

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben

# Entwicklung von effizienten Verfahren zur Oberflächenkühlung bei der Metallverarbeitung

GEFÖRDERT VOM



Bundesministerium  
für Bildung  
und Forschung

Autoren:      Dipl.-Ing.                      M. Stähler  
                 Prof. Dr.-Ing.                      W. Krumm  
                 Dr.-Ing.                                W. Latzel  
                 Dipl.-Ing.                              H. Brandstrup

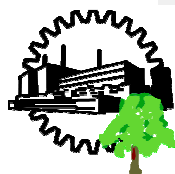
Beteiligte Partner:

Achenbach Buschhütten GmbH  
Airmatic Gesellschaft für Umwelt und Technik mbH  
Lehrstuhl f. Energie- und Umweltverfahrenstechnik, Universität Siegen

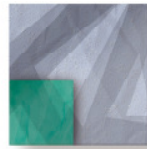


**ACHENBACH**  
BUSCHHÜTTEN

**AIRMATIC**  
Gesellschaft für Umwelt und Technik mbH



BETREUT VOM



**PTKA**  
**Projektträger Karlsruhe**

im Karlsruher Institut für Technologie

**Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) in der Fördermaßnahme „KMU-innovativ: Ressourcen- und Energieeffizienz“ (Förderkennzeichen: 02PK2006 bis 02PK2008) gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.**

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einführung .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Ausgangslage und Stand der Technik .....</b>	<b>3</b>
2.1	Anwendungsbereiche der Kühlung .....	3
2.1.1	Stranggussbereich .....	3
2.1.2	Warmwalzbereich .....	4
2.1.3	Kaltwalzbereich .....	5
2.2	Düsen und typische Größen .....	6
2.3	Leistungen zur Oberflächenkühlung an Produktionsanlagen .....	10
2.4	Untersuchungen zum Wärmeübergang in der Literatur .....	11
<b>3</b>	<b>Praxisnahe Bestimmung des Wärmeübergangs .....</b>	<b>15</b>
3.1	Aufbau der Versuchsanlagen .....	16
3.1.1	Bandanlage .....	16
3.1.2	Düsenvermessung .....	18
3.2	Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten an der Versuchsanlage ..	26
3.2.1	Diskontinuierlicher Betrieb .....	28
3.2.2	Kontinuierlicher Betrieb .....	28
3.3	Temperaturmessung an bewegten Metalloberflächen .....	29
<b>4</b>	<b>Untersuchung der konventionellen Kühltechnik .....</b>	<b>36</b>
4.1	Literaturübersicht zu den Wärmeübergangsbereichen bei der Spritz- und Sprühkühlung .....	37
4.1.1	Bereich der Konvektion (1) bis zur Temperatur $T_A$ .....	37
4.1.2	Bereich des Blasensiedens bis zur Nukiyama-Temperatur $T_B$ .....	40
4.1.3	Bereich der partiellen Filmverdampfung bis zur Leidenfrost-Temperatur .....	43
4.1.4	Bereich der stabilen Filmverdampfung .....	47
4.1.5	Zusammenfassung der Literaturbetrachtung .....	49
4.2	Modellierung des Kühlbereichs .....	50
4.2.1	Definition der Koordinaten und Größen .....	50
4.2.2	Darstellung der Berechnungsgrundlagen .....	52
4.2.3	Zusammenstellung des Kühlstreckenmodells .....	55
4.2.4	Validierung des Modells durch Messungen an der Anlage .....	55
4.3	Messergebnisse und Vergleich mit Literaturwerten .....	57
4.3.1	Flachstrahldüse F1 .....	57
4.3.2	Flachstrahldüse F2 .....	60
4.4	Leistungsbilanzierung und Effizienz .....	64
4.4.1	Leistungsbilanz und Wirkungsgrad der Zerstäubung .....	64
4.4.2	Effektivität des Kühlmiteleinsatzes .....	66
4.5	Ermittlung der optimalen Düsenanordnung .....	67
4.6	Einsatz von Proportionalventilen .....	69
4.7	Fazit .....	70
<b>5</b>	<b>Bandkühlung mit HVT-Technik .....</b>	<b>72</b>
5.1	Beschreibung der Demonstrationsanlage .....	73
5.2	Untersuchungen zur Flächenbeaufschlagung .....	76
5.3	Bestimmung des Wärmeübergangs .....	84

5.4	Effizienzvergleich zur konventionellen Kühltechnik .....	85
5.5	Fazit .....	86
5.6	Aufgetretene Problemstellungen .....	87
<b>6</b>	<b>Temperaturmessrolle .....</b>	<b>88</b>
6.1	Aufbau der Messrolle .....	88
6.2	Darstellung und Beurteilung der Messergebnisse .....	89
6.3	Mathematische Modellierung und Validierung.....	91
6.4	Verbesserungspotenzial der Messung .....	98
<b>7</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>101</b>
<b>8</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>102</b>
8.1	Beispiel einer Messaufzeichnung bei einem diskontinuierlichen Bandversuch .. .....	102
8.2	Empirisches Formelwerk nach Hall et al. (1997) .....	102
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>106</b>

### Zusammenfassung

Die Kühlung von Metalloberflächen mittels Spritz- und Sprühkühlung stellt in der metallverarbeitenden Industrie den aktuellen Stand der Technik dar, sie wird im Strangguss, beim Warm- und im Kaltwalzen eingesetzt. Hierbei kommen Einstoff- und Zweistoffdüsen zum Einsatz, wobei erstere zusätzlich nach der Form des Sprühstrahls unterschieden werden. Die Zusammenfassung der Literatur zum Wärmeübergang an Metalloberflächen bei der Spritzkühlung zeigt, dass von allen Quellen die Beaufschlagungsdichte, gebildet aus dem je Fläche auftreffenden Massenstrom, als wichtigster Einflussparameter angegeben wird. Andere Einflussparameter wie Tropfengröße und -geschwindigkeit oder Oberflächenzustände werden in ihrem Einfluss auf den Wärmeübergang teilweise widersprüchlich bewertet.

Um die Kühlwirkung von Sprühstrahlen unter praxisnahen Bedingungen an einer bewegten Metalloberfläche messen zu können, wurde von Achenbach Buschhütten GmbH ein Bandprüfstand konzipiert, konstruiert und aufgebaut, der die Geschwindigkeits- und Temperaturparameter der gängigen Produktionsanlagen unter Laborbedingungen nachbilden kann. Hierbei wird der Temperaturabfall eines Metallbandes, das im Endlosbetrieb erwärmt und abgekühlt wird, über der Kühlstrecke aufgezeichnet und so der Verlust der Wärmeleistung über diesen Bereich bestimmt. Das Beaufschlagungsprofil der Spritzdüsen wird auf einem weiteren Prüfstand vermessen, die Tropfenparameter des Sprays werden mit einem Shadow-Sizing System erfasst und ausgewertet.

Die Messung des Wärmeübergangs bei der konventionellen Kühltechnik wird exemplarisch für zwei Flachstrahldüsen durchgeführt, deren Durchflussmengen mit 0,16 (Düse F2) und 1,6 dm<sup>3</sup>/min (Düse F1) bei 2 bar um den Faktor zehn auseinander liegen. Es zeigt sich, dass die direkte Berechnung eines Wärmeübergangskoeffizienten keine schlüssigen Ergebnisse liefert. Erst die Auswertung durch eine vorgestellte und verifizierte numerische Simulation des Kühlbereiches führt zu plausiblen Ergebnissen, die gut mit den Literaturangaben übereinstimmen. Es wird so gezeigt, dass die Beaufschlagungsdichte auch bei einer dynamischen Oberfläche die hauptsächliche Einflussgröße darstellt, wobei hierfür die dynamische Beaufschlagungsdichte aus den stationären Messwerten gebildet werden muss. Eine mathematische Betrachtung der Beaufschlagungsdichte einer Düse zeigt, dass diese Größe sich bei einem mit konstanter Geschwindigkeit bewegten zu kühlenden Objekt von der Oberflächen-geschwindigkeit unabhängig ist. Dies konnte durch Versuche verifiziert werden.

Für die Effizienzbetrachtung werden ein Düsenwirkungsgrad und eine Effektivität des Kühlmiteleinsatzes definiert. Der Düsenwirkungsgrad nimmt mit zunehmendem Spritzdruck ab, wobei die Stärke dieser Abnahme düsenabhängig ist. Ebenso zeigt die Effektivität des Kühlmiteleinsatzes, dass auch eine Steigerung des Spritzdruckes zu einer Reduktion der Effektivität führt. Der Einsatz von Hochdruck bei der Oberflächenkühlung ist somit energetisch nicht sinnvoll, besser ist der Einsatz kleiner Düsen bei minimalem Spritzdruck. Es wird exemplarisch dargelegt, wie die Beaufschlagungsprofile von Düsen genutzt werden können, um Eckdaten für die Konstruktion von Spritzbalken zu erhalten. Hierdurch wird deutlich, dass die bisherige Auslegung der Düsenanordnung ein Verbesserungspotenzial im Hinblick auf den effektiven Einsatz des Kühlmittels bietet. Aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen zur Ef-

ektivität der Kühlmittelnutzung wird dargestellt, welche Vorteile der Einsatz von Proportionalventilen im Bereich der Vielzonenkühlung darstellt. Es bleibt jedoch offen, ob die dargelegten Vorteile die höheren Bauteilkosten rechtfertigen.

Als neues Kühlkonzept wird die Kühlhaube vorgestellt, die auf einem Patent der Airmatic GmbH aufbaut und als Demonstrationshaube konstruiert und gefertigt wurde. Aufgrund der Bedeutung der lokalen Beaufschlagungsdichte wird eine numerische Simulation vorgestellt, die diese Werte berechnet und grafisch darstellt. Hiermit werden systematische Untersuchungen zur Düsenauswahl und zur Rotation durchgeführt. Es zeigt sich, dass ab einer Bandgeschwindigkeit von rund 150 m/min auch bei einer maximalen Rotordrehzahl von  $3.000 \text{ min}^{-1}$  keine symmetrische Beaufschlagung der Fläche mehr möglich ist. Unterhalb dieser Bandgeschwindigkeit liegt zwar eine symmetrische Beaufschlagung vor, diese führt aber aufgrund der ungleichen Kühlung zwischen Bandkanten und Bandmitte zu einem Verlaufen des Bandes in der Anlage und somit zu einem Anlagenstillstand. Für die Versuche zum Wärmeübergang wurde der Rotor daher festgesetzt. Die Wärmeübergangsmessungen zeigen, dass bei rund 20 % des Kühlmiteleinsatzes ähnlich hohe Wärmeleistungen abgeführt werden können wie bei der konventionellen Kühltechnik. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass hier die hohe effektive Kühlmittelnutzung einer kleinen Düse vorliegt, ohne dass der Wärmeübergang in den Bereich der partiellen Filmverdampfung übergeht. Hierdurch kann über eine größere Spanne der Oberflächentemperatur eine gleichmäßige Abfuhr der Wärmeenergie erfolgen. Ein Grund hierfür liegt in der Absaugung, durch die der entstehende Dampf direkt entfernt wird und sich kein den Wärmeübergang behinderndes Dampfpolster bilden kann.

Die Temperaturmessung an einer bewegten, glänzenden Metalloberfläche ist nach wie vor ein ungelöstes Problem im Anlagenbau. Um dieser Problemstellung zu begegnen, sind im Versuchsprogramm sowohl verschiedene Pyrometer- und Messfühleranordnungen, eine von Achenbach Buschhütten entwickelte Temperaturmessrolle, sowie im praktischen Anlagenbetrieb eine Wärmebildkamera mit erprobt worden. Die Temperaturmessrolle wurde zusätzlich mathematisch modelliert, um Aussagen zur Verbesserung der Ergebnisse treffen zu können. Die Werte der Messrolle sind nicht direkt für die Messung der Bandtemperatur zu verwenden, da diese durch ihre Eigenmasse zu träge reagiert. Es ist jedoch relativ genau möglich, die Temperaturdifferenz über der Bandbreite darzustellen. Zudem hat diese Methode das Potenzial, in Kombination mit einer dynamischen Rückrechnung der Messwerte eine zuverlässige Erfassung der Bandtemperatur zu ermöglichen. Der Einsatz der Wärmebildkamera zeigt, dass nur in Kehlbereichen zwischen Rollen und Band eine verifizierbare Temperaturmessung möglich ist.

**Symbol- und Abkürzungsverzeichnis**

Symbol	Benennung	Einheit
A	Fläche	m <sup>2</sup>
b	Breite	m
c <sub>0</sub>	Lichtgeschwindigkeit im Vakuum	m/s
C <sub>1</sub>	Strahlungskonstante	W m <sup>2</sup>
c <sub>2</sub>	Strahlungskonstante	m <sup>3</sup> K <sup>4</sup> s
C <sub>12</sub>	Strahlungsaustauschkonstante	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
cp	Wärmekapazität	J/(kg K)
d	Durchmesser	m
d <sub>0,5</sub>	Mediandurchmesser	m
d <sub>32</sub>	Sauterdurchmesser	m
E	Energie	J
g	Fallbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
h	Banddicke	m
H	Dicke	m
h <sub>FD</sub>	Verdampfungsenthalpie	J/kg
i	Laufvariable	-
j	Laufvariable	-
k	Laufvariable	-
l	Länge	m
L <sub>char</sub>	Characteristische Länge	m
L <sub>KS</sub>	Länge der Kühlstrecke	m
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$\dot{M}_M$	Beaufschlagungsdichte, gravimetrisch	kg/(m <sup>2</sup> s)
M <sub>M</sub>	Beaufschlagung	kg/m <sup>2</sup>
$\dot{M}_V$	Beaufschlagungsdichte, volumetrisch	dm <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> s)
N	Anzahl	-
n	Drehzahl	1/s
p	Druck	N/m <sup>2</sup>
P	Leistung	W
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m <sup>2</sup>
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Q	Wärmeenergie	J
r	Radius	m
R	Gaskonstante	-
T	Temperaturpunkt	K
t	Zeit	s
u	Geschwindigkeit x-Richtung	m/s
v	Geschwindigkeit z-Richtung	m/s
V	Volumen	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
w	Geschwindigkeit	m/s

W	Tropfendichte	1/m <sup>3</sup>
$\dot{W}$	Tropfenstrom	1/(m <sup>2</sup> s)
x	Laufvariable	-
y	Laufvariable	-
z	Laufvariable	-

**Indizierung**

Symbol	Benennung
0	Punkt vor dem Düseneintritt
1	Bereich der Konvektion
2	Bereich der Blasenverdampfung
3	Bereich der partiellen Filmverdampfung
4	Bereich der stabilen Filmverdampfung
A	Punkt der einsetzenden Blasenverdampfung
a	Auslaufbereich
ab	abgegeben
AK	Außenkante
Al	Aluminium
B	Nukiyama-Punkt
BP	Beaufschlagungsprofil
C	Leidenfrost-Punkt
Cu	Kupfer
Du	Düse
dyn	dynamisch
DZ	Druckzerstäubung
e	Einlaufbereich
erzw	erzwungen
F	Fluid
frei	frei
ge	gemessen
ges	gesamt
I	Punkt am engsten Querschnitt der Düse
II	Auftreffpunkt des Sprühstrahls
IK	Innenkante
KF	Kontaktfläche
kin	kinetisch
Kon	Konvektion
KS	Kühlstrecke
lam	Laminar
Luft	Luft
m	Mittelwert
max	Maximum
md	Median
mi	mitte
min	Minimum



misch	Mischkonvektion
Ni	Nickel
O	Oberfläche
OS	Oberseite
P	Probenkörper, Band
Pat	Patterometer
PZ	Pneumatische Zerstäubung
Rad	Strahlung
Ro	Rolle
Rot	Rotor
s	siedend
St	Stahl
sta	stationär, statisch
Tr	Tropfen
tur	turbulent
U	Umgebung
Umd	Umdrehung
US	Unterseite
Ze	Zelle
zu	Zulauf

**Griechische Symbole**

Symbol	Benennung	Einheit
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
$\beta$	räumlicher Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K
$\Delta$	Differenz	-
$\varepsilon_{\text{str}}$	Emissionsgrad	-
$\gamma$	Winkel	°
$\vartheta$	Temperatur	K
$\varphi$	Winkel	-
$\lambda_{\text{str}}$	Wellenlänge Strahlung	m
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
$\nu$	kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\sigma$	Oberflächenspannung	kg/s <sup>2</sup>
$\sigma_{\text{Rad}}$	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$\tau_{\text{str}}$	Transmissionsgrad	-
$\zeta$	Wärmeeindringkoeffizient	-
$\kappa$	Faktor	-
$\psi$	Faktor	-
$\Psi$	Effektivität, Wirkungsgrad	-
$\Phi$	Spezifische Ausstrahlung	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{\text{str}}$	Reflexionsgrad	-

<b>Kennzahlen</b>	
Kennzahl	Bezeichnung
$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta\vartheta \cdot L_{\text{char}}^3}{\nu^2}$	Grashof-Zahl
$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L_{\text{char}}}{\lambda}$	Nusselt-Zahl
$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}$	Prandtl-Zahl
$\text{Re} = \frac{w \cdot L_{\text{char}}}{\nu}$	Reynolds-Zahl
$\text{We} = \frac{\rho \cdot w^2 \cdot L_{\text{char}}}{\sigma}$	Weber-Zahl

## 1 Einführung

Durch den möglichen anthropogenen Klimawandel wird es notwendig, den bisherigen Energie- und Ressourcenkonsum zu hinterfragen und eine detaillierte Wertanalyse von industriellen Prozessen durchzuführen. Diese Problematik wird dadurch beschleunigt, dass die Energiekosten in Deutschland stetig steigen (BMW 2009) und in potenziellen Käuferländern für deutsche Anlagentechnologie Umweltressourcen, wie zum Beispiel Wasser, durch die steigende Bevölkerungszahl zunehmend knapper wird (Bates et al. 2008). Nach Metz et al. (2005) nimmt die Stahlindustrie auf der Rangliste der größten Treibhausgasemittenten den vierten Platz ein, wodurch das mögliche Einsparungspotenzial erkennbar ist. Deutschland ist einer der größten Lieferanten für Anlagentechnologie der metallverarbeitenden Industrie, so dass durch eine Verbesserung der Prozesse neben dem Einsparpotenzial für Treibhausgas und Ressourcen auch ein wirtschaftliches Potenzial erwächst.

Insgesamt betrachtet nimmt während der Kette der Metallverarbeitung die Temperatur des Produktes stetig ab, wobei je nach Prozessauslegung auch eine vollständige Abkühlung mit einem anschließenden Wiederaufheizen vorkommen kann. Im energetisch optimalem Prozess wird das geschmolzene Material (bei Stahl zwischen 1.540 und 1.160 °C, nach Heinzler et al. 1994) zunächst als Strang vergossen (Stahl: 1.500 bis 800 °C, nach Köhler 1990), um möglichst direkt der Warmwalzstraße zugeführt zu werden (Stahl: 1.200 - 700 °C, nach Lippmann und Mahrenholtz 1967). Nach Abkühlung auf nahezu Raumtemperatur wird es abschließend unterhalb der Rekristallisationstemperatur (Stahl: rund 500 °C, nach Heinzler et al. 1994) kalt gewalzt. Durch die gesamte Verarbeitungskette zieht sich somit die Kühlung des Produktes, um es im Prozess oder für den sich anschließenden Verarbeitungsschritt zu temperieren. Aus diesen Gegebenheiten heraus wurde das Konzept entwickelt, den Kühlungsprozess und die sich ergebende Effektivität produktionsnah zu prüfen und Optimierungspotenziale aufzudecken.

Zur Oberflächenkühlung mit einer zerstäubten Flüssigkeit, wie sie in der Metallverarbeitung angewendet wird, wurden seit Ende der 60er Jahre des 20. Jahrhunderts Untersuchungen durchgeführt mit dem Ziel, den Wärmeübergangskoeffizienten bei gegebenen Spray- und Oberflächenparametern zu ermitteln. Hierfür wurden die Oberflächen erhitzt und entweder die Abkühlkurve oder die zur Aufrechterhaltung der Probertemperatur notwendige Leistung zur Bestimmung des Wärmeübergangs verwendet. Andere Quellen stützen sich auf Messungen an produzierenden Anlagen, denen jedoch durchgehend eine große Messungenaugigkeit anhaftet (Bolle und Moureau 1982). Somit konnten die an statischen Proben durchgeführten Untersuchungen nicht auf die Praxis, insbesondere bei hohen Oberflächengeschwindigkeiten, übertragen werden, und die praktischen Messungen konnten nicht mit den Laboruntersuchungen in Einklang gebracht werden.

Ziel dieses Projektes ist es somit, zunächst eine Versuchsanlage zu entwickeln, bei der unter Laborbedingungen der Wärmeübergang an bewegten Oberflächen erfasst werden soll. Hierdurch ergibt sich die Möglichkeit, die Lücke zwischen den bisherigen Laboruntersuchungen und den praktischen Messungen zu schließen. Aus dieser Ausgangslage heraus ist ein weiteres Ziel, die konventionellen Techniken der Küh-

lung neu zu untersuchen und hierbei einen Schwerpunkt auf die Effektivität der Kühlmittelnutzung zu legen. Ein neues Kühlungskonzept wird vorgestellt und hinsichtlich seiner Einsetzbarkeit und Wirksamkeit untersucht sowie mit der konventionellen Kühltechnik verglichen. Als weiteres Ziel wird die Untersuchung zur Temperaturmessung an einer bewegten Metalloberfläche formuliert.

## 2 Ausgangslage und Stand der Technik

Für die Kühlung von Oberflächen können verschiedene Ziele formuliert werden. Neben der Abfuhr einer maximalen Wärmemenge kann dies die Einstellung einer Zieltemperatur, das Erzeugen eines Temperaturprofils oder das Einhalten einer Abkühlrate sein.

Nach Diener (1976) wird die Spritzkühlung bei der Stahlherstellung in der Sekundärkühlung beim Strangguss sowie in Walzwerken zur Kühlung von Walzen und Bändern verwendet. Die Materialkühlung ist insbesondere bei Stahl von besonderer Bedeutung, da durch eine hohe Abkühlgeschwindigkeit die Oberflächenhärte um bis zu 500 % gesteigert werden kann, wie Tensi et al. (1997) berichten. Auf der anderen Seite kann eine zu schnelle Abkühlung zu thermischen Spannungen und Oberflächenrissen führen, die das Werkstück beschädigen. Die am häufigsten Verwendung findenden Kühlmedien sind Wasser, Wasser mit einem bestimmten Salzgehalt, wässrige Polymerlösungen und Öle. Öl erreicht gegenüber Wasser geringere maximale Wärmeübergangskoeffizienten (rund 35 %), verschiebt jedoch den Nukiyama-Punkt zu höheren Oberflächentemperaturen (400 °C gegenüber 200 °C) (Tensi et al. 1997).

### 2.1 Anwendungsbereiche der Kühlung

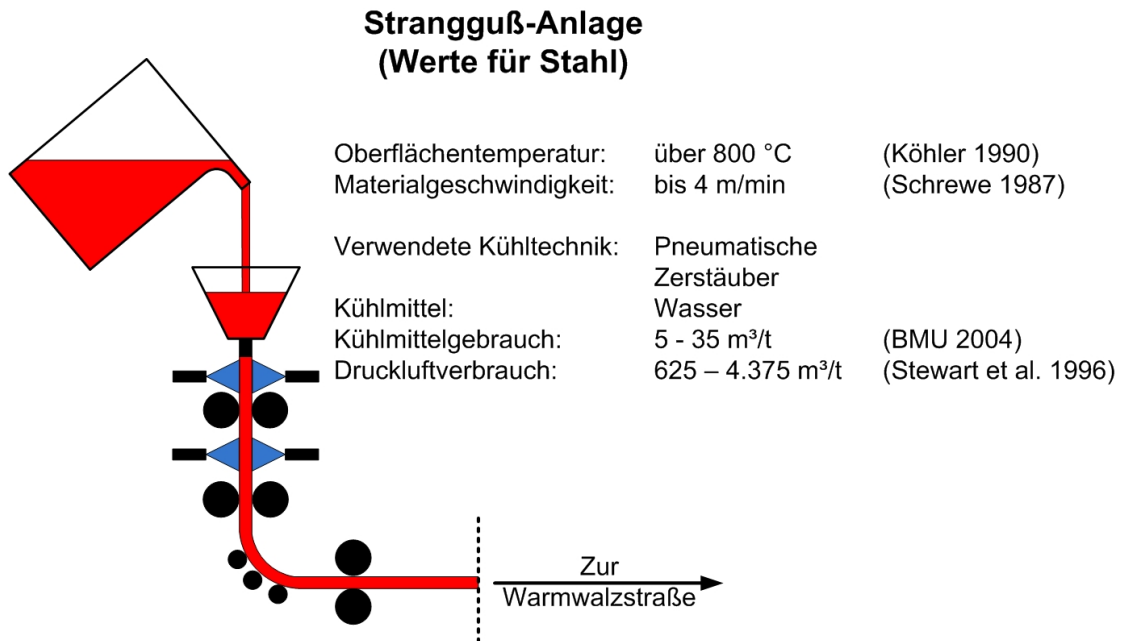
#### 2.1.1 Stranggussbereich

In der Sekundärkühlzone im Stranggussbereich wird die Sprühkühlung eingesetzt, um die Oberfläche des Materials zum Erstarren zu bringen. Hierfür werden pneumatische Zerstäuber verwendet, die sehr feine Tropfen erzeugen. Die Anordnung der Düsen im Strangguß ist, zusammen mit den Eckdaten der Kühlung, schematisch in **Bild 2.1** dargestellt. Die Materialtemperaturen in diesem Bereich liegen bei Stahl nach Köhler (1990) über 800 °C, bei Nichteisenmetallen je nach Schmelzpunkt niedriger. Insbesondere bei NE-Metallen muss die Abkühlgeschwindigkeit groß sein, um eine ausreichende Festigkeit der erstarrenden Strangschale zu erhalten.

Der Einfluss einer unzureichenden oder inhomogenen Kühlung auf die Häufigkeit von Materialdefekten, insbesondere Rissen, wurde von Brimacombe et al. (1980) aufgezeigt. Eine zu große Abkühlrate führt ebenso zu Spannungen in der Strangschale und somit zu Rissen.

Nach Jacobi et al. (1984) liegt der spezifische Wassergebrauch im Stranggussbereich zwischen 200 und 1.000 kg Wasser je Tonne Stahl, nach BMU (2004) sogar zwischen 5.000 und 35.000 kg. Das führt mit den von Stewart et al. (1996) angegebenen Mischungsverhältnissen pneumatischer Zerstäuber zu einem Druckluftverbrauch zwischen 625 und 4.375 m<sup>3</sup>/t.

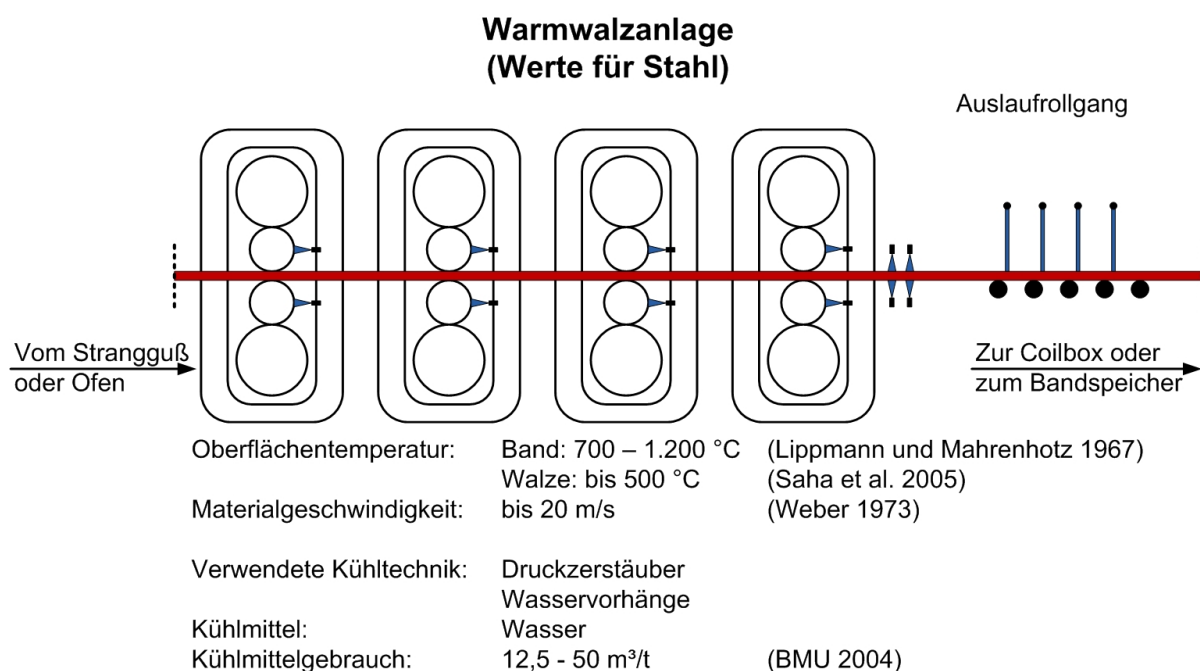
Die Beaufschlagungsdichte in der Sekundärkühlzone beim Strangguß von Aluminium liegt nach Köhler (1990) zwischen 0,8 und 4,2 kg/m<sup>2</sup>s. Die Gießgeschwindigkeit ist, verglichen mit den folgenden Bearbeitungsschritten, sehr gering. Sie liegt nach Schrewe (1987) bei bis zu 4 m/min bei Stahl.



**Bild 2.1:** Anordnung und Eckdaten der Sprühkühlung im Strangguß

### 2.1.2 Warmwalzbereich

BMU (2004) beziffert den spezifischen Wassergebrauch im Warmwalzbereich auf 12,5 bis 50 m<sup>3</sup> Wasser je Tonne Stahl, wobei hier auch die hydraulische Entzunderung enthalten ist. Der Wassergebrauch des Auslaufrollgangs wird mit 8.000 m<sup>3</sup>/h angegeben. Die Kühlmittelmenge je Arbeitswalze wird von Saha et al. (2005) mit rund 317 m<sup>3</sup>/h benannt, eine fünfgerüstige Warmbandstraße erreicht somit in Summe rund 3.200 m<sup>3</sup>/h. Der von BMU (2004) angegebene Wert von 3.500 m<sup>3</sup>/h für die Fertigstraße liegt in ähnlichen Bereichen. Eine Übersicht der Anordnung der Kühleinrichtungen sowie den Eckdaten des Warmwalzprozesses sind in **Bild 2.2** gegeben.



**Bild 2.2:** Anordnung und Eckdaten der Kühleinrichtungen im Warmwalzbereich

Eine besondere Anwendung ist die Laminarkühlung, die in Auslaufrollgängen von Walzwerken benutzt wird. Wie Diener (1976) beschreibt wird der Werkstoff aus Rohren ohne oder nur mit einem geringen Vordruck beaufschlagt. Bei der Laminarkühlung trifft eine geschlossene Wasserwand mit kleiner Auftrefffläche senkrecht den Körper. Das auftreffende Wasser fließt parallel zur Oberfläche als Kanalströmung ab. Nach Diener (1976) ist die Bezeichnung Laminarkühlung irreführend, weil die Wasserstrahlen in der Praxis keineswegs laminar sondern turbulent sind. Wesentlich ist, dass die Strahlen geschlossen die Oberfläche treffen.

Die maximale Oberflächentemperatur der Arbeitswalze im Warmwalzbereich von Stahl wird von Saha et al. (2005) mit rund 500 °C, die Bandtemperaturen nach Lippmann und Mahrenholtz (1967) zwischen 700 und 1.200 °C angegeben. Die im Walzspalt an die Walze übertragene Wärme wird relativ schnell in das Walzeninnere abgeleitet, so dass sie an der Oberfläche nicht mehr abgeführt werden kann. Aus diesem Grund sollte nach Saha et al. (2005) die Kühlung im Auslaufbereich möglichst nah am Walzspalt positioniert sein. Übliche Bandgeschwindigkeiten liegen nach Weber (1973) zwischen 4 und 10 m/s bei Stahl, als maximale Bandgeschwindigkeit gibt er 20 m/s an.

Bei der Herstellung von Grobblech lassen sich nach Schmidt et al. (2008) zwei grundlegende Techniken unterscheiden, das konventionelle Normalwalzen und das temperaturgeregelte Walzen. Konventionell ist es das Ziel, das Produkt in möglichst wenigen Stichen auf die gewünschte Enddicke zu reduzieren. Beim temperaturgeregelten Walzen hingegen ist die Temperaturführung des Walzgutes ein zusätzliches Kriterium. Als wichtige Einflussgröße für die Blechgüte nennen Schmidt et al. (2008) die Kühlrate. Sie ist definiert als Temperaturdifferenz über der Kühlzone dividiert durch die Verweilzeit im Kühlbereich. Das Gefüge wird mit steigenden Kühlraten feiner und die Festigkeit verbessert, eine Gegenüberstellung von Kühlrate und dem sich bildenden Gefüge ist in **Tabelle 2.1** aufgeführt. Die physikalische Grenze für die Kühlrate bildet die Wärmeleitung im Material.

**Tabelle 2.1:** Abkühlrate und Gefügebildung

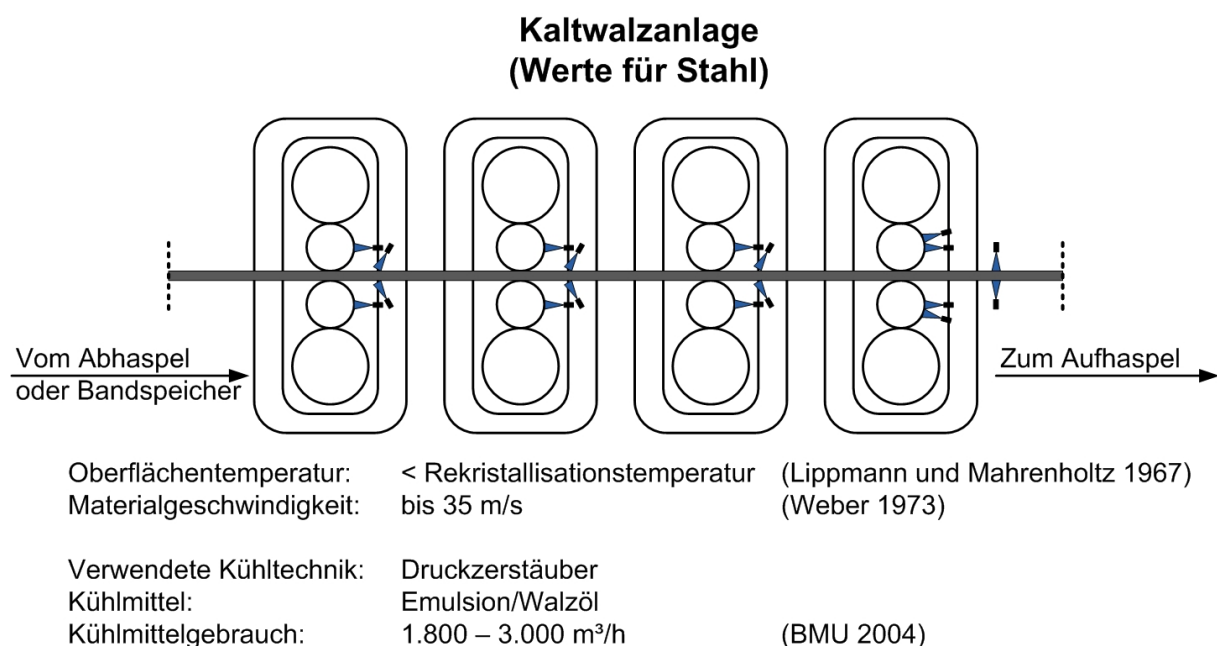
Material	Kühlrate in K/s	Gefüge	Quelle
X65-Röhrenstahl	1	Ferrit/Perlit	Schmidt et al. (2008)
	10	Ferrit/Bainit	Schmidt et al. (2008)
	30	Bainit	Schmidt et al. (2008)
400 HV10-Stahl	1	Ferrit/Perlit (Martensit)	Schmidt et al. (2008)
	10	Bainit	Schmidt et al. (2008)
	30	Martensit	Schmidt et al. (2008)

### 2.1.3 Kaltwalzbereich

In Kaltwalzwerken für Stahl wird eine Emulsion aus Wasser und Walzöl verwendet, der Walzölanteil kann zwischen 1 und 5 % liegen (Turner 1985). Die in einer Tandemstraße verwendete Menge von diesem Kühlschmiermittel liegt nach BMU (2004)

zwischen 1.800 und 3.000 m<sup>3</sup> je Stunde. Die Anordnung der Kühleinrichtungen ist am Beispiel einer Tandemstraße in **Bild 2.3** dargestellt.

In einer modernen Kaltwalzanlage muss das Kühlmedium verschiedene Funktionen erfüllen, wie Davenport und Smith (2008) berichten. Es muss die Wärme aus den Walzen abführen, eine ausreichende Schmierung des Walzspaltes sicherstellen sowie Verschmutzungen abwaschen. Zusätzlich übernimmt es einen wichtigen Anteil an der Planheitsregelung. Davenport und Smith (2008) fanden heraus, dass es wirkungsvoller ist, dieselbe Kühlmenge auf mehrere Balken aufzuteilen, weil dadurch die Wärmeabfuhr verbessert wird. Dies ist insofern eine sehr einfache Betrachtung, als das bei mehreren Spritzbalken natürlich eine größere Oberfläche direkt besprüht wird.



**Bild 2.3:** Anordnung und Eckdaten des Kaltwalzprozesses an einer Tandemstraße

Die verwendete Emulsion kann durch Bakterien angegriffen und zersetzt werden. Um diesem Effekt vorzubeugen, muss sie auf einem Temperaturniveau gehalten werden, bei dem sie im Umlauf mindestens einmal eine Temperatur überschreitet, die die Bakterien abtötet. Die Temperatur des Kühlschmierstoffes wird von Tani et al. (1985) im Zulauf zu den Gerüsten mit 50 bis 60 °C angegeben.

## 2.2 Düsen und typische Größen

Eine generelle Unterteilung der Spritzdüsen nach ihrem Spritzbild wurde von Stewart et al. (1996) wie folgt durchgeführt.

**Hohlkegeldüse:** Der Spritzwinkel hängt, wie bei anderen Düsen auch, von der Geometrie der Düse ab. Sie ist verstopfungsunempfindlich. Unter den Druckzerstäubern haben sie die kleinste Tropfengrößenverteilung und die Bandbreite der Tropfengrößen ist recht schmal.

**Vollkegeldüsen:** Die Tropfengrößenverteilung ist breiter als bei der Hohlkegeldüse, die Bandbreite der in der Verteilung auftretenden Tropfengrößen ist die größte unter

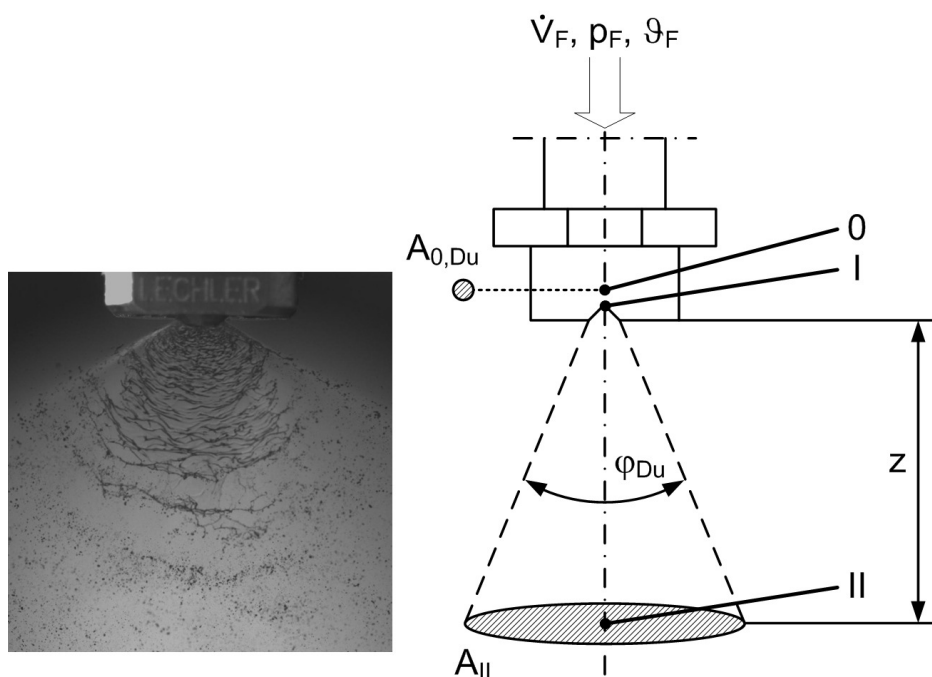


den Spritzdüsen. Die Zerstäubung ist sehr grob und die Beaufschlagung der Fläche nahezu unberechenbar. Sie ist meist in unkritischen Anwendungen zu finden, wo Düsen leicht verstopfen können, da sie in diesem Punkt noch unempfindlicher ist als die Hohlkegeldüse.

Flachstrahldüsen: Je nach Bauweise ist eine große Bandbreite der Beaufschlagung erhältlich. Die Tropfengrößen liegen zwischen denen der Hohl- und der Vollkegeldüse.

Zweistoffdüsen: Unterschieden wird zwischen interner und externer Mischung von Fluid und Gas. Sie erzeugen feine Tropfen mit einer schmalen Bandbreite von Tropfengrößen, diese sind meist kleiner als bei Einstoffdüsen. Die Tropfengrößen und deren Bandbreite sind bei interner Mischung kleiner als bei externer. Der Durchfluss an Fluid wird nicht durch den Gasdruck beeinflusst. Die benötigte Druckluft verbraucht einen großen Anteil an Energie, jedoch werden geringere Kühlmittelmengen benötigt. Bei externer Mischung liegt das Verhältnis von Flüssigkeit zur Druckluft nach Stewart et al. (1996) bei 4:1, interne Mischung resultiert in einem geringeren Luftverbrauch bei einem Mischungsverhältnis von 8:1.

Die für eine Einstoffdüse relevanten Größen sind in **Bild 2.4** dargestellt. Der Spritzdruck und der Volumenstrom sind nicht unabhängig voneinander änderbar, sie sind über die Düsengeometrie miteinander verbunden. Hierdurch hat jede Einstoffdüse ein für sie typisches Druck-Volumenstrom-Diagramm.



**Bild 2.4:** Größen an einer Einstoffdüse

Als wichtige Größe für den Wärmeübergang bei der Spritzkühlung gilt die Beaufschlagungsdichte. Global betrachtet kann sie gebildet werden durch den aus der Düse austretenden Volumen- oder Massenstrom und der gesamten Auftrefffläche des Strahls:

$$\dot{M}_V = \frac{\dot{V}_F}{A_{II}} \quad (2.1)$$

Lokal ergeben sich jedoch an der beaufschlagten Oberfläche Unterschiede, die wiederum durch die Düsengeometrie begründet sind. Es ergibt sich je nach Abstand von der Düse ein Beaufschlagungsprofil, das durch die Messung der an dieser Stelle anliegenden Tropfengrößen und -geschwindigkeiten weiter verfeinert werden kann. Das Spray ist aus einem mehr oder weniger breiten Spektrum an Tropfengrößen und -geschwindigkeiten zusammengesetzt, so dass für eine Kategorisierung Vergleichsdurchmesser gebildet werden müssen. Die Bezeichnung der Vergleichsdurchmesser, ihre Definition und die typischen Verwendungen sind nach Mudawar und Valentine (1989) in **Tabelle 2.2** aufgeführt. Für Betrachtungen zum Wärmeübergang findet hauptsächlich der Sauterdurchmesser  $d_{32}$  (zum Beispiel Hall et al. 1997) und der Volumendurchmesser  $d_{30}$  (zum Beispiel Fujimoto et al. 1997) Anwendung. Als Vergleichsgeschwindigkeit kann der Mittel- oder der Medianwert über die Geschwindigkeitsverteilung verwendet werden.

**Tabelle 2.2:** Tropfenvergleichsdurchmesser und ihre Verwendung nach Mudawar und Valentine (1989)

Symbol	Bezeichnung	Formel	Anwendung
$d_{10}$	Linear	$\frac{\sum N_i \cdot d_i}{\sum N_i}$	Vergleiche, Verdampfung
$d_{20}$	Oberfläche	$\left[ \frac{\sum N_i \cdot d_i^2}{\sum N_i} \right]^{\frac{1}{2}}$	Oberflächenphänomene (z.B. Absorption)
$d_{30}$	Volumen	$\left[ \frac{\sum N_i \cdot d_i^3}{\sum N_i} \right]^{\frac{1}{3}}$	Volumenphänomene (z. B. Luftfeuchte)
$d_{21}$	Oberflächendurchmesser	$\frac{\sum N_i \cdot d_i^2}{\sum N_i \cdot d_i}$	Adsorption
$d_{31}$	Volumendurchmesser	$\left[ \frac{\sum N_i \cdot d_i^3}{\sum N_i \cdot d_i} \right]^{\frac{1}{2}}$	Verdampfung, molekulare Diffusion
$d_{32}$	Sauterdurchmesser	$\frac{\sum N_i \cdot d_i^3}{\sum N_i \cdot d_i^2}$	Effizienzstudien, Massenübertragung, Reaktionen
$d_{43}$	DeBrouckere oder Herdan	$\frac{\sum N_i \cdot d_i^4}{\sum N_i \cdot d_i^3}$	Verbrennungsgleichungen
$d_{0,5}$	Mediandurchmesser		

Von Ueda et al. (1979) wurde ein Zusammenhang zwischen der Tropfenanzahl  $N_{Tr}$ , angegeben in 1/s, und der Beaufschlagungsdichte aufgestellt:

$$\dot{M}_M = \frac{\pi}{6} \cdot d_{Tr}^3 \cdot \rho_F \cdot \frac{N_{Tr}}{A_P} \quad (2.2)$$

Mit zunehmendem Abstand  $z$  von der Düse wird die Flüssigkeit auf eine größere Fläche verteilt, die sich zunächst bildenden Lamellen zerreißen (Bild 2.4) und bilden Tropfen eines bestimmten Größenspektrums und einer gerichteten Geschwindigkeit. Ein Teil der zuvor enthaltenen Energie wird dabei in die Bildung der größeren Oberfläche der Flüssigkeit gesteckt. Die Oberflächenenergie und die kinetische Energie eines Tropfens berechnen sich nach Chandra und Avedisian (1991) aus:

$$E_{O, Tr} = \pi \cdot d_{Tr}^2 \cdot \sigma_F \quad (2.3)$$

$$E_{kin, Tr} = \left( \frac{1}{2} \cdot \rho_F \cdot w_{Tr}^2 \right) \cdot \left( \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_{Tr}^3 \right) \quad (2.4)$$

Bei Einstoff-Druckdüsen ist die in dem Fluid enthaltene Leistung gleich der Druckdifferenz zur Umgebung multipliziert mit dem Volumenstrom (Walzel 1998):

$$P_{F,0} = (p_F - p_U) \cdot \dot{V}_F \quad (2.5)$$

Für eine exakte Leistungsbilanz an Punkt II müssen von allen die Kontrollfläche  $A_{II}$  innerhalb einer Zeitspanne  $t$  passierenden Tropfen die Durchmesser und Geschwindigkeiten herangezogen werden:

$$P_{Tr,II} = \frac{1}{t} \cdot \sum_0^{N_{Tr}} (E_{O, Tr} + E_{kin, Tr}) \quad (2.6)$$

Um eine Leistung des Sprays überschlägig zu bestimmen, wird zunächst die Tropfengrößenverteilung zu einem Vergleichsdurchmesser zusammengefasst, ebenso wird mit der Geschwindigkeitsverteilung verfahren. Stellt man **Formel 2.2** nach der Tropfenanzahl  $N_{Tr}$  um und setzt das Ergebnis, kombiniert mit den Vergleichswerten, in **Formel 2.6** ein, so erhält man:

$$P_{Tr,II} = \frac{6 \cdot \dot{V}_F}{\pi \cdot d_{32}^3} \cdot \left( \pi \cdot d_{32}^2 \cdot \sigma_F + \frac{\pi}{12} \cdot \rho_F \cdot w_{Tr,md}^2 \cdot d_{32}^3 \right) \quad (2.7)$$

Mit dem Oberflächenanteil von **Formel 2.7** definiert Walzel (1998) den Wirkungsgrad zur Erzeugen von Tropfen als das Verhältnis der theoretisch notwendigen Leistung für die Oberflächenbildung zur tatsächlich aufgewendeten Leistung an einem Sprühgerät. Die Oberflächenbildungsleistung ergibt sich aus:

$$P_{O, Tr} = 6 \cdot \frac{\dot{V}_F \cdot \sigma_F}{d_{32}} \quad (2.8)$$

Der Wirkungsgrad einer Düse zur Oberflächenbildung errechnet sich somit nach Walzel (1998) aus:

$$\Psi_{Du, O, DZ} = \frac{P_{O, Tr}}{P_F} = 6 \cdot \frac{\sigma_F}{d_{32} \cdot (p_F - p_U)} \quad (2.9)$$

Hieraus wird deutlich, dass je kleiner die Tropfen werden, desto mehr Energie wird für die Tropfenbildung benötigt. Beim laminaren Strahlzerfall mit minimaler Ausströmgeschwindigkeit ergibt sich ein maximaler Wirkungsgrad von rund 30 %, hierbei sind die Tropfen aber etwa doppelt so groß wie die Düsenöffnung (Walzel 1998). Der kinetische Anteil von **Formel 2.7** lässt sich erwartungsgemäß umstellen zu:

$$P_{\text{kin,II}} = \frac{1}{2} \cdot \dot{V}_F \cdot \rho_F \cdot w_{\text{Tr,md}}^2. \quad (2.10)$$

Der Gesamtwirkungsgrad einer Druckzerstäuberdüse berechnet sich somit durch:

$$\Psi_{\text{Du,DZ}} = \frac{P_{\text{O,Tr}}}{P_F} + \frac{P_{\text{kin,II}}}{P_F} = \frac{6 \cdot \sigma_F}{d_{32} \cdot (\rho_F - \rho_U)} + \frac{\rho_F \cdot w_{\text{Tr,md}}^2}{2 \cdot (\rho_F - \rho_U)}. \quad (2.11)$$

In dieser Formel ist auch der von Bolle und Moureau (1982) beschriebene Ausstoß-Koeffizient enthalten.

An pneumatischen Zerstäubern ist die aufzubringende Leistung gleich der isothermen Verdichtungsarbeit für das Gas, zumindest wenn das Wasser drucklos zugeführt wird (Walzel 1998):

$$P_{\text{Luft}} = \dot{m}_{\text{Luft}} \cdot R_{\text{Luft}} \cdot \vartheta_{\text{Luft}} \cdot \ln \frac{\rho_{\text{Luft}}}{\rho_U}. \quad (2.12)$$

Ersetzt man die Fluidleistung in **Formel 2.11** durch die Luftleistung aus **Formel 2.12**, so erhält man den Wirkungsgrad einer pneumatischen Zerstäuberdüse:

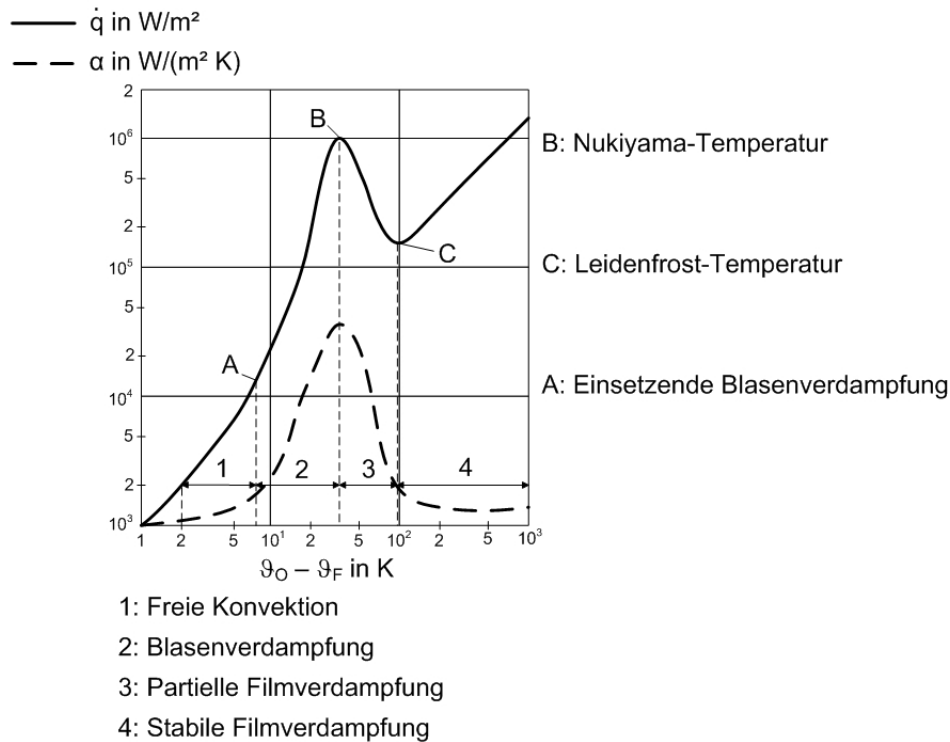
$$\Psi_{\text{Du,PZ}} = \left( \frac{6 \cdot \sigma_F}{d_{32}} + \frac{1}{2} \cdot \rho_F \cdot w_{\text{Tr,md}}^2 \right) \cdot \frac{\dot{V}_F}{\dot{m}_{\text{Luft}} \cdot R_{\text{Luft}} \cdot \vartheta_{\text{Luft}} \cdot \ln \frac{\rho_{\text{Luft}}}{\rho_U}}. \quad (2.13)$$

### 2.3 Leistungen zur Oberflächenkühlung an Produktionsanlagen

Die in Kapitel 2.1 dargestellten Kühlmittel- oder Druckluftmengen lassen sich mit den Formeln 2.5 und 2.12 in notwendige Netto-Leistungen umrechnen, die vor der Zerstäubung anliegen müssen. Bei Kalt- und Warmwalzanlagen wird üblicherweise ein Spritzdruck von rund 6 bar verwendet. Im Kaltwalzbereich ergibt sich so, mit Verwendung der Werte von BMU (2004), eine notwendige Flüssigkeitsleistung von 250 bis 416 kW. Bei einem angenommenen optimalen Pumpenwirkungsgrad von 85 % (Hering et al. 2007) und der Vernachlässigung der Rohrleitungsverluste liegt die notwendige Antriebsleistung bei 294 bis 490 kW. In der Warmwalzstrasse werden nach BMU (2004) rund 3.500 m<sup>3</sup>/h in die Walzgerüste mit rund 6 bar gepumpt, am Auslaufrollgang werden rund 8.000 m<sup>3</sup>/h nahezu drucklos (angenommen 1,2 bar) verwendet. Somit ergibt sich die notwendige Flüssigkeitsleistung zu rund 530 kW, was zusammen mit dem Pumpenwirkungsgrad eine Antriebsleistung von rund 625 kW voraussetzt. Die Betrachtung der notwendigen Leistungen im Strangguss ist aufgrund der vorliegenden Datenbasis nicht möglich, da die Kühlmiteleinsätze hier auf den Produktdurchsatz bezogen werden.

## 2.4 Untersuchungen zum Wärmeübergang in der Literatur

Bei der Oberflächenkühlung mit einem zerstäubten Fluid treten dieselben Wärmeübergangsregime auf wie bei der Tauchkühlung, wie erstmals von Tamura und Tanasawa (1958) festgestellt wurde. Die sich dabei ergebenden Verläufe von Wärmestromdichte und Wärmeübergangskoeffizient über der Temperaturdifferenz von Oberfläche zum Kühlmittel sind qualitativ in **Bild 2.5**, angelehnt an Köhler (1990), dargestellt.



**Bild 2.5:** Qualitative Verläufe von Wärmestromdichte und Wärmeübergangskoeffizient bei der Spritzkühlung nach Köhler (1990)

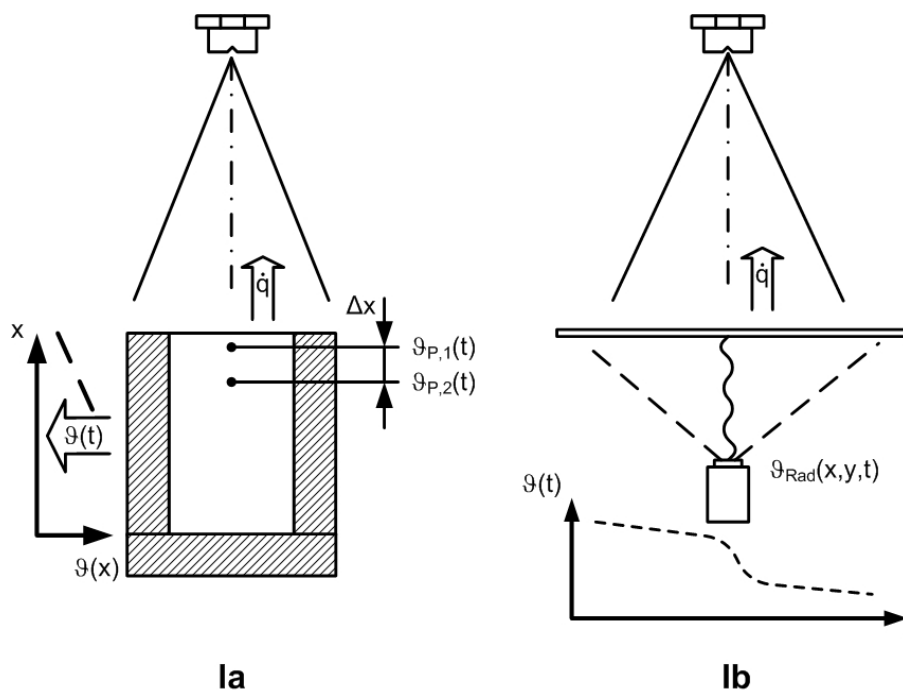
Wärmestromdichte und Wärmeübergangskoeffizient stehen dabei in direktem Zusammenhang durch die Temperaturdifferenz von Oberfläche zum Kühlmittel:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\vartheta_0 - \vartheta_F). \quad (2.14)$$

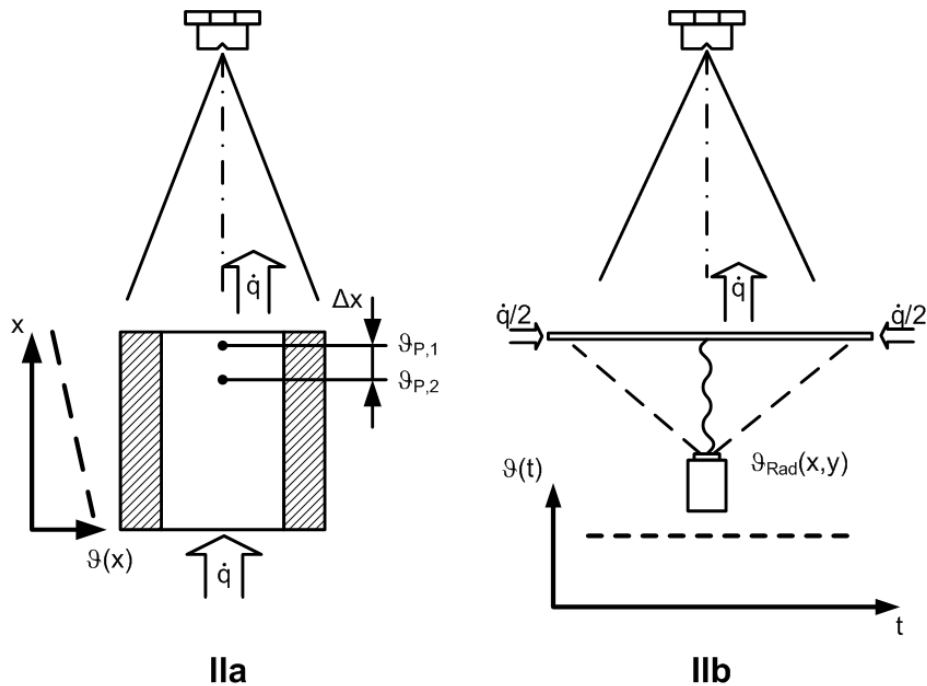
Die Temperatur der einsetzenden Blasenverdampfung  $T_A$  kann definiert werden als Änderung in der Steigung der Wärmestromdichte oder des Wärmeübergangskoeffizienten. Im Gegensatz zur klassischen Darstellung, wie in Bild 2.5 zu sehen, verschiebt sich der Nukiyama-Punkt bei Verwendung von **Formel 2.14** in der Kurve der Wärmestromdichte zu höheren Temperaturen, wie Viscorova (2007) zeigt. Somit existieren zwei unterschiedliche Temperaturpunkte  $T_B$ , je nachdem ob sie als lokaler Maximalwert der Wärmestromdichte oder des Wärmeübergangskoeffizienten gesehen werden. Die Leidenfrost-Temperatur wird als lokales Minimum der Wärmestromdichte definiert. Manche Autoren, zum Beispiel Müller und Jeschar (1973), Monde (1979) oder Lin und Ponnappan (2003), verwenden die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Siedetemperatur des Mediums. Dies führt jedoch im Bereich unterhalb der Siedetemperatur zu unplausiblen Werten, wie schon Müller

(1982) darlegt, da auch in diesem Bereich noch eine signifikante Wärmeabfuhr stattfindet.

Die Erfassung des Wärmeübergangs bei der Spritz- und Sprühkühlung kann nach Diener (1976) durch fünf unterschiedliche Methoden erfolgen. Die erste Möglichkeit ist die Messung der Bandtemperatur in einer Walzanlage vor und nach der Kühlstrecke, wobei angenommen wird, dass die Temperatur innerhalb des Bandes gleich verteilt ist und der Wärmeübergangskoeffizient temperaturunabhängig ist. Diese Methode ist nicht für eine wissenschaftliche Betrachtung geeignet, da die Versuchsbedingungen zu stark variieren. Als ebenso ungenau benennt Diener (1976) die zweite Methode, bei der im Strangguß die Wärmebilanz des Stranges über der Kühleinrichtung bestimmt wird. Auch die dritte Methode, in der die Wärmebilanz des Kühlmittels aufgestellt wird, liefert nur ungenaue Daten. Für die Betrachtungen unter reproduzierbaren Laborbedingungen wurden zwei Messprinzipien entwickelt, die als instationäre und als stationäre Methode bezeichnet werden. Bei den instationären Messmethoden, skizziert in **Bild 2.6**, wird eine Abkühlkurve erfasst, deren Gradient eine Aussage zur an der Oberfläche anliegenden Wärmestromdichte enthält. Bei der stationären Methode, dargestellt in **Bild 2.7**, wird der Probe so viel Energie zugeführt, dass sich eine konstante Temperatur während der Kühlung einstellt. So kann zusätzlich über die zugeführte Wärmeleistung bilanziert werden. Eine weitere Unterscheidung ergibt sich durch den verwendeten Probenkörper. Bei einer Probe mit einem dicken Querschnitt werden zwei Messstellen im Material implementiert, es wird der Wärmestrom im inneren der Probe erfasst. Wird eine dünne Probe verwendet, wird die abgeführte Wärmemenge über die Energiebilanz der Probe ermittelt.



**Bild 2.6:** Schematische Darstellung der instationären Messung



**Bild 2.7:** Schematische Darstellung der stationären Messung

Von allen Messverfahren liefert die stationäre Messung die belastbarsten Daten. In der Versuchsdurchführung hat sich jedoch gezeigt, dass es im gesamten Bereich zwischen Beginn des Blasensiedens und der Leidenfrost-Temperatur nahezu unmöglich ist, einen stationären Zustand einzustellen. Dies liegt zum einen am steilen Gradienten des Wärmeübergangskoeffizienten, zum anderen an der notwendigen Energiemenge, die in die Probe eingebracht werden muss.

Für **Bild 2.8** wurden die Kernaussagen verschiedener Autoren zusammengefasst. Es finden sich zwei Punkte, an denen sich die Aussagen verschiedener Autoren widersprechen. Dies sind der Einfluss der Tropfengröße auf die Wärmestromdichte oberhalb der Leidenfrost-Temperatur und der Einfluss der Fluidtemperatur auf die Nukiyama-Temperatur.

Eine Begründung für die divergierenden Aussagen hinsichtlich des Einflusses der Tropfengröße liefern Choi und Yao (1987), die darauf hinweisen, dass der von ihnen beobachtete Einfluss nur bei sehr niedrigen Beaufschlagungsdichten auftritt.

Eine detaillierte Betrachtung der Literaturquellen hinsichtlich ihrer quantitativen Aussagen wird für die einzelnen Wärmeübergangsregime in **Kapitel 4.1** durchgeführt. Hierdurch können die Quellen über das in Kapitel 4.2 vorgestellte mathematische Abkühlungsmodell direkt in Kapitel 4.3 mit den an der konventionellen Kühltechnik durchgeführten Messungen verglichen werden.

<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; width: 15px; height: 15px; background-color: gray; margin-right: 5px;"></div> = nicht betrachtet  <div style="display: flex; align-items: center; margin-right: 5px;"> <div style="border: 1px solid black; width: 15px; height: 15px; background-color: green; margin-right: 2px; display: flex; align-items: center; justify-content: center; font-size: 8px;">+</div> <div style="border: 1px solid black; width: 15px; height: 15px; background-color: red; margin-right: 2px; display: flex; align-items: center; justify-content: center; font-size: 8px;">-</div> </div> = Steigt/Sinkt  <div style="border: 1px solid black; width: 15px; height: 15px; background-color: blue; margin-right: 5px; display: flex; align-items: center; justify-content: center; font-size: 8px; border-radius: 50%;">○</div> = kein Einfluss  <b>Steigender Parameter</b> </div> <th colspan="10" style="text-align: center;"><i>Einfluss auf</i></th>	<i>Einfluss auf</i>									
	Freie Konvektion		Blasenverdampfung			Partielle und stabile Filmverdampfung				
	$\dot{q}_1$	$T_A$	$\dot{q}_2$	$\dot{q}_B$	$T_B$	$\dot{q}_3$	$\dot{q}_C$	$T_C$	$\dot{q}_4$	
Oberflächenrauheit	+	+	+	-	+			+	○	
Umgebungsdruck $p_U$						○	-			
Wärmeeindringkoeffizient $\zeta$			○	+	-	+	+	-	○	
Tropfengeschwindigkeit $w_{Tr}$	+ / ○	○	○	+ / ○	○	+	○	+ / ○	+ / ○	
Tropfengröße $d_{Tr}$	-	-	○	○ / -	-	-	○	-	+ / -	
Weber-Zahl $We_{Tr}$			+	+		+	+	+	+ / ○	
Beaufschlagungsdichte $\dot{M}_M$	+	○	+ / ○	+	+ / ○	+	+	+	+	
Fluidtemperatur $\vartheta_F$	-	+ / ○	○	-	+ / -	○	○	+	○ / -	

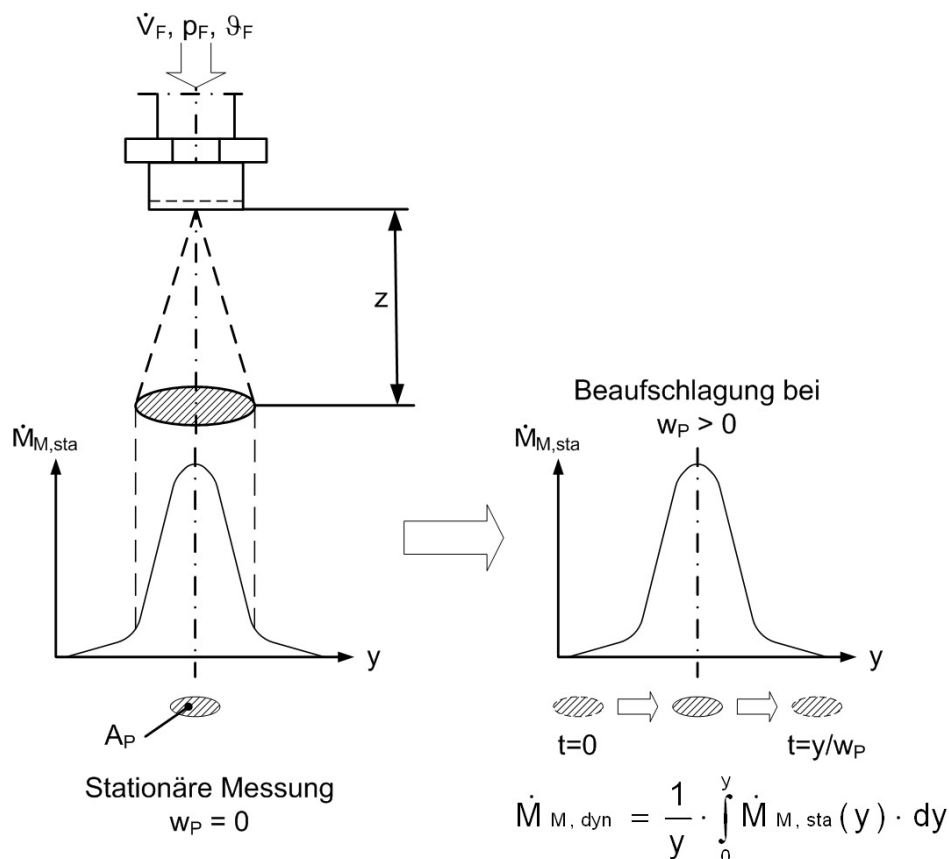
1: Bamberger (1978)	2: Bamberger und Prinz (1986)	3: Bolle und Moureau (1982)
4: Chen et al. (2002)	5: Chen et al. (2004)	6: Cho und Wu (1988)
7: Choi und Yao (1987)	8: Ciofalo et al. (2007)	9: Deb und Yao (1989)
10: Diener et al. (1975)	11: Estes und Mudawar (1995a)	12: Estes und Mudawar (1995b)
13: Etienne und Marie (1979)	14: Fujimoto et al. (1997)	15: Ghodbane und Holman (1991)
16: Grissom und Wierum (1981)	17: Hall et al. (1997)	18: Hoogendorn und den Hond (1974)
19: Hsieh et al. (2004a)	20: Hsieh et al. (2004b)	21: Jacobi et al. (1984)
22: Kim (2007)	23: Lin und Ponnapan (2003)	24: Monde (1979)
25: Müller und Jeschar (1973)	26: Müller (1982)	27: Olden et al. (1998)
28: Puschmann (2003)	29: Reiners (1987)	30: Sasaki et al. (1979)
31: Schmidt und Boye (2000)	32: Sehembey et al. (1992)	33: Tensi et al. (1997)
34: Toda (1972)	35: Viscorova et al. (2006)	36: Wendelstorf et al. (2008)
37: Yao und Choi (1987)	38: Yao und Cox (2002)	

**Bild 2.8:** Einflussparameter und ihre Auswirkung auf den Wärmeübergang bei der Sprühkühlung



### 3 Praxisnahe Bestimmung des Wärmeübergangs

Wie im vorhergehenden Kapitel dargestellt, wurden bisherige Untersuchungen nur an stationären Proben durchgeführt, eine Übertragung der Ergebnisse auf den Bereich der bewegten Oberflächen konnte nicht durchgeführt werden. Diese Problemstellung kann anhand der Beaufschlagungsdichte, der anerkanntermaßen wichtigsten Einflussgröße, dargestellt werden. In der linken Seite von **Bild 3.1** ist die Bestimmung der stationären Beaufschlagungsdichte unter einer Düse dargestellt, auf der rechten Seite die Entwicklung zur dynamischen Beaufschlagungsdichte.



**Bild 3.1:** Bestimmung der stationären und dynamischen Beaufschlagungsdichte an einer Probe

Aus der innerhalb einer Zeitspanne  $t_{\text{sta}}$  aufgefangenen Flüssigkeitsmenge  $m_F$  wird mit der auffangenden Oberfläche  $A_P$  die Beaufschlagungsdichte bestimmt:

$$\dot{M}_{M, \text{sta}} = \frac{m_F}{A_P \cdot t_{\text{sta}}} \quad (3.1)$$

Bei der Verwendung einer stationären Kühlprobe kann die lokale stationäre Beaufschlagungsdichte direkt verwendet werden. Eine bewegte Probe durchläuft jedoch das Beaufschlagungsprofil, so dass sich eine dynamische Beaufschlagungsdichte am Band einstellt, die zudem von der Bandgeschwindigkeit unabhängig ist:

$$\dot{M}_{M, \text{dyn}} = \frac{1}{y} \cdot \int_0^y \dot{M}_{M, \text{sta}}(y) \cdot dy \quad (3.2)$$

Daraus ergibt sich die Fragestellung, ob der Wärmeübergang von der Beaufschlagungsdichte oder von der geschwindigkeitsabhängigen Flächenbeaufschlagung abhängt. Eine experimentelle praxisnahe Bestimmung des Wärmeübergangs schließt somit eine Lücke zwischen den Literaturergebnissen und der Anwendung.

### 3.1 Aufbau der Versuchsanlagen

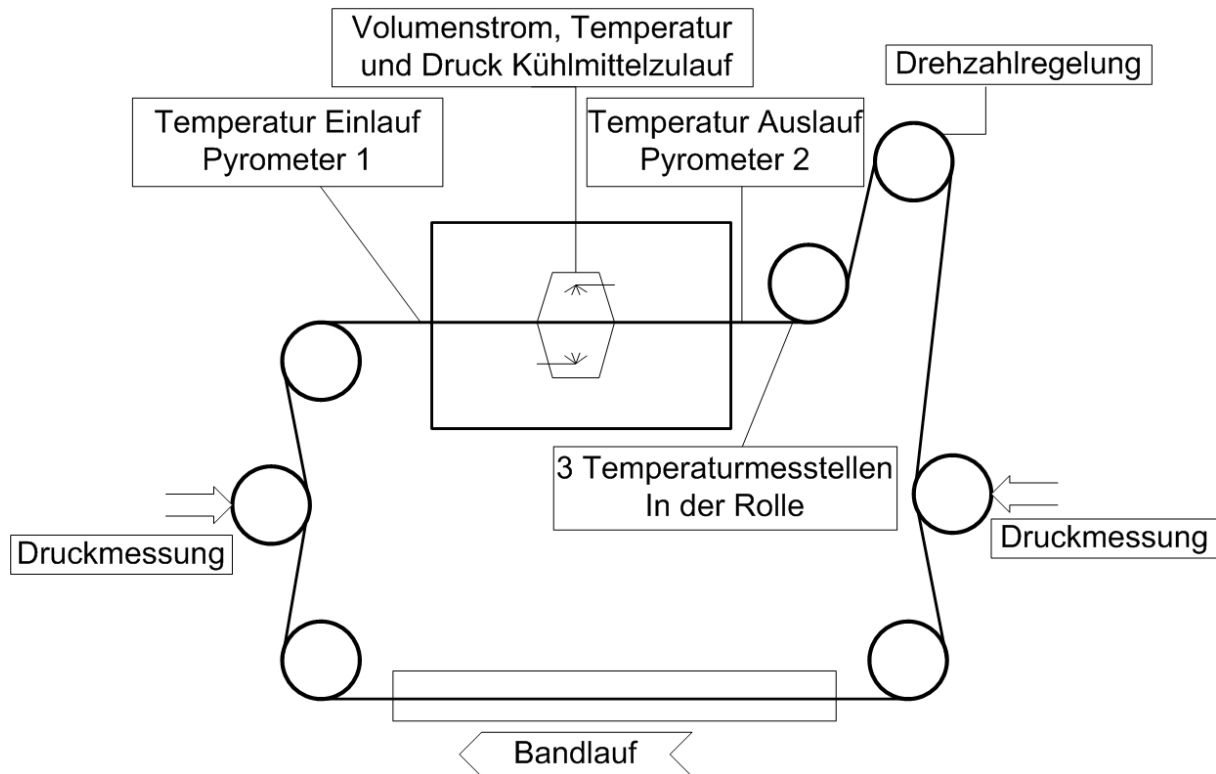
Um den Wärmeübergang praxisnah experimentell darzustellen, muss die Versuchsanlage in der Lage sein, den Temperaturverlust einer Probe beim Durchlaufen des Kühlbereichs zu messen. Zudem muss, wie oben bereits angedeutet, die lokale Beaufschlagungsdichte im Abstand  $z$  unter der Düse in  $x$ - und  $y$ -Richtung vermessen werden. Einige Literaturquellen weisen auf einen Einfluss der Tropfenparameter auf den Wärmeübergang hin, so dass auch diese erfasst werden müssen. Zudem kann über die Tropfenparameter der Wirkungsgrad der Düsen nach den Formeln 2.11 und 2.13 bestimmt werden. Für die Durchführung des Vorhabens sind somit zwei separate Prüfstände notwendig, in einem werden die Düsen auf ihr Beaufschlagungsprofil und ihr Spritzbild hin untersucht, in dem anderen findet die Messung des Wärmeübergangs statt.

#### 3.1.1 Bandanlage

##### 3.1.1.1 Prinzipieller Aufbau und Parameter

Um belastbare Messwerte für den Wärmeübergang bei kontinuierlich ablaufenden Prozessen zu erhalten, soll dieser Prozess in der Versuchsanlage nachgebildet werden. Das heißt, dass der Versuchskörper unter konstanten Bedingungen hinsichtlich Einlauftemperatur, Probengeschwindigkeit und Kühlbedingungen gehalten werden muss. Als Probekörper wurde Metallband ausgewählt, da es in einer Endlosschleife gefahren werden kann und die Wärmeenergie einfach in den Körper eingebracht werden kann. Um die Bedingungen der Kühlung gemäß der in den vorherigen Kapitel dargestellten Anwendungen praxisnah zu gestalten, wurden die Anforderungen an den Bandprüfstand wie folgt formuliert. Das Metallband soll umlaufend mit einer einstellbaren Geschwindigkeit von maximal 20 m/s bewegt werden. Das Band soll dabei unter Spannung gehalten und somit der Bandlauf beruhigt werden. Als Bandabmessungen werden 100 mm Breite und 0,5 mm Dicke festgelegt.

Die Bandführung im Prüfstand sowie die notwendigen Messstellen sind in **Bild 3.2** dargestellt. Die Erwärmung des Bandes erfolgt im unteren Bereich des Prüfstandes. Über zwei einschwenkbare Umlenkrollen wird die Bandspannung eingestellt. Dies erfolgt an zwei Stellen des Bandlaufes, da sich der Bandzug über jeder Rolle etwas abbaut, so dass mit nur einer Stellrolle kein definierter Bandlauf darstellbar ist. Die Kühlung sowie die Fluidmessungen erfolgen in einem geschlossenen Kühlbereich. Die Antriebsrolle ist am höchsten Punkt des Prüfstandes mit der größten Bandumschlingung installiert. Hierdurch ist der Antrieb vor Spritzwasser geschützt und die große Reibung zwischen Rolle und Band verhindert an dieser Stelle ein Durchrutschen des Bandes.



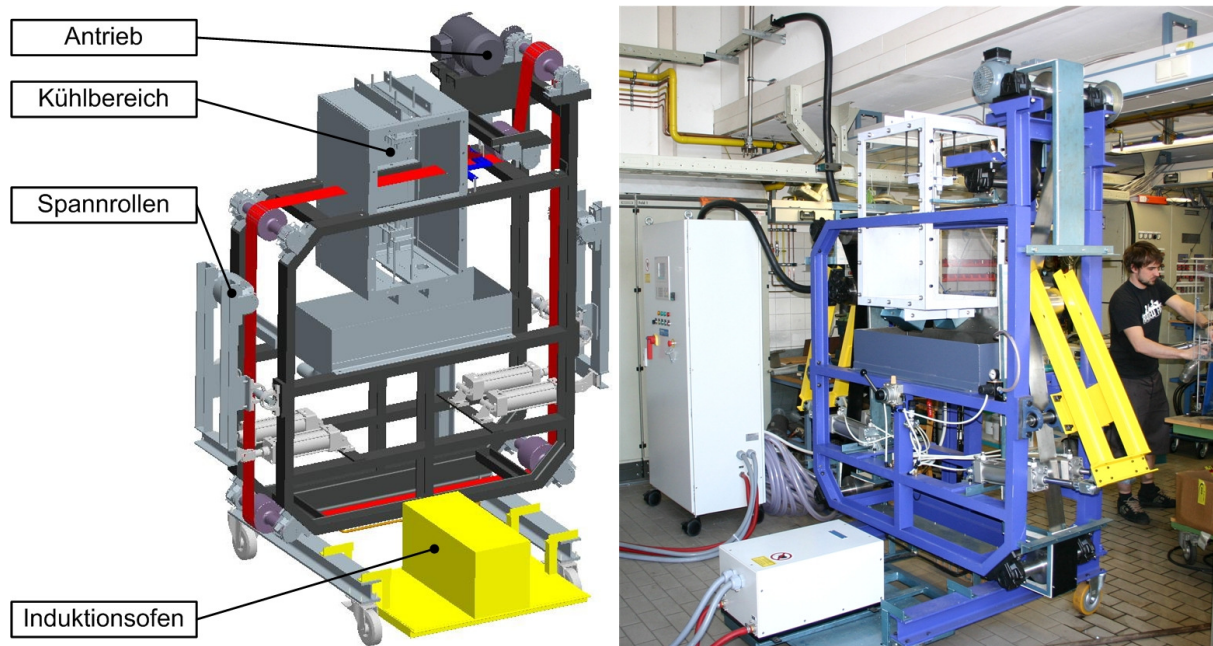
**Bild 3.2:** Skizze des Prüfstandaufbaus mit Messstellen

### 3.1.1.2 Konstruktive Umsetzung des Bandlaufs

Die Rollen müssen korrosionsfest sein, damit die Ballenoberfläche im Betrieb keine Defekte ausbildet. Als Werkstoff wurde deswegen der Edelstahl X5 CrNi18-10 ausgewählt, da er einen Kompromiss zwischen den Anforderungen und den Kosten darstellt. Um die maximale Bandgeschwindigkeit von rund 20 m/s zu erreichen, wurde der Ballendurchmesser mit 150 mm gewählt. Dies erlaubt bei einer Motordrehzahl von 3.000 /min eine Übersetzung von Motor zur Rolle von eins. Um das Gewicht der Rollen gering zu halten, wurde der Durchmesser des Rollenschaftes auf 50 mm gesetzt. Die Rollen sind auf der Ballenbreite von 110 mm ballig geschliffen und in der Mitte 0,5 mm überhöht. Hierdurch wird das Band auf den Rollen zentriert. Der Antrieb des Bandes erfolgt über die Antriebsrolle, an der nahezu 180° Umschlingung vorliegen. Auf der Festlagerseite wird über einen Zahnriementrieb das Drehmoment des Motors an die Rolle weitergegeben. Der Antriebsmotor hat eine Leistung von 3 kW, die Drehzahl- und damit Bandgeschwindigkeitsregelung erfolgt über einen Frequenzumrichter.

Die Mechanik der in den Bandlauf eintauchenden Rollen wurde über eine Wippengeometrie realisiert, die über pneumatische Zylinder bewegt wird. Dies hat die Vorteile, dass die Komponenten geschützt im inneren des Gerüsts liegen und über den Druck auf den Zylindern die Bandspannung eingestellt werden kann.

Die konstruktive Umsetzung sowie die Realisierung des Prüfstandes ist in **Bild 3.3** dargestellt.



**Bild 3.3:** Konstruktive Umsetzung des Bandprüfstandes

#### 3.1.1.3 Banderwärmung

Die effektivste Art, um eine große Wärmeleistung in ein Objekt einzubringen, ist die induktive Erwärmung. Über den in der Form an den Probenkörper angepassten Induktor wird ein wechselndes Magnetfeld erzeugt, das Wirbelströme im Probenkörper induziert und so das Material erwärmt. Der im Versuchsstand verwendete Induktionsofen hat eine Ausgangsleistung von 80 kW und erwärmt das Band über einen Flachinduktor. Es stehen zwei unterschiedliche Induktoren zur Verfügung, die in Abhängigkeit vom Bandmaterial eingesetzt werden können.

#### 3.1.1.4 Kühlbereich

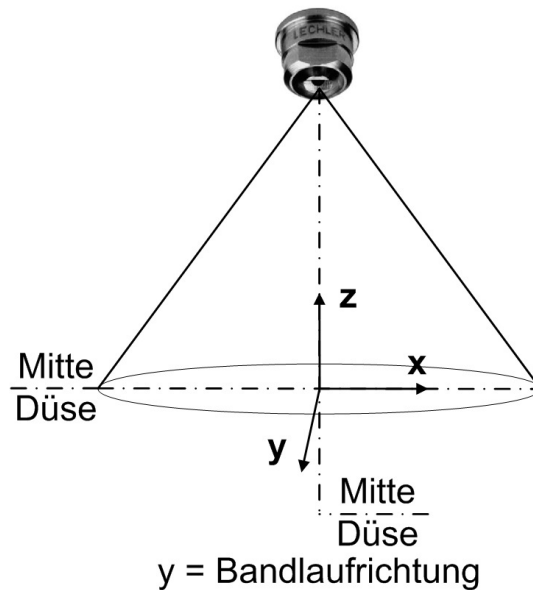
Der Kühlbereich ist gekapselt ausgeführt, damit Spritzwasser von den anderen Anlagenkomponenten ferngehalten wird. Der Aufbau ist modular ausgeführt, es können verschiedene Düsen und Düsenabstände, sowohl zum Band als auch untereinander, eingestellt werden. Er ist im selben Aufbau auch am Prüfstand für die Düsenvermessung installiert und wird dort näher beschrieben.

#### 3.1.2 Düsenvermessung

Als wichtigste Einflussgröße auf den Wärmeübergang bei der Spritzkühlung gilt die Beaufschlagungsdichte (z. B. Müller 1982, Jeschar und Maibücher 2001 und Ciofalo et al. 2007). Wie zu Beginn von Kapitel 3 bereits beschrieben, ist für die Bestimmung der Beaufschlagungsdichte an einem bewegten Probenkörper eine detaillierte Vermessung der lokalen Beaufschlagungsdichten notwendig. Ebenso sollen die Tropfenparameter erfasst werden. Zu diesem Zweck wurde ein Prüfstand zur Düsenvermessung entwickelt, bei dem alle relevanten Sprayparameter erfasst werden können. Im Folgenden soll zunächst der konstruktive Aufbau dargestellt werden. Anschließend wird auf die Anwendung findende Messtechnik eingegangen.

## 3.1.2.1 Konstruktiver Aufbau

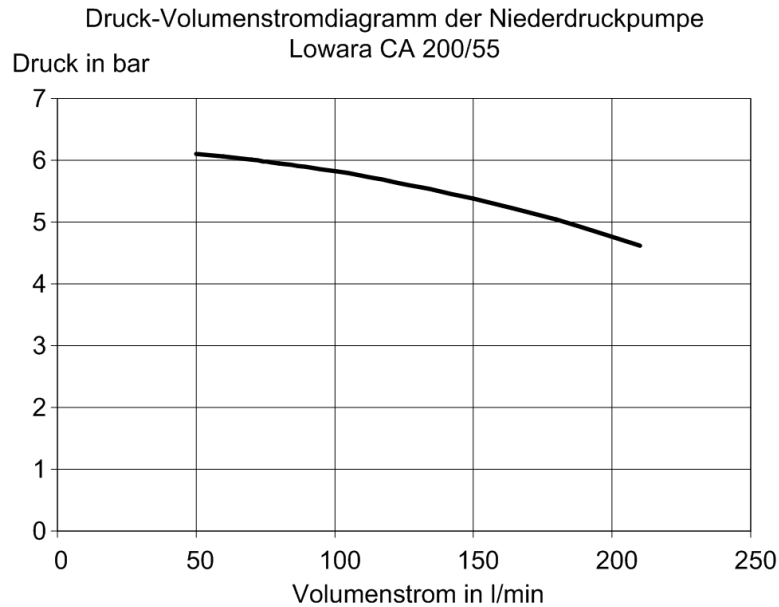
In Walzanlagen beträgt der Abstand zwischen den Spritzdüsen in einem Balken traditionell 52 oder 26 mm. Entsprechend wurden die Düsenhalter für die Versuchsanlage mit demselben Abstand gefertigt, wobei die einzelnen Düsen separat geschaltet werden können. Die Düsenhalter sind dabei in einer Führung montiert, die eine stufenlose Verstellung in alle drei Raumrichtungen erlaubt. An dieser Stelle erscheint es sinnvoll, diese Raumrichtungen zu definieren. Die Festlegung ist in **Bild 3.4** dargestellt.



**Bild 3.4:** Definition der Raumrichtungen an allen Prüfständen

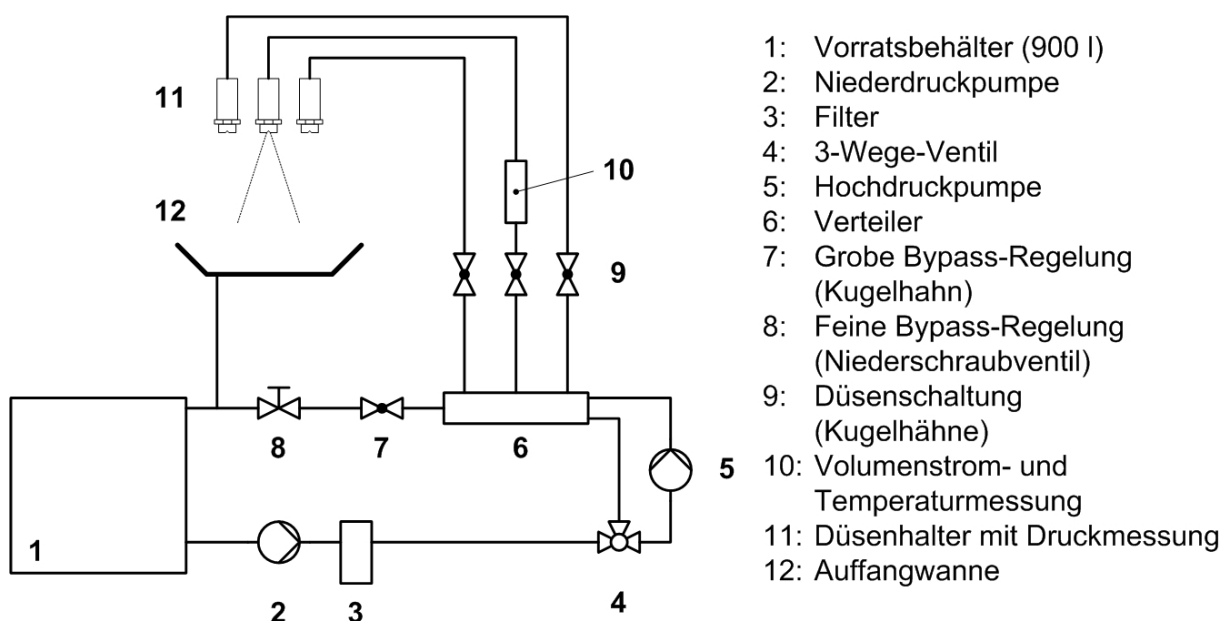
Der Abstand von Düse zum Messkörper ist als z-Richtung festgelegt, der Probenkörper wird in der y-Richtung bewegt und die Probenbreite, also die Bandbreite, liegt in der x-Richtung. Die Düsen im Düsenhalter liegen somit in der x-Ebene nebeneinander.

Die Kühlflüssigkeit wird aus einem 900 l fassenden Vorlagebehälter durch eine Niederdruckpumpe mit einer Antriebsleistung von 3,68 kW gefördert. Das Druck-Volumenstrom-Diagramm der Pumpe ist in **Bild 3.5** dargestellt.



**Bild 3.5:** Druck-Volumenstrom-Diagramm der verwendeten Niederdruckpumpe

Hinter der Pumpe wird das Kühlmittel zunächst durch einen Gewebefilter gereinigt, bevor es in einen Verteiler kommt, aus dem die maximal drei Düsen gespeist werden. Durch einen vierten, drosselbaren Ausgang kommt die Flüssigkeit zurück in den Vorratsbehälter. Durch diese Drosselung wird der Druck für die Düsen reguliert, es findet eine grobe Einstellung durch einen Kugelhahn statt, durch ein Niederschraubventil wird die Feineinstellung durchgeführt. Jede Düse kann separat durch einen Kugelhahn zu- oder abgeschaltet werden. In einem Düsenzulauf ist ein Volumenstrommesser und ein Temperaturfühler installiert, der Druckmesser für die Bestimmung des Spritzdruckes befindet sich direkt vor der Düse am Düsenhalter. Hierdurch ist gewährleistet, dass der Spritzdruck nicht durch Verluste im Rohrsystem abweicht. Das Schema der Fluidverteilung ist in **Bild 3.6** zu sehen.

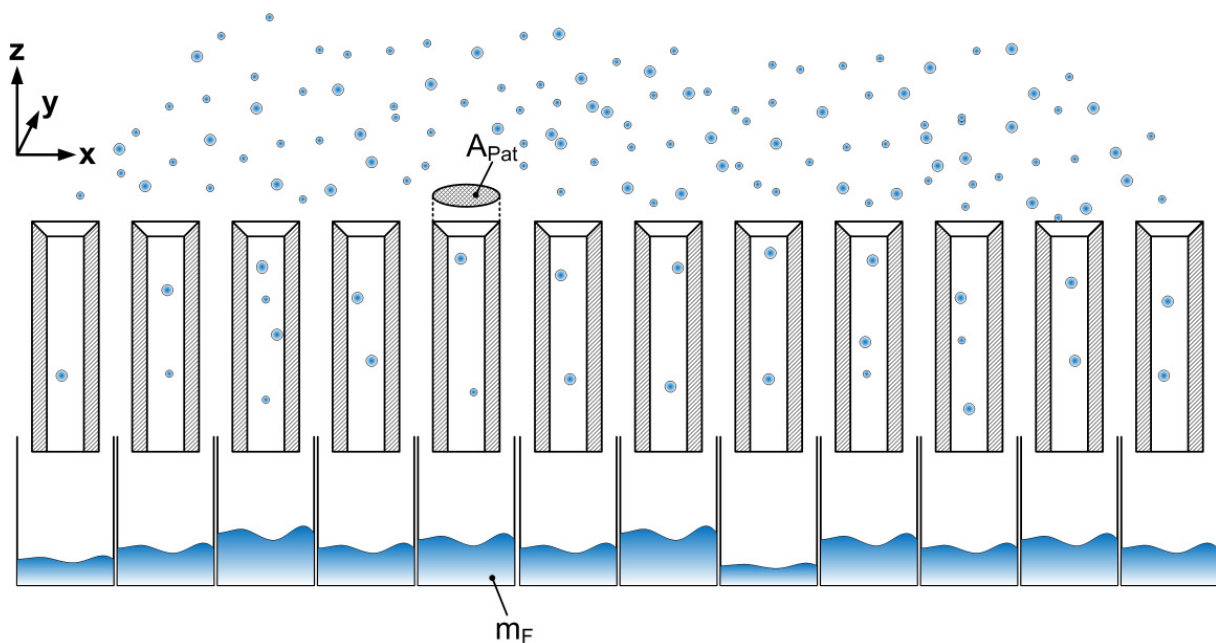


**Bild 3.6:** Medienschema Kühlmittelverteilung

Für Versuche mit hohem Druck wird der Volumenstrom aus der Niederdruckpumpe in den Zulauf der Hochdruckpumpe umgeleitet, die den Verteiler speist. In der Auffangwanne des Versuchstandes ist ein Schienensystem installiert, auf dem die Messeinrichtungen verfahren und so positioniert werden können.

### 3.1.2.2 Messung des Beaufschlagungsprofils

Wie bereits beschrieben gilt die Beaufschlagungsdichte als wichtigste Einflussgröße auf den Wärmeübergang. Zur Bestimmung wird in einem Probenkörper mit definierter Öffnung über einen gemessenen Zeitraum die Flüssigkeit aufgefangen und gewogen, hierdurch kann die Beaufschlagungsdichte in  $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$  gebildet werden. Um ein vollständiges Beaufschlagungsprofil einer Düse zu erstellen, müssen somit viele solcher Einzelmessungen durchgeführt und deren Ergebnisse kombiniert werden. Hierfür wurde ein Patterometer konstruiert, in dem über eine Reihe von Einzelröhrchen die Flüssigkeit lokal aufgefangen und in Einzelbehälter geleitet wird. Das Prinzip der Anordnung ist in **Bild 3.7** dargestellt. Nach der Ausmessung der einzelnen Behälter wird das Patterometer in der  $y$ -Richtung auf den Schienen verschoben, um eine weitere Messreihe aufzunehmen. In **Bild 3.8** ist das Patterometer während einer Messung zu sehen. Wichtige Punkte bei der Konstruktion des Patterometers waren zum einen sicherzustellen, dass keine sekundäre Flüssigkeit von Oberflächen in die Röhrchen hineinläuft, zum anderen muss die Flüssigkeit ohne Gegendruck in die Auffangbehälter gelangen, da die gemessene Beaufschlagungsdichte sonst zu niedrig ausfällt.

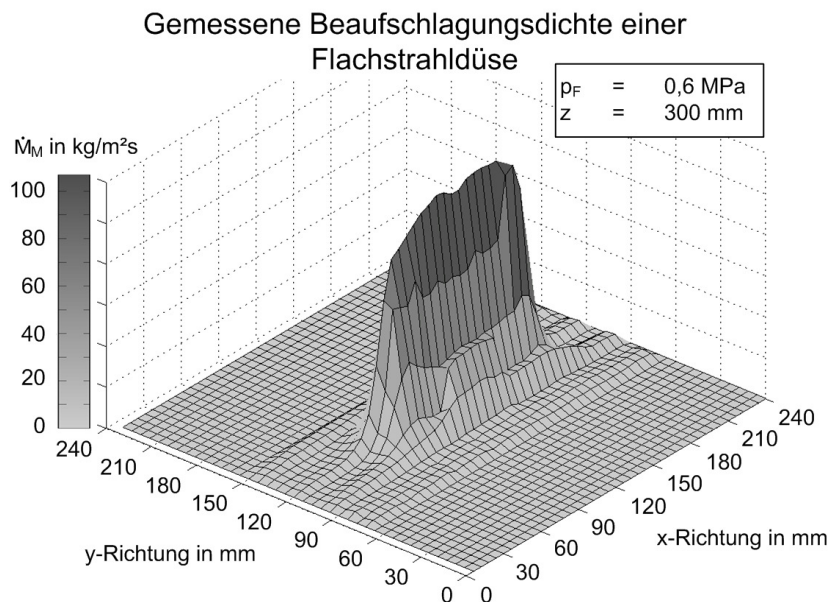


**Bild 3.7:** Skizze des Patterometeraufbaus



**Bild 3.8:** Durchführung einer Patterometermessung

Das Ergebnis einer Vermessung des Beaufschlagungsprofils ist in **Bild 3.9** dargestellt, das Messraster beträgt hier 6x6 mm.



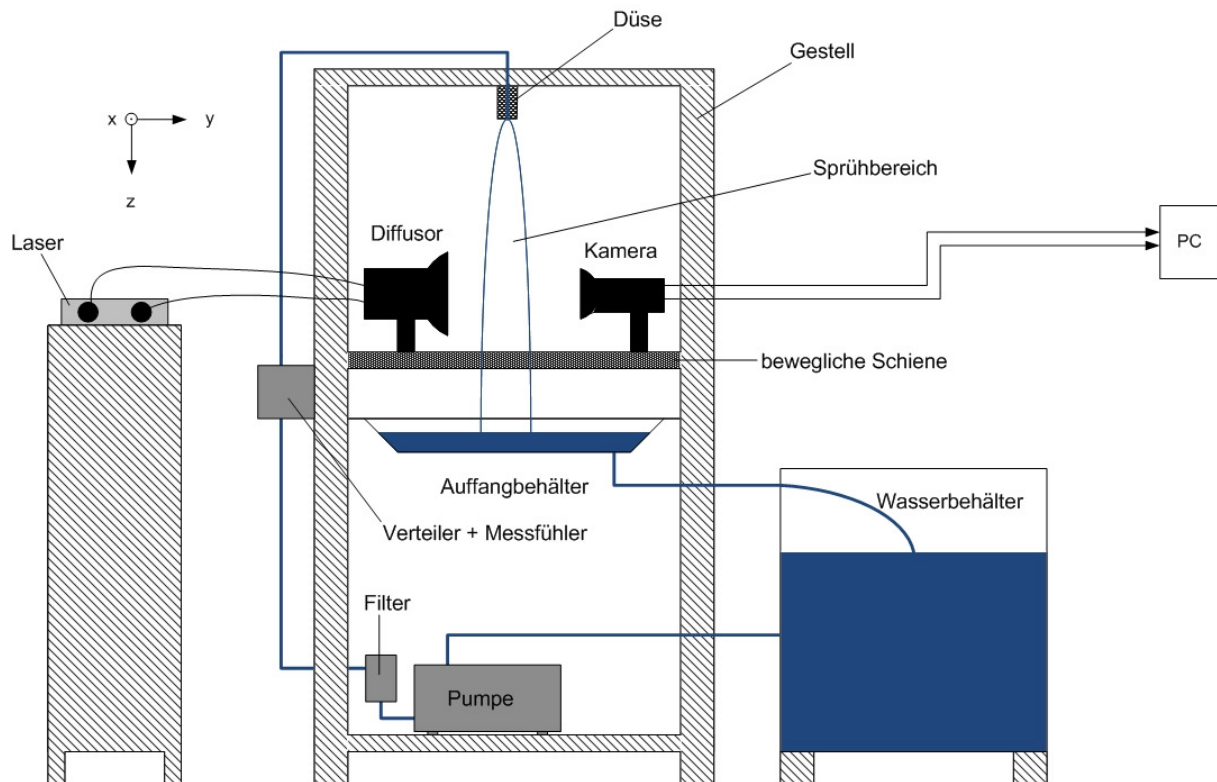
**Bild 3.9:** Gemessenes Beaufschlagungsprofil einer Flachstrahldüse

### 3.1.2.3 Messung der Tropfenparameter

Für die Messung der Tropfenparameter steht ein Shadow-Sizing System von Dantec Dynamics zur Verfügung, bei dem das Spray durch eine homogene Lichtquelle durchleuchtet und die dadurch entstehenden Schatten der Tropfen durch eine Kame-

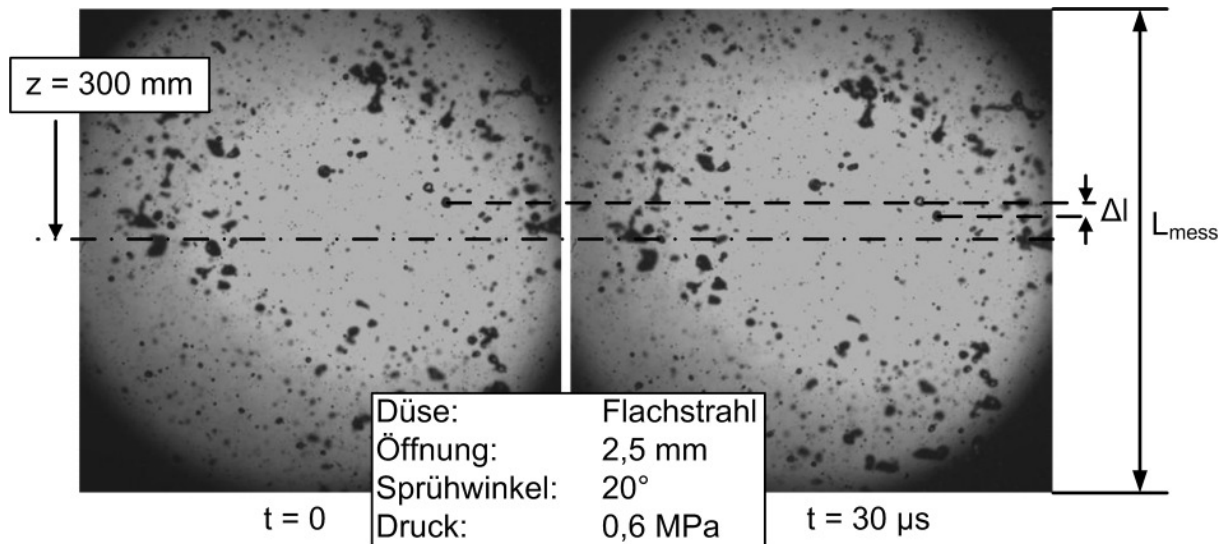


ra erfasst werden. Der Aufbau des Systems im Düsenprüfstand ist schematisch in **Bild 3.10** dargestellt.



**Bild 3.10:** Aufbau des Shadow-Sizing Systems zur Messung der Tropfenparameter

Das System ist wie das Patterometer auf Schienen verfahrbar, so dass die Entwicklung der Tropfenparameter über der Strahlbreite betrachtet werden kann. Die Belichtung erfolgt über einen Doppel-Laser, dessen Lichtimpulse über einen Diffusor homogenisiert werden. Laser und Kamera werden über einen Computer gesteuert, so dass Lichtblitz und Aufnahme synchronisiert ablaufen. Durch den Einsatz von zwei Lasern können innerhalb von wenigen Mikrosekunden Aufnahmen erzeugt werden, so dass auf beiden Aufnahmen dieselben Tropfen festgehalten werden, lediglich um den zwischen den Lichtblitzen zurückgelegten Weg verschoben. Eine solche Doppelaufnahme ist exemplarisch in **Bild 3.11** dargestellt.

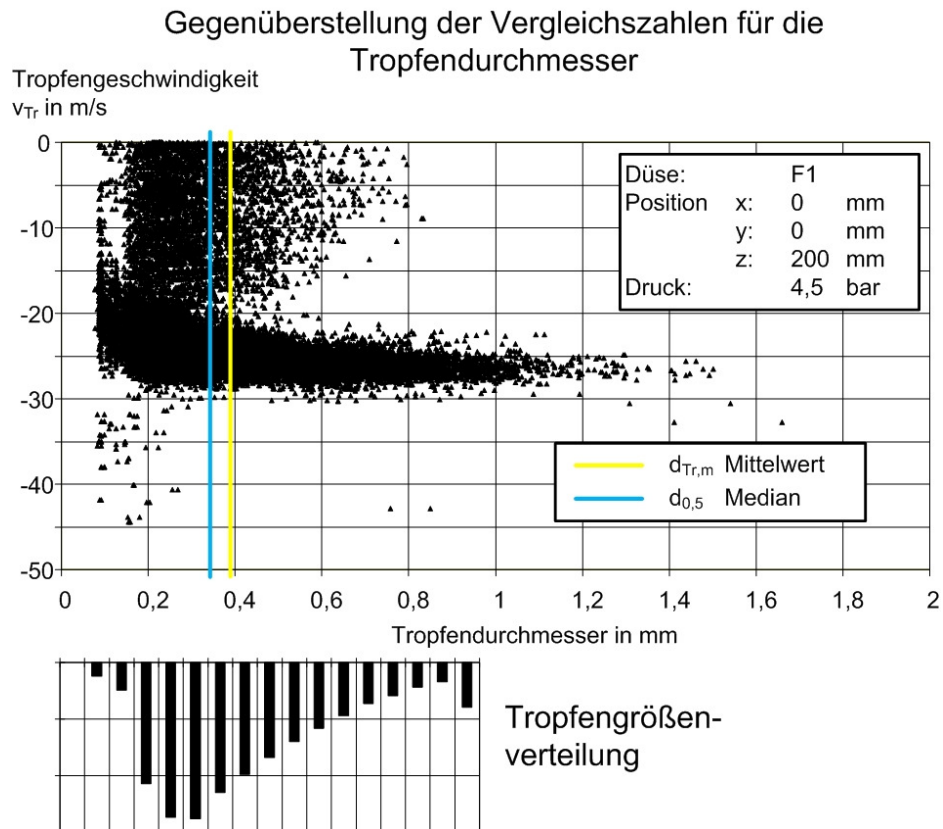


**Bild 3.11:** Beispiel einer Doppelbildaufnahme mit dem Shadow-Sizing System

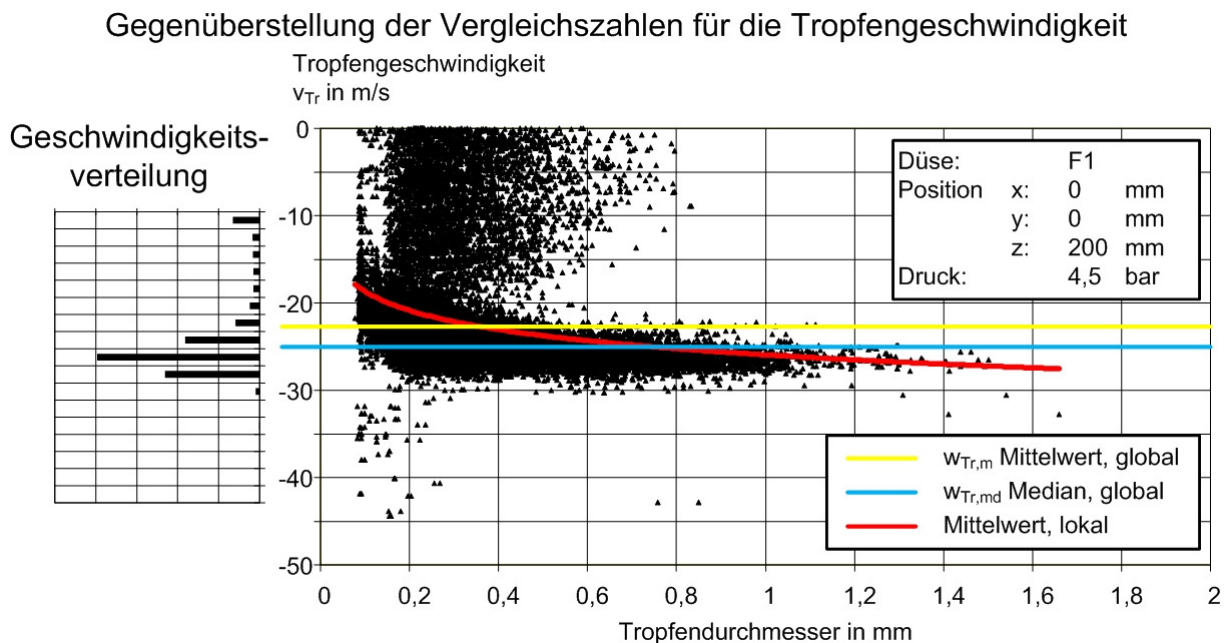
Die Auswertungssoftware überprüft nun die Bilder und erkennt über Helligkeitsdifferenzen und Kontrast die Ränder der Tropfen und kann ihnen hierdurch einen Vergleichsdurchmesser zuordnen. Über die Positionsverschiebung zwischen den Aufnahmen wird die Tropfengeschwindigkeit bestimmt.

In einer Messkampagne können mehrere zehntausend Tropfen erkannt werden, so dass für einen Vergleich der Düsen statistische Methoden der Auswertung herangezogen werden müssen. Hierdurch werden zunächst Tropfengrößen- und Tropfengeschwindigkeitsverteilungen erzeugt, durch die die Bandbreite der Daten sowie der Schwerpunkt der Messungen darstellbar ist.

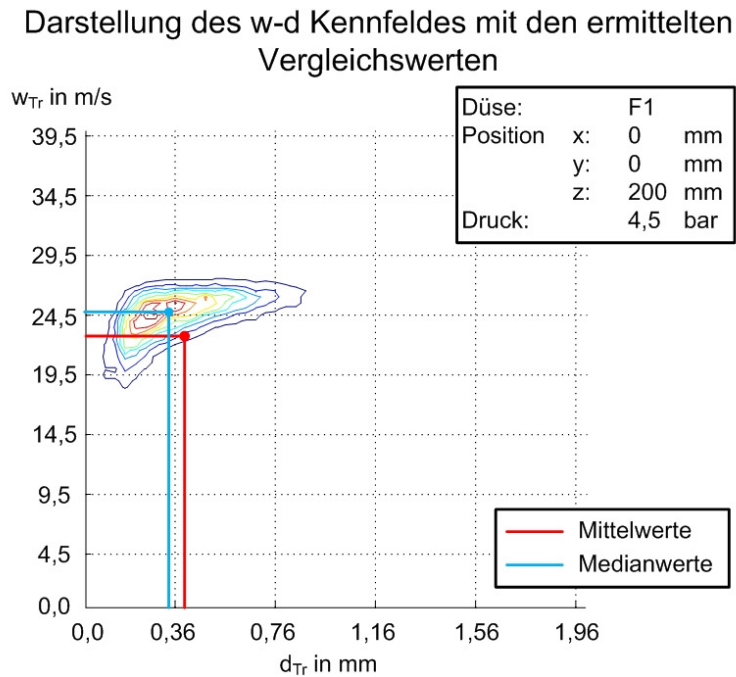
In **Bild 3.12** und **Bild 3.13** ist jeweils die gesamte Anzahl an gemessenen Tropfen in einem Geschwindigkeits-Durchmesser-Diagramm und die daraus resultierende Entwicklung der Größen- und Geschwindigkeitsverteilung dargestellt. Um ein Spray mit jeweils einer Kennzahl für Größe und Geschwindigkeit zusammenzufassen, können globale Mittel- und Medianwerte mit der gesamten Datenlage gebildet werden. In beiden Bildern sind diese Werte berechnet und eingetragen worden. Hier wird deutlich, dass die Medianwerte deutlich besser den Schwerpunkt der Verteilungen wiedergibt. Eine Reduzierung des gesamten Tropfenspektrums auf zwei Kenngrößen erscheint jedoch nicht sinnvoll, da hierdurch die Bandbreite der Daten unberücksichtigt bleibt. Einen besseren Vergleich von Sprays kann über ein Geschwindigkeits-Größen-Kennfeld ( $w$ - $d$ -Kennfeld) erreicht werden, wie es in **Bild 3.14** zu finden ist. Auch hier wird deutlich, dass die Medianwerte aller Tropfen näher am Schwerpunkt der Verteilung liegen als die Mittelwerte.



**Bild 3.12:** Entwicklung einer Größenverteilung und Gegenüberstellung der globalen Vergleichszahlen der Tropfengröße



**Bild 3.13:** Entwicklung der Geschwindigkeitsverteilung und Gegenüberstellung der globalen Vergleichszahlen der Tropfengeschwindigkeit



**Bild 3.14:** Erstellung eines Geschwindigkeits-Größen-Kennfeldes (w-d-Kennfeld) einer Düse und globale Vergleichswerte

### 3.2 Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten an der Versuchsanlage

Die Bestimmung des Wärmeübergangs an der Versuchsanlage erfolgt über den durch den Kühlbereich laufenden Bandmassenstrom und dessen Temperaturverlust. Zunächst wird die Wärmeleistung des Bandes im Einlaufbereich bestimmt durch:

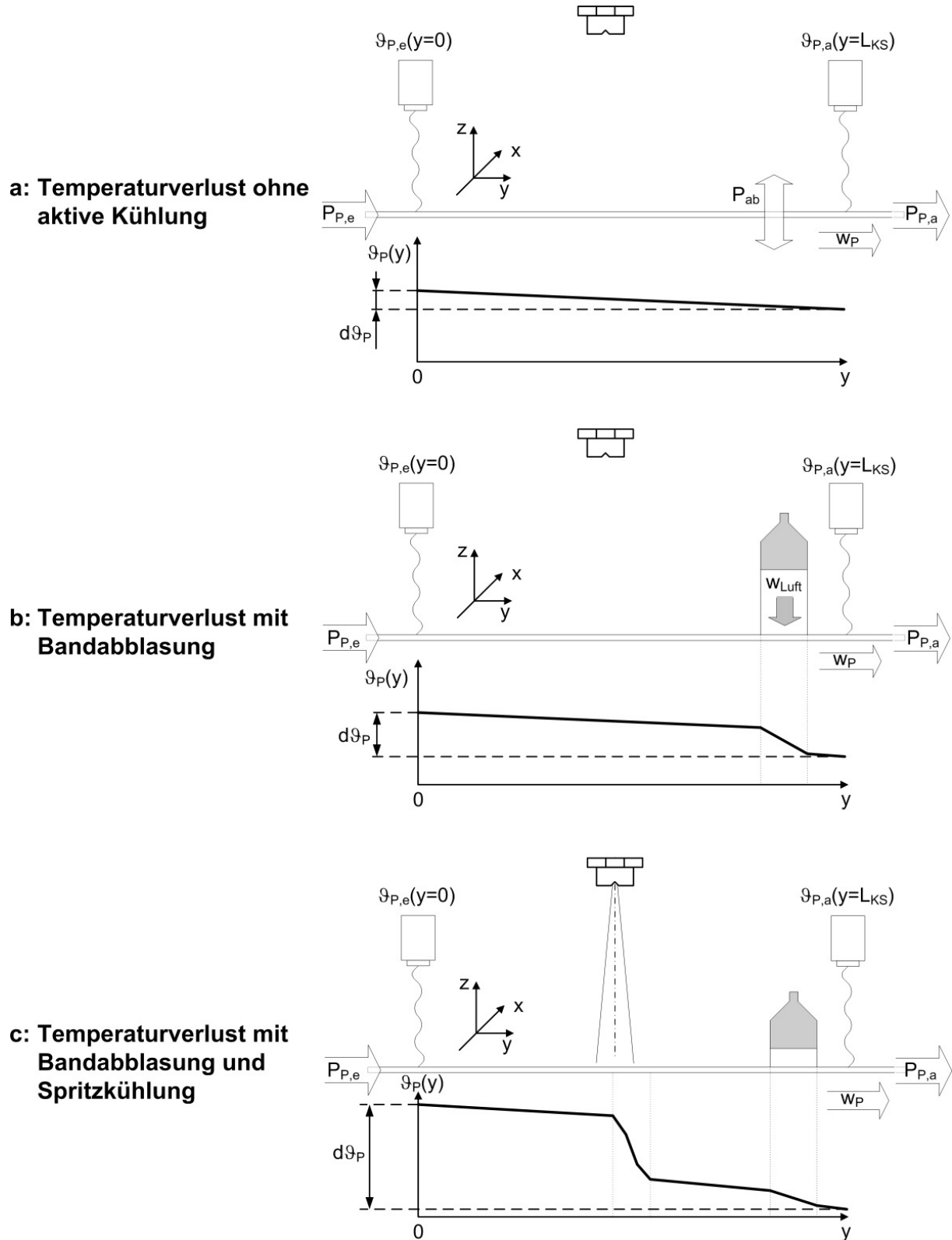
$$P_{P,e} = b_P \cdot h_P \cdot w_P \cdot \rho_P \cdot c_{pP}(\vartheta_{P,e}) \cdot \vartheta_{P,e} \quad (3.3)$$

Hierbei ist  $b_P$  die Bandbreite,  $h_P$  die Banddicke und  $w_P$  die Bandgeschwindigkeit, die über ein aufliegendes Messrad bestimmt wird. Die Dichte  $\rho_P$  und die temperaturabhängige Wärmekapazität  $c_{pP}$  des Bandes wurden aus VDI (2006) entnommen. Die Wärmeleistung im Auslaufbereich  $P_{P,a}$  wird analog bestimmt. Aus der Differenz beider Wärmeströme ist die im Kühlbereich abgeführte Leistung bekannt:

$$P_{ab} = P_{P,e} - P_{P,a} \quad (3.4)$$

Diese abgeführte Wärmeleistung bietet, bei gleicher Bandgeschwindigkeit und gleicher Eingangstemperatur des Bandes, eine direkte Vergleichsmöglichkeit verschiedener Kühltechniken. Eine genauere Betrachtung sollte jedoch durchgeführt werden, da das Band die Wärme im Kühlbereich über verschiedene Mechanismen abgeben kann. Bei der konventionellen Kühltechnik sind dies die Konvektion durch die Bandbewegung in der ruhenden Atmosphäre außerhalb des beaufschlagten Bereiches, die Wärmestrahlung, die Konvektion im Bereich der Bandabbläsung und der Wärmeabfuhr durch die eigentliche Kühlmittelauftragung. Die Bandabbläsung ist notwendig, um die Flüssigkeit im Kühlbereich zu halten, da ansonsten das Band das Kühlmittel durch die gesamte Anlage tragen würde.

Somit ergeben sich drei Kühlmodi, wie in **Bild 3.15** mit den skizzierten Bandtemperaturverläufen dargestellt. Modus a ist die passive Kühlung durch Strahlung und Bewegung in ruhender Atmosphäre, in Modus b kommt die Abblasung als erstes aktives Element hinzu, in Modus c wird die eigentliche Spritzkühlung zugeschaltet.



**Bild 3.15:** Prinzipien der verschiedenen Kühlmodi am Bandprüfstand

Um den eigentlichen Wärmeübergangskoeffizienten der Spritzkühlung zu erfassen, muss somit zumindest der Wärmeübergangskoeffizient des Modus b bekannt sein. Um die einzelnen Modi zu vermessen, kann die Anlage in zwei unterschiedlichen Arten betrieben werden. Dies sind der diskontinuierliche und der kontinuierliche Betrieb, wobei ersterer nur bei langsamen Bandgeschwindigkeiten verwendet werden kann.

### 3.2.1 Diskontinuierlicher Betrieb

Im diskontinuierlichen Betrieb wird das Band auf die gewünschte Eingangstemperatur aufgeheizt und diese Temperatur gehalten. Durch den nun gemessenen Temperaturabfall kann der Wärmeübergangskoeffizient der passiven Kühlung ermittelt werden. Anschließend wird die Abblaseung zugeschaltet, so dass die hierdurch erzeugte Temperaturdifferenz erfasst wird. Im letzten Schritt wird nun die Kühlung zugeschaltet. Der Vorteil dieser Betriebsweise liegt darin, dass alle Temperaturabfälle in zeitlicher Nähe zueinander gemessen werden, so dass unterschiedliche Umgebungsbedingungen wie die Raumtemperatur nicht gesondert berücksichtigt werden müssen. Zudem können auch Bereiche des Wärmeübergangs gemessen werden, die außerhalb des Leistungsbereichs des Ofens liegen, da die Einlauftemperatur zumindest über eine Bandlänge konstant ist.

Um eine aussagekräftige Messung durchzuführen, muss der Messwert im Auslaufbereich über eine möglichst lange Zeit konstant gehalten werden. Da die Leistungsregelung des Ofens aber relativ träge ist, ist die Eingangstemperatur nur für die Länge des Bandes konstant, so dass nur bei geringen Bandgeschwindigkeiten gemessen werden kann. Jede Steigerung der Geschwindigkeit reduziert somit den Anteil der konstanten Messphasen. Der diskontinuierliche Betrieb eignet sich somit vorwiegend, um Leistungsspitzen der Kühlung bei geringen Bandgeschwindigkeiten zu vermessen. Ein Beispiel einer diskontinuierlichen Messwertaufzeichnung ist im Anhang aufgeführt.

### 3.2.2 Kontinuierlicher Betrieb

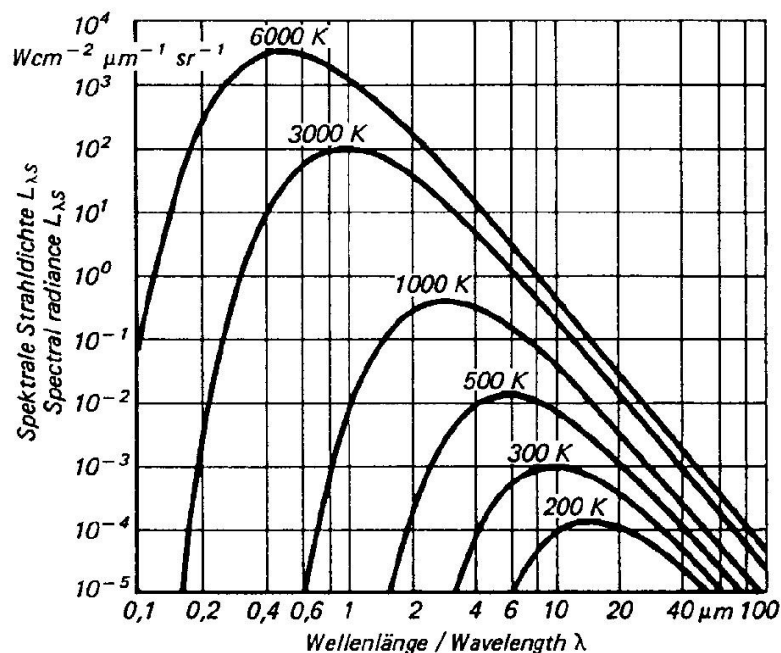
Bei der kontinuierlichen Betriebsweise wird die Anlage bei konstanter Abblaseung und/oder Spritzkühlung betrieben und die Bandtemperatur über die Steigerung der Ofenleistung erhöht. Auf diese Art kann ein konstanter Temperaturverlust des Bandes über einen langen Zeitraum betrachtet werden, wodurch eine sehr belastbare Datenbasis entsteht. Hierdurch wird der praktische Anwendungsfall simuliert. Es müssen jedoch die Messungen der Abblaseung und der Kühlung zeitlich getrennt voneinander durchgeführt werden, so dass eventuelle Änderungen der Umgebungsbedingungen herausgerechnet werden müssen. Bei hohen Wärmeübergangskoeffizienten und langsamen Bandgeschwindigkeiten kann es zudem vorkommen, dass die Ofenleistung nicht für eine weitere Steigerung der Eingangstemperatur ausreicht. Bei der Vermessung von Kühleinrichtungen wird somit zunächst mit der kontinuierlichen Methode gemessen, und bei Bedarf Spitzen im Wärmeübergang mit der diskontinuierlichen Methode näher untersucht.

### 3.3 Temperaturmessung an bewegten Metalloberflächen

Die Aussagekraft der ermittelten Werte ist stark von der Temperaturmessung abhängig. Diese muss, aufgrund der Bewegung des Objektes, berührungslos erfolgen. Jede Oberfläche besitzt einen Emissions-, Reflexions- und Transmissionsgrad, deren Summe immer Eins ergibt (Hering et al. 2007):

$$\varepsilon_{\text{str}} + \tau_{\text{str}} + \rho_{\text{str}} = 1. \quad (3.5)$$

Bei einem Metallband ist der Transmissionsgrad gleich Null, hier muss also die Summe aus Emissions- und Reflexionsgrad Eins ergeben. Bei einer walzblanken Oberfläche ist der Reflexionsgrad sehr hoch, zudem kann das Verhältnis zwischen Emissions- und Reflexionsgrad mit der Oberflächentemperatur diskontinuierlich schwanken, es handelt sich um sogenannte farbige oder nichtgraue Strahler (von Böckh und Wetzels 2009). Bei der berührungslosen Temperaturmessung wird die Wärmestrahlung eines Objektes gemessen und einer Temperatur zugeordnet. Diese Wärmestrahlung kann bis in den sichtbaren Bereich gehen, sie findet jedoch hauptsächlich im Infrarot-Bereich statt. Der Infrarotbereich wird weiter unterteilt in den nahen IR-Bereich (NIR, 0,7 bis 3  $\mu\text{m}$ ), mittleren IR-Bereich (MIR, 3 bis 50  $\mu\text{m}$ ) und fernen IR-Bereich (FIR, 50 bis 1.000  $\mu\text{m}$ ). Für die Messtechnik genutzt wird der Bereich von 0,7 bis rund 14  $\mu\text{m}$ . Je höher die Objekttemperatur, desto mehr wird die abgestrahlte Wellenlänge in den sichtbaren Bereich verschoben. Welche Strahldichte einer bestimmten Wellenlänge ein Objekt bei einer bestimmten Temperatur abstrahlt, ist in **Bild 3.16** dargestellt.

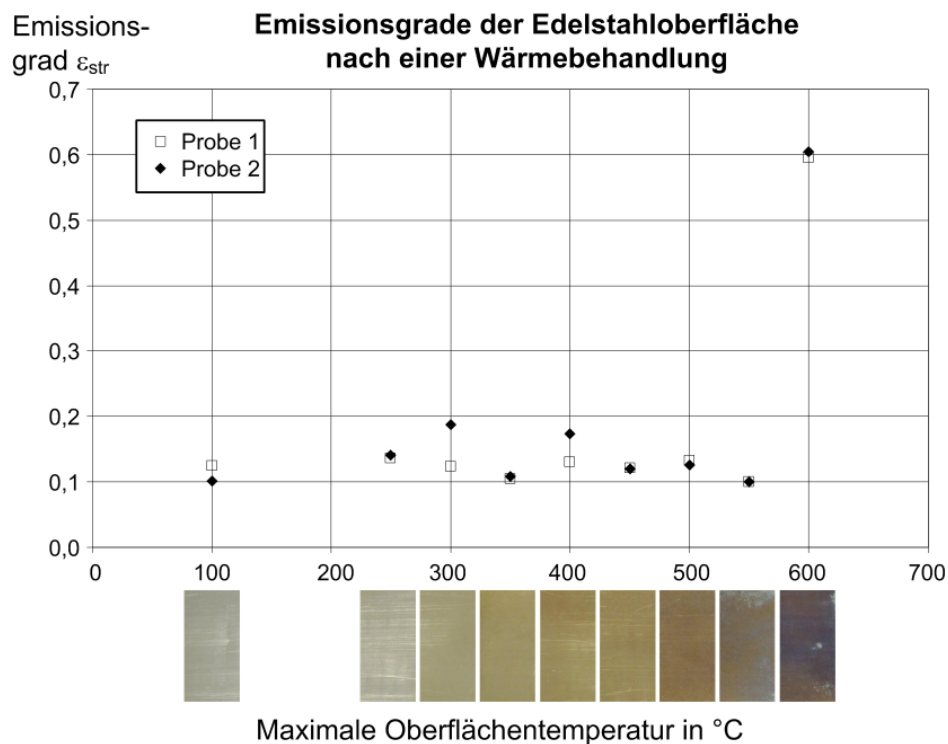


**Bild 3.16:** Strahlungscharakteristik eines schwarzen Strahlers in Abhängigkeit von der Temperatur (VDI 2006)

Hier wird eine Problematik der Messtechnik deutlich. Soll ein breites Temperaturspektrum gemessen werden, muss möglichst Langwellig gemessen werden. Dann verteilt sich jedoch der Temperaturbereich auf eine geringe spektrale Strahldichte,

wodurch die Messung ungenau wird. Soll die Genauigkeit erhöht werden, muss die Wellenlänge reduziert werden. Hierdurch wird die Messung aber im niedrigen Temperaturbereich jedoch ungenau bis unmöglich, da die Messgeräte für längere Wellen „blind“ sind.

Zudem bilden manche Metalle ab einer gewissen Oberflächentemperatur eine farbliche Oxidschicht aus, die den Emissionsgrad bleibend verändert. Um diese Phänomene darzustellen, wurden Materialproben des Edelstahlbandes bei verschiedenen Temperaturen auf ihren Emissionsgrad hin untersucht, wie in **Bild 3.17** zusammengefasst ist.



**Bild 3.17:** Emissionsgradmessungen an Edelstahloberflächen bei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen

Es wird deutlich, dass der für die Temperaturmessung wichtige Emissionsgrad sich zum einen auf einem niedrigen Niveau befindet und zudem starken Schwankungen unterliegt. Ab einer Temperatur von 600 °C hat das Material eine bleibende Oxidschicht ausgebildet, die den Emissionsgrad auf ein höheres Niveau bringt. Bei niedrigen Emissionsgraden hat jedoch schon eine geringe Schwankung einen großen prozentualen Einfluss auf die Temperaturmessung.

Diese Problematik kann messtechnisch durch den Einsatz von Quotientenpyrometern in Kombination mit Emissionsgradverstärkern teilweise umgangen werden, lediglich bei schwierigen Materialien wie Aluminiumfolie oder Kupfer sind auch dieser Technik Grenzen gesetzt. Ein Quotientenpyrometer misst die Wärmestrahlung in zwei unterschiedlichen Wellenlängen, kann also über zwei getrennte Pyrometer mit unterschiedlichen Wellenlängen nachgebildet werden. Hierfür muss der Emissionsgrad bei beiden Pyrometern auf Eins gesetzt werden. Eine solche Anordnung wurde von Abajo et al. (2002) erprobt und erläutert. Pyrometer A, welches auf der Wellen-



länge  $\lambda_{\text{str},A}$  arbeitet, misst die Temperatur  $\vartheta_A$ . Pyrometer B verhält sich analog dazu. Der Quotient der realen Oberflächentemperatur  $\vartheta_O$  zu den gemessenen Temperaturen ist der, von der Wellenlänge des Pyrometers abhängige, Emissionsgrad  $\varepsilon_{\text{str},\vartheta_A}$  beziehungsweise  $\varepsilon_{\text{str},\vartheta_B}$ .

Es wird angenommen, dass beide Pyrometer eine konstante Abweichung voneinander aufweisen, die durch den Faktor  $\kappa$  angegeben wird:

$$\varepsilon_{\text{str},\vartheta_A} = \kappa \cdot \varepsilon_{\text{str},\vartheta_B} \quad (3.6)$$

Dieser Faktor kann unter der Annahme von

$$\vartheta_O = \varepsilon_{\text{str},\vartheta_A} \cdot \vartheta_A = \kappa \cdot \varepsilon_{\text{str},\vartheta_B} \cdot \vartheta_B \quad (3.7)$$

berechnet werden aus:

$$\kappa = \frac{\vartheta_A}{\vartheta_B} \quad (3.8)$$

Nach dem Wien'schen Strahlungsgesetz berechnet sich die spektrale spezifische gemessene Ausstrahlung  $\Phi_{\text{ab}}$  aus:

$$\Phi_{\text{ab},A} = \frac{C_1}{\lambda_{\text{str},A}^5} \cdot \frac{1}{e^{\left(\frac{C_2}{\lambda_{\text{str},A} \cdot \vartheta_A}\right)} - 1}, \quad (3.9)$$

$$\Phi_{\text{ab},B} = \frac{C_1}{\lambda_{\text{str},B}^5} \cdot \frac{1}{e^{\left(\frac{C_2}{\lambda_{\text{str},B} \cdot \vartheta_B}\right)} - 1}. \quad (3.10)$$

Die Strahlungskonstante  $C_1$  ergibt sich aus dem planck'schen Wirkungsquantum  $h$  und der Lichtgeschwindigkeit im Vakuum  $c_0$ :

$$C_1 = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot c_0^2. \quad (3.11)$$

Die zweite Strahlungskonstante  $c_2$  berechnet sich zusätzlich mit der Boltzmann-Konstante  $\sigma_{\text{Rad}}$ :

$$c_2 = \frac{h \cdot c_0}{\sigma_{\text{Rad}}}. \quad (3.12)$$

Die reale, im jeweiligen Spektrum auftretende spektrale spezifische Ausstrahlung ist über den jeweiligen Emissionsgrad mit der gemessenen Verknüpft:

$$\Phi_A = \varepsilon_{\text{str},A} \cdot \Phi_{\text{ab},A}, \quad (3.13)$$

$$\Phi_B = \varepsilon_{\text{str},B} \cdot \Phi_{\text{ab},B}. \quad (3.14)$$

Da  $\kappa$ ,  $\vartheta_A$  und  $\vartheta_B$  bekannt sind, lässt sich die folgende Beziehung aufstellen:

$$\frac{\Phi_A}{\Phi_B} = \kappa \cdot \frac{\Phi_{\text{ab},A}}{\Phi_{\text{ab},B}} = \left(\frac{\lambda_{\text{str},A}}{\lambda_{\text{str},B}}\right)^5 \cdot \frac{e^{\frac{C_2}{\lambda_{\text{str},B} \cdot \vartheta_O}}}{e^{\frac{C_2}{\lambda_{\text{str},A} \cdot \vartheta_O}}}. \quad (3.15)$$

Dieser Ausdruck lässt sich nach der realen Temperatur  $\vartheta_O$  auflösen:

$$\vartheta_0 = C_2 \cdot \frac{(\lambda_{\text{str},A} - \lambda_{\text{str},B})}{\lambda_{\text{str},A} \cdot \lambda_{\text{str},B}} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{\vartheta_A}{\vartheta_B}\right) + C_2 \cdot \frac{\lambda_{\text{str},A} \cdot \vartheta_A - \lambda_{\text{str},B} \cdot \vartheta_B}{\lambda_{\text{str},A} \cdot \lambda_{\text{str},B} \cdot \vartheta_A \cdot \vartheta_B}} \quad (3.16)$$

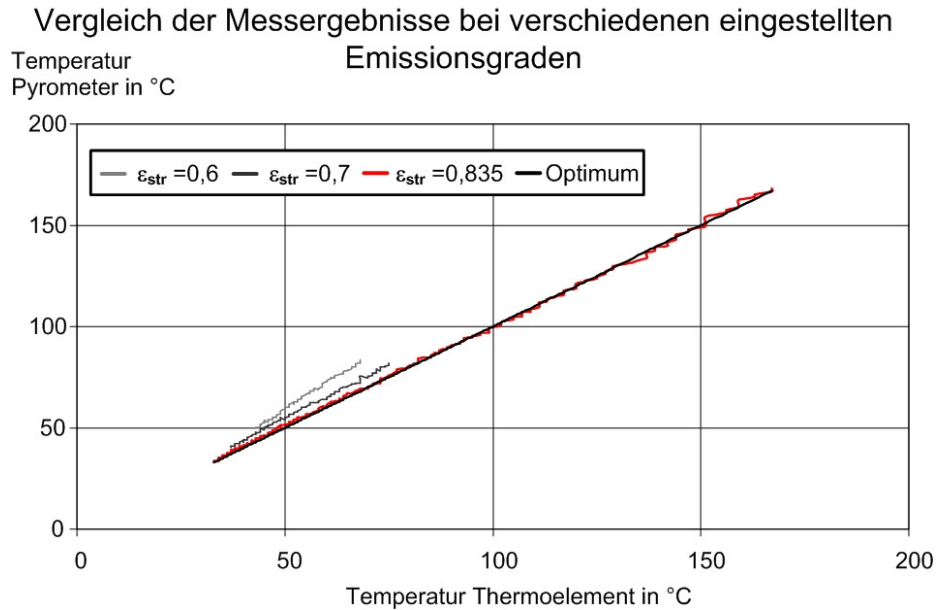
Falls erforderlich, können jetzt die Emissionsgrade berechnet werden, hier am Beispiel von  $\varepsilon_{\text{str},A}$ :

$$\varepsilon_{\text{str},A} = e^{\frac{C_2}{\lambda_{\text{str},A}} \left( \frac{\vartheta_A - \vartheta_0}{\vartheta_0 \cdot \vartheta_B} \right)} \quad (3.17)$$

Nachteil dieser Technik sind die hohen Kosten. An der Versuchsanlage wurden verschiedene Arten der Temperaturmessung erprobt. Hierzu gehört der Einsatz von Pyrometern mit vorgeschaltetem Emissionsgradmessgerät, die Verwendung von federnd auf dem Band aufliegenden 0,5 mm Thermoelementen sowie der von Achenbach Buschhütten entwickelten Temperaturmessrolle.

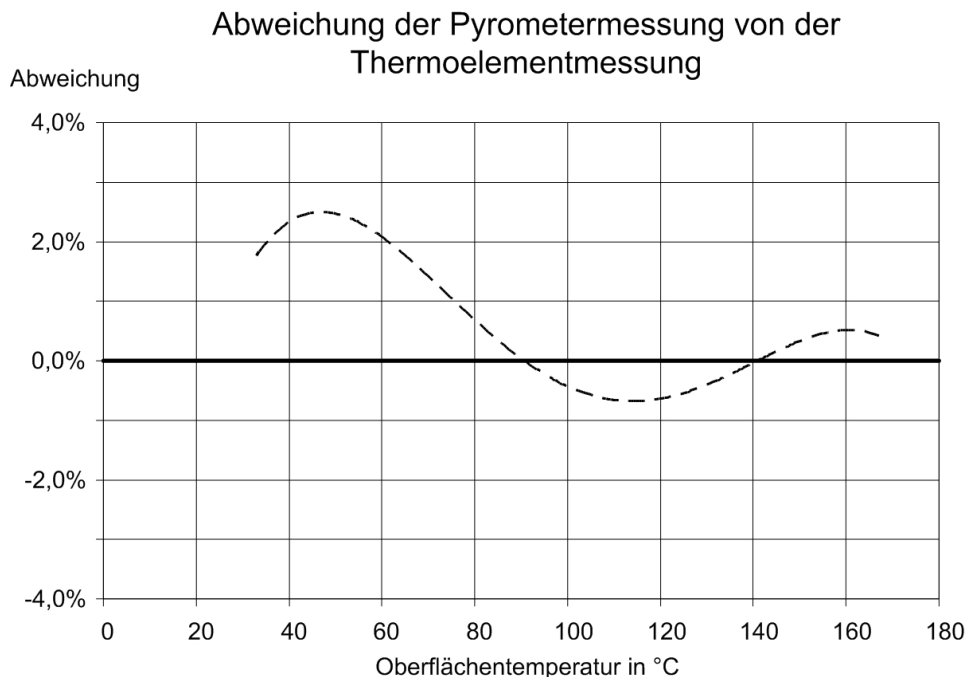
Die Versuche mit dem Emissionsgradmessgerät verliefen nicht zufriedenstellend, da die leichten Vibrationen des Bandes sowohl die Emissionsgradmessung als auch die Temperaturmessung beeinflussen, so dass die Schwankungen der Temperaturmessung nicht reduziert werden konnten. Die Verwendung der dünnen Thermoelemente verlief erfolgreich, jedoch nur bei Bandgeschwindigkeiten bis rund 50 m/min. Zudem reagiert diese Anordnung sehr empfindlich im Hinblick auf die Führung der Thermoelemente am Band, sie müssen möglichst flach auf dem Band aufliegen, wobei die Spitze den Kontaktpunkt bildet. Die Ergebnisse der Temperaturmessrolle werden später detailliert dargestellt.

Die Lösung dieses Problems an der Versuchsanlage ist zwar nicht in die praktische Anwendung übertragbar, führt aber an der Versuchsanlage zu belastbaren Messwerten: die Bandunterseite wird mit einem hochhitzebeständigen, schwarzen Lack beschichtet, der für einen konstanten, hohen Emissionsgrad der Oberfläche sorgt. Für die exakte Bestimmung des Emissionsgrades der Lackschicht wurde das Band erwärmt und die Abkühlkurven mit dem Pyrometer und einem Thermoelement aufgezeichnet. Die Abweichungen der Temperaturmessung bei verschiedenen Emissionsgraden ist in **Bild 3.18** dargestellt, bei einem Emissionsgrad von 0,835 entspricht die Pyrometermessung der Messung des Thermoelementes mit einer Abweichung, die in **Bild 3.19** über der Oberflächentemperatur aufgetragen ist.



**Bild 3.18:** Vergleich der Temperaturmessungen mit Pyrometer und Thermoelement bei verschiedenen eingestellten Emissionsgraden

Hier ist zu erkennen, dass im Bereich von Raumtemperatur bis rund 90 °C die Abweichung von rund 2 % auf 0 % zurückgeht und darüber hinaus um rund  $\pm 0,7$  % schwankt.



**Bild 3.19:** Messfehler der Pyrometermessung an der Lackoberfläche mit einem eingestellten Emissionsgrad von 0,835

Die Temperaturmessung in einer Walzanlage kann nach dem aktuellen Stand der Technik nur über die Wärmestrahlung erfolgen, verbunden mit den bereits beschriebenen Unsicherheiten. Um in diesem Bereich den Stand des Wissens zu erweitern, wird in diesem Projekt, neben der Temperaturmessrolle (Kapitel 6), auch eine Wärmebildkamera eingesetzt. Diese wird zur Messung an verschiedenen Walzanlagen

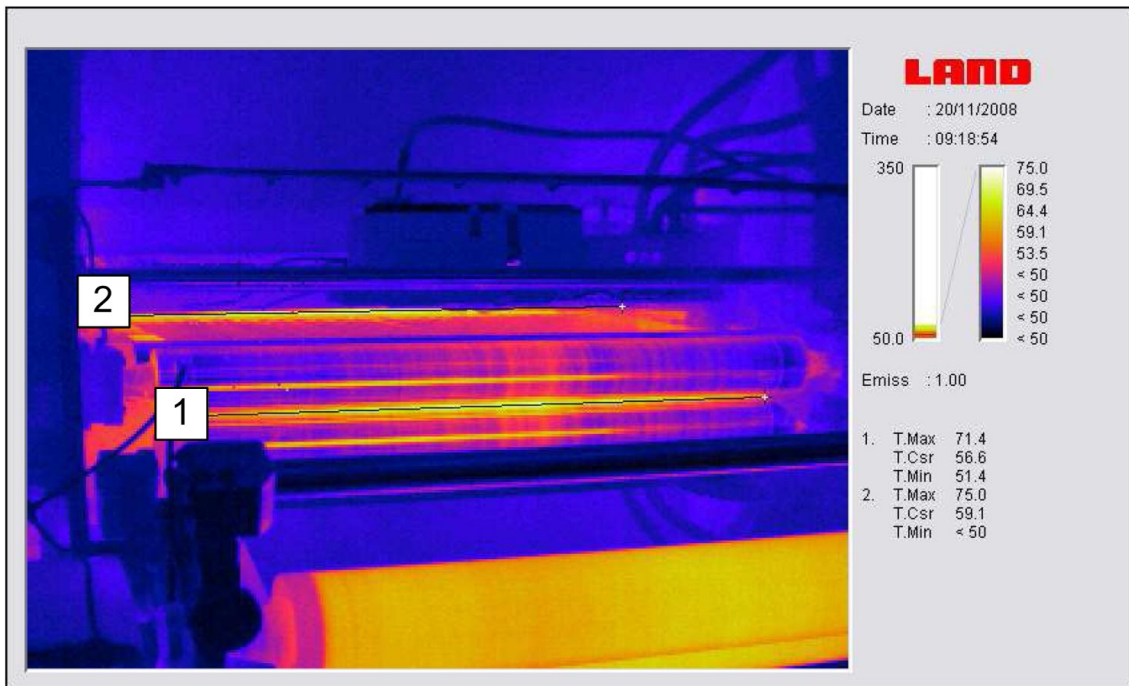
eingesetzt. Das System ist vom Hersteller LAND, Modell FTI-E 801. In **Bild 3.20** ist es aufgebaut vor dem Auslaufbereich einer Walzanlage zu sehen.



**Bild 3.20:** Wärmebildkamera LAND FTI-E 801 vor dem Auslaufbereich einer Walzanlage

Das System misst die Wärmestrahlung im Bereich zwischen 8 und 14  $\mu\text{m}$ , also im mittleren IR-Bereich. Sein Messbereich liegt zwischen 50 und 350  $^{\circ}\text{C}$ , wobei die Aufnahmen mit einer Auflösung von 320x240 Bildpunkten und 30 Bildern je Sekunde erfolgen. Es stellt somit das bildgebende Äquivalent zu einem normalen Pyrometer dar und unterliegt derselben Problematik des schwankenden Emissionsgrades. Um dieses Problem zu umgehen wird die Messung im Bereich der Kehle zwischen Band und Walze durchgeführt. In diesem Bereich wird die von außen kommende Wärmestrahlung mehrfach durch die glänzenden Oberflächen von Walze und Band reflektiert, bevor sie den Bereich wieder verlässt. Da bei jeder Reflektion ein dem Emissionsgrad entsprechender Anteil der Strahlung vom Material absorbiert wird, ist im Kehlbereich nur noch die Wärmestrahlung von Walze und Band messbar. Hierdurch ergibt sich theoretisch ein Emissionsgrad wie bei einem schwarzen Strahler.

Eine Wärmebildaufnahme des Auslaufbereiches einer Walzanlage ist in **Bild 3.21** dargestellt. Der Bereich 2 ist dabei der Kehlbereich zwischen Arbeitswalze und Band, der Bereich 1 zwischen Niederhalterolle und Band. Eine besondere Beachtung muss der Aufstellung der Kamera zukommen, da die Versatzwinkel in der vertikalen und der horizontalen in festgelegten Bereichen bleiben müssen.



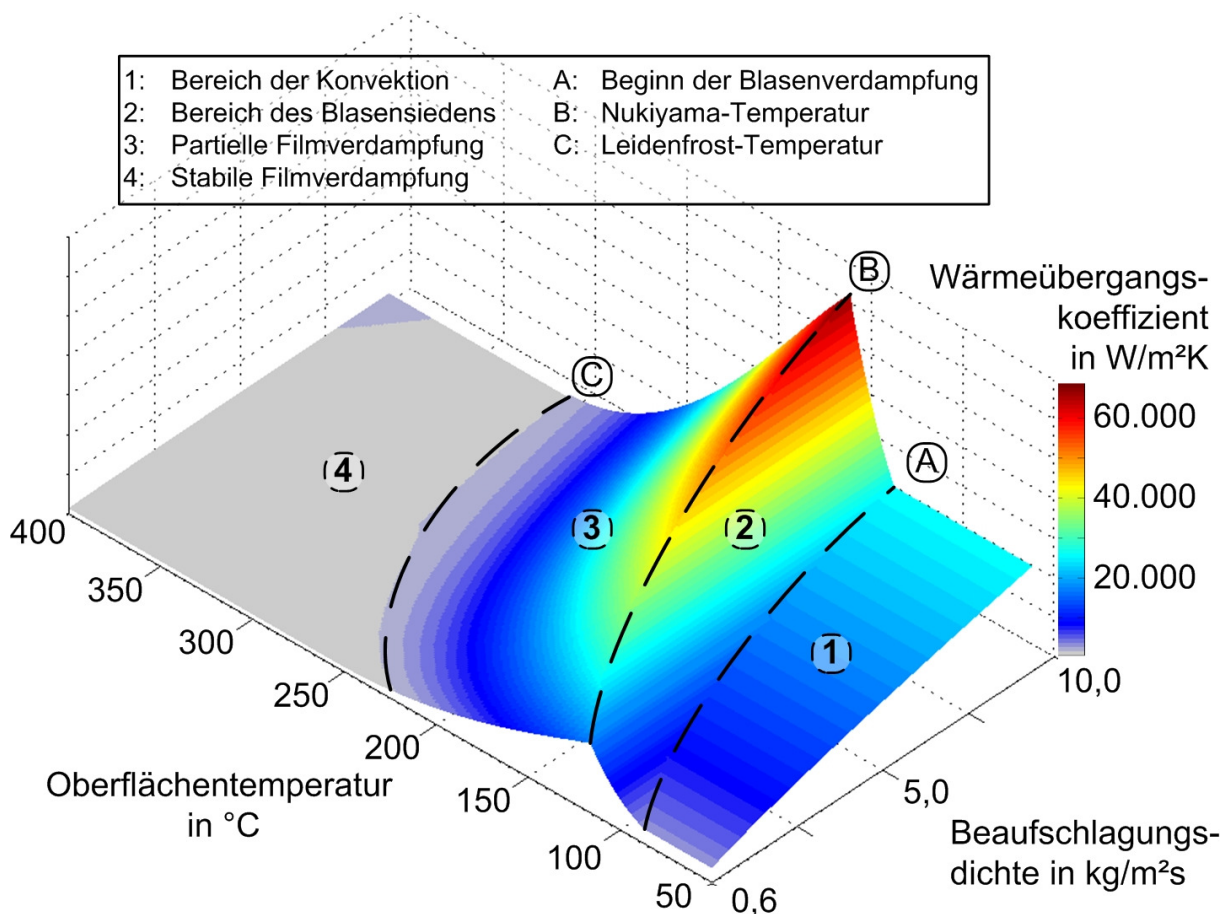
**Bild 3.21:** Wärmebildaufnahme des Auslaufbereichs am Walzwerk

Die Daten der Wärmebilder wurden mit Kontaktmessungen am aufgewickelten Bund verifiziert und die Einstellungen der Kamera entsprechend angepasst. So kann, nach einer Inbetriebnahmephase, die Objekttemperatur mit hinreichender Genauigkeit erfasst werden, wobei insbesondere die Temperaturverteilung über der Bandbreite von Interesse ist.

#### 4 Untersuchung der konventionellen Kühltechnik

Bei der konventionellen Kühltechnik wird die Oberfläche mit einer Flüssigkeit beaufschlagt, die aus einer Düse zerstäubt wurde. Hierfür werden meist Druckzerstäuber oder pneumatische Zerstäuber verwendet, letztere vornehmlich im Stranggussbereich. Als wichtigste Einflussgröße auf den Wärmeübergang bei der Spritz- und Sprühkühlung gilt, neben der Oberflächentemperatur, die Beaufschlagungsdichte, die bereits in Kapitel 3 näher beschrieben wurde. Der sich ergebende Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten über der Oberflächentemperatur und der Beaufschlagungsdichte ist in **Bild 4.1** nach den empirischen Formeln von Hall et al. (1997) dargestellt. Die Phaseneinteilung des Wärmeübergangs in die Bereiche der Konvektion, des Blasensiedens und der partiellen sowie stabilen Filmverdampfung entspricht der Tauchkühlung. Die Ähnlichkeiten im Kurvenverlauf wurden erstmals von Tamura und Tanasawa (1958) aufgezeigt.

Wichtige Punkte, die auch die Übergänge zwischen den Wärmeübergangsregimen bilden, sind der Beginn der Blasenverdampfung (A), die Nukiyama-Temperatur (B) und die Leidenfrost-Temperatur (C).



**Bild 4.1:** Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten über Oberflächentemperatur und Beaufschlagungsdichte nach Hall et al. (1997)

#### 4.1 Literaturübersicht zu den Wärmeübergangsbereichen bei der Spritz- und Sprühkühlung

Wie schon in Bild 4.1 dargestellt, ist der Wärmeübergangskoeffizient hauptsächlich von der Oberflächentemperatur und der Beaufschlagungsdichte abhängig. Hinzu kommen von einigen Autoren postulierte Einflüsse des Wärmeindringkoeffizienten, der Oberflächenrauheit, der Tropfengrößen- und -geschwindigkeitsverteilung sowie der Fluidtemperatur. Der Einfluss des Wärmeindringkoeffizienten, gebildet aus der Wärmekapazität, der Wärmeleitfähigkeit und der Werkstoffdichte:

$$\zeta = \sqrt{c_p \cdot \lambda \cdot \rho}, \quad (4.1)$$

wurde zuerst von Sharp (1964) angemerkt. Diese Vielzahl von Einflussparametern erschwert den Vergleich verschiedener Quellen sowie die Darstellung der Ergebnisse. Aus diesem Grund werden im Folgenden die einzelnen Wärmeübergangsbereiche separat betrachtet. Da sämtliche Literaturquellen ihre Ergebnisse an stationären Proben ermittelt haben, können diese nicht direkt mit den eigenen Messwerten verglichen werden. Um diesen Vergleich herstellen zu können, werden die Ergebnisse der Autoren in eine mathematische Modellierung des Kühlbereichs eingearbeitet und der berechnete Temperaturabfall des Bandes mit dem gemessenen verglichen. In den folgenden Diagrammen sind einzelne Messwerte als Punkte dargestellt, aus empirischen Formeln berechnete Ergebnisse werden als Linie gezeigt.

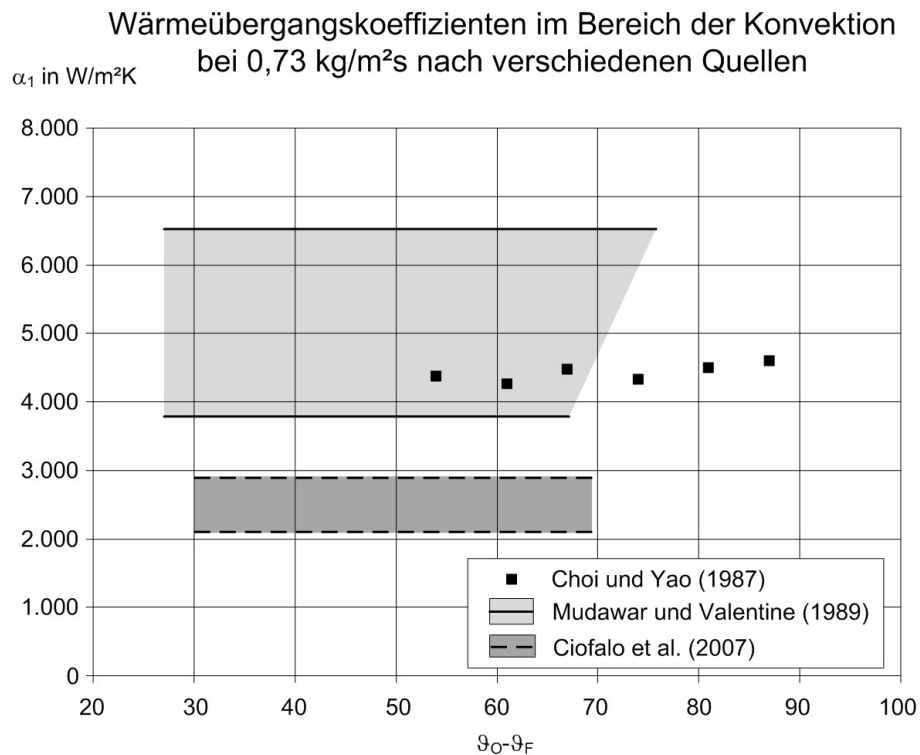
##### 4.1.1 Bereich der Konvektion (1) bis zur Temperatur $T_A$

Für den Bereich der Konvektion existieren nur wenige Untersuchungen zum Wärmeübergang bei der Spraykühlung. Von Mudawar und Valentine (1989) und Ciofalo et al. (2007) werden empirische Berechnungsformeln angegeben, in die neben der Beaufschlagungsdichte auch die Tropfengrößen und -geschwindigkeiten eingehen. Die Ergebnisse dieser Formeln sind in **Bild 4.2** neben den Messwerten von Choi und Yao (1987) für eine Beaufschlagungsdichte von rund  $0,7 \text{ kg/m}^2\text{s}$  dargestellt. Der hinterlegte Bereich zeigt die Bandbreite der Ergebnisse mit den maximalen und minimalen Tropfenparametern. Nach Ciofalo et al. (2007) und Choi und Yao (1987) ändert sich der Wärmeübergangskoeffizient in diesem Bereich nicht mit Oberflächentemperatur. Nach Mudawar und Valentine (1989) sinkt in diesem Bereich der Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Oberflächentemperatur. Die Randbedingungen der verschiedenen Autoren sind in **Tabelle 4.1** aufgeführt.

**Tabelle 4.1:** Bandbreite der Parameter der Autoren im Bereich der Konvektion

Quelle	Material	Bereich $d_{Tr}$ in $\mu\text{m}$	Bereich $w_{Tr}$ in $\text{m/s}$
Choi und Yao (1987)	Edelstahl	430 - 560	3,2 - 4,2
Ciofalo et al. (2007)	Aluminium	370 - 2.250	17,2 - 49,6
Mudawar und Valentine (1989)	Aluminium	137 - 1.350	10,1 - 29,9

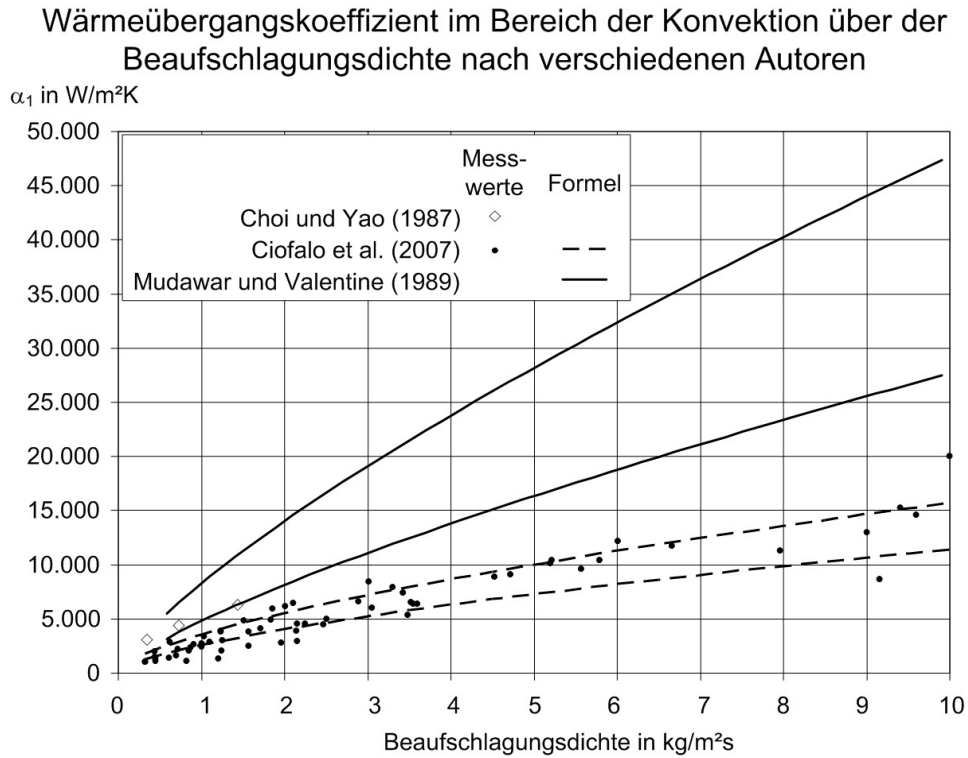
Die Ergebnisse von Mudawar und Valentine (1989) und Ciofalo et al. (2007) weichen trotz Überschneidungen in den variierten Parametern stark voneinander ab, was sich auch in **Bild 4.3** zeigt, wo deren Resultate über der Beaufschlagungsdichte aufgetragen sind. Die Werte von Mudawar und Valentine (1989) liegen im Mittel um den Faktor zwei bis drei über denen von Ciofalo et al. (2007). Da beide Quellen keine Angaben zur Oberflächenrauheit geben, können die Abweichungen hier ihre Ursache haben.



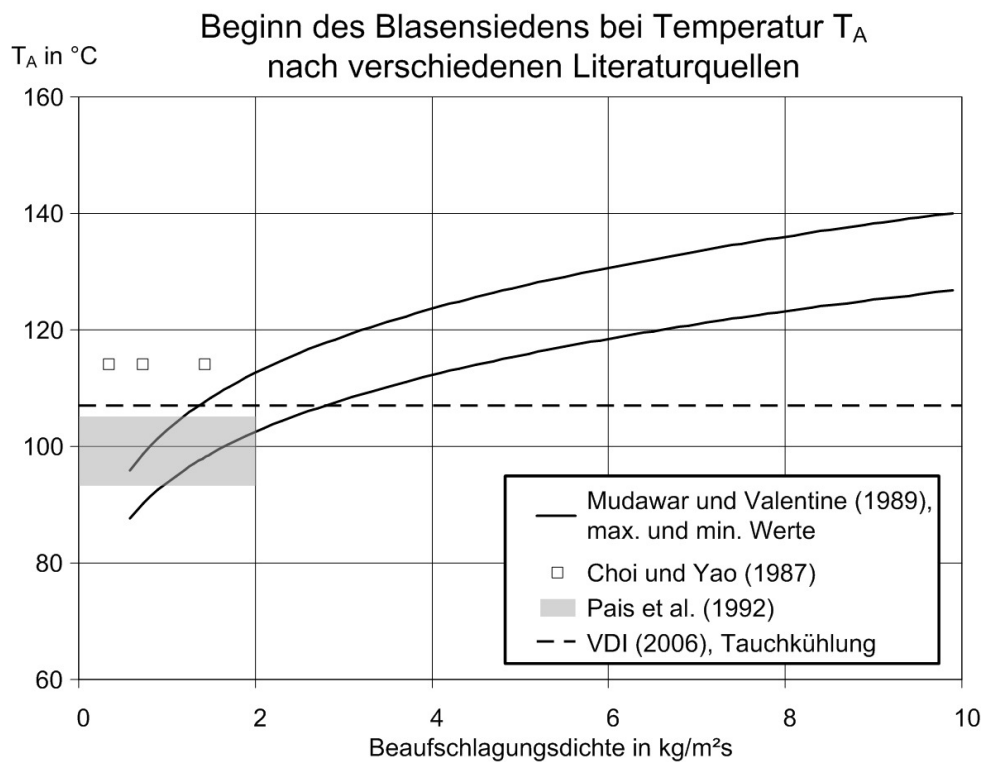
**Bild 4.2:** Wärmeübergangskoeffizienten verschiedener Autoren im Bereich der Konvektion bei 0,73 kg/m<sup>2</sup>s Beaufschlagungsdichte

Das Ende des Bereiches der Konvektion und den Beginn des Blasensiedens markiert die Oberflächentemperatur  $T_A$ . Sie wird von VDI (2006) bei der Tauchkühlung bei rund 107 °C genannt, für die Sprühkühlung sehen Choi und Yao (1987) sie bei 114 °C. Nach Pais et al. (1992) variiert sie stark mit der Oberflächenrauheit, sie wird zwischen 93 und 105 °C gesehen. Lediglich Mudawar und Valentine (1989) geben eine empirische Formel für deren Bestimmung an, wobei neben der Beaufschlagungsdichte auch die Fluidtemperatur und die Tropfengröße eine Rolle spielt. Eine Gegenüberstellung der Quellen ist in **Bild 4.4** dargestellt. Es zeigt sich, dass es keine einheitliche Aussage zur Höhe und zur Entwicklung mit der Beaufschlagungsdichte existiert. Es gibt lediglich eine Übereinstimmung darin, dass mit Beginn des Blasensiedens die Steigung in der Funktion des Wärmeübergangskoeffizienten größer null wird.





**Bild 4.3:** Wärmeübergangskoeffizienten bei der Konvektion diverser Autoren über der Beaufschlagungsdichte



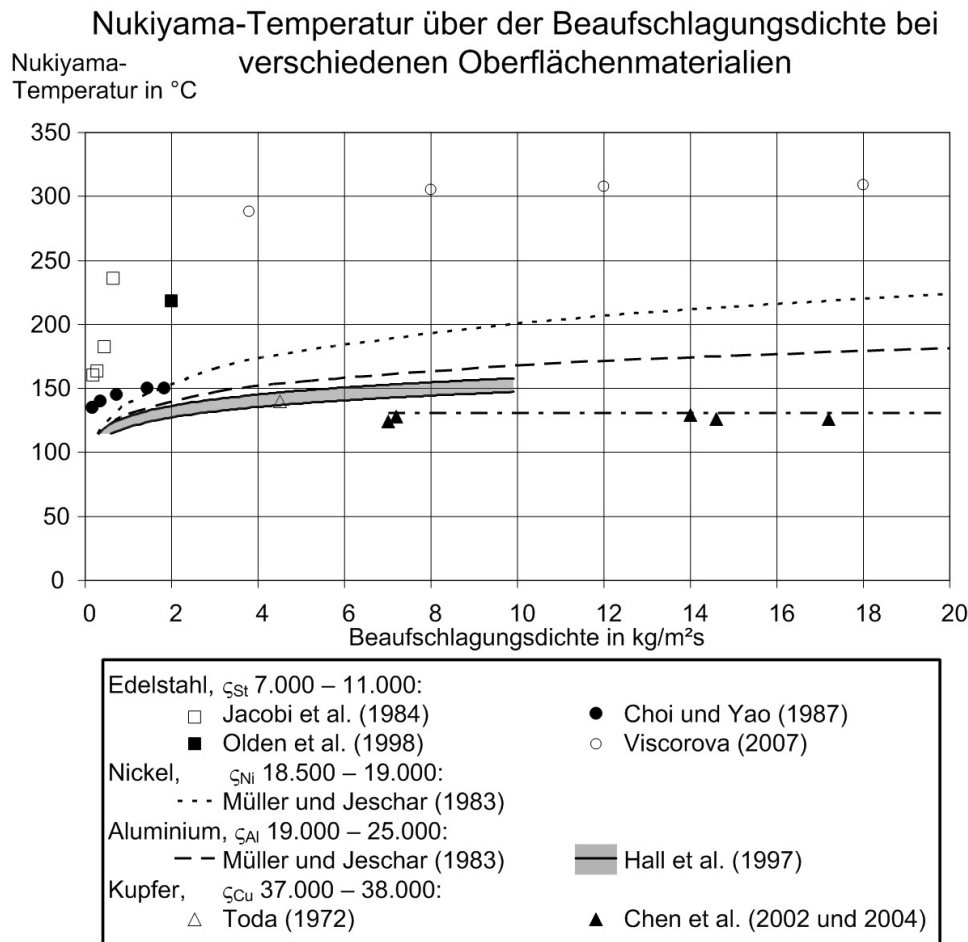
**Bild 4.4:** Bestimmung der Temperatur  $T_A$  nach verschiedenen Quellen

#### 4.1.2 Bereich des Blasensiedens bis zur Nukiyama-Temperatur $T_B$

Der Bereich des Blasensiedens wird von der unteren Temperatur  $T_A$  und der oberen Temperatur  $T_B$  begrenzt. Hierbei muss darauf geachtet werden, ob die Nukiyama-Temperatur über die Kurve der Wärmestromdichte oder des Wärmeübergangskoeffizienten definiert ist, wie bereits in Kapitel 2.4 angemerkt.

Im Gegensatz zur Temperatur  $T_A$  existieren für die Nukiyama-Temperatur mehrere Literaturquellen. Diese sind in **Bild 4.5** zusammengefasst. Hier werden die gemessenen Temperaturpunkte und die gegebenen empirischen Formeln über der Beaufschlagungsdichte dargestellt und nach dem verwendeten Oberflächenmaterial sortiert. Es zeigt sich, dass die Nukiyama-Temperatur mit der Beaufschlagungsdichte steigt, wobei die Steigung im Verlauf geringer wird. Zudem scheint mit größer werdendem Wärmeeindringkoeffizienten die Höhe der Nukiyama-Temperatur abzunehmen. Dieser Zusammenhang wurde von Müller (1982) zuerst postuliert.

Die Empirischen Formeln von Hall et al. (1997) und Müller und Jeschar (1983) zeigen für Aluminium denselben prinzipiellen Verlauf und ähnliche Temperaturwerte. Die von Toda (1972), Chen et al. (2002) und Chen et al. (2004) gefundenen Werte legen einen geraden Verlauf der Nukiyama-Temperatur über der Beaufschlagungsdichte nahe. Die bei Stahl gefundenen Werte streuen weiter auseinander, insbesondere die Daten von Choi und Yao (1987) sowie Jacobi et al. (1984) bei niedrigen Beaufschlagungsdichten liegen weit auseinander. Gründe hierfür können in den von Jacobi et al. (1984) verwendeten pneumatischen Zerstäubern, der nicht genannten Oberflächenrauheit oder variierenden Stahllegierungen liegen. Die Werte von Olden et al. (1998) und Viscorova (2007) zeigen denselben Verlauf wie die Daten für Aluminium, lediglich auf einem höheren Temperaturniveau.



**Bild 4.5:** Nukiyama-Temperatur  $T_B$  über der Beaufschlagungsdichte bei verschiedenen Oberflächenmaterialien

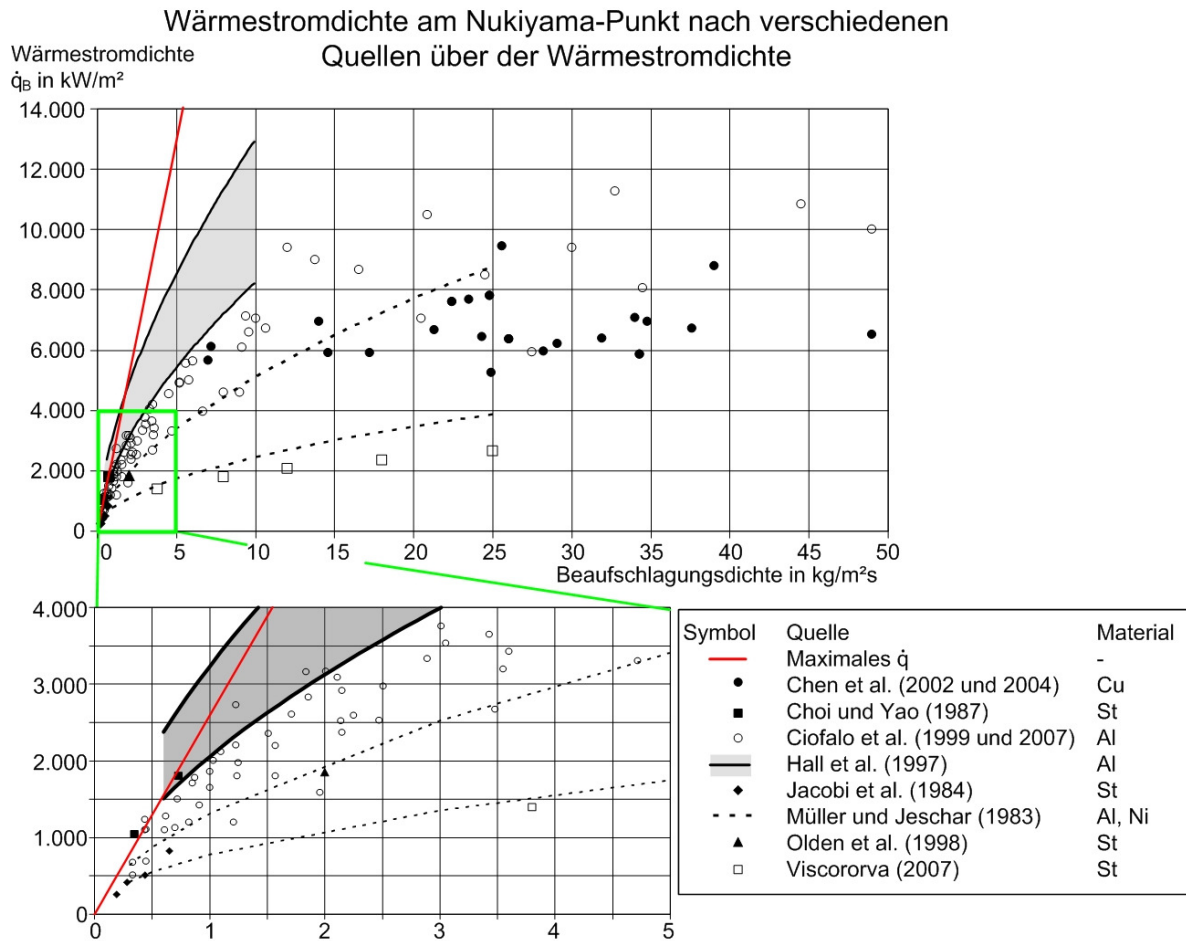
Die Wärmestromdichte am Nukiyama-Punkt stellt ein lokales Maximum dar, wodurch sich hier ein Punkt maximaler Effizienz für den Wärmeübergang ergibt. Dementsprechend ist die quantitative Bestimmung der Wärmestromdichte an diesem Punkt das Ziel verschiedener Autoren, deren Ergebnisse in **Bild 4.6** zusammengefasst sind. Hier zeichnet sich der Trend ab, dass ein höherer Wärmeeindringkoeffizient eine höhere maximale Wärmestromdichte ermöglicht. Dieser Trend wurde von Müller (1982) aufgezeigt.

Die empirischen Formeln von Hall et al. (1997) ergeben hier Werte, die bei Verwendung desselben Oberflächenmaterials deutlich über denen von anderen Autoren liegen. Sie liegen teilweise sogar über den von der Flüssigkeit maximal aufnehmbaren Wärmemengen, berechnet aus der Temperaturerhöhung der Flüssigkeit auf den Siedepunkt und der anschließenden vollständigen Verdampfung, wie schon von Ciofalo et al. (2007) angemerkt wurde:

$$P_{F, \max} = \dot{m}_F \cdot [c_{pF} \cdot (T_s - \vartheta_F) + h_{FD}]. \quad (4.2)$$

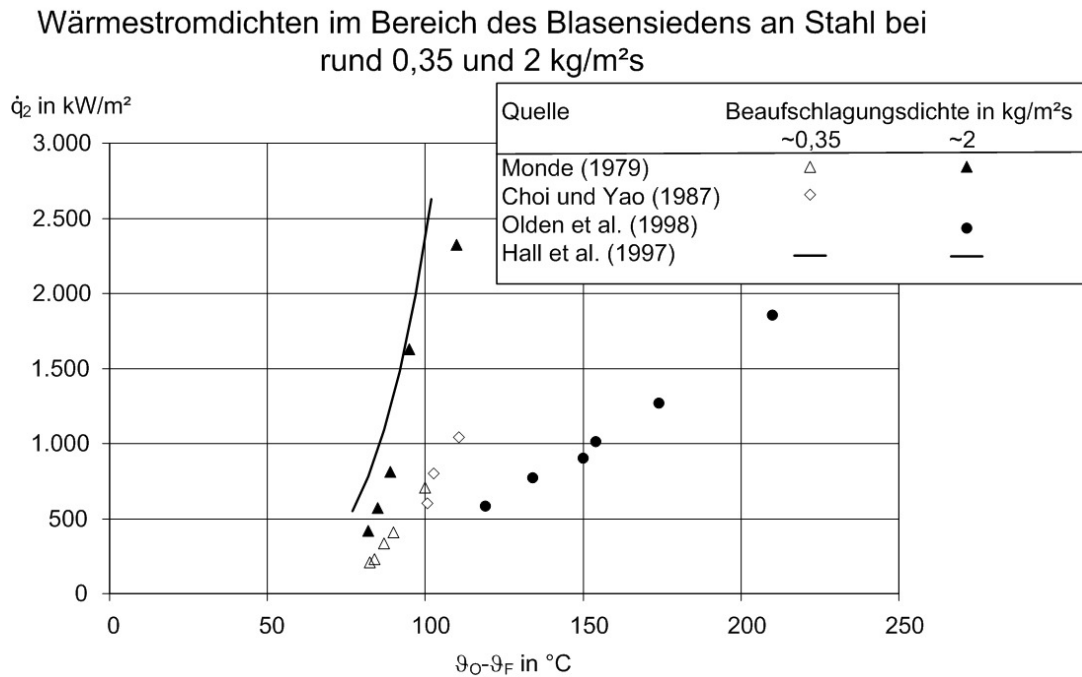
Die Eckpunkte für den Bereich des Blasensiedens sind somit gegeben durch die Temperatur  $T_A$  und die Nukiyama-Temperatur  $T_B$  sowie die hier vorliegenden Wärmestromdichten  $\dot{q}_A$  und  $\dot{q}_B$ . Da schon die Bestimmung der Eckpunkte weiten Streu-

ungen in der Literatur unterliegt, ergibt sich auch für den Verlauf der Wärmestromdichte ein uneinheitliches Bild, wie **Bild 4.7** zeigt.



**Bild 4.6:** Wärmestromdichten am Nukiyama-Punkt nach verschiedenen Quellen

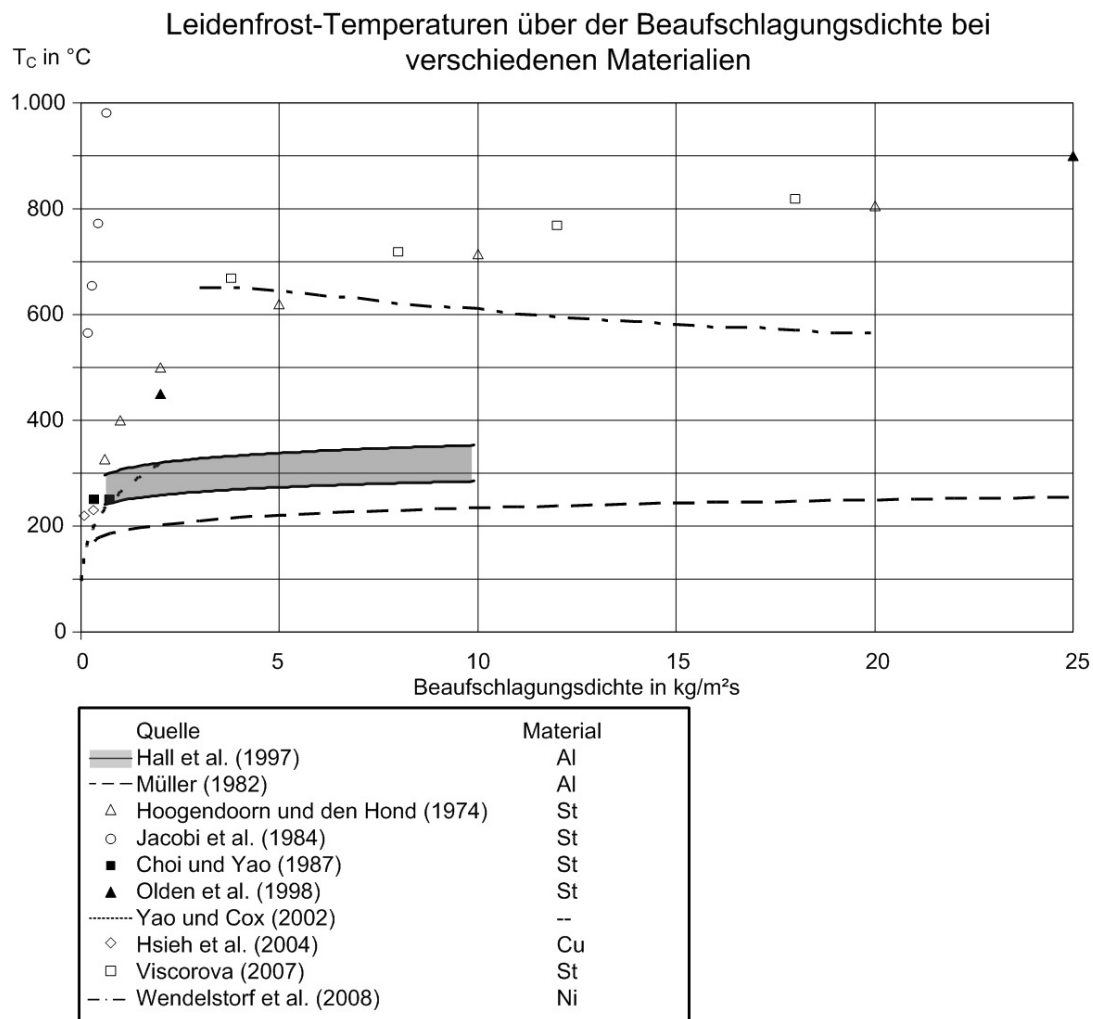
Während die Daten von Choi und Yao (1987) sowie Monde (1979) für eine Beaufschlagungsdichte von 0,35 kg/m<sup>2</sup>s sehr gute Übereinstimmung zeigen, liegen die Werte von Monde (1979) und Olden et al. (1998) bei rund 2 kg/m<sup>2</sup>s weit auseinander. Interessant sind hier wieder die empirischen Formeln von Hall et al. (1997), die als einzige Quelle keinen Einfluss der Beaufschlagungsdichte auf die Wärmestromdichte in diesem Bereich sehen. Sie bestimmt lediglich, bei welchen Temperaturen das Blasensieden beginnt und aufhört.



**Bild 4.7:** Verlauf der Wärmestromdichte im Bereich des Blasensiedens an Stahl

#### 4.1.3 Bereich der partiellen Filmverdampfung bis zur Leidenfrost-Temperatur

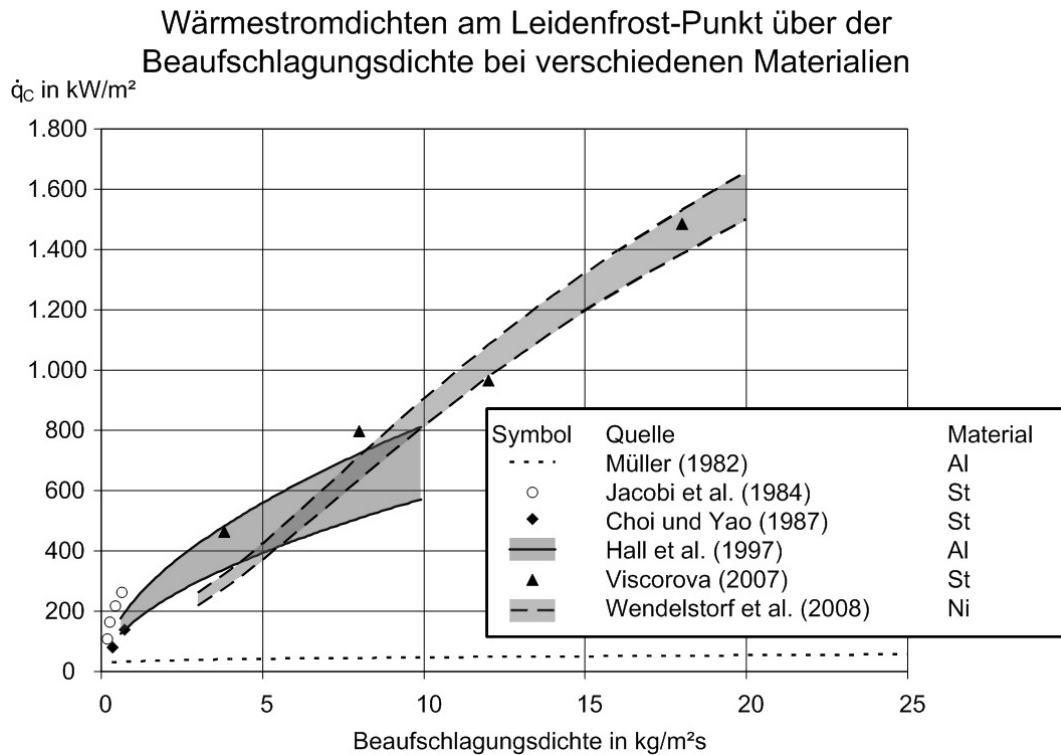
Der Bereich der partiellen Filmverdampfung wird begrenzt durch die Nukiyama-Temperatur  $T_B$  und die Leidenfrost-Temperatur  $T_C$ . Die Leidenfrost-Temperatur kann dabei definiert werden als die Temperatur, bei der die Kurve der Wärmestromdichte ein lokales Minimum durchläuft. Zwischen den Verläufen beider Temperaturen mit der Beaufschlagungsdichte zeigen sich Parallelen, wie **Bild 4.8** zeigt. Auch hier führt ein geringerer Wärmeeindringkoeffizient zu höheren Leidenfrost-Temperaturen, was jedoch erst ab Beaufschlagungsdichten größer 1 kg/m<sup>2</sup>s Auswirkungen zeigt. Auch dieser Zusammenhang wurde von Müller (1982) zuerst bemerkt. Da Yao und Cox (2002) ihre Untersuchungen bei geringen Beaufschlagungsdichten durchführten, wird die Materialabhängigkeit in ihrer empirischen Formel nicht berücksichtigt.



**Bild 4.8:** Leidenfrost-Temperatur über der Beaufschlagungsdichte bei verschiedenen Oberflächenmaterialien

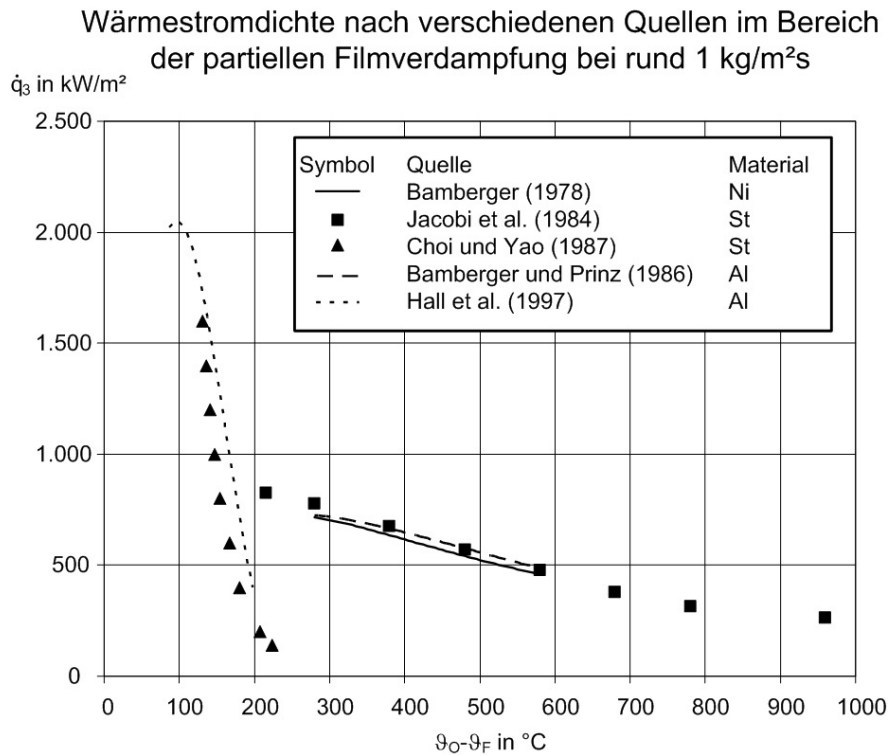
Die Werte von Jacobi et al. (1984) zeigen jedoch schon bei geringen Beaufschlagungsdichten sehr hohe Leidenfrost-Temperaturen, was an der Verwendung von pneumatischen Zerstäubern liegen kann. Ansonsten liegen die Daten von Hoogendoorn und den Hond (1974), Choi und Yao (1987), Olden et al. (1998) und Viscorova (2007) in guter Übereinstimmung. Von Wendelstorf et al. (2008) wird eine empirische Formel zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der partiellen und stabilen Filmverdampfung gegeben. Berechnet man daraus die Kurven der Wärmestromdichte und bestimmt daraus das lokale Minimum, was per Definition der Leidenfrost-Temperatur entspricht, so ergibt sich im Widerspruch zu den anderen Literaturquellen durch den in Bild 4.8 dargestellten Abfall von  $T_C$  über der Beaufschlagungsdichte.

Betrachtet man die sich am Leidenfrost-Punkt einstellende Wärmestromdichte, **Bild 4.9**, so zeigen sich keine Materialabhängigkeiten. Die Werte fast aller Autoren zeigen in Summe eine nahezu gerade Steigung der Wärmestromdichte mit der Beaufschlagungsdichte. Lediglich die empirischen Formeln nach Müller (1982) ergeben keine Erhöhung mit der Beaufschlagungsdichte.

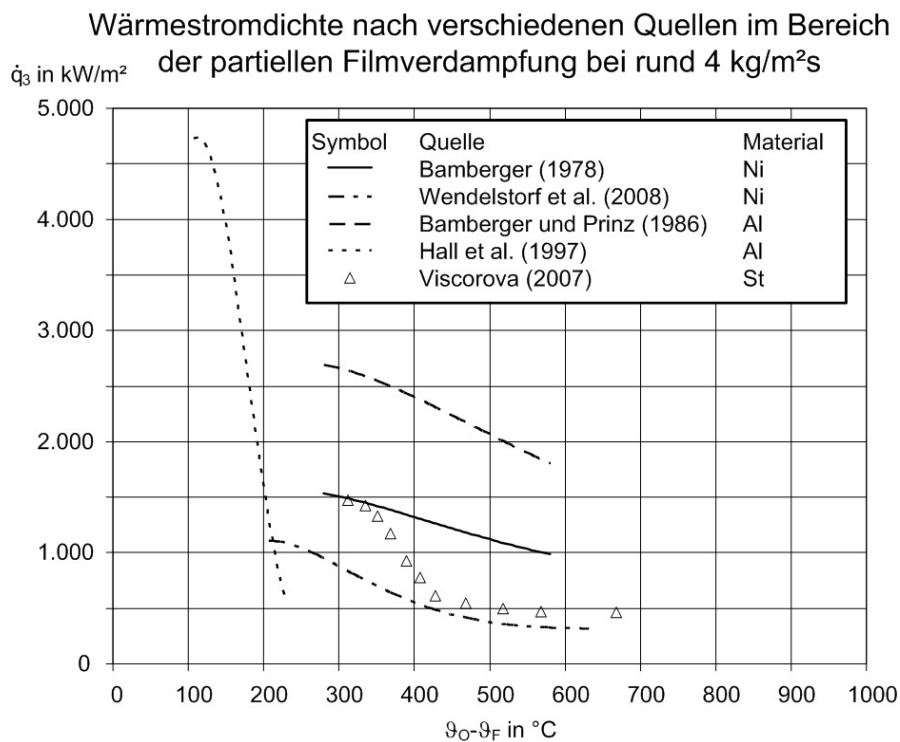


**Bild 4.9:** Wärmestromdichte am Leidenfrost-Punkt über der Beaufschlagungsdichte

Um den Verlauf der Wärmestromdichte im Bereich der partiellen Filmverdampfung darzustellen, wurden die Daten verschiedener Autoren bei zwei unterschiedlichen Beaufschlagungsdichten in **Bild 4.10** und **Bild 4.11** dargestellt. In Bild 4.10 zeigen sich die Quellen in zwei Aussagen gespalten. Choi und Yao (1987) und Hall et al. (1997) sehen einen sehr steilen Abfall der Wärmestromdichte bei steigender Oberflächentemperatur, während dieser bei Bamberger (1978), Jacobi et al. (1984) und Bamberger und Prinz (1986) flacher und auf deutlich niedrigerem Niveau verläuft. Diese Unterschiede sind in den stark abweichenden Aussagen zur Leidenfrost-Temperatur begründet (Bild 4.8). Ein ähnliches Ergebnis zeigt Bild 4.11.



**Bild 4.10:** Wärmestromdichte im Bereich der partiellen Filmverdampfung bei rund 1 kg/m<sup>2</sup>s Beaufschlagungsdichte

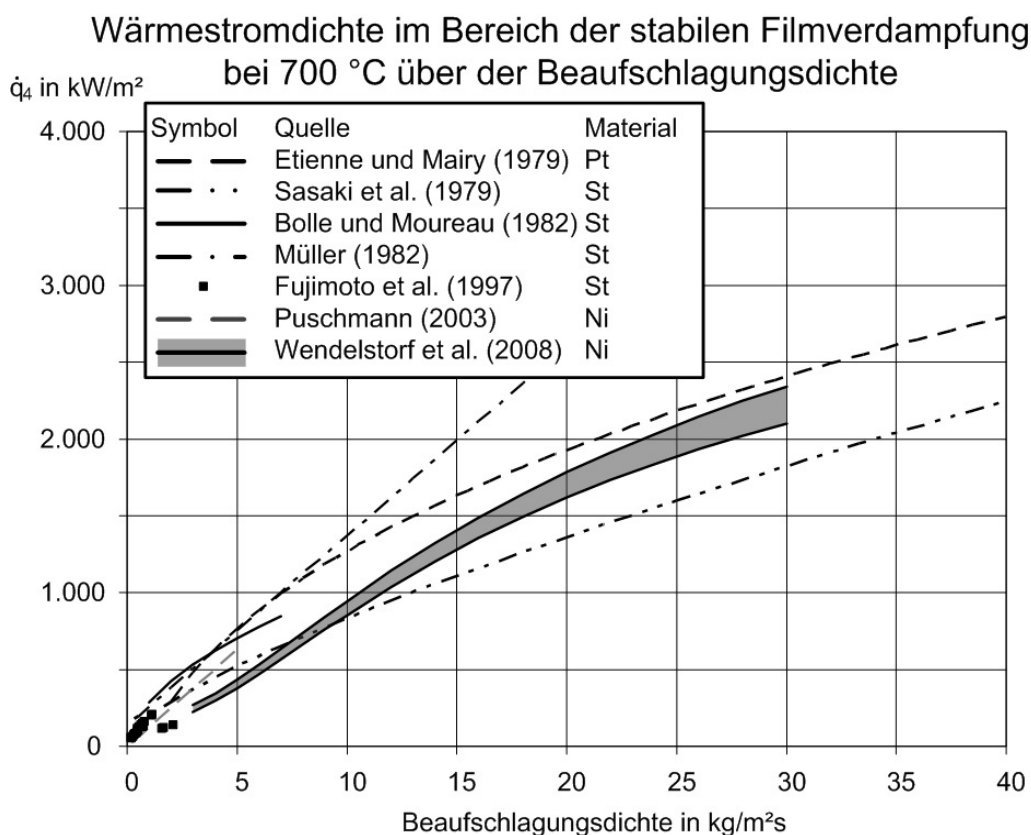


**Bild 4.11:** Wärmestromdichte im Bereich der partiellen Filmverdampfung bei 4 kg/m<sup>2</sup>s Beaufschlagungsdichte



## 4.1.4 Bereich der stabilen Filmverdampfung

Der Bereich der stabilen Filmverdampfung beginnt mit der Leidenfrost-Temperatur, die Wärmestromdichte in diesem Bereich steigt mit der Beaufschlagungsdichte, wie die Übersicht verschiedener Literaturquellen in **Bild 4.12** zeigt. Der empirische Ansatz von Müller (1982) tendiert mit steigender Beaufschlagungsdichte zu recht hohen Werten. Einige Autoren sehen einen Einfluss von Tropfengröße und -geschwindigkeit auf den Wärmeübergang. So prognostizieren Hall et al. (1997) und Puschmann (2003) eine Erhöhung der Wärmestromdichte durch eine Zunahme der Tropfengeschwindigkeit und einer Abnahme der Tropfengröße. Fujimoto et al. (1997) sehen den Einfluss der Tropfengeschwindigkeit ebenso, erwarten aber eine Erhöhung der Wärmestromdichte durch eine Zunahme der Tropfengröße.

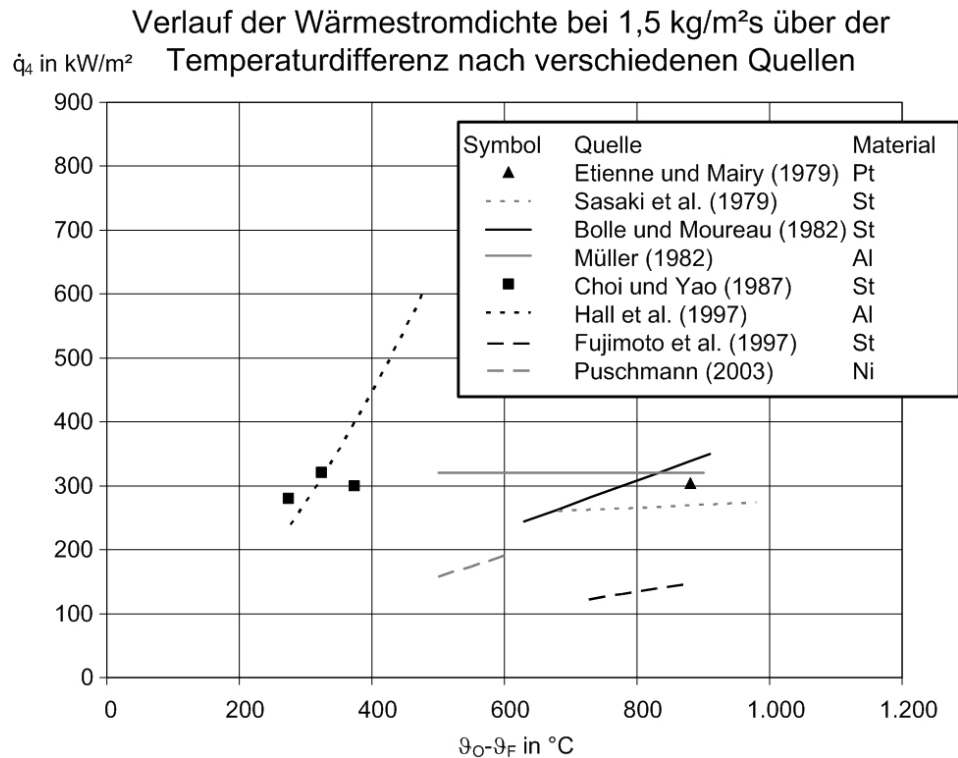


**Bild 4.12:** Verlauf der Wärmestromdichte im Bereich der stabilen Filmverdampfung bei einer Oberflächentemperatur von 700 °C über der Beaufschlagungsdichte

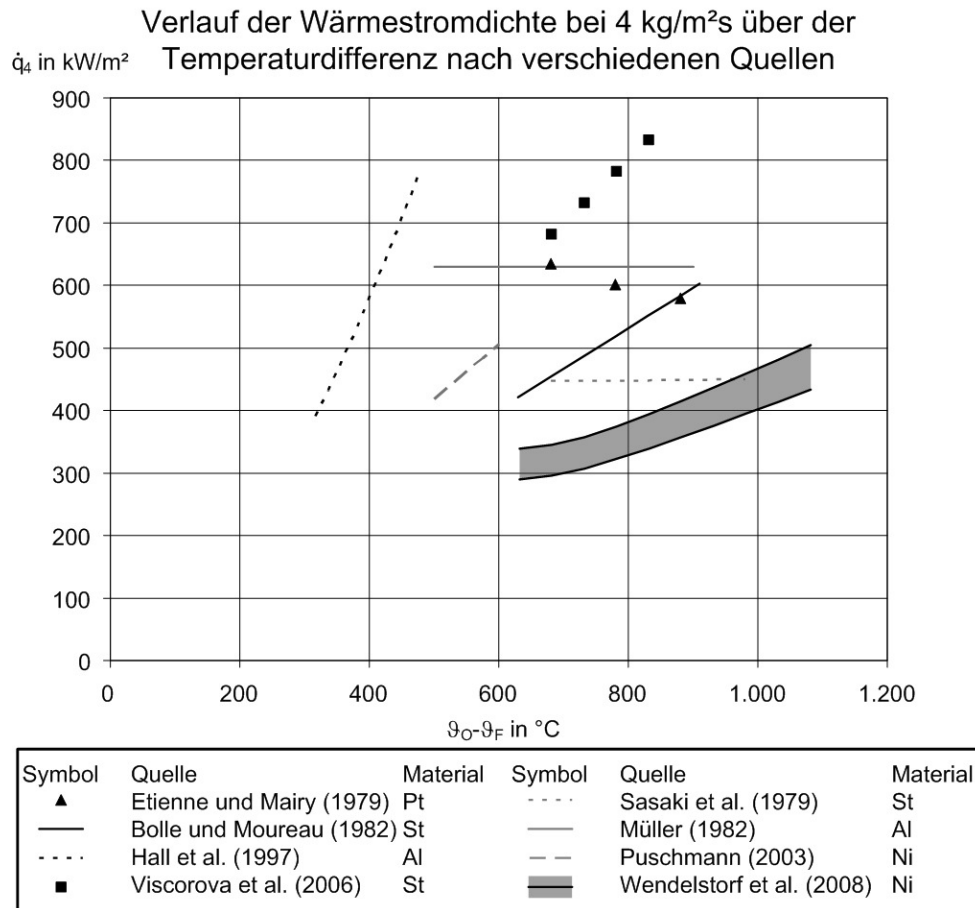
Von Moriyama et al. (1988) wird ein empirischer Ansatz vorgestellt, bei dem der Wärmeübergangskoeffizient der Einzeltropfen einfließt. Ihre Ergebnisse liegen in dem in Bild 4.12 dargestellten Streubereich, wenn dieser Wärmeübergangskoeffizient je Tropfen zwischen 2 und 4 W/m<sup>2</sup>K liegt.

In **Bild 4.13** und **Bild 4.14** ist der Verlauf der Wärmestromdichte nach verschiedenen Autoren für 1,5 und 4 kg/m<sup>2</sup>s aufgetragen. Die Daten von Hall et al. (1997) zeigen gegenüber den anderen Quellen eine deutlich größere Steigung im Verlauf, während Müller (1982) und Sasaki et al. (1979) keine oder eine sehr geringe Steigung verzeichnen. Die Daten von Etienne und Mairy (1979) widersprechen der Definition des

Leidenfrost-Punktes, da bei ihnen die Wärmestromdichte mit steigender Oberflächentemperatur weiter abnimmt. Die Daten der restlichen Quellen zeigen eine deutliche Übereinstimmung in der Steigung der Kurven, sie variieren jedoch in der Höhe. Dieses Phänomen scheint nicht durch die Oberflächenmaterialien beeinflusst zu sein, es kann jedoch durch Oberflächenrauheiten und Tropfenparameter entstehen.



**Bild 4.13:** Verlauf der Wärmestromdichte bei einer Beaufschlagungsdichte von  $1,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$  im Bereich der stabilen Filmverdampfung



**Bild 4.14:** Verlauf der Wärmestromdichte bei einer Beaufschlagungsdichte von 4 kg/m<sup>2</sup>s im Bereich der stabilen Filmverdampfung

#### 4.1.5 Zusammenfassung der Literaturbetrachtung

Durch die aufgeführten Betrachtungen der Literaturquellen wird deutlich, dass es keinen Konsens zwischen den Quellen hinsichtlich der Kurvenverläufe und deren Eckpunkten gibt. Im Bereich der Konvektion gibt es generell sehr wenige Quellen, die zudem noch stark voneinander abweichen. Bei der Nukiyama-Temperatur gibt es einen Einfluss des Wärmeeindringkoeffizienten, aber auch hier existieren große Differenzen zwischen unterschiedlichen Quellen. So ist auch der Verlauf der Wärmestromdichte am Nukiyama-Punkt nur prinzipiell darstellbar. Auch im Verlauf der Wärmestromdichte zwischen Konvektion und Nukiyama-Punkt sind massive Abweichungen der Literaturdaten feststellbar. Bei der Leidenfrost-Temperatur ist ein Einfluss des Wärmeeindringkoeffizienten abzuleiten, aber auch hier sind die Quellen uneins, teilweise wurde sogar keine Leidenfrost-Temperatur bis zu Oberflächentemperaturen von 800 °C festgestellt. Bei der Wärmestromdichte am Leidenfrost-Punkt existiert eine gute qualitative Übereinstimmung der Quellen, die Werte für die Wärmestromdichte zwischen Nukiyama- und Leidenfrost-Punkt sind aber aufgrund der schwankenden Temperaturangaben für beide Punkte nicht vergleichbar. Für den Bereich oberhalb der Leidenfrost-Temperatur herrscht eine qualitative Übereinstimmung der Quellen, es existieren jedoch quantitative Unterschiede. Bei einem Vergleich der eigenen Daten mit Literaturquellen muss somit selektiv ausgewählt werden, mit welcher Quelle diese übereinstimmen.

#### 4.2 Modellierung des Kühlbereichs

Setzt man zur Bildung des Wärmeübergangskoeffizienten aus den direkten Messwerten der Versuchsanlage die abgeführte Wärmeleistung, die beaufschlagte Fläche und die Temperaturdifferenz ein:

$$\alpha_{BP} = \frac{P_{ab}}{A_{P,II} \cdot (\vartheta_e - \vartheta_a)}, \quad (4.3)$$

so steigt anscheinend der Wärmeübergangskoeffizient mit wachsender Bandgeschwindigkeit, was physikalisch nicht logisch ist. Berechnet man den Wärmeübergangskoeffizienten nach Diener (1976):

$$\alpha_{KS} = \frac{c_{pP} \cdot \rho_P \cdot w_P \cdot h_P}{2 \cdot L_{mess}} \cdot \text{Ln} \left( \frac{\vartheta_e - \vartheta_U}{\vartheta_a - \vartheta_U} \right), \quad (4.4)$$

so erhält man lediglich einen gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten über der Messstrecke. Es erscheint somit sinnvoller, den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten über eine Simulation zurück zu rechnen und zu bestimmen, welche Bedingungen vorgelegen haben, um eine gemessene Auslauftemperatur zu erreichen.

##### 4.2.1 Definition der Koordinaten und Größen

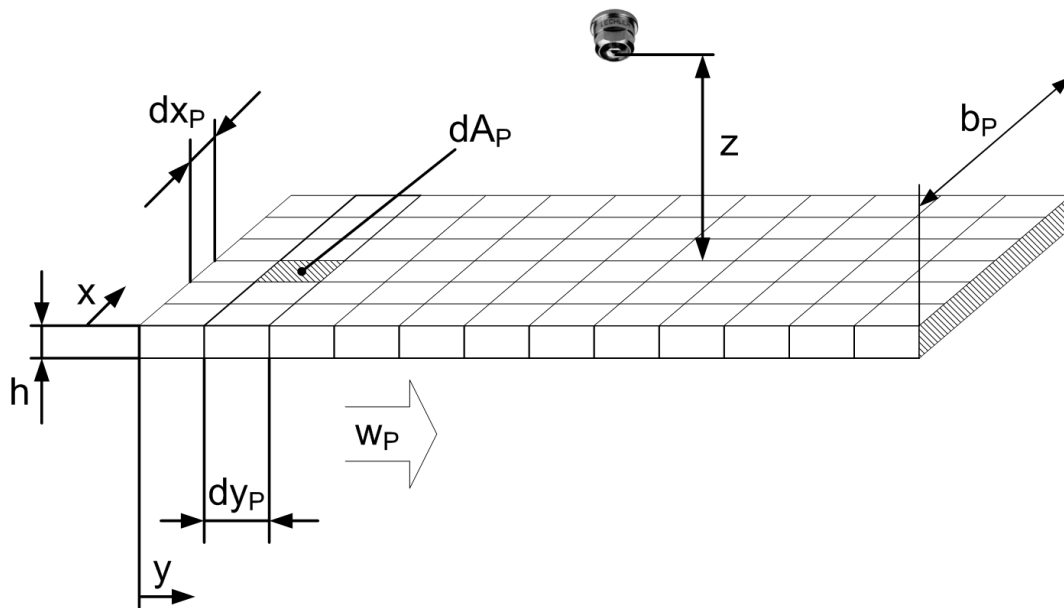
Um die mathematischen Grundlagen zur Berechnung der Bandbeaufschlagung darstellen zu können, müssen zunächst die Größen und Koordinaten definiert werden. Dies ist in **Bild 4.15** dargestellt. Das Band bewegt sich mit der Geschwindigkeit  $w_P$  in der  $y$ -Richtung unter der Düse, die den Abstand  $z$  zur Bandoberfläche besitzt. Die Einteilung des Bandes wird mit den Größen  $dx_P$  und  $dy_P$  durchgeführt.

Somit ergibt sich das betrachtete Oberflächensegment aus:

$$dA_P = dx_P \cdot dy_P. \quad (4.5)$$

Die Verweildauer eines Oberflächenelements an einer Stelle wird über die Segmentlänge in Bandlaufrichtung,  $dy_P$ , und die Bandgeschwindigkeit  $w_P$  bestimmt:

$$dt = \frac{dy_P}{w_P}. \quad (4.6)$$



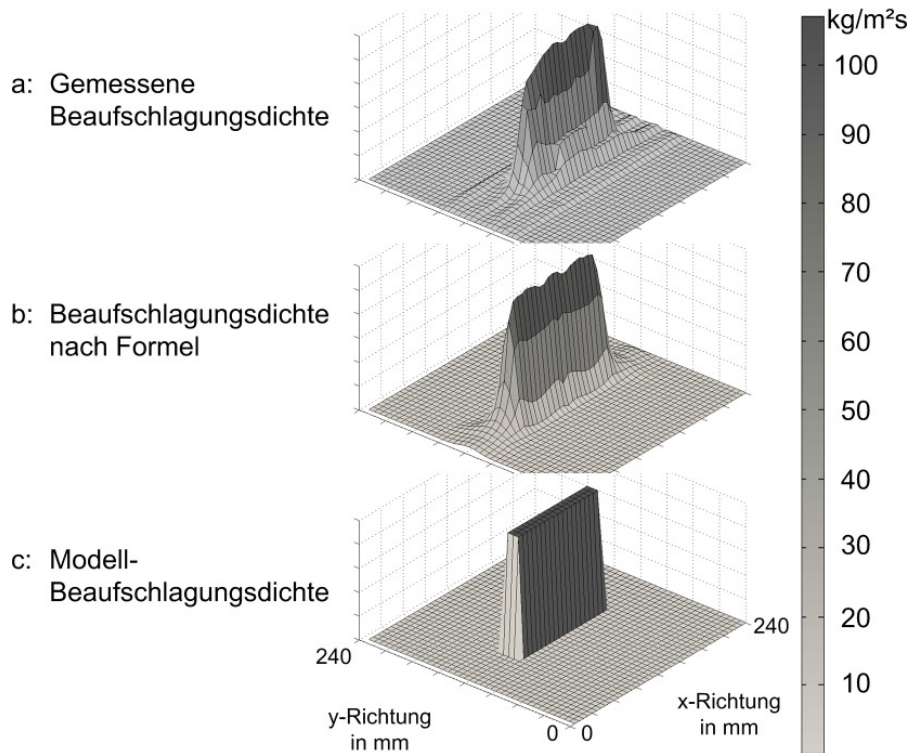
**Bild 4.15:** Definition und Einteilung des Bandes für die Simulation der Beaufschlagung

Neben der Bandeinteilung wird eine Bestimmung der Beaufschlagungsdichte im Abstand von  $z$  unter der Düse benötigt. Diese wird mittels eines Patterometers bestimmt, wo über eine definierte Oberfläche  $A_{\text{Pat}}$  über einen Zeitraum  $t$  die Flüssigkeitsmenge  $m_F$  aufgefangen wird. Das Verfahren wurde bereits in Kapitel 3.1 beschrieben. Mit diesen Werten wird die lokale Beaufschlagungsdichte berechnet:

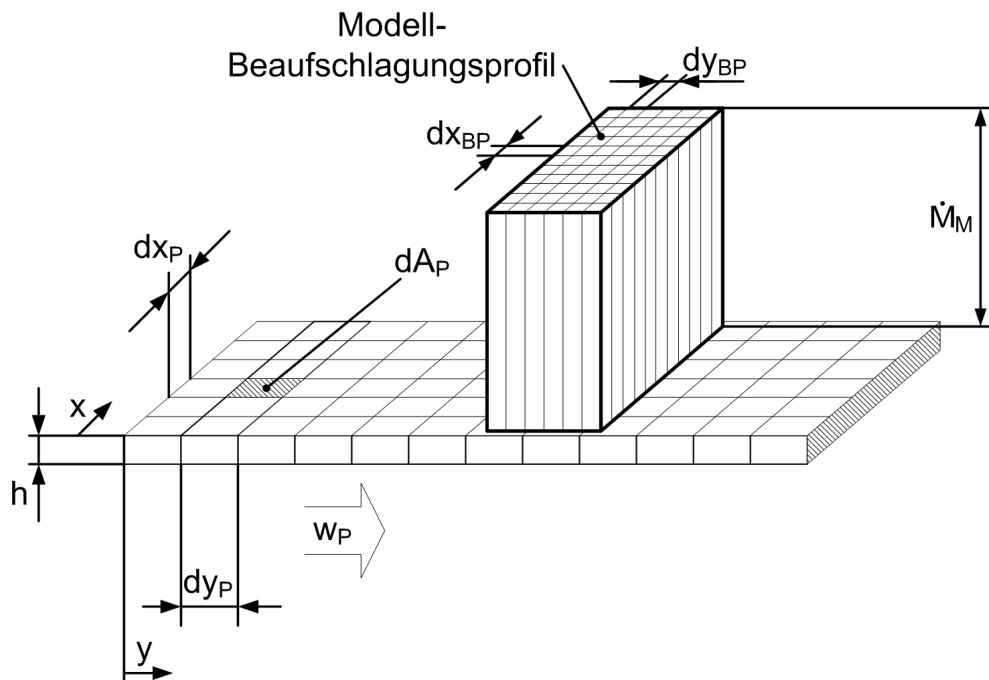
$$\dot{M}_M = \frac{m_F}{A_{\text{Pat}} \cdot t} \quad (4.7)$$

Eine nach dieser Methode vermessene Beaufschlagungskurve ist in **Bild 4.16a** dargestellt. Schneidet man diese Kurve an einer Stelle  $x$  in  $y$ -Richtung, so hat das sich ergebende Profil die Form einer Gauß-Funktion. Somit kann die Beaufschlagungsdichte mathematisch nachgebildet werden, wie in **Bild 4.16b** zu sehen. Mit dieser Funktion kann das Beaufschlagungsmodell die entstehende Bandbeaufschlagung berechnen. Um die Funktionsweise des Modells darstellen zu können, wird ein vereinfachtes Beaufschlagungsprofil verwendet, wie es in **Bild 4.16c** dargestellt ist. Es ist eine auf einer rechteckigen Fläche konstant auftretende Beaufschlagung.

Wird zum Beispiel das Modell-Beaufschlagungsprofil über das Band gelegt, so ergibt sich **Bild 4.17**.



**Bild 4.16:** Gegenüberstellung einer gemessenen, mathematisch angenäherten und einem Modell-Beaufschlagungsprofil



**Bild 4.17:** Kombination des Modell-Beaufschlagungsprofils mit der Bandedeutung

#### 4.2.2 Darstellung der Berechnungsgrundlagen

Zum Start der Berechnung werden den ersten Zellen Starttemperaturen gegeben. Auf diese Weise kann ein Temperaturprofil verwendet werden, wie es in der Praxis

vorkommen kann. Die Berechnung erfolgt über eine Energiebilanzierung der Zellen auf ihrem Weg durch die Kühlstrecke. Hierfür wird in jedem Wegschritt  $dy_P$  die an die Umgebung abgeführte Energie berechnet und von der Zellenenergie des vorherigen Wegschrittes abgezogen:

$$Q_{Ze, P}(dy_P + 1) = Q_{Ze, P}(dy_P) - Q_{ab}(dy_P) . \quad (4.8)$$

Die Wärmeleitung zwischen den Zellen bleibt unberücksichtigt, da diese bei den geringen Temperaturdifferenzen und kleinen Grenzflächen um ein Vielfaches unterhalb der durch die Fläche  $dA_P$  abgegebenen Energiemengen liegt. Die Energie wird an der Ober- und Unterseite des Bandes abgeführt, so dass sich die abgegebene Energiemenge zusammensetzt aus:

$$Q_{ab, Ze} = Q_{ab, OS} + Q_{ab, US} . \quad (4.9)$$

In den Bereichen ohne aktive Kühlung verlieren die Zellen Energie an die Umgebung durch Strahlung und Konvektion. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Stelle  $(x,y)$  durch Wärmestrahlung berechnet sich aus:

$$\alpha_{Rad}(x, y) = \frac{C_{12} \cdot (\vartheta_{P, xy}^4 - \vartheta_U^4)}{\vartheta_{P, xy} - \vartheta_U} . \quad (4.10)$$

Hierin ist  $\vartheta_{P, xy}$  die Temperatur des Bandedements an der Stelle  $(x,y)$ ,  $\vartheta_U$  die Umgebungstemperatur. Die Strahlungsaustauschkonstante  $C_{12}$  wird bei einer offenen Umgebung, wie sie im Kühlbereich näherungsweise gegeben ist, gebildet durch den Emissionsgrad des Bandes und der Stefan-Boltzmann-Konstante:

$$C_{12} = \varepsilon_P \cdot \sigma_{Rad} . \quad (4.11)$$

Die von einem Element abgegebene Wärmemenge  $dQ_{Rad}$  an der Stelle  $(x,y)$  berechnet sich nach:

$$dQ_{Rad}(x, y) = \alpha_{Rad}(x, y) \cdot dA_P \cdot (\vartheta_{P, xy} - \vartheta_U) \cdot dt . \quad (4.12)$$

Der Wärmeübergang durch Konvektion setzt sich aus drei Teilen zusammen, der freien Konvektion, der erzwungenen laminaren und der erzwungenen turbulenten Konvektion. Um diese zu berechnen müssen zunächst drei dimensionslose Kennzahlen bestimmt werden. Dies sind die Prandtl-Zahl  $Pr$ , die Reynolds-Zahl  $Re$  und die Grashof-Zahl  $Gr$ . Die Grashof-Zahl am Punkt  $(x,y)$  wird berechnet aus:

$$Gr(x, y) = \frac{g \cdot L_{Char} \cdot \beta_{Luft} \cdot (\vartheta_{P, xy} - \vartheta_U)}{\nu_{Luft}^2} . \quad (4.13)$$

Hierbei ist  $g$  die Fallbeschleunigung,  $L_{Char}$  eine charakteristische Länge, welche im gegebenen Fall der Kantenlänge eines Elements  $dx_P$  gleichgesetzt wird. Der räumliche Ausdehnungskoeffizient  $\beta_{Luft}$  kann bei idealem Gas nach VDI (2006) berechnet werden aus:

$$\beta_{Luft} = \frac{1}{\vartheta_{Luft}} . \quad (4.14)$$

Die Reynolds-Zahl an der Stelle  $(x,y)$  wird berechnet aus der Strömungsgeschwindigkeit über der Oberfläche, der charakteristischen Länge  $L_{\text{Char}}$  und der kinematischen Viskosität der Luft. In gegebenen Fall bewegt sich das Band mit der Geschwindigkeit  $w_P$  durch eine ruhende Atmosphäre, so dass die Strömungsgeschwindigkeit gleich  $w_P$  gesetzt wird:

$$\text{Re} = \frac{w_P \cdot L_{\text{Char}}}{\nu_{\text{Luft}}} \quad (4.15)$$

Mit diesen Kennzahlen können nun die Nusselt-Zahlen für freie, erzwungene lamina-re und erzwungene turbulente Konvektion bestimmt werden:

$$\text{Nu}_{\text{frei}}(x,y) = \left(\frac{\text{Pr}}{5}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \left(\frac{\sqrt{\text{Pr}}}{0,25 + 1,6 \cdot \sqrt{\text{Pr}}}\right) \cdot \text{Gr}(x,y)^{\frac{1}{5}}, \quad (4.16)$$

$$\text{Nu}_{\text{erzw, lam}} = 0,664 \cdot \sqrt{\text{Re}} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}}, \quad (4.17)$$

$$\text{Nu}_{\text{erzw, tur}} = \frac{0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}^{-0,1} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (4.18)$$

Die Nusselt-Zahlen der erzwungenen Konvektion werden nun zusammengefasst:

$$\text{Nu}_{\text{erzw}} = \sqrt{\text{Nu}_{\text{erzw, tur}}^2 + \text{Nu}_{\text{erzw, lam}}^2} \quad (4.19)$$

Für die Mischkonvektion wird abschließend die gesamte Nusselt-Zahl gebildet:

$$\text{Nu}_{\text{misch}(x,y)} = \sqrt[3]{\text{Nu}_{\text{erzw}}^3 + \text{Nu}_{\text{frei}}(x,y)^3} \quad (4.20)$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient wird berechnet aus der Nusselt-Zahl, der Wärmeleitfähigkeit der Luft  $\lambda_{\text{Luft}}$  und der charakteristischen Länge  $L_{\text{Char}}$ :

$$\alpha_{\text{Kon}}(x,y) = \frac{\text{Nu}_{\text{misch}}(x,y) \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{L_{\text{Char}}} \quad (4.21)$$

Die durch Konvektion abgegebene Wärmemenge  $dQ_{\text{Kon}}(x,y)$  wird nun berechnet aus:

$$dQ_{\text{Kon}}(x,y) = \alpha_{\text{Kon}}(x,y) \cdot dA_P \cdot (\vartheta_{P,xy} - \vartheta_U) \cdot dt \quad (4.22)$$

Die von der berechneten Zelle abgegebene Energie innerhalb eines Zeitschrittes kann nun berechnet werden aus **Formel 4.12** und **Formel 4.22**:

$$Q_{\text{ab, Ze}}(x,y) = 2 \cdot dQ_{\text{Rad}}(x,y) + 2 \cdot dQ_{\text{Kon}}(x,y) \quad (4.23)$$

Bereiche mit erhöhter Luftströmung liegen am Band im Bereich der Abblasung oder Absaugung vor, wobei die Abblasung nur auf die Bandoberseite gerichtet ist. Die an diesen Stellen vorliegende Luftgeschwindigkeit  $w_{\text{Luft}}$  wird mit einem Messgerät bestimmt. Die Wärmeübergangskoeffizienten mit der erhöhten Luftströmung werden über die **Formeln 4.15** bis **4.21** bestimmt, wobei an Stelle von  $w_P$  die gemessene Strömungsgeschwindigkeit  $w_{\text{Luft}}$  eingesetzt wird.

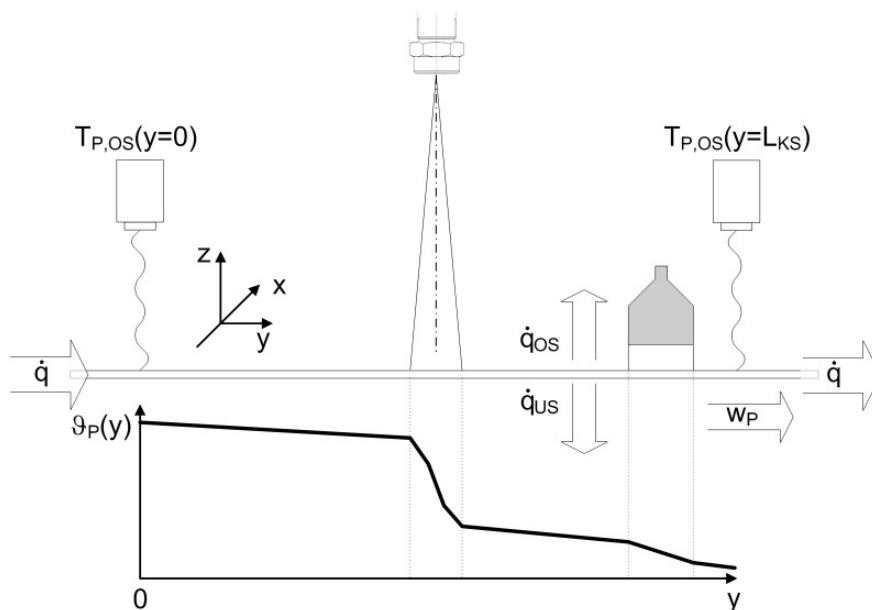


Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten in Bereichen der Sprühkühlung kann über diverse Literaturquellen bestimmt werden, um diese mit den Messergebnissen zu vergleichen. Hierbei ist der Gültigkeitsbereich der Quelle hinsichtlich Oberflächentemperatur und Beaufschlagungsdichte einzuhalten.

#### 4.2.3 Zusammenstellung des Kühlstreckenmodells

In der an der Versuchsanlage installierten Kühlstrecke durchläuft das Band einen Bereich, bei dem die Bandoberseite durch einen Sprühstrahl beaufschlagt und durch Abblasdüsen getrocknet wird. Der sich ergebende Temperaturverlauf über der Kühlstreckenlänge ist schematisch in **Bild 4.18** dargestellt.

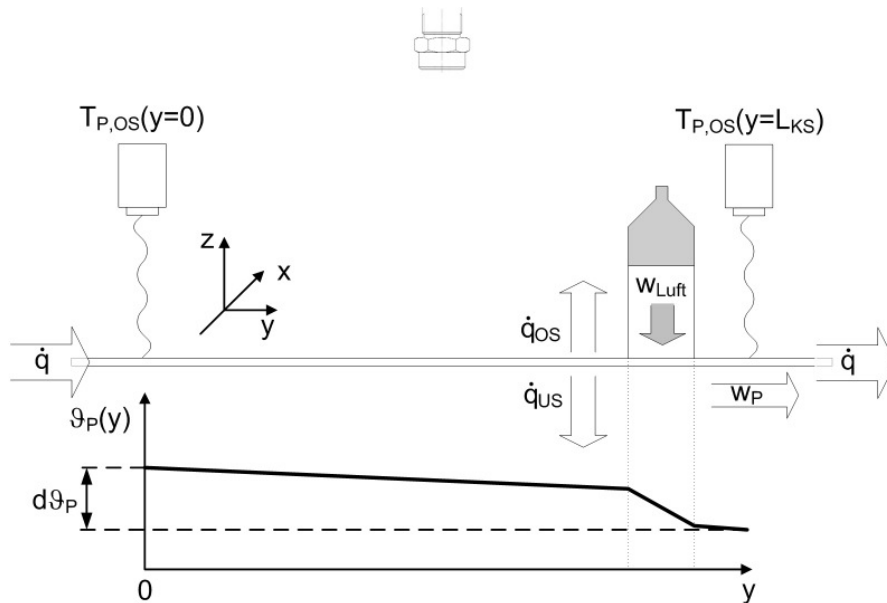
Die Positionen der einzelnen Komponenten werden entsprechend des Versuchsaufbaus festgelegt.



**Bild 4.18:** Schematischer Verlauf der Bandtemperatur über der Kühlstrecke

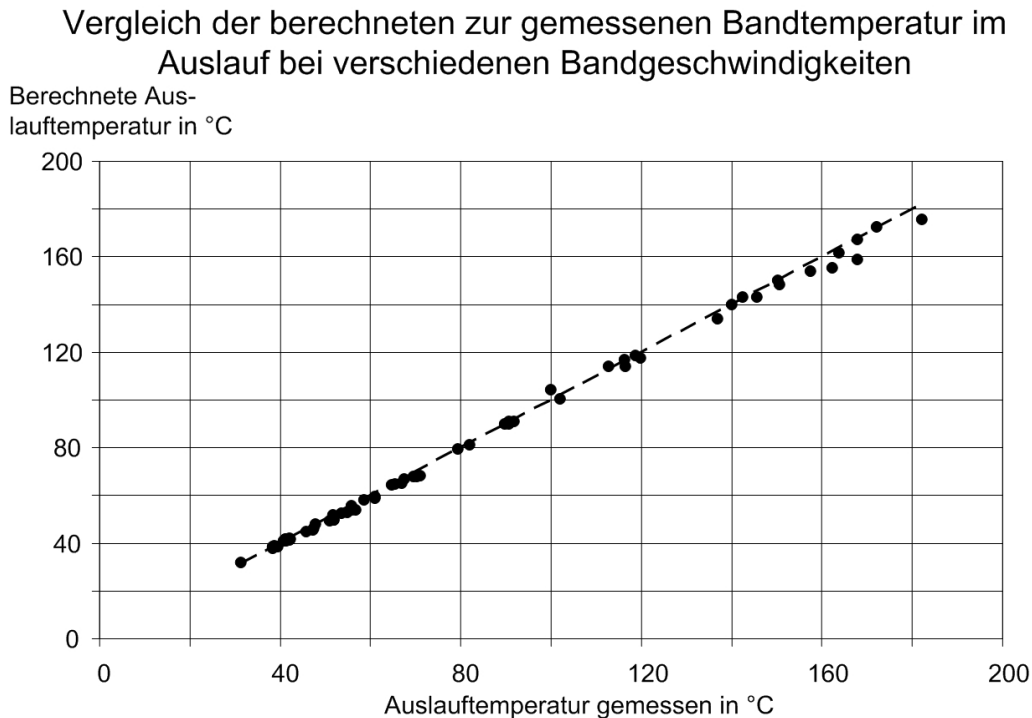
#### 4.2.4 Validierung des Modells durch Messungen an der Anlage

Die Validierung des Modells erfolgt anhand der Berechnung des Temperaturabfalls über der Kühlstrecke bei eingeschalteter Abblaskung. Die physikalischen Grundlagen für die Konvektion an Luft sowie Strahlung an einer ebenen Platte sind in diesem Kapitel aufgeführt und wurden VDI (2006) entnommen. Die sich ergebende Anordnung über der Messstrecke und der sich ergebende Temperaturverlauf ist in **Bild 4.19** dargestellt.



**Bild 4.19:** Schematischer Verlauf der Bandtemperatur über der Kühlstrecke mit aktivierter Abblasung

Die aus den Abblasdüsen ausströmende Luft hat eine gemessene Geschwindigkeit von 30 m/s auf einer Breite von 50 mm. Eine Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Bandtemperaturen für den Messpunkt im Auslauf der Kühlstrecke findet sich in **Bild 4.20**. Das Optimum ist als Linie eingezeichnet.



**Bild 4.20:** Vergleich der berechneten zur gemessenen Bandtemperatur im Auslauf der Kühlstrecke bei aktivierter Abblasung

Die berechneten Werte liegen dabei zwischen -4 und +6 % an den gemessenen Daten, im Schnitt liegen die Rechenwerte 2 % über den Messwerten. Das Berechnungsmodell liegt in guter Übereinstimmung zu den Messdaten. Somit kann die Si-

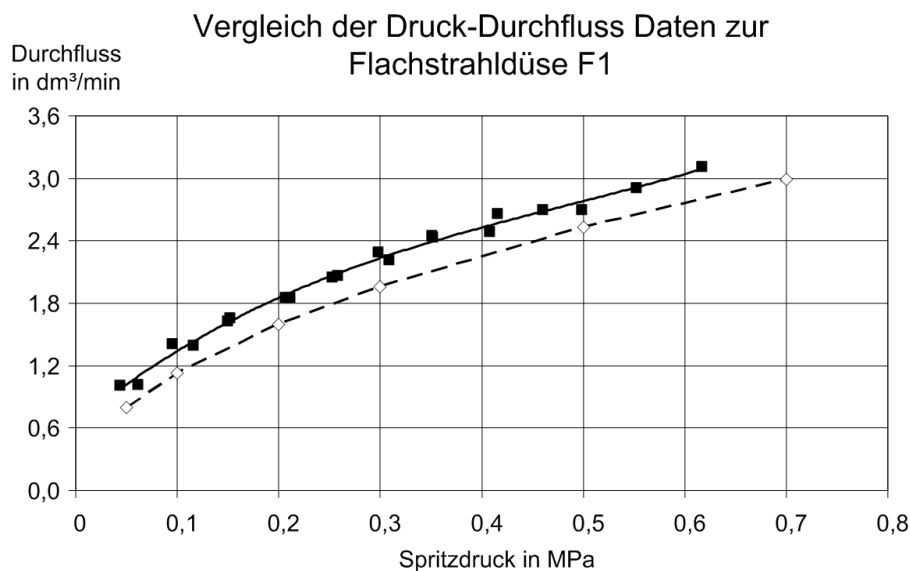
mulation der Kühlstrecke zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten bei der konventionellen Spritzkühlung verwendet werden.

### 4.3 Messergebnisse und Vergleich mit Literaturwerten

Um Anhaltswerte für die konventionelle Kühltechnik zu erhalten, wurden Versuche mit zwei Flachstrahldüsen durchgeführt. Es handelt sich hierbei um Düsen des Herstellers Lechler. Sie wurden so ausgewählt, dass die Durchflüsse etwa um den Faktor zehn auseinander liegen.

#### 4.3.1 Flachstrahldüse F1

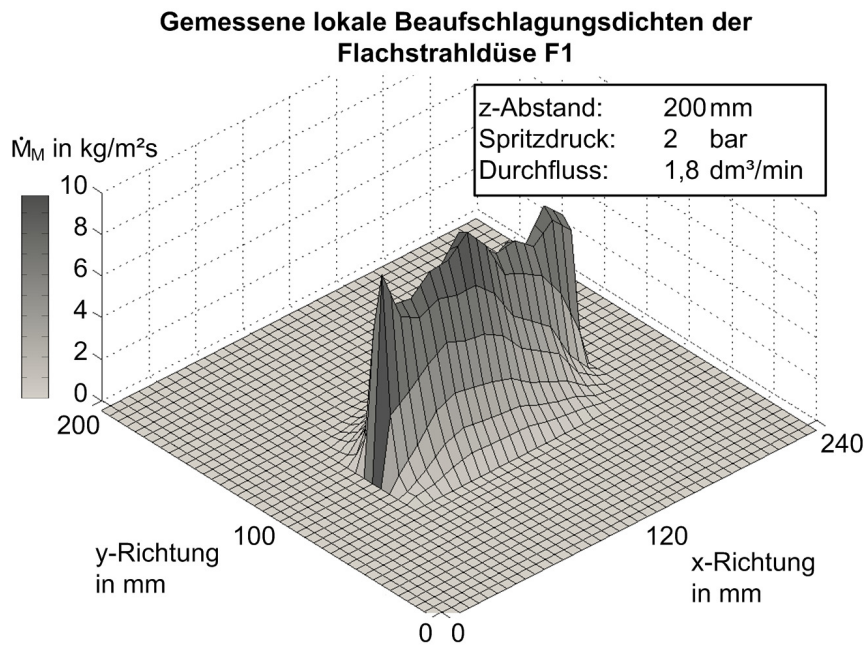
Die Flachstrahldüse F1 wurde zunächst hinsichtlich ihrer Druck-Durchfluss-Kurve geprüft. Hierbei zeigt sich, dass die tatsächlichen Durchflussmengen um  $0,2 \text{ dm}^3/\text{min}$  über den vom Hersteller angegebenen Werten liegen, wie **Bild 4.21** zeigt.



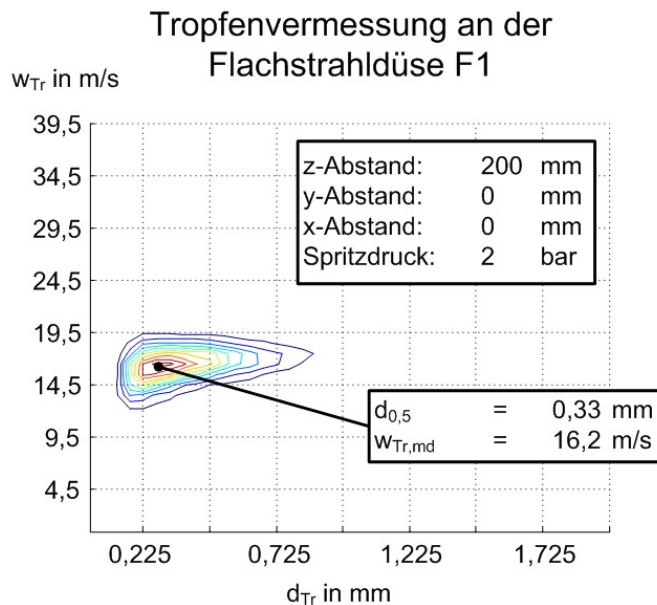
**Bild 4.21:** Vergleich der Herstellerangaben zu den gemessenen Durchflussmengen an der Düse F1

Die Vermessung der lokalen Beaufschlagungsdichten unter der Düse zeigt, dass ab einem Abstand von 200 mm zum Band eine relativ konstante Beaufschlagungsdichte auf der Bandbreite von 100 mm erreicht wird. Die Kurve der lokalen Beaufschlagungsdichten bei einem z-Abstand von 200 mm und einem Spritzdruck von 2 bar ist in **Bild 4.22** dargestellt. Das Profil ergibt nach der in Bild 3.1 aufgeführten Berechnung eine dynamische Beaufschlagungsdichte zwischen  $3,4$  und  $3,9 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$  am Band.

Die dazu gehörende Tropfengrößen- und -geschwindigkeitsverteilung ist, zusammen mit den ermittelten Median-Werten, in **Bild 4.23** zu sehen.

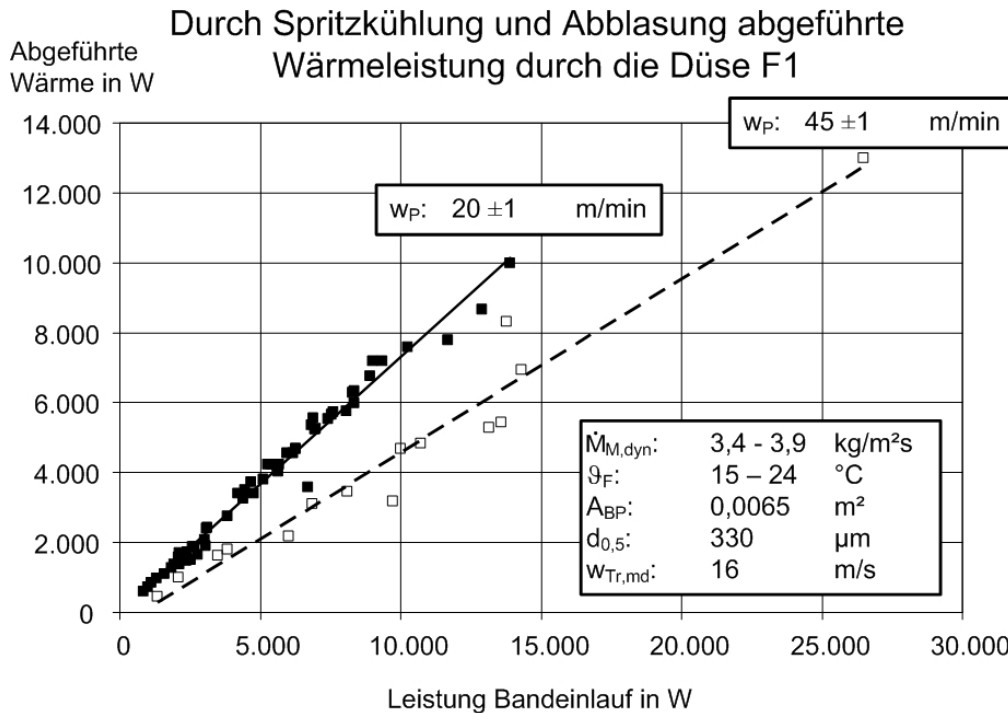


**Bild 4.22:** Gemessene lokale Beaufschlagungsdichten der Düse F1 bei einem Abstand von 200 mm und einem Spritzdruck von 2 bar



**Bild 4.23:** Gemessene Tropfengrößen- und -geschwindigkeitsverteilung an der Flachstrahldüse F1 bei 2 bar und z-Abstand 200 mm

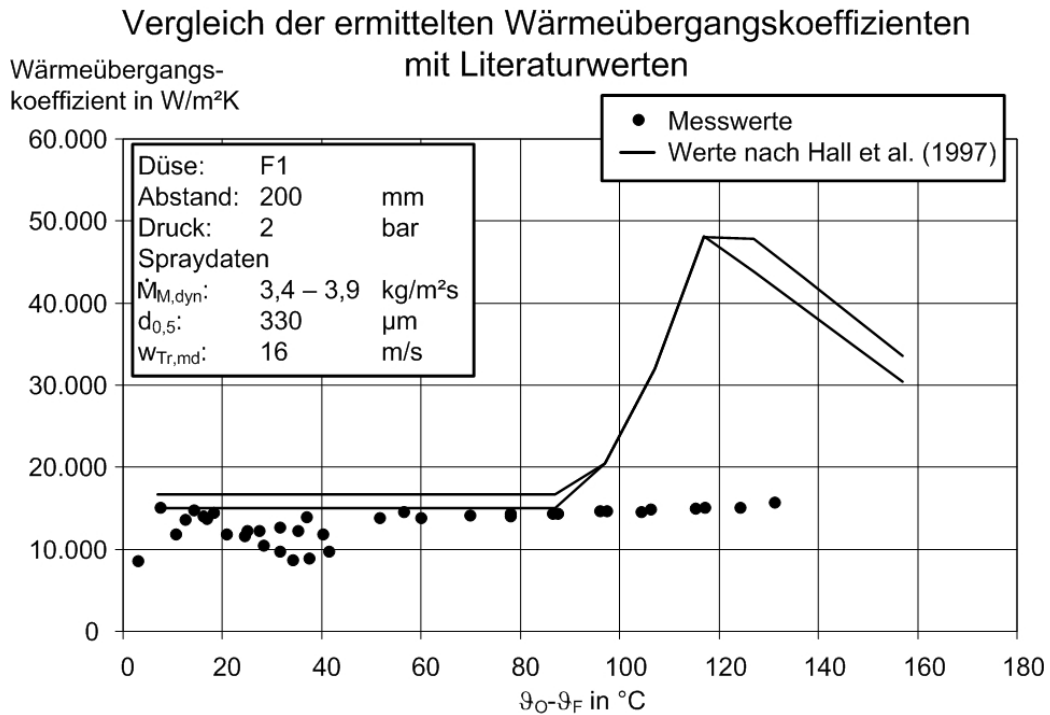
In der oben beschriebenen Konfiguration ergeben sich die in **Bild 4.24** dargestellten abgeführten Wärmeleistungen über der Bandeinlaufleistung, wobei nach zwei Bandgeschwindigkeiten unterschieden wird. Es zeigen sich gerade Verläufe, was darauf hindeutet, dass der Bereich der Konvektion nicht überschritten wurde. Die zu erkennenden abweichenden Messwerte basieren auf Schwankungen in der Fluidtemperatur und der Bandgeschwindigkeit. Eine Erhöhung der Bandgeschwindigkeit resultiert logischerweise in einer Reduktion der abgeführten Wärmeleistung.



**Bild 4.24:** Durch Spritzkühlung und Abblasung abgeführte Wärmeleistung über der Bandeinlaufleistung bei der Düse F1

Die konstante Steigung der Geraden deutet darauf hin, dass im vorliegenden Fall der Bereich des Blasensiedens nicht erreicht wird oder nur schwach ausgeprägt ist. Um diesen Punkt genauer zu untersuchen, müssen die Messwerte in einen Wärmeübergangskoeffizienten überführt werden. Es zeigt sich, dass der Bezug der abgeführten Leistung auf die beaufschlagte Fläche und die Temperaturdifferenz von Band zu Fluid nicht zu befriedigenden Werten führt, da bei dieser Vorgehensweise der so gebildete Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Bandgeschwindigkeit zunimmt. Aus diesem Grund wurde das Simulationsmodell nach Bild 4.18 herangezogen. Die von der Düse beaufschlagte Fläche wurde implementiert und der dort vorliegende Wärmeübergangskoeffizient so eingestellt, dass die berechnete Bandtemperatur im Auslauf mit der gemessenen überein stimmt.

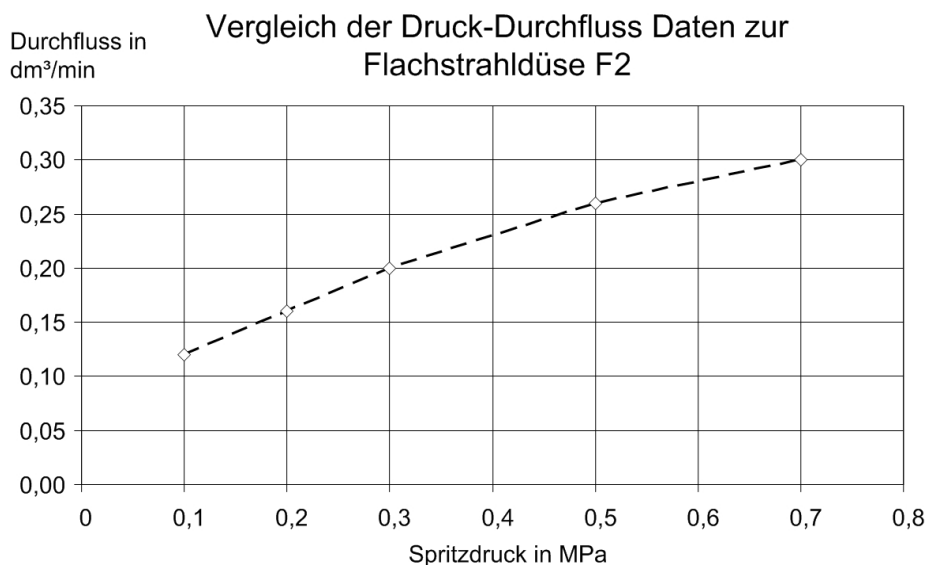
Die auf diese Art bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten zeigen keinen Einfluss der Bandgeschwindigkeit, wie **Bild 4.25** zeigt. Hier sind die ermittelten Messwerte zusammen mit den nach den empirischen Formeln von Hall et al. (1997) bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten dargestellt. Es ergibt sich eine exzellente Übereinstimmung der Werte im Bereich der Konvektion, jedoch zeigt sich bei den Messwerten kein erkennbarer Übergang in den Bereich des Blasensiedens, wie von den Literaturdaten vorhergesagt. Eine mögliche Begründung ist, dass, im Gegensatz zu den in der Literatur verwendeten stationären Proben, am Versuchsband die sich bildenden Dampfblasen nicht örtlich stabil sind und aus dem Sprühbereich getragen werden, bevor sie nachfolgende Flüssigkeit behindern können. Die Messwerte zeigen aber auch, dass im niedrigen Temperaturbereich starke Schwankungen auftreten.



**Bild 4.25:** Vergleich der ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten der Düse F1 mit Literaturwerten

#### 4.3.2 Flachstrahldüse F2

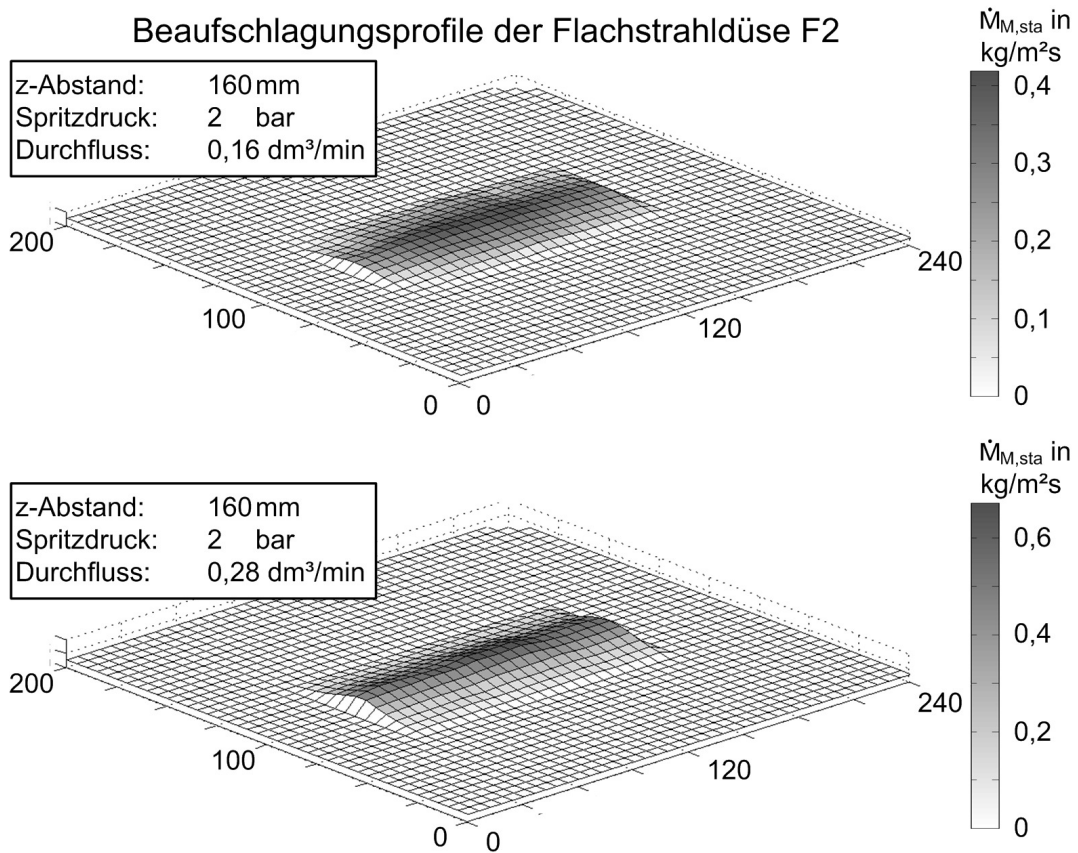
Eine Überprüfung der Druck-Durchfluss-Daten des Herstellers konnte aufgrund der geringen Volumenströme nicht durchgeführt werden, die Herstellerangaben sind in **Bild 4.26** dargestellt.



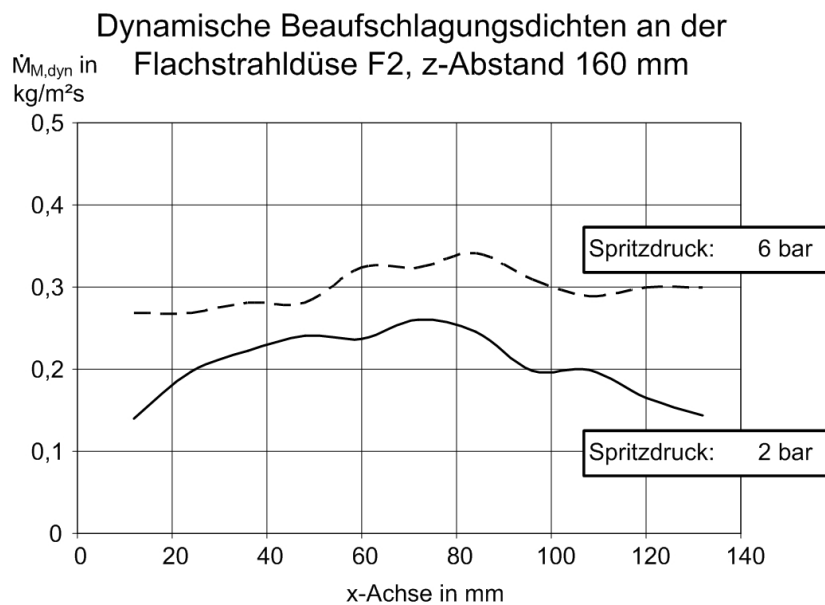
**Bild 4.26:** Druck-Durchfluss Daten nach Herstellerangabe zur Flachstrahldüse F2

Die sich ergebenden stationären Beaufschlagungsprofile in einem Abstand von 160 mm bei 2 und 6 bar Spritzdruck sind in **Bild 4.27** abgebildet. Die sich daraus ergebenden Profile der dynamischen Beaufschlagungsdichte am Band sind in **Bild**

**4.28** dargestellt. Sie liegen bei rund  $0,22 \text{ kg/m}^2\text{s}$  bei 2 bar und rund  $0,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$  bei 6 bar. Es ist zu erkennen, dass das Spritzbild bei 6 bar deutlich ausgewogener über der Strahlbreite ist.



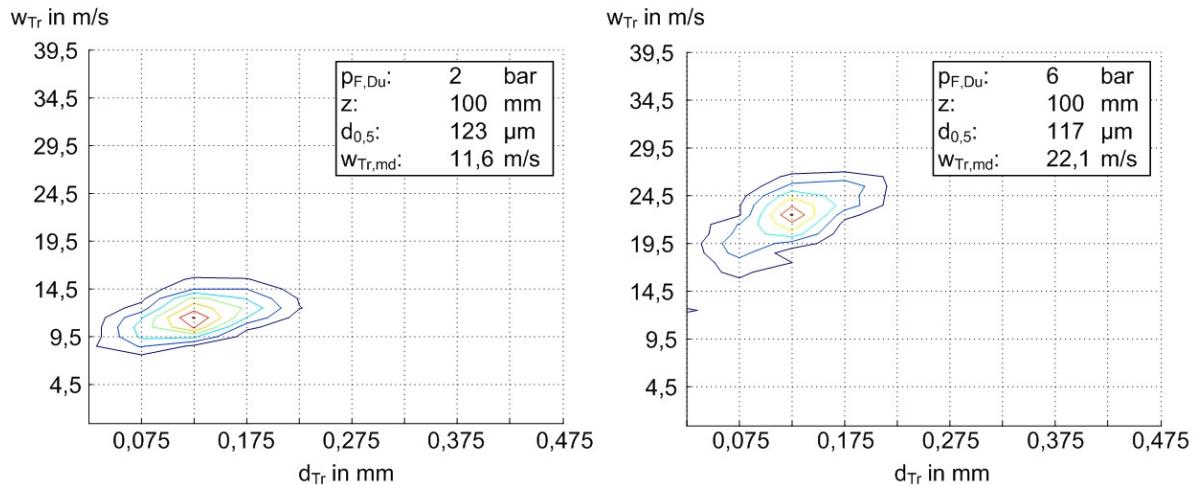
**Bild 4.27:** Stationäre Beaufschlagungsprofile der Flachstrahldüse F2 bei einem z-Abstand von 160 mm



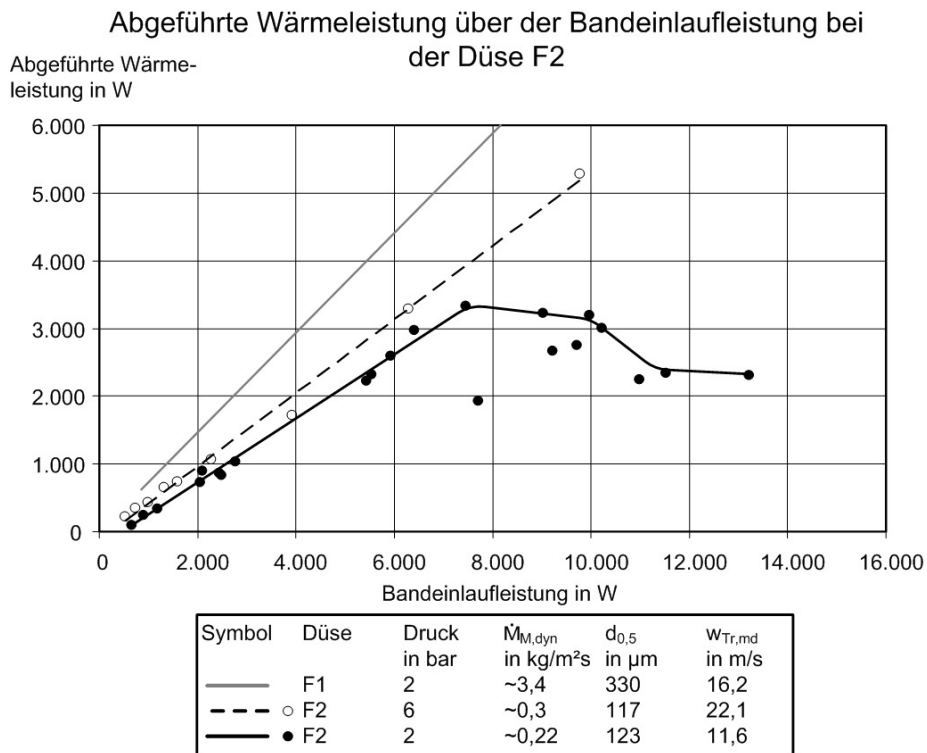
**Bild 4.28:** Dynamische Beaufschlagungsdichten am Band bei der Flachstrahldüse F2

Bei der Darstellung der Tropfenparameter, **Bild 4.29**, zeigt sich ein typisches Bild, das bei sämtlichen vermessenen Flachstrahldüsen auftritt. Eine Erhöhung des Spritzdruckes zeigt so gut wie keine Änderung in der Tropfengrößenverteilung, es ergibt sich jedoch eine Steigerung der Tropfengeschwindigkeit.

Bestimmung der Tropfenparameter an der Düse F2 bei verschiedenen Spritzdrücken



**Bild 4.29:** Bestimmung der Tropfenparameter an der Flachstrahldüse F2 bei unterschiedlichem Spritzdruck



**Bild 4.30:** Abgeführte Wärmeleistung über Bandeinlaufleistung bei der Düse F2 mit unterschiedlichem Spritzdruck

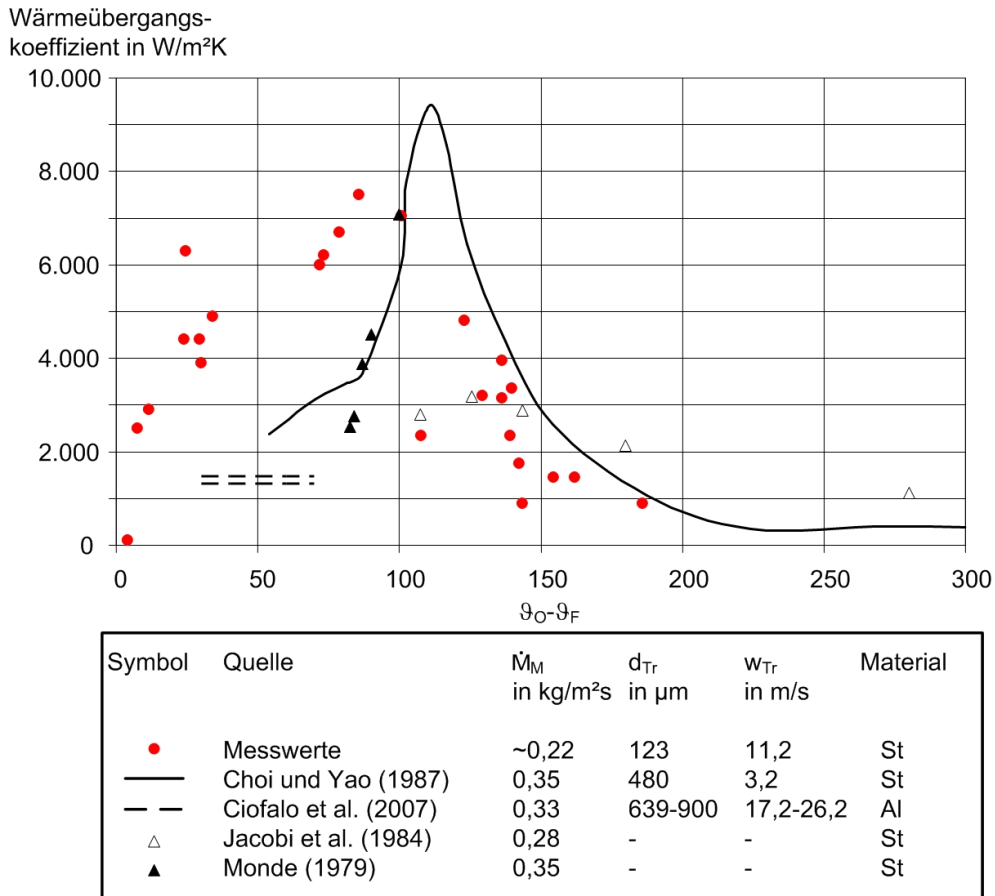


Die mit der Düse F2 gemessene abgeführte Wärmeleistung über der Bandeinlaufleistung ist in **Bild 4.30** dargestellt, bei Spritzdrücken von 2 und 6 bar. Die mit der Düse F1 erreichte Wärmeabfuhr ist hier zu Vergleichszwecken ebenfalls eingezeichnet.

Es ist zu erkennen, dass bei der dynamischen Beaufschlagungsdichte von rund  $0,22 \text{ kg/m}^2\text{s}$  zumindest der Bereich der partiellen Filmverdampfung erreicht wird, was am Abfall der abgeführten Wärmeleistung zu erkennen ist. Bei einer mit rund  $0,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$  nur leicht höheren dynamischen Beaufschlagungsdichte wird kein Abfall gemessen. Dies kann an der deutlich höheren Tropfengeschwindigkeit liegen. Auch hier kann, wie bereits für die Düse F1 beschrieben, über die Simulation der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. Die so bestimmten Werte sind in **Bild 4.31** im Vergleich zu Literaturwerten mit ähnlichen Beaufschlagungsdichten dargestellt.

Im Gegensatz zu dem an der Düse F1 bestimmten Verlauf und den Literaturwerten von Ciofalo et al. (2007) ergibt sich im Bereich der Konvektion hier kein waagerechter Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten. Er zeigt eine Steigung, die der der Messwerte von Choi und Yao (1987) entspricht. Deren Werte liegen jedoch auf einem höheren Temperaturniveau. Auch kann an den Messwerten keine Änderung des Wärmeübergangsregimes zum Blasensieden festgestellt werden, der durch eine steilere Steigung, wie die Daten von Choi und Yao (1987) sowie Monde (1979) zeigen, auffällt. Die Oberflächentemperatur und die Höhe des Wärmeübergangskoeffizienten am Nukiyama-Punkt stimmen jedoch gut mit deren Werten überein wenn berücksichtigt wird, dass ihre Beaufschlagungsdichte mit rund  $0,35 \text{ kg/m}^2\text{s}$  etwas höher liegt. Der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der partiellen Filmverdampfung entspricht Quantitativ und Qualitativ den Daten von Choi und Yao (1987). Die Angaben von Jacobi et al. (1984) können nicht bestätigt werden.

### Vergleich der bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten zu Literaturwerten, Flachstrahldüse F2 bei 2 bar Spritzdruck



**Bild 4.31:** Vergleich der bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten zu Literaturwerten, Flachstrahldüse F2 bei 2 bar Spritzdruck

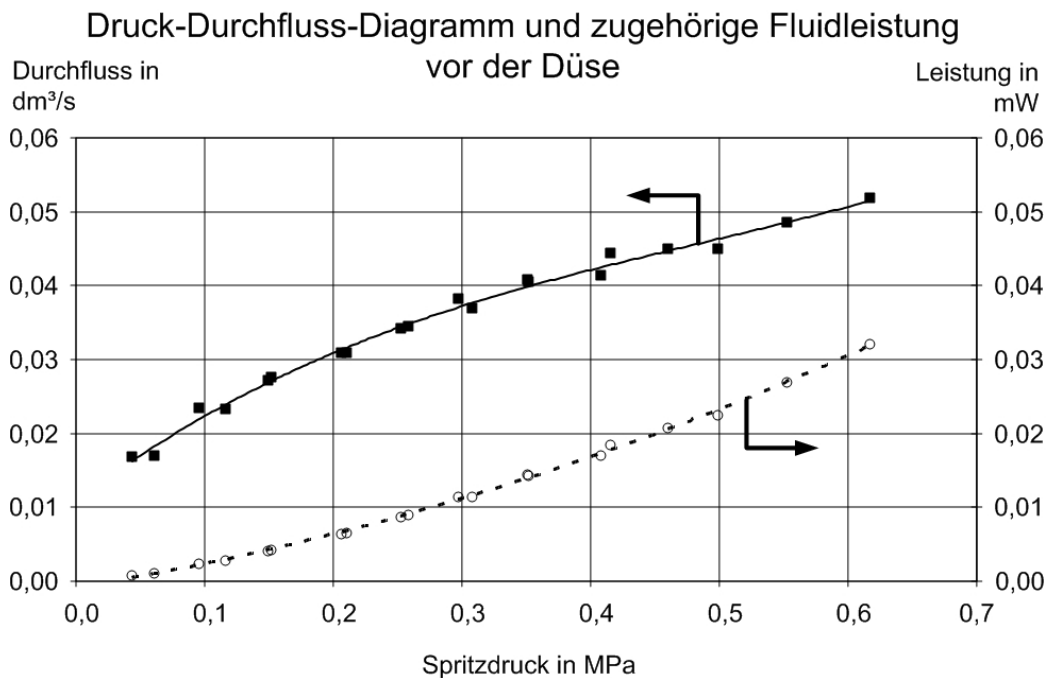
#### 4.4 Leistungsbilanzierung und Effizienz

Im Kühlbereich können verschiedene Bilanzierungen und Wirkungsgrade bestimmt und definiert werden. Über der Düse kann zunächst ein mechanischer Wirkungsgrad gebildet werden, der die vor und nach der Zerstäubung im Fluid enthaltenen Energien gegenüberstellt. Der eigentliche Kühlprozess kann über die eingesetzten Massenströme bilanziert werden, was die Grundlage des hier verwendeten Messverfahrens bildet. Als Wirkungsgrad kann hier die abgeführte gegenüber der Umgebung maximal abführbare Wärmeleistung gebildet werden. Eine vergleichbare Bilanz ist auch über die Kühlflüssigkeit möglich, indem die abgeführte Wärmeleistung durch die von Kühlmittelmassenstrom maximal aufnehmbare Leistung gebildet wird.

##### 4.4.1 Leistungsbilanz und Wirkungsgrad der Zerstäubung

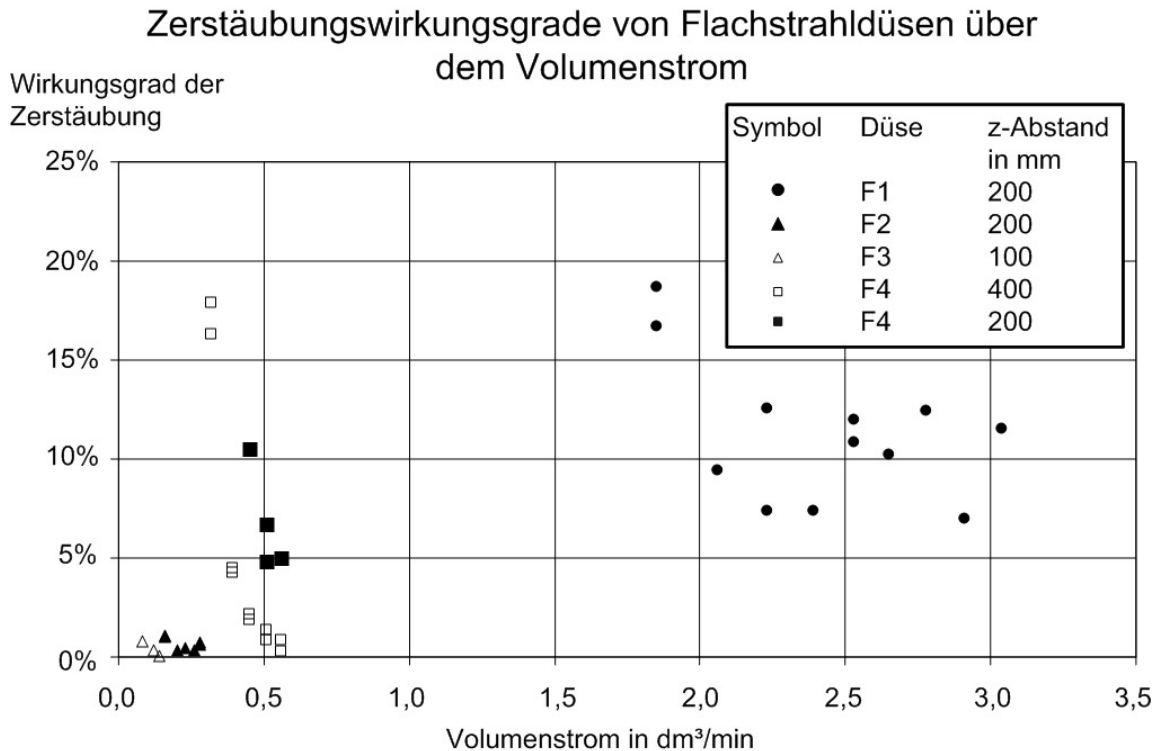
Schon an der Gegenüberstellung der bei einem vorliegenden Spritzdruck durch die Düse fließenden Volumenstroms und der hierdurch vorhandenen Leistung im Fluid, **Bild 4.32**, zeigt sich, dass die Leistung ab einem gewissen Druck stärker ansteigt als der Durchfluss. Die Berechnungsgrundlagen für die Wirkungsgrade bei der Zerstäubung  $\psi_{Du,DZ}$  wurden bereits in **Kapitel 2.2** beschrieben. Auf dieser Grundlage sind in **Bild 4.33** die ermittelten Wirkungsgrade der Zerstäubung an einigen Flachstrahldü-

sen dargestellt. Grundlegend lässt sich sagen, dass der Wirkungsgrad mit steigendem Spritzdruck abnimmt, wobei diese Abnahme je nach Düse unterschiedlich stark ausfällt. Die Kombination von mit größerem Spritzdruck überproportional steigender Fluidleistung und sinkendem Zerstäubungswirkungsgrad zeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit dem Spritzdruck stark steigen muss, um energetisch sinnvoll zu sein.



**Bild 4.32:** Druck-Durchfluss-Diagramm der Düse F1 mit der Fluidleistung vor der Zerstäubung

Bei der Flachstrahldüse F1 fällt der Wirkungsgrad von rund 17 % bei 2 bar auf 10 % bei 6 bar sehr flach ab, bei der Düse F2 liegt er zwischen 1,1 % und 0,7 %. Es lässt sich ebenso grundlegend feststellen, dass mit Verkleinerung des Düsenquerschnitts der Wirkungsgrad abnimmt. Tendenziell sollte somit bei der Auslegung darauf geachtet werden, den notwendigen Volumenstrom nicht über den Spritzdruck sondern über die Düsenauswahl zu erreichen.



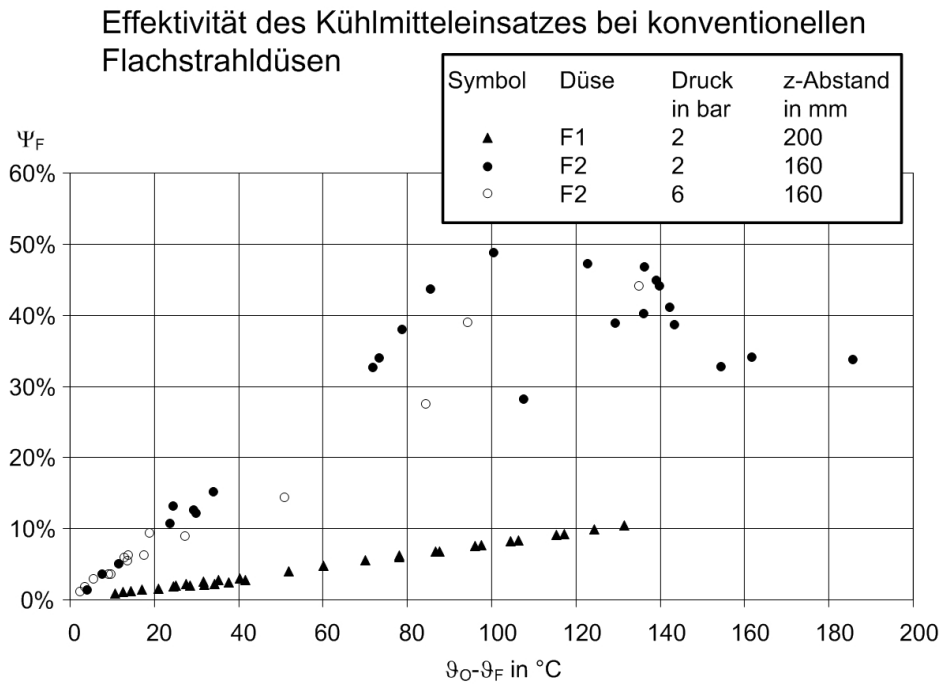
**Bild 4.33:** Ermittelte Wirkungsgrade der Zerstäubung bei Flachstrahldüsen

#### 4.4.2 Effektivität des Kühlmiteleinsatzes

Die maximal von der Kühlflüssigkeit aufnehmbare Wärmemenge wird bestimmt über den Massenstrom des Kühlmittels, dessen Temperaturerhöhung auf die Siedetemperatur und die zur vollständigen Verdampfung notwendige Verdampfungsenthalpie. Dieser physikalische Zusammenhang wurde bereits in Formel 4.1 dargestellt. Bildet man nun die Effektivität der Kühlung als Quotient der abgeführten Wärmeleistung (Formel 3.4) durch die maximal mögliche Wärmeaufnahmeleistung des Kühlmittels (Formel 4.1), so ergibt sich:

$$\Psi_F = \frac{P_{ab}}{P_{F, \max}} \quad (4.24)$$

Die Gegenüberstellung der Effektivität und der Temperaturdifferenz von Oberfläche zu Kühlmittel zeigt **Bild 4.34**. Hier ist zu erkennen, dass die kleinere Flachstrahldüse F2 eine deutlich größere Effektivität des Kühlmittels aufzeigt als die größere Düse F1. Eine Erhöhung des Spritzdruckes an der Düse hat bei niedrigen Temperaturdifferenzen von Band zu Kühlmittel keinen, bei höheren Temperaturdifferenzen einen negativen Einfluss auf die Effektivität.



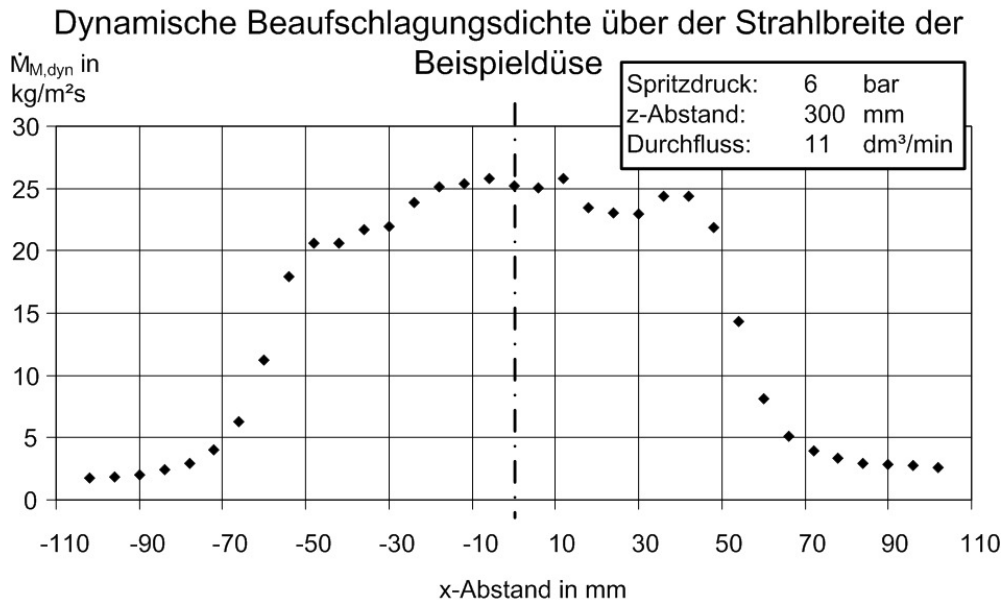
**Bild 4.34:** Effektivität des Kühlmittleinsatzes bei den Flachstrahldüsen F1 und F2

#### 4.5 Ermittlung der optimalen Düsenanordnung

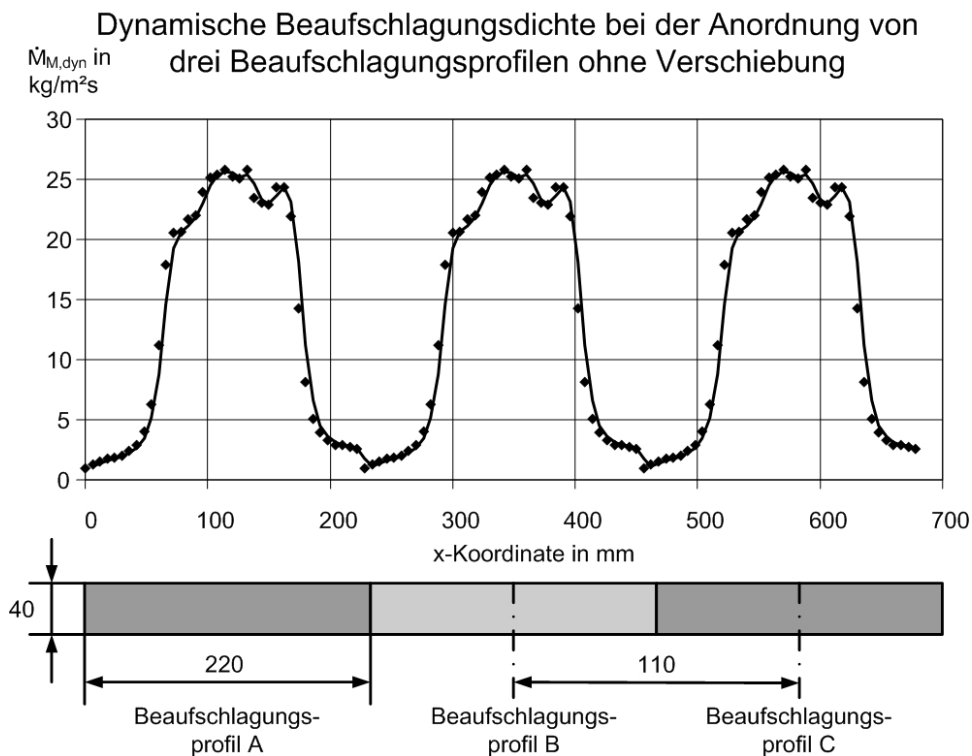
Wie die Literaturbetrachtung und die eigenen Versuche darlegen, ist die dynamische Beaufschlagungsdichte die wichtigste Einstellgröße für den Wärmeübergang. Nach dem heutigen Stand der Technik werden die Kühlbalken im Walzwerk so konstruiert, dass die Düsen immer in einem festen Abstand von 52 oder 26 mm zueinander stehen. Die Ausrichtung der einzelnen Düsen erfolgt während der Inbetriebnahme. Diese Vorgehensweise kann durch die im Folgenden dargelegte Prozedur optimiert werden, die schon in der Konstruktion der Balken ansetzt. Hierfür müssen die verwendete Düse sowie deren Abstand zur zu kühlenden Oberfläche bekannt sein. Aus diesen Angaben kann mit einem Patterometer das Beaufschlagungsprofil bestimmt werden. Für dieses Beispiel wird das Beaufschlagungsprofil aus Bild 3.9 verwendet. Die so beaufschlagte Fläche hat in y-Richtung die Abmessung von 40 mm, in x-Richtung von 220 mm. Die sich aus diesem Beaufschlagungsprofil über der Strahlbreite in x-Richtung ergebende dynamische Beaufschlagungsdichte am Band ist in **Bild 4.35** dargestellt.

Ordnet man drei dieser Düsen so an, dass sich ihre Beaufschlagungsprofile in der x-Richtung gerade berühren, also mit einem Düsenabstand von 110 mm, so ergibt sich die dynamische Beaufschlagungsdichte wie in **Bild 4.36** abgebildet. Um eine homogene dynamische Beaufschlagungsdichte in x-Richtung zu erhalten, werden nun die Beaufschlagungsprofile so ineinander verschoben, bis dies der Fall ist. Der so ermittelte Mittenabstand der Beaufschlagungsprofile ergibt auch den in die Konstruktion des Spritzbalkens einzuführenden Düsenabstand. Die entsprechende Verschiebung mit dem sich ergebenden dynamischen Beaufschlagungsdichten und den zugehörigen möglichen Düsenanordnungen ist in **Bild 4.37** dargestellt. In diesem Fall ergibt sich ein optimaler Düsenabstand von 112 mm, der zu zwei möglichen Düsenanord-

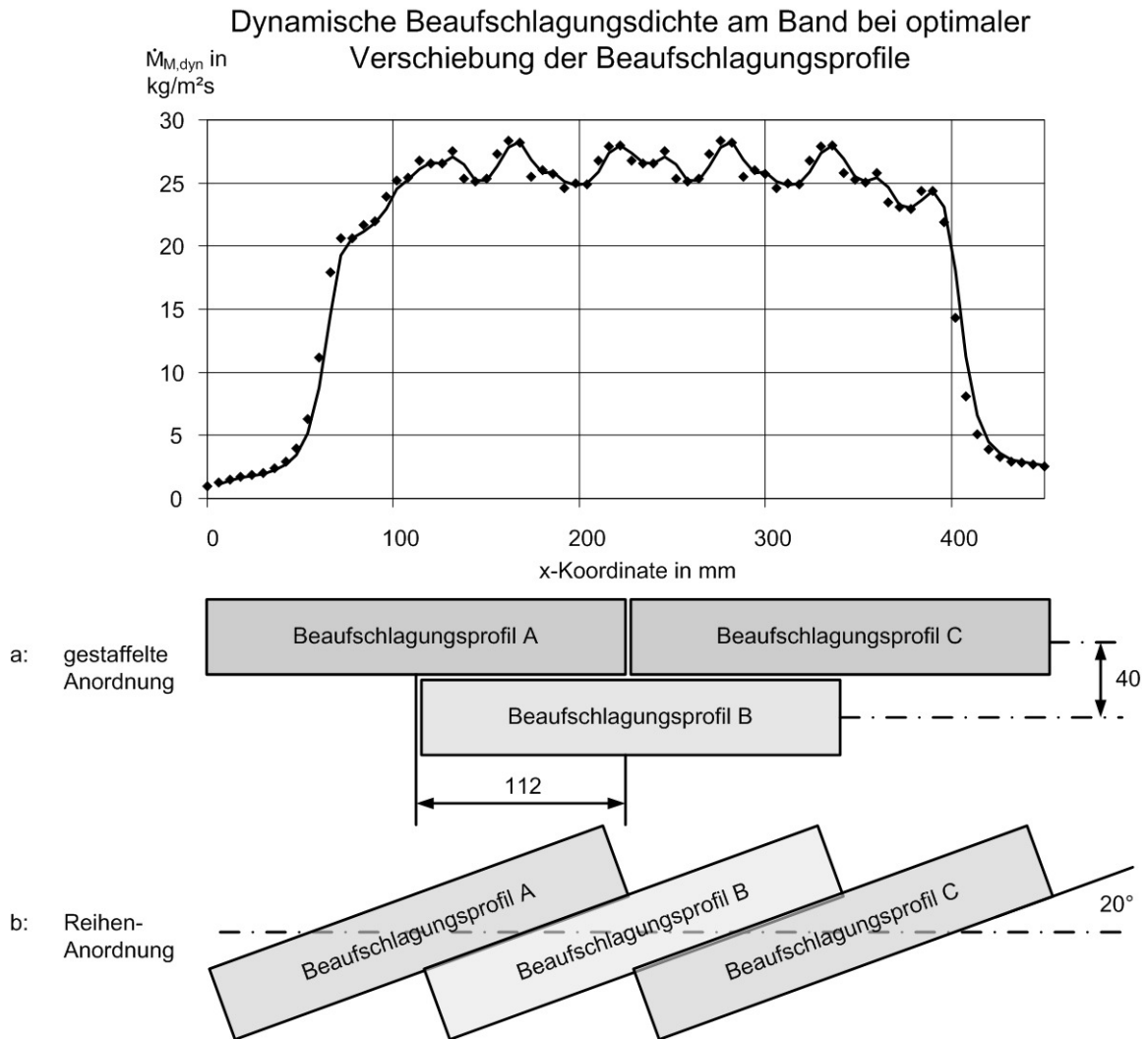
nungen führt. In einer in zwei Reihen gestaffelter Anordnung oder in einer Reihenanordnung, wobei die einzelnen Düsen um 20° gedreht werden müssen. Eine Drehung der Düsen hat bis zu einem Winkel von rund 30° keine gravierenden Einflüsse auf die dynamische Beaufschlagungsdichte.



**Bild 4.35:** Dynamische Beaufschlagungsdichte über der Strahlbreite einer Flachstrahldüse



**Bild 4.36:** Dynamische Beaufschlagungsdichte bei der Anordnung von drei Beaufschlagungsprofilen ohne Verschiebung



**Bild 4.37:** Anordnung der Beaufschlagungsprofile bei optimaler dynamischer Beaufschlagungsdichte in der x-Richtung

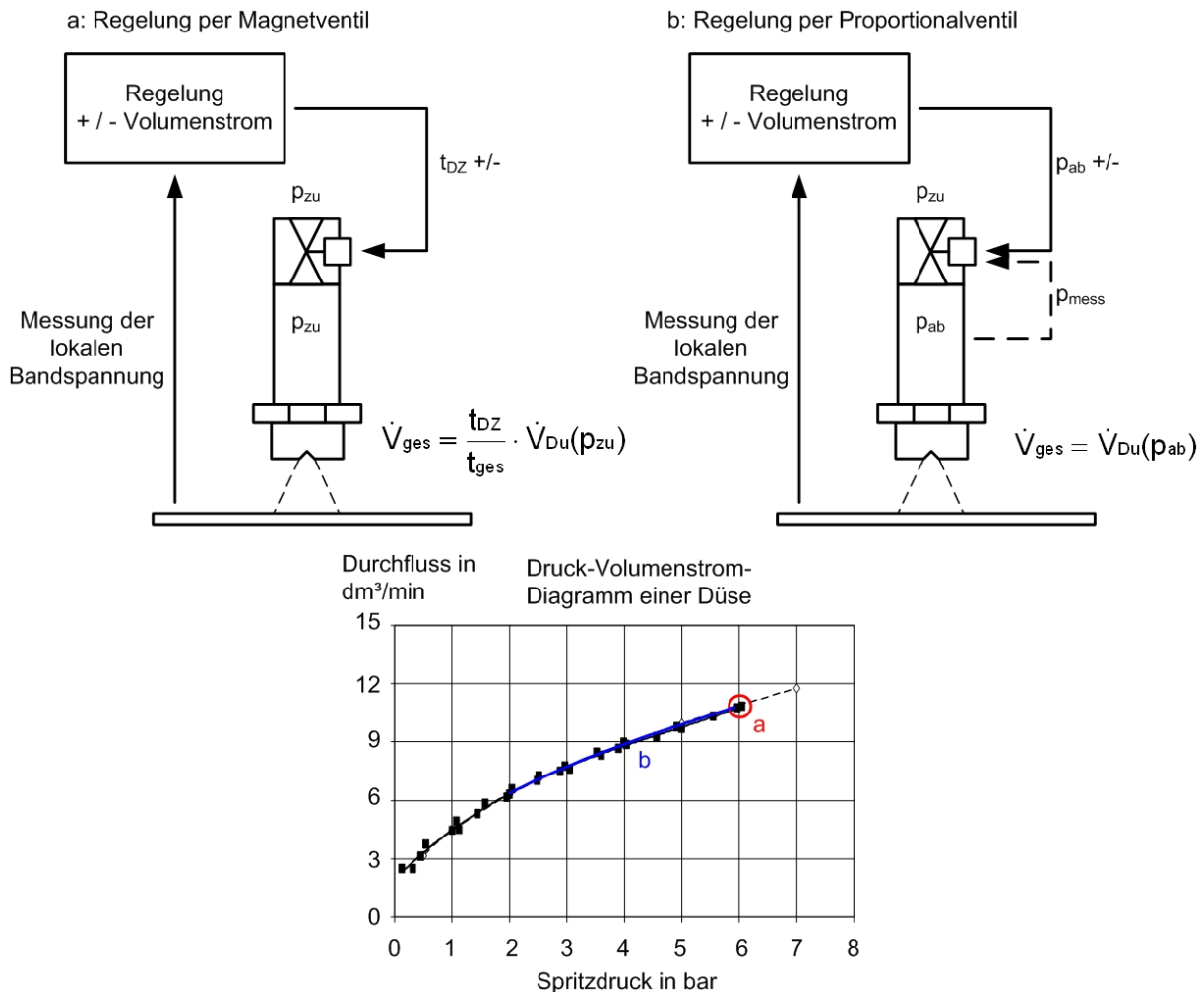
#### 4.6 Einsatz von Proportionalventilen

In Kaltwalzanlagen wird im letzten Gerüst über eine sogenannte Vielzonenkühlung über zwei bis drei Düsenreihen selektiv Kühlmittel auf die Arbeitswalze aufgebracht, um so über die lokale thermische Ausdehnung der Walze die Bandplanheit zu beeinflussen. Dies geschieht nach dem aktuellen Stand der Technik in getakteter Form über Magnetventile, die gesteuert öffnen oder schließen. Die Durchflussmenge wird so über die Öffnungsdauer des Ventils und die Druck-Durchfluss-Charakteristik des verbauten Ventils bestimmt.

Ein neuer Ansatz zur Realisierung der Vielzonenkühlung ist, an Stelle der Magnetventile Proportionalventile einzusetzen. Diese schalten nicht binär, sondern können über eine stufenlose Verjüngung des Querschnitts die Durchflussmenge regulieren. Vorteile dieser Technik sind eine kontinuierlichere Beaufschlagung der Walze und eine reduzierte Geräuschentwicklung. Eine Gegenüberstellung der beiden Regelungsarten ist in **Bild 4.38** abgebildet.

Da das Sprühbild erst ab einem bestimmten Spritzdruck ausgebildet ist, er liegt bei Flachstrahldüsen meist um 2 bar, kann bei der Regelung mit einem Proportionalventil

nicht unter diesen Wert gefahren werden. Bei dem aufgeführten Beispiel in Bild 4.38 heißt das, dass nicht weniger als 6 dm<sup>3</sup>/min abgegeben werden können. Dieser Wert kann zwar durch die Magnetventilregelung unterschritten werden, es ist jedoch möglich, dass bei einer solchen Pulsung des Strahls die Fläche zu inhomogen Beaufschlagt wird.



**Bild 4.38:** Gegenüberstellung der Volumenstromsteuerung durch Magnet- oder Proportionalventil

Energetisch gesehen sind beide Verfahren identisch, da bei gleichem Volumenstrom das Kühlmittel mit demselben Druck zugeführt wird. Die Vorhergehenden Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die Effizienz der Kühlmittelnutzung bei geringem Spritzdruck größer ist. In Kombination mit der nicht gepulsten Flächenbeaufschlagung bietet die Lösung über Proportionalventile somit das Potenzial, die Oberfläche kontrollierter und effizienter zu kühlen.

#### 4.7 Fazit

Durch Messung des Wärmeübergangs bei zwei konventionellen Flachstrahldüsen, deren Volumenströme um den Faktor zehn voneinander abweichen, konnte gezeigt werden, dass die absolute abgeführte Wärmemenge bei der vom Durchfluss her größeren Düse zwar höher ist, die Effizienz der Kühlmittelnutzung jedoch deutlich



geringer. Dies führt zu der Erkenntnis, dass es für die Abfuhr von Wärme aus einem Probenkörper prinzipiell energetisch besser ist, die Kühlflüssigkeit über mehrere kleine Düsen als über eine große Düse aufzutragen. Diesem Prozess ist in den meisten Anwendungsfällen jedoch eine bauliche Grenze gesetzt.

Durch die Variation des Spritzdrucks an einer Düse kann gezeigt werden, dass eine Druckerhöhung zwar über die Vergrößerung des Volumenstroms eine Steigerung der abgeführten Wärmeleistung erbringt, diese jedoch im Vergleich zur zusätzlich eingesetzten Energie eine unterproportionale Wirkung hat. In diesem Fall ist es sinnvoller, eine größere Düse zu wählen, die bei weniger Spritzdruck den gleichen Durchsatz hat wie die kleinere Düse bei hohem Spritzdruck. Dies führt wiederum zu dem Schluss, dass aus energetischer Sicht der Einsatz von Hochdruck bei der Oberflächenkühlung nicht zielführend ist. Dies kann zudem durch die Betrachtung der Düsenwirkungsgrade bei der Zerstäubung untermauert werden, da hier die Verluste mit steigendem Spritzdruck schon im Bereich von 2 bis 6 bar sehr stark zunehmen.

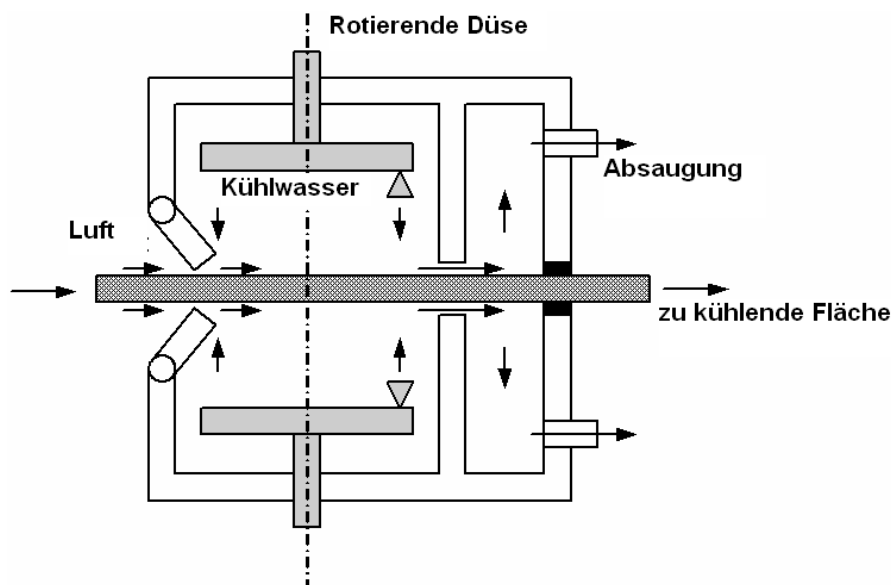
Durch Untersuchungen zur dynamischen Beaufschlagungsdichte von Einzeldüsen und Düsenanordnungen wird gezeigt, dass die bisher übliche Vorgehensweise der konstanten, von den Düsen und deren Abstand zur zu kühlenden Fläche unabhängigen Düsenabstände in den Spritzbalken nicht die optimale Auslegung ermöglicht. Es wird dargestellt, wie anhand der stationären Beaufschlagungsprofile auf die Konstruktionsparameter der Düsenbalken geschlossen werden kann, die eine bessere Ausnutzung der Kühlmittelmengen zulassen.

Der Einsatz von Proportionalventilen wird durch Betrachtung der Regelungstechnik in Verbindung mit den gewonnenen Erkenntnissen zur Kühlmittelleffizienz positiv bewertet. Für eine genauere Betrachtung sind jedoch weitere Untersuchungen, sowohl am Bandprüfstand als auch an Walzanlagen, notwendig. Insbesondere muss aufgrund der teuren Proportionalventile eine wirtschaftliche Abschätzung erfolgen.

## 5 Bandkühlung mit HVT-Technik

Das grundlegende Prinzip der Hochdruck-Vakuum-Technik wurde für die Reinigung von verschmutzten Verkehrsflächen entwickelt und an der Universität Siegen untersucht (Krumm et al. 2005). Aufgrund der guten Ergebnisse, insbesondere bei der Ölbeseitigung, wurde die Technik auf die Anwendung in Bandanlagen hin weiterentwickelt, wo sie für die Entölung und Entfettung von Metallbändern eingesetzt wird. Die Umsetzung war von den Prozessparametern aus gesehen relativ einfach, da sich sowohl bei der Straßenreinigung als auch bei der Bandreinigung die Oberfläche relativ zur Haube mit einer geringen Geschwindigkeit zwischen 100 und 120 m/min bewegt.

Das patentierte Prinzip ist in **Bild 5.1** dargestellt. Hierbei wird durch rotierende Düsen eine Flüssigkeit mit hohem Sprühdruk auf eine Oberfläche aufgebracht, wodurch eine feine Zerstäubung und homogene Beaufschlagung gewährleistet ist. Zur gleichen Zeit wird in einer nachgeschalteten Kammer durch eine Absaugeinrichtung das Fluid wieder abgesaugt, so dass die Oberfläche die Einrichtung getrocknet wieder verlässt.



**Bild 5.1:** Prinzipskizze der Hochdruck-Vakuum-Technik

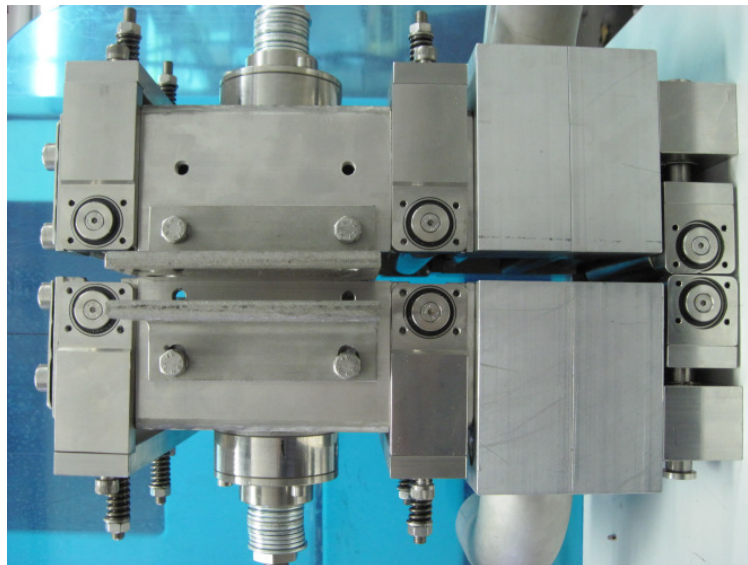
Wird dieses Verfahrensprinzip auf die Kühlung von Oberflächen angewendet, so können zwei positive physikalische Effekte auftreten. Zum einen wird an der rotierenden Düse ein Spray mit einer hohen kinetischen Energie und einer kleinen Tropfengröße erzeugt, was nach den Untersuchungen von Hall et al. (1997) den Wärmeübergangskoeffizienten verbessert, zum anderen wird über die Absaugung und den hier entstehenden Unterdruck verdampftes Kühlmedium, welches eine isolierende Wirkung auf den Wärmeübergang hat (Leidenfrost-Effekt), von der Oberfläche entfernt und der Partialdruck des Wassers wird gesenkt, so dass es bei geringeren Temperaturen in den gasförmigen Zustand übergeht.

Um zu prüfen, inwieweit diese prognostizierten Effekte auftreten und den Wärmeübergang im Hinblick auf den Ressourcen- und Energieverbrauch verbessern, wurde eine Demonstrationsanlage gefertigt, die in dem in Kapitel 3.1.1 beschriebenen Ver-

suchsstand eingesetzt werden kann. Ein besonderes Augenmerk muss auch auf die Untersuchung der Flächenbeaufschlagung durch ein rotierendes System gelegt werden. Bei den bisherigen Einsatzgebieten wurden, wie beschrieben, Oberflächengeschwindigkeiten bis 120 m/min verwendet. Bei Rotordrehzahlen von rund 1.500 /min wurden nur bei ungünstigen Rotorausführungen ungleichmäßige Beaufschlagungen beobachtet. Die Kühlung in der Bandherstellung läuft jedoch bei Geschwindigkeiten bis zu 1.800 m/min (Kaltwalzen) ab, wobei die Rotordrehzahlen aufgrund der Kräfte im Rotor nicht in gleichem Maße wachsen können.

### 5.1 Beschreibung der Demonstrationsanlage

Die von der Demonstrationsanlage einzuhaltenden Abmessungen sind durch die gewählte Bandbreite von 100 mm sowie die Aufhängungspunkte am Prüfstand vorgegeben. Alle Anlagenteile sind aus Korrosionsgründen in Edelstahl oder aus Aluminium hergestellt. Da die Anlage sich an einem frei schwebenden Teil des Bandes befindet, wird die Haube aus einer Ober- und einer Unterseite gefertigt, so dass sie sich um das Band schließt. Die aufeinanderliegenden Hälften sind zusammen in **Bild 5.2** abgebildet. Der Kühlbereich liegt dabei auf der linken, der Absaugbereich auf der rechten Seite. Im Einlauf- und im Auslaufbereich sowie zwischen den Kammern befinden sich Führungsrollen, die auf das Band gesenkt werden und federbelastet auf das Band drücken können. Sie sind in **Bild 5.3** vergrößert dargestellt.

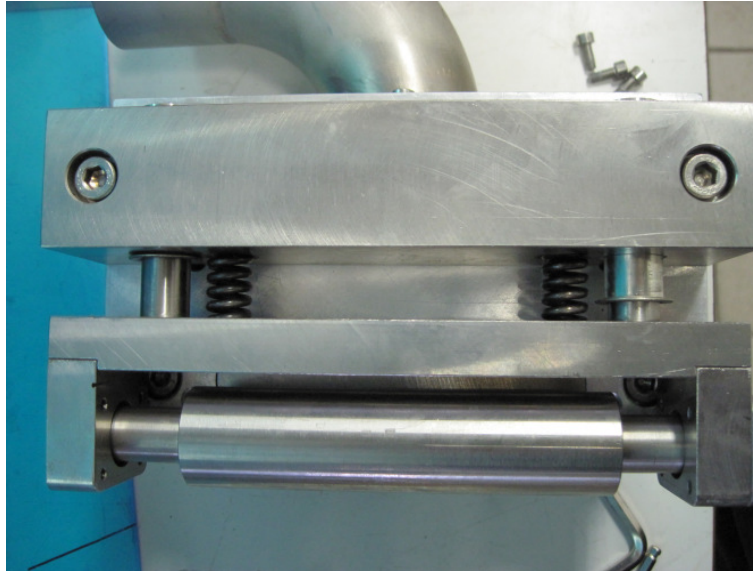


**Bild 5.2:** Seitenansicht der aufeinanderliegenden Haubenhälften

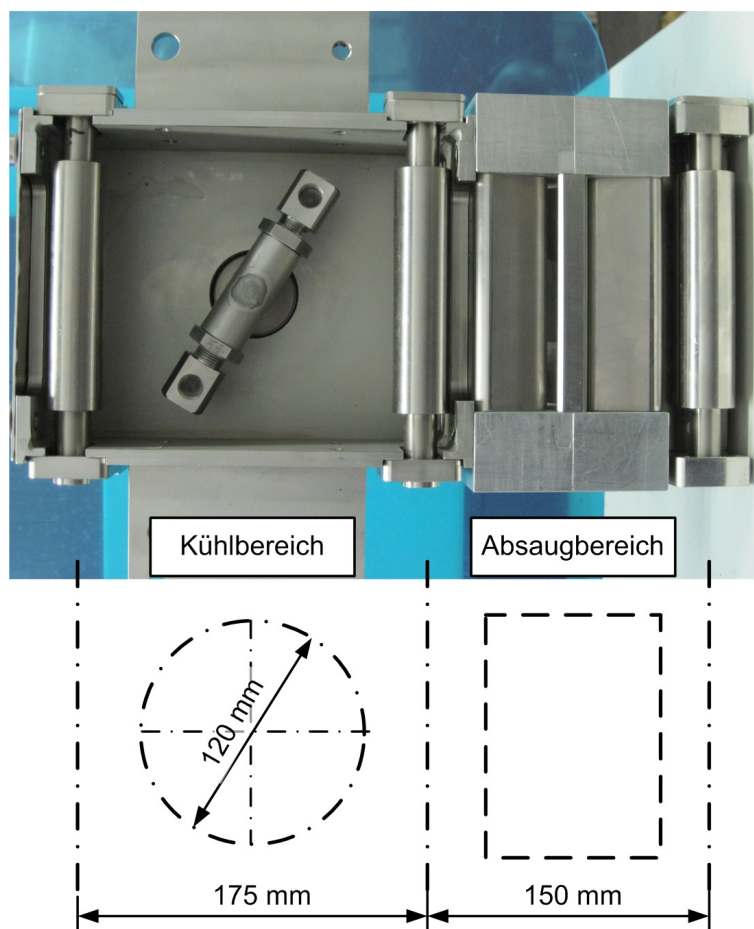
Aufgabe dieser Rollen ist, ein Schwingen des Bandes zu unterbinden. Dies ist notwendig, da eine gleichmäßige Absaugung von der Bandober- und -unterseite nicht gewährleistet werden und es so zu ungewünschten Bandschwingungen kommen kann. Der innere Aufbau der Haube ist, zusammen mit den Abmessungen, in **Bild 5.4** dargestellt.

Der Rotordurchmesser der Demonstrationsanlage beträgt 120 mm, es sind zwei Düsen im Rotor vorgesehen. Sowohl im Einlauf- als auch im Auslaufbereich der Absaugung findet sich eine im Abstand zum Band variable Leiste, so dass der Absaugspalt über dem Band variiert werden kann. Durch die geringe Breite des Ab-

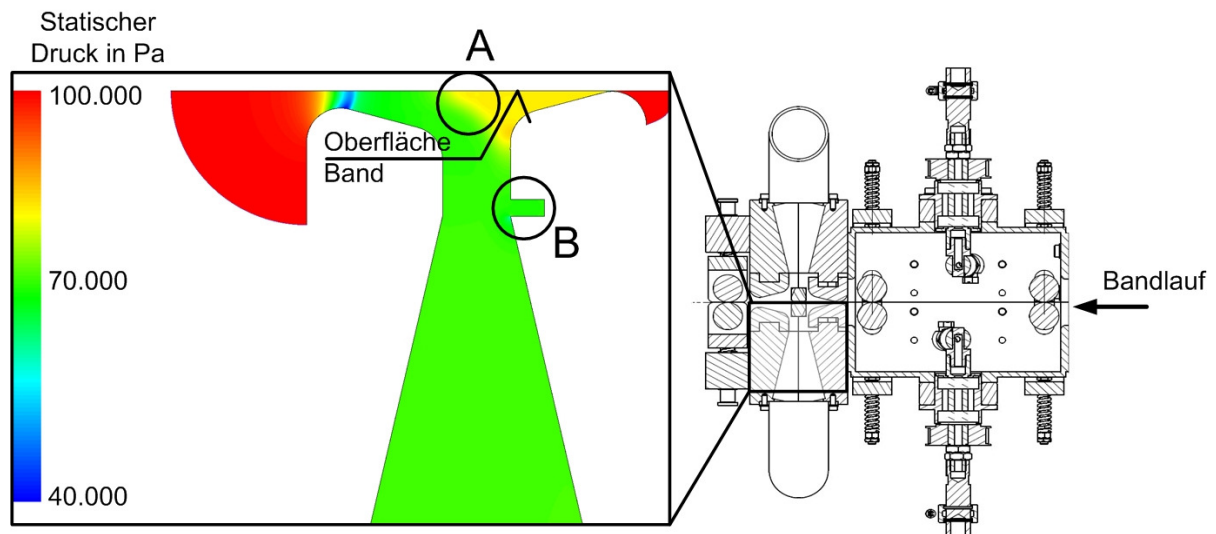
saugbereiches und die Einstellbarkeit der Absaugleisten besteht die Gefahr von Verwirbelungen und einer Kurzschlussströmung im Absaugbereich. Beide Problem-bereiche wurden mittels Strömungssimulation untersucht und sind in **Bild 5.5** aufge-zeigt.



**Bild 5.3:** Ansicht der federbelasteten Andrückrollen



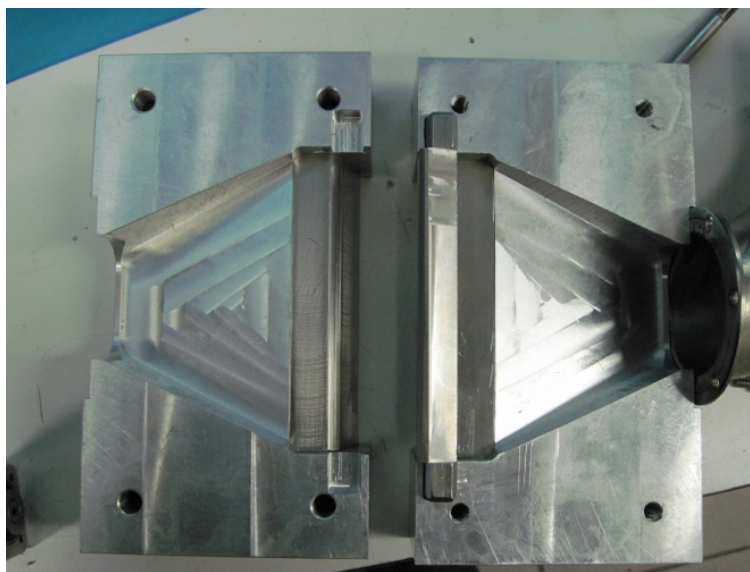
**Bild 5.4:** Innenansicht der Haubenhälfte und Abmessungen



- A: Möglichkeit einer Kurzschlussströmung  
 B: Abrisskante im Saugbereich

**Bild 5.5:** Strömungssimulation des Absaugbereiches und potenzielle Problemstellen

In Bereich A (Bild 5.5) kann es bei ungünstigen Bedingungen dazu kommen, dass die durch die Beschleunigung im Spalt mitgerissenen Stoffe direkt im gegenüberliegenden Spalt wieder ausgetragen werden und nicht durch die Absaugung entfernt werden. Bei Bereich B besteht die Gefahr eines lokalen Druckanstiegs an der sich bildenden Abrisskante, wodurch es zur ungewollten Tropfenbildung an dieser Stelle kommen kann. Die Berechnungen zeigen jedoch, dass dies nicht der Fall ist. Um dem Problem der Kurzschlussströmung zu vermeiden, wurde an dieser Stelle konstruktiv eingegriffen und eine Trennleiste vorgesehen, die diesen Strömungszustand behindert. Die Ausführung ist am aufgeklappten Saugkanal in **Bild 5.6** dargestellt.



**Bild 5.6:** Aufgeklappter Saugkanal mit Trennleiste

Als Hochdruckpumpe wird eine Plungerpumpe von Pratissoli verwendet, die einen Volumenstrom von 21 dm<sup>3</sup>/min bei einem maximalen Druck von 200 bar erzeugt. Die Absaugung erfolgt über ein Radialgebläse.

## 5.2 Untersuchungen zur Flächenbeaufschlagung

Die tatsächliche lokale Beaufschlagung der Oberfläche ist messtechnisch nicht erfassbar, da der Prozess durch die Rotation und die Oberflächenbewegung zu schnell abläuft, als dass eine lokale Volumenmessung möglich wäre. Auf der anderen Seite ist, wie bereits beschrieben, die Kenntnis der Beaufschlagung sehr wichtig für die homogene Kühlung der Oberfläche. Zu Beginn von Kapitel 3 wurde bereits beschrieben, wie die Flächenbeaufschlagung bei einer stationären Düse berechnet werden kann, in Kapitel 3.1.2 wird dargestellt, wie eine stationäre Düse vermessen wird. Im Folgenden wird gezeigt, wie die lokale Beaufschlagung am Band unter Einbeziehung der vermessenen Düsenprofile bei der Rotation simuliert wird.

Die Einteilung des Bandes und des Beaufschlagungsprofils in Segmente wird von Kapitel 4.2.1 übernommen.

In der Beaufschlagungssimulation wird zunächst geprüft, welche Oberflächensegmente des Bandes unter dem Beaufschlagungsprofil liegen. Der unter jedem Segment des Beaufschlagungsprofils abgegebene Massenstrom ergibt sich aus:

$$\dot{m}_{F, BP} = \dot{M}_M \cdot dx_{BP} \cdot dy_{BP} . \quad (5.1)$$

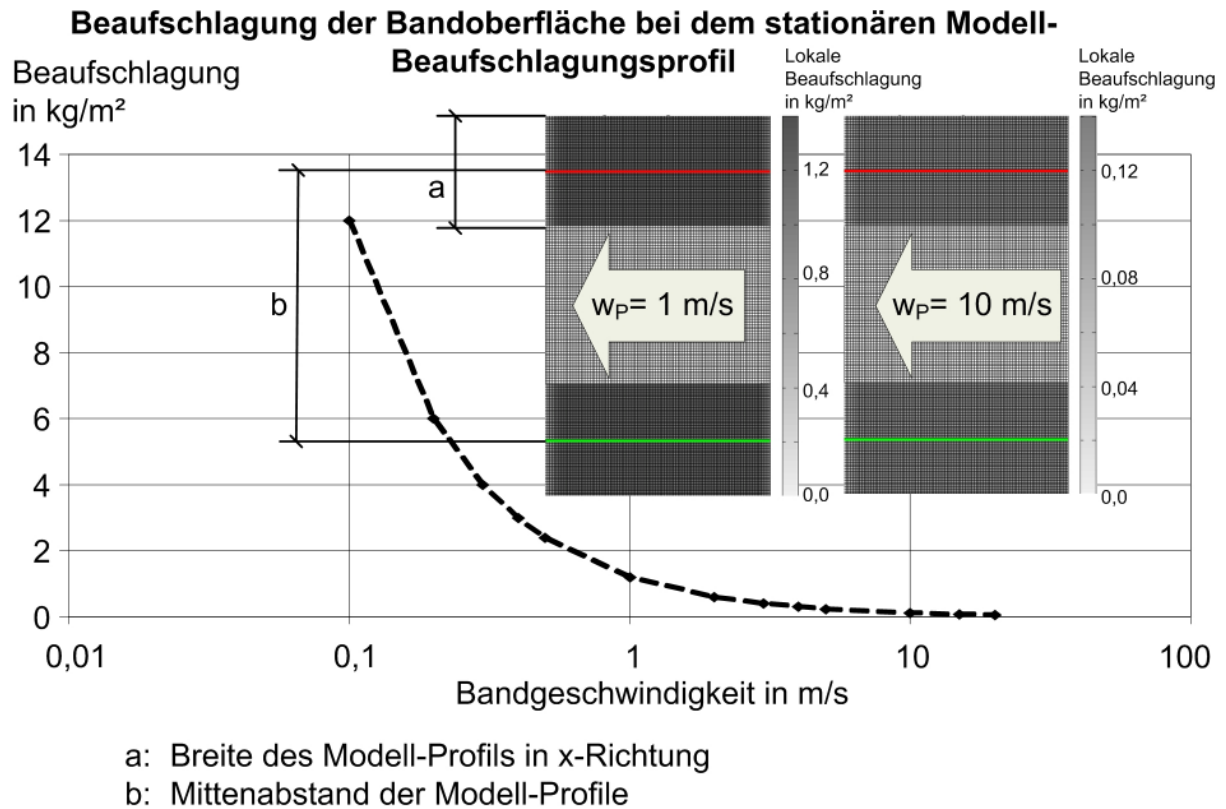
Die Flüssigkeitsmenge, die auf ein Flächensegment  $dA_P$  im Zeitraum  $dt$  unter dem Profil auftrifft, wird bestimmt aus:

$$m_{F, P} = k \cdot \dot{m}_{F, BP} \cdot dt . \quad (5.2)$$

Hierin ist  $k$  die Anzahl der Segmente des Beaufschlagungsprofils, die im Zeitraum  $dt$  über dem Bandsegment stehen. Die Bandbeaufschlagung, die sich an einem Bandsegment nach Durchlaufen des Profils ergibt, berechnet sich aus der Summe der aufgetroffenen Wassermenge und der Fläche des Bandsegments:

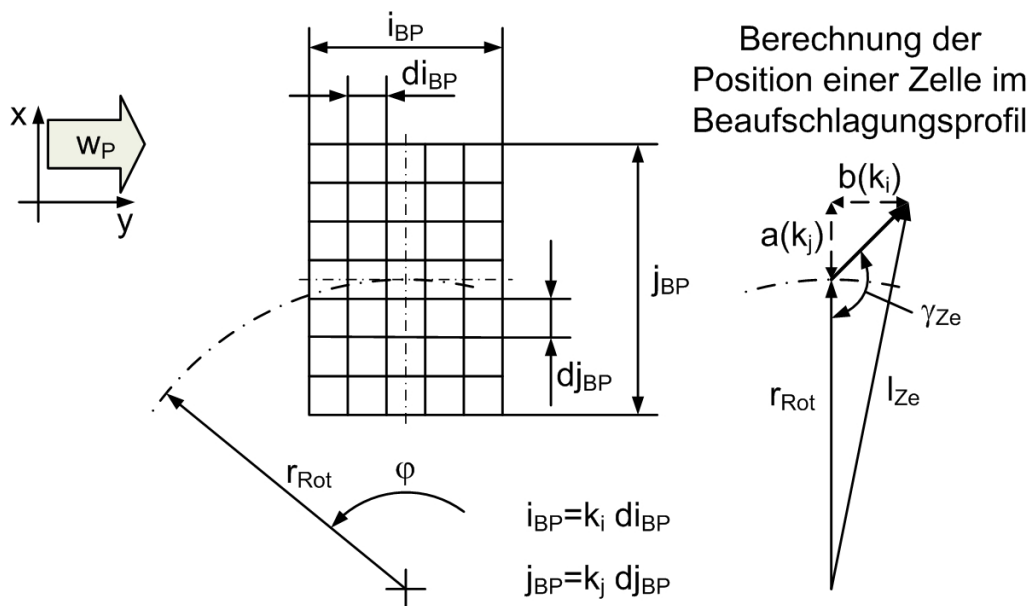
$$M_{M, P} = \frac{\sum m_{F, P}}{dA_P} . \quad (5.3)$$

Die sich an einem bewegten Band bei einem stationären Modell-Beaufschlagungsprofil einstellende Beaufschlagung ist in **Bild 5.7** bei verschiedenen Bandgeschwindigkeiten dargestellt. Die hier abgebildete Kurve stellt Anhaltswerte für grundlegende Vergleiche zwischen stationärer und rotierender Beaufschlagung dar.



**Bild 5.7:** Simulation der Bandbeaufschlagung bei verschiedenen Bandgeschwindigkeiten mit stationären Modell-Beaufschlagungsprofilen

Um die Beaufschlagung der Oberfläche mit einem rotierenden Düsenbalken zu simulieren, wird das Beaufschlagungsprofil um den Rotormittelpunkt gedreht, während das Band linear darunter bewegt wird. Die sich hierdurch ergebenden Beziehungen am Beaufschlagungsprofil sind in **Bild 5.8** dargestellt.



**Bild 5.8:** Größen und Beziehungen am rotierenden Beaufschlagungsprofil

Über die Drehzahl des Rotors wird mit der Zeiteinteilung  $dt$  die Winkeländerung  $d\varphi$  bestimmt:

$$d\varphi = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Rot}} \cdot dt. \quad (5.4)$$

In jedem Winkelschritt wird das Beaufschlagungsprofil von  $1$  bis  $k_i$  und  $1$  bis  $k_j$  durchlaufen und die in diesem Zeitschritt abgegebene Flüssigkeitsmenge  $m_{F, BP}$  der unter dem Mittelpunkt der Beaufschlagungszelle liegenden Bandzelle zugerechnet:

$$m_{F, BP} = \dot{M}_{M, BP} \cdot di_{BP} \cdot dj_{BP} \cdot dt. \quad (5.5)$$

Die Position der Beaufschlagungszelle wird von der Mitte des Profils und dem aktuellen Winkel  $\varphi$  aus berechnet. Der zur Rotationsmitte senkrechte Abstand der Zelle vom Mittelpunkt ergibt sich aus:

$$a(k_j) = -\frac{j_{BP}}{2} + \frac{dj_{BP}}{2} + (k_j - 1) \cdot dj_{BP}. \quad (5.6)$$

Der rechtwinklige Abstand zur Geraden durch die Rotationsmitte bildet sich analog:

$$b(k_i) = -\frac{i_{BP}}{2} + \frac{di_{BP}}{2} + (k_i - 1) \cdot di_{BP}. \quad (5.7)$$

Der absolute Abstand der Zelle zur Rotormitte wird berechnet aus:

$$l_{Ze} = \sqrt{(r_{\text{Rot}} + a(k_j))^2 + b(k_i)^2}. \quad (5.8)$$

Der Abstand der Zelle zur Mitte des Beaufschlagungsprofils berechnet sich ebenfalls nach Pythagoras:

$$c(k_j, k_i)^2 = a(k_j)^2 + b(k_i)^2. \quad (5.9)$$

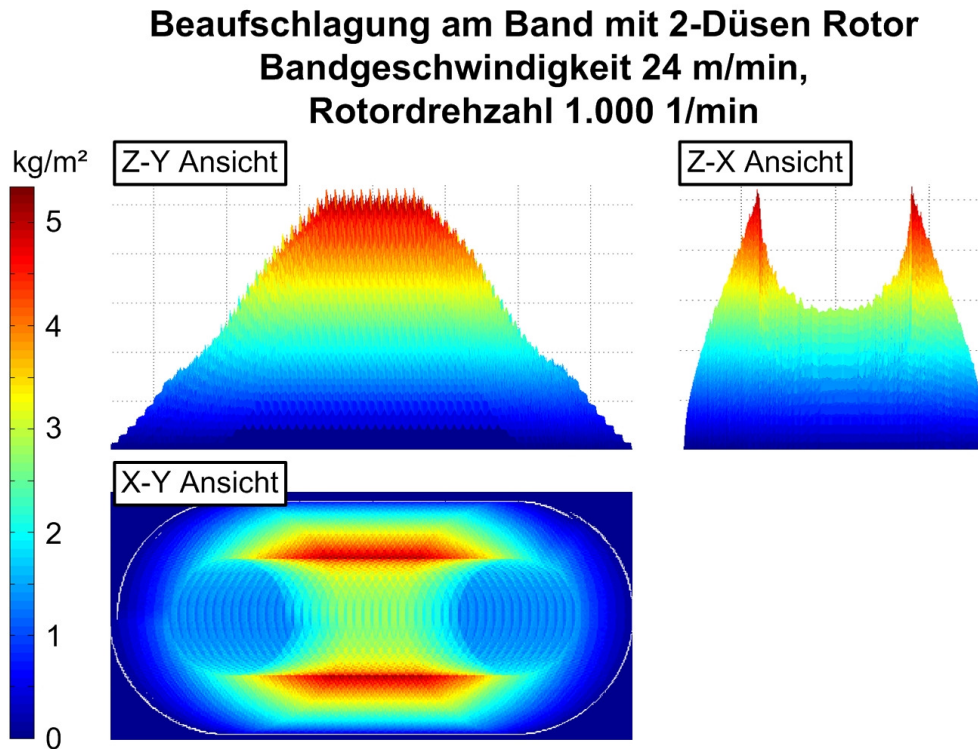
Der Winkel  $\gamma_{Ze}$  zwischen  $r_{\text{Rot}}$  und  $c(k_j, k_i)^2$  wird über den Kosinussatz bestimmt:

$$\gamma_{Ze} = \cos^{-1} \left( \frac{-(c(k_j, k_i)^2 - r_{\text{Rot}}^2 - l_{Ze}^2)}{2 \cdot r_{\text{Rot}} \cdot l_{Ze}} \right). \quad (5.10)$$

Mit dem Simulationsprogramm wurden Untersuchungen der Bandbeaufschlagung durchgeführt, um Aussagen hinsichtlich der Homogenität, der möglichen Bandgeschwindigkeiten sowie über ungünstige Rotor-Band-Konstellationen treffen zu können. Für diese Fälle wurde wiederum das Modell-Beaufschlagungsprofil verwendet (Bild 4.16c), da so ein direkter Vergleich möglich ist.

Das Ergebnis einer Simulation der Beaufschlagung für die Demonstrationsanlage mit dem Modell-Beaufschlagungsprofil ist in **Bild 5.9** dargestellt. Zu Beginn und am Ende der Berechnung sind die An- und Abfahrbereiche zu erkennen, in der Mitte findet sich der konstante Bereich. In diesem zeigen sich deutliche Spitzen an den Wendepunkten der Düsen.





**Bild 5.9:** Ergebnisdarstellung einer Beaufschlagungsberechnung für den Rotor der Demonstrationsanlage

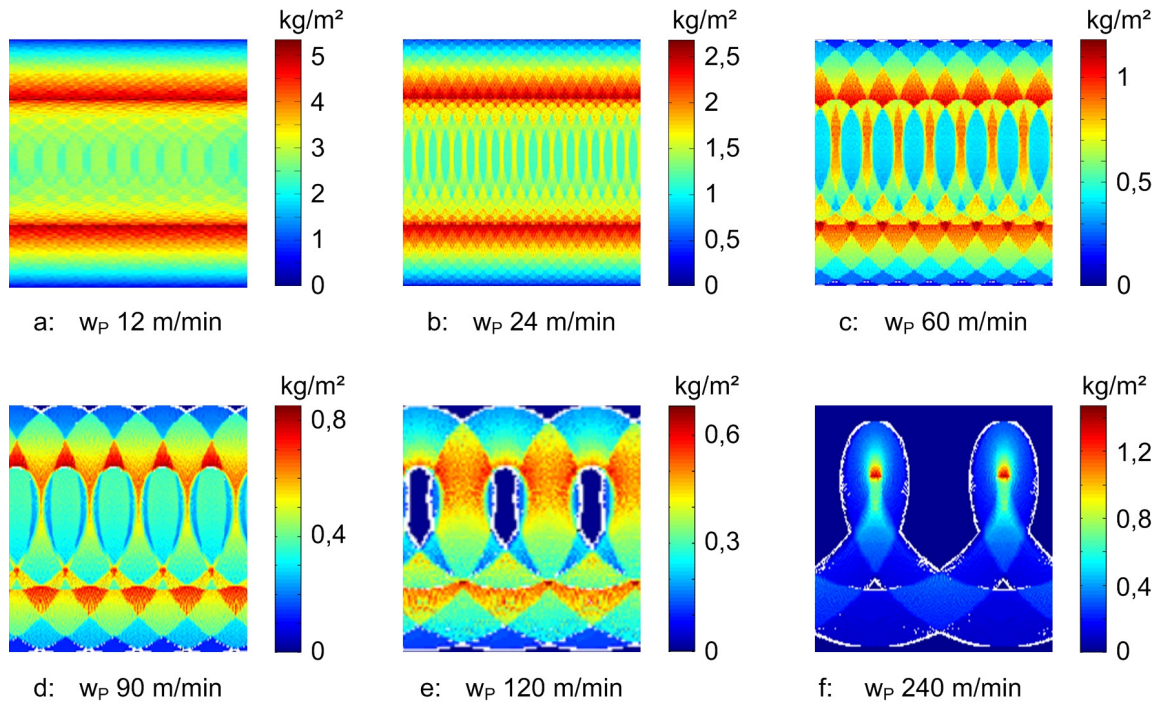
Bei Verwendung eines Rotors mit nur zwei Düsen nimmt die Homogenität der Beaufschlagung mit steigender Bandgeschwindigkeit ab, es kommt zu einer ungünstigen Fluidverteilung auf dem Band. Die Entwicklung der Beaufschlagung ist in **Bild 5.10** dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass ab einer Bandgeschwindigkeit von 120 m/min einige Oberflächenpunkte auf dem Band keine direkte Beaufschlagung mehr erfahren. Zudem bildet sich über der Bandbreite eine Asymmetrie der Beaufschlagung aus, die im Betrieb eine stärkere Kühlung der in Bandlaufrichtung linken Bandseite bewirkt. Hierdurch kommt es zu Temperaturspannungen im Band, die einem geraden Bandlauf entgegen wirken. Die Anlage kann unter diesen Umständen nicht mehr betrieben werden. Bei weiterer Steigerung der Bandgeschwindigkeit kommt es zu einer ungünstigen Konstellation der Rotationsgeschwindigkeit zur linearen Bandgeschwindigkeit, die Düse dreht eine enger werdende Schleife über dem Band, wodurch es zu einer lokalen Maximierung der Beaufschlagung kommt. Dieses Phänomen entsteht durch eine Resonanz zwischen Band und Rotor und erreicht ein Maximum, wenn Bandgeschwindigkeit und Rotorumfangsgeschwindigkeit denselben Wert annehmen.

Durch Steigerung der Düsenanzahl am Rotor kann die Bandgeschwindigkeit, bei der noch eine homogene Beaufschlagung vorliegt, weiter erhöht werden. Der Punkt der Resonanz bleibt jedoch erhalten, so dass dies als rotorbedingte Begrenzung gelten muss.

Auch eine Erhöhung der Rotordrehzahl bringt eine Verbesserung der Beaufschlagungshomogenität, wobei die notwendige Durchflussmenge jedoch konstant bleibt. Dieser Effekt ist in **Bild 5.11** dargestellt. Zu erkennen ist in dieser Darstellung, dass die lokale Beaufschlagungsspitze durch die erhöhte Drehzahl verschwindet, da die

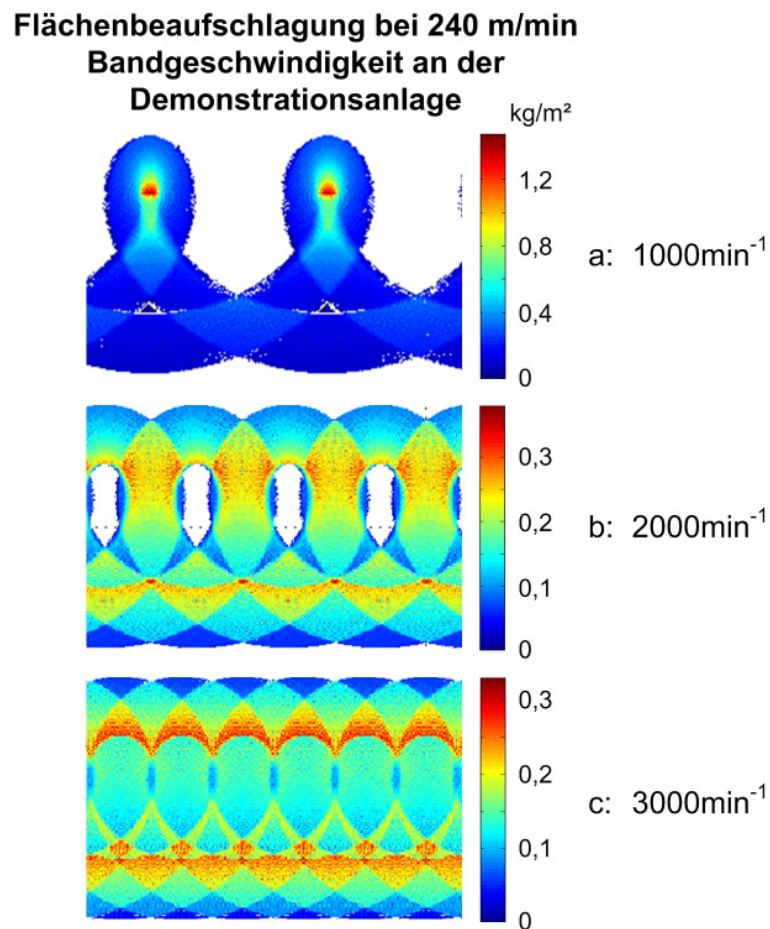
Rotorumfangsgeschwindigkeit gesteigert wurde. Während bei  $2.000 \text{ min}^{-1}$  noch Lücken in der Beaufschlagung sind, wird bei  $3.000 \text{ min}^{-1}$  die Fläche komplett benetzt. Insgesamt kann mit dem vorhandenen Rotor nur bei relativ geringen Bandgeschwindigkeiten eine homogene Beaufschlagung der Fläche erreicht werden.

### Flächenbeaufschlagung bei einem Rotor mit zwei Düsen und $1.000 \text{ min}^{-1}$



**Bild 5.10:** Entwicklung der Beaufschlagung der Demonstrationsanlage bei steigender Bandgeschwindigkeit

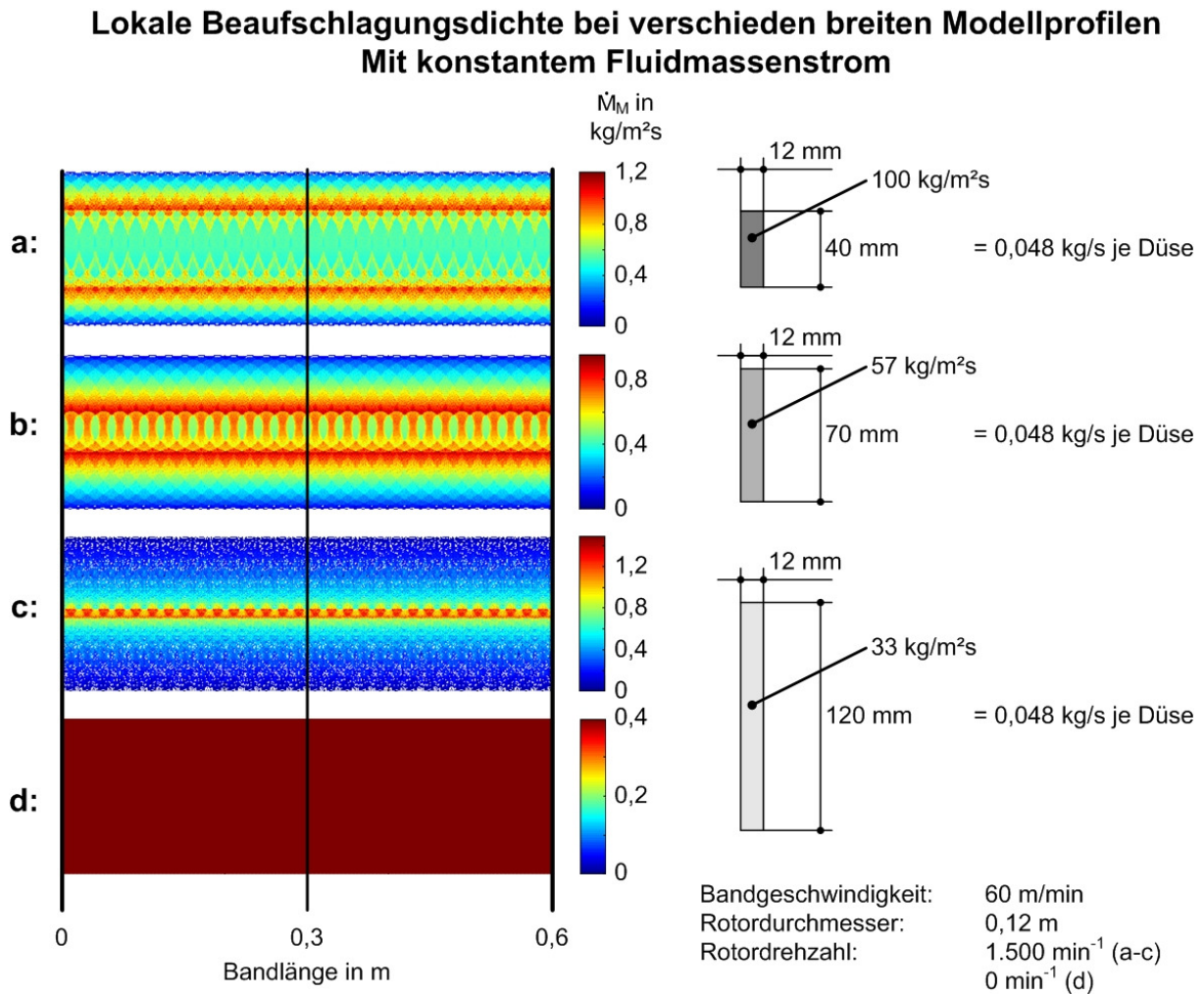
Durch die Auswahl der Düse und somit des Beaufschlagungsprofils kann eine Verbesserung der Beaufschlagung erzielt werden. In den vorherigen Rechnungen wurde ein Profil mit den Kantenlängen  $12 \times 40 \text{ mm}$  und einer Beaufschlagungsdichte von  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  verwendet. Dies entspricht einem Volumenstrom von  $0,048 \text{ kg/s}$  an der Düse. Wird eine Düse mit einem breiteren Strahlbild, zum Beispiel durch einen größeren Öffnungswinkel, bei gleichbleibendem Durchsatz eingesetzt, so ergibt sich zum Beispiel ein Profil mit den Kantenlängen  $12 \times 70 \text{ mm}$  bei einer Beaufschlagungsdichte von  $57 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .



**Bild 5.11:** Entwicklung der Beaufschlagung an der Demonstrationsanlage bei Erhöhung der Rotordrehzahl

Ein Vergleich verschiedener Modell-Beaufschlagungsprofile ist in **Bild 5.12** dargestellt. Hier zeigt sich, dass bei Verwendung eines breiteren Beaufschlagungsprofils der Punkt der lokalen maximalen Beaufschlagungsdichte zum Rotationsmittelpunkt wandert. Liegt die Profildbreite bei dem doppelten Wert des Rotorradius, so befindet sich das Maximum in der Mitte des Rotors. Dasselbe Profil bei stehendem Rotor liefert Bild 5.12d. Hier zeigt sich natürlich ein sehr homogenes Beaufschlagungsbild, jedoch liegt die lokale Beaufschlagungsdichte nur bei der Hälfte derer aus Bild 5.12b, deren Verteilung als nahezu Optimal betrachtet werden kann.

Im jeweiligen Anwendungsfall muss also anhand des Düsen-Beaufschlagungsprofils die passende Düse für jeden Rotor ermittelt werden.



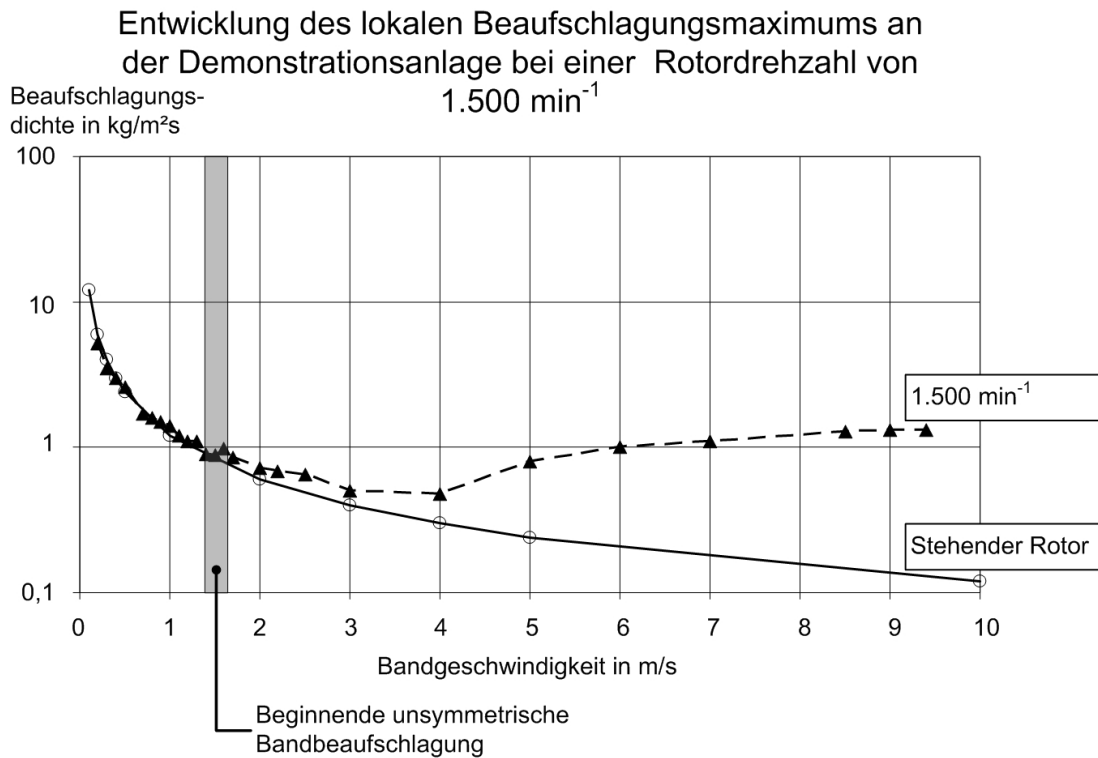
**Bild 5.12:** Entwicklung der lokalen Beaufschlagungsdichte bei Verwendung verschiedener Modell-Beaufschlagungsprofile

Eine ungünstige Band-Rotor-Konstellation liegt dann vor, wenn es auf dem Band zu einer lokal begrenzten und im Vergleich zur Umgebung hohen Beaufschlagung kommt. Dies geht einher mit einer unsymmetrischen Beaufschlagung am Band, was im praktischen Betrieb zu über der Bandbreite ungleichen Bandlängen führt, die wiederum ein Verlaufen des Bandes bewirken. Um diese Konstellationen aufzeigen zu können, wurden Simulationen mit variierenden Parametern durchgeführt. Die maximale am Band auftretende Beaufschlagung wird im Anschluss über der Bandgeschwindigkeit aufgetragen und mit der bei stationären Düsen erreichten Beaufschlagung verglichen. Diese Untersuchung ist in **Bild 5.13** für eine Rotordrehzahl von 1.500 min<sup>-1</sup> bei der Demonstrationsanlage mit zwei Düsen aufgetragen. Die hier dargestellten Ergebnisse gelten nur für den Rotor der Demonstrationshaube mit einem Durchmesser von 0,12 m und dem Modellbeaufschlagungsprofil aus Bild 4.16c. Nach derselben Vorgehensweise wurden verschiedene Rotordrehzahlen simuliert, diese Ergebnisse sind in **Bild 5.14** zusammengestellt.

Rechnerisch ergibt sich ein Resonanzbereich zwischen Band und Rotor, wenn die Umgangsgeschwindigkeit eines Punktes des Beaufschlagungsprofils mit der Bandgeschwindigkeit übereinstimmt. Die Rotorumfangsgeschwindigkeit berechnet sich aus:

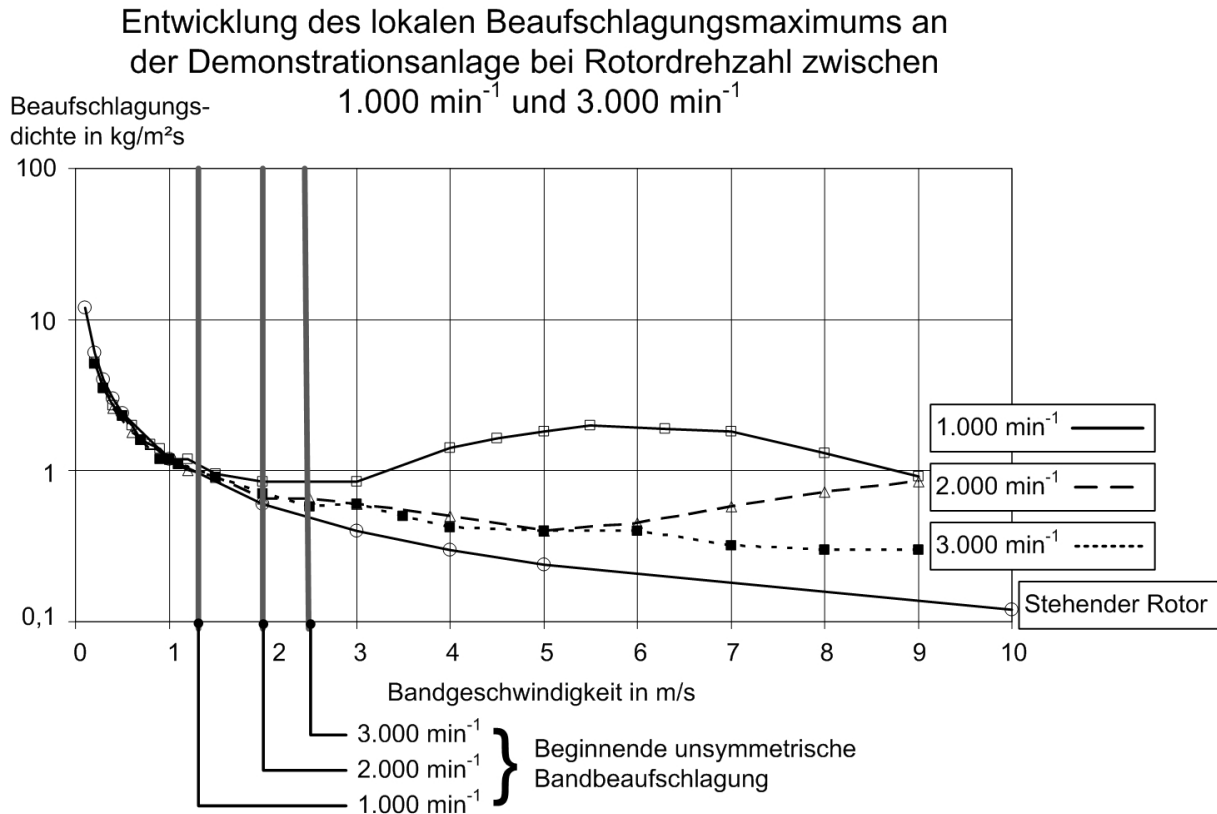
$$W_{\text{Rot}} = \pi \cdot d_{\text{Rot}} \cdot n_{\text{Rot}} \quad (5.11)$$

Das berechnete Beaufschlagungsprofil am Band zeigt jedoch schon vor Erreichen des Resonanzpunktes Asymmetrien, die zu den oben benannten Problemstellungen führen. Der jeweilige Beginn der unsymmetrischen Bandbeaufschlagung ist Bild 5.13 und Bild 5.14 eingezeichnet. Es zeigt sich, dass eine Verdoppelung der Rotordrehzahl nicht zu einer Verdoppelung der möglichen Bandgeschwindigkeiten führt, selbst bei einer Rotordrehzahl von  $3.000 \text{ min}^{-1}$  kann nur eine Bandgeschwindigkeit von  $150 \text{ m/min}$  mit der Demonstrationsanlage gefahren werden.



**Bild 5.13:** Entwicklung des lokalen Beaufschlagungsmaximums bei  $1.500 \text{ min}^{-1}$  an der Demonstrationsanlage

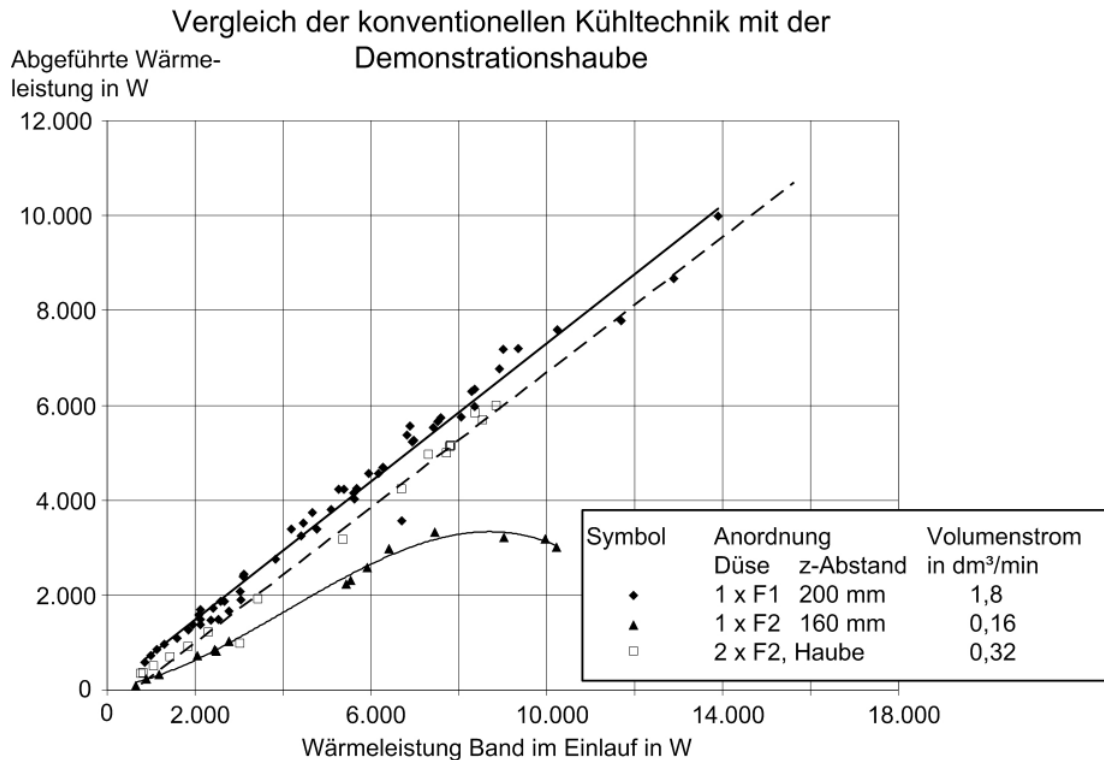
Eine Änderung des Rotordurchmessers verschiebt die Resonanzen zu anderen Bandgeschwindigkeiten, eine Änderung des Profils bringt eine leichte Verlagerung der Spitzenbeaufschlagung in der x-Richtung auf dem Band.



**Bild 5.14:** Entwicklung des lokalen Beaufschlagungsmaximums zwischen 1.000 und 3.000 min<sup>-1</sup> an der Demonstrationsanlage

### 5.3 Bestimmung des Wärmeübergangs

Im Gegensatz zur konventionellen Kühlung, wie in **Kapitel 4.3** beschrieben, kann aufgrund der komplexen Verhältnisse in der Kühlhaube kein Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden. Die Ermittlung der abgeführten Wärmeleistung kann jedoch analog zu den konventionellen Kühlversuchen durchgeführt werden. In der Haube werden zwei Flachstrahldüsen des bekannten Typs F2 bei 2 bar Spritzdruck eingesetzt, so dass hier die Bandoberfläche mit einem Volumenstrom von 0,32 dm<sup>3</sup>/min beaufschlagt wird. Die Düsen sind, aufgrund der aufgezeigten Probleme der Kühlung bei Einsatz des Rotors, stationär hintereinander angeordnet. Ihr Abstand zum Band beträgt rund 50 mm. Die gemessenen abgeführten Wärmeleistungen sind in **Bild 5.15** über der Bändeinlaufleistung dargestellt, zum direkten Vergleich sind hier auch die durch die konventionelle Kühlung aufgetragenen Werte eingetragen. Es zeigt sich, dass die Demonstrationshaube eine ähnlich hohe Wärmeleistung aus dem Band abführt wie die Flachstrahldüse F1, jedoch mit weniger als 20 % des Kühlmitteleinsatzes. Zudem tritt die bei der Düse F2 zu erkennende Abschwächung der abgeführten Wärmeleistung nicht auf, der Bereich der partiellen Filmverdampfung wird also nicht erreicht.



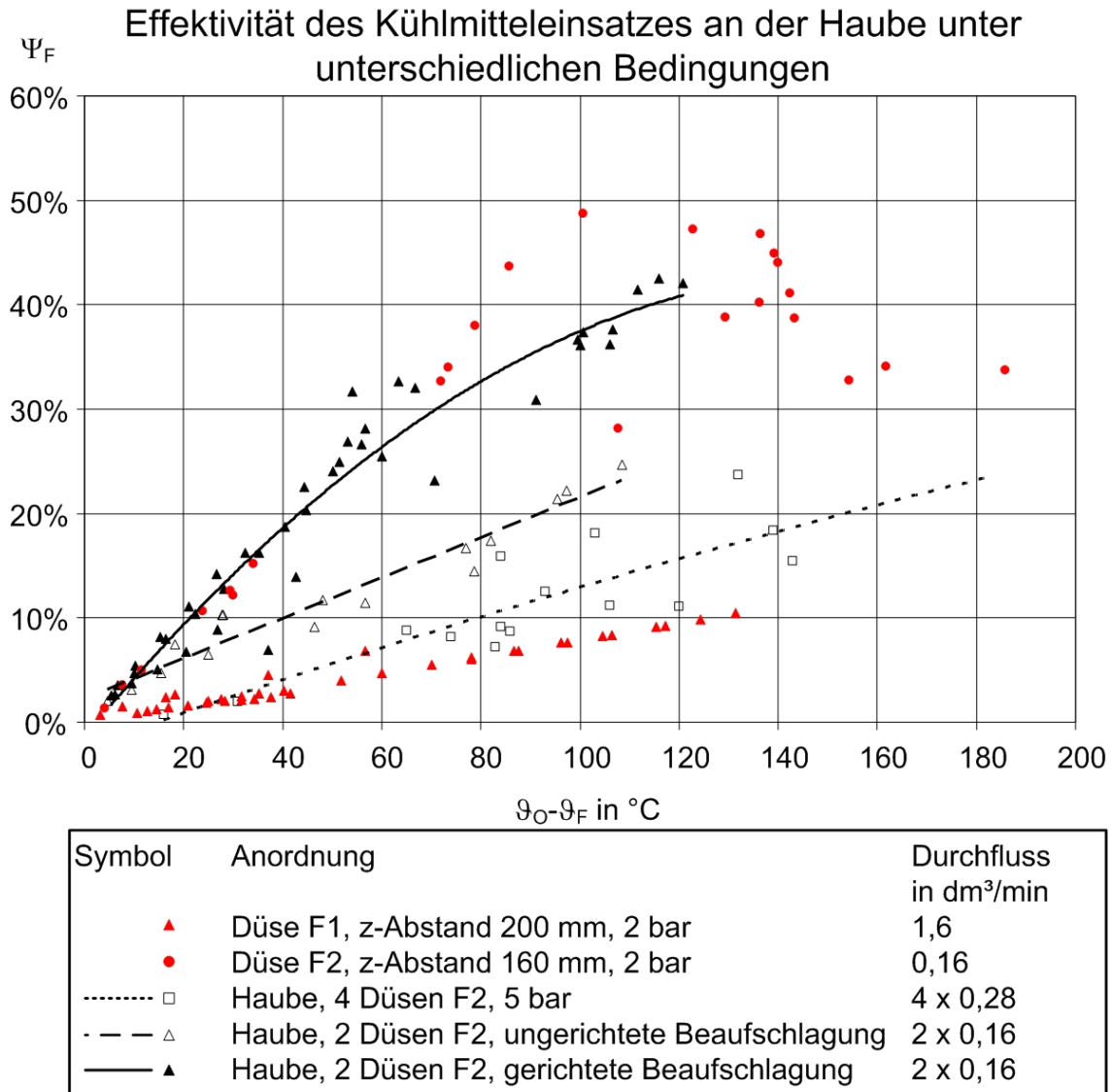
**Bild 5.15:** Vergleich der abgeführten Wärmeleistung der Haube und der konventionellen Düsen über der Bandeinlaufleistung

#### 5.4 Effizienzvergleich zur konventionellen Kühltechnik

Die für die konventionelle Kühlung eingeführten Effektivitäten und Wirkungsgrade (Kapitel 4.4) können ohne Änderungen auch für die Haube übernommen werden. Somit kann auch ein direkter Vergleich der Kühltechniken vorgenommen und entsprechende Aussagen hinsichtlich des Potenzials der neuen Technik durchgeführt werden. Der Wirkungsgrad der Zerstäubung für die Düse F2 wurde bei einem Spritzdruck von 2 bar bereits bestimmt und liegt bei 1,1 %.

Die Effektivität der Kühlmittelnutzung an der Kühlhaube wurde in drei unterschiedliche Konfigurationen untersucht. Die Ergebnisse sowie der Vergleich zu den Effektivitäten der konventionellen Kühlversuche ist in **Bild 5.16** dargestellt. In der ersten Versuchsreihe wurde die Bandober- und -unterseite von jeweils zwei Düsen des Typs F2 mit einem Spritzdruck von 5 bar beaufschlagt. Es zeigt sich, neben einer starken Streuung der Werte, nur eine geringfügig gegenüber der Düse F1 verbesserte Effektivität. Aufgrund der Erkenntnisse aus Kapitel 4.4.2 wird bei der folgenden Anordnung der Spritzdruck auf 2 bar reduziert. Die Effektivität der Kühlmittelnutzung liegt auch dann doppelt so hoch wie bei der Düse F1, wenn die Sprühstrahlen absichtlich vollständig am Band vorbei geleitet werden. Dies zeigt, dass schon der im Haubeninneren entstehende Sprühnebel eine gute Kühlwirkung erzielt. Werden beide Düsen stehend auf das Band ausgerichtet, so ergibt sich eine Kühlmittelleffektivität, die im Temperaturbereich der Oberfläche bis 100 °C über der einer einzelnen Düse F2 liegt. Im Bereich über 100 °C sinkt sie ein wenig ab. Die in Bild 5.15 gezeigte hohe Wärmeabfuhr durch die Haube begründet sich dadurch, dass eine größere Flüssigkeits-

menge mit der Effektivität einer dünnen Beaufschlagung auf das Band trifft und somit in der Lage ist, große Wärmeleistungen aufzunehmen.



**Bild 5.16:** Vergleich der Kühlmittelleffektivität an der Kühlhaube bei unterschiedlichen Anordnungen und der konventionellen Düsen

### 5.5 Fazit

Die vorgestellte Kühlhaube wurde zunächst hinsichtlich des für den Wärmeübergang bestimmenden Parameters, der Beaufschlagungsdichte, untersucht. Hierfür wird ein Berechnungsmodell vorgestellt und angewendet, bei dem Bandgeschwindigkeit, Rotationsgeschwindigkeit und Beaufschlagungsprofil einfließen. Anhand der Simulation kann gezeigt werden, dass mit der gegebenen Demonstrationshaube nur bis zu Bandgeschwindigkeiten von rund 150 m/min eine symmetrische Beaufschlagung des Bandes erreicht werden kann. Bei der symmetrischen Beaufschlagung zeigt sich, dass die Bandkanten die größte Beaufschlagung erfahren und somit am stärksten gekühlt werden. Bei einer Bandanlage zieht das Band immer zur Faser mit der größten Bandspannung, weswegen die Rollen ballig ausgeführt sind. Wird das Band un-



gleichmäßig oder an den Kanten stärker gekühlt als in der Bandmitte, so wandert die Faser der maximalen Bandspannung auf eine Seite oder zu den Kanten, was zur Folge hat, dass die Rollen das Band nicht mehr zentriert führen können. Dies führt unweigerlich zu einem Bandstillstand, es können keine Messungen durchgeführt werden. Aus den genannten Gründen wurde der Rotor fixiert, um eine reproduzierbare Beaufschlagung zu erhalten.

Durch die Messungen des Wärmeübergangs im Vergleich zu den konventionellen Kühltechniken wird dargestellt, dass die Demonstrationshaube Wärmeleistung aus dem Band abführen kann, die sonst den Einsatz einer rund fünfmal so großen Kühlmittelmenge erfordern. Dies wird durch den Einsatz einer feinen Zerstäubung bei niedrigem Spritzdruck erreicht, die eine hohe Effektivität der Kühlmittelnutzung bewirkt. Im Gegensatz zu einer konventionellen Nutzung dieser feinen Zerstäubung wird durch die Haube das Erreichen der partiellen Filmverdampfung, und dem dadurch entstehenden Abfall des Wärmeübergangskoeffizienten, vorgebeugt. Es kann somit über einen größeren Temperaturbereich eine konstante Wärmeabfuhr sichergestellt werden.

Es kann zudem beobachtet werden, dass ab einer Oberflächentemperatur von rund 80 °C das Band vollständig getrocknet die Kühlhaube verlässt. Dieser Zustand lässt sich bei Einsatz einer Bandabblase erst bei Bandtemperaturen über rund 140 °C erreichen. Da der Unterdruck im Absaugbereich aufgrund von konstruktiv bedingten Undichtigkeiten bei lediglich 6 mbar lag kann darauf geschlossen werden, dass dieser Vorteil bei einem größeren Unterdruck weiter ausgebaut werden kann.

### 5.6 Aufgetretene Problemstellungen

Bei der Verwendung der Demonstrationsanlage konnten einige konstruktive Problemstellungen aufgedeckt werden, die bei der Weiterentwicklung der Technik beachtet werden müssen. Ein besonderes Augenmerk muss dabei auf der Konstruktion der Abdichtung der Saugkammer gelegt werden, um einen höheren Unterdruck darstellen zu können. Bei der ausgeführten Demonstrationshaube schließen die Außenkanten der Haube nicht dicht um das Band, so dass hier Luft eingesaugt wird, die nicht zur Bandtrocknung beiträgt.

Es hat sich gezeigt, dass die in der Haube verbauten Andrückrollen, die ein Schwingen des Bandes verhindern sollten, nicht notwendig sind. Im Versuchsbetrieb können die Rollen ohne negative Effekte so weit auseinander gefahren werden, dass sie keinen Kontakt zum Band aufweisen.

## 6 Temperaturmessrolle

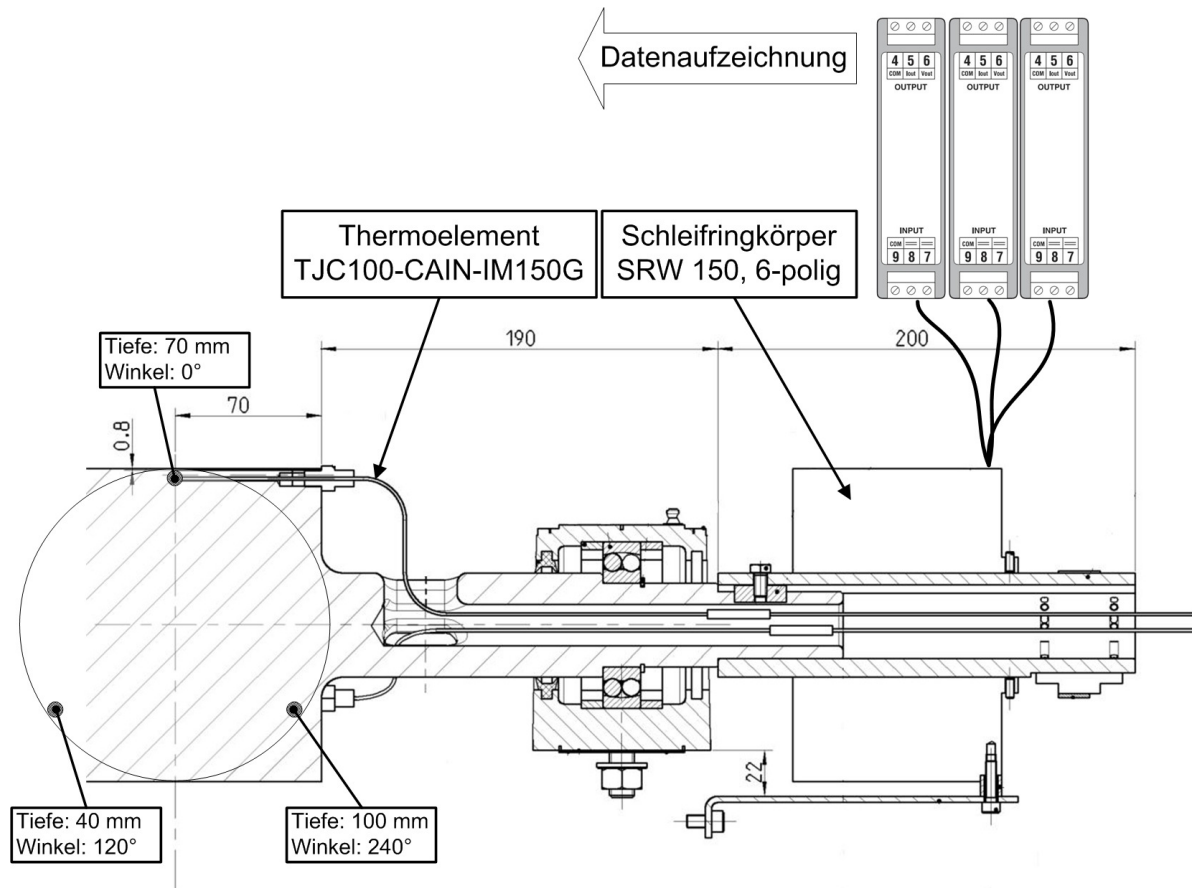
Wie bereits in Kapitel 3.3 beschrieben stellt die Temperaturmessung an blanken Metalloberflächen eine Problematik dar, die zurzeit nur durch kostenintensive Messtechnik gelöst werden kann. Am Bandprüfstand ergibt sich jedoch die Möglichkeit, die Einsatzfähigkeit von anderen Messtechniken unter praxisnahen Bedingungen zu erproben und mit Referenzmessungen zu überprüfen.

Im Walzwerk wird die Bandplanheit durch eine Bandzugmessrolle überprüft, bei der die lokalen, durch den Bandzug erzeugten Kräfte auf eine Umlenkrolle gemessen werden. Hier soll untersucht werden, ob durch den Austausch einer Kraftmessdose durch ein Thermoelement die Messung der Bandtemperatur möglich wird.

### 6.1 Aufbau der Messrolle

Die Temperaturmessrolle ist, wie die Umlenkrollen auch, aus Edelstahl gefertigt. Ihr Walzenballen ist jedoch mit 140 mm um 30 mm breiter als die Ballen der Umlenkrollen und im Gegensatz zu ihnen nicht ballig geschliffen, um einen gleichmäßigen Abstand der Thermoelemente von der Ballenoberfläche zu erreichen. Es sind in der Rolle drei Thermoelemente verbaut, die in einem Winkelabstand von  $120^\circ$  zueinander angeordnet sind und unterschiedlich tief im Ballen stecken. Ein Thermoelement findet sich in der Ballenmitte, die anderen beiden um  $\pm 30$  mm dazu versetzt. Der Abstand der Messspitzen zur Rollenoberfläche liegt bei 0,8 mm. Die Thermoelemente sind mit einer Verschraubung in der Ballenflanke fixiert und werden im Inneren der Rolle durch den Auflagerpunkt geführt. Auf der anderen Seite des Lagers ist ein Schleifringkörper auf den Rollenschaft gesetzt, dessen Außenring über eine Drehmomentstütze mit dem Anlagengestell verbunden ist.

Die Thermoelemente werden am Schaftende aus der Rolle geführt und sind an den mitdrehenden Innenring des Schleifringkörpers angeschlossen. Das Messsignal wird im Schleifringkörper an den stehenden Außenring übertragen, von wo es in aktive Messwertverstärker eingespeist wird. Die Messwertverstärker sind an die Datenaufzeichnung angebunden. Der Aufbau des Systems ist in **Bild 6.1** zu sehen.

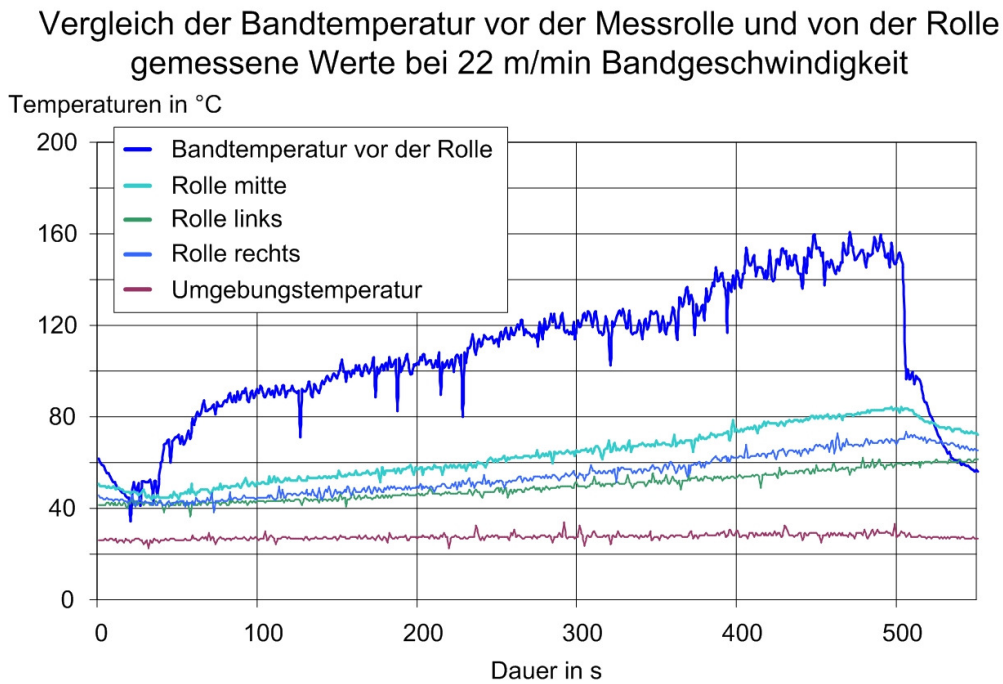


**Bild 6.1:** Schnitt durch die Temperaturmessrolle

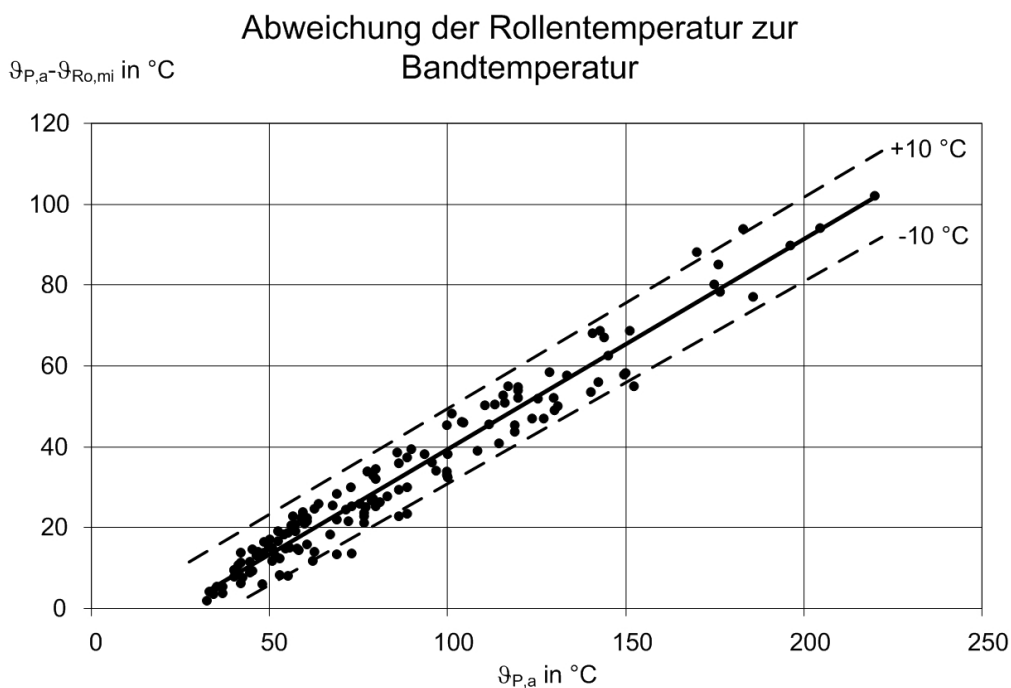
## 6.2 Darstellung und Beurteilung der Messergebnisse

Die Temperaturmessrolle wird bei allen Versuchen verwendet und die Messwerte mit aufgezeichnet. Ein Beispiel für die so gewonnenen Daten ist in **Bild 6.2** dargestellt. Hier werden bei einer kontinuierlichen Versuchsdurchführung die Bandtemperatur hinter der Kühlstrecke, die dort vorliegende Umgebungstemperatur sowie die Messwerte der Rolle aufgezeigt. Die Bezeichnungen Mitte, Links und Rechts beziehen sich auf die Position des Thermoelements in der Rolle in Bandlaufrichtung gesehen. Wie zu erkennen ist, reagieren die Thermoelemente in der Rolle sehr träge auf die Temperaturänderungen des Bandes. Die konstante Steigerung der Bandtemperatur wird abgebildet, steilere Anstiege werden jedoch stark gedämpft dargestellt. Der Temperaturabfall am Ende der Aufzeichnung zeigt, dass eine schnelle Reduktion der Bandtemperatur nur sehr langsam von der Rolle abgebildet wird, da die Flussrichtung der Wärme in der Rolle nun umgedreht wird.

Trägt man die während der Aufwärmung oder bei konstanter Temperatur gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen Band und Rolle über der Bandtemperatur auf, so ergibt sich **Bild 6.3**. Die Schwankung der Messwerte liegt bei  $\pm 10$  °C, was für eine exakte Temperaturmessung nicht ausreicht, jedoch eine Rückrechnung auf das ungefähre Temperaturniveau des Bandes erlaubt.



**Bild 6.2:** Beispiel der Messaufzeichnung der Bandtemperatur und der gemessenen Rollentemperaturen

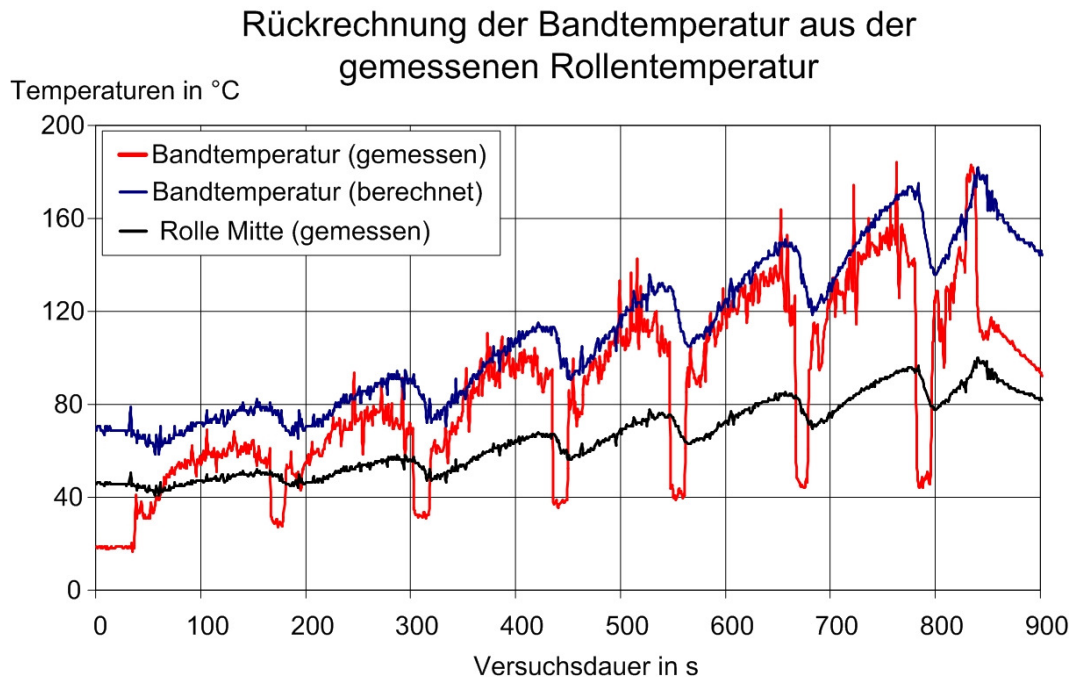


**Bild 6.3:** Abweichung der Rollentemperatur zur Bandtemperatur bei der Erwärmung oder bei konstanter Bandtemperatur

Diese Rückrechnung wurde anhand der Daten eines Versuchs exemplarisch durchgeführt, wobei die Bandtemperatur über die in Bild 6.3 dargestellte Gerade und der dazugehörigen Gleichung durchgeführt wurde:

$$\vartheta_{P,a,be} = \frac{\vartheta_{Ro,mi,ge} - 12,75}{0,4794} \quad (6.1)$$

Das Ergebnis dieser Rückrechnung ist in **Bild 6.4** mit den gemessenen Temperaturen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Verlauf der Bandtemperatur prinzipiell korrekt, aber etwas zu hoch berechnet wird. Für schnelle Temperaturänderungen ist die Messung in der Rolle jedoch zu träge.



**Bild 6.4:** Rückrechnung der Bandtemperatur aus den gemessenen Rollentemperaturen eines Versuchs

Die vorliegenden Bedingungen an den drei Messstellen in der Rolle sind identisch, so dass davon ausgegangen werden kann, dass bei allen dieselbe Messgenauigkeit gegeben ist. Dies führt jedoch zu der Schlussfolgerung, dass die gemessenen Temperaturdifferenzen innerhalb der Rolle den Temperaturdifferenzen im Band entsprechen. Um diese Untersuchung weiter fortzuführen und Verbesserungspotenziale der Rollenkonstruktion darzustellen, muss diese zunächst mathematisch-physikalisch beschrieben und anhand der Messungen validiert werden.

### 6.3 Mathematische Modellierung und Validierung

Für die numerische Berechnung der Temperaturverteilung in der Messrolle wurde zunächst das Koordinatensystem gemäß **Bild 6.5** definiert. Der Radius  $r_{R0}$  der Rolle liegt bei 0,075 m. Das Prinzip der Rechnung beruht auf einer Energiebilanzierung der durch die Inkremente  $d\varphi$ ,  $db$  und  $dr$  entstehenden Segmente.

Als Eingangsdaten benötigt das Modell die Bandgeschwindigkeit  $w_P$  in m/s, die Starttemperatur der Rolle  $\vartheta_{R0}$  in K und die Rechendauer  $t$  in s. Über die Rollengeometrie vorgegeben ist der Radius der Rolle  $r_{R0}$ . Für die Schrittweite der Zelleneinteilung werden die Winkelschritte  $d\varphi$  und die Radienschritte  $dr$  angegeben, die Zellenbreite wird über  $db$  festgelegt. Weiterhin festgelegt wird der Winkel des Kontaktbeginns zwischen Rolle und Band, hier liegt er bei  $180^\circ$ , sowie der Kontaktwinkel  $\varphi_K$ . Die Temperatur der Umgebung wird als  $\vartheta_U$  angegeben.

Aus Bandgeschwindigkeit und Rollenradius wird die Drehzahl der Rolle bestimmt:

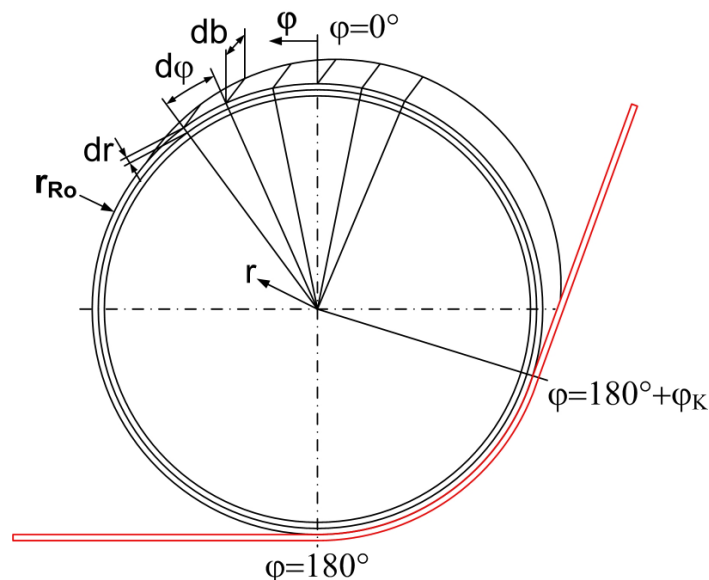
$$n_{R0} = \frac{w_P}{2 \cdot \pi \cdot r_{R0}} \quad (6.2)$$

Für die Bestimmung der Zeitschrittweite  $dt$  zwischen den Rechenschritten muss zunächst die Bogenlänge der Außenfläche bei dem Winkel  $d\varphi$  ermittelt werden:

$$l_{AK} = \frac{\pi \cdot r_{R0} \cdot d\varphi}{180^\circ} \quad (6.3)$$

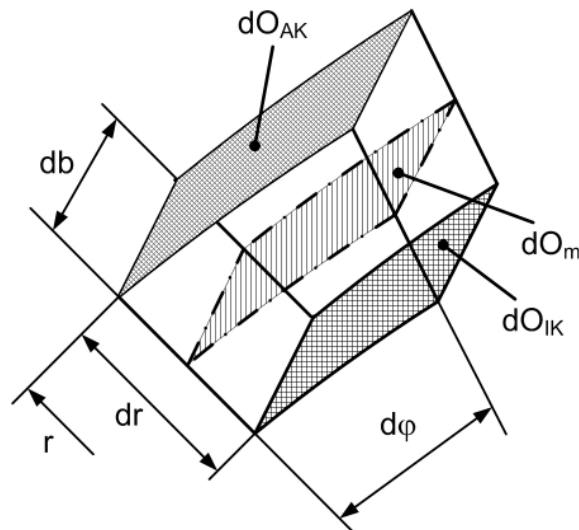
Die Zeitschrittweite ergibt sich dann zu:

$$dt = \frac{l_{AK}}{w_P} \quad (6.4)$$



**Bild 6.5:** Segmentierung der Rolle für die mathematische Modellierung

Wichtige geometrische Größen bei der Berechnung sind die Masse der Zellen sowie die Berührungsflächen zwischen den Zellen. Zunächst müssen jedoch die Koordinaten exakt definiert werden. Die Koordinate  $r$  läuft von der Mitte der Rolle nach außen. An der Außenkante ist  $r$  gleich dem Rollenradius  $r_{R0}$ . Der Minimalwert von  $r$  ist gleich  $dr$ . Die Koordinate  $r$  zeigt somit immer auf den äußeren Radius einer Zelle. Die Koordinate  $\varphi$  beginnt bei  $1^\circ$  und läuft bis  $360^\circ$ . Die an einer Zelle relevanten Größen sind in **Bild 6.6** dargestellt.



**Bild 6.6:** Größen an der einzelnen Zelle im Rechenmodell

Die Außenfläche einer Zelle berechnet sich aus der Bogenlänge über  $d\varphi$  und der Zellenbreite  $db$ :

$$dO_{AK}(r) = \frac{\pi \cdot r \cdot d\varphi}{180^\circ} \cdot db. \quad (6.5)$$

Analog berechnet sich die Innenfläche:

$$dO_{IK}(r) = \frac{\pi \cdot (r - dr) \cdot d\varphi}{180^\circ} \cdot db, \quad (6.6)$$

sowie die mittlere Fläche der Zelle:

$$dO_m(r) = \frac{\pi \cdot (r - \frac{1}{2} dr) \cdot d\varphi}{180^\circ} \cdot db. \quad (6.7)$$

Mit dieser mittleren Fläche als Hilfsgröße wird die Masse der Zelle  $dm$  bestimmt:

$$dm(r) = dO_m(r) \cdot dr \cdot \rho_{Ro}. \quad (6.8)$$

Hierin ist  $\rho_{Ro}$  die Dichte des Rollenmaterials.

Die Wärmeenergie, die in einer Zelle gespeichert ist, berechnet sich aus der Masse der Zelle  $dm(r)$  in kg, der Zelltemperatur  $\vartheta_{Ze}(r, \varphi)$  in K, sowie der vorliegenden Wärmekapazität  $cp(\vartheta)$ :

$$Q_{Ze}(r, \varphi) = dm(r) \cdot \vartheta_{Ze}(r, \varphi) \cdot cp(\vartheta_{Ze}(r, \varphi)). \quad (6.9)$$

Der Energieeintrag oder -austrag in einer Zelle wird über deren Außenfläche bestimmt, eine Querströmung der Wärme in der Rolle wird vernachlässigt, da zum einen die Wärme austauschende Fläche sehr klein ist, zum anderen weil die Rollenerwärmung relativ konstant über die Ballenbreite erfolgt.

Der Energieaustausch mit der Umgebung erfolgt nach zwei Prinzipien. Ist das Band in Kontakt mit der Rolle, so fließt über die Außenfläche der äußeren Zelle Energie durch Wärmeleitung in die Zelle. Da beide Oberflächen jedoch eine Rauheit aufweisen, ist die Kontaktfläche nicht mit der Zellenoberfläche gleichzusetzen. Befindet sich

die Zelle nicht in Kontakt zum Band und weist sie eine höhere Temperatur als die Umgebung auf, so gibt sie Energie an die Umgebung über Wärmestrahlung und Konvektion ab.

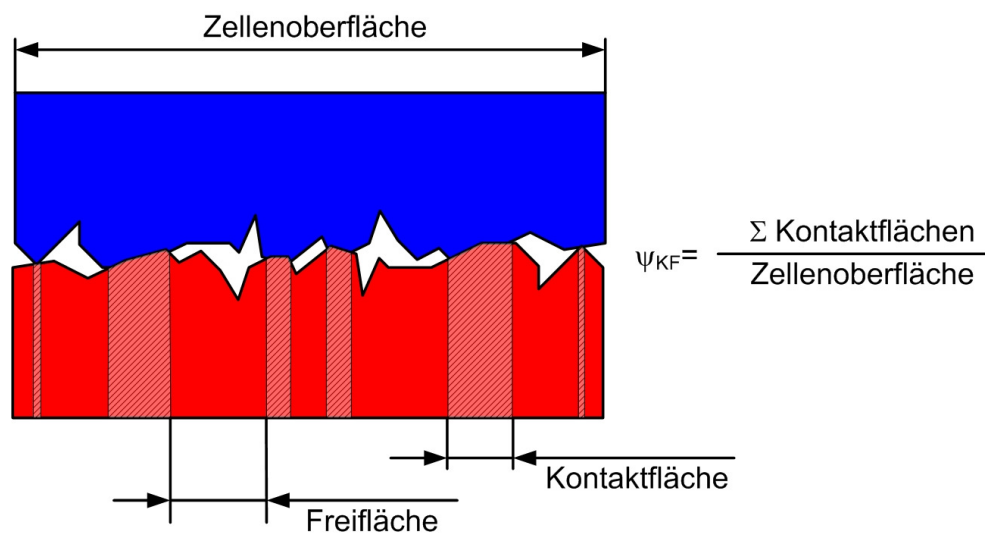
Der Wärmeeintrag bei Bandkontakt wird berechnet aus:

$$dQ_{AK} = \lambda_{KF} \cdot dO_{AK}(R) \cdot \left( \frac{\vartheta_P - \vartheta_{Ze}(R, \varphi)}{dr} \right) \cdot dt. \quad (6.10)$$

Die Wärmeleitung durch die Kontaktfläche berechnet sich aus der Wärmeleitung der Rolle  $\lambda_{R0}$  und dem Kontaktfaktor  $\psi_{KF}$ :

$$\lambda_{KF} = \lambda_{R0} \cdot \psi_{KF}. \quad (6.11)$$

Der Kontaktfaktor wird gebildet aus dem Quotienten der Zellenoberfläche und der Summe der Kontaktflächen, wie in **Bild 6.7** dargestellt. In der Literatur wird dieser Kontaktwiderstand in Form eine Wärmeübergangskoeffizienten ausgedrückt.



**Bild 6.7:** Modellhafte Betrachtung des Kontaktwiderstandes zwischen Band und Rolle

Steht die Rollenoberfläche nicht im Kontakt zum Band, so wird bei einer bestehenden Temperaturdifferenz Wärme an die Umgebung abgegeben. Die über Wärmestrahlung abgegebene Energie wird berechnet nach:

$$dQ_{AK, rad} = C_{12} \cdot dO_{AK}(r_{R0}) \cdot (\vartheta_{Ze}(r_{R0})^4 - \vartheta_U^4) \cdot dt. \quad (6.12)$$

Die Strahlungsaustauschkonstante  $C_{12}$  wird bei einer offenen Umgebung, wie sie im Rollenbereich näherungsweise gegeben ist, gebildet durch den Emissionsgrad der Rolle und der Stefan-Boltzmann-Konstante:

$$C_{12} = \epsilon_{R0} \cdot \sigma_{Rad}. \quad (6.13)$$

Die Wärmeabgabe über Konvektion erfolgt als Mischform von freier und erzwungener Konvektion. Für die Berechnung der Konvektion werden die Formeln der ebenen Platte nach VDI (2006) genutzt, da die geometrischen Bedingungen eines Ein-



zelements, wie in Bild 6.6 dargestellt, diesen Vorgaben am nächsten kommen. Die Nusselt-Zahl für die freie Konvektion ergibt sich so aus:

$$\text{Nu}_{\text{frei}} = \left( \frac{\text{Pr}}{5} \right)^{\frac{1}{5}} \cdot \left( \frac{\sqrt{\text{Pr}}}{0,25 + 1,6 \cdot \sqrt{\text{Pr}}} \right) \cdot \text{Gr}^{\frac{1}{5}}. \quad (6.14)$$

Hierin ist Pr die Prandtl-Zahl und Gr die Grashof-Zahl, definiert als:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot L \cdot \beta_{\text{Luft}} \cdot (\vartheta_{\text{P}} - \vartheta_{\text{U}})}{\nu_{\text{Luft}}^2}. \quad (6.15)$$

Die charakteristische Länge wird gegeben durch die Länge der Oberfläche des Außenelements in Umfangsrichtung:

$$L_{\text{char}} = \frac{\pi \cdot r_{\text{Ro}} \cdot d\varphi}{180^\circ}. \quad (6.16)$$

Die Nusselt-Zahlen für die laminare und die turbulente erzwungene Konvektion werden nach VDI (2006) berechnet aus:

$$\text{Nu}_{\text{erzw, lam}} = 0,664 \cdot \sqrt{\text{Re}} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}}, \quad (6.17)$$

$$\text{Nu}_{\text{erzw, tur}} = \frac{0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}^{-0,1} \cdot \left( \text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}. \quad (6.18)$$

Auch hier wird bei der Reynolds-Zahl die oben beschriebene charakteristische Länge verwendet. Die Nusselt-Zahlen für die erzwungene Konvektion werden zusammengeführt über:

$$\text{Nu}_{\text{erzw}} = \sqrt{\text{Nu}_{\text{erzw, lam}}^2 + \text{Nu}_{\text{erzw, turb}}^2}. \quad (6.19)$$

Die Mischkonvektion wird bestimmt durch:

$$\text{Nu}_{\text{misch}} = \sqrt[3]{\text{Nu}_{\text{erzw}}^3 + \text{Nu}_{\text{frei}}^3}. \quad (6.20)$$

Die über Konvektion an der Rechenzelle abgeführte Energie ergibt sich aus:

$$dQ_{\text{AK, kon}} = \frac{\text{Nu}_{\text{misch}} \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{L_{\text{char}}} \cdot dO_{\text{AK}}(r_{\text{Ro}}) \cdot (\vartheta_{\text{Ze}}(r_{\text{Ro}}, \varphi) - \vartheta_{\text{U}}) \cdot dt. \quad (6.21)$$

In den Bereichen ohne Bandkontakt berechnet sich die Energieänderung der äußeren Zelle somit aus:

$$dQ_{\text{AK}} = -(dQ_{\text{AK, rad}} + dQ_{\text{AK, kon}}). \quad (6.22)$$

Die Energieänderung der äußeren Zelle über einen Winkelschritt berechnet sich so zu:

$$Q_{\text{Ze}}(r_{\text{Ro}}, \varphi + 1) = Q_{\text{Ze}}(R, \varphi) + dQ_{\text{AK}}. \quad (6.23)$$

Ein Wärmestrom innerhalb der Rolle kann in drei Richtungen erfolgen. In radiale Richtung  $r$ , in Umfangsrichtung  $\varphi$  oder in die Ballenrichtung  $b$ . Bei einer gleichmäßi-

gen Bandtemperatur wird es, bis auf den Bereich der Bandkanten, nur geringe Temperaturunterschiede in die Ballenrichtung geben. Das Modell kann jedoch in einem weiteren Ausbauschnitt in diese Richtung erweitert werden, so dass die Messgrößen bei einer über die Breite veränderlichen Bandtemperatur bestimmt werden. Die Temperaturgradienten in die Umfangsrichtung sind ebenfalls sehr gering, zudem reduziert sich mit steigender Rollendrehzahl die Zeit, die für einen Temperatureausgleich in diese Richtung zur Verfügung steht. Aus diesen Gründen wird der Wärmestrom in Umfangsrichtung nicht betrachtet. Der Energieaustausch in radiale Richtung erfolgt über die Wärmeleitung nach:

$$dQ_{Ze}(r, \varphi) = \lambda_{Ro} \cdot dO_{AK}(r, \varphi) \cdot \frac{(\vartheta_{Ze}(r+1, \varphi) - \vartheta_{Ze}(r, \varphi))}{dr} \cdot dt. \quad (6.24)$$

Hierdurch ändern sich die in den Zellen bei  $r$  und  $r+1$  gespeicherten Energiemengen:

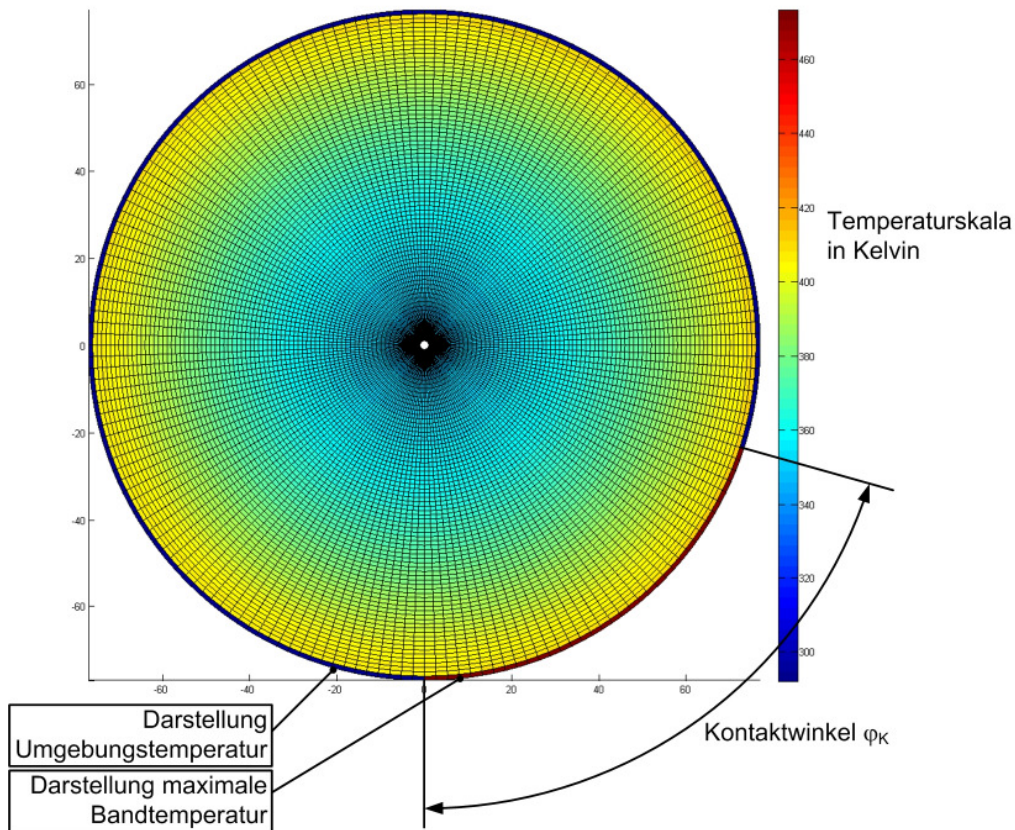
$$Q_{Ze}(r, \varphi + 1) = Q_{Ze}(r, \varphi) + dQ_{Ze}(r, \varphi), \quad (6.25)$$

$$Q_{Ze}(r+1, \varphi + 1) = Q_{Ze}(r+1, \varphi) - dQ_{Ze}(r, \varphi). \quad (6.26)$$

Die Berechnung wird für die Anzahl der in der festgelegten Zeit stattfindenden Umdrehungen der Rolle  $N_{Umd}$  durchgeführt. Nach jeder vollständigen Umdrehung werden die Zellenwerte von  $\varphi=360^\circ$  gleich den Zellenwerten von  $\varphi=0^\circ$  gesetzt.

Für jeden Winkelschritt wird zunächst geprüft, ob die äußere Zelle Bandkontakt hat. Im Anschluss wird die neue Energie für die Zelle bei  $R$  und  $\varphi+1$  berechnet. Innerhalb des Winkelschrittes wird der Wärmestrom der Zellen in der Rolle von innen nach außen berechnet, so dass ein Teil der Energie, die im Schritt von der Zelle  $(R, \varphi)$  in die Zelle  $(R, \varphi+1)$  geflossen ist, im folgenden Rechenschritt von der Zelle  $(R, \varphi+1)$  in die Zelle  $(R-1, \varphi+2)$  fließt.

Als Resultat der Berechnung erhält man eine graphische Darstellung der Rollentemperaturen, wie er in **Bild 6.8** abgebildet ist. In der Mitte der Darstellung befindet sich die Rolle mit ihrer Zellaufteilung. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird beim Winkelversatz nur jede zweite Zelle dargestellt. Am unteren rechten Rand der Rolle ist, mit der Zellendicke  $dr$ , das Band dargestellt in der Färbung der größten Bandtemperatur bei der Berechnung. Der restliche Umfang der Rolle ist von Zellen in der Farbe der Umgebungstemperatur umgeben. Durch die Festlegung und Darstellung dieser Bereiche bleiben, bei sonst gleichen Bedingungen, die Temperaturskalen in unterschiedlichen Rechnungen identisch.

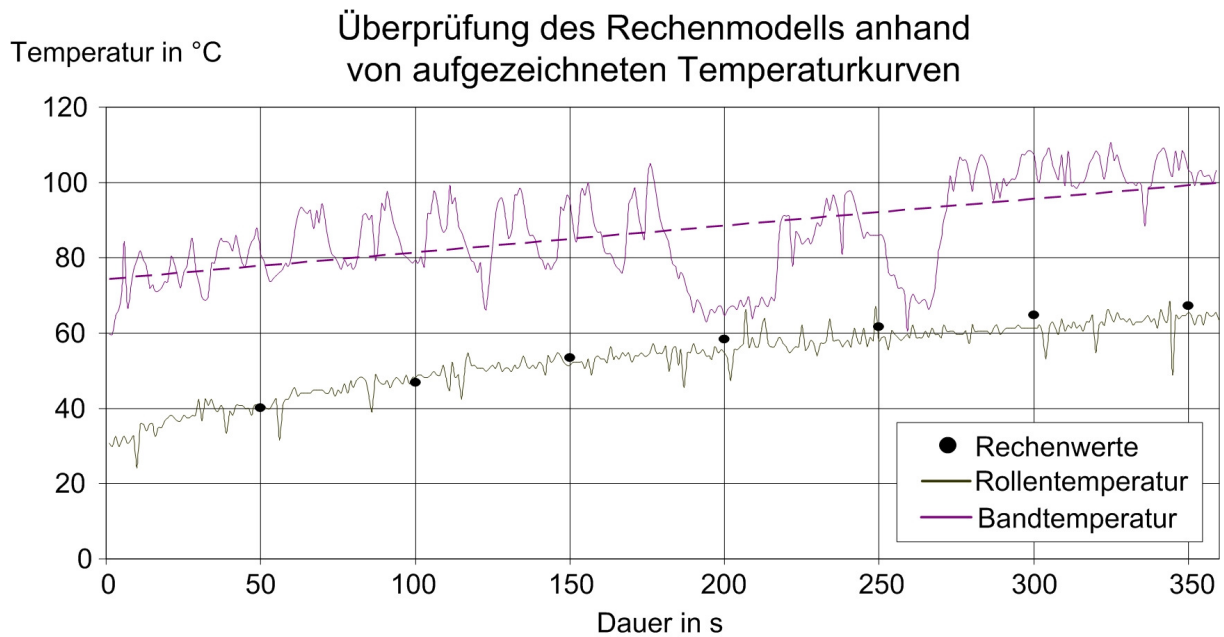


**Bild 6.8:** Grafische Ausgabe der Simulation der Rollenerwärmung

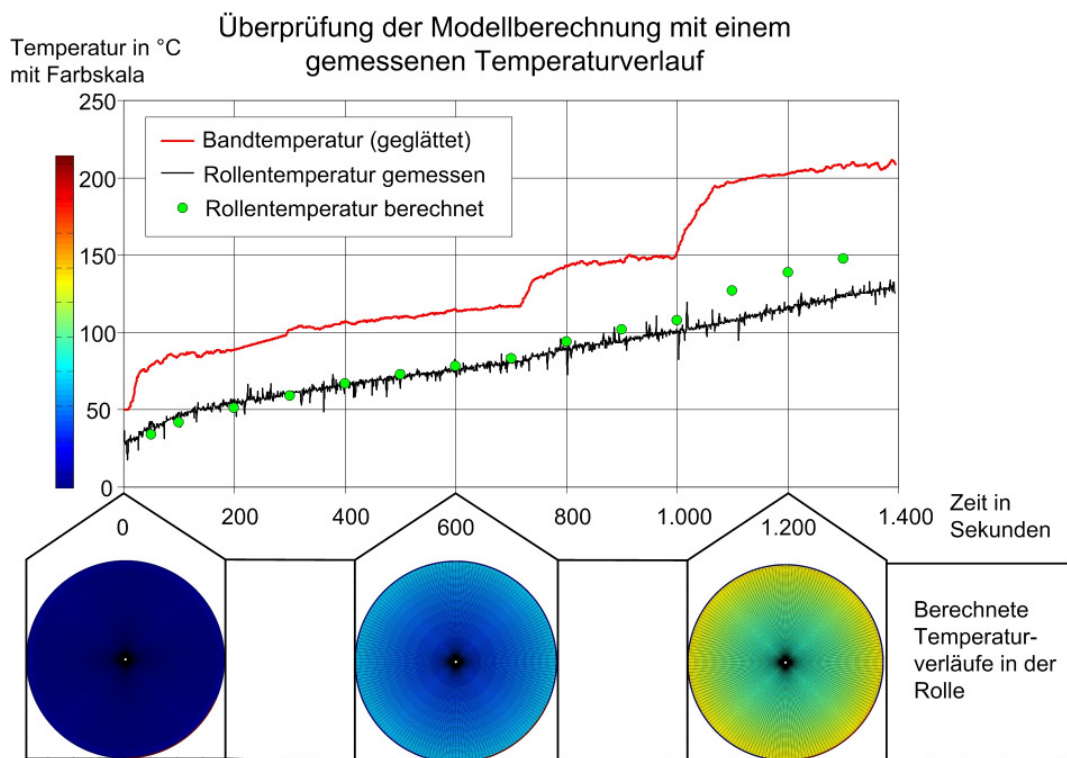
Für die erste Überprüfung des Modells werden Messaufzeichnungen benutzt, bei denen die Rolle zu Beginn auf Umgebungstemperatur ist, um definierte Startbedingungen für die Berechnung zu haben. Der Vergleich, dargestellt in **Bild 6.9**, zeigt eine gute Übereinstimmung des Rechenmodells mit den Messwerten. Als Eingangsgröße für die Bandtemperatur wurde bei diesen Berechnungen die mittlere gemessene Bandtemperatur vor dem Rechenpunkt angegeben. Für die Berechnung der Rollentemperatur nach 200 Sekunden wurde zum Beispiel die mittlere Bandtemperatur zwischen 0 und 200 Sekunden genutzt.

In einer weiteren Ausbaustufe wurde das Modell erweitert, so dass es von der Messwertaufzeichnung kommende Bandtemperaturkurven einliest und anhand dieser Daten die Rollentemperatur berechnet. Dies ermöglicht die Überprüfung des Modells auch über längere Zeiträume und bei nicht linearen Änderungen der Bandtemperatur. Das Ergebnis einer solchen Auswertung ist in **Bild 6.10** dargestellt.

Hier ist zu erkennen, dass das Temperaturmodell der Rolle bis zur Steigerung der Bandtemperatur bei 1.000 Sekunden die gemessenen Werte sehr gut wiedergibt.



**Bild 6.9:** Validierung des Rechenmodells anhand einer aufgezeichneten Temperaturkurve



**Bild 6.10:** Überprüfung der Modellrechnung bei Vorgabe einer Bandtemperaturkurve

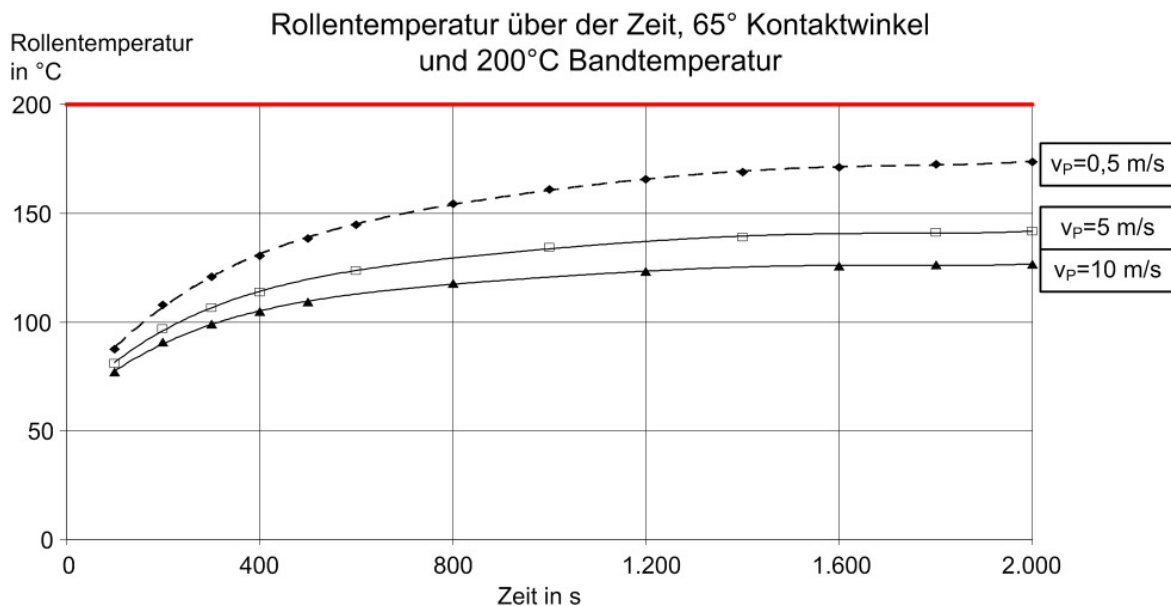
#### 6.4 Verbesserungspotenzial der Messung

Aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen Modellrechnung und Messwerten können über eine Parametervariation die Einflussgrößen auf das Messergebnis der

Rolle untersucht werden. Ein wichtiger Punkt für die Einsatzmöglichkeit der Technik in der Praxis ist die Ansprechzeit, das heißt nach welcher Zeit der Wert der tatsächlichen Bandtemperatur zu welchem Prozentsatz erreicht wird. Für die erste Betrachtung werden der Umschlingungswinkel des Bandes von  $65^\circ$  und die Bandtemperatur bei  $200^\circ\text{C}$  konstant gehalten, ebenso die Umgebungstemperatur von  $20^\circ\text{C}$ . Variiert wird die Bandgeschwindigkeit von  $0,5\text{ m/s}$  bis  $10\text{ m/s}$ .

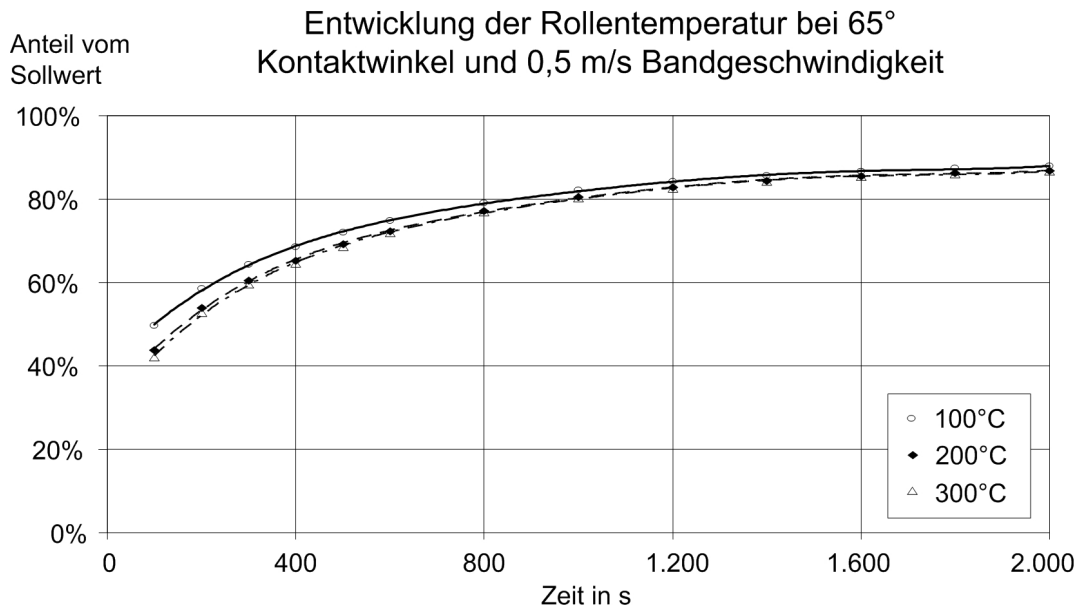
In **Bild 6.11** ist die berechnete Messtemperatur der Rolle über der Laufzeit, bei einer konstanten Bandtemperatur von  $200^\circ\text{C}$  und unterschiedlichen Bandgeschwindigkeiten, aufgeführt.

Hier ist zu erkennen, dass die Rollentemperatur gegen einen geschwindigkeitsabhängigen Grenzwert läuft. Mit steigender Bandgeschwindigkeit wird die Differenz zwischen Bandtemperatur und gemessener Rollentemperatur größer. Trägt man die berechnete Rollentemperatur als Prozentwert von der eingehenden Bandtemperatur über der Zeit auf, so ergibt sich bei einer konstanten Bandgeschwindigkeit von  $0,5\text{ m/s}$  das **Bild 6.12**.

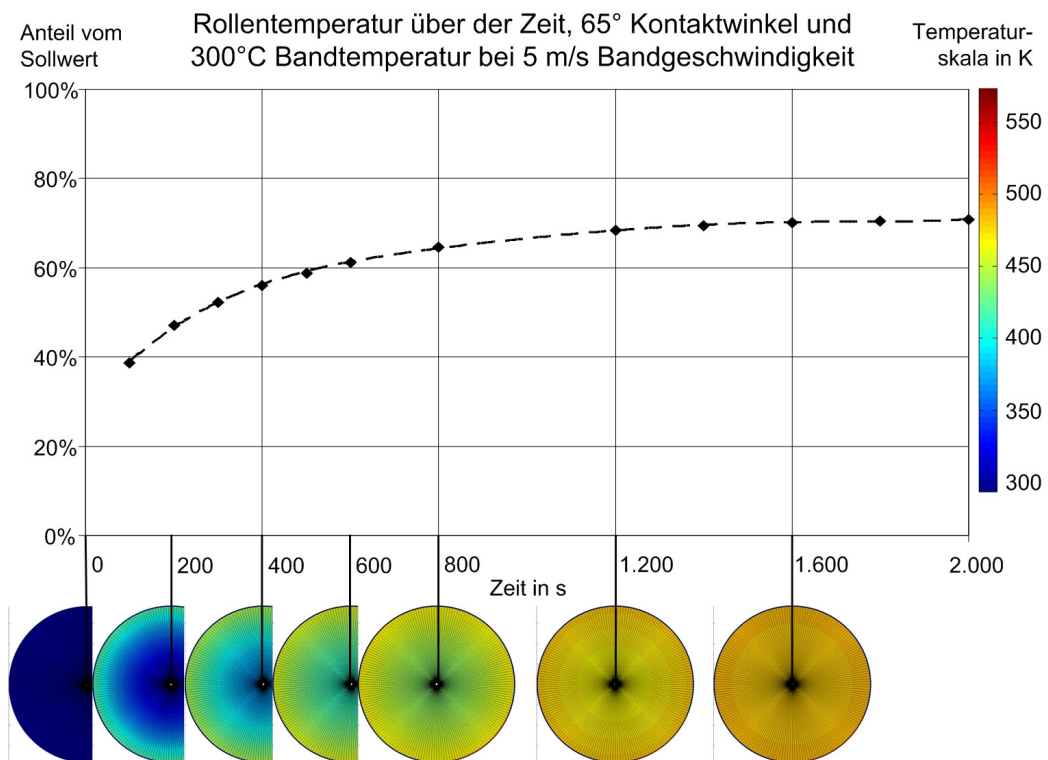


**Bild 6.11:** Untersuchung zur Ansprechzeit und Messwertabweichung der Rolle bei verschiedenen Bandgeschwindigkeiten

Hier sind, hauptsächlich in den ersten 800 Sekunden, leichte Abweichungen bei unterschiedlichen Bandtemperaturen zu erkennen. Ab 1.000 Sekunden Laufzeit wird die Rolle bei allen Bandtemperaturen rund 80 % der tatsächlichen Bandtemperatur anzeigen. Bei einer größeren Bandgeschwindigkeit dauert es länger, bis eine relativ konstante Abweichung zwischen Rollen- und Bandtemperatur gegeben ist, zudem werden nur rund 65 % der Bandtemperatur erreicht, wie in **Bild 6.13** zu sehen ist. Ab diesem Sättigungspunkt ist die Rolle auf eine konstante Temperatur durchgewärmt.



**Bild 6.12:** Messabweichung der Rolle bei verschiedenen Bandtemperaturen über der Zeit



**Bild 6.13:** Darstellung der Temperaturzunahme über den Rollenquerschnitt

## 7 **Ausblick**

Die im Rahmen des Projektes aufgebauten und im Betrieb stetig verbesserten Versuchsanlagen haben gezeigt, dass eine reproduzierbare Temperaturmessung am Metallband möglich ist. Die für die Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten notwendige numerische Berechnung konnte verifiziert und die durch die Ergebnisse gewonnenen Daten mit Literaturwerten verglichen werden. Somit sind die Voraussetzungen erfüllt, weitere Grundlagenforschungen in diesem Bereich durchzuführen und so mehr zum Verständnis der Spritz- und Sprühkühlung beizutragen. Hierzu ist in erster Linie eine Verbreiterung der Datenbasis hinsichtlich der Beaufschlagungsdichten und der Tropfenparameter notwendig, die im zeitlich begrenzten Rahmen dieses Forschungsvorhabens nicht darstellbar war.

Die gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich des effizienten Einsatzes von Kühlmittel durch Änderungen der Düsenauswahl, des Spritzbalkendesigns und dem Einsatz von Proportionalventilen müssen auf ihre Anwendbarkeit in produzierenden Anlagen untersucht werden. Es bietet sich an, bei einer in Konstruktion befindlichen Anlage einen alternativen Spritzbalken nach den neuen Erkenntnissen zu konstruieren und bei Testläufen während der Inbetriebnahme zu erproben. Durch den direkten Vergleich mit dem konventionellen Spritzbalken hinsichtlich Kühlmittelgebrauch und Walzergebnis kann so die Entwicklung eines neuen Spritzbalkendesigns angestrebt werden.

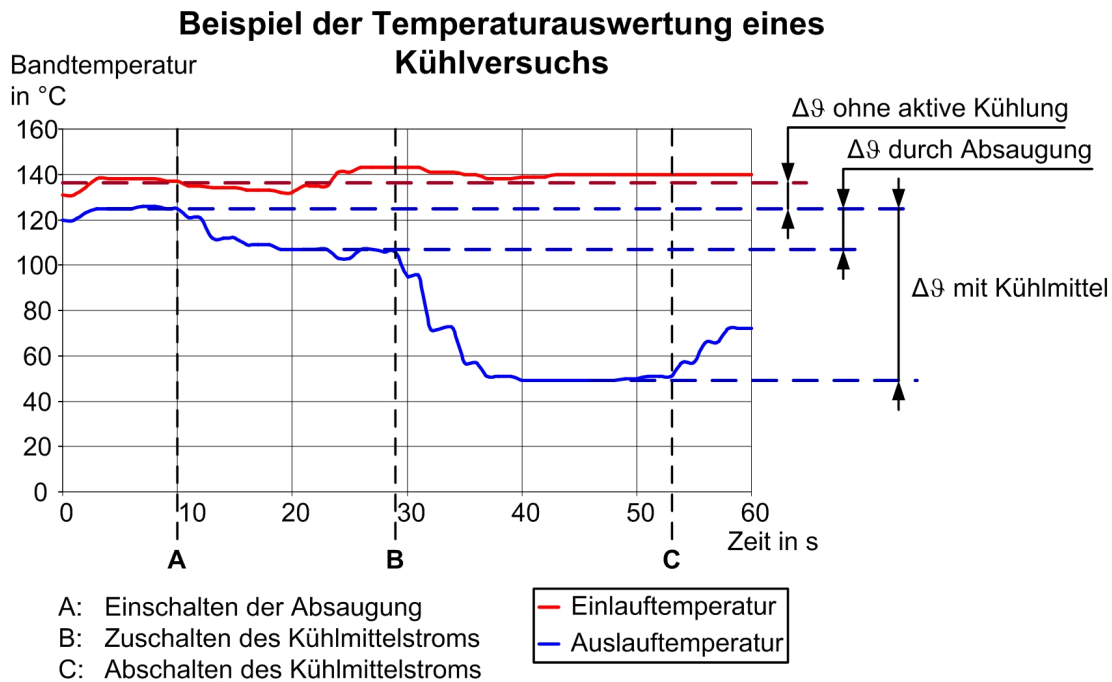
Die Demonstrationshaube hat ihre Wirksamkeit im Hinblick auf Ressourcen- und Energieeinsparungen darstellen können. Es konnten jedoch einige konstruktive und technologische Schwachstellen erkannt werden, die in eine Weiterentwicklung der Technik einfließen müssen. Aus den gewonnenen Erkenntnissen kann die Weiterentwicklung zu einem Prototyp erfolgen, der wiederum am Prüfstand getestet und im Detail ausgelegt werden kann. Dieser Prototyp sollte so gestaltet sein, dass ein Scale-Up zu einer industriellen Anlage ohne konzeptionelle Änderungen möglich ist. Es stehen somit alle Voraussetzungen zur Verfügung, um die ersten Schritte der Produktentwicklung einzuleiten. Die Strömungszustände innerhalb der Versuchshaube stellen sich sehr komplex dar und sind mit numerischen Methoden, wie in diesem Projekt angewandt, nicht abzubilden. Es erscheint somit sinnvoll, bei der weiteren Produktentwicklung auch ein Haubenmodell derselben Größe aus Plexiglas zu erstellen, in dem die Vorgänge betrachtet und über verschiedene Druckmessstellen quantifiziert werden können. Da die weitere Entwicklung zu einem Anlagenbauteil in Walzanlagen hin führt, muss bei einer Fortführung des Projektes ein Partner mit Erfahrungen in diesem Gebiet eingebunden werden.

An der Temperaturmessrolle konnte gezeigt werden, dass der Einsatz in einer konstant arbeitenden Anlage möglich ist, jedoch nicht ohne einen Abgleich in der Inbetriebnahmephase mit einer Bandtemperaturmessung erfolgen kann. Mit der Simulationsrechnung im Hintergrund, die die Messwerte zu einer Bandtemperatur zurück rechnet, kann eine belastbare Temperaturmessung für eine Walzanlage entwickelt werden. Der Einsatz von Einfarben-Pyrometern ist nach den gewonnenen Erkenntnissen auch bei Einsatz eines Emissionsgrad-Messgerätes nicht mit der notwendigen Genauigkeit möglich.

## 8 Anhang

## 8.1 Beispiel einer Messaufzeichnung bei einem diskontinuierlichen Bandversuch

Um die Vorgehensweise bei der Durchführung eines diskontinuierlichen Kühlversuchs zu beschreiben, sind die einzelnen Schritte am Beispiel einer Messdatenaufzeichnung in **Bild 8.1** erläutert.



**Bild 8.1:** Beispiel der Messdaten eines diskontinuierlichen Bandversuchs

Die Anlage wird zunächst bei konstanter Bandgeschwindigkeit und Einlaufftemperatur gehalten, dann zunächst die Abblasung oder Absaugung zugeschaltet. Aus dem zusätzlichen Temperaturverlust kann dessen Kühlleistung bestimmt werden. Der Zustand wird so lange gefahren, bis die im Auslauf gemessene Temperatur konstant bleibt. Bei der sich anschließenden Zuschaltung des Kühlmittelstroms wird ebenso verfahren. Nach der Abschaltung von Kühlmittel sowie Abblasung oder Absaugung wird eine andere Einlaufftemperatur eingestellt.

## 8.2 Empirisches Formelwerk nach Hall et al. (1997)

Das von Hall et al. (1997) gegebene Formelwerk ist das Ergebnis einer Entwicklung, die mit Mudawar und Valentine (1989) ihren Anfang genommen hat. Es soll im Folgenden dargestellt werden. Die empirischen Formeln wurden aufgestellt für Parametervariationen nach **Tabelle 8.1**.



**Tabelle 8.1:** Gültigkeitsbereich der Formeln von Hall et al. (1997)

Größe	Zeichen	von	bis	Einheit
Beaufschlagungsdichte	$\dot{M}_V$	0,6	9,96	dm <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> s
Tropfendurchmesser	$d_{32}$	0,43	2,0	mm
Tropfengeschwindigkeit	$v_{Tr}$	10,6	26,5	m/s
Fluidtemperatur	$T_F$	20	80	°C
Oberflächentemperatur	$T_O$	50	400	°C

Die Versuche wurden an einer Aluminiumoberfläche mit destilliertem Wasser als Kühlmittel durchgeführt. Für die Berechnung werden die Stoffgrößen von Wasser (exemplarisch für 20 °C, Werte nach VDI 2006) benötigt, aufgeführt in **Tabelle 8.2**.

**Tabelle 8.2:** Stoffgrößen von Wasser bei 20 °C nach VDI (2006)

Größe	Zeichen	Wert	Einheit
Kinematische Viskosität Fluid	$\nu_F$	$9,96 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Dichte Fluid	$\rho_F$	998	kg/m <sup>3</sup>
Wärmekapazität Fluid	$c_{pF}$	4.181	J/kgK
Wärmeleitfähigkeit Fluid	$\lambda_F$	0,597	W/mK
Dichte Dampf	$\rho_D$	0,5896	kg/m <sup>3</sup>
Verdampfungsenthalpie	$h_{FD}$	$2,257 \cdot 10^6$	J/kg
Oberflächenspannung Fluid	$\sigma_F$	0,0729	kg/s <sup>2</sup>
Siedetemperatur Fluid	$T_S$	100	°C

In den folgenden Formeln werden alle Werte in SI-Einheiten eingegeben, die Beaufschlagungsdichte in m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>s. Die Temperaturen werden in °C verwendet. In den Formeln für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten werden die Reynolds- und die Prandtl-Zahl verwendet. Deren Definition für den hier vorgestellten Fall lautet:

$$Re_{32} = \frac{\dot{M}_V \cdot d_{32}}{\nu_F}, \quad (8.1)$$

$$Pr_F = \frac{\nu_F \cdot \rho_F \cdot c_{pF}}{\lambda_F}. \quad (8.2)$$

Als erster Schritt müssen die Temperaturen an den Punkten A, B und C berechnet werden. Die Temperatur zu Beginn der Blasenverdampfung ergibt sich aus:

$$T_A = 13,43 \cdot Re_{32}^{0,167} \cdot Pr_F^{0,123} \cdot \left( \frac{\lambda_F}{d_{32}} \right)^{0,22} + T_F. \quad (8.3)$$

Die Temperatur am Nukiyama-Punkt berechnet sich aus:

$$T_B = 18 \cdot \left[ (\rho_D \cdot \dot{M}_V \cdot h_{FD}) \cdot \left( \frac{\sigma_F}{\rho_F \cdot \dot{M}_V^2 \cdot d_{32}} \right)^{0,198} \right]^{\frac{1}{5,55}} + T_F. \quad (8.4)$$

Die Leidenfrost-Temperatur wird bestimmt durch:

$$T_C = 204,9 \cdot \dot{M}_V^{0,066} \cdot v_{Tr}^{0,138} \cdot d_{32}^{-0,035} + T_F. \quad (8.5)$$

Mit den so bekannten Eckpunkten werden die Formeln festgelegt, mit denen die dazwischen liegenden Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden. Für den Bereich bis zum Beginn der Blasenverdampfung gilt:

$$\alpha_1 = \frac{2,512 \cdot Re_{32}^{0,76} \cdot Pr_F^{0,56} \cdot \lambda_F}{d_{32}}. \quad (8.6)$$

Die Wärmestromdichte zwischen Punkt A und B wird berechnet durch:

$$\dot{q}_2 = 1,87 \cdot 10^{-5} \cdot (T_s - \vartheta_F)^{5,55}. \quad (8.7)$$

Am Nukiyama-Punkt wird der maximale Wärmeübergangskoeffizient bestimmt aus:

$$\dot{q}_B = 122,4 \cdot \rho_D \cdot h_{FD} \cdot \dot{M}_V \cdot \left[ 1 + 0,0118 \cdot \left( \frac{\rho_D}{\rho_F} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left( \frac{\rho_F \cdot c_{pF} \cdot (T_s - \vartheta_F)}{\rho_D \cdot h_{FD}} \right) \right] \cdot \left( \frac{\sigma_F}{\rho_F \cdot \dot{M}_V^2 \cdot d_{32}} \right)^{0,198}. \quad (8.8)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient am Leidenfrost-Punkt berechnet sich aus:

$$\dot{q}_C = 63,25 \cdot (T_C - \vartheta_F)^{1,691} \cdot \dot{M}_V^{0,264} \cdot d_{32}^{-0,062}. \quad (8.9)$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Nukiyama- und Leidenfrost-Temperatur wird auf eine Reihenentwicklung zurückgegriffen, in der die folgenden Temperaturdifferenzen definiert sind:

$$\Delta T_A = T_A - \vartheta_F, \quad (8.10)$$

$$\Delta T_B = T_B - \vartheta_F, \quad (8.11)$$

$$\Delta T_C = T_C - \vartheta_F. \quad (8.12)$$

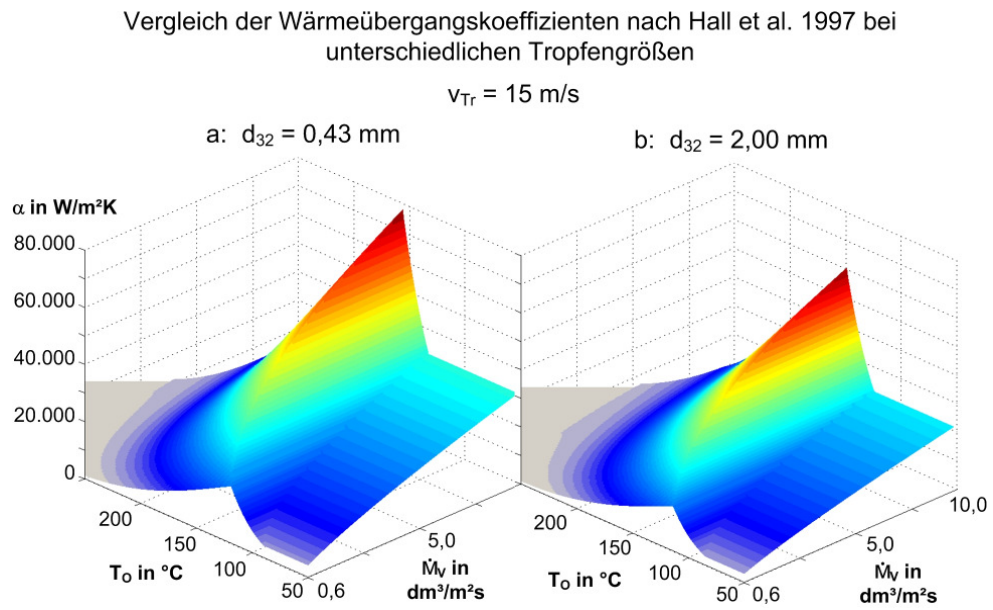
Hiermit berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient aus:

$$\dot{q}_3 = \dot{q}_B - \frac{\dot{q}_B - \dot{q}_C}{(\Delta T_B - \Delta T_C)^3} \left[ (\Delta T_B - 3 \cdot \Delta T_C) \cdot \Delta T_B^2 + 6 \cdot \Delta T_B \cdot \Delta T_C \cdot (\vartheta_O - \vartheta_F) - 3 \cdot (\Delta T_B + \Delta T_C) \cdot (\vartheta_O - \vartheta_F)^2 + 2 \cdot (\vartheta_O - \vartheta_F)^3 \right]. \quad (8.13)$$

Ab Punkt C wird der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt aus:

$$\dot{q}_4 = 63,25 \cdot (\vartheta_O - \vartheta_F)^{1,691} \cdot \dot{M}_V^{0,264} \cdot d_{32}^{-0,062}. \quad (8.14)$$

Der Einfluss der Tropfengröße kann in **Bild 8.2** erkannt werden. Hier wurde die Tropfengröße von 0,43 mm und 2,0 mm verwendet, die Tropfengeschwindigkeit wurde bei 15 m/s konstant gehalten. Es ist zu erkennen, dass der Wärmeübergangskoeffizient in den Bereichen 1 bis 3 mit steigender Tropfengröße abnimmt, wenn die Beaufschlagungsdichte konstant bleibt.



**Bild 8.2:** Beispielberechnung für den Einfluss der Tropfengröße bei Anwendung der Formeln nach Hall et al. (1997)

**9 Literaturverzeichnis**

ABAJO, DE N.; UIJTDEBROEKS, H.; DRUART, F.: *Controlled and improved work roll cooling*. EUR Technical Steel Research No. 20509, 2002.

BAMBERGER, M. (1978): *Untersuchung des Wärmeübergangs beim Kühlen von Nichteisenmetallen durch Wasser*. Dissertation. Clausthal, 1978.

BAMBERGER, M.; PRINZ, B.: *Determination of heat transfer coefficients during water cooling of metals*. Materials Science and Technology, Nr.2, pp. 410–415, 1986.

BATES, B.; KUNDZEWICZ, Z. W.; WU, S.; PALUTIKOF, J.: *Climate Change and Water*. IPCC Technical Paper VI, 2008.

BMU: *Hinweise und Erläuterungen zu Anhang 29 Abwasserverordnung. Eisen- und Stahlerzeugung*. BMU. Bundesministerium für Umwelt, 2004.

BMWI: *Energie in Deutschland*. Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie. BMWI, 2009.

BÖCKH, P. VON; WETZEL, T.: *Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis*. 3., bearb. Aufl.: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Berlin, Heidelberg, 2009.

BOLLE, L.; MOUREAU, J. C.: *Spray cooling of hot surfaces*. Multiphase Science and Technology, Vol.1, pp. 1–97, 1982.

BRIMACOMBE, J. K.; AGARWAL, P. K.; BAPTISTA, L. A.; HIBBINS, S.; PRABHAKAR, B.: *Spray cooling in the continous casting of steel*. National Open Hearth and Basic Oxygen Steel Conference, pp. 235–252, 1980.

CHANDRA, S.; AVEDISIAN, C. T.: *On the collision of a droplet with a solid surface*. Proceedings of the Royal Society of London, Nr.432, pp. 13–41, 1991.

CHEN, R.-H.; CHOW, L. C.; NAVEDO, J. E.: *Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.45, pp. 4033–4043, 2002.

CHEN, R.-H.; CHOW, L. C.; NAVEDO, J. E.: *Optimal spray characteristics in water spray cooling*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.47, pp. 5095–5099, 2004.

CHO, C. S.; WU, K.: *Comparison of burnout characteristics in jet impingement cooling and spray cooling*. ASME Heat Transfer, Vol.96, pp. 561–567, 1988.

CHOI, K. J.; YAO, S. C.: *Mechanisms of film boiling heat transfer of normally impacting spray*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.30, Nr.2, pp. 311–318, 1987.

CIOFALO, M.; CARONIA, A.; DI LIBERTO, M.; PULEO, S.: *The Nukiyama curve in water spray cooling: It's derivation from temperature-time histories and its dependence on the quantities that characterize drop impact*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.50, pp. 4948–4966, 2007.

- CIOFALO, M.; DI PIAZZA, I.; BRUCATO, V.: *Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.42, pp. 1157–1175, 1999.
- DAVENPORT, C. J.; SMITH, J. K.: *Improving roll cooling on cold tandem mills*. Steel Times International, Vol.32, Nr.1, pp. 17–19, 2008.
- DEB, S.; YAO, S. C.: *Analysis on film boiling heat transfer of impacting sprays*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.32, Nr.11, pp. 2099–2112, 1989.
- DIENER, A.: *Der Wärmeübergang beim Spritzkühlen heißer Stahloberflächen. Eine Schrifttumsübersicht zum Stand der Kenntnisse*. Stahl und Eisen, Vol.96, Nr.4, S. 165–168, 1976.
- DIENER, A.; HAMMEL, W.; DRASTIK, A.: *Der Wärmeübergang von heißen Stahloberflächen mit Wasser*. Berichte aus Forschung und Entwicklung unserer Werke, Nr.2, S. 78–86, 1975.
- ESTES, K. A.; MUDAWAR, I.: *Comparison of two-phase electronic cooling using free jets and sprays*. Journal of Electronic Packaging, Vol.117, Nr.4, pp. 323–332, 1995a.
- ESTES, K. A.; MUDAWAR, I.: *Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.38, Nr.16, pp. 2985–2996, 1995b.
- ETIENNE, A.; MAIRY, B.: *Heat transfer in continuously cast strands*. Metallurgical Reports, Nr.55, pp. 3–13, 1979.
- FUJIMOTO, H.; HATTA, N.; ASAKAWA, H.; HASHIMOTO, T.: *Predictable modelling of heat transfer coefficient between spraying water and a hot surface above the leidenfrost temperature*. ISIJ International, Vol.37, Nr.5, pp. 492–497, 1997.
- GHODBANE, M.; HOLMAN, J. P.: *Experimental study of spray cooling with Freon-113*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.34, Nr.4/5, pp. 1163–1174, 1991.
- GRISSOM, W. M.; WIERUM, F. A.: *Liquid spray cooling of a heated surface*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.24, pp. 261–271, 1981.
- HALL, D. D.; MUDAWAR, I.; MORGAN, R. E.; EHLERS, S. L.: *Validation of a Systematic Approach to Modeling Spray Quenching of Aluminum Alloy Extrusions, Composites, and Continuous Castings*. Journal of Materials Engineering and Performance, Vol.6, Nr.1, pp. 77–92, 1997.
- HEINZLER, M.; KILGUS, R.; NÄHER, F.; PAETZOLD, H.; RÖHRER, W.; SCHILLING, K.: *Tabellenbuch Metall*. 39. Aufl.: Europa-Lehrmittel. Haan-Gruiten, 1994.
- HERING, E.; MARTIN, R.; STOHRER, M.: *Physik für Ingenieure*. 10. Aufl.: Springer-Verlag. Berlin, 2007.
- HOOGENDOORN, C. J.; DEN HOND, R.: *Leidenfrost Temperature and Heat-transfer coefficients for water sprays impinging on a hot surface*. In: THE JAPAN SOCIETY

OF MECHANICAL ENGINEERS (Hrsg.): *Proceedings of the fifth international Heat Transfer Conference*. Tokyo, pp. 135–138, 1974.

HSIEH, S.-S.; FAN, T.-C.; TSAI, H.-H.: *Spray cooling characteristics of water and R-134a. Part I: nucleate boiling*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.47, pp. 5703–5712, 2004a.

HSIEH, S.-S.; FAN, T.-C.; TSAI, H.-H.: *Spray cooling characteristics of water and R-134a. Part II: Transient cooling*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.47, pp. 5713–5724, 2004b.

JACOBI, H.; KAESTLE, G.; WÜNNENBERG, K.: *Heat transfer in cyclic secondary cooling during solidification of steel*. Ironmaking and Steelmaking, Vol.11, pp. 132–145, 1984.

JESCHAR, R.; MAIBÜCHER, L.: *Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs bei der Verdampfungskühlung im Sprühnebel*. TU Clausthal. Clausthal, 2001.

KIM, J.: *Spray cooling heat transfer: The state of the art*. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.28, pp. 753–767, 2007.

KÖHLER, C.: *Wärmeübertragung von heißen Oberflächen durch Wasserfilmkühlung im Bereich der stabilen Filmverdampfung*. Clausthal, 1990.

KRUMM, W.; HAMEL, S.; SCHULTE, H.: *Clean-up of oil-contaminated areas with new high-pressure vacuum technology*. In: *Proceedings of the 2nd International Conference on humanoid, nanotechnology, information technology, communication and control, environment and management 2005*. Manila, S. 1–9, 2005.

LIN, L.; PONNAPPAN, R.: *Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.46, pp. 3737–3746, 2003.

LIPPMANN, H.; MAHRENHOLTZ, O.: *Plastomechanik der Umformung metallischer Werkstoffe. Band 1*: Springer-Verlag. Berlin, Heidelberg, New York, 1967.

METZ, B.; DAVIDSON, O.; CONINCK, H.; LOOS, M.; MEYER, L.: *Carbon Dioxide Capture and Storage. IPCC Special Report*: Cambridge University Press. Cambridge, 2005.

MONDE, M.: *Critical heat flux in the saturated forced convection boiling on a heated disk with impinging droplets*. Heat Transfer - Japanese Research, Vol.8, pp. 54–64, 1979.

MORIYAMA, A.; ARAKI, K.; YAMAGAMI, M.; MASE, K.: *Local heat-transfer coefficient in spray cooling of hot surface*. Transactions of the Iron and Steel Institute of Japan, Vol.28, Nr.2, pp. 104–109, 1988.

MUDAWAR, I.; VALENTINE, W. S.: *Determination of the local quench curve for spray-cooled metallic surfaces*. Journal of Heat Treating, Vol.7, Nr.2, pp. 107–121, 1989.

- MÜLLER, H.; JESCHAR, R.: *Untersuchung des Wärmeübergangs an einer simulierten Sekundärkühlzone beim Stranggießverfahren*. Archiv für das Eisenhüttenwesen, Vol.44, Nr.8, S. 589–594, 1973.
- MÜLLER, H. R.: *Wärmeübergang bei der Spritzwasserkühlung von Nichteisenmetallen*. Dissertation. Clausthal, 1982.
- MÜLLER, H. R.; JESCHAR, R.: *Wärmeübergang bei der Spritzwasserkühlung von Nichteisenmetallen*: VDI-Verlag GmbH. Clausthal, 1983.
- OLDEN, V.; RAUDENSKY, M.; ONSRUD, K.; HUMMEL, W.: *Water spray cooling of stainless and C-Mn steel*. Steel Research, Vol.69, Nr.6, pp. 240–246, 1998.
- PAIS, M. R.; CHOW, L. C.; MAHEFKEY, E. T.: *Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling*. Journal of Heat Transfer, Nr.114, pp. 211–219, 1992.
- PUSCHMANN, F.: *Experimentelle Untersuchung der Spraykühlung zur Qualitätsverbesserung durch definierte Einstellung des Wärmeübergangs*. Dissertation, Magdeburg, 2003.
- REINERS, U. (1987): *Wärmeübertragung durch Spritzwasserkühlung heißer Oberflächen im Bereich der stabilen Filmverdampfung*. Dissertation. Clausthal, 1987.
- SAHA, J. K.; KUNDU, S.; CHANDRA, S.; SINHA, S. K.; SINGHAL, U.; DAS, A. K.: *Mathematical modelling of roll cooling and roll surface stress*. ISIJ International, Vol.45, Nr.11, pp. 1641–1650, 2005.
- SASAKI, K.; SUGITANI, Y.; KAWASAKI, M.: *Heat transfer in spray cooling on hot surface*. The Iron and Steel Institute of Japan, Vol.65, Nr.2, pp. 90–96, 1979.
- SCHMIDT, D.; DEHMEL, R.; HORN, G.: *Kühltechnologie für hochfeste Bleche*. Stahl und Eisen, Vol.128, Nr.8, S. 25–30, 2008.
- SCHMIDT, J.; BOYE, H.: *Einfluss der Tropfenparameter auf den Wärmeübergang bei der Sprühkühlung*. Chemie Ingenieur Technik, Vol.72, Nr.3, S. 227–231, 2000.
- SCHREWE, H.: *Stranggießen von Stahl. Einführung und Grundlagen*: Stahleisen. Düsseldorf, 1987.
- SEHEMBEY, M. S.; PAIS, M. R.; CHOW, L. C.: *Effect of Surface Material properties and surface characteristics in evaporative spray cooling*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.6, Nr.3, pp. 505–512, 1992.
- SHARP, R. R.: *The nature of liquid film evaporation during nucleate boiling*. Lewis Research Center. Washington D.C. (NASA Technical Note, D-1997), 1964.
- STEWART, I.; MASSINGHAM, J. D.; HAGERS, J. J.: *Heat transfer coefficient on spray cooling*. Iron and Steel Engineer, Vol.73, Nr.2, pp. 17–23, 1996.
- TAMURA, Z.; TANASAWA, Y., 1958: *Evaporation and combustion of a drop contacting with a hot surface*. In: *Proceedings of the 7th Symposium on Combustion*, pp. 509–522.

- TANI, K.; ITO, S.; BAN, S.; KIGAWA, Y.; MIZUTA, A.; KOKUBO, I.; TERAMOTO, A.: *Installation of 6-high cold rolling mill with roll coolant devices and their performance*. In: *Advances in cold rolling technology. Proceedings of the international conference sponsored and organized by the Metals Technology Committee and the Engineering Committee of the Institute of Metals in conjunction with the Institute of Measurement and Control, 17 - 19 September 1985 at Imperial College, London*. London,, pp. 66–71, 1985.
- TENSI, H. M.; STICH, A.; TOTTEN, G. E.: *Quenching and quenching Technology*. In: *Steel heat treatment handbook*. New York: Dekker, pp. 157–249, 1997.
- TODA, S.: *A study of mist cooling*. Heat Transfer - Japanese Research, Vol.1, Nr.3, pp. 39–50, 1972.
- TURNER, C. H.: *Development of steel cold rolling lubricants to meet the challenge of the eighties*. In: *Advances in cold rolling technology. Proceedings of the international conference sponsored and organized by the Metals Technology Committee and the Engineering Committee of the Institute of Metals in conjunction with the Institute of Measurement and Control, 17 - 19 September 1985 at Imperial College, London*. London,, pp. 72–79, 1985.
- UEDA, T.; ENOMOTO, T.; KANETSUKI, M.: *Heat transfer characteristics and dynamic behavior of saturated droplets impinging on a heated vertical surface*. Bulletin of the JSME, Vol.22, Nr.167, pp. 724–732, 1979.
- VDI: Verein Deutscher Ingenieure, *VDI-Wärmeatlas*. 10. Aufl., 2006: Springer-Verlag. Berlin.
- VISCOROVA, R.: *Untersuchung des Wärmeübergangs bei der Spritzwasserkühlung unter Berücksichtigung des Einflusses der Verzunderung*. 2007.
- VISCOROVA, R.; SCHOLZ, R.; SPITZER, K.-H.; WENDELSTORF, J.: *Measurements of spray water cooling heat transfer coefficients under oxide scale formation conditions*. AISTech, Vol.2, pp. 519–528, 2006.
- WALZEL, P.: *Verfahrenstechnische Grenzen und Wirkungsgrad beim Versprühen von Flüssigkeiten*. Chemie Ingenieur Technik, Vol.70, Nr.9, S. 1059–1060, 1998.
- WEBER, K. (1973): *Grundlagen des Bandwalzens*. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1973.
- WENDELSTORF, J.; SPITZER, K.-H.; WENDELSTORF, R.: *Spray water cooling heat transfer at high temperatures and liquid mass fluxes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.51, pp. 4902–4910, 2008.
- YAO, S. C.; CHOI, K. J.: *Heat transfer experiments of mono-dispersed vertically impacting sprays*. International Journal of Multiphase Flow, Vol.13, Nr.5, pp. 639–648, 1987.
- YAO, S. C.; COX, T. L.: *A general heat transfer correlation for impacting water sprays on high-temperature surfaces*. Experimental Heat Transfer, Vol.15, Nr.4, pp. 207–219, 2002.