6.8**).

Die absoluten Werte des spezifischen Primärenergiebedarfs in **Tabelle 6.2** und in **Tabelle 6.3** geben nicht die tatsächliche Effizienz der untersuchten Trocknungshalle wieder. Dies gilt insbesondere für die Trocknungsphasen mit konventioneller Luftherwärmung. Die vergleichsweise warme und trockene Abluft wird im Normalfall vollständig in Halle 2 der Trocknungsanlage geleitet und dort als Zuluft für die Trocknung genutzt. Abgesehen von Wärmeverlusten geht das Trocknungspotenzial der Abluft damit für die gesamte Trocknungsanlage nicht verloren, schlägt in der Energiebilanz für Halle 1 aber als Verlust zu Buche.

Das Trocknungspotenzial der Abluft in der konventionellen Trocknungsphase wird im nächsten Abschnitt exemplarisch quantifiziert.

6.6 Konventionelle Trocknung mit Teilumluft

Die Bedeutung des Konzepts konstanter Drying Efficiency wurde bereits ausführlich in Kapitel 4 erläutert. Durch seine Anwendung konnte bei der Simulation der Wärmepumpentrockner auf eine aufwändige kinetische Modellierung der Trocknungsprozesse selbst verzichtet werden. Die Drying Efficiency ermöglicht es auch, komplexe trockenungstechnische und energetische Zusammenhänge übersichtlich darzustellen (vgl. **Abb. 4.5**, **Abb. 4.6** und **Abb. 4.7**), die sich im Mollier h, Y -Diagramm in einem großen Bereich unterschiedlicher Luftzustände bewegen (vgl. **Abb. 4.3**). Natürlich lässt sich das Konzept konstanter Drying Efficiency auch für Trocknungsprozesse mit konventioneller Luftherwärmung nutzen.

In Halle 1 wäre Teilumluftbetrieb bei konventioneller Luftherwärmung zwar möglich, wurde im Untersuchungszeitraum aber nicht realisiert. Der Teilumluftbetrieb wurde deshalb am Beispiel der Trocknung einer einzelnen Charge simuliert. Um die Ergebnisse vergleichen zu können, wurden hierfür die Luftzustände zu Grunde gelegt, die bei Trocknung ohne Teilumluft gemessen wurden (24.–29. August 2012). Die Vorgehensweise zur Quantifizierung des Einsparpotenzials der konventionellen Trocknung mit Teilumluft wird im Folgenden in ihren Grundzügen beschrieben.

In **Abb. 6.10** ist der Verlauf der Drying Efficiency dargestellt, wie er über den gesamten Trocknungszeitraum berechnet wurde. Dieser Verlauf resultiert unmittelbar aus den gemessenen lufttechnischen Daten. Man erkennt, dass die Drying Efficiency in der Wärmepumpenphase der Trocknung bis auf 30% und in der anschließenden Trocknungsphase mit konventioneller Luftherwärmung bis auf Werte deutlich unterhalb 20% fällt.

Anschließend wurde zunächst der theoretische Fall betrachtet, dass die Trocknung über den gesamten Zeitraum mit konventioneller Luftherwärmung durchgeführt worden wäre. Dabei wurde angenommen, dass die gesamte Abluft ohne Zwischenerwärmung direkt als Zuluft für die Trocknung genutzt worden wäre. Aus den neuen Abluftzuständen bei konstanter Drying Efficiency wurden dann die neuen Zuluftzustände bei jeweils konstanter spezifischer Enthalpie der Trocknung berechnet. Daraus resultierte eine theoretische Wassergehaltsdifferenz zwischen der neuen Abluft und der neuen Zuluft, die zu der aus den Messungen ermittelten realen Wassergehaltsdifferenz ins Verhältnis gesetzt werden kann.

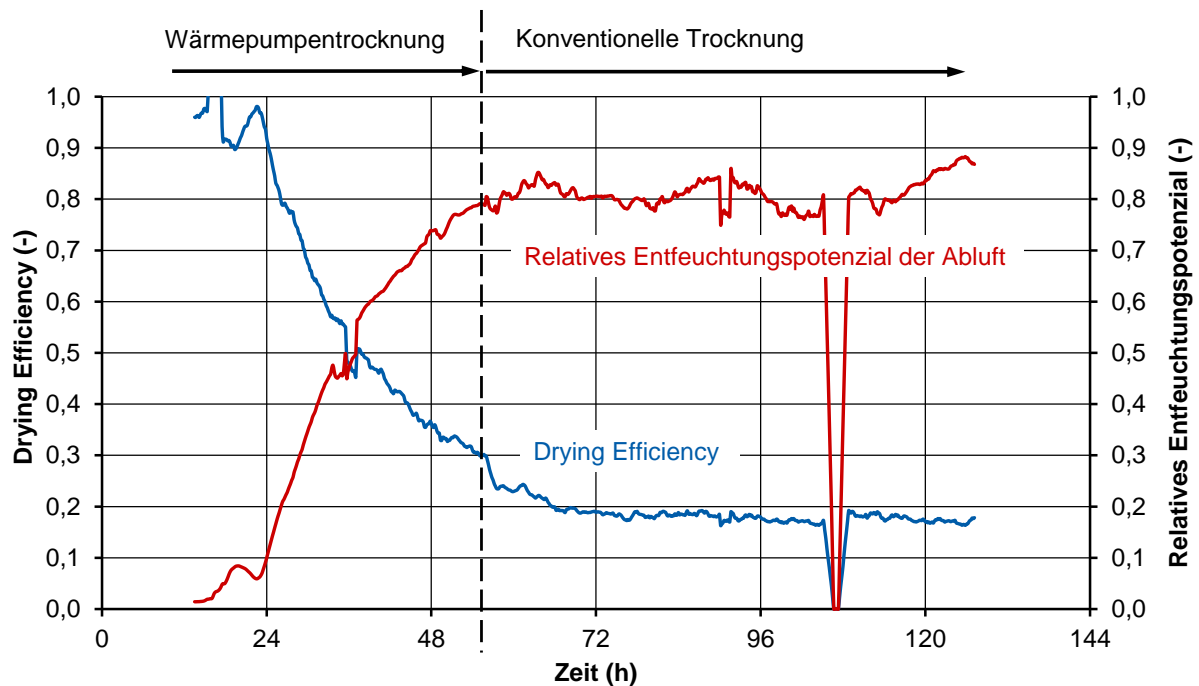


Abb. 6.10: Drying Efficiency und relatives Entfeuchtungspotenzial der Abluft im Verlauf der Trocknung einer Charge (exemplarisch, 24.–29. August 2012).

Dieses "relative Entfeuchtungspotenzial der Abluft" ist in **Abb. 6.10** ebenfalls dargestellt. Die hohen Werte um 80% in der konventionellen Trocknungsphase zeigen, in welchem Maße die theoretische Abluft noch trocknungsfähig war. Natürlich kann nicht die gesamte Abluft ohne Entfeuchtung und Erwärmung zurückgeführt werden, da dann die Entfeuchtung des Trocknungsgutes immer weiter reduziert und im Laufe der Zeit gegen Null laufen würde. Für die weiteren Untersuchungen wurde deshalb exemplarisch ein Umluftanteil von 80% vorausgesetzt. Außerdem wurde angenommen, dass die aus der Mischung mit 20% Frischluft resultierende Zuluft auf die gemessene Trocknungstemperatur von 45 °C erwärmt worden wäre.

Ergebnisse dieser theoretischen Berechnungen im Vergleich zu den aus den realen Messungen ermittelten Ergebnissen sind in **Abb. 6.11** dargestellt. Die Darstellung beschränkt sich auf die Trocknungsphase mit konventioneller Lufterwärmung.

Der aus den realen Messungen ermittelte Wasserentzug im so genannten offenen Betrieb (ohne Teilumluft) summierte sich im Verlauf der Trocknung bis auf 5,14 t Wasser (vgl. **Tabelle 6.3**). Die Simulation des hypothetischen Teilumluftbetriebs wurde so lange fortgesetzt, bis in der Summe genau der gleiche Wasserentzug erreicht war. Der Umluftanteil von 80% führte zu einer etwas feuchteren Zuluft und damit zu einer etwas kleineren Entfeuchtungsleistung. Im Ergebnis verlängerte sich die gesamte Trocknungszeit in der Simulation um 3 Stunden und 50 Minuten.

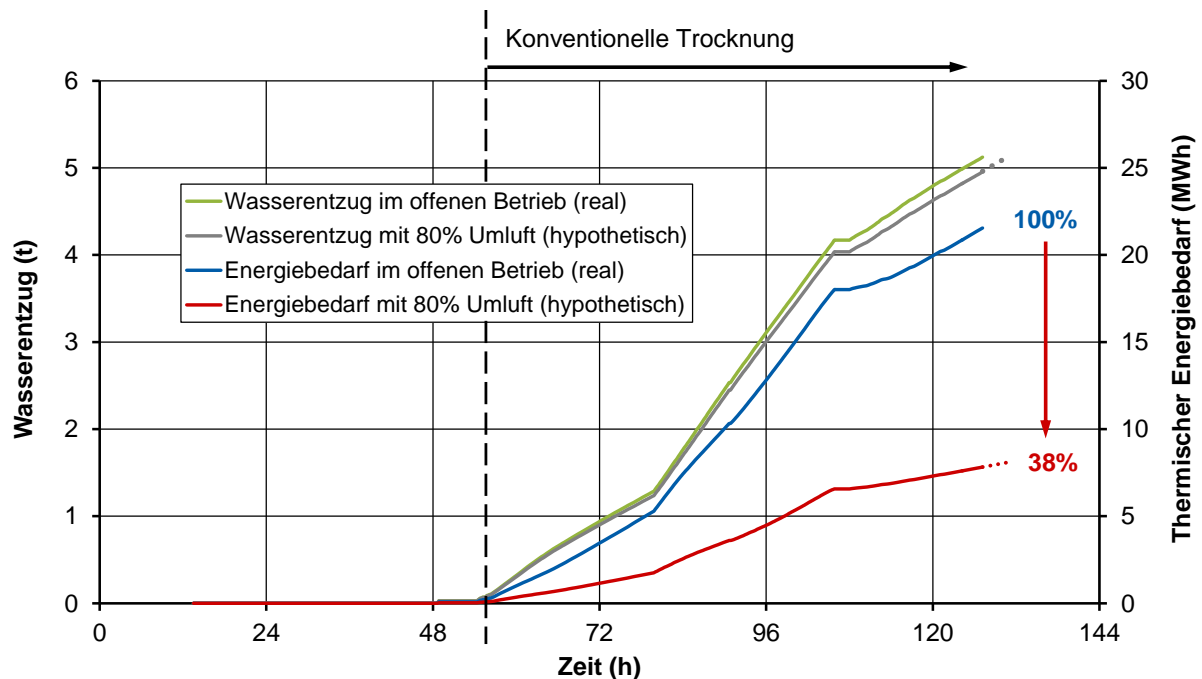


Abb. 6.11: Wasserentzug und thermischer Energiebedarf bei konventioneller Trocknung einer Charge mit und ohne Teilumluft (exemplarisch, 24.–29. August 2012).

Der gesamte thermische Energiebedarf der Trocknung ohne Teilumluft, der aus den realen Messungen ermittelt wurde, summierte sich auf 21,55 MWh. Die Summe des hypothetischen thermischen Energiebedarfs mit Teilumluft lag hingegen bei nur 7,82 MWh, wobei die theoretisch verlängerte Trocknungszeit bereits berücksichtigt wurde. Dies entspricht einer Einsparung an thermischer Energie in Höhe von 62% in der konventionellen Phase der Trocknung.

In **Tabelle 6.4** sind die hypothetischen Ergebnisse zur konventionellen Trocknung einer einzelnen Charge mit 80% Teilumluft dargestellt. Die absoluten Werte in der Wärmepumpenphase der Trocknung sind gegenüber **Tabelle 6.3** unverändert, auch die entfernten Wassermengen sind gleich groß. Beim spezifischen Primärenergiebedarf wird wiederum zwischen Ventilatoren und Trocknung unterschieden. Die Auswertung erfolgte analog zur bisherigen Vorgehensweise, d.h. das vom BHKW verbrauchte Erdgas wurde anteilig als Aufwand und die vom BHKW bereitgestellte Wärme anteilig als Nutzen gerechnet.

Im Vergleich zur realen Trocknung der einzelnen Charge ohne Teilumluft (vgl. **Tabelle 6.3**) lassen sich die exemplarischen Ergebnisse zur hypothetischen Trocknung mit Teilumluft wie folgt zusammenfassen:

- Der SPC-Wert der Ventilatoren war in der konventionellen Trocknungsphase mit Teilumluft geringfügig höher als ohne Teilumluft. Ursache hierfür ist die um ca. vier Stunden verlängerte Trocknungszeit.

Tabelle 6.4: Einsparpotenzial durch Teilumluftebetrieb in der Trocknungsphase mit konventioneller Lufteerwärmung (exemplarisch, 24.–29. August 2012).

Trocknung einer Charge mit Teilumlufte (hypothetisch)		WP	konv.	gesamt	Anteil	Anmerkungen
Wasser	t	13,26	5,14	18,40		
Anteil		72,1%	27,9%	100%		
<u>Primärenergie</u>						
Ventilatoren	MWh	1,63	2,00	3,63		(d)
Trocknung	MWh	14,31	5,03	19,34		
gesamt	MWh	15,94	7,03	22,97		
Anteil		69,4%	30,6%	100%		
<u>SPC</u>						
Ventilatoren	MJ/kg	0,44	1,40	0,71	15,8%	(d) (e)
Trocknung	MJ/kg	3,88	3,53	3,78	84,2%	(e)
SPC gesamt	MJ/kg	4,33	4,93	4,49	100%	(e)
<u>Vergleich</u>		Trocknung einer Charge ohne Teilumlufte (vgl. Tabelle 6.3)				
Differenz SPC gesamt	MJ/kg	0,00	-5,74	-1,60		(e)
Einsparpotenzial			54%	26%		

WP = Trocknung mit Wärmepumpen, konv. = Trocknung mit konventioneller Lufteerwärmung, SPC = spezifischer Primärenergiebedarf (specific primary energy consumption), (d) nur Hauptlüfter, (e) MJ pro kg Wasser.

- Der SPC-Wert der konventionellen Trocknung mit Teilumlufte (3,53 MJ/kg) erreichte nur 38% des spezifischen Primärenergiebedarfs der Trocknung ohne Teilumlufte (9,34 MJ/kg). Ursache ist Rückführung von 80% der Ablufte, die bei relativ hohen Temperaturen ein hohes Trocknungspotenzial besitzt.
- Der gesamte SPC-Wert der konventionellen Trocknung mit Teilumlufte (4,93 MJ/kg) war ebenfalls erheblich kleiner als ohne Teilumlufte (10,67 MJ/kg). Die Werte entsprechen einem Einsparpotenzial in der konventionellen Phase der Trocknung in Höhe von 54%.
- Bezieht man die Wärmepumpenphase der Trocknung mit ein, so liegt das Einsparpotenzial durch Teilumluftebetrieb bei 26%.

Die theoretischen Betrachtungen belegen das hohe Einsparpotenzial der konventionellen Trocknung mit Teilumlufte. Sie liefern außerdem eine Größenordnung für die tatsächliche Energieeffizienz von Halle 1, die wesentlich besser ist, als es die Ergebnisse des energetischen Monitorings zeigen. Der Grund dafür ist, dass das Trocknungspotenzial der Ablufte aus Halle 1 in Halle 2 genutzt wurde und deshalb in den Energiebilanzen für Halle 1 als Verlust gewertet werden musste.

6.7 Zusammenfassung

Im Frühjahr 2012 wurde auch die zweite der beiden Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Zur Reduzierung des Personalaufwands bei der Ernte und zur Verringerung der Gefahr von Feuchtenestern wurde die Bewirtschaftung der Trocknungsroste auf drei Frischgutbelegungen pro Woche geändert. Um die Auslastung der Trocknungshalle zu erhöhen, wurde auch der konventionell beheizte Rost 3 am jeweils ersten Trocknungstag mit Frischgut belegt. Die Umlagerung und Zusammenlegung der angetrockneten Ware erfolgte in der Regel nach zwei Trocknungstagen.

Im Verlauf der gesamten Ernteperiode 2012 lag sowohl die nach Rosttagen als auch die aus den Betriebsstunden berechnete Auslastung der Trocknungshalle im Mittel bei 51,2%. Durch Wägung wurde ein durchschnittliches Eintrocknungsverhältnis von 5,2 ermittelt, die Minimal- und Maximalwerte einzelner Trocknungschargen lagen bei 4,0 bzw. 6,3.

Die Leistungsdaten von Halle 1 wurden für einen Untersuchungszeitraum von vier Wochen (16. Juli – 12. August 2012) detailliert ausgewertet. In dieser Phase mit weitgehend kontinuierlichem Betrieb der Trocknungshalle lag die nach Betriebsstunden berechnete Auslastung im Mittel bei 80,7% (Mittel nach Rosttagen: 83,6%). Das durchschnittliche Eintrocknungsverhältnis betrug 4,9 (4,1 bis 5,8).

Die Energiebilanz der Trocknungshalle zeigt, dass der Nutzen der eingesetzten Primärenergie für die Trocknung theoretisch mehr als verdoppelt werden kann. Allerdings konnte der aus den Herstellerangaben errechenbare elektrische BHKW-Wirkungsgrad von 35,9% in der Praxis nicht realisiert werden. Der für den Untersuchungszeitraum ermittelte "durchschnittliche elektrische Nutzungsgrad" des BHKWs lag bei 31,2%. Dadurch ging Nutzenergie in einer Größenordnung von ca. 10% für die Trocknung verloren. Der elektrische BHKW-Wirkungsgrad hat damit einen großen Einfluss auf die primärenergetische Effizienz der gesamten Trocknungsanlage.

In den detailliert ausgewerteten vier Wochen wurden die beiden Wärmepumpen an 48,8% bzw. 46,9% der gesamten Zeit betrieben. Dabei wurde den Pflanzen 54,0% des insgesamt zu entfernenden Wassers entzogen. Die Wärmepumpen verbrauchten jedoch nur 28,8% der insgesamt benötigten Primärenergie. Der Anteil der für die konventionellen Trocknungsphasen erforderlichen Wärme lag hingegen bei 55,8%. Die Ventilatoren verbrauchten 15,4% der insgesamt benötigten Primärenergie.

Die wichtigsten Ergebnisse des energetischen Monitorings sind in **Tabelle 6.5** noch einmal zusammengefasst. Dargestellt sind die mittleren Werte des spezifischen Primärenergiebedarfs SPC für die jeweiligen Trocknungszeiträume in MJ pro kg Wasserentzug. Als Bezugsgrößen für die erzielten Einsparungen wurden Werte des spezifischen Energieverbrauchs zu Grunde gelegt, die von [Mellmann & Füll \(2007\)](#) in ihrer Studie "Ermittlung des Optimierungsbedarfes bei der Trocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen in Agrarbetrieben der neuen Bundesländer" berechnet wurden. Der für drei große Flächentrocknungsanlagen ermittelte spezifische Energieverbrauch basierte auf Angaben der jeweiligen Betriebsleiter zur Produktion und zum Energieverbrauch in den Jahren 2004 oder 2005.

Tabelle 6.5: *Einsparungen des untersuchten kombinierten Trocknungsverfahrens im Vergleich zur Flächentrocknung in den Jahren 2004/2005.*

Spezifischer Primärenergiebedarf SPC	Ventilatoren MJ/kg	Trocknung MJ/kg	gesamt MJ/kg	Anm.
Flächentrocknung 2004/2005	2,90 100%	10,43 100%	13,33 100%	(a)
Energetisches Monitoring	1,27 - 56%	6,93 - 34%	8,20 - 38%	(b)
Trocknung einer Charge <u>ohne</u> Teilumluft	0,69 - 76%	5,41 - 48%	6,10 - 54%	(c)
Trocknung einer Charge <u>mit</u> Teilumluft	0,71 - 76%	3,78 - 64%	4,49 - 66%	(d)

(a) jeweils Durchschnittswerte für drei Flächentrocknungsanlagen nach [Mellmann & Füll \(2007\)](#);

(b) 4 Wochen, 16. Juli – 12. August 2012, vgl. **Tabelle 6.2**;

(c) reale Messungen, 24.–29. August 2012, vgl. **Tabelle 6.3**;

(d) hypothetischer Fall, 24.–29. August 2012, vgl. **Tabelle 6.4**.

Der jeweilige spezifische Verbrauch an Elektroenergie wurde mit einem Primärenergiefaktor von 2,6 multipliziert, der jeweilige spezifische Heizenergieverbrauch als Primärenergie gewertet. Die erste Zeile von **Tabelle 6.5** zeigt die durchschnittlichen Werte der drei Flächentrocknungsanlagen.

In den Jahren 2004/2005 lag der gesamte spezifische Primärenergiebedarf SPC bei durchschnittlich 13,33 MJ/kg. Im energetischen Monitoring der untersuchten Trocknungsanlage (Halle 1) über vier Wochen lag der gesamte SPC hingegen im Mittel bei 8,20 MJ/kg. Dies entspricht einer Einsparung von 38%.

Durch suboptimale Betriebsbedingungen, die sich in der Praxis nicht immer vermeiden lassen, entstanden erhebliche energetische Verluste. Bei der Trocknung einer einzelnen Charge wurde ein spezifischer Primärenergiebedarf von 6,10 MJ/kg nachgewiesen. Im Vergleich zu den Jahren 2004/2005 entspricht dies einer Einsparung von 54%.

Die angegebenen SPC-Werte spiegeln nicht die tatsächliche Energieeffizienz von Halle 1 wider, da trocknungsfähige Abluft, die in Halle 2 genutzt wurde, nicht für Halle 1 bilanziert werden konnte. Die Trocknung einer einzelnen Charge mit Teilumluft bei konventioneller Lufterwärmung wurde deshalb theoretisch analysiert. Im Ergebnis der Simulation wurde ein spezifischer Primärenergiebedarf von 4,49 MJ/kg ermittelt. Dies würde im Vergleich zu den Jahren 2004/2005 sogar einer Einsparung von 66% entsprechen.

Bezogen auf den derzeitigen Ist-Zustand der Trocknungsanlage lässt sich aus den exemplarischen Simulationsergebnissen ein Einsparpotenzial durch Teilumluftbetrieb in Höhe von ca. 25% ableiten.

Der spezifische Primärenergiebedarf der Ventilatoren lag 56 – 76% niedriger als im Mittel der Jahre 2004/2005.

7 Produktspezifische Untersuchungen

Die pro Zeiteinheit und pro kg Trocknungsgut eingesetzte Luftmenge hat wesentlichen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Trocknung. Je höher die Luftmenge, desto mehr Wasserdampf kann mit der Trocknungsluft abtransportiert werden. Je höher die Luftmenge, desto höher sind jedoch auch die bei der Durchströmung der Trocknungsanlage und des Trocknungsgutes entstehenden Druckverluste. Dies hat Auswirkungen auf den Energiebedarf der Ventilatoren.

Über die strömungstechnischen Eigenschaften von Arznei- und Gewürzpflanzen wurde bislang nur wenig publiziert (Heindl & Müller, 2010). Für Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln wurden deshalb exemplarische Messungen zum Druckverlust durchgeführt. Die Auswertung der Messungen belegt die großen produktspezifischen Unterschiede und zeigt, in welcher erheblicher Größenordnung sich die Druckverluste im Verlauf der Trocknung ändern.

7.1 Durchführung der Messungen

Der für die Messungen zum Druckverlust von Kamille, Melisse und Baldrian eingesetzte Versuchstrockner wurde bereits im Schlussbericht zum BMELV/FNR-Teilvorhaben 22006107 "Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage" ausführlich beschrieben (Ziegler et al., 2011). Die Luftmenge und die Trocknungstemperatur können vorgegeben und auf weitgehend konstante Werte geregelt werden.

Der Versuchstrockner besteht aus einer Wärmepumpeneinheit und einer Trocknungsbox und ist mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. Zahlreiche Temperatur- und Feuchtesensoren ermöglichen eine detaillierte Erfassung der jeweiligen Luftzustände über den gesamten Wärmepumpenprozess während der Trocknung. Außerdem können der Stromverbrauch der Wärmepumpe aufgezeichnet und die anfallenden Kondensatmengen messtechnisch durch das Automationssystem der Wärmepumpe erfasst werden. Die Messdaten werden mit Hilfe von Datenloggern kontinuierlich über den gesamten Versuchszeitraum aufgezeichnet.

Die im Anhang dargestellte Trocknungsbox (**Abb. A7.1**) hat eine Rostfläche von 2,5 m². Damit können produktspezifische Untersuchungen unter praxisnahen Bedingungen durchgeführt werden. Bei einer inneren Höhe von 1,60 m kann das Trocknungsgut bis zu einer Schütthöhe von ca. 1,20 m aufgebracht werden. Die Seitenwände und der Deckel der Trocknungsbox bestehen aus lebensmittelechten, glasfaserverstärkten Kunststoffplatten (GFK) und Profilen aus Aluminium. Um Wärmeverluste zu minimieren, befindet sich zwischen den Kunststoffplatten eine Schicht aus Polyurethanschaum. Zur stabilen Positionierung der Seitenwände und des Deckels der Trocknungsbox dienen justierbare Schnellspanner, wobei die einzelnen Teile mit Zellkautschuk gegeneinander abgedichtet sind. Die Vorderseite der Trocknungsbox besteht aus zwei mit Scharnieren verbundenen Einzelwänden, wodurch das Trocknungsgut gleichmäßig auf den Rost aufgebracht werden kann. In die Seitenwände der Trocknungsbox sind vier Fenster aus Plexiglas integriert, um die Trocknung visuell überwachen und Veränderungen der Schütthöhe messen zu können.

Die durch die Wärmepumpe entfeuchtete und erwärmte Zuluft wird über einen Zulufttrichter, welcher mit speziellen Edelstahlleitblechen zur Strömungsvergleichmäßigung über die Breite ausgestattet ist, in die Druckkammer unter dem Trocknungsrost geleitet. Der schräg verlaufende Unterboden dient der optimalen Luftverteilung über der Länge des Trocknungsrostes. Der Deckel der Trocknungsbox ist durch eine Abluftöffnung über ein flexibles Abluftrohr mit der Wärmepumpe verbunden.

Die Wärmepumpe (nicht dargestellt) verfügt über zwei baugleiche Axialventilatoren, die über Frequenzumrichter angesteuert werden. In den Trocknungsversuchen wurde der Luftvolumenstrom auf 1.600 m³/h eingestellt. Dies entspricht einer spezifischen Luftmenge von 640 m³/h und m² Rostfläche.¹⁶ Die Zulufttemperatur wurde auf 40 °C geregelt.

Die im Verlauf der Trocknung veränderlichen Druckverluste der Trocknungsgüter wurden kontinuierlich aufgezeichnet. Der eingesetzte Differenzdruckfühler der Fa. Ahlborn (Typ FDA602S1K) hat einen Messbereich von 0 – 1.250 Pa bei einer Messgenauigkeit von ±0,5%. Die Messöffnungen wurden senkrecht zur Strömungsrichtung angebracht, wodurch nur die Änderungen des statischen Drucks erfasst wurden. Für die Auswertung wurde der zuvor am unbelegten Rost ermittelte Druckverlust von den gemessenen Werten abgezogen.

7.2 Druckverlust von Kamille, Melisse und Baldrian

Beim Bau von Trocknungsanlagen jeglicher Art muss man bestrebt sein, die Betriebskosten der Anlagen möglichst weitgehend herabzusetzen, d.h. das Belüftungs-Gebläse so zu wählen, dass die Trocknung des Gutes mit einem möglichst kleinen Kraftbedarf durchgeführt werden kann. Da die zum Trocknen oder Belüften landwirtschaftlicher Güter nötige Luftmenge nur zwischen etwa 0,06 und 0,25 m³/s je m² zu belüftender Fläche liegt¹⁷ und daher den Kraftbedarf des Gebläses nicht erheblich beeinflusst, ist der Widerstand, den die einzelnen Schüttgüter dem Luftstrom entgegensetzen, eine ausschlaggebende Größe für die Wahl des Gebläses (Matthies, 1956).

Alle landwirtschaftlichen Güter atmen während ihrer Lagerung oder während der Belüftung und nehmen nach bekannten Gesetzen (Feuchtigkeits-Gleichgewicht) dem Zustand der sie umgebenden Luft entsprechend Wasser auf oder geben Wasser an die Luft ab. Dabei können sich die Eigenschaften der Güter im Hinblick auf den Strömungswiderstand erheblich ändern. Während des Trocknens verkleinert sich nicht nur das Volumen der einzelnen Früchte, sondern es ändern sich auch ihr Raumgewicht, ihre Form und ihre Oberflächenbeschaffenheit. Landwirtschaftliche Güter sind, besonders bei hohem Wassergehalt, verhältnismäßig elastisch, so dass nur bei kleineren Schütthöhen ein linearer Zusammenhang zwischen der Schütthöhe und dem Druckabfall besteht. Schließlich umfassen die Erntegüter bezüglich ihrer Abmessungen einen sehr weiten Bereich.

¹⁶ Bei Satz- und Flächentrocknern für Arznei- und Gewürzpflanzen werden in der Praxis spezifische Luftmengen von ca. 500 – 830 m³/h und m² Rostfläche realisiert (Mellmann & Füll, 2007). Dies entspricht einer Luftgeschwindigkeit am Rostaustritt von ca. 0,14 – 0,23 m/s.

¹⁷ Dies entspricht einer spezifischen Luftmenge von 216 – 900 m³/h und m² Rostfläche.

Für eine große Anzahl unterschiedlicher Körner- und Erdfrüchte wurden die entsprechenden Zusammenhänge in einer grundlegenden Forschungsarbeit von [Matthies \(1956\)](#) umfassend beschrieben und untersucht. Die Untersuchungen wurden auch auf einige halm- und blattförmige Erntegüter ausgedehnt (Roggenstroh, blattarmes Luzerneheu, blattreiche Luzerne, gehäckselte und ungehäckselte Zuckerrübenblätter). Diese verändern ihre Form und damit ihre Schüttdichte im Verlauf der Trocknung jedoch wesentlich stärker als korn- und knollenförmige Güter. Bereits [Matthies \(1956\)](#) stellte fest, dass für eine genaue Bestimmung der Eigenschaften, die gerade halm- und blattförmige Güter im Hinblick auf den Strömungswiderstand haben, Großzahlversuche nötig wären.

Entsprechende systematische Untersuchungen waren nicht Gegenstand des Vorhabens, auch nicht für die Produkte Kamille, Melisse und Baldrian. Die Auswertung der bei Trocknungsversuchen durchgeführten Messungen zum Druckverlust zeigen jedoch grundsätzliche Zusammenhänge auf. Sie veranschaulichen insbesondere, welche Bedeutung die Regelung des Luftvolumenstroms, z.B. mit Frequenzumrichtern, für die elektrische Leistungsaufnahme von Ventilatoren hat. Die Ergebnisse der Messungen werden nachfolgend exemplarisch zunächst für Kamilleblüten beschrieben.

In **Abb. 7.1** sind die Druckverluste von Kamilleblüten im Verlauf einzelner Trocknungsversuche dargestellt. Die gemessenen Druckverluste (Δp) sind dabei jeweils auf die Anfangsschütthöhe zu Beginn der Trocknung (h_0) bezogen. Die relativen Änderungen der Druckverluste im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung (Δp_{ref}) sind in **Abb. 7.2** dargestellt. Einzelne Werte, auf die im Folgenden Bezug genommen wird, sind in **Tabelle 7.1** zusammengefasst.

Aufgrund unterschiedlicher Frischgutmassen bei den Trocknungsversuchen lag die Anfangsschütthöhe der Kamilleblüten zwischen ca. 0,37 m und 0,52 m. Durch das Schrumpfen der einzelnen Blüten verringerte sich die Schütthöhe in den ersten 20 Stunden der Trocknung auf 49 – 67% vom jeweiligen Anfangswert. Im gleichen Zeitraum verringerte sich die Schüttdichte ($241 - 280 \text{ kg/m}^3$) auf 54 – 72% vom jeweiligen Anfangswert.¹⁸

Die Maximalwerte des Druckverlustes bezogen auf die Anfangsschütthöhe ($\Delta p/h_0$) lagen zu Beginn der Trocknung zwischen 671 und 1.180 Pa/m und stiegen dann zunächst leicht an. Diese unterschiedlichen Anfangswerte des Druckverlustes zeigen die große Schwankungsbreite, die bereits innerhalb einer Gutart auftritt. Dabei sind Schüttungen aus Kamilleblüten im Vergleich zu Schüttungen z.B. aus Melisse-Ganzpflanzen oder Baldrianwurzeln noch als relativ homogen zu bezeichnen.

Der relative Druckverlust bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung ($\Delta p/\Delta p_{ref}$) fiel in den ersten 20 Stunden der Trocknung auf Werte zwischen 20% und 25% (**Abb. 7.2**). Auch danach fiel der Druckverlust weiter, allerdings nicht mehr so stark.

¹⁸ Einzelne Trocknungsversuche liefen wesentlich länger als 20 Stunden. Die Schüttdichte zu diesem Zeitpunkt wurde deshalb auf Basis der lufttechnischen Messungen mit Hilfe des bis dahin entfernten Wassers bestimmt.

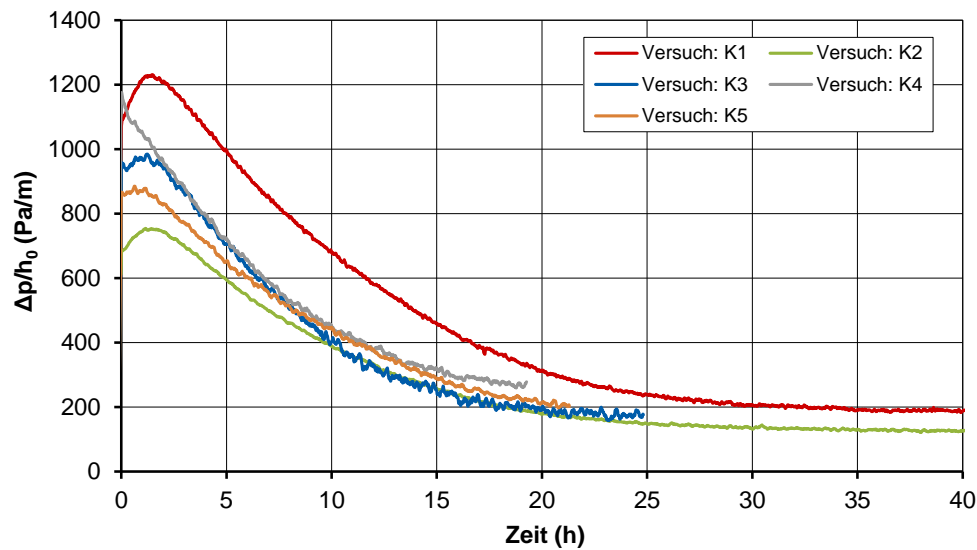


Abb. 7.1: Druckverlust von Kamilleblüten im Verlauf der Trocknung bezogen auf die jeweilige Anfangsschütthöhe (ca. 0,37 – 0,52 m, spezifische Luftmenge: 640 m³/h und m² Rostfläche).

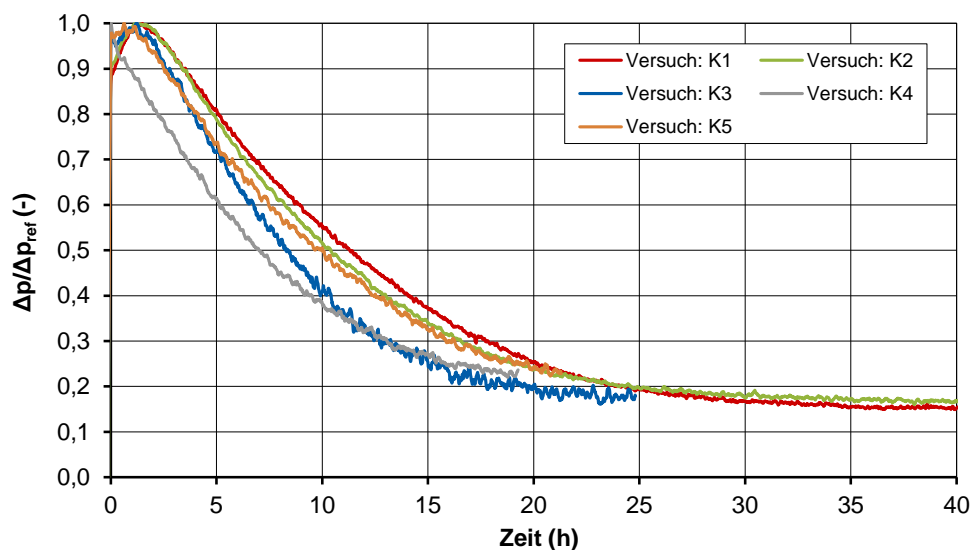


Abb. 7.2: Relativer Druckverlust von Kamilleblüten im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung.

Die Ergebnisse der Messungen zum Druckverlust von Melisse-Ganzpflanzen im Verlauf der Trocknung sind im Anhang dargestellt (**Abb. A7.2** und **Abb. A7.3**). Leider kam es zum geplanten Termin der Messungen zu einem Defekt der Versuchsanlage, weshalb nur ein Versuch dargestellt ist. Die Kurven zeigen qualitativ jedoch ähnliche Verläufe wie die Druckverluste der Kamilleblüten. Die Schütthöhe der Melisse-Ganzpflanzen verringerte sich in den ersten 20 Stunden der Trocknung von ca. 0,80 m auf 0,50 m (63%), die Schüttdichte (101 – 65 kg/m³) auf 64% vom Anfangswert. Der Maximalwert des Druckverlustes bezogen auf die Anfangsschütthöhe ($\Delta p/h_0$) lag bei 515 Pa/m. Der relative Druckverlust bezogen auf den Maximalwert der Messung ($\Delta p/\Delta p_{ref}$) fiel in 20 Stunden auf ca. 28%. Dieser Wert liegt etwas höher als bei der Trocknung der Kamilleblüten (20 – 25%).

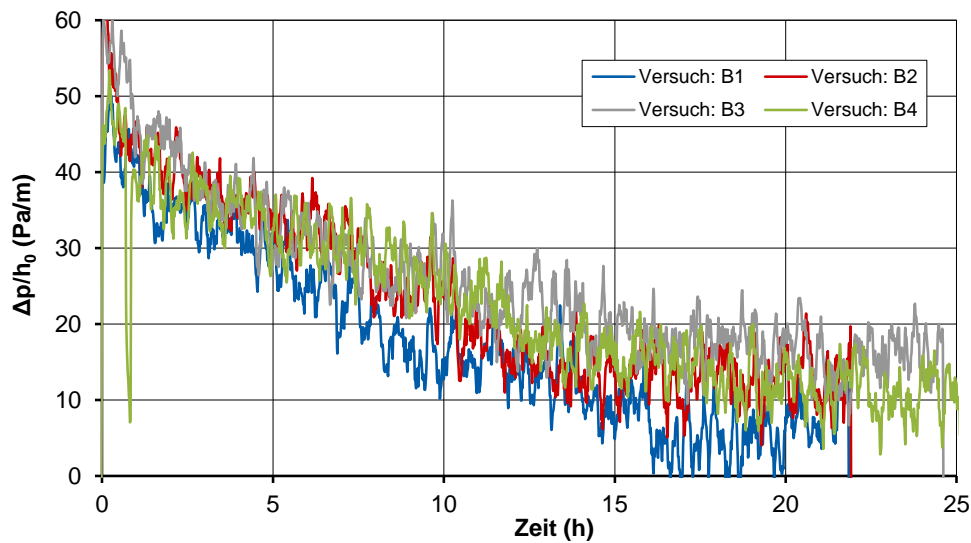


Abb. 7.3: Druckverlust von Baldrianwurzeln im Verlauf der Trocknung bezogen auf die jeweilige Anfangsschütthöhe (ca. 0,33 – 0,35 m, spezifische Luftmenge: 640 m³/h und m² Rostfläche).

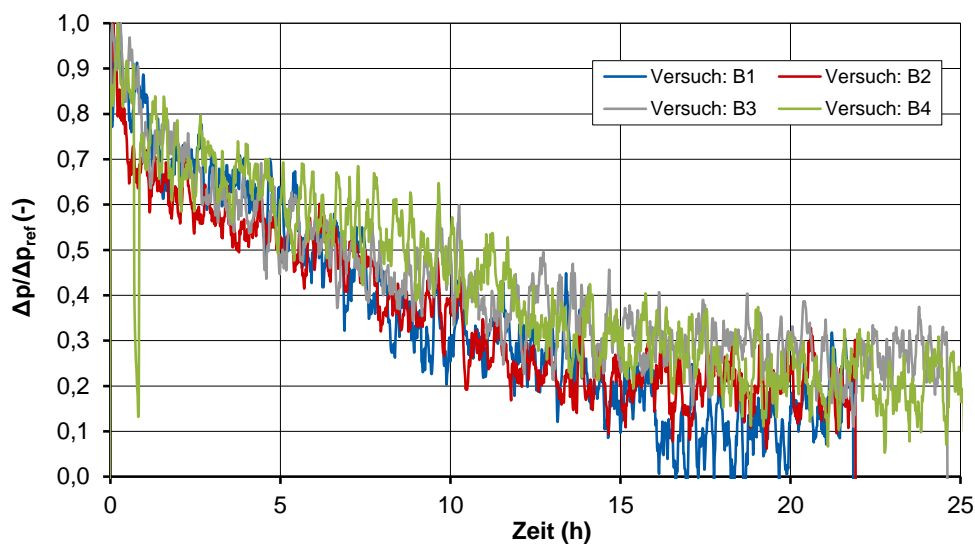


Abb. 7.4: Relativer Druckverlust von Baldrianwurzeln im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung.

In **Abb. 7.3** und **Abb. 7.4** sind die Ergebnisse der Messungen zum Druckverlust von Baldrianwurzeln dargestellt.¹⁹ Die Maximalwerte des Druckverlustes bezogen auf die Anfangsschütthöhe ($\Delta p/h_0$) waren mit 42 – 60 Pa/m deutlich kleiner als bei den Melisse-Ganzpflanzen (515 Pa/m) und bei den Kamilleblüten (671 – 1.180 Pa/m). Die Schüttdichte zu

¹⁹ Die scheinbar großen Schwankungen der Messwerte resultieren aus dem Maßstab der Darstellung. Die Absolutwerte der Schwankungen waren bei Baldrian nicht größer als bei Melisse oder Kamille. Eine Ursache dieser Schwankungen sind Luftverwirbelungen, die nicht nur die Differenzdruckmessung, sondern auch die sensortechnisch sensible Luftvolumenstromregelung der Versuchswärmepumpe beeinflussen. Ein weiterer Grund ist die Messgenauigkeit des eingesetzten Differenzdrucksensors von $\pm 0,5\%$ ($\pm 6,25$ Pa bei 1.250 Pa).

Beginn der Trocknung lag zwischen 286 und 303 kg/m³ und damit deutlich höher als bei Melisse (101 kg/m³), jedoch nur etwas höher als bei Kamille (241 – 280 kg/m³).

Ursache für den trotzdem sehr kleinen Druckverlust sind die Hohlräume zwischen den Baldrianwurzeln. Eine größere Schütthöhe käme dennoch nicht in Frage, weil dann die frisch gewaschene Ware erfahrungsgemäß zu langsam trocknen würde. Baldrian wird üblicherweise übergetrocknet, um sicher zu stellen, dass auch die vorhandenen Knollenstücke eine lagerungsfähige Feuchte erreichen.

Die Schütthöhe der Baldrianwurzeln verringerte sich in den ersten 20 Stunden der Trocknung auf 63 – 70% vom jeweiligen Anfangswert. Diese Änderungen liegen in der Größenordnung von Melisse (63%) und Kamille (49 – 67%).

Die Ergebnisse der Messungen zum Druckverlust von Kamille, Melisse und Baldrian im Verlauf der Trocknung sind in **Tabelle 7.1** zusammengefasst. Dargestellt sind der gemessene absolute Druckverlust, der berechnete Druckverlust pro m Anfangsschütthöhe, die am Versuchstrockner beobachtete Schütthöhe und die aus Wägungen berechnete Schüttdichte. Die einzelnen Spalten der Tabelle beinhalten die zu Beginn der Trocknung (t = 0) und nach 20 Stunden (t = 20 h) ermittelten Werte. Die Prozentwerte beziehen sich jeweils auf den Trocknungsbeginn der einzelnen Versuche.

Tabelle 7.1: Zusammenfassung der Ergebnisse zum Druckverlust von Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln im Verlauf der Trocknung.

Versuch	Gutart	Druckverlust			Druckverlust pro m		Schütthöhe			Schüttdichte		
		t = 0	t = 20 h		t = 0	t = 20 h	t = 0	t = 20 h		t = 0	t = 20 h	
		Pa	Pa	% *	Pa/m	Pa/m	m	m	%	kg/m ³	kg/m ³	%
K1	Kamille	512	150	25%	1.067	517	0,48	0,29	60%	259	185	72%
K2	Kamille	349	93	24%	671	274	0,52	0,34	65%	241	151	63%
K3	Kamille	351	74	20%	949	411	0,37	0,18	49%	270	188	69%
K4	Kamille	531	110	24%	1.180	367	0,45	0,30	67%	267	144	54%
K5	Kamille	429	108	24%	858	400	0,50	0,27	54%	280	189	68%
M1	Melisse	412	115	28%	515	230	0,80	0,50	63%	101	65	64%
B1	Baldrian	14,4	2,1	10%	42,4	9,1	0,34	0,23	68%	294	125	43%
B2	Baldrian	19,8	5,1	20%	60,0	22,2	0,33	0,23	70%	303	115	38%
B3	Baldrian	19,1	6,4	30%	56,2	27,8	0,34	0,23	68%	294	145	49%
B4	Baldrian	16,0	5,2	30%	45,7	23,6	0,35	0,22	63%	286	152	53%

* bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung

7.3 Zusammenfassung

Mit einem Versuchstrockner in praxisnaher Dimensionierung wurden exemplarische Messungen zum Druckverlust von Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln durchgeführt. Die Änderungen der Druckverluste wurden im zeitlichen Verlauf von Trocknungsversuchen kontinuierlich aufgezeichnet. Die spezifische Luftmenge betrug jeweils

640 m³/h und m² Rostfläche, die Zulufttemperatur wurde auf 40 °C geregelt. Die Ergebnisse der Messungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die absoluten Druckverluste der drei Gutarten unterscheiden sich erheblich. Die Maximalwerte des Druckverlustes bezogen auf die Anfangsschütthöhe ($\Delta p/h_0$) lagen zu Beginn der Trocknung zwischen 1.180 Pa/m für Kamille, 515 Pa/m für Melisse und 60 Pa/m für Baldrian.
- Innerhalb einer Gutart treten große Unterschiede des maximalen Druckverlustes auf.
- Der Druckverlust nimmt im Verlauf der Trocknung stark ab. In den ersten 20 Stunden der Trocknung verringerte sich der relative Druckverlust bezogen auf den Maximalwert der jeweiligen Messung ($\Delta p/\Delta p_{ref}$) auf 20 – 25% bei Kamille, auf 28% bei Melisse und auf 10 – 30% bei Baldrian.
- Im weiteren Verlauf der Trocknung reduzierte sich der Druckverlust vergleichsweise geringfügig. Der relative Druckverlust ($\Delta p/\Delta p_{ref}$) fiel nach 40 Stunden Trocknung auf 15 – 17% bei Kamille und auf ca. 23% bei Melisse.

Die Ergebnisse verdeutlichen die Bedeutung der Leistungsregelung von Ventilatoren, z.B. mit Frequenzumrichtern. Bei fallenden Druckverlusten verschiebt sich der Betriebspunkt von Ventilatoren ohne Leistungsregelung zu immer höheren Luftmengen. Dabei sinkt nicht nur der elektrische Wirkungsgrad der Ventilatoren. Zu hohe Luftmengen bewirken außerdem eine unzureichende Sättigung der Trocknerabluft, mit entsprechend negativen Auswirkungen auf den spezifischen Energiebedarf der Trocknung.

8 Zusammenfassende Bewertung

In der Produktion von Arznei- und Gewürzpflanzen stellt die Trocknung den mit Abstand energie- und kostenintensivsten Verfahrensschritt dar. Aufgrund der Artenvielfalt, der Nutzung unterschiedlicher Pflanzenteile, unterschiedlicher Qualitätsanforderungen und unterschiedlicher Verfahrensschritte der Vorbehandlung existiert eine Vielzahl von Trocknerbauarten in unterschiedlichen Baugrößen. Auf den Energiebedarf der Trocknungsanlagen wirkt eine Vielzahl von Einflussfaktoren, insbesondere Art, Größe, Ausrüstung, Betriebsweise und Zustand der Anlage.

Die chargenweise Flächentrocknung ist durch Trocknungsbedingungen gekennzeichnet, die sich im zeitlichen Verlauf stark verändern. Hinzu kommen saisonal und im Tag-Nacht-Rhythmus schwankende Witterungsbedingungen. Für die energetische und trockenungstechnische Optimierung sind Methoden der modellbasierten Simulation unverzichtbar. Dies gilt nicht nur für die Trocknung mit Wärmepumpen, sondern auch für die Trocknung mit konventioneller Lufterwärmung.

Modernisierung der untersuchten Trocknungshalle

Die untersuchte Trocknungshalle 1 der Agrargenossenschaft Nöbdenitz e.G. wurde nach Abschluss der Ernteperiode 2009 modernisiert. Die Modernisierung umfasste die befahrbare Rostkonstruktion in der gesamten Halle, die Installation eines BHKWs, insgesamt 14 neue Ventilatoren und zwei Wärmepumpen mit Kreuzstrom-Wärmeübertragern zur internen Wärmerückgewinnung. Die beiden Wärmepumpen sind den Rosten 1 und 2 zugeordnet. Auf den Rosten 3, 4 und 5 erfolgt die Trocknung weiterhin mit konventioneller Lufterwärmung. Die von der zentralen Heizungsanlage mit Warmwasser versorgten Wärmeübertrager wurden nicht erneuert. Die Abluft der Roste 3, 4 und 5 wird in Halle 2 als Zuluft genutzt.

Örtliche Vergleichmäßigung der Trocknung

Alle Trocknungsroste wurden strömungstechnisch analysiert. Auf Basis zwei- und dreidimensionaler CFD-Analysen wurden Leitblechpakete entworfen und in die Druckkammern hinter den Ventilatoren eingebaut. Die Installation der Leitblechpakete führte auf Anhieb zu der beabsichtigten strömungstechnischen Optimierung. Korrekturen in der geometrischen Anordnung der Leitbleche waren nicht erforderlich. Aufgrund der örtlich sehr gleichmäßigen Luftverteilung wurde an allen Rosten eine örtlich sehr gleichmäßige Trocknung festgestellt.

Modellierung des Wärmepumpentrockners

Zur thermodynamischen Analyse und primärenergetischen Bewertung wurde ein möglichst einfaches Simulationsmodell des Wärmepumpentrockners entwickelt. Das Konzept der konstanten Drying Efficiency wurde dabei erfolgreich zur Reduzierung der Modellkomplexität genutzt. Es ermöglicht die Analyse unterschiedlicher Betriebsbedingungen ohne kinetische Modellierung der Trocknungsprozesse selbst. Die Methodik kann für unterschiedliche Trocknungsgüter und Trocknungsverfahren genutzt werden. Der Vergleich von Simulationsergebnissen mit Praxismessungen ergab eine gute Übereinstimmung.

Simulation unterschiedlicher Betriebsvarianten

Mit dem neu entwickelten Simulationsmodell wurde ein breites Spektrum möglicher Betriebsbedingungen der Wärmepumpentrocknung systematisch analysiert und mit Trocknung bei konventioneller Lufterwärmung verglichen. Dabei wurden nahezu alle für Deutschland relevanten Außenluftzustände abgedeckt. Für die Wärmepumpenphase der Trocknung wurde ein neues Prinzip zur Regelung der Trocknungstemperatur entwickelt, mit dem das Trocknungspotenzial der Außenluft weitgehend genutzt werden kann. Die für die untersuchte Trocknungshalle durchgeführten Simulationsrechnungen zeigen, dass Wärmepumpentrocknung im sogenannten teiloffenen Betrieb bis zu einer Außentemperatur von ca. 33 °C primärenergetisch effizienter ist als bei konventioneller Lufterwärmung.

Anlagentechnische Vereinfachung

Unmittelbares Ergebnis der Simulationsrechnungen war die Realisierung des neuen Regelungsprinzips in der Praxis. Zunächst wurde eine der beiden Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt. Die hierfür benötigte Frischluftklappe wurde dimensioniert und eingebaut. Die Steuerung der Trocknungsanlage zur präzisen Regelung der Trocknungstemperatur wurde durch die ausführende Firma entsprechend modifiziert. Die hierfür erforderlichen Regelungsalgorithmen resultierten ebenfalls aus der modellbasierten Simulation. Mit dem neu entwickelten Regelungsprinzip kann auf externe Verflüssiger zur Regelung der Trocknungstemperatur verzichtet werden. Dies ermöglicht eine anlagentechnische Vereinfachung zukünftiger Wärmepumpentrockner.

Energieoptimierte Regelung

Der geschlossene und der neue teiloffene Betrieb der Wärmepumpentrocknung wurden in der Praxis simultan bei nahezu gleichen Trocknungsbedingungen untersucht und exemplarisch ausgewertet. Mit dem neuen Regelungsprinzip erhöhte sich die Entfeuchtungsleistung in den ersten 20 Stunden um ca. 17%. Gleichzeitig reduzierte sich der spezifische elektrische Energiebedarf um ca. 23%. Mit Gütegraden von im Mittel 39% bzw. 36% trug die interne Wärmerückgewinnung in beiden Betriebsarten erheblich zur Effizienzsteigerung bei. Die Auswertung der Messungen bestätigte gleichzeitig die Ergebnisse der Simulation.

Bewirtschaftung der Trocknungsroste

Die Bewirtschaftung der einzelnen Trocknungsroste hat große Auswirkungen auf die Auslastung und damit auf die Energieeffizienz der gesamten Trocknungsanlage. Sie wird in einzelnen Betrieben unterschiedlich gehandhabt. Dabei spielen nicht nur die jeweiligen produktspezifischen Anforderungen und die verfügbare Technik, sondern auch arbeitsorganisatorische Aspekte eine Rolle. Zur Reduzierung des Personalaufwands wurde die Bewirtschaftung der untersuchten Trocknungshalle im Verlauf des Vorhabens mehrfach geändert. 2012 erfolgte die Frischgutbelegung nur noch an drei Tagen pro Woche. Die angetrocknete Ware wurde in der Regel nach zwei Trocknungstagen auf eine kleinere Rostfläche umgelagert. Um die Auslastung der Trocknungshalle zu erhöhen, wurde auch der konventionell beheizte Rost 3 am jeweils ersten Trocknungstag mit Frischgut belegt.

Auslastung und Eintrocknungsverhältnis

In der gesamten Ernteperiode 2012 lag Auslastung der Trocknungshalle im Mittel bei ca. 51%. Die nach Rosttagen ermittelte Auslastung stimmt recht gut mit der im energetischen Monitoring aus den Betriebsstunden berechneten Auslastung überein. Durch Wägung wurde ein durchschnittliches Eintrocknungsverhältnis von 5,2 ermittelt, die Minimal- und Maximalwerte einzelner Trocknungschargen lagen bei 4,0 bzw. 6,3.

Energetisches Monitoring

Nachdem im Frühjahr 2012 beide Wärmepumpen vom geschlossenen auf den teiloffenen Betrieb umgestellt waren, wurde im Verlauf der Ernteperiode 2012 ein energetisches Monitoring durchgeführt. Eine Phase von vier Wochen mit weitgehend kontinuierlichem Betrieb der Trocknungshalle wurde detailliert ausgewertet. Im Zeitraum 16. Juli – 12. August 2012 lag die Auslastung der Trocknungshalle im Mittel bei ca. 81%.

Der aus den Herstellerangaben errechenbare elektrische BHKW-Wirkungsgrad von 35,9% konnte in der Praxis nicht realisiert werden. Der im Untersuchungszeitraum ermittelte "durchschnittliche elektrische Nutzungsgrad" des BHKWs lag bei 31,2%. Dadurch ging Nutzenergie in einer Größenordnung von ca. 10% für die Trocknung verloren. Durch Nutzung von BHKW-Wärme reduzierte sich der thermische Energiebedarf in den konventionellen Phasen der Trocknung um 31,5%.

In den Wärmepumpenphasen der Trocknung wurde den Pflanzen ca. 54% des insgesamt zu entfernenden Wassers entzogen. Die Wärmepumpen verbrauchten jedoch nur ca. 29% der insgesamt benötigten Primärenergie. Der Anteil der für die konventionellen Trocknungsphasen erforderlichen Wärme lag hingegen bei ca. 56%. Die Ventilatoren verbrauchten ca. 15% der insgesamt benötigten Primärenergie.

Reduzierung des spezifischen Primärenergiebedarfs

Der spezifische Primärenergiebedarf von drei großen Flächentrocknungsanlagen lag in den Jahren 2004/2005 bei durchschnittlich 13,33 MJ pro kg Wasserentzug. Im energetischen Monitoring der untersuchten Trocknungshalle über vier Wochen wurde hingegen ein durchschnittlicher spezifischer Primärenergiebedarf von 8,20 MJ/kg ermittelt. Dies entspricht einer Einsparung von ca. 38%. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die warme und trockene Abluft der konventionellen Trocknungsphasen im Normalfall vollständig in Halle 2 der Trocknungsanlage geleitet wurde und damit in der Energiebilanz der untersuchten Halle 1 als Verlust zu Buche schlug.

Effizienzverluste durch suboptimalen Betrieb

Suboptimale Betriebsbedingungen lassen sich in der Praxis nicht immer vermeiden. Verluste an Nutzenergie durch suboptimalen BHKW-Betrieb in einer Größenordnung von ca. 10% wurden bereits genannt. Weitere Effizienzverluste resultierten aus nicht geschlossenen Hallentoren, Leerlaufzeiten nicht belegter Roste, unzureichend belegten Rosten und aus Trocknungszeiten, die verlängert wurden, um das Verbleiben von Feuchtenestern mit

Sicherheit ausschließen zu können. Zur Quantifizierung dieser Effizienzverluste wurde eine einzelne Trocknungscharge beispielhaft ausgewertet. Der spezifische Primärenergiebedarf war mit 6,10 MJ/kg deutlich kleiner als im Mittel der 4 Wochen (8,20 MJ/kg).

Effizienzsteigerung durch Teilumlufbetrieb bei konventioneller Lufterwärmung

Die Abluft der konventionellen Trocknungsphase besitzt ein erhebliches Trocknungspotenzial und könnte in der untersuchten Trocknungshalle teilweise zurückgeführt werden. Dadurch könnte die vergleichsweise warme und trockene Abluft auch dann in Halle 1 genutzt werden, wenn Halle 2 nicht in Betrieb ist. Um die mögliche Effizienzsteigerung zu quantifizieren, wurden für die bereits ausgewertete einzelne Trocknungscharge exemplarische Simulationsrechnungen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass der spezifische Primärenergiebedarf in der konventionellen Trocknungsphase durch Teilumlufbetrieb mehr als halbiert werden kann. Bezieht man die Wärmepumpenphase der Trocknung mit ein, so liegt das Einsparpotenzial durch Teilumlufbetrieb bei ca. 25%.

Produktspezifische Untersuchungen

Zum Druckverlust von Kamilleblüten, Melisse-Ganzpflanzen und Baldrianwurzeln wurden exemplarische Messungen durchgeführt. Die absoluten Druckverluste der drei Gutarten unterscheiden sich erheblich, und auch innerhalb einer Gutart treten große Unterschiede auf. Der Druckverlust nimmt im Verlauf der Trocknung stark ab. Die Ergebnisse verdeutlichen die Bedeutung der Leistungsregelung von Ventilatoren, z.B. mit Frequenzumrichtern.

Etablierung von Wärmepumpen bei Neuanlagen für die Flächentrocknung

Im energetischen Monitoring der untersuchten Trocknungshalle wurde eine Reduzierung des durchschnittlichen spezifischen Primärenergiebedarfs um 38% nachgewiesen. Eine einfache Energiebilanz zeigt jedoch, dass theoretisch Primärenergieeinsparungen von mehr als 50% möglich sind. Dieses Ziel ist bereits durch Realisierung des Teilumlufbetriebs in den Trocknungsphasen mit konventioneller Lufterwärmung zu erreichen. Dabei sind jedoch die stark veränderlichen Außenluft- und Abluftzustände zu berücksichtigen.

Basierend auf Simulationsergebnissen wurde die Energieeffizienz in den Wärmepumpenphasen der Trocknung wesentlich verbessert. Mit dem neuen Regelungsprinzip wird die elektrische Leistung des Kältemittelverdichters als Wärme für die Trocknung genutzt. Bei gleicher Entfeuchtungsleistung können Verdichter deshalb in Zukunft kleiner dimensioniert werden. Das Regelungsprinzip ermöglicht darüber hinaus eine anlagentechnische Vereinfachung. Da keine externen Verflüssiger mehr erforderlich sind, reduzieren sich die Investitionskosten zukünftiger Wärmepumpentrockner.

Wärmepumpenunterstützte Trocknungsverfahren beinhalten erhebliche primärenergetische Potenziale. Ihre Erschließung erfordert die Entwicklung energieoptimierter Regelsysteme. Auch hierfür bilden Methoden der modellbasierten Verfahrensoptimierung eine unverzichtbare Grundlage. Forschungsbedarf besteht auch hinsichtlich der praxiswirksamen Übertragung der Ergebnisse auf unterschiedliche Trocknertypen und Baugrößen sowie bei der Einbindung unterschiedlicher Wärmequellen.

9 Verwertung der Ergebnisse

Die geplante Verwertung der Ergebnisse wird im Erfolgskontrollbericht dargelegt (Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen, wirtschaftliche, wissenschaftliche und technische Erfolgsaussichten nach Projektende, wissenschaftliche und wirtschaftliche Anschlussfähigkeit).

Übertragung der Ergebnisse für eine branchenweite Nutzung

Landwirtschaftsbetriebe agieren weiterhin vorsichtig bei Investitionen in neue Trocknungsanlagen, da sie bestrebt sind, Investitionsgüter maximal zu nutzen. Insbesondere für Einsteiger gibt es diesbezüglich eine Vielzahl von zu berücksichtigenden Aspekten. In jedem Fall müssen betriebsspezifische Lösungen erarbeitet werden, die den vorhandenen Ressourcen Rechnung tragen. Dabei muss insbesondere das Verhältnis der Investitionskosten zu den Betriebs- und Wartungskosten betrachtet werden.

Angesichts der Vielzahl der bei der Planung einer Trocknungsanlage zu beachtenden Randbedingungen (z.B. Ernte- und Trocknungszeiten unterschiedlicher Kulturen, möglichst lückenlose Auslastung der Anlage, verfügbare Energiequellen) können quantitative Aussagen z.B. über Amortisationszeiten der Investitionen nur betriebsspezifisch getroffen werden. Dies gilt insbesondere auch für Kapitalrückflussquoten bei wärmepumpenunterstützten Trocknungsverfahren.

Betriebsangepasste Lösungen zur Steigerung der Energieeffizienz sind unabdingbare Voraussetzung für eine wirtschaftliche Produktion. Die Reduzierung des hohen Energieverbrauchs der Trocknung stellt deshalb weiterhin eine große Herausforderung für Forschung und Entwicklung dar.

Erweiterung der Anbaufläche für Arznei- und Gewürzpflanzen

Die Ausdehnung der Anbaufläche erfolgt über bereits Arzneipflanzen anbauende Betriebe und über Neueinsteiger in den Arzneipflanzenanbau. In beiden Fällen nimmt die Trocknung eine Schlüsselstellung ein, da sie mit hohen Investitionskosten verbunden ist und im Produktionsprozess hohe Energiekosten verursacht. Ziel muss es daher sein, die Trocknung kostengünstiger zu gestalten – sowohl hinsichtlich der Verringerung des Investitionsbedarfs als auch hinsichtlich der Steigerung der Energieeffizienz. In einem FNR-Fachgespräch "Trocknung von Arzneipflanzen – betriebsangepasste technische Lösungen und Möglichkeiten der Kostenreduzierung" am 26.06.2012 in Gülzow wurden Maßnahmen diskutiert, wie dieses Ziel zu erreichen ist.²⁰

Leitfaden für die Trocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen

Im Ergebnis der Diskussion wurde angeregt, einen "Leitfaden für die Trocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen" zu erstellen, der sowohl die trocknungstechnischen als auch die

²⁰ Stelter, Wenke (11.07.2012). Ergebnisvermerk zum FNR-Fachgespräch "Trocknung von Arzneipflanzen – betriebsangepasste technische Lösungen und Möglichkeiten der Kostenreduzierung", Gülzow, 26.06.2012.

arbeitsorganisatorischen und betriebswirtschaftlichen Aspekte behandelt. Die Gliederung eines entsprechenden Leitfadens wurde am ATB detailliert ausgearbeitet und am 7. Februar 2013 als Projektskizze bei der FNR eingereicht.

Thema und Gesamtziel des Vorhabens ist es, interessierten Betrieben, Personen und Einrichtungen in möglichst kompakter Form Informationen zu vermitteln, die für die Errichtung und für den Betrieb von Trocknungsanlagen von Bedeutung sind. Im Zentrum des Leitfadens stehen Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz, die sowohl nach primär-energetischen als auch nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu bewerten sind.

Die Projektierung von konkreten Trocknungsanlagen ist ausdrücklich nicht Gegenstand des Vorhabens. Den Nutzern des Leitfadens soll es vielmehr ermöglicht werden, unterschiedliche Trocknungsverfahren und Trocknerbauarten, Fragen des Energiebedarfs und der Energieversorgung sowie Möglichkeiten der Betriebsoptimierung mit kritischem Sachverstand beurteilen zu können. Produkt-, trockner- und anlagenspezifische Zusammenhänge sollen deshalb anhand von beispielhaften Anlagenkonfigurationen beschrieben und erläutert werden.

Der Leitfaden soll den Stand der Technik aufzeigen, Vor- und Nachteile unterschiedlicher Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz bewerten und insbesondere Entscheidungshilfen durch Abschätzung von Investitions- und Betriebskosten bieten. Entsprechende Entscheidungshilfen sind eine wichtige Voraussetzung für eine Erweiterung der deutschen Anbaufläche für Arznei- und Gewürzpflanzen.

Energieoptimierte Regelung der Trocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen

Bei Integration von Wärmepumpen, zusätzlich zur Verfügung stehender Abwärme oder Solarwärme bestehen erhebliche Potenziale zur Steigerung der Energieeffizienz. Deren breitenwirksame Erschließung ist jedoch nur auf der Basis anlagen- und betriebsspezifisch optimierter Regelungskonzepte möglich, um den insbesondere auch zeitlich variierenden Bedarf an thermischer und elektrischer Energie zu minimieren. Bisher fehlen jedoch kommerziell erhältliche Regelungssysteme, die den besonderen Erfordernissen chargenweiser Trocknungsprozesse Rechnung tragen. Dies stellt ein erhebliches Hemmnis vor allem für Neueinsteiger dar.

Auch zu dieser Thematik wurde am ATB eine Projektskizze erarbeitet und am 13. September 2012 als Projektskizze bei der FNR eingereicht. Thema und Gesamtziel dieses Vorhabens ist die Entwicklung, Erprobung und Kommerzialisierung von energieoptimierten Regelungssystemen als Grundvoraussetzung für den effektiven Betrieb neuer und auch bereits bestehender Trocknungsanlagen. Hierfür sollen grundlagenorientierte und anwendungsbezogene Ergebnisse systematisch erweitert und in einem umfassenden Simulationsmodell zur vergleichenden Bewertung effizienter Anlagen-, Betriebs- und Regelungsvarianten zusammengeführt werden.

Ein neues Kombinationsverfahren zur gleichzeitigen Nutzung von Wärmepumpen, konventioneller Luftherwärmung und Abwärme in einer Anlage soll im halbtechnischen Maßstab

analysiert werden. Die hierfür erforderliche Modifizierung des bereits vorhandenen Versuchstrockners umfasst insbesondere auch Entwicklung, Programmierung und Test eines Prototyps variabel erweiterbarer Regelungssysteme. Zur Demonstration der Ergebnisse soll in beispielhaften Trocknungsanlagen eine betriebsspezifische Optimierung durchgeführt werden.

Zahlreiche Betreiber von Trocknungsanlagen haben bereits ihr Interesse an entsprechenden Regelungssystemen bekundet. Es wird erwartet, dass sich die vergleichsweise geringen Investitionskosten durch eingesparte Energiekosten für Trocknungsanlagen unterschiedlicher Konfiguration und Baugröße in kurzer Zeit amortisieren.

10 Erkenntnisse von Dritten

Während der Laufzeit des Vorhabens wurden zahlreiche Artikel zur wärmepumpen-unterstützten Trocknung publiziert, die nicht im Literaturverzeichnis enthalten sind. Eine Auswahl ist nachfolgend aufgeführt.

- Daghigh R, Ruslan MH, Sulaiman MY, Sopian K (2010). Review of solar assisted heat pump drying systems for agricultural and marine products. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 14 (9), 2564-2579.
- Erbay Z, Hepbasli A (2013). Advanced exergy analysis of a heat pump drying system used in food drying. *Drying Technology* 31 (7), 802-810.
- Fadhel MI, Sopian K, Daud WRW, Alghoul MA (2011). Review on advanced of solar assisted chemical heat pump dryer for agriculture produce. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 15 (2), 1152-1168.
- Goh LJ, Othman MY, Mat S, Ruslan H, Sopian K (2011). Review of heat pump systems for drying application. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 16 (9), 4788-4796.
- Gungor A, Erbay Z, Hepbasli A (2012). Exergoeconomic (thermoeconomic) analysis and performance assessment of a gas engine-driven heat pump drying system based on experimental data. *Drying Technology* 30 (1), 52-62.
- Harchegani MT, Sadeghi M, Emami MD, Moheb A (2012). Investigating energy consumption and quality of rough rice drying process using a grain heat pump dryer. *Australian Journal of Crop Science* 6 (4), 592-597.
- Juan W, Chong Z, Zhentao Z, Luwei Y (2013). Performance analysis of heat-pump dryer to dry mushroom. *Advance Journal of Food Science & Technology* 5 (2), 164-168.
- Mancini F, Minetto S, Fornasieri E (2011). Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer. *International Journal of Refrigeration* 34 (4), 851-858.
- Minea V (2012). Efficient energy recovery with wood drying heat pumps. *Drying Technology* 30 (14) 1630-1643.
- Minea V (2013). Drying heat pumps – Part I: System integration. *International Journal of Refrigeration* 36 (3), 643-658. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.11.025
- Minea V (2013). Drying heat pumps – Part II: Agro-food, biological and wood products. *International Journal of Refrigeration* 36 (3), 659-673.
- Mujumdar AS, Law CL (2010). *Drying Technology: Trends and Applications in Postharvest Processing*. *Food and Bioprocess Technology* 3 (6), 843-852.
- Ong SP, Law CL, Hii CL (2012). Optimization of heat pump-assisted intermittent drying. *Drying Technology* 30 (15), 1676-1687.
- Patel KK, Kar A (2012). Heat pump assisted drying of agricultural produce – an overview. *Journal of Food Science and Technology* 49 (2), 142-160.
- Phoungchandang S, Kongpim, P (2012). Modeling using a new thin-layer drying model and drying characteristics of sweet basil (*Ocimum Basilicum* Linn.) using tray and heat pump-assisted dehumidified drying. *Journal of Food Process Engineering* 35 (6), 851-862.
- Wang WC, Calay RK, Chen YK (2011). Experimental study of an energy efficient hybrid system for surface drying. *Applied Thermal Engineering* 31 (4), 425-431.
- Xiang F, Wang L, Yue XF (2011). Exergy analysis and experimental study of a vehicle-mounted heat pump-assisted fluidization drying system driven by a diesel generator. *Drying Technology* 29 (11), 1313-1324.

11 Veröffentlichungen

Die bisherigen Veröffentlichungen der Arbeitsgruppe Trocknung des ATB zum Teilvorhaben "Effizienzsteigerung der Flächentrocknung" sind nachfolgend aufgeführt (Zeitraum Oktober 2010 bis Juni 2013).

Beiträge in Zeitschriften

- Ziegler T, Mellmann J (2011). Arznei- und Gewürzpflanzen – eine trockene Angelegenheit? Schonende und energieeffiziente Trocknungsverfahren für empfindliche Pflanzen. Forschungsreport 1/2011, 38-41.
- Ziegler T, Teodorov T, Mellmann J (2011). Flächentrocknung von Arzneipflanzen mit Luftentfeuchtung / Fixed bed drying of medicinal plants using dehumidification of air. Landtechnik 66 (3), 167-169.
- Ziegler T, Jubaer H, Mellmann J (2013). Simulation of a heat pump dryer for medicinal plants. Chemie Ingenieur Technik 85 (3), 353-363. DOI: 10.1002/cite.201200123

Vorträge und Veröffentlichung der Ergebnisse auf Tagungen

- Ziegler T, Teodorov T, Mellmann J (2010). Efficient drying of medicinal plants by combining heat pumps with conventional air heating. 17th International Drying Symposium (IDS 2010), 3-6 October 2010, Magdeburg, Germany, Proceedings vol. B, 755-762.
- Ziegler T, Böhner M (2010). Optimierung von Trocknungsverfahren – Aktueller Stand und Perspektiven. BMELV-Tagung "Arzneipflanzenanbau in Deutschland – mit koordinierter Forschung zum Erfolg", Neustadt an der Weinstraße, 25.-26. Oktober 2010.
- Ziegler T, Teodorov T, Mellmann J (2010). Energieeffiziente Flächentrocknung mit Luftentfeuchtung. 68. Int. Tagung Landtechnik, Braunschweig, 27.-28. Oktober 2010. Tagungsband, 325-330.
- Ziegler T, Schütz M, Mellmann J (2011). Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Teilumluftbetrieb bei der Flächentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen. 21. Bernburger Winterseminar für Arznei- und Gewürzpflanzen, Bernburg-Strenzfeld, 22.-23. Februar 2011. Tagungsband, 31-32.
- Mellmann J, Ziegler T (2011). Two examples how to increase energy efficiency in agricultural drying. II. International Conference on Agricultural Engineering "Synergy in the Technical Development of Agriculture and Food Industry", Gödöllő, Hungary, 9-15 October 2011.
- Ziegler T, Mellmann J (2012). Trocknung von Heil- und Gewürzpflanzen – Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis. Fachseminar des Ökoplant e.V. zur Trocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen, Altenkirchen/Westerwald, 27. Januar 2012.
- Ziegler T, Jubaer H, Mellmann J (2012). Wärmepumpentrocknung von Arzneipflanzen in der Praxis – Effizienzsteigerung durch optimierte Regelung. 22. Bernburger Winterseminar für Arznei- und Gewürzpflanzen, Bernburg-Strenzfeld, 21.-22. Februar 2012. Tagungsband, 23-24.
- Ziegler T, Jubaer H, Mellmann J (2012). Simulation und energetische Optimierung eines Wärmepumpentrockners für Arzneipflanzen im teiloffenen Betrieb. Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppen Lebensmittelverfahrenstechnik, Rheologie und Trocknungstechnik, Universität Hohenheim, Stuttgart, 19.-21. März 2012.
- Ziegler T, Teodorov T, Mellmann J (2012). Energy-efficient drying of medicinal plants with air recirculation.ACHEMA-Kongress, Frankfurt (Main), 18.-22. Juni 2012.
- Teodorov T, Scaar H, Ziegler T, Mellmann J (2012). Homogenization of air flow in a fixed bed dryer for medicinal plants based on Computational Fluid Dynamics (CFD). Conference of Agricultural Engineering (CIGR-Ageng 2012), Valencia, Spain, 8-12 July 2012.

- Ziegler T, Mellmann J, Jubaer H, Weigler F (2012). Developments towards energy efficiency in agricultural drying. International Conference of Agricultural Engineering (CIGR-Ageng 2012), Valencia, Spain, 8-12 July 2012.
- Ziegler T, Jubaer H, Mellmann J (2012). Performance analysis of a heat pump dryer operated in partially open mode. 18th International Drying Symposium (IDS 2012), 11-15 November 2012, Xiamen, China. CD-ROM Proceedings.
- Ziegler T, Jubaer H, Mellmann J (2013). Energieoptimierte Regelung von Trocknungsanlagen – Grundvoraussetzung für den wirtschaftlichen Betrieb. 23. Bernburger Winterseminar für Arznei- und Gewürzpflanzen, Bernburg-Strenzfeld, 19.-20. Februar 2013. Tagungsband, 32-34.
- Jubaer H, Ziegler T, Mellmann J (2013). Saving primary energy in batch-type drying of medicinal plants. Sixth Nordic Drying Conference (NDC 2013), Copenhagen, Denmark, 5-7 June 2013. USB Proceedings, ISBN 978-82-92739-06-8.

Literaturverzeichnis

- Baehr HD, Stephan K (2006). Heat and mass transfer, Springer Verlag, Berlin Heidelberg.
- BMELV (2009). Aktionsplan der Bundesregierung zur stofflichen Nutzung nachwachsender Rohstoffe. <http://mediathek.fnr.de/broschuren/nachwachsende-rohstoffe/nr-allgemein/aktionsplan-der-bundesregierung-zur-stofflichen-nutzung-nachwachsender-rohstoffe.html> (01.09.2013).
- Böhner M, Barfuss I, Heindl A, Müller J (2009). Gleichmäßigkeit und Energieverbrauch der Bandtrocknung von Petersilie (*Petroselinum crispum*). Zeitschrift für Arznei- und Gewürzpflanzen 14 (3), 126-131.
- Carrier WH (1921). The theory of atmospheric evaporation – with special reference to compartment dryers. The Journal of Industrial and Engineering Chemistry 13, 432-438.
- Carrington CG, Bannister P (1996). An empirical model for a heat pump dehumidifier drier. International Journal of Energy Research 20 (10), 853–869.
- Carrington CG, Wells CM, Sun ZF, Chen G (2002). Use of dynamic modelling for the design of batch-mode dehumidifier dryers. Drying Technology 20 (8), 1645-1657.
- Carrington CG (2007). Heat pump and dehumidification drying. In: Hui YH, Clary C, Farid MM, Fasina OO, Noomhorm A, Welti-Chanes J (eds). Food Drying Science and Technology: Microbiology, Chemistry, Application. DEStech Publications, Inc., Lancaster, Pennsylvania, USA.
- Catton W, Carrington CG, Sun ZF (2010). Performance assessment of contact heat pump drying. International Journal of Energy Research 35 (6), 489-500.
- Chua KJ, Mujumdar AS, Hawlader MNA, Chou SK, Hoa JC (2001). Batch drying of banana pieces – effect of stepwise change in drying air temperature on drying kinetics and product colour. Food Research International 34 (8), 721-731.
- Chua KJ, Chou SK, Yang WM (2010). Advances in heat pump systems: A review. Applied Energy 87 (12), 3611-3624.
- Chou SK, Hawlader MNA, Ho JC, Chua KJ (1999). The contact factor for dryer performance and design. International Journal of Energy Research 23 (14), 1277-1291.
- Clements S, Jia X, Jolly P (1993). Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model. International Journal of Energy Research 17 (1), 19-28.
- Colak N, Hepbasli A (2009a). A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies. Energy Conversion and Management 50 (9), 2180-2186.
- Colak N, Hepbasli A (2009b). A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments 50 (9). Energy Conversion and Management, 2187-2199.
- Elsner N (1993). Grundlagen der technischen Thermodynamik, Band 2: Wärmeübertragung. Akademie Verlag, Berlin.
- Fisher EA (1935). Some fundamental principles of drying. Journal of the Society of Chemical Industry 54, 343-348.
- Heindl A, Müller J (2010). Technische Trocknung. In: Hoppe B (ed). Handbuch des Arznei- und Gewürzpflanzenbaus, Band 2: Grundlagen des Arznei- und Gewürzpflanzenbaus II, Abschnitt 5.3.1, 239-294. Verein für Arznei- und Gewürzpflanzen SALUPLANTA e.V., Bernburg.
- Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS (2006). Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley & Sons, USA.
- Jangam SV, Mujumdar AS (2011). Heat Pump Assisted Drying Technology – Overview with Focus on Energy, Environment and Product Quality. In: Modern Drying Technology: Energy Savings, Volume 4 (eds. Tsotsas E, Mujumdar AS). Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim.

- Jia X, Jolly P, Clements S (1990). Heat pump assisted continuous drying part 2: Simulation results. *International Journal of Energy Research* 14 (7), 771–782.
- Jolly P, Jia X, Clements S (1990). Heat pump assisted continuous drying part 1: Simulation model. *International Journal of Energy Research* 14 (7), 757-770.
- Lee KH, Kim OJ (2009). Investigation on drying performance and energy savings of the batch-type heat pump dryer. *Drying Technology* 27 (4), 565-573.
- Maltry W (1975). *Wirtschaftliches Trocknen – Verfahrenstechnische und energiewirtschaftliche Grundlagen*. Verlag Theodor Steinkopf, Dresden.
- Matthies HJ (1956). *Der Strömungswiderstand beim Belüften landwirtschaftlicher Erntegüter*. VDI-Forschungsheft 454, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf.
- Mellmann J, Füll C (2007). Ermittlung des Optimierungsbedarfes bei der Trocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen in Agrarbetrieben der neuen Bundesländer. Schlussbericht zum BMVEL/FNR-Projekt 22003904. Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB), Potsdam.
- Mellmann J, Füll C (2008). Trocknungsanlagen für Arznei- und Gewürzpflanzen – spezifischer Energieverbrauch und Optimierungspotenzial. *Zeitschrift für Arznei- und Gewürzpflanzen* 13 (3), 127-133.
- Merkel F (1925). Verdunstungskühlung. VDI-Forschungsheft 275.
- Militzer K.E. (1996). Grundlagen der mathematischen Modellierung von Trocknern. In: Weiß S (ed). *Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden, Band 2, Thermisches Trennen: Ausrüstungen und ihre Berechnung*. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 491-509.
- Prasertsan S, Saen-Saby P, Ngamsritrakul P, Prateepchaikul G (1996). Heat pump dryer part 1: Simulation of the models. *International Journal of Energy Research* 20 (12), 1067-1079.
- Prasertsan S, Saen-Saby P, Ngamsritrakul P, Prateepchaikul G (1997a). Heat pump dryer part 2: Results of the simulation. *International Journal of Energy Research* 21 (1), 1-20.
- Prasertsan S, Saen-Saby P, Ngamsritrakul P, Prateepchaikul G (1997b). Heat pump dryer part 3: Experimental verification of the simulation. *International Journal of Energy Research* 21 (8), 707-722.
- Saensabai P, Prasertsan S (2003). Effects of component arrangement and ambient and drying conditions on the performance of heat pump dryers. *Drying Technology* 21 (1), 103-127.
- Schedwill H (1989). *Grundlagen der Wärmeübertragung, Handbuch der Klimatechnik, Band 1, Grundlagen*. Verlag C. F. Müller GmbH, Karlsruhe.
- Stephan K, Preusser P (1979). Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. *Chemie Ingenieur Technik* 51 (1), 37 (Synopse MS 649/679).
- Teeboonma U, Tiansuwan J, Sophonronarit S (2003). Optimization of heat pump fruit dryers. *Journal of Food Engineering* 59 (4), 369-377.
- Tillner-Roth R, Baehr HD (1994). An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 23 (5), 657-729.
- Verweyen N, Zeller M (1989). Wärmetechnische Untersuchung von Feuchtluftkühlern. *FLT-Bericht* 3/1/70/89.
- Zeller M, Busweiler U (2006). In: VDI und GVC (eds). *Be- und Entfeuchten von Luft*. VDI-Wärmeatlas. Springer, Berlin Heidelberg.
- Ziegler T, Mellmann J (2008). Thermodynamische Wechselbeziehungen bei einem Flächentrocknungsprozess mit Wärmepumpen – Grundlagen und Anwendung / Thermodynamic interactions in a fixed bed drying process using heat pumps – fundamentals and implementation. *Z. Arzn. Gew. Pfl.* 13 (4), 167-172.

- Ziegler T, Niebling F, Teodorov T, Mellmann J (2009). Wärmepumpentrocknung von Arznei- und Gewürzpflanzen – Möglichkeiten zur Steigerung der Energieeffizienz / Heat pump drying of medicinal and spice plants – possibilities of energy efficiency enhancement. Z. Arzn. Gew. Pfl. 14 (4), 160-166.
- Ziegler T, Teodorov T, Mellmann J (2010). Efficient drying of medicinal plants by combining heat pumps with conventional air heating. 17th International Drying Symposium (IDS 2010), 3-6 October 2010, Magdeburg, Germany. Proceedings vol. B, 755-762.
- Ziegler T, Teodorov T, Schütz M, Mellmann J (2011). Untersuchungen zur Optimierung einer Flächentrocknungsanlage. Schlussbericht zum BMELV/FNR-Teilvorhaben 22006107 im Verbundprojekt "Optimierung von Trocknungsverfahren für Arznei- und Gewürzpflanzen hinsichtlich Energieeinsatz, Wirtschaftlichkeit und Produktqualität". Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. (ATB), Potsdam.
- Ziegler T, Jubaer H, Mellmann J (2012). Performance analysis of a heat pump dryer operated in partially open mode, 18th International Drying Symposium (IDS 2012), 11-15 November 2012, Xiamen, China. CD-ROM Proceedings.

Anhang

- Abb. A3.1:** *Messtrichter zur Ermittlung der Luftverteilung über den Trocknungsrosten.*
- Abb. A3.2:** *Gemessene Luftverteilung über den Rosten 3, 4 und 5 (Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aller Messungen w_m), mit Leitblechen.*
- Abb. A5.1:** *Lage von jeweils zwei Kombifühlern vor dem Verdampfer und vor dem Verflüssiger im Inneren der Wärmepumpen.*
- Abb. A5.2:** *Datenblatt der verwendeten Kombifühler für Temperatur und relative Feuchte (Quelle: Hersteller Ahlborn).*
- Abb. A5.3:** *Kennlinien der Hilfslüfter in den Wärmepumpen (Quelle: Fa. Ziehl-Abegg).*
- Abb. A5.4:** *Temperaturen und relative Luftfeuchten im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.*
- Abb. A5.5:** *Absolute Luftfeuchten und spezifische Enthalpien im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb (Y5 Vorwärmer = Y4 Verdampfer, Y6 Mischluft = Y7 Zuluft aus WP).*
- Abb. A6.1:** *Bewirtschaftungsschema II: Frischgutbelegung auf den Rosten 1 und 2 an drei Tagen pro Woche, Umlagerung am dritten (außer Sonntag) und vierten Trocknungstag.*
- Abb. A6.2:** *Reale Bewirtschaftung in der Ernteperiode 2012 nach Schema III (Ausschnitt, KW 31–32).*
- Abb. A6.3:** *Novasina-Feuchtestandards auf der Basis von gesättigten Salzlösungen in Kunststoffzylindern mit feuchtedurchlässiger Membrane (Quelle: Novasina AG Produktdatenblatt).*
- Abb. A6.4:** *Volumenstrombestimmung am Saugstutzen eines Radiallüfters (Quelle: Fa. Ziehl-Abegg).*
- Abb. A6.5:** *Turbinenradgaszähler Typ TRZ 03 zur Messung des Gasverbrauchs (Quelle: Fa. RMG).*
- Abb. A7.1:** *Räumliche Teildarstellung der Trocknungsbox des Versuchstrockners.*
- Abb. A7.2:** *Druckverlust von Melisse-Ganzpflanzen im Verlauf der Trocknung bezogen auf die Anfangsschütthöhe (ca. 0,80 m, spezifische Luftmenge: 640 m³/h und m² Rostfläche).*
- Abb. A7.3:** *Relativer Druckverlust von Melisse-Ganzpflanzen im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der Messung.*

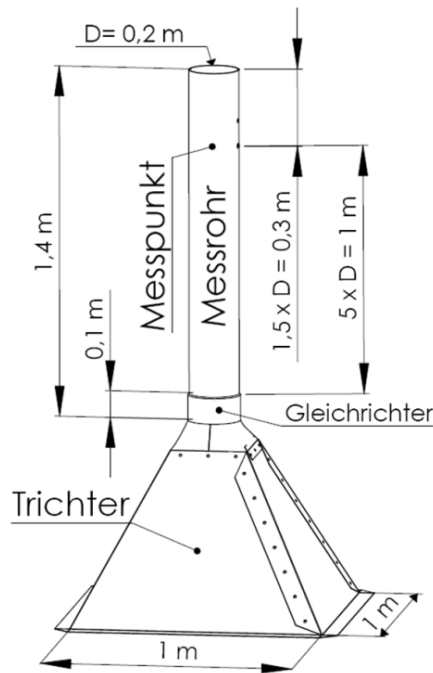


Abb. A3.1: Messstrichter zur Ermittlung der Luftverteilung über den Trocknungsrosten.

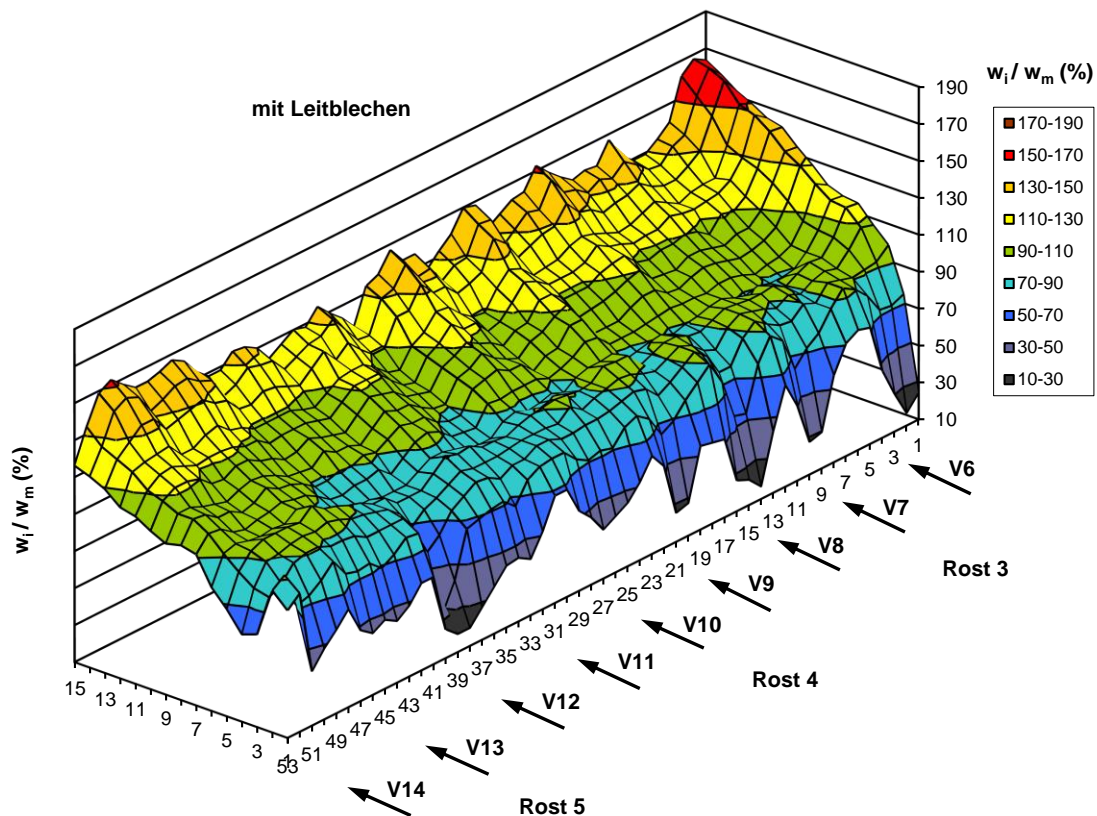


Abb. A3.2: Gemessene Luftverteilung über den Rosten 3, 4 und 5 (Luftgeschwindigkeiten w_i bezogen auf den Mittelwert aller Messungen w_m), mit Leitblechen.

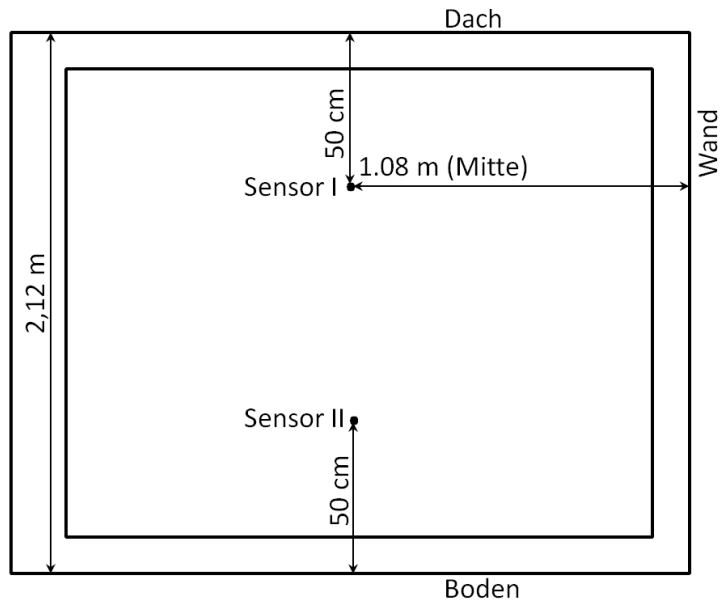


Abb. A5.1: Lage von jeweils zwei Kombifühlern vor dem Verdampfer und vor dem Verflüssiger im Inneren der Wärmepumpen.

HUMIDITY

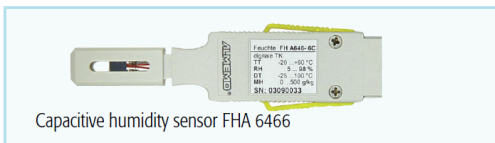
Capacitive humidity sensor FHA 646 E1C / E2C / E3C / E1 / -6



- ▶ Sturdy sensor for test measurements and stationary applications up to +80 °C
- ▶ Sensor tube made of stainless steel
- ▶ Splash-protected screw-fit cable gland
- ▶ Active compensation of humidity measurement by means of the integrated temperature sensor (new measuring range for all ALMEMO® devices with effect from 2003)
- ▶ Wide operating temperature range
- ▶ **New** Option for FHA646ExC
Sensor coating : Heavily polluted and / or corrosive environments may damage the humidity sensor and cause drift in the measured values. The coating that completely covers the probe head (temperature / humidity sensor element) minimizes the adverse effects of dirty media and much improves long-term stability. Delivery includes protective cap SK6 PTFE sinter filter (instead of standard protective cap SK7 metal-mesh filter)
Order no. OA9646SC



- ▶ Handy sensor for test measurements and stationary applications up to +60 °C
- ▶ Sensor tube made of plastic



- ▶ Compact sensor integrated in ALMEMO® connector

Accessories

Protective caps, brackets for wall mounting, movable screw fitting and connection flange see page 09.05
 Extension cable, 2 meters
 Extension cable, 4 meters
 Intelligent ALMEMO® extension cable, 10 meters long
 Other lengths 20, 30, 50, 100 meters see page 07.03

Order no. ZA9060VK2
 Order no. ZA9060VK4
 Order no. ZA9090VKC10

Variants including manufacturer's test certificate

Humidity sensor -20 to +80 °C with stainless steel tube 160 mm, cable 1.5 meters
 Humidity sensor -20 to +80 °C with stainless steel tube 270 mm, cable 1.5 meters
 Humidity sensor -20 to +80 °C with stainless steel tube 530 mm, cable 1.5 meters
 Humidity sensor -20 to +60 °C with plastic tube 155 mm, cable 1.5 meters
 Humidity sensor -20 to +60 °C directly on connector (without cable)

Order no. FHA646E1C
Order no. FHA646E2C
Order no. FHA646E3C
Order no. FHA646E1
Order no. FHA6466

Technical data

Operative range

FHA 646 E1, FHA 6466 -20 to +60 °C, 5 to 98 % RH
 FHA646 E1C/ E2C/ E3C -20 to +80 °C/ 5 to 98 % RH

Humidity measuring circuit

Measuring range	0 to 100 % RH
Sensor	capacitive
Accuracy	±2% RH in the range <90% RH at nominal temperature
Reproducibility	<1% RH at nominal temperature
Nominal temperature	25 ±3 °C
Sensor operating pressure	Atmospheric pressure
Response time T ₉₀	approx. 10 seconds (without filter) at 5 m/s

Temperature measuring circuit

Sensor	NTC type N
Accuracy	-20 to 0 °C ±0.4 °C 0 to +70 °C ±0.1 °C +70 to +80 °C ±0.6 °C
Reproducibility	0.1 °C

Mechanical design

FHA646Ex

Sensor tube	Diameter 12 mm
FHA 646 E1C	Stainless steel 160 mm long
FHA 646 E2C	Stainless steel 270 mm long
FHA 646 E3C	Stainless steel 530 mm long
FHA 646 E1	Plastic 155 mm long

Protective cap	SK7, metal-mesh filter
Screw-fit cable gland	splash-protected (FHA646xC only)
Cable	1.5 meters long with ALMEMO® connector, longer ALMEMO® cable (up to 30 meters) available on request

FHA 6466	directly on connector (without cable), plastic 30 x 11 x 7.6 mm without filter
Slotted case	

Abb. A5.2: Datenblatt der verwendeten Kombifühler für Temperatur und relative Feuchte (Quelle: Hersteller Ahlborn).

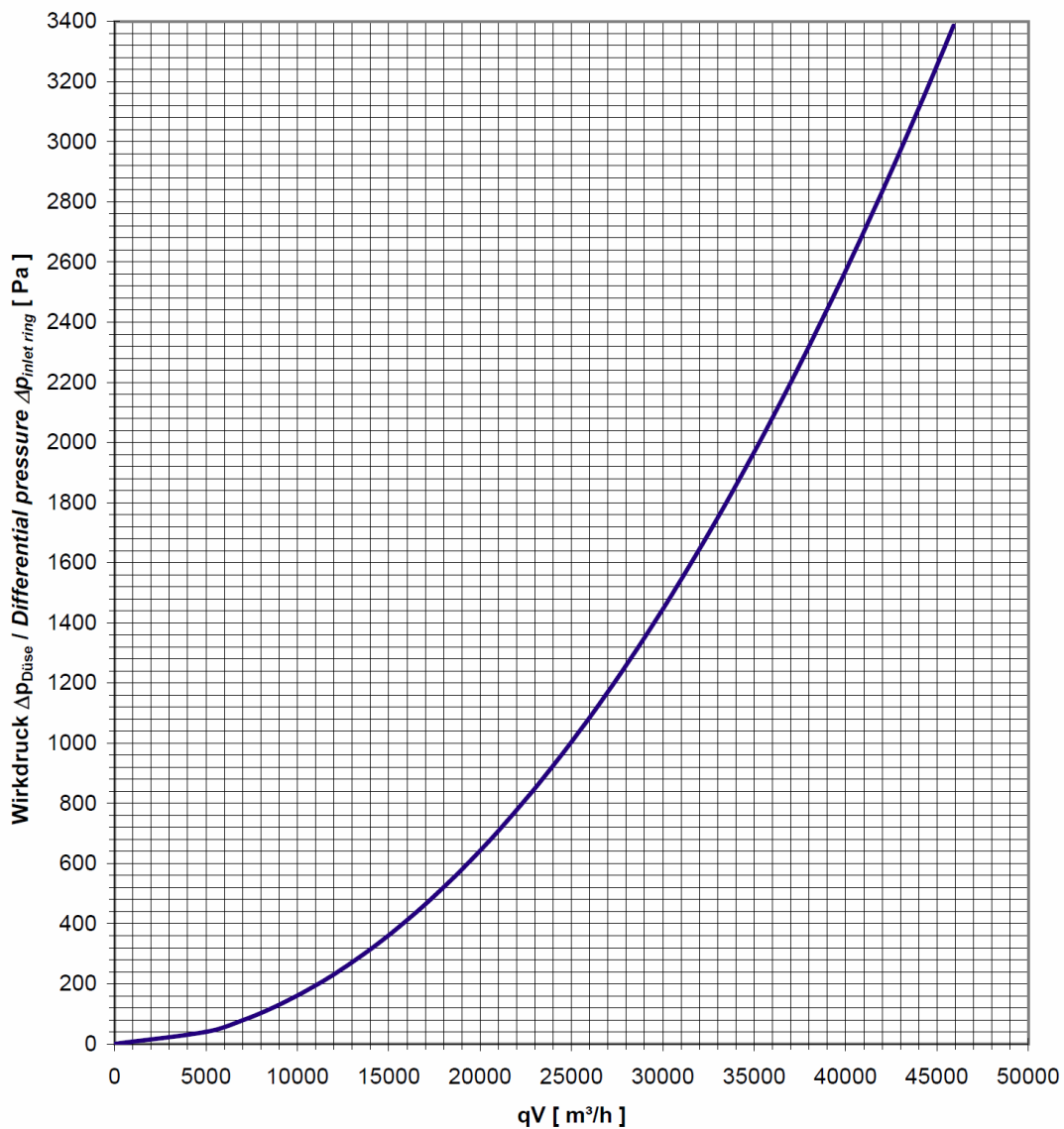
Meßvorrichtung zur Volumenstrombestimmung
Measuring device for determining air volume

02.01.2008

Ventilator-Typ / Fan typ: ER90C
 LaufradØ / Impeller size: 900 mm



Diagramm für die Volumenstrombestimmung
Diagram for determining air volume



Dichte Fördermedium / Air density $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$
 K - Faktor / K - Factor = 789

Abb. A5.3: Kennlinien der Hilfslüfter in den Wärmepumpen
 (Quelle: Fa. Ziehl-Abegg).

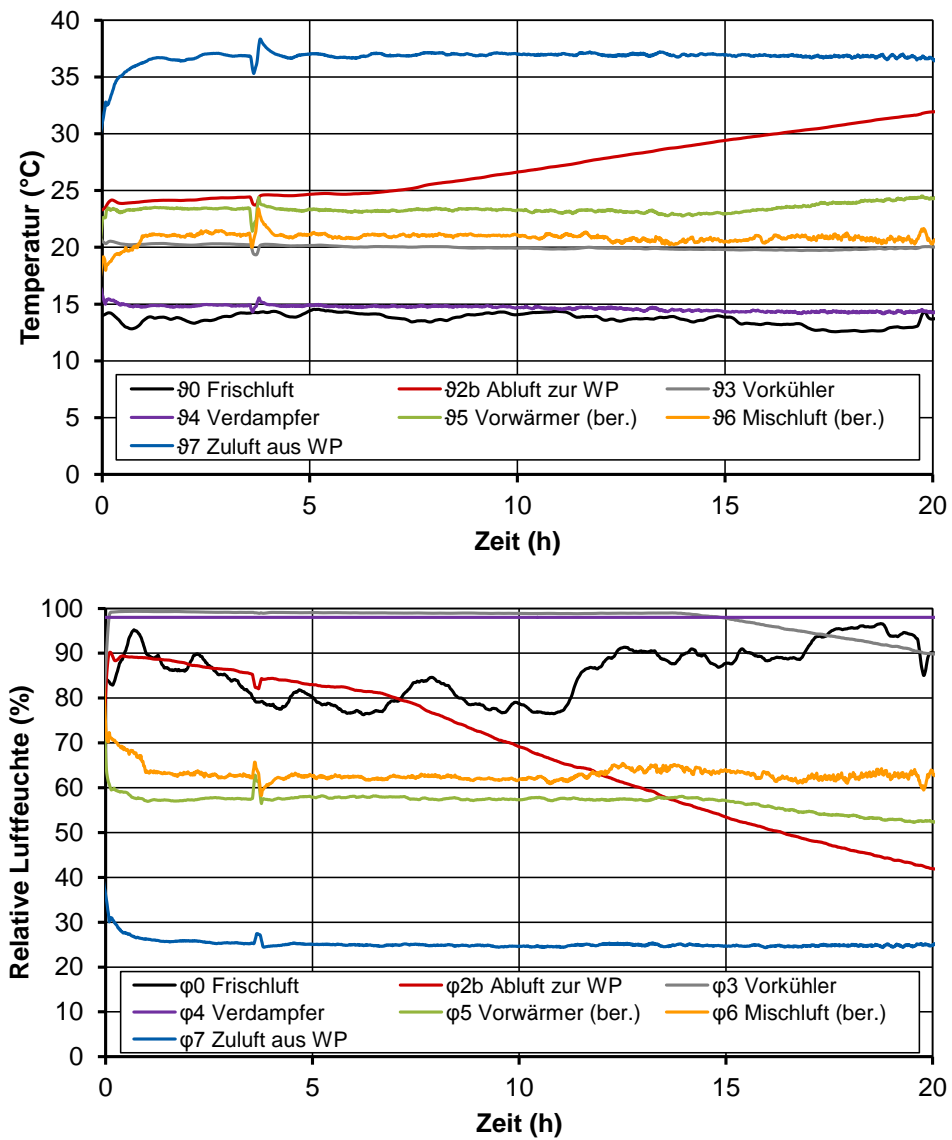


Abb. A5.4: Temperaturen und relative Luftfeuchten im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb.

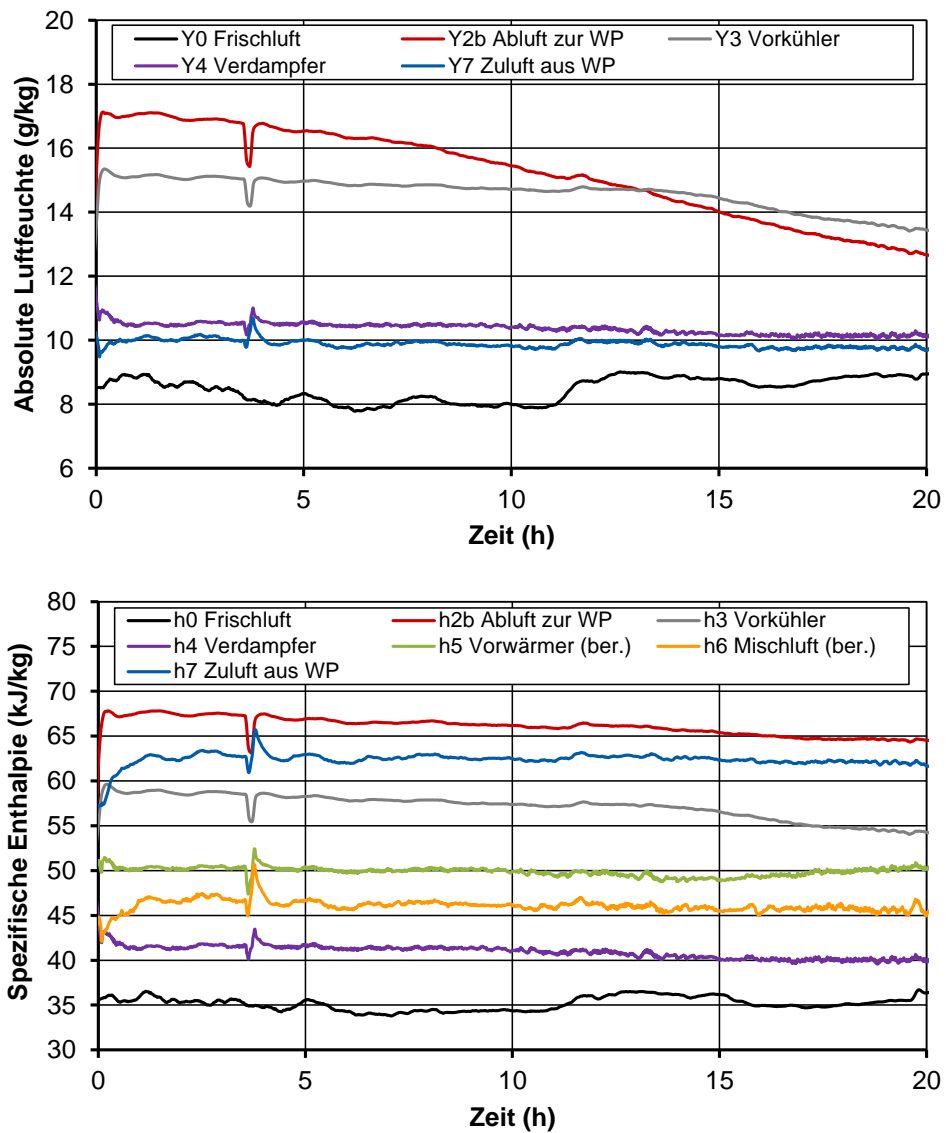


Abb. A5.5: Absolute Luftfeuchten und spezifische Enthalpien im Verlauf der Wärmepumpentrocknung im teiloffenen Betrieb (Y5 Vorwärmer = Y4 Verdampfer, Y6 Mischluft = Y7 Zuluft aus WP).

Tag	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Rosttage	
Rost 1	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			14	87,5%
Rost 2	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			14	87,5%
Rost 3			3		3			4		3		3			4		6	37,5%
Rost 4				4		4					4		4				4	25,0%
Rost 5																	0	0,0%

Rosttage gesamt 80 100%
Rosttage mit Trocknung / Auslastung 38 47,5%
 Rosttage mit Frischgutbelegung 12 15,0%

Abb. A6.1: Bewirtschaftungsschema II: Frischgutbelegung auf den Rosten 1 und 2 an drei Tagen pro Woche, Umlagerung am dritten (außer Sonntag) und vierten Trocknungstag.

KW	31							32							Rosttage			
	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr	Sa	So			Mo	Di
Rost 1	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2				13	81,3%
Rost 2	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2				13	81,3%
Rost 3	1	2	1	2	1	2	3	1	2	1	2	1	2	3			14	87,5%
Rost 4			3		3			4		3		3		3			6	37,5%
Rost 5			3	4	3	4	5	4	5	3	4	3	4	5			12	75,0%

Rosttage gesamt 80 100%
Rosttage mit Trocknung / Auslastung 58 72,5%
 Rosttage mit Frischgutbelegung 18 22,5%

Abb. A6.2: Reale Bewirtschaftung in der Ernteperiode 2012 nach Schema III (Ausschnitt, KW 31–32).

Kontroll-tabletten Control tablets Tablettes de contrôle SAL-T	Sensor- Check SC	Salzlösung Salt solution Solution saline	Gift- klasse ¹⁾ Toxicity class ¹⁾ Classe de toxicité ¹⁾	BAGT/ OFSP No.	Symbol Symbol Symbole	Farbe Color Couleur	% relative Feuchte in Abhängigkeit der Temperatur % relative humidity in dependence on temperature % d'humidité relative en dépendance de la température				Lit. ²⁾
							15°C	20°C	25°C	30°C	
SAL-T-11 20.0642	SC-11 0150011	LiCl	3	601063	X ₁₁	weiss white blanc	11.3	11.3	11.3	11.3	A
SAL-T-33 20.0643	SC-33 0150033	MgCl ₂ •6H ₂ O	4	601084	X ₁₁	blau blue bleu	33.3	33.1	32.8	32.4	A
SAL-T-53 20.0644	SC-53 0150053	Mg(NO ₃) ₂ •6H ₂ O	4	611484	X ₁₁	grün green vert	55.9	54.4	52.9	51.4	A
SAL-T-75 20.0645	SC-75 0150075	NaCl	frei/ free/libre	611500	-	violett violet violet	75.6	75.5	75.3	75.1	A/B
SAL-T-90 20.0646	SC-90 0150090	Ba(Cl) ₂ •2H ₂ O	2	601042	X ₁₁	weiss white blanc	90.9	90.5	90.1	89.9	C
SAL-T-98 20.0647	-	K ₂ Cr ₂ O ₇	3	661063	X ₁	orange orange orange	-	98.2	98.0	98.0	B

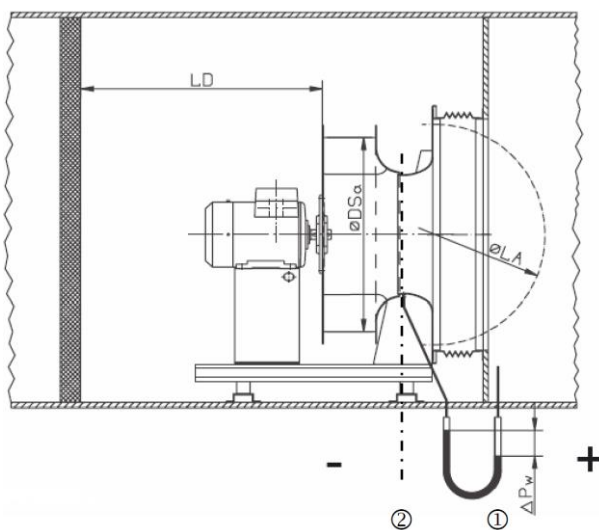
¹⁾ Giftklasse (Schweiz)/Toxicity class (Switzerland)/
Classe de toxicité (Suisse):

- 1 & 2 Giftig/Toxic/Toxique
- 3 & 4 Gesundheitsschädlich/Injurious to health/Nocif

²⁾ Literatur-Referenz /Literature reference/Référence littérature

- A: Greenspan, Humidity Fixed Points of Binary Saturated Aqueous Solutions. Journal of Research of the National Bureau of Standards. Vol. 81A, No.1, Jan.–Febr. 1977
- B: Robinson R.A. and Stokes R.H. Electrolyte Solutions, Butterworths London 1959
- C: Wexler, Humidity and Moisture, Vol. 3, Fundamentals and Standards, Robert E. Krieger, Publishing Company, Huntington, New York

Abb. A6.3: Novasina-Feuchtestandards auf der Basis von gesättigten Salzlösungen in Kunststoffzylindern mit feuchtedurchlässiger Membrane (Quelle: Novasina AG Produktdatenblatt).



$$\dot{V}_L = k \sqrt{\Delta p_w}$$

- \dot{V}_L Luftvolumenstrom
- k Düsenspezifischer Faktor
- Δp_w ermittelter Wirkdruck am Saugstutzen

Abb. A6.4: Volumenstrombestimmung am Saugstutzen eines Radiallüfters (Quelle: Fa. Ziehl-Abegg).

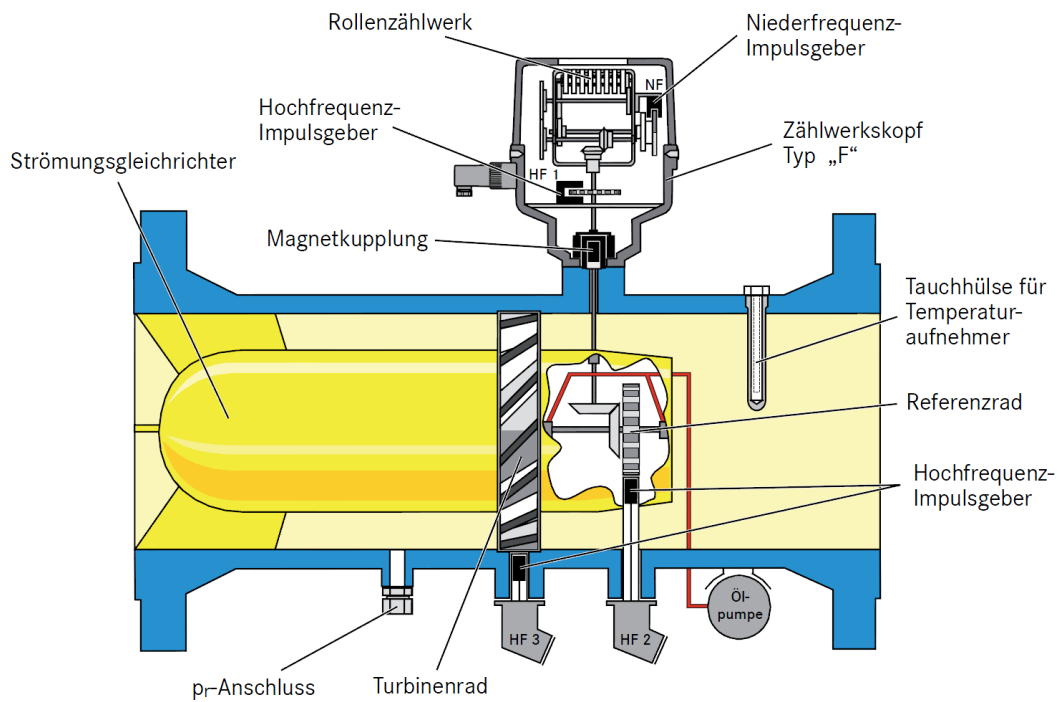


Abb. A6.5: Turbinenradgaszähler Typ TRZ 03 zur Messung des Gasverbrauchs (Quelle: Fa. RMG).

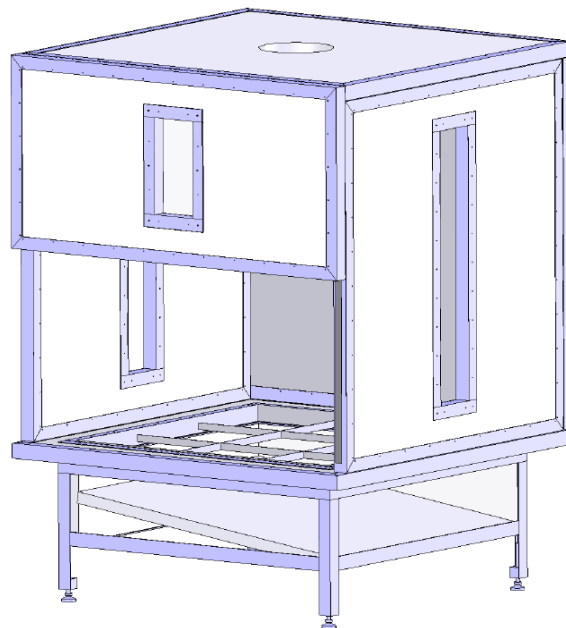


Abb. A7.1: Räumliche Teildarstellung der Trocknungsbox des Versuchstrockners.

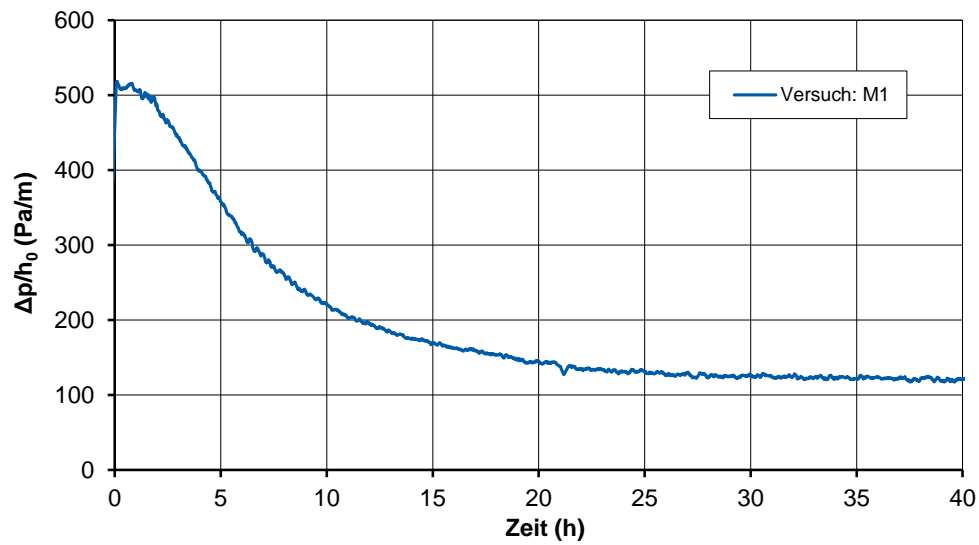


Abb. A7.2: Druckverlust von Melisse-Ganzpflanzen im Verlauf der Trocknung bezogen auf die Anfangsschütthöhe (ca. 0,80 m, spezifische Luftmenge: 640 m³/h und m² Rostfläche).

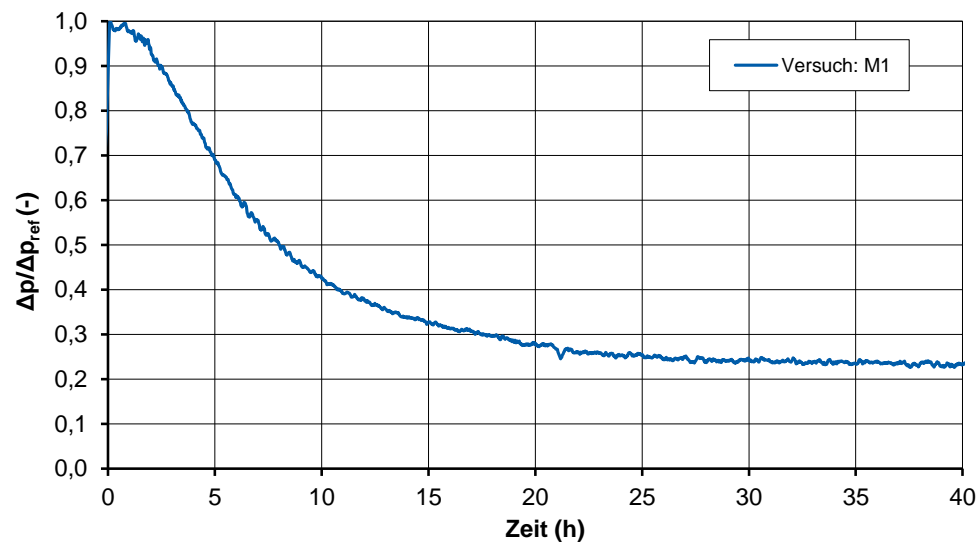


Abb. A7.3: Relativer Druckverlust von Melisse-Ganzpflanzen im Verlauf der Trocknung bezogen auf den Maximalwert der Messung.