

**Experimentelle Untersuchung der Spraykühlung zur
Qualitätsverbesserung durch
definierte Einstellung des Wärmeübergangs**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Frank Puschmann

geb. am 19.05.1972 in Wolfenbüttel

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Eckehard Specht
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt
Prof. (em.) Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Rudolf Jeschar

Promotionskolloquium am 04.07.2003

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung.....	1
1.2	Abkühlmedien.....	2
1.3	Abkühlverfahren	4
1.4	Beitrag der Arbeit	4
2	Grundlagen und Stand der Forschung	6
2.1	Spritzwasserkühlung	6
2.2	Verdampfungskühlung.....	6
2.3	Einzeltröpfen und heiße Wände	8
2.3.1	Einflussparameter bei der Verdampfungskühlung.....	8
2.3.2	Aufgelegte Einzeltröpfen	9
2.3.3	Einzeltröpfenprall bei hohen Wandtemperaturen	9
2.3.4	Wärmeübergang beim Einzeltröpfenprall	11
2.4	Konsequenzen für das untersuchte Kühlverfahren.....	13
3	Experimenteller Aufbau	15
3.1	Apparatur.....	15
3.2	Charakterisierung und Erzeugung der Wassersprays	16
3.2.1	Charakterisierung von Sprays	16
3.2.2	Einstoff-Druckzerstäuber	17
3.2.3	Zweistoffdüsen	18
3.3	Messung der Spraycharakteristik	19
3.3.1	Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit	19
3.3.2	Wasserbeaufschlagungsdichte	21
3.4	Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten	22
3.4.1	Temperaturmessung mit dem Infrarots Scanner	22
3.4.2	Bestimmung der Temperaturverteilung aus der Intensitätsverteilung.....	22
3.4.3	Bestimmung der Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten aus der Temperaturverteilung.....	24
4	Experimentelle Ergebnisse	30
4.1	Ergebnisse der Spraycharakterisierung.....	30
4.1.1	Betriebsverhalten der Düse.....	30
4.1.2	Ergebnisse der Wasserbeaufschlagungsdichtemessungen	31
4.1.3	Ergebnisse der Tropfengrößenmessungen	35
4.1.4	Ergebnisse der Tropfengeschwindigkeitsmessungen	39
4.1.5	Ergebnisse der Weber-Zahl-Bestimmung	42
4.2	Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen	44
4.2.1	Wärmeströme am betrachteten Hauptpixel	44
4.2.2	Überprüfung der Auswerteroutine	47
4.2.3	Einfluss der überlagerten Luftströmung.....	48

4.2.4	Einfluss der Tropfencharakteristik auf den Wärmeübergang.....	51
4.3	Zusammenfassung der Ergebnisse und Interpretation.....	57
4.3.1	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	57
4.3.2	Interpretation der Messergebnisse.....	59
4.4	Abkühlung eines Profils.....	61
5	Zusammenfassung	66
6	Anhang	68
6.1	Berechnung mittlere und charakteristischer Tropfendurchmesser.....	68
6.2	Bestimmung der Tropfengeschwindigkeit und -größe beim PDA.....	70
6.2.1	Tropfendurchmesser.....	70
6.2.2	Tropfengeschwindigkeit.....	73
6.3	Wahl geeigneter Messeinstellungen beim PDA.....	73
6.3.1	Off-axis-Winkel.....	73
6.3.2	Auswahl der Brennweiten von optischem Sender und Empfänger.....	75
6.4	Emissionsgradbestimmung der Oberflächenbeschichtung.....	76
6.5	Verteilung der Wärmequelle über das Probeblech.....	79
6.6	Beschreibung der Sequenzauswertung mit dem Computerprogramm „IR-Calc“ 84	
7	Literaturverzeichnis	89

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

A	m^2	Fläche
a		Approximationsparameter
B	K	Kalibrierkonstante
b	m	Breite
b	$W \cdot s^{0,5} / (K \cdot m^2)$	Wärmeeindringkoeffizient
Ca		Kapillaritätszahl
c	$J / (kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
d_{10}	m	Mittlerer, auf die Länge bezogener Tropfendurchmesser
d_{20}	m	Mittlerer, auf die Oberfläche bezogener Tropfend.
d_{30}	m	Mittlerer, auf das Volumen bezogener Tropfendurchmesser
d_{32}	m	Sauterdurchmesser
$d_{50,3}; d_{10,3}; d_{90,3}$	m	Mittlerer Durchmesser
F		Kalibrierkonstante
f	1/s	Frequenz
G		Lichtverstärkung
Δh_v	J/kg	Verdampfungsenthalpie
I	A	Stromstärke
I	W/m^3	Strahlungsintensität
i	A/m^2	Stromdichte
l	m	Länge
m	kg	Masse
\dot{m}_s	$kg/(m^2 \cdot s)$	Wasserbeaufschlagungsdichte
N	$1/m^3$	Anzahldichte
n		Brechzahl
Oh		Ohnesorge-Zahl
P	W	Leistung
p		Streumode
Δp	Pa	Druckdifferenz
Q	J	Wärme
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
R	Ω	Elektrischer Widerstand
R	W/m^3	Kalibrierkonstante
r	m	Radius
Re		Reynolds-Zahl
s	m	Dicke
T	s	Periodendauer
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
t_{Ray}	s	Rayleigh-Zeit
Δt	s	Zeitdifferenz
u	m/s	Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
We		Weber-Zahl
x, y, z	m	Ortskoordinate
Δx	m	Wegdifferenz

Griechische Symbole

α	W/(m ² ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
Δ		Verteilungsbreite
ε		Emissionsgrad
ε_v		Verdampfungseffektivität
θ	°	Öffnungswinkel
ϑ	°C	Temperatur
κ		Absorptionsindex
λ	m	Wellenlänge
λ	W/(m·K)	Wärmeleitkoeffizient
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ_{el}	$\Omega \cdot m$	Spezifischer elektrischer Widerstand
σ	N/m	Oberflächenspannung
σ	W/(m ² ·K ⁴)	Stefan-Boltzmann-Konstante
σ		Standardabweichung
τ		Transmissionsgrad
Φ		Phasenverschiebung
ψ	°	Elevator-Winkel
φ	°	Off-Axis-Winkel

Indizes

Atm	Atmosphäre
D	Düse
d	Disperse Phase
el	Elektrisch
f	Falsch
Fl	Flüssigkeit
G	Gas
ges	Gesamt
inter	Interaktion
K	Konvektiv
k	Kontinuierliche Phase
L	Luft
max	Maximum
O	Oberfläche
Obj	Objekt
r	Richtig
R	Röhrchen
Sp	Sprühstrahl
Tr	Tropfen
Δt	Zeitlich Änderung
Um	Umgebung
V	Volumen
W	Wasser
α	Konvektiv
ε	Strahlung
λ	Leitung

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Metallische Güter werden in der Praxis häufig einer Wärmebehandlung unterzogen. Dabei handelt es sich um Verfahren, bei denen das Werkstück im festen Zustand Temperaturänderungen unterworfen wird, um die Werkstoffeigenschaften gezielt zu verändern. Bei Stählen beispielsweise werden die Verfahren der Wärmebehandlung hauptsächlich in Glühen und Härten unterteilt [Bargel1988]. Ziel der Glühbehandlungen ist es, das Gefüge in Richtung eines dem Gleichgewicht näheren Zustands zu verändern. Die Abkühlung von der Wärmebehandlungstemperatur wird dabei langsam durchgeführt. Beim Härten wird von der Austenitisierungstemperatur bei ca. 900 °C mit einer von der Stahlzusammensetzung abhängigen Mindestgeschwindigkeit abgekühlt, so dass das Ungleichgewichtsgefüge Martensit entsteht, die diffusionsgesteuerte Umwandlungsreaktion Austenit → Ferrit + Carbit also nicht stattfindet. Um die angestrebte Qualität bei Wärmebehandlungen zu erreichen, ist die genaue Durchführung des Abkühlvorgangs erforderlich. Daneben kann mit einer definierten Abkühlung dem Verzug eines Werkstücks [Pietzsch2000] und der Rißbildung entgegen gewirkt werden.

Sind hohe Abkühlgeschwindigkeiten gefordert, wie beispielsweise beim Härten von Stählen, wird mit Flüssigkeiten gekühlt. Hierbei tritt die sogenannte Leidenfrostproblematik auf. Liegt die Temperatur einer Oberfläche oberhalb der Leidenfrosttemperatur, so bildet sich zwischen Oberfläche und Kühlflüssigkeit ein Dampffilm, der auch als Dampfhaut bezeichnet wird. Dieser verhindert den direkten Kontakt zwischen heißem Metall und Kühlflüssigkeit. Der Dampffilm stellt dabei einen Wärmeleitwiderstand da, der die Wärmeabfuhr von der Oberfläche in die Flüssigkeit stark behindert. Fällt die Oberflächentemperatur unter die Leidenfrosttemperatur, so bricht der Dampffilm zusammen. In diesem Bereich der sogenannten Kochphase steht die Kühlflüssigkeit in direktem Kontakt mit der Oberfläche, was zu einer sehr intensiven Kühlwirkung führt. Die Lage der Leidenfrosttemperatur, mit deren Unterschreiten die Kühlwirkung stark zunimmt, hat somit einen großen Einfluss auf die Abkühlgeschwindigkeit und somit auf die Werkstoffeigenschaften.

Die Leidenfrosttemperatur wird einerseits von den Kühlbedingungen wie Flüssigkeitseigenschaften und Flüssigkeitsführung beeinflusst. Über diese Größen kann bei unbefriedigendem Kühlverlauf direkt Einfluss genommen werden. Andererseits haben auch Werkstückparameter wie Körpergeometrie, Oberflächenrauigkeit und zu kühlender Werkstoff Einfluss. Diese Größen können nur in einem bestimmten Rahmen angepasst werden. Der Einfluss dieser Größen ist zwar qualitativ bekannt, kann aber weitgehend nicht quantifiziert werden. So ist beispielsweise über den Einfluss der Körpergeometrie bekannt, dass der Dampffilm bevorzugt an Kanten, Ecken, Rauigkeitsspitzen, usw. zusammenbricht. Allein dies führt bereits zu einer örtlich sehr ungleichmäßigen Abkühlgeschwindigkeit. Bild

1-1 zeigt als einfache geometrische Form einen Zylinder, der mit einer homogenen Anfangstemperatur in ein ruhendes Wasserbad eingetaucht wird. Es ist gut zu erkennen, dass kurz nach dem Eintauchen (linkes Teilbild) der Dampffilm an der unteren Kante zusammenbricht. Hier liegt die Leidenfrosttemperatur so hoch, dass sie bereits kurz nach Abkühlbeginn unterschritten wird. Im oberen Bereich bildet sich bedingt durch die tiefe Leidenfrosttemperatur eine stabile Dampfhaut aus. Durch die Benetzung der Oberfläche an der unteren Kante wird intensiv Wärme abgeführt, die nicht im gleichen Maße aus dem Inneren des Zylinders nachgeführt werden kann. Dadurch wandert die Benetzungsfront kontinuierlich nach oben (rechtes Teilbild). Der Unterschied der Leidenfrosttemperatur führt über die Höhe des Zylinders zu unterschiedlichen Abkühlgeschwindigkeiten.

Das Wechselspiel aller Größen, die Einfluss auf die Leidenfrosttemperatur nehmen, führt beim Abkühlen eines Werkstücks dazu, dass die Lage des Leidenfrostpunktes und somit der gesamte Abkühlvorgang mit Flüssigkeiten nicht mit ausreichender Genauigkeit eingestellt werden kann.

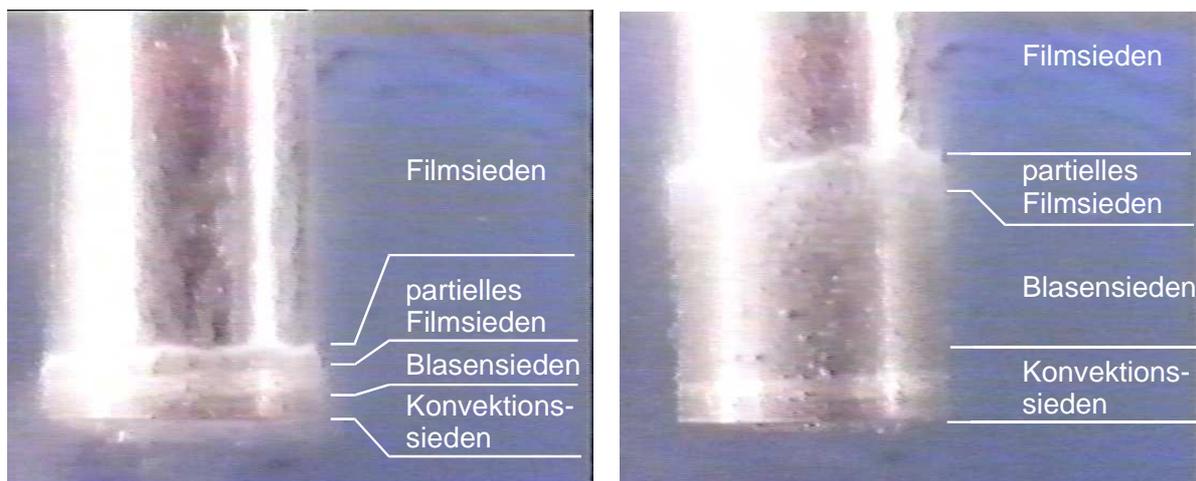


Bild 1-1: Abkühlverlauf an einem Zylinder mit allen Siedezuständen

1.2 Abkühlmedien

Im Folgenden werden die am häufigsten technisch verwendeten Abkühlmedien beschrieben. Dabei werden beispielhaft die Vor- und Nachteile der Abkühlmedien für die technisch wichtige Wärmebehandlung des Härtens von Stahl beschrieben.

Als Abkühlmedien kommen Gase wie Luft oder Inertgas und Flüssigkeiten zum Einsatz. Bei der Abkühlung mit Flüssigkeiten werden Wasser, wässrige Lösungen, Öle, Salz- oder Metallschmelzen verwendet. Die mit den Abkühlmedien Luft, Öl, Wasser und Wasser mit Salzzusatz erzielten Abkühlgeschwindigkeiten verhalten sich größenordnungsmäßig wie 1 : 10 : 50 : 100 [Bergmann2002]. Für das Abkühlen beim Härtens werden am häufigsten Wasser und Öle verwendet. Wasser besitzt dabei allerdings durch die zumeist tiefe Leidenfrosttemperatur den Nachteil, dass die Abkühlgeschwindigkeit im oberen

Temperaturbereich durch die Bildung der stabile Dampfhaut relativ gering ist, obwohl zur Unterdrückung der durch Diffusion gesteuerten Phasenumwandlung Austenit → Ferrit + Carbit eine hohe Abkühlgeschwindigkeit gefordert ist. Nach Zusammenbrechen des Dampffilms bei Leidenfrosttemperatur ist die Abkühlgeschwindigkeit in der sich anschließenden Kochphase hoch. In diesem Bereich der Martensitbildung sollte die Abkühlgeschwindigkeit aber möglichst gering sein, um Verzug und Rißbildung vorzubeugen. Diesem unerwünschten Abkühlverhalten kann durch die Zugabe von Salzen zum Wasser entgegen gewirkt werden. Dies führt zu einer höheren Leidenfrosttemperatur und somit zu einem früheren Beginn der Kochphase mit ihrer hohen Abkühlgeschwindigkeit, die allerdings auch im Bereich der Martensitbildung hoch ist und somit zu Verzug und Rißbildung führen kann. Abschrecköle besitzen im Schnitt eine kleinere Kühlwirkung als Wasser. Bei ihnen liegt die Leidenfrosttemperatur aber sehr hoch, so dass kurz nach Abkühlbeginn die Kochphase mit dem direkten Kontakt zwischen Kühlmittel und Werkstück eintritt. Vorteilhaft ist auch die im Temperaturbereich der Martensitbildung geringe Abkühlwirkung, die dem Verzug und der Rißbildung entgegenwirkt. Nachteilig ist die Verschmutzung des Werkstücks durch das Abschrecköl und die Brandgefahr, die durch das Öl ausgeht. Gerade bei geringen Ölbadtemperaturen unter 50 °C besitzen Abschrecköle bedingt durch ihre hohe Viskosität eine große Entzündungsneigung. Die hohe Viskosität führt während des Abschreckvorgangs zu einer starken Ölüberhitzung an der heißen Oberfläche. Die Ölbadtemperaturen werden meist zwischen 50 °C und 80 °C eingestellt. Durch die Lösung bestimmter Polymere in Wasser kann die Abschreckwirkung je nach Anforderung zwischen dem schroffen Wasser und dem milden Öl eingestellt werden. Bei der Verwendung von Salz- und Metallschmelzen wird die Leidenfrostproblematik umgangen, da die Siedetemperatur dieser Kühlmedien oberhalb der Wärmebehandlungstemperatur liegt. Die Wärme wird von Beginn des Abkühlvorgangs an konvektiv abgeführt. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Werkstücke nur bis zur Salz- oder Metallbadtemperatur von 400 °C bis 500 °C abgekühlt werden, wobei die diffusionsgesteuerte Phasenumwandlung unterdrückt ist, die Martensitbildung aber noch nicht eingesetzt hat. Wegen des Gefahrenpotentials für Mensch und Umwelt sind mit diesen Abkühlmedien kostenintensiven Schutzmaßnahmen verbundenen.

Ist eine besonders definierte und gleichmäßige Abkühlung gefordert, wird zur Umgehung der Leidenfrostproblematik mit Gasdüsenfeldern rein konvektiv gekühlt. Die Düsenfelder müssen dabei der Werkstückgeometrie angepasst sein. Zum Erreichen einer ausreichend hohen Abkühlgeschwindigkeit werden dabei mit großen Lüftern hohe Anströmgeschwindigkeiten realisiert. Als Gase kommen im einfachsten Fall Luft, oder Stickstoff zur Vermeidung von Zunderbildung, zum Einsatz. Reicht die dabei erzielte Kühlwirkung nicht aus, so wird wegen der höheren Wärmeleitfähigkeit Helium verwendet und/oder zur Steigerung der Wärmeleitfähigkeit in Druckkammern bis 3 MPa abgekühlt. Nachteilig ist der mit dieser Kühlmethode verbundene große technische Aufwand sowie die große Lüfterleistung.

Weiterhin ist es schwierig, die Düsenfelder an wechselnde geometrische Formen des Werkstücks anzupassen.

1.3 Abkühlverfahren

Beim oben beschriebenen Härten mit Flüssigkeiten werden die heißen Werkstücke meist in das Kühlmedium eingetaucht. Dieses Kühlverfahren wird als Tauchkühlung bezeichnet. Große technische Bedeutung hat ebenfalls die Spritzkühlung, bei der das Kühlmittel mit Düsen auf den zu kühlenden Werkstoff aufgespritzt wird. Anwendung findet dieses Verfahren beispielsweise in der Herstellung von Metallen wie Stahl, Kupfer oder Aluminium. Dort wird das schmelzflüssig gewonnene Metall im wirtschaftlich günstigen Strangguss abgegossen, wobei der Strang durch das intensive bespritzen mit Wasser auf die gewünschte Temperatur abgekühlt wird. Bleche und Bänder werden, beispielsweise beim Warmwalzen, ebenfalls mit der Kühlflüssigkeit bespritzt oder mit der Kühlflüssigkeit übergossen. Beim übergießen bildet sich ein Kühlflüssigkeitsfilm auf der heißen Oberfläche aus, weshalb dieses Kühlverfahren auch als Filmkühlung bezeichnet wird.

Je nach Kühlmedium laufen die Abkühlvorgänge bei allen drei Kühlverfahren wie in Abschnitt 1.2 beschrieben ab. D.h. bei einem Kühlbeginn oberhalb der Leidenfrosttemperatur wird zunächst eine Dampfhaut gebildet, die einen direkten Kontakt zwischen heißer Oberfläche und Kühlflüssigkeit verhindert. Dabei ist die abgeführte Wärme und somit die Abkühlgeschwindigkeit relativ gering. Nach Unterschreiten der Leidenfrosttemperatur schließt sich die Kochphase mit einer großen Wärmeabfuhr und somit großer Abkühlgeschwindigkeit an.

1.4 Beitrag der Arbeit

Mit dieser Arbeit wird ein Kühlverfahren vorgestellt, bei dem die oben erläuterte Leidenfrostproblematik, also der undefinierte Zusammenbruch des Dampffilms mit der einhergehenden schlechten Einstellbarkeit des Abkühlvorgangs, nicht auftritt, und dennoch große Abkühlgeschwindigkeiten erreicht werden, wie sie beispielsweise beim Härten von Stählen erforderlich sind. Weiterhin ist eine bessere örtliche Einstellbarkeit des Wärmeübergangskoeffizienten gewährleistet. Das Verfahren wird als „Spraykühlung“ bezeichnet [Puschmann2000a, 2001a, 2001b], wobei in dieser Arbeit die Spraykühlung mit Zweistoffdüsen untersucht wird. Bei diesem Abkühlverfahren wird Wasser fein zerstäubt und mit einer überlagerten Luftströmung als Wasserspray auf die zu kühlende Oberfläche gesprüht. Die Wassermenge wird soweit begrenzt, dass sich kein geschlossener Wasserfilm mit darunter liegender Dampfschicht ausbilden kann. Im Idealfall verdampfen die Einzeltropfen auf der Oberfläche vollständig, bevor der nächste Tropfen nachgeführt wird, so dass die Effektivität der Verdampfungskühlung erreicht wird. Der Leidenfrostpunkt wird bei der Spraykühlung nicht umgangen. Da der Abkühlvorgang aber im wesentlichen auf die Wärmeabfuhr durch aufprallende Einzeltropfen zurückzuführen ist, begrenzen sich die Einflussparameter, so dass der Abkühlvorgang gut eingestellt werden kann. Um die

Abgrenzung dieser Kühlmethode zur Spritzwasserkühlung zu verdeutlichen, sind in Bild 1-2 Spritzwasserkühlung und Spraykühlung gegenübergestellt. Es ist gut zu erkennen, dass sich bei der Spritzwasserkühlung ein Dampffilm etabliert, der bei der Spraykühlung fehlt. Bei der Spraykühlung trifft der Einzeltropfen auf die Wand, interagiert thermisch mit dieser und prallt wieder ab. Anschließend wird er durch die Luftströmung, die in der Nähe der heißen Wand parallel verläuft, fortgetragen. Einzeltropfen können so nicht zu einem Wasserfilm zusammenwachsen. Im Idealfall verdampfen die Wassertropfen bei dem Prallereignis vollständig.

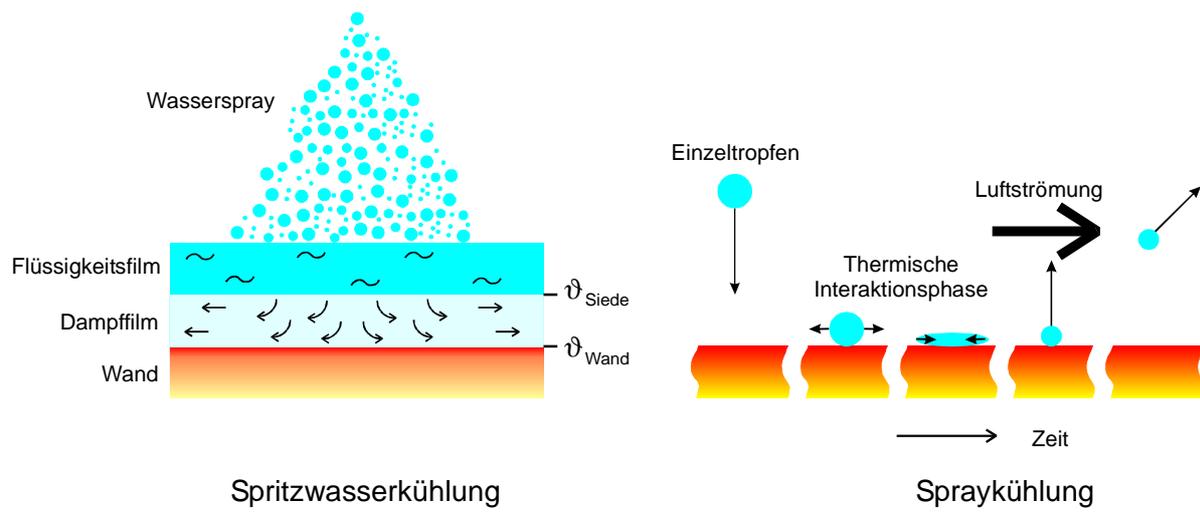


Bild 1-2: Vergleich zwischen Spritzwasser- und Spraykühlung

2 Grundlagen und Stand der Forschung

2.1 Spritzwasserkühlung

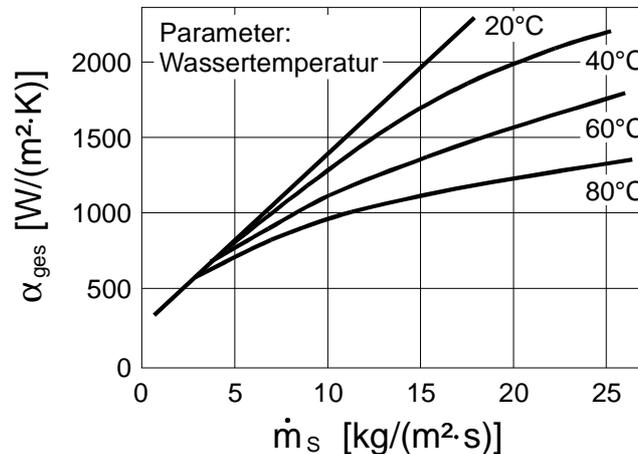


Bild 2-1: Wärmeübergangskoeffizient bei der Spritzwasserkühlung

Die Spritzwasserkühlung wurde in einer Reihe von Arbeiten mittels stationärer und instationärer Verfahren experimentell untersucht [Spritzwasserkühlung]. Die Autoren haben dabei den gesamten Bereich der Siedelinie betrachtet. Übereinstimmend konnte gezeigt werden, dass der Wärmeübergang in allen Bereichen im wesentlichen von der Wasserbeaufschlagungsdichte und der Wassertemperatur abhängt. Die Art der Verdüsung, Düsengeometrie, Tropfenimpuls und Tropfengröße spielen dagegen nur eine untergeordnete Rolle. Bild 2-1 ist den Arbeiten von Reiners [Reiners1987, Reiners1989] entnommen. Im Diagramm ist für die Spritzwasserkühlung im Filmsiedebereich der Gesamtwärmeübergangskoeffizient α_{ges} bei einer Oberflächentemperatur von 900 °C in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte \dot{m}_s dargestellt. Als Parameter dient die Wassertemperatur. Es ist gut zu erkennen, dass mit steigender Wasserbeaufschlagungsdichte der Gesamtwärmeübergangskoeffizient zu nimmt. Im Fall einer Wassertemperatur von 20 °C besteht ein linearer Anstieg von ca. 0,1 kJ/(kg·K). Ab einer Wasserbeaufschlagungsdichte von 5 kg/(m²·s) nimmt der Gesamtwärmeübergangskoeffizient mit steigender Wassertemperatur für eine feste Wasserbeaufschlagungsdichte ab. Der Unterschied ist um so größer, je höher die Wasserbeaufschlagungsdichte ist.

2.2 Verdampfungskühlung

Reiners hat in seinen Untersuchungen ebenfalls kleine Wasserbeaufschlagungsdichten von weniger als 0,2 kg/(m²·s) untersucht. Er zeigt, dass sich bei kleinen Wasserbeaufschlagungsdichten der Mechanismus der Wärmeübertragung ändert. Bild 2-2 ist seiner Arbeit entnommen. Im Bild ist für die Spritzwasserkühlung der Gesamtwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte

dargestellt. Man erkennt zwei Bereiche, die sich erheblich durch die Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten voneinander unterscheiden. Dabei repräsentiert der rechte Bereich mit einer Steigung von ca. 0,1 kJ/(kg·K) die Spritzwasserkühlung mit dem Wärmeübergangsmechanismus Filmverdampfung, der linke Bereich die Verdampfungskühlung mit einer Steigung von ca. 3 kJ/(kg·K). Für die Verdampfungskühlung ergibt sich also eine um den Faktor 30 größere Steigung der Ausgleichsgeraden. Unter der Voraussetzung, dass die gesamte aufgebrauchte Wassermenge verdampft, ist diese Steigung nach

$$\dot{q} = \Delta h_v \cdot \dot{m}_s = \alpha \cdot (\vartheta_0 - \vartheta_w) \quad (2-1)$$

in etwa der Verdampfungsenthalpie des Wassers proportional. Reiners berichtet, dass eine visuelle Untersuchung des Bereichs der Verdampfungskühlung zeigt, dass sich kein geschlossener Wasserfilm aufbaut. Als Folgerung aus den Untersuchungen von Reiners ergibt sich, dass eine maximale Wasserbeaufschlagungsdichte existiert, nach deren Überschreitung der Mechanismus der Spritzwasserkühlung einsetzt, sich also ein Wasserfilm ausbildet, unter dem sich oberhalb der Leidenfrosttemperatur ein Dampffilm etabliert.

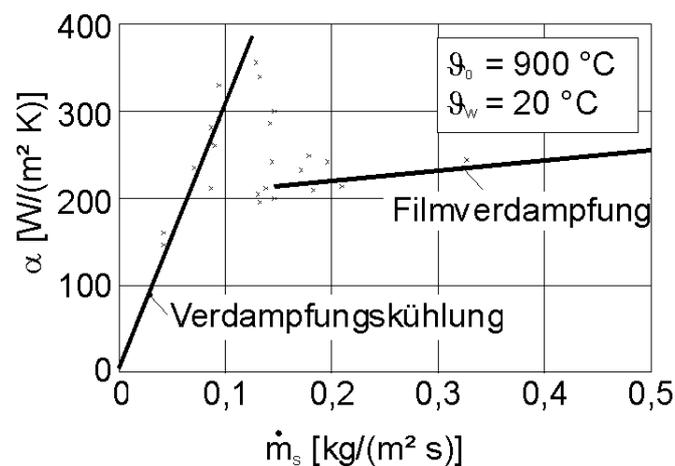


Bild 2-2: Verdampfungskühlung und Filmverdampfung

In der Literatur [Verdampfungskühlung] ist die von Reiners beschriebene Verdampfungskühlung auch als „spray cooling“ oder „mist cooling“ bekannt. Dabei verbleiben die Tropfen bis zu ihrer vollständigen Verdampfung auf der zu kühlenden Oberfläche. Somit ist die Lebensdauer eines Tropfens („drop lifetime“) ein wichtiger Einflussfaktor. Kann diese Zeit, besser die relative, auf die Tropfenmasse bezogene Verdampfungszeit, verkürzt werden, so kann pro Zeiteinheit mehr Wasser aufgebracht werden, was zu einer gesteigerten Kühlwirkung führt. Allen Autoren ist gemeinsam, dass die Wasserbeaufschlagungsdichte nicht über einen Wert von ca. 0,2 kg/(m²·s) gesteigert werden kann. Oberhalb dieser Grenze bildet sich ein Wasserfilm auf der zu kühlenden Oberfläche und

die Kühlwirkung folgt den Regeln der Spritzwasserkühlung. Die Wärmübergangskoeffizienten stimmen mit denen von Reiners gemessenen überein.

Bei der Modellierung des übertragenen Wärmestroms teilen die Autoren in einen konvektiven Wärmestrom, Wärmeabfuhr durch Strahlung und die Wärmeabfuhr durch die Tropfenverdampfung auf. Dabei kann der Einfluss der Wasserbeaufschlagungsdichte gut wiedergegeben werden. Der Einfluss andere Parameter wie Weber-Zahl, Tropfendurchmesser und Tropfengeschwindigkeit ist uneinheitlich. Fujimoto et al. [Fujimoto1997] führten ihre Untersuchungen mit mehreren Düsen durch, so dass bei einer konstanten Wasserbeaufschlagungsdichte Tropfensprays unterschiedlicher Charakteristik untersucht werden konnten. Sie fanden für den Wärmeübergangskoeffizienten durch die Tropfen keinen einheitlichen Zusammenhang mit der Wasserbeaufschlagungsdichte und formulierten

$$\alpha = 1,90 \cdot d_{30}^{1,1} \cdot u^{1,1} \cdot N^{0,65}, \quad (2-2)$$

zur Korrelation ihrer Messerdaten. Dabei ist N die Anzahldichte der Tropfen, also Tropfenzahl pro Volumeneinheit, d_{30} der mittlere, auf Volumen bezogene Tropfendurchmesser und u die mittlere Tropfengeschwindigkeit. Die Zahlenwerte müssen dabei in SI-Einheiten eingesetzt werden.

2.3 Einzeltropfen und heiße Wände

2.3.1 Einflussparameter bei der Verdampfungskühlung

Bei der Spraykühlung bildet sich im Gegensatz zur Spritzwasserkühlung kein geschlossener Wasserfilm auf der heißen Oberfläche. Somit können Ergebnisse aus Einzeltropfenuntersuchungen zum Verständnis des neuen Abkühlverfahrens beitragen. Zusätzlich zu dem aus Einzeltropfenuntersuchungen erhaltenen Einblick über den Interaktionsverlauf zwischen heißer Wand und Tropfen muss berücksichtigt werden, dass eine Beeinflussung durch

- bereits zuvor aufgetroffene Tropfen,
- benachbart auftreffende Tropfen und
- nachfolgende Tropfen,
- sowie durch die überlagerte Luftströmung

einzu beziehen ist.

Bestimmend für die abgeführte Wärme ist die Verdampfungseffektivität ϵ_V der Einzeltropfen, definiert als

$$\epsilon_V = \frac{Q_{Tr}}{m_{Tr} \cdot \Delta h_V}, \quad (2-3)$$

also dem Verhältnis von abgeführter Wärme Q_{Tr} zur maximal abführbarer Wärme bei vollständiger Verdampfung der Tropfenmasse m_{Tr} . Je höher die Verdampfungseffektivität eines Einzeltropfens ist, desto größer ist die Kühlwirkung bei konstanter aufgesprühter

Wassermenge. Bei einer Verdampfungseffektivität aller Einzeltropfen von eins verdampft die gesamte aufgesprühte Wassermenge, wie es bei der Verdampfungskühlung der Fall ist.

2.3.2 Aufgelegte Einzeltropfen

In Bild 2-3 ist die Verdampfungszeit von aufgelegten Einzeltropfen qualitativ dargestellt. Als charakteristische Größen sind die Siedetemperatur, die Nukiyama-Temperatur als Minimum des Kurvenverlaufs und die Leidenfrosttemperatur als lokales Maximum des Kurvenverlaufs eingezeichnet. Bei der Nukiyama-Temperatur nimmt der Wärmestrom ein Maximum und die Verdampfungszeit ein Minimum an. Oberhalb der Leidenfrosttemperatur schwebt der Tropfen auf einem Dampffilm. Im Leidenfrostpunkt tritt ein lokales Maximum der Verdampfungszeit auf, womit die Lage dieses Punktes die Verdampfungszeit eines aufgelegten Einzeltropfens wesentlich beeinflusst. Wie oben bereits erwähnt, kann die Leidenfrosttemperatur nur messtechnisch bestimmt werden, wobei bei aufgelegten Einzeltropfen meist davon ausgegangen wird, dass nur Wandmaterial, verwendetet Flüssigkeit sowie deren Auflegetemperatur und der Druck als Parameter für die Lage der Leidenfrosttemperatur wichtig sind.

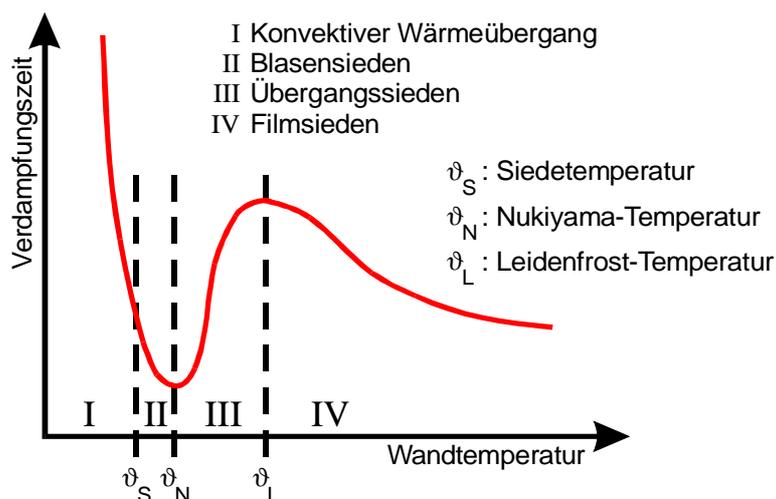


Bild 2-3: Verdampfungszeit aufgelegter Einzeltropfen

2.3.3 Einzeltropfenprall bei hohen Wandtemperaturen

Der Einzeltropfenprall wurde in der Vergangenheit in mehreren Arbeiten [Einzeltropfenprall] untersucht. Dabei wurde großes Augenmerk auf den Verlauf der Interaktion zwischen Tropfen und Wand gelegt. Neben der Wandtemperatur bestimmt die mit dem Tropfendurchmesser gebildete Weber-Zahl

$$We_{Tr} = \frac{\rho_{Tr} \cdot u_{Tr}^2 \cdot d_{Tr}}{\sigma_{Tr}} \quad (2-4)$$

diesen Verlauf. In ihr wird die kinetische Energie des Tropfens zu seiner Oberflächenenergie ins Verhältnis gesetzt. Aufschlussreiche Ergebnisse über den zeitlichen Verlauf der Interaktion wurden mit Hochgeschwindigkeitskameras erzielt. Dabei stellte sich heraus, dass eine bestimmte Weber-Zahl existiert, oberhalb der der Tropfen beim Wandprall zerplatzt. In der Literatur wird dieser Vorgang als „splashing“ bezeichnet. Von einzelnen Autoren werden dabei scharfe Weber-Zahl Grenzen angegeben, z.B. von Bolle/Moureau [Bolle1982] $We = 80$. Andere Arbeiten [Rein1993, Naber1993] zeigen aber, dass auch weitere Größen, hauptsächlich die Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{d_{Tr} \cdot u_{Tr}}{\nu_{Tr}}, \tag{2-5}$$

und andere, aus der Weber- und der Reynolds-Zahl abgeleitete Größen, wie die Ohnesorge-Zahl

$$Oh_{Tr} = \sqrt{We_{Tr}} / Re_{Tr} \tag{2-6}$$

oder die Kapillaritätszahl

$$Ca_{Tr} = We_{Tr} / Re_{Tr}, \tag{2-7}$$

einen Einfluss besitzen, der aber weniger ausgeprägt ist. Dies veranlasst einige Autoren, die Weber-Zahl Grenze eher unscharf zu formulieren. So geben Wruck/Renz [Wruck1999, Wruck2000] eine experimentell ermittelte Grenze von $We \approx 100$ an, die als unscharf verstanden werden soll.

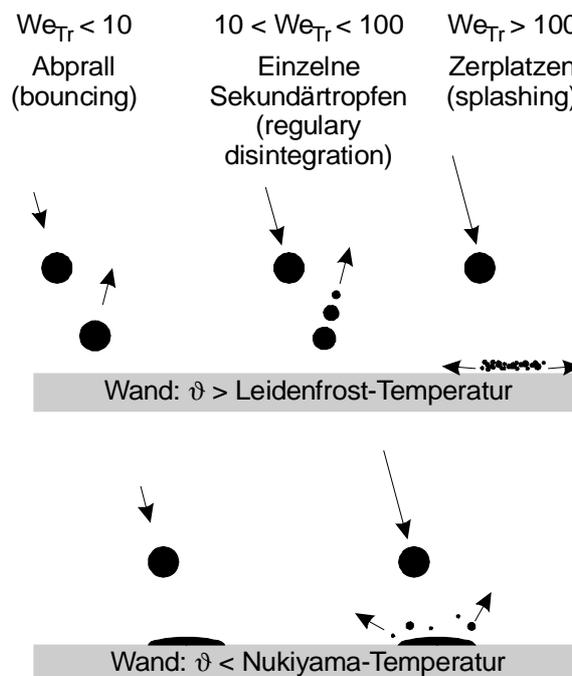


Bild 2-4: Einzeltröpfenprall auf heiße Wände

Die Sekundärtropfenbildung beim Wandprall von Einzeltropfen ist in Bild 2-4 verdeutlicht. In dem Bild wird bei einer Wandtemperatur oberhalb der Leidenfrosttemperatur in drei Weber-Zahl Bereiche unterschieden. Für kleine Weber-Zahlen wird der Tropfen wie ein Gummiball reflektiert. Dieser Vorgang wird in der Literatur als „bouncing“ bezeichnet. Für mittlere Weber-Zahlen schnüren sich gegen Ende der Interaktionsdauer wenige Sekundärtropfen ab. Bei hohen Weber-Zahlen desintegriert der Tropfen vollständig („splashing“). Bei Wandtemperaturen weit unterhalb der Leidenfrosttemperatur kommt es zu einer Benetzung der Wand. Dies ist im unteren Teilbild für kleine und große Weber-Zahlen angedeutet.

2.3.4 Wärmeübergang beim Einzeltropfenprall

Bei der Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Wand und Tropfen finden sich in der Literatur zwei Ansätze, die gegeneinander konkurrieren. Der erste Ansatz postuliert eine Phase des direkten Fest-Flüssig-Kontakts zwischen Tropfen und Wand, der sich durch einen sehr guten Wärmeübergang auszeichnet. Der zweite Ansatz geht davon aus, dass Wärme nur über einen Dampffilm übertragen wird.

Einige Autoren [Inada1994, Wachter1966] entwickeln Berechnungsmodelle zum zweiten Ansatz, mit denen der zeitliche Verlauf der Dampffilmstärke zwischen Wand und Tropfen berechnet werden kann. Die damit gewonnenen Daten wurden aber bisher nicht experimentell bestätigt. Grund ist das Fehlen eines zuverlässigen Messverfahrens mit ausreichender zeitlicher und räumlicher Auflösung. Die bisherigen Arbeiten basieren auf optischen Untersuchungen.

Grundlegende Arbeiten zum ersten Modell mit dem direkten Fest-Flüssig-Kontakt wurden von Toda [Toda1971, Toda1974] durchgeführt. Dieser teilt die von der Wand auf den Tropfen übertragene Wärme in zwei Teilen auf. In die Wärme \dot{Q}_1 , die beim Fest-Flüssig-Kontakt übertragen wird und die Wärme \dot{Q}_2 , die durch den sich im Anschluss bildenden Dampffilm übertragen wird. Die beim direkten Fest-Flüssig-Kontakt übertragene Wärme nimmt dabei den Hauptteil der gesamten übertragenen Wärme ein. Bolle/Moureau [Bolle1982] und Wruck/Renz [Wruck1999, Wruck2000] gehen sogar davon aus, dass unter bestimmten Randbedingungen die durch den Dampffilm übertragene Wärme vernachlässigt werden kann. Wruck/Renz zeigen in ihren Arbeiten durch den Einsatz einer rückwirkungsfreien und schnellen Wandtemperaturmessung in Kombination mit optischen Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen, dass es in einem hoch instationären Vorgang zunächst zu einem Fest-Flüssig-Kontakt zwischen Wand und Tropfen kommt. In einem transienten Phasenwechselprozess bildet sich anschließend ein Dampffilm, durch den Wärme von der Wand an den Tropfen übertragen wird. Dabei ist die beim Fest-Flüssig-Direktkontakt übertragene Wärme um Größenordnungen höher als die Wärme, die durch den Dampffilm übertragen wird. Nach dem aufgestellten Modell (Kontakttemperaturansatz), das auf die Kontakttemperaturbestimmung zwischen zwei halbunendlichen Körpern zurückzuführen ist, kommt es während des Fest-Flüssig-Direktkontakts zu einer starken Überhitzung von

wandnahen Flüssigkeitsschichten, sogar über die kritische Temperatur hinaus. Die Möglichkeit einer solchen Überhitzung wird von Wruck/Renz durch Einbeziehen zeitlicher Aspekte bei metastabilen Flüssigkeiten erklärt. Insbesondere bei der Wärmekapazität der Flüssigkeit spielen bei den vorliegenden hohen Aufheizraten im Mikrosekundenbereich zeitliche Effekte bereits eine Rolle, womit stationär ermittelte Stoffdaten nicht verwendet werden können. Das Fehlen von transienten Stoffdaten verhindert aber, dass die von Wruck/Renz für die Materialpaarung NiCr/Isopropanol in Abhängigkeit vom Tropfendurchmesser und der Tropfengeschwindigkeit gemessenen Verdampfungseffektivitäten und Kontaktzeiten auf andere Materialpaarungen übertragen werden können.

Das von Wruck/Renz aufgestellte Modell zur Beschreibung des Tropfenpralls und Berechnung des dabei übertragenen Wärmestroms basiert auf der analytischen Lösung der Fourierschen Wärmeleitgleichung

$$\frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} = a_i \cdot \frac{\partial^2 \vartheta_i}{\partial x^2} \quad (2-8)$$

mit $i=1$ für Wand und $i=2$ für Tropfen. Als Randbedingung für den Kontakt von Wand und Tropfen gilt

$$\vartheta_1(x=0) = \vartheta_2(x=0) = \vartheta_{\text{Kontakt}} \quad (2-9)$$

Als Lösung ergibt sich für die Kontakttemperatur

$$\vartheta_{\text{Kontakt}} = \frac{\vartheta_{1,t=0} + \vartheta_{2,t=0} \cdot \frac{b_2}{b_1}}{1 + \frac{b_2}{b_1}} \quad (2-10)$$

Dabei ist $b_i = \sqrt{\lambda_i \cdot c_i \cdot \rho_i}$ der Wärmeeindringkoeffizient von Wand oder Tropfen. Weiterhin haben die Anfangstemperaturen von Wand und Tropfen Einfluss auf die sich einstellende Kontakttemperatur.

Mit Hilfe des Modells wird die Dicke der überhitzten Fluidschicht berechnet und somit die Dicke des spontan gebildeten Dampffilms, wobei sich Zahlenwerte von wenigen Mikrometern ergeben. Weiterhin wird der Wärmestrom in der Wand analytisch bestimmt. Damit wird die Verdampfungseffektivität, definiert nach Gleichung (2-3), berechnet. Für das von Wruck untersuchte Materialpaar Isopropanol/NiCr ergibt sich der in Bild 2-5 dargestellte Zusammenhang. Dabei ist die Verdampfungseffektivität ε_v in Abhängigkeit von der Weber-Zahl We dargestellt, als Parameter dient der Tropfendurchmesser. Die Siedeverzugszeit beträgt $22 \mu\text{s}$. Für kleine Tropfen, die in dieser Arbeit interessieren, unterscheiden sich zwei Bereiche. Unter einer Weber-Zahl von 100 nimmt die Verdampfungseffektivität mit steigender Weber-Zahl zu, da durch die beschleunigte Ausbreitung der Flüssigkeit auf der Wand die wärmeübertragende Fläche während der ersten $22 \mu\text{s}$ des Tropfenpralls, also der

Dauer des Direktkontaktes, zu nimmt. Bei einer Weber-Zahl über 100 kommt es zum Zerplatzen der Tropfen, weswegen die benetzende Fläche gegen einen Grenzwert läuft. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die Interaktionszeit t_{inter} des Tropfens mit der Wand

$$t_{inter} = \sqrt{\frac{8}{\pi}} \cdot We^{-0,25} \cdot t_{Ray} \quad (2-11)$$

kürzer ist als die konstante Dauer des Direktkontaktes. In Gleichung (2-11) bedeutet

$$t_{Ray} = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{Tr} \cdot d_{Tr}^3}{\sigma_{Tr}}} \quad (2-12)$$

die sogenannte Rayleigh-Zeit, die Dauer der ersten natürlichen Schwingung eines Tropfens. In diesen Fall etabliert sich kein Dampffilm, da der Tropfen zuvor zerfällt. Für diesen Fall, und generell für kleine Tropfen, kann der durch den Dampffilm geleitete Wärmestrom im Verhältnis zu dem um ca. 2 Zehnerpotenzen größeren, beim Direktkontakt übertragenen Wärmestrom, vernachlässigt werden.

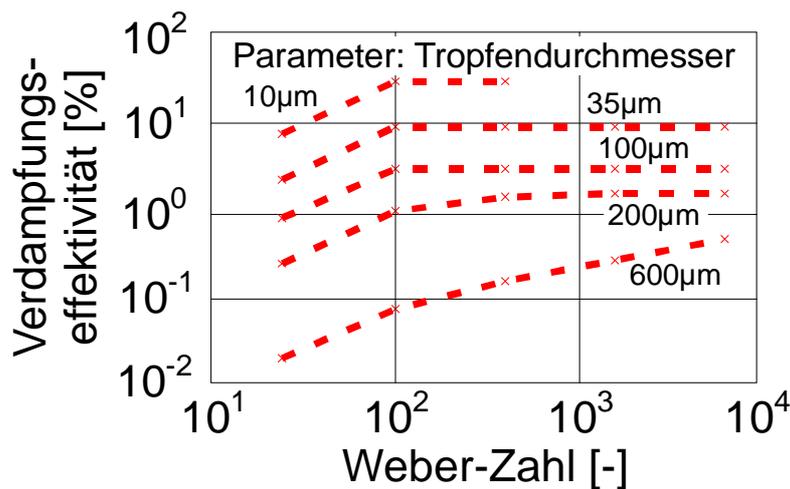


Bild 2-5: Verdampfungseffektivität von Einzeltropfen nach Wruck/Renz

[Wruck1999, Wruck2000] für die Materialpaarung Isopropanol/NiCr, Siedeverzugszeit 22 μs

2.4 Konsequenzen für das untersuchte Kühlverfahren

Faßt man die hier untersuchte Spraykühlung vereinfacht als eine Abfolge von aufprallenden Einzeltropfen mit einer überlagerten Luftströmung auf, so kann für ein Wasserspray, das zur Kühlung eingesetzt werden soll, festgestellt werden:

- Die Wasserbeaufschlagungsdichte der benutzten Wassersprays soll gering sein, so dass sich kein geschlossener Wasserfilm auf der zu kühlenden Oberfläche bildet, also nicht nach den Gesetzmäßigkeiten der Spritzwasserkühlung Wärme abgeführt wird.
- Nach Ablauf des Prallereignisses und der damit verbundenen thermischen Interaktion sollten die Tropfen, z.B. durch eine überlagerte Luftströmung, von der zu kühlenden Oberfläche abgeführt werden. Geschieht dies nicht, so verbleiben die Tropfen und

verdampfen durch das sich etablierende Dampfpolster langsam als ruhende Tropfen. Somit ist der „Platz“ auf der heißen Oberfläche belegt und mögliche nachfolgende Tropfen können nicht direkt auf die Oberfläche prallen, sondern treffen diese Tropfen. Oberhalb einer bestimmten Wasserbeaufschlagungsdichte wird sich, wie bei der Spritzwasserkühlung, durch zusammenwachsende Tropfen ein Wasserfilm bilden. Darunter werden alle Tropfen nach den Gesetzmäßigkeiten der Verdampfungskühlung verdampfen. Die in der Literatur von mehreren Autoren für die herkömmliche Verdampfungskühlung gefundene Grenze zur Spritzwasserkühlung liegt bei einer Wasserbeaufschlagungsdichte von $0,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ und einem entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten von $400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

- Da während des Direktkontaktes zwischen Tropfen und Wand ein um 2 Zehnerpotenzen größerer Wärmestrom übertragen wird als durch den sich nach dem Direktkontakt etablierenden Dampfpolster, sollte die Interaktionsdauer der das Spray bildenden Tropfen mit der Wand in etwa der Siedeverzugszeit, also der Existenzdauer der überhitzten Flüssigkeitsschicht, entsprechen. Dies bedeutet nach Gleichung (2-11), dass die Tropfen möglichst klein sein müssen.
- Da für Tropfen eines bestimmten kleinen Durchmessers die Verdampfungseffektivität für Weber-Zahlen kleiner 100 mit steigender Weber-Zahl zunimmt, sollten die Tropfen eine Weber-Zahl von rund 100 aufweisen. Eine Weber-Zahl über 100 steigert die Verdampfungseffektivität nicht (vgl. Bild 2-5).

3 Experimenteller Aufbau

3.1 Apparatur

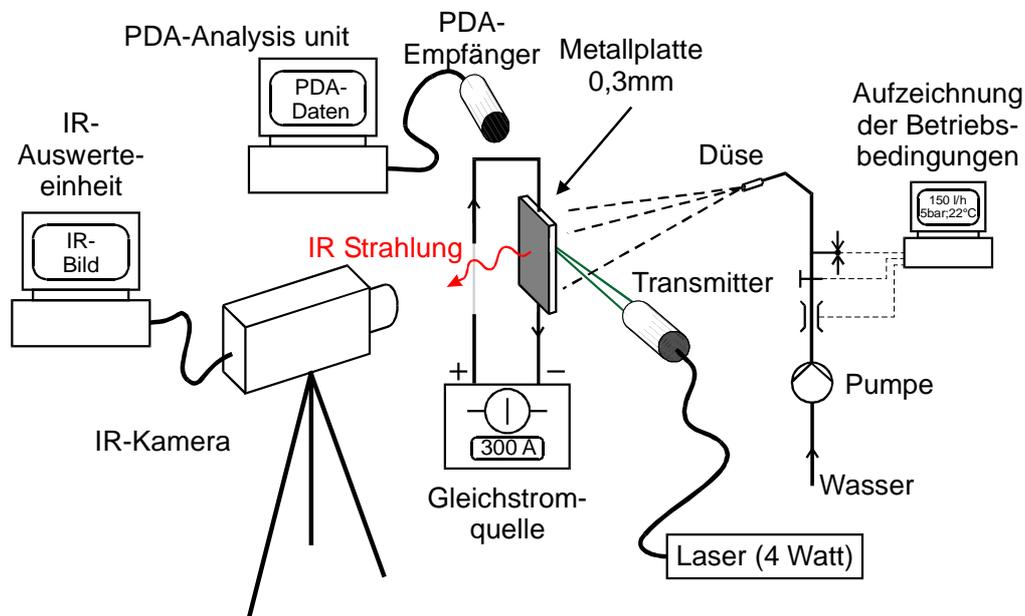


Bild 3-1: Experimenteller Aufbau (schematisch)

Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist es, den Wärmeübergangskoeffizienten der untersuchten Spraykühlung messtechnisch zu bestimmen und den Einfluss einer variierenden Sprühstrahlcharakteristik auf den Wärmeübergang zu ermitteln. Dazu wird die in Bild 3-1 skizzierte Apparatur benutzt. Kernstück der Anlage ist ein zwischen 0,1 mm und 0,5 mm dickes Metallblech, das elektrisch beheizt und gleichzeitig einseitig mit dem zu untersuchenden Wasserspray gekühlt wird. Die Temperaturverteilung der nicht besprühten Blechseite wird mit Hilfe eines Infrarotscanners aufgezeichnet. Dabei unterscheidet man in eine stationäre und instationäre Messmethode. Bei der stationären Messmethode wird die sich einstellende stationäre Verteilung der örtlichen Blechtemperatur als Einzelbild aufgezeichnet. Bei der instationären Messmethode wird die Abkühlung des Metallbleches als Sequenz von Einzelbildern aufgezeichnet. Mit den gemessenen Temperaturverteilungen kann die örtliche Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden und beispielsweise der zugehörigen Oberflächentemperatur zugeordnet werden. Zur Korrelation der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten mit Sprühstrahlparametern wird die Charakteristik des zur Kühlung benutzten Wassersprays mit einem 2D-Phasen-Doppler-Anemometer und einem Patternator gemessen. Das Phasen-Doppler-Anemometer ist in Bild 3-1 ebenfalls skizziert. Es besteht aus einem Laser, einem optischen Sender und einem optischen Empfänger. Die örtliche und zeitliche Verteilung der Tropfendurchmesser und Tropfengeschwindigkeiten

wird mit dem 2D-Phasen-Doppler-Anemometer, die örtliche Verteilung der Wasserbeaufschlagungsdichten mit dem Patternator gemessen.

Die Messapparatur versetzt in die Lage, den mit einem Wasserspray erzeugten Wärmeübergangskoeffizienten mit einem stationären oder einem instationären Messverfahren in Abhängigkeit der Sprayparameter

- Wasserbeaufschlagungsdichte,
- Tropfendurchmesser und
- Tropfengeschwindigkeit, sowie dem Parameter
- Oberflächentemperatur

zu messen. Die Messverfahren sind in Abschnitt 3.4.3 beschrieben.

Durch den Aufbau der Messanlage kann durch Veränderung der Blechabmessungen an unterschiedliche Messaufgaben bei Wärmeübergangsmessungen angepasst werden. So lassen sich ebenfalls Luftdüsen (vgl. Abschnitt 4.2.3) oder Düsenfelder aus Luft- oder Wasserdüsen mit einer stationären oder instationären Messmethode untersuchen. Durch Kombination mit einer Temperaturmessung mittels Thermoelement kann der Emissionsgrad einer Oberfläche bestimmt werden (vgl. Abschnitt 6.4).

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen wurde die instationäre Messmethode mit einem 0,3 mm dicken Blech aus der Nickel Basislegierung Inconell 600, auch bekannt unter Alloy 600, ausgewählt. Das verwendete Metall zeichnet sich zum einen durch seine hohe Warmfestigkeit aus, zum anderen besitzt es einen nur schwach temperaturabhängigen elektrischen Widerstand von einer Größe, der für die Wärmeerzeugung durch elektrische Widerstandsheizung geeignet ist.

3.2 Charakterisierung und Erzeugung der Wassersprays

3.2.1 Charakterisierung von Sprays

Die zur Kühlung benutzten Wassersprays sollen die unter Abschnitt 2.4 aufgeführten Forderungen erfüllen. Prinzipiell können die Wassersprays dazu mit sogenannten Einstoff-Druckzerstäubern oder mit pneumatischen Zerstäuberdüsen, sogenannten Zweistoffdüsen, erzeugt werden. Zur Beschreibung der von den Düsen erzeugten Sprays werden von Düsenherstellern in erster Linie Parameter wie Öffnungswinkel der erzeugten Sprays, Spritzbild und Flüssigkeits- bzw. Gasdurchsatz bei anliegendem Flüssigkeits- bzw. Gasdruck benutzt. Teilweise sind weitere Parameter zur Beschreibung der Sprays verfügbar, wie mittlere erzeugte Tropfendurchmesser und Tropfengeschwindigkeiten sowie Verteilung des Flüssigkeitsstroms über die Spritzbildfläche.

Für die Korrelation zwischen Verlauf des Abkühlvorgangs, der mit einer Düse unter bestimmten Betriebsbedingungen erzielt wird, und Spray, ist die Kenntnis der Wasserbeaufschlagungsdichte und der Tropfenparameter in Abhängigkeit der Betriebsparametern der Düse und der Position im Spray erforderlich. Dabei sind die Tropfenparameter der Tropfendurchmesser und die Tropfengeschwindigkeit bzw. die

Verteilung dieser Größen oder geeignete mittlere Größen (siehe Anhang 6.1). Die Betriebsparameter der Düse sind Durchsatz an Flüssigkeit und ggf. Gas und deren Temperatur und Druck, sowie mögliche mechanische Einstellbedingungen, die sich aus der konstruktiven Gestaltung der Düse ergeben. Außerdem haben das Medium, sowie dessen Druck und Temperatur, in das eingedüst wird, Einfluss auf das erzeugte Spray. Obwohl seit Mitte des neunzehnten Jahrhunderts die Tropfenbildung bei der Flüssigkeitszerstäubung untersucht wird, ist bisher kein umfassendes Modell entwickelt worden, mit dem bei bekannter Düsenkonstruktion und Betriebsparametern die gewünschten Größen berechnet werden können [Lefebvre1989]. Aus diesem Grund werden diese Größen, also die Spraycharakteristik unter bestimmten Betriebsbedingungen der Düse, in dieser Arbeit gemessen. Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit mittels Phasen-Doppler-Anemometrie (vgl. Abschnitt 3.3.1), Wasserbeaufschlagungsdichte mittels Patternator (vgl. Abschnitt 3.3.2).

3.2.2 Einstoff-Druckzerstäuber

Bei den Einstoff-Druckzerstäubern wird die Flüssigkeit mit einem hohen Druck verdüst. Die Druckenergie wird dabei zum großen Teil in Geschwindigkeitsenergie und zu einem geringen Teil in Oberflächenenergie umgewandelt [Walzel1990]. Es gibt eine Vielzahl von Düsenbauarten, wobei hauptsächlich in Lamellen- und Turbulenzdüsen unterschieden wird. Die verschiedenen Düsen unterscheiden sich durch das Spritzbild und die Eigenschaften der erzeugten Tropfen. Allen Düsen ist gemeinsam, dass bei fester Düsengeometrie mit steigendem Flüssigkeitsdruck die Tropfen kleiner und schneller werden und der Flüssigkeitsdurchsatz und somit die Wasserbeaufschlagungsdichte ansteigt. Somit sind für jeden Ort im Spray Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit sowie Wasserbeaufschlagungsdichte bei konstantem Umgebungsdruck und konstanter Umgebungstemperatur über den Düsendruck gekoppelt.

Die sich bei einer Düse einstellenden Tropfendurchmesser hängen hauptsächlich proportional vom Durchmesser des Flüssigkeitsaustritts an der Düse ab. Damit ergeben sich kleine Tropfen bei kleinen Düsendurchmessern. Hiroyasu und Katoda [Hiroyasu1974] fanden beispielsweise für eine Diesel-Einspritzdüse den Zusammenhang

$$d_{32} = 2330 \cdot \rho_G^{0,121} \cdot \dot{V}_{FI}^{0,131} \cdot \Delta p_{FI}^{-0,135} \quad (3-1)$$

zur Berechnung des Sauterdurchmessers d_{32} der entstehenden Tropfen, wobei für alle Größen SI-Einheiten verwendet werden. Ersetzt man den Flüssigkeitsvolumenstrom \dot{V}_{FI} durch

$$\dot{V}_{FI} = u \cdot A_D = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{FI}}{\rho_{FI}}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_D^2, \quad (3-2)$$

so erhält man für den mittleren Sauterdurchmesser

$$d_{32} = 2362 \cdot \frac{\rho_G^{0,121}}{\rho_{Fl}^{0,0655}} \cdot \frac{d_D^{0,262}}{\Delta p_{Fl}^{0,0695}}, \quad (3-3)$$

mit ρ_G als Gasdichte und ρ_{Fl} als Flüssigkeitsdichte. Um den mit einer Halbierung des Düsendurchmessers d_D erzielten Effekt mit einer Druckerhöhung der Flüssigkeit Δp_{Fl} zu erzielen, müsste man den Flüssigkeitsdruck um den Faktor 13 steigern. Um mit kleinen Düsendurchmessern erforderliche Flüssigkeitsdurchsätze zu erzielen, sind hohe Flüssigkeitsdrücke erforderlich.

3.2.3 Zweistoffdüsen

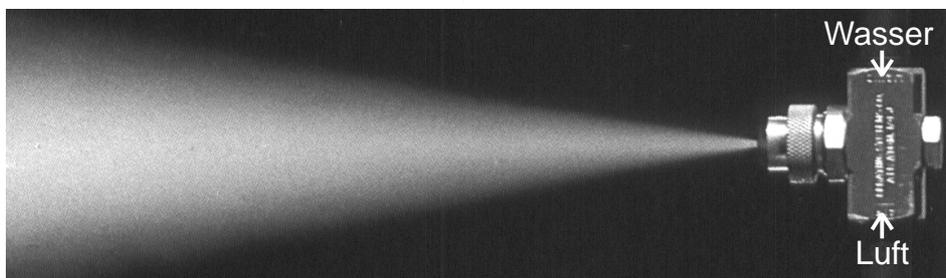
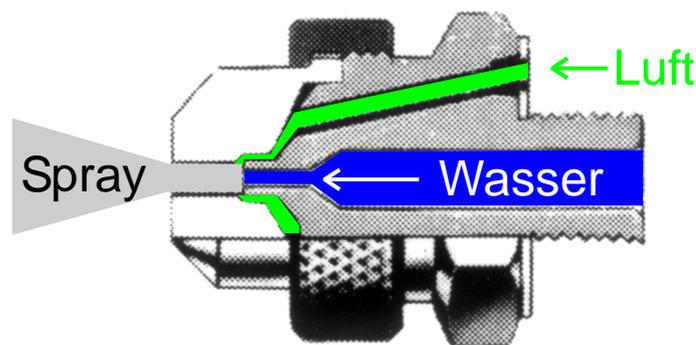


Bild 3-2: Funktionsskizze und Spritzbild eines innenmischenden Luftzerstäubers

Bei Zweistoffdüsen wird das zur Zerstäubung vorgesehene Wasser innerhalb oder außerhalb der Düse mit dem Zerstäubungsmedium, im einfachsten Fall Luft, vermischt. Dies führt zu einem Zerteilen der Flüssigkeit in Tropfen. Außenmischende Düsen besitzen den Vorteil, dass die Flüssigkeit drucklos zugeführt werden kann. Sie werden beispielsweise zur Metallpulverherstellung eingesetzt. Bei innenmischenden Düsen unterscheidet man in sogenannte Prefilming-Düsen, wie sie beispielsweise in Flugzeugturbinen eingesetzt werden, und in innenmischende Luftzerstäuber, wie in Bild 3-2 dargestellt. Die innenmischenden Luftzerstäuber besitzen den Vorteil, dass der Durchsatz an Flüssigkeit und Gas und somit die Spraycharakteristik hinsichtlich Wasserbeaufschlagungsdichte, Tropfendurchmesser und Tropfengeschwindigkeit in einem großen Bereich unabhängig variiert werden kann und die

erzeugten Tropfen klein und schnell sind. Außerdem ist durch die zur Zerstäubung benutzte Druckluft eine vom Luftdruck abhängige Luftströmung überlagert. Innenmischende Luftzerstäuber erfüllen die unter Abschnitt 2.4 aufgeführten Kriterien gut, so dass sie für die Sprayerzeugung ausgewählt wurden. Bild 3-2 zeigt die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Düsenart der Firma Spraying Systems. Dabei wird das Wasser durch eine zentrale Bohrung zur Düsen Spitze geführt. Die Druckluft wird über mehrere seitliche Bohrungen in einen Ringspalt geführt und vor dem Austritt innerhalb der Düse mit dem Wasser gemischt. Das mit diesen Düsen erzeugte Wasserspray setzt sich in etwa zu gleichen Massenanteilen aus Luft und Wasser zusammen, wobei bei hohen Luftdrücken und kleinen Wasserdrücken der Luftmassenstrom überwiegt, bei hohen Wasserdrücken und kleinen Luftdrücken der Wassermassenstrom überwiegt. Die beiden im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Düsen tragen die Bezeichnung SU11 und SU12. Sie unterscheiden sich in den erzeugten Sprühstrahlabmessungen und im durchgesetzten Massenstrom an Luft und Wasser bei gleichem anliegenden Druck. Dabei ist der Sprühstrahl und der Durchsatz an Luft und Wasser bei einem bestimmten anliegenden Druck bei Düse SU11 kleiner als bei Düse SU12.

3.3 Messung der Spraycharakteristik

3.3.1 Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit

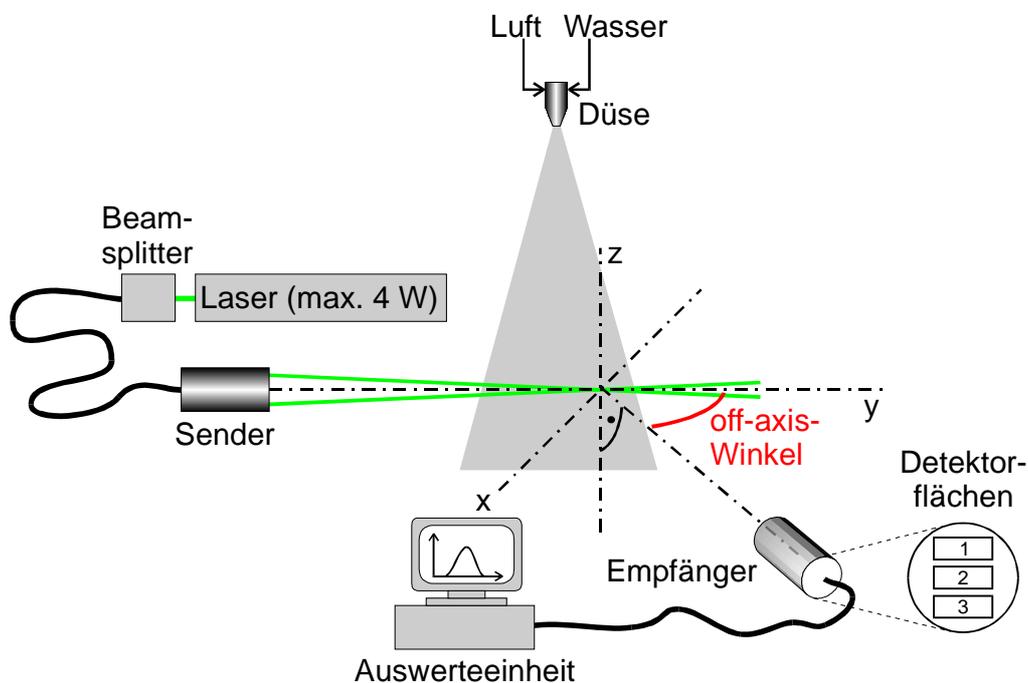


Bild 3-3: Schematischer Aufbau eines Phasen-Doppler-Anemometers

Zur Messung der Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit wird ein 2D-Phasen-Doppler-Anemometer (PDA) verwendet. Hierbei handelt es sich um ein Messgerät, mit dem berührungslos und damit rückwirkungsfrei Durchmesser und Geschwindigkeiten von Tropfen

gemessen werden, die sich in der Messzeit durch das Messvolumen bewegen. Es zeichnet sich durch eine hohe räumliche und zeitliche Auflösung aus.

Der Aufbau des verwendeten PDA ist in Bild 3-3 dargestellt, zur Vereinfachung als eindimensionale Messanlage. Hauptbestandteile sind ein Laser, eine Sendeoptik und eine Empfangsoptik, sowie eine Auswerteeinheit. Aus dem vom Laser, hier ein 4 Watt Ar-Ne-Laser, erzeugten, parallel polarisierten Licht wird in einer optischen Einheit (Beamsplitter) das monochromatische Licht der Wellenlängen mit höchster und zweithöchster Intensität ausgekoppelt. Dabei handelt es sich um Licht mit der Wellenlänge 514,5 nm (grün) und Licht der Wellenlänge 488 nm (blau). Diese beiden Laserstrahlen werden anschließend in jeweils zwei intensitätsgleiche Strahlen aufgeteilt, wobei jeweils ein Laserstrahl einer Farbe mit Hilfe eines Bragg-Zellen-Generators in seiner Frequenz leicht angehoben wird. Mit Lichtleitern werden die Laserstrahlen zum optischen Sender geleitet und in Abhängigkeit von der Brennweite der Sendeoptik in einem Punkt überlagert. Der Überlappungsbereich der Laserstrahlen bildet das rund 1 mm³ große Messvolumen, geometrisch ein Rotationselipsoid. Die durch dieses Messvolumen durchtretenden Tropfen werden vermessen. Die von den farbgleichen Laserpaaren aufgespannten Ebenen sind um 90 ° zueinander gedreht. Die grünen Laserstrahlen bilden die y-z-Ebene, die blauen (nicht eingezeichneten) die x-y-Ebene.

Der optische Empfänger detektiert das Streulicht, das von Tropfen ausgesandt wird, die sich im Messvolumen befinden. Seine optische Achse steht senkrecht auf der z-Achse und zielt auf das Messvolumen. Der Winkel zwischen der optischen Achse des Senders und der optischen Achse des Empfängers wird als off-axis-Winkel bezeichnet, wobei ein off-axis-Winkel von 180° vorliegt, wenn der Empfänger im Sender integriert ist.

Innerhalb des Empfängers befinden sich 3 Detektionsflächen, die den Streulichtimpuls (Burst) eines durch das Messvolumen fliegenden Tropfens auffangen. Die drei Lichtimpulse werden durch Glasfaser zur Auswerteeinheit geleitet und dort von Photomultipliern in elektrische Signale umgewandelt. Durch die Auswerteeinheit wird die Frequenz dieser Bursts bestimmt, die für alle drei Detektorflächen innerhalb einer gerätespezifischen Toleranz übereinstimmen. Mit dieser Frequenz wird die Tropfengeschwindigkeit in der von den farbgleichen Laserstrahlpaaren aufgespannten Ebene bestimmt, wobei der Geschwindigkeitsvektor senkrecht auf der optischen Achse des Senders steht. Im Bild liegt der mit den grünen Laserstrahlen gemessene Geschwindigkeitsvektor parallel zur z-Achse. Durch die ebenfalls vorhandenen, aber im Bild nicht eingezeichneten, blauen Laserstrahlen wird die Geschwindigkeit parallel zur x-Achse gemessen. Kombiniert man die beiden gemessenen Geschwindigkeiten, die mit Hilfe des Streulichts eines durch das Messvolumen geflogenen Tropfen bestimmt wurden, so erhält man den Anteil der Tropfengeschwindigkeit in der x-z-Ebene.

Durch die leicht unterschiedliche Position der Detektorflächen im Raum entsteht eine Phasenverschiebung zwischen den eintreffenden grünen Lichtsignalen an den drei Detektoren, wobei die Phasenverschiebung zwischen Detektor 1 und Detektor 2 sowie die

Phasenverschiebung zwischen Detektor 1 und Detektor 3 zur Bestimmung des Tropfendurchmessers benutzt wird (siehe Anhang 6.2).

Augenmerk bei der Benutzung dieser berührungslosen Messanlage zur Bestimmung des Tropfendurchmessers und der Tropfengeschwindigkeit muss auf die Wahl des off-axis-Winkels und der Brennweiten der Sende- und Empfangsoptik gelegt werden (siehe Anhang 6.3). Für die hier durchgeführte Vermessung von Wassersprays mit schnellen, kleinen Tropfen wurde ein off-axis-Winkel von 30° und eine in Sende- und Empfangsoptik gleiche Brennweite von 500 mm bzw. 250 mm benutzt.

3.3.2 Wasserbeaufschlagungsdichte

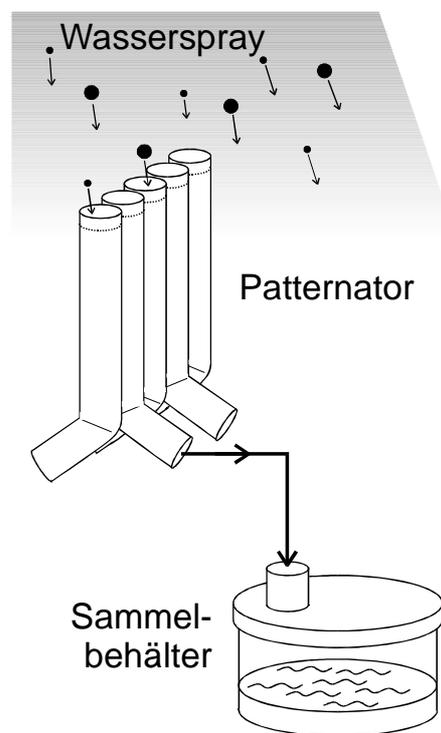


Bild 3-4: Patternator zur Messung der Wasserbeaufschlagungsdichte

Zur Messung der Wasserbeaufschlagungsdichte wird ein Patternator eingesetzt. Die Wasserbeaufschlagungsdichte wird zwar auch von dem Phasen-Doppler-Anemometer berechnet, doch ist der Fehler dieser Messung sehr hoch [Dullenkopf1998], so dass auf dieses einfache Messverfahren zurückgegriffen wird.

Eine schematische Skizze des Patternators ist in Bild 3-4 gezeigt. Der Patternator besteht aus mehreren, in einer Reihe angebrachten Röhren, die vor der Düse parallel zur Sprüchachse positioniert sind. Die Röhren sind an ihrem oberen Ende angespitzt, so dass die Sammelfläche mit dem Außendurchmesser berechnet wird. Die Röhren sammeln über eine bestimmte Zeit Δt einen Teil der Wassermenge m_w des Sprays auf und leiten diesen in den Sammelbehälter. Über die Beziehung

$$\dot{m}_s = \frac{m_w}{\frac{\pi}{4} \cdot d_R^2 \cdot \Delta t} \quad (3-4)$$

kann mit d_R als Außendurchmesser der Sammelröhrchen die über die Messzeit gemittelte Wasserbeaufschlagungsdichte \dot{m}_s bestimmt werden. Um die zur Kühlung benutzte Staustromung zu untersuchen, wird der Patternator in einer Platte integriert, so dass nur der obere, über der in Bild 3-4 gestrichelten Linie gelegene Teil oberhalb der Platte liegt.

3.4 Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten

3.4.1 Temperaturmessung mit dem Infrarotscanner

Die in Bild 3-1 gezeigte Apparatur zur Messung der örtlichen Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten basiert auf der Messung der örtlichen Verteilung der Oberflächentemperatur auf der nicht gekühlten Seite des Metallblechs. Die Oberflächentemperatur kann stationär oder instationär gemessen werden. Dies wird mit Hilfe der Infrarotthermographie durchgeführt, d.h. die von der nicht gekühlten Seite des Bleches ausgesandte örtliche Verteilung der Infrarotstrahlung wird mit einem Infrarotscanner detektiert. Durch die Kenntnis des Strahlungsaustauschverhältnisses zwischen Scanner und detektierter Oberfläche kann daraus die Verteilung der Oberflächentemperatur bestimmt werden (vgl. Abschnitt 3.4.2). Der von dem Scanner detektierte Wellenlängenbereich der Infrarotstrahlung liegt zwischen $8 \mu\text{m}$ und $12 \mu\text{m}$. Durch den sehr geringen Absorptionsgrad von Wasserdampf in diesem Wellenlängenbereich hat dessen Konzentration auf den Strahlungsaustausch zwischen Scanner und Oberfläche einen zu vernachlässigenden Einfluss. Der Scanner tastet den Bildbereich in horizontalen Linien pixelweise ab und setzt ein Gesamtbild mit einer Breite von 272 Pixeln zusammen. Je höher das Gesamtbild ist, desto geringer ist die Bildaufzeichnungsrate. Ein Vollbild mit 136 Zeilen wird mit einer Aufzeichnungsrate von 15 Hz aufgenommen. Bei der Aufnahme von Halbbildern verdoppelt sich die Aufzeichnungsrate. Wird nur eine Zeile aufgezeichnet (Line-Scann-Mode), so liegt die Aufzeichnungsrate bei 2500 Hz. Somit ist der Scanner in der Lage instationäre und stationäre Prozesse zu detektieren. Bei Wahl einer geeigneten Kombination aus Objektiv und Vorsatzlinse ist es möglich, eine räumliche Auflösung von $0,2 \text{ mm/Pixel}$ zu erreichen. Die Messgenauigkeit liegt bei rund $0,1 \text{ K}$, ist aber stark von der Kenntnis des Emissionsverhaltens der vermessenen Oberfläche abhängig.

3.4.2 Bestimmung der Temperaturverteilung aus der Intensitätsverteilung

Der Infrarotscanner tastet eine zu vermessene Oberfläche in Zeilen ab und setzt daraus ein Bild der gesamten Oberfläche zusammen. Dabei wird vom Strahlungssensor des Infrarotscanners die Strahlungsintensität I gemessen. Diese setzt sich aus drei Anteilen

zusammen, die der Umgebung, der Atmosphäre und dem vermessenen Objekt zugeordnet werden können. Die Bestimmungsgleichung, die der Infrarotscanner zu Grunde legt, lautet:

$$I = \tau \cdot \varepsilon \cdot I_{\text{Obj}} + \tau \cdot (1 - \varepsilon) \cdot I_{\text{Um}} + (1 - \tau) \cdot I_{\text{Atm}}. \quad (3-5)$$

Dabei ist τ der Transmissionsgrad, der bei kleinen Abständen zwischen Messobjekt und Infrarotscanner vorwiegend durch die Eigenschaften verwendeter Objektive, Vorsatzlinsen und Filter bestimmt wird. ε ist der Emissionsgrad der betrachteten Oberfläche. Der erste Summand in Gleichung (3-5) ist gleich der Strahlungsintensität, die von der als schwarzer Körper angesehenen Oberfläche eingestrahlt wird, gemindert um den Anteil der im Strahlengang durch Luft, Linse usw. absorbierten Strahlung. Durch die Multiplikation mit ε wird berücksichtigt, dass es sich in den meisten Fällen um einen strahlenden grauen Körper handelt, dessen emittierte Strahlung bei gleicher Oberflächentemperatur nur das ε -fache eines schwarzen Körpers beträgt. Der zweite Summand beschreibt den Strahlungsanteil, der von der Umgebung auf das Messobjekt fällt und von dort in den Scanner reflektiert wird. Der dritte Summand berücksichtigt die Strahlungsenergie der im Strahlengang befindlichen Objekte wie Luft, Objektiv oder Vorsatzlinsen. Die einzelnen Strahlungsintensitäten I_{Obj} , I_{Um} und I_{Atm} werden dabei über die Gleichung

$$I = \frac{R}{e^{\frac{B}{T}} - F} \quad (3-6)$$

berechnet. Diese Bestimmungsgleichung ist am Planckschen Strahlungsgesetz angelehnt, mit dem über die Temperatur T eines schwarzen Körpers die Strahlungsintensität einer bestimmten Wellenlänge bestimmt werden kann. B , R und F sind Kalibrierkonstanten.

Die Umgebungstemperatur sowie die Temperatur der Atmosphäre sind gut bestimmbar, womit auch deren Strahlungsintensitäten I_{Um} und I_{Atm} in Gleichung (3-5) über Gleichung (3-6) bestimmbar sind. Für eine festgelegte Messanordnungen ist der Transmissionsgrad τ und auch der Emissionsgrad ε der betrachteten Oberfläche bekannt. Somit kann über Gleichung (3-5) mit der gemessenen Strahlungsintensität I der vom Messobjekt emittierte Strahlungsanteil I_{Obj} berechnet werden. Durch Umstellung von Gleichung (3-6) und Auflösung nach der Temperatur T ergibt sich die gesuchte Temperatur des betrachteten Messpunktes.

Der Emissionsgrad der Oberfläche muß für die betrachtete Oberfläche bekannt sein. Je höher er ist, desto geringer wirken sich Abweichungen des wirklichen Emissionswertes vom angenommenen auf den Fehler der gemessenen Temperatur aus. Da blanke Metalloberflächen in der Regel einen geringen Emissionsgrad aufweisen [VDI1997], muss das in der Messapparatur benutzte Metallblech auf der betrachteten Seite mit einem geeigneten Material beschichtet werden. Hierfür wurde eine temperaturstabile Farbe ausgewählt. Der Emissionsgrad dieser Farbe wurde in gesonderten Messungen temperaturabhängig bestimmt (vgl. Abschnitt 6.4).

Problematisch ist nun, dass der Emissionsgrad von der Oberflächentemperatur abhängt, im Messsystem aber für eine Messung nur ein fester Emissionsgrad vorgegeben werden kann. Werden auf einem Bild oder auf den Bildern einer Sequenz unterschiedliche Temperaturen gemessen, so ist die durchgeführte Temperaturbestimmung nur für die Bildpunkte korrekt, für die ein der gemessenen Temperatur entsprechender Emissionsgrad der Oberfläche angenommen wurde. Aus diesem Grund ist es notwendig, gemessene Temperaturen nach Abschluss einer Messung durch den korrekten, temperaturabhängigen Emissionsgrad zu berichtigen. Dazu wird über Gleichung (3-5) und Gleichung (3-6) mit dem während der Messung benutztem (falschen) Emissionsgrad ϵ_f und der vom Messsystem bestimmten Oberflächentemperatur T_{Obj} die vom Detektor bestimmte Strahlungsintensität I für den betrachteten Bildpunkt berechnet. Dabei handelt es sich um die gemessene physikalische Größe, die unabhängig vom gewählten Emissionsgrad ist. Anschließend wird über Gleichung (3-5) die Strahlungsintensität der Oberfläche I_{Obj} mit dem richtigen, temperaturabhängigen Emissionsgrad berechnet und über Gleichung (3-6) die dazugehörige Oberflächentemperatur bestimmt. Die letzten beiden Rechenschritte werden so lange wiederholt, bis die berechnete Oberflächentemperatur und die vorausgesetzte Temperatur für die Emissionsgradberechnung übereinstimmen.

Unter der Annahme, dass während der Messung die richtige Umgebungs- und Atmosphärentemperatur, sowie der korrekte Transmissionsgrad berücksichtigt wurden, kann nach der oben beschriebenen Korrekturvorschrift die richtige Strahlungsintensität des Objektes über die Gleichung

$$I_{Obj,r} = I_{Um} + \frac{\epsilon_f}{\epsilon_r(T)} \cdot (I_{Obj,f} - I_{Um}) \quad (3-7)$$

bestimmt und mit Gleichung (3-6) die korrigierte Oberflächentemperatur berechnet werden.

3.4.3 Bestimmung der Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten aus der Temperaturverteilung

Bei der Bestimmung der Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten aus der gemessenen Temperaturverteilung muß prinzipiell in die stationäre und die instationäre Messmethode unterschieden werden.

Stationäre Messmethode. Bei der stationären Messmethode wird die sich auf der betrachteten Oberfläche einstellende stationäre Temperaturverteilung in einem Bild aufgezeichnet. Mit dieser Temperaturverteilung wird die Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Diese Messmethode ist aber in der absoluten Größe des messbaren Wärmeübergangskoeffizienten sowie in der Breite der messbaren Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten auf einem Bild begrenzt. Die Begrenzung der absoluten Größe der messbaren Wärmeübergangskoeffizienten rührt aus der begrenzten elektrischen Heizleistung. Dabei kann festgestellt werden, dass, je höher das untersuchte Temperaturniveau ist, desto geringer ist der noch messbare, obere

Wärmeübergangskoeffizient. Dies liegt am Anstieg der Wärmeverluste, hauptsächlich durch Strahlung, mit ansteigender Blechtemperatur. Dieser Zusammenhang trifft bei der Vermessung von Flüssigkeitssprays durch das Vorliegen der unterschiedlichen Siedebereiche mit ihren unterschiedlichen Abhängigkeiten der Wärmeübergangskoeffizienten von der Oberflächentemperatur nicht zu, kann aber innerhalb eines festen Siedebereichs, z.B. Filmsiedebereich, auch festgestellt werden. Das Hauptproblem, die Begrenzung der messbaren Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten auf einem Bild, begründet sich in der Heizmethode des Bleches, also der elektrischen Widerstandsheizung. Dabei ist die Wärmequelle über das Blech in etwa gleich verteilt. Dies führt dazu, dass sich bei Vorliegen einer örtlichen Verteilung der Gesamtwärmeübergangskoeffizienten an Orten hohen Wärmeübergangs eine tiefe Oberflächentemperatur einstellt, an Orten niedrigen Wärmeübergangs eine hohe Oberflächentemperatur.

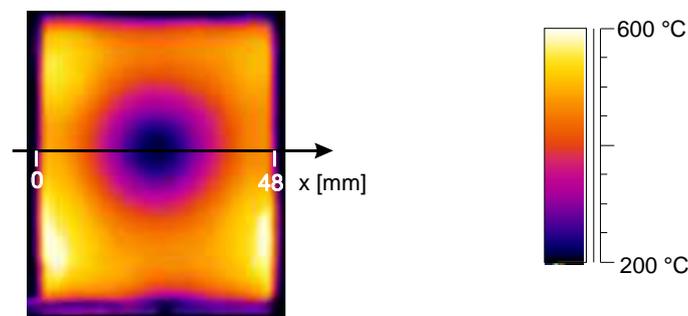


Bild 3-5: Stationäre, radiale Temperaturverteilung einer stationären Messung

Ein Beispiel für eine solche Temperaturverteilung zeigt Bild 3-5. Es liegt eine von innen nach außen ansteigende, radiale Temperaturverteilung mit einer minimalen Temperatur von 200 °C und einer maximalen Temperatur von 600 °C vor. Der bei gleich verteilter Wärmequelle zu Grunde liegende Gesamtwärmeübergangskoeffizient muss also im Zentrum am größten sein und nach außen hin abfallen. Die Temperaturverteilung folgt in grober Näherung unter Vernachlässigung von Strahlung und Wärmeleitung dem Zusammenhang

$$\frac{\dot{q}}{\alpha_{\text{ges}}(x, y)} = (\vartheta_{\text{O}}(x, y) - \vartheta_{\text{Um}}). \quad (3-8)$$

Es ist erkennbar, dass bei konstanter Quelle \dot{q} und Umgebungstemperatur ϑ_{Um} die örtliche Oberflächentemperatur des Metallbleches $\vartheta_{\text{O}}(x, y)$ mit höherem örtlichen Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{\text{ges}}(x, y)$ geringer ist. Soll nun im Zentrum ein Wärmeübergangskoeffizient von 1000 W/(m²·K) bei einer Oberflächentemperatur von 200 °C gemessen werden und ist der Wärmeübergangskoeffizient am Blechrand nur 100 W/(m²·K), so muss die Blechtemperatur am Rand in etwa auf unzulässige 2000 °C ansteigen. Dieses

Verhalten begrenzt die Breite der messbaren Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten, zumal die verwendete Beschichtung der beobachteten Metalloberfläche nur bis zu einer Temperatur von ca. 650 °C temperaturstabil ist. Ein weiteres Problem, das durch starke Temperaturunterschiede des Bleches auftritt, sind die resultierenden hohen mechanischen Spannungen, die zu plastischen Verformungen und damit zum Verbeulen des Bleches führen. Somit ist die stationäre Messmethode nicht für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen zur Untersuchung der Spraykühlung anwendbar,

- da die verwendeten innenmischenden Zweistoffdüsen auf dem Probeblech eine radiale Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten von großer Breite erzeugen und
- hohe Wärmeübergangskoeffizienten bis 3 kW/(m²·K) oberhalb der Leidenfrosttemperatur bei Oberflächentemperaturen zwischen 250 °C und 600 °C gemessen werden sollen, was mit der zur Verfügung stehenden elektrischen Leistung nicht durchführbar ist.

Instationäre Messmethode. Bei der instationären Messmethode wird das Blech zunächst mit einem konstanten Stromfluss auf eine Anfangstemperatur aufgeheizt. Dabei ist der Sprühstrahl verdeckt. Die über den Stromfluss erzeugte Wärme wird lediglich über Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegeben. Nach Erreichen der stationären Anfangstemperatur wird der Sprühstrahl freigegeben und das Blech auf eine untere Endtemperatur abgekühlt. Dieser Abkühlvorgang wird mit dem Infrarotscanner als Sequenz von Einzelbildern aufgezeichnet und steht zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten zur Verfügung. Die Einzelbilder sind dabei mit Bild 3-5 vergleichbar. Durch die verwendete Düsenart ergibt sich ein radiales Temperaturprofil mit dem Zentrum an der Ortskoordinate mit der tiefsten Oberflächentemperatur. Der Abkühlprozess ist um so kürzer, je höher der Wärmeübergangskoeffizient ist. Das Messverfahren versetzt in die Lage, hohe Wärmeübergangskoeffizienten auch bei hohen Blechtemperaturen zu messen, so dass diese Messmethode im Rahmen dieser Arbeit zur Anwendung gekommen ist.

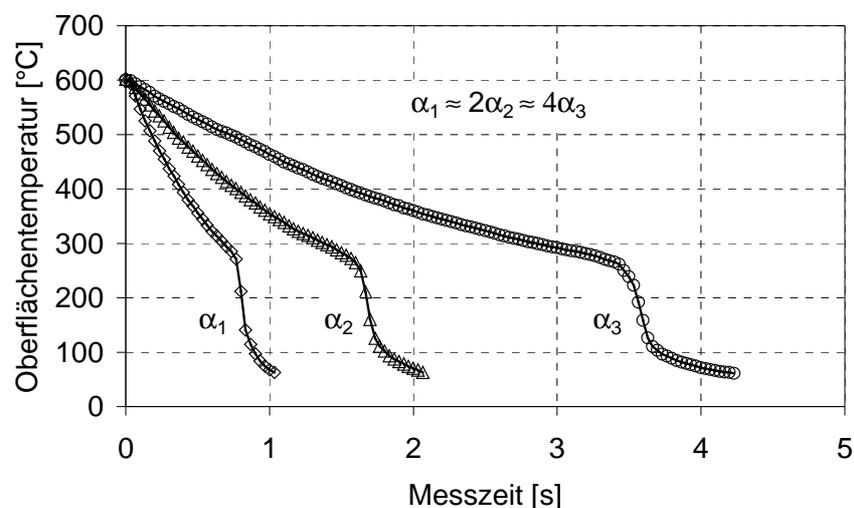


Bild 3-6: Zeitlicher Temperaturverlauf ausgewählter Punkte unterschiedlicher Sequenzen

Betrachtet man einen festen Punkt auf allen aufgezeichneten Bildern einer Sequenz, so kann der zeitliche Verlauf der korrigierten Oberflächentemperatur mit Hilfe eines im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Computerprogramms ausgelesen werden. Drei solcher zeitlichen Verläufe sind beispielhaft in Bild 3-6 für unterschiedlich starke Abkühlwirkungen aufgetragen. Als Abkühlmedium wurde mit einer oben beschriebenen innenmischende Zweistoffdüse Wasser zerstäubt und als Staupunktströmung senkrecht auf das Probeblech gesprüht. Die Kurven zeigen den zeitlichen Temperaturverlauf im Staupunkt der Strömung für drei unterschiedliche Betriebsparameter der Düse. Die Betriebsbedingungen der Messapparatur sind für die drei Messungen gleich. Somit führen die unterschiedlichen Betriebsparameter der Düse zu unterschiedlich schnellen Abkühlungen des Probebleches, wobei die kurze Abkühlzeit für einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten steht. Die drei eingezeichneten Linien setzen sich aus Einzelpunkten zusammen. Jeder Punkt einer Kurve stammt dabei von einem Einzelbild der betrachteten Sequenz, wobei mit einer Aufzeichnungsrate von 30 Hz gemessen wurde.

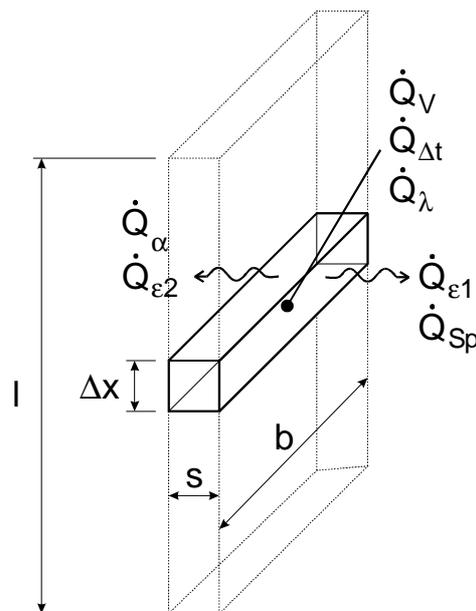


Bild 3-7: Skizze der Metallplatte

In Bild 3-7 ist das beheizte Probeblech skizziert. Für die Berechnung des orts- und zeitabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{Sp}(r,t)$, der sich mit dem zeitlichen Verlauf der Oberflächentemperatur eines betrachteten Bildpunktes des Probeblechs ergibt (vgl. Bild 3-6), wird zunächst eine Energiebilanz an einem Volumenelement der Höhe Δx , der Blechbreite b und der Blechdicke s aufgestellt. Sie lautet:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{\Delta t} + \dot{Q}_\lambda + \dot{Q}_\alpha + \dot{Q}_\epsilon + \dot{Q}_{Sp}, \quad (3-9)$$

mit \dot{Q}_V als durch den elektrischen Stromfluss zugeführte Wärme, \dot{Q}_λ als zusätzliche, durch die Wärmeleitung in Blechebene hervorgerufene Wärmequelle, $\dot{Q}_{\Delta t}$ als die zur Temperaturänderung des Volumenelements benutzte Wärme, \dot{Q}_α als konvektiv abgeführte Wärme, \dot{Q}_ε als abgestrahlte Wärme und \dot{Q}_{Sp} als Wärme, die durch den Sprühstrahl abgeführt wird. Bei einer angenommenen, gleichverteilten Wärmequelle (vgl. Anhang 6.5) berechnet sich der Quellterm über

$$\dot{q}_V = \frac{P_{el}}{V} = \frac{I^2 \cdot R}{b \cdot s \cdot l} = \frac{I^2 \cdot \rho_{el} \cdot l}{b \cdot s \cdot l} = \left(\frac{I}{b \cdot s} \right)^2 \cdot \rho_{el}, \quad (3-10)$$

mit der Stromstärke I , der Blechlänge l , dem elektrischen Blechwiderstand R und dem spezifischen elektrischen Blechwiderstand ρ_{el} . Die durch den Stromfluss erzeugte Wärmequelle berechnet sich unter Berücksichtigung von Gleichung (3-10) zu

$$\dot{Q}_V = \dot{q}_V \cdot \Delta V = \dot{q}_V \cdot b \cdot s \cdot \Delta x = \left[\left(\frac{I}{b \cdot s} \right)^2 \cdot \rho_{el} \right] \cdot b \cdot s \cdot \Delta x. \quad (3-11)$$

Die übrigen Wärmeströme berechnen sich wie folgt:

$$\dot{Q}_{\Delta t} = \rho \cdot \Delta V \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \rho \cdot b \cdot s \cdot \Delta x \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (3-12)$$

$$\dot{Q}_\alpha = \alpha_K \cdot \Delta A \cdot (T_O - T_{Um}) = \alpha_K \cdot b \cdot \Delta x \cdot (T_O - T_{Um}), \quad (3-13)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_\varepsilon &= \dot{Q}_{\varepsilon 1} + \dot{Q}_{\varepsilon 2} \\ &= \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot \Delta A \cdot (T_O^4 - T_{Um}^4) + \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot \Delta A \cdot (T_O^4 - T_{Um}^4) \\ &= (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot \sigma \cdot b \cdot \Delta x \cdot (T_O^4 - T_{Um}^4) \end{aligned} \quad (3-14)$$

und

$$\dot{Q}_{Sp} = \alpha_{Sp} \cdot \Delta A \cdot (T_{Sp} - T_O) = \alpha_{Sp} \cdot b \cdot \Delta x \cdot (T_O - T_{Sp}), \quad (3-15)$$

mit ρ als Dichte und c als spezifische Wärmekapazität des Metallblechs, α_K als konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und ε_2 als Emissionsgrad der betrachteten Blechseite, sowie ε_1 als Emissionsgrad der besprühten Blechseite. Bei σ handelt es sich um die Stefan-Boltzmann-Konstante ($= 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$). T_O , T_{Um} und T_{Sp} sind jeweils die Temperaturen der Oberfläche, der Umgebung und des Sprühstrahls.

Durch die radiale Temperaturverteilung in der Blechebene (vgl. Bild 3-5) kommt es zu einem Wärmetransport in dieser Ebene. Wärme wird vom heißen Rand in das Zentrum geleitet. Damit muss neben der „Stromquelle“ ein zusätzlicher Quellterm durch die Wärmeleitung

betrachtet werden. Dieser Quellterm wird mit der gemessenen und somit bekannten radialen Temperaturverteilung über die Fouriersche Differentialgleichung für Zylinderkoordinaten

$$\frac{\dot{Q}_\lambda}{b \cdot s \cdot \Delta x} = \dot{q}_\lambda = -\lambda \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3-16)$$

mit berücksichtigt, wobei die Wärmeleitfähigkeit λ als konstant angenommen wird.

Setzt man die Gleichungen (3-11) bis (3-16) in Gleichung (3-9) ein und eliminiert den Faktor $b \cdot \Delta x$, der in jedem Term enthalten ist, so ergibt sich für die Energiebilanz eines betrachteten Bildpunktes:

$$\left(\frac{I}{b} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{el}}{s} = \rho \cdot s \cdot c \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t} + \dot{q}_\lambda \cdot s + \alpha_K \cdot (T_O - T_{Um}) + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot \sigma \cdot (T_O^4 - T_{Um}^4) + \alpha_{Sp} \cdot (T_O - T_{Sp}) \quad (3-17)$$

Hierbei werden die Differentialquotienten in Differenzenquotienten überführt, da für die Auswertung keine stetige Temperaturfunktion $T(f(r,t))$ sondern Messwertpaare $[t,T]$ zur Verfügung stehen. Auf der Grundlage von Gleichung (3-17) wurde ein Computerprogramm entwickelt, das aus den in Bild 3-6 gezeigten Temperaturverläufen (Einzelwertpaare: $[t,T]$) den zeitlichen Verlauf der einzelnen Wärmeströme und die Wärmeübergangskoeffizienten durch den Sprühstrahl $\alpha_{Sp}(r,t)$ bzw. nach Zuordnung zur Oberflächentemperatur $\alpha_{Sp}(r,T_O)$ berechnet. Das Computerprogramm wird in Anhang 6.6 kurz beschrieben. Vereinfachend werden bei der Berechnung ein an den Seitenrändern adiabates Blech und eine Unabhängigkeit der Blechtemperatur von der Blechdicke, also beidseitig gleiche Oberflächentemperaturen, angenommen.

4 Experimentelle Ergebnisse

4.1 Ergebnisse der Spraycharakterisierung

4.1.1 Betriebsverhalten der Düse

Für die Experimente werden zwei innenmischende Zweistoffdüsen der Firma Spraying Systems mit der Bezeichnung SU11 und SU12 verwendet. Das Funktionsprinzip und das Spritzbild dieser Düsen ist in Abschnitt 3.2.3 beschrieben. Der versprühte Massenstrom an destilliertem Wasser wird zwischen 2 kg/h und 10 kg/h variiert, der anliegende Luftdruck zwischen 0,2 MPa und 0,5 MPa. Der Abstand zwischen dem Probeblech und der Düse wird zwischen 200 mm und 300 mm eingestellt. Damit können für beide Düsen mit der Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten zwischen Wasser- und Luftmassenstrom und Abstand Probeblech/Düse eine Vielzahl von Sprays erzeugt werden, die sich in ihrer Wasserbeaufschlagungsdichte am Probeblech, ihrer Tropfendurchmesser und ihrer Tropfengeschwindigkeit unterscheiden. Es wird davon ausgegangen, dass die Düsen ein zur Sprühachse symmetrisches Spray erzeugen. Damit können die Tropfeneigenschaften für festgelegte Betriebsbedingungen der Düse als Funktion des Abstands von der Düse z und dem Radius von der Sprühachse r dargestellt werden. Das Koordinatensystem zur Beschreibung der Sprayeigenschaften ist in Bild 4-1 dargestellt.

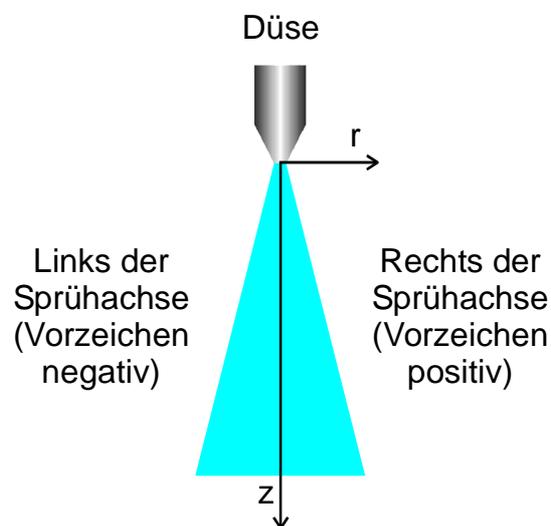


Bild 4-1: Koordinatensystem zur Beschreibung der Sprayeigenschaften

Bei den durchgeführten Messungen wurde der Wasserdurchfluss über ein Volumenstrommessgerät eingestellt und ein bestimmter Luftdruck an der Düse angelegt. Bild 4-2 zeigt für Düse SU11 den sich einstellen Luftmassenstrom \dot{m}_L bei einem gewählten Wassermassenstrom \dot{m}_W und Luftdruck p_L . Es ist gut zu erkennen, dass bei einem konstanten Luftdruck der Luftmassenstrom nur leicht vom Wassermassenstrom abhängt. Dabei sinkt der

Luftmassenstrom mit steigendem Wassermassenstrom leicht. Bei der Erhöhung des Luftdrucks um 0,1 MPa steigt der Luftmassenstrom in etwa um 1 kg/h an.

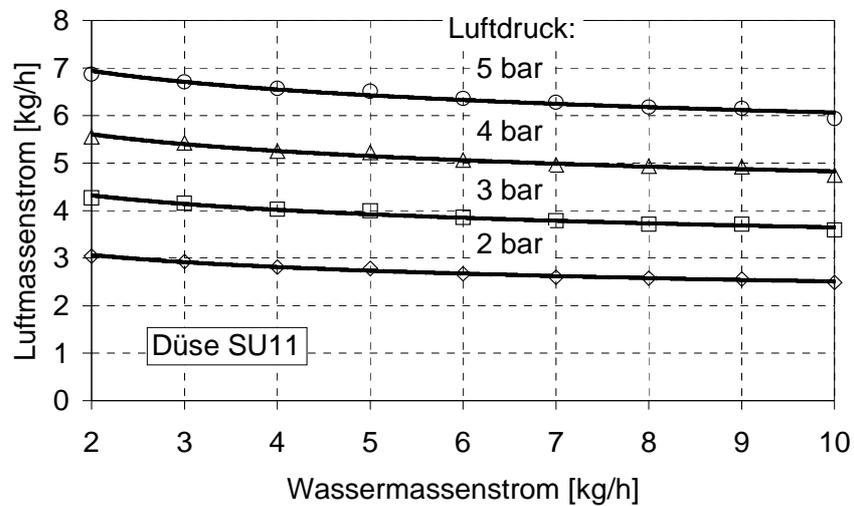


Bild 4-2: Luftmassenstrom an der Düse SU11 in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom und Luftdruck

4.1.2 Ergebnisse der Wasserbeaufschlagungsdichtemessungen

Die Wasserbeaufschlagungsdichtemessungen wurden mit dem in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Patternator durchgeführt, wobei die Wasserbeaufschlagungsdichte für eine bestimmte Messposition mit Gleichung (3-4) berechnet wurde. Bei den durchgeführten Messungen wurden Staupunktströmungen untersucht.

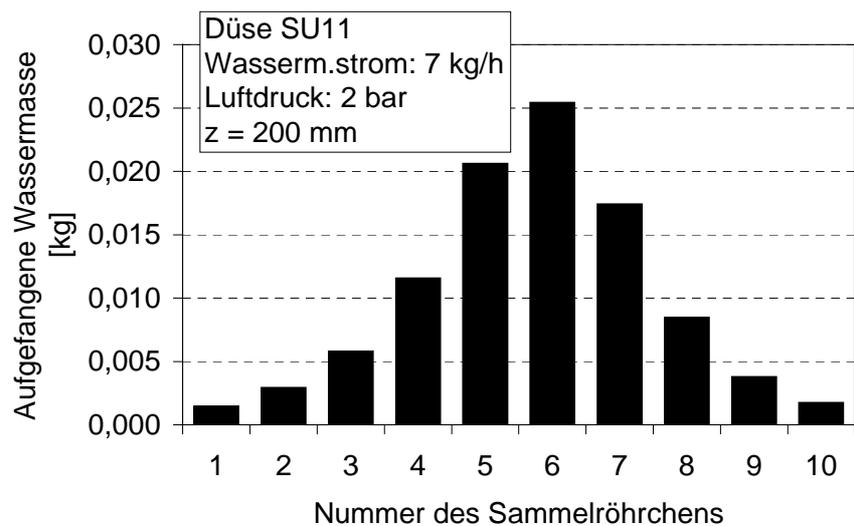


Bild 4-3: Aufgefangene Wassermasse pro Sammelröhrchen

Zunächst wird nach einer abgeschlossenen Messung die Wassermasse, die mit einem Sammelröhrchen aufgefangen wurde, ausgewogen. Das Ergebnis einer solchen Wiegung ist in Bild 4-3 dargestellt. Dabei ist die in der Messzeit pro Sammelröhrchen aufgefangene Wassermasse dargestellt. Anschließend wird nach Gleichung (3-4) die Wasserbeaufschlagungsdichte \dot{m}_s pro Sammleröhrchen berechnet und die Anordnung der Sammelröhrchen auf ein Koordinatensystem umgerechnet. Der Koordinatenursprung $r = 0$ wird dabei dem Ort mit der höchsten Wasserbeaufschlagungsdichte zugeordnet. Es wird angenommen, dass sich an diesem Ort das Sprühstrahlzentrum befindet. Diese Annahme ist experimentell überprüft und bestätigt. Der Ort mit der höchsten Wasserbeaufschlagungsdichte wird gefunden, in dem zunächst jedem Sammelröhrchen eine beliebige r -Koordinate r^* zugeordnet wird, wobei der Abstand zwischen zwei Sammelröhrchen dem Röhrchendurchmesser $d_R = 5 \text{ mm}$ entspricht. Anschließend wird über eine Kurvenapproximation, z.B. mit

$$\dot{m}_s = \frac{1}{a_0 + a_1 \cdot r^* + a_2 \cdot r^{*2}}, \quad (4-1)$$

das Maximum

$$r^*_{\max} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{a_1}{a_2} \quad (4-2)$$

der Verteilung berechnet und das Koordinatensystem nach

$$r = r^* - r^*_{\max} \quad (4-3)$$

transformiert, so dass dessen Ursprung in diesem Maximum liegt. Anschließend wird die Verteilung mit einer um den Ursprung symmetrischen Funktion, z.B.

$$\dot{m}_s = \frac{1}{a_4 + a_5 \cdot r^2}, \quad (4-4)$$

approximiert. Das Ergebnis eines solchen Umrechnungsverfahrens zeigt Bild 4-4. Dabei ist die Wasserbeaufschlagungsdichte für einen konstanten Wasserdurchfluss durch die Düse SU11 von 7 kg/h in Abhängigkeit vom Abstand zum Sprühstrahlzentrum bei $r = 0$ dargestellt. Der Abstand zwischen Düse und Patternator beträgt 200 mm. Als Parameter dient der anliegende Luftdruck. Es ist gut zu erkennen, dass die Approximation die gemessenen Werte in einem Bereich von $r = -15 \text{ mm}$ bis $r = 15 \text{ mm}$ gut wieder gibt. Für die Messungen ergeben sich sowohl positive als auch negative Ortskoordinaten r , obwohl der Abstand zum Sprühstrahlzentrum stets positiv ist. Dies ist darauf zurück zu führen, dass mit einer Messung auf einer durch das Sprühstrahlzentrum führenden Linie links und rechts vom Sprühstrahlzentrum gemessen wird. Um die Ergebnisse in einer graphischen Darstellung zu unterscheiden, werden die Messwerte links der Sprühstrahlachse einer negativen Ortskoordinate zugeordnet, recht von dieser einer positiven (vgl. Bild 4-1). Da von einem

symmetrischen Spray ausgegangen wird, müssen Messwerte, die an betraglich gleichen Ortskoordinaten gemessen werden, gleiche Messwerte aufweisen.

Bild 4-4 zeigt einen typischen glockenförmigen Verlauf der Wasserbeaufschlagungsdichte. Es ist die Wasserbeaufschlagungsdichte in Abhängigkeit von Abstand zur Sprühachse r dargestellt. Die vier Kurven unterscheiden sich im an der Düse anliegenden Luftdruck. In der Darstellung ist gut zu erkennen, dass die Wasserbeaufschlagungsdichte im Zentrum des Sprühstrahls am größten ist und mit zunehmendem Abstand zur Sprühachse abnimmt. Mit steigendem Luftdruck bleibt der qualitative Kurvenverlauf erhalten, wobei die Wasserbeaufschlagungsdichte aber quantitativ für kleinere Luftdrücke größer ist. Ab einer Messposition $|r| = 15$, d.h., für Ortskoordinaten kleiner -15 und größer 15 , unterscheiden sich die für unterschiedliche Luftdrücke gemessenen Wasserbeaufschlagungsdichten nicht mehr. Aus der Kombination Wassermassendurchfluss/Luftdruck kann aus Bild 4-2 der zum Zerstäuben benutzte Luftmassenstrom abgelesen werden.

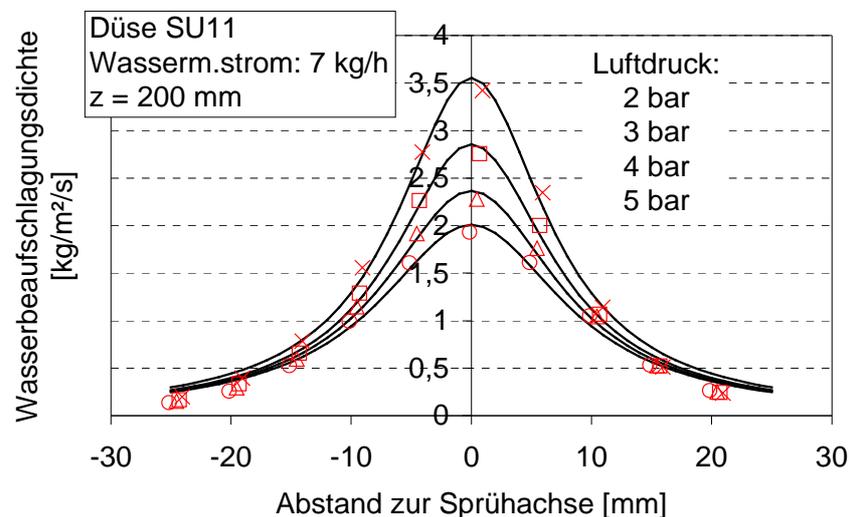


Bild 4-4: Wasserbeaufschlagungsdichte, Messung und Kurvenapproximation

Fasst man eine Vielzahl von Messungen zusammen, ergibt sich der in Bild 4-5 dargestellte Zusammenhang. Dabei ist die Wasserbeaufschlagungsdichte für Düse SU11 für eine bestimmte Messposition, hier $z = 200$ mm, $r = 0$ mm, also das Sprühstrahlzentrum in 200 mm Entfernung von der Düse, in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom und dem an der Düse angelegten Luftdruck dargestellt. Es zeigt sich, dass für einen konstanten Luftdruck mit steigendem Wassermassenstrom die Wasserbeaufschlagungsdichte ansteigt, wobei die Kurvenapproximation einen exponentiellen Charakter aufweist. Die Approximation der Messwerte stimmt für einen Luftdruck von 0,2 MPa für kleine und große Wassermassenströme nicht mit den Messwerten überein. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die Düse unter diesen Betriebsbedingungen nur unzureichend zerstäubt. Je nach

Düseneinstellung kann für einen Düsenabstand von 200 mm die Wasserbeaufschlagungsdichte zwischen $0,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ und $5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ eingestellt werden.

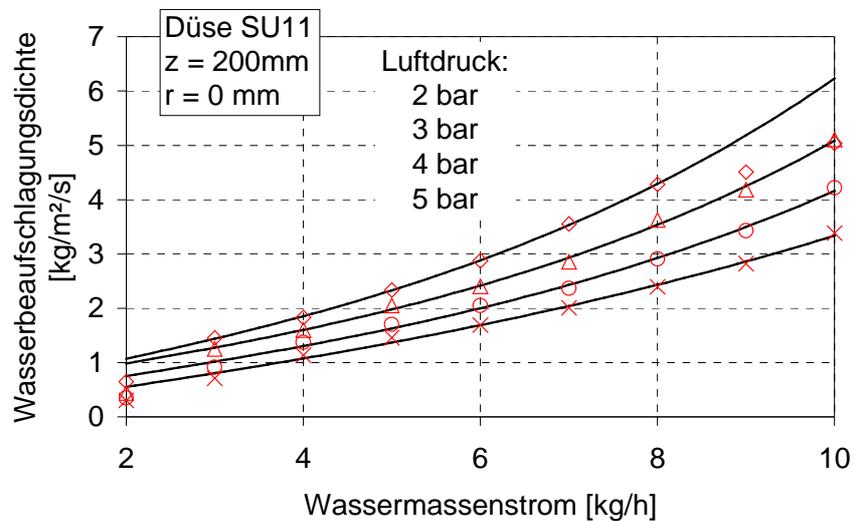


Bild 4-5: Wasserbeaufschlagungsdichte der Düse SU11 an der Messposition $z=200\text{mm}$, $r=0\text{mm}$

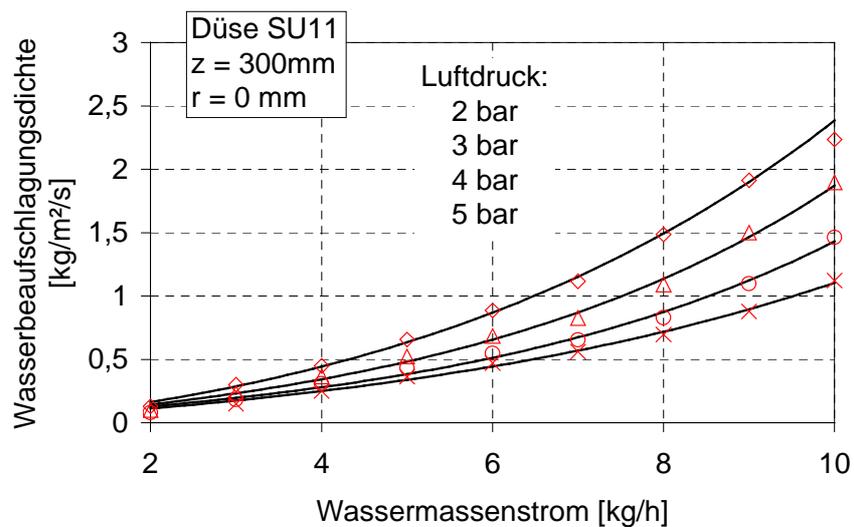


Bild 4-6: Wasserbeaufschlagungsdichte der Düse SU11 an der Messposition $z=300\text{mm}$, $r=0\text{mm}$

Die dem Bild 4-6 zu Grunde liegenden Messungen sind ebenfalls mit Düse SU11 durchgeführt worden, wobei ebenfalls das Sprühstrahlzentrum vermessen wurde. Der Unterschied zum vorangehenden Bild liegt im Abstand Düse/Probeblech von 300 mm. Der qualitative Kurvenverlauf ändert sich nicht. Für kleine versprühte Wassermassenströme ändert sich die Wasserbeaufschlagungsdichte mit verändertem Luftdruck nur leicht. Je nach Düseneinstellung kann für diesen Düsenabstand von 300 mm die Wasserbeaufschlagungsdichte zwischen $0,1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ und $2,2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ eingestellt werden. Somit kann die Wasserbeaufschlagungsdichte bei Düse SU11 für das Sprühstrahlzentrum

durch eine geeignete Wahl von Düsenabstand, versprühtem Wassermassenstrom und Luftdruck zwischen $0,1 \text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ und $5 \text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ eingestellt werden. Die Wasserbeaufschlagungsdichten außerhalb des Sprühstrahlzentrums ergeben sich dann entsprechend.

Bild 4-7 zeigt das Ergebnis einer Messung zur Reproduzierbarkeit der Wasserbeaufschlagungsmessungen. Es ist die Approximation von Messwerten gezeigt, die zu Beginn und zum Ende einer Messreihe an unterschiedlichen Tagen aufgenommen wurden, wobei die Düsen jeweils neu eingerichtet wurden. Farbgleiche Linien sind dabei die Approximation der Messwerte, die am selben Tag aufgenommen wurden. Die größte Abweichung zum Mittelwert zweier Messwertapproximationen liegt im Sprühstrahlzentrum bei einem anliegenden Druck von $0,4 \text{ MPa}$ mit $2,1 \%$ vor. Der größte, bei den doppelt ausgeführten Messungen aufgetretene Fehler, liegt bei ca. 5% . Größte Fehlerquelle bei den durchgeführten Messungen liegt in der genauen Ausrichtung der Düse auf den Patternator, die wegen des großen örtlichen Gradienten der Wasserbeaufschlagungsdichte genau ausgeführt werden muss.

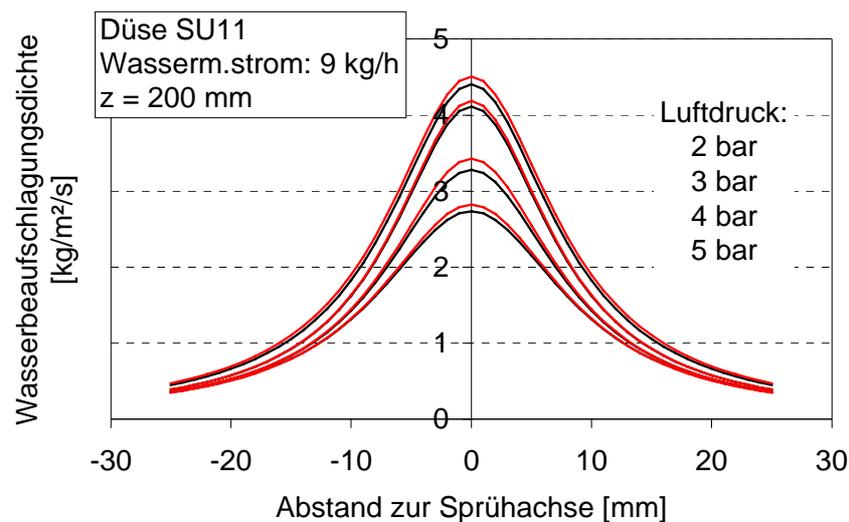


Bild 4-7: Reproduzierbarkeit der Messergebnisse

4.1.3 Ergebnisse der Tropfengrößenmessungen

Das Ergebnis einer Tropfengrößenmessung mit Düse SU12 an einem Punkt im Spray ist in Bild 4-8 als Volumen-Dichteverteilung und Volumen-Summenverteilung dargestellt. Die Messung wurde bei einem Abstand zwischen Düse und Probeblech von 200 mm im Sprühstrahlzentrum ($r = 0 \text{ mm}$) bei einem Wasserdurchsatz von $9 \text{ kg}/\text{h}$ und einem Luftdruck an der Düse von $0,4 \text{ MPa}$ durchgeführt. Für die Volumen-Dichteverteilung sind die pro Klasse aus der Messung berechnete Dichte über der Klassenmitte als Rauten eingetragen. Die Klassenbreite beträgt $1 \mu\text{m}$. Die durchgezogene Linie der Volumen-Dichteverteilung ist eine den Messwerten angepasste Normalverteilung mit linearer Abszisse, für die sich als

Standardabweichung ein Wert von $\sigma = 6 \mu\text{m}$ und ein Mittelwert von $d_{50,3} = 23 \mu\text{m}$ ergibt. Die Berechnung mittlerer und charakteristischer Tropfendurchmesser ist im Anhang in Abschnitt 6.1 beschrieben. Im Bild ist gut zu erkennen, dass die gemessenen Werte gut an eine Normalverteilung mit linearer Abszisse angepasst werden können. Die Abweichungen, die für große gemessene Durchmesser auftreten, rühren daher, dass pro Klasse nur ein bis zwei Tropfen gemessen wurden. Der mittlere, auf das Volumen bezogene Durchmesser d_{30} berechnet sich aus der Gesamtheit der gemessenen Tropfendurchmesser nach Gleichung (6-2) zu $18 \mu\text{m}$.

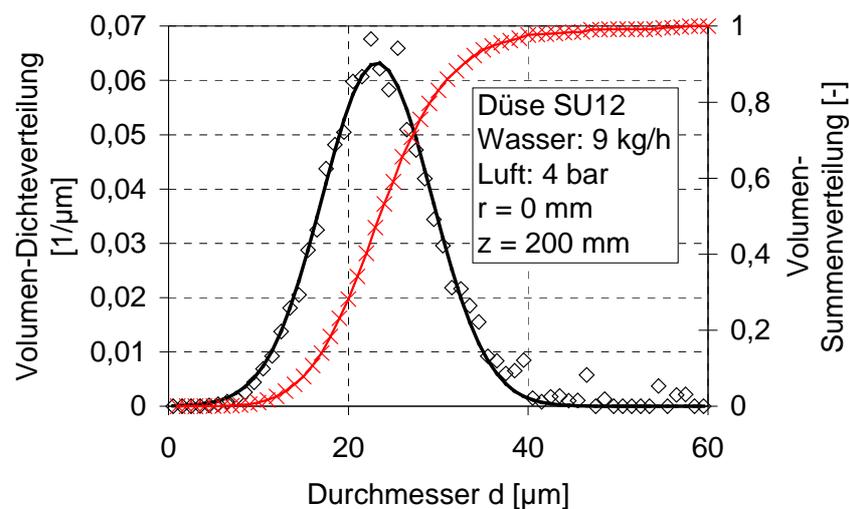


Bild 4-8: Volumen-Dichteverteilung und Volumen-Summenverteilung einer Messung mit Düse SU12

Für die weitere Beurteilung der gemessenen Tropfendurchmesser wird der mittlere, auf das Volumen bezogene Tropfendurchmesser d_{30} verwendet. Dieser ist charakteristisch für die zur Verdampfung bereit stehende Wassermenge.

Bild 4-9 zeigt den typischen Verlauf eines Durchmesserprofils und die Veränderung mit verändertem, an der Düse anliegenden Luftdruck, das mit Düse SU11 oder Düse SU12 in einem bestimmten Abstand vor der Düse aufgenommen werden kann. Im Bild dargestellt ist der Verlauf des mittleren, auf das Volumen bezogenen Durchmessers d_{30} in Abhängigkeit vom Abstand zur Sprühachse aus einer Messreihe, die mit Düse SU12 bei einem Abstand Düse/Probeblech von 200 mm und einem Wassermassenstrom durch die Düse von 5 kg/h aufgenommen wurde. Die drei dargestellten Kurven unterscheiden sich im an der Düse anliegenden Luftdruck. Um den Rand des Sprühstrahls abschätzen zu können, ist der qualitative Verlauf der Wasserbeaufschlagungsdichte \dot{m}_s ebenfalls eingezeichnet. Die Kurven verlaufen glockenförmig und sind zur Sprühstrahlachse symmetrisch. Der Tropfendurchmesser ist im Sprühstrahlzentrum am größten und fällt zum Rand des Sprühstrahls hin ab. So besitzt der Sprühstrahl bei einem Luftdruck von 0,3 MPa im Sprühstrahlzentrum einen Durchmesser von $17 \mu\text{m}$ und am Rand an der Messposition

$r = 15$ mm einen Durchmesser von $11 \mu\text{m}$. Mit einer Erhöhung des Luftdrucks an der Düse und damit der zur Zerstäubung des Wassers genutzten Luftmasse bleibt der qualitative Tropfendurchmesserverlauf erhalten, die Tropfen werden aber quantitativ kleiner. So nimmt der Tropfendurchmesser im Sprühstrahlzentrum bei einer Verdoppelung des Luftdrucks von $0,2$ MPa auf $0,4$ MPa von $19 \mu\text{m}$ auf $14 \mu\text{m}$ ab. Dies entspricht einer Verkleinerung um 26% . Am Rand, an der Messposition $r = 15$ mm, nimmt der Tropfendurchmesser von $13 \mu\text{m}$ auf $10 \mu\text{m}$ ab, was einer Verkleinerung um 23% entspricht.

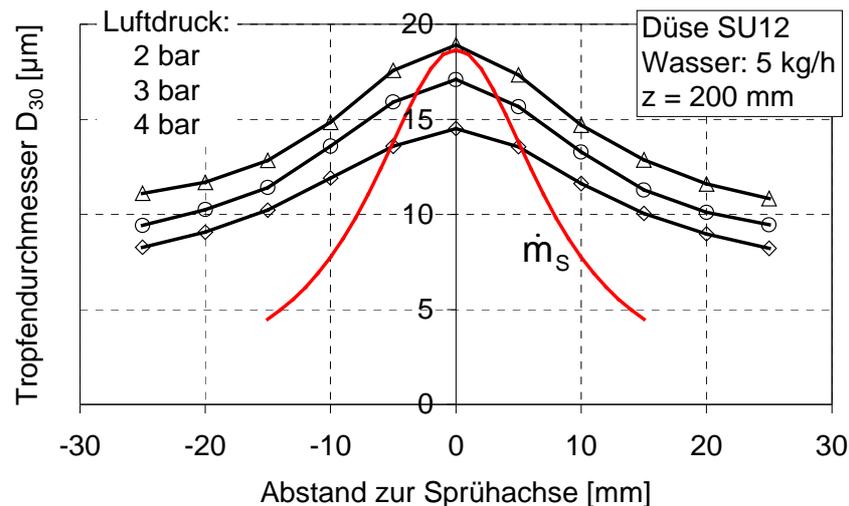


Bild 4-9: Gemessene mittlere Tropfendurchmesser und qualitative Wasserbeaufschlagungsdichte

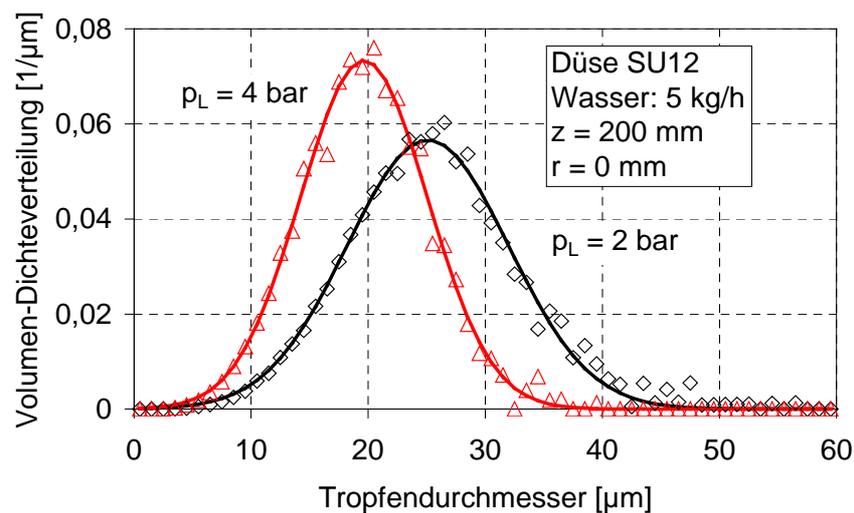


Bild 4-10: Veränderung der Volumen-Dichteverteilung mit verändertem Luftdruck p_L

Bild 4-10 zeigt die Volumen-Dichteverteilung der gemessenen Tropfendurchmesser im Sprühstrahlzentrum, die aus der Bild 4-9 zu Grunde liegenden Messreihe stammen, für einen Luftdruck an der Düse p_L von $0,2$ MPa und $0,4$ MPa. Es sind wiederum die aus den

Messdaten berechneten Klassendichten als Symbole und die approximierten Normalverteilungen mit linearer Abszisse dargestellt. Dabei ist gut zu erkennen, dass die Tropfen mit der Verdoppelung des Luftdrucks an der Düse kleiner werden und die Breite der Verteilung abnimmt. So liegt der charakteristische Tropfendurchmesser $d_{50,3}$ bei einem Luftdruck an der Düse von 0,2 MPa bei 25 μm , die Standardabweichung beträgt 7 μm . Bei einem Luftdruck an der Düse von 0,4 MPa besitzt der charakteristische Tropfendurchmesser $d_{50,3}$ eine Größe von 20 μm , die Standardabweichung beträgt 5 μm .

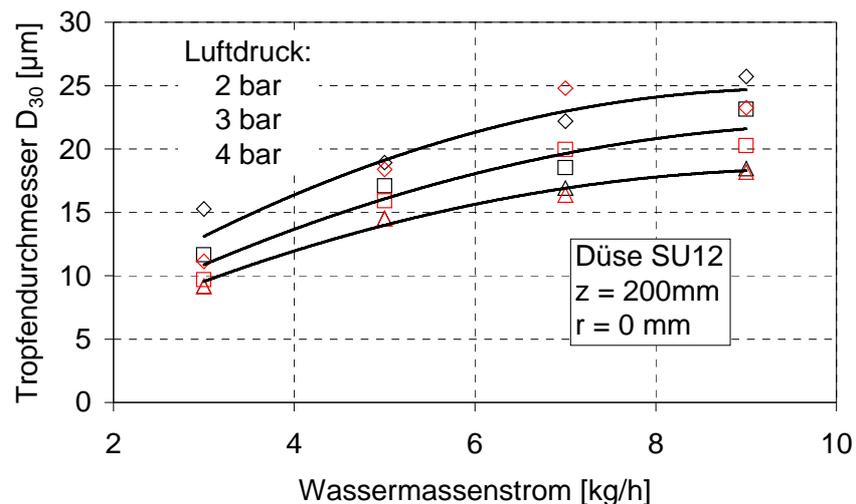


Bild 4-11: Tropfendurchmesser im Sprühstrahlzentrum $r = 0$ mm bei Düse SU12

Bild 4-11 zeigt den mittleren Tropfendurchmesser im Sprühstrahlzentrum für drei verschiedene Luftdrücke an der Düse SU12 in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom durch die Düse. Die Messungen sind bei einem Abstand Düse/Probeblech von 200 mm durchgeführt. Es sind die Ergebnisse zweier Messreihen mit jeweils gleichen Symbolen, aber unterschiedlichen Farben dargestellt. Die durchgezogene Linie sind die Ausgleichskurven für die verschiedenen Luftdrücke. Es ist gut zu erkennen, dass bei konstantem Luftdruck mit steigendem Wassermassenstrom die Tropfen größer werden, wobei die Kurve einen Grenzwert anstrebt. Wie bereits oben beschrieben ist auch hier ersichtlich, dass die Tropfen bei konstantem Wasserdurchfluss durch die Düse mit steigendem, an der Düse anliegendem Luftdruck, kleiner werden. Somit wird die Wassermenge bei kleinem Wasserdurchsatz durch die Düse und großem Luftdruck an der Düse am feinsten zerstäubt, für einen großen Wasserdurchsatz und kleinem Druck sind die bei der Zerstäubung entstehenden Tropfen am größten. Die größte, bei diesen Messungen auftretende Abweichung einzelner Messwerte zum Mittelwert der Messwerte liegt bei 15 %, die durchschnittliche Abweichung bei 4 %. Die beiden hauptsächlichen Fehlerquellen bei der Tropfengrößenbestimmung mit PDA liegen in der Anpassung des Messsystems auf die Messaufgabe und in der genauen Ausrichtung des Sprühstrahls.

Bild 4-12 zeigt für die gleiche Messreihen wie für Bild 4-11 die Abhängigkeit des Tropfendurchmessers vom Wassermassenstrom durch die Düse für die Messposition $r = 15$ mm. Es ist ersichtlich, dass die qualitative Abhängigkeit erhalten bleibt, nur quantitativ die Tropfen am Rand des Sprühstrahls kleiner sind als im Sprühstrahlzentrum. Im Bild sind für jede Messposition jeweils 4 Messwerte dargestellt, die von 2 Messreihen stammen.

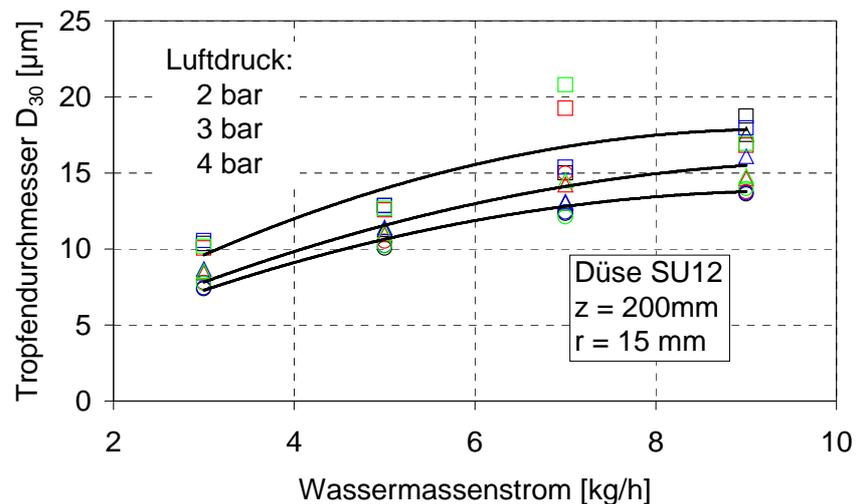


Bild 4-12: Tropfengrößen am Sprühstrahlrand $r = 15$ mm bei Düse SU12

4.1.4 Ergebnisse der Tropfengeschwindigkeitsmessungen

Das PDA-System misst die Größe und die Geschwindigkeit der durch das Messvolumen hindurchtretenden Tropfen simultan aber unabhängig von einander (vgl. Abschnitt 3.3.1). Da die Bestimmung der Tropfengeschwindigkeit für das Messsystem „leichter“ ist als die Bestimmung der Tropfengröße, liegen nach Beendigung eines Messdurchgangs („run“) meist mehr gültige Geschwindigkeitsmessungen als Durchmessermessungen vor. Ein Teil der Durchmesser- und Geschwindigkeitsmesswerte besitzen jeweils die gleiche „gate-time“, d.h. sie wurden unter Berücksichtigung einer bestimmten Toleranz zur selben Zeit gemessen. Da eine Messung nur als gültig bewertet wird, wenn sich genau ein Tropfen im Messvolumen befindet, kann es immer nur ein Paar aus Geschwindigkeits- und Durchmesserwert geben, die die selbe gate-time besitzen. Die Messwertpaare werden als (zeitlich) übereinstimmende („coincident“) Messwerte bezeichnet. Bild 4-13 zeigt die Geschwindigkeit und den Durchmesser der als coincident gemessenen Tropfen eines Messdurchgangs. Dabei wird jeder Tropfen mit seiner Geschwindigkeit auf der Abszisse und seinem Durchmesser auf der Ordinate eingetragen. Es entsteht eine Punktwolke. Weiterhin ist die Anzahl-Dichteverteilung der Geschwindigkeit im Bild dargestellt. Die Symbole sind die aus den Messwerten berechneten Klassendichten, die durchgezogene Linie die Approximation durch eine Normalverteilung mit linearer Abszisse. Die dem Bild zu Grunde liegenden 11.909 Messwertpaare sind die, die auch Bild 4-9 zu Grunde liegen. Die Messung wurde bei einem

Abstand zwischen Düse und Probeblech von 200 mm im Sprühstrahlzentrum bei einem Wasserdurchsatz von 9 kg/h und einem Luftdruck an der Düse von 0,4 MPa durchgeführt. Die Messzeit betrug 1,3 s, womit die coincidente Erfassungsrate bei rund 9,2 kHz lag. Die kleinste gemessenen Geschwindigkeit beträgt 7,9 m/s, die größte 50 m/s. Der Mittelwert beträgt 30,3 m/s, die Standardabweichung 6,5 m/s. Es ist zu erkennen, dass Tropfen eines bestimmten Durchmessers keine ausgeprägte Geschwindigkeit besitzen. Dies ist bei der verwendeten Düsenart zu erwarten. Bei Einstoff-Druckzerstäubern haben große Tropfen meist eine höhere Geschwindigkeit als kleine Tropfen, da kleine Tropfen schneller vom Medium abgebremst werden als große. Bei den hier verwendeten pneumatischen Zerstäuberdüsen besitzen alle Tropfen in etwa die Geschwindigkeit der überlagerten Luftströmung und folgen je nach Größe mehr oder weniger der turbulenten Luftbewegung.

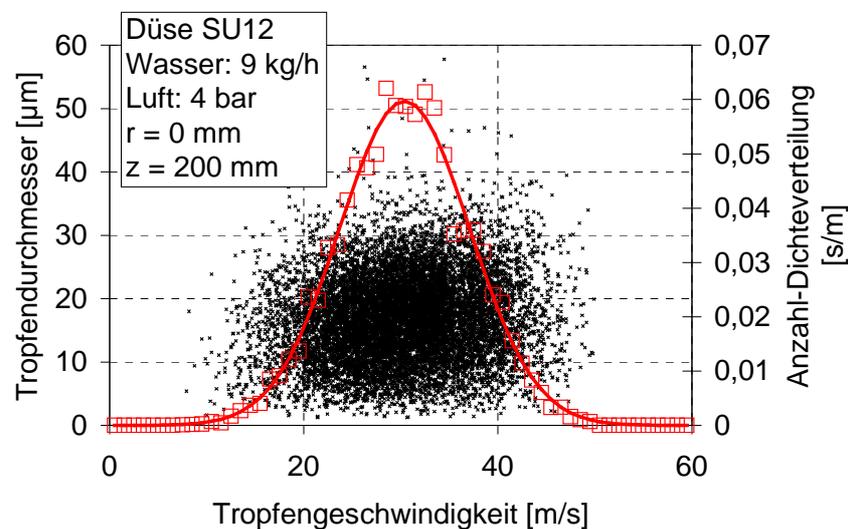


Bild 4-13: Punktwolke Tropfengeschwindigkeit/Tropfendurchmesser und Tropfengeschwindigkeitsverteilung

Bild 4-14 zeigt den typischen Verlauf eines Geschwindigkeitsprofils und die Veränderung mit verändertem, an der Düse anliegendem Luftdruck, das mit Düse SU11 oder Düse SU12 in einem bestimmten Abstand vor der Düse aufgenommen werden kann. Im Bild dargestellt ist die mittlere Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Abstand zur Sprühachse aus einer Messreihe, die mit Düse SU12 bei einem Abstand Düse/Probeblech von 200 mm und einem Wassermassenstrom durch die Düse von 5 kg/h aufgenommen wurde. Es handelt sich dabei um die Geschwindigkeitswerte, die simultan zu den Durchmesserwerten des Bild 4-9 gemessen wurden. Die drei Kurven unterscheiden sich im an der Düse anliegendem Luftdruck. Um den Rand des Sprühstrahls abschätzen zu können, ist der qualitative Verlauf der Wasserbeaufschlagungsdichte \dot{m}_s ebenfalls eingezeichnet. Die Kurven verlaufen glockenförmig und sind zur Sprühstrahlachse symmetrisch. Die Tropfengeschwindigkeit ist im Sprühstrahlzentrum am größten und fällt zum Rand des Sprühstrahls hin ab. So besitzt der

Sprühstrahl bei einem Luftdruck von 0,3 MPa im Sprühstrahlzentrum eine mittlere Geschwindigkeit von 28 m/s und am Rand des Sprühstrahls an der Messposition $r = 15$ mm eine mittlere Geschwindigkeit von rund 16 m/s. Mit der Erhöhung des Luftdrucks an der Düse und damit der zur Zerstäubung des Wassers genutzten Luftmasse bleibt der qualitative Verlauf der Tropfengeschwindigkeit erhalten, die Tropfen werden aber quantitativ schneller. So nimmt die Tropfengeschwindigkeit bei einer Verdoppelung des Luftdrucks von 0,2 MPa auf 0,4 MPa im Sprühstrahlzentrum von 24 m/s auf 31 m/s zu. Dies entspricht einer Zunahme der mittleren Geschwindigkeit von 29 %. Am Rand, an der Messposition $r = 15$ mm, beträgt die Zunahme der mittleren Geschwindigkeit 38 %.

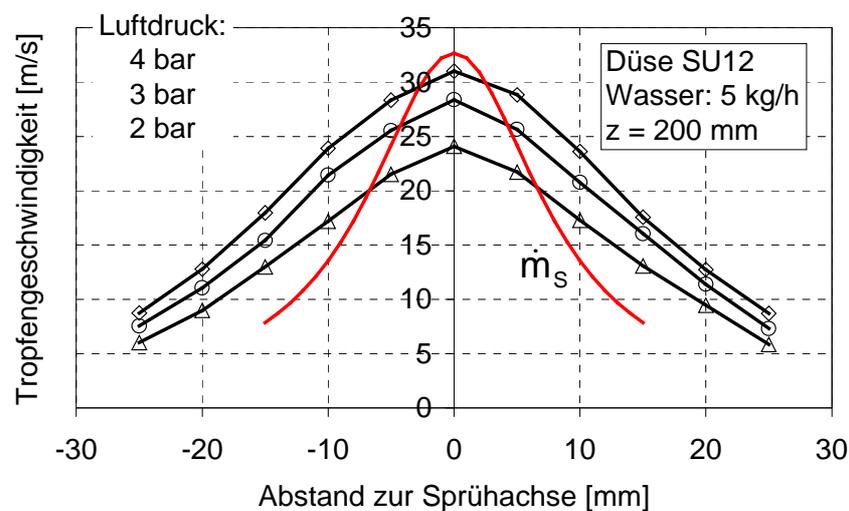


Bild 4-14: Gemessene mittlere Tropfengeschwindigkeit und qualitative Wasserbeaufschlagungsdichte

Bild 4-15 zeigt die mittlere Tropfengeschwindigkeit im Sprühstrahlzentrum für drei verschiedene Luftdrücke an der Düse SU12 in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom durch die Düse. Die Messungen sind bei einem Abstand Düse/Probeblech von 200 mm durchgeführt. Es sind die Ergebnisse zweier Messreihen mit jeweils gleichem Symbol aber unterschiedlichen Farben dargestellt. Bei den durchgezogenen Linien handelt es sich um Ausgleichsgraden für die einzelnen Luftdrücke. Es ist gut zu erkennen, dass bei konstantem Luftdruck mit steigendem Wassermassenstrom die Tropfengeschwindigkeit nur leicht zu nimmt. Auch hier ist ersichtlich, dass bei konstantem Wasserdurchfluss durch die Düse mit steigendem Luftdruck an der Düse die Tropfengeschwindigkeit zu nimmt. Bei einem großen Wassermassenstrom durch die Düse und großem Luftdruck an der Düse besitzen die zerstäubten Tropfen die höchste Geschwindigkeit, bei kleinem Wassermassenstrom und kleinem Luftdruck an der Düse die geringste Geschwindigkeit. Der Unterschied zwischen vermessenen Maximalwert bei 9 kg/h und 0,4 MPa und dem Minimalwert bei 3 kg/h und 0,2 MPa beträgt rund 40 %. Die größte, bei diesen Messungen auftretende Abweichung einzelner Messwerte vom Mittelwert beträgt 6 %. Die durchschnittliche Abweichung liegt bei

2 %. Die beiden hauptsächlichen Fehlerquellen bei der Tropfengeschwindigkeitsbestimmung mit PDA liegen, wie auch bei der Tropfengeschwindigkeitsmessung, in der Anpassung des Messsystems an die Messaufgabe und in der genauen Ausrichtung des Sprühstrahls.

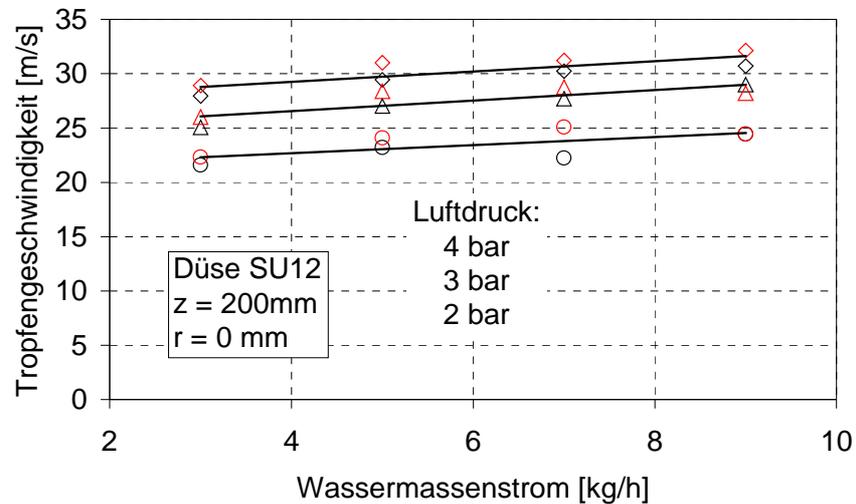


Bild 4-15: Tropfengeschwindigkeit im Sprühstrahlzentrum, $r = 0$ mm

4.1.5 Ergebnisse der Weber-Zahl-Bestimmung

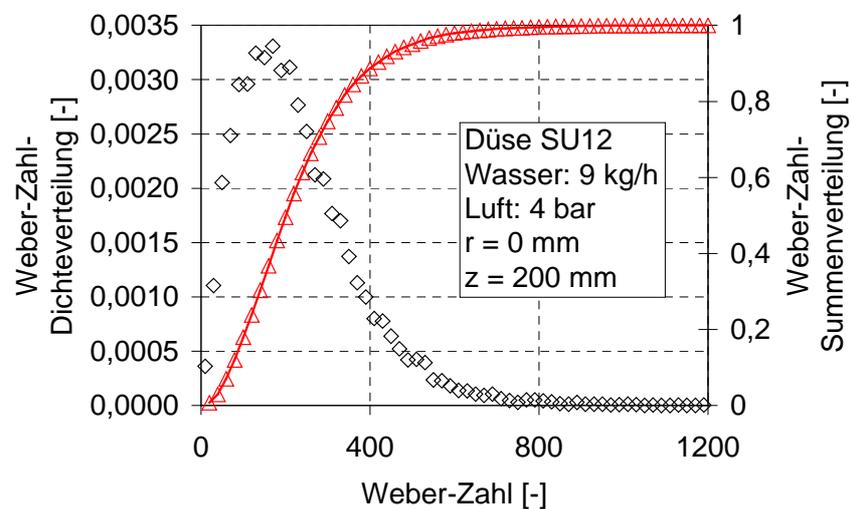


Bild 4-16: Weber-Zahl-Verteilung einer Messung mit Düse SU12

Bild 4-8 zeigt die Durchmesserverteilung eines Messdurchgangs, Bild 4-13 die Geschwindigkeitsverteilung dieses Durchgangs. Im Bild 4-16 ist nun die mit Gleichung (2-4) aus den Geschwindigkeits- und Durchmesserwerten berechnete Verteilung der Weber-Zahl-Dichte und die Weber-Zahl-Summenverteilung dargestellt. Als Rauten sind die pro Klasse

berechnete Dichte über den Klassenmitten dargestellt. Die Klassenbreite beträgt 20. Die kleinste berechnete Weber-Zahl beträgt 2, die größte 1198. Der Mittelwert beträgt 228, die Standardabweichung 143. Für die Weber-Zahl-Berechnung wurde die Stoffwerte von Wasser mit einer Dichte von $\rho_{Tr} = 998 \text{ kg/m}^3$ und eine Oberflächenspannung von $\sigma_{Tr} = 73 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$ angenommen. Der mittlere, auf das Volumen bezogene Tropfendurchmesser d_{30} dieses Messdurchgangs beträgt $18 \mu\text{m}$, die mittlere Geschwindigkeit $30,3 \text{ m/s}$. Berechnet man aus diesen gemittelten Werten die Weber-Zahl, so erhält man einen Wert von 225. Dieser muss sich von der zuvor berechneten Weber-Zahl unterscheiden, da der Wert von 228 den wirklichen, aus den Paarungen Tropfendurchmesser/Tropfengeschwindigkeit berechneten Mittelwert wieder gibt, der Wert von 225 aber einen aus bereits gemittelten Werten berechneten Wert wieder gibt. Im weiteren wird aber durch den geringen Fehler, der bei der mit dem zweiten Verfahren berechneten Weber-Zahl auftritt, die Weber-Zahl nach dem zweiten Verfahren berechnet.

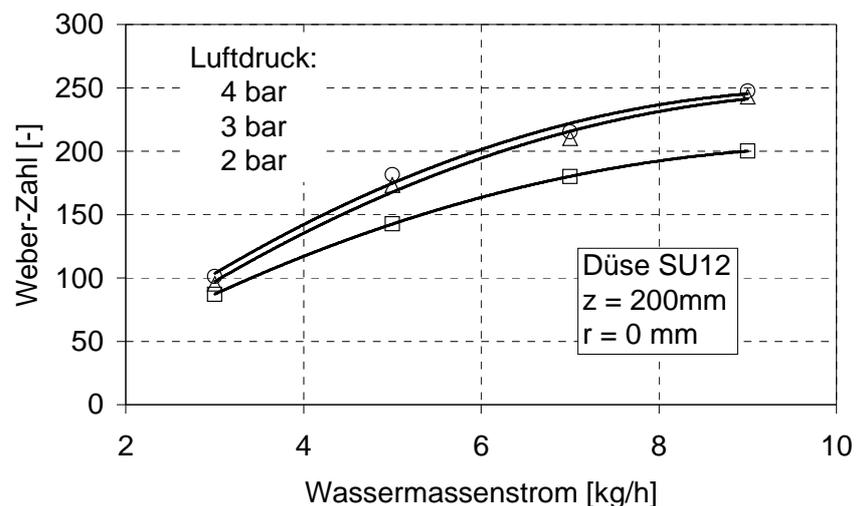


Bild 4-17: Weber-Zahl im Sprühstrahlzentrum $r = 0$ für Düse SU12

Bild 4-17 zeigt die Weber-Zahl für Düse SU12 im Sprühstrahlzentrum in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom durch die Düse SU12 für 3 unterschiedliche, an der Düse anliegende Luftdrücke. Die Messungen wurden bei einem Abstand Düse/Probeblech von 200 mm durchgeführt. Da sowohl Tropfendurchmesser als auch Tropfengeschwindigkeit für einen festen Luftdruck an der Düse mit zunehmendem Wassermassenstrom zunehmen, nimmt auch die Weber-Zahl für einen festen Luftdruck an der Düse mit zunehmenden Wassermassenstrom durch die Düse zu. Bei einem festen Wassermassenstrom und verändertem Luftdruck besitzen Tropfendurchmesser und Tropfengeschwindigkeit gegensätzliche Tendenzen. Mit steigendem Luftdruck nimmt der Tropfendurchmesser ab, die Tropfengeschwindigkeit zu. Steigert man bei festem Wassermassenstrom den Luftdruck von 0,2 MPa auf 0,3 MPa, so überwiegt die Geschwindigkeitssteigerung, die Weber-Zahl nimmt

zu. Steigert man den Luftdruck um weitere 0,1 MPa auf 0,4 MPa, so gleichen sich Durchmesserabnahme und Geschwindigkeitszunahme nahezu aus. Die Weber-Zahl nimmt nur leicht zu. Die maximal erreichbare Weber-Zahl liegt bei dieser Düse für die untersuchten Betriebsbedingungen für einen hohen Wasserdurchsatz durch die Düse und hohem Luftdruck an der Düse bei 250, die minimale für einen geringen Wasserdurchsatz durch die Düse und geringem Luftdruck an der Düse bei 85.

Für die ebenfalls untersuchten Staupunktströmung ergeben sich kleinere mittlere Weber-Zahlen bis maximal 120. Die Messungen wurden dabei technisch bedingt in einem Abstand von 4 mm vor dem Probeblech durchgeführt. Somit kann hauptsächlich der Bereich untersucht werden, für den für den Hauptteil der Tropfen kein Zerplatzen (splashing) auftritt (vgl. Abschnitt 2.3.3). Wie oben gezeigt (Abschnitt 2.3.4), führt eine Steigerung der Weber-Zahl über einen Wert von 100 nicht zu einer Zunahme der Verdampfungseffektivität der wandprallenden Tropfen. Somit ist zunächst nicht einsichtig, warum Sprays mit größeren mittleren Weber-Zahlen untersucht werden sollen, und somit interessieren die mit Düse SU11 erzeugten Tropfenspektren eher. Allerdings muss hier beachtet werden, dass eine Verteilung der Weber-Zahl vorliegt. Somit werden um so mehr Tropfen die für ihren Durchmesser charakteristische maximale Verdampfungseffektivität erreichen, je höher die mittlere Weber-Zahl ist. Somit führt eine Steigerung der mittleren Weber-Zahl über 100 zu einer Zunahme der Verdampfungseffektivität des gesamten Tropfenspektrums. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen auch mit Düsenbetriebsbedingungen bei $We > 100$ durchgeführt..

4.2 Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen

4.2.1 Wärmeströme am betrachteten Hauptpixel

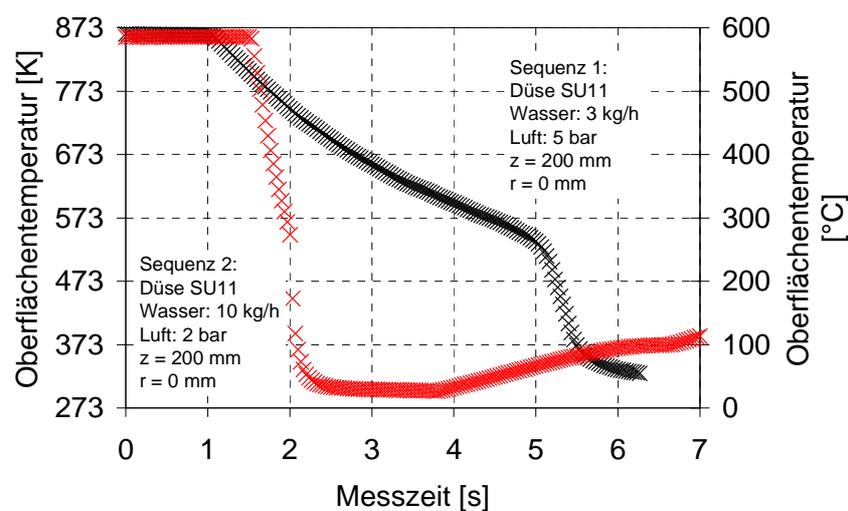


Bild 4-18: Temperaturverlauf zweier Sequenzen mit unterschiedlichen Wasserbeaufschlagungsdichten

Bild 4-18 zeigt den zeitlichen Verlauf der Oberflächentemperatur des Hauptpixels zweier aufgenommener Sequenzen. Die Auswertung der aufgenommenen Sequenzen ist in Abschnitt 6.6 beschrieben. Die Sequenzen unterscheiden sich in den Betriebsbedingungen der Düse. So ist Sequenz 2 bei einer sehr viel höheren Wasserbeaufschlagungsdichte aufgenommen als Sequenz 1. Als Vorbereitung der instationären Messmethode wird das Probeblech auf eine Anfangstemperatur aufgeheizt. Diese liegt bei der durchgeführten Messung bei 589 °C . Das Spray wird frei gegeben und die Wassertropfen prallen auf das heiße Probeblech. Durch den Tropfenprall wird Wärme abgeführt, das Blech kühlt sich ab. Es bildet sich zunächst kein Wasserfilm, das Blech ist augenscheinlich trocken. Unterhalb einer Temperatur von rund 300 °C fällt die Temperatur unter einzelnen Tropfen unter die Leidenfrosttemperatur. Sie verbleiben auf der Oberfläche und siedend dort bei direktem Kontakt mit der Oberfläche. Dies führt einerseits zu einer beschleunigten Abkühlung, andererseits bilden solche Tropfen den Keim für die Bildung eines Wasserfilms. Dieser etabliert sich und ist spätestens nach unterschreiten der Leidenfrosttemperatur aller prallenden Tropfen bei ca. 250 °C voll ausgebildet. Die Abkühlgeschwindigkeit nimmt durch die veränderten Siedeverhältnisse mit direktem Kontakt zwischen Flüssigkeit und heißer Oberfläche stark zu. Bei einer Oberflächentemperatur unterhalb 100 °C ist die Siedetemperatur des Wassers unterschritten. Sequenz 2 zeigt zusätzlich den sich anschließenden Wiederaufheizprozess. Nachdem sich beim Versuch bei ca. 250 °C der Wasserfilm gebildet hat wird die Düse sofort verdeckt. Durch das restliche, auf dem Probeblech verbleibende Wasser kühlt das Blech auf unter 100 °C ab. Da der Stromfluss nicht unterbrochen wird, heizt das Probeblech wieder auf. Bei einer Oberflächentemperatur von 100 °C ergibt sich durch restliches verdampfendes Wasser auf dem Probeblech ein Haltepunkt.

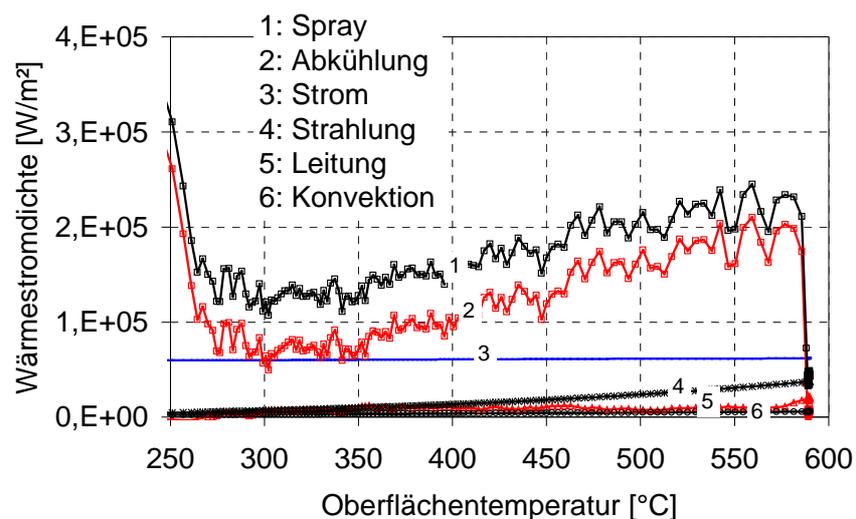


Bild 4-19: Wärmeströme am Probeblech, Sequenz 1

Bild 4-19 zeigt die Wärmeströme des betrachteten Bildpixels der Sequenz 1 mit der langsamen Abkühlgeschwindigkeit. Die Wärmestromdichte ist in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur dargestellt. Zur Berechnung werden die Temperaturen der 7 Pixel und die mittlere Temperatur des Probeblechs benutzt (vgl. Abschnitt 6.6). Im Bild sind die Wärmeströme am betrachteten Bildelement durch die Blechabkühlung (2), den Stromfluss (3), die abgegebene Wärmestrahlung auf der beobachteten und der besprühten Blechseite (4), die zusätzliche Wärmequelle durch Leitung in Blechebene (5) sowie die Verlustwärme durch Konvektion auf der beobachteten Blechseite (6) dargestellt. Es resultiert die durch das Wasserspray abgeführte Wärme nach der Gleichung $(1) = (2) + (3) + (5) - (4) - (6)$. Es ist zu erkennen, dass der für das Spray berechnete Wärmestrom (1) zu einem großen Teil von den durch die Blechabkühlung (2) und den Stromfluss durch das Blech (3) verursachten Wärmeströme bestimmt wird.

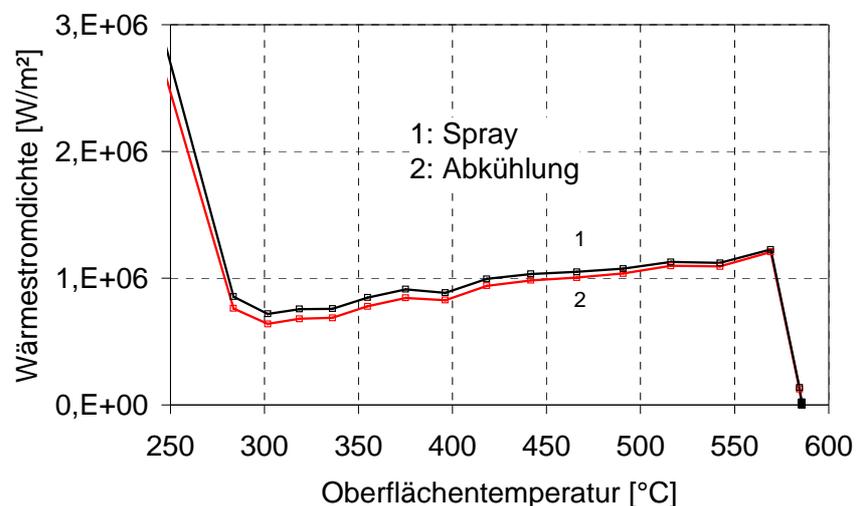


Bild 4-20: Wärmeströme am Probeblech, Sequenz 2

Bild 4-20 zeigt die Wärmeströme am Probeblech, die aus Sequenz 2 berechnet wurden. Wiederum sind die Wärmeströme in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur dargestellt. Im Bild sind lediglich die Wärmeströme durch die Blechabkühlung (2) und die vom Wasserspray abgeführte Wärme (1) dargestellt. Aus dem geringen Unterschied der beiden Kurvenverläufe ist ersichtlich, dass die übrigen Wärmeströme, die in Bild 4-19 zusätzlich eingezeichnet sind, bei einer hohen Abkühlgeschwindigkeit vernachlässigbar klein sind. Aus diesem Grund sind sie im Bild nicht eingezeichnet. Da die Abkühlung bei Sequenz 2 schneller abläuft als bei Sequenz 1, sind bei einer konstanten Aufzeichnungsrate von 30 Hz bei Sequenz 2 im betrachteten Temperaturintervall weniger Messwerte vorhanden als bei Sequenz 1. Die einzelnen Messwerte sind durch Symbole gekennzeichnet.

Bild 4-21 zeigt die aus Sequenz 1 und Sequenz 2 mit den durch den Sprühstrahl abgeführten Wärmestrom \dot{q}_{sp} berechneten Wärmeübergangskoeffizienten α_{sp} , die nach Gleichung (3-17) als Bezugstemperatur die Sprühstrahltemperatur ϑ_{sp} benutzen:

$$\alpha_{sp} = \frac{\dot{q}_{sp}}{(\vartheta_{ob} - \vartheta_{sp})}. \quad (4-5)$$

Es ist der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur dargestellt. Dabei ist gut zu erkennen, dass sowohl für die hohe als auch für die niedrige Wasserbeaufschlagungsdichte der Wärmeübergangskoeffizient oberhalb der Leidenfrosttemperatur der Tropfen zwischen 300 °C und 600 °C konstant, also unabhängig von der Oberflächentemperatur ist. Für die langsame Abkühlung mit der niedrigeren Wasserbeaufschlagungsdichte ergibt sich prinzipbedingt ein niedriger Wärmeübergangskoeffizient, für eine schnelle Abkühlung mit der hohen Wasserbeaufschlagungsdichte ein großer.

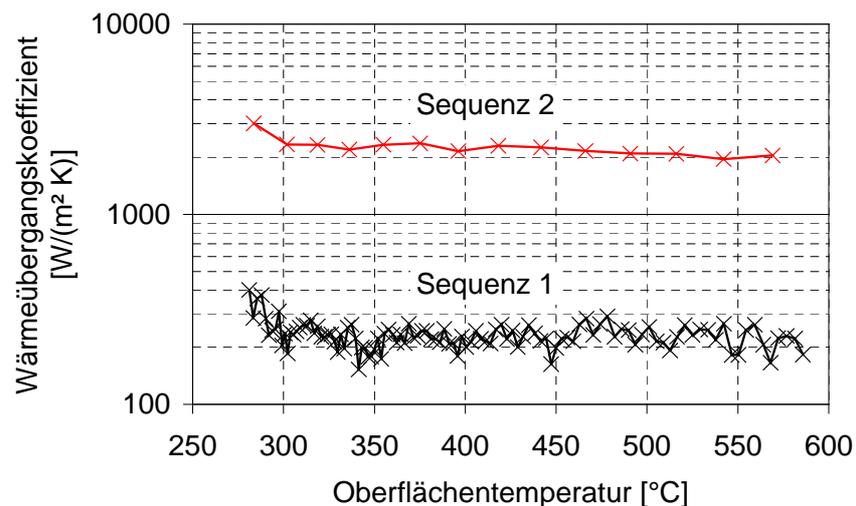


Bild 4-21: Wärmeübergangskoeffizienten der Sequenzen

4.2.2 Überprüfung der Auswerteroutine

Zur Überprüfung der Auswerteroutine wird eine Messungen ohne Besprühen des Probeblechs mit dem Wasserspray durchgeführt. Bei dieser Messungen wird, ausgehend von einem kalten Blech, die Stromversorgung plötzlich eingeschaltet. Dabei kommt es zu einer Aufheizung des Probeblechs und nach einer bestimmten Zeit zum Erreichen einer neuen, dem Stromfluss entsprechenden höheren stationären Blechtemperatur. Der Aufheizvorgang wird mit dem IR-Scanner als Sequenz von Einzelbildern aufgezeichnet und mit dem Auswerteprogramm IR-Calc bearbeitet. Die Auswerteroutine muss für den Sprühstrahl einen Wärmestrom errechnen, der in etwa der Konvektion entspricht. Die Konvektion wird in der Auswerteroutine nur für

die mit dem IR-Scanner betrachtete Bildseite berücksichtigt, wogegen Strahlung immer auf beiden Blechseiten berücksichtigt wird. Fehlt das Wasserspray, so berechnet das Programm für die durch den Sprühstrahl abgeführte Wärme auf der besprühten Blechseite den Anteil der Konvektion auf dieser Seite.

Bild 4-22 zeigt das Ergebnis des Aufheizversuchs. Es sind die einzelnen Wärmeströme und die Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der Messzeit eingezeichnet. Es ist gut zu erkennen, dass die vom Programm berechnete Wärmestromdichte sowohl im Bereich mit hoher Aufheizrate zu Beginn der Messung, sowie im Bereich einer nahezu stationären Probeblechtemperatur zum Ende der Messung, in etwa die gleiche Größe besitzt wie der konvektive Anteil, der für die nicht besprühte Seite berücksichtigt wurde.

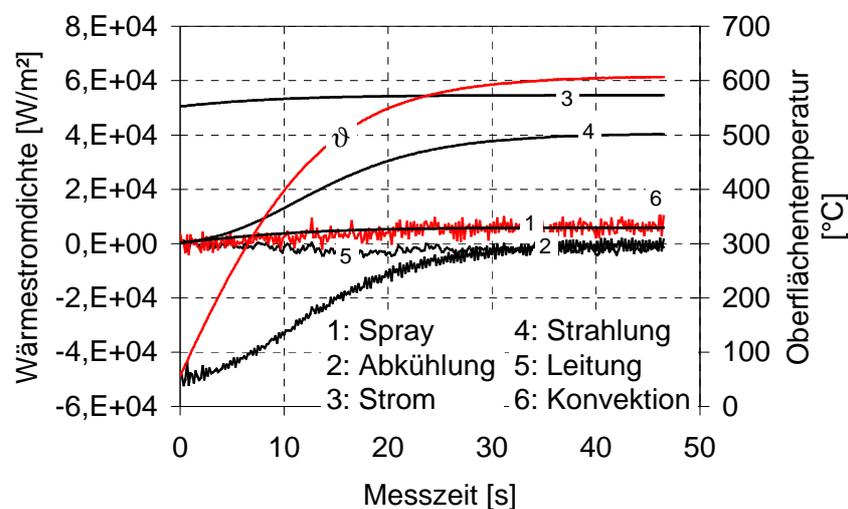


Bild 4-22: Aufheizversuch zur Überprüfung der Auswerteprozedur

4.2.3 Einfluss der überlagerten Luftströmung

Bild 4-23 zeigt die mit Düse SU11 bei einem Abstand Düse/Probeblech im Sprühstrahlzentrum gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte. Die Wärmeübergangskoeffizienten sind dabei diejenigen Werte, die für den Bereich zwischen der bei den Messungen angefahrenen Starttemperatur von ca. 600 $^{\circ}\text{C}$ und der Leidenfrosttemperatur bei ca. 300 $^{\circ}\text{C}$ gemittelt wurden. Bild 4-21 zeigt beispielhaft und exemplarisch für alle gemessenen Verläufe die Wärmeübergangskoeffizienten für diesen beschriebenen Bereich für zwei unterschiedliche hohe Niveaus des erzielten Wärmeübergangs. Es ist gut zu erkennen, dass der Wärmeübergangskoeffizient für diesen Bereich unabhängig von der Oberflächentemperatur ist. Daher sind in Bild 4-23 nur die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten dieser Bereiche eingetragen. Die unterschiedlichen Symbole bezeichnen dabei unterschiedliche Wassermassenströme, die während der Messung mit der Düse versprüht wurden. In Abschnitt 4.1.2 wurde gezeigt, dass für einen festen Wassermassenstrom durch die Düse und

steigendem Luftdruck an der Düse für eine feste Messposition die Wasserbeaufschlagungsdichte abnimmt. Somit steigt der Luftdruck im Bild für einen festen Massenstrom an versprühtem Wasser, je weiter das Symbol dieses Wassermassenstroms durch die Düse auf der linken Seite des Diagramms liegt.

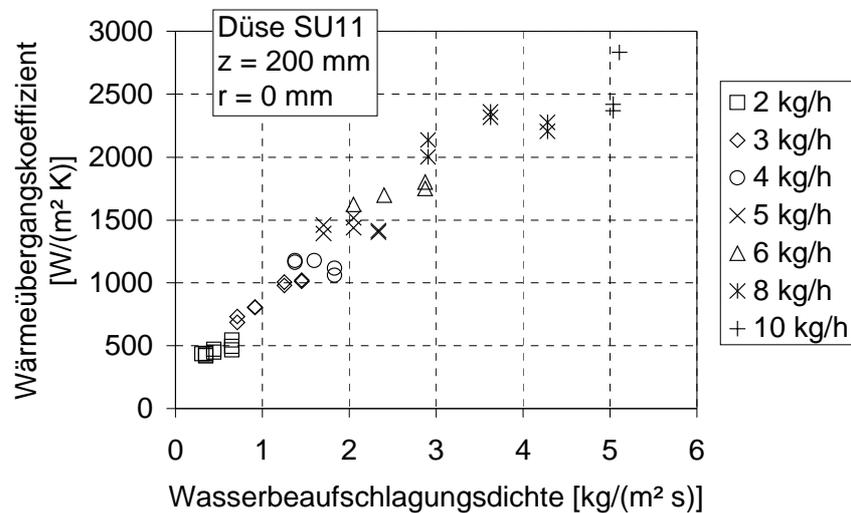


Bild 4-23: Wärmeübergangskoeffizient aus Luft und Wasser bei Düse SU11

Im Bild ist gut zu erkennen, dass der Sprühstrahl auch bei einer Wasserbeaufschlagungsdichte von $0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ einen Wärmeübergangskoeffizient von rund $200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ erzeugt. Dies ist damit zu erklären, dass nach Unterbrechung der Wasserzufuhr weiterhin Luft aus der Düse austritt und damit eine konvektive Blechkühlung hervorruft. Es liegt nahe, die Kühlwirkung dieser Luft zu ermitteln und die durch Luft und Wasser hervorgerufene Kühlwirkung, die in Bild 4-23 dargestellt ist, durch die Kühlwirkung der Luft zu mindern. Dazu wird für die drei untersuchten Düsenabstände von 200 mm, 250 mm und 300 mm Luft mit Düse SU11 und SU12 verdüst und der Wärmeübergangskoeffizient gemessen. Die Messung und die Auswertung erfolgt in gleicher Weise wie für die Untersuchung der Wassersprays.

Das Ergebnis einer solchen Messreihe ist für Düse SU11 und Düse SU12 in Bild 4-24 dargestellt. Es ist der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom durch die Düse für drei verschiedene Abstände Düse/Probeblech von 200 mm, 250 mm und 300 mm dargestellt. Im Bild ist gut zu erkennen, dass für einen festen Luftmassenstrom durch die Düse der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Abstand Düse/Probeblech abnimmt. Für einen festen Abstand Düse/Probeblech nimmt der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Luftmassenstrom durch die Düse zu. Dabei ist zu erkennen, dass Düse SU11 und Düse SU12 bei reinem Luftbetrieb bei gleichem Luftmassenstrom durch die Düse auch einen gleichen Wärmeübergangskoeffizienten erzeugen. Die Messpunkte einer Kurve wurden erzielt, in dem von links nach rechts jeweils der Luftdruck an der Düse SU11 von 0,2 MPa auf 0,5 MPa gesteigert wurde, bei Düse SU12 von 0,2 MPa auf 0,4 MPa. Es ist beispielsweise

erkennbar, dass bei Düse SU11 bei einem anliegenden Luftdruck von 0,4 MPa die selbe Luftmasse versprüht wurde wie bei Düse SU12 bei einem anliegenden Luftdruck von 0,3 MPa (Bild 4-24, rote Kreise).

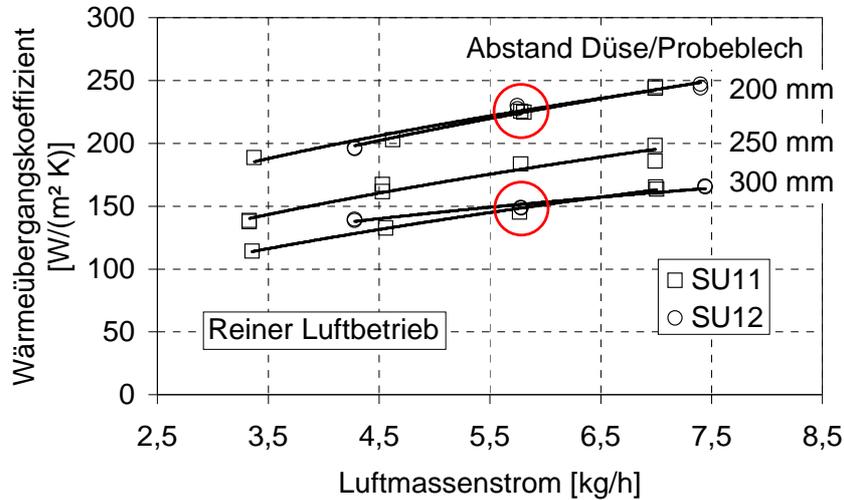


Bild 4-24: Wärmeübergangskoeffizient durch Luftverdüsung

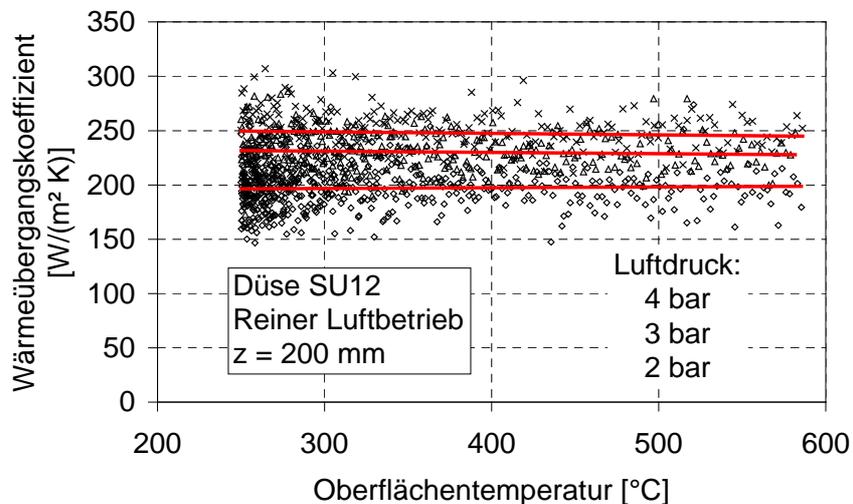


Bild 4-25: Wärmeübergangskoeffizient der Luftströmung bei Düse SU12 im reinen Luftbetrieb, z = 200 mm

Bild 4-25 zeigt den Wärmeübergangskoeffizienten der Luftströmung in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur bei Düse SU12 in reinem Luftbetrieb für einen Abstand Düse/Probeblech von 200 mm. Es sind die Messwerte für einen Luftdruck an der Düse von 0,2 MPa, 0,3 MPa und 0,4 MPa eingezeichnet sowie als rote Linie die Approximation der Messwerte in einer linearen Funktion. Es ist gut zu erkennen, dass erwartungsgemäß der Wärmeübergang für diese Wärmeabfuhr durch erzwungene Konvektion unabhängig von der

Oberflächentemperatur ist und dass, wie oben bereits gezeigt, der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Luftdruck an der Düse und somit steigendem Luftmassenstrom durch die Düse ansteigt.

Bild 4-26 zeigt den bereinigten Wärmeübergangskoeffizienten für Düse SU11 in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte. Dabei ist der Wärmestrom, der durch den gesamten Sprühstrahl abgeführt wird, um den Wärmestrom, der durch die Luft abgeführt wird, gemindert. Der durch die Luft abgeführte Wärmestrom wird über Bild 4-24 mit dem zur Verdüsung des Wassers benutzten Luftmassenstroms bestimmt. Damit zeigt Bild 4-23 den gesamten, mit einer Düse unter bestimmten Betriebsbedingungen erreichten Wärmeübergangskoeffizienten. Bild 4-24 zeigt den darin enthaltenen Anteil der Luftströmung, Bild 4-26 zeigt den Anteil der Wassertropfen. Dabei wird davon ausgegangen, dass es sich bei dem mit dem Wasserspray erzeugten Wärmeübergang aus einer Überlagerung aus der Luftströmung und der Tropfenströmung handelt. In Bild 4-26 ist bereits zu erkennen, dass der mit der Tropfenströmung erzeugte Wärmeübergangskoeffizient in erster Linie linear von der Wasserbeaufschlagungsdichte abhängt.

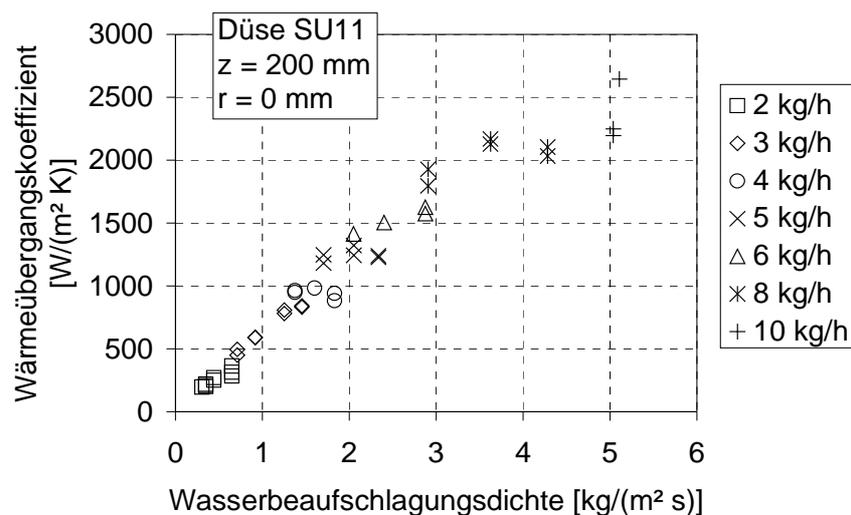


Bild 4-26: Bereinigter Wärmeübergangskoeffizient bei Düse SU11

4.2.4 Einfluss der Tropfencharakteristik auf den Wärmeübergang

Bild 4-27 zeigt den um den Wärmeübergang durch die Luftströmung bereinigten Wärmeübergangskoeffizient für Düse SU11 in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte. Dabei sind Messwerte für unterschiedliche Kombinationen aus versprühtem Wassermassenstrom und an der Düse anliegendem Luftdruck sowie unterschiedlichen Abständen zur Sprühstrahlachse in einem Diagramm zusammengefasst. Somit sind die dargestellten Wärmeübergangskoeffizienten mit Sprays unterschiedlicher Charakteristik erzeugt worden. Im Bild ist gut zu erkennen, dass die Wasserbeaufschlagungsdichte einen großen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten

ausübt. Je höher die Wasserbeaufschlagungsdichte ist, um so größer ist der Wärmeübergangskoeffizient. Die eingezeichnete rote Kurve stellt die Approximation der Messwerte da, die schwarze Linie die Steigung dieser Kurve. Der Verlauf der Steigung zeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Wasserbeaufschlagungsdichte nicht linear zunimmt sondern einen degressiven Charakter besitzt. Für kleine Wasserbeaufschlagungsdichten ist die Steigung höher als für große Wasserbeaufschlagungsdichten. Im untersuchten Bereich nimmt sie etwa von 0,6 kJ/(kg·K) auf 0,3 kJ/(kg·K) ab. Für die Verdampfungskühlung liegt dieser Wert bei etwa 3 kJ/(kg·K), für die Spritzwasserkühlung auch in dem hier untersuchten Bereich der Wasserbeaufschlagungsdichte, bei etwa 0,1 kJ/(kg·K). Bei der Verdampfungskühlung kann die Wasserbeaufschlagungsdichte nicht über 0,2 kg/(m²·s) oder entsprechend einem Wärmeübergangskoeffizienten von 600 W/(m²·K) gesteigert werden.

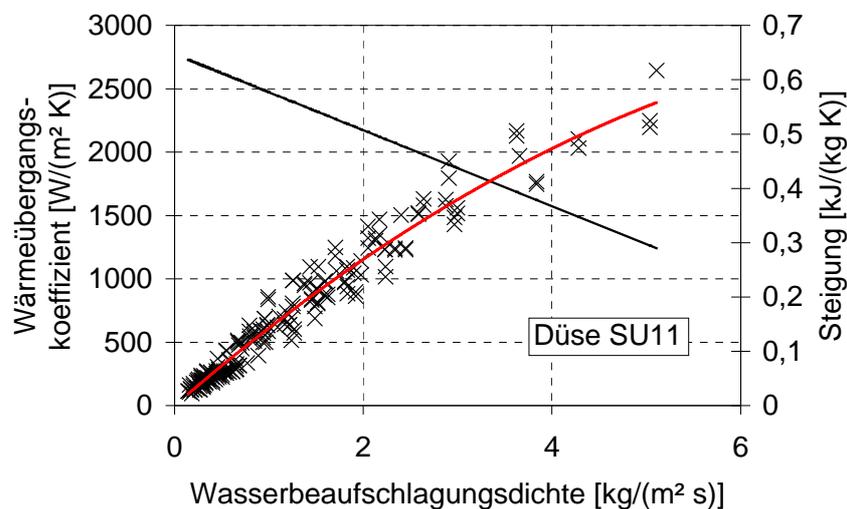


Bild 4-27: Wärmeübergang bei Düse SU11

Bild 4-28 zeigt den Wärmeübergangskoeffizient für Düse SU11 in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte für einen Luftdruck an der Düse von 0,2 MPa und 0,4 MPa für das Sprühstrahlzentrum bei einem Abstand Düse/Probeblech von 200 mm. Dabei ist zu erkennen, dass bei einer konstanten Wasserbeaufschlagungsdichte der mit dem höheren Luftdruck an der Düse erzeugte Wärmeübergangskoeffizient höher ist als der für den kleinen Luftdruck an der Düse. Nimmt man nun einen Punkt auf der 0,2 MPa Kurve und erhöht den Luftdruck an der Düse bei konstantem Wassermassenstrom durch die Düse auf 0,4 MPa, so wurde oben gezeigt, dass sich die Wasserbeaufschlagungsdichte verringert und die Tropfen schneller und kleiner werden. Bei der Weber-Zahl überwiegt bei dieser Druckänderung die Geschwindigkeitszunahme, so dass sie merklich ansteigt. Bei dieser Verkleinerung der Wasserbeaufschlagungsdichte durch die Erhöhung des an der Düse anliegenden Luftdrucks bei konstantem versprühtem Wassermassenstrom bleibt der Wärmeübergangskoeffizient

konstant oder sinkt leicht ab. (vgl. Bild 4-26 mit Erklärung im Text). Dieses Absinken geschieht aber in einem geringeren Maße als das Absinken der Wasserbeaufschlagungsdichte, so dass die Kurve für einen Luftdruck an der Düse von 0,4 MPa. über der Kurve von 0,2 MPa verläuft. Somit ist die um den Anteil der Luftströmung bereinigte Wärmeabfuhr durch den höheren Luftdruck an der Düse und der damit veränderten Spraycharakteristik in Bezug auf die Wasserbeaufschlagungsdichte verbessert, in Bezug auf den durch die Düse geleiteten Wassermassenstrom aber unverändert bis verschlechtert.

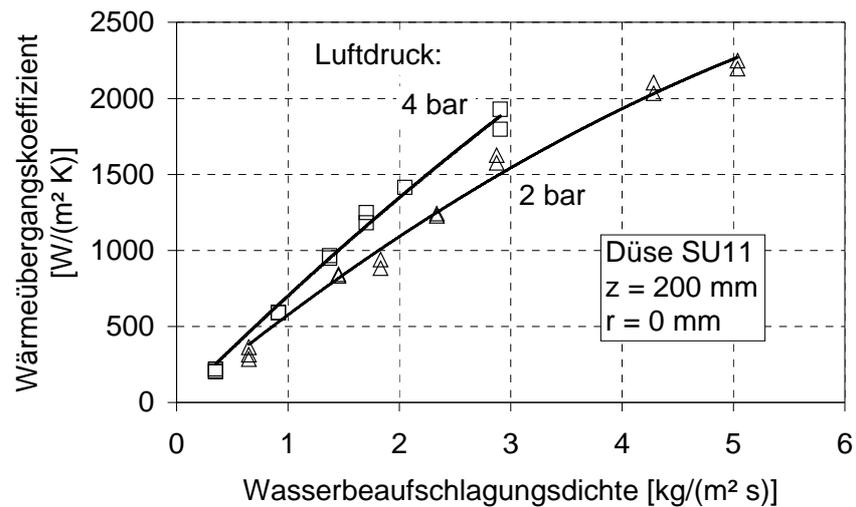


Bild 4-28: Wärmeübergang bei Düse SU11 bei unterschiedlichen Luftdrücken, Sprühstrahlzentrum

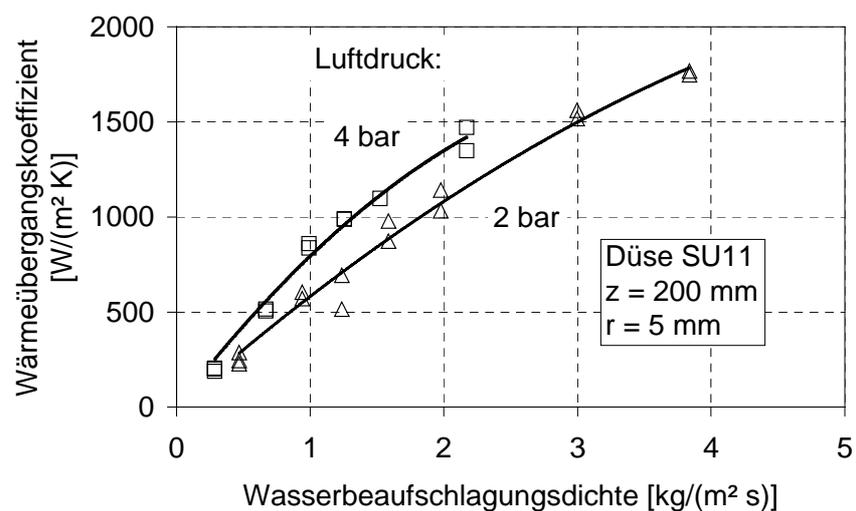


Bild 4-29: Wärmeübergangskoeffizient bei Düse SU11 bei unterschiedlichen Luftdrücken, $r = 5 \text{ mm}$

Bild 4-29 zeigt das selbe Verhalten für Messpunkte, die außerhalb des Sprühstrahlzentrums bei einem Abstand zum Sprühstrahlzentrum von 5 mm liegen. Es ist ersichtlich, dass der

zuvor beschriebene Effekt nicht nur im Sprühstrahlzentrum anzutreffen ist, sondern auch außerhalb.

Bild 4-30 zeigt, dass auch bei Düse SU12 die zuvor beschriebene Abhängigkeit vom an der Düse anliegenden Luftdruck vorliegt. Somit haben also Tropfengröße und Geschwindigkeit neben der Wasserbeaufschlagungsdichte Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten, wenn dieser auch weit aus geringer ist als der Einfluss der Wasserbeaufschlagungsdichte.

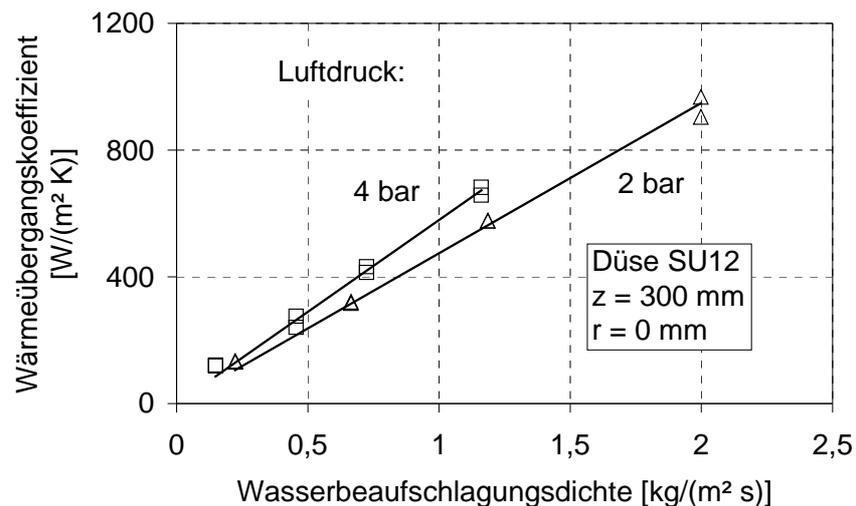


Bild 4-30: Wärmeübergang bei Düse SU12 bei unterschiedlichen Luftdrücken, Sprühstrahlzentrum

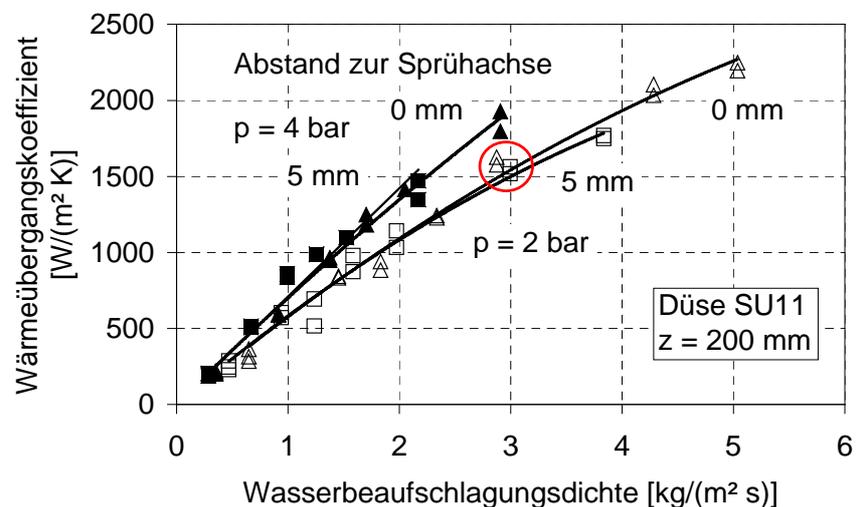


Bild 4-31: Wärmeübergang bei Düse SU11 im Sprühstrahlzentrum und außerhalb für einen Luftdruck an der Düse von $p = 0,2 \text{ MPa}$ und $p = 0,4 \text{ MPa}$

Bild 4-31 zeigt für Düse SU11 den Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte für das Sprühstrahlzentrum bei $r = 0 \text{ mm}$ und außerhalb bei $r = 5 \text{ mm}$ für einen Luftdruck an der Düse von $0,2 \text{ MPa}$ und $0,4 \text{ MPa}$ sowie einem Abstand

Düse/Probeblech von 200 mm. Es ist gut zu erkennen, dass an beiden Messpositionen für die unterschiedlichen Luftdrücke an der Düse die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wasserbeaufschlagungsdichte in etwa gleich ist. Sprüht man mit einem Spray auf das Probeblech, so verändert sich von der Messposition $r = 0$ mm zur Messposition $r = 5$ mm die Wasserbeaufschlagungsdichte. Beispielsweise ist in Bild 4-4 gezeigt, dass für einen Luftdruck an der Düse von 0,2 MPa und einen Wasserdurchsatz durch die Düse von 7 kg/h die Wasserbeaufschlagungsdichte von 3,5 kg/(m²·s) im Sprühstrahlzentrum um rund 25 % auf 2,6 kg/(m²·s) bei der Messposition von $r = 5$ mm abnimmt. Die Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit nehmen leicht ab. Findet man auf den übereinander verlaufenden Ausgleichslinien für einen festen Luftdruck an der Düse und eine feste Wasserbeaufschlagungsdichte zwei Messwerte, die von unterschiedlichen Messpositionen stammen (z.B. roter Kreis im Diagramm), so ist der Messwert für die Sprühstrahlachse bei $r = 0$ mm immer für einen niedrigeren Wasserdurchsatz durch die Düse aufgenommen als der Messwert für die Messposition $r = 5$ mm (vgl. Bild 4-4). Da Tropfengröße und Geschwindigkeit für einen festen Luftdruck an der Düse mit sinkendem Wasserdurchsatz durch die Düse leicht abnehmen (vgl. Bild 4-11 und Bild 4-15), bei einem Spray aber diese Werte bei Entfernung aus dem Sprühstrahlzentrum auch abnehmen (vgl. Bild 4-9 und Bild 4-14), sind Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit dieser gefundenen Messwertpaare in der gleichen Größenordnung. Damit unterscheiden sich die Sprays hinsichtlich Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit für eine feste Wasserbeaufschlagungsdichte und einen festen Luftdruck an der Düse für unterschiedliche Messpositionen nur gering, wodurch im Diagramm dieser Einflussparameter weitgehend eliminiert ist. Wie aus Bild 4-31 nun zu erkennen ist, kann für den Sprühstrahl der an einer Messposition erzielte Wärmeübergangskoeffizient direkt mit der Wasserbeaufschlagungsdichte an dieser Position korreliert werden, womit die eigentliche Messposition im untersuchten Rahmen keinen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat, sondern die an dieser Stelle vorliegende Wasserbeaufschlagungsdichte. Der Einfluss der Spraycharakteristik ist im unterschiedlichen Verlauf der Ausgleichskurven für einen Luftdruck an der Düse von 0,2 MPa und 0,4 MPa ersichtlich und wurde weiter oben in diesem Abschnitt ausführlich diskutiert.

Bild 4-32 zeigt den Wärmeübergangskoeffizient bei Düse SU11 in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte im Sprühstrahlzentrum für unterschiedliche Abstände zwischen Düse und Probeblech von 200 mm, 250 mm und 300 mm für einen Luftdruck an der Düse von 0,3 MPa. Auch hier ist wiederum zu erkennen, dass die Wasserbeaufschlagungsdichte einen großen Einfluss besitzt und der Abstand zwischen Düse und Probeblech nur über die sich bei den Betriebsbedingungen einstellende Wasserbeaufschlagungsdichte Einfluss hat. Auch bei einer Erhöhung des Abstands Düse/Probeblech, bei der es bei unverändertem Wasserdurchfluss durch die Düse zu einer Verringerung von Wasserbeaufschlagungsdichte (Bild 4-5 im vgl. mit Bild 4-6), Tropfengeschwindigkeit und Tropfendurchmesser kommt

(nicht explizit gezeigt), muss zum Erreichen der beim geringeren Abstand Düse/Probeblech erzielten Wasserbeaufschlagungsdichte der Wasserdurchfluss durch die Düse erhöht werden. Damit nehmen Tropfendurchmesser und Geschwindigkeit wieder zu, was die Abnahme bei der Abstandsvergrößerung ausgleicht. Damit ist der Einfluss der Tropfencharakteristik hinsichtlich Geschwindigkeit und Durchmesser der Tropfen für eine feste Wasserbeaufschlagungsdichte im Diagramm, wie schon in Bild 4-31, weitgehend eliminiert.

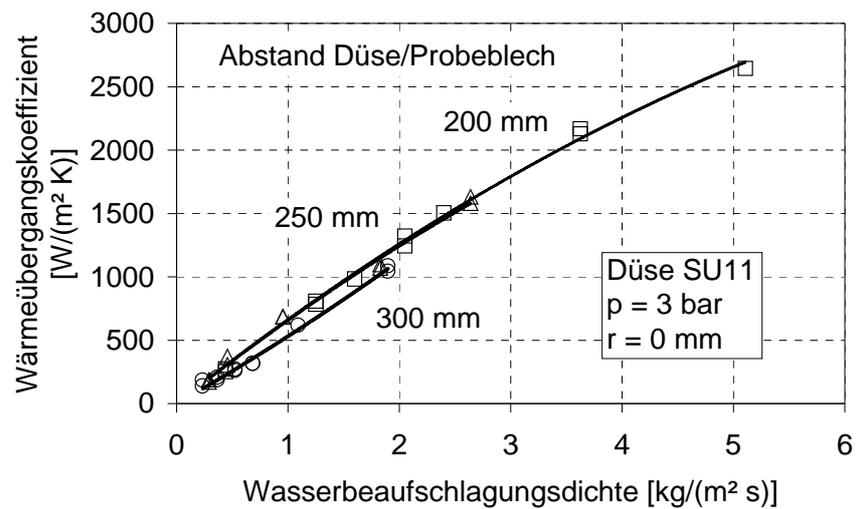


Bild 4-32: Wärmeübergang bei Düse SU11 im Sprühstrahlzentrum bei unterschiedlichen Abständen zwischen Düse und Probeblech

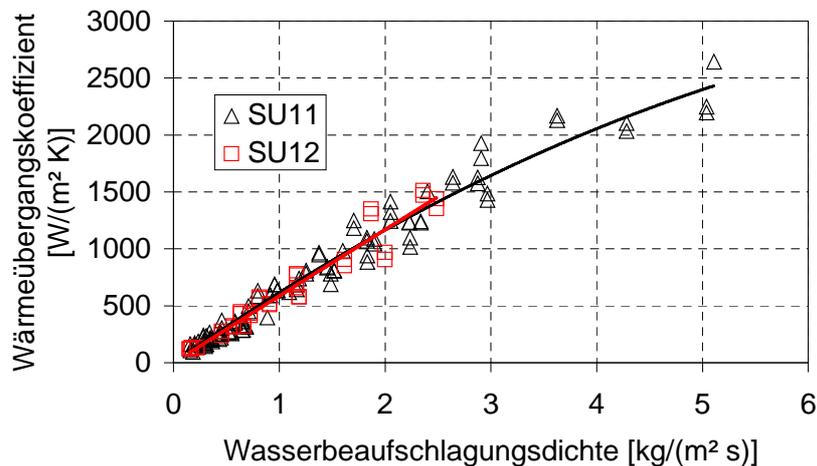


Bild 4-33: Wärmeübergangskoeffizient bei Düse SU11 und SU12 im Sprühstrahlzentrum, alle gemessenen Werte

Bild 4-33 zeigt den Wärmeübergangskoeffizient für Düse SU11 und Düse SU12 in Abhängigkeit von der Wasserbeaufschlagungsdichte. Dargestellt sind alle gemessenen Werte im Sprühstrahlzentrum. Es ist gut zu erkennen, dass die Approximationsgeraden der

Messwerte gut übereinstimmen. Dargestellt ist der um den Wärmeübergang durch die Luftströmung bereinigte Wärmeübergangskoeffizient. In Bild 4-34 ist ebenfalls der Wärmeübergangskoeffizient für beide Düsen dargestellt, jedoch nur für einen Luftdruck an der Düse von 0,2 MPa jeweils für einen Abstand Düse/Probeblech von 200 mm und 300 mm. Der Unterschied in der Dimensionierung beider Düsen (vgl. Abschnitt 3.2.3) bewirkt, dass bei einem festen, an der Düse anliegenden Luftdruck, der Luftmassenstrom zur Wasserzerstäubung und damit auch der Wärmeübergang durch die überlagerte Luftströmung bei Düse SU12 größer ist als bei Düse SU11 (vgl. Bild 4-24). Bereinigt man den Wärmeübergangskoeffizienten um den von der Luftströmung hervorgerufenen Wärmeübergangskoeffizienten, so ist ersichtlich, dass die Approximationskurven der beiden Düsen wiederum recht genau übereinander liegen, wobei, wie auch schon in Bild 4-32 erkennbar, die Approximationskurve für den Abstand Düse/Probeblech von 300 mm eine leicht geringere Steigung aufweist als die Approximationskurve für den Abstand Düse/Probeblech von 200 mm.

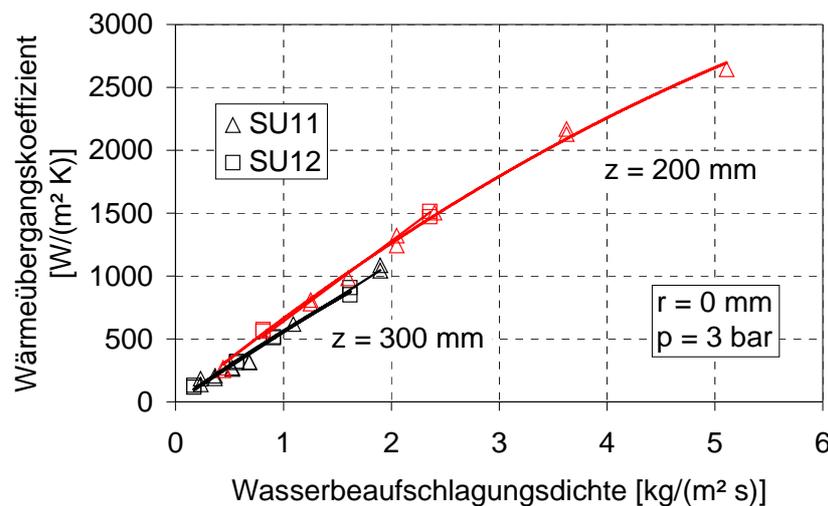


Bild 4-34: Wärmeübergangskoeffizient bei Düse SU11 und SU12 im Sprühstrahlzentrum, $p = 0,3 \text{ MPa}$

4.3 Zusammenfassung der Ergebnisse und Interpretation

4.3.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen in Zusammenhang mit der Vermessung der Spraycharakteristik können wie folgt zusammengefasst werden:

1. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, die bei der Spraykühlung gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten in einen Anteil der Luftströmung α_L und einen Anteil α_{Tr} , der durch die Tropfenströmung hervorgerufen wird, aufzuteilen.

2. Der Wärmeübergangskoeffizient α_{Tr} ist zwischen 300 °C und 600 °C unabhängig von der Oberflächentemperatur.
3. Der Wärmeübergangskoeffizient α_{Tr} hängt hauptsächlich von der Wasserbeaufschlagungsdichte ab. Dabei ist die Ausnutzung der Wassermenge hinsichtlich der Wasserbeaufschlagungsdichte bei der hier untersuchten Spraykühlung kleiner als bei der Verdampfungskühlung und größer als bei der Spritzwasserkühlung. In Bild 4-35 sind Verdampfungskühlung (vgl. Abschnitt 2.2), Spritzwasserkühlung (vgl. Abschnitt 2.1) und Spraykühlung gegenübergestellt.

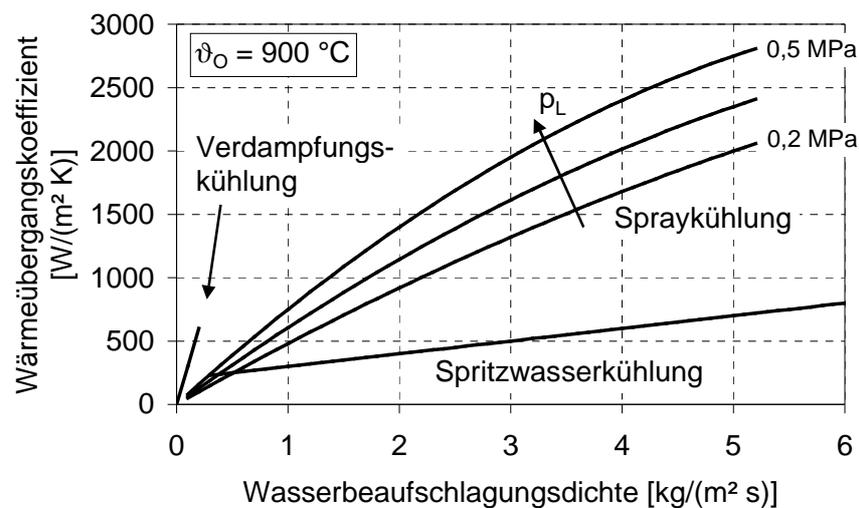


Bild 4-35: Vergleich von Verdampfungskühlung, Spraykühlung und Spritzwasserkühlung

4. Wie aus Bild 4-35 ebenfalls ersichtlich, erhöht ein steigender Luftdruck an der Düse bei einer festen Wasserbeaufschlagungsdichte den Wärmeübergangskoeffizient α_{Tr} . Durch den steigenden Luftdruck an der Düse werden die Tropfen schneller und kleiner, die Weber-Zahl steigt.
5. Durch eine Vergrößerung des Abstands zwischen Düse und Probeblech z bleibt die Abhängigkeit zwischen Wärmeübergangskoeffizient α_{Tr} , Wasserbeaufschlagungsdichte und Luftdruck an der Düse weitgehend erhalten, so dass die Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Veränderung des Abstands Düse/Probeblech weitgehend auf die damit verbundene Veränderung der Wasserbeaufschlagungsdichte zurückgeführt werden kann.
6. Durch die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Vergrößerung des Abstands der Messposition zum Sprühstrahlzentrum r bleibt die Abhängigkeit zwischen Wärmeübergangskoeffizient α_{Tr} , Wasserbeaufschlagungsdichte und Luftdruck an der Düse erhalten, so dass die Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Veränderung des Abstands der Messposition zum Sprühstrahlzentrum weitgehend auf die

damit verbundene Veränderung der Wasserbeaufschlagungsdichte zurückgeführt werden kann.

7. Düse SU11 und Düse SU12 erzeugen bei gleicher Wasserbeaufschlagungsdichte und gleichem Luftdruck an der Düse weitgehend gleiche Wärmeübergangskoeffizienten α_{Tr} . Dabei unterscheiden sich für die untersuchte Staupunktströmung Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit sowie Weber-Zahl nicht signifikant.

4.3.2 Interpretation der Messergebnisse

Alle auf die Oberfläche auftreffenden Tropfen verdampfen zu einem gewissen Teil und führen damit Wärme von der Oberfläche als Verdampfungsenthalpie ab. Sieht man die Spraykühlung als Aneinanderreihung von Prallereignissen einzelner Tropfen mit heißen Wänden oberhalb der Leidenfrosttemperatur an, so ist das treibende Potential für die Wärmeabfuhr nach dem Kontakttemperaturansatz von Wruck/Renz (vgl. Abschnitt 2.3.4) die Temperaturdifferenz zwischen heißer Oberfläche und Tropfen. Durch die Definition des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Spraykühlung mit dieser Temperaturdifferenz (Gleichung (4-5)) ist der Wärmeübergangskoeffizient unabhängig von der Oberflächentemperatur. Diese physikalisch begründete Annahme wurde durch die Messungen für den Bereich oberhalb der Leidenfrosttemperatur zwischen 300 °C und 600 °C bestätigt.

Die Luftströmung ist der Tropfenströmung überlagert und führt zusätzlich zu den prallenden Tropfen zu einer Kühlwirkung, die mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_L berücksichtigt wird. Der gesamte Wärmeübergangskoeffizient der Spraykühlung α_{Sp} berechnet sich als Summe des Wärmeübergangskoeffizienten der Luftströmung α_L und der Tropfenströmung α_{Tr} . Weiterhin werden durch die Luftströmung die abgeprallten Tropfen von der Oberfläche fortgetragen, so dass die Einzeltropfen nicht zu einem Wasserfilm zusammen wachsen.

Je höher die Wasserbeaufschlagungsdichte ist, desto mehr Tropfen treffen pro Zeiteinheit auf die heiße Oberfläche auf und um so mehr Wärme wird abgeführt. Somit hat die Wasserbeaufschlagungsdichte einen großen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Einfluss ist nicht linear, sondern eine Erhöhung der Wasserbeaufschlagungsdichte führt zu einer unterproportionalen Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten. Dies kann darauf zurück geführt werden, dass bei großen Wasserbeaufschlagungsdichten die Tropfen im Schnitt größer sind als bei kleinen Wasserbeaufschlagungsdichten, wobei kleine Tropfen zu einem höheren Anteil verdampfen als große Tropfen.

Nach dem Kontakttemperaturansatz von Wruck/Renz ist die Verdampfungseffektivität eines Einzeltropfens um so höher, je kleiner der Tropfen ist und um so größer seine Weber-Zahl ist, wobei die Weber-Zahl nicht über 100 gesteigert werden muss. In den Messungen wurde gezeigt, dass bei einer festen Wasserbeaufschlagungsdichte eine Erhöhung des Luftdrucks an der Düse zu einer Vergrößerung des Wärmeübergangskoeffizienten durch das aufgebrachte Wasser führt. Dabei ist die Weber-Zahl-Grenze von 100 nicht ausschlaggebend. Da bei der Druckerhöhung an der Düse die zerstäubten Tropfen kleiner und schneller werden und sich

ihre Weber-Zahl ebenfalls steigert, ist anzunehmen, dass die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Druckerhöhung an der Düse in dieser veränderten Tropfencharakteristik begründet ist.

Für eine Weber-Zahl unter 100 ist die Interaktionszeit der Tropfen t_{inter} ein wichtiger Einflussparameter. In Abschnitt 2.3.4 wird gezeigt, dass, je kürzer die Interaktionszeit ist, desto höher ist der während des Direktkontaktes übertragene Wärmestrom und desto höher ist die Verdampfungseffektivität der Einzeltropfen. Überträgt man diese Ergebnisse der Einzeltropfen auf die vorliegende Untersuchung, sollte der Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (2-11) und Gleichung (2-12) proportional $We^{0,25}$ und $d^{-1,5}$ sein und, da der Tropfendurchmesser linear und die Tropfengeschwindigkeit quadratisch in die Weber-Zahl eingeht, somit proportional $v^{0,5}$ und $d^{-1,25}$. In Bild 4-36 ist der Quotient aus Wärmeübergangskoeffizient und Wasserbeaufschlagungsdichte α / \dot{m}_s über dem Produkt $v^{0,5} \cdot d^{-1,25}$ aufgetragen. Wie gut zu erkennen ist, fallen die Messwerte zusammen, so dass sich dieser physikalisch begründete Ansatz als geeignet erweist.

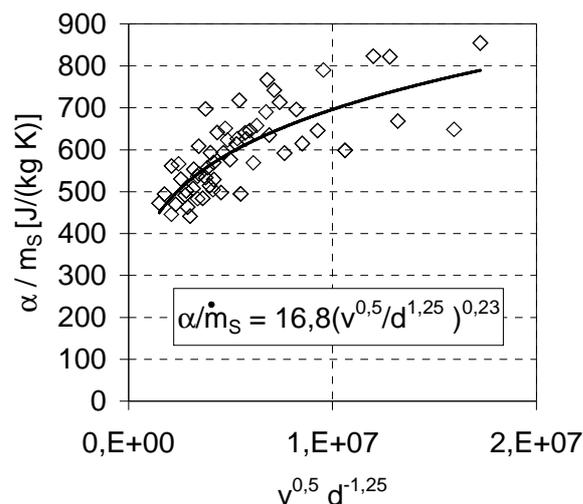


Bild 4-36: Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Nach Mittelung der Messwerte ergibt sich die Funktion

$$\frac{\alpha_{\text{Tr}}}{\dot{m}_s} = 16,8 \cdot (v^{0,5} \cdot d^{-1,25})^{0,23} = 16,8 \cdot v^{0,12} \cdot d^{-0,29}, \quad (4-6)$$

mit α_{Tr} als Wärmeübergangskoeffizient der Tropfenströmung in $W/(m^2 \cdot K)$, \dot{m}_s als Wasserbeaufschlagungsdichte in $kg/(m^2 \cdot s)$, v als mittlere Tropfengeschwindigkeit in m/s und d als mittlerer, volumetrischer Tropfendurchmesser in m . Damit ist der erzielte Wärmeübergangskoeffizient direkt proportional der Wasserbeaufschlagungsdichte. Mittlere Tropfengeschwindigkeit v und mittlerer Tropfendurchmesser d haben mit den Exponenten 0,12 und $-0,29$ nur einen untergeordneten Einfluss. Es bleibt anzumerken, dass bei

praktischen Anwendungen bei konstantem Luftdruck p_L eine Steigerung der Wasserbeaufschlagungsdichte zu einer unterproportionalen Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten führt, wie dies aus der Krümmung der Kurvenverläufe in Bild 4-35 ersichtlich ist. Dies ist darauf zurück zu führen, dass bei einer Steigerung der Wasserbeaufschlagungsdichte bei konstantem Luftdruck an der Düse der Wassermassenstrom durch die Düse gesteigert werden muss. Dies führt gleichzeitig zu größeren Tropfen mit nahezu unveränderter Geschwindigkeit und schließlich zu einem kleineren Quotienten α / \dot{m}_s . Bei unverändertem Tropfendurchmesser und unveränderter Tropfengeschwindigkeit ist der Wärmeübergangskoeffizient direkt proportional der Wasserbeaufschlagungsdichte.

4.4 Abkühlung eines Profils

Wie in Abschnitt 1.1 beschrieben, liegt der Nachteil der Spritzwasserkühlung in der durch die „Leidenfrostproblematik“ begründeten unzureichenden Möglichkeit, auf den Kühlverlauf den gewünschten Einfluss zu nehmen. Dazu gehört unter anderem, dass es bei der Spritzwasserkühlung schwierig ist, bei Bauteilen einen gewünschten Ort intensiv zu kühlen ohne dabei andere Bereiche zu beeinflussen. Möchte man beispielsweise eine Platte nur in einem Bereich kühlen ohne andere Bereich zu beeinflussen, so ist dies mit der Spritzwasserkühlung nicht zu bewerkstelligen, da das Kühlwasser ablaufen muss und auf seinem Weg auch andere Bereiche der Platte kühlt. Mit der Spraykühlung ist eine begrenzte örtliche Abkühlung möglich, wie die bisherigen Messungen gezeigt haben. In Bild 3-5 ist gut zu erkennen, dass nur die Mitte des vertikalen Probeblechs intensiv gekühlt wird. Es läuft kein Wasser nach unten ab, so dass sich ein konzentrisches Abkühlbild ergibt.

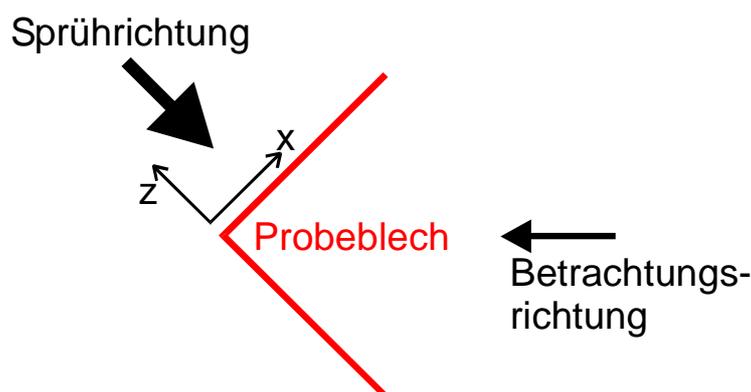


Bild 4-37: Anordnung des Probeblechs zur Abkühlung einer Kante

Mit einem weiteren Messaufbau soll die Abkühlung einer Kante und deren Umgebung untersucht werden. Dazu wird ein Blech in der Mitte um 90° geknickt, so dass das in Bild 4-37 in der Seitenansicht gezeigte Profil entsteht. Die obere Fläche wird dabei mit einem Wasserspray senkrecht besprüht und gekühlt. Es wird der Abkühlverlauf der oberen Fläche und die Beeinflussung der unteren, nicht gekühlten Fläche ermittelt. Dazu wird das gesamte

Blech wie bei den bisherigen Messungen mit einem elektrischen Strom aufgeheizt. Ist eine stationäre Starttemperatur erreicht, wird der Sprühstrahl frei gegeben und der Temperaturverlauf des Probebleches mit dem IR-Scanner als Sequenz von Einzelbildern aufgezeichnet. Die Betrachtungsrichtung ist in Bild 4-37 ebenfalls eingezeichnet. Eine Korrektur der aufgezeichneten Temperatur hinsichtlich eines temperaturabhängigen Emissionsgrads der betrachteten Oberfläche wurde nicht durchgeführt.

Die Messungen wurden bei einem Abstand zwischen Probeblech und Düse von $z = 200$ mm durchgeführt. Der Abstand des Sprühstrahlzentrums zur Kante x wurde zwischen 0 mm und 25 mm in einem Schrittweite von 5 mm eingestellt. Um eine Vergleichsmöglichkeit zu schaffen, wurde zunächst nur mit Luft gekühlt und anschließend mit einem Wasserspray, wobei mit Düse SU12 ein Wassermassenstrom von 5 kg/h mit einem Luftdruck von 0,4 MPa zerstäubt wurde.

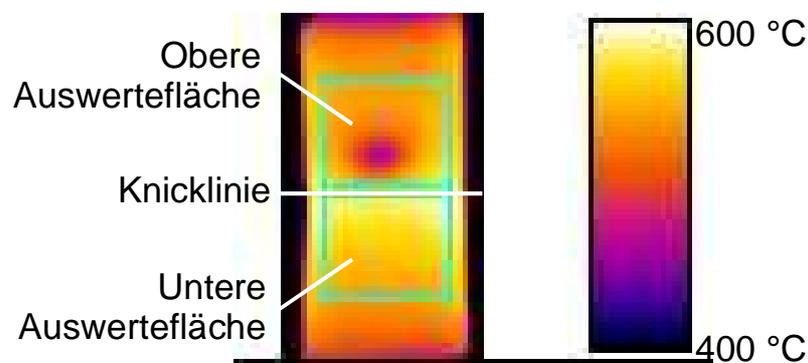


Bild 4-38: IR-Aufnahme des Probeblechs mit den eingezeichneten Auswerteflächen

Zur Darstellung der Ergebnisse wird der zeitliche Verlauf der tiefsten Temperatur eines angepassten Ausschnitts der oberen und der unteren Fläche dargestellt. Diese zwei Bereiche sind in Bild 4-38 eingezeichnet. Das Bild zeigt eine IR-Aufnahme aus einer Sequenz von Einzelbildern, die während eines Abkühlvorgangs aufgenommen wurde. Das Sprühstrahlzentrum befindet sich bei dieser Aufnahme in einem Abstand von 15 mm von der Knicklinie. Es entsteht wie bisher ein konzentrischer Temperaturverlauf mit der tiefsten Temperatur im Sprühstrahlzentrum. Dabei ist zu beachten, dass die betrachteten Flächen jeweils um 45° zum IR-Scanner geneigt sind, so dass eine entsprechende Verzerrung des Bildes entsteht.

Bild 4-39 zeigt den zeitlichen Verlauf der tiefsten Temperatur der beiden Auswerteflächen bei reiner Luftbedüsung. Die roten Linien zeigen dabei den Temperaturverlauf des oberen, bedüsten Blechausschnitts, die schwarzen Linien den jeweiligen Temperaturverlauf der unteren Fläche. Es ist gut zu erkennen, dass die Temperaturverläufe für das Bedüsen des Knicks, also bei einem Abstand des Sprühstrahlzentrums zur Knicklinie von 0 mm, nahezu übereinander liegen. Je weiter das Sprühstrahlzentrum vom Knick entfernt liegt, desto

langsamer kühlt die untere Blechseite ab, die Abkühlgeschwindigkeit der oberen Blechseite nimmt leicht ab.

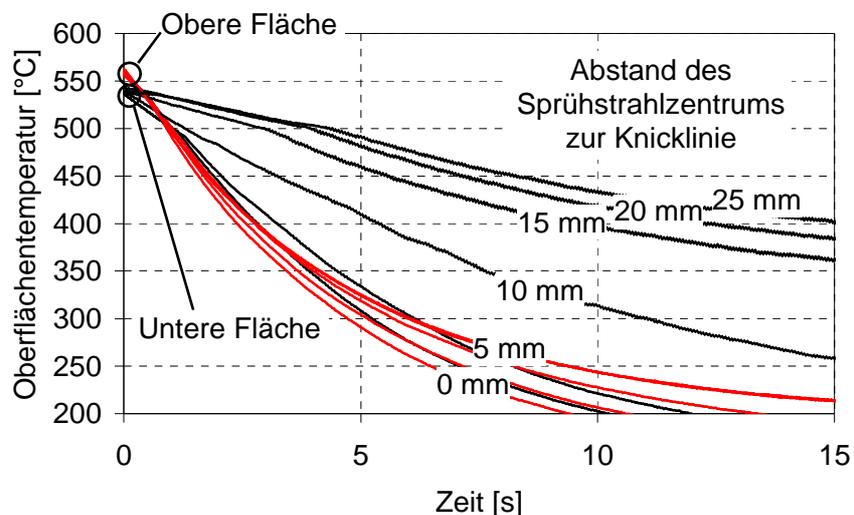


Bild 4-39: Zeitlicher Verlauf der tiefsten Temperatur der Auswerteflächen bei reiner Luftbedüsung

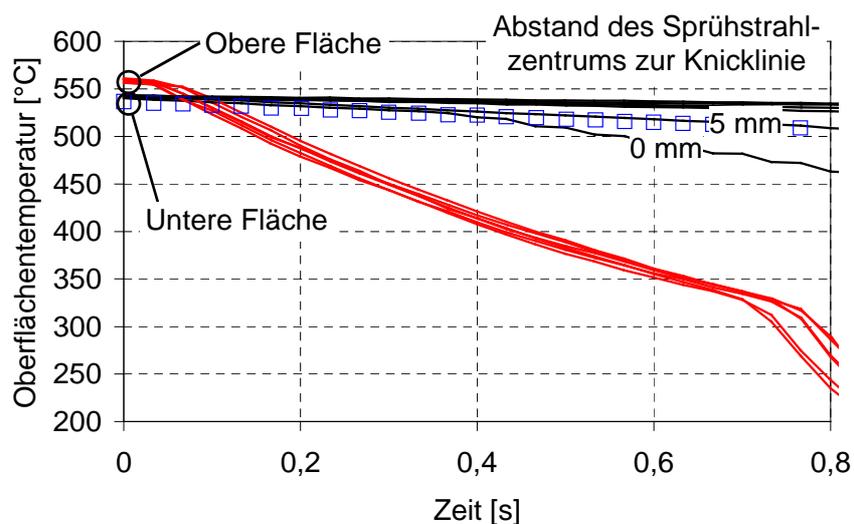


Bild 4-40: Zeitlicher Verlauf der tiefsten Temperatur der Auswerteflächen bei Abkühlung mit einem Wasserspray

Bild 4-40 zeigt den zeitlichen Verlauf der tiefsten Temperatur der Auswerteflächen für die Kühlung der oberen Fläche mit einem Wasserspray. Dabei stellt sich eine Temperaturverteilung ein, wie sie in Bild 4-38 gezeigt ist. Der Temperaturverlauf der oberen Fläche ändert sich dabei für unterschiedliche Abstände zwischen Sprühstrahlachse und Knicklinie nicht. Insbesondere die Lage der Leidenfrosttemperatur, also der Wechsel des Siedebereichs bei einer (unkorrigierten) Temperatur von ca. 325 °C, ändert sich nicht. Die Abkühlgeschwindigkeit der nicht besprühten Seite ändert sich für einen Abstand zwischen

Sprühstrahlzentrum und Knicklinie größer als 10 mm nicht. Bei einem kleineren Abstand zwischen Sprühstrahlzentrum und Knicklinie wird auch die eigentlich unbesprühte Seite parallel angesprüht, so dass sich ihre Abkühlgeschwindigkeit im oberen Teil der Auswertefläche direkt unterhalb der Knickkante vergrößert. Als Vergleich ist im Diagramm mit Symbolen der Abkühlverlauf der unteren Fläche für reine Luftbedüsung für einen Abstand zwischen Sprühstrahlzentrum und Knicklinie von 0 mm eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass die Beeinflussung der unteren, nicht besprühten Fläche im Bereich der reinen Luftbedüsung liegt. Nur für den Fall, dass die Knickkante direkt angesprüht wird, ist die Abkühlgeschwindigkeit der unteren Fläche größer.

Bild 4-41 zeigt ein IR-Bild der sich einstellende Temperaturverteilung beim direkten Ansprühen der Knickkante. Es ist gut zu erkennen, dass die untere, nicht besprühte Seite nahezu unbeeinflusst bleibt.

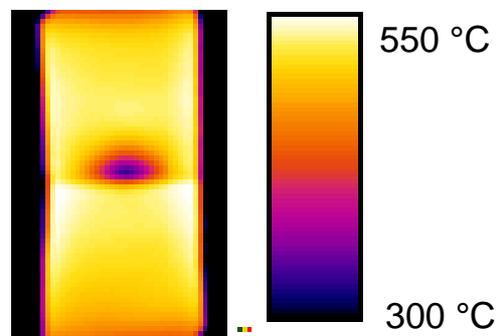


Bild 4-41: IR-Bild bei besprühen der Kante ($x = 0$ mm)

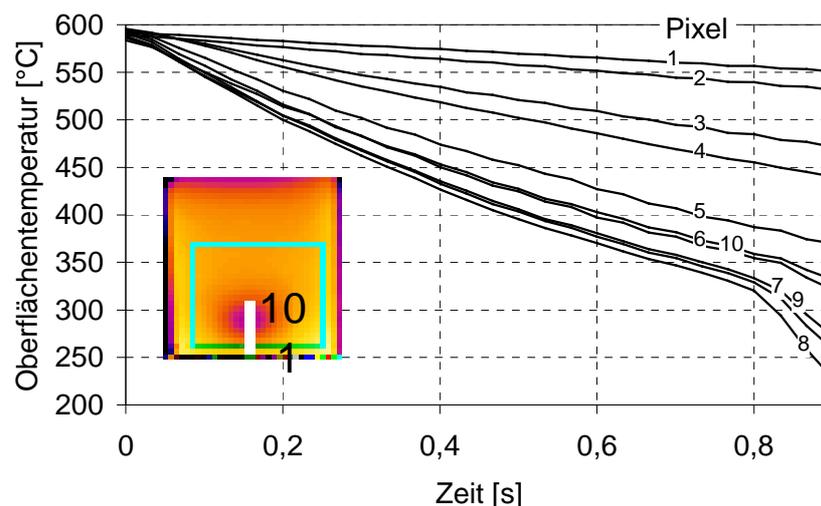


Bild 4-42: Zeitlicher Temperaturverlauf einzelner Pixel

Bild 4-42 zeigt den zeitlichen Temperaturverlauf ausgewählter Pixel. Dabei liegt das Zentrum des Sprühstrahls 10 mm von der Knickkante entfernt. Die Kurven im Diagramm zeigen den Temperaturverlauf ausgehend von der Kante (Pixel 1) bis über das Zentrum des Sprühstrahls

hinaus (Pixel 10). Die Anordnung der Pixel ist im Diagramm skizziert. Es ist gut zu erkennen, dass der Ort des Sprühstrahlzentrums (Pixel 8) intensiv gekühlt wird, die Kante aber weitgehend unbeeinflusst bleibt und in ähnlicher Weise wie bei reiner Luftbedüsung abgekühlt wird.

Bei der Spritzwasserkühlung fließt bei der Kühlung dieses Ortes direkt neben der Kante Wasser über die Kante. Der Dampffilm bricht aufgrund der Abhängigkeit der Leidenfrosttemperatur von der geometrischen Form an der Kante zusammen und kühlt diese durch den Direktkontakt zwischen heißer Oberfläche und Kühlflüssigkeit intensiv. Bild 4-43 zeigt den Fall, dass das Zentrum einer vertikalen Platte mit einem Spritzwasserstrahl abgekühlt wird. Durch die geometrische Form des Bleches, also die Begrenzung des Bleches durch Kanten, bricht der Dampffilm von den Kanten her kommend zusammen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Leidenfrosttemperatur an den Kanten sehr viel höher liegt als auf der ebenen Fläche.

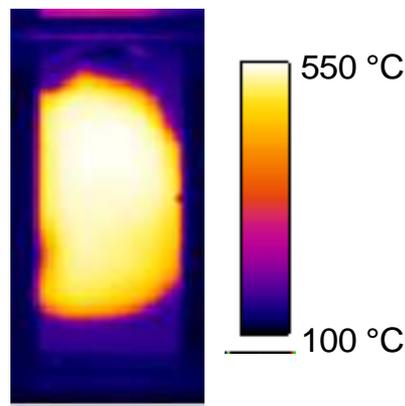


Bild 4-43: Abkühlbild bei der Spritzwasserkühlung [Schmidt1998]

Da in dieser Arbeit die Spraykühlung als Überlagerung von einer Luftströmung und einer Tropfenströmung angesehen wird, ist zu erwarten, dass die Beeinflussung der unteren Fläche durch die Luftströmung bei der Bedüsung der oberen Fläche mit einem Wasserspray erhalten bleibt, was durch den Vergleich der beiden Messreihen Bild 4-39 und Bild 4-40 bestätigt wird. Für die obere Fläche hat der Abstand zwischen Sprühachse und Knickkante keinen Einfluss auf den Abkühlverlauf, insbesondere die Lage der Leidenfrosttemperatur bleibt unverändert, selbst wenn die Knickkante direkt angesprüht wird. Im Unterschied zur Spritzwasserkühlung kann ein Ort direkt neben der Kante stark gekühlt werden, ohne die Kante selbst zu beeinflussen.

5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde die Spraykühlung heißer Oberflächen mittels Zweistoffdüsen oberhalb der Leidenfrosttemperatur untersucht. Bei der Spraykühlung wird Wasser mit Hilfe von Luft zu feinen Tropfen zerstäubt und auf die zu kühlende Oberfläche aufgebracht. Durch die überlagerte Luftströmung wird nicht verdampftes Wasser fortgetragen, so dass die Tropfen nicht zu einem Wasserfilm zusammenwachsen können, wie dies bei der Spritzwasserkühlung der Fall ist.

Zur Untersuchung der Spraykühlung wurde die Charakteristik eines zur Kühlung verwendeten Wassersprays mit seinem Wärmeübergang korreliert. Der Wärmeübergang wurde mit Hilfe eines auf der Infrarotthermographie basierenden Verfahrens gemessen. Dazu wird ein dünnes Metallblech aus der Nickellegierung Inconell 600 mit Hilfe eines elektrischen Stroms auf ca. 600 °C aufgeheizt und anschließend mit dem zu untersuchenden Wasserspray abgekühlt. Der instationäre Temperaturverlauf der Metalloberfläche wird mit einem Infrarots Scanner als Sequenz von Einzelbildern aufgezeichnet. Anschließend wird daraus der Wärmeübergangskoeffizient für den Bereich oberhalb der Leidenfrosttemperatur bei ca. 300 °C bestimmt. Die Spraycharakteristik wurde mit einem 2D-Phasen-Doppler-Anemometer (PDA) und einem Patternator gemessen. Mit dem PDA wird die Verteilung der Tropfengröße und der Tropfengeschwindigkeit der untersuchten Wassersprays bestimmt. Mit dem Patternator wird die Wasserbeaufschlagungsdichte gemessen.

Das Wasserspray wurde mit handelsüblichen, innenmischenden Zweistoffdüsen erzeugt. Dabei wurde ein Wassermassenstrom von bis zu 10 kg/h mit einem Luftdruck von bis zu 0,5 MPa zerstäubt. Die höchste vermessene Wasserbeaufschlagungsdichte betrug in etwa 5 kg/(m²·s). Die erzeugten Wassertropfen besaßen einen mittleren volumetrischen Durchmesser D_{30} kleiner 50 µm, die höchste Weber-Zahl lag bei der untersuchten Staupunktströmung bei ca. 120.

Die Messungen zeigen, dass der Wärmeübergangskoeffizient hauptsächlich von der Wasserbeaufschlagungsdichte abhängt. Der Wärmeübergangskoeffizient ist unabhängig von der Oberflächentemperatur, wenn er mit der Differenz zwischen Oberflächentemperatur und Wassertemperatur gebildet wird. Tropfengröße und Tropfengeschwindigkeit haben einen untergeordneten Einfluss. Dieser ist, basierend auf Überlegungen, die sich aus Untersuchungen des Einzeltropfenpralls mit heißen Wänden ergeben, in der Gleichung

$$\alpha = 16,8 \cdot \dot{m}_s \cdot \left(v^{0,5} \cdot d^{-1,25} \right)^{0,23} = 16,8 \cdot \dot{m}_s \cdot v^{0,12} \cdot d^{-0,29} \quad (4-6)$$

zusammengefasst. Dabei ist α der Wärmeübergangskoeffizient in W/(m²·K), \dot{m}_s die Wasserbeaufschlagungsdichte in kg/(m²·s), v die Tropfengeschwindigkeit in m/s und d der Tropfendurchmesser in m, wobei der mittlere, auf das Volumen bezogene Tropfendurchmesser d_{30} benutzt wurde.

Der Hauptvorteil dieses Kühlverfahrens liegt darin, dass sich auf der heißen Oberfläche kein Wasserfilm ausbildet, wie dies bei der Spritzwasserkühlung der Fall ist. Somit tritt die Leidenfrostproblematik mit dem undefinierten Zusammenbruch des Dampffilms an Ecken und Kanten und dem einher gehenden örtlich sehr unterschiedlichen Wärmeübergang nicht auf. Um dies zu demonstrieren, wurde ein rechtwinkliges Profil mit der Spraykühlung von ca. 550 °C abgekühlt. Dazu wurde das Profil aus einem dünnen Blech gebogen und in gleicher Weise wie oben beschrieben untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass der Wärmeübergangskoeffizient örtlich gut eingestellt werden kann und dass die Leidenfrosttemperatur konstant bleibt, auch wenn die Kante direkt besprüht wird. Selbst bei der Abkühlung eines Ortes direkt neben der Kante bleibt die Kante weitgehend unbeeinflusst. Gegenüber der Spritzwasserkühlung besitzt dieses Kühlverfahren somit den Vorteil, dass der Wärmeübergang örtlich besser eingestellt werden kann. Die Einstellbarkeit des örtlichen Wärmeübergangs ist ähnlich der der Luftdüsen. Es werden mit der Spraykühlung aber sehr viel größere Wärmeübergangskoeffizienten erreicht, bei den durchgeführten Messungen bis ca. 3.000 W/(m²·K).

6 Anhang

6.1 Berechnung mittlere und charakteristischer Tropfendurchmesser

Mit dem Phasen-Doppler-Anemometer werden an einem bestimmten Ort im Wasserspray über eine Zeitspanne alle durch das Messvolumen hindurchtretenden Tropfen in ihrer Größe und Geschwindigkeit vermessen. Da die Flüssigkeit an den verwendeten Düsen chaotisch zerfällt, liegen die Messwerte in einer mehr oder weniger breiten Verteilung vor. So wurde beispielsweise bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Phasen-Doppler-Messungen an jedem angefahrenen Messpunkt 40.000 Tropfen hinsichtlich ihres Durchmessers und ihrer Geschwindigkeit vermessen. Das Interesse liegt nun darin, sich über die Vielzahl von Einzelmessungen einen Überblick zu verschaffen. Für die Tropfendurchmesser kann dies zunächst mit der Erstellung eines Verteilungsdiagramms geschehen. Hierbei unterscheidet man Dichte- und Summenverteilungen. Diese Verteilungen können jeweils für 4 sogenannte Mengenarten aufgestellt werden, nämlich die Anzahl, die Länge, die Fläche und das Volumen, oder nach Multiplikation mit der Dichte die Masse. Die meisten Berechnungsverfahren arbeiten aber mit nur einem Durchmesser. Aus diesem Grund muss ein mittlere Durchmesser gefunden werden, der alle vermessenen Einzeltropfen hinsichtlich einer bestimmten Eigenschaft charakterisiert. Für den Tropfendurchmesser sind dies mittlere und charakteristische Durchmesser.

Die charakteristischen Durchmesser werden aus den Summenverteilungen abgeleitet. In Kombination mit den Beschreibungsgrößen für die Durchmesserverteilung verschaffen sie einen Überblick über die Tropfengrößenverteilung.

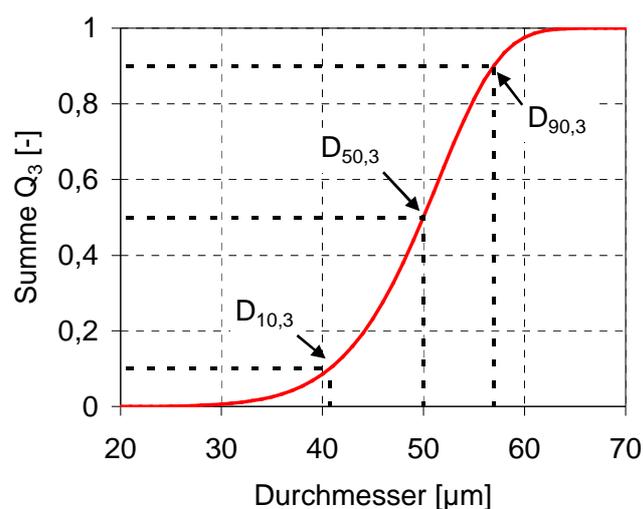


Bild 6-1: Volumen-Summenverteilung

Ein Beispiel für einen charakteristischen Durchmesser ist der Durchmesser, bei dem die Volumen-Summenverteilung den Wert 0,5 annimmt. Er wird mit $d_{50,3}$ bezeichnet. Teilt man die vermessenen Tropfen in einen Teil mit größerem Durchmesser als $d_{50,3}$ und einen Teil mit kleinerem Durchmesser als $d_{50,3}$ auf, so besitzen beide Teile das gleiche Volumen.

Ein Beispiel für eine Beschreibungsgröße der Durchmesserverteilung ist die Verteilungsbreite Δ . Sie wird aus charakteristischen Durchmessern über

$$\Delta = \frac{d_{90,3} - d_{10,3}}{d_{50,3}} \quad (6-1)$$

berechnet. Eine Summenverteilung und die soeben angesprochenen charakteristischen Durchmesser zeigt Bild 6-1.

Mittlere Durchmesser sind von ihren Charakter her völlig verschieden. Bekanntester Vertreter dieser Gruppe ist der Sauterdurchmesser d_{32} . Er besitzt das gleiche Verhältnis von Volumen zu Oberfläche wie das gesamte vermessene Tropfenspektrum. Legt man die Gesamtheit aller Tropfengrößen als Auflistung aller gemessenen Einzeltropfendurchmesser oder als Dichteverteilungskurve zu Grunde, so berechnen sich mittlere Durchmesser nach

$$d_{ab} = \left(\frac{\sum (\Delta N_i \cdot d_i^a)}{\sum (\Delta N_i \cdot d_i^b)} \right)^{\frac{1}{a-b}}, \quad (6-2)$$

mit d_i als mittlerer Klassendurchmesser und ΔN_i als Anzahl der Tropfen in der Klasse. Liegt eine Auflistung aller gemessenen Einzeltropfen vor, so ist d_i der Tropfendurchmesser und ΔN_i die Anzahl der Tropfen mit diesem Durchmesser. Zunächst ist anzunehmen, dass keine zwei gemessenen Tropfen mit exakt dem selben Durchmesser existieren. Bedenkt man aber, dass das Phasen-Doppler-Anemometer, wie die meisten digital arbeitenden Messgeräte, einen bestimmten, geräteabhängigen Messbereich mit einer begrenzten Genauigkeit auflösen, so ist mit steigender gemessener Tropfenzahl die Wahrscheinlichkeit, Tropfen mit exakt dem selben Durchmesser zu messen, hoch. Die gebräuchlichsten mittleren Durchmesser sind der mittlere, auf die Länge bezogene Durchmesser d_{10} , der mittlere, auf die Oberfläche bezogene Durchmesser d_{20} , der mittlere, auf das Volumen bezogene Durchmesser d_{30} , sowie der oben angesprochene Sauterdurchmesser d_{32} . Legt man alle gemessenen Einzeltropfen nebeneinander, misst die erhaltene Länge und teilt durch die Anzahl der Tropfen, so erhält man den mittleren, auf die Länge bezogenen Durchmesser d_{10} . Dieser Durchmesser entspricht dem Schwerpunkt der Anzahl-Dichteverteilung. Der mittlere, auf die Oberfläche bezogene Tropfendurchmesser d_{20} und der mittlere, auf das Volumen bezogene Tropfendurchmesser d_{30} sind repräsentative Durchmesser für die Oberfläche und das Volumen der vermessenen Tropfen. Der für diese Arbeit benutzte mittlere Tropfendurchmesser ist der mittlere, auf das Volumen bezogene Tropfendurchmesser d_{30} . Mit ihm und der Wasserbeaufschlagungsdichte \dot{m}_s kann beispielsweise die Tropfenfrequenz f über

$$f = \frac{\dot{m}_s}{\frac{\pi}{6} \cdot d_{30}^3 \cdot \rho_w} \quad \left[\frac{\text{Tropfen}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \right] \quad (6-3)$$

berechnet werden, mit ρ_w als Dichte der Tropfen und damit die von Wasser.

6.2 Bestimmung der Tropfengeschwindigkeit und -größe beim PDA

Bei der Phasen-Doppler-Anemometrie wird das Fernfeld-Streulichtmuster der beleuchteten Wassertropfen für ihre Durchmesser- und Geschwindigkeitsbestimmung benutzt.

6.2.1 Tropfendurchmesser

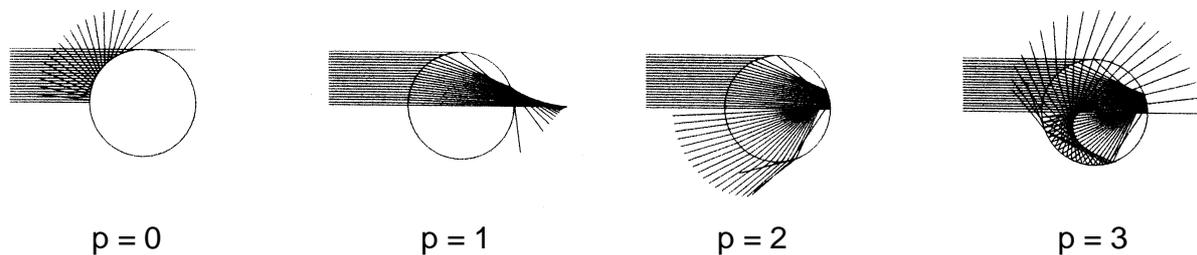


Bild 6-2: Streumodenvorgänge an einem Wassertropfen

Das Streulicht setzt sich aus gebeugtem, reflektiertem und gebrochenem Licht zusammen, wobei der gebeugte Lichtanteil bei der Phasen-Doppler-Anemometrie nicht genutzt wird. Bei Wassertropfen treten unter den meisten Beobachtungswinkeln sowohl gebrochenes, als auch reflektiertes Licht auf. Wie diese Lichtanteile der Beobachtungswinkel entstehen, ist in Bild 6-2 gezeigt. Dabei steht p für die einzelnen Streumodenvorgänge. $p = 0$ steht für Reflexion auf der Oberfläche, $p = 1$ für einfache Brechung, $p = 2$ für Brechung mit einfacher interner Reflexion usw.

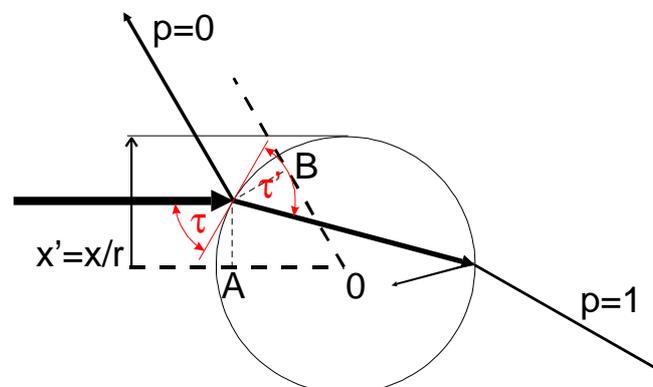


Bild 6-3: Bestimmung der Phasenverschiebung beim Referenzstrahlmodell

Betrachtet man einen Einzeltropfen, so kann die Phasenverschiebung des Streulichtes, das unter einem bestimmten Winkel beobachtet wird, berechnet werden. Dieser Berechnung liegt das sogenannte Referenzstrahlmodell zu Grunde [Bauckhage1990]. Dabei wird die Phasenverschiebung gegenüber einem durch die Mitte des Tropfens laufenden, virtuellen Lichtstrahls berechnet, der in die selbe Richtung wie der beobachtet Lichtstrahl ausfällt. In Bild 6-3 legt der reale Strahl des Streumodes $p=0$ gegenüber dem virtuellen eine um die Strecke A-0-B kürzeren Weg zurück. Dies ist seine Phasenverschiebung gegenüber dem einfallenden Lichtstrahl.

Da der Referenzstrahl nur virtueller Natur ist, wird das Streulicht des Tropfens unter zwei unterschiedlichen, bekannten Raumwinkeln mit optischen Empfängern beobachtet. Die Differenz der Phasenlage des Streulichts an den beiden Detektoren wird zur Durchmesserbestimmung genutzt. Üblicherweise sind beide Detektoren unter dem selben off-axis-Winkel ϕ angebracht, aber unter dem Elevator-Winkel ψ aus der x-y-Ebene gehoben (vgl. Bild 6-4).

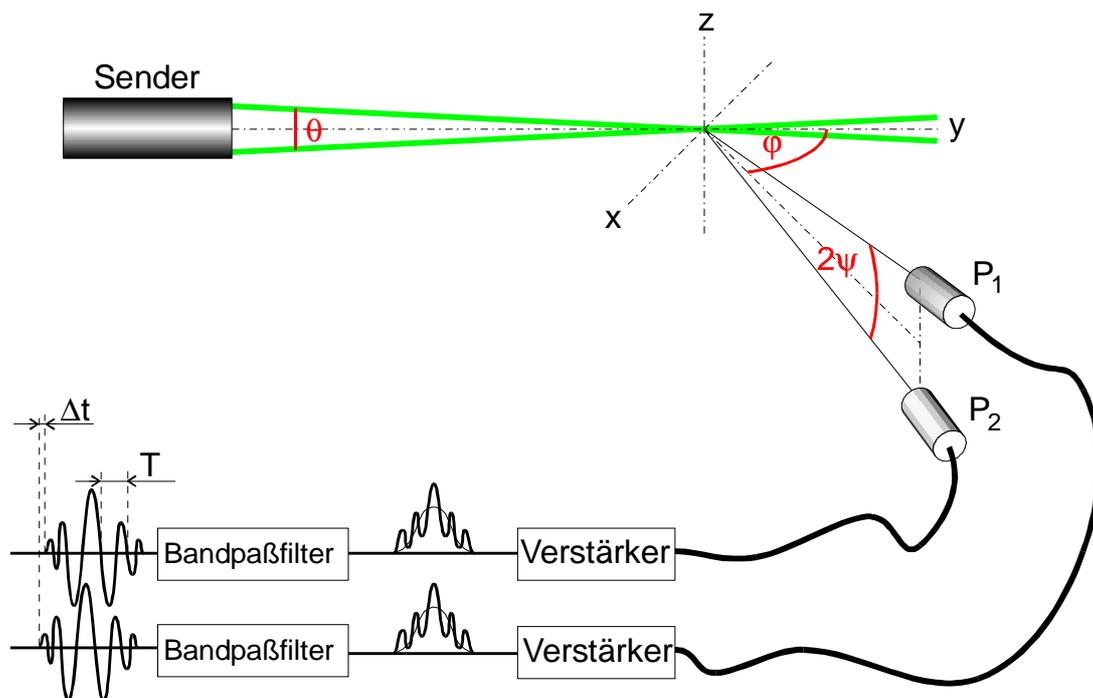


Bild 6-4: Positionierung der optischen Detektoren im Raum

Für diesen Fall kann der Tropfendurchmesser d aus der Phasenverschiebung Φ_{12} wie folgt berechnet werden:

$$d = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left(\frac{\lambda}{\pi \cdot n_k} \right) \cdot \Phi_{12}, \quad (6-4)$$

mit dem Faktor $b = b_R$ für Reflexion

$$\frac{b_R}{\sqrt{2}} = \sqrt{1 + \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \psi - \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \psi \cdot \cos \varphi} - \sqrt{1 - \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \psi - \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \psi \cdot \cos \varphi}, \quad (6-5)$$

und $b = b_B$ für Brechung

$$\frac{b_B}{2} = \sqrt{1 + n'^2 - \sqrt{2} \cdot n' \cdot \sqrt{1 + \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \psi + \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \psi \cdot \cos \varphi}} - \sqrt{1 + n'^2 - \sqrt{2} \cdot n' \cdot \sqrt{1 - \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \psi + \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \psi \cdot \cos \varphi}}. \quad (6-6)$$

n' ist nach Gleichung (6-7) das Verhältnis zwischen realen Anteil der Brechzahl der dispersen Phase n_d , also bei Wassertropfen in Luft der des Wassers, zum realen Anteil der Brechzahl der kontinuierlichen Phase n_k , also bei Wassertropfen in Luft der der Luft:

$$n' = \frac{n_d}{n_k}. \quad (6-7)$$

Die Brechzahl n ist dabei nach der allgemeinen Form

$$\tilde{n} = n \cdot (1 - \kappa \cdot i) \quad (6-8)$$

der Realteil des komplexen Brechungsindex \tilde{n} mit dem Absorptionsindex κ

$$\kappa = \frac{a \cdot \lambda}{4 \cdot \pi \cdot n}, \quad (6-9)$$

mit a als Absorptionskoeffizient. Bei Luft als kontinuierliche Phase kann der Absorptionsindex κ zu 0 und die Brechzahl der kontinuierlichen Phase n_k zu 1 gesetzt werden. Da im Rahmen dieser Arbeit der dominant gebrochene Lichtanteil des von einem Tropfen gestreuten Laserlichts genutzt wird (vgl. Abschnitt 6.3.1), muss demnach in Gleichung (6-6) der Brechungsindex von Wasser n' mit 1,33 eingesetzt werden [Bauckhage1996].

Aus geometrischen Betrachtungen ergibt sich für die Phasenverschiebung ebenfalls

$$\Phi_{12} = 2\pi \cdot \frac{\Delta t_{12}}{T}, \quad (6-10)$$

mit Δt_{12} als Zeitdifferenz zwischen den Signalen an den Detektoren und T als Periodendauer der Signale (vgl. Bild 6-4, Bild 6-5). Eine Phasenverschiebung größer 2π ist nicht eindeutig detektierbar, so dass der Messbereich auf 2π begrenzt ist.

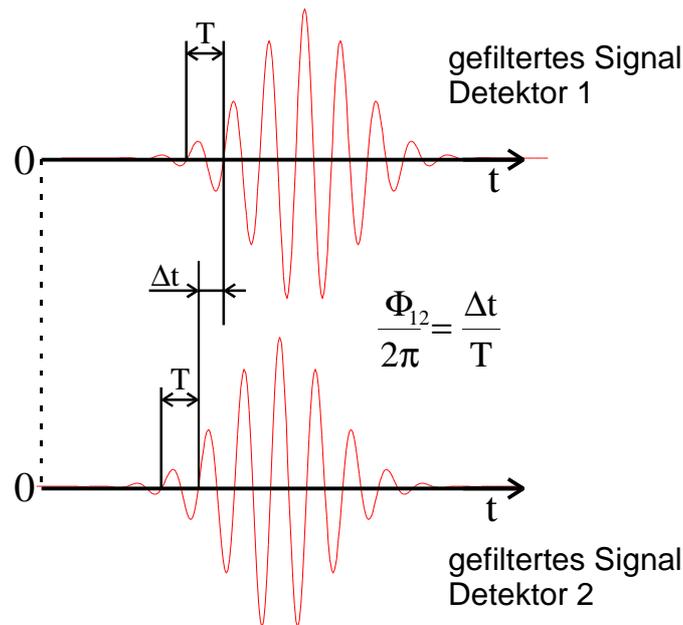


Bild 6-5: Geometrischer Zusammenhang zur Bestimmung der Phasenverschiebung der Detektorsignale

6.2.2 Tropfengeschwindigkeit

Beim Phasen-Doppler-Anemometer werden im Brennpunkt der Sendeoptik zwei Laserstrahlen gekreuzt. Infolge der Polarisation des Laserlichtes entsteht im Schnittpunkt ein Interferenzstreifenmuster. Der Abstand der Interferenzstreifen Δx kann über

$$\Delta x = \frac{\lambda}{2 \cdot \sin \frac{\theta}{2}} \quad (6-11)$$

berechnet werden, mit λ als Wellenlänge des Laserlichtes und θ als Öffnungswinkel zwischen den beiden Laserstrahlen. Nach dem Interferenzstreifenmodell [Ruck1987] streut ein Tropfen, der sich durch dieses Interferenzstreifenmuster bewegt, das Licht in dem Raum. Ein Detektor empfängt dieses Licht. Aus der Frequenz f des empfangenen Lichts kann die Teilchengeschwindigkeit v senkrecht zum Interferenzstreifenmuster über

$$v = \frac{f \cdot \lambda}{2 \cdot \sin \frac{\theta}{2}} \quad (6-12)$$

berechnet werden.

6.3 Wahl geeigneter Messeinstellungen beim PDA

6.3.1 Off-axis-Winkel

Bei der Vorbereitung von Phasen-Doppler-Messungen muss ein geeigneter off-axis-Winkel für die Messaufgabe gefunden werden. Dabei liegt die Wahl zwischen der Anordnung der

Empfangsoptik in Vorwärts- oder Rückstreurichtung. Die Rückstreurichtung wird bei einem möglichst einfachen experimentellen Aufbau gewählt. Die Vorwärtsstreurichtung wird ausgewählt, um eine möglichst hohe Streulichtintensität zu nutzen.

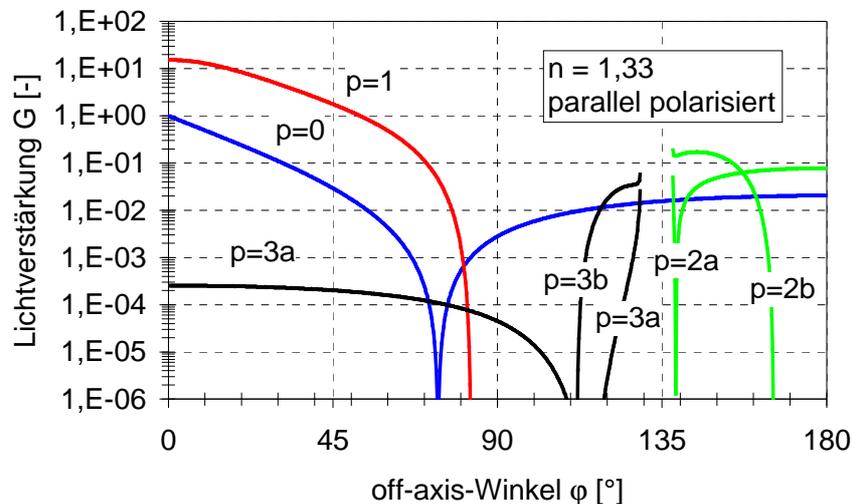


Bild 6-6: Streulichtintensität bei einem Wassertropfen

Bild 6-6 zeigt die Lichtverstärkung G , ein Maß für die Streulichtintensität, in Abhängigkeit vom Beobachtungswinkel oder off-axis-Winkel φ . Die einzelnen Kurvenverläufe unterscheiden sich in ihrem Streumode p , wobei auch Untermoden eingezeichnet sind (vgl. Abschnitt 6.2). Die Berechnungen sind für Wasser mit einem Brechungsindex von $n = 1,33$ und parallel polarisiertem Licht mit Hilfe eines Computerprogramms von M. Willmann [Willmann1996] durchgeführt. Im Programm werden die Regeln der geometrischen Optik angewandt. Die Streulichtintensität I berechnet sich aus der Lichtverstärkung G nach der Gleichung

$$I(\varphi, d) = \frac{I_0 \cdot d^2}{16 \cdot r_B^2} \cdot G(\varphi), \quad (6-13)$$

mit d als Tropfendurchmesser, r_B als Abstand zwischen Beobachter und Empfänger und I_0 als einfallende Lichtintensität. Wird vom Empfänger das Streulicht unter einem Beobachtungswinkel φ aufgefangen, so überlagert sich das gesamte eintreffende Licht der verschiedenen Streumodes. Da das Licht jedes Streumodes eine eigene Phasenlage besitzt, muss der off-axis-Winkel so gewählt werden, dass das Streulicht eines Modes dominiert. Bei Beobachtungswinkeln kleiner 80° ist das einfach gebrochene Streulicht $p = 1$ für alle Winkel dominant, so dass in diesem Vorwärtsstreubereich der Beobachtungswinkel unter dem Aspekt ausgewählt wird, dass das Streulicht eine hohe Intensität besitzt. So kann sichergestellt werden, dass auch kleine Tropfen, deren Streulichtintensität bedingt durch ihre Größe gering ist (Gleichung (6-13): $I \approx d^2$), noch sicher detektiert werden. Im Vorwärtsstreurichtung hat

sich für Wassertropfen ein Beobachtungswinkel von 30° bewährt. Dabei ist sichergestellt, dass keine Beeinflussung von gebeugtem Licht vorliegt, das für kleinere Beobachtungswinkel die höchste Lichtintensität besitzt. Man spricht dabei von der sogenannten Vorwärtskeule. Gebeugtes Licht ist in Bild 6-6 nicht eingezeichnet, da es in der Phasen-Doppler-Anemometrie nicht genutzt wird. Ist es aus messtechnischen Gründen nicht vermeidbar in Rückstreurichtung zu messen, so bietet sich für Wassertropfen ein Beobachtungswinkel von ca. $\varphi = 150^\circ$ an. Unter diesem Beobachtungswinkel ist das Streulicht mit dem Mode $p = 2$ dominant und eindeutig, in seiner Intensität aber um Größenordnungen unter der Lichtintensität in Vorwärtsstreurichtung.

6.3.2 Auswahl der Brennweiten von optischem Sender und Empfänger

Die Wahl der Brennweiten von optischem Empfänger und Sender ist bei einem vorhandenen PDA System durch die gerätetechnische Ausstattung begrenzt. Bei den durchgeführten Messungen bestand die Möglichkeit, zwischen den Brennweiten 1000 mm, 500 mm und 250 mm auszuwählen. Nach Gleichung (6-11) ist der Interferenzstreifenabstand um so geringer, je kleiner die Brennweite der Sendeoptik ist. Je kleiner der Interferenzstreifenabstand ist, desto geringer ist der maximale, messbare Tropfendurchmesser, wobei die Auflösung im messbaren Bereich durch Verkleinerung dieses Bereichs zu nimmt. Da bei den durchgeführten Untersuchungen kleine Tropfen vermessen werden sollten, konnte auch die kleinste Brennweite für den optischen Sender gewählt werden. Beim optischen Empfänger bietet sich ein kleiner Abstand zum Messvolumen an, da die Lichtintensität zu nimmt. Praktisch waren die kleinen Brennweiten für die in Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen aber ungeeignet, da sich, bedingt durch den geringen Abstand zum Wasserspray, an den Linsen innerhalb kürzester Zeit Wassertropfen niederschlugen, die die Messung stark behinderten. Aus diesem Grund wurden sowohl für den optischen Empfänger, als auch für den optischen Sender, eine Brennweite von 500 mm benutzt.

Bild 6-7 zeigt für das für die Messungen benutzte Phasen-Doppler-Anemometer und die vermessenen Wassertropfen mit einem Brechungsindex von $n = 1,33$, sowie einen gerätetechnisch gewählten off-axis-Winkel φ von 30° und die benutzten Brennweiten von 500 mm für optischen Sender und Empfänger die Phasenverschiebung zwischen Detektor 1 und Detektor 2 sowie zwischen Detektor 1 und Detektor 3 in Abhängigkeit vom Tropfendurchmesser. Dabei sind Mie-Rechnung und deren Linearisierung gegenüber gestellt. Die Mie-Rechnung gibt den genauen Verlauf wieder, wobei das PDA die lineare Zuordnung benutzt.

Die Phasenverschiebung zwischen Detektor 1 und Detektor 2 ist dabei immer kleiner als die zwischen Detektor 1 und Detektor 3. Dies ist im kleineren Abstand zwischen Detektor 1 und Detektor 2 begründet. Je kleiner der Abstand zwischen den Detektoren ist, desto kleiner ist die Phasenverschiebung, die ein Tropfen konstanten Durchmessers bei sonst identischen Messparametern erzeugt. Der Messbereich endet bei dem Tropfendurchmesser, bei dem die

Phasenverschiebung zwischen Detektor 1 und Detektor 2 den Wert 360° (2π) annimmt, hier in etwa bei einem Tropfendurchmesser d von $360 \mu\text{m}$.

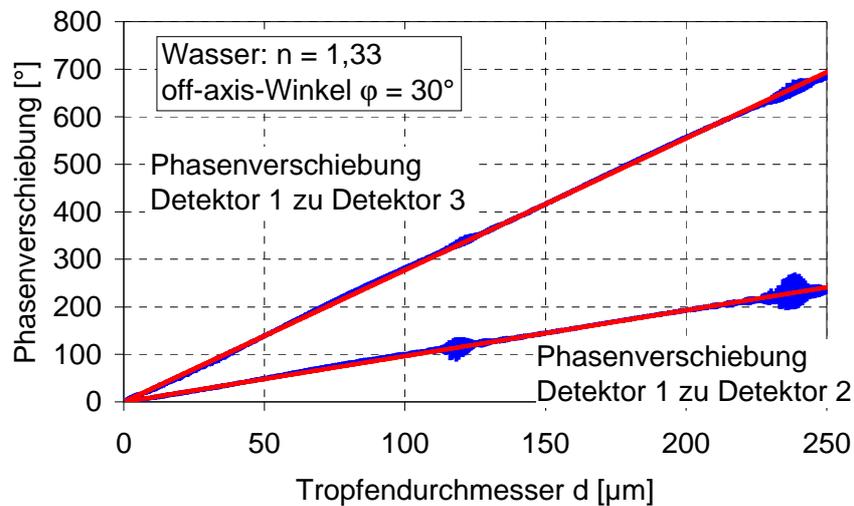


Bild 6-7: Phasenverschiebung bei Wassertropfen

6.4 Emissionsgradbestimmung der Oberflächenbeschichtung

Für die Bestimmung der Oberflächentemperatur mittels Infrarot-Thermographie ist es von großem Vorteil, wenn die betrachtete Oberfläche einen einheitlichen und großen Emissionsgrad aufweist. Aus diesem Grund wird die beobachtete Metalloberfläche mit einer hitzebeständigen Farbe beschichtet. Die Farbe, die im Handel als Ofenlack bezeichnet wird, besitzt eine Temperaturbeständigkeit bis ca. 700°C und im betrachteten Wellenlängenbereich einen Emissionsgrad von ca. 0,9. Für eine Temperaturmessung muss der Emissionsgrad möglichst als Funktion der Oberflächentemperatur genau bekannt sein. Aus diesem Grund wird der Emissionsgrad mit einer eigenen Messapparatur bestimmt. Die Messapparatur ist in Bild 6-8 skizziert.

Zwei der für die Wärmeübergangsmessungen benutzten Metallbleche mit den selben Abmaßen werden an ihren oberen und unteren Kanten mit einem Punktschweißgerät fest verbunden. Das so entstandene Testblech wird auf beiden Seiten gleichmäßig und gleich mit Farbe beschichtet. Zur elektrischen Kontaktierung wird das Testblech anschließend an der oberen und unteren Kante jeweils zwischen zwei Kupferbacken geklemmt. Zwischen die Metallbleche wird ein Thermoelement geschoben und horizontal befestigt. Die Spitze des Thermoelements befindet sich in der Mitte der betrachteten Metalloberfläche. Durch einen elektrischen Strom werden beide Metallbleche gleichmäßig beheizt. Von einer der beiden Testblechseiten wird die Oberflächentemperatur im Bereich der Thermoelementspitze mit dem Thermographiesystem bestimmt. Der Emissionsgrad der Oberfläche, den das Thermographiesystem zur Temperaturbestimmung benutzt, wird solange angepasst, bis die

vom Thermoelement und vom Thermographiesystem gemessenen Temperaturen übereinstimmen. Ist diese Übereinstimmung hergestellt, steht der Emissionsgrad ε für die gemessene Oberflächentemperatur fest (Wertepaar: $[\varepsilon, T]$). Durch die Veränderung des elektrischen Stroms, der die Bleche durchfließt, wird im interessierenden Temperaturbereich für verschieden Oberflächentemperaturen der Emissionsgrad bestimmt und so der Emissionsgrad der Oberfläche temperaturabhängig bestimmt.

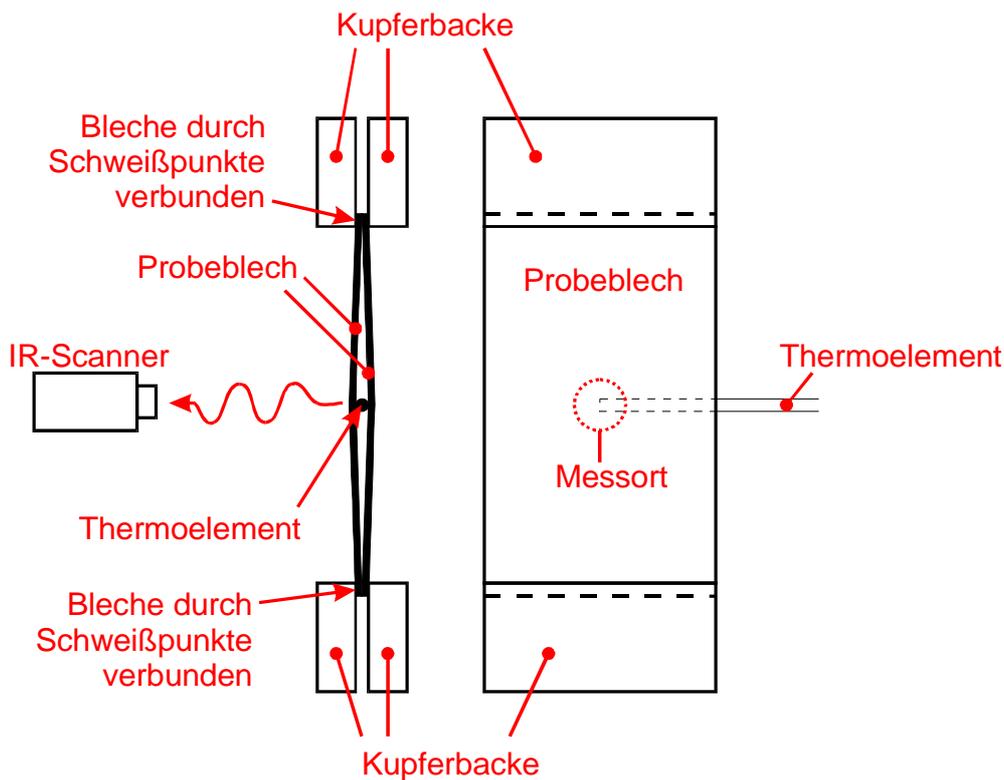


Bild 6-8: Messapparatur zur Bestimmung des Emissionsgrads der Blechbeschichtung

Bei dieser Messmethode wird davon ausgegangen, dass die Oberflächentemperatur gleich der Mittentemperatur ist. Der bei der Messung auftretende Temperaturunterschied zwischen dem Ort des Thermoelements, also der Mitte zwischen beiden Blechen, und der Oberfläche kann vereinfacht mit der Fourierschen Differentialgleichung für kartesische Koordinaten berechnet werden. Für den eindimensionalen, stationären Fall lautet sie

$$\frac{d^2T}{dx^2} = -\frac{\dot{q}_v}{\lambda}, \quad (6-14)$$

wobei die Stoffwerte als konstant angenommen werden. Da die Anordnung der Metallbleche symmetrisch ist, wird bei der Berechnung des Temperaturunterschieds zwischen Mitte und Blechoberfläche nur ein Metallblech betrachtet, das auf der einen Seite Wärme über Konvektion und Strahlung abgibt und zur anderen Seite als adiabat angenommen wird (vgl. Bild 6-9). Für diesen Fall berechnet sich der Temperaturunterschied zwischen Mitte und Blechoberfläche nach Integration von Gl. (6-14) zu

$$\Delta T = T(x=0) - T(x=s) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{q}_v}{\lambda} \cdot s^2. \quad (6-15)$$

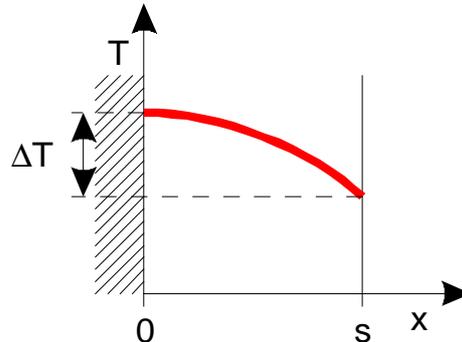


Bild 6-9: Temperaturunterschied zwischen Blechmitte und -oberfläche

Da für die Wärmeabgabe an die Umgebung sowohl Strahlung als auch Konvektion berücksichtigt wird, wird die Oberflächentemperatur über die Energiebilanz an der Oberfläche ($x = s$)

$$-\lambda \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=s} = \dot{q}_v \cdot s = \alpha \cdot (T_o - T_{Um}) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_o^4 - T_{Um}^4) \quad (6-16)$$

berechnet. Die Oberflächentemperatur T_o kann mit dieser Gleichung iterativ bestimmt werden.

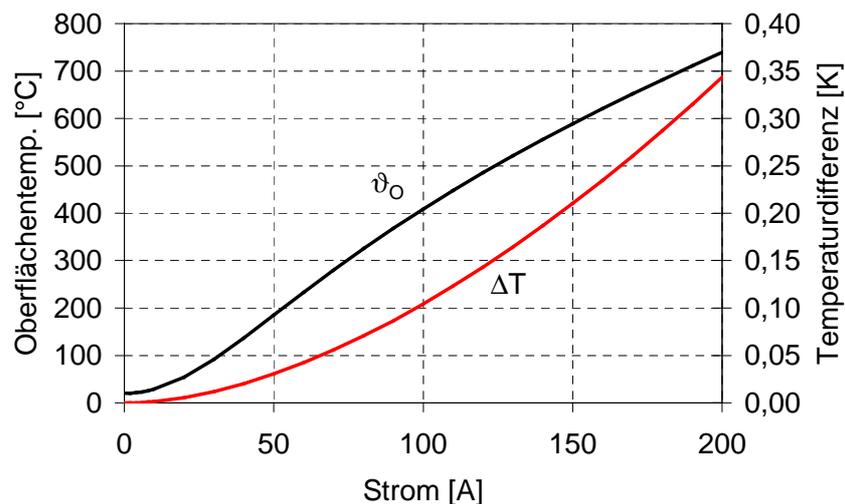


Bild 6-10: Oberflächentemperatur und Temperaturdifferenz am Metallblech

In Bild 6-10 ist die Oberflächentemperatur ϑ_0 und die Temperaturdifferenz zwischen Thermoelement und Oberfläche ΔT in Abhängigkeit vom Stromfluss durch das Blech I dargestellt. Dabei wird von einem 50 mm breiten und 0,3 mm dicken Blech aus Inconell 600

ausgegangen. Der Wärmeübergangskoeffizient α wird mit $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ und der Emissionsgrad der Oberfläche ε mit $0,9$ angenommen. σ Bezeichnet die Stefan-Boltzmann-Konstante. Wie zu erwarten steigt die Oberflächentemperatur mit steigendem Strom an. Auch die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Thermoelement steigt an und besitzt für den maximal einstellbaren Stromfluss durch ein Blech den größten Wert von $0,35 \text{ K}$. Auf Grund dieser geringen maximalen Temperaturdifferenz wird diese bei der Bestimmung des Emissionsgrades der Oberfläche nicht berücksichtigt.

6.5 Verteilung der Wärmequelle über das Probeblech

Die Berechnung der elektrischen Wärmequelle nach Gleichung (3-10) setzt eine Gleichverteilung der Wärmequelle über das gesamte Probeblech voraus. Daraus folgt, dass die Stromdichte i für jede Stelle des Probeblechs nach

$$i = \frac{I}{b \cdot s} \quad (6-17)$$

berechnet werden kann. Dabei ist I der Gesamtstrom, b die Blechbreite und s die Blechdicke. Diese Annahme ist streng genommen nur für eine homogene Blechtemperatur gültig. Vergleicht man mit Bild 3-5, so ist zu erkennen, dass über die Blechoberfläche starke Temperaturunterschiede auftreten. Dabei soll vereinfachend angenommen werden, dass eine zweidimensionale Temperaturverteilung vorliegt, an einem bestimmten Ort also über die Blechdicke kein Temperaturunterschied auftritt. Für die stationären Messungen sind die Temperaturunterschiede über die Oberfläche prinzipbedingt größer als für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten instationären Messungen. Treten über die Probeblechoberfläche Temperaturunterschiede auf, so entsteht durch die Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands eine Verteilung des spezifischen elektrischen Widerstands über das Probeblech. In kalten Blechbereichen wird der spezifische elektrische Widerstand geringer sein als in heißen. Dies hat zur Folge, dass in kälteren Bereichen eine höhere Stromdichte auftritt als in heißen. Zum einen ist die elektrische Quellleistung durch den niedrigeren spezifischen elektrischen Widerstand in Bereichen mit geringerer Temperatur geringer, zum anderen vergrößert sich die Stromdichte in diesen Bereichen, was diesem Effekt entgegen wirkt und zu einer erhöhten elektrischen Quellleistung führt.

Dies soll anhand eines Beispiels, das in Bild 6-11 skizziert ist, verdeutlicht werden: Unterteilt man das Probeblech in eine linke und eine gleich große rechte Hälfte und stellt einen Stromfluss von $I = 100 \text{ A}$ ein, so wird nur bei gleicher Temperatur beider Hälften jeweils ein Strom von 50 A durch jede Hälfte fließen. Die elektrische Leistung beider Blechhälften ist gleich groß. Erhöht sich der elektrische Widerstand der rechten Hälfte durch eine Temperaturerhöhung um 10% , so fließen in der heißen rechten Hälfte ein kleinerer Strom von $47,6 \text{ A}$, in der kalten linken ein größerer Strom von $52,4 \text{ A}$. Auch die elektrische Leistung ist trotz des geringeren elektrischen Widerstands in der kalten linken Hälfte um 10% höher als in der warmen rechten Hälfte.

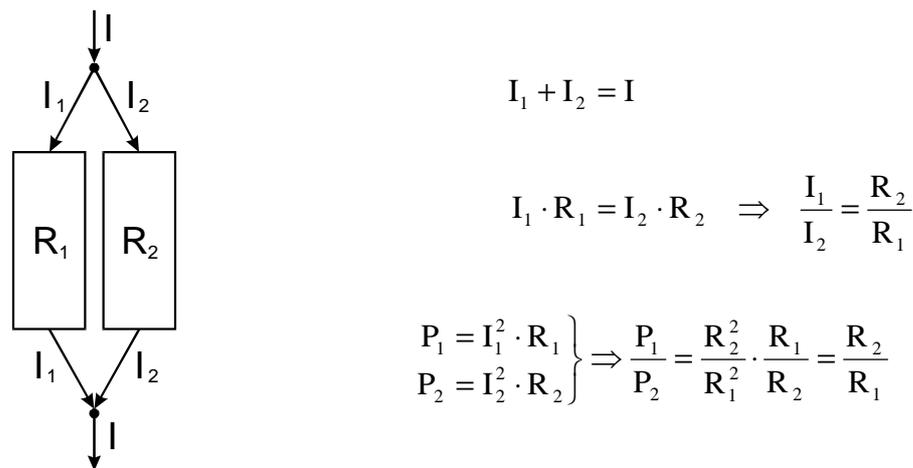


Bild 6-11: Strom und Leistung bei einer Aufteilung in 2 Blechhälften

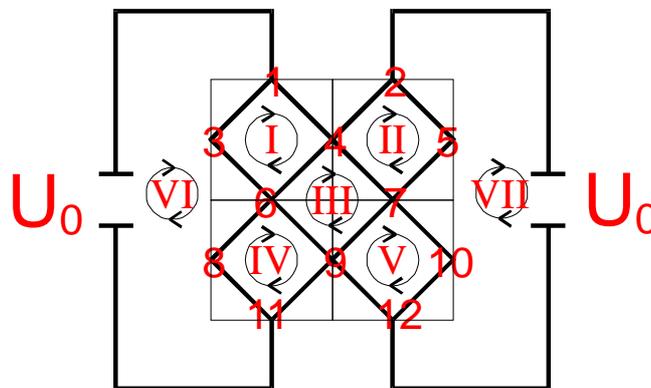


Bild 6-12: Diskretisierung des Probeblechs in 4 Bereiche.

Zur Beurteilung der wirklichen Verteilung der elektrischen Quelldichte über das Probeblech bei einem aufgeprägten Temperaturprofil wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Computerprogramm entwickelt, das bei vorgegebener, zweidimensionaler Temperaturverteilung über das Probeblech, z.B. mit der Thermographiesystem bestimmt, die Verteilung der elektrischen Quelldichte über das Probeblech berechnet. Das Programm diskretisiert das Probeblech in $b^* \times l^*$ quadratische Teilstücke gleicher Größe, wobei die Dimensionierung nach $\frac{b^*}{l^*} = \frac{b}{l}$ dem Größenverhältnis des Bleches angepasst ist

(b : Blechbreite, l : Blechlänge). Anschließend wird ein elektrisches Netzwerk aus Knoten und Zweigen erzeugt. Jedem Zweig wird ein diskreter elektrischer Widerstand zugeordnet. Das erzeugte elektrische Netzwerk wird über eine Maschenanalyse mit dem sogenannten Kreisstromverfahren gelöst (vgl. [Hering1994]).

Zur Veranschaulichung wird das Probeblech in Bild 6-12 in 2×2 Bereiche aufgeteilt. Die Knoten des elektrischen Netzwerks sind mit lateinischen Ziffern von 1 bis 12 gekennzeichnet.

Die Maschen sind mit römischen Ziffern von I bis VII gekennzeichnet. Die Anzahl der unabhängigen Maschengleichungen m berechnet sich über

$$m = z - (k - 1), \quad (6-18)$$

mit $z = 18$ als Anzahl der Zweige und $k = 12$ als Anzahl der Knoten zu $m = 7$. Zur Lösung des Netzwerkes wird formal folgende Matrix aufgestellt:

$$\begin{array}{c|cccccc|c} & I_1 & I_2 & I_3 & \dots & I_m & \\ \hline \text{Masche 1} & R_{11} & a_{12}R_{12} & a_{13}R_{13} & \dots & a_{1m}R_{1m} & U_1 \\ \text{Masche 2} & a_{21}R_{21} & R_{22} & a_{23}R_{23} & \dots & a_{2m}R_{2m} & U_2 \\ \text{Masche 3} & a_{31}R_{31} & a_{32}R_{32} & R_{33} & \dots & a_{3m}R_{3m} & U_3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \text{Masche m} & a_{m1}R_{m1} & a_{m2}R_{m2} & a_{m3}R_{m3} & \dots & R_{mm} & U_m \end{array} \cdot \quad (6-19)$$

Die Abkürzungen bedeuten:

- I_x : Maschenstrom in der Masche x .
- U_x : Summe aller Quellspannungen der Masche x (Vorzeichen gegen Umlaufsinn der Masche).
- R_{xx} : Summe aller Zweigwiderstände in der Masche x .
- R_{xy} : Widerstand, der von den Maschenströmen I_x und I_y gemeinsam durchflossen wird.
- a_{xy} : Vorzeichenfaktor: I_x und I_y gleichsinnig: $a_{xy} = 1$
 I_x und I_y gegensinnig: $a_{xy} = -1$

Unter der Annahme, dass alle Zweige einen Widerstand von $R_{xy} = 1 \Omega$ besitzen, ergibt sich nach der Vorschrift Gleichung (6-19) und Bild 6-12 folgende Matrix:

$$\begin{array}{ccccccc|c} I_1 & I_2 & I_3 & I_4 & I_5 & I_6 & I_7 & \\ \hline 4 & 0 & -1 & 0 & 0 & -2 & 0 & 0 \\ * & 4 & -1 & 0 & 0 & 0 & -2 & 0 \\ * & * & 4 & -1 & -1 & 0 & 2 & 0 \\ * & * & * & 4 & 0 & -2 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & 4 & 0 & -2 & 0 \\ * & * & * & * & * & 4 & 0 & U_0 \\ * & * & * & * & * & * & 4 & -U_0 \end{array} \cdot \quad (6-20)$$

Hierbei ist nur der obere Teil der Matrix eingetragen, da die Matrix symmetrisch zur Hauptdiagonalen $R_{11} \dots R_{77}$ ist. Somit ergeben sich die mit * gekennzeichneten Matrixelemente aus den eingetragenen. Die Matrix Gleichung (6-20) stellt ein lineares Gleichungssystem da. Das Computerprogramm löst dieses Gleichungssystem nach dem Gaußschen Algorithmus mit Triangulierung der Matrix und anschließendem rückwärts einsetzen (siehe [Faires1994]). Bei dem betrachteten Beispiel ergibt sich unter der Annahme von $U_0 = 1 \text{ V}$ für jeden Strang ein Strom von $I = 0,25 \text{ A}$ und somit einen gesamten Stromfluss

von 1 A. Die Stromdichte ist somit $i = 1/(b \cdot s)$ A/m². Bei der Diskretisierung des Bleches in $b^* \times l^*$ Bereiche entsteht ein Gleichungssystem mit $2 \cdot b^* \cdot l^* + b^* - l^* + 1$ Unbekannten Maschenströmen. Wird das Blech also in 40×50 Teile diskretisiert, wird ein Gleichungssystem mit 3991 Unbekannten Maschenströmen gelöst.

Für die Berechnung der wirklichen Quellleistungsverteilung im Blech wird das Probeblech aus der verwendeten Metalllegierung Inconell 600, auch bekannt unter Alloy 600, in 50×60 Teilstücke unterteilt. Dies ist in etwa der Probeblechdimension angepasst. Als Verteilung der Temperatur wird eine Gaußsche Verteilung angenommen, wobei im Zentrum die niedrigste Temperatur mit 200 °C angenommen ist, die zum Rand auf 800 °C ansteigt. Die sich aus dieser Temperatur ergebene Verteilung des elektrischen Widerstands über das Probeblech ist in Bild 6-13 gezeigt.

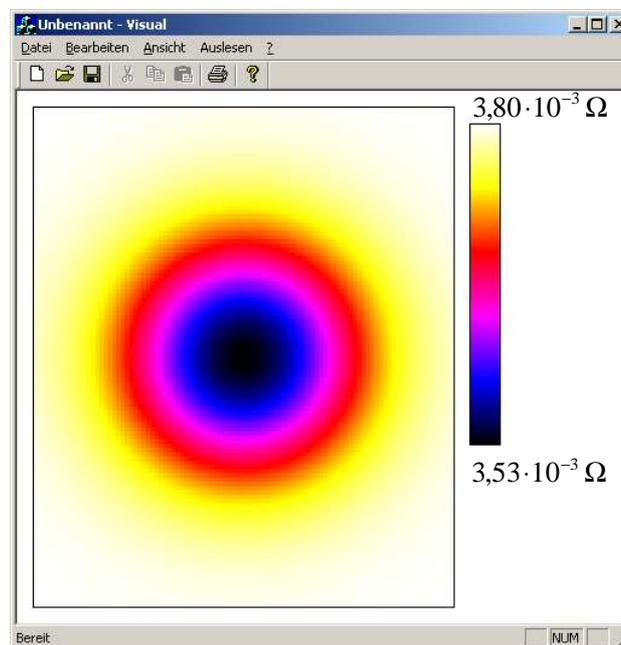


Bild 6-13: Widerstandsverteilung auf dem Metallblech, 50 × 60 Teilstücke

In der Mitte des Probeblechs ist durch die tiefe Temperatur der elektrische Widerstand kleiner als am Rand. Die Skala trägt dabei die Einheit Ohm. Dies ist der Widerstand eines Zweigs nach Bild 6-12. Da für die Diskretisierung quadratische Teilstücke verwendet wurden, ergibt sich der Widerstand eines Zweigs, in dem der spezifische elektrische Widerstand des Metallblechs an dieser Stelle mit der Blechdicke s , hier 0,3 mm, multipliziert wird. Inconell 600 hat bei einer Temperatur von 200 °C in etwa einen spezifischen elektrischen Widerstand von $0,106 \cdot 10^{-5}$ Ω·m. Somit ergibt sich im Zentrum der Zweigwiderstand zu $3,53 \cdot 10^{-3}$ Ω. Für 800 °C ergibt sich ein spezifischer elektrischer Widerstand von $0,114 \cdot 10^{-5}$ Ω·m und somit ein Zweigwiderstand am Rand von $3,80 \cdot 10^{-3}$ Ω (Stoffwerte siehe Abschnitt 6.6). Mit der Verteilung des elektrischen Widerstands über das Probeblech werden die Maschenströme und damit die Zweigströme bei einer den durchgeführten Messungen angepassten anliegenden

Spannung von $U_0 = 1 \text{ V}$ berechnet. Durch den linearen Zusammenhang zwischen anliegender Spannung und Strom bleibt das Verhältnis der einzelnen Zweigströme zueinander auch für andere Spannungen erhalten. Da das Verhältnis der Quelleistungen direkt von der Verteilung der spezifischen Widerstände abhängt, bleibt auch das Verhältnis der Quelleistungen der Zweige zueinander erhalten (siehe Gleichungen in Bild 6-11).

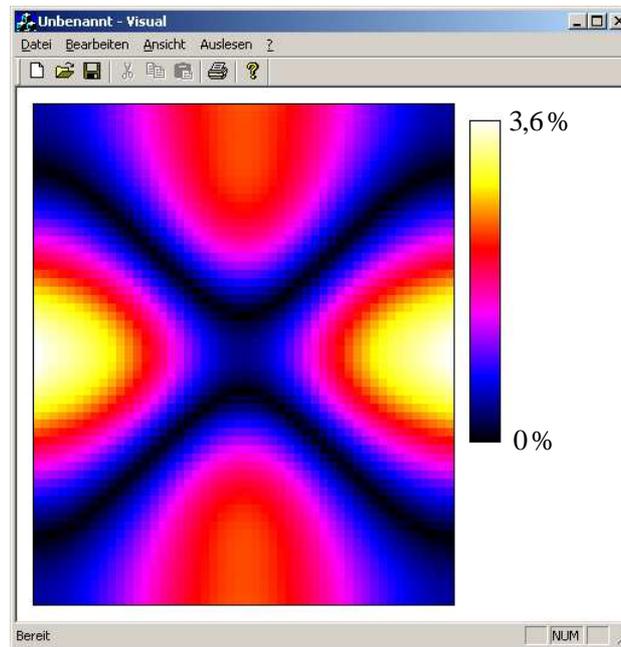


Bild 6-14: Abweichung vereinfachten Quelleistungsberechnung von der der wirklichen Quelleistung

In Verbindung mit den Zweigwiderständen wird die elektrische Leitung der diskretisierten Teilstücke mit den Zweigströmen berechnet. Diese Quelleistung jedes Teilstücks wird mit der mittleren Quelleistung verglichen. Die mittlere Quelleistung wird dabei mit dem Gesamtstrom, der durch das Blech fließt, und dem mittleren Blechwiderstand berechnet. Der mittlere Blechwiderstand wird aus der linearen, mittleren Blechtemperatur berechnet. Bild 6-14 zeigt für jedes diskretisierte Teilstück die Abweichung des mittleren, nach der zuvor beschriebenen Vorschrift berechneten Quellleistung, zur berechneten wirklichen Quelleistung. Rechnet man also mit der mittleren Quelleistung, ist bei der zu Grunde liegenden Temperaturverteilung mit angenommener hoher Spannweite der maximal auftretende Fehler bei der Quellleistungsberechnung bei 3,6 %. In der Mitte und auf den Hauptdiagonalen ist der Fehler am kleinsten.

Für die Auswertung der mit dem Thermographiesystem aufgenommen Sequenzen bedeutet dies, dass der Fehler, der durch die Benutzung der mittleren Quellleistung auftritt, vertretbar klein ist, zumal für die Auswertung der Sequenzen im Rahmen dieser Arbeit lediglich die Mitte des Probeblechs wichtig ist. Somit kann die Quelleistung nach Gleichung (3-10) berechnet werden, indem der spezifische elektrische Widerstand ρ_{el} temperaturabhängig mit der linear gemittelten Probeblechtemperatur berechnet wird. Soll die Auswertung auch

außerhalb des Zentrums durchgeführt werden, so empfiehlt es sich, die Auswertung auf den Hauptdiagonalen durchzuführen, da dort der auftretende Fehler ebenfalls gering ist.

6.6 Beschreibung der Sequenzauswertung mit dem Computerprogramm „IR-Calc“

Zur Bestimmung des Wärmeübergangs bei der Spraykühlung wird ein Testblech mit einem Wasserspray von einer Anfangstemperatur an abgekühlt. Der Abkühlvorgang wird mit dem Thermographiesystem in einer Sequenz von Einzelbildern aufgezeichnet. Das Messverfahren ist in Abschnitt 3.4 beschrieben. Zur Auswertung der Sequenzen wurde im Rahmen dieser Arbeit das Computerprogramm „IR-Calc“ entwickelt.

Zunächst werden mit dem zum Thermographiesystem gehörenden Programm „AGEMA Research“ für die auszuwertende Sequenz die zeitlichen Temperaturverläufe von 7 Pixeln und die mittlere Temperatur einer rechteckigen Fläche ausgelesen und tabellarisch als Wertepaar [Zeit t , Temperatur T] abgespeichert. Bei der Wahl der Pixel und der Fläche wird wie folgt vorgegangen: Zunächst wird das Zentrum des Sprühstrahls ermittelt. Anschließend wird das Pixel gesucht, das den Ort auf der Probedlechoberfläche repräsentiert, für den die Auswertung durchgeführt werden soll. Dieses Pixel wird im weiteren als Hauptpixel bezeichnet. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Wärmeübergangskoeffizienten im Zentrum des Sprühstrahls und 5 mm außerhalb dieses Zentrums bestimmt. Anschließend werden in radialer Richtung auf jeder Seite des Hauptpixels jeweils 3 weitere Pixel positioniert, deren Temperaturen wie die des Hauptpixels zeitabhängig ausgelesen werden.

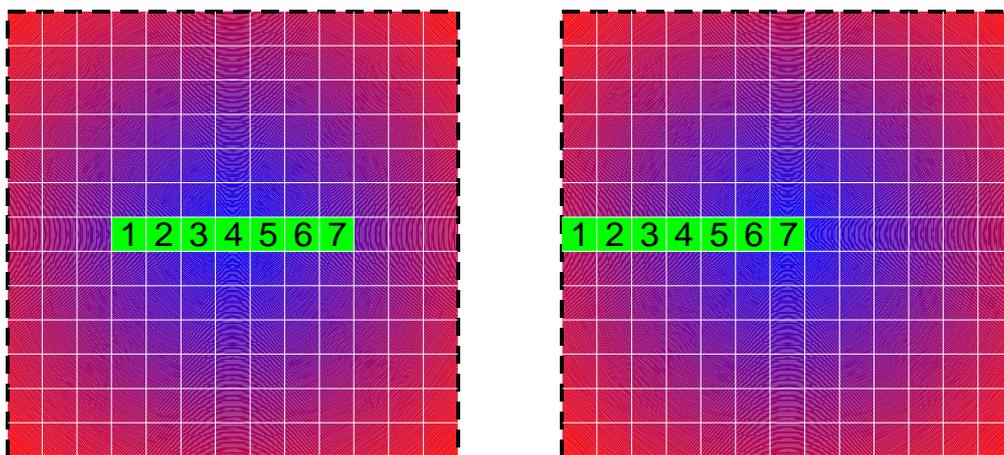


Bild 6-15: Positionierung der Pixel im Sprühstrahlzentrum (links) und außerhalb (rechts)

In Bild 6-15 ist das Hauptpixel jeweils mit der Zahl 4 gekennzeichnet, es ist also das mittlere aller 7 Pixel. Im linken Teilbild wird somit der Wärmeübergangskoeffizient für das Sprühstrahlzentrum bestimmt, da sich das Hauptpixel genau im sich abbildenden Zentrum des Sprühstrahls befindet. Im rechten Teilbild wird der Wärmeübergangskoeffizient an einem Ort außerhalb dieses Zentrums bestimmt. Der genaue Ort, der nur durch den radialen Abstand

vom Zentrum beschrieben wird, kann ermittelt werden, wenn bekannt ist, wie viele Pixel pro Längeneinheit vorhanden sind (Pixel/mm). Dies wird durch ausmessen einer bestimmten Strecke an der Versuchsanlage und späterem Vergleich mit einem IR-Bild berechnet und hängt neben benutzter Optik und Vorsatzlinsen vom Abstand zwischen Probeblech und IR-Scanner ab. In beiden Fällen, also im linken und im rechten Teilbild von Bild 6-15, sind die Nebapixel 1,2,3,5,6 und 7 radial zum Sprühstrahlzentrum angeordnet.

Die oben angesprochene rechteckige Fläche wird so gewählt, dass die mittlere Temperatur dieser Fläche die lineare mittlere Oberflächentemperatur des gesamten Probebleches wieder gibt.

Die zeitlichen Temperaturverläufe der Pixel und der rechteckigen Fläche werden vom Programm IR-Calc als Eingangsdaten benutzt. Es handelt sich dabei um eine Liste mit der Form

$$\begin{array}{c|cccccccc}
 t_n & T_{1,n} & T_{2,n} & T_{3,n} & T_{4,n} & T_{5,n} & T_{6,n} & T_{7,n} & T_{8,n} \\
 \hline
 t_1 & T_{1,1} & T_{2,1} & T_{3,1} & T_{4,1} & T_{5,1} & T_{6,1} & T_{7,1} & T_{8,1} \\
 t_2 & T_{1,2} & T_{2,2} & T_{3,2} & T_{4,2} & T_{5,2} & T_{6,2} & T_{7,2} & T_{8,2} \\
 t_3 & T_{1,3} & T_{2,3} & T_{3,3} & T_{4,3} & T_{5,3} & T_{6,3} & T_{7,3} & T_{8,3} \\
 \vdots & \vdots
 \end{array} , \quad (6-21)$$

wobei von dem Bild n einer Sequenz, das zum Zeitpunkt t_n aufgezeichnet wurde, die Temperaturen der Pixel 1 bis 7, $T_{1,n}$ bis $T_{7,n}$, und die mittlere Temperatur der quadratischen Fläche $T_{8,n}$ ausgelesen werden. Zunächst werden alle ausgelesenen Temperaturen nach der in Abschnitt 3.4.2 beschriebenen Vorschrift mit dem temperaturabhängigen Emissionsgrad ϵ korrigiert. Für den betrachteten Ort auf dem Probeblech (Pixel 4), dessen Temperatur T_4 beträgt, wird anschließend für jede aufgezeichnete Zeit der Quellterm durch Leitung nach Gleichung (3-16) berechnet. Dies ist in der Tabelle 6-1 mit Zahlenwerten dargestellt, wobei angenommen wird, dass die Wärmeleitfähigkeit λ konstant ist, dass die Pixeldichte 1 Pixel/mm beträgt und sich das Hauptpixel (Pixel 4), wie im linken Teilbild von Bild 6-15 gezeigt, im Zentrum des Sprühstrahls und somit an der Ortskoordinate $r = 0$ befindet:

Tabelle 6-1: Rechenbeispiel zur Berechnung der Wärmequelle durch Leitung

(1) Pixel:	1	2	3	4	5	6	7
(2) Koord. r:	-3	-2	-1	0	1	2	3
(3) Temp. T (fiktiv):	9	4	1	0	1	4	9
(4) Koord. r:		-2,5	-1,5	-0,5	0,5	1,5	2,5
(5) Steig. $\frac{\Delta T}{\Delta r}$:		-5	-3	-1	1	3	5
(6) $r \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r}$:		12,5	4,5	0,5	0,5	4,5	12,5
(7) Koord. r:		-2	-1	0	1	2	
(8) $\frac{\Delta\left(r \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r}\right)}{\Delta r}$:		-8	-4	undef.	4	8	
(9) $\frac{1}{r} \cdot \frac{\Delta\left(r \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r}\right)}{\Delta r}$:		4	4		4	4	

Zunächst wird jedem Pixel (1) eine Ortskoordinate r zugeordnet (2). Anschließend wird die Steigung der Temperatur (3) zwischen zwei benachbarten Pixeln $\frac{\Delta T}{\Delta r}$ berechnet (5) und mit der Ortskoordinate r (4) multipliziert. Die Ortskoordinate ist dabei der geometrische Mittelpunkt zwischen beiden betrachteten Pixeln. Es sind nun neue Wertepaare $\left[r, \left(r \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r} \right) \right]$

entstanden, von denen wiederum die Steigung nach $\frac{\Delta\left(r \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r}\right)}{\Delta r}$ bestimmt (8) und durch die mittleren Ortskoordinate r (7) dividiert wird (9). Wie gut zu erkennen ist, versagt das Rechenschema für die Ortskoordinate $r=0$, wenn einem der Pixel 2 bis 6 diese

Ortskoordinate zugeordnet ist. In diesem Fall wird der Ausdruck $\frac{1}{r} \cdot \frac{\Delta\left(r \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r}\right)}{\Delta r}$ für 4 Punkte berechnet. Ansonsten wird der Ausdruck für die 5 Punkte berechnet. Anschließend wird ein linearer Mittelwert aus den berechneten Werten gebildet, mit dem im weiteren gerechnet wird. Der mittlere Ausdruck wird mit der Wärmeleitfähigkeit λ

$$\lambda = 14,4334 \cdot \left(1 + 0,0010748 \cdot \vartheta + 6,5 \cdot 10^{-8} \cdot \vartheta^2 \right), \quad (6-22)$$

[Ruan1994] und -1 multipliziert, und somit der Quellterm durch Wärmeleitung an dem betrachteten Ort, der durch das Hauptpixel (Pixel 4) gekennzeichnet ist, berechnet. Somit ist

für jedes Bild einer Sequenz, das zum Zeitpunkt t_n aufgezeichnet wurde, über die gemessenen Temperaturen hinaus ebenfalls der Quellterm durch Leitung am betrachteten Ort, der durch das Hauptpixel markiert ist, bestimmt.

Zur weiteren Berechnung wird der Datensatz nun wie folgt umgestellt:

$$\begin{array}{c|ccc}
 t_n & T_{4,n} & T_{8,n} & \dot{q}_{\lambda,n} \\
 \hline
 t_1 & T_{4,1} & T_{8,1} & \dot{q}_{\lambda,1} \\
 t_2 & T_{4,2} & T_{8,2} & \dot{q}_{\lambda,2} \\
 t_3 & T_{4,3} & T_{8,3} & \dot{q}_{\lambda,3} \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots
 \end{array}, \quad (6-23)$$

wobei nur die Temperatur des Hauptpixels T_4 und die mittlere Temperatur des Probblechs T_8 sowie der Quellterm durch Leitung \dot{q}_λ zur weiteren Berechnung genutzt werden. Das Programm berechnet aus dem so umgestellten Datensatz nach Gleichung (6-23) den zeitlichen Verlauf des durch den Sprühstrahl hervorgerufenen Wärmeübergangskoeffizienten am betrachteten Ort. Dazu werden nun vom zeitlichem Temperaturverlauf der beiden Temperaturen, wie in Tabelle 6-2 gezeigt, die mittleren Temperaturen T_m zwischen zwei Wertepaaren $[t_n, T_n]$ und $[t_{n+1}, T_{n+1}]$ über

$$T_m(n, n+1) = \frac{T_n + T_{n+1}}{2} \quad (6-24)$$

berechnet. Zusätzlich wird für das Hauptpixel der mit den beiden Wertepaaren berechnete lineare Temperaturgradient über

$$\frac{\Delta T}{\Delta t}(n, n+1) = \frac{T_{n+1} - T_n}{t_{n+1} - t_n} \quad (6-25)$$

berechnet. Um eine zeitliche Zuordnung zu erhalten, kann korrekter Weise auch die mittlere Zeit zwischen zwei Wertepaaren berechnet werden. Da aber der vom Sprühstrahl hervorgerufene Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur dargestellt werden soll, wird dieser Wert nicht benötigt. Mit der mittleren Temperaturen $T_{4,m}$ (entspricht der Oberflächentemperatur T_O), dem während der Messung konstant gehaltenen Strom I , der gemessenen Umgebungstemperatur $T_{U,m}$, der gemessenen Sprühstrahltemperatur T_{Sp} , der Blechdicke s , der Blechbreite b und dem zwischen zwei Zeiten gemittelten Quellterm durch Leitung $\dot{q}_{\lambda,m}$, sowie den zuvor zwischen zwei Zeiten berechneten Temperaturgradient

$\frac{\Delta T}{\Delta t}$ kann Gleichung (3-17) ausgewertet werden und jeder gemittelten Oberflächentemperatur $T_{4,m}$ ein Wärmeübergangskoeffizient α_{Sp} (Wertepaar: $[T_{4,m}, \alpha_{Sp}]$) zugeordnet werden. Dabei wird die spezifische Wärmekapazität c mit der zwischen zwei Zeiten gemittelten Oberflächentemperatur $T_{4,m}$ (hier $\vartheta_{4,m}$ in $^\circ\text{C}$) über

$$c = 450 + 0,29 \cdot \vartheta - 6 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^2 + 1,17 \cdot 10^{-6} \cdot \vartheta^3 - 6,76 \cdot 10^{-10} \cdot \vartheta^4 \quad (6-26)$$

berechnet ([TyssenKruppVDM2002], Approximation der angegebenen Werte). Der mittlere spezifische elektrische Widerstand ρ_{el} wird mit der zwischen zwei Zeiten gemittelten mittleren Blechtemperatur $T_{8,m}$ über

$$\rho_{el} = (1,0208 + 0,00020 \cdot \vartheta - 6,38 \cdot 10^{-8} \cdot \vartheta^2) \cdot 10^{-6}, \quad (6-27)$$

[Ruan1994] berechnet. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient wird mit $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ abgeschätzt.

Tabelle 6-2: Berechnung der mittleren Temperatur sowie des Temperaturgradienten

Zeit t_n	Temperatur T_n	Mittlere Temperatur	Temperaturgradient
t_1	T_1	$T_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2}$	$\frac{\Delta T_{12}}{\Delta t_{12}} = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}$
t_2	T_2		
t_3	T_3	$T_{23} = \frac{T_2 + T_3}{2}$	$\frac{\Delta T_{23}}{\Delta t_{23}} = \frac{T_3 - T_2}{t_3 - t_2}$
t_4	T_4	$T_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2}$	$\frac{\Delta T_{34}}{\Delta t_{34}} = \frac{T_4 - T_3}{t_4 - t_3}$
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots

7 Literaturverzeichnis

- [Anders1996] K. Anders, A. Karl, A. Frohn: Visualization of Droplet-Wall Interactions with High Temporal Resolution. Proceedings of the 4th Asian Symposium on Visualization, Beijing 1996, 141-146.
- [Bargel1988] H.-J. Bargel, G. Schulze: Werkstoffkunde. VDI-Verlag Düsseldorf 1988.
- [Bauckhage1990] K. Bauckhage, G. Schulte: Phasen-Doppler-Anemometrie. Lasermethoden in der Strömungsmeßtechnik, AT-Verlag Stuttgart 1990, 263-282.
- [Bauckhage1996] K. Bauckhage: Gleichzeitige Erfassung von Partikelmerkmalen und Eigenschaften mehrphasiger Strömungen mit Hilfe der Phasen-Doppler-Anemometrie. Chem.-Ing.-Tech 68/3 (1996), 253-266.
- [Bergmann2002] W. Bergmann: Werkstofftechnik. Hanser Verlag München 2002.
- [Bleiker2000] G. Bleiker: Filmverdampfung von Einzeltropfen auf heißen Oberflächen. Shaker-Verlag, Aachen 2000.
- [Bolle1982] L. Bolle, J.C. Moureau: Spray Cooling of Hot Surfaces. Multiphase Science and Technology 1, Hemisphere Publishing Corporation, Washington 1982, 1-98.
- [Chaves1998] H. Chaves, A. M. Kubitzek, F. Obermeier: Dynamical Processes occurring during the Spreading of Thin Liquid Films produced by Drop Impact on Hot Walls. Proceedings of the 14th International Conference on Liquid Atomization, Manchester 1998, 135-140.
- [Chaves2000] H. Chaves, A. M. Kubitzek, F. Obermeier: Transient Phenomena during Drop Impact on Heated Walls. DFG-Abschlussbericht „Transient Phenomena in Multiphase and Multicomponent Systems“, Wiley-VCH, Weinheim 2000, 181-194.
- [Chen1989] J. Chen, J.Q. Zhu, C.-M. Rogall, R. Kopp: Untersuchung zum Wärmeübergang bei der Spritzwasserkühlung von Stahlplatten. Steel Research 60/12 (1989), 550-560.
- [Chen1992] S.-J. Chen, A.A. Tseng: Spray and jet cooling on steel rolling; International Journal of Heat and Fluid Flow 13/4 (1992), 358-369.
- [Deb1989] S. Deb, S.-C. Yao: Analysis on film boiling heat transfer of impinging sprays. Int. J. Heat Mass Transfer 32/11 (1989), 2099-2112.
- [Dullenkopf1998] K. Dullenkopf, M. Willmann, S. Wittig, F. Schöne, M. Stiegelmeier, C. Tropea, C. Mundo: Comparative Mass Flux Measurements in Sprays using a Patternator and the Phase-Doppler Technique. Part. Part. Syst. Charact. 15 (1998), 81-89.
- [Einzeltropfenprall] [Anders1996], [Bleiker2000], [Bolle1982], [Chaves1998], [Chaves2000], [Frohn2000], [Karl2000], [Kubitzek1997], [Mundo1994], [Naber1993], [Rein1993], [Rieber1997], [Wruck1999], [Wruck2000]
- [Elison1994] B. Elison, D.W. Webb: Local heat transfer of impinging liquid jets in the initially laminar, transitional and turbulent regimes. International

- Journal of Heat and Mass Transfer 37/8 (1994), 1207-1216.
- [Faires1994] J. D. Faires, R. L. Burdon: Numerische Methoden. Spektrum Akademischer Verlag, Heidelberg – Berlin - Oxford 1994.
- [Frohn2000] A. Frohn, A. Karl, M. Rieber: Investigation of Droplets on Hot Walls. DFG-Abschlussbericht „Transient Phenomena in Multiphase and Multicomponent Systems“, Wiley-VCH, Weinheim 2000, 195-209.
- [Fujimoto1997] H. Fujimoto, N. Hatta, H. Asakawa, T. Hashimoto: Predictable Modelling of heat transfer coefficient between spraying water and a hot surface above the leidenfrost temperature. ISIL International 37/5 (1997), 492-497.
- [Gabour1994] L.A. Gabour, J.H. Lienhard: Wall roughness effects on stagnation-point heat transfer beneath an impinging liquid jet. Journal of Heat Transfer 116 (1994), 81-87.
- [Grissom1981] W.M. Grissom, F.A. Wierum: Liquid spray cooling of a heated surface. International Journal of Heat and Mass Transfer 34 (1981), 261-271.
- [Hatta1993] N. Hatta, H. Fujimoto, H. Takuda: Numerical analysis of flow pattern of impinging liquid sprays in a cold model for cooling a flat plate. Applied Scientific Resear 50/2 (1993), 129-147.
- [Hering1994] E. Hering: Elektronik für Ingenieure. VDI-Verlag Düsseldorf 1994.
- [Hiroyasu1974] H. Hiroyasu, T. Katoda: Fuel droplet size distribution in a diesel combustion chamber. SAE Trans., Paper 74017 (1974).
- [Inada1994] S. Inada, W.-J. Yang: Film Boiling Heat Transfer for Saturated Drops Impinging on a Heating Surface. Int. J. Heat Mass Transfer 37/16 (1994), 2588-2591.
- [Ito1992] T. Ito, Y. Takata, M. M. M. Mousa: Studies on the water cooling of hot surfaces. JSME International Journal 35/4 (1992), 589-598.
- [Jeschar1990] R. Jeschar, R. Alt, E. Specht: Grundlagen der Wärmeübertragung. Viola-Jeschar-Verlag, Goslar 1990.
- [Karl2000] A. Karl, A. Frohn: Experimental investigation of interaction processes between droplets and hot walls. Physics of Fluids 12/4 (2000), 785-796.
- [Kubitzeck1997] A. Kubitzeck: Experimentelle Untersuchungen des Phasenübergangs beim Tropfenprall auf heiße Wände. DLR-Forschungsbericht 97/21, 1997.
- [Lefebvre1989] A. H. Lefebvre: Atomization and Sprays. Hemisphere Publishing Corp., New York – Washington – London 1989.
- [Müller1983] H.R. Müller, R. Jeschar: Wärmeübergang bei der Spritzwasserkühlung von Nichteisenmetallen. Metallkunde 74 (1983), 257-264.
- [Mundo1994] Mundo: Experimental Studies of the Disposition and Splashing of Small Liquid Droplets Impinging on a Flat Surface. ICLASS-94, Paper I-18, 134-141.
- [Naber1993] J.D. Naber: P.V. Farrel; Hydrodynamics of Droplet Impingement on a

- Heated Surface. SAE 930919, 1993.
- [Pietzsch2000] R. Pietzsch: Simulation und Minimierung des Verzuges von Stahlprofilen bei der Abkühlung. Shaker Verlag Aachen 2000.
- [Puschmann2000a] F. Puschmann, E. Specht, J. Schmidt: Evaporation Quenching with Atomized Sprays, 3rd European Thermal Sciences Conference 2000, 1071-1074.
- [Puschmann2000b] F. Puschmann, E. Specht, J. Schmidt: Local Distribution of the Heat Transfer in Water Spray Quenching. Continuous Casting, Wiley-VCH, Weinheim 2000, 101-107.
- [Puschmann2001a] F. Puschmann, E. Specht, J. Schmidt: Measurement of Spray Cooling Heat Transfer using an Infrared-Technique, Proceedings of the 5th world conference on experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics, September 24-28, 2001, Thessaloniki, Greece
- [Puschmann2001b] F. Puschmann, E. Specht, J. Schmidt: Measurement of Spray Cooling Heat Transfer using an Infrared-Technique in combination with the Phase-Doppler-Technique and a Patternator, International Journal of Heat & Technology, Volume 19, N. 2-2001, 51-56
- [Rein1993] M. Rein: Phenomena of Liquid Drop Impact on Solid and Liquid Surfaces. Fluid Dynamics Research 12 (1993), North-Holland, 61-93.
- [Reiners1987] U. Reiners: Wärmeübertragung durch Spritzwasserkühlung heißer Oberflächen im Bereich stabiler Filmverdampfung. Dissertation TU Clausthal 1987.
- [Reiners1989] U. Reiners, R. Jeschar, R. Scholz: Wärmeübertragung bei der Stranggusskühlung durch Spritzwasser. Steel Research 60/10 (1989), 442-450.
- [Rieber1997] M. Rieber, A. Frohn: Navier-Stokes Simulation of Droplet Collision Dynamics. Proceedings of the 7th International Symposium on Computation Fluid Dynamics, Beijing 1997, 520-525.
- [Ruan1994] S. Ruan: Experimentelle Untersuchung der kritischen Wärmestromdichte von aufwärts und abwärts strömendem Wasser in einem senkrechten Kreisrohr bei niedrigen Drücken und niedrigen Massenstromdichten. VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
- [Ruck1987] B. Ruck: Laser-Doppler-Anemometrie. AT-Fachverlag Stuttgart 1987
- [Schmidt1998] Forschungsarbeit am ISUT, Uni-Magdeburg, Prof. Dr.-Ing. J. Schmidt, 1998
- [Specht1992] E. Specht, R. Jeschar: Heat transfer in continuous casting during water-spray cooling. Heat and Mass Transfer in Material Processing, Hemisphere Publishing Corporation, Washington 1992, 535-547.
- [Spritzwasserkühlung] [Chen1989], [Chen1992], [Elison1994], [Gabour1994], [Grissom1981], [Hatta1993], [Müller1983], [Puschmann2000b], [Reiners1987], [Reiners1989], [Specht1992], [Vader1991], [Viskante1992]
- [Toda1971] S. Toda: A Study of Mist Cooling-Thermal Behaviours of Liquid Films Formed from Mist Drops on a Heated Surface at High Temperature and High Heat Fluxes. Technology Reports, Tohoku Univ. Japan, 36

- (1971), 299-350.
- [Toda1974] S. Toda: A Study of Mist Cooling-(2nd Report: Theory of Mist Cooling and its Fundamental Experiments), Heat Transfer-Japanese Research, 3 (1974), 1-44.
- [TyssenKruppVDM 2002] TyssenKrupp VDM: Material Data Sheets No. 4007, alloys 600/600H. TyssenKrupp VDM GmbH, Werdohl 2002.
- [Vader1991] D.T. Vader, F.P. Incropera, R. Viskanta: Local convective heat transfer from a heated surface to an impinging, planar jet of water. International Journal of Heat and Mass Transfer 34/3 (1991), 611-623.
- [VDI1997] VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1997
- [Verdampfungs-
kühlung] [Deb1989], [Fujimoto1997], [Ito1992]
- [Viskante1992] R. Viskanta, F.P. Incropera: Quenching with liquid jet impingement. Heat and Mass Transfer in Materials Processing, 1992, 455-476.
- [Wachter1966] L.H.J. Wachters, N.A. Westerling: The Heat Transfer from a Wall to Impinging Water Drops in the Spheroidal State. Chemical Engineering Science 21(1966), 1047-1056.
- [Walzel1990] P. Walzel: Zerstäuben von Flüssigkeiten. Chem.-Ing.-Tech 62/12 (1990), 983-994.
- [Willmann1996] M. Willmann: Computerprogramm für die Berechnung von PDA Streulichtintensitäten sowie deren Phasenlage. Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe, 1996.
- [Wruck1999] N. Wruck: Transientes Sieden von Tropfen beim Wandprall. Shaker Verlag, Aachen 1999.
- [Wruck2000] N. Wruck, U. Renz: Transient Phase-Change of Droplets Impacting on a Hot Wall. DFG-Abschlussbericht „Transient Phenomena in Multiphase and Multicomponent Systems“, Wiley-VCH, Weinheim 2000, 210-226.