

Gas-Flüssig-Wärmeübertrager aus fluidführenden Gewebematten

Hannes Fugmann^{1*}, Ahmed Junaid Tahir¹, Björn Nienborg¹, Lena Schnabel¹

Fraunhofer ISE, Fraunhofer Institute für solare Energiesysteme,
Heidenhofstr. 2, 79110 Freiburg, Deutschland
hannes.fugmann@ise.fraunhofer.de; Tel: +49 - 761 - 4588 5527

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Die Übertragungsleistung von Luft-Wasser-Wärmeübertragern ist oft limitiert durch einen geringen konvektiven Wärmeübergang auf der Luftseite. Üblicherweise wird dem durch eine Erhöhung der aktiven Wärmeübertragerfläche mittels Lamellen entgegengewirkt. Der Einsatz von metallischem Drahtgewebe zur Oberflächenvergrößerung bietet den Vorteil eines geringeren Materialeinsatzes, höherer Wärmeübergangskoeffizienten und einer größeren Kompaktheit als bei herkömmlichen Lamellen. Wird anstelle eines Schussfadens im Drahtgewebe ein Rohr integriert, so ist ein anschließendes Zusammenführen der wasserführenden Struktur und der luftseitigen Oberflächenvergrößerung nicht notwendig. Eine senkrechte Luftströmung durch mehrere hintereinanderliegende fluidführende Gewebematten führt jedoch zu relativ hohen Druckverlusten. Für geringe Druckverluste wird im Rahmen des Projekts „SolaRück“ eine Anordnung untersucht, die hohe Lufteintrittsgeschwindigkeiten in den Wärmeübertrager ermöglicht und durch eine Anordnung der Gewebematten in Mäanderform zu einer wesentlich reduzierteren Geschwindigkeit durch die Gewebematten führt. Die gefertigten Gewebematten bestehen aus Drähten mit einem Durchmesser von 0.1 mm und Rohren mit einem Außendurchmesser von 2 mm. Thermische und fluiddynamische Simulationen, sowie experimentelle Untersuchungen des Druckverlusts und Wärmeübergangs durch die Gewebematten werden vorgestellt.

Stichwörter:

Gas-Flüssig-Wärmeübertrager, Drahtgewebe, Oberflächenvergrößerung, Strömungssimulation

1 Einleitung

Gas-Flüssig-Wärmeübertrager besitzen einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Seite der Flüssigkeit, sind jedoch auf der Gasseite durch geringe Wärmeübergangskoeffizienten limitiert [10]. Dem wird durch eine Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragerfläche auf der Gasseite (im Weiteren wird von Luft ausgegangen) entgegengewirkt.

Die Aufwertung der luftseitigen Performance kann mit Strukturen gelingen, deren hydraulischer Durchmesser sehr klein ist, um hohe Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, und deren Ausrichtung optimale Wärmeleitung durch die Struktur hin zum Luftstrom ermöglicht. Hierfür können Strukturen aus Drahtgewebe geeignet sein, deren Ausrichtung während des Webprozesses klar definiert werden kann und die aus Drähten mit Durchmessern im 100 μm Bereich hergestellt werden können. Wissenschaftliche Veröffentlichungen zu metallischen Drahtstrukturen für Regeneratoren und Filteranwendungen [1, 2] sind vielzählig. Anwendungen in einer erzwungenen Gasströmung werden in [3 bis 6] untersucht. In allen obigen Veröffentlichungen wird das Gewebe jedoch unabhängig von der fluidführenden Struktur hergestellt und erst in einem zweiten Schritt zusammengefügt. Die hier untersuchten Gewebestrukturen bestehen aus Drähten mit einem Durchmesser von 100 μm und Rohren mit einem Außendurchmesser von 2 mm. Die Rohre werden schon während des Webvorgangs an Stelle der Schussfäden verwendet. Dadurch entsteht eine Gewebematte mit Rohren und senkrecht dazu angeordneten Drähten. Die Matten können nun sehr vielschichtig angeordnet werden und müssen in einem nächsten Schritt den üblichen Prozess der Anbindung an einen Verteiler/Sammler auf der Seite der Flüssigkeit durchlaufen. Die Anordnung muss den thermo- und hydrodynamischen Anforderungen an einen Wärmeübertrager entsprechen und ggf. mit limitierendem Platz- und Volumenangebot zurechtkommen. Die hier vorliegende Untersuchung befasst sich mit der Vermessung und Simulation einzelner Gewebematten im Hinblick auf Druckverlust und Wärmeübergang und ist eine Fortsetzung der Arbeiten die in [7] vorgestellt wurden. Eine explizite Anordnung mehrere Gewebematten in einer Mäanderform wird zusätzlich experimentell und simulationsbasiert untersucht. Die Performance dieser Bauform eines Gewebewärmeübertragers wird mit mehreren Gas-Flüssig-Wärmeübertragern in der Anwendung als Rückkühler aus [8] verglichen.

2 Aufbau der fluidführenden Gewebematten

Die Firma Spörl KG [9] lieferte verschiedene Gewebematten zur Vermessung. Die Gewebematten sind aus Edelstahl hergestellt und werden diffusionsverschweißt. Ausführungen in Kupfer sind angedacht, müssen jedoch zunächst im Webprozess weiter untersucht werden. In Abbildung 1 sind Ausschnitte solcher Gewebematten dargestellt. Die Abstände der Rohre zueinander und die Abstände der Drähte zueinander müssen vor dem Webprozess definiert sein, sind aber in gewissen Bereichen frei wählbar.

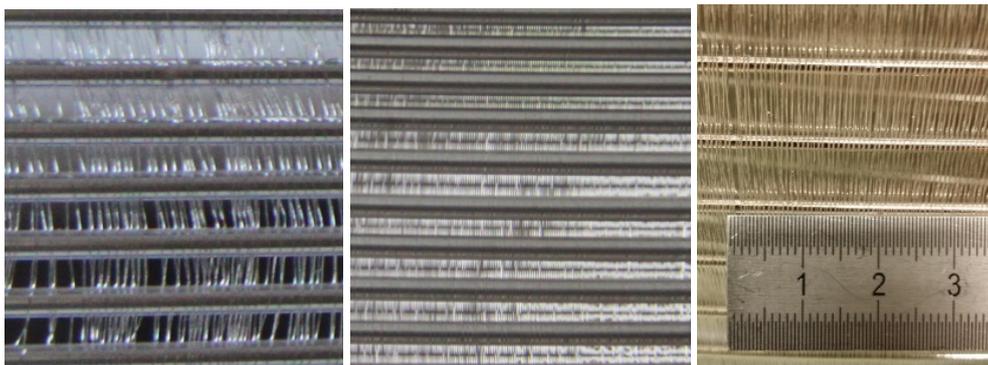


Abbildung 1: Drei Chargen WS1, WS2 und WS3 (von links nach rechts) von Edelstahlgewebewärmeübertragern mit diffusionsverschweißten Drähten und Rohren

Drei Chargen unterschiedlicher Geometrien von Gewebematten (Wire Structures) WS1 bis WS3 wurden am Fraunhofer ISE untersucht und sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Beschreibung der Geometrie der Einzelmatten aus den Chargen WS1 bis WS3

Beschreibung	Einh.	WS1	WS2	WS3
Anzahl der Rohre	-	50	81	49
Äußerer / innerer Durchmesser der Rohre	mm	2 / 1,9	2 / 1,9	2 / 1,9
Abstand zwischen Mittelpunkten der Rohre	mm	4,5	3	10,2
Länge der Rohre	mm	205	195	498
Durchmesser des Drahts	mm	0,1	0,085	0,1
Anzahl der Drähte	-	~ 740	~2100	~3390
Abstand zwischen Mittelpunkten der Drähte (auf einer Seite der Rohre)	mm	0,5	0,2	0,3
Länge der Gewebematte in Drahrichtung	mm	231	230	501,8
Querschnittsfläche Verteiler und Sammler	cm ²	45,4	45,4	2,5
Webverfahren	-	Standard	Standard	Koeper

2.1 Vermessung von Einzelmatten

Die Matten aus den Chargen WS1 und WS2 sind für Einzelmessungen an einen Verteiler und Sammler der Wasserseite angelötet. Skizzenhaft ist die Geometrie links in Abbildung 2 dargestellt. Bei der Vermessung wird warmes Wasser durch den Wärmeübertrager gepumpt. Dabei strömt das Wasser durch den Rundrohrverteiler, von dort durch alle Rohre und auf der Gegenseite in den Rundrohrsammler. Luftseitig wird kalte Luft durch eine Kanalführung auf die Struktur geleitet und muss diese durchströmen. Wärme wird dabei von den Rohren über die Drähte an die Luft übertragen. Die dabei entstehenden Druckverluste, Temperaturen und Volumenströme werden gemessen und ausgewertet. Die Sensorik des Teststands wird in [7] genau beschrieben, der verwendete Teststand ist schematisch in Abbildung 3 dargestellt. Luftseitig können Temperaturen zwischen 5 und 40 °C und Volumenströme von 150 bis 1000 m³/h realisiert werden. Im Messablauf wurden luftseitig 20 °C und wasserseitig 60 °C als Vorlauftemperaturen eingestellt.

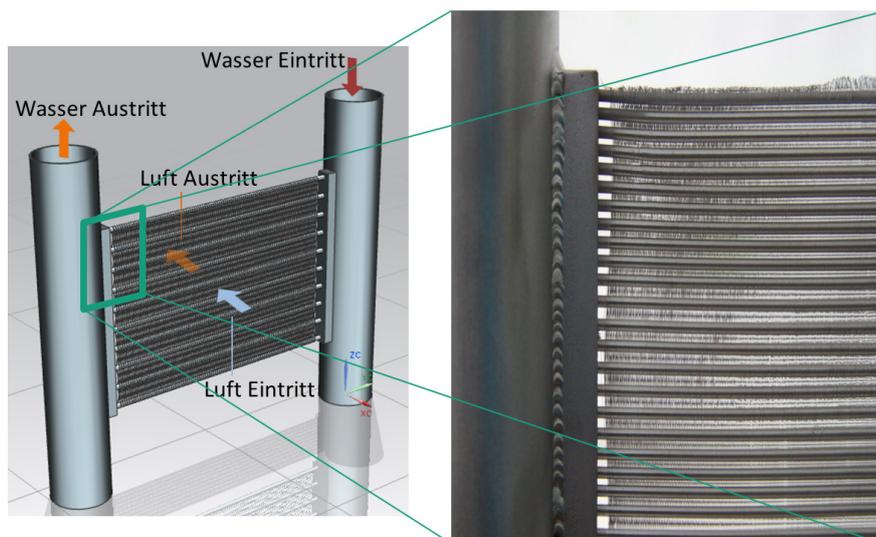


Abbildung 2: Skizze der untersuchten Gewebematte inkl. Verteiler/Sammler (links) und Ausschnitt aus dem Wärmeübertrager WS2 (rechts)

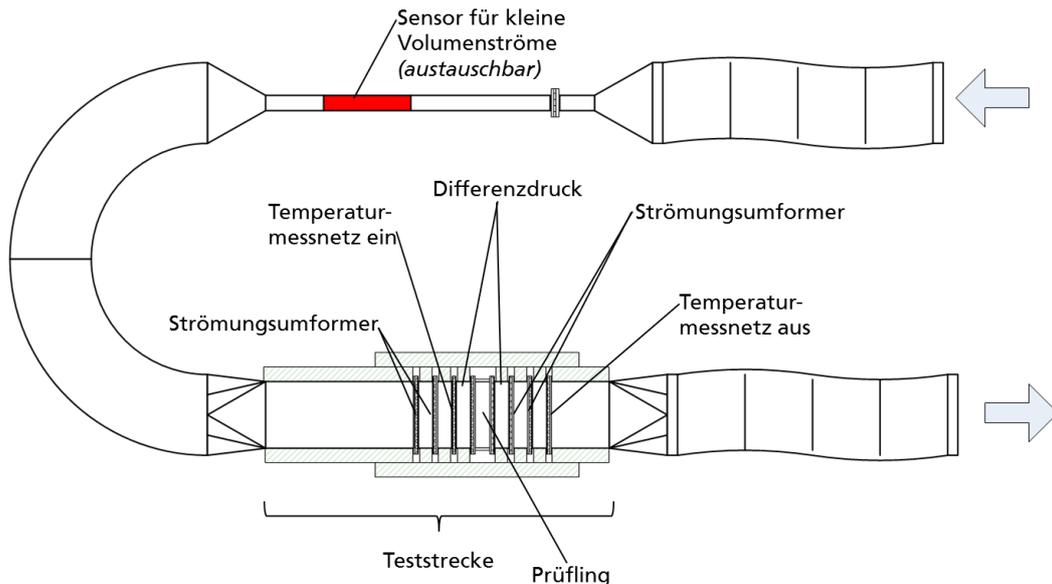


Abbildung 3: Skizze des Wärmeübertragerteststands am Fraunhofer ISE. Die Gewebematten werden als Prüfling zwischen die Temperatur- und Druckmessstellen montiert. Vorkonditionierung der Luft findet gesondert rechts vom Teststand statt.

2.2 Vermessung von V-förmiger Anordnung der Gewebematten

Die Edelstahl-Gewebematten aus der Charge WS3 wurden nicht einzeln vermessen, sondern ein Aufbau aus 12 Matten angefertigt. Die Matten sind dabei mäanderförmig (V-förmig) angeordnet, so dass jeweils zwei Matten den gleichen Verteiler / Sammler auf der Wasserseite besitzen. Die 6 Verteiler und 7 Sammler sind aus Aluminium und werden wiederum an einem Kunststoffkanal zusammengeführt (siehe Abbildung 5)

Die notwendigen Luftvolumenströme sind deutlich höher als bei den Einzelmatten und reichen bei diesen Messungen von 400 m³/h bis zu 2500 m³/h. Die durchgeführten Messungen sollen zunächst nur den luftseitigen Druckverlust durch die V-förmige Anordnung der Gewebematten beschreiben. Dazu wird ein Differenzdrucksensor der Firma Airflow verwendet. Der Wärmeübergang wird auf Basis der Einzelmattenmessungen und mittels CFD simulativ bestimmt und erst in späteren Tests messtechnisch erfasst.

3 Simulationsmodelle

3.1 Simulation der Strömung und des Wärmeübergangs innerhalb von Gewebematten

Die Simulation der Strömung und der Temperaturverteilung bei der Durchströmung der Gewebematten wird mit der Software Comsol Multiphysics mittels Finite-Elemente Methode durchgeführt. Dazu wird ein charakteristisches Element entsprechend der Abbildung 4 ausgewählt und ein Luftvolumen um den metallischen Festkörper (Drähte und Rohre) definiert. Innerhalb des Luftvolumens werden die Kontinuitätsgleichung, die Navier-Stokes-Gleichungen und die Energiegleichung gelöst; innerhalb des Festkörpers lediglich die Energiegleichung. Luftseitig werden verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten zwischen 0,2 m/s und 4 m/s bei Eintrittstemperaturen von 20 °C als Randbedingung definiert. Die Wasserseite wird durch konstante Wandtemperaturen von 40 °C an der Rohrrinnenwand, nicht jedoch durch ein strömendes Medium selbst realisiert. Die Schweißstellen zwischen den Rohren und den Drähten werden simulativ durch einen Luftspalt realisiert, der je nach Güte der Schweißung durch ein Festkörpervolumen überdeckt wird (siehe Abbildung 4 links). Die Strömungsgeschwindigkeiten in m/s durch die Struktur sind im unteren einstelligen Bereich, durch die sehr feine durchströmbare Struktur ergibt sich hieraus ein laminares Verhalten der Strömung. Nähere Einzelheiten zum Model finden sich in [7]. Die wesentlichen

Ergebnisgrößen des Modells sind der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite und der Druckverlust durch die Struktur für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten der Luft.

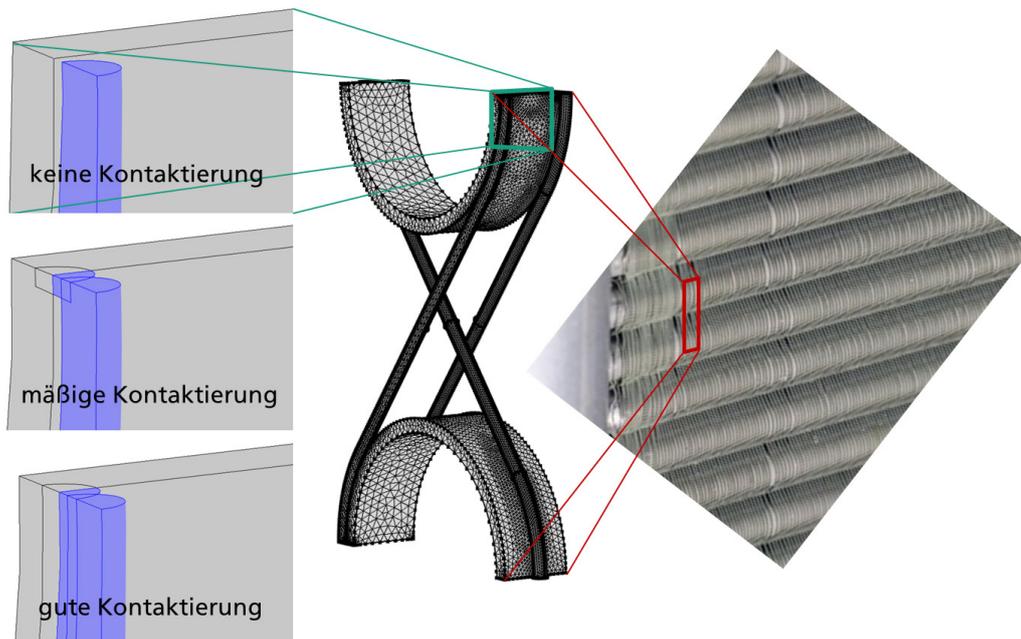


Abbildung 4: Charakteristisches Element der Gewebematte für die Simulation der Strömung und des Wärmeübergangs mittels CFD (mitte) und Detaildarstellungen der Kontaktierung von Draht und Rohr in der Simulation (links), sowie Ausschnitt aus einer Gewebematte (rechts)

3.2 Simulation der Strömung durch V-förmig angeordnete Gewebematten

Für die Strömung durch die mäanderförmig angeordneten Gewebematten muss eine Parametrisierung des Druckverlusts durch die Struktur aus den Simulationen in 3.1 oder den Messungen in 2.1 der senkrecht durchströmten Struktur verwendet werden. Dafür wird eine Korrelation zwischen dem dimensionslosen Reibungsbeiwert und der luftseitigen Reynoldszahl erstellt. Diese wird anschließend wie folgt als vektorielle Volumenkraft \vec{F} in N/m^3 ausgedrückt:

$$\vec{F} = -\frac{1}{s} a_1 \vec{u} \left| \frac{\vec{u}}{1\text{m/s}} \right|^b \quad (1)$$

wobei s die Tiefe der Wärmeübertragerstruktur in Luftströmungsrichtung ist. Dies entspricht der Weglänge der Luft durch die Struktur, falls sich eine senkrechte Strömung entwickelt. Der Parameter s wird auf $s = 2.2 \text{ mm}$ festgesetzt und entspricht damit der Summe aus Rohrdurchmesser und zwei Drahtdurchmessern. Die beiden Parameter a_1 (in Pa s/m) und b (dimensionslos) müssen aus obiger Parametrierung gewonnen werden und sind stark geometrieabhängig. Dieses Vorgehen ist bekannt aus der nicht-geometrieaufgelösten Bestimmung von Strömungsfeldern eines Fluids bei Durchströmung von porösen Festkörpern (siehe z.B. Darcy-Forchheimer Ansatz).

Die V-Form wird nun in einem 2D-CFD Model (Comsol Multiphysics, $k-\omega$ -Model) abgebildet und beschreibt ein charakteristisches Element aus einem Schnitt durch den Wärmeübertrager in der Ebene der Rohre (siehe Abbildung 5, rechts). Im Anströmbereich sind die Geschwindigkeiten in m/s im zweistelligen Bereich bei Kanalbreiten von maximal 8 cm. Daraus ergibt sich ein turbulentes Verhalten der Strömung, das bei Eintritt der Strömung in das Gewebe umschlagen kann. Die metallischen Verteiler- und Sammlerkanäle sind ebenfalls abgebildet und beschränken den freien Fluss in die V-förmige Kanalstruktur. Die Gewebematten selbst sind schräg zur Hauptströmungsrichtung als ein Bereich von 2.2 mm Breite und 500 mm Länge definiert. Dieser Bereich ist in Abbildung 5 (mitte) braun dargestellt. Die Strömung tritt im unteren Bereich der Abbildung in den Wärmeübertrager ein, strömt in die V-Form und muss dort durch die Struktur strömen. Dabei kann in der Simulation angenommen werden, dass sie eine Volumenkraft \vec{F} entsprechend Gleichung (1) erfährt und deshalb in eine Richtung senkrecht zur Gewebematte

umgelenkt wird. Dabei entstehen hohe Reibungsverluste, die sich durch einen hohen Druckverlust innerhalb der V-Form beschreiben und bewerten lassen. Nach der Durchströmung des Bereichs der Gewebematten ändert die Strömung erneut ihre Richtung in Hauptströmungsrichtung und tritt in oberen Bereich des Wärmeübertragers wieder aus.

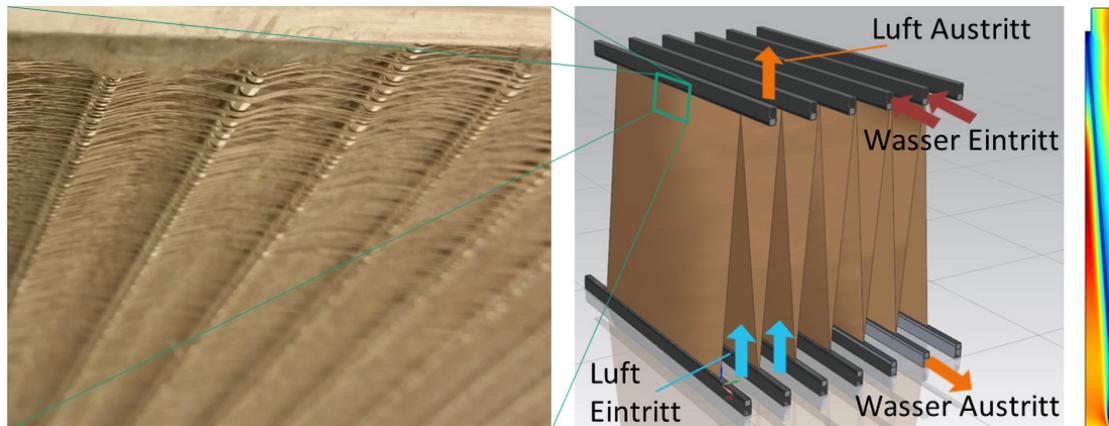


Abbildung 5: Ausschnitt aus dem V-förmigen Wärmeübertrager (links), CAD- Zeichnung (mitte) und Strömungsfeld mit Strömungslinien einer 2D-Simulation der Luftströmung (rechts) mit geringen (blau) Geschwindigkeiten beim Durchgang durch die Gewebematte und hohen (rot) Geschwindigkeiten innerhalb des V-förmigen Kanals.

Die hierbei simulierten Druckverluste durch den gesamten Wärmeübertrager werden im Abschnitt 4.2 mit den Daten aus den Messungen in 2.2 verglichen. Das Strömungsprofil im Bereich der Gewebematten dient zur Berechnung des Wärmeübergangs und wird in Abschnitt 4.3 durchgeführt.

4 Ergebnisse

4.1 Strömung und Wärmeübergang innerhalb von Einzelgewebematten

Die Performance der Gewebematten als Wärmeübertrager wird im Folgenden durch den Druckverlust und einen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite beschrieben.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird durch (vgl. [10])

$$\dot{Q} = k A_{\text{HTS}} \Delta T_m \quad (2)$$

gegeben, wobei \dot{Q} dem übertragenen Wärmestrom, A_{HTS} der Wärmeübertragerfläche (*Heat Transfer Surface*) (hier: bezogen auf der Luftseite) und ΔT_m einer mittleren Temperaturdifferenz (MTD) zwischen den beiden Fluiden entspricht. In der Simulation entspricht die MTD der logarithmischen Temperaturdifferenz, bei den Messergebnissen muss zusätzlich die NTU-Methode (*Number of Transfer Units*) angewandt werden um eine korrekte MTD zu bestimmen. Der Wärmedurchgangskoeffizient k beinhaltet neben dem Wärmeübergang auf der Luftseite auch den Wärmeübergang auf der Wasserseite und Wärmeleitung durch die Rohrwand und entlang der Drähte. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Oberflächenvergrößerung auf der Luftseite ist, wird analog zu [11] ein pseudo-konvektiver Wärmeübergangskoeffizient α entsprechend

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{k} - \frac{A_{\text{HTS}}}{\alpha_{\text{water}} A_{\text{HTS,water}}} \quad (3)$$

definiert. Dieser umfasst den Wärmeübergang auf der Luftseite und Wärmeleitung durch die Rohrwand und entlang der Drähte und wird deshalb mit der Bezeichnung „pseudo“ (siehe auch [11]) versehen. Für die Bestimmung von α aus den Messdaten ist der Wärmeübergangskoeffizient α_{water} aus der Literatur entnommen (vgl. [12]). Da die Wasserseite in den Simulationen nicht abgebildet wird, kann der pseudo-konvektive Wärmeübergangskoeffizient α direkt aus den Simulationen bestimmt werden.

4.1.1 Validierung

In Abbildung 6 ist der pseudo-konvektive Wärmeübergangskoeffizient α für die Gewebematten der Charge WS2 über der Anströmgeschwindigkeit senkrecht zu den Matten $u_{air,inlet}$ dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen den Simulationen mit mäßiger Qualität der Schweißstelle und den Messergebnissen. Wenngleich im unteren Bereich der Strömungsgeschwindigkeiten die Messungen schlechtere Wärmeübergangskoeffizienten zeigen, als in den Simulationen errechnet. Die Koeffizienten bewegen sich bei einer Anströmgeschwindigkeit von 1 m/s bei ca. 140 W/m²K und sind damit relativ hoch, insbesondere für Edelstahl. Die Ergebnisse zu WS1 zeigen ein ähnliche Bild, jedoch bei etwas niedrigeren Werten für α (auf Grund der offeneren Geometrie) und einer besseren Übereinstimmung mit der Simulation einer schlechten Schweißung (auf Grund von einer fehlenden/mangelhaften Kontaktierung der Rohre und Drähte).

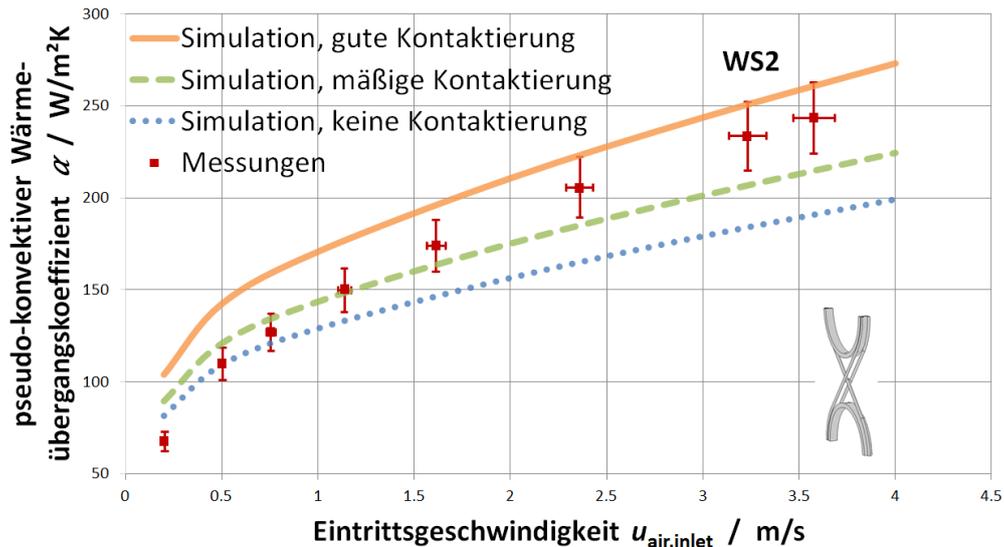


Abbildung 6: Wärmeübergangskoeffizient α als Funktion der Eintrittsgeschwindigkeit $u_{air,inlet}$ für die Mess- und Simulationsreihe an der Gewebematte WS2

Die Druckverlustmessungen werden ebenfalls über der Anströmgeschwindigkeit $u_{air,inlet}$ dargestellt. Ein Vergleich für die offene Gewebematte WS1 mit den CFD-Simulationen aus Abschnitt 3.1 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung, insbesondere im Strömungsbereich unter 2 m/s. Relative Fehler sind im gesamten Strömungsbereich bis 4 m/s geringer als 8%.

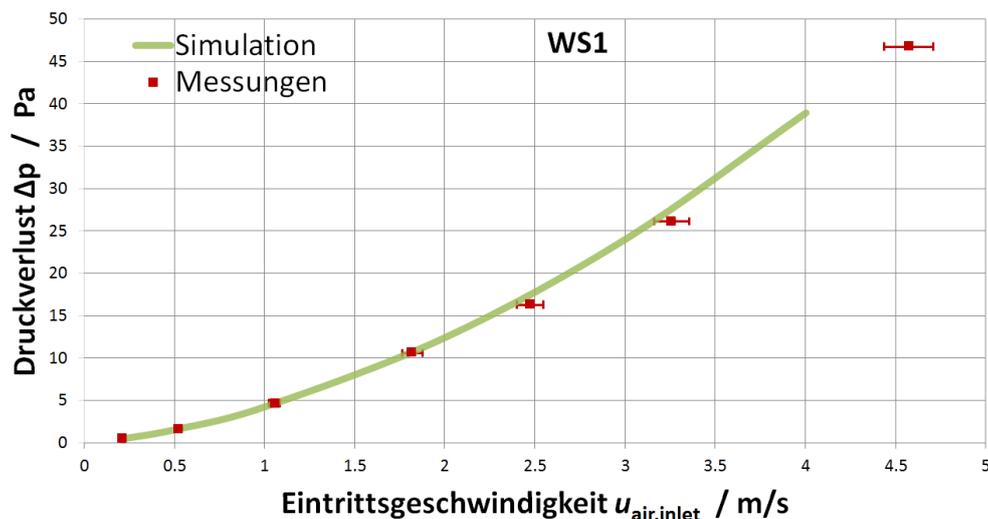


Abbildung 7: Druckverlust Δp als Funktion der Eintrittsgeschwindigkeit $u_{air,inlet}$ für die Mess- und Simulationsreihe an der Gewebematte WS1

Für die Simulation weiterer Geometrien abweichend von WS1 oder WS2 können die Druckverlustsimulationen als ausreichend genau angenommen werden. Für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten kann lediglich ein Band angegeben werden, das sich bei guter Kontaktierung der Drähte an die Rohre im Bereich der Simulation der mittleren bis guten Schweißung befindet.

4.1.2 Erweiterung auf andere Geometrien

Die Performance der Charge WS3 wird bei senkrechter Anströmung entsprechend der vorherigen Simulation in Abbildung 8 dargestellt durch den pseudo-konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten.

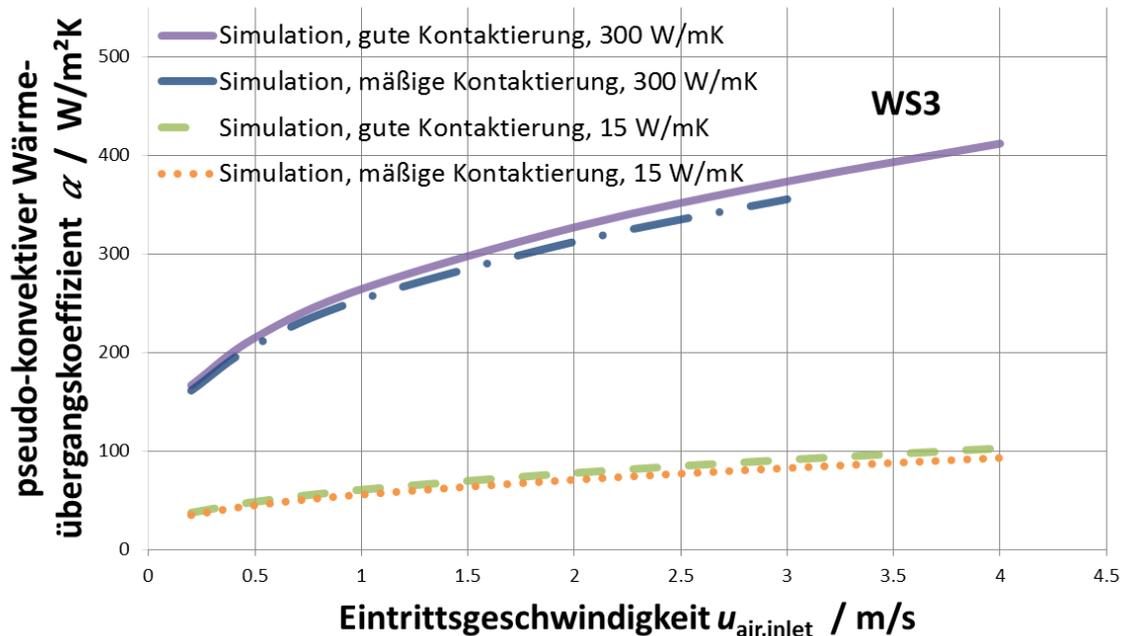


Abbildung 8: Wärmeübergangskoeffizient α als Funktion der Eintrittsgeschwindigkeit $u_{\text{air,inlet}}$ für die Simulationsreihe an der Gewebematte WS3 bei Wärmeleitfähigkeit der Drähte und Rohre von 15 W/mK und 300 W/mK

Dabei ist wie im Prüfling selbst das Material des Festkörpers als Edelstahl gewählt. Zusätzlich hierzu wurde auch untersucht wie sich die Performance bei einem besser wärmeleitenden Material entwickelt, wie z.B. Kupfer. Für eine Wärmeleitfähigkeit von 300 W/mK (Edelstahl: 15 W/mK) sind die Performancekurven ebenfalls dargestellt. Der pseudo-konvektive Wärmeübergangskoeffizient α erreicht dabei Werte die dem 4,0 bis 4,5 fachen der Edelstahlkonfiguration entsprechen und zwischen 253 W/m²K und 264 W/m²K liegen (bei 1 m/s). Dieser Wert übertrifft klassische Lamellen (ca. 50 W/m²K, vgl. [13]) bei weitem. Der Zusammenhang zwischen $u_{\text{air,inlet}}$ und α kann in parametrisierter Form angegeben werden durch

$$\alpha = c_0 \lambda d^{c_1-1} \nu^{-c_1} u_{\text{air,inlet}}^{c_1} = \bar{c}_0 u_{\text{air,inlet}}^{c_1}, \quad (4)$$

unter der allgemeinen Annahme, dass die Nusseltzahl Nu dargestellt werden kann durch

$$\text{Nu} = c_0 \cdot \text{Re}^{c_1}. \quad (5)$$

Dabei sind c_0 und c_1 aus den Simulationsdaten in Abbildung 8 zu bestimmende Konstanten, λ entspricht der Wärmeleitfähigkeit von Luft, d ist die charakteristische Länge der Gewebematte ($d = 4A_0L/A_{HTS}$ mit freiem Strömungsquerschnitt A_0 und Strömungslänge durch die Gewebematte L) und ν ist die kinematische Viskosität von Luft. Wird das Produkt aus $c_0 \lambda d^{c_1-1} \nu^{-c_1}$ zusammengefasst zu \bar{c}_0 bei Eintrittstemperaturen luftseitig von 20 °C und Rohrrinnenwandtemperaturen von 40 °C, so ergeben sich die Parameter \bar{c}_0 und c_1 entsprechend Tabelle 2.

Tabelle 2: Simulationsbasierte Parameter zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α für unterschiedliche Konfigurationen der Gewebematten WS3 entsprechend Gl. (4)

Drahtstruktur / Gewebematte	Kontaktierung / Schweißung	Wärmeleitfähigkeit Festkörper in W/mK	\bar{c}_0	c_1
WS3-Simulation1	gut	300	267,3	0,302
WS3-Simulation2	mittel	300	256,4	0,296
WS3-Simulation3	Gut	15	62,3	0,338
WS3-Simulation4	mittel	15	57,3	0,327

Der Druckverlust durch die Struktur WS3 wird durch folgende Parametrisierung bei obigen Temperaturen dargestellt:

$$\Delta p = 3,63 \text{ Pa} \left(\frac{u_{\text{air,inlet}}}{1 \text{ m/s}} \right)^{1,44} \quad (6)$$

4.2 Strömung durch V-förmig angeordnete Gewebematten

Die Simulationsergebnisse der Strömung und des Druckverlaufs durch den Wärmeübertrager mittels CFD zeigen Fehler von bis zu 50% im Strömungsbereich von 0,5 m/s bis 2,7 m/s für den Druckverlust durch den Wärmeübertrager. Die Druckverluste werden bei den geringen Geschwindigkeiten unterschätzt, bei den höheren Geschwindigkeiten überschätzt. Da die Strömung nicht direkt senkrecht auf die Gewebematten trifft sondern diese schräg durchläuft können die Annahmen aus Abschnitt 3.2 zur Volumenkraft auch nur als Näherung verstanden werden. Weitere Messungen zu schräger Anströmung an Einzelmatten und deren Simulation müssen durchgeführt werden, um die Volumenkraft richtungsabhängig definieren zu können. Unter der Annahme eines Ventilatorwirkungsgrads von 0,5 ergäbe sich eine simulierte Ventilatorleistung von 12,0 W bei 1500 m³/h (basierend auf Differenzdruckmessung 11,5 W) und 53,8 W bei 2500 m³/h (basierend auf Differenzdruckmessung 37,0 W). Der messtechnisch erfasste Druckverlust durch den gesamten Wärmeübertrager kann bei den gegebenen Temperaturen parametrisiert werden durch:

$$\Delta p_{HX} = 6,94 \text{ Pa} \left(\frac{u_{\text{air,inlet,HX}}}{1 \text{ m/s}} \right)^{1,29} \quad (7)$$

4.3 Simulation des Wärmeübergangs durch V-förmig angeordnete Gewebematten

Der Wärmeübergang von der Wasserseite über die Gewebestruktur an die Luft wird anhand der Ergebnisse der Einzelmattensimulation zu α durchgeführt. Entsprechend Gl. (3) wird die Wärmedurchgangszahl k aus dem pseudo-konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α und dem literaturverfügbaren Wärmeübergangskoeffizienten α_{water} bestimmt [10]. Die hierfür notwendigen Informationen zu Geschwindigkeiten und Temperaturen der beiden Fluide werden für verschiedene Betriebspunkte simulativ berechnet und dann mittels Gl. (5) die Wärmeübergangskoeffizienten berechnet. Die Betriebspunkte sind durch einen Wassermassenstrom von 0,25 kg/s, Luftvolumenströmen von 800 m³/h bis 4000 m³/h und Lufteintrittstemperaturen von 20 °C, sowie Wassereintrittstemperaturen von 40 °C bestimmt. Da die Verschaltung der Rohre im Prüfling parallel verläuft, dies aber deutliche Limitierung auf der Wasserseite im Wärmeübergang mit sich bringt (laminare Strömung mit Reynoldszahl $Re_{\text{water}} = 440$ und Nusseltzahl $Nu_{\text{water}} = 4.34$), ist bei den Simulationen zusätzlich eine Verschaltung angenommen, die eine wasserseitige Reynoldszahl von 4000 ermöglicht. Dies entspricht in etwa einer Reihenschaltung von 9 Rohren à 50 cm und damit einer Geschwindigkeit im Rohr von 1.3 m/s (entspricht ca. einem Druckverlust von 1 bar auf 4,5 m Rohr).

Der k -Wert ist über der Lufteintrittsgeschwindigkeit in den Wärmeübertrager für die beiden Simulationen WS3-S2 (Kupfer) und WS3-S4 (Edelstahl) in Abbildung 9 dargestellt. Zusätzlich sind die beiden Wärmeübergangskoeffizienten α und der skalierte Wert $\alpha_{\text{water}} A_{\text{HTS,water}} / A_{\text{HTS}}$ (vgl. Term auf

der rechten Seite von Gl. (3)) dargestellt um die Limitierungen deutlich zu machen. Für den Wärmeübertrager aus Edelstahl in WS3-Sim4 ist die Limitierung durch die Wasserseite gering. Für die Kupfervariante zeigt sich aber eine deutliche Einschränkung durch die Wasserseite. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit am luftseitigen Wärmeübertragereintritt von 5 m/s entspricht $\alpha = 195 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha_{\text{water}}A_{\text{HTS,water}}/A_{\text{HTS}} = 274 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $k = 114 \text{ W/m}^2\text{K}$ bei $Re_{\text{water}} = 440$. Bei einer Erhöhung der Reynoldszahl auf $Re_{\text{water}} = 4000$ ist die Limitierung wasserseitig in beiden Fällen schwach. Für WS3-Sim4 gilt dann $k = 176 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $\alpha_{\text{water}}A_{\text{HTS,water}}/A_{\text{HTS}} = 1950 \text{ W/m}^2\text{K}$.

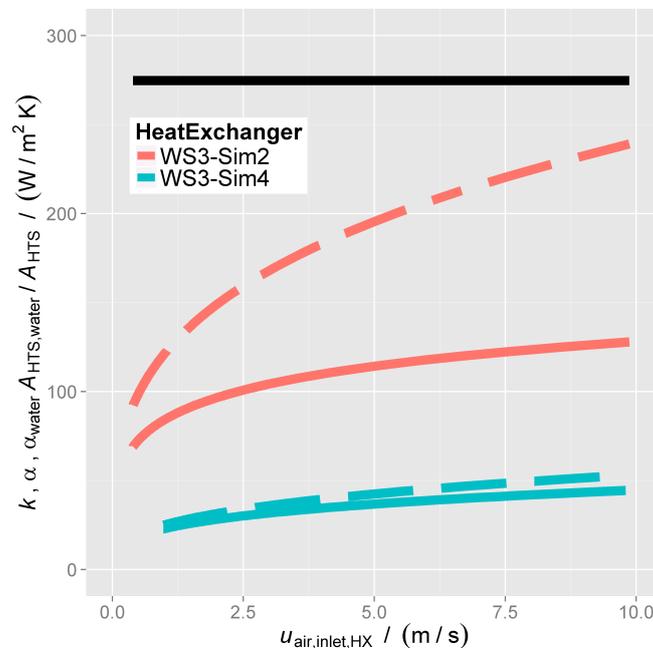


Abbildung 9: k -Wert (durchgezogen, farbig) und Wärmeübergangskoeffizient α (gestrichelt, farbig) als Funktion der Eintrittsgeschwindigkeit $u_{\text{air,inlet,HX}}$ in den Wärmeübertrager. Schwarz dargestellt ist der Wert für $\alpha_{\text{water}}A_{\text{HTS,water}}/A_{\text{HTS}}$. Daten für $Re_{\text{water}} = 440$

Ein deutlicher Nachteil der V-förmigen Anordnung ist die geringe Wärmeübertragerfläche pro Volumen. Die hier untersuchte Geometrie weist eine Wärmeübertragerfläche von $\sim 2,6 \text{ m}^2$ pro Quadratmeter Gewebefläche auf. Eine Matte mit $50 \times 50 \text{ cm}^2$ hat demnach eine Wärmeübertragerfläche von $0,65 \text{ m}^2$, der gesamte untersuchte Wärmeübertrager bestehend aus 12 Matten eine Wärmeübertragerfläche von $8,0 \text{ m}^2$. Bei einem Bauvolumen von ca. $50 \times 50 \times 50 \text{ cm}^3$ entspricht dies einer bauvolumenspezifischen Wärmeübertragerfläche von $64 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Eine direkte Hintereinanderreihung derselben Matten würde zu einer bauvolumenspezifischen Wärmeübertragerfläche von ca. $1100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ führen, mit dem Nachteil eines deutlich höheren Druckverlusts bei gleicher Eintrittsgeschwindigkeit. Typische Lamellenwärmeübertrager mit 10 FPI (fins per inch) haben eine volumenspezifische Oberfläche von $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Würde die Eintrittsgeschwindigkeit jedoch reduziert werden, so würde sich die notwendige Aufstellfläche vergrößern um den gleichen Wassermassenstrom abzukühlen. Eine Bewertung des Wärmeübertragers muss demnach auch dieses Kriterium beinhalten.

5 Schlussfolgerungen

5.1 Vergleich zu marktverfügbaren Gas-Flüssig-Wärmeübertragern

Innerhalb der IEA SHC Task 48 [8] zur solaren Kühlung wurden trockene Rückkühler unterschiedlichster Geometrie und Leistung untersucht. Dort zeigte sich, dass viele der Wärmeübertrager bei Normbedingungen nach EN1048 (Temperaturdifferenz von Lufteintritt zu Kühlwassereintritt von 15 K und einer Kühlwassertemperaturdifferenz von 5 K) mit einem Verhältnis von elektrischer Leistung für den Ventilator (P_{el}) zu übertragenem Wärmestrom (\dot{Q}) von ca. 0,02

operieren. Der wasserseitige Wärmekapazitätsstrom ($\dot{C}_w = \dot{m}_w c_{p,w}$) beläuft sich dabei bezogen auf die notwendige Aufstellfläche für die Rückkühler (A_{IS} : *Instruction Surface* (IS) oder *Base Gross Area*) auf einen Wert zwischen 3000 W/m²K und 10000 W/m²K. In Abbildung 10 ist der Bereich von $P_{el}/\dot{Q} = 0,02$ in rot als „state of art“ über dem Verhältnis \dot{C}_w/A_{IS} dargestellt.

Im Folgenden werden verschiedene Varianten der simulierten V-förmigen Wärmeübertrager bei Verwendung in Rückkühlern mit diesem Stand der Technik verglichen. Dabei wird angenommen, dass die Aufstellfläche eines Rückkühlers der Grundfläche des Wärmeübertragers entspricht. In Abbildung 10 wurde auf der Wasserseite die beiden Verschaltung der Rohre angenommen, die Reynoldszahlen von 4000 bzw. 440 ermöglichen und entsprechend die Wärmeübertragung wenig bis deutlich limitiert. Für die Bestimmung der elektrischen Leistung P_{el} wird die Parametrisierung der Messergebnisse aus Gl. (7) verwendet.

Lediglich bei geringen Kühlwasserkapazitätsströmen bezogen auf die Aufstellfläche A_{IS} liefert der hier simulierte Wärmeübertrager aus Edelstahl eine Performance im Bereich üblicher Wärmeübertrager aus [8]. Oberhalb von 2500 W/K bezogen auf 1 m² Aufstellfläche liegt die elektrische Leistung eines fiktiven Ventilators (Ventilatorwirkungsgrad = 0.5) unabhängig vom Wärmeübergang auf der Wasserseite über 2% des Wärmestroms (siehe Abbildung 10). Unter der Annahme eines Wärmeübertragers besserer Leitfähigkeit (WS3-Sim1 und WS3-Sim2), der gleichen Bauform und der vorteilhaften wasserseitigen Strömungsführung von $Re_{water} = 4000$ (Abbildung 10 links) werden die 2% bis zu einem Kühlwasserkapazitätsstrom bezogen auf die Aufstellfläche von 10 kW/m²K nicht überschritten. Die elektrische Leistung entspricht bei $\dot{C}_w/A_{IS} = 10$ kW/m²K lediglich 1,4% des Wärmestroms. Die Kupferbauform zeigt somit ein deutliches Potential im Hinblick auf Energieeffizienz, aber auch im Hinblick auf den Einsatz von Materialien, da die Oberflächenvergrößerung mit deutlich weniger Material herzustellen ist, als bei herkömmlichen Lamellen aus Metallblechen.

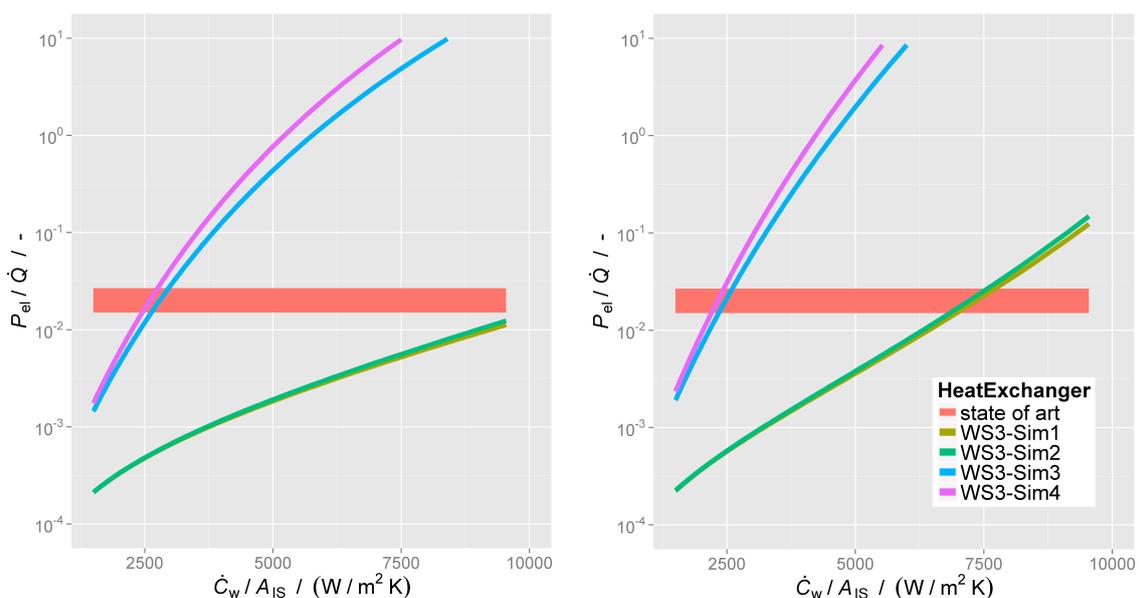


Abbildung 10: Simulation zur elektrische Leistung des Ventilators (P_{el}) bezogen auf den Wärmestrom (\dot{Q}) abhängig vom wasserseitige Wärmekapazitätsstrom ($\dot{C}_w = \dot{m}_w c_{p,w}$) bezogen auf die notwendige Aufstellfläche des Wärmeübertragers (A_{IS}) für $Re_{water} = 4000$ (links) und $Re_{water} = 440$ (rechts); Kupfervariante (WS3-Sim1 und Sim2), Edelstahlvariante (WS3-Sim3 und Sim4), üblicher Bereich bei Rückkühlern $\frac{P_{el}}{\dot{Q}} = 2 \cdot 10^{-2}$ (state of art)

6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden Einzelgewebematten und deren V-förmige Anordnung als Wärmeübertrager experimentell und simulativ untersucht. Für Einzelgewebematten aus Edelstahl konnte eine gute Übereinstimmung von Messungen und CFD-Simulationen des Druckverlusts und des Wärmeübergangs erreicht werden, so dass eine simulationsbasierte Potenzialabschätzung für andere

Materialien und ähnliche Geometrien als ausreichend genau angenommen werden kann. Für eine Gewebematte aus Kupfer werden Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite (inkl. Rohrwand und Drähte) von $\alpha = 260 \text{ W/m}^2\text{K}$ bei 1 m/s Lufteintrittsgeschwindigkeit mit einem Druckverlust von 3,6 Pa berechnet. Dieser Wert für α übertrifft klassische Lamellen (ca. $50 \text{ W/m}^2\text{K}$) bei weitem. Für die Anordnung der Gewebematte in V-Form konnte messtechnisch der Differenzdruck bestimmt werden. Vergleiche zu turbulenten 2D-CFD-Simulationen (k - ω -Model) mittels einer Volumenkraft anstelle einer geometrischen Darstellung der Gewebematten zeigen eine deutliche Über- und Unterschätzung des Druckverlusts von bis zu 50%. Insgesamt ist der Druckverlust durch den Wärmeübertrager in den Simulationen bestimmt durch die Reibungsverluste innerhalb des V-förmigen Kanals, einem Bereich der nicht direkt zum Wärmeübergang beiträgt. Eine geometrische Variation der V-Form ist deshalb unbedingt notwendig. Erweiterte Simulationen zeigen, dass die Edelstahlkonfiguration bei üblichen Aufstellflächen (Grundflächen) bezogen auf den wasserseitigen Wärmekapazitätsstrom nur eine sehr geringe Effizienz im Vergleich zu Gas-Flüssig-Wärmeübertragern aus dem Bereich der Rückkühlung aufweist. Die Kupfervariante zeigt jedoch ein sehr großes Potenzial mit elektrischen Leistungen des Ventilators bezogen auf die Normübertragungsleistung deutlich unter den üblichen 2% (bei einer noch nicht optimierten Geometrie). Nachteilig an der Bauform in dieser V-Anordnung ist jedoch die sehr geringe bauvolumenspezifische Wärmeübertragerfläche von $64 \text{ m}^2/\text{m}^3$, die zu einer großen Höhe in Luftströmungsrichtung führt. Die bauvolumenspezifische Wärmeübertragerfläche entspricht ca. 8% von üblichen Lamellenwärmeübertragern und weniger als 6% von direkten hintereinander angeordneten Gewebematten.

7 Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit sowie durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie innerhalb des Projekts SolaRück (Effiziente Rückkühlung für solarthermisch angetriebene Kälteerzeugung, FKZ 0335994) und bei der Firma Spörl KG für die Mitentwicklung der Gewebewärmeübertrager.

8 Literaturangaben

- [1] Sun, H., Bu, S. u. Luan, Y.: A high-precision method for calculating the pressure drop across wire mesh filters. *Chemical Engineering Science* 127 (2015), S. 143–150
- [2] Glatt, E., Rief, S., Wiegmann, A., Knepfel, M. u. Wegenke, E.: Structure and pressure drop of real and virtual metal wire meshes. *Berichte des Fraunhofer ITWM*, Nr. 157 (2009)
- [3] Liu, Y., Xu, G., Luo, X., Li, H. u. Ma, J.: An experimental investigation on fluid flow and heat transfer characteristics of sintered woven wire mesh structures. *Applied Thermal Engineering* 80 (2015), S. 118–126
- [4] Xu, J., Tian, J., Lu, T. J. u. Hodson, H. P.: On the thermal performance of wire-screen meshes as heat exchanger material. *International journal of heat and mass transfer* 50 (2007) 5-6, S. 1141–1154
- [5] Prasad, S. B., Saini, J. S. u. Singh, K. M.: Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material. *Solar Energy* 83 (2009) 5, S. 773–783
- [6] Li, C. u. Wirtz, R. (Hrsg.): Development of a high performance heat sink based on screen-fin technology. *IEEE* (2003)
- [7] Fugmann, H., Tahir, A. J. u. Schnabel, L.: Woven Wire Gas-To-Liquid Heat Exchanger. *World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering*, Barcelona (2015)
- [8] Fedrizzi, R.: Task 48 Quality Assurance & Support Measures for Solar Cooling Systems, A3: Heat Rejection Systems (2014)
- [9] Spörl, 2015. <http://www.spoerl.de/cm/de/start.php>
- [10] Shah, R. K u. Sekulić, D. P.: *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken (N.J.): Wiley (2003)
- [11] Hutter, C., Büchi, D., Zuber, V. u. Rudolf von Rohr, Ph.: Heat transfer in metal foams and designed porous media. *Chemical Engineering Science* 66 (2011) 17, S. 3806–3814
- [12] *Wärmeatlas: Verein Deutscher Ingenieure, VDI*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 9.Auflage (2006)
- [13] Hesselgreaves, J. E.: *Compact heat exchangers. Selection, design, and operation*. Amsterdam, New York: Pergamon (2001)