

Diplomarbeit

Trocknungsoptimierung einer MG Papiermaschine

Eine Analyse mit Hilfe physikalischer Modellbildung des Trocknungsprozesses

Vorgelegt von

Christoph Guntschnig

In Zusammenarbeit mit

Mondi Frantschach und Consulting Fisera

Begutachter:

Ass. Prof. Dipl. Ing. Dr. techn. Ulrich Hirn

Betreuer:

Dipl. Ing. Dr. techn. Peter Fisera

Institut für Papier-, Zellstoff- und Fasertechnik

Technische Universität Graz

Kopernikusgasse 24/II

8010 Graz

Eitweg, im Oktober 2010

Für Angelika

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Eitweg, am 29. 10. 2010

(Christoph Guntschnig)

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde im Research Development and Innovation Center (RDIC) der Mondi Frantschach GmbH im Zeitraum März 2010 bis September 2010 durchgeführt.

Die Durchführung dieser Arbeit war von der Unterstützung vieler Personen, geprägt, welchen besonderer Dank auszusprechen ist.

An erster Stelle möchte ich mich bei den Personen Herrn DI Jürgen Paulitsch und Herrn DI Dr. Peter Fisera, bedanken, welche mich bei meiner Arbeit ausgezeichnet unterstützt haben, und immer ein offenes Ohr für fachliche Diskussionen hatten.

Stellvertretend für die vielen Leute im Werk, bedanke ich mich bei, Herrn Erwin Schatz, Herrn DI Christian Gernig, und bei der Belegschaft der PM7.

Weiterer Dank gilt Herrn DI MBA Leo Arpa, der mir die Möglichkeit der Durchführung dieser Arbeit bei Mondi Frantschach gab.

Einen besonderen Dank möchte ich die Herren Ass. Prof. DI Dr. Ulrich Hirn und o. Univ.-Prof. Dipl. Ing. Dr. techn. Wolfgang Bauer aussprechen, die mir bei meiner Aufgabenstellung, von Seiten der Universität, immer beratend zur Seite gestanden sind.

Danken möchte ich auch noch Herrn ao. Univ.-Prof. Dipl. Ing. Dr. techn. Rudolf Eichinger für die Hilfestellung bei der experimentellen Durchführung der Arbeit.

Abschließend möchte ich noch die Gelegenheit nützen jenen Personen Danke zu sagen, welche die mir den so wichtigen privaten Rückhalt, und ihre Unterstützung, während meiner universitären Ausbildung gegeben haben.

Großer Dank gilt deshalb meiner Freundin Angelika Konrad, die mir schon seit meiner Zeit an der HTL Wolfsberg die so wichtige Unterstützung gibt.

Weiterer Dank gilt meinen Eltern welche mir die Ausbildung an der HTL Wolfsberg und meine spätere universitäre Ausbildung ermöglicht haben.

Eitweg am 29. 10. 2010

Christoph Guntschnig

Trocknungsoptimierung einer MG Papiermaschine

von

Christoph Guntschnig

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Einflussgrößen auf den Trocknungsprozess einer MG Papiermaschine. Ziel dieser Arbeit war es jene Prozessparameter zu finden, die eine optimale Ausnützung der eingebrachten Energie erlauben.

Es wurde von einem externen Partner eine Simulationssoftware entwickelt, welche mittels physikalischer Modellbildung Vorhersagen, bezüglich der verschiedenen Einflussgrößen auf den Trocknungsprozess, und deren Auswirkungen auf den Energieverbrauch zulässt. Zur Überprüfung der Simulation, wurde eine Massenbilanz des Luftsystems der Trockenhaube erstellt. Weiters wurden wichtige Prozesswerte wie z. B. Trockengehalt des Papiers, Temperatur des Trockenzylinders gemessen, um so die wichtigsten Eingangsparameter in die Trocknungssimulation richtig erfassen zu können. Durch diese Messungen wurde die Simulation angepasst, und schließlich, durch verschiedene Arten der Validierung auf ihre Gültigkeit überprüft.

Schlussendlich wurden optimale Einstellungsparameter für einen geringen Gasverbrauch der Gasöfen simuliert, und real an der Papiermaschine nachgefahren. Diese Versuche zeigten eine sehr gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit dem realen Prozess.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass je nach Betriebspunkt der Papiermaschine, alleine durch richtige Fahrweise des Recyclestromventilators ca. 3.5% an Gas gespart werden könnte. Veränderungen der Temperatur und der Prallgeschwindigkeit der Trocknungsluft, könnten weitere Einsparungen bewirken. Es ist aber nicht geklärt ob eine richtige Kombination dieser beiden Möglichkeiten Einsparungen größer als 3.5% bringt.

Mit zusätzlichem Investitionsaufwand, könnte über richtige Führung der Luftströme permanent ca. 3- 5% und durch eine Vergrößerung des Luft/Luft Wärmetauschers ca. 10% an Erdgas gespart werden.

Drying optimisation of a MG paper machine

by

Christoph Guntschnig

The work presented in this thesis is aimed to optimize the energy consumption of the Yankee drying section of an MG paper machine. The work was carried out using a simulation software based on a comprehensive physical description of the mass and heat transfer in the drying section. A smaller part of the thesis deals with model parameterization, focus of the work was set on model validation and its application, i.e. optimization of the drying process parameters.

Relevant process values as for example dry content of the paper, temperature of the drying cylinder, humidity and velocity profile of drying air and exhaust streams were measured. Based on these results model parameters not available from the literature were adapted.

The simulation model was verified by comparing its results with a mass- and heat balance. Machine trials were performed to check the validity of modelling results.

Finally optimization work was carried on the simulation model in order to identify optimal process settings. The settings identified in the simulation were tested on the papermachine, these trials showed good correspondence with the results predicted by the model.

Savings of natural gas up to 3.5% can be achieved by optimized settings of the recycle stream in the ventilation system. Changes in process temperature and flow rates also give potential for further savings. It is, however, unclear at this point if a combination of these two approaches really leads to overall savings larger than 3.5%.

Two other potential rebuilds for further energy savings have been identified. Pre-heating of the air for the first gas furnace would yield energy savings of 3%, an additional exhaust air heat exchanger could yield savings up to 10% however these improvements require financial investment.

Schlagwörter

Modellbildung, Simulation, Massenbilanz, Trocknung, MG Papier, Papiermaschine, Optimierung, Validierung, Dampfdruck, Wärmeübergang, Stoffübertragung, Wärmeleitung, Energieeinsparung, Sorptionsenthalpie.

Keywords

Model education, simulation, mass balance, drying, MG paper, paper machine, optimisation, Validierung, vapour pressure, convective heat transfer, material transference, conductive heat transfer, energy conservation, sorption enthalpy.

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Erklärung	Einheit
Atro	absolut trocken	
bzw.	beziehungsweise	
c	spezifische Wärmekapazität	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
C	Strahlungszahl	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$
ca.	zirka	
DSfY	Drying Simulation for Yankee Machines	
gsm	Gramm pro Quadratmeter	$\left[\frac{g}{m^2} \right]$
H	Enthalpie	[J]
h	spezifische Enthalpie	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
IPZ	Institut für Papier und Zellstofftechnik	
LB	Lindblad	
LC	Low Consistency	
LCR	Low Consistency Refiner	
m	Masse	[kg]
M	Molmasse	$\left[\frac{g}{mol} \right]$
MABH	Maschinenbehälter	
MG	Machine Glazed	
p	Druck	[Pa]
PLS	Prozessleitsystem	
PM	Papiermaschine	
Pr	Prandtl Zahl	
R	Gaskonstante	$\left[\frac{J}{mol \cdot K}, \frac{J}{kg \cdot K} \right]$

RBH	Refinerbehälter	
Re	Reynoldszahl	
Sc	Schmidt Zahl	
Sh	Sherwood Zahl	
t	Temperatur	[°C]
T	Temperatur	[K]
TU	Technische Universität	
V	Volumen	[m ³]
VBH	Vorratsbehälter	
x	absolute Feuchte	
z	Feuchtegehalt Papier	$\left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{atro\ Papier}} \right]$
ZBH	Zwischenbehälter	
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
β	Stoffübergangskoeffizient	$\left[\frac{m}{s} \right]$
Δh _v	Verdampfungswärme	$\left[\frac{kJ}{kg} \right]$
ε	Emissionsverhältnis	
λ	Wärmeleitwert	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
σ	Boltzmann Konstante	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$
φ	Relative Feuchte	

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG UND MOTIVATION	1
2	PROZESSÜBERBLICK PM7	3
2.1	Prozessschema	3
2.1.1	Zellstofffabrik	4
2.1.2	Stoffaufbereitung	4
2.1.3	Konstantteil	4
2.1.4	Stoffauflauf	5
2.1.5	Siebpartie	5
2.1.6	Schuhpresse 1. Glättpresse 2. Glättpresse	5
2.1.7	Trocknung	5
2.1.8	Aufwicklung, Rollenschneider, Verpackung Auslieferung	5
3	GRUNDLAGEN FEUCHTER LUFT	7
3.1	Feuchte Luft als ideales Gas	7
3.1.1	Zustandsgleichungen für feuchte Luft	8
3.2	Zustandsgrößen feuchter Luft	9
3.2.1	Daltonsches Gesetz	9
3.2.2	Absolute Feuchte	10
3.2.2.1	Abhängigkeit der absoluten Feuchte vom Dampfdruck	10
3.2.3	Relative Feuchte	11
3.2.3.1	Zusammenhang zwischen absoluter und relativer Feuchte	14
3.3	Wärmeinhalt von feuchter Luft	15
3.4	Dichte feuchter Luft	18
4	GRUNDLAGEN DER PAPIERTROCKNUNG	19
4.1	Einleitung	19
4.2	Phasen der Trocknung	19
4.2.1	Aufheizphase	20
4.2.2	Der erste Trocknungsabschnitt	20
4.2.3	Der zweite Trocknungsabschnitt	20
4.2.4	Der dritte Trocknungsabschnitt	21

4.3	Energieeinbringung bei der Papiertrocknung einer MG Papiermaschine	21
4.3.1	Einleitung	21
4.3.2	Konvektiver Wärmeübergang der Trocknungsluft.	22
4.3.2.1	Der Versuch von CHANCE den Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen	25
4.3.3	Konduktiver Wärmetransfer auf das Papier	31
4.3.3.1	Wärmeübergang durch überhitzten Dampf	32
4.3.3.2	Wärmeleitung durch das Kondensat im Zylinder	33
4.3.3.3	Wärmeleitung durch den Zylindermantel	35
4.3.4	Strahlungsaustausch Trockenhaube- Papierbahn	37
4.4	Stofftransport bei der Trocknung	39
4.4.1	Stoffübergang bei der Pralltrocknung	39
4.4.1.1	Der Stoffübergangskoeffizient	40
4.4.1.2	Die Analogie zwischen Stoff und Wärmeübergang	40
4.5	Kapillarfluss des freien Wassers im Papiernetzwerk beim Trocknen [16], [17]	43
4.6	Die Bewegung des gebundenen Wassers beim Trocknen [17]	45
4.7	Sorptionsisothermen	45
4.7.1	Bindung des Wassers an das Papier	45
4.7.2	Allgemeines über Sorptionsisothermen	46
4.7.3	Sorptionsenthalpie	46
4.7.4	Aufnahme der Sorptionsisothermen für „unbleached kraft pulp“	47
4.7.4.1	Probenvorbereitung	47
4.7.4.2	Messen der Sorptionsisothermen	48
4.7.4.3	Erstellen eines Kurvenfits der gemessenen Werte	48
4.7.4.4	Berechnen der Sorptionsenthalpie aus den Sorptionsisothermen	51
5	BERECHNUNG DER MASSENBILANZ LUFTSYSTEM PM7	53
5.1	Veränderungen im Luftsystem vor bzw. nach dem Umbau	53
5.2	Berechnung der Massenbilanz	55
5.2.1	Annahmen für die Berechnung der Massenbilanz	55
5.2.2	Berechnung der Massenbilanz	56
5.2.2.1	Berechnung der zu verdampfenden Wassermenge	56
5.2.2.2	Iterative Berechnung der Massenbilanz	58
6	SIMULATIONSPRINZIP DER DYNAMIC SIMULATION FOR YANKEE MACHINES	66

6.1	Wärmeübergang von der Trocknungsluft ins Papier	66
6.2	Wärmedurchgang vom Dampf aufs Papier	67
7	ANPASSEN DER SIMULATION	70
7.1	Strömungsmessung der Abluft zum Wärmerückgewinnungsturm	70
7.1.1	Geeignete Messgeräte für die Strömungsmessung	70
7.1.1.1	Vortex Messer	71
7.1.1.2	Prandtl Staurohr	71
7.1.1.3	Flügelrad	72
7.1.2	Strömungsmessung der Abluft PM7	73
7.2	Feuchte und Temperaturmessungen von Luft in das Luftsystem der PM 7	74
7.3	Temperaturmessung Papier	76
7.4	Temperaturmessung der Yankeeoberfläche am Glättzylinder	76
7.5	Bestimmen einer Pressenfunktion für das DSfY	78
8	VERIFIZIERUNG UND VALIDIERUNG DER SIMULATIONSSOFTWARE	80
8.1	Allgemeine Definition der Begriffe Verifizierung und Validierung	80
8.2	Verifizierung	80
8.3	Validierung	82
8.3.1	Validierung der Simulation	83
8.3.2	Ergebnisse 40gsm	85
8.3.3	Ergebnisse 120 gsm	87
8.4	Überprüfung der Feuchtemessung	89
8.5	Überprüfung des TG nach der Schuhpresse	91
8.6	Einfluss der Nipbelastung der 2. Glättpresse den Trockengehalt	91
9	SIMULIEREN DER EINSPARUNGSPOTENTIALE HAUBENSYSTEM PM7	94
9.1	Optimierung Trocknungsluftparameter Nassflügel	94
9.2	Optimierung der Trocknungsluftparameter Trockenflügel	97

9.3	Einfluss des Recyclestromventilators	100
9.4	Schlussfolgerungen	102
10	AUSBLICK AUF WEITERE SCHRITTE DIE GESETZT WERDEN KÖNNTEN, UM DEN ENERGIEVERBRAUCH ZU MINIMIEREN	103
	LITERATURVERZEICHNIS	105

1 Einleitung und Motivation

Die Papiermaschine 7 von Mondi Frantschach ist eine Yankeemaschine und erzeugt maschinenglattes Papier in einem Flächengewichtsbereich von 30- 150 g/m². Nach dem Umbau des Hauben- Trocknungssystems und der Installation einer Schuhpresse, haben sich die Rahmenbedingungen für den Trocknungsprozess gravierend geändert. Ziel der Arbeit war es jene Prozessparameter der Trocknung zu finden welche eine optimale Ausnützung der der eingebrachten Energie gewährleisten. Dafür wurde in Zusammenarbeit mit DI Dr. Peter Fisera eine Trocknungssimulation entwickelt welche auf Basis physikalischer Gleichungen eine Vorhersage über die Einflussparameter auf den Trocknungsprozess liefert.

Um die durchaus komplexen Zusammenhänge der Papiertrocknung an einer MG-Maschine zu verstehen, wurden Literaturstudien über die Einflussfaktoren auf den Trocknungsprozess durchgeführt und in die Simulation übernommen.

Kapitel 3 beschäftigt sich mit der Thematik der Feuchten Luft da diese das Trocknungsmedium für den Prozess darstellt. Speziell wird hier auf die Zusammenhänge der thermodynamischen Größen in ihrer Anwendung eingegangen, Im vierten Kapitel, werden die Einflussfaktoren auf die Trocknung beschrieben, und Analogien zwischen dem Wärmetransport und dem Stofftransport hergestellt um ein besseres Verständnis für Trocknungsprozesse zu bekommen.

Kapitel 5 beschreibt die mathematische Lösung der Haubenbilanz der PM7, mittels der Gleichungen für feuchte Luft.

Kapitel 6 gibt Grundzüge der Wärmeübertragung von der Trocknungsluft bzw. vom Yankee auf das Papier wieder, wie sie in der Simulation von Dr. Fisera verwendet werden.

Kapitel 7, zeigt welche Parameter für die Simulation an der Maschine gemessen werden mussten, um eine richtige Funktion der Simulationssoftware sicherzustellen.

Kapitel 8 gibt die Überprüfung der Simulation rechnerisch über eine Gesamtbilanz wieder, und soll somit die Richtigkeit dieser beweisen.

Kapitel 9 zeigt Einsparungspotentiale durch die richtige Fahrweise an der PM 7 auf, welche mittels der Simulationssoftware gefunden wurden.

In Kapitel 10 werden weiterführende Schritte besprochen, die den Energieverbrauch nachhaltig senken würden.

2 Prozessüberblick PM7

In den nachfolgenden Unterkapiteln wird der Herstellungsprozess von MG- Papier am Standort Mondi Frantschach kurz beschrieben.

MG Papier ist ein so genanntes maschinenglattes Papier, welches seine einseitige Glätte, durch die Anpressung an einen beheizten Glättzylinder erhält. Verwendung findet das MG- Papier bei Einkaufstaschen, Bäckersackerl oder Kuverts. Die Eigenschaften dieses Papiers, welche gefordert sind, sind hohe Festigkeiten und hoher Glanz bei guter Formation.

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt im Prozessabschnitt Trocknung, welchem in weiterer Folge besondere Bedeutung zukommt.

2.1 Prozessschema

Abbildung 2.1 zeigt einen schematischen Überblick über die Stoffaufbereitung, den Konstantteil und der Trocknung der PM 7 bei Mondi Frantschach.

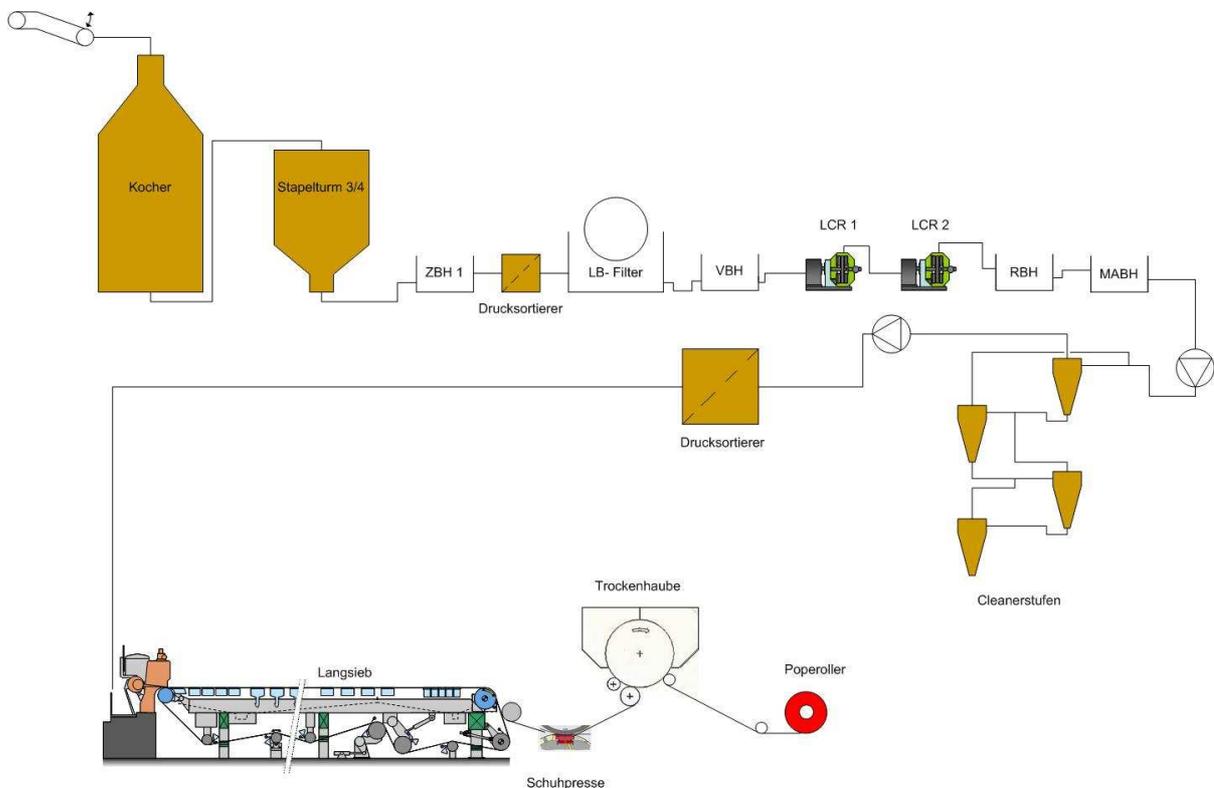


Abbildung 2.1 Überblick über den Weg des Faserstoffs vom Kocher zum fertigen Papier

2.1.1 Zellstofffabrik

Ein kontinuierlicher Kamyrr Kocher wird je nach Anlieferungssituation mit ca. 55% Fremd bzw. 45% Eigenhackgut beschickt. Das Eigenhackgut wird dabei in Kiefer und Fichte aufgeteilt, in geschlossenen Rundsilos gelagert, und anschließend mit einem Anteil von 30% Kiefer und 70% Fichte dem Kocher zugeführt.

Nach dem Sulfatprozess gelangt der Stoff in die Zellstoffwäsche und anschließend in die Sortierung. Dann kommt der Zellstoff in die Stapeltürme 3 und 4. Von dort aus wird der Zellstoff zum Zwischenbehälter 1 transportiert. Ab hier beginnt die Stoffaufbereitung der PM 7

2.1.2 Stoffaufbereitung

In weiterer Folge wird der Stoff über einen Drucksortierer geführt, und gelangt sogleich in den Lindbladfilter wo ein Großteil des Wassers in Richtung Restwasserbehälter abgeführt wird. Der eingedickte Stoff kommt dann in den Vorratsbehälter. Von dort aus wird er auf eine Stoffdichte von ca. 3% mit SW II verdünnt, und in die 2 kontinuierlichen LC- Refinerstufen (LCR 1, LCR 2) geführt. Die Mahlleistung der beiden Refiner hängt vom Einsatzzweck des zu erzeugenden Papiers ab. Je höher die Bruchlast des fertigen Fasernetzwerks sein soll, desto mehr Mahlernergie muss in die Refiner eingebracht werden. Nach der Mahlung gelangt die Suspension in den Refinerbehälter, und von dort aus zur Maschinenbütte. Ab hier beginnt der Konstantteil der Papiermaschine

2.1.3 Konstantteil

Von der Maschinenbütte gelangt der Stoff in die 4 stufige Cleaneranlage, welche in Kaskade geschaltet ist. Vor den Cleanerstufen wird das Alaun und der Harzleim zudosiert. Das Reject der Cleanerstufen gelangt in den Trockenausschuss-Auflöser. Das Accept geht über einen großen Drucksortierer, vor diesem bei Bedarf Stärke zudosiert werden kann, in den Stoffauflauf.

2.1.4 Stoffauflauf

Die Stoffdichte im Stoffauflauf beträgt zwischen 0,18- 0,23%. Grund der hohen Verdünnung ist die große Faserlänge, welche eine Flockung begünstigt und die Formation verschlechtert. Die Fasern strömen in den Turbulenzgenerator, welcher zur Entflockung der Faserbündel beiträgt, und durch die Lamellen zur Stoffauflauflippe. Hier beginnt die Siebpartie.

2.1.5 Siebpartie

Die Siebpartie der PM 7 ist als Langsieb ausgeführt. Die Suspension gelangt über die Foils, den Vakuumkästen und der Siebsaugwalze zum Pick- Up Filz. Hier wird der entwässerte Faserstoff mit einer Stoffdichte von ca. 19% ohne freien Zug übernommen. Dann kommt die Fasermatte in die Schuhpresse.

2.1.6 Schuhpresse 1. Glättpresse 2. Glättpresse

In der Schuhpresse wird der Filz mittels eines hohem Pressimpulses ausgepresst, und gelangt dann weiter zur 1. Glättpresse. Dabei erfolgt die Anpressung des Papiers an den Yankee Zylinder, der für die einseitige Glätte verantwortlich ist. Die 2. Glättpresse ist je nach Sorte mit einem Glatten oder einem gerillten Markiertuch ausgestattet, um den Marktanforderungen gerecht zu werden. Beide Glättpressen sind bombiert, um die Biegung die durch ihr Eigengewicht, die hydraulische Anpressung und der Filzspannung erzeugt wird, zu kompensieren.

2.1.7 Trocknung

Der Abschnitt Trocknung wird im Laufe dieser Arbeit ab Kapitel 4 noch näher erörtert. Die Trocknung der Bahn erfolgt durch Kontakttrocknung am Yankee einerseits, und durch Pralltrocknung über die Hauben andererseits.

2.1.8 Aufwicklung, Rollenschneider, Verpackung Auslieferung

Nach der Abnahme der Papierbahn vom Yankee geht das fertige Papier über eine Kühlwalze zum Poperoller, wo es aufgewickelt wird.

Unter Einsatz des Rollenschneiders wird das Papier auf eine verkaufsfähige Breite zugeschnitten.

Die fertigen Rollen verlassen den Rollenschneider und kommen in die Verpackung und weiter in das Lager. Von hier aus erfolgt die Auslieferung des MG- Papiers.

3 Grundlagen feuchter Luft

Bei der Trocknung erfolgt der Abtransport der verdunsteten Feuchtigkeit durch das Trocknungsmedium.

Die im Zuge der Trocknung abgegebene Feuchte wird zur Gänze vom Trocknungsmedium aufgenommen. Durch die Aufnahme der Feuchte vom Trocknungsmedium, ändern sich die thermodynamischen Zustandsgrößen des Mediums, welches das Wasser aufzunehmen hat.

Die nachfolgenden Erklärungen und Gleichungen wurden aus LABHUHN, ROMBERG [1] entnommen, und geben den Zusammenhang der Stoffkombination Wasser/Luft wieder. Sinngemäß können die Gleichungen auch für andere Stoffpaare (im konkreten Fall Rauchgas/Wasser) verwendet werden.

3.1 Feuchte Luft als ideales Gas

Um Feuchte Luft mit den Gesetzmäßigkeiten eines idealen Gases betrachten zu können, ist es erforderlich, die zwei intensiven Zustandsgrößen Druck und Temperatur nur in bestimmten Bereichen zu verwenden.

Das ideale Gasgesetz ist nur gültig bei niedrigen Drücken (<10 bar), und nicht zu tiefen Temperaturen (nicht in der Nähe des Taupunkts). Dies liegt daran, dass beim idealen Gasgesetz davon ausgegangen wird, dass die Moleküle untereinander keine Anziehungskräfte ausüben.

Bei hohen Temperaturen steigt die Bewegung der Moleküle im System sehr stark an. Dadurch wird die kinetische Energie der Teilchen gegenüber den Anziehungskräften untereinander ungleich größer, was dazu führt, dass das ideale Gasgesetz Gültigkeit hat.

Bei zu hohem Druck befindet sich mehr Materie im Raum, das heißt die Moleküle haben einen geringeren Abstand zueinander, als bei niedrigem Druck. Dies bewirkt eine Erhöhung der Anziehungskräfte untereinander, was bei der Anwendung des idealen Gasgesetzes zu falschen Ergebnissen führt.

3.1.1 Zustandsgleichungen für feuchte Luft

Da wir wie im vorigen Kapitel ausgeführt, von einem idealen Gas sprechen, gilt für die einzelne Komponente das ideale Gasgesetz.

Zustandsgleichung für Wasserdampf:

$$p_w \cdot V = m_w \cdot R_w \cdot T \quad (3.1)$$

V...	Volumen	
p_w ...	Partialdruck des Wasserdampfs	[Pa]
m_w ...	Masse des Wasserdampfs in der feuchten Luft	[kg]
R_w ...	Gaskonstante des Wasserdampfs	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
T...	Temperatur	[K]

Zustandsgleichung für trockene Luft:

$$p_L \cdot V = m_L \cdot R_L \cdot T \quad (3.2)$$

p_L ...	Partialdruck der trockenen Luft	[Pa]
V...	Volumen	[m ³]
m_L ...	Masse der trockenen Luft	[kg]
R_L ...	Gaskonstante der trockenen Luft	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

Die nachfolgende Tabelle 3.1 zeigt die wichtigsten Stoffdaten für das Gemisch Wasserdampf/trockene Luft. Die Konstanten $c_{p,W,D}$, $c_{p,W,F}$ und $c_{p,W,E}$ geben die spez. Wärmekapazität von Wasserdampf, flüssigem Wasser und Eis an.

Stoffdaten	Wasser	Luft
Molmasse	$M_W = 18,015 \text{ kg/kmol}$	$M_L = 28,95 \text{ kg/kmol}$
Gaskonstante	$R_W = 0,4615 \text{ kJ/(kg K)}$	$R_L = 0,2872 \text{ kJ/(kg K)}$
spezifische isobare Wärmekapazitäten	$c_{p,W,D} = 1,852 \text{ kJ/(kg K)}$ $c_{p,W,F} = 4,19 \text{ kJ/(kg K)}$ $c_{p,W,E} = 2,05 \text{ kJ/(kg K)}$	$c_{p,L} = 1,005 \text{ kJ/(kg K)}$
Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 0°C	$r_{W,D} = 2502 \text{ kJ/kg}$	-
Erstarrungsenthalpie von Eis	$r_{W,E} = 333 \text{ kJ/kg}$	-

Tabelle 3.1 Stoffwerte der feuchten Luft [1]

3.2 Zustandsgrößen feuchter Luft

Als so genannte Zustandsgrößen feuchter Luft, bezeichnet man:

- Temperatur
- Dampfdruck
- absolute Feuchte
- relative Feuchte

Um die Zusammenhänge dieser Größen in weiterer Folge zu verstehen, bedarf es der Einführung einiger physikalischer Gesetzmäßigkeiten, welche in den folgenden Unterpunkten behandelt werden.

3.2.1 Daltonsches Gesetz

Für das Gemisch Wasserdampf/Luft gilt, da sich beide Komponenten so verhalten, als ob sie alleine im Raum wären, das Gesetz von Dalton. Dieses besagt, dass der Gesamtdruck p gleich der Summe der Partialdrücke p_L und p_W ist.

$$p = p_L + p_W \quad (3.3)$$

p... Gesamtdruck [Pa]

3.2.2 Absolute Feuchte

Die Wassermenge die in der trockenen Luft vorliegt, kann durch die Wasserdampfbeladung x (auch als absolute Luftfeuchte bezeichnet) angegeben werden.

$$x = \frac{m_W}{m_L} \quad (3.4)$$

$x \dots$ absolute Luftfeuchte

$$\left[\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{trockene Luft}}} \right]$$

Die absolute Feuchte x ist das Verhältnis der Wasserdampfmenge m_W zur Masse der trockenen Luft m_L . Gleichung (3.4) gibt also Auskunft darüber, welche Wassermenge in Form von Dampf in der trockenen Luft drinnen ist.

3.2.2.1 Abhängigkeit der absoluten Feuchte vom Dampfdruck

Es kann sehr leicht ein Zusammenhang zwischen der absoluten Feuchte und dem Gesamtdruck des Gemisches bzw. dem Partialdruck des Wasserdampfs hergestellt werden.

Aus dem Umformen von Gleichung (3.1), und von Gleichung (3.2), nach m_W bzw. nach m_L , und einsetzen in Formel (3.4) folgt:

$$x = \frac{m_W}{m_L} = \frac{p_W \cdot R_L}{p_L \cdot R_W} \quad (3.5)$$

mit:

$$R_L = \frac{R}{M_W} \quad (3.6)$$

$$R_W = \frac{R}{M_L} \quad (3.7)$$

R...	Allgemeine Gaskonstante	$8.314 \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]$
M _L ...	Molmasse der trockenen Luft (siehe Tabelle 3.1)	$\left[\frac{g}{mol} \right]$
M _W ...	Molmasse des Wassers (siehe Tabelle 3.1)	$\left[\frac{g}{mol} \right]$

ergibt sich:

$$x = \frac{p_w \cdot \frac{R}{M_L}}{p_L \cdot \frac{R}{M_w}} = \frac{p_w}{p_L} \cdot \frac{M_w}{M_L} \quad (3.8)$$

dabei kann p_L noch durch den Ausdruck (Gesetz von Dalton):

$$p_L = p - p_w \quad (3.9)$$

ersetzt werden, und man erhält schlussendlich:

$$x = \frac{p_w}{p - p_w} \cdot \frac{M_w}{M_L} \quad (3.10)$$

Diese Gleichung, kann einer Adaptierung der beiden Molmassen vorausgesetzt, auch für andere Stoffpaare verwendet werden.

3.2.3 Relative Feuchte

Wenn man wissen will, ob die Feuchtigkeit in der Luft als Dampf, oder als Kondensat in Form von Flüssigkeit vorliegt, müssen wir als neue Größe die relative Luftfeuchte einführen.

$$\varphi = \frac{p_w}{p_s} \quad (3.11)$$

$\phi...$	relative Feuchte	
$p_W...$	Partialdruck des Wasserdampfs	[Pa]
$p_s...$	Partialdruck des Wasserdampfs im Sättigungszustand	[Pa]

Der Sättigungspartialdruck p_s ist jener Partialdruck, den das Wasser maximal bei gegebener Temperatur annehmen kann. Ein höherer Partialdruck des Wassers ist nicht möglich, da das zusätzliche Wasser nicht als Dampf in der Luft gebunden werden kann. Es kondensiert bzw. kann bei Umgebungsdruck und Temperaturen unter 0°C desublimieren.

Um die gerade getroffene Aussage zu konkretisieren stellen wir uns einen geschlossenen Behälter mit Wasser und Luft bei einer Temperatur t und einem Druck p vor (Abbildung 3.1). Die Luft wird genau so viel Wasser aufnehmen, bis der Partialdruck des Wassers in der Luft dem Sättigungsdampfdruck entspricht. Es wird einfach so getan, als ob der Wasserdampf für sich alleine im Raum vorhanden wäre, und behauptet, dass die Anwesenheit von der Luft nichts an den Verhältnissen ändert.

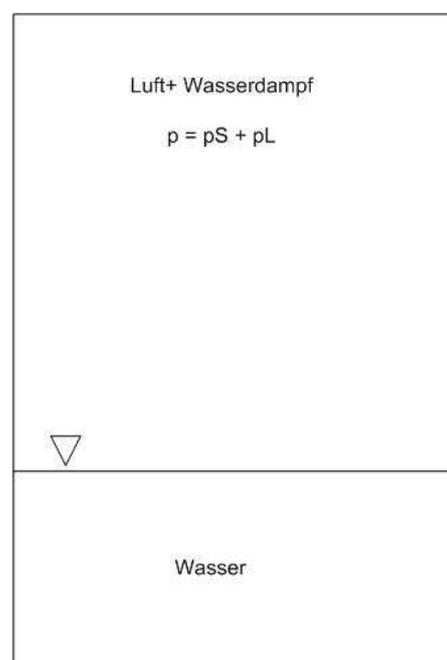


Abbildung 3.1

Die relative Feuchte kann Werte zwischen

$$0 \leq \varphi \leq 1$$

annehmen.

Dabei bedeutet:

$\varphi = 0$, dass trockene Luft vorliegt

$\varphi = 1$, dass gesättigte feuchte Luft vorliegt

Der Sättigungsdampfdruck p_s kann näherungsweise mit einer Antoine Gleichung (Formel (3.12)) ausgerechnet werden.

$$\log_{10} p_s = 5,19625 - \frac{1730,63}{233,426 + t} \quad (3.12)$$

$p_s \dots$	Sättigungsdampfdruck des Wassers in der Luft	[bar]
$t \dots$	Temperatur der Luft	[°C]

Die Antoine Gleichung kann nicht den gesamten funktionalen Zusammenhang zwischen Sättigungsdampfdruck und Temperatur, über den Bereich vom Taupunkt bis zum kritischen Punkt wiedergeben. Deshalb wird sie meist in 2 Geltungsbereiche aufgeteilt. Gleichung (3.12) ist für einen Temperaturbereich zwischen 0°C und 100°C gültig. Für höhere Temperaturbereiche müssen die konstanten Werte der Gleichung ersetzt werden. Abbildung 3.2 zeigt den Verlauf des Sättigungsdampfdrucks von Wasser im Temperaturbereich von 0°C bis 100°C.

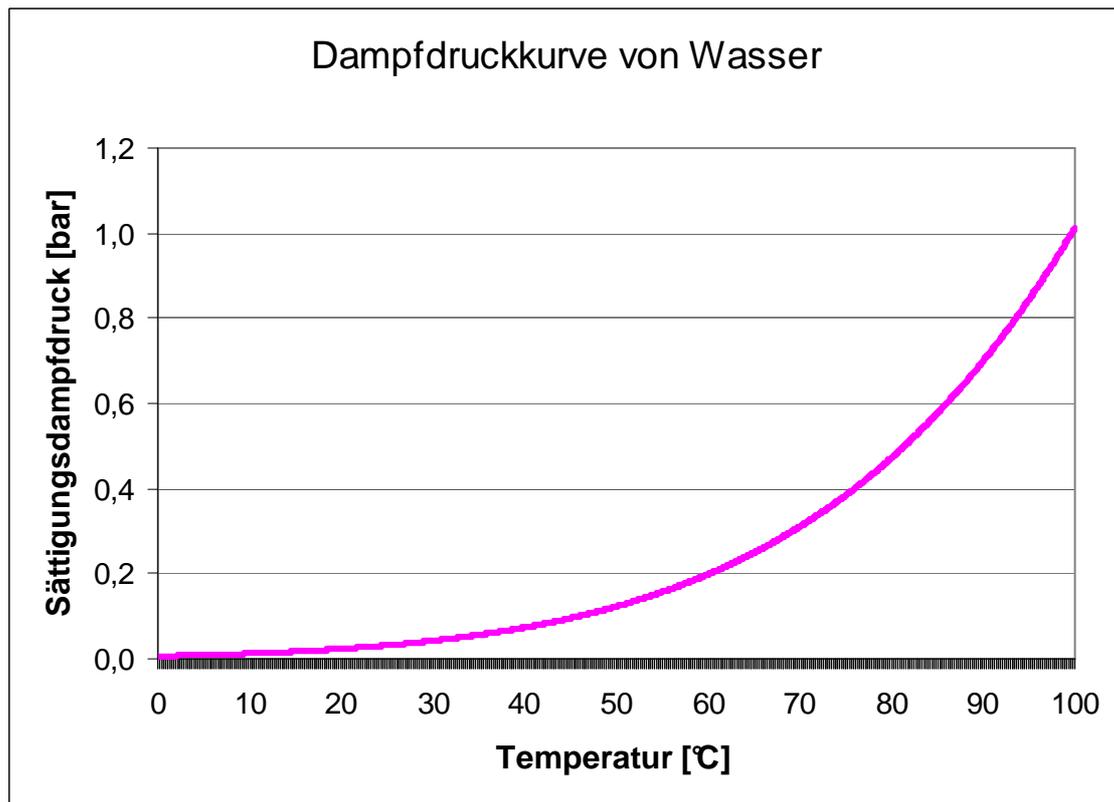


Abbildung 3.2

3.2.3.1 Zusammenhang zwischen absoluter und relativer Feuchte

Unter Anwendung von Gleichung (3.8) und mit dem Ausdruck:

$$p_d = p_s \cdot \varphi$$

aus Gleichung (3.11) folgt:

$$x = \frac{M_w}{M_L} \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} \quad (3.13)$$

Dabei zeigt sich, dass die Feuchtebelastung von folgenden Größen abhängig ist:

- Gesamtdruck im System
- relative Feuchte
- Sättigungsdampfdruck des Wassers (ist temperaturabhängig)

3.3 Wärmeinhalt von feuchter Luft

Der Wärmeinhalt feuchter Luft wird mittels der Zustandsgröße Enthalpie angegeben. Die Enthalpie setzt sich additiv aus der inneren Energie U und der Verschiebearbeit $p \cdot V$ zusammen. Es wird bei der Trocknung vor allem deswegen mit der Enthalpie gerechnet, da die Trocknung näherungsweise unter konstantem Druck abläuft, und die Enthalpie die Größe darstellt die den Energieinhalt eines Stoffgemisches bei konstantem Druck wiedergibt.

Der Wärmeinhalt bzw. die Enthalpie feuchter Luft setzt sich laut den nachfolgenden Ausführungen von Baehr [2] additiv aus den Enthalpien von trockener Luft und Wasserdampf zusammen:

$$H = H_L + H_W \quad (3.14)$$

$H \dots$	Enthalpie der feuchten Luft	[J]
$H_L \dots$	Enthalpie der trockenen Luft	[J]
$H_W \dots$	Enthalpie des Wasserdampfs in der feuchten Luft	[J]

Formel (3.14) mit den spezifischen Enthalpien angeschrieben lautet:

$$m \cdot h = m_L \cdot h_L + m_W \cdot h_W \quad (3.15)$$

$m...$	Masse der feuchten Luft	[kg]
$m_L...$	Masse der trockenen Luft	[kg]
$m_W...$	Masse des Wasserdampfs in der feuchten Luft	[kg]
$h...$	spezifische Enthalpie der feuchten Luft	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
$h_L...$	spezifische Enthalpie der trockenen Luft	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
$h_W...$	spezifische Enthalpie des Wasserdampfs	$\left[\frac{J}{kg} \right]$

Um die Berechnung des Wärmehalts der Luft einfacher zu gestalten, wird die Enthalpie von feuchter Luft, bzw. von Wasserdampf, auf 1kg trockene Luft bezogen, da bei Trocknungsvorgängen die Menge der trockenen Luft immer konstant bleibt.

$$\frac{m}{m_L} \cdot h = h_L + \frac{m_W}{m_L} \cdot h_W \quad (3.16)$$

Aus

$$m = m_W + m_L \quad (3.17)$$

und mit der Definition der absoluten Feuchte (Gleichung(3.4))folgt:

$$h_{(1+x)} = h_L + x \cdot h_W \quad (3.18)$$

(1+x)··· spezifische Enthalpie der feuchten Luft bezogen auf 1kg trockene Luft $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

Zu beachten dabei ist, dass meist mit Enthalpiedifferenzen gerechnet wird und der Nullpunkt willkürlich gewählt werden kann. Definitionsgemäß wählen wir als Nullpunkt der trockenen Luft h_L 0°C. Bei derselben Temperatur wird auch der spezifische Wärmeinhalt h_w von flüssigem Wasser 0 gesetzt.

Unter Einführung der spezifischen Wärmekapazität können die spezifischen Enthalpien wie folgt angeschrieben werden:

Für die Enthalpie der trockenen Luft gilt:

$$h_L = c_{p,L} \cdot t \quad (3.19)$$

$c_{p,L}$ ··· spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft (siehe Tabelle 3.1 Stoffwerte der feuchten Luft) $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

Für die Enthalpie des Wasserdampfs gilt:

$$h_w = c_{p,w} \cdot t + \Delta h_v^0 \quad (3.20)$$

$c_{p,w}$... spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfs (siehe Tabelle 3.1 Stoffwerte der feuchten Luft) $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

Δh_v^0 ... Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 0°C $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

Da wir, wie schon besprochen, von einem idealen Gas ausgehen, hängt die Enthalpie nur von der Temperatur ab. Deswegen kann man sich den Dampf, bei 0°C entstanden, und bis zur gewünschten Temperatur überhitzt denken, was Formel (3.20) zeigt.

Um die gerade besprochenen Größen, wieder auf 1kg trockene Luft zu beziehen setzen wir (3.19) und (3.20) in (3.18) ein:

$$h_{(1+x)} = c_{p,L} \cdot t + x \cdot (\Delta h_v^0 + c_{p,w} \cdot t) \quad (3.21)$$

3.4 Dichte feuchter Luft

Die Dichte von feuchter Luft lässt sich aus dem idealen Gasgesetz berechnen, und wird laut HIRSCHBERG [3] wie folgt angegeben:

$$\rho = \frac{1+x}{1 + \frac{x}{\frac{M_w}{M_L}}} \cdot \rho_L \quad (3.22)$$

ρ ... Dichte der Feuchten Luft $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

ρ_L ... Dichte der trockenen Luft $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Die Dichte der feuchten Luft muss laut obiger Definition mit steigendem Feuchtegehalt abnehmen, da $M_w < M_L$ ist.

4 Grundlagen der Papiertrocknung

4.1 Einleitung

Um das Papier auf den gewünschten Endtrockengehalt zu bringen, muss das Wasser aus dem Fasernetzwerk entfernt werden. Dies geschieht durch die Entwässerung:

- Am Sieb (Filtration)
- In der Presse
- In der Trockenpartie

Das Wasser, welches nicht mechanisch entfernbar ist, wird in der Trockenpartie bzw. in unserem Fall in der Trockenhaube verdampft.

Obwohl in diesem Bereich nur mehr ca. 1 kg Wasser/kg Papier vorliegt, ist es der teuerste Verfahrensschritt beim Papierherstellungsprozess.

Die nachfolgenden Ausführungen und Erklärungen zu den einzelnen Trocknungsphasen orientieren sich an KAISER, WIDMER, SINN [4].

4.2 Phasen der Trocknung

Abbildung 4.1a zeigt die Änderung der Gutsfeuchte (y-Achse) nach der Zeit (x-Achse). Abbildung 4.1b stellt die Trocknungsgeschwindigkeit (y-Achse) über die Zeit (x-Achse) dar. Abbildung 4.1c zeigt den Zusammenhang zwischen der Trocknungsgeschwindigkeit (y-Achse) und der Gutsfeuchte (x-Achse).

Die Phasen der Trocknung werden allgemein in 3 Teilbereiche gegliedert, und in den folgenden Unterpunkten beschrieben.

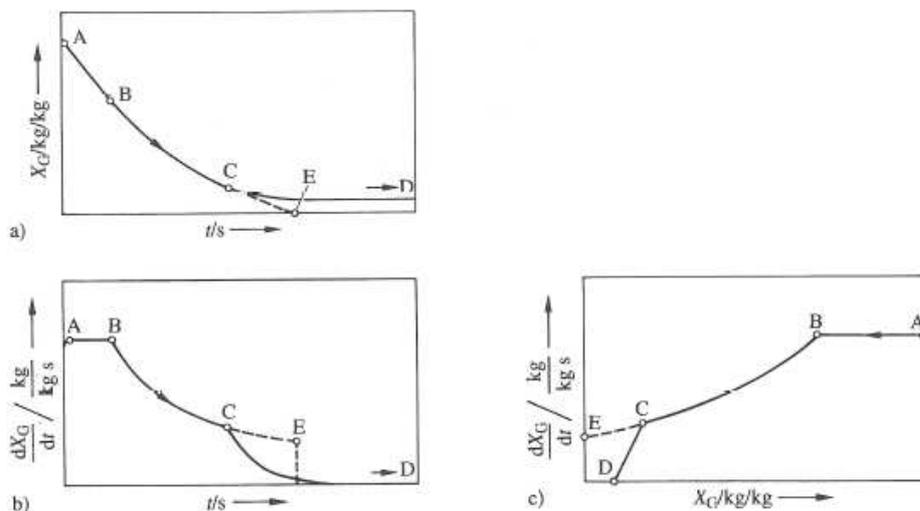


Abbildung 4.1 Die ausgezogenen Linien beschreiben die Trocknung eines hygroscopischen Guts, die gestrichelten jene eines nichthygroscopischen.

4.2.1 Aufheizphase

Im Zuge der Aufheizphase des Papiers, erhöht sich die Temperatur der Fasermatte, bis sich eine konstante Trocknungsrate einstellt. In diesem Bereich ist die Verdampfung noch sehr gering.

4.2.2 Der erste Trocknungsabschnitt

Im ersten Trocknungsabschnitt A- B (siehe Abbildung 4.1c) bleibt die Trocknungsgeschwindigkeit konstant. Die Guts oberfläche ist hier noch vollständig mit Flüssigkeit benetzt. Die Trocknungsgeschwindigkeit ist hier allein durch den Stoffübergang an der Oberfläche des Papiers bestimmt.

4.2.3 Der zweite Trocknungsabschnitt

Beim zweiten Trocknungsabschnitt (B- C in Abbildung 4.1c) findet keine Oberflächenverdunstung mehr statt. Der so genannte Trocknungsspiegel zieht sich mehr und mehr in das Innere des Faservlieses zurück. Das heißt, die verdunstende Flüssigkeit muss erst durch die gasgefüllten Poren hindurchdiffundieren, bevor sie von dem Trocknungsmedium abgeführt wird. Der Diffusionsweg wird mit fortschreitender Trocknung immer länger, was eine weitere Verlangsamung der Trocknungsgeschwindigkeit zur Folge hat.

4.2.4 Der dritte Trocknungsabschnitt

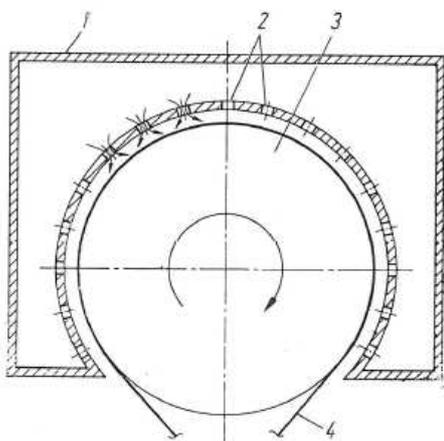
Die voll ausgezogene Linie in Abbildung 4.1c zeigt den Trocknungsverlauf eines hygroskopischen Guts (in unserm Fall Papier). Dabei sieht man, dass sich an einem zweiten Knickpunkt C, ein dritter Trocknungsabschnitt anschließt. Dieser beginnt, sobald an allen Stellen des Papiers, der höchstmögliche hygroskopische Trockengehalt, im Falle eines Gleichgewichts mit gesättigter Luft erreicht ist. Im dritten Trocknungsabschnitt fällt die Trocknungsgeschwindigkeit in jenem Punkt auf Null ab, bei welchem die Gleichgewichtsfeuchte des Papiers erreicht wird, die zu dem jeweiligen Zustand der Trocknungsluft gehört. Hygroskopische Güter wie Papier können mittels feuchter Luft nie vollständig getrocknet werden.

4.3 Energieeinbringung bei der Papiertrocknung einer MG Papiermaschine

4.3.1 Einleitung

Da bei einer MG Maschine der Trocknungsweg sehr kurz ist (nur 1 Trockenzylinder), muss über so genannte Prallstrahlhauben, die spezifische Verdampfungsrate gesteigert werden. Abbildung 4.2 zeigt die schematische Darstellung einer Prallstrahlhaube.

In den folgenden Abschnitten wird erläutert, wie die Energie, welche für die Trocknung des Papiers benötigt wird, in das System eingebracht wird bzw. welche Einflüsse die einzelnen Parameter auf den Energieverbrauch haben.



- 1 Haube
- 2 Luftaustrittsströmung
- 3 Zylinder
- 4 Papierbahn

Abbildung 4.2 [5]

4.3.2 Konvektiver Wärmeübergang der Trocknungsluft.

Abbildung 4.3 zeigt ein schematisches Bild wie der konvektive Wärmeübergang in einer Prallstrahlhaube vor sich geht. Hierbei wird über Düsen heiße Luft mit hoher Geschwindigkeit auf die Papierbahn geblasen. Wärme wird über die Luft auf das Papier abgegeben, welche zur Verdunstung führt. Der so entstehende Wasserdampf wird gleichzeitig von der Luft aufgenommen. Über Austragskanäle wird die Luft wieder abgesaugt.

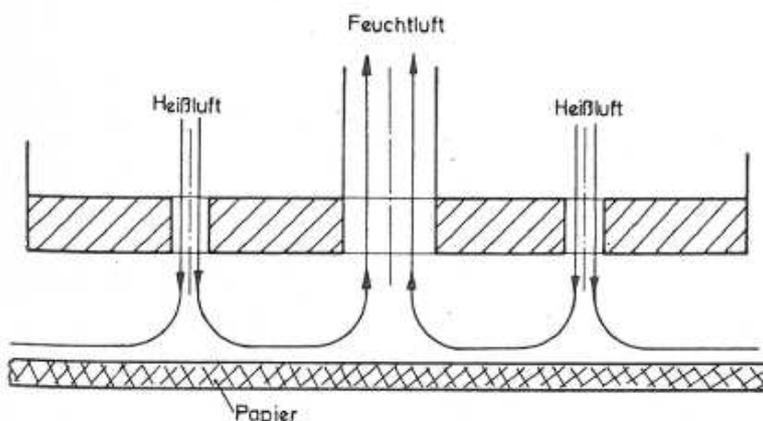


Abbildung 4.3 [6]

Die Wärmemenge, welche auf die Fasermatte von der Trocknungsluft (Rauchgas) übergeben wird, wird durch die bekannte Gleichung:

$$Q_{konv.} = A \cdot \alpha \cdot (t_{Luft} - t_{O-Papier}) \quad (4.1)$$

beschrieben.

$Q_{konv.}$...	konvektiv ins Papier übertragene Wärmemenge	[W]
A ...	Haubenfläche über der Papierbahn	[m ²]
α ...	Wärmeübergangskoeffizient Luft- Papieroberfläche	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
t_{Luft} ...	Temperatur der Trocknungsluft	[°C]
$t_{O-Papier}$...	Temperatur der Papieroberfläche	[°C]

Der Parameter A ist konstruktiv durch die Haubengeometrie vorgegeben.

Die Temperatur t_{Luft} ist über die Kriechfähigkeit des Rohrwerkstoffes auf ein bestimmtes Level begrenzt, aber trotzdem eine wichtige Größe für den Wärmeübergang.

Die größte Bedeutung kommt sicherlich dem Wärmeübergangskoeffizienten zu, welcher nun anhand der Ausführungen von LANG [7] diskutiert wird.

Dazu wird die Nusselt Zahl eingeführt:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = \left(\frac{Y}{D}\right)^a \cdot \left(\frac{X}{D}\right)^b \cdot Re^c \cdot Pr^d \quad (4.2)$$

Sie gibt an, um wie viel der Wärmeübergangskoeffizient gegenüber reiner Wärmeleitung durch eine ruhende Schicht steigt.

Nu...	Nusselt Zahl	
D...	Düsendurchmesser	[m]
λ ..	Wärmeleitzahl	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

Der Term $\left(\frac{Y}{D}\right)^a$ ist der Abstand Y zwischen zwei benachbarten Düsen in der Haube, im Verhältnis zum Düsendurchmesser D. Dieser Ausdruck definiert die offene Fläche unter der Haube hervorgerufen durch die Düsen. Der Term $\left(\frac{X}{D}\right)^b$ gibt den Zusammenhang zwischen dem Abstand Düsenaustritt- Papierbahn X relativ zum Düsendurchmesser D wieder. Die Exponenten a, b müssten meiner Meinung nach, nach den Ausführungen von LANG negativ sein, damit sich der funktionale Zusammenhang von Gleichung (4.2) mit seinen Aussagen deckt, dass der Wärmeübergang umso besser wird je kleiner der Abstand X ist, und je größer die offene Fläche wird, welche über den Term $\frac{Y}{D}$ bestimmt ist wird.

Die dritten und vierten Terme, sind die Reynolds, und die Prandtl Zahl, welche bestimmt sind durch:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (4.3)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad (4.4)$$

v...	Strömungsgeschwindigkeit aus der Düse	$\left[\frac{m}{s} \right]$
ν ...	kinematische Viskosität des Trocknungsmediums (Luft, Rauchgas...)	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
a...	Temperaturleitfähigkeit der Luft	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$

a ist definiert durch:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (4.5)$$

Die Exponenten a, b, c, d von Gleichung (4.2) sind bestimmt durch die Düsenform, und sind empirisch ermittelte Konstanten. Laut LANG [7] haben Trockenhauben mit einer größeren offenen Fläche, einen größeren Wärmeübergangskoeffizienten. Da aber auch der Durchfluss gesteigert werden muss, um die Reynoldszahl wieder auf gleiches Niveau zu bringen, ist eine ungleich höhere Ventilatorleistung zu beobachten, was die Implementierung größerer Düsen nicht rechtfertigen würde.

Der Ausdruck X/D (Abstand Düse zu Papierbahn im Verhältnis zum Durchmesser) hat laut den Untersuchungen von LANG seinen Maximalwert bei zwei, was durch CHANCE [9] tendenziell bestätigt wurde, und nachfolgend noch erläutert wird. (Der Versuch von Chance zeigt, dass ein kleineres Verhältnis als jenes von 2 den Wärmeübertragungskoeffizienten noch weiter verbessern würde.)

MARTIN [8] und CHANCE [9] führten ebenfalls Untersuchungen bezüglich des konvektiven Wärmeübergangs durch, beide mit ähnlichen Ergebnissen.

In den nächsten Punkten wird speziell auf die Ausführungen von CHANCE [9] eingegangen.

4.3.2.1 Der Versuch von CHANCE den Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen

Abbildung 4.4 zeigt den Versuchsaufbau welcher verwendet wurde. Die Fläche an der die übertragene Wärmemenge gemessen wurde, besteht bei diesem Versuchsaufbau aus Kupfer.

CHANCE geht bei seinen Beobachtungen von der Nusselt Gleichung in der Form

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.6)$$

aus. Die nachfolgenden Erläuterungen über die versuchsseitige Ermittlung, stellen die Sicht des Autors dar, weil die Vorgangsweise für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten von CHANCE nicht beschrieben wurde.

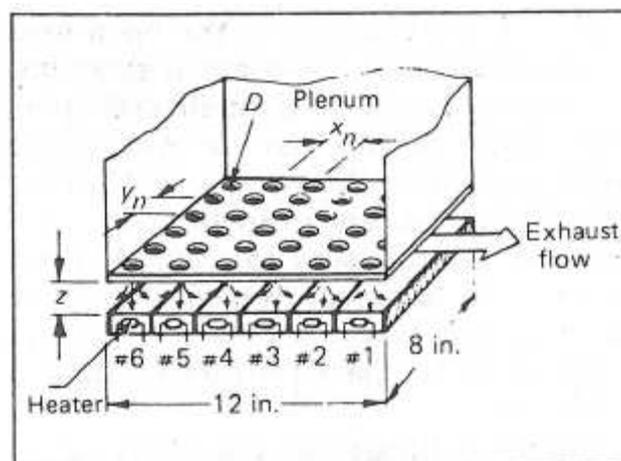


Abbildung 4.4

Als erstes wurde der Zusammenhang zwischen der Reynoldszahl, und dem Aus-

druck $\frac{Nu}{Pr^{\frac{1}{3}}}$ ermittelt. (Abbildung 4.5)

Dieser Ausdruck kann über eine ganz normale Energiebilanz bestimmt werden.

$$Q_{\alpha} = Q_{zu} - Q_{ab} \quad (4.7)$$

$Q_{\alpha} \dots$	Die durch Konvektion auf das Kupfer übertragene Wärmemenge	[W]
$Q_{zu} \dots$	zugeführte Wärmemenge in das System	[W]
$Q_{ab} \dots$	abgeführte Wärmemenge durch die Abluft aus dem System	[W]

Aus der durch dieses System bestimmten Wärmemenge Q_{α} , lässt sich sehr einfach der durchschnittliche Wärmeübergangskoeffizient berechnen.

$$\alpha = \frac{Q_{\alpha}}{A \cdot (t_{zu} - t_{Kupfer})} \quad (4.8)$$

$\alpha \dots$	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
$A \dots$	Wärmeübergangsfläche	$[m^2]$
$t_{zu} \dots$	Temperatur der Zuluft ins System	
$t_{Kupfer} \dots$	Oberflächentemperatur des Kupfers	

Damit kann der oben genannte Ausdruck $\frac{Nu}{Pr^{\frac{1}{3}}}$ bestimmt werden.

Aus diesen Wertepaaren konnte mittels einer Regression für die Konstante C und den Exponenten n ein Wert gefunden werden.

$$n = 0.741$$

$$C = 0.048$$

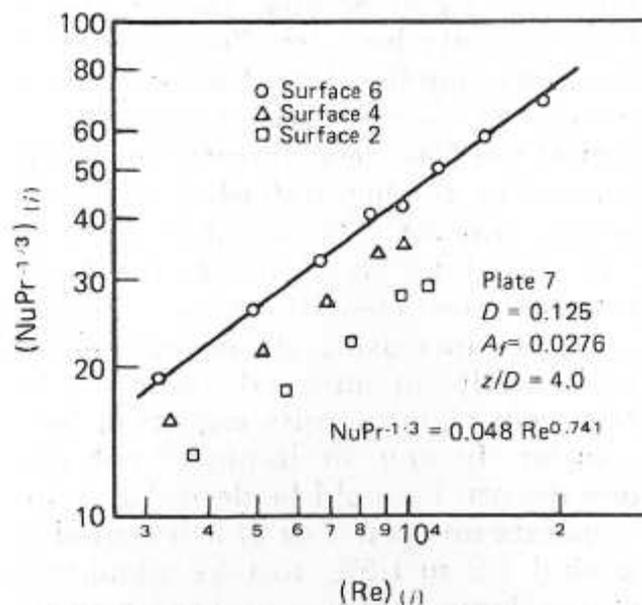


Abbildung 4.5

Af... offene Fläche der Haube, im Verhältnis zur Gesamtfläche

4.3.2.1.1 Einfluss des Düsendurchmessers der Trockenhaube

Beim Einfluss des Düsendurchmessers wird eine konstante Ausblasfläche A_f vorausgesetzt.

Wenn wir von Gleichung (4.6) ausgehen, und die Definition der Nusselt Zahl (Gleichung (4.2)), und der Reynoldszahl (Gleichung (4.3)) in diese einsetzen, erhalten wir:

$$\frac{\alpha_1 \cdot D_1}{\lambda} = C \cdot \left(\frac{D_1 \cdot v_1}{\nu} \right)^n \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (4.9)$$

Gleichung (4.9) ergibt nach α_1 umgeformt:

$$\alpha_1 = \frac{C \cdot \lambda \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{D_1 \cdot v}{\nu} \right)^n}{D_1} \quad (4.10)$$

Gehen wir von einer konstanten Düsengesamtfläche A_f aus, so bleibt als veränderbarer Parameter nur mehr der Düsendurchmesser übrig, die restlichen Variablen sind Stoffwerte für eine bestimmte Temperatur.

Da der Exponent der Reynoldszahl $n < 1$ ist, wird der Wärmeübergang mit kleiner werdendem Düsendurchmesser besser. Hierbei sind aber auch Grenzen durch den optimalen Düsenabstand gesetzt. (vgl. Abschnitt 4.3.2.1.2)

4.3.2.1.2 Der Einfluss des Abstandes der Düsen zur Paperoberfläche

Hier zeigten die Versuche, dass das bestmögliche Ergebnis für den Wärmeübergangskoeffizienten, bei einem Verhältnis des Düsenabstands zum Düsendurchmesser im Bereich von 2 und auch darunter liegt (z/D in Abbildung 4.6).

Die Steigung der Kurven ist abhängig vom zur Verfügung stehenden Düsenquerschnitt. Je höher der Anteil der Ausblasfläche im Verhältnis zur gesamten Haubenfläche ist, desto größer wird die Steigung der Geraden.

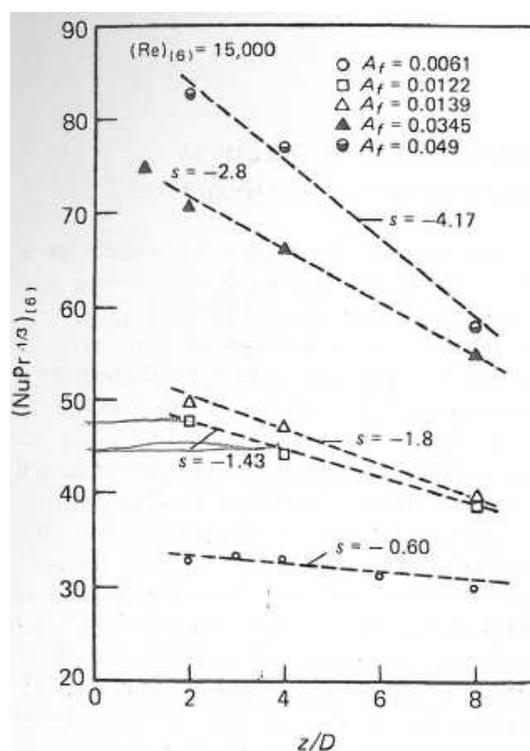


Abbildung 4.6 Einfluss des Düsenabstands

Bei der PM 7 von Mondi Frantschach liegen die Werte bei:

$$Af = 0.012$$

$$z/D = 3,8$$

Bei gleich bleibender offener Strömungsfläche könnte durch eine Verringerung des Düsenabstandes zur Papieroberfläche z/D auf 2, ein um ca. 4% höherer Wärmeübergangskoeffizient erreicht werden (siehe Abbildung 4.6). Dies wäre bei einem Düsenabstand von 18mm der Fall.

4.3.2.1.3 Einfluss der Ausblasfläche

Abbildung 4.7 zeigt den Einfluss der summierten Düsenflächen der Haube. Werte über 1.2% offener Fläche sind erstrebenswert, weil in dem Bereich vor 1.2%, der größte Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten zu erkennen ist. Der Wärmeübergang wird deshalb besser, weil die Turbulenz im Bereich der Düse am größten ist, was sich positiv auf die Nusselt Zahl auswirkt. Zu hohe Werte sind nicht erstrebenswert, da bei gleich bleibender Reynoldszahl auch der Volumenstrom steigen müsste, damit ein besserer Wärmeübergang erzielt wird, und somit der energetische Bedarf des Motors laut LANG [7] ungleich größer wird. Empfohlen wird ein z/D von 1.2%- 2%. In diesem Bereich ist der positive Einfluss der Ausblasfläche auf den Energieverbrauch der Trocknung größer als, jener des steigenden Energiebedarfs des Lüftermotors.

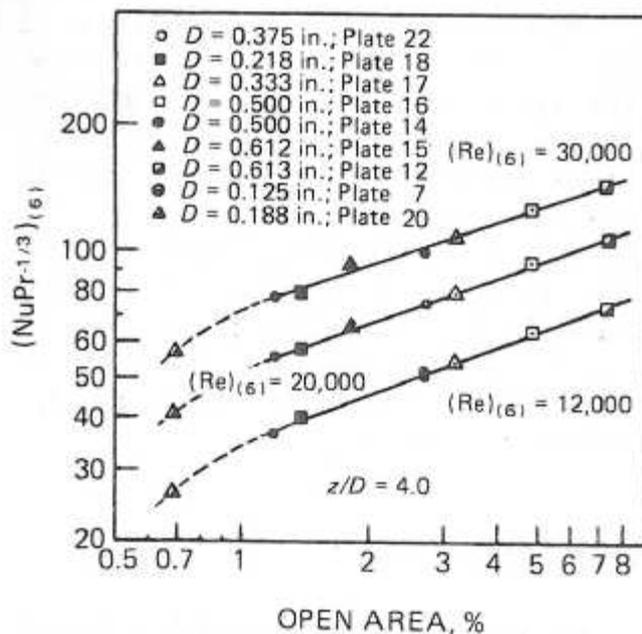


Abbildung 4.7 Einfluss der Ausblasfläche

4.3.2.1.4 Einfluss der Düsengeometrie

Der Einfluss der Düsengeometrie spielt deshalb eine Rolle, weil jede Düsenform eine gewisse Kontraktion der Stromlinien mit sich bringt. Abbildung 4.8 zeigt unterschiedliche Düsengeometrien, und die Veränderung der Kontraktionszahl durch diese.

Die Beeinflussung des Wärmeübergangs ist dadurch gegeben, weil die Kontraktionszahl den effektiven Düsenquerschnitt verkleinert, und somit die Ausblasfläche. (vgl. Abschnitt 4.3.2.1.3)

Trotzdem ist es nicht notwendig speziell geformte Düsen in eine Haubentrocknung einzubauen, da man die größere Einschnürung der Stromlinien die durch eine einfache Bohrung in einem Blech zustande kommt ganz einfach durch einen größeren Bohrungsdurchmesser kompensieren kann.

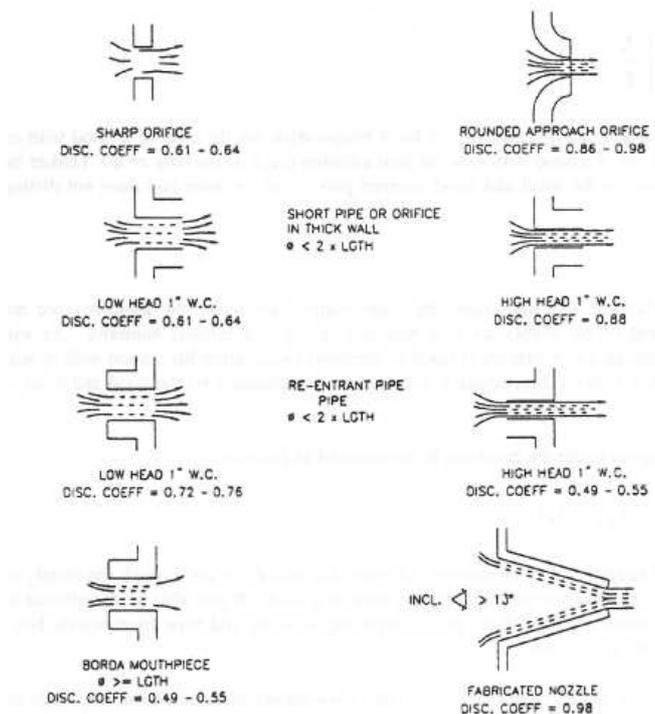


Abbildung 4.8 [10]

4.3.3 Konduktiver Wärmetransfer auf das Papier

Der konduktive Wärmetransfer bei der Yankee Trocknung erfolgt über einen dampfbeheizten Glättzylinder. Die Einflussgrößen auf diese Art des Wärmetransports bei der Trocknung werden laut [11] beschrieben. Abbildung 4.9 zeigt ein schematisches Bild wie der Wärmeübergang im Zylinder aussehen kann.

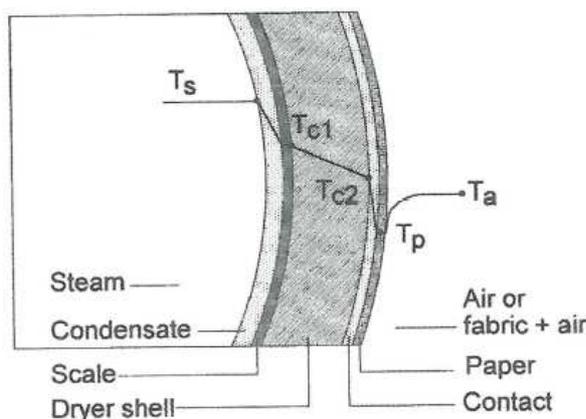


Abbildung 4.9

4.3.3.1 Wärmeübergang durch überhitzten Dampf

Sollte der Dampf überhitzt sein so ergibt sich ein zusätzlicher Wärmeübergangskoeffizient, zwischen Dampf und Kondensat (siehe Abbildung 4.10).

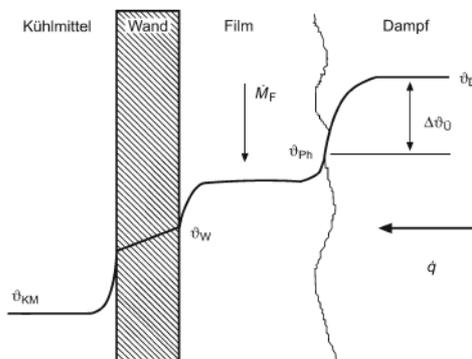


Abbildung 4.10 Schematisches Temperaturprofil bei der Kondensation von überhitztem Dampf [12]

Hier wird außer der Verdampfungswärme auch noch die Wärmemenge übertragen, die für die Abkühlung des Dampfes vom übersättigten in den gesättigten Zustand erforderlich ist. Die Gleichung dafür lautet laut VDI [12]:

[12]

$$\Delta h = \Delta h_V + c_{p,D} \cdot \Delta_{t\ddot{U}} \quad (4.11)$$

$\Delta h \dots$	Gesamte Enthalpieänderung bei der Kondensation aus dem überhitzten Dampfgebiet	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
$\Delta h_V \dots$	Verdampfungsenthalpie des Wassers	$\left[\frac{J}{kg} \right]$
$c_{p,D} \dots$	spez. Wärmekapazität des überhitzten Dampfes	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$\Delta_{t\ddot{U}}$	Temperaturdifferenz Kondensat- überhitzter Dampf	$[^\circ C]$

Abschließende Folgerungen aus dieser Überlegung sind, dass eine Überhitzung des Wasserdampfes sehr wenig bringt, da die Verdampfungswärme Δh_v viel größer ist, als die durch die Überhitzung erzeugte Wärme und die Überhitzung einen zusätzlichen Wärmeübergangskoeffizienten hervorruft.

4.3.3.2 Wärmeleitung durch das Kondensat im Zylinder

Der gesättigte Dampf kommt in den Zylinder, und kondensiert an der Zylinderwand aus. Dabei wird Kondensationswärme frei, welche die zu übertragene Wärmemenge stark erhöht.

Der erste Wärmeübergangswiderstand, nämlich jener des Kondensationsfilms, kommt durch die Kondensation des Wasserdampfes an der Innenseite der Mantelfläche des Zylinders zustande.

Die Kondensatschichtdicke wird von mehreren Größen beeinflusst:

- Maschinengeschwindigkeit
- Zylinderdurchmesser
- Oberfläche des Zylindermantels

Dieser Wärmeübergang gehorcht folgender Gesetzmäßigkeit:

$$Q_{in} = \alpha_s \cdot (t_s - t_{C1}) \cdot A_{Cy} \quad (4.12)$$

$Q_{in}...$	übertragene Wärmemenge durch die Kondensatschicht	[W]
$\alpha_s...$	Wärmeübergangskoeffizient Kondensat	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
$t_s...$	Dampftemperatur	[°C]
$t_{C1}...$	Temperatur an der Innenseite des Zylinders	[°C]
$A_{Cy}...$	Innenfläche des Yankeemantels	[m ²]

Der Einfluss der **Maschinengeschwindigkeit** ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Bei "Pudding Conditions", dies ist bei langsamen Geschwindigkeiten unter 150m/min

Fall, bleibt fast die gesamte Kondensatmenge an der Unterseite der Mantelfläche des Zylinders. Zwar ist die Turbulenz des Kondensats gering, was einen niedrigeren Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt, aber dafür ist ein Großteil der Mantelfläche nicht, beziehungsweise nur wenig mit Kondensat benetzt. Das führt zu einem guten Wärmeübergang zwischen Dampf und Zylindermantelfläche.

Steigt die Maschinengeschwindigkeit, wird über die Reibung zwischen Kondensat und Zylinder ein Teil des Wassers am Umfang der Innenseite des Yankee's nach oben mitgeführt. An der oberen Position ist die Schwerkraft, größer als die Haftkraft und die Zentrifugalkraft. Somit fällt das Kondensat wieder zurück nach unten. Dadurch wird eine hohe Turbulenz im Kondensat erreicht, und somit auch sehr gute Wärmeübergangskoeffizienten. Diese Bedingungen im Zylinder werden kaskadierende Bedingungen genannt.

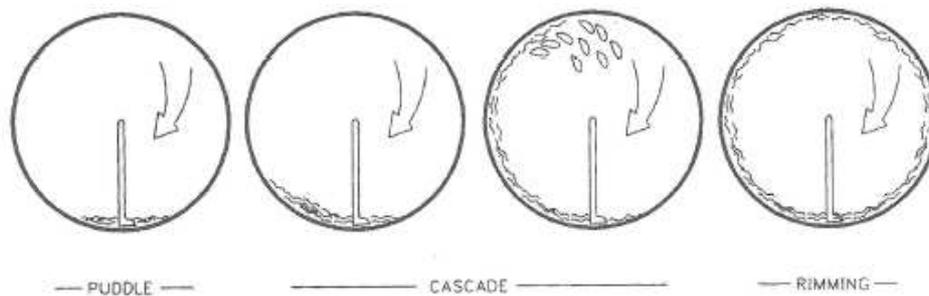


Abbildung 4.11 Einfluss der Maschinengeschwindigkeit auf die Kondensatbewegung im Zylinder

Bei Ringbildung (siehe Abbildung 4.11) ist die Geschwindigkeit, so hoch, dass der Einfluss der Zentrifugalkraft größer ist als jener der Schwerkraft. Der Wärmeübergang ist hier schlechter als bei den vorhin genannten Bedingungen, da die gesamte Mantelfläche mit Kondensat benetzt ist. Ringbildung setzt je nach dem Durchmesser des Yankee's, bei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten des Trockenzyinders ein.

Der **Zylinderdurchmesser** beeinflusst den Wärmeübergang dahingehend, dass bei gleichbleibender Maschinengeschwindigkeit die Zentrifugalkraft steigt und somit auch die Kondensatschichtdicke vergrößert wird.

$\lambda_{c\dots}$	Wärmeleitwert des Zylinderwerkstoffs	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
$t_{c1\dots}$	Temperatur Innenseite Zylindermantel	[°C]
$t_{c2\dots}$	Temperatur Außenseite Zylindermantel	[°C]
$\delta_{c\dots}$	Dicke des Zylindermantels	[m]

Gleichung (4.13) zeigt auch schon die Möglichkeiten auf wie die Wärmeleitung durch den Zylinder beeinflusst werden kann.

Einerseits über den Wärmeleitwert λ_c , welcher werkstoffabhängig ist, andererseits über die Wandstärke des Zylindermantels.

Der Wärmeleitwert ist eine werkstoffspezifische Größe, er liegt für Stahl bei ca. 30-50 $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$. Die Wandstärke des Zylindermantels kann bei einer Yankeeemaschine

nicht zu dünn gewählt werden, da durch die Schaber am Yankee eine gewisse Abnützung entsteht. Weiters sind auch festigkeitsmäßige Aspekte in die Dimensionierung der Wandstärke einzubeziehen, die z. B. durch die Anpressung der Glättpressen an den Zylinder verursacht werden können.

Die Anforderungen an einen gut leitenden Yankeeerkstoff sollten, also eine hohe Wärmeleitfähigkeit bei ausreichender Festigkeit, und geringer Wandstärke sein.

4.3.3.3.1 Wärmeübergang zwischen Zylinderoberfläche und dem Papier

Dieser Einfluss ist von folgenden Parametern abhängig:

- Trockengehalt des Papiers
- Luftfilm beim Anpressen zwischen Papier und Yankee
- Zylinderglätte
- Papierglätte
- Anpressung mittels einer Glättpresse

Der Trockengehalt spielt insofern eine Rolle, weil am Anfang der Trocknung das Wasser welches in den Poren vorhanden ist, noch direkten Kontakt zur Zylinder-

oberfläche hat. Umso trockener das Papier wird, umso geringer wird die Kontaktfläche Wasser- Zylinder was zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten führt. Das heißt der Wärmeübergang wird mit steigendem Trockengehalt schlechter.

Die Zylinder und die Papierglätte beeinflussen den Wärmeübergangskoeffizienten nicht unbeträchtlich. Je glatter beide Oberflächen sind, umso besser ist der Wärmeübergang, da die Kontaktfläche zwischen Zylinder und Papier vergrößert wird.

4.3.3.3.2 Wärmeleitung im Papier

Die Wärmeleitung im Papier selbst ist ebenfalls vom Trockengehalt des Papiers abhängig. BAGGERUD [13] beschreibt in seiner Arbeit die Wärmeleitung im Papier, und kommt zum Schluss, dass die Wärmeleitung im Papier besser ist, umso niedriger der Trockengehalt ist. Die Begründung liegt darin, dass Wasser ein viel besserer Wärmeleiter ist als Luft. Weiters spielt auch die Temperatur eine Rolle. Höhere Temperatur führt zu einer besseren Wärmeleitung im Papier, was durch den höheren Wärmeleitwert von Wasser, welcher bei der für die Papiertrocknung relevanten Temperatur zwischen 50- 100°C zunimmt zu erklären ist.

4.3.4 Strahlungsaustausch Trockenhaube- Papierbahn

Der Wärmeaustausch hervorgerufen durch Strahlung kann nur dann berechnet werden, wenn die beiden Körper selbst strahlungsundurchlässig sind, und das zwischen den beiden Körpern befindliche Medium durchlässig für Wärmestrahlung (diatherman) ist. Dies ist im Falle der Pralltrocknung bei einer MG Maschine gegeben.

Für den Fall der Wärmestrahlung kommt das Stefan Boltzmannsche Gesetz zur Anwendung:

$$P = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (4.14)$$

P...	Strahlungsleistung des schwarzen Körpers	[W]
A...	Strahlungsfläche des Körpers	[m ²]
T...	absolute Temperatur	[K]
σ...	Boltzmann Konstante	$5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$

Dabei erkennt man, dass die abgestrahlte Wärmeleistung mit der 4. Potenz der absoluten Temperatur zunimmt.

Heikkilä [14] beschreibt in seiner Doktorarbeit den Wärmeübergangskoeffizienten bei der Wärmestrahlung mit folgender Gleichung (siehe auch Abbildung 4.12):

$$\alpha_{rad} = \frac{\sigma \cdot \epsilon_d \cdot \epsilon_s}{1 - (1 - \epsilon_d) \cdot (1 - \epsilon_s)} \cdot \frac{T_d^4 - T_s^4}{T_a - T_s} \quad (4.15)$$

α _{rad} ...	Wärmeübergangskoeffizient hervorgerufen durch Strahlung	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$
ε _d ...	Emissionsverhältnis des Lochblechs der Haube	
ε _s ...	Emissionsverhältnis des Papiers	
T _d ...	Temperatur des Lochblechs	[K]
T _s ...	Oberflächentemperatur der Papierbahn	[K]
T _a ...	Temperatur der Trocknungszuluft	[K]

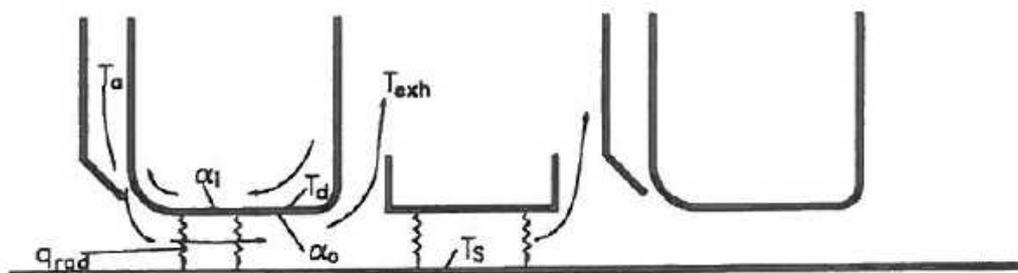


Abbildung 4.12

Dabei erkennt man, dass sich der Wärmeübergang durch Strahlung, erst bei hohen Temperaturen wesentlich auf die Trocknung Einfluss nimmt. Bei Temperaturen unter 300 °C wie sie an der PM7 herrschen, ist dieser Anteil gering. Er wurde von Dr. Peter Fisera nicht in der Simulation berücksichtigt.

Das Emissionsverhältnis ε_d stellt das Verhältnis zwischen der Strahlungszahl eines „grauen“ Körpers, und jener des schwarzen Körpers dar.

$$\varepsilon = \frac{C}{C_s} \quad (4.16)$$

C...	Strahlungszahl des „grauen“ Körpers	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$
Cs	Strahlungszahl des schwarzen Körpers	5,67 $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$

Das heißt, je höher das Emissionsverhältnis, umso besser der Wärmeübergang durch Strahlung. Dieser Wert kann die Zahl 1 natürlich nie übersteigen.

Beeinflussbar wäre dieses, wenn man das Lochblech der Yankeehaube mattschwarz beschichten würde, weil schwarze Körper bei allen Wellenlängen die maximal mögliche Strahlung aussenden. Das Emissionsverhältnis für Papier ist eine zellstoffabhängige Konstante. Welchen zusätzlichen Energieeintrag, eine Beschichtung bringen würde, wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt.

4.4 Stofftransport bei der Trocknung

4.4.1 Stoffübergang bei der Pralltrocknung

Unter Stoffübergang verstehen wir in Analogie zum Wärmeübergang, den Übergang eines diffundierenden Stoffes von einer Oberfläche in ein bewegtes Trocknungsmedium. Diese Vorgänge treten im Zuge der Trocknung bei der Verdunstung der feuchten Oberfläche in die feuchte Luft auf.

Die nachfolgenden Ausführungen zu diesem Thema wurden aus KRISCHER, KAST [15] entnommen.

4.4.1.1 Der Stoffübergangskoeffizient

Es wird ein Stoffübergangskoeffizient β , analog dem Wärmeübergangskoeffizienten α durch folgenden Ansatz eingeführt:

$$m_D = A \cdot \frac{\beta}{R_d \cdot T} \cdot (p_{DO} - p_{DL}) \quad (4.17)$$

A...	Verdunstungsfläche	[m ²]
β ...	Stoffübergangskoeffizient	[m/s]
p_{DO} ...	Partialdruck des Wassers der verdunstenden Oberfläche	[Pa]
p_{DL} ...	Partialdruck des Wasserdampf der Trocknungsluft	[Pa]
m_D ...	übertragender Massenstrom Wasserdampf	[kg/s]

Dieser lineare Ansatz ist nur gültig, wenn der Stoffübertragungskoeffizient von den Dampfdrücken unabhängig ist. Aber um ein Verständnis für die Stoffübergangsvorgänge beim Trocknen zu schaffen, ist diese Formulierung ausreichend.

4.4.1.2 Die Analogie zwischen Stoff und Wärmeübergang

Sind der Wärme- und Stoffübergang im gleichen Strömungsfeld miteinander verbunden, ist es interessant das Verhältnis von Wärme und Stoffübergangskoeffizienten anzusehen.

Dazu benötigen wir wieder den, uns schon bekannten Nusselt Ansatz:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (4.18)$$

mit:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4.19)$$

Die für den Stoffübergang einer zweiseitigen Grenzschicht, der Nusselt Zahl äquivalente Zahl ist die so genannte Sherwood Zahl:

$$Sh = \frac{\beta \cdot L}{D} = C \cdot Re^m \cdot Sc^n \quad (4.20)$$

D...	Diffusionskoeffizient	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
L...	charakteristische Länge	[m]

Die Sherwood Zahl beschreibt das Verhältnis der effektiv übertragenen Stoffmenge, zu der durch die Diffusion transportierten Stoffmenge. Für die Sherwood Zahl kann der in Gleichung (4.20) angeführte Ähnlichkeitsansatz verwendet werden. Dieser beinhaltet die Schmidt Zahl Sc , die das Verhältnis zwischen viskosem Impulstransport und diffusivem Stofftransport beschreibt.

Für sie gilt:

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (4.21)$$

Division der Gleichung (4.18) durch Gleichung (4.20), ergibt:

$$\frac{Nu}{Sh} \Leftrightarrow \frac{D \cdot \alpha}{\beta \cdot \lambda} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \Leftrightarrow \left(\frac{D}{a} \right)^n \Leftrightarrow \left(\frac{D \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \right)^n \quad (4.22)$$

Wobei a die uns schon bekannte Temperaturleitfähigkeit ist. Der Ausdruck

$$Le = \left(\frac{\lambda}{D \cdot \rho \cdot c_p} \right), \quad (4.23)$$

wird als Lewis-Koeffizient bezeichnet, und stellt das Verhältnis von Temperaturleitfähigkeit zu Diffusion dar.

Mit Gleichung (4.23) und umformen von Formel (4.22) erhalten wir für:

$$\frac{\alpha}{\beta} = \rho \cdot c_p \cdot Le^{1-n} \quad (4.24)$$

Im Falle einer einseitig durchlässigen Grenzschicht wie sie bei der Trocknung feuchten Papiers vorliegt, erweitert sich Gleichung (4.24) zu:

$$\frac{\alpha}{\beta} = \rho \cdot c_p \cdot Le^{1-n} \cdot \left(1 - \frac{p_{Dm}}{p} \right) \quad (4.25)$$

$p_{Dm} \dots$	mittlerer Dampfdruck	[Pa]
p	Gesamtdruck im System	[Pa]

Der Exponent n gibt an, wie die Strömungsverhältnisse sind.

- $n=0$ bei laminarer Strömung

- $n=1/3$ bei Wärme und Stoffübergang mit laminarer Unterschicht und turbulenter Strömung außerhalb dieser

- $n=1$ bei rein turbulenter Strömung

$$\frac{\alpha}{\beta} = \rho \cdot c_p \cdot Le^{1-n} \cdot \left(1 - \frac{p_{Dm}}{p} \right) \quad (4.26)$$

Der Ausdruck

$$\frac{\alpha}{\beta} = \rho \cdot c_p \quad (4.27)$$

wird als das Lewische Gesetz bezeichnet.

Es sagt aus, dass bei starker Turbulenz und sehr geringem mittleren Partialdruck des Wasserdampfs in der Luft, die laminare Grenzschicht infolge ihrer geringen Dicke vernachlässigt werden kann. Wärme und Stofftransport werden durch molekulare Mischbewegung hervorgerufen.

Bei schwach bewegter Luft ($n < 1$) gilt das Lewische Gesetz nur, wenn die Temperaturleitfähigkeit α und die Diffusionszahl D gleich groß sind. Dies ist bei Wasser/Luft mit $Le = 0.937$ annähernd der Fall.

4.5 Kapillarfluss des freien Wassers im Papiernetzwerk beim Trocknen [16], [17]

Der Fluss des „freien Wassers“ im Papier beim Trocknen wird Kapillarfluss genannt. Die Treibende Kraft für diesen Fluss, ist ein Gradient im Kapillardruck der Strömungskanäle in dem Fasernetzwerk. Je enger die Poren sind desto größer werden die Kapillarkräfte die sich aufgrund der Grenzflächenspannung, und dem Kontaktwinkel zwischen Feststoff (Papier), Gas (Luft), Flüssigkeit (Wasser) einstellen. Der Kapillarfluss wird durch den Trocknungsvorgang selbst ausgelöst. Wenn das Anfangs gleichmäßig feuchte Fasernetzwerk trocknet, wird die verbleibende Flüssigkeit in den engeren Poren „haften“, und aus den benachbarten größeren Poren Wasser nachsaugen.

Der Kapillarfluss des freien Wassers kann mit der Darcy Gleichung beschrieben werden:

$$m_D = \rho_w \cdot \frac{K}{\mu} \cdot \frac{dp_c}{dy} \cdot A \quad (4.28)$$

K...

Permeabilität

μ ...

dynamische Viskosität

$[Pa \cdot s]$

$\frac{dp_c}{dy} \dots$	Kapillardruckgradient im Faservließ	$\left[\frac{Pa}{m} \right]$
-------------------------	-------------------------------------	-------------------------------

Gleichung (4.28) zeigt die Einflussfaktoren auf den Wert des Wasserdampfmassestroms m_D . Je höher die Permeabilität K ist, umso leichter funktioniert, der Massentransport des Wassers durch das Fasernetzwerk, aufgrund des geringeren Strömungswiderstandes der Kapillaren, da diese im Durchschnitt größer sind. Diese Größe steht somit im Zusammenhang mit dem Mahlgrad.

Das heißt je höher der Mahlgrad ist, umso schwieriger geht der Wassertransport vor sich.

Die Viskosität μ von Wasser nimmt mit steigender Temperatur ab, und erleichtert somit den Kapillarfluss.

KRISCHER fand heraus, dass der Kapillardruck proportional der Wasserkonzentration im Fasernetzwerk ist. Der Einfluss der Erdanziehung ist in diesem Fall vernachlässigbar klein. Folgende Gleichung entstand aus seinen Überlegungen:

$$m_D = \rho_d \cdot \kappa \cdot \frac{dz}{dy} \cdot A \quad (4.29)$$

$\rho_d \dots$	Dichte des trockenen Papiers	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
----------------	------------------------------	---------------------------------

$\kappa \dots$	Feuchtediffusivität	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
----------------	---------------------	--------------------------------

$\frac{dz}{dy} \dots$	Feuchtegradient im Papier in z- Richtung	$\left[\frac{\frac{kg_{H_2O}}{kg_{trockenesPapier}}}{m} \right]$
-----------------------	--	---

Dieses Modell bestimmt den Massenstrom des Wassers, aufgrund der Feuchtegehaltsänderung im Papier. Der Massenstrom wird Null wenn das gesamte freie Wasser entfernt wurde. Dieses Modell beruht auf Diffusion, ist ein alternativer Ansatz zu Gleichung (4.28), und hat ebenfalls Gültigkeit

4.6 Die Bewegung des gebundenen Wassers beim Trocknen [17]

Gebundenes Wasser existiert bei jedem hygroskopischen Stoff. Die sorbierten Wassermoleküle sind an der Faseroberfläche angelagert. Die Wasserschichten welche am stärksten gebunden sind, stehen in direktem Kontakt zu der Faseroberfläche. Die treibende Kraft in diesem Fall ist ein Konzentrationsunterschied des Wassers in den sorbierten Schichten. Der Diffusionskoeffizient ist bei gebundenem Wasser viel geringer als bei dem Kapillarfluss von freiem Wasser, und wird durch Formel (4.30) beschrieben.

$$m_D = \rho_d \cdot D_{bw} \cdot \frac{dz}{dy} \cdot A \quad (4.30)$$

$D_{bw} \dots$	Diffusivität des gebundenen Wassers	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
----------------	--	--------------------------------

4.7 Sorptionsisothermen

Um die Bedeutung der Sorptionsisothermen in weiterer Folge zu verstehen, müssen bevor auf das Thema eingegangen wird, noch einige grundlegende Dinge bezüglich der Bindung des Wassers an die Faser besprochen werden

4.7.1 Bindung des Wassers an das Papier

Grundsätzlich sprechen wir hierbei von hygroskopischem Gut. Das Papier entzieht seiner Umgebung so lange Feuchtigkeit, bis ein Ausgleich zwischen dem Dampfdruck des gebundenen Wassers an der Papieroberfläche und dem Dampfdruck der das Papier umgebenden Atmosphäre erreicht ist.

Grundsätzlich unterscheiden wir drei Arten der Bindung der Feuchtigkeit an das Papier [18].

Haftflüssigkeit:

Darunter versteht man einen zusammenhängenden Flüssigkeitsfilm an den Oberflächen des Papiers. Der Dampfdruck des Wassers ist gleich dem Sättigungsdampfdruck.

Kapillarflüssigkeit

Kapillarflüssigkeit benetzt die Poren des Fasernetzwerks. Bei Mikrokapillaren ($d < 10^{-7}m$) sinkt der Dampfdruck an der an der Flüssigkeitsoberfläche unter dem Sättigungsdampfdruck.

Quellflüssigkeit

Hierbei wird von der Faser selbst so viel Wasser aufgenommen bis die amorphen Bereiche der Faser abgesättigt sind. [19]

4.7.2 Allgemeines über Sorptionsisothermen

Bei Papier ist es meist nicht oder nur sehr schwer möglich die Art der Bindung des Wassers an den Faserstoff anzugeben. Deshalb beschränkt man sich auf die experimentell gewonnene Darstellung der Papierfeuchtebeladung X in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchte φ (siehe Abbildung 4.13).

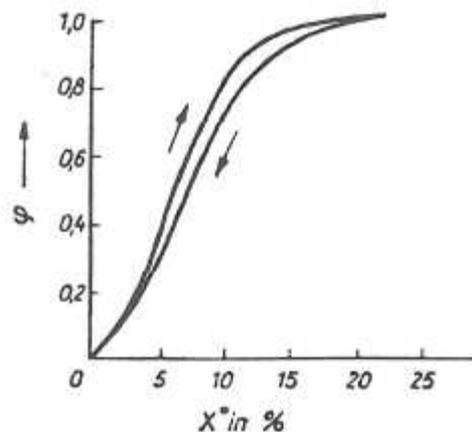


Abbildung 4.13 Sorptionsisothermen für Filterpapier [18]

Bei den Sorptionsisothermen fällt allgemein die Hysterese, für Be- und Entfeuchtung auf.

4.7.3 Sorptionsenthalpie

Wird Wasser durch Ab- oder Adsorption im Papier gebunden, so sind dies exotherme Vorgänge. Das heißt bei der Trocknung muss zur Verdampfungsenthalpie

des Wassers zusätzlich Energie eingebracht werden um das gebundene Wasser verdampfen zu können.

Die Enthalpie die dann zum Verdampfen erforderlich ist, steigert sich um den Betrag Δh_S welcher Sorptionsenthalpie genannt wird.

4.7.4 Aufnahme der Sorptionsisothermen für „unbleached kraft pulp“

Da für unbleached kraft pulp kein Literaturwert gefunden wurde, wurden die Sorptionsisothermen für diesen am IPZ der TU- Graz aufgenommen.

4.7.4.1 Probenvorbereitung

Dazu wurde für die Sorte MU31_040R000, dies ist ein ungeleimtes MG- Papier, eine Stoffprobe aus dem Querstromverteiler der PM 7 entnommen.

Es wurden aus diesem Stoff, mittels eines Laborblattbildners Blätter mit 40gsm auf ein extra in den Blattbildner eingelegtes Sieb hergestellt.

Über dieses Sieb mit dem gebildeten Papier, wird ein weiteres Blattbildnersieb drübergelegt. Dieses Paket wird an der Ober- und Unterseite mit Karton abgedeckt.

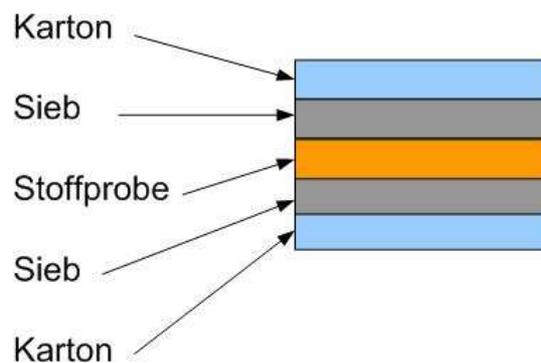


Abbildung 4.14 Probenvorbereitung für Aufnahme der Sorptionsisothermen

Der vorbereitete Stapel wurde danach mit einer händisch zu betätigenden hydraulischen Presse ausgepresst. Dadurch wanderte das ausgepresste Wasser des Faserstoffs in die beiden Kartonlagen (Abbildung 4.14). Mit diesem Schritt war die Probenvorbereitung für die Aufnahme der Sorptionsisothermen abgeschlossen.

4.7.4.2 Messen der Sorptionsisothermen

Die zwei vorbereiteten feuchten Blätter, wurden bei einer Temperatur von 50°C in den Trockenschrank gestellt. Dabei wurde die relative Luftfeuchtigkeit schrittweise von 90% in 20er Schritten auf 30%, und schlussendlich noch einmal um 10% auf 20% zurückgenommen. Nach einer Aklimatisierungsphase von 1.5 Stunden (dies war der Zeitpunkt bei dem sich keine Änderung des Papiergewichts mehr zeigte und somit Gleichgewicht zwischen Wasser im Papier und Wasser in der Luft gegeben war) bei jedem dieser Punkte, wurde das Gewicht des mit der feuchten Luft im Gleichgewicht stehenden Papiers aufgezeichnet (siehe Abbildung 4.15). Schlussendlich wurde dann noch das atro- Gewicht der Proben bestimmt um so den TG des Papiers bei jedem dieser Punkte zu bekommen. Der gleiche Vorgang wurde auch für 80°C durchgeführt.

4.7.4.3 Erstellen eines Kurvenfits der gemessenen Werte

Die Fachliteratur beschreibt mehrere verschiedene Gleichungen, die den funktionalen Zusammenhang zwischen der relativen Luftfeuchte, und der mit der Luft im Gleichgewicht stehenden Feuchtebeladung im Papier wiedergeben.

Exemplarisch werden hier zwei Modelle vorgestellt.

Das erste Modell wurde von HEIKKILÄ [21] im Rahmen seiner Doktorarbeit entwickelt, und auch von Dr. FISERA in seine Simulation eingebaut, um den erhöhten Wärmebedarf der aufgrund des sorbierten Wassers an der Faser entsteht berechnen zu können.

Diese Gleichung lautet:

$$\varphi = 1 - e^{-(A \cdot z^B + C \cdot v \cdot z^D)} \quad (4.31)$$

φ ... rel. Luftfeuchte

v ... Temperatur [°C]

A, B, C, D... Konstanten

z ... Feuchtegehalt Papier

$$\left[\frac{\text{kg}_{H_2O}}{\text{kg}_{atro \text{ Papier}}} \right]$$

Die Parameter A, B, C, D, wurden aufgrund der Messpunkte mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate im Excel bestimmt.

Sie lauten für die Gleichung nach HEIKKILÄ:

$$A = -586.3$$

$$B = 2.22$$

$$C = 26.29$$

$$D = 2.40$$

Der funktionale Zusammenhang, der sich aus der Formel von HEIKKILÄ ergibt ist in Abbildung 4.15 ersichtlich.

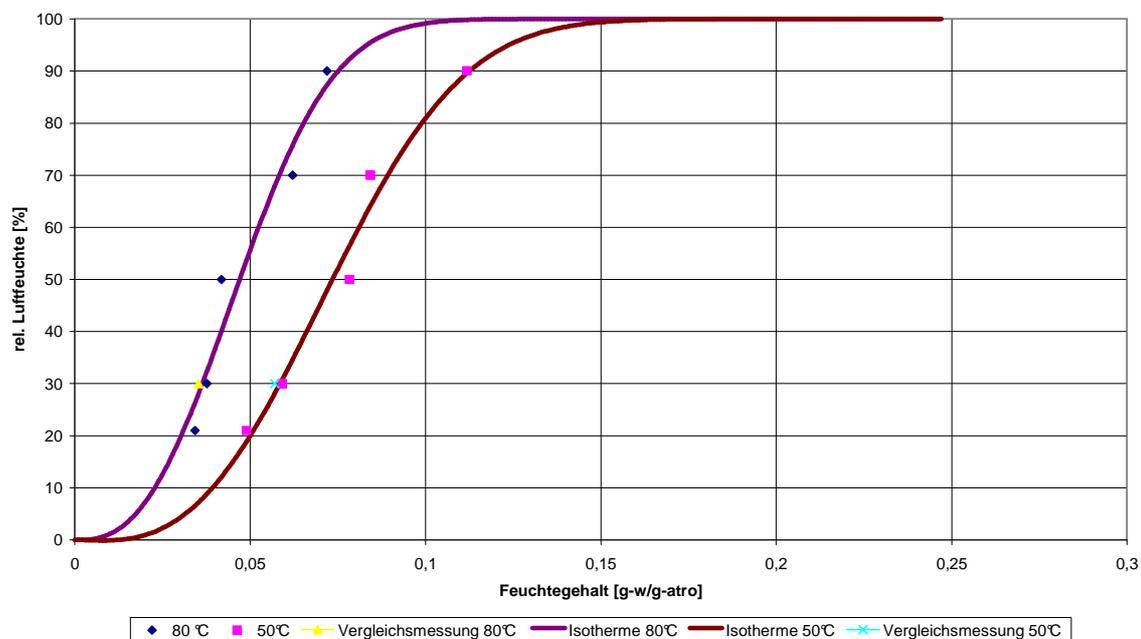


Abbildung 4.15 Sorptionsisothermen für MU 01/31 berechnet nach Heikkilä

Man erkennt dabei eine gute Übereinstimmung des Kurvenfits mit den Messpunkten. Es wurden auch zwei Vergleichsmessungen durchgeführt um die Korrektheit der Messungen zu zeigen.

Das zweite Modell wurde von SOININEN [22] im Rahmen seiner Doktorarbeit entwickelt, und soll exemplarisch darstellen, dass man bei der Ermittlung eines Zu-

sammenhangs zwischen relativer Luftfeuchte und Feuchtegehalt auf versch. Modelle zurückgreifen kann.

$$\varphi = 1 - e^{-((A+B \cdot v) \cdot z^{(C+Dv)})} \quad (4.32)$$

φ ... rel. Luftfeuchte

v ... Temperatur [°C]

A, B, C, D... Konstanten

z ... Feuchtegehalt Papier

$$\left[\frac{\text{kg}_{H_2O}}{\text{kg}_{atro \text{ Papier}}} \right]$$

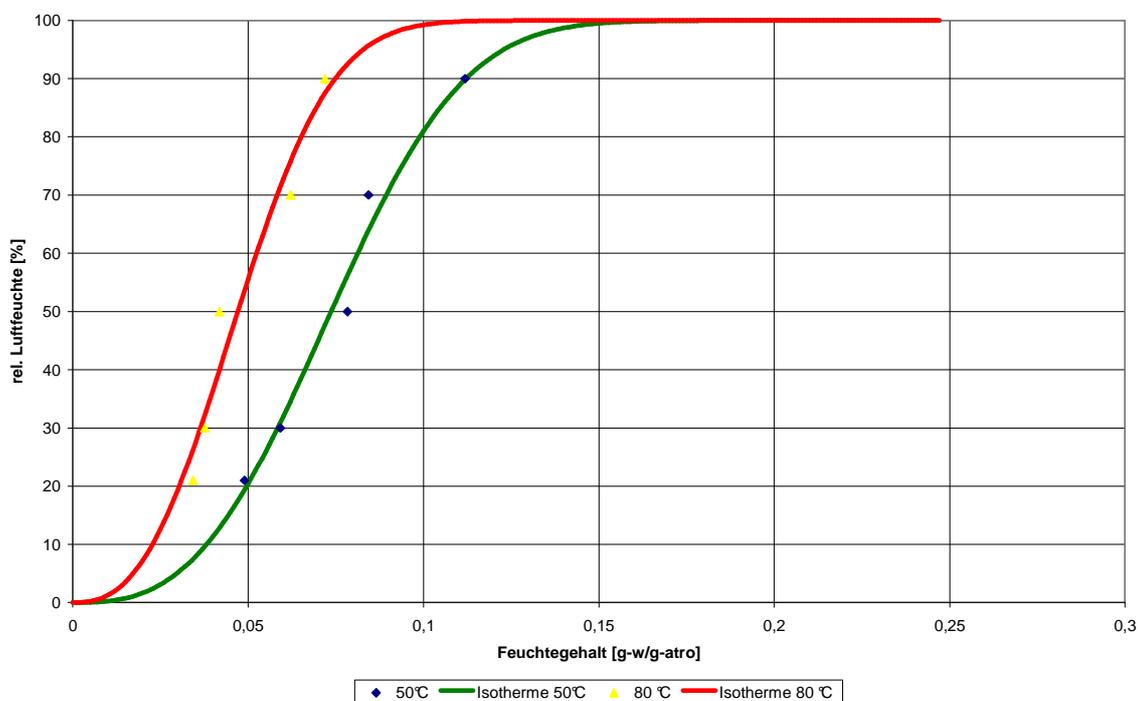


Abbildung 4.16 Sorptionsisothermen für MU 01/31 berechnet nach Soininen

Vergleicht man den Kurvenfit nach Heikkilä (Abbildung 4.15) mit jenem von SOININEN (Abbildung 4.16), so erkennt man, dass der Kurvenfit von SOININEN sehr ähnliche Ergebnisse liefert. Für die Simulationssoftware wurde jener nach Heikkilä benutzt.

4.7.4.4 Berechnen der Sorptionsenthalpie aus den Sorptionsisothermen

Um die Sorptionsenthalpie für ungebleichten Sulfatzellstoff berechnen zu können, ist es erforderlich die Gleichung der Sorptionsisotherme (4.31) mit Hilfe der Clausius Clapeyron Gleichung abzuleiten:

$$\Delta h_s = -R_v \cdot \frac{d(\ln \varphi)}{d\left(\frac{1}{T}\right)} \quad (4.33)$$

Abbildung 4.17 zeigt einen Vergleich der berechneten Sorptionsisotherme von ungebleichtem Sulfatzellstoff, und einen Literaturwert von Holzstoff. Dabei erkennt man, dass bei einem Endfeuchtegehalt von 0.075, die Sorptionsenthalpie von Holzstoff um ca. 120 [kJ/kg] gegenüber ungebleichtem Sulfatzellstoff ansteigt. Mögliche Gründe dafür könnten der höhere Feinstoffanteil im Holzstoff sein, der mehr spezifische Oberfläche für die Sorption zur Verfügung stellt und vermutlich auch den Porendurchmesser im Fasernetzwerk verkleinert.

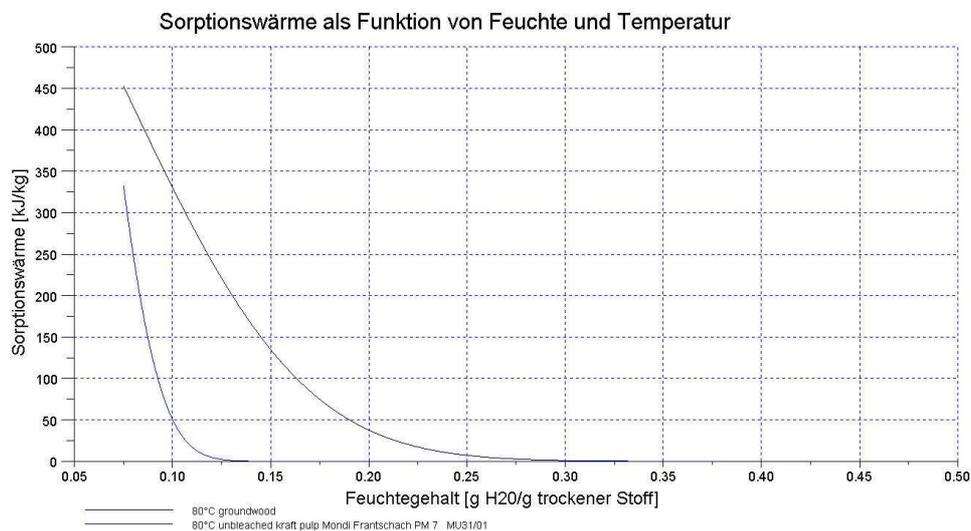


Abbildung 4.17 Vergleich unbleached kraft pulp vs. mechanical Pulp

Der Betrag an Energie Δh_s der zusätzlich zur Trocknung aufgebracht werden müsste um das gebundene Wasser zu entfernen, wird zur Verdampfungsenthalpie vom Wasser dazu addiert.

Die gesamte zur Trocknung aufzuwendende Energie ergibt sich aus:

$$\Delta h = \Delta h_v + \Delta h_s \tag{ 4.34 }$$

$\Delta h_{...}$	Energie die zu Verdampfung nötig ist	$\left[\frac{kJ}{kg_{H_2O}} \right]$
$\Delta h_v...$	Verdampfungsenthalpie	$\left[\frac{kJ}{kg_{H_2O}} \right]$
$\Delta h_s...$	Sorptionsenthalpie	$\left[\frac{kJ}{kg_{H_2O}} \right]$

5 Berechnung der Massenbilanz Luftsystem PM7

5.1 Veränderungen im Luftsystem vor bzw. nach dem Umbau

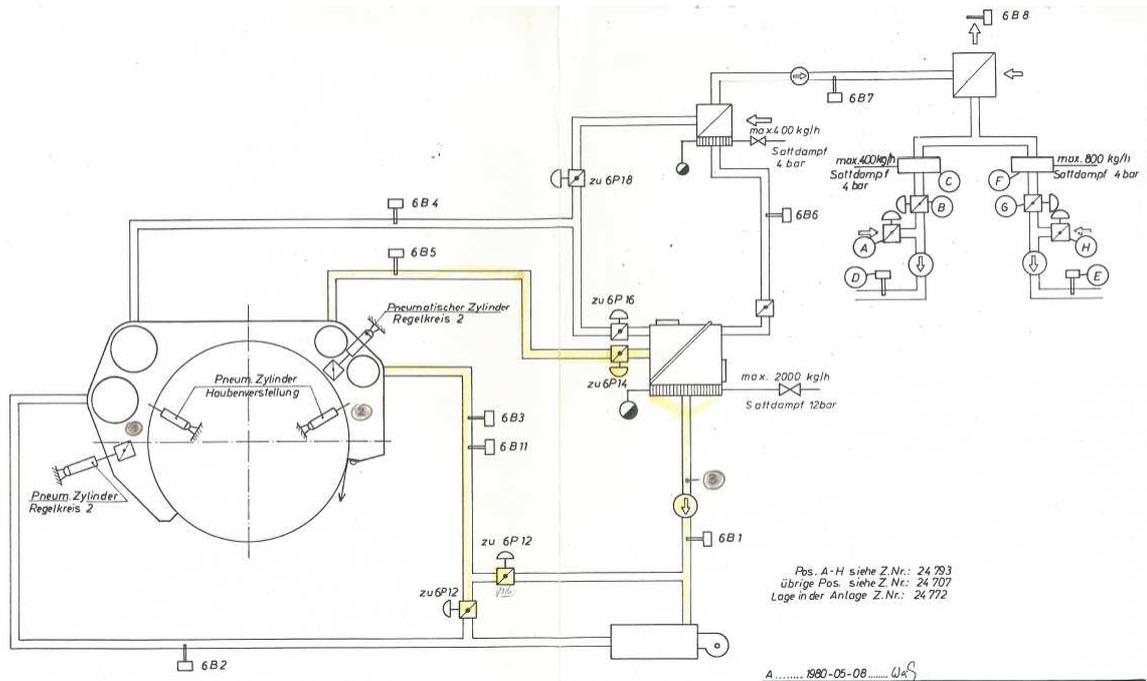


Abbildung 5.1 altes Luftsystem PM7

Abbildung 5.1 zeigt das alte Luftsystem der PM 7 vor dem Umbau. Hier war ein so genanntes Mono Air System eingebaut. Die Trocknungsluft wurde mit derselben Temperatur in Nass und Trockenflügel eingeblasen, weil es nur einen Gasofen gab. Dabei war keine gezielte Beeinflussung der einzelnen Haubenteile, bezüglich der Parameter Lufteintrittstemperatur und Düsenaustrittsgeschwindigkeit möglich. Der Vorteil dieses Systems war der geringe Platzbedarf.

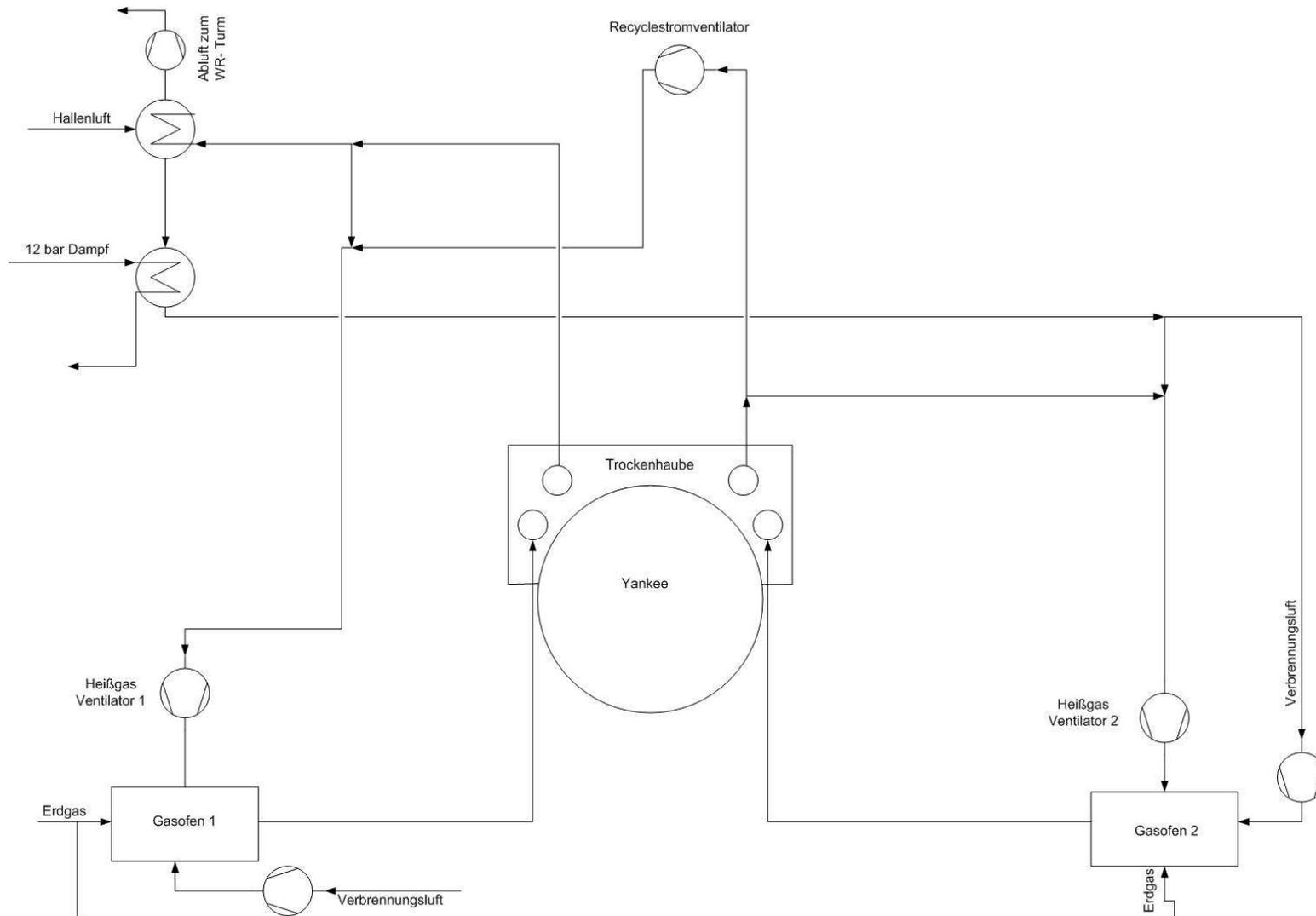


Abbildung 5.2

Abbildung 5.2 stellt eine vereinfachte Darstellung des neuen Luftsystems der PM 7 dar. Die wesentlichen Änderungen gegenüber der alten Ausführung des Luftsystems liegen darin, dass jetzt Nassflügel (der linke Teil der Trockenhaube in Abbildung 5.2) und Trockenflügel (der rechte Teil der Trockenhaube in Abbildung 5.2), getrennt voneinander regelbar sind. Dies erlaubt eine unterschiedliche Fahrweise des Trocknungsprozesses, bezüglich Trocknungsparameter, Lufteintrittstemperatur und Düsenaustrittsgeschwindigkeit. Diese Ausführung wird Kaskadenluftsystem genannt. Der große Vorteil dieser Anordnung der Luftkanäle, liegt im geringeren Energieverbrauch verglichen mit dem Mono Air System.

5.2 Berechnung der Massenbilanz

Wie in der Einleitung dieser Arbeit schon erwähnt, wurde eine Trocknungssimulation von Dr. Fisera in Zusammenarbeit erstellt. Der erste Schritt dabei war eine Erstellung der Massenbilanz des Luftsystems der PM7. Diese wurde von Dr. Fisera und mir unabhängig voneinander erstellt, um so mögliche Fehlerquellen ausschließen bzw. sich gegenseitig kontrollieren zu können.

Die Erstellung der Massenbilanz wurde meinerseits mittels der Open Source Software Scilab durchgeführt. Diese ist eine Matlab ähnliche Programmierungsumgebung, und somit sehr gut geeignet um Problemstellungen dieser Art zu lösen.

5.2.1 Annahmen für die Berechnung der Massenbilanz

Um die Bilanz des Luftsystems der PM7 lösen zu können, bedarf es einiger Annahmen bzw. vorauszusetzender Definitionen von bestimmten Größen:

- 100% CH₄ Anteil im Erdgas angenommen
- Luftüberschusszahl der Gasöfen $\lambda = 1.15$
- p_{abs} im Luftsystem = 1bar
- Enthalpie des Brennstoffs wurde bei der Verbrennungsrechnung nicht berücksichtigt

Der hundertprozentige Methananteil wurde deshalb, angenommen, weil sich damit die Verbrennungsrechnung des Gasofens auf nur eine stöchiometrische Gleichung

chung, nämlich jene von Methan reduziert. Der Methananteil ist mit ca. 88 vol% der weitaus Überwiegende Anteil im Erdgas.

Die Luftüberschusszahl mit welcher die Gasöfen arbeiten, konnte nur angenommen werden, da diese nicht in Erfahrung gebracht werden konnte.

Der Absolutdruck im Luftsystem wird mit 1 bar angenommen. Die Druckerhöhungen durch die einzelnen Lüfter welche sich im Bereich von ca. 8000 Pascal bewegen blieben unberücksichtigt.

Als weitere Vereinfachung wurde die Enthalpie des Brennstoffs bei der Verbrennungsrechnung unberücksichtigt gelassen, da diese auf den Brennstoffverbrauch nur einen sehr geringen Einfluss hat. Dr. Fisera hat dies berücksichtigt.

5.2.2 Berechnung der Massenbilanz

5.2.2.1 Berechnung der zu verdampfenden Wassermenge

Die absolut trockene Papiermenge pro Zeiteinheit ergibt sich aus:

$$m_{\text{Papier-atro}} = FG \cdot v_{PM} \cdot \text{Breite}_{\text{Papierbahn}} \cdot TG_{\text{Scanner}} \cdot \frac{60}{1000} \quad (5.1)$$

$m_{\text{Papier-atro}}$...	Massenstrom absolut trockenes Papier	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$
FG	Flächengewicht des verkaufsfähigen Papiers	$\left[\frac{\text{g}}{\text{m}^2} \right]$
v_{PM} ...	Geschwindigkeit der Papiermaschine	$\left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]$
TG_{Scanner} ...	Trockengehalt des Papiers beim Scanner vor der Aufrolung	

Die in der Trockenhaube zu verdampfende Wassermenge lautet nach Gleichung (5.2):

$$m_{H_2O} = \frac{m_{\text{Papier-atro}}}{TG_{EIN}} - \frac{m_{\text{Papier-atro}}}{TG_{AUS}} \quad (5.2)$$

TG_{EIN}... Trockengehalt des Papiers am Anfang der Trockenhaube

TG_{AUS}... Trockengehalt des Papiers am Ende der Trockenhaube

Für die Berechnung der Massenbilanz musste in der 2- teiligen Haube (Trocken- und Nassflügel) ein prozentueller Anteil des verdampften Wassers im jeweiligen Haubenteil angenommen werden (siehe Abbildung 5.3), da bei dieser Bilanz keine Stoffübertragungsvorgänge mathematisch erfasst wurden.

z.B.:

$$m_{H_2OTF} = m_{H_2O} \cdot w_{H_2OTF} \quad (5.2)$$

m_{H₂OTF}... verdampfte Wassermenge Trockenflügel $\left[\frac{kg}{h} \right]$

m_{H₂O}... gesamte verdampfte Wassermenge $\left[\frac{kg}{h} \right]$

w_{H₂OTF}... Anteil des gesamten verdampften Wassers im Trockenflügel

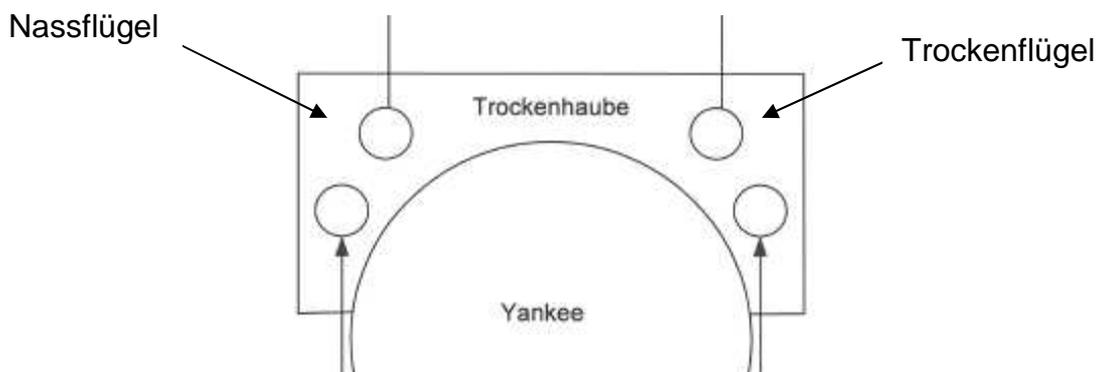


Abbildung 5.3 Darstellung der Trockenhaube

5.2.2.2 Iterative Berechnung der Massenbilanz

Da die Massenbilanz mathematisch nicht exakt lösbar war, wurde die Bilanz iterativ gelöst. Die folgenden Darstellungen und Schritte sollen die Vorgangsweise der Lösung dieses Problems erklären.

Abbildung 5.4 zeigt einen Ausschnitt von Abbildung 5.2. Diese Art der Beschreibung, wird in den weiteren Ausführungen dieses Kapitels weitergeführt, ohne extra noch einmal darauf zu verweisen.

Als erstes wurde die absolute Feuchte des Rauchgases x_{RG2} nach dem Gasofen 2 angenommen. Mit Hilfe von Formel (3.10), kann aus der abs. Feuchte der Dampfdruck des Wassers berechnet werden.

$$p_{WRG2} = \frac{p \cdot x_{RG2} \cdot M_L}{M_L \cdot x_{RG2} + M_W} \quad (5.3)$$

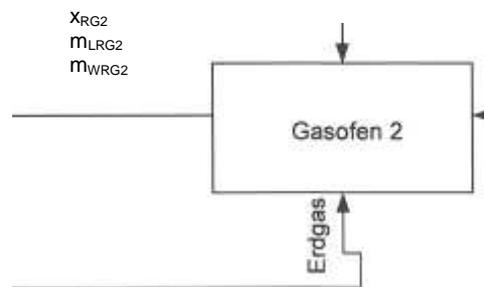


Abbildung 5.4 Darstellung des Teilsystems Gasofen 2

Aus dem berechneten Dampfdruck und mit Hilfe von Gleichung (3.1), lässt sich somit der Massenstrom an Wasserdampf m_{WRG2} , im Trocknungsgas zum Trockenflügel berechnen. Der Volumenstrom V_{HG2} , und die Temperatur T_{RG2} sind dabei Variablen, welche vom Maschinenführer vorgegeben werden. Sie sind somit für die Berechnung der Massenbilanz, bekannte Größen.

$$m_{WRG2} = \frac{p_{WRG2} \cdot V_{HG2}}{R_W \cdot T_{RG2}} \quad (5.4)$$

Selbiges kann mit Hilfe von Formel (3.2) gemacht werden, um den Massenstrom an trockener Luft zu berechnen.

$$m_{LRG2} = \frac{p_{LRG2} \cdot V_{HG2}}{R_L \cdot T_{RG2}} \quad (5.5)$$

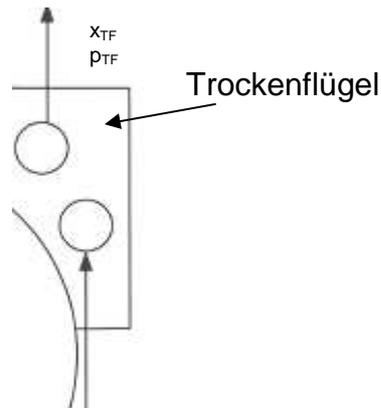


Abbildung 5.5 Teilausschnitt vom Trockenflügel

Mit der aus Gleichung (5.2) errechneten verdampften Wassermenge, ergibt sich die Wasserbeladung nach dem Trockenflügel durch folgende Berechnung.

$$x_{TF} = \frac{m_{H_2O_{TF}} + m_{WRG2}}{m_{LRG2}} \quad (5.6)$$

Die Menge der trockenen Luft vor dem Trockenflügel und nach dem Trockenflügel bleibt gleich, es ändert sich nur die Wassermenge im Rauchgas.

Als nächster Schritt, wurde der Dampfdruck p_{WTF} nach dem Trockenflügel der Haube berechnet.

$$p_{WTF} = \frac{p \cdot x_{TF} \cdot M_L}{M_L \cdot x_{TF} + M_W} \quad (5.7)$$

Aus diesem lässt sich einfach der Massenstrom an trockener Luft m_{LRC} zum Recyclestromventilator berechnen:

$$m_{LRC} = \frac{(p - p_{WTF}) \cdot V_{RC}}{R_L \cdot T_{RC}} \quad (5.8)$$

Der Term V_{RC} ist eine vom Maschinenführer eingestellte Größe, und bestimmt den Luftstrom, welcher vom Trockenflügel mit Hilfe des Recyclestromventilators zum Nassflügel transportiert wird. Der Temperaturwert nach dem Trockenflügel, kann vom PLS übernommen werden (Abbildung 5.6).

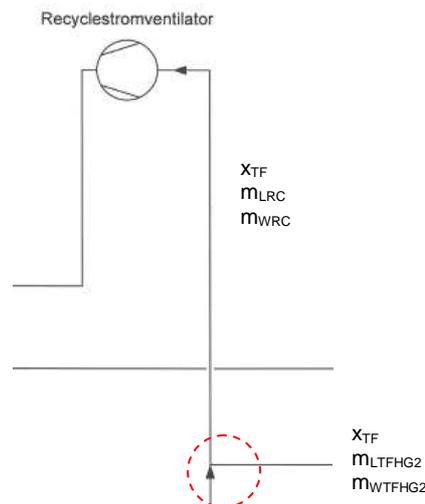


Abbildung 5.6 Darstellung der Knotenpunkte nach dem Trockenflügel

Der Dampfmassenstrom m_{WRC} ergibt sich mit Hilfe von Gleichung (3.4).

$$m_{WRC} = x_{TF} \cdot m_{LRC} \quad (5.9)$$

Somit kann der in Abbildung 5.6 rot gekennzeichnete Knotenpunkt mittels einer einfachen Massenbilanz aufgelöst werden.

$$m_{LTFHG2} = m_{LRG2} - m_{LRC} \quad (5.10)$$

Wobei m_{LTFHG2} der zum Gasofen 2 abgezweigte Massenstrom an trockener Luft ist (siehe Abbildung 5.6).

Der Massenstrom an Wasserdampf m_{WTFHG2} zum Gasofen 2 ergibt sich aus der schon bekannten Beziehung:

$$m_{WTFHG2} = m_{LTFHG2} \cdot x_{TF} \quad (5.11)$$

Der in Abbildung 5.7 grün gekennzeichnete Knotenpunkt, wird für trockene Luft folgendermaßen berechnet:

$$m_{LHG2} = m_{LTFHG2} + m_{LZUHG2} \quad (5.12)$$

Aus dieser Gleichung ergibt sich der Massenstrom an trockener Luft zum Heißgasventilator 2 m_{LHG2} , wobei der Massenstrom m_{LZUHG2} , zuerst eine willkürlich angenommene Größe ist.

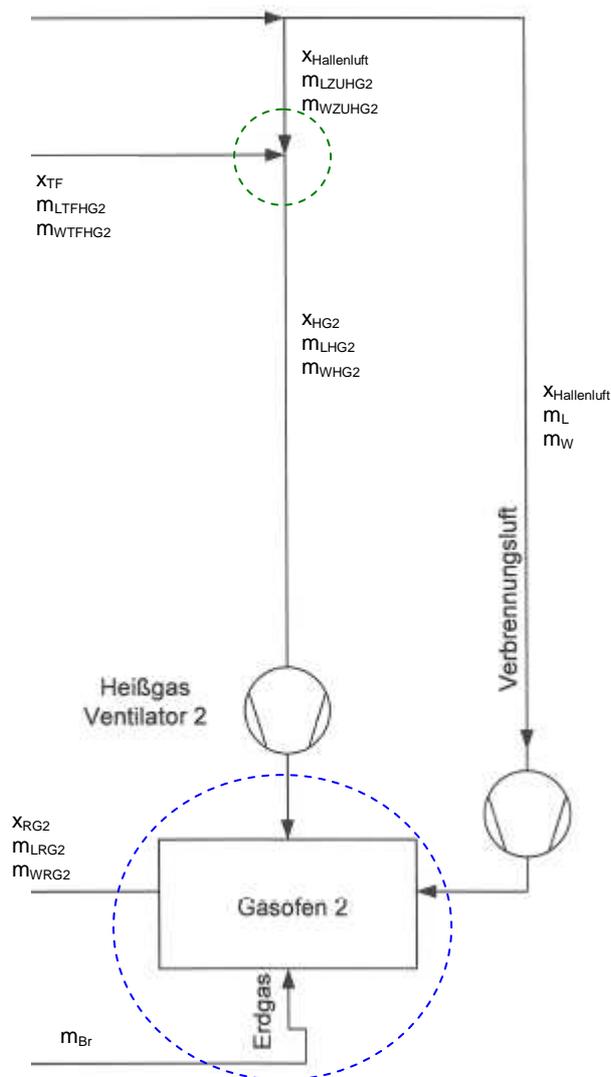


Abbildung 5.7 Darstellung von Gasofen 2, Heißgasventilator und Verbrennungsluftventilator

Der Massenstrom an Wasserdampf m_{WHG2} wird folgend berechnet:

$$m_{\text{WHG2}} = m_{\text{LTFHG2}} \cdot x_{\text{TF}} + m_{\text{LZUHG2}} \cdot x_{\text{Hallenluft}} \quad (5.13)$$

Dabei ist der Ausdruck $x_{\text{Hallenluft}}$ der gemessene absolute Luftfeuchtwert der angesaugten Hallenluft.

Aus den Formeln (5.12) und (5.13) lässt sich nun auch der Ausdruck x_{HG2} ermitteln:

$$x_{\text{HG2}} = \frac{m_{\text{WHG2}}}{m_{\text{LHG2}}} \quad (5.14)$$

Als nächster Schritt wird die Verbrennung des Gasofens 2 berechnet.

Da als Annahme getroffen wurde, dass 100 %CH₄ im Erdgas vorhanden sind, gilt für die Verbrennung folgende chemische Formel:



Daraus folgt ein minimaler Sauerstoffbedarf $\text{O}_{2\text{min}}$ von:

$$\text{O}_{2\text{min}} = \frac{2\text{kmolO}_2}{1\text{kmolCH}_4} \quad (5.16)$$

Mit einem Anteil von 21 mol% Sauerstoff in der Luft lässt sich somit einfach der minimale Luftbedarf L_{min} berechnen:

$$L_{\text{min}} = \frac{2\text{kmolO}_2}{0.21} = 9.52 \left[\frac{\text{kmol}_{\text{Luft}}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \right] \quad (5.17)$$

Mit Hilfe der Molmassen von Luft $M_{\text{L}}=28.964$, und Methan, $M_{\text{CH}_4}=16$ ergibt sich die minimale Luftmenge in [kg]:

$$L_{\min} = 17.23 \left[\frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} \right] \quad (5.18)$$

Als Reaktionsprodukte entstehen:

$$\text{CO}_2 = \frac{1 \text{ kmol}_{\text{CO}_2}}{1 \text{ kmol}_{\text{CH}_4}} = \frac{2.75 \text{ kg}_{\text{CO}_2}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} \quad (5.19)$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{2 \text{ kmol}_{\text{H}_2\text{O}}}{1 \text{ kmol}_{\text{CH}_4}} = \frac{2.25 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} \quad (5.20)$$

Das heißt, dass bei 1kg verbranntem Brennstoff 2.25kg Wasser im Rauchgas entstehen, was die Feuchtebelastung nach dem Gasofen 2 vergrößert.

Die Massenbilanz/ Energiebilanz ergibt für den Gasofen 2 (Abbildung 5.7 blaue Systemgrenze) drei Gleichungen mit drei Unbekannten:

$$\text{I:} \quad m_{Br} + m_L(1 + x_{\text{Hallenluft}}) - m_{\text{LRG}2}(1 + x_{\text{RG}2}) = m_{\text{LHG}2}(1 + x_{\text{HG}2}) \quad (5.21)$$

$$\text{II:} \quad m_{Br} \cdot \lambda \cdot L_{\min} = m_L \quad (5.22)$$

$$\begin{aligned} \text{III:} \quad & m_{Br} \cdot H_u + m_L [c_{pL} \cdot t_L + x_{\text{Hallenluft}} (r_0 + c_{pW} \cdot t_L)] \\ & - m_{\text{LRG}2} [c_{p\text{RG}2} \cdot t_{\text{RG}2} + x_{\text{RG}2} (r_0 + c_{pW} \cdot t_{\text{RG}2})] \\ & = m_{\text{LHG}2} [c_{pL} \cdot t_L + x_{\text{HG}2} (r_0 + c_{pW} \cdot t_{\text{HG}2})] \end{aligned} \quad (5.23)$$

Der Heizwert H_u beträgt für das in Frantschach angelieferte Erdgas 41090 [kJ/kg]. Die Temperaturen t_L und $t_{\text{HG}2}$ vor dem Gasofen sind durch das Prozessleitsystem bekannt.

Als unbekannte Größen bleiben in diesem Gleichungssystem m_{Br} , m_L , $m_{\text{LRG}2}$ - neu übrig. Damit ist diese Massenbilanz mathematisch korrekt lösbar.

Jetzt ist es möglich die Feuchtebelastung $x_{RG2\text{-neu}}$ mit folgender Formel zu berechnen:

$$x_{RG2\text{-neu}} = \frac{m_{LHG2} \cdot x_{HG2} + m_L \cdot x_{Hallenluft} + m_{Br} \cdot 2.25}{m_{LRG2\text{-neu}}} \quad (5.24)$$

Damit kann der Differenzwert zwischen x_{RG2} und $x_{RG2\text{-neu}}$ bestimmt werden. Ist dieser Differenzwert klein genug so wird die Berechnungsschleife abgebrochen, andernfalls wird das Prozedere so oft durchlaufen bis der Fehler gering genug ist. Der zweite Wert m_{LZUHG2} (siehe Abbildung 5.7) der für die Berechnung angenommen wurde, wird mittels folgendem Berechnungsschema während der Iteration berechnet:

$$m_{LRG2\text{-Differenz}} = m_{LRG2\text{-neu}} - m_{LRG2} \quad (5.25)$$

$$m_{LZUHG2\text{-neu}} = m_{LZUHG2\text{-neu}} + m_{LRG2\text{-Differenz}} \quad (5.26)$$

Die Berechnung des Nassflügels verläuft äquivalent zu der des Trockenflügels, und wird aber an dieser Stelle nicht mehr gesondert angeführt.

Die Problematik bei der Berechnung des Nassflügels war, dass in diesem Fall ein überbestimmtes System vorliegt.

Der Abluftventilator und der Recyclestromventilator beeinflussen sich gegenseitig. Um die Bilanz mathematisch korrekt lösen zu können, musste eine Variable aus dem System herausgenommen werden. Dies war in diesem Fall der vorgegebene Massenstrom des Abluftventilators, da der Motor von diesen beiden am wenigsten Leistung besitzt (Abbildung 5.8).

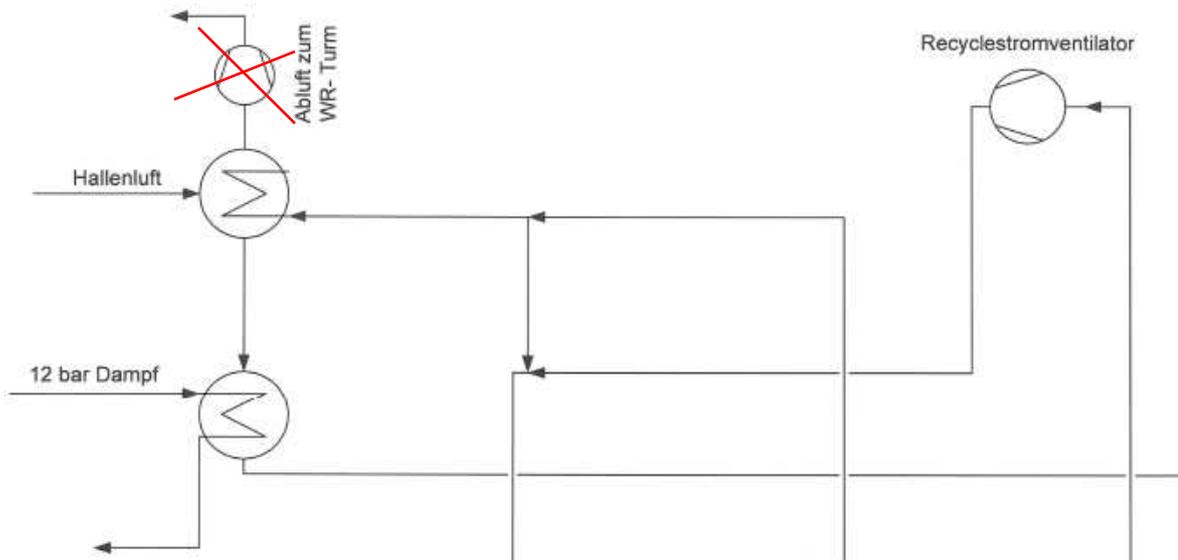


Abbildung 5.8 Darstellung von Abluftventilator, Dampfregister und L/L- Wärmetauscher

Anhand dieser Berechnungen ist die Massenbilanz definiert. Die dazugehörigen Energiemengen der einzelnen Massenströme im Luftsystem der PM7, können mit Hilfe der spezifischen Enthalpie der feuchten Luft (Gleichung (3.21)) berechnet werden.

6 Simulationsprinzip der Dynamic Simulation for Yankee Machines

Die nachfolgenden Ausführungen beschreiben die Grundprinzipien der Trocknungssimulation, wie sie von Dr. Peter Fisera erstellt wurde.

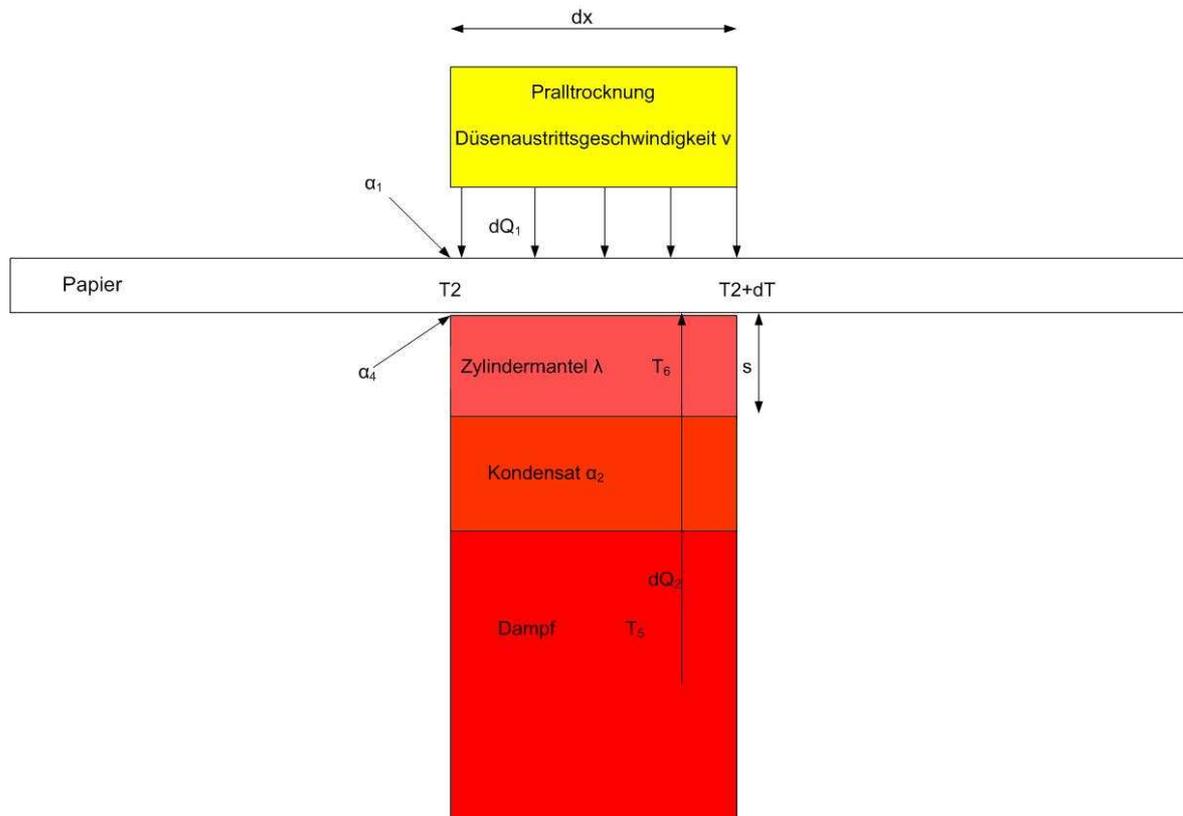


Abbildung 6.1 Prinzipskizze der Funktionsweise der Trocknungssimulation

Abbildung 6.1 stellt eine Prinzipskizze der Funktionsweise der Trocknungssimulation dar, wie sie im DSfY eingebaut ist. Die nachfolgenden Ausführungen des Berechnungsweges beruhen auf dieser Skizze.

6.1 Wärmeübergang von der Trocknungsluft ins Papier

Der Wärmeübergangskoeffizient α_1 der Pralltrocknung, wird mittels folgender Gleichung bestimmt:

$$\alpha_1 = C_1 \cdot \left(\frac{v}{T_1} \right)^{C_2} \quad (6.1)$$

v...	Düsenaustrittsgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s} \right]$
T ₁ ...	Temperatur der Trocknungsluft	$[^{\circ}C]$

Gleichung (6.1) ist eine Formel welche rein empirisch ist, und aus den Erfahrungswerten entstanden ist. Die Validierung der Formel wurde nicht durchgeführt, sondern die Konstanten C₁, C₂ wurden immer nur für einen spezifischen Betriebspunkt angepasst. Die Gleichung liefert in einem begrenzten Anwendungsbereich trotzdem brauchbare Ergebnisse.

Die übertragene Wärmemenge der Trocknungsluft auf das Papier $d\dot{Q}_1$ ergibt sich damit aus Gleichung (6.2):

$$\frac{d\dot{Q}_1}{dx} = \alpha_1 \cdot (T_1 - T_2) \cdot B \quad (6.2)$$

Dabei sind T₁, T₂ die Temperaturen der Trocknungsluft bzw. des Papiers (siehe Abbildung 6.1), und B die Breite der Papierbahn.

6.2 Wärmedurchgang vom Dampf aufs Papier

Die übertragene Wärmemenge $d\dot{Q}_2$ vom Dampf an die Oberfläche des Glätzzylinders wird folgend berechnet:

$$\frac{d\dot{Q}_2}{dx} = k_1 \cdot (T_5 - T_6) \cdot B \quad (6.3)$$

Der Wärmedurchgangswert k₁ setzt sich aus dem Wärmeübergang im Kondensat α₂ und der Wärmeleitung λ durch die Dicke s der Zylindermantelfläche zusammen:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{s}{\lambda}} \quad (6.4)$$

Die übertragende Wärmemenge $d\dot{Q}_{\text{Papier}}$ von der Yankeeoberfläche in das Papier ist:

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{Papier}}}{dx} = \alpha_4 \cdot (T_6 - T_2) \cdot B \quad (6.5)$$

Die Wärmeübergangszahl α_4 ist vor allem vom Wassergehalt des Zellstoffs abhängig (vgl. Abschnitt 4.3.3.3.1).

Die Wärmemenge $d\dot{Q}_3$ reduziert das Ansteigen der Papierbahntemperatur infolge der Verdunstung von dem im Papier befindlichen Wasser und ist durch die Diffusion und die Verdampfungsenthalpie des Wassers definiert:

$$\frac{d\dot{Q}_3}{dx} = \beta \cdot B \cdot \frac{p_{\text{sat}} - p_W}{R_W \cdot T_2} \cdot \Delta H_v \quad (6.6)$$

Dabei ist zu beachten, dass sowohl p_{sat} , ΔH_v und β Funktionen von T_2 sind.

Die zeitliche Änderung der Papierbahntemperatur $\frac{dT_2}{dt}$ in Maschinenrichtung ergibt sich aus:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{\text{Papier}} - \dot{Q}_3}{m_{\text{ZST}} \cdot cp_{\text{ZST}} + (m_W - dm_{\text{Verd}}) \cdot cp_W} \quad (6.7)$$

m_{ZST} ... Masse Zellstoff im Papier

cp_{ZST} ... spezifische Wärmekapazität des Zellstoffs im Papier

Hierbei ist darauf zu achten, dass m_W in Gleichung (6.7) durch den Stoffaustausch mit der schon bekannten Beziehung

$$dm_{Verd} = \beta \cdot L \cdot \frac{p_{sat} - p_W}{R_W \cdot T_2} \cdot dx \quad (6.8)$$

um den Betrag dm_{Verd} verringert wird.

Mit dem Ausdruck

$$\frac{dx}{dt} = v_{PM} \quad (6.9)$$

in Gleichung (6.7) eingesetzt lässt sich der Verlauf der Bahntemperatur unter der Haube, als Funktion der Länge x berechnen. Nicht berücksichtigt bei diesem Ansatz wurde der Einfluss der Sorptionsenthalpie.

Der Dampfmassenstrom in den Zylinder (sofern er gesättigt in den Zylinder kommt) ergibt sich bei vollständiger Kondensation zu:

$$m_D = \frac{\dot{Q}_2}{\Delta H_v} \quad (6.10)$$

7 Anpassen der Simulation

Die Anpassung der Simulation von Dr. Fisera, war ein sehr wichtiger Schritt um die Simulation so zu gestalten, dass die Eingangsparameter in den Berechnungsalgorithmus richtig sind, bzw. die Massenbilanz der Realität entspricht. Die folgenden Punkte beschreiben die Vorgangsweise der Anpassung der Simulation.

7.1 Strömungsmessung der Abluft zum Wärmerückgewinnungsturm

Die Strömungsmessung der Abluft war wichtig, um die richtige Funktion der Simulationssoftware sicherzustellen. Da wie in Kapitel 5 erwähnt, dass System überbestimmt ist, spielt diese Messung eine Schlüsselrolle bei der richtigen Funktionalität der Simulation. Der an diesem Punkt gemessene Volumenstrom, bestimmt nämlich die Energiemenge, welche über die Systemgrenzen hinaus zum Wärmerückgewinnungsturm fließt, und wird in der Simulation über die Recyclestromventilatorumdrehzahl eingestellt.

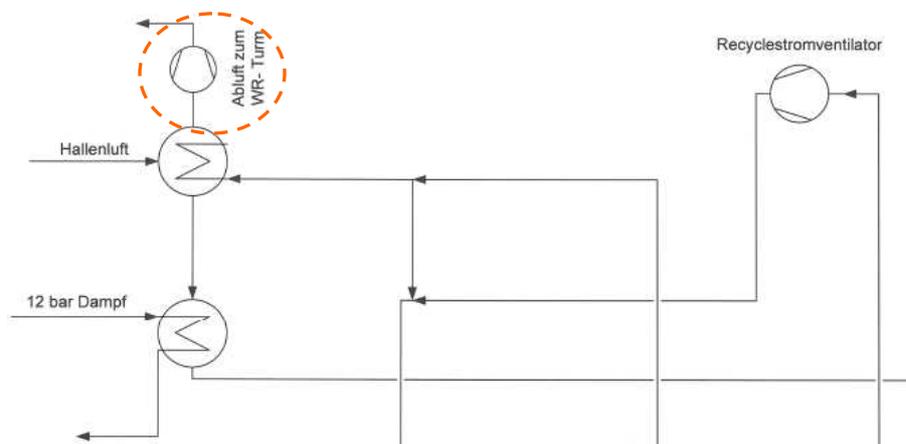


Abbildung 7.1 Darstellung des Abluftsystems der PM7

7.1.1 Geeignete Messgeräte für die Strömungsmessung

Als Messgeräte kamen für die Strömungsmessung ein Vortex Messer, ein Prandtl Rohr, und ein Flügelrad in Frage.

7.1.1.1 Vortex Messer

Der Vortex Messer (Abbildung 7.2) berechnet, die Strömungsgeschwindigkeit, abgeleitet vom Karman'schen Phänomen der Wirbelablösung. Dieses Prinzip beruht darauf, dass an einem Hindernis oder Stab in einer Strömung, Wirbel abgelöst werden, wobei die Ablösefrequenz ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit ist.

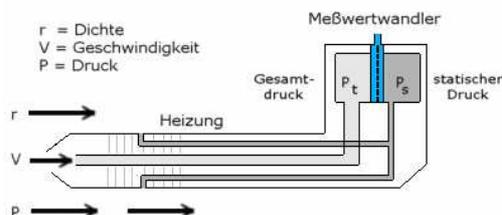


Abbildung 7.2 Bild von einem Vortexmesser [23]

Die Vorteile dieses Messprinzips liegen daran, dass die Messung unabhängig von Dichte, Druck und Temperatur des Messmediums funktioniert. Die Vortex Messer besitzen keine beweglichen Teile, sodass sie auch hervorragend dauerstandfest sind.

Der Nachteil dieses Messgeräts ist der hohe Preis von ca. 8000€, welcher den Einsatz dieses sicherlich sehr gut für die Strömungsmessung feuchter Luft geeigneten Messgeräts nicht rechtfertigt.

7.1.1.2 Prandtl Staurohr



Bernoulli-Gleichung:

stat. Druck + dynam. Druck = Gesamtdruck

$$P_s + r \cdot \left(\frac{V^2}{2} \right) = P_t$$

$$V^2 = \frac{2(P_t - P_s)}{r}$$

Abbildung 7.3 Bild von einem Prandtl Staurohr [24]

Das Prandtl Staurohr (Abbildung 7.3) stellt eine Kombination aus Pitotrohr und statischer Drucksonde dar. Das Prandtlrohr hat eine Öffnung in Strömungsrichtung die zur Messung des Gesamtdruckes dient, und ringförmig in einem berechneten Abstand zur Spitze und zum Schaft, seitliche Bohrungen, die für die statische Druckmessung verantwortlich sind. Mit einem Manometer kann die Differenz dieser beiden Drücke gemessen werden. Nach dem Gesetz von Bernoulli entspricht diese Differenz dem dynamischen Druck (Staudruck).

Der Nachteil dieses Messprinzips ist die Abhängigkeit der gemessenen Strömungsgeschwindigkeit von der Dichte des Strömungsmediums. Es ist für unseren Messzweck nicht so gut geeignet, da die Luftfeuchte im Trocknungsgas, je nach Betriebspunkt der Papiermaschine variiert.

Der Vorteil ist wie schon beim Vortex Messer, dass keine bewegten Teile in diesem Messgerät vorhanden sind.

7.1.1.3 Flügelrad

Dass Messprinzip beruht darauf, dass die Drehzahl des Flügelrades proportional zur Strömungsgeschwindigkeit eines Strömungsmediums ist. Die Drehzahl ist nahezu unabhängig von Dichte, Temperatur und Druck des Messmediums.



Abbildung 7.4

[25]

Diese Form der Strömungsmessung wurde für die Bestimmung des Volumensstroms der Abluft verwendet, da für den erforderlichen Temperatur- und Geschwindigkeitsbereich ein Messgerät von Mondi, zur Verfügung gestellt werden konnte.

7.1.2 Strömungsmessung der Abluft PM7

Das Strömungsprofil wurde durch punktuelle Messung der Strömungsgeschwindigkeit über den Strömungsquerschnitt ermittelt, um so eine durchschnittliche Strömungsgeschwindigkeit ermitteln zu können. Abbildung 7.5 zeigt ein solch aufgenommenes Profil der Trocknungsabluft der PM7.

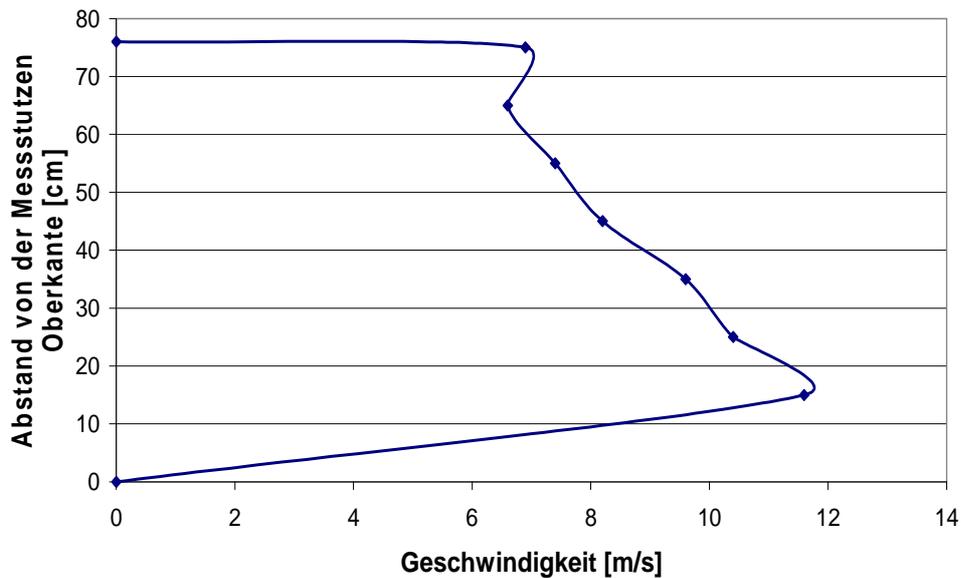


Abbildung 7.5 Strömungsverlauf Abluft PM7

Dabei erkennt man, dass die Strömungsgeschwindigkeit im oberen Bereich des Kanals größer ist als im unteren. Erklärbar ist dies dadurch, dass die Rohrleitung in diesem Bereich sehr viele Bögen hat, und somit kein gleichmäßiges Strömungsprofil entstehen kann. Ein Richtwert um ein gleichmäßig über den Rohrquerschnitt verteiltes Strömungsprofil zu erreichen ist, dass die Länge der so genannten Beruhigungsstrecke vor und nach dem Messgerät ca. 6x den Rohrdurchmesser betragen soll.

Eine wichtige Erkenntnis dieser Messung war, dass der durch die gemessene Strömungsgeschwindigkeit berechnete Volumenstrom der Abluft, nicht mit jener des Trockenflügels zusammenstimmt (siehe Abbildung 7.6). Die Erklärung liegt

wie schon erwähnt am überbestimmten Luftsystem anhand der sich beeinflussenden Ventilatoren.

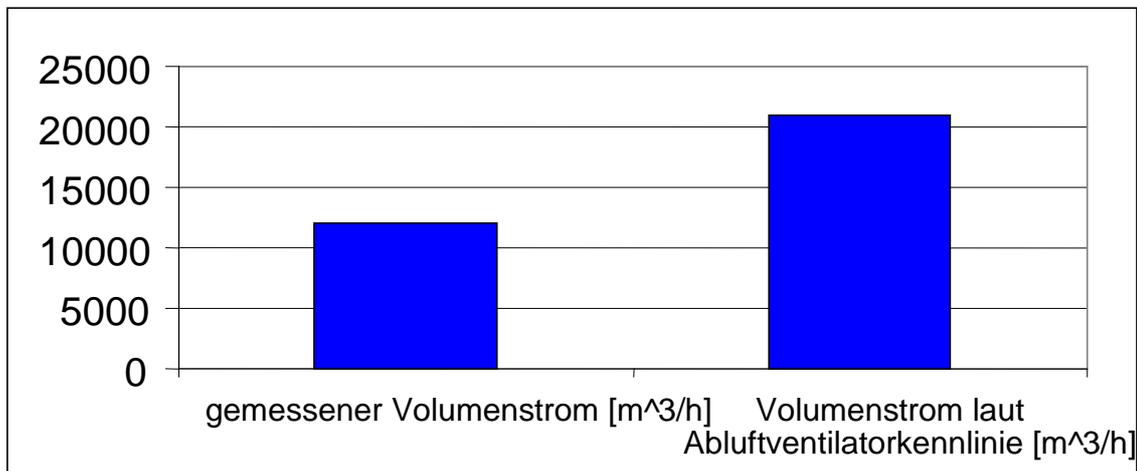


Abbildung 7.6 gemessener Abluftstrom vs. Abluftstrom laut Motorkennlinie

7.2 Feuchte und Temperaturmessungen von Luft in das Luftsystem der PM 7

Diese Messungen sind von Bedeutung da damit die Energiemenge die mit der Luft über die Systemgrenzen in den Prozess eingebracht wird bestimmt werden kann. Die Messungen umfassen die Messung der Luftfeuchte bzw. der Lufttemperatur der Hallenluft, welche in den Luft/Luft Wärmetauscher gebracht wird, und die Temperatur und Luftfeuchte der Verbrennungsluft für den Gasofen 1 (zur Orientierung siehe Abbildung 5.2).

Abbildung 7.7 zeigt die Messergebnisse für die eintretende Hallenluft in den L/L-Wärmetauscher. Dabei erkennt man, dass über eine Messreihe von 6 Messungen an 6 aufeinander folgenden Wochen, die Abweichung der einzelnen Messergebnisse sehr gering ausfiel, womit die konstante Annahme der Zustandsgrößen Temperatur und absolute Luftfeuchte zulässig ist.

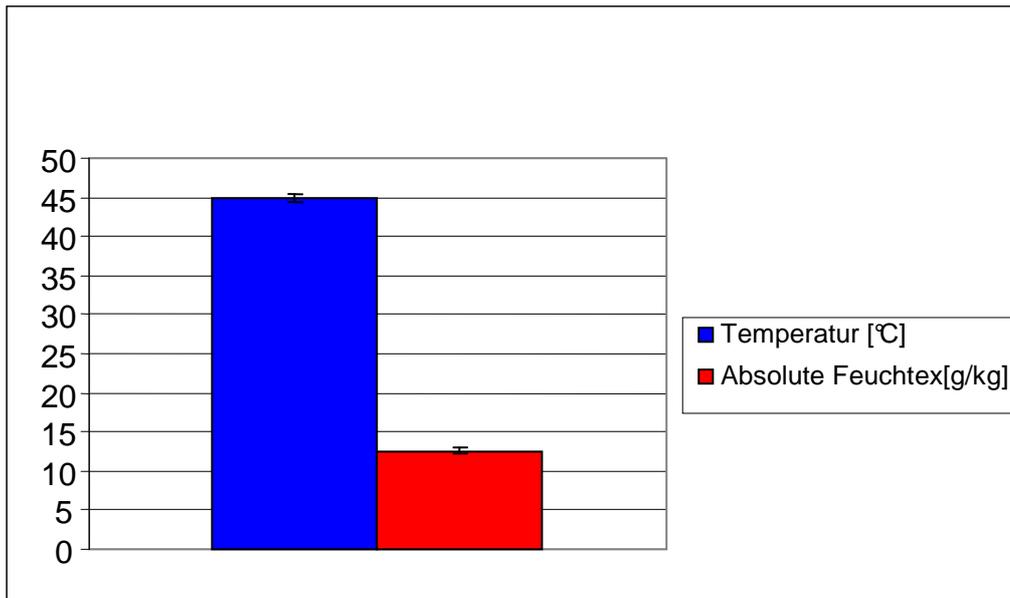


Abbildung 7.7 Zustandsgrößen der angesaugten Hallenluft zum L/L- Wärmetauscher

Selbiges wurde auch für die Verbrennungsluft zum Gasbrenner 1 durchgeführt. Diese Werte sind ebenfalls wie in Abschnitt 7.2 zu interpretieren (Abbildung 7.8).

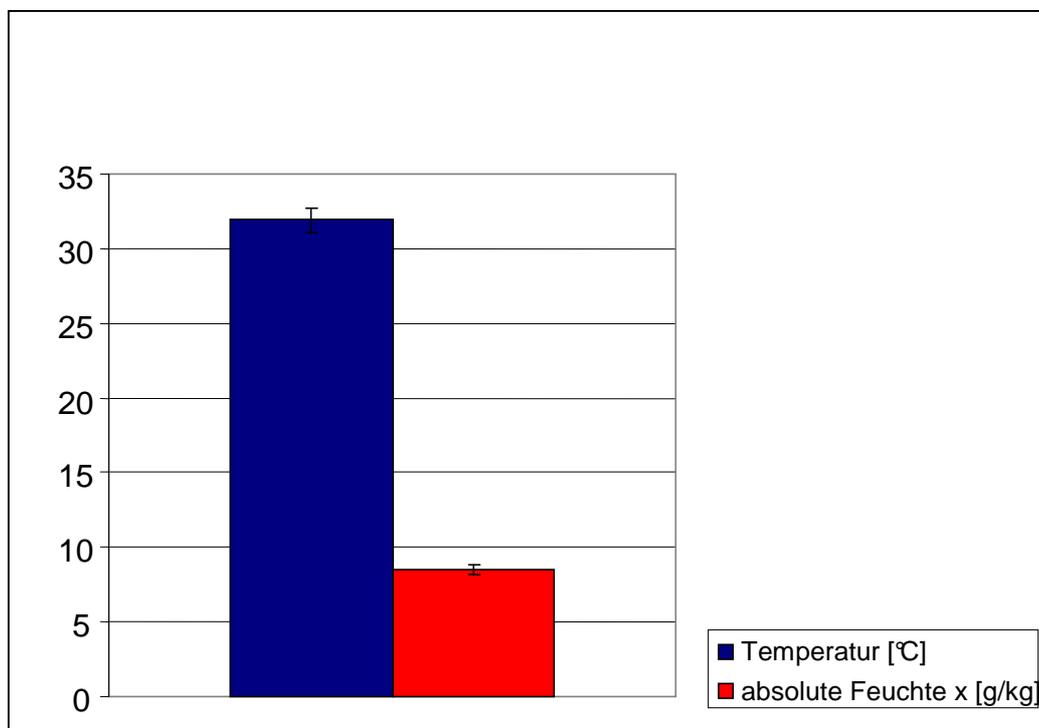


Abbildung 7.8 Zustandsgrößen der angesaugten Hallenluft zum Verbrennungsafen 1

7.3 Temperaturmessung Papier

Die Temperaturmessung des Papiers wurde mittels Infrarotmessung durchgeführt, da dies die einzige Möglichkeit darstellt, die Papierbahntemperatur ohne Beschädigung der Papierbahn zu messen. Die Genauigkeit dieser Messung ist zwar zu hinterfragen, da in der Messumgebung die Luftfeuchte so hoch ist, dass der Taupunkt unterschritten wird, und die ausfallenden Wassertröpfchen den Infrarotstrahl brechen. Aber doch sollte der Messwert mehr als nur einen Anhaltswert für die Eingangstemperatur der Papierbahn auf den Yankee darstellen. Dieser Messwert lag bei 50 [°C], und war unabhängig von der Sorte des produzierten Papiers immer konstant (Abbildung 7.9 roter Pfeil).

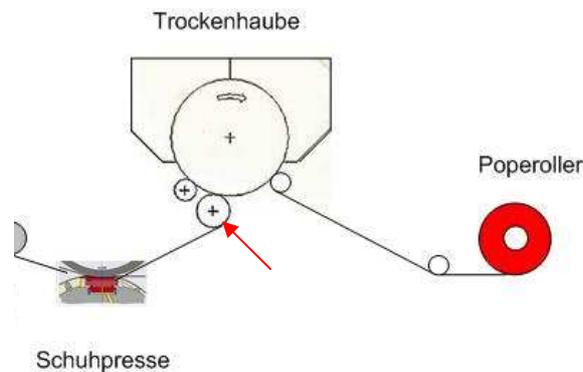


Abbildung 7.9 Schematische Darstellung von Schuhpresse, Yankee, Haube, und Poperoller

7.4 Temperaturmessung der Yankeeoberfläche am Glätzzylinder

Die Temperatur der Oberfläche am Yankeezyylinder ist, einer der wichtigsten Parameter für die Trocknungssimulation, weil diese Temperatur in Verbindung mit der Dampfmenge im Yankee, die übertragende Energiemenge auf das Papier bestimmt. Es gibt bei Mondi Frantschach eine Infrarotmessung für diese Temperatur die aber leider nicht sehr genau funktioniert (wegen den schon im vorigen Abschnitt genannten Gründen). Somit wurden mittels eines Kontaktmessgeräts, händisch, Temperaturwerte für spezifische Betriebspunkte bestimmt.

Ein auffallender Punkt dabei war, dass das Temperaturprofil über die Breite des Yankeezyinders nicht konstant war (Abbildung 7.10).

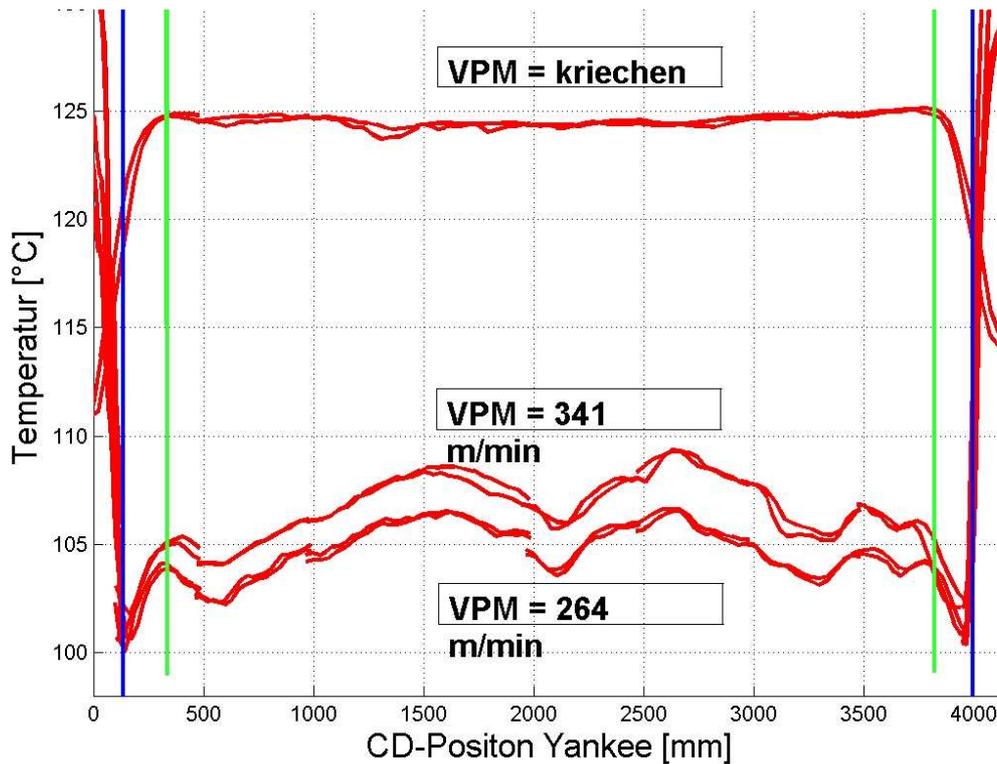


Abbildung 7.10 Vergleich der Temperaturprofile für verschiedene Betriebszustände (die grüne Linie stellt die Breite der Papierbahn dar)

Man erkennt, dass in der Mitte des Zylinders ein starker Abfall der Temperatur von ca. 3 [°C] erfolgt. Eine mögliche Erklärung könnte die zentrale Kondensatabfuhr durch ein Schöpfsystem im Inneren des Yankees sein. Eventuell staut sich bei hohen Bahngeschwindigkeiten das Kondensat vor der Ausflussöffnung, des Schöpfers, was einen dickeren Kondensatfilm zur Ursache haben könnte, der den Wärmeübergang verschlechtert.

Beim Kriechgang (Abbildung 7.10) ohne Papierbahn, zeigt sich dieser Einfluss nicht, da die Bahngeschwindigkeit viel geringer ist, und somit die Kondensatabfuhr gewährleistet sein dürfte.

Weiteren Einfluss könnte eine unregelmäßige Anpressung der Schuhpresse und der Glättpressen haben.

Abbildung 7.11 zeigt einen Schnitt durch den Yankeezyylinder, um die Vorstellung der oben genannten Ausführungen zu erleichtern.

stellt, dass der Feuchtegehalt der Abluft, nach der von Hand durchgeführten Strömungsmessung, aufgrund des „decreasing permeability“ Modells mit der Feuchtemessung der PM7 übereinstimmt.

8 Verifizierung und Validierung der Simulationssoftware

Die Verifizierung und Validierung der Simulationssoftware, waren sehr wichtige Bestandteile der Diplomarbeit. Diese beiden Schritte sollen die richtige Funktion der Software überprüfen.

8.1 Allgemeine Definition der Begriffe Verifizierung und Validierung

Der Begriff **Verifizierung** stellt einen Korrektheitsbeweis dar. Der Begriff ist vom lateinischen Wort veritas (Wahrheit) abgeleitet worden. In der Wissenschaft versteht man unter der Verifizierung einer Hypothese den Nachweis, dass die Hypothese in der **Form** richtig ist. Die Verifizierung macht aber noch keine Aussage über die Plausibilität der Hypothese.

Unter dem Begriff **Validierung** versteht man das Bestätigen aufgrund einer Untersuchung und durch Bereitstellung eines Nachweises, dass die besonderen Anforderungen für einen speziell beabsichtigten Gebrauch erfüllt worden sind. Die Validierung steht am Ende eines Prozesses oder einer Entwicklung.

8.2 Verifizierung

Die Verifizierung hat im Fall der Simulationssoftware die Aufgabe, zu zeigen ob die Software richtig und gut arbeitet. Die Verifizierung hat nicht die Aufgabe zu überprüfen, ob ein Modell der Realität entspricht.

Wichtige Punkte der Verifikation sind:

- Die Richtigkeit der Massenbilanz und Energiebilanz

Begründung: Massen und Energiebilanz sind fundamental und müssen immer stimmen selbst wenn das Modell selbst sehr schlechte Ergebnisse liefert

- Stabile Funktion der Software (keine Abstürze)

Die Korrektheit der Massen- und Energiebilanz des Haubensystems, kann sehr einfach im Programm DSfY über die Registerkarte „Balance“ (Abbildung 8.1) überprüft werden.

The screenshot shows a software window titled "DSP - Mass and Energy Balance" with three tabs: "Air balance", "Web balance", and "Steam balance". The "Air balance" tab is active, displaying a table titled "Air mass and energy balance". The table has five columns: "Streams In", "Mass total kg/h", "Vapor kg/h", "Dry kg/h", and "Energy kW". It lists various input and output streams with their respective values. The "Sum In" row shows a total mass of 15930.2 kg/h, vapor of 4517.6 kg/h, dry mass of 11412.6 kg/h, and energy of 2286.3 kW. The "Sum Out" row shows identical totals, with a slight difference in the energy value to 2286.4 kW.

Streams In	Mass total kg/h	Vapor kg/h	Dry kg/h	Energy kW
Fresh air to heat exchanger	9680,6	121,9	9558,7	123,5
Burning air for burner 1	2093,1	17,6	2075,6	18,9
Gas flow burner 1	94,8	213,2		1027,4
Gas flow burner 2	82,6	185,9		895,8
Evaporated water 1	2329,4	2329,4		117,6
Evaporated water 2	1649,7	1649,7		90,8
Portion of gas to CO2			133,0	
Portion of burning air to water			- 354,7	
Steam to air heater				12,2
Sum In	15930,2	4517,6	11412,6	2286,3
Streams Out				
Exhaust air after heat exchanger	15930,2	4517,6	11412,6	669,2
Convection heat to web AF1				659,3
Convection heat to web AF2				645,9
Piping heat losses				17,2
Air Foils heat losses				55,7
Heat exchanger heat loss				239,0
Sum Out	15930,2	4517,6	11412,6	2286,4

Abbildung 8.1 Massen und Energiebilanz der Trocknungsluft

Abbildung 8.1 zeigt, dass die Summe der ein und austretenden Ströme bei Massen und Energiebilanz gleich groß ist, was auf einen korrekten Berechnungsalgorithmus der einzelnen Berechnungen der Software hinweist.

Das Selbe kann auch für die Massen und Energiebilanz des Papiers gemacht werden (Abbildung 8.2).

The screenshot shows a software window titled "DSP - Mass and Energy Balance" with tabs for "Air balance", "Web balance", and "Steam balance". The active tab is "Web mass and energy balance". The table below summarizes the data shown in the interface.

Web mass and energy balance				
Web and Heat In	Water g/m2	Water kg/h	Water %	Energy kW
Web in	142,0	4901,9	56,0	359,9
Cylinder web heating				1863,3
AF1 web heating				659,3
AF2 web heating				645,9
Sum In	142,0	4901,9	56,0	3528,5
Web and Heat Out	Water g/m2	Water kg/h	Water %	Energy kW
Dewatering press 1	2,4	81,6	0,4	4,7
Dewatering press 2	1,8	63,5	0,3	6,9
Evaporation heat at AF1				1478,8
Evaporated water at AF1	67,5	2329,4		254,7
Evaporation heat at AF2				1099,0
Evaporated water at AF2	47,8	1649,7		197,0
Evaporation heat at Cylinder				240,7
Evaporated water at cylinder	10,7	368,8		37,4
Evaporation heat at OD location				69,5
Evaporated water at OD location	2,9	101,8		9,8
Convection losses				11,9
Web at scanner	8,9	307,1	92,6	118,3
Sum Out	142,0	4901,9	92,6	3528,8

Abbildung 8.2 Massen und Energiebilanz des Papiers

Damit kann ebenfalls zu jedem Set Point, die Richtigkeit des Berechnungsalgorithmuses überprüft werden.

Die Stabilität der Software wurde durch die dauernde Anwendung bzw. Überprüfung meinerseits getestet. Etwaige Abstürze und Auffälligkeiten wurden ausgemerzt um eine stabile Funktion der Software zu gewährleisten.

8.3 Validierung

Die Validierung hat im Fall der Trocknungssoftware, folgende Frage zu beantworten:

Repräsentiert die Simulation den realen Trocknungsprozess, und gibt diese die korrekten Werte wieder?

Die Validierung ist auch dazu notwendig um Fitting Parameter für das Modell zur Verfügung zu stellen, wie z.B. die Konstanten C_1 und C_2 für Gleichung (6.1), oder um den Wärmeübergangskoeffizienten für da Kondensat anzupassen.

8.3.1 Validierung der Simulation

Wenn wir die verdampfte Wassermenge die über die Trockenhaube der PM7 abgeführt wird betrachten, lautet diese folgend:

$$m_{H_2O} = m_{atro} \cdot \left(\frac{1}{TG_{EIN}} - \frac{1}{TG_{AUS}} \right) \quad (8.1)$$

TG_{EIN} und TG_{AUS} stellen den Trockengehalt des Papiers vor und nach der Haube dar, m_{atro} ist der Massenstrom an trockenem Papier.

An dieser Formel sind der TG_{EIN} und die verdampfte Wassermenge m_{H_2O} unbekannt, da für den Trockengehalt nach der 2. Glättpresse keine Messung möglich ist.

Deswegen musste als Hilfestellung die Energiebilanz aus den gemessenen Prozessgrößen berechnet werden, um den Trockengehalt des Papiers beim Haubeneintritt zu ermitteln.

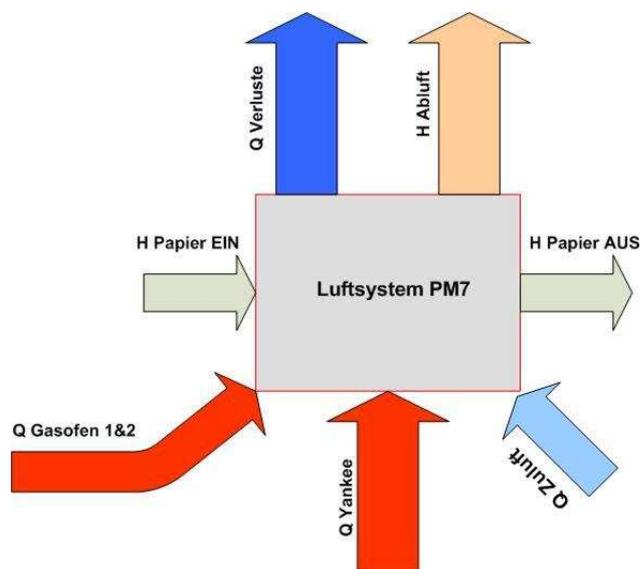


Abbildung 8.3 Energieströme des Gesamtsystems

Abbildung 8.3 zeigt die ein und austretenden Energieströme aus dem Luftsystem der PM7. Die Systemgrenzen der Bilanz sind so gewählt, dass sie mit Abbildung 5.2 übereinstimmen.

Die Energiemenge Q_{Yankee} welche über den Dampf auf das Papier gebracht wird, wird über folgende Gleichung beschrieben:

$$Q_{Yankee} = m_{Dampf} \cdot (\Delta H_v) \quad (8.2)$$

Hierbei ist m_{Dampf} der gemessene Massestrom an Dampf der in den Yankee kommt, und ΔH_v die Verdampfungsenthalpie bei der jeweiligen Temperatur.

Die Energiemenge Q_{Erdgas} welche über die Gasöfen in das Papier gebracht wird kann folgend berechnet werden:

$$Q_{Erdgas} = m_{Erdgas} \cdot Hu \quad (8.3)$$

Dabei ist der Heizwert Hu bekannt, und m_{Erdgas} wird über eine Durchflussmessung erfasst. Die Enthalpie des Erdgasstroms wird dabei vernachlässigt.

Die Energie H_{Papier} welche mit dem Papier in die Haube hinein bzw. aus der Haube heraus geht, kann über Gleichung (8.4) ausgedrückt werden.

$$H_{Papier} = m_{atro} \cdot cp_{Papier} \cdot t + m_{H_2O} \cdot cp_{H_2O} \cdot t \quad (8.4)$$

cp_{Papier} ... spezifische Wärmekapazität Papier 1.36 $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

Die Gleichung für Aus- und Eintritt unterscheidet sich nur dahingehend, dass die Temperatur des Papiers am Austritt höher ist (ca. 100 [°C]), und die Wassermenge geringer.

Die Enthalpie welche über die angesaugte Luft in das System gebracht wird berechnet sich aus Gleichung (8.5).

$$H_{LuftEIN} = m_L \cdot (h_L + x \cdot h_W) \quad (8.5)$$

Die einzige nicht direkt bekannte Größe, ist der Massenstrom an trockener Luft m_l in das System, welcher aber durch Kenntnis des Massenstromes an Abluft zurückgerechnet werden kann.

Somit sind die Energieströme in das Papier bestimmt.

Die Energieströme aus dem System sind die Verluste der Leitungen der Wärmetauscher, und der Haube, welche mit 8% der Summe der eintretenden Energieströme (Tabelle 8.1) angenommen wurden.

Die Yankeeverluste an den Stirnseiten wurden überschlagsmäßig mittels einer Wärmeübergangsberechnung berechnet. Dabei wurde die Oberflächentemperatur an der Yankeestirnseite gemessen, und die Temperatur der die Stirnseite umgebenden Luft. Der Wärmeübergangswert wurde geschätzt. Somit konnte der Wärmeübergang mittels Gleichung (8.6) berechnet werden.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot (T_c - T_\infty) \cdot A \quad (8.6)$$

8.3.2 Ergebnisse 40gsm

Tabelle 8.1 zeigt eine Auflistung der berechneten Werte für ein MG Papier der Sorte MU 31 40gsm bei einer Maschinengeschwindigkeit von 397m/min.

Energie EIN	
Q- Yankee [kW]	2032,05
Q- Gasofen 1,2 [kW]	2034,66
H Papier EIN [kW]	356,56
H Luft EIN [kW]	125
Summe Energie EIN [kW]	4548,28

Tabelle 8.1 Energieeintrag Trocknung bei 40gsm

Tabelle 8.2 zeigt die Summe Energie AUS. Hierbei erkennt man wenn man die Verdampfungsenthalpie bei der Berechnung der Abluftenergie nicht berücksichtigt, dass die Differenz der beiden Energiesummen genau die Energie darstellt, welche

zur Verdampfung des Wassers aufgewendet wird. Der Abluftmassenstrom wurde mit einer händischen Strömungsmessung ermittelt.

Energie AUS	
Q Verluste Leitungen +Haube[kW]	363,86
Q Verluste Yankee [kW]	128,64
H Abluft [kW]	590,39
H Papier AUS [kW]	157,13

Summe Energie AUS [kW] 1240,03

Tabelle 8.2 Energieaustrag Trocknung bei 40gsm

In diesem Fall wäre das eine Differenz von 3308,25 [kW], welche zur Trocknung zur Verfügung steht.

Unter der Verwendung von Gleichung (8.1) ergibt sich:

$$H_{\text{Differenz}} = m_{\text{atro}} \cdot \left(\frac{1}{TG_{\text{EIN}}} - \frac{1}{TG_{\text{AUS}}} \right) \cdot \Delta H_V \quad (8.7)$$

Obige Gleichung lässt sich nach TG_{EIN} umformen, und man erhält den gesuchten Eingangstrockengehalt in die Haube TG_{EIN} .

Abbildung 8.4 zeigt die Gegenüberstellung der berechneten Werte vom DSfY, und von der extra berechneten Gesamtbilanz aus den Messwerten. Dabei erkennt man, dass die Abweichung der beiden Werte untereinander sehr gering ist. Dies bedeutet dass die Simulation bei einem Flächengewicht von 40gsm sehr gut funktioniert, und die Werte dieser plausibel erscheinen.

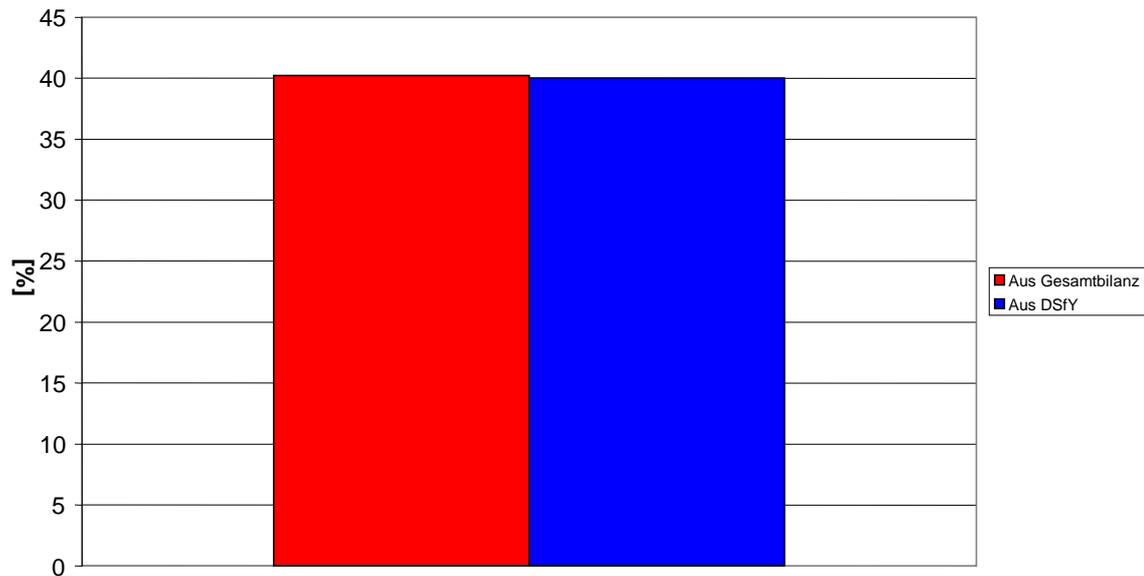


Abbildung 8.4 Vergleich des TG am Haubeneingang 40gsm

8.3.3 Ergebnisse 120 gsm

Selbige Validierung wurde auch bei einem Flächengewicht von 120gsm und einer Geschwindigkeit von 151 [m/min] durchgeführt, um zu zeigen, dass die Simulation unabhängig von der Maschinengeschwindigkeit und vom Flächengewicht richtige Werte liefert.

Abbildung 8.5 zeigt den Vergleich der TG- Werte am Eingang in die Haube. Hierbei erkennt man eine Abweichung der beiden TG- Werte von 1,3%, was auch für eine gute Reproduzierbarkeit der Simulation spricht.

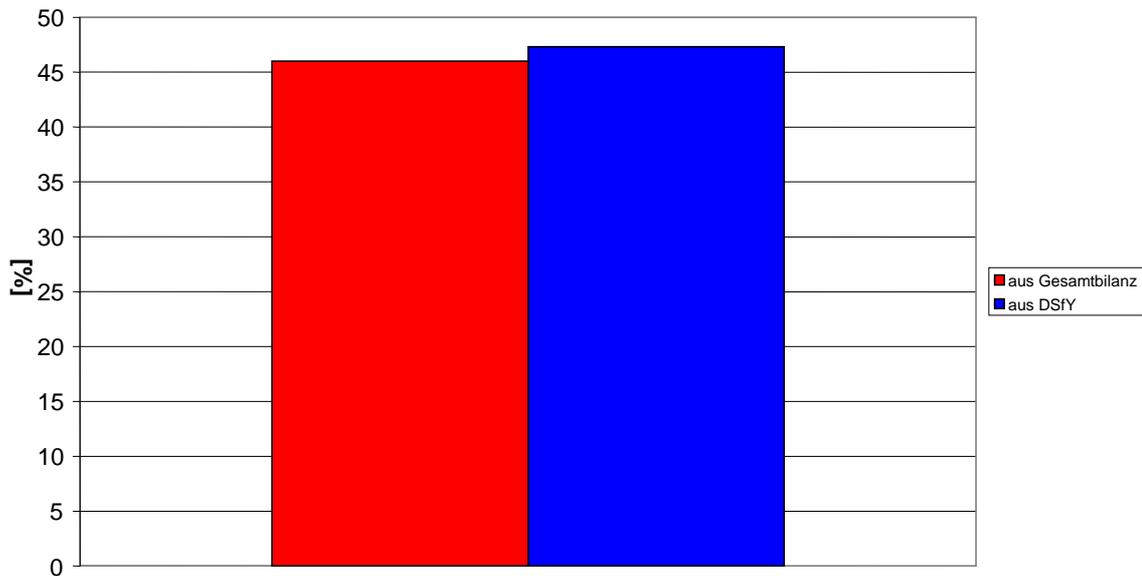


Abbildung 8.5 Vergleich des TG am Haubeneingang 120gsm

Weiters wurde die im Prozessleitsystem (PLS) angezeigte Feuchte der Abluft aus dem Haubensystem, wurde über die erstellte Gesamtbilanz kontrolliert, und dabei ergaben sich doch Unterschiede (Abbildung 8.6). In dieser Abbildung ist sehr schön der Unterschied in der Feuchtebelastung der Abluft der PM 7 zu sehen. Dieser Unterschied kann folgende Gründe haben:

- ungenaue Strömungsmessung der Abluft
- ungenaue PLS Feuchtemessung

Die Genauigkeit der händisch durchgeführten Strömungsmessung kann leider nicht überprüft werden. Eine Mögliche Ursache für eine Ungenauigkeit der Strömungsmessung könnte sein, dass das Flügelrad nur in Richtung einer Achse geführt werden kann, und das Strömungsprofil orthogonal zu dieser nicht äquivalent mit gemessenen ist.

Schlussfolgerung:

Entweder ist die Strömungsmessung schlecht oder die Feuchtemessung falsch (was aber im nächste Unterpunkt widerlegt wird).

Sollten beide Messungen stimmen kann dies am verschiedenen Trockengehalt am Haubeneingang liegen.

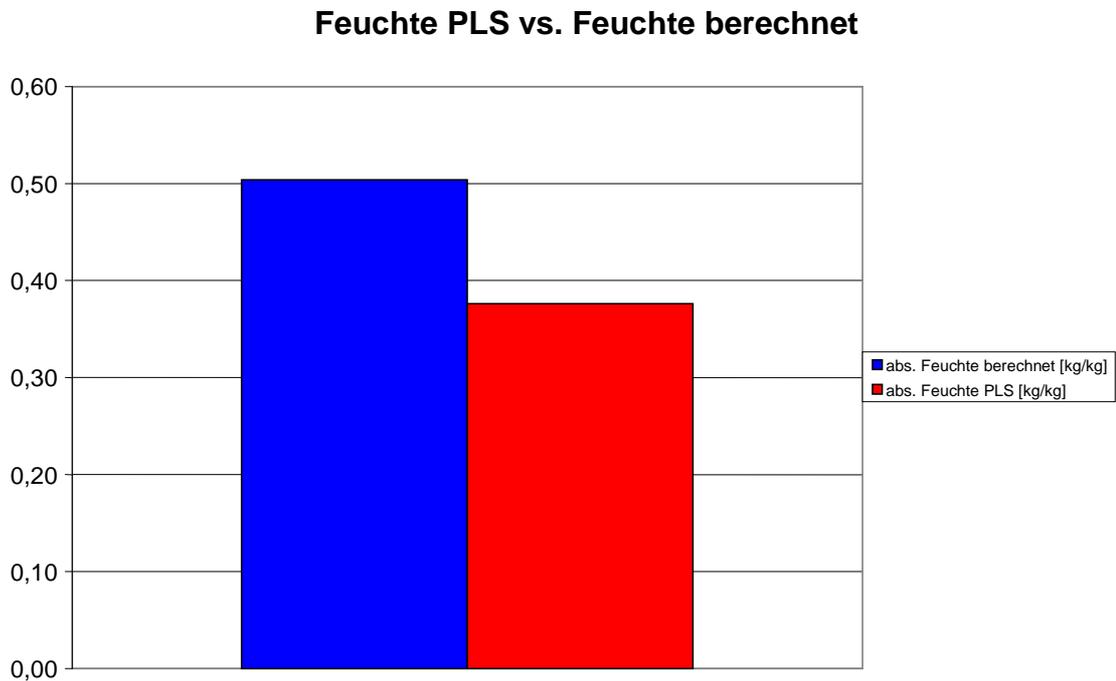


Abbildung 8.6 Vergleich der abs. Feuchtwerte Messung PLS/ Berechnung Gesamtbilanz

8.4 Überprüfung der Feuchtemessung

Um die Genauigkeit der PLS Messung zu überprüfen, wurde von der Firma Testo ein zweites Messgerät ausgeliehen.

Abbildung 8.7 zeigt eine Referenzmessung der Feuchtemessgeräte. Dabei ist zu erkennen, dass die Werte des für die Feuchtemessung benutzten Messgeräts Testo 6681 sehr gut mit jenem des Testo 400 übereinstimmen.

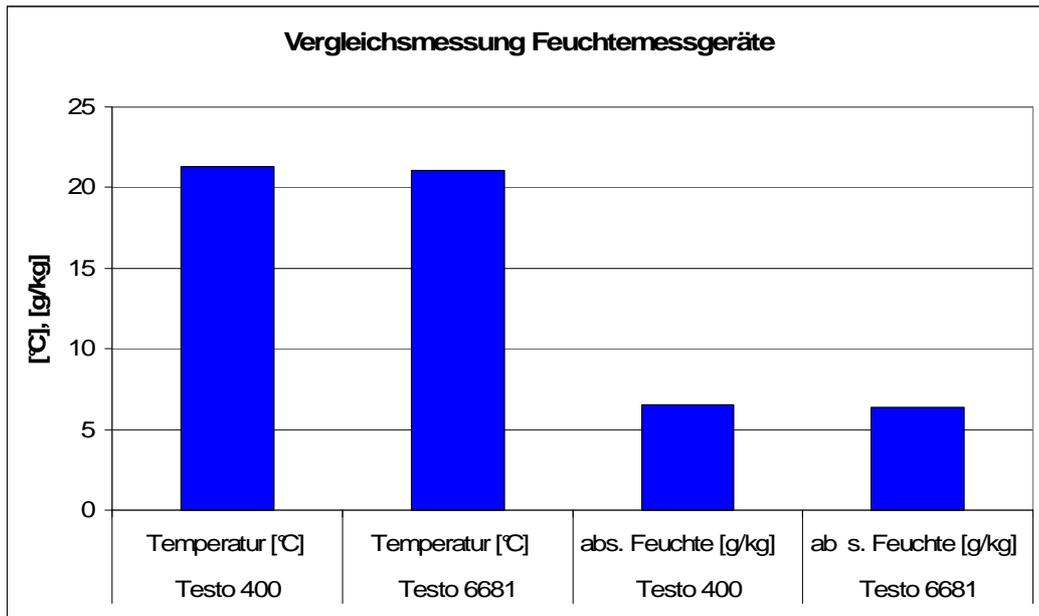


Abbildung 8.7 Referenzmessung der Feuchtemessgeräte

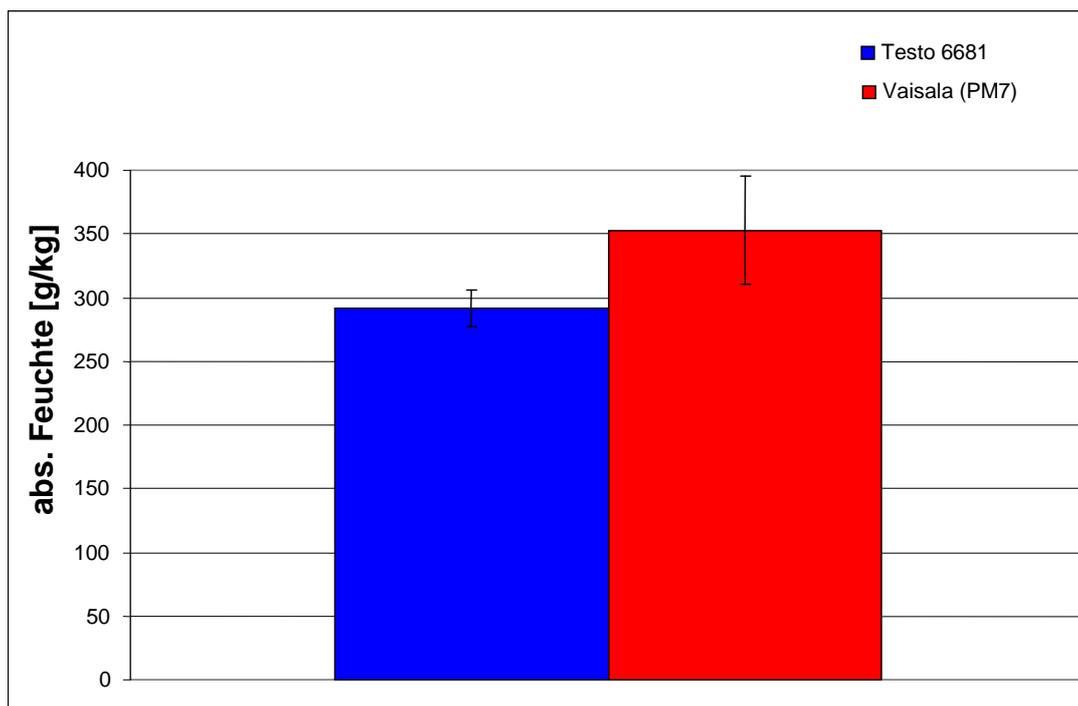


Abbildung 8.8 Vergleich der abs. Feuchte zw. online Messung PM7/Testo Messgerät

Die Überprüfung der Feuchtemessung an der Haubenabluft der PM7 zeigt, knapp signifikante Unterschiede der beiden Messwerte (Abbildung 8.8). Die Genauigkeit der Vaisala Feuchtemessung liegt bei 12%, jene des Testo Messgeräts bei 5%. (Dies sind die oben im Bild eingezeichneten Toleranzbalken) Daraus könnte even-

tuell auf einen niedrigeren Trockengehalt des Papiers beim Haubeneingang geschlossen werden. Die Vaisala Messwerte stimmten auch mit jener der Simulation sehr gut überein, was für die Gültigkeit der Simulation spricht.

8.5 Überprüfung des TG nach der Schuhpresse

Die Kontrolle des Trockengehalts nach der Schuhpresse wurde für eine Grammatr von 40gsm bei einer Geschwindigkeit von 339 m/min. Diese Überprüfung zeigt, dass der berechnete Trockengehalt mit jenem der Simulation recht gut übereinstimmt (Abbildung 8.9).

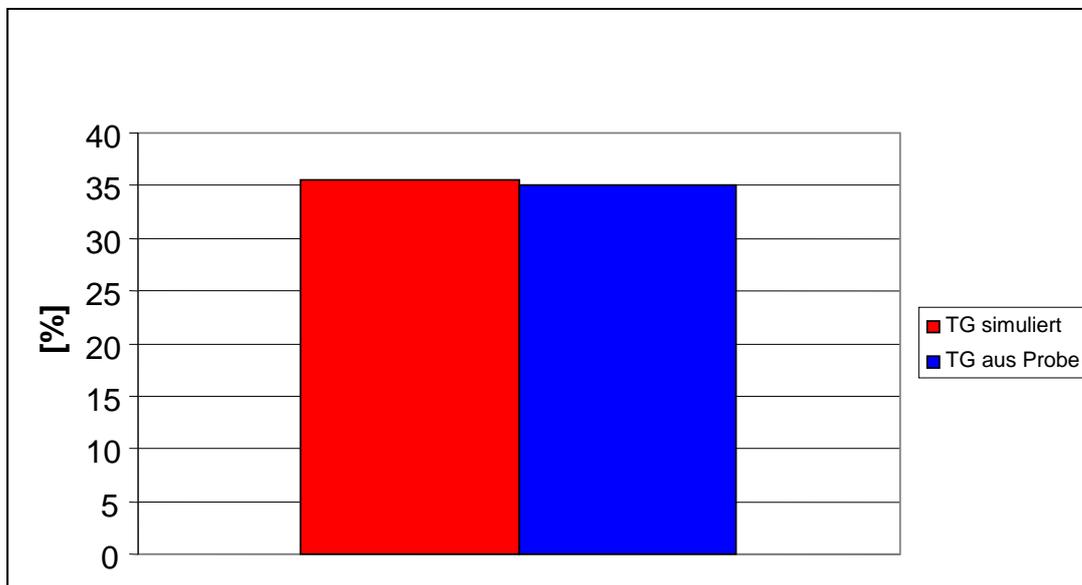


Abbildung 8.9 TG Vergleich nach der Schuhpresse

Auffallend ist, dass der Trockengehalt bei dieser Grammatr um ca. 4.5% niedriger ist als bei der rechnerischen Validierung 40gsm, zwar für eine andere Geschwindigkeit, aber dennoch bei derselben Sorte. Eine mögliche Erklärung könnte die Filzkonditionierung darstellen die Unterschiede um bis zu 6% im TG verursachen kann.

8.6 Einfluss der Nipbelastung der 2. Glättpresse den Trockengehalt

Um herauszufinden, welche Trockengehaltssteigerung durch die Glättpressen 1 bzw. 2 verursacht wird, wurde ein Versuch an der Papiermaschine 7 durchgeführt,

der den Einfluss der Nipbelastung der Glättpresse 2 (das ist die Glättpresse bevor, dass Papier in den Nassflügel der Trockenhaube gelangt) auf den die Trockengehalt nach der 2. Glättpresse hat.

Dabei wurde die Glättpresse minimal belastet (47kN/m). Ein geringerer Anpressdruck war leider nicht möglich, da die Glättpresse sonst komplett von der Papierbahn wegfährt und dabei automatisch verriegelt wird.

Die Berechnung der Trockengehaltssteigerung durch die 2. Glättpresse wurde folgendermaßen durchgeführt:

Aus

- Strömungsmessung der Abluft
- Feuchte der Abluft
- Temperatur der Abluft
- Gesamtdruck im Luftsystem

kann mithilfe der physikalischen Zusammenhänge für feuchte Luft die verdampfte Wassermasse ausgerechnet werden.

Aus der verdampften Wassermenge, kann mit Gleichung (8.8) der TG_{EIN} berechnet werden, und daraus die in Abbildung 8.10 ersichtliche Trockengehaltserhöhung nach der 2. GP erreicht werden.

$$m_{H_2O_{verd}} = \frac{A_{tro}}{TG_{EIN}} - \frac{A_{tro}}{TG_{AUS}} \quad (8.8)$$

Abbildung 8.10 zeigt die Trockengehaltssteigerung nach der 2. Glättpresse in Abhängigkeit vom Nipload.

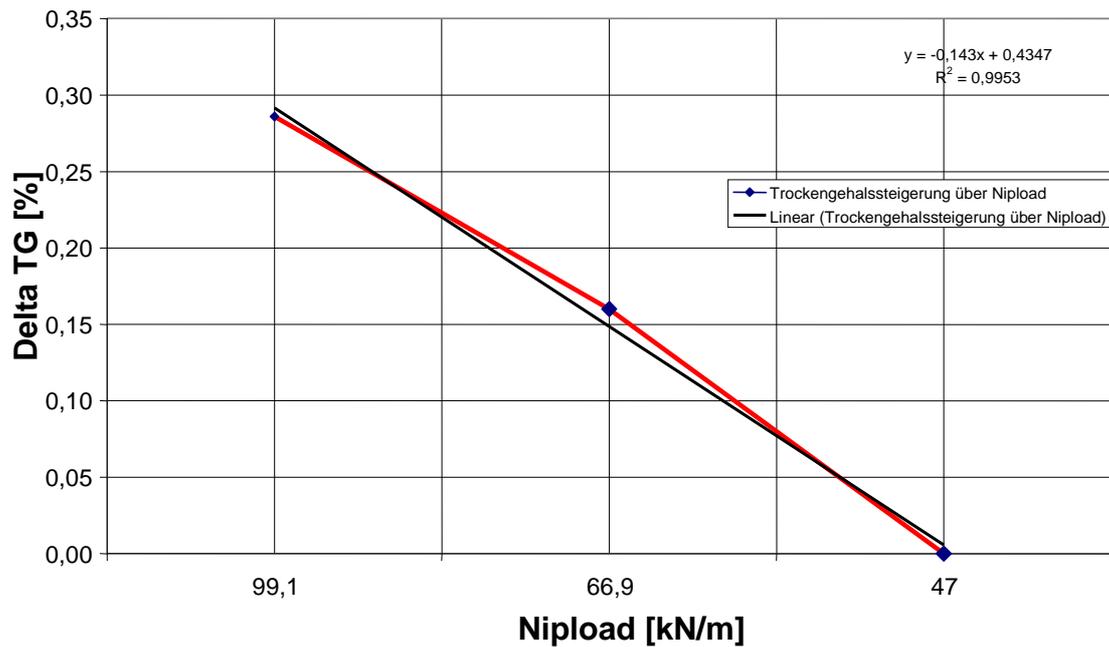


Abbildung 8.10 Einfluss des Niploads auf den Trockengehalt

Grammatur: 120gsm

v_{PM} : 151 m/min

Weil die 1. und die 2. Glättpresse immer mit 90kN/m bzw. mit 99kN/m voll angepresst sind (dies liegt auch daran, dass die Glättpressen bombiert sind und somit die Bombage egalisiert wird), kann man davon ausgehen, dass eine Trockengehaltssteigerung von ca. 0,3% durch jede der beiden Glättpressen erreicht wird. Die Simulation zeigt eine Trockengehaltssteigerung der 2. Glättpresse von 0,52%, was in Anbetracht dessen, dass die Pressenfunktion nicht validiert wurde ein sehr guter Wert ist.

9 Simulieren der Einsparungspotentiale Haubensystem PM7

Dass Hauptziel für Mondi Frantschach war es jene Einstellungsparameter der Haube zu finden, welche den minimalen Gasenergieverbrauch gewährleisten. Es wurden mit Hilfe des DSfY Programms, Einsparungspotentiale für die Sorte MU31 32gsm simuliert, und diese auch real auf der Papiermaschine überprüft.

9.1 Optimierung Trocknungsluftparameter Nassflügel

Die Optimierung der Trocknungsluftparameter beim Nassflügel wurde hinsichtlich, der Austrittstemperatur des Gasofens 1, und des Volumenstroms zum Nassflügel durchgeführt. Ziel war es die gleiche Trocknungsleistung im Nassflügel zu erreichen bei minimalem Energieverbrauch.

Abbildung 9.1 und Abbildung 9.2 zeigen die Zustandsgrößen des feuchten Trocknungsgases, vor bzw. nach der Optimierung. Hierbei wurde um den Energieverbrauch des Gasofens 1 zu optimieren, die Drehzahl des Heißgasventilators 1 auf ihren Maximalwert erhöht, und die Temperatur des Rauchgases vor dem Nassflügel wieder zurückgenommen. Dabei musste darauf geachtet werden, dass der Dampfdruck des Trocknungsdampfes, der in den Yankeezyylinder gelangt, konstant bleibt, sodass die Trocknungsfähigkeit die durch die Pralltrocknung erreicht wird unbeeinflusst bleibt, und dieser Einfluss ausgeschlossen werden kann.

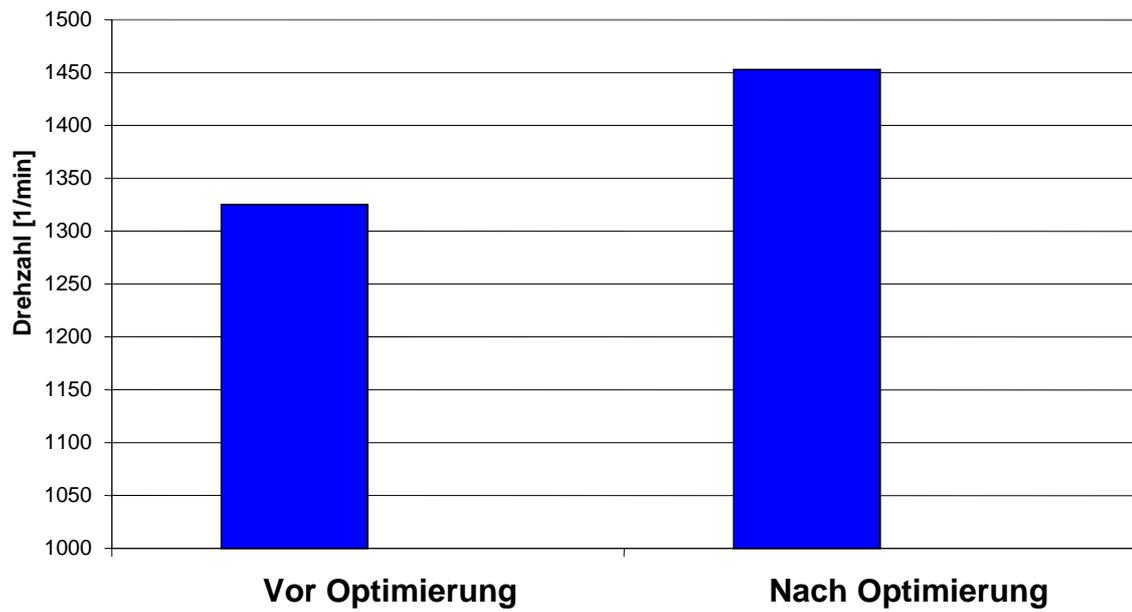


Abbildung 9.1 Vergleich Drehzahl HG Ventilator 1

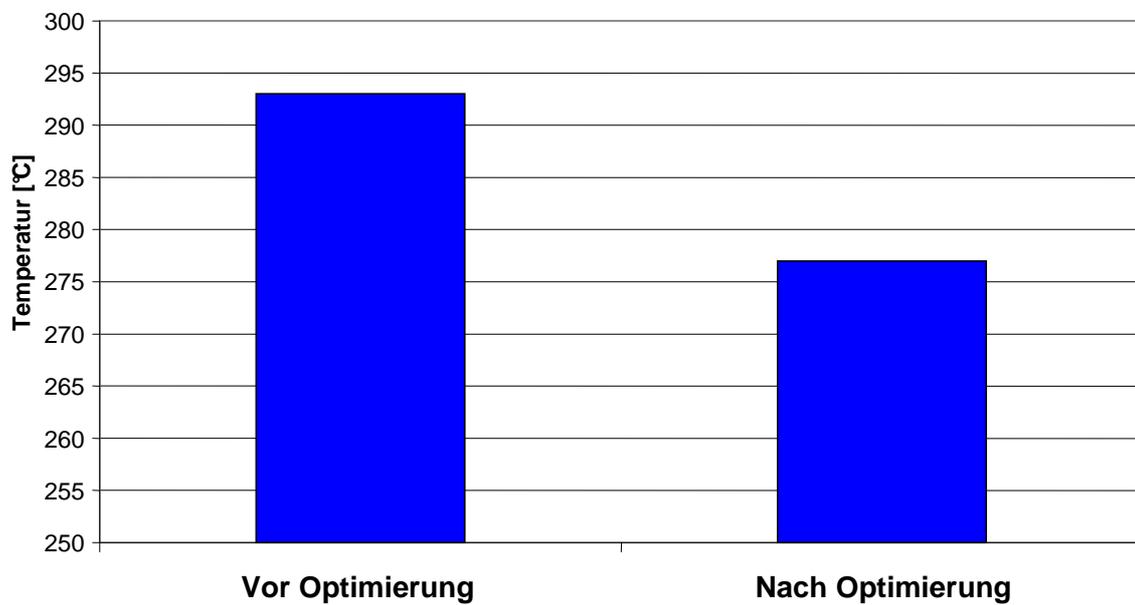


Abbildung 9.2 Vergleich Rauchgastemperatur Eintritt Nassflügel

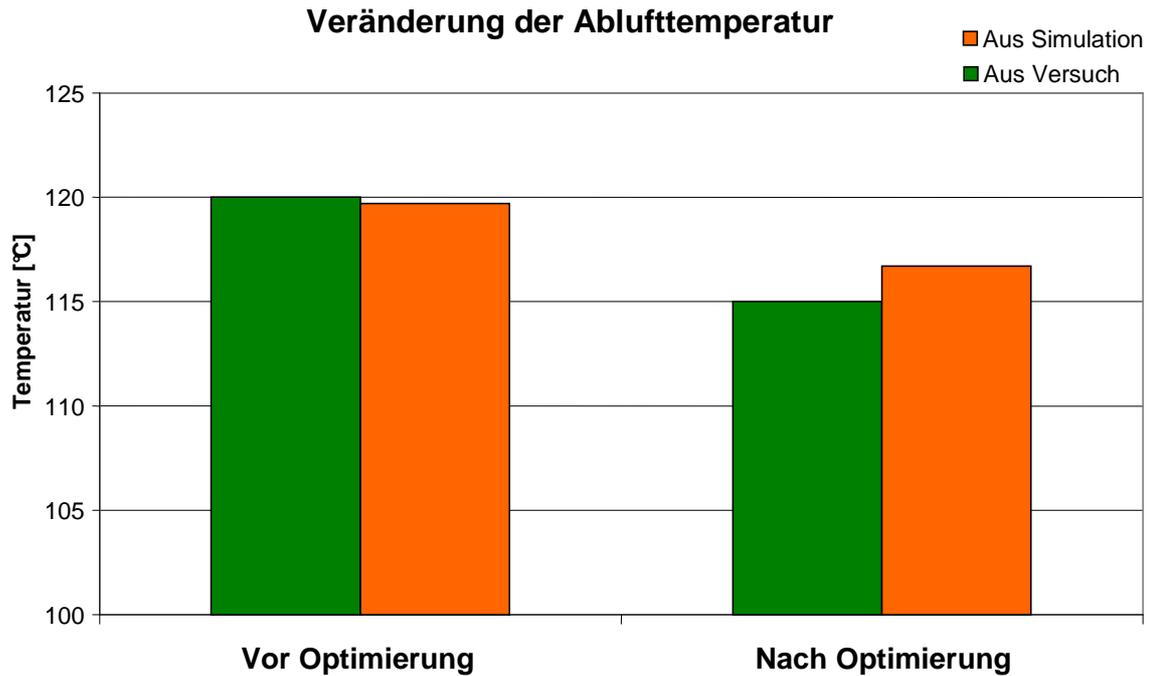


Abbildung 9.3 Veränderung der Ablufttemperatur PM7

In Abbildung 9.3 erkennt man, dass nach der Verstellung, die Ablufttemperatur um 5 [°C] abgenommen hat. Dadurch wird der Wärmestrom, der über die Systemgrenzen hinaus zum Wärmerückgewinnungsturm fließt, verringert.

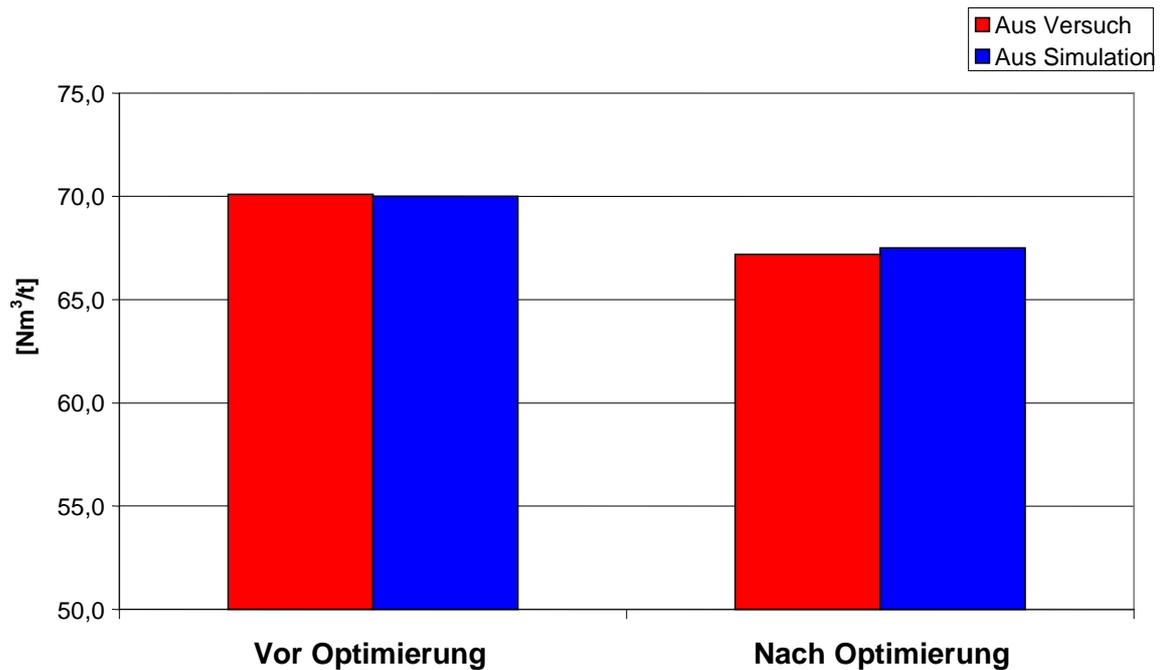


Abbildung 9.4 Änderung des spez. Energieverbrauchs

Abbildung 9.4 stellt einen Vergleich der spezifischen Energieverbräuche vor bzw. nach der Optimierung der Eingangsparameter Nassflügel der PM 7 dar. In diesem Fall konnte eine Einsparung des spezifischen Energieverbrauchs um ca. 3.5% erreicht werden. Hierbei müsste aber auch noch der erhöhte Verbrauch an Strom der durch die Erhöhung der Ventilator Drehzahl zustande kommt gegen gerechnet werden. Dies wurde in dieser Arbeit nicht behandelt, sollte aber bei weiterführenden Arbeiten mit diesem Thema berücksichtigt werden.

9.2 Optimierung der Trocknungsluftparameter Trockenflügel

Bevor dieser Versuch durchgeführt werden konnte, wurden wieder die Ausgangsparameter hergestellt, um zu erkennen, welche Parameterverstellung den größten Einfluss auf den Energieverbrauch der Gasöfen hat.

Abbildung 9.5 und Abbildung 9.6 zeigen die geänderten Trocknungsparameter für die Haubentrocknung am Trockenflügel (Temperatur und Drehzahl des Heißgasventilators 2 sind die Größen die geändert wurden). Laut der Simulation sollte ein geringerer Energieverbrauch erreicht werden, wenn die Drehzahl des Heißgasven-

tilators 2 zurückgenommen wird, und dabei die Temperatur nach dem Gasofen, vor der Trockenhaube erhöht wird.

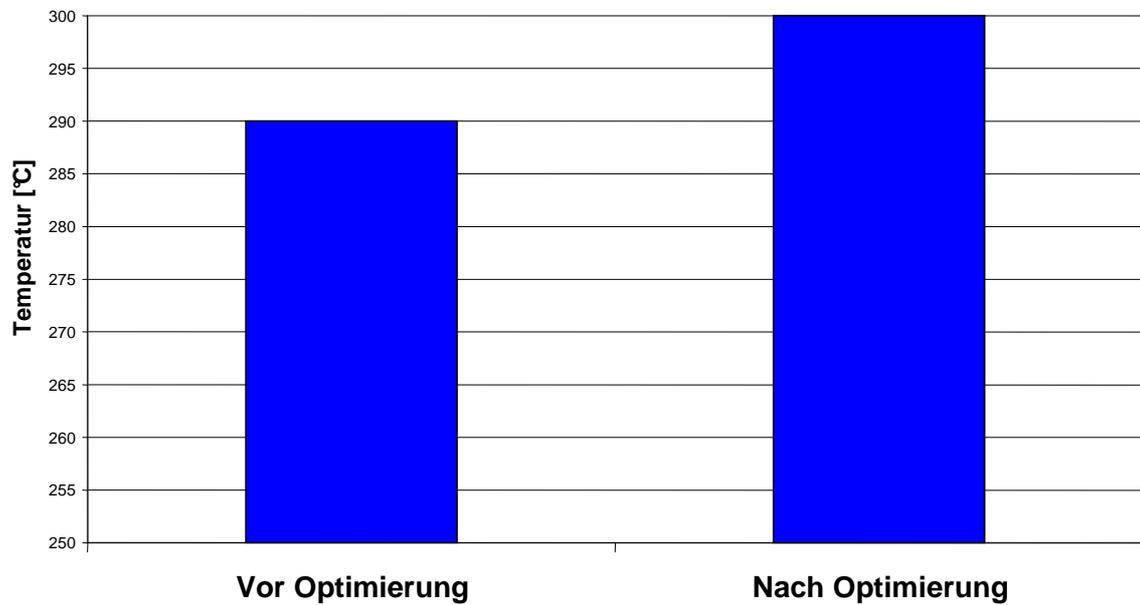


Abbildung 9.5 Änderung der Temperatur nach Gasofen 2

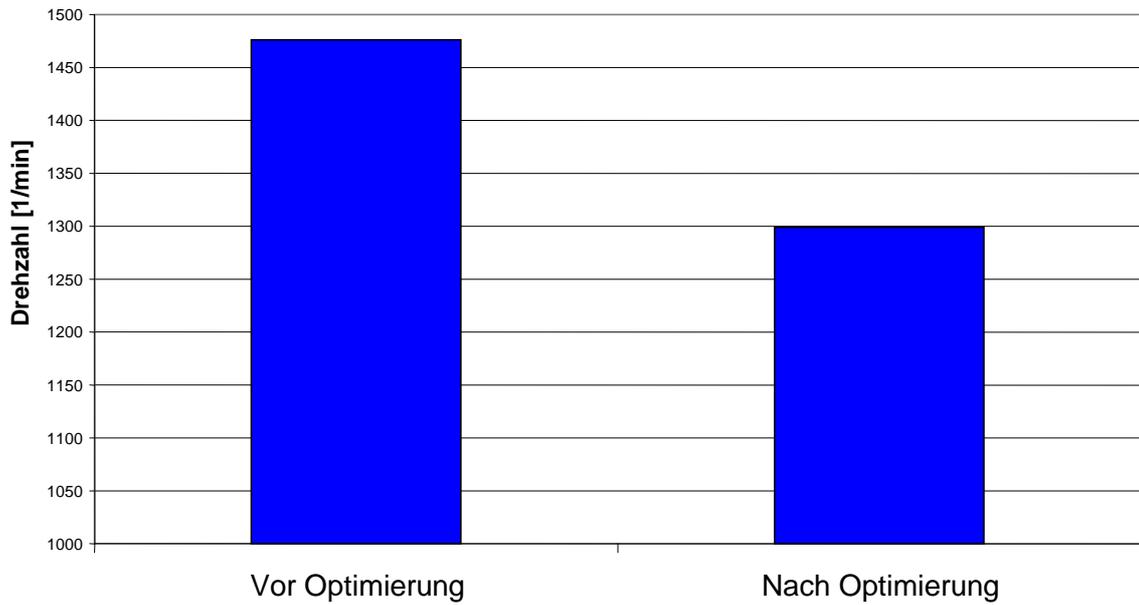


Abbildung 9.6 Änderung der Drehzahl Heißgas Ventilator 2

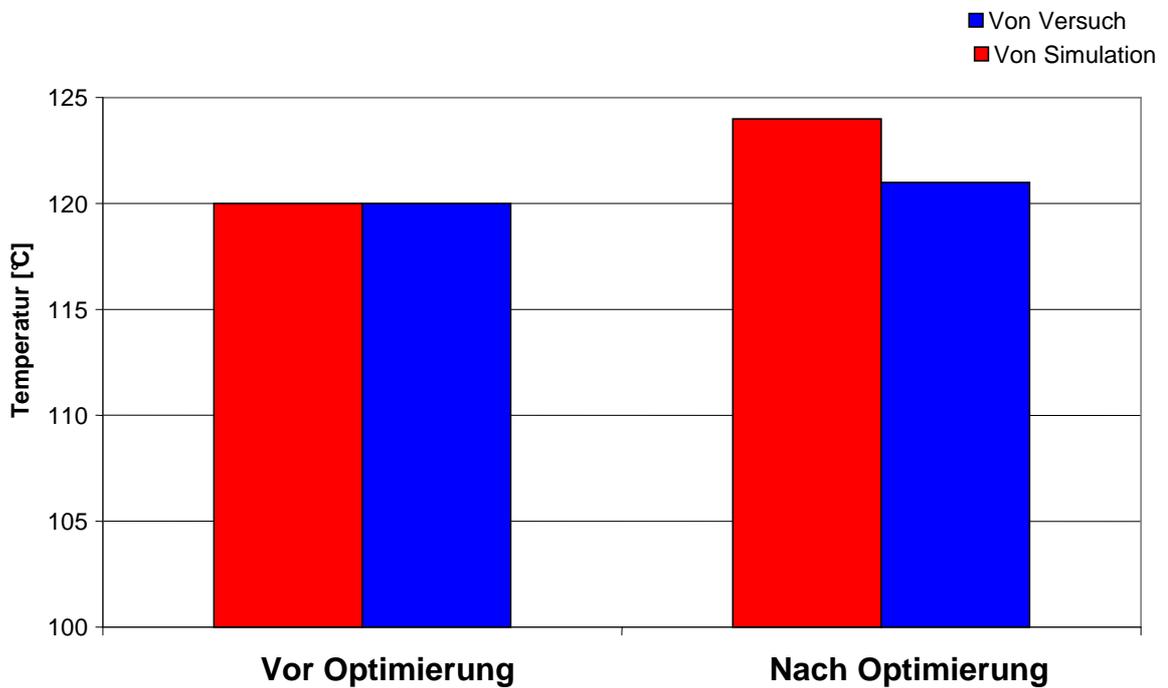


Abbildung 9.7 Änderung der Ablufttemperatur

Abbildung 9.7 zeigt, dass zwar in diesem Fall nach der Optimierung die Ablufttemperatur um ca. 1 [°C] steigt, aber dadurch, dass der Massenstrom der Trocknungsluft vom Recyclestromventilator kommend, aufgrund der höheren Temperatur der der Trocknungsluft aus dem Nassflügel verringert wird, ein geringerer Abluftmassenstrom entsteht der in Summe einen geringeren Enthalpiestrom der Abluft ergibt.

Abbildung 9.8 stellt die Veränderung des spezifischen Energieverbrauchs nach der Optimierung dar. Dabei ist zu erkennen, dass durch diese Umstellung der Trocknungsparameter, nur ein um ca. 1% geringerer Energieverbrauch erzielt werden kann. Aber wie auch oben gilt, dass der Einfluss der Ventilator Drehzahl nicht berücksichtigt wurde. Hier könnte sich dieser durch die Verringerung dieser positiv auf den Gesamtenergieverbrauch auswirken.

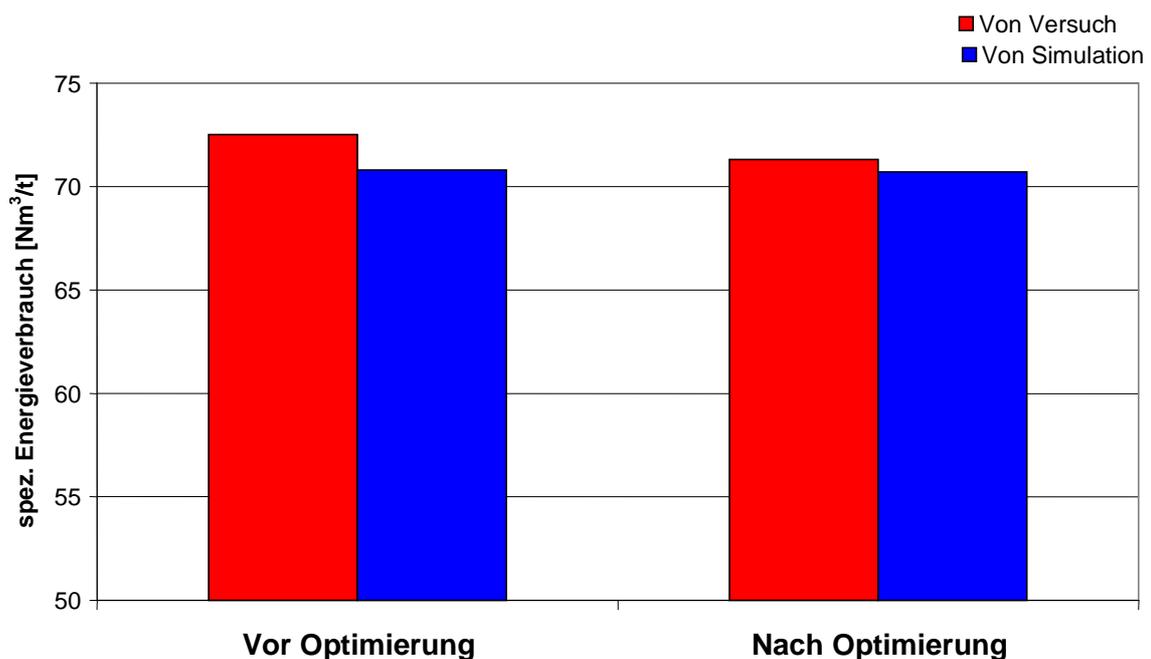


Abbildung 9.8 Änderung des spez. Energieverbrauchs nach Optimierung Gasofen 2

9.3 Einfluss des Recyclestromventilators

Um den Einfluss des Recyclestromventilators zu testen, wurde die Drehzahl von diesem angehoben, und um den Dampfdruck auf ein konstantes Niveau zu brin-

gen die Temperatur nach den Gasofen 1 zurückgenommen. Hierbei erkennt man, dass sich dadurch der spezifische Energieverbrauch auf ein Niveau einstellt, welches um ca. 3.5% über dem bei niedrigerer Drehzahl, und höherer Temperatur des Gasofens 1 liegt (Abbildung 9.10). Somit ist dieses Potential auch in umgekehrter Richtung für die Optimierung des Gassystems PM 7 einsetzbar.

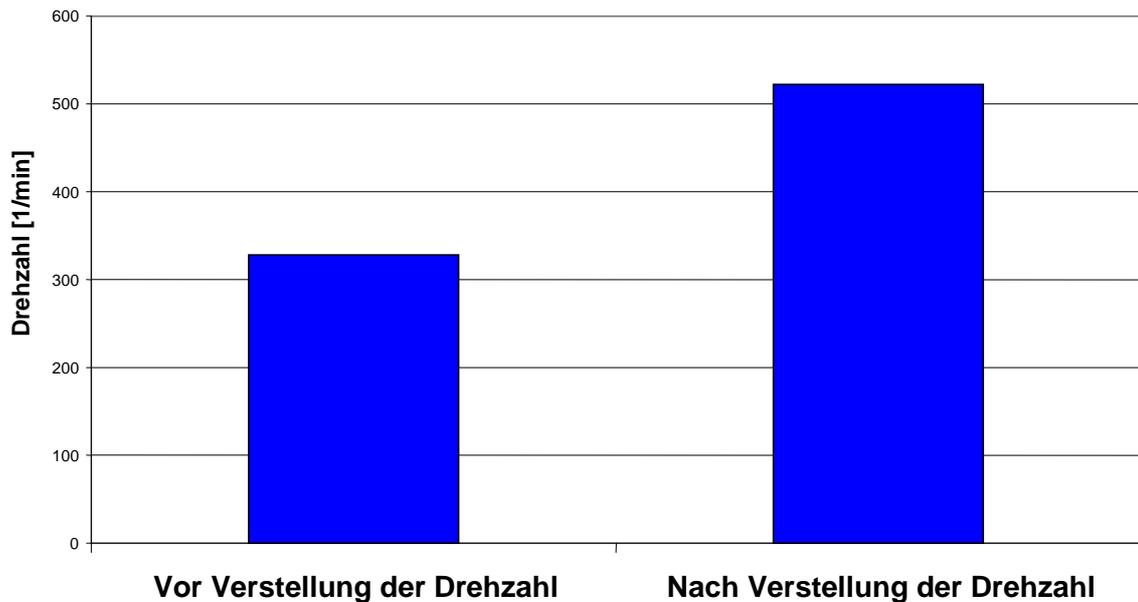


Abbildung 9.9 Drehzahlerhöhung Recyclestromventilator

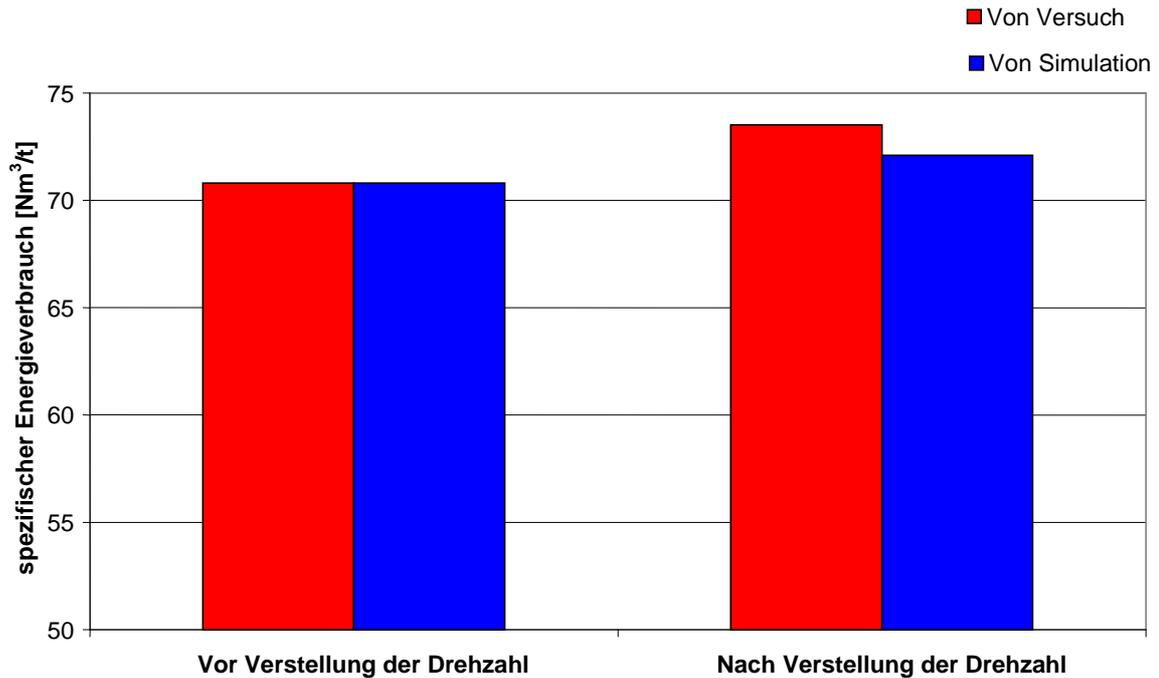


Abbildung 9.10 Änderung des spezifischen Energieverbrauchs

9.4 Schlussfolgerungen

Dieser Versuch lässt folgende Schlussfolgerungen, auf Einsparungspotentiale, bezüglich des spezifischen Energieverbrauchs zu.

Der Energieverbrauch lässt sich durch eine Rückstellung, des Recyclestroms, und durch die Anpassung der Gasofen 1 Trocknungsparameter um ca. 3-4% senken. Einen geringeren Einfluss, hatten die Trocknungsparameter nach dem Gasofen 2, die den Energieverbrauch um ca. 1% senkten. Diese Werte dürfen aber nicht miteinander addiert werden, sondern der Höchstwert, sprich die 3-4% sind das Potential welches durch die Optimierung maximal erreicht werden kann. Grund dafür ist, dass die Trocknung durch verstellen von einem dieser Parameter energetisch ausgereizt ist. Die Kombination dieser 3 Verstellmöglichkeiten wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht überprüft.

10 Ausblick auf weitere Schritte die gesetzt werden könnten, um den Energieverbrauch zu minimieren

Ein weiterer Schritt um den Energieverbrauch zu minimieren, wäre die Verbrennungsluft für den Gasofen 1 vorzuwärmen. Dazu könnte man einfach eine Rohrleitung der vorgeheizten Luft nach dem Dampfregister, abzweigen und zum Gasofen 1 führen (rote Linie in Abbildung 10.1)

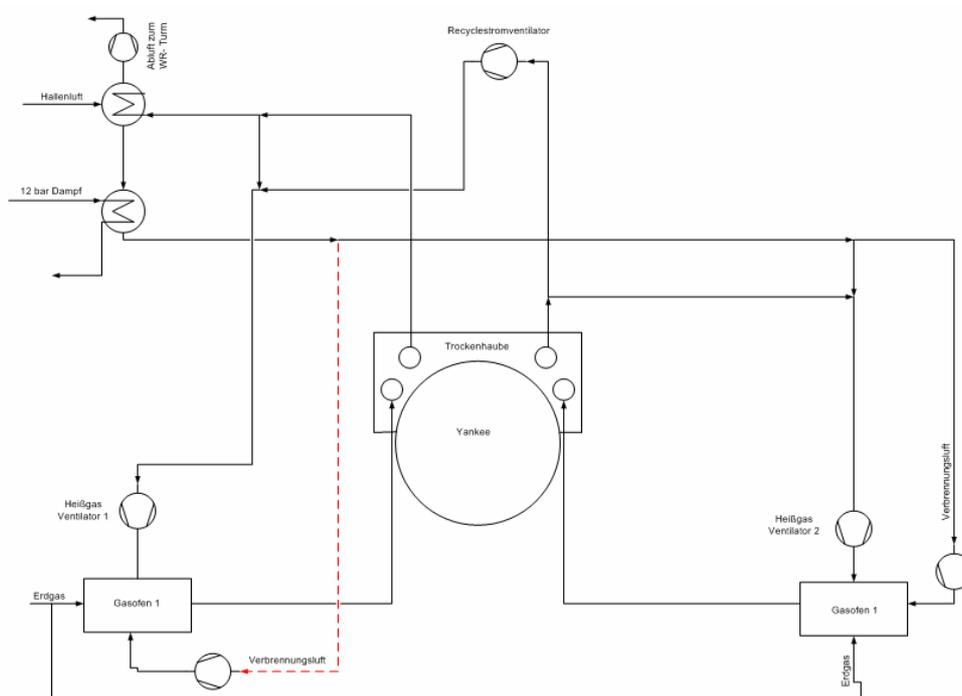


Abbildung 10.1

Diese Maßnahme ergibt ein Energieeinsparungspotential von ca. 3-5 % (simuliert mit DsfY)

Ein weiterer Schritt wäre die Vergrößerung des L/L- Wärmetauschers, welcher ein Einsparungspotential von ca. 10% an Gasverbrauch bringen würde. (simuliert mit DSfY)

Diese Maßnahmen würden zusätzlich zu, den oben gefundenen Potential noch einmal eine Einsparung von ca. 13- 15 % bringen.

Weiterführend ist ein Projekt geplant, welches die Prozesswerte in die Simulation einliest, und aus der Simulation Prozesswerte wie z. B. den Energieverbrauch des Erdgases berechnet, oder die Papierbahntemperatur bei der Yankeeabnahme etc. Somit könnte eine Validierung für eine große Anzahl an Prozesswerten durchgeführt werden, und die Simulation bezüglich ihrer Reproduzierbarkeit weiter verbessert werden.

Die Simulation könnte, dann in einer Regelung weiter verwendet werden, sodass beim Sortenwechsel und beim Anfahren energetisch optimal die Verstellung der Trocknungsparameter erfolgt.

Literaturverzeichnis

- [1] **Labhuhn, Dirk; Romberg, Oliver:** Keine Panik vor Thermodynamik. 3. Auflage. S.237- S. 244. Vieweg Verlag. Wiesbaden 2007- ISBN 978-3-8348-0306-1
- [2] **Baehr, Hans Dieter:** Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. S.294- S.295. Springer Verlag. Berlin/Heidelberg 2000- ISBN 3-540-66940-X
- [3] **Hirschberg, Hans Günther:** Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagen-technik. S.801. Springer Verlag. Berlin/Heidelberg 1999- ISBN 3-540-60623-8
- [4] **Kaiser, Peter; Widmer, Fritz (Hrsg.); Sinn Hansjörg (Hrsg.):** Einführung in die thermische Verfahrenstechnik. 3. Auflage. S.297- S.300. de Gruyter Verlag. Berlin/New York. 1997- ISBN 3-11-010787-2
- [5] **Kast, Werner; Kröll, Karl (Hrsg):** Trocknungstechnik Dritter Band. S.251. Springer Verlag. Berlin/Heidelberg 1989- ISBN 3-540-18472-4
- [6] **KRUSKA, D.; HOLIK, H.; WEINMANN A.:** Energiesparender Einsatz von Hochleistungsdüsenhauben in der Papiertrocknung. Wochenblatt Papierfabr. 15 (1977), S.579
- [7] **LANG, I. G.:** Optimum Design of Yankee Hoods for Economic Drying. Papermakers Conference. vol. 34/35 (1995) S.267- S.269
- [8] **MARTIN, H.:** Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces. Academic Press. New York 1977- ISBN 0-12-020013-9
- [9] **CHANCE, J. L.:** Experimental investigation of air impingement heat transfer under an array of round jets. Tappi Journal 57 (1974) S.108- S.112

-
- [10] **N, N.:** Methods of evaluating high velocity dryers. Technical Information Paper TIP 0404-05 (2009) www.tappi.org/Bookstore/Standards--TIPs/TIPs/Engineering/Methods-of-evaluating-high-velocity-dryers-Technical-Information-Paper-TIP-0404-05-2009.aspx eingesehen am 08. 09. 2010
- [11] **Heikkilä, Pertti; Timofeev, Oleg; Kiiskinen, Harri; Karlsson Markku** (Hrsg.): Papermaking Part 2, Drying. S.92- S.108. Fapet Oy. Helsinki. 2000- ISBN 952-5216-09-8
- [12] **VDI Gesellschaft** (Hrsg.): VDI- Wärmeatlas. S.Ja10. Springer Verlag Berlin/Heidelberg. 2006- ISBN 978-3-540-25504-8
- [13] **Baggerud, Erik:** Modelling of Heat and Mass Transport in Paper. S.91- S.93. Department of Chemical Engineering. Lund 2004- ISBN 91-7422-042-X
- [14] **Heikkilä, Pertti;** A Study on the Drying Process of Pigment Coated Paper Webs. S.100. Abo Academy. Turku 1993- ISBN 951-650-208-3
- [15] **Krischer, Otto; Kast, Werner:** Trocknungstechnik Erster Band. Die Wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. S.243- S.247. Springer Verlag Berlin/Heidelberg 1992- ISBN 3-540-08280-8
- [16] **Krischer, Otto; Kast, Werner:** Trocknungstechnik Erster Band. Die Wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. S.207. Springer Verlag Berlin/Heidelberg 1992- ISBN 3-540-08280-8
- [17] **Heikkilä, Pertti; Paltakari Jouni; Karlsson Markku** (Hrsg.): Papermaking Part 2, Drying. S.73- S.75. Fapet Oy. Helsinki. 2000- ISBN 952-5216-09-8

-
- [18] **Gramlich, Kurt; Militzer, Karl- Ernst; Weiß, Siegfried** (Hrsg.): Thermische Verfahrenstechnik. S.461- S.462. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie GmbH Stuttgart 1993- ISBN 3- 342- 00664-1
- [19] **Stumm, Dominik, Rene, Karl:** Untersuchungen zum chemischen Wasserrückhaltevermögen und zur Trocknungsfähigkeit von Papierstoffen unter besonderer Berücksichtigung der Rolle von chemischen Additiven. S35. Technische Universität Darmstadt 2007
- [20] **Kanzamar, Miklos:** Simulation der Trocknung gestrichener Papiere. S.100. Technische Universität Darmstadt 2004
- [21] **Heikkilä, Pertti:** A Study on the Drying Process of Pigment Coated Paper Webs. S.53. Abo Academy. Turku 1993- ISBN 951-650-208-3
- [22] **Paltakari, Jouni:** Internal and external factors affecting the Paper drying process. S.24. univeristy of technology. Helsinki 2000- ISBN 951-22-5154-X
- [23] **N,N.:**Vortex-StrömungssensorenVA.www.iag.co.at/uploads/pdf_datenblatt/Vortex_VA.de.pdf.- eingesehen am 02. 10. 2010
- [24] **N,N.:**http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Pitot_tube_with_Bernoullis_law_german.png&filetimestamp=20090728210253- eingesehen am 02. 10. 2010
- [25] **N,N.:**http://www.iag.co.at/uploads/tx_iagproducts/pdf_datenblatt/Fluegelrad_FA.de.pdf.- eingesehen am 02. 10. 2010
- [26] **KEREKES, R.; McDONALD, D:** A decreasing permeability model of wet pressing: theory. Tappi Journal 12 (1991), S.153