

Diala Karmo

**Beiträge zur Erhöhung der Effektivität von
Lamellenrohr-Wärmeübertragern**

**Beiträge zur Erhöhung der
Effektivität von
Lamellenrohr-Wärmeübertragern**

Diala Karmo



Universitätsverlag Ilmenau
2016

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 9. Februar 2016

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. André Thess
(Deutsches Zentrum für Luft - und Raumfahrt, Stuttgart)

2. Gutachter: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Jörg Schumacher
(Technische Universität Ilmenau)

3. Gutachter: Dr.-Ing. Stefan Moldenhauer
(IAV GmbH Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr,
Stollberg)

Tag der Verteidigung: 27. Mai 2016

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

Herstellung und Auslieferung

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

www.mv-verlag.de

ISBN 978-3-86360-145-4 (Druckausgabe)

URN urn:nbn:de:gbv:ilm1-2016000311

Danksagung

Mein Dank gilt an erster Stelle meinem Doktorvater Herrn Prof. André Thess für die hervorragende wissenschaftliche Betreuung und Unterstützung bei der Anfertigung dieser Arbeit.

Ich bedanke mich auch herzlich bei Herrn Prof. Salman Ajib für die fachlichen Diskussionen und die wissenschaftliche Betreuung in der ersten Phase des Promotionsstudiums.

Der Rosa-Luxemburg-Stiftung danke ich für die finanzielle Unterstützung mit einem Stipendium, welches mir die ganze Konzentration auf diese Arbeit ermöglichte. Mein besonderer Dank gilt an dieser Stelle Herrn Prof. Jürgen Krause für seine Hilfsbereitschaft und Unterstützung.

Mein Dank geht an meine Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Thermo- und Fluidodynamik für das offene Arbeitsklima. Besonders möchte ich mich bei Herrn Prof. Christian Karcher und Herrn Dipl.-Ing. Wolfgang Günther für die zielorientierte Diskussionsbereitschaft und wertvollen Anregungen bedanken. Den Herren Helmut Hoppe und Vigimantas Mitschunas danke ich für die Unterstützung beim Aufbau der experimentellen Anlage. Frau Colette Hentsch und Herr Dipl.-Ing. Matthias Müller bin ich für die organisatorische Unterstützung und Mitarbeit dankbar.

Ich möchte mich bei Herrn Dipl.-Ing. Henning Schwanbeck für seine Hilfsbereitschaft und technische Unterstützung bedanken.

Mein Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Arne Kienzl / PORTEC GmbH für die Hilfsbereitschaft und die Möglichkeit der Anfertigung, der an dieser Arbeit untersuchten Prototypen. Herrn Dipl.-Ing. Matthias Berge danke ich für die Unterstützung und Hilfestellung zu den Fragen der Prototypen.

Bei meinem Mann Ayman Al Khateeb und unserem Sohn Elias möchte ich mich ganz besonders herzlich bedanken für die uneingeschränkte, liebevolle und vielseitige Unterstützung während meines Studiums, ohne die diese Arbeit so nicht möglich gewesen wäre.

Ilmenau, im Februar 2016

Diala Karmo

Kurzfassung

Die Anforderungen an die Verwendung hocheffizienter Komponenten in Kälte- und Klimaanlage nehmen ständig zu, wobei Energieeffizienz, geringer Material- bzw. Platzbedarf angestrebt werden. Eine der wesentlichen Komponenten stellt dabei der Lamellenrohr-Wärmeübertrager dar. Eine Erhöhung der Leistung oder eine Reduzierung des Volumens von Wärmeübertragern haben einen großen Einfluss auf die Eigenschaften der Gesamtanlage. Die bestehenden Veröffentlichungen in diesem Bereich zeigen jedoch, dass die Effektivität der Wärmeübertragungsoberflächen nur geringfügig oder gar nicht verbessert werden konnten.

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich daher auf die Entwicklung neuer Methoden zur effektiven Auslegung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern. Dabei sollte die Wärmeübertragung verbessert werden, ohne dass sich die Abmaße des Wärmeübertragers, der Material- und Energieverbrauch vergrößern. Durch eine Recherche über vorhandene interessante Entwicklungsmethoden und die Durchführung von Voruntersuchungen sind Schlussfolgerungen zu ziehen, die als Basis für neue Auslegungsmethoden verwendet werden.

Ausgehend davon werden zwei innovative Hauptauslegungen entwickelt. Die neu entwickelten Methoden werden so beschrieben, dass konventionelle Modelle nach systematischen Schritten effektiv ausgelegt werden können. Einerseits ermöglicht die erste Auslegung (Lamellenversetzung) eine verbesserte Turbulenz und eine leichte Erhöhung der Luftgeschwindigkeit zwischen den Lamellen, andererseits sollte die zweite entwickelte Auslegung (Zickzackform) zusätzlich dazu eine größere Kontaktfläche (ellipsenförmig) zwischen den Lamellen und Rohren garantieren.

Zur Bewertung der Eigenschaften der entwickelten Modelle werden hauptsächlich die Wärmeübertragungswerte, Druckverluste, Leistungskennzahlen, Materialverbräuche und die Energieeffizienz berücksichtigt. In diesem Zusammenhang werden anhand eines typischen Wärmeübertragers adäquate neue Modelle ausgelegt, die numerisch und zum Teil experimentell untersucht werden. Durch additive Fertigungsverfahren werden dazu zwei Exemplare für ein konventionelles und ein neu entwickeltes Modell modelliert, hergestellt bzw. untersucht.

Schlagwörter: Lamellenrohr-Wärmeübertrager, Zickzackform, Lamellenversetzung, Leistungskennzahl, Wärmeübertragung, Druckverlust, Fertigungsverfahren, Materialverbrauch, Leistungsbedarf, experimentelle und numerische Untersuchungen.

Abstract

The requirements for the use of highly efficient components in refrigeration and air-conditioning equipment are constantly increasing, with the aim of achieving a high energy efficiency as well as low space and material requirements. Here, one of the essential components is the finned-tube heat exchanger. An increase in performance or a reduction in the volume of heat exchangers has a large influence on the properties of the overall equipment. Previous publications in this area show that the effectiveness of the heat transfer surfaces could be improved only slightly or it could not be improved at all.

Therefore, the present work focuses on the development of new methods for an effective design of finned-tube heat exchangers. The aim is to enhance the heat transfer without increasing the dimensions of the heat exchanger, the material and energy consumption. By researching into already existing, interesting development methods and by conducting preliminary investigations conclusions can be drawn which are used as the basis for the new design methods.

Based on that, two main innovative designs will be developed. The newly developed methods will be described in such a way that the conventional models are efficiently designed through a number of systematic steps. On the one hand, the first design (offset arrangement of the fins) allows an improved turbulence and a slight increase in air speed between the fins. On the other hand, in addition to that, the second design developed (zigzag shape), should ensure a larger contact surface (elliptical) between the fins and the tubes.

To evaluate the properties of the developed models, the heat transfer rate, pressure drop, performance factor, consumption of materials and energy efficiency are mainly considered. In this connection, new adequate models are designed on the basis of typical heat exchanger, which will then be examined numerically and partially experimentally. By means of additive manufacturing processes, two prototypes of a conventional and a developed model are designed, manufactured and examined.

Keywords: finned-tube heat exchanger, zigzag shape, offset arrangement of fins, performance factor, heat transfer, pressure drop, manufacturing processes, material consumption, power requirement, experimental and numerical investigations.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-------------|
| Danksagung | V |
| Kurzfassung | VI |
| Abstract | VIII |
| Inhaltsverzeichnis | IX |
| Abkürzungs- und Symbolverzeichnis | XII |
| Abbildungsverzeichnis | XVI |
| Tabellenverzeichnis | XIX |
| 1 Einleitung | 1 |
| 1.1 Zielstellung | 3 |
| 1.2 Aufbau der Arbeit..... | 3 |
| 2 Analyse des Standes der Technik | 6 |
| 2.1 Wärmeübertragung..... | 6 |
| 2.2 Wärmeübertrager | 7 |
| 2.3 Lamellenrohr-Wärmeübertrager | 8 |
| 2.3.1 Befestigung von Lamellen und Rohren | 11 |
| 2.3.2 Additive Fertigungsverfahren | 12 |
| 2.3.3 Einflussgrößen auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust..... | 13 |
| 2.3.3.1 Strömungsgeschwindigkeit | 13 |
| 2.3.3.2 Lamellen | 14 |
| 2.3.3.3 Rohre | 17 |
| 2.4 Zusammenfassung zum Stand des Wissens..... | 18 |
| 3 Grundlagen für die Untersuchungen | 21 |
| 3.1 Numerische Untersuchungen | 21 |
| 3.1.1 Theoretische Grundlagen des numerischen Simulationsverfahrens | 21 |
| 3.1.1.1 Differentialgleichungen..... | 21 |
| 3.1.1.2 Turbulenzmodell..... | 23 |
| 3.1.2 Modellierung | 25 |
| 3.1.2.1 Modellgeometrie und Berechnungsgebiet..... | 25 |
| 3.1.2.2 Randbedingungen..... | 26 |
| 3.1.2.3 Erzeugung des Rechnetzes | 28 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 3.1.2.4 | Lösungsalgorithmus und -verfahren..... | 29 |
| 3.1.3 | Theoretische Grundlagen zur Auswertung der Wärmeübertragung und des Druckverlusts auf der Luftseite | 31 |
| 3.1.3.1 | Wärmeübertragung | 31 |
| 3.1.3.2 | Druckverlust und Energieverbrauch | 34 |
| 3.1.3.3 | Leistungskennzahl | 36 |
| 3.2 | Validierung der numerischen Ergebnisse | 37 |
| 3.2.1 | Windkanal | 38 |
| 3.3 | Fazit..... | 39 |
| 4 | Numerische Voruntersuchungen | 40 |
| 4.1 | Lamellenneigung | 40 |
| 4.2 | Untersuchungsmodell..... | 43 |
| 4.3 | Entwicklungsalternativen | 44 |
| 4.3.1 | Lamellenoberflächenvergrößerung | 45 |
| 4.3.2 | Kombination von Lamellenoberflächenvergrößerung und Lamellenneigung | 46 |
| 4.4 | Berechnungsgebiet und verwendete Randbedingungen..... | 48 |
| 4.5 | Numerische Ergebnisse | 48 |
| 4.6 | Diskussion | 51 |
| 4.6.1 | Wärmeübertragungsverteilung auf den Wärmeübertragungsflächen..... | 52 |
| 4.6.2 | Untersuchungen mit reduzierter Reihenanzahl..... | 54 |
| 4.7 | Zusammenfassung | 54 |
| 5 | Entwurfsmethodik und Lösungsstrategie | 56 |
| 5.1 | Konventionelles Modell und Restriktionen..... | 56 |
| 5.2 | Wärmeübertrager mit versetzter Anordnung der Lamellen (Lamellenversetzung)..... | 57 |
| 5.2.1 | Entwicklungsmethode - Lamellenversetzung..... | 58 |
| 5.2.2 | Eigenschaften | 59 |
| 5.3 | Zickzackförmige Wärmeübertrager | 60 |
| 5.3.1 | Entwicklungsmethode - Zickzackform..... | 60 |
| 5.3.2 | Bestimmung von Dimensionen | 62 |
| 5.3.3 | Auslegungsalternativen | 66 |
| 6 | Experimentelle und numerische Untersuchungen | 68 |
| 6.1 | Untersuchungsplan | 68 |
| 6.2 | Konventionelles Modell..... | 68 |
| 6.3 | Entwicklungsmodelle | 75 |
| 6.3.1 | Lamellenversetzung..... | 75 |
| 6.3.2 | Zickzackform..... | 76 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 6.4 | Numerische Ergebnisse | 78 |
| 6.5 | Energie- und Materialverbrauch | 81 |
| 6.6 | Leistungskennzahl..... | 84 |
| 6.7 | Herstellung zickzackförmiger Wärmeübertrager..... | 85 |
| 6.7.1 | Biegen..... | 85 |
| 6.7.2 | Löten..... | 86 |
| 6.7.3 | Rapid Tooling..... | 88 |
| 6.8 | Fazit..... | 88 |
| 6.9 | Experimentelle und numerische Erprobung der gefertigten Wärmeübertrager | 89 |
| 7 | Zusammenfassung und Ausblick..... | 97 |
| A | Stoffeigenschaften der Luft sowie der Lamellen- und Rohrmaterialien..... | 103 |
| B | Numerische Untersuchung der Prototypen..... | 104 |
| | Literaturverzeichnis | 107 |

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

| | |
|--------|---|
| Abb. | Abbildung |
| bspw. | beispielsweise |
| bzw. | beziehungsweise |
| ca. | circa |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| d. h. | das heißt |
| ggf. | gegebenenfalls |
| konst. | konstant |
| Nr. | Nummer |
| RNG | Renormalization-Group |
| SIMPLE | Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation |
| sog. | sogenannte |
| Tab. | Tabelle |
| u. a. | unter anderem, und andere |
| vgl. | vergleiche |
| z. B. | zum Beispiel |

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

| Zeichen | SI-Einheit | Bedeutung |
|----------|------------|---|
| A | m^2 | Fläche |
| A | m | Abstand zwischen Lamellenunterkante und erstem Rohr, vgl. Abb. 5.1, Abb. 5.2 und Abb. 5.4 |
| B | m | Abstand zwischen Lamellenoberkante und viertem Rohr, vgl. Abb. 5.1, Abb. 5.2 und Abb. 5.4 |
| C | m | Abstand zwischen zwei versetzten Rohren, vgl. Abb. 5.1, Abb. 5.2 und Abb. 5.4 |
| C_p | $J/(kg K)$ | spezifische isobare Wärmekapazität |
| d_a, D | m | Rohrdurchmesser, außen |
| d_{ae} | m | äquivalenter Durchmesser |

| Zeichen | SI-Einheit | Bedeutung |
|------------|------------|---|
| d_i | m | Rohrdurchmesser, innen |
| F_1 | m | vertikaler Abstand zwischen zwei benachbarten Lamellenober- oder Lamellenunterkanten, vgl. Abb. 5.2 |
| \dot{H} | W | Enthalpiestrom |
| H_{lam} | m | Höhe der Lamellen (Bautiefe des Lamellenblocks) |
| h | J/kg | spezifische Enthalpie |
| K | m | Höhe des von zwei benachbarten geneigten Rohrabschnitten gebildeten gleichschenkligen Dreiecks, vgl. Abb. 5.6 |
| k | $W/(m K)$ | Wärmeleitfähigkeit der Luft |
| k | m^2/s^2 | turbulente kinetische Energie |
| L | - | Leistungskennzahl; $L = St_{dae}^3/\xi_m$ |
| L_R, L | m | Länge des Rohrs |
| L_{char} | m | charakteristische Länge |
| L, M | m | Erste und zweite Seitenlänge des von zwei benachbarten geneigten Rohrabschnitten gebildeten gleichschenkligen Dreiecks, vgl. Abb. 5.6 |
| \dot{m} | kg/s | Massenstrom |
| Ma | - | Mach-Zahl, $Ma = \text{Geschwindigkeit des Fluids}/\text{Schallgeschwindigkeit}$ |
| n | Rohrreihe | Anzahl der Rohrreihen im konventionellen Modell |
| n_1 | Rohrreihe | Anzahl der Rohrreihen im entwickelten Modell |
| N_{Lam} | Lamelle | Lamellenanzahl |
| N_R | Rohrreihe | Anzahl der Rohrreihen |
| N_{RR} | Rohr | Anzahl der Rohre in jeder Reihe |
| Nu_{dae} | - | Nußelt-Zahl; $Nu_{dae} = \alpha_m d_{ae}/\lambda$ |
| P | Pa | Druck |
| P | W | Leistungsbedarf |
| Pr_{ein} | - | Prandtl-Zahl; $Pr_{ein} = \eta C_p/\lambda$ |
| \dot{Q} | W | Wärmestrom |
| \dot{q} | W/m^2 | Wärmestromdichte |
| Re_H | - | Reynolds-Zahl; $Re_H = u_{max}(4A_{min} s_l z_l / A_{Wü})/\nu$ |
| Re_{dae} | - | Reynolds-Zahl; $Re_{dae} = u_m d_{ae}/\nu$ |
| S | m | Lamellenabstand |
| S_1 | m | Lamellenabstand; $S_1 = S \cdot \sin \alpha$ |
| s_l | m | Längsteilung des Rohrs |

| Zeichen | SI-Einheit | Bedeutung |
|------------|------------|---|
| s_q | m | Querteilung des Rohrs |
| St_{dae} | - | Stanton-Zahl, $St_{dae} = Nu_{dae}/Re_{dae}Pr_{ein}$ |
| T | K | Temperatur |
| t_{lam} | m | Lamellenteilung |
| U_1 | m | vertikaler Abstand zwischen zwei benachbarten Lamellenober- oder Lamellenunterkanten, vgl. Abb. 5.4 |
| u_{ein} | m/s | Anströmgeschwindigkeit |
| u_m | m/s | Mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Lamellenrohr-Wärmeübertrager |
| u_{max} | m/s | Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt des Lamellenrohr-Wärmeübertragers |
| \vec{u} | m/s | resultierender Geschwindigkeitsvektor |
| u, v, w | m/s | Geschwindigkeit |
| V | m^3 | Volumen des Lamellenrohr-Wärmeübertragers |
| \dot{V} | m^3/s | Volumenstrom |
| X, Y, Z | m | Dimensionen des Wärmeübertragers |
| x, y, z | - | Kartesische Koordinaten |
| z_l | m | Anzahl der Rohre in Hauptströmungsrichtung |
| z_q | m | Anzahl der Rohre quer zur Hauptströmungsrichtung |

Griechische Buchstaben

| Zeichen | SI-Einheit | Bedeutung |
|----------------|------------|---|
| α | $W/(m^2K)$ | Wärmeübergangskoeffizient |
| 2α | $^\circ$ | Biegewinkel des Rohrs, vgl. Abb. 5.4 |
| α_m | $W/(m^2K)$ | mittlerer Wärmeübergangskoeffizient |
| β | $^\circ$ | Neigungswinkel des Rohrs, vgl. Abb. 5.4 |
| Γ_ϕ | - | allgemeiner Diffusionskoeffizient |
| δ_{Lam} | m | Lamellendicke |
| δ_{ij} | - | Dehnungsgeschwindigkeitstensor |
| ζ | - | Widerstandsbeiwert |
| η | - | Wirkungsgrad |
| θ | $^\circ$ | Neigungswinkel der Lamelle |
| λ | $W/(m K)$ | Wärmeleitfähigkeit der Luft |

| Zeichen | SI-Einheit | Bedeutung |
|----------------|-------------|---|
| μ | $kg/(m\ s)$ | dynamische Viskosität der Luft |
| ν | m^2/s | kinematische Viskosität der Luft |
| ξ_m | - | Mittlerer Widerstandsbeiwert |
| ρ, ρ_L | kg/m^3 | Dichte der Luft |
| σ | - | turbulente Prandtl-Zahl |
| τ_{ij} | - | Spannungstensor |
| ψ | - | Hohlraumanteil des Lamellenrohr-Wärmeübertragers |
| ω | ° | der Kathete S_1 gegenüberliegender Winkel des rechtwinkligen Dreiecks an zwei benachbarten versetzten Lamellenenden |

Lateinische Buchstaben

Indizes

| Zeichen | Bedeutung |
|---------------|---|
| <i>aus, a</i> | außen |
| <i>ein</i> | Eintritt von dem Lamellenrohr-Wärmeübertrager |
| <i>F</i> | Fluid |
| <i>gesm.</i> | gesamt |
| <i>GR</i> | Grundrohr |
| <i>i, j</i> | Zählindex |
| <i>L</i> | Luft |
| <i>Lam</i> | Lamelle |
| <i>m</i> | mittel |
| <i>max</i> | maximal |
| <i>min</i> | minimal |
| <i>Pumpe</i> | Wasserpumpe |
| <i>R</i> | Rohr |
| <i>ref.</i> | Referenz |
| <i>Ven.</i> | Ventilator |
| <i>W</i> | Wand |
| <i>Wü</i> | Wärmeübertrager |

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abb. 2.1: Klassifizierung von Wärmeübertragern nach Bauart, in Anlehnung an (Wagner, 2009 S. 115)..... | 7 |
| Abb. 2.2: Schematische Darstellung der Anlage eines Lamellenrohr-Wärmeübertragers | 9 |
| Abb. 2.3: Darstellung der Herstellungsverfahren und Lamellenfuß-Befestigungen, in Anlehnung an (1994 S. 134)..... | 11 |
| Abb. 2.4: Darstellung der Lamellenneigung in Anlehnung an (Sahin, et al., 2007)..... | 16 |
| Abb. 3.1: Darstellung Berechnungsgebiet des untersuchten Modells..... | 26 |
| Abb. 3.2: Der verwendete Windkanal | 38 |
| Abb. 4.1: Darstellung des Einflusses des Neigungswinkels auf die Lamellenanzahl (eine Rohrreihe) | 40 |
| Abb. 4.2: Darstellung des Einflusses des Neigungswinkels auf die Lamellenanzahl (zwei Rohrreihen)..... | 42 |
| Abb. 4.3: Der untersuchte Kühlturm (Wärmeübertrager)..... | 43 |
| Abb. 4.4: Skizzierung von Lamellen, Rohren und wichtiger Dimensionierungen in [mm]..... | 44 |
| Abb. 4.5: Lamellenabschnitte in den zu untersuchenden Modellen mit flachen, abgewinkelten, bzw. gebogenen Lamellen [(c), (a) bzw. (b)]. [d und e] stellen ein Teilstück des entsprechenden Lamellenabschnitts dar | 46 |
| Abb. 4.6: Änderung der Neigungswinkel und der Abstände zwischen den Rohrachsen und Lamellen | 47 |
| Abb. 4.7: Die gebogenen Lamellen mit den Randbedingungen und der Netzstruktur..... | 48 |
| Abb. 4.8: a) Aufteilung des untersuchten Modells in vier Teile. b) Veränderung der Abstände zwischen den Rohren in Abhängigkeit von der Änderung des Neigungswinkels | 53 |
| Abb. 5.1: Allgemeine Schnittansichten bei dem zu untersuchenden Wärmeübertrager (das konventionelle Modell)..... | 57 |
| Abb. 5.2: Allgemeine Anordnung von Lamellen und Rohren in der Z-Y-Ebene beim Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen | 58 |
| Abb. 5.3: Eine Schnittansicht in der X-Y-Ebene beim Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen | 59 |

| | |
|---|----|
| Abb. 5.4: Schematische Darstellung der Anordnung von Lamellen und Rohren in der Z-Y-Ebene beim zickzackförmigen Wärmeübertrager (Zickzackform)..... | 61 |
| Abb. 5.5: Skizzierung des Kontakts zwischen den Rohren und Lamellen in der X-Y-Ebene bei geraden Rohrstückteilen (Zickzackform)..... | 62 |
| Abb. 5.6: Das gleichschenklige Dreieck in Abb. 5.4 | 63 |
| Abb. 6.1: Foto des handelsüblichen Wärmeübertragers..... | 69 |
| Abb. 6.2: Darstellung des Versuchsbaus..... | 71 |
| Abb. 6.3: Die wichtigsten Messstelle auf der Ein-und Austrittsfläche (Alle Dimensionen sind in mm gegeben)..... | 72 |
| Abb. 6.4: Darstellung der Untersuchten Modelle: (a) konventionelles Model, (b) Lamellenversatz, (c) Zickzackform 1, (d) Zickzackform 2 | 77 |
| Abb. 6.5: Vergleich der Wärmeströme \dot{Q} bei $u_{\text{ein}} = 2,354$ m/s | 78 |
| Abb. 6.6: Vergleich der luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_m bei $u_{\text{ein}} = 2,354$ m/s | 79 |
| Abb. 6.7: Vergleich der Druckverluste ΔP bei $u_{\text{ein}} = 2,354$ m/s..... | 79 |
| Abb. 6.8: Temperaturverteilung auf der Lamellenoberfläche der untersuchten Modelle | 80 |
| Abb. 6.9: Geschwindigkeitsprofile in der Kanalmitte der untersuchten Modelle..... | 81 |
| Abb. 6.10: Vergleich zwischen dem Leistungsbedarf und den Wärmeströmen..... | 82 |
| Abb. 6.11: Vergleich der Leistungskennzahlen..... | 84 |
| Abb. 6.12: Perspektivische Ansicht eines zickzackförmigen Wärmeübertragers (Biegeverfahren)..... | 86 |
| Abb. 6.13: Lamellendimensionen | 86 |
| Abb. 6.14: Lötverfahren zur Herstellen von zickzackförmigen Rohren | 87 |
| Abb. 6.15: Perspektivische Ansicht eines zickzackförmigen Wärmeübertragers (Lötverfahren)..... | 87 |
| Abb. 6.16: Die gefertigten Prototypendes Wärmeübertragers | 90 |
| Abb. 6.17: Vergleich der experimentellen Untersuchungen (Wärmestrom \dot{Q}) | 91 |
| Abb. 6.18: Vergleich der experimentellen Untersuchungen (Druckverlust ΔP).... | 92 |
| Abb. 6.19: Vergleich der experimentellen Untersuchungen (Leistungsbedarf P_{Ven} auf der Luftseite)..... | 92 |
| Abb. 6.20: Auswertung der experimentellen Ergebnisse (Erhöhungen der Wärmeströme und des Leistungsbedarfs)..... | 93 |
| Abb. 6.21: Vergleich der Effektivität der neuen Auslegung..... | 94 |

| | |
|--|-----|
| Abb. 6.22: Vergleich der Erhöhung des Wärmestroms und des Leistungsbedarfs | 96 |
| Abb. B. 1: Die untersuchten Modelle und ihr Koordinatensystem: (a) konventionelles Modell, (b) zickzackförmiges Modell..... | 104 |
| Abb. B. 2: Vergleich der Wärmeströme \dot{Q} | 105 |
| Abb. B. 3: Vergleich der Druckverluste auf der Luftseite ΔP | 105 |
| Abb. B. 4: Leistungsbedarf auf der Luftseite $P_{Ven.}$ | 106 |

Tabellenverzeichnis

| | |
|---|----|
| Tab. 1.1: Überblick über den Inhalt der Arbeit..... | 4 |
| Tab. 2.1: Zusammenfassung wesentlicher Patente zum Lamellenrohr-Wärmeübertrager | 10 |
| Tab. 2.2: Übersicht ausgewählter Publikationen zum Thema der Untersuchungen von Wärmeübertragern | 19 |
| Tab. 2.3: Darstellung ausgewählter Veröffentlichungen zur Verbesserung der Wärmeübertragung und ihre Nachteile | 20 |
| Tab. 4.1: Die gesammelten Simulationsdaten aus dem Wärmeübertrager im Labor | 45 |
| Tab. 4.2: Simulationsergebnisse der Untersuchung der drei Modelle: \dot{Q}_1 Wärmestrom durch Lamellenflächen, \dot{Q}_2 Wärmestrom durch Rohroberfläche..... | 49 |
| Tab. 4.3: Die Erhöhungen der Wärmeströme \dot{Q} in den drei Modellen | 50 |
| Tab. 4.4: Vergleich der Modelle mit unterschiedlichen Neigungswinkeln | 50 |
| Tab. 4.5: Verteilung der Wärmeübertragungswerte (Wärmeströme) des untersuchten Modells $\theta = 0^\circ$ | 53 |
| Tab. 4.6: Verteilung der Wärmeübertragungswerte (Wärmeströme) des untersuchten Modells $\theta = 45^\circ$ | 53 |
| Tab. 4.7: Vergleich der Modelle mit unterschiedlichen Rohrreihen | 54 |
| Tab. 6.1: Beschreibung der Untersuchungsziele..... | 69 |
| Tab. 6.2: Die Geometrie des Wärmeübertragers im Labor..... | 70 |
| Tab. 6.3: Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse..... | 74 |
| Tab. 6.4: Simulationsdaten der untersuchten Modelle | 77 |
| Tab. 6.5: Vergleich der Materialeinsparung..... | 83 |
| Tab. 6.6: Vergleich zwischen konventionellen und zickzackförmigen Modell.... | 94 |

1 Einleitung

Die Erwärmung oder Abkühlung von Medien gehört zu den wichtigsten Prozessen in vielen industriellen Anwendungen. Solche Prozesse werden im Prinzip in Wärmeübertragern durchgeführt. Die häufig in Kälte- und Klimaanlage verwendeten Wärmeübertrager stellen die Lamellenrohr-Wärmeübertrager dar, die hauptsächlich aus parallelen Rohren (Rohrbündel) und dazu senkrecht befestigten parallelen Lamellen bestehen. Sie sind dazu konzipiert, Wärme von einem wärmeren Medium auf ein kälteres zu übertragen. Dank ihrer Verfügbarkeit werden hierbei meist Gase z. B. Luft und Fluid, z. B. Wasser, als Medien benutzt. Das Wasser fließt durch die Rohre, während die Luft quer dazu zwischen den Lamellen strömt.

Die Lamellen haben die Aufgabe, die wärmeübertragende Fläche zu vergrößern. Das Ziel ist dabei die Reduzierung der gasseitigen Wärmeübertragungswiderstände, die aufgrund niedriger Werte für Wärmeleitfähigkeit und geringer Dichte von Gasen (Luft) verursacht werden. Traditionell wurde die Oberfläche sowohl durch die Erhöhung der Lamellenzahl als auch durch die Vergrößerung der Lamellendimensionen und/oder die Veränderung der Lamellenform erreicht. Diese Optimierung der Wärmeübertragung ist mit einer Zunahme des Materialverbrauchs verbunden. Die Vergrößerung der Lamellendimensionen führt jedoch zur Verringerung der tatsächlich an den Lamellen übertragenen Wärme und somit des Lamellenwirkungsgrads vgl. (Kays, et al., 1984 S. 15f; Incropera, et al., 1985 S. 107). Die Erhöhung der Lamellenanzahl verursacht weiterhin eine Erhöhung der Druckverluste bei gleichbleibendem Massenstrom zwischen den Lamellen, vgl. (Shah, et al., 1978 S. 40).

Die Veränderung der Lamellenform wird durch die Anwendung von z. B., gewellten und geprägten Lamellen realisiert. An dieser Stelle lassen sich die Turbulenzen erhöhen und die wärmeübertragenden Oberflächen vergrößern. Im Gegensatz dazu steigern die Druckverluste und die verbundenen Energieverbräuche. Außerdem können Schwierigkeiten bei Reinigungs- und Instandhaltungsmaßnahmen auftreten, vgl. (Bednarski, et al., 2011).

Zur Verbesserung des Kontakts zwischen Lamellen und Rohren und gleichzeitig zur Vergrößerung der Oberflächen der Rohre gehört die Benutzung von ellipsenförmigen Rohren (Ovalrohre). Mit dieser Optimierung können sowohl der Druck-

verlust als auch das Hufeisenwirbelgebiet hinter dem Rohr verringert werden, wobei diese Rohrform kleinere Widerstände im Vergleich zum kreisförmigen Rohr hat vgl. (Réz, 2004). Da solche Rohre für spezielle Zwecke gefertigt werden, sind zusätzliche Herstellungskosten zu erwarten. Es ist weiterhin zu bemerken, dass die Zunahme des Materialverbrauchs für die Rohre und Lamellen mit dem Schwund natürlicher Ressourcen verbunden sind. Darüber hinaus erhöhen sich dabei die CO₂-Emissionen während der Bearbeitung der Rohstoffe bis zu fertigen Produkten, vgl. (Bednarski, et al., 2011).

Eine weitere Möglichkeit zur wirksamen Verringerung der gaseitigen Wärmeübertragungswiderstände besteht darin, die Strömungsgeschwindigkeiten des Gases und dadurch die konvektiven Wärmeübertragungskoeffizienten des Gases zu erhöhen. Das hat jedoch zur Folge, dass Druckverluste des Gases stark überproportional zunehmen. Ebenfalls steigert sich die mechanische Förderenergie, vgl. (Kays, et al., 1973 S. 19). Diese negativen Wirkungen wurden teilweise so vermieden, dass die Lamellen geneigt werden. Das heißt, dass der Winkel zwischen Lamellen und Rohren geringer als 90° ist, vgl. (Sahin, et al., 2007). Die Erhöhung des Neigungswinkels bei konstanten Gaseintrittsflächen ermöglicht eine leichte Erhöhung der Querschnittsgeschwindigkeit (des Gases), der Kontaktfläche zwischen Lamellen und Rohren, der Turbulenz und damit der Wärmeübertragung. Jedoch kann die Lamellenneigung abhängig von Neigungswinkel und Rohrreihenanzahl zur signifikanten Reduzierung der Volumenausnutzung und weiterhin zur einer relativ geringen Erhöhung der Druckverluste führen, vgl. (Karmo, et al., 2013).

Es ist zu bemerken, dass die Verbesserung der Eigenschaften (Abmaße, Wärmeübertragungswerte) von Wärmeübertragern positive Auswirkungen auf die Eigenschaften (Energieeffizienz, Materialverbrauch, Flächenbedarf etc.) von Anlagen, in denen die Wärmeübertrager zu installieren sind, haben. Beispielsweise führt eine Reduzierung der Dimensionen von Wärmeübertragern dazu, dass das gewonnene Volumen für andere Geräte in der Anlage gespart wird. Das bedeutet, nicht nur der Materialverbrauch des Wärmeübertragers, sondern auch jener der Anlage kann verringert werden. Zunehmende Anforderungen an Umweltschutz und an Energieeffizienz lassen sich realisieren, indem Wärmeübertrager effizient ausgelegt werden.

1.1 Zielstellung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist zunächst eine vertiefte Analyse von vorhandenen Untersuchungen im Bereich der Lamellenrohr-Wärmeübertrager durchzuführen, um die wichtigsten Methoden zur Auslegungen von Wärmeübertragern zu diskutieren. Am Ende dieser Phase sollten Schlüsse gezogen werden, die für weitere Entwicklungen bzw. für neue Auslegungen verwendet werden.

Im Fokus dieser Arbeit sollten neue Methoden bzw. Lösungsansätze entwickelt werden, die zur verbesserten Anordnung von Lamellen und Rohren dienen. Ohne die Vergrößerung der Wärmeübertragungsoberflächen oder der Abmaße des Wärmeübertragers soll dabei die Wärmeübertragung gesteigert und/oder der Materialverbrauch reduziert werden. Die entwickelten Auslegungsschritte werden systematisch beschrieben, sodass Eigenschaften von neuen Modellen leicht verstanden werden können. Die Einflussgrößen, vor allem die Wärmeübertragungswerte und Druckverluste, von den entwickelten effektiven Wärmeübertragern, werden numerisch und zum Teil experimentell überprüft. Diese Einflussgrößen werden mit denen für adäquate konventionelle Auslegungen verglichen und ausführlich diskutiert. Herstellungspotenziale für neue Auslegungen sollten beleuchtet werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

Die Arbeit gliedert sich in sieben Kapitel. Die wesentlichen Inhalte zeigt die Tab. 1.1. Das erste Kapitel beschäftigt sich mit der Darstellung des Forschungsgebiets und der Problemstellung sowie auch der Gliederung der Arbeit.

Im zweiten Kapitel wird zunächst der Begriff der Wärmeübertragung kurz definiert und die Wärmeübertrager klassifiziert. Hervorgehoben werden die Lamellenrohr-Wärmeübertrager. In diesem Zusammenhang werden Methoden zur Zusammensetzung von Lamellen und Rohren kurz vorgestellt, darunter ein generatives Fertigungsverfahren. Anschließend erfolgt eine Darstellung der wichtigsten Optimierungspotenziale von Lamellenrohr-Wärmeübertragern, wobei Einflussfaktoren auf die Wärmeübertragung und Druckverluste beschrieben bzw. zusammengefasst werden.

| | |
|-----------|---|
| Kapitel 1 | <ul style="list-style-type: none"> • Einleitung und Zielstellung |
| Kapitel 2 | <ul style="list-style-type: none"> • Überblick über Wärmeübertragung und Wärmeübertrager • Darstellung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern • Einflussfaktoren auf Wärmeübertragung und Druckverlust |
| Kapitel 3 | <ul style="list-style-type: none"> • Grundlage der numerischen Rechenverfahren • theoretische Grundlagen zur Auswertung der Wärmübertragung und des Druckverlusts auf der Luftseite |
| Kapitel 4 | <ul style="list-style-type: none"> • Betrachtung und Analyse interessierender Modelle • numerische Untersuchungen von vorgeschlagenen Lösungsansätzen • Ableitung und Zusammenfassung wesentlicher Schlüsse zur Entwicklung neuer Auslegungen |
| Kapitel 5 | <ul style="list-style-type: none"> • Entwicklung von neuen Methoden: <ul style="list-style-type: none"> ◊ Lamellenversetzung ◊ Zickzackform • Eigenschaften und Optimierungspotenziale von entwickelten Modellen |
| Kapitel 6 | <ul style="list-style-type: none"> • Numerische und experimentelle Untersuchungen eines handelsüblichen Wärmeübertragers • Darstellung der drei entwickelten adäquaten Modelle: Lamellenversetzung, Zickzackform 1 und 2 • Numerische Untersuchung der entwickelten Modelle • Beleuchtung von Herstellungsmöglichkeiten im Fall von Zickzackform • Modellierung, Herstellung und Untersuchungen (numerisch und experimentell) von zwei Prototypen, die mit Hilfe eines additiven Fertigungsverfahrens gefertigt wurden |
| Kapitel 7 | <ul style="list-style-type: none"> • Zusammenfassung |

Tab. 1.1: Überblick über den Inhalt der Arbeit

Die Grundlagen des numerischen Rechenverfahrens werden in Kapitel 3 zusammengefasst. Weiterhin werden die theoretischen Grundlagen zur Auswertung der Wärmeübertragung und des Druckverlusts auf der Luftseite des Wärmeübertragers erläutert. Ein kurzer Überblick über die Validierung der numerischen Ergebnisse wird gegeben. Dabei werden der verwendete Windkanal und seine Funktion dargestellt.

Kapitel 4 fokussiert sich auf die Analyse interessanter vorhandener Lösungsansätze für Lamellenrohr-Wärmeübertrager, wobei die Nachteile zu identifizieren sind. Darauf aufbauend werden Lösungsansätze vorgeschlagen und im Rahmen von Voruntersuchungen numerisch überprüft. Nachfolgend werden die wichtigsten Schlüsse zu weiteren Entwicklungen bzw. zu neuen Auslegungen abgeleitet und zusammengefasst.

Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen werden in Kapitel 5 neue Methoden zur effektiven Auslegungen von Lamellenrohr-Wärmeübertragern entwickelt. Anhand eines typischen Modells werden Entwurfsmethodik und

Lösungsstrategien systematisch entwickelt. Dabei werden zwei Hauptauslegungen dargestellt. Sie werden als Lamellenversetzung und Zickzackform bezeichnet. Die Eigenschaften bzw. die Optimierungspotenziale der neuen Auslegung werden detailliert erläutert.

Kapitel 6 beschäftigt sich mit der Durchführung numerischer und experimenteller Untersuchungen von handelsüblichen bzw. entwickelten Wärmeübertragern. Anhand von einem handelsüblichen Wärmeübertrager werden drei entwickelte Auslegungen bzw. Konstruktionen vorgestellt, die als Lamellenversetzung, Zickzackform 1 und Zickzackform 2 bezeichnet werden. Um die neuen Auslegungsalternativen zu überprüfen werden Simulationsberechnungen durchgeführt. Dabei werden Werte von Wärmeübertragung, Druckverlust, Leistungsbedarf, Materialverbrauch und Leistungskennzahl ermittelt und mit denen des handelsüblichen Wärmeübertragers verglichen und diskutiert. Des Weiteren werden die Herstellungsmethoden des entwickelten zickzackförmigen Wärmeübertragers kurz beleuchtet. Zum Zwecke weiterer experimenteller und numerischer Untersuchungen werden zwei Prototypen modelliert und mittels eines generativen Fertigungsverfahrens hergestellt.

Abgeschlossen wird die Arbeit mit einer Zusammenfassung zu den wichtigsten Inhalten und Schlussfolgerungen in Kapitel 7.

2 Analyse des Standes der Technik

2.1 Wärmeübertragung

Bestehen zwischen zwei Medien, nicht voneinander isolierten Körpern, Stoffen oder Fluiden (Gasen oder Flüssigkeiten), Temperaturunterschiede, so fließt Wärme in der Regel vom höheren zum tieferen Temperaturniveau. Das Phänomen bezeichnet man als Wärmeübertragung (engl.: Heat transfer).

Die Wärmeübertragung kann durch Wärmeleitung, Konvektion oder Strahlung stattfinden, vgl. z. B. (Plank, 1988 S. 1f; Böckh, et al., 2014 S. 3f). Durch Wärmeleitung erfolgt eine Wärmeübertragung aufgrund von unmittelbarer Berührung zwischen zwei unbewegten Medien oder zwischen Teilen in einem Medium, wenn hierbei ein Temperaturgradient vorhanden ist. Dabei ist die Wärmeübertragung von den physikalischen Stoffeigenschaften abhängig. Befinden sich bewegte flüssige oder gasförmige Medien (strömende Fluide) in unmittelbarer Berührung mit einem festen Medium bzw. einer Wand, so findet Wärmeübertragung durch Konvektion statt. Man unterscheidet weiterhin zwischen freien und erzwungenen Strömungen und damit zwischen freier (natürlicher) und erzwungener Konvektion. Wird die Bewegung der Fluide nur durch Dichteunterschiede beeinflusst, so spricht man von der freien Konvektion. Bei der erzwungenen Konvektion verursacht ein Druckunterschied die Strömung. Dieser Druckunterschied kann künstlich sein, d. h. er wird bspw. durch eine Pumpe oder einen Ventilator erzeugt. Zusätzlich zu den Stoffeigenschaften sind die hydrodynamischen Vorgänge und die Flächenbeschaffenheit von großer Bedeutung für die Wärmeübertragung. Unter Wärmestrahlung versteht man die Übertragung von Wärme bzw. Energie durch elektromagnetische Wellen, d. h. ohne materielle Träger. In der Technik treten oft alle drei Wärmeübertragungsarten gleichzeitig auf. Da die Wärmestrahlung in solchen Wärmeübertragern klein ist, lässt sie sich vernachlässigen, vgl. (Grammling, 1985).

Bezüglich der Strömungsform ist zwischen den laminaren und turbulenten Strömungen zu unterscheiden. Laminare Strömung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Fluid in Schichten parallel zur Wand strömt, wobei sich die Stromschichten nicht untereinander vermischen. Die Wärmeübertragung zwischen dem Fluid und der Wand erfolgt durch Wärmeleitung, vgl. (Plank, 1988 S. 2). Treten bei der Flu-

idströmung Turbulenzen (Verwirbelungen oder Querströmungen) auf, so wird diese als turbulente Strömung bezeichnet. Dadurch verstärkt sich die Durchmischung der Fluidmoleküle bzw. die Wärmeübertragung. Die Strömungsgeschwindigkeit der Fluide ist in der Regel nicht konstant. Sie ist vom Fluid selbst und vom Strömungskanal abhängig. Zu erwähnen ist weiterhin, dass die konvektive Wärmeübertragung nur in der laminaren Grenzschicht entsteht.

Zur Wärmeübertragung in der Industrie, im Verkehr oder im Haushalt werden unterschiedliche Produkte, sogenannte Wärmeübertrager, hergestellt bzw. benutzt. Diese Wärmeübertrager und ihre Bauarten werden im Folgenden dargestellt.

2.2 Wärmeübertrager

Wärmeübertrager sind häufig nach ihrer Bauart in zwei Hauptgruppen gegliedert: Rekuperatoren und Regeneratoren, vgl. Abb. 2.1.

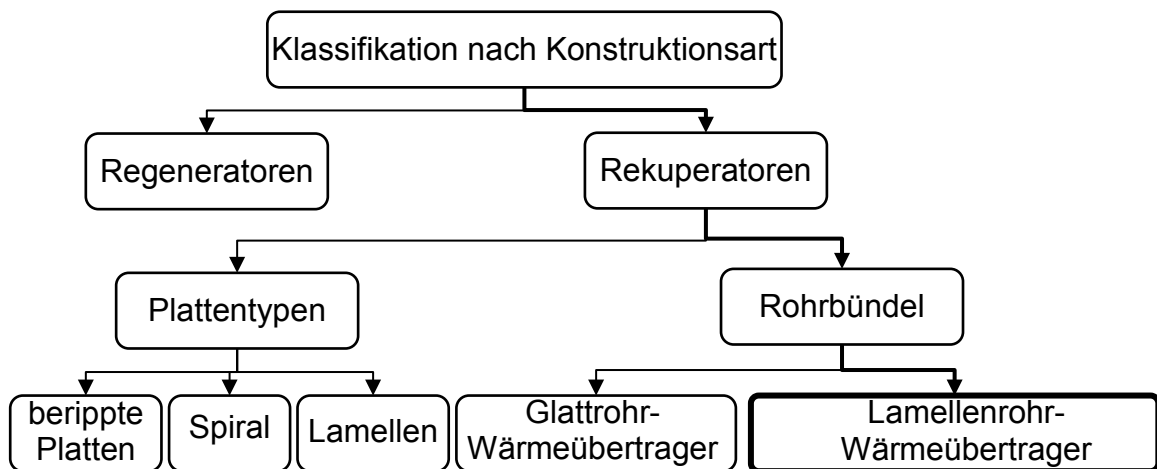


Abb. 2.1: Klassifizierung von Wärmeübertragern nach Bauart, in Anlehnung an (Wagner, 2009 S. 115)

Erfolgt die Wärmeübertragung zwischen zwei Medien diskontinuierlich, d. h. im zeitlichen Wechsel, so spricht man von Regeneratoren. In diesem Fall ist ein Stoffaustausch möglich, bspw. Feuchtaustausch in Klimaanlage, vgl. (Marek, et al., 2012 S. 217). Regeneratoren werden in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Im Gegensatz zu den Regeneratoren werden die Wärmeübertrager mit kontinuierlicher Wärmeübertragung als Rekuperatoren bezeichnet, wobei die Wärme durch feste Trennwände zwischen zwei Fluiden übertragen wird.

Nach den Trennwandoberflächen unterscheiden sich die Rekuperatoren im Allgemeinen in Platten- und Rohrbündel-Wärmeübertrager. Der Platten-Wärmeübertrager stellt eine kompakte Form dar, die sich aus mehreren parallelen glatten oder profilierten Platten zusammensetzt. In den Zwischenräumen der Platten fließen zwei unterschiedliche Fluide abwechselnd, so dass die Wärme zwischen ihnen durch die Platten übertragen wird. Wird ein spiralförmig aufgewickeltes Blech verwendet, so ergibt sich eine Sonderform von Platten-Wärmeübertragern, die als Spiral-Wärmeübertrager bezeichnet werden, vgl. (Wagner, 2009 S. 180). Rohrbündel-Wärmeübertrager bestehen aus mehreren parallelen Rohren. Man unterscheidet zwischen zwei Bauarten: Glattrohr- und Lamellenrohr-Wärmeübertrager. Bei Glattrohr-Wärmeübertragern befinden sich die Rohre oft in einem Mantelraum, der mit einer Flüssigkeit gefüllt ist, vgl. (Schnell, 1994 S. 114ff). Die Wärme fließt dabei durch die Rohrwände zwischen zwei Flüssigkeiten. Solche Wärmeübertrager sind nicht Gegenstand dieser Arbeit. Sind die zwei strömenden Fluide ein Gas und eine Flüssigkeit, so wird die gaseitige Wärmeübertragung durch die Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberfläche mithilfe von Rippen oder Lamellen verbessert. In diesem Fall spricht man von Lamellenrohr-Wärmeübertragern. Aufgrund der niedrigen Werte für die Wärmeleitfähigkeit und Dichte der Gase ist die Wärmeübertragung auf der Gasseite kleiner als auf der flüssigen Seite. Deshalb werden die Lamellen auf der Gasseite angebracht. Beispiele für weitere Klassifikationen¹ von Rohrbündel-Wärmeübertragern befinden sich in (Plank, 1988 S. 335-340; Schnell, 1994 S. 117). Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt bei den Lamellenrohr-Wärmeübertragern.

2.3 Lamellenrohr-Wärmeübertrager

Lamellenrohr-Wärmeübertrager sind häufig in der Praxis als Luftkühler bzw. -erhitzer bekannt. Solche Wärmeübertrager setzen sich hauptsächlich aus Rohren und Lamellen zusammen, vgl. Abb. 2.2. Typischerweise wird ein solcher Wärmeübertrager so aufgebaut, dass an den Rohren gleichartige, zueinander parallele Lamellen befestigt sind, um die Wärmeübertragungsflächen zu vergrößern. Dieses Lamellenpaket wird als Lamellenblock bezeichnet.

¹ Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um die Rohrbündel-Wärmeübertrager einzuordnen, bspw. ohne Änderung des Aggregatzustandes oder mit Änderung des Aggregatzustandes in einem Fluid bzw. in beiden Fluiden. Die strömenden Fluide können dabei gleich oder unterschiedlich sein. In dieser Arbeit handelt es sich um Lamellenrohr-Wärmeübertrager ohne Änderung des Aggregatzustandes.

Durch die Rohre strömt Wasser und kontaktiert ihre inneren Wände, während Luft ihre äußeren Wände und die Lamellenoberfläche umströmt. Die Lamellen haben Kontakt mit den äußeren Rohrwänden und der Luft. Sie haben die Aufgabe, sobald ein Temperaturunterschied zwischen Wasser und Luft entsteht, die Wärme über die Rohrwände und Lamellenflächen von einem zum anderen Medium zu übertragen. In dieser Arbeit fließt die Wärme des Wassers über die Rohrwände und Lamellen zur Luft (Luftkühler).

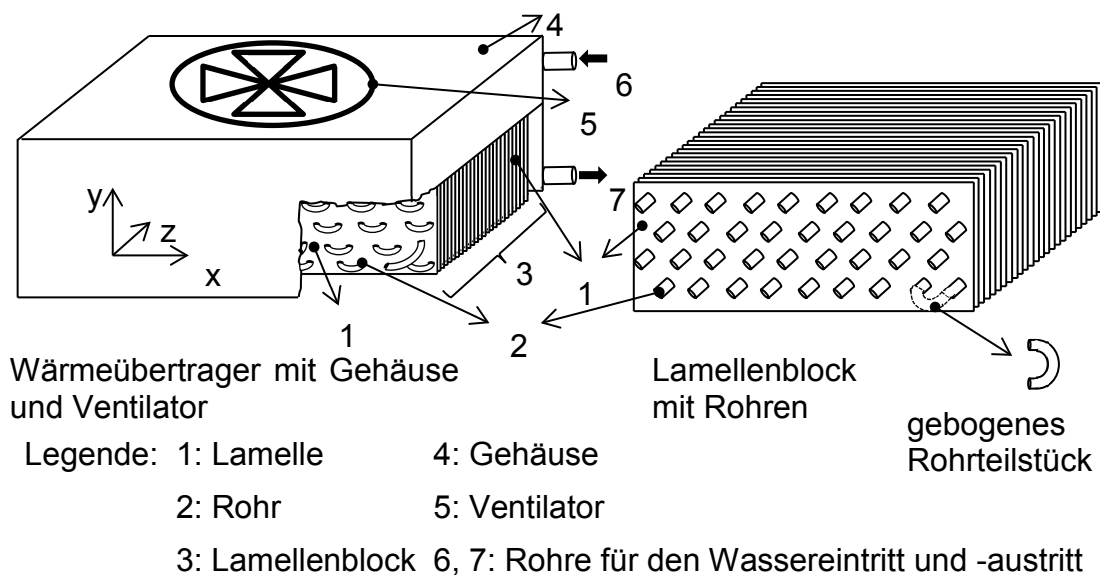


Abb. 2.2: Schematische Darstellung der Anlage eines Lamellenrohr-Wärmeübertragers

Zur Auslegung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern können die Rohrteilstücke in Form einer Rohrschlange ausgebildet werden, wobei die geraden parallelen Rohrteilstücke den Lamellenblock durchlaufen, und deren Enden durch gebogene Rohrteilstücke (180° Biegung) verbunden sind.

Wegen dieser komplizierten Geometrie der Rohrschlange wird Wasser üblicherweise mittels einer Pumpe gefördert. Eine Erhöhung der Fließgeschwindigkeit führt in der Regel zu einer Vergrößerung des Wärmeübergangs vom Wasser auf die Rohrwand. Um die Wärmeübertragung durch die Lamellen an die Luft ebenso zu verbessern, wird die Luft durch einen Ventilator angesaugt bzw. hineingedrückt. Obwohl Ventilatoren mit saugender Anordnung mehr Leistung als bei drückender Anordnung im gleichen System brauchen, werden sie häufiger beim Bauen von Anlagen der Wärmeübertrager eingesetzt, vgl. (Plank, 1988 S. 275f). Der Hauptgrund dafür ist, dass ein Absaugventilator eine gleichmäßigere Luftströmung durch den Wärmeübertrager gewährleistet. Weiterhin hilft diese Bau-

weise beim Schützen der wärmeübertragenden Oberflächen gegen Beschädigungen durch extreme Witterungseinflüsse, bspw. Hagelschlag oder Schnee. In der vorliegenden Arbeit wird davon ausgegangen, dass die Luft mithilfe eines Ventilators abgesaugt wird. Eine Zusammenfassung über die veröffentlichten Patente von solchen Wärmeübertragern, die viele ähnliche Merkmale mit der zu untersuchenden oder neuen zu entwickelten Auslegungen aufweisen, zeigt Tab. 2.1.

| Patent | Merkmale |
|---|--|
| (US 6,640,579 B2) (Matsushima, et al., 2003) | <ul style="list-style-type: none"> • Wärmeübertrager mit zickzackförmigen Rohren zwischen laminierten Platten in einem Gehäuse • Die Anzahl der Rohrreihen und Platten ist gleich • Die Rohre sind parallel zu den Platten (Lamellen) angeordnet |
| (WO 2008/058734 A1) (Geskes, et al., 2008) | <ul style="list-style-type: none"> • Wärmeübertrager mit Strömungskanälen mit oder ohne Leitelementen für die Kühlluft • Lamellen sind nicht parallel auf den Rohren befestigt |
| (DE 10 2008 020 230) (Ghiani, 2008) | <ul style="list-style-type: none"> • Rippelemente sind vorgesehen • Die Rippelemente erstrecken sich senkrecht zur Längsrichtung der Tauscherrohre |
| (US 2,519,084) (Tull, 1950) | <ul style="list-style-type: none"> • Rohrbündel-Wärmeübertrager², dessen Rohre eine Zickzackform aufweisen. • Die geraden Rohrteilstücke sind mit Rippen versehen, während die gebogenen Rohrteilstücke die internen Leitbleche durchdringen |
| (EP 0 597 801 B1) (Culbert, 1996) | <ul style="list-style-type: none"> • Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit kurvenförmigem Verlauf • Die Rohre befinden sich in zwei Gebieten. In dem ersten Gebiet sind die Rohre gerade und werden von zueinander parallelen, senkrecht zu den Rohren angeordneten Lamellen bedeckt • In dem zweiten Gebiet werden die Rohre in Richtung des Wärmeübertragers gebogen, um sie dem kurvenförmigen Verlauf des Wärmeübertragers entsprechend anzupassen • Im zweiten Gebiet sind die Lamellen nicht mehr parallel zueinander, jedoch noch senkrecht zu den Rohren angeordnet |
| (WO 2007/070059 A1) (Daddis, et al., 2007) | <ul style="list-style-type: none"> • Kühlschlangen des Kondensators in Kühlschränken • Lamellen, die sich an der Seite des Lufteintritts befinden, weisen wechselnde Längen auf. • Unterschiedliche Lamellenlängen |

Tab. 2.1: Zusammenfassung wesentlicher Patente zum Lamellenrohr-Wärmeübertrager

² Die Rohre und die kreisförmigen Rippen befinden sich aber in einem Mantelraum, der mit einem Fluid gefüllt ist.

2.3.1 Befestigung von Lamellen und Rohren

Bei der Fertigung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern ist die Herstellung der Verbindung zwischen Rippen³ bzw. Lamellen und Rohren von großer Bedeutung. Bei unterschiedlichen Materialien für Rohr und Lamellen entsteht ein sogenannter Kontaktwiderstand, der einen Einfluss auf die Wirksamkeit des Wärmeübertragers hat. Beispiele für Herstellungsverfahren und Lamellenfuß-Befestigungen in der Praxis zeigt Abb. 2.3.

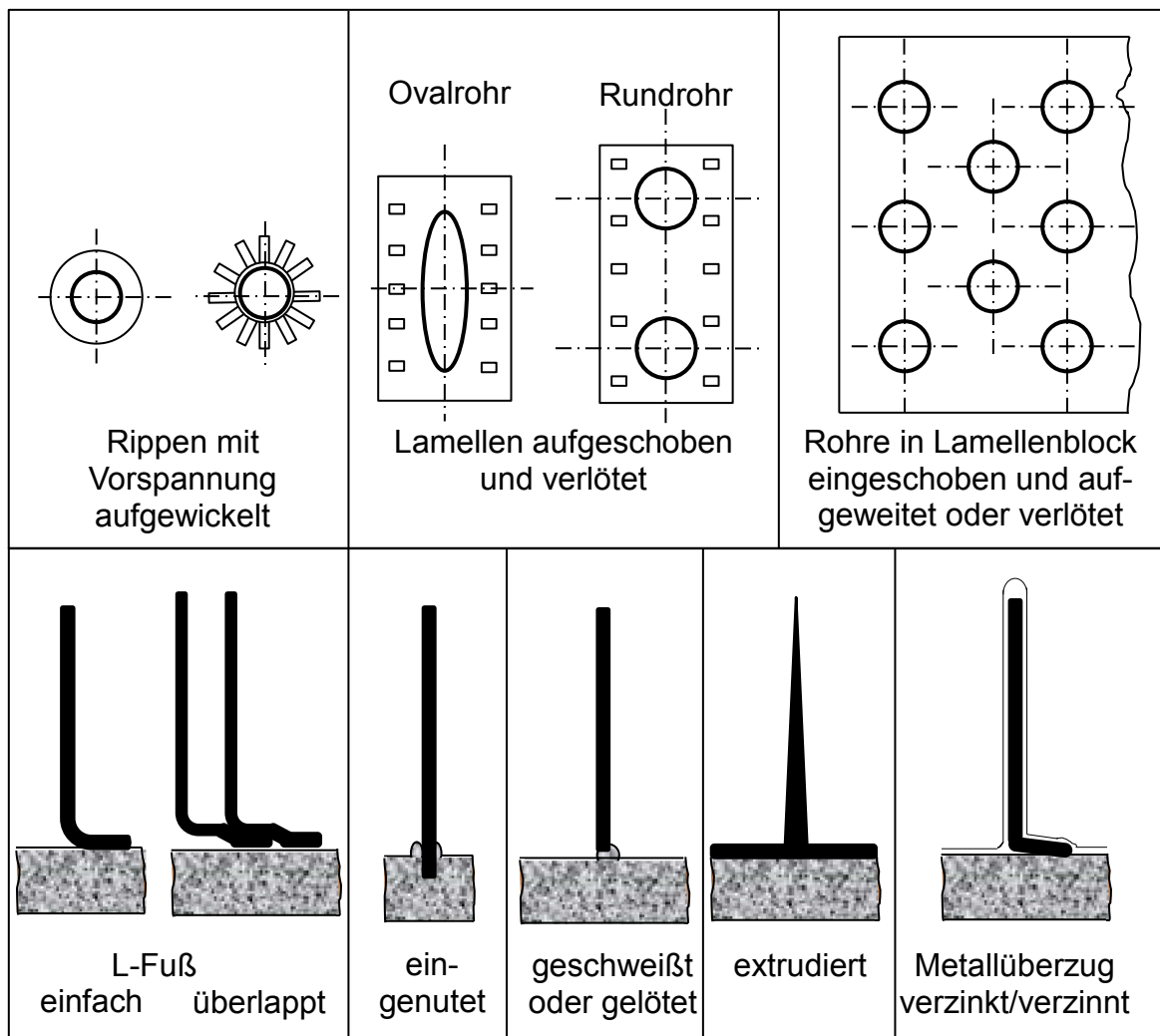


Abb. 2.3: Darstellung der Herstellungsverfahren und Lamellenfuß-Befestigungen, in Anlehnung an (1994 S. 134)

Hervorzuheben sind dabei die Anordnung von Lamellen und Rohren. Zur Realisierung dieser Anordnung können Lamellen aufgeschoben und verlötet werden. In einem anderen Fall werden Rohre in den Lamellenblock

³ Ist die Rippe mit mehreren Rohren verbunden, so wird die Rippe als Lamelle bezeichnet. In der vorliegenden Arbeit wird im Allgemeinen der Begriff Lamelle verwendet.

eingeschoben und aufgeweitet oder verlötet vgl. (Ehrle, 1999; Jansson, et al., 1990; Schmitz, 1957).

2.3.2 Additive Fertigungsverfahren

Unter additiver Fertigung, auch generative Fertigungsverfahren genannt, werden im Allgemeinen Verfahren zur schnellen und preisgünstigen Herstellung von Prototypen, Werkzeugen oder Endprodukten bezeichnet, vgl. (Gebhardt, 2013). Die Verfahren haben sich in der letzten Zeit rasant entwickelt und sie werden weiterhin zunehmende Beachtung bei Forschungsinstituten und in der Industrie finden. Mithilfe additiver Fertigungsverfahren können komplizierte Produkte in der Einzel- und Kleinserienfertigung hergestellt werden. Dies führt zur einer erhöhten Variantenvielfalt, ohne die Kosten zu erhöhen und die Entwicklungszeit zu verlängern, vgl. (Zäh, 2006)

Die Technologien der generativen Fertigungsverfahren können nach ihre Anwendung in zwei Gruppen gegliedert werden: Die Herstellung von Muster- und Prototypbauteilen (Rapid Prototyping) und die Herstellung von Bauteilen oder verwendungsfähigen Endprodukten (Rapid Manufacturing), vgl. (Gebhardt, 2013 S. 6). Die Herstellung von Werkzeugen für urformende und umformende Fertigungsverfahren wird als (Rapid Tooling) bezeichnet. Die Fertigungsverfahren mit Rapid Tooling können abhängig vom zu fertigenden Bauteil, zum Rapid Prototyping oder zum Rapid Manufacturing gehören.

Bei additiver Fertigung wird das Bauteil Schicht für Schicht auf der Basis von 3D-CAD-Daten gebaut vgl. (Gebhardt, 2013 S. 24). Zunächst wird ein 3D- Volumenmodell des Bauteils erstellt und in viele einzelne dünne Schichten unterteilt. Die gewonnen Schichtendaten bilden die Information für die Fertigungsverfahren, die mit diesen Daten die Einzelschichten erzeugen. Durch die gesteuerten Fertigungsverfahren wird Schicht für Schicht in der richtigen Reihenfolge aneinander gefügt. Durch dieses schichtweise Verfahren werden Abfälle gespart, die sich bei konventionellen Fertigungsverfahren durch Entfernung von Material ergeben, wie z. B. beim Bohren bzw. Fräsen oder Drehen, vgl. (Dürand, Dieter; Kuhnd, Thomas; Eisert, Rebecca, 2014).

Es ist wichtig zu erwähnen, dass bis jetzt nach der Erfahrung⁴ der Autorin keine solchen Wärmeübertrager durch das additive Fertigungsverfahren gefertigt wurden. Gründe dafür können Mangel an Genauigkeit und Flexibilität bezüglich des Materials sowie auch die Baugröße etc. sein. Allerdings wurden bis dato viele 3D-Drucker entwickelt, die unterschiedliche Materialien, z. B. auch Aluminium, verwenden, wobei Bauteile mit Wanddicken geringer als 1 mm gefertigt werden können, vgl. (Gebhardt, 2013 S. 237). In Kapitel 6.9 werden zwei Muster von Wärmeübertragern, die mithilfe eines additiven Fertigungsverfahrens hergestellt wurden sowie die durchgeführten Experimente beschrieben.

2.3.3 Einflussgrößen auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust

Umfassende Untersuchungen in der Fachliteratur beschäftigten sich mit der Untersuchung von Wärmeübertragungs- und Strömungsvorgängen im Lamellenrohr-Wärmeübertrager, vgl. z. B. (Grosse-Gorgemann, et al., 1995; Schüz, et al., 1993 S. 195-197; Schüz, 1992). Am Lufteintritt entwickelt sich eine laminare Strömungsgrenzschicht, die später durch die Rohrumströmung gestört wird. Dabei entsteht vor dem Rohr infolge der Wechselwirkung zwischen der Strömungsgrenzschicht und der Rohrumströmung Wirbel, die die Wärmeübertragung verbessern und aufgrund ihrer charakteristischen Form als Hufeisenwirbel bezeichnet werden. Die Entwicklung dieser Wirbel ist von der Strömungsgrenzschichtdicke und -geschwindigkeit abhängig. Neben diesem Hufeisenwirbel bildet sich auch ein Nachlaufgebiet auf der Leeseite des Rohres (Totströmungsgebiete), wo die Strömung abgelöst wird. Daher ist an dieser Stelle die Wärmeübertragung sehr gering. Die Größe und Intensität des Hufeisenwirbels und des Nachlaufgebietes werden vor allem von der Strömungsgeschwindigkeit und den geometrischen Parametern der Lamellen und der Rohre beeinflusst (Kaminski, 2002 S. 4).

2.3.3.1 Strömungsgeschwindigkeit

Die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit führt dazu, dass die Grenzschicht auf der Lamelle und dem Kernrohr gestört wird. Dadurch wird das Hufeisenwirbelsystem vergrößert und der Wärmeübergang verstärkt. Gleichzeitig

⁴ Lediglich ist das Patent (Nr.: WO 02/103271 A1) veröffentlicht, welche die Verwendung des Sinterverfahrens bei der Herstellung von Wärmeübertragern zur Abkühlung von Halbleiterprozessoren oder Hochleistungslampen beschreibt, vgl. (Hamm, 2002). Das Sinterverfahren wird z.B. bei (Gebhardt, 2013) erläutert.

führt die Erhöhung der Geschwindigkeit zu einem überproportional starken Anwachsen der Druckverluste im Vergleich zur Wärmeübergangssteigerung (Kays, et al., 1984). Diese Druckverluste sind durch erhöhte Energieaufwendungen zu überwinden. Die Reynolds-Zahl bestimmt die Strömungsart (d. h. laminar oder turbulent), die von der Geschwindigkeit und Viskosität des Fluids (Luft) sowie von einer charakteristischen Länge abhängig ist. Die Experimente von Wang (Wang, 1996 S. 223-230) haben gezeigt, dass sich die Strömung bei der Lamellenrohr-Konfigurationen mit flachen Lamellen vom Laminarbereich ($400 \leq Re_H \leq 1200$) bis zum Übergangsbereich ($1300 \leq Re_H \leq 2000$) und sogar bis zur Turbulenz ($Re_H > 2000$) erstreckt. Dabei erfolgt die Berechnung der Reynolds-Zahl (Re_H) mit dem hydraulischen Durchmesser als charakteristische Länge. In diesem Zusammenhang wurde häufig der Einfluss der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Zusammenhang mit anderen geometrischen Parametern untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass unabhängig von geometrischen Parameteränderungen eine Steigerung des Druckverlustes und des Wärmeübergangskoeffizienten eintritt, vgl. (Yan, et al., 2000 S. 1651-1659; Wang, 1996; Jang, et al., 1998 S. 55-67).

2.3.3.2 Lamellen

Die einfachste Lamellenform ist die flach ausgebildete Lamelle. Zur Erhöhung der Turbulenz und der Wärmeübertragung an den wärmeübertragenden Oberflächen wurden häufig statt flachen Lamellen gewellte, perforierte oder geschlitzte Lamellen angewandt. Diese Optimierungsvorgänge sind mit der Erhöhung des Materialeinsatzes, Druckverlustes und des Energieverbrauchs verbunden. Weiterhin kann die Reinigung des Wärmeübertragers bei der Komplexitätszunahme der Lamellenform erschwert werden.

Bei gewellten Lamellen ändert sich vor allem die Strömungsstruktur, die signifikante Effekte auf die Wärmeübertragung und die Strömungsreibungseigenschaften hat (Panse, 2005). Im Vergleich zu den flachen Lamellen haben die gewellten Lamellen aufgrund ihrer Wellenstruktur kurze Wärmeübertragungswege. Das hat zur Folge, dass das Nachlaufgebiet hinter den Rohren in Lamellennähe ebenso verkürzt wird. Gleichzeitig erhöht sich der Druckverlust wegen Strömungsumlenkung, die als Ursache für die Ausbildung von sogenannten Totstromgebieten genannt wird. Experimentell haben Abu Madi u. a. (Abu Madi, et al., 1998 S. 507-517) die Wärmeübertrager mit flachen sowie gewellten Lamellen untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass gewellte Lamellen, auf Grund höherer Turbulenz, zu einer besseren Wärmeübertragung und einem

größeren Druckverlust führen. In der numerischen Arbeit von Tao u. a. (Tao, et al., 2007 S. 1163-1175) wurden die Einflüsse unterschiedlicher Parameter wie z. B.: Reynolds-Zahl, Lamellenabstand, Winkel der Welle (engl.: Wavy angle) und/oder Anzahl der Rohrreihen auf die Wärmeübertragung und Fluidströmung untersucht.

Der Einsatz von perforierten oder geschlitzten Lamellen führt zu einer besseren Quervermischung der Luftströmung auch in dem Nachlaufgebiet des Rohrs, wobei die Grenzschicht gestört wird. Untersuchungen von perforierten oder geschlitzten Lamellen finden sich bspw. in den Veröffentlichungen von (Shah, 1975), (Shen, et al., 1987 S. 798-804), (Kays, et al., 1984), (Wieting, 1975 S. 488-490) und (Webb, 1987 S. 17.1-17.62).

Die Verwendung verschiedener Arten von Wirbelerzeugern, z. B., um die Verwirbelung der Luftschichten bzw. die Wärmeübertragung zu verbessern, wurde intensiv in vielen Veröffentlichungen z. B. (Guntermann, 1992; Tiggelbeck, 1990; Fiebig, et al., 1995 S. 147-155; Zukauskas, 1987 S. 87-159) erforscht. Solche Lamellenformen mit Wirbelerzeugern werden in dieser Arbeit nicht mehr betrachtet. Der Einfluss der Lamellen-Geometrien wie z. B. Lamellenabstand, Lamellenhöhe und Lamellendicke auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust wurden weiterhin numerisch untersucht und mit Hilfe der Nußelt-Zahl bzw. dem Reibungskoeffizienten ausgedrückt, vgl. (Borrajo-Peláeza, et al., 2010 S. 1608–1615). Die Ergebnisse zeigen, dass sich bei Verkleinerung des Abstands zwischen den Lamellen die Nußelt-Zahl erhöht. Das bedeutet ebenfalls, die thermische Leistung des Wärmeübertragers nimmt zu. Der Reibungskoeffizient steigt stark mit abnehmendem Lamellenabstand. Der Grund dafür ist die Erzeugung eines Hindernisses, das den Luftstrom stört. Daher nimmt der Druckverlust und damit die mechanische Leistung zu.

Die Vergrößerung der Lamellenhöhe bedeutet vor allem die Erhöhung der eingesetzten Metallmenge, die abgekühlt werden muss. Die Folge davon ist jedoch die Reduzierung der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Auch nimmt hierbei die Nußelt-Zahl ab.

Bei der Erhöhung der Lamellendicke ergibt sich eine leichte Erhöhung der übertragenen Wärme, jedoch hat sie keinen signifikanten Einfluss auf den Druckverlust. Der Grund dafür ist, dass sich für die Strömung an der wesentlichen Geometrie nichts verändert (Kaminski, 2002 S. 66-70). Im Gegensatz dazu hat der Abstand zwischen den Lamellen eine beträchtliche Wirkung auf den Druckverlust, vgl. (Erek, et al., 2005 S. 2421–2431). Aus numerischen und experimentellen Untersuchungen erhielten Jang u. a. geringere Wärmeüber-

gangskoeffizienten und Druckverluste für größere Lamellenabstände (Jiing-Juh Jang, 1996 S. 3057-3066). Numerische Untersuchung der luftseitigen Wärmeübertragung in Luftkühlern mit Variation der Luftgeschwindigkeit und -temperatur zeigen, dass die Lamellendicke keine signifikanten Wirkungen auf die Wärmeübertragung, den Druckverlust und den Widerstandsbeiwert hat, vgl. (Kaminski, 2002). Kaminski hat das Ergebnis so begründet, dass sich der Strömungsraum ebenso nicht verändert.

Eine weitere Verbesserung der Wärmeübertragung in einem Wärmeübertrager kann durch die Neigung der Lamellen aus der vertikalen Ebene realisiert werden, vgl. (Sahin, et al., 2007 S. 1806-1816). Dabei erhöht sich die Wärmeübertragung auf Grund der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit der Luft zwischen den Lamellen. Weiterhin erfolgt eine Erhöhung des Druckverlusts. Während der Querschnitt der Lufteintrittsfläche mit der Veränderung des Neigungswinkels nicht geändert wird, reduzieren sich jedoch die Abstände zwischen den Lamellen vgl. Abb. 2.4.

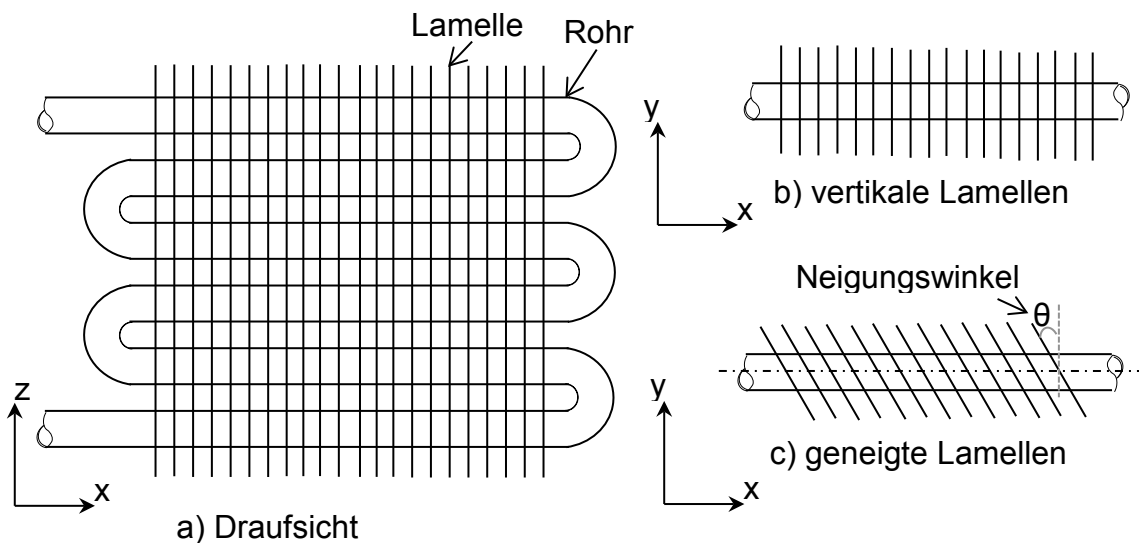


Abb. 2.4: Darstellung der Lamellenneigung in Anlehnung an (Sahin, et al., 2007)

Es ist zu beachten, dass der nach diesem Verfahren entwickelte Wärmeübertrager aus einer Rohrreihe besteht. Weiterhin verläuft bei einem Neigungswinkel von $\theta = 44^\circ$, wegen der untersuchten Lamellenlänge, der obere (oder untere) Lamellenrand tangential zum Rohrdurchmesser. Aus diesem Grund wurde ein Neigungswinkel von 30° als optimal bestimmt. Allerdings ist zu bemerken, dass sich die Volumenausnutzung wegen der unvermeidbaren

Verringerung der Anzahl geneigter Lamellen reduziert. Eine weitere Auslegung für Wärmeübertrager, in denen die Lamellen und Rohre nicht vertikal zueinander angeordnet sind, finden sich bspw. in (Manole, 2004). Die Strategie der Lamellenneigung wird weiterhin im Abschnitt 4.1 betrachtet.

2.3.3.3 Rohre

In der Praxis werden sowohl kreisförmige Rohre als auch Oval⁵- und Flachrohre bei der Herstellung von Wärmeübertragern angewandt. Aus wirtschaftlichen Gründen finden hier meist die kommerziellen kreisförmigen Rohre aus Kupfer ihre Anwendung. Die Rohrform und -anordnung hat im Wärmeübertragerbau große Einflüsse auf die Strömung des Wassers im Rohr und auf die Luftströmung um die Rohre. Zahlreiche Untersuchungen wurden zur Beschreibung dieser Einflüsse durchgeführt und veröffentlicht. Beispielsweise hat István Réz die Wirkungen der geänderten Rohrquerschnittsform auf die Strömungsstrukturen und den Wärmeübergang numerisch ermittelt (Réz, 2004). Er kam zu dem Ergebnis, dass das kreisförmige Rohr einen größeren Formwiderstand als das Oval- und Flachrohr hat. Da das kreisförmige Rohr den stärksten Hufeisenwirbel erzeugt, hat es im Gebiet des Wirbels einen besseren Wärmeübergang. Dagegen führt die Verwendung der Oval- und Flachrohre zu einer Verringerung der Ausdehnung des Hufeisenwirbelgebietes sowie des Nachlaufgebietes. Damit sind hierbei die Druckverluste kleiner als beim kreisförmigen Rohr. Weiterhin weisen Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit flachen Rohren eine Abnahme des Druckverlustbeiwerts und der Wärmeübertragungskenngröße $StPr^{2/3}$ auf, vgl. (Kays, et al., 1973)⁶.

Neben der Art der Rohrform spielt auch die Auswahl der Rohranordnung eine große Rolle bei der Auslegung von Wärmeübertragern. Die Rohre können fluchtend (rechteckiges Rohrfeld) oder versetzt (dreieckiges Rohrfeld) zusammengestellt werden. Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit versetzter Rohranordnung weisen sowohl größere Wärmeübertragungskoeffizienten als auch Druckverluste im Vergleich zu denen mit fluchtender Rohranordnung auf. Im Gegensatz zu der fluchtenden Rohranordnung wird aufgrund der erzwungenen Umlenkung bei versetzter Rohranordnung nicht nur die erste Rohrreihe angeströmt, sondern auch die jeweils folgende Reihe. In diesem Zusammenhang werden die folgenden Rohrreihen voll von der Strömung getroffen. Bei der

⁵ Ovalrohre werden von manchen Autoren auch als ellipsenförmige oder ovalförmige Rohre bezeichnet.

⁶ Dabei wurden die Wärmeübertragungswerte durch die Formel $StPr^{2/3} = f(Re)$ dargestellt.

fluchtenden Rohranordnung liegen die folgenden Rohrreihen im Windschatten des jeweils vorderen Rohrs. Damit ist die Intensität der Wirbelsysteme kleiner als bei versetzter Anordnung (Schnell, 1994 S. 135f; Uhlig, 1978).

Weiterhin zeigen die Ergebnisse vieler Untersuchungen von Lamellenrohr-Wärmeübertragern unabhängig von den Rohranordnungen, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit zunehmender Anzahl der Rohrreihen abnimmt und gleichzeitig der Druckverlust zunimmt und sich einem Grenzwert nähert, vgl. (Brauer, 1963 S. 327-335; Brauer, 1961 S. 431-438; Saboya, et al., 1976 S. 520-522; Saboya, et al., 1976 S. 41-49).

Die oben dargestellten Untersuchungen, Einflussgrößen und wesentlichen Folgen werden in der Tab. 2.2 zusammengefasst.

2.4 Zusammenfassung zum Stand des Wissens

Im vorigen Kapitel wurden Bauformen und Eigenschaften von Wärmeübertragern beschrieben. Der Fokus liegt jedoch auf den Lamellenrohr-Wärmeübertragern. In diesem Zusammenhang wurden die Einflussfaktoren und ihre Wirkungen, insbesondere auf die Wärmeübertragung und Druckverluste dargestellt.

Bei der Untersuchung und Optimierung von solchen Wärmeübertragern beschränkten sich die vorhandenen Veröffentlichungen meist auf die Untersuchung des Einflusses der Strömungsgeschwindigkeit und Geometrieänderung der Lamellen und/oder der Rohre. Die Variation der Geometrien lässt sich jedoch experimentell nicht einfach durchführen und so wurden diese Faktoren häufig nur numerisch betrachtet. Allerdings findet man kaum Untersuchungen oder Optimierungsmaßnahmen, welche die Auslegung des gesamten Wärmeübertragers hinsichtlich der beiden Hauptbauteile Lamellen und Rohre betreffen.

Dem Hauptvorteil aus diesen Optimierungen, nämlich die Erhöhung der Wärmeübertragung, stehen Nachteile vor allem bezüglich des Materialverbrauchs und Druckverlustes gegenüber, vgl. Tab. 2.3. Eine Ausnahme bildet das Modell von Sahin. Dabei ist die Verbesserung der Wärmeübertragung nicht mit der Zunahme des Materialverbrauchs verbunden. Da die Lamellenneigung zu einer erheblichen Verbesserung der Wärmeübertragung führt, wird diese Methode in der vorliegenden Arbeit weiter betrachtet.

| Einflussfaktoren | | Autoren | Methoden | Beschreibung der Untersuchungen |
|---|------------------|--|--|---|
| Strömungsgeschwindigkeit | | (Jang, et al., 1998) (Wang, 1996) (Yan, et al., 2000) | numerisch / experimentell | Einfluss der Geschwindigkeit unter verschiedenen Geometrien auf Druckverlust und Wärmeübertragung |
| | Lamellen | (Panse, 2005), (Abu Madi, et al., 1998) | numerisch | flache und gewellte Lamellen |
| (Shah, 1975) (Shen, et al., 1987) (Kays, et al., 1984) (Wieting, 1975), (Webb, 1987) | | numerisch / experimentell | perforierte oder geschlitzte Lamellen | |
| (Guntermann, 1992) (Tiggelbeck, 1990) (Fiebig, et al., 1995) (Zukauskas, 1987) | | numerisch / experimentell | Verwendung verschiedener Arten von Wirbelerzeugern | |
| (Borrajo-Peláeza, et al., 2010) (Kaminski, 2002) (Jiing-Juh Jang, 1996) (Erek, et al., 2005) | | numerisch / experimentell | Lamellenabstand, Lamellenhöhe und Lamellendicke | |
| (Sahin, et al., 2007) | | numerisch | Lamellenneigung aus der vertikalen Ebene | |
| Rohre | Rohrform | (Réz, 2004) | numerisch | Wirkungen der geänderten Rohrquerschnittsform (Kreisförmig-, Oval- und Flachrohre) |
| | | (Kays, et al., 1973) | numerisch | Flache- und kreisförmige Rohre |
| | Rohranordnung | (Uhlig, 1978) | numerisch | Versetzte- und fluchtende Rohranordnung |
| | Rohrreihenanzahl | (Brauer, 1963) (Brauer, 1961) (Saboya, et al., 1976) (Saboya, et al., 1976) | numerisch / experimentell | Einflüsse der Rohrreihenanzahl auf die Wärmeübertragung und den Strömungswiderstand |

Tab. 2.2: Übersicht ausgewählter Publikationen zum Thema der Untersuchungen von Wärmeübertragern

Die häufig verwendeten Optimierungsmaßnahmen bzw. Realisierungsmöglichkeiten zur Verbesserung der Wärmeübertragung und die entstehenden Nachteile fasst Tab. 2.3 zusammen.

| Optimierungsmaßnahmen | Realisierungsmöglichkeiten | wesentliche Nachteile |
|--|--|--|
| Erhöhung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten | Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit | <ul style="list-style-type: none"> • überproportional stark anwachsende Druckverluste im Vergleich zur Wärmeübergangssteigerung • Erhöhung der Energieaufwendungen |
| Vergrößerung der Oberflächen | Erhöhung der Rohrreihen bzw. -anzahl und/oder Lamellenanzahl | Erhöhung von <ul style="list-style-type: none"> • Materialeinsatz • Energieverbrauch • Abmaßen und Kosten |
| Vergrößerung der Oberflächen | gewellte oder gekrümmte Lamellen | Erhöhung von <ul style="list-style-type: none"> • Materialeinsatz • Druckverlust |
| Verbesserung der Turbulenz | geprägte Lamellen | <ul style="list-style-type: none"> • Schwierigkeiten bei Hygieneinspektionen und Reinigungen |
| Verringerung des gasseitigen Wärmeübergangswiderstands | Einbaukörper als Wirbelerzeuger | <ul style="list-style-type: none"> • Erhöhung des Energieverbrauchs durch Erhöhung der Druckverluste |
| Steigerung des Kontakts zwischen Rohren und Lamellen und Verkleinerung des Nachlaufgebiets hinter den Rohren | ovale Rohre | <ul style="list-style-type: none"> • Erhöhung der Rohrkosten bzw. Gesamtkosten |
| Verbesserung der Turbulenz und Steigerung des Kontakts zwischen Rohren und Lamellen | Lamellenneigung | <ul style="list-style-type: none"> • Reduzierung (Verschlechterung) der Volumenausnutzung |

Tab. 2.3: Darstellung ausgewählter Veröffentlichungen zur Verbesserung der Wärmeübertragung und ihre Nachteile

3 Grundlagen für die Untersuchungen

3.1 Numerische Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Wärmeübertragung und des numerischen Rechenverfahrens zusammengefasst. Dabei wird eine kurze theoretische Einführung gegeben, die zum besseren Verständnis des Simulationsverfahrens dient. Ausführliche Erklärung dieser Grundlagen findet sich bspw. in. (Griebel, et al., 1998; Hewitt, 1990; Wagner, 1999; Hell, 1982; Truckenbrodt, 1992; VDI-Wärmeatlas, 1997).

3.1.1 Theoretische Grundlagen des numerischen Simulationsverfahrens

Eine Methode zur Untersuchung bzw. zum Verstehen der strömungsmechanischen Probleme ist die Numerische Strömungsmechanik (engl.: Computational Fluid Dynamics, kurz CFD) (Schwarze, 2013 S. 3f). Die Numerische Strömungsmechanik stellt Vorgehensweisen dar, welche zur Modellierung und Simulation von Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgängen dienen. Um die Simulationsberechnungen durchzuführen, wird jedoch vor allem ein repräsentatives Modell benötigt, welches die Realität abbilden kann. Das Modell wird durch mathematische Gleichungen beschrieben, die in der Regel Partielle Differentialgleichungen sind. Mit Hilfe von einem Computerprogramm (CFD-Programm) werden diese Gleichungen gelöst und damit werden die gesuchten Größen in diskreten Punkten in einem Strömungsgebiet bestimmt (Berechnungsnetz). Dafür wird das Strömungsgebiet mit bekannten Bedingungen an den Rändern festgelegt.

Diese Arbeit konzentriert sich auf die numerische Simulation der luftseitigen Strömungs- und Wärmeübergangsvorgänge. Die Berechnungen werden mit einem CFD-Programm (ANSYS FLUENT 15) auf Basis der Navier-Stokes Gleichungen und Turbulenztransportgleichungen durchgeführt, vgl. (ANSYS, Inc., 2013). Die Turbulenzmodellierung erfolgt mit dem RNG-k- ϵ Modell.

3.1.1.1 Differentialgleichungen

Die mathematischen Grundlagen der Beschreibung von Strömungen bilden die dreidimensionalen Bilanzgleichungen der Masse, des Impulses und der Energie.

Diese Gleichungen sind als Navier-Stokes Gleichungen bekannt (Lecheler, 2011 S. 19). Das Strömungsmedium ist Luft. Bei den Berechnungen wird von folgenden Annahmen ausgegangen:

- Die Durchströmung der Modellgeometrie verläuft stationär
- Das Luftverhalten ist ideal
- Die Luftströmung wird vom Gravitationseinfluss nicht beeinflusst
- Die physikalischen Eigenschaften der Lamelle bzw. des Rohrs werden als konstant angenommen.

Außerdem wird die Strömung als inkompressibel betrachtet. Das heißt, die Dichteänderung infolge eines Druckunterschiedes wird vernachlässigt. Diese Betrachtung ist akzeptabel wenn die Strömungsgeschwindigkeit kleiner als 100 m/s sowie die Mach-Zahl (Ma) kleiner als 0,3 sind, vgl. (Gersten, 1992). In der vorliegenden Arbeit ist die Geschwindigkeit kleiner als 5 m/s und somit ergibt sich eine Mach-Zahl $Ma < 0,015$. Weiterhin wird die Abhängigkeit der Dichte von der Temperatur berücksichtigt. Unter Beachtung dieser erwähnten Annahmen sind die Navier-Stokes-Gleichungen zur Beschreibung der Wärmeübertragung und des Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmeübertragern wie im Folgenden gegeben, vgl. (Ferziger, et al., 2002):

Die Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

Die Impulsgleichung:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \right) - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad (3.2)$$

Hierbei ist τ_{ij} der Spannungstensor und ergibt sich aus:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\mu \partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.3)$$

Die Energiegleichung:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

Die Fourier-Gleichung für die Wärmeleitung in der Rohrwand und in der Lamelle:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (3.5)$$

3.1.1.2 Turbulenzmodell

Bei Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit kann eine intensive Wirbelbildung hinter den Rohren auftreten. Die Ablösung der Wirbel muss gesondert mit einem feinen Struktureinsatz modelliert werden. Allerdings ist hierbei der Rechenaufwand sehr hoch. Obwohl sich die Strömungen bei Lamellenrohr-Wärmeüberträgern im Übergangsbereich ($2000 > Re_H > 1200$) befinden, wurden die numerischen Untersuchungen in dieser Arbeit, wie auch in der Literatur häufig zu finden, als turbulente Strömungsberechnungen mit ANSYS FLUENT durchgeführt, vgl. z. B. (Jiing-Juh Jang, 1996 S. 3057-3066; Mendez, Oktober 2000 S. 39-51). Somit können die Wirbel und die Schwankungsbewegungen berücksichtigt und besser erfasst werden. Bei Turbulenzmodellen werden die sog. Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen verwendet. Diese Gleichungen stellen die Transportgleichungen für die Mittelwerte von Strömungsgrößen dar. Dabei werden alle Wirbel durch Reynolds-Spannungen berücksichtigt, die bei Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen erhalten werden. Die Strömungsgrößen werden durch die Summe ihrer Mittelwerte und ihrer Schwankungsgrößen ersetzt: $u_i = \bar{u}_i + \acute{u}_i$, $P = \bar{P} + \acute{P}$, $T = \bar{T} + \acute{T}$, vgl. (Lecheler, 2011 S. 32f). Somit ergeben sich die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen für die inkompressiblen Strömungen:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \acute{u}_i \acute{u}_j) \quad (3.7)$$

Mit \bar{u}_i als Größe der mittleren Strömungsgeschwindigkeit, $\bar{\rho}$ ist die Dichte und \bar{P} ist der statische Druck.

Zur Modellierung des Reynolds-Spannung-Terms in Gleichung (3.7), wird das Wirbelviskositätsmodell nach Boussinesq-Annahme verwendet, vgl. (Oertel Jr., et al., 2011 S. 127-140). Dabei können die Schwankungsgrößen ($-\bar{\rho} \overline{u_i u_j}$) in Analogie zur Gleichung (3.3) wie folgt geschrieben werden:

$$-\bar{\rho} \overline{u_i u_j} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \frac{\mu \partial u_i}{\partial x_j} \right) \delta_{ij} \quad (3.8)$$

Für die Energie und für die Wärmeleitung in der Rohrwand und in der Lamelle gelten hier die Gleichungen (3.4) und (3.5). Jedoch mit Berücksichtigung der Mittelwerte von Strömungsgrößen.

Die Turbulenz lässt sich in unterschiedlichen Modellen beschreiben. Die Auswahl von Turbulenzmodellen hängt von vielen Parametern, z. B. Strömungsart, Druckgradient, Oberfläche etc. ab, vgl. (Oertel Jr., et al., 2011). In der vorliegenden Arbeit wird das RNG⁷-k- ε -Modell verwendet, in dem die Renormierungsgruppen-Theorie verwendet wird, um die Gleichungen für Berechnung der Wirbelviskosität abzuleiten, vgl. (Orsag, et al., 1996). Das Modell weist eine höhere Empfindlichkeit bezüglich Strömungsschwankungen und Stromlinienkrümmungen auf. Insbesondere bei den zu entwickelnden Modellen⁸, kann das Modell vorwiegend die Innenströmungen berücksichtigen bzw. beschreiben.

Das RNG-k- ε -Modell verwendet zwei partielle Differentialgleichungen, welche die Entwicklung der turbulenten kinetischen Energie k und der isotropen Dissipationsrate ε beschreiben. Die Gleichungen lauten, vgl. (ANSYS, Inc., 2013):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

⁷ RNG ist die Abkürzung von „Renormalization-Group“. Vgl. (Yakhot, et al., 1992 S. 1510-1520)

⁸ Vgl. Kapitel 5. Dabei lassen sich aufgrund von Änderungen der Anordnung von Lamellen und Rohren noch zusätzliche Wirbel erzeugen.

Wobei gilt:

$$C_{\varepsilon 2}^* = C_{\varepsilon 2} + \frac{C_{\eta} \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3}, \eta = Sk / \varepsilon \text{ und } S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}.$$

Die turbulente Wirbelviskosität. μ_t , ergibt sich aus:

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.11)$$

Die Konstanten des Modells werden üblicherweise wie folgt gegeben, vgl. (ANSYS, Inc., 2013):

$$C_{\mu} = 0,0854, \sigma_k = 0,7179, \sigma_{\varepsilon} = 0,7179, C_{\varepsilon 2} = 1,68, \eta_0 = 4,38 \text{ und } \beta = 0,012. \text{ Für den Dehnungsgeschwindigkeitstensor } \delta_{ij} \text{ gilt: } S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Eine weitere Beschreibung dieses Modells und anderer Turbulenzmodelle befindet sich in FLUENT-Manuals (ANSYS, Inc., 2013).

3.1.2 Modellierung

3.1.2.1 Modellgeometrie und Berechnungsgebiet

Da bei der Modellierung von den betrachteten Wärmeübertragern (Lamellenblock, siehe Abb. 2.2) die Geometrie und Strömungsfelder symmetrisch sind, lässt sich das Berechnungsgebiet verkleinern (Kaminski, et al., 2000; Umeda, et al., 1999). Das zu untersuchende Modell setzt sich aus zwei benachbarten, halbdicken Lamellen und einer Anzahl versetzter hintereinanderliegender Rohre zusammen, vgl. Abb. 3.1⁹. Um bei der numerischen Simulation eine konstante Strömung auf der Austrittseite des Berechnungsgebiets beizubehalten und durch die physikalischen Randbedingungen die Strömung an der Geometrie nicht zu verfälschen, sollen die Ränder weit genug von der Geometrie entfernt sein. Daher wird das Berechnungsgebiet auf der Austrittseite verlängert. Diese Verlängerung entspricht als Faustregel der dreifachen Geometrielänge (Lecheler, 2011 S. 108). Damit kann das Rezirkulationsgebiet hinter dem letzten Rohr vollständig von den Berechnungen erfasst werden vgl. (Kaminski, 2002 S. 22).

⁹ Weitere Detaillierungen der Abbildung werden nachstehend unter Abschnitt 3.1.2.2 beschrieben.

3.1.2.2 Randbedingungen

Um die Navier-Stokes-Gleichungen zu verwenden ist eine Begrenzung des untersuchten Rechengebiets mit Randbedingungen erforderlich. Diese Grenze sind in alle untersuchten Modellen Wände, Symmetrien, Eintritt- und Austrittebenen. Weiterhin unterscheidet man zwischen Festkörperwänden (Lamellen und Rohre) und künstlichen Rändern (Eintritt-, Austrittebenen, linke und rechten Seiten des Modells) vgl. Abb. 3.1. Die Luft tritt im Modell ein und fließt zwischen den zwei Lamellen in der y -Richtung durch. Die Temperatur und Geschwindigkeit der Luft am Eintritt werden als konstant angenommen, $T_{Lein} = 293K$, bzw. $u_{ein} = 2,354m/s$. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass die äußeren, linken und rechten Seiten des Modells symmetrische Bedingungen haben und die inneren Seiten die Rohre sowie die unteren und oberen Seiten der Lamellen als Wände gelten. Die Abb. 3.1 zeigt die wichtigsten Randbedingungen an dem Modell. Der Konvektionskoeffizient des Wassers, welches in den Rohren fließt, wird nach Gnielinski-Korrelation für turbulente erzwungene Konvektion berechnet (Özisik, 1985; Kakac, et al., 1995 S. 279-300). Die Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften der Luft wird bei den Berechnungen berücksichtigt, vgl. Anhang A.

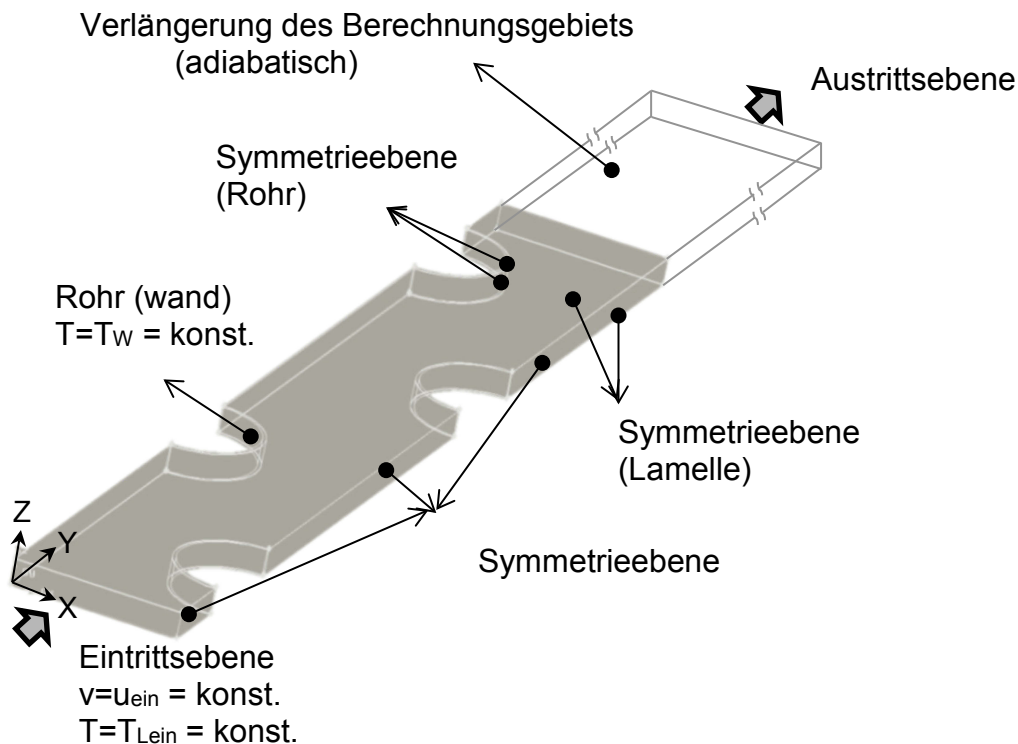


Abb. 3.1: Darstellung Berechnungsgebiet des untersuchten Modells

Zusammenfassend lassen sich die folgenden Randbedingungen für die numerischen Berechnungen definieren:

▪ Festkörperwände:

• Rohrwände:

Die Geschwindigkeiten an den Wänden sind stets gleich Null (Haftbedingung): $u = v = w = 0$.

Die Temperaturen sind konstant $T = T_W = \text{konst.}$

• Lamellenwände:

Die Geschwindigkeiten an der Wand sind ebenso stets gleich Null (Haftbedingung): $u = v = w = 0$.

Die gekoppelte Wärmeleitung und Konvektion an der Lamellenoberfläche wird betrachtet.

• Feste Wände der Verlängerung des Berechnungsgebiets:

Die Geschwindigkeiten an den Wänden sind Null (Wandhaftbedingung). Außerdem handelt es sich um adiabatische Wände.

▪ Künstliche Ränder

• Eintrittsebene:

$u_{\text{ein}} = \text{konst.}$

$T_{\text{ein}} = \text{konst.}$

• Austrittebene:

Die Gradienten der Geschwindigkeiten, des Drucks und der Temperaturen sind Null (Statischer Druck):

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

• Symmetrieebene:

Dabei tritt kein Massen- oder Wärmestrom auf.

Symmetrie in x-y ebene

$$w = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

Symmetrie in y-z ebene

$$u = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

3.1.2.3 Erzeugung des Rechennetzes

Für die näherungsweise Berechnung der oben erwähnten Grundgleichungen Gl.(3.1) bis Gl.(3.5) wird ein dreidimensionales Rechennetz erstellt. Mit Hilfe des Rechennetzes werden die Gleichungen an definierten Stützstellen (endliche viele Punkte des Strömungsgebiets) gelöst, wobei die Strömungsgrößen berechnet werden. Das Rechennetz lässt sich in zwei verschiedene Gestaltungen, strukturiertes und unstrukturiertes Schema, generieren. Im Gegensatz zum strukturierten Schema kann durch die Verwendung des unstrukturierten Schemas der Netzelementtyp von ANSYS-FLUENT frei gewählt werden. Damit müssen die Netzpunkte keiner Ordnung folgen und es hat eine sehr große Flexibilität. Deswegen kann es problemlos für komplexe Geometrien benutzt werden. Da die entwickelten Modelle (siehe Kapitel 5) komplexe Geometrien haben, werden in der vorliegenden Arbeit unstrukturierte Gestaltungen mit Hexaeder-Netzelementen verwendet. Die Geometrien und das Rechennetz werden mit dem kommerziellen Präprozessor GAMBIT erzeugt (ANSYS, Inc., 1998). Bei der Gestaltung der Netzstruktur ist darauf zu achten, gleiche Netzschemas für alle Modelle zu benutzen, damit die Ergebnisse miteinander plausibel verglichen und ausgewertet werden können. Die Anzahl der Netzelemente beeinflusst die Genauigkeit und Güte der berechneten Größen. Daher wird eine Voruntersuchung durchgeführt, wobei das berechnete Gebiet mit unterschiedlicher Anzahl von Netzelementen untersucht wird, vgl. (Lecheler, 2011 S. 111). Dabei wird überprüft, ob die erhaltenen Lösungen für die Differentialgleichungen vom verwendeten Rechennetz unabhängig sind.

Zur Auflösung der rohrwandnahen Strömung, wo die größte Veränderung der thermischen und dynamischen Variablen des Fluids auftreten kann, wird die Netzdichte nach einem exponentiellen Ansatz vergrößert. Ziel ist es eine gute Genauigkeit zu erhalten.

3.1.2.4 Lösungsalgorithmus und -verfahren

Die oben beschriebenen Navier-Stokes-Gleichungen sind nichtlineare Differentialgleichungen und im Allgemeinen nicht analytisch lösbar, vgl. (Lecheler, 2011 S. 19). Die Gleichungen müssen umgeformt und numerisch iterativ gelöst werden. Dafür müssen die Differentiale durch finite Differenzen ersetzt werden. Diesen Vorgang nennt man Diskretisierung. Somit wird bei ANSYS FLUENT die Finite-Volumen-Diskretisierung verwendet. Um Bilanzgleichungen zu erhalten und sie numerisch iterativ lösen zu können, werden hierzu kontinuierliche, auf diskretisierte Orte (Volumenelemente oder Zelle) formulierte Differentialgleichungen eines Rechnernetzes verwendet. In diesem Zusammenhang lassen sich die partiellen, nichtlinearen Differentialgleichungen für die Erhaltung der Masse, des Impulses und der Energie in der allgemeinen Form darstellen. Für die allgemeine Erhaltungsgröße ϕ gilt:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (3.12)$$

Die Größe Γ_ϕ ist ein allgemeiner Diffusionskoeffizient. Die Gleichungsterme von links nach rechts entsprechen der zeitlichen Änderung, dem Konvektions-, dem Diffusions- und dem sonstigen Quellterm. Die Gleichungen werden mithilfe einer iterativen Methode gelöst, die im ANSYS FLUENT- Programm implementiert ist, vgl. (ANSYS, Inc., 2013).

Für inkompressible Strömungen kann der Druck nicht direkt berechnet werden. Daher wird eine Gleichung zur Druckkorrektur benutzt. In der vorliegenden Arbeit wird ein häufig angewandtes Verfahren verwendet, der SIMPLE-Algorithmus. Darin ist als Nebenbedingung das Geschwindigkeitsfeld mit dem Druck gekoppelt, vgl. (Laurien, et al., 2013 S. 86f). Der Druck muss solange angepasst werden bis eine konvergente Lösung der Kontinuitätsgleichung erreicht ist. Nach Lösung der Impuls- und Kontinuitätsgleichung erhält man die Massenströme, den Druck und das Geschwindigkeitsfeld mit der Druckkorrektur. Danach wird die Transportgleichung mit den bekannten Größen gelöst vgl. (ANSYS, Inc., 2013). Außerdem sind numerische Interpolationen notwendig, um die Ausbreitungsrichtung von physikalischen Störungen zu berücksichtigen und um das Lösungsverfahren stabiler und genauer werden zu lassen. Für die numerischen Berechnungen wird in dieser Arbeit das Upwind- Diskretisierungs-Verfahren für die Interpolation benutzt, vgl. (Lecheler, 2011 S. 56).

Eine ausführliche Beschreibung des Lösungsalgorithmus und des Finite-Volumen-Verfahrens ist in der Literatur (Patankar, 1980; ANSYS, Inc., 2013) zu finden.

Die durchlaufenen Schritte bei der Modellierung und Simulation lassen sich kurz in Folgenden zusammenfassen:

- GAMBIT-Programm
 1. Erstellung der Geometrie
 2. Erzeugung des Rechnetzes
 3. Festlegen der Ränder (Ein- und Austrittsebene, Symmetrieebene, Festkörperperrand)

- ANSYS FLUENT-Programm
 1. Starten des Programms mit dem 3D Löser
 2. Einlesen der Datei mit Geometrie und Netz
 3. Eingabe der Strömungsart (stationär)
 4. Eingabe der Materialeigenschaften (Fluid oder Festkörper bzw. die Stoffwerte)
 5. Wahl des Turbulenzmodells (RNG-k- ϵ -Modell)
 6. Eingaben der Randbedingungen
 7. Bestimmen von numerischen Verfahren:
 - a. SIMPLE-Algorithmus als Druckkorrektur-Verfahren
 - b. Upwind-Diskretisierungs-Verfahren für die Interpolation in den Erhaltungsgleichungen und den Modellgleichungen des Turbulenzmodells.
 8. Definieren der Konvergenzkriterien in Form von skalierten Residuen:
für die Kontinuität 10^{-5} ,
für die Geschwindigkeitskomponente 10^{-5} ,
für die Energie 10^{-6} ,
für die turbulente kinematische Viskosität 10^{-5}
 9. Initialisieren der Strömungs- und Turbulenzgröße
 10. Durchführen der Berechnungen und Auswertung der Ergebnisse.

Die Berechnungen werden über das Rechenzentrum der Technischen Universität Ilmenau, auf einem Intel Xeon X5660 Prozessor (2,8 GHz, 256 GB Hauptspeicher) durchgeführt.

3.1.3 Theoretische Grundlagen zur Auswertung der Wärmeübertragung und des Druckverlusts auf der Luftseite

In diesem Kapitel werden die Auswertungsmethoden und die dafür notwendigen Kenngrößen auf der Luftseite der Lamellenrohr-Wärmeübertrager dargestellt.

3.1.3.1 Wärmeübertragung

Im Allgemeinen lässt sich die Wärmeübertragung zwischen Fluiden und festen Wänden (Rohr, Lamellen) wie folgt berechnen. Sind die Temperaturen des Fluids und der Rohrwand als T_F bzw. T_W bezeichnet, so ist die Wärmedichte (der übertragene Wärmestrom pro Flächeneinheit) an die Wand durch Konvektion als

$$\dot{q} = \alpha (T_F - T_W) \quad (3.13)$$

gegeben. Betrachtet man den übertragenen Wärmestrom an die Lamellen- oder Rohrwand, wo die Wärme durch Wärmeleitung übertragen werden, so lässt sich die Wärmestromdichte an der Wand mit den Temperaturgradienten im Fluid wie folgt berechnen, vgl. Gl. (3.14):

$$\dot{q} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{Wand} \quad (3.14)$$

Bei numerischen Berechnungen wird eine Strömungsgleichung verwendet, die mit einer Energiebilanz kombiniert ist. Dabei wird der luftseitig übertragene Wärmestrom (engl.: Heat Flux) aus der Differenz der Enthalpieströme am Ein- und Austritt des Berechnungsgebiets ermittelt:

$$\dot{Q} = \dot{H}_{aus} - \dot{H}_{ein} \quad (3.15)$$

Die Enthalpieströme berechnen sich mit Hilfe der folgenden Gleichung:

$$\dot{H}_L = \int h_l \rho_l \vec{u} \cdot \vec{dA} = \sum_{i=1}^n h_{l,i} \rho_l \vec{u}_i \cdot \vec{A}_i \quad (3.16)$$

Für die spezifische Enthalpie $h_{l,i}$ gilt:

$$h_{l,i} = \int_{T_{ref}}^T c_{p,L} dT. \quad (3.17)$$

Als Referenztemperatur T_{ref} in Formel (3.17) wird die mittlere Lufttemperatur \bar{T}_L verwendet. Diese wird als der Mittelwert aus der lokalen Temperaturverteilung im Kanal zwischen den Lamellen ermittelt, vgl. Gl.(3.18):

$$\bar{T}_L = \frac{\int T \rho \, dV}{\int \rho \cdot dV} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \rho_i V_i}{\sum_{i=1}^n \rho_i V_i} \quad (3.18)$$

Für die Wärmeübertragung an der Grundrohr- und Lamellenoberfläche und an die Lamellen wird ein einheitlicher luftseitiger mittlerer Wärmeübergangskoeffizient α_m benutzt vgl. (Plank, 1988 S. 443). Bezogen auf den Wärmeübergangskoeffizienten bzw. Lamellenwirkungsgrad und die logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m ergibt sich diese vereinfachte Gleichung:

$$\dot{Q} = \alpha_m (A_{GR} + \eta_{Lam} A_{Lam}) \Delta T_m \quad (3.19)$$

Nach Umformung der Gleichung kann man mit dem übertragenen Wärmestrom den mittleren luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_m nach der Formel (3.20) berechnen.

$$\alpha_m = \frac{\dot{Q}}{(A_{GR} + \eta_{Lam} A_{Lam}) \Delta T_m} \quad (3.20)$$

Die benötigte mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten lässt sich mit Hilfe der folgenden Formel berechnen (Plank, 1988):

$$\Delta T_m = \frac{T_{L,aus} - T_{L,ein}}{\ln \frac{T_{GR} - T_{L,ein}}{T_{GR} - T_{L,aus}}} \quad (3.21)$$

Die Temperatur der Luft am Eintritt sowie die Rohrwandtemperatur lassen sich als konstant festlegen, $T_{L,ein} = 293 \text{ K}$ bzw. $T_{GR} = 313 \text{ K}$ (vgl. Abschn.3.1.2.2). Die Luftaustrittstemperatur $T_{L,aus}$ wird als der massenstromgewichtete Mittelwert aus der lokalen Temperaturverteilung im Austrittsquerschnitt berechnet:

$$T_{L,aus} = \frac{\int T \rho \vec{u} \cdot \vec{dA}}{\int \rho \vec{u} \cdot \vec{dA}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \rho_i \vec{u}_i \cdot \vec{A}_i}{\sum_{i=1}^n \rho_i \cdot \vec{u}_i \cdot \vec{A}_i} \quad (3.22)$$

Bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern ist zu beachten, dass die Lamellen einen Wärmeleitwiderstand aufweisen. Demzufolge ergibt sich eine Temperaturänderung auf der Lamellenoberfläche, so dass sich die mittlere Lamellentemperatur

\bar{T}_{Lam} von der Temperatur des Lamellenfußes (Grundrohrtemperatur) T_{GR} unterscheidet, vgl. (Plank, 1988 S. 441f). Die Größe der Temperaturänderung kann durch den Lamellenwirkungsgrad berücksichtigt werden. Er wird als Quotient aus der mittleren Übertemperatur der Lamellen über der Umgebung und der Übertemperatur des Lamellenfußes über der Umgebung definiert, vgl. Formel (3.23).

$$\eta_{Lam} = \frac{\bar{T}_{Lam} - \bar{T}_L}{T_{GR} - \bar{T}_L} \quad (3.23)$$

Die mittlere Lamellentemperatur wird mit der flächengemittelten Lamellentemperatur nach ANSYS-FLUENT gemäß der folgenden Gleichung ermittelt:

$$\bar{T}_{Lam} = \frac{\int T \, d\vec{A}}{\int d\vec{A}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \vec{A}_i}{\sum_{i=1}^n \vec{A}_i} \quad (3.24)$$

Zur Berechnung der geometrischen Größe (der Grundrohroberfläche A_{GR} und der Lamellenfläche A_{Lam}), die für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten benötigt werden, gilt:

$$A_{GR} = \pi d_a (t_{lam} - \delta_{Lam}) z_l, \quad A_{Lam} = 2 \left(s_q s_L - \frac{\pi}{4} d_a^2 \right) z_l \quad (3.25)$$

Der berechnete mittlere luftseitige Wärmeübergangskoeffizient α_m hilft bei der Ermittlung der Nußelt-Zahl, die in dieser Arbeit zur Beschreibung und Auswertung der luftseitigen Wärmeübertragung verwendet wird. Die Nußelt-Zahl stellt die charakteristische Kennzahl bei Konvektion dar und sie beschreibt das Verhältnis der Intensitäten des konvektiven Wärmeübergangs und einer reinen Wärmeleitung beim stationären Zustand vgl. (Oertel Jr., et al., 2011 S. 196). Sie berechnet sich nach:

$$Nu_m = \frac{\alpha_m L_{char}}{\lambda_l} \quad (3.26)$$

Die Nußelt-Zahl kann entlang der Länge der Oberfläche unterschiedlich sein. Deshalb wird sie im Prinzip als Mittelwert berechnet.

Eine andere wichtige Kennzahl ist die Reynolds-Zahl. Sie stellt das Verhältnis von Trägheits- zu Reibkraft dar und bestimmt den Strömungscharakter. Die Reynolds-Zahl berechnet sich wie folgt:

$$Re = \frac{uL_{char}}{\nu} \quad (3.27)$$

Da in der vorliegenden Arbeit bei den entwickelten Modellen sich sowohl die Lamellen- und Rohranordnung als auch die Querschnitte zwischen den Lamellen ändern, wird ein äquivalenter Durchmesser d_{ae} als charakteristische Länge L_{char} verwendet. Er berechnet sich als Quotient aus dem vierfachen Hohlraumvolumen $V\psi$ und der äußeren Oberfläche A_a des Wärmeübertragers, vgl. (Plank, 1988 S. 441):

$$L_{char} = d_{ae} = \frac{4V\psi}{A_a} \quad (3.28)$$

Das Volumen des Wärmeübertragers und der Hohlraumanteil ψ werden wie folgt berechnet:

$$V = Ls_q s_l z_q z_l \quad (3.29)$$

$$\psi = 1 - \frac{\delta_{Lam}}{t_{Lam}} - \frac{\pi d_a^2 (t_{Lam} - \delta_{Lam})}{4s_q s_l t_{Lam}} \quad (3.30)$$

Es ist weiterhin zu beachten, dass die mittlere Geschwindigkeit u_m als wirksame Geschwindigkeit in der Berechnungen verwendet wird. Hierbei wird die mittlere Geschwindigkeit unter Berücksichtigung des Hohlraumanteils des Lamellenrohr-Wärmeübertragers ψ nach der Methode von Haaf ermittelt. Diese Methode wird bei durchströmten Kanälen verwendet, vgl. (Plank, 1988 S. 436-452):

$$u = u_m = \frac{u_{ein}}{\psi} \quad (3.31)$$

3.1.3.2 Druckverlust und Energieverbrauch

Durch die Strömung der Fluide (Wasser und Luft) in Wärmeübertragern geht mechanische Energie verloren. Der Verlust an Strömungsenergie, der in Wärme verwandelt wird, wird als Druckverlust bezeichnet (Wagner, 2009 S. 95). Im Lamellenrohr-Wärmeübertrager entstehen die Druckverluste sowohl durch die Wandreibung als auch durch die örtlichen Widerstände (z. B. Formwiderstand des Rohrs). Um die Druckverluste zu überwinden werden ein Luftventilator und eine Wasserpumpe verwendet. Die Summe der aufzubringenden Förderleistungen für den Ventilator und die Pumpe wird als Leistungsbedarf bezeichnet. In der Praxis ist dieser Leistungsbedarf neben der Wärmeübertragung eine wichtige

Größe zur Beurteilung der Effektivität von Wärmeübertragern. Die Förderleistung für den Ventilator und die Wasserpumpe berechnet man nach der Formel (3.32), vgl. (VDI-Wärmeatlas, 2002):

$$P_{ges.} = P_{Vent.} + P_{Pumpe} \quad (3.32)$$

Es gilt auch:

$$P_{Ven.,Pumpe} = \frac{(\dot{V} \cdot \Delta P)_{Ven.,Pumpe}}{\eta_{Ven.,Pumpe}} \quad (3.33)$$

Um den gesamten Leistungsbedarf zu berechnen, benötigt man die Werte der Druckverluste auf der Luftseite und der Wasserseite. Da in dieser Arbeit die Luft als inkompressibel betrachtet werden darf (vgl. Kapitel 3.1.1), kann der luftseitige Druckverlust mit Hilfe der Simulation wie folgt berechnet werden:

$$\Delta P_L = P_{ein} - P_{aus} , \quad (3.34)$$

$$P_{ein \text{ bzw. } aus} = \frac{\int p \, \overrightarrow{dA}}{\int \overrightarrow{dA}} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \overrightarrow{A}_i}{\sum_{i=1}^n \overrightarrow{A}_i} \quad (3.35)$$

Die Druckverluste auf der Wasserseite ΔP_1 bestehen aus den Reibungsverlusten an der Rohrwand bzw. den Reibungsverlusten innerhalb des Wassers. Die Reibungsverluste werden nach Formel (3.36) berechnet. Im Rahmen dieser Arbeit werden zusätzliche Verluste berücksichtigt, die durch die gewinkelten Rohrstücke in den neu entwickelten Wärmeübertrager-Modellen vgl. Kapitel 5.3 entstehen. Diese Verluste werden hierbei als ΔP_2 bezeichnet.

ΔP_1 , ΔP_2 können nach den folgenden Formeln berechnet werden vgl. (VDI-Wärmeatlas, 2002).

$$\Delta P_1 = \frac{\zeta_1 L}{d_i} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (3.36)$$

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (3.37)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ_1 ist abhängig von der Wandrauigkeit des Rohrs und der Strömungsform. Für Bereich von $Re_i \approx 2 \cdot 10^4$ bis $Re_i \approx 2 \cdot 10^6$ gilt:

$$\zeta_1 = 0,00540 + \frac{0,3964}{Re_i^{0,3}} \quad (3.38)$$

Abhängig von dem Verhältnis des Biegeradius zum Durchmesser des Rohrs, Biegewinkel, von Wandrauigkeit und Strömungsverhältnissen wird der Widerstandsbeiwert ζ_2 der gewinkelten Rohrstücke berechnet. Dafür wird ein Diagramm verwendet, vgl. (VDI-Wärmeatlas, 2002 S. Lac 5). Das Diagramm stellt die Ergebnisse vieler Untersuchungen zum Widerstandsbeiwert unterschiedlicher Rohrbögen bei $Re_i > 10^5$ dar.

3.1.3.3 Leistungskennzahl

Um die Effektivität der Wärmeübertrager zu bestimmen, sollte eine Beziehung zwischen Wärmeübertragung und Druckverlust gebildet werden. Für diesen Zweck kann die Leistungskennzahl L berechnet werden, vgl. (Kari, et al., 1984 S. 427-431; Kaminski, et al., 2000 S. 13-18). Die Leistungskennzahl gibt das Verhältnis des Wärmeübergangs durch die Stanton-Zahl St_{dae} zum Strömungsbeiwert ξ_m wieder.

$$L = \frac{St_{dae}^3}{\xi_m} \quad (3.39)$$

Je größer diese Leistungskennzahl ist, desto besser ist das Verhältnis zwischen dem Wärmeübergang und dem Druckverlust.

Die Stanton-Zahl St_{dae} stellt die dimensionslose Wärmestromdichte dar und berechnet sich aus:

$$St_{dae} = \frac{Nu_{dae}}{Re_{dae} Pr_{ein}} \quad (3.40)$$

mit Pr_{ein} Prandtl-Zahl der Luft, die am Eintritt des Berechnungsgebiets berechnet wird.

$$Pr_{ein} = \frac{\mu C_p}{\lambda_L} \quad (3.41)$$

Der Strömungsbeiwert ξ_m wird nach der Formel (3.42) berechnet. Hierbei wird der Druckverlust in dimensionsloser Form unter Berücksichtigung der Geometrie, der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und der Rohrreihenanzahl beschrieben.

$$\xi_m = \frac{\Delta P}{N_R \frac{s_L}{d_{ae}} \frac{\rho_L u_m^2}{2}} \quad (3.42)$$

3.2 Validierung der numerischen Ergebnisse

Bei der Simulationsuntersuchung können nicht alle Umgebungsbedingungen und Einflussfaktoren hundertprozentig berücksichtigt werden. Demzufolge weichen im Prinzip die Simulationsergebnisse von denen bei realen Systemen ab. Deshalb ist es von größter Bedeutung, die Übereinstimmung des Modellverhaltens mit der Realität zu erreichen. Diese Prüfung der Einsatzfähigkeit der numerischen Simulationsmodelle wird als Validierung bezeichnet. Die Validierung muss eine hinreichende Übereinstimmung ermöglichen.

Eine Möglichkeit, die Simulationsmodelle zu validieren besteht darin, Ergebnisse aus experimentellen und numerischen Untersuchungen zu vergleichen. Es ist jedoch zu bemerken, dass die Fertigung bzw. das Experimentieren mit entwickelten Modellen mit Geometrieänderungen zum Zweck der Validierung sehr zeit- und kostenaufwändig ist. So findet man viele Veröffentlichungen, in denen die Autoren bereits experimentell genutzte Wärmeübertrager für weitere Entwicklungen bzw. numerische Untersuchungen verwenden, vgl. z. B. (Réz, 2004) .

Eine andere Möglichkeit die Simulationsergebnisse zu überprüfen, ist der Vergleich mit den empirischen Ergebnissen. Die empirischen Ergebnisse lassen sich anhand schon vorhandener Korrelationsgleichungen für Wärmeübertragung und Druckverlust berechnen. Die Korrelationsgleichungen sind dimensionslose Gleichungen, die die Reynolds-Zahl und andere verschiedene geometrische Kenngrößen beinhalten. Die Wärmeübertragung und der Druckverlust wurden häufig mithilfe der Nußelt-Zahl bzw. des Strömungswiderstandsbeiwerts ausgedrückt. Die Bestimmung der Nußelt-Zahl und des Strömungswiderstandsbeiwerts, beeinflusst von der Geometrie, der Ausbildung von Grenzschichten und der Strömungsform, führt zu unterschiedlichen Korrelationsansätzen. So werden in der Literatur bezüglich der Korrelationen unterschiedlichste geometrische Kenngrößen verwendet. In diesem Zusammenhang wurden verschiedene Korrelationen in der Arbeit von (Kaminski, 2002) zusammengefasst. Die Auswahl zwischen unterschiedlichen Korrelationen führt unbedingt zu unterschiedlichen Ergebnissen.

Zur Überprüfung von Simulationsmodellen gehört auch die Verifikation, wobei die innere Systematik des Simulationsmodells betrachtet wird, d. h. semantische und/oder syntaktische Fehler dürfen nicht auftreten.

In der vorliegenden Arbeit handelt sich um neue Auslegungsmethoden von Wärmeübertragern. Es wurden zwei Prototypen gefertigt und experimentell untersucht. Dabei wurde der an der Technischen Universität Ilmenau vorhandene Windkanal benutzt. Die aus der Simulation gewonnenen Ergebnisse wurden mit experimentellen Ergebnissen verglichen.

3.2.1 Windkanal

Zum Experimentieren mit Wärmeübertragern lassen sich Windkanäle benutzen. Der Windkanal dient dazu, die thermischen Eigenschaften der Wärmeübertrager zu ermitteln. Dabei können Wärmeübertrager durch originale Strömungen unter realistischen Bedingungen untersucht werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein vorhandener Windkanal des Fachgebiets Thermo- und Magnetofluidynamik verwendet, vgl. Abb. 3.2.

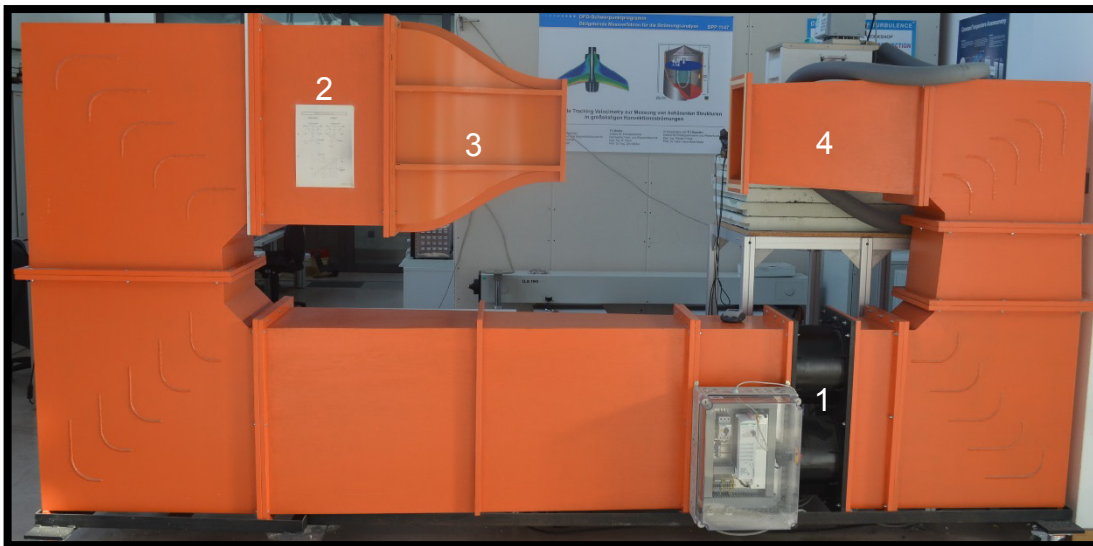


Abb. 3.2: Der verwendete Windkanal

Der Windkanal besteht aus einem Ventilator (1), der die Luft ansaugt und somit die Luftströmung erzeugt, ein Gleichrichterelement (2) zur Erzeugung einer gleichmäßigen unverwirbelten Strömung im Windkanal, einem Diffusor (4), der zur Verringerung der Geschwindigkeit und zur Druckrückgewinnung dient, einer Düse (3), die die Strömung beschleunigt und der Messstrecke, in der der

Wärmeübertrager untersucht werden kann. Die Messstrecke¹⁰ ist hierbei offen, d. h. die Luft wird über eine Kanalöffnung durch den untersuchten Wärmeübertrager aus der Umgebung angesaugt. Anschließend tritt der Luftstrom, nachdem er den Kanal passiert hat, an der anderen Kanalöffnung wieder in die Umgebung aus. Eine ausführliche Beschreibung der Bauarten und Bauelemente des Windkanals- befindet sich in der Literatur (Schnell, 1994 S. 58-69).

3.3 Fazit

Bei der Untersuchung konventioneller und zu entwickelnder Wärmeübertrager sind Kenngrößen zu ermitteln bzw. zu vergleichen. Da sich der Kern dieser Arbeit mit der Entwicklung neuer Methoden zur innovativen Auslegung von Lamellenroh-Wärmeübertragern beschäftigt, wurden einige wesentliche Kenngrößen zur Beschreibung ihrer Eigenschaften ausgewählt und definiert. Mit Hilfe der oben dargestellten Gleichungen können vor allem Wärmeübertragungswerte, Druckverluste, Energieeffizienz und die Leistungskennzahl ermittelt werden.

¹⁰ Die andere Seite des Windkanals zeigt Abb. 6.2, wobei ein Wärmeübertrager in der Messstrecke zur Untersuchung vorgesehen ist. Da in diesem Fall die Funktion der Düse (3) keine Bedeutung hat, wird sie dort abgebaut.

4 Numerische Voruntersuchungen

In diesem Kapitel liegt der Fokus auf der vertieften Analyse von interessanten Untersuchungen von Lamellenrohr-Wärmeübertragern. Das vorrangige Ziel ist dabei, Nachteile zu identifizieren und darzustellen. In weiteren Schritten sind diese Nachteile, durch Vorschlägen von Lösungsansätzen bzw. Entwicklung neuer Modelle möglichst zu vermindern oder sogar zu vermeiden. Hervorzuheben ist, wie in Kapitel 2.4 erwähnt wurde, das Modell von Sahin (Sahin, et al., 2007). Im Folgenden werden die Eigenschaften des Modells kurz beleuchtet, um Entwicklungspotenziale zu untersuchen und Schlussfolgerungen zu ziehen.

4.1 Lamellenneigung

Das untersuchte Modell bei (Sahin, et al., 2007) ist ein Wärmeübertrager mit flachen Lamellen und nur einer Rohrreihe. Der schon entwickelte Lösungsansatz basiert auf der Neigung der Lamellen. Zwar erhöht sich in den dort entwickelten Modellen die Wärmeübertragung auf die Lamellenflächen, aber die Lamellenanzahl wird dadurch reduziert, vgl. Abb. 4.1.

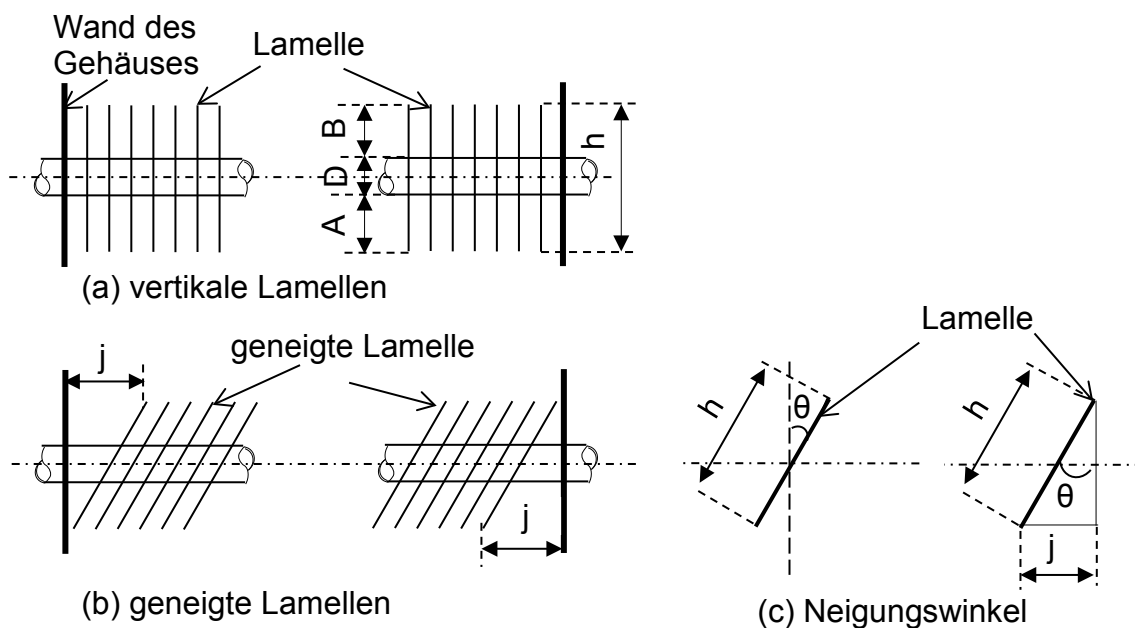


Abb. 4.1: Darstellung des Einflusses des Neigungswinkels auf die Lamellenanzahl (eine Rohrreihe)

Es ist eindeutig sichtbar, dass die Anzahl geneigter Lamellen in Abb. 4.1.b geringer als bei dem untersuchten Modell (Abb. 4.1.a) sein muss, solange die Wand des Wärmeübertrager-Gehäuses nicht ebenso parallel zu den Lamellen geneigt wird. In diesem Fall verschlechtert sich auch die Volumenausnutzung. Der verbesserten Wärmeübertragung aus der Lamellenneigung steht eine Reduzierung der Wärmeübertragungsfläche durch die Abnahme der Lamellenanzahl gegenüber.

Zur besseren Veranschaulichung dieses Nachteils betrachtet man wieder die Abb. 4.1. Darin wird aufgezeigt, dass ein Teil des Rohres mit mittlerer Länge ($j/2$) an den beiden Seiten nicht mehr mit Lamellen bedeckt werden kann. Dies bedeutet, dass die Länge der lamellenfreien Rohrteile ($2j/2$) ist. Dieser Wert ergibt sich aus der Multiplikation von der Lamellenhöhe h und $\sin \theta$:

$$j = h \cdot \sin \theta \quad (4.1)$$

$$h = A + B + D \quad (4.2)$$

Je mehr der Neigungswinkel zunimmt, desto länger sind die lamellenfreien Rohrteile. Demzufolge ist die Wärmeübertragung im Wärmeübertrager niedriger. Außerdem ist ein größerer Druckverlust zu erwarten.

Weitere Fragen bleiben offen, wie z. B.:

1. Lohnt sich die Lamellenneigung bei mehreren Rohrreihen?
2. Wie ändert sich die Wärmeübertragung, wenn mehrere Parameter, z. B. Neigungswinkel und Lamellenform, gleichzeitig geändert werden?

Antworten auf diese Fragen werden nachstehend diskutiert und interpretiert.

Um weitere Auswirkungen der Lamellenneigung auf die Lamellenanzahl bei mehreren Rohrreihen zu analysieren, wird die Anordnung von Lamellen, Rohren (z. B. zwei Reihen) und Gehäusewänden in Abb. 4.2 dargestellt.

Analog zu Wärmeübertragern mit einer Rohrreihe wird die Länge der lamellenfreien Rohrteile bei dem Wärmeübertrager mit zwei Rohrreihen wie folgt berechnet:

$$J = H \cdot \sin \theta \quad (4.3)$$

$$H = A + B + C + 2D \quad (4.4)$$

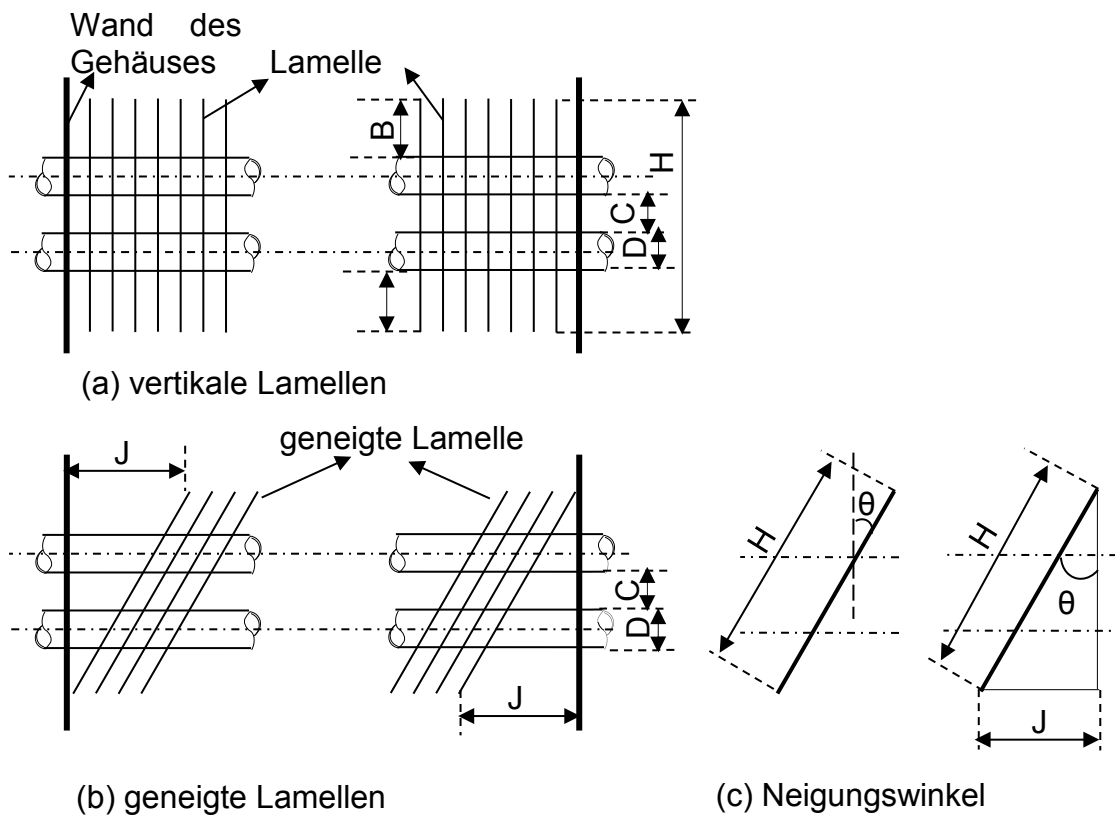


Abb. 4.2: Darstellung des Einflusses des Neigungswinkels auf die Lamellenanzahl (zwei Rohrreihen)

Aus den Formeln (4.2) und (4.4) ergibt sich die Formel (4.5):

$$H = h + D + C \quad (4.5)$$

Analog dazu ist bei drei Rohrreihen vorstellbar:

$$H = h + 2D + 2C = h + 2(D + C) \quad (4.6)$$

Für Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit n Rohrreihen gilt:

$$H_n = h_{n=1} + (n - 1)(D + C) \quad (4.7)$$

Somit wird die Länge der lamellenfreien Rohrteile bei n Rohrreihen wie folgt berechnet:

$$J_n = [h_{n=1} + (n - 1)(D + C)] \sin \theta \quad (4.8)$$

Es ist deutlich erkennbar, dass sich mit einer Erhöhung der Rohrreihenanzahl, des Neigungswinkels und des Parameters C (Abstand zwischen zwei Rohrreihen) sowie auch D (Rohrdurchmesser) die lamellenfreien Rohrteile vergrößern und sich damit die Lamellenanzahl reduziert.

Um auf die oben erwähnte zweite Frage zu antworten, wird im Folgenden anhand eines existierenden Modells die Änderung der Lamellenform und des Neigungswinkels untersucht. Anschließend werden die Ergebnisse verglichen und bewertet.

4.2 Untersuchungsmodell

Zum Zweck der Untersuchung wurde der Wärmeübertrager des Trockenkühlturms im Labor des Fachgebiets Thermo- und Magnetofluidynamik an der Technischen Universität Ilmenau ausgewählt, vgl. Abb. 4.3. Der Kühlturm ist mit einem Ventilator versehen, der zur Ansaugung der Luft und damit zur Regelung der Luftgeschwindigkeit zwischen den Lamellen dient.

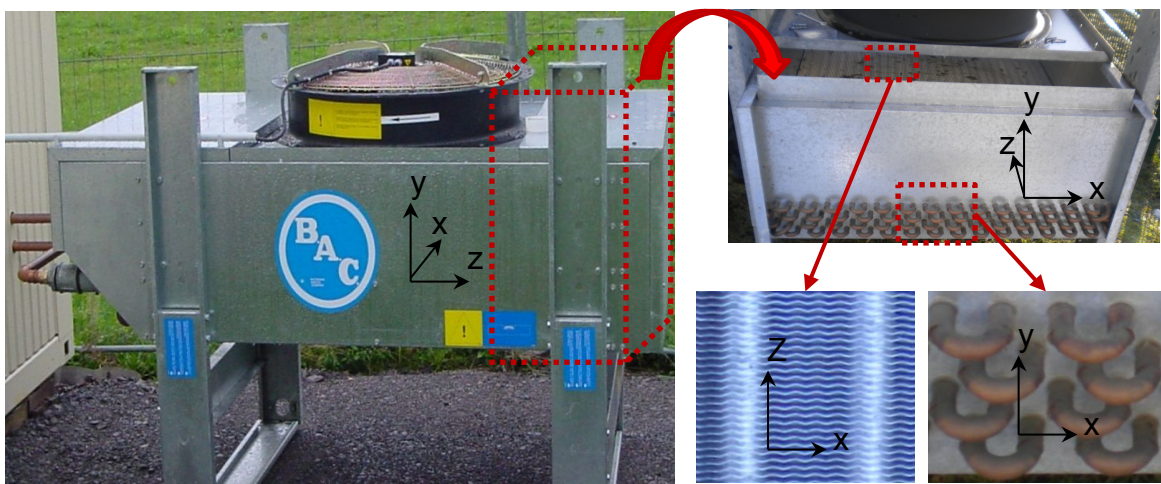


Abb. 4.3: Der untersuchte Kühlturm (Wärmeübertrager)

Dieser Kühlturm ist mit der Absorptionskälteanlage verbunden und kühlt das Kühlwasser für den Kondensator und Absorber der Absorptionskältemaschine. Die

gewellten Lamellen im Wärmeübertrager sind in einem Winkel von 154° so abgewinkelt, so dass sich der Lamellenabschnitt in viele gleichartige symmetrische Segmente aufteilen lässt, vgl. Abb. 4.4. In Abb. 4.4. b wird eine Skizze mit der Anordnung von Lamellen und Rohren in der X-Z-Ebene dargestellt. Die Abstände zwischen den Lamellen betragen 2 mm und zwischen den Rohren 20 mm. Das zu modellierende symmetrische Segment (das numerische Modell¹¹) und die nötigen Dimensionen zeigt die Abb. 4.4.a.

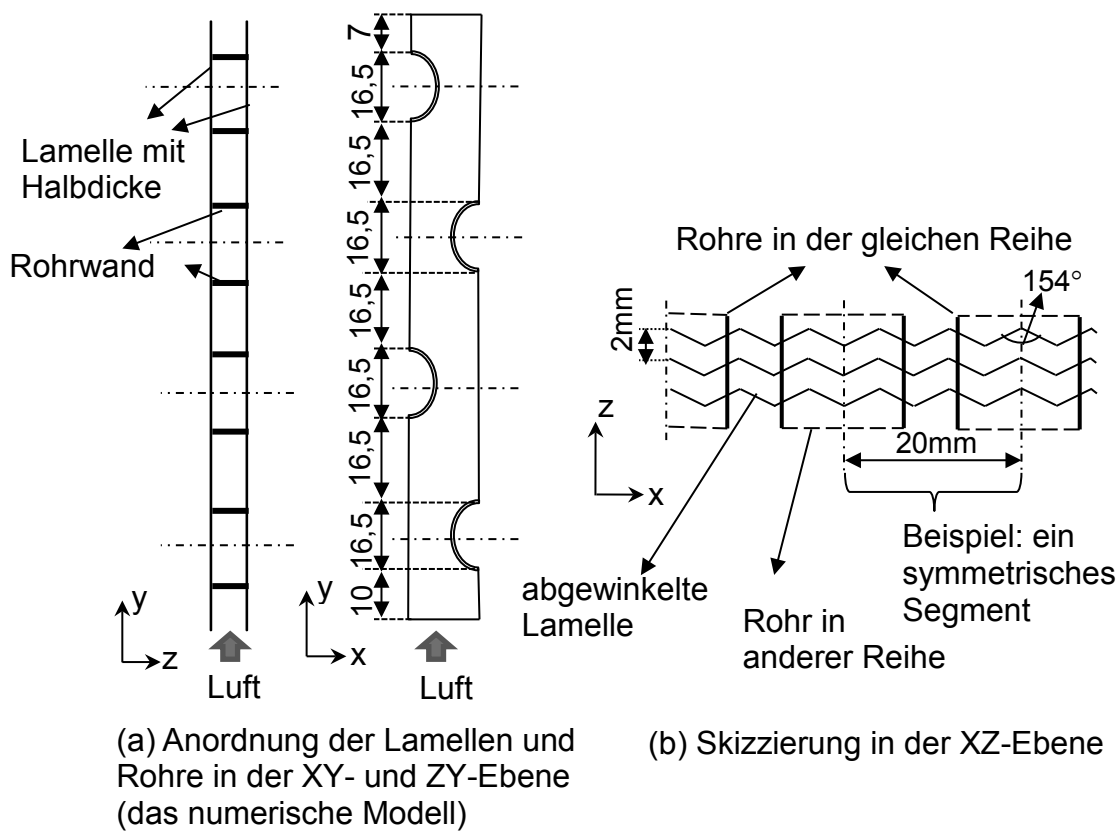


Abb. 4.4: Skizzierung von Lamellen, Rohren und wichtiger Dimensionierungen in [mm]

4.3 Entwicklungsalternativen

Im Folgenden werden zwei Alternativen zur Verbesserung der Lamellenfunktion dargestellt und untersucht. Einerseits gilt es die Lamellenoberfläche durch die

¹¹ Die Erstellung von Modellen wurde in Kapitel 3.1.2.1 erläutert. Dabei ist das Berechnungsgebiet bzw. die Vorgänge in FLEUENT-Programm zu verringern, so dass das Gesamtsystem in symmetrischen Subsystemen aufzuteilen ist.

Änderung der Lamellenform zu vergrößern, andererseits werden Strategien der Lamellenoberflächenvergrößerung und der Lamellenneigung zusammen untersucht.

4.3.1 Lamellenoberflächenvergrößerung

Bei der ersten Entwicklungsalternative wird ein Vergleich zwischen Modellen mit flachen, abgewinkelten und gebogenen Lamellen durchgeführt. An dieser Stelle ist zu beachten, dass die Lamellenabstände und die Wärmeübertragerabmessungen nicht geändert werden. Die gebogene Form sollte eine Erhöhung der wärmeübertragenden Flächen im Vergleich zur abgewinkelten Form ermöglichen. Im Gegensatz dazu weist die flache Form die geringsten Lamellenoberflächen auf.

Zunächst werden für das Modell mit den abgewinkelten Lamellen die geometrischen Daten ermittelt und in Tab. 4.1 dargestellt.

| Betrachtete Parameter | Simulationsdaten |
|------------------------------------|------------------|
| Lamellendicke [mm] | 0.14 |
| Abstand zwischen den Lamellen [mm] | 2.00 |
| Äußerer Rohrdurchmesser [mm] | 16.5 |
| Innerer Rohrdurchmesser [mm] | 15.0 |
| Anzahl der Rohrreihen | 4 |
| Anzahl der Rohre in jeder Reihe | 30 |

Tab. 4.1: Die gesammelten Simulationsdaten aus dem Wärmeübertrager im Labor

Um einen Vergleich der Wärmeübertragung zwischen den drei Modellen durchführen zu können, sind die Dimensionen der gebogenen Lamellen im Lamellenabschnitt (vgl. Abb. 4.5.e) präzise zu berechnen und im GAMBIT-Programm zu zeichnen. Im Labor sind die Längen der Strecken \overline{ab} , \overline{bc} und \overline{ac} sowie die Winkel zwischen den Strecken \overline{ab} und \overline{bc} zu messen.

Zur Erstellung der gebogenen Form werden drei Lamellenbögen so gezeichnet, dass sie die drei Punkte a, b und c, die in Abb. 4.5. (d bzw. e) dargestellt sind, verbinden. Die einzelnen Schritte, die zur gebogenen Form geführt haben, werden in Abb. 4.5.(a, d, f, e und b) gezeigt. Die Länge der Abstände k und q sowie die Werte aller benötigten Winkel lassen sich rechnerisch ermitteln. Anschließend kann die Länge des Kreisbogens mit Hilfe des gezeichneten

Kreises (Abb. 4.5.f) berechnet werden. Dabei erhöht sich die Länge des Lamellenteilstücks (e) um ca. 0,07 mm im Vergleich zum Lamellenteilstück (d).

Um die Untersuchungsergebnisse vernünftig auszuwerten, ist weiterhin ein Simulationsmodell mit flachen Lamellen zu erstellen, mit dem die erwähnten zwei Modelle (mit abgewinkelten und gebogenen Lamellen) verglichen werden können.

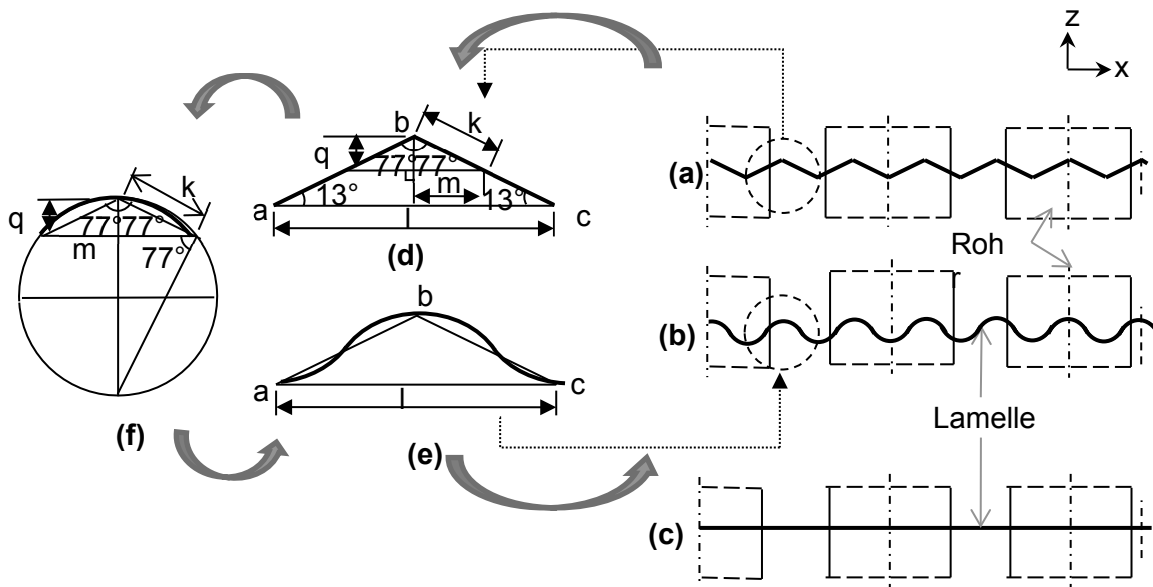


Abb. 4.5: Lamellenabschnitte in den zu untersuchenden Modellen mit flachen, abgewinkelten, bzw. gebogenen Lamellen [(c), (a) bzw. (b)]. [d und e] stellen ein Teilstück des entsprechenden Lamellenabschnitts dar

4.3.2 Kombination von Lamellenoberflächenvergrößerung und Lamellenneigung

Im Rahmen der zweiten Entwicklungsalternative werden die Simulationsreihen so gestaltet, dass der Neigungswinkel der Lamellen in den Modellen mit flachen, abgewinkelten und gebogenen Lamellen geändert werden kann. Das bedeutet, die drei Modelle sind individuell neu für jedes Simulationsexperiment zu zeichnen, wobei die Lamellen in verschiedenen Winkelwerten (5° , 10° , 15° , 20° , 25° bzw. 30°) geneigt werden. Es ist anzumerken, dass die Neigung der Lamellen eine Reduzierung des vertikalen Abstands zwischen der Ober- und Unterseite zweier benachbarter Lamellen verursacht. In diesem Fall führt die Beibehaltung der Abstände zwischen den Rohren dazu, dass die Neigung ab einem Winkel von 15° nicht mehr sinnvoll ist, da die Lamelle dann nicht mehr über die äußeren Rohre reicht. Des Weiteren bringen die Neigungswinkel (5° , 10°

4.4 Berechnungsgebiet und verwendete Randbedingungen

Um das Berechnungsgebiet im FLUENT-Programm zu verringern, wird die Lamellenfläche in 60 symmetrische Segmente eingeteilt. Das zu untersuchende Modell besteht aus zwei benachbarten Lamellen mit zwei Halbdicken der Lamellen und vier versetzten Rohren, vgl. Abb. 4.7.b. Das Rechennetz bzw. die numerischen Verfahren für die Modelle werden auf die gleiche Art und Weise, wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, generiert bzw. durchgeführt. Die in Tab. 4.1 ermittelten Daten bzw. die Änderungen in der Geometrie (vgl. Abb. 4.5 und Abb. 4.6) werden berücksichtigt. Die Abb. 4.7 stellt ein Beispiel für die Netzstruktur bzw. die wichtigsten Randbedingungen dar.

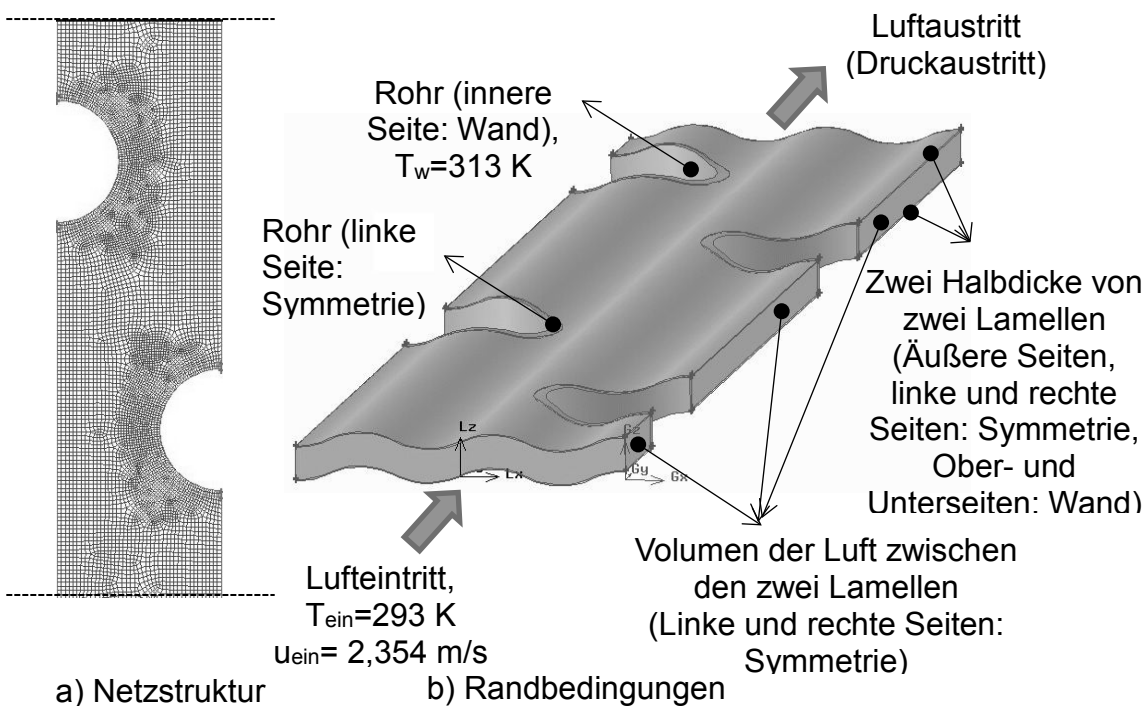


Abb. 4.7: Die gebogenen Lamellen mit den Randbedingungen und der Netzstruktur

4.5 Numerische Ergebnisse

Bevor die Simulationsergebnisse dargelegt werden, ist es sinnvoll, die Unterschiede zwischen den Lamellenlängen in den drei Modellen zu bestimmen bzw. zu vergleichen. Betrachtet man ein Lamellensegment (vgl. Abb. 4.4 und

Abb. 4.5), so erkennt man, dass die Länge der abgewinkelten Lamelle 20,53 mm beträgt. Das heißt, sie ist ca. 2,65 % größer als die flache Lamelle. Dieser Wert steigt noch einmal bei gebogenen Lamellen auf 20,70 mm (ca. 3,5% größer als die flache Lamelle). Diese kleinen Längenänderungen wurden so gewählt, damit die Lamellenanzahl und dadurch die Dimensionen des Wärmeübertragers nicht geändert werden. Die gewonnenen Wärmeübertragungswerte¹² bei den drei Modellen zeigt Tab. 4.2.

In der Tabelle wird anschaulich, dass sich bei Modellen ohne Lamellenneigung die Wärmeübertragung wegen der Vergrößerung der Lamellenoberflächen erhöht. Jedoch bringen diese Ergebnisse auch zum Ausdruck, dass die Erhöhung der Wärmeströme relativ gering ist. Im Gegenteil dazu können diese Ergebnisse wertvoll sein, wenn ein Vergleich zwischen den addierten Flächen in jedem Modell und dem Gewinn an der Wärmeübertragung vorgenommen wird. Eine Vergrößerung der Lamellenflächen von 2.65% bei den abgewinkelten Lamellen im Vergleich zu den flachen Lamellen verursacht eine Erhöhung der gesamten Wärmeübertragung ($\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$) von 2,26%. Eine weitere Vergrößerung der Fläche bis auf 3,5% bei den gebogenen Lamellen verursacht eine Erhöhung des Wärmeübertragungswerts \dot{Q} von 2,6%.

| Winkel | Modell mit flachen Lamellen | | Modell mit abgewinkelten Lamellen | | Modell mit gebogenen Lamellen | |
|--------|-----------------------------|-----------------|-----------------------------------|-----------------|-------------------------------|-----------------|
| | \dot{Q}_1 (W) | \dot{Q}_2 (W) | \dot{Q}_1 (W) | \dot{Q}_2 (W) | \dot{Q}_1 (W) | \dot{Q}_2 (W) |
| 0° | 1,6130 | 0,0913 | 1,6548 | 0,0887 | 1,6613 | 0,0878 |
| 5° | 1,6155 | 0,0912 | 1,6563 | 0,0883 | 1,6646 | 0,0875 |
| 10° | 1,6217 | 0,0895 | 1,6615 | 0,0874 | 1,6703 | 0,0866 |
| 15° | 1,6362 | 0,0884 | 1,6669 | 0,0870 | 1,6762 | 0,0853 |
| 20° | 1,6467 | 0,0874 | 1,6859 | 0,0868 | 1,6891 | 0,0848 |
| 25° | 1,6642 | 0,0862 | 1,7032 | 0,0861 | 1,7147 | 0,0847 |
| 30° | 1,6852 | 0,0856 | 1,7239 | 0,0855 | 1,7369 | 0,0836 |

Tab. 4.2: Simulationsergebnisse der Untersuchung der drei Modelle: \dot{Q}_1 Wärmestrom durch Lamellenflächen, \dot{Q}_2 Wärmestrom durch Rohroberfläche

Betrachtet man die Ergebnisse der Lamellenneigungen, so erkennt man die ständige Verbesserung der Wärmeübertragung bei der Erhöhung des Neigungswinkels. So ergibt sich der beste Wert bei der Untersuchung von gebogenen Lamellen bei einem Neigungswinkel von 30°. Dabei zeigt sich die

¹² In dieser Arbeit werden Wärmeübertragungswerte für Wärmeströme verwendet.

Tatsache, dass die Auswirkungen beider Strategien, die Vergrößerung von Lamellenflächen und ihren Neigungswinkeln, zu den besten Ergebnissen führt, vgl. Tab. 4.3.

| Erhöhung der Lamellenflächen im Vergleich mit flachen Lamellen | Erhöhung des gesamten Wärmestroms im Vergleich mit flachen Lamellen | |
|--|---|------------------------|
| | Keine Neigungswinkel | Neigungswinkel von 30° |
| 0% bei flachen Lamellen | 0% | 3,9% |
| 2,65% bei abgewinkelten Lamellen | 2,26% | 6,17% |
| 3,5% bei gebogenen Lamellen | 2,6% | 6,82% |

Tab. 4.3: Die Erhöhungen der Wärmeströme \dot{Q} in den drei Modellen

Die Untersuchung der negativen Wirkungen des Druckverlusts zeigt, dass sich die Leistung¹³ des Ventilators bei dem Modell mit flachen Lamellen von 0,69 % bei 0° bis auf 0,99 % bei 30°, und bei dem Modell mit gebogenen Lamellen von 0,79 % bei 0° bis auf 1,19 % bei 30° erhöht.

Ausgehend von den bisher gewonnenen Ergebnissen, insbesondere den Werten der Wärmeübertragung und des Druckverlusts bei dem Neigungswinkel 30°, wird eine weitere Untersuchungsreihe durchgeführt, in der die Neigungswinkel von 45° und 60° untersucht werden. Die Summe der übertragenen Wärmeströme von Lamellen und Rohren ($\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$) ist in Tab. 4.4 aufgeführt. Weiterhin sind die Druckverlustwerte die Basis für die Berechnung der Förderleistung des Ventilators.

| Modell (θ) | Wärmestrom (Analysemodell) ($\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$) (W) | Erhöhung des Wärmestroms im Vergleich zum Modell ($\theta = 0^\circ$) (W) | Ventilatorleistung bezogen auf den Druckverlust $P_{Ven.} = \Delta p \cdot \dot{V} / \eta$ (W) | Erhöhung der Ventilatorleistung im Vergleich zum Modell ($\theta = 0^\circ$) |
|---------------------|--|---|--|--|
| 0° | 1,743 | 0 | 0,012 | 0 |
| 30° | 1,809 | 0,066 | 0,018 | 0,0057 |
| 45° | 1,892 | 0,149 | 0,031 | 0,019 |
| 60° | 2,016 | 0,273 | 0,09 | 0,078 |

Tab. 4.4: Vergleich der Modelle mit unterschiedlichen Neigungswinkeln

Es ist ersichtlich, dass sich im Vergleich zu Modell ($\theta = 0^\circ$) der Wärmestrom bei Modell ($\theta = 60^\circ$) erhöht. Die Erhöhung des Wärmestroms in einem Segment beträgt 0.273 W und die maximale Erhöhung der Ventilatorleistung ca. 0.078 W,

¹³ Diese Leistung wurde mit den gewonnenen Wärmeübertragungswerten verglichen und als Prozentsatz berechnet bzw. dargestellt.

obwohl der Druckverlust bei der Zunahme des Neigungswinkels (z.B. bei $\theta = 60^\circ$) erheblich ansteigt.

4.6 Diskussion

Bei einer Vergrößerung des Neigungswinkels erhöht sich die Wärmeübertragung. Das wurde bei (Sahin, et al., 2007) vor allem mit der Steigerung der Luftgeschwindigkeit im Querschnitt zwischen den Lamellen begründet, wobei zu bemerken ist, dass die Abstände zwischen den Lamellen geringer werden. Da das in diesem Kapitel betrachtete Modell komplizierter¹⁴ als das bei (Sahin, et al., 2007) ist, spielen hier weitere Einflussgrößen eine große Rolle. Der Kontakt zwischen den Lamellen und Rohren bei abgewinkelten und gebogenen Lamellen ist größer als bei flachen Lamellen. Zwar hat die Erhöhung der Anzahl der Rohrreihen bzw. der Lamellenhöhe und die Änderung der Lamellenform eine positive Wirkung auf die Verbesserung der Wärmeübertragung, aber auch der Druckverlust steigt an. Allerdings ist diese Steigerung des Druckverlusts und dadurch der benötigten Ventilatorleistung sehr gering im Vergleich zur Verbesserung der gewonnenen Wärmeübertragung, vgl. Tab. 4.4.

Die Durchführung bzw. Untersuchung der ersten Entwicklungsalternative (Kapitel 4.3.1) hat wie erwartet dazu geführt, dass sich die Wärmeübertragung verbessert, ohne die Wärmeübertragerdimension zu ändern. Im Gegenteil dazu bedingt die Durchführung der zweiten Entwicklungsalternative (Lamellenneigung Kapitel 4.3.2) eine Vergrößerung der Abmaße des Wärmeübertragers und/oder eine Reduzierung der Ausnutzung des Volumens. Wird die Wärmeübertragerdimension nicht geändert (vergrößert), so reduziert sich die Lamellenanzahl bei zunehmendem Neigungswinkel und bei erhöhter Rohrreihenanzahl. Das hat zur Folge, dass die wärmeübertragenden Flächen bzw. der Wärmeübertragungswert und weiterhin der Ausnutzungsgrad sinken.

Es sind dabei zwei Tatsachen anzumerken:

- Die Wärmeübertragung der Lamellen reduziert sich mit zunehmender Rohrreihenanzahl
- Der Ausnutzungsgrad des Wärmeübertragers vermindert sich mit zunehmender Rohrreihenanzahl.

¹⁴ Die Komplexität besteht in der geänderten Form und in der Rohrreihenanzahl von vier Reihen.

Die Überlegung in diesen Aussagen führt zu einer weiteren wichtigen Untersuchungsreihe. Dabei werden die Lamellen geneigt und die Anzahl der Rohrreihen reduziert. Das Ziel dieser weiterführenden Untersuchungen ist, die Wärmeübertragungsverteilung auf den Lamellen in Abhängigkeit von der Entfernung von der Eintrittsfläche der Luft zu analysieren. Dabei ist schon bekannt, dass die Wärmeübertragung mit wachsender Entfernung von der Eintrittsfläche der Luft ständig abnimmt, vgl. (Polifke, et al., 2009 S. 332-343).

4.6.1 Wärmeübertragungsverteilung auf den Wärmeübertragungsflächen

Zum Zweck dieser Untersuchung wird beispielhaft das beschriebene Modell in Abb. 4.4 mit abgewinkelten Lamellen ausgewählt. Zunächst erfolgt eine Aufteilung des Modells in vier fiktive Teilstücke (vgl. Abb. 4.8.a). Danach wird der Wärmeübertragungswert für jedes Teil berechnet.

Als Beispiel werden die Untersuchungen der Wärmeübertragungsverteilung für zwei Fälle: $\theta = 0^\circ$ und 45° durchgeführt. Es ist zu beachten, dass beim untersuchten Wärmeübertrager der Abstand zwischen der Unterseite der Lamellen und dem Rohr in der unteren Reihe auf der Lufteintrittsseite größer ist als der Abstand zwischen dem Rohr in der oberen Reihe und der Oberseite der Lamelle auf der Luftaustrittsseite. Demzufolge ergeben sich die vier Abschnitte (Lamellen und Rohre) 1, 2, 3 und 4, welche die Höhen von 34, 75, 33, 33 und 31,75 mm besitzen. Die Simulationsergebnisse zeigen Tab. 4.5 und Tab. 4.6 .

Die aus den Simulationsuntersuchungen gewonnenen Ergebnisse zeigen, dass die Wärmeübertragung auf den Lamellenoberflächen in der unteren Hälfte des Wärmeübertragers (Lufteintrittsteil), Teil 1 und 2 bzw. Rohr 1 und 2 ca. 67,2 % bzw. 71 % von der gesamten Wärmeübertragung bei beiden Modellen mit $\theta = 0^\circ$ als auch 45° ausmacht. Im Gegensatz dazu weisen der Teil 4 und das Rohr 4 bei dem Modell mit geneigten Lamellen ($\theta = 45^\circ$) eine geringere Effektivität als im Vergleich zum Modell mit ($\theta = 0^\circ$) auf. Die Betrachtung dieser Ergebnisse führt zu der neuen Entwicklungsalternative, wobei die Lamellenanzahl erhöht und die Rohrreihenanzahl reduziert werden kann. Das ist mit einer Reduzierung der Wärmeübertragerhöhe verbunden. Die Wärmeübertragerbreite oder -länge müssten aber vergrößert werden. Das resultierende Gesamtvolumen muss nicht unbedingt größer als beim konventionellen Modell sein, um den gleichen oder einen verbesserten Wärmeübertragungswert zu erreichen.

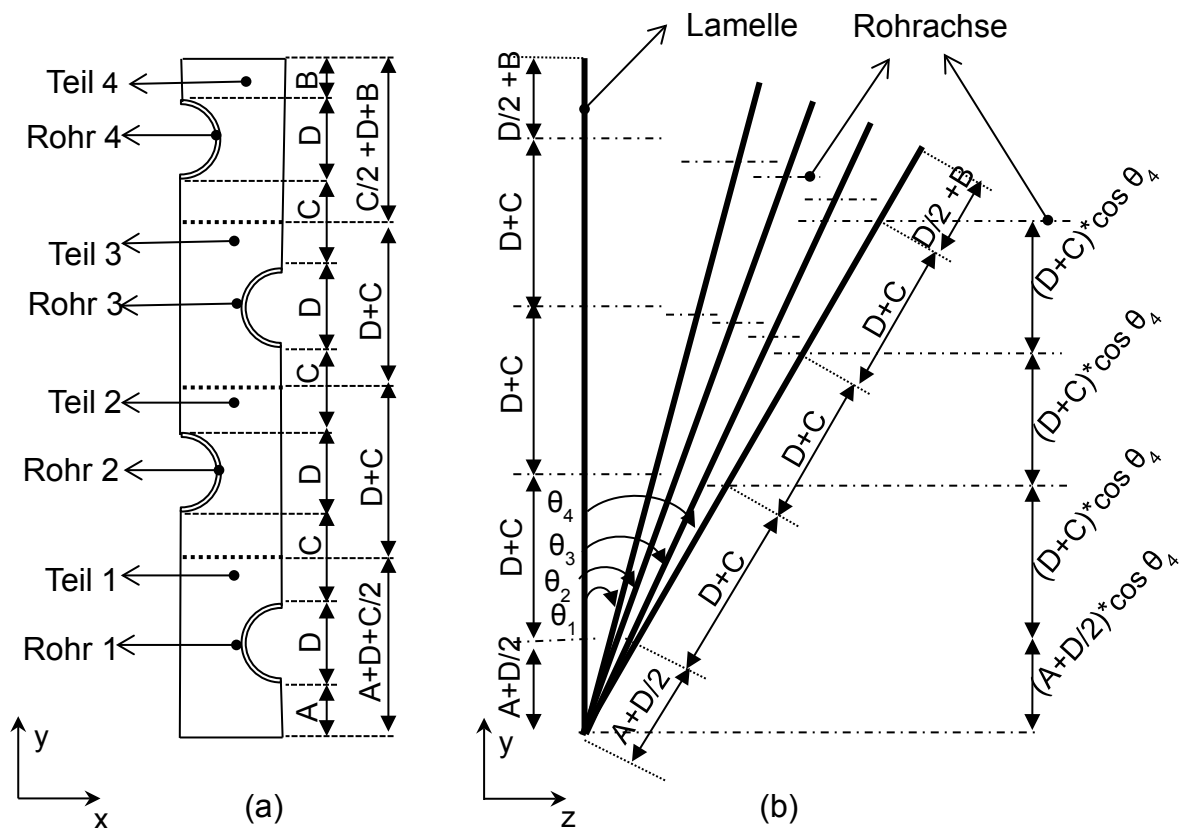


Abb. 4.8: a) Aufteilung des untersuchten Modells in vier Teile. b) Veränderung der Abstände zwischen den Rohren in Abhängigkeit von der Änderung des Neigungswinkels

| Wärmestrom (W) auf die Fläche von | | | | | | | | |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------------------|
| Teil 1 | Teil 2 | Teil 3 | Teil 4 | Rohr 1 | Rohr 2 | Rohr 3 | Rohr 4 | Gesamt-Wärmestrom (W) |
| 0,6660 | 0,4429 | 0,3164 | 0,2290 | 0,0345 | 0,0275 | 0,0155 | 0,0111 | 1,743 |
| Prozentualer Anteil von Gesamtwärmestrom (%) | | | | | | | | |
| 38,21 | 25,41 | 18,15 | 13,14 | 1,98 | 1,58 | 0,89 | 0,64 | ≈ 100 |

Tab. 4.5: Verteilung der Wärmeübertragungswerte (Wärmeströme) des untersuchten Modells ($\theta = 0^\circ$)

| Wärmestrom (W) auf die Fläche von | | | | | | | | |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------------------|
| Teil 1 | Teil 2 | Teil 3 | Teil 4 | Rohr 1 | Rohr 2 | Rohr 3 | Rohr 4 | Gesamt-Wärmestrom (W) |
| 0,7888 | 0,4882 | 0,3244 | 0,2102 | 0,0340 | 0,0251 | 0,0129 | 0,0086 | 1,892 |
| Prozentualer Anteil von Gesamtwärmestrom (%) | | | | | | | | |
| 41,70 | 25,80 | 17,15 | 11,11 | 1,80 | 1,33 | 0,58 | 0,45 | ≈ 100 |

Tab. 4.6: Verteilung der Wärmeübertragungswerte (Wärmeströme) des untersuchten Modells ($\theta = 45^\circ$)

4.6.2 Untersuchungen mit reduzierter Reihenanzahl

In den folgenden Untersuchungen wird der Einfluss der Reduzierung der Rohrreihenanzahl auf die Wärmeübertragung durchgeführt. Dabei kann auf die oberen Teilstücke der Lamellen, auf deren Oberflächen die Wärmeübertragung am geringsten ist, verzichtet werden, während die Anzahl der unteren Teilstücke der Lamellen, deren Abstand zur Eintrittsfläche des Lufteintritts gering ist und auf deren Oberfläche die Wärmeübertragung am größten ist, vergrößert wird. Als Beispiel werden zwei Fälle $\theta = 45^\circ$ und 60° untersucht, vgl. Tab. 4.7.

| Modell (θ) | Lamellenabstand (mm) | Wärmestrom ($\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$) (W) | Erhöhung des Wärmestroms im Vergleich zum Modell ($\theta = 0^\circ$) (W) | Ventilatorleistung bezogen auf den Druckverlust $P_{Ven.} = \Delta p \cdot \dot{V} / \eta$ (W) | Erhöhung der Ventilatorleistung im Vergleich zum Modell ($\theta = 0^\circ$) (W) |
|-------------------------|----------------------|--|---|--|--|
| 0° (4 Teile) | 2 | $1,743 \cdot 60 = 104,58$ | 0 | $0,012 \cdot 60 = 0,72$ | 0 |
| 45° (3 Teile) | 1,41 | $1,892 \cdot 82 = 155,144$ | 50,56 | $0,027 \cdot 82 = 2,214$ | 1,49 |
| 60° (2 Teile) | 1 | $2,016 \cdot 112 = 225,792$ | 121,21 | $0,049 \cdot 112 = 5,488$ | 4,77 |

Tab. 4.7: Vergleich der Modelle mit unterschiedlichen Rohrreihen

Beim Modell mit $\theta = 45^\circ$ wird auf den oberen Teil der Lamellen bzw. auf ein Rohr verzichtet, während beim Modell $\theta = 60^\circ$ auf die beiden oberen Lamellenteile bzw. auf die zwei Rohrreihen verzichtet wird. Um die Anzahl der unteren Teilstücke der Lamellen zu erhöhen ohne die Rohrlänge und demzufolge die Dimensionen des Wärmeübertragers zu ändern, werden die Abstände zwischen den Lamellen auf $S \cdot \cos \theta$ reduziert.

Betrachtet man die Ergebnisse der Simulation in Tab. 4.7, so erkennt man eine Erhöhung der Wärmeübertragungswerte bis auf ca. 51 W und ca. 121 W bei dem Modell $\theta = 45^\circ$ bzw. bei dem Modell $\theta = 60^\circ$. Währenddessen beträgt die entsprechende Erhöhung der Ventilatorleistung jeweils auf 1,49 W und 4,77 W.

4.7 Zusammenfassung

Einflüsse der Lamellenformen und -flächen sowie auch des Neigungswinkels wurden auf die Wärmeübergangswerte im Lamellenrohr-Wärmeübertrager untersucht. Im Vergleich zur Erhöhung der Lamellenflächen hat die Neigung der Lamellen eine wesentlich höhere Auswirkung auf die Vergrößerung der

Wärmeübertragungswerte, da diese eine Erhöhung der Luftgeschwindigkeiten zwischen den Lamellen verursacht.

Die wichtigsten Aussagen durch die Neigung von Lamellen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der Unterschied zwischen den Eintrittsflächen der Luft und den Schnittflächen zwischen den Lamellen führt bei konstantem Volumenstrom zwischen den Lamellen zur Erhöhung der Luftgeschwindigkeit.
- Die Luftabsaugung durch einen Ventilator gewährleistet einen senkrechten Lufteintritt auf die Eintrittsfläche, welche nicht mehr senkrecht zur Lamellenfläche ist. Das bedeutet, dass die Luft beim Eintritt nicht mehr parallel zu den Lamellenflächen strömt und die Turbulenz zunimmt.
- Die Wärmeübertragung nimmt mit wachsender Entfernung von der Eintrittsfläche der Luft ab.
- Die Kontaktfläche zwischen den Lamellen und Rohren erhöht sich wegen der Ellipsenform bei flachen Lamellen. Allerdings ist dieser Kontakt größer bei abgewinkelten oder gebogenen Lamellen.
- Bei den umströmten ellipsenförmigen Rohren ist das Nachlaufgebiet hinter den Rohren gering.

Weiterhin führt die Untersuchung von mehreren Einflussfaktoren (wie z. B. Vergrößerung der Flächen und der Neigungen von Lamellen) in einem Simulationsexperiment zum größten Gewinn der Wärmeübertragungswerte. Mit wachsender Entfernung von der Eintrittsfläche nimmt die Wärmeübertragung der Luft ab. Folglich kann auf die oberen Teilstücke der Lamellen, auf deren Oberflächen die Wärmeübertragung am geringsten ist, verzichtet werden, während die Anzahl der unteren Teilstücke der Lamellen, deren Abstand zur Eintrittsfläche des Lufteintritts gering ist und auf deren Oberflächen die Wärmeübertragung am größten ist, zu erhöhen ist.

Es ist sinnvoll, neue Strategien zur Anordnung von Lamellen und Rohren so zu entwickeln, dass die Vorteile der Lamellenneigung in einem Wärmeübertrager mit einer Rohrreihe erhalten bleiben und die oben genannten Nachteile beseitigt werden. Dabei sollen die Außenabmessungen des Wärmeübertragers und der Materialverbrauch der Rohre und Lamellen nicht erhöht werden.

5 Entwurfsmethodik und Lösungsstrategie

Ausgehend von den in Kapitel 4 dargestellten Simulationsergebnissen bzw. den Schlussfolgerungen werden im Folgenden Lösungsansätze bzw. Strategien zu neuen effektiven Auslegungen der betrachteten Wärmeübertrager entwickelt. Diese Strategien führen zur Entwicklung von zwei Hauptauslegungsmethoden. Sie werden als Lamellenversetzung und Zickzackform bezeichnet. Vor allem ist dabei zu berücksichtigen, dass die entwickelten Modelle verbesserte Wärmeübertragungswerte aufweisen, ohne die Dimensionen gegenüber konventionellen Modellen zu vergrößern. Das sollte durch die Vergrößerung der effektiven Lamellenoberfläche erfolgen.

Die Auslegung der neu entwickelten Modelle soll vereinfacht dargestellt werden, so dass konventionelle Wärmeübertrager durch systematische Schritte nach diesen Strategien verbessert werden können.

5.1 Konventionelles Modell und Restriktionen

Zunächst ist ein typisches konventionelles Modell dargestellt, an dem alle vorgeschlagene Verbesserung durchgeführt werden, vgl. Abb. 5.1. Das Modell besteht aus n Rohrreihen und i Lamellen, die senkrecht zueinander angeordnet werden. Zur Vereinfachung geht man von flachen Lamellen und kreisförmigen Rohren aus. Die wichtigsten Dimensionen werden anschaulich in Abb. 5.1 gezeigt. Da das Hauptaugenmerk auf dem Lamellenblock und den Rohren liegt, wird das Wärmeübertragergehäuse nachstehend nicht mehr dargestellt. Das heißt ebenso, dass die Dimensionen (X , Y und Z) sich nur auf den Lamellenblock und die Rohre beziehen.

Um die effektive Lamellenoberfläche zu erhöhen, ohne den Materialverbrauch und die Abmaße zu vergrößern, sind bei der Auslegung der entwickelten Modelle die folgenden Annahmen zu berücksichtigen:

- Die Dimensionen (X , Z und Y) des Wärmeübertragers bleiben konstant oder können reduziert werden.
- Der Materialverbrauch bleibt konstant oder lässt sich reduzieren.
- Die Anzahl der Rohrreihen n kann reduziert werden.

- Die Lamellenhöhe Y lässt sich reduzieren.
- Die Lamellenanzahl lässt sich erhöhen.
- Die Rohrlänge Z kann reduziert werden.

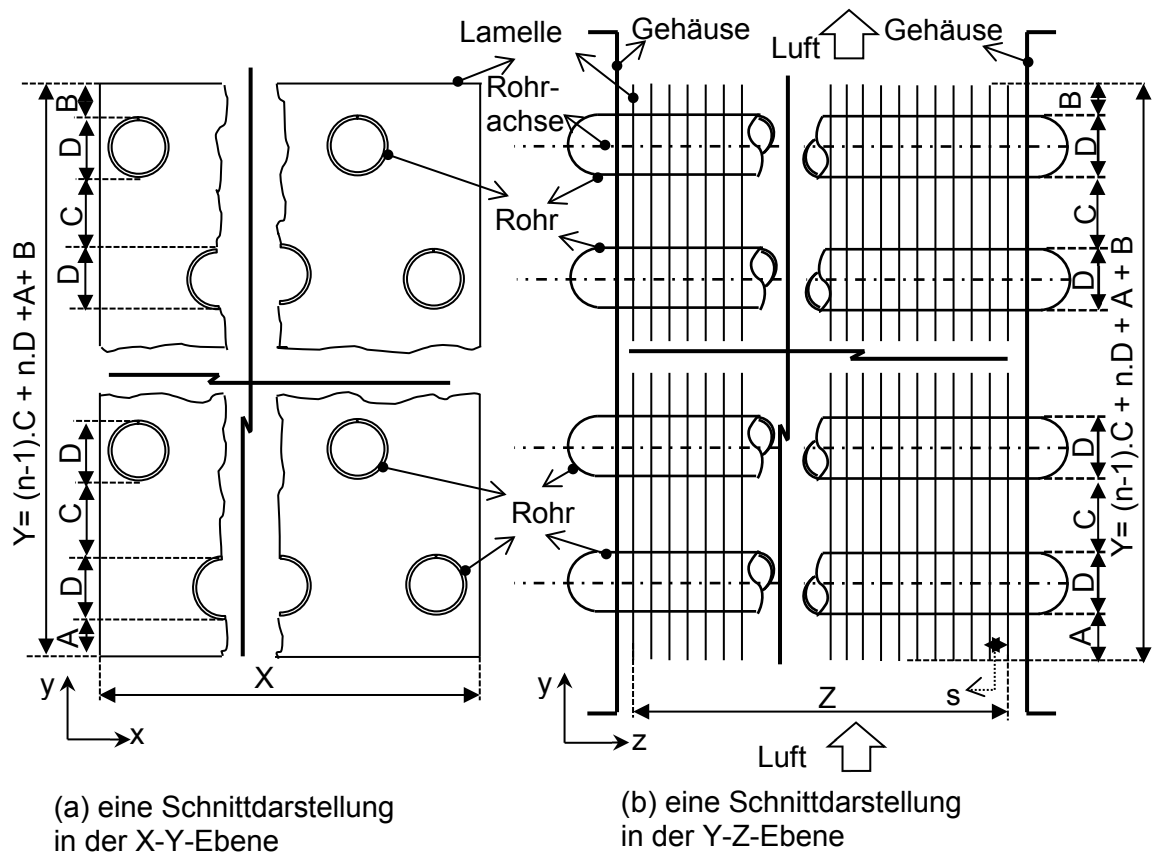


Abb. 5.1: Allgemeine Schnittansichten bei dem zu untersuchenden Wärmeübertrager (das konventionelle Modell)

5.2 Wärmeübertrager mit versetzter Anordnung der Lamellen (Lamellenversetzung)

Das Hauptziel dieser Auslegung ist die Erhöhung der Geschwindigkeit und der Turbulenz der Luft, ohne dass die Lamellen geneigt werden. Das Prinzip ist ähnlich wie bei (Sahin, et al., 2007), wobei die Eintrittsflächen der Luft und die Querschnittsflächen zwischen den Lamellen unterschiedlich sind. Die Luft strömt deshalb nicht mehr parallel zu den Lamellen ein. Diese Eigenschaften sind durch eine Versetzung der Lamellen zu erreichen.

5.2.1 Entwicklungsmethode - Lamellenversetzung

Im Vergleich zum konventionellen Modell (vgl. Abb. 5.1) werden hierbei jeweils benachbarte, zur X - Y -Ebene parallele Lamellen, in Y -Richtung (Strömungsrichtung der Luft) um einen Betrag F_1 abwechselnd verschoben. Diese Lamellenanordnung entsteht also durch Verschiebung jeder zweiten Lamelle (b) in Richtung der Y -Achse, wobei die Position der übrigen Lamellen (a) erhalten bleibt. Weiterhin erfolgt eine Verschiebung der Lamellen parallel zum Rohr unter der Bedingung, dass sich der Abstand S_1 zwischen zwei benachbarten Lamellen (a) und (b) so reduziert, dass die Lufteintrittsfläche wie bei dem konventionellen Modell erhalten bleibt, vgl. Abb. 5.2.

$$S_1 = S \cdot \sin \omega \quad (5.1)$$

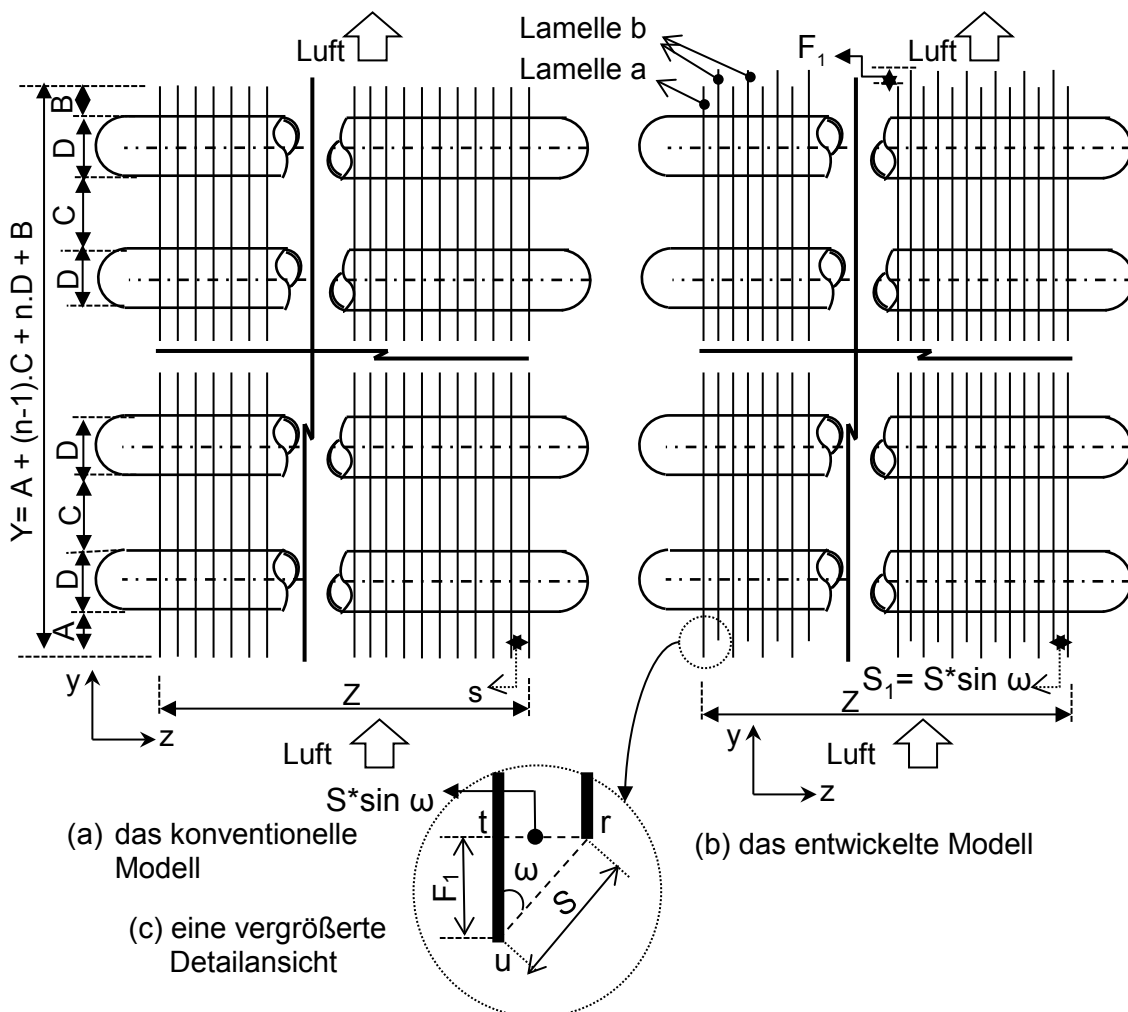


Abb. 5.2: Allgemeine Anordnung von Lamellen und Rohren in der Z - Y -Ebene beim Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen

Da sich die Abstände zwischen zwei benachbarten Lamellen verringern, erhöht sich trotz gleichem Volumenstroms die Geschwindigkeit (Zwischenraumgeschwindigkeit) der Luft an der Eintrittsfläche zwischen zwei benachbarten Lamellen. Dadurch vergrößert sich ebenfalls die resultierende Wärmeübertragung. Betrachtet man Abb. 5.2 und Abb. 5.3 so erkennt man, dass die Lamellen und Rohre senkrecht zueinander befestigt bleiben. Der resultierende Kontakt zwischen dem jeweiligen Rohr und den Lamellen bleibt ebenfalls kreisförmig.

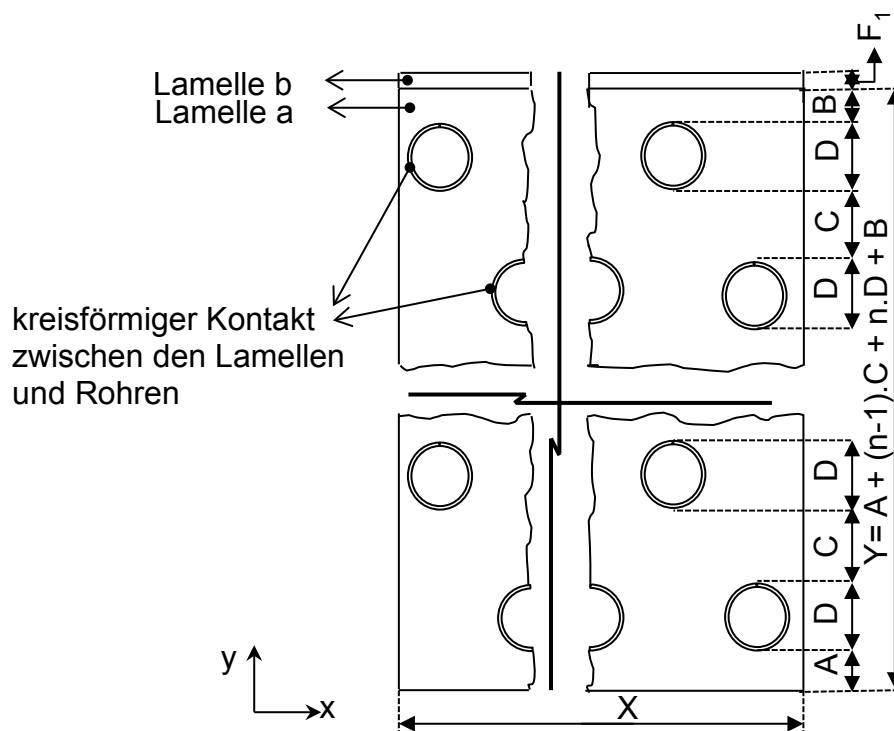


Abb. 5.3: Eine Schnittansicht in der X-Y-Ebene beim Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen

5.2.2 Eigenschaften

Die Durchführung der oben dargestellten Schritte haben zwei Konsequenzen bezüglich der Dimensionen des Wärmeübertragers. Einerseits verursacht die Lamellenversetzung eine Steigerung der Wärmeübertragerhöhe Y um den Betrag F_1 . Da F_1 vom Winkel ω und Abstand S abhängig ist, ist sein Wert in diesem Fall sehr klein im Vergleich zu Y und lässt sich vernachlässigen. Andererseits führt die Reduzierung der Abstände zwischen den Lamellen zur Verkleinerung des benötigten Wärmeübertragervolumens, um die gleiche Lamellenanzahl i beizubehalten. Das hierbei gewonnene Volumen lässt sich zur Erhöhung der Anzahl der Lamellen verwenden. Jedoch nimmt demzufolge der Materialverbrauch zu.

Im Gegensatz dazu können die Wärmeübertragerhöhe Y und dadurch der Materialverbrauch bei gleichbleibender Wärmeübertragung durch Verringerung der Anzahl der übereinanderliegenden Rohrreihen signifikant reduziert werden, wobei letzteres durch die Erhöhung der Lamellenanzahl und durch die Reduzierung der Lamellenhöhen gewährleistet werden kann. Folglich kann auf die oberen Teilstücke der Lamellen, auf deren Oberflächen die Wärmeübertragung am geringsten ist (vgl. Tab. 4.5 und Tab. 4.6), verzichtet werden, während die Anzahl der unteren Teilstücke der Lamellen, deren Abstand zur Eintrittsfläche der Luft gering ist und auf deren Oberflächen die Wärmeübertragung am größten ist, vergrößert wird. Infolgedessen erhöht sich die resultierende Wärmeübertragung erheblich. Dabei ist aber zu beachten, dass zur Erhaltung des Volumenstroms zwischen den Lamellen die Ventilationsleistung zu erhöhen ist. Im Gegensatz dazu verursacht die Reduzierung der Lamellenhöhe eine Verringerung der Druckverluste zwischen den Lamellen. Weitere Möglichkeiten zur Auslegung neuer, innovativer Wärmeübertrager nach dieser Strategie finden sich in (Karmo, et al., 2013)

5.3 Zickzackförmige Wärmeübertrager

Die im Folgenden entwickelte neue Anordnung von Lamellen und Rohren muss nicht nur die Erhöhung der Luftgeschwindigkeit und Turbulenz zwischen den Lamellen garantieren, sondern muss auch den ellipsenförmigen Kontakt zwischen den Lamellen und Rohren ermöglichen. Das geschieht nicht durch die Neigung von Lamellen sondern der von Rohren. Die neue Auslegung (Zickzackform) weist eine komplizierte Konstruktion auf. Da die in Kapitel 5.1 erwähnten Restriktionen berücksichtigt werden müssen, werden die Entwicklungsschritte nachfolgend systematisch und detailliert beschrieben.

5.3.1 Entwicklungsmethode - Zickzackform

Der zickzackförmige Wärmeübertrager kann realisiert werden, wenn die Rohre geneigt werden und die Lamellen vertikal verbleiben, so dass die Rohrstücke in einem Winkel (β) geneigt bzw. mit einem Winkel von (2α) gebogen werden. Sie bilden zusammen mehrere bogen- oder knieförmige Rohrteilstücke. Weiterhin durchstoßen die Rohrachsen die Oberflächen der Lamellen an den gleichen Positionen, wie in dem Fall ohne Neigung der Rohre, vgl. Abb. 5.1, Abb. 5.4 und Abb. 5.5. Demzufolge bilden die Rohre bzw. der Wärmeübertrager eine Zickzackform.

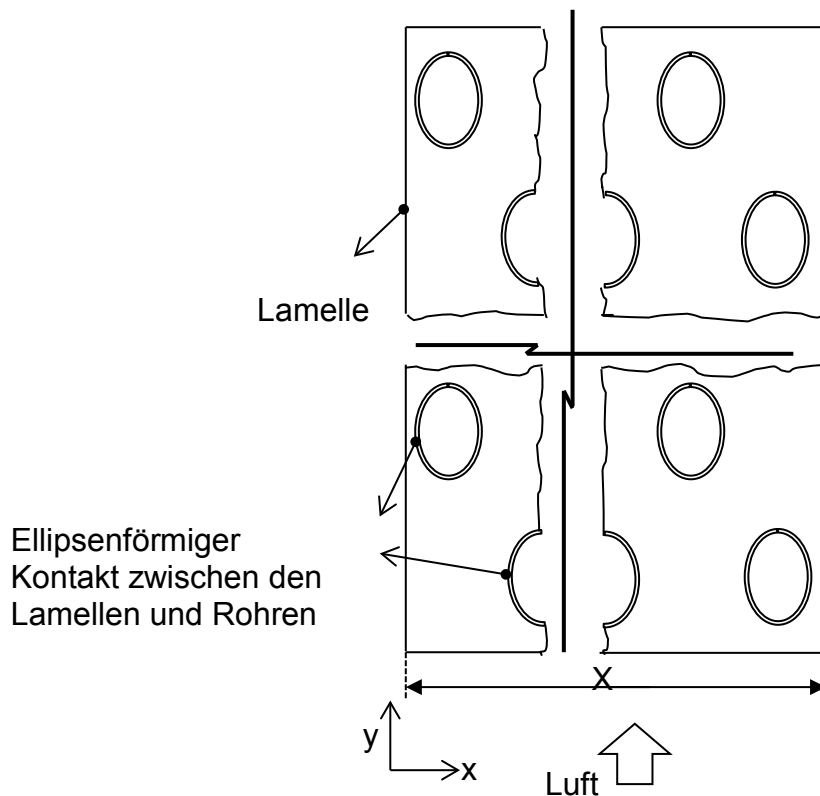


Abb. 5.5: Skizzierung des Kontakts zwischen den Rohren und Lamellen in der X-Y-Ebene bei geraden Rohrstücken (Zickzackform)

5.3.2 Bestimmung von Dimensionen

Um die erforderlichen Dimensionen für die Konstruktion des neuen Modells zu bestimmen und dann einen plausiblen Vergleich zwischen den entwickelten und untersuchten Modellen durchzuführen, wurden die folgenden Gleichungen entwickelt. Dabei wird angenommen, dass die Rohrlängen, die Dimensionen des Wärmeübertragers (X , Y und Z) und die Lamellenflächen in beiden Fällen konstant bleiben.

Die Höhe des Wärmeübertragers Y im konventionellen Modell ergibt sich aus:

$$Y = A + B + n \cdot D + (n - 1) \cdot C \quad (5.2)$$

Wobei gilt:

A : Abstand zwischen der Lamellenunterkante und dem ersten Rohr

B : Abstand zwischen der Lamellenoberkante und dem vierten Rohr

C : Abstand zwischen zwei versetzten Rohren

n : Anzahl der übereinander angeordneten Rohrreihen für $\alpha = 90^\circ$

Die Höhe des Wärmeübertragers Y_1 im neuen Modell berechnet sich nach:

$$Y_1 = A + B + n_1 \cdot D + (n_1 - 1) \cdot C + (n_1 - 1) \cdot K \quad (5.3)$$

Mit

n_1 : Anzahl der Rohrreihen im entwickelten Modell für $\alpha \neq 90^\circ$

K : Höhe des von zwei benachbarten geneigten Rohrabschnitten gebildeten gleichschenkligen Dreiecks (abc), vgl. Abb. 5.4 und Abb. 5.6.

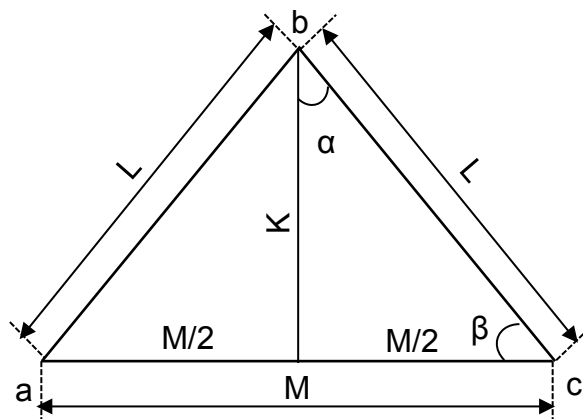


Abb. 5.6: Das gleichschenklige Dreieck in Abb. 5.4

Ausgehend davon, dass die Höhe des Wärmeübertragers in beiden Modellen gleich ist ($Y = Y_1$) und die Parameter A , B , C , D , n , n_1 bekannt sind, wird die Länge K wie folgt berechnet:

$$K = \frac{(n - n_1) \cdot (D + C)}{(n_1 - 1)} \quad (5.4)$$

In dem gleichschenkligen Dreieck abc der Abb. 5.6 können die Winkel nach folgenden Formeln ermittelt werden:

$$\sin \alpha = \frac{M}{2L} \quad (5.5)$$

$$\tan \alpha = \frac{M}{2K} \quad (5.6)$$

Aus den Formeln (5.4) und (5.6) gilt K als:

$$K = \frac{(n - n_1) \cdot (D + C)}{(n_1 - 1)} = \frac{M}{2 \cdot \tan \alpha} \rightarrow \quad (5.7)$$

$$M = 2 \cdot \tan \alpha \frac{(n - n_1) \cdot (D + C)}{(n_1 - 1)} \quad (5.8)$$

Die Rohrlänge wird als die Länge des mit Lamellen abgedeckten Rohrteils betrachtet. Das heißt, für die jeweilige Rohrreihe gleicht die Rohrlänge der Dimension Z . Diese Länge kann in eine Anzahl von Zellen (e) unterteilt werden. Dabei wird diese Länge mit Hilfe der Größe M im konventionellen Modell bzw. der Größe ($2L$) im entwickelten Modell (vgl. Abb. 5.4 und Abb. 5.6) beschrieben. Die Länge Z in dem konventionellen Modell wird berechnet durch:

$$Z = M \cdot n \cdot e \quad (5.9)$$

Im entwickelten Modell gilt:

$$Z_1 = (2L) \cdot n_1 \cdot e \quad (5.10)$$

Ausgehend davon, dass in beiden Modellen die Länge des Wärmeübertragers konstant bleibt ($Z = Z_1$) und die Anzahl der Zellen gleich ist, gilt:

$$M \cdot n \cdot e = 2L \cdot n_1 \cdot e \rightarrow \quad (5.11)$$

$$L = \frac{n \cdot M}{2 \cdot n_1} \quad (5.12)$$

Durch die Kombination der oben erwähnten Formeln (5.5) und (5.12) erhält man:

$$L = \frac{n \cdot M}{2 \cdot n_1} = \frac{M}{2 \cdot \sin \alpha} \rightarrow \quad (5.13)$$

$$\sin \alpha = \frac{n_1}{n} \quad (5.14)$$

Mit Hilfe der oben abgeleiteten Formeln ist es ausreichend, die Anzahl der Rohrreihen im konventionellen und im zu entwickelnden Modell zu kennen, um die Dimensionen des entwickelten Modells nach dieser Strategie zu berechnen. Der Abstand zwischen zwei benachbarten Lamellen S_1 wird durch die Formel ($S \cdot \sin \omega$) berechnet. Im speziellen Fall ($\omega = \alpha$) gilt:

$$S \cdot \sin \omega = S \cdot \sin \alpha = S \cdot \cos \beta \quad (5.15)$$

Die Reduzierung des Abstands auf den Betrag S_1 führt dazu, dass ein Teil des Rohrs mit der Länge (Z') nicht mit Lamellen bedeckt wird. Der Betrag Z' lässt sich mithilfe vom Winkel (ω , α oder β) und von der Länge Z berechnen. Zur Vereinfachung wird davon ausgegangen, dass die Dicke der Lamelle so klein ist, dass sie vernachlässigt werden kann. Folglich ergibt sich die folgende Formel:

$$Z' = Z - Z \cdot \cos \beta = Z \cdot (1 - \cos \beta) \quad (5.16)$$

Geht man weiterhin davon aus, dass die Lamellenanzahl, die im konventionellen Modell auf die Länge Z mit Abstand S zwischen je zwei Lamellen befestigt werden, nach der Formel¹⁵ ($i = Z/S$) berechnet werden kann, so kann man die mögliche erhöhte Anzahl von Lamellen (i'), die auf die Länge Z' befestigt werden können, wie folgt berechnen:

$$i' = \frac{Z(1 - \cos \beta)}{S \cdot \cos \beta} = \frac{i \cdot (1 - \cos \beta)}{\cos \beta} \quad (5.17)$$

Um die Lamellenoberflächen nicht zu vergrößern, sind im Fall der Rohrreihe n_1 die Lamellenhöhen bzw. Lamellenoberflächen erneut zu ermitteln. An dieser Stelle unterstellt man, dass die Lamellenoberfläche in gleiche Abschnitte unterteilt wird. Die Anzahl der Abschnitte und der Rohrreihen sind gleich. Die Verringerung der Lamellenhöhe ist abhängig von der Größe des Winkels ω und der Anzahl n_1 ($\sin \alpha = \sin \omega = n_1/n$), vgl. Formeln (5.14) und (5.15). Einerseits werden die reduzierten Lamellenoberflächen P für eine Lamellenanzahl i wie folgt berechnet:

$$P = i \cdot X \cdot Y \left(1 - \frac{n_1}{n}\right) = i \cdot X \cdot Y (1 - \sin \omega) \quad (5.18)$$

¹⁵ Die Dicke der Lamelle lässt sich hier ebenso vernachlässigen.

Andererseits berechnen sich die möglichen erhöhten Lamellenoberflächen (P_1) für die erhöhte Lamellenanzahl i wie folgt:

$$P_1 = i \cdot X \cdot Y \left(\frac{n_1}{n} \right) = i \cdot \frac{(1 - \sin \omega)}{\sin \omega} \cdot X \cdot Y \cdot \left(\frac{n_1}{n} \right) = i \cdot X \cdot Y (1 - \sin \omega) \quad (5.19)$$

Aus den beiden Formeln (5.18) und (5.19) folgt: $P = P_1$. Das bedeutet, wenn die Dimensionen X , Y und Z im konventionellen und im entwickelten Modell gleich sind, ist der Materialverbrauch der Lamellen aufgrund der möglichen Erhöhung der Lamellenzahl nicht höher als im konventionellen Modell.

5.3.3 Auslegungsalternativen

Bei der Entwicklung der oben in Kapitel 5.3 dargestellten Auslegungen (abhängig vom Wert n_1) wird berücksichtigt, dass sowohl die Dimensionen (X , Y und Z) als auch der Materialverbrauch für Lamellen und Rohre konstant¹⁶ bleiben. Sollten aber nur die Außenabmessungen des Wärmeübertragers konstant beibehalten werden, so ergeben sich viele Auslegungsalternativen, die vor allem abhängig von den Winkeln (ω , α und β) sind. Das heißt, dass die Winkel ω und α nicht gleich bleiben können.

Eine Vergrößerung des Neigungswinkels α aller versetzten Rohre führt bei gleichbleibender Höhe des von zwei benachbarten Rohrabschnitten gebildeten gleichschenkligen Dreiecks dazu, dass die Anzahl der erforderlichen Bogen- oder Kniestücke und gleichzeitig die Druckverluste des Wassers darin vermindert werden. Außerdem führt dies zu einer Verkürzung des gesamten Rohres mit weniger Rohrmaterialeinsatz. Eine Erhöhung des Winkelwerts ω führt zur Vergrößerung der Abstände zwischen den Lamellen und zur Verminderung der Druckverluste der Luft. Im Gegensatz dazu bewirkt die Reduzierung des Winkels ω eine Verringerung der Abstände zwischen den Lamellen und eine Erhöhung der Lamellenanzahl. Aufgrund einer veränderten Kontaktlinie zwischen den Rohren und den Lamellen kommt es zu einem reduzierten Materialverbrauch für die Lamellen, da die ellipsenförmigen größer als die kreisförmigen Aussparungen sind (vgl. Abb. 5.5). Die Abweichung von der flachen Form wie z.B. bei abgewinkelten, gebogenen, gekrümmten oder gewellten Lamellen, wirkt sich besonders auf die Materialeinsparnis der Lamellen aus. Die Materialeinsparung

¹⁶ Ausnahme ist hierbei die Reduzierung der Lamellenoberflächen bzw. des Lamellenmaterials wegen dem ellipsenkontakt zwischen Lamellen und Rohren.

wegen der Ellipsenform wurde in dieser Arbeit nicht berechnet und beim Vergleich konventioneller und entwickelter Modelle nicht mit berücksichtigt.

Eine Reduzierung der Größen für das von zwei benachbarten, zueinander geneigten Rohrabschnitten gebildete gleichschenklige Dreieck (der Winkel α , die Seitenlängen L und M und die Höhe K) führt zu einer Verkleinerung der Lamellen- oder Wärmeübertragerhöhe Y und zu einer Vergrößerung der Anzahl der Bogen- oder Kniestücke in dem zickzackförmigen Rohr sowie der Druckverluste des Wassers. Dieser Nachteil kann jedoch durch die Änderung der Bogenform ausgeglichen werden. Weitere Optimierungsmöglichkeiten zur Auslegung von zickzackförmigen Wärmeübertragern finden sich in (Karmo, et al., 2013).

6 Experimentelle und numerische Untersuchungen

In diesem Kapitel wird die Umsetzung der in Kapitel 5 entwickelten Methoden zur Auslegung neuartiger Lamellenrohr-Wärmeübertrager dargestellt. Anhand von Beispielen sollen die Auslegungsunterschiede zwischen konventionellen und neu entwickelten Modellen verdeutlicht werden. Zu diesem Zweck wird zunächst ein typischer (handelsüblicher) Wärmeübertrager beschafft und experimentell untersucht. Anschließend wird er modelliert und mit FLUENT simuliert. Beide Untersuchungsergebnisse werden miteinander verglichen und interpretiert. Davon ausgehend sind zwei Prototypen zu entwerfen und herzustellen (siehe Kapitel 6.9). Der erste Prototyp stellt einen Wärmeübertrager konventioneller Bauart mit geraden Rohren dar, während der zweite Prototyp entsprechend der neu entwickelten Zickzackform ausgelegt wird. Das Hauptziel besteht darin, diese Wärmeübertrager sowohl numerisch als auch experimentell zu untersuchen. Die Ergebnisse sollen den Übereinstimmungsgrad zwischen den realen und den numerischen Modellen zeigen.

6.1 Untersuchungsplan

Die nachstehenden Untersuchungen haben im Prinzip zwei Ziele. Einerseits wird angestrebt, die untersuchten Modelle zu validieren, andererseits sind Vergleiche zwischen den Eigenschaften von konventionellen und den adäquaten entwickelten Modellen durchzuführen. In Tab. 6.1 werden die erforderlichen Untersuchungen und ihre Ziele dargestellt.

6.2 Konventionelles Modell

Um die Entwicklungsschritte mithilfe eines Beispiels zu verdeutlichen, ist zunächst ein, für die Versuche verwendbarer, handelsüblicher Wärmeübertrager zu beschaffen. Zum Zwecke der experimentellen Untersuchungen wird der im Labor des Fachgebiets Thermo- und Magnetofluidynamik vorhandene Windkanal verwendet. In diesem Zusammenhang sind die Größe bzw. Leistung des konventionellen Wärmeübertragers so auszuwählen, dass seine Dimensionen den

Abmessungen des Windkanals entsprechen. Den zu untersuchenden Wärmeübertrager¹⁷ zeigt Abb. 6.1.

| Kapitel | Untersuchungsschritte | Ziele |
|-----------------------------|---|--|
| Kapitel 6.2 | <ol style="list-style-type: none"> 1. Der konventionelle (reale) Wärmeübertrager wird experimentell untersucht 2. Der konventionelle Wärmeübertrager wird modelliert und simuliert 3. Numerische und experimentelle Ergebnisse werden verglichen | Validierung |
| Kapitel 6.3 bis Kapitel 6.6 | <ol style="list-style-type: none"> 1. Die neu entwickelten Wärmeübertrager werden numerisch untersucht 2. Die daraus resultierenden Ergebnisse werden mit den numerischen Ergebnissen aus Kapitel 6.2 verglichen 3. Energie- und Materialverbrauch bzw. Leistungskennzahlen werden berechnet | Eigenschaftenvergleich |
| Kapitel 6.9 | <ol style="list-style-type: none"> 1. Zwei Prototypen (konventionelle Auslegung und Zickzackform) werden experimentell untersucht 2. Die zwei Prototypen werden modelliert und simuliert 3. Numerische und experimentelle Ergebnisse werden verglichen | Validierung und Eigenschaftenvergleich |

Tab. 6.1: Beschreibung der Untersuchungsziele



Abb. 6.1: Foto des handelsüblichen Wärmeübertragers

¹⁷ Es handelt sich um einen handelsüblichen beider Walter Roller GmbH & Co. gefertigten Wärmeübertrager.

Dieser konventionelle Wärmeübertrager besteht aus vier versetzten Rohrreihen und 62 senkrechten Lamellen. Die Lamellen sind aus Aluminium und die Rohre aus Kupfer. Die wichtigsten Daten werden in Tab. 6.2 zusammengefasst.

| Betrachtete Parameter | Simulationsdaten |
|--|------------------|
| Lamellendicke δ_{Lam} [mm] | 0,2 |
| Abstand zwischen den Lamellen S [mm] | 3,00 |
| Äußerer Rohrdurchmesser d_o [mm] | 15,4 |
| Innerer Rohrdurchmesser d_i [mm] | 14,6 |
| Anzahl der Rohrreihen N_R | 4 |
| Anzahl der Rohre in jeder Reihe N_{RR} | 7 |
| Rohrteilung in Strömungsrichtung s_l [mm] | 35 |
| Rohrteilung quer zur Strömungsrichtung s_q [mm] | 40 |
| Lamellenlänge des gesamten Wärmeübertragers [mm] (Wärmeübertragerlänge) | 280 |
| Breite des Lamellenblocks | 200 |
| Höhe der Lamellen (Bautiefe des Lamellenblocks) H_{Lam} [mm] | 140 |

Tab. 6.2: Die Geometrie des Wärmeübertragers im Labor

Erprobung im Labor

Zur Durchführung aller Experimente wird ein Windkanal (1) mit offenem Kreislauf, vgl. Abb. 6.2., verwendet. D. h. die Luft wird auf einer Kanalseite aus der Umgebung angesaugt und auf der gegenüber liegenden Kanalseite wieder in die Umgebung ausgeblasen.

Der Versuchsaufbau besteht aus dem jeweiligen untersuchten Wärmeübertrager, dem Wasser- und Luftkreislauf, Sensoren und dem Datenerfassungssystem. Der zu untersuchende Wärmeübertrager (2) wird auf der Saugseite der offenen Messstrecke befestigt. Die Messstrecke entspricht der Windkanalöffnung, die einen rechteckigen Querschnitt von (200 x 280 mm) besitzt. Die Rohrleitungen außerhalb des Gehäuses sind zu isolieren, denn ihre Wärmeverluste werden durch die numerische Simulation nicht berücksichtigt.

Die Rohrleitungen verbinden einen Umlaufthermostat (3) mit einer Leistung von 3 KW mit dem zu untersuchenden Wärmeübertrager. Der Thermostat erwärmt das Wasser und regelt die Eintrittstemperatur als Inputgröße T_{Lein} in den Wärmeübertrager. Im Wärmeübertrager kühlt sich das Wasser ab und strömt in

den Thermostaten zurück. Die Umgebungsluft wird von dem Ventilator (1b) des Windkanals angesaugt, strömt durch den Windkanal (blaue Pfeile) und wird danach durch die andere Kanalöffnung wieder in die Umgebung geblasen. Um den Einfluss der Temperatur und Druckschwankungen aus der Umgebung auf die Messstrecke zu vermeiden, wird die austretende Luft mittels einer Holzplatte (7) abgelenkt.



Legende:

| | | | |
|----|------------------------------|--|----------------------------|
| 1: | Windkanal | 1 _a , 1 _b : | Drehzahlmesser, Ventilator |
| 2: | untersuchter Wärmeübertrager | 3 _a , 3 _b : | Wasservor- und Rücklauf |
| 3: | Umlaufthermostat | 6 _a , 6 _b : | Ein- und Austrittsdruck |
| 4: | Energiewärmezähler | T _{u1} , T _{u2} : | Umgebungslufttemperatur |
| 5: | Datenlogger | T ₁ , T ₂ , T ₃ : | Luftausgangstemperatur |
| 6: | Druckmanometer | 7: | Holzplatte |

Abb. 6.2: Darstellung des Versuchsaufbaus

Die Durchfluss- bzw. Geschwindigkeitsregulierung der Luft erfolgt über eine Drehzahlsteuerung des Ventilators (1_a). Die Anströmgeschwindigkeit der Luft wird mit einem externen Flügelradanemometer gemessen. Durch die Luftströmung

wird sein Flügelrad mit 80 mm Durchmesser in Bewegung versetzt. Die Umdrehungen des Flügelrades werden von einem induktiven Näherungsschalter gezählt und als Impulsfolge geliefert. Die Impulsfolge wird im Messgerät umgesetzt und als Geschwindigkeit angezeigt. Ein Wärmeenergiezähler (4) wird benutzt, um den übertragenen Wärmestrom durch das zirkulierende Wasser an die Luft zu erfassen. Des Weiteren werden die Druckwerte des Wassers in Vorlauf und Rücklauf mittels zweier Sensoren (3_a, 3_b) gemessen. Die Eintritts- und Austrittstemperaturen der Luft werden mithilfe von Widerstandssensoren (Pt100-Fühler) an verschiedenen Positionen gemessen. Dabei wird die Umgebungstemperatur am Eingang des Wärmeübertragers an zwei Messstellen mit zwei Fühlern T_{u1} , T_{u2} erfasst, während die Lufttemperatur am Ausgang mit drei Fühlern (T_1 , T_2 , und T_3) an neun Messstellen abwechselnd gemessen wird, vgl. Abb. 6.3 (a und b).

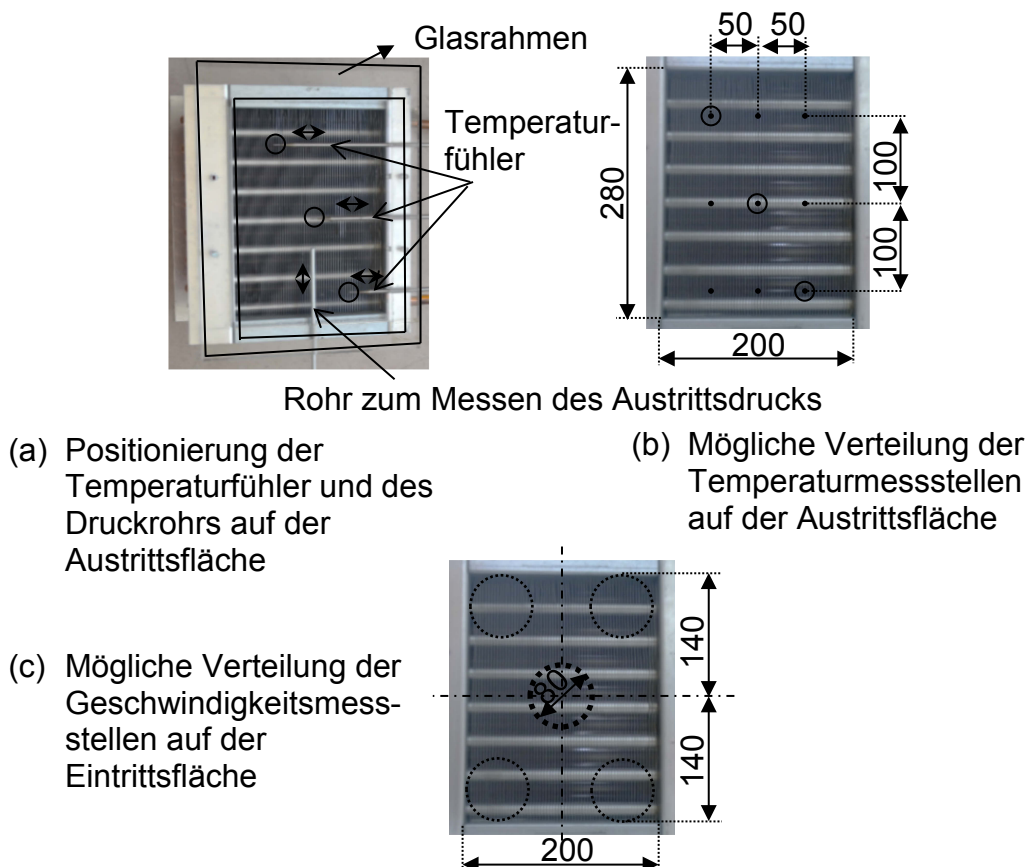


Abb. 6.3: Die wichtigsten Messstelle auf der Ein- und Austrittsfläche ¹⁸ (Alle Dimensionen sind in mm gegeben)

¹⁸ Um die Temperaturfühler und das Druckrohr auf der Austrittsfläche zu befestigen, wurde ein Rahmen aus Glas mit seitlichen Löchern zwischen dem Windkanal und der Austrittsfläche des Wärmeübertragers montiert, vgl. Abb. 6.3.a.

Der luftseitige Druckverlust wird mithilfe eines Druckmanometers (6) erfasst. Die oben erwähnten Messgeräte bzw. Sensoren werden an einem Datenlogger (5) angeschlossen. Der Datenlogger dient dazu, die Messwerte über angegebene Intervalle zu integrieren und den Mittelwert über das Intervall zu speichern. Die gemessenen Daten werden direkt auf dem Monitor des angeschlossenen Laptops angezeigt.

Die Inputgrößen des jeweiligen Experiments (gemessenen Daten) sind vor allem die Luft- und Wassertemperaturen, die Ein- und Ausgangsdrücke sowie auch die Luftgeschwindigkeit. Als Outputgrößen sind die Wärmeübertragungswerte und die Druckverluste von Luft und Wasser zu ermitteln.

Zum Zwecke der Validierung werden gleiche Inputgrößen bei numerischen und experimentellen Untersuchungen festgelegt. Anschließend werden die Outputgrößen verglichen bzw. bewertet.

Modellierung und Simulation

Die Modellierung bzw. Simulation des oben dargestellten konventionellen Modells erfolgt gemäß den im Kapitel 3.1 aufgeführten Schritten. Auf diese Weise wird hierbei das Modell in 14 Segmente eingeteilt. Jedes Segment besteht aus halbierten benachbarten Lamellen mit vier senkrecht dazu übereinander angeordneten Rohren vgl. Abb. 3.1. Die aus den numerischen Untersuchungen gewonnenen Wärmestromwerte für ein Segment werden auf den gesamten Wärmeübertrager hochgerechnet und mit den experimentellen Werten¹⁹ verglichen.

Um den gesamten Wärmestrom zu berechnen, wird der Wärmestromwert des einzelnen Segments mit der Anzahl der Segmente (14) bzw. mit der Anzahl der Lamellen (62) multipliziert. Der Druckverlust pro Segment wird aus dem Unterschied zwischen Ein- und Ausgangsdruck der Luft ermittelt und mit dem gemessenen Druckverlust verglichen.

Bei den Simulationsberechnungen wird T_{Lein} als die mittlere Temperatur der Umgebungsluft festgelegt, die mittels der Sensoren (T_{u1} , T_{u2}) ermittelt wird.

¹⁹ Der experimentelle Wärmestrom auf der Wasserseite, der mit dem Wärmeenergiezähler erfasst wird.

Die in das FLUENT-Programm einzugebende Luftgeschwindigkeit ist der Mittelwert, der sich als Durchschnitt aus allen gemessenen Geschwindigkeiten an fünf Positionen an der Eintrittsfläche des Wärmeübertragers ergibt, vgl. Abb. 6.3 .c.

Als Beispiel zeigt Tab. 6.3 einen Vergleich zwischen den numerischen und experimentellen Untersuchungen für die Inputgröße (T_{Lein} , $T_{\text{W}} = 313 \text{ K}$), wobei die Luftgeschwindigkeit u_{ein} variiert wurde.

| | | Experimentelle Untersuchungen | | Numerische Untersuchungen | | Abweichung \dot{Q} [%] | Abweichung ΔP [%] |
|------------------|-------------------|-------------------------------|-----------------|---------------------------|-----------------|--------------------------|---------------------------|
| u_{ein} | T_{Lein} | \dot{Q} [W] | ΔP [Pa] | \dot{Q} [W] | ΔP [Pa] | | |
| 1,5 | 295,7 | 1031,9 | 14,94 | 1329,78 | 15,14 | 11 | 1,3 |
| 2,4 | 296,6 | 1345,5 | 32 | 1647,46 | 28,64 | 18,3 | 11,73 |
| 2,99 | 295,1 | 1645,1 | 45,08 | 1976,436 | 38,37 | 16,76 | 17,49 |

Tab. 6.3: Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse

Wie der Tabelle zu entnehmen ist, treten zwischen den gemessenen und den numerischen Ergebnissen Abweichungen auf. Diese Abweichungen betragen bspw. bei einer Luftgeschwindigkeit von $u_{\text{ein}} = 2,99 \text{ m/s}$ bis zu 16,76% für die Wärmeübertragung und bis zu 17,49% beim Druckverlust. Ein wesentlicher Grund für diese Abweichungen ist, dass die Lufteintrittsgeschwindigkeit, im Gegensatz zum Experiment, in der Simulation genau bestimmt (optimale Randbedingungen) werden kann, während sie im experimentellen Versuch nicht immer konstant und gleichmäßig über der gesamten Eintrittsfläche verteilt ist. Deshalb wurde diese Geschwindigkeit an verschiedenen Punkten der Eintrittsfläche gemessen und dann der Mittelwert berechnet.

Im Allgemeinen lassen sich die Abweichungen zwischen den Ergebnissen wie folgt begründen:

- Isolierung:
 - Qualität des Isolationsmaterials oder der Isolierungsmethode
 - Gehäuse nicht komplett isoliert
- Präzision
 - Die Umgebungstemperatur der Luft ist nicht konstant
 - Ideale Randbedingungen wie bei den numerischen Untersuchungen (z.B. konstante Inputgrößen) lassen sich im Experiment nicht hundertprozentig einhalten

- Beim Vergleich der luftseitig numerisch berechneten Wärmeströme mit den wasserseitig gemessenen Werten treten aufgrund der im Experiment gegebenen Wärmeverluste gewisse Differenzen auf.

Fazit

Der Wärmeübertrager wurde zunächst unter unterschiedlichen Inputgrößen erprobt. Er wurde weiterhin modelliert, simuliert und unter nahezu gleichen Inputgrößen numerisch untersucht, um die Übereinstimmung zwischen den realen und numerischen Modellen zu überprüfen. Zwar zeigte das Systemverhalten eine große Übereinstimmung zwischen den untersuchten Modellen, aber die Abweichungen der Outputgrößen waren doch relativ deutlich. Die möglichen Gründe für diese Abweichungen wurden interpretiert.

Aufgrund der oben dargestellten Validierungsergebnisse werden zwei weitere Prototypen, einer nach der konventionellen Bauart und ein neu entwickelter Wärmeübertrager, im Kapitel 6.9 ausgelegt. Sie werden ebenfalls experimentell und numerisch untersucht. Da es sich im Kapitel 6.9 um einen Vergleich zwischen numerischen Ergebnissen des konventionellen Modells und den neu entwickelten Modellen, unter sonst gleichen Randbedingungen, Modellpräzision und Berechnungsmethoden von Outputgrößen handelt, lässt sich die Qualität der durchzuführenden Vergleichsmethode bzw. der Schlussfolgerungen als hoch bezeichnen.

6.3 Entwicklungsmodelle

Das oben beschriebene konventionelle Modell in Kapitel 6.2 wird nach den neu entwickelten Methoden, vgl. Kapitel 5, neu ausgelegt und in gleicher Art und Weise numerisch untersucht. Die numerischen Ergebnisse werden anschließend miteinander und mit den vom konventionellen Modell erhaltenen Ergebnissen verglichen. Die entwickelten Beispielmuster sind Lamellenversetzung, Zickzackform 1 und Zickzackform 2, vgl. Abb. 6.4 .

6.3.1 Lamellenversetzung

Verfolgt man die Entwicklungsmethode der Lamellenversetzung vgl. Kapitel 5.2.1, so ergeben sich unterschiedliche Auslegungsalternativen. Dabei lässt sich der Versatz der Lamellen, der Winkel ω und der Lamellenabstand verändern,

vgl. Abb. 5.2. Im Folgenden wird beispielhaft ein Modell dargestellt und untersucht. Dabei wird die Größe der Eintrittsfläche wie im konventionellen Modell mit $S = 3 \text{ mm}$ beibehalten. Bei einem Winkel von $\omega = 45^\circ$ ergeben sich ein Lamellenabstand S_1 und ein Betrag F_1 [vgl. Formel (5.1) und Abb. 5.2] von:

$$S_1 = S \cdot \sin 45^\circ = 2,12, \quad F_1 = S \cdot \cos 45^\circ = 2,12.$$

Unter der Annahme, dass die Rohrlänge L_R (Bereite des Lamellenblocks) konstant bleibt, berechnet sich die Lamellenanzahl N_{Lam} nach:

$$L_R = N_{Lam} \cdot \delta_{Lam} + (N_{Lam} + 1) \cdot S_1 \quad (6.1)$$

Nach der Umformung der Formel (6.1) ergibt sich

$$N_{Lam} = \frac{L_R - S_1}{\delta_{Lam} + S_1} \quad (6.2)$$

Weiterhin wird in diesem Modell auf eine Rohrreihe verzichtet. Alle weiteren benötigten Parameter zur Auslegung sind in Tab. 6.4 dargestellt. Weitere Beispiele und Varianten mit Lamellenversetzung wurden in Arbeiten von (Karmo, et al., 2013) und (Meier, 2013)²⁰ dargestellt.

6.3.2 Zickzackform

Ausgehend von der Entwicklungsmethode, vgl. Kapitel 5.3, werden zwei zickzackförmige Modelle ausgelegt. Das erste Modell ist mit drei und das zweite Modell mit zwei Rohrreihen ausgestattet. Bei der Reduzierung der Rohrreihen um eins ($n_1 = 3$) im Vergleich zum konventionellen Modell ergibt sich nach der Formel (5.14) ein Winkel von $\alpha = 48,59^\circ$, während im zweiten Modell bei $n_1 = 2$ Rohrreihen dieser Winkel 30° beträgt. Um die Konstruktion des ersten Modells (Zickzackform 1) zu vereinfachen, geht man hierbei von einem Winkel von $\alpha = 45^\circ$ aus. Im zweiten Modell (Zickzackform 2) wurden die folgenden Parameter berechnet: $n_1 = 2$, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 60^\circ$ vgl. Abb. 5.4. Die Werte aller anderen Parameter der beiden Modelle werden in Tab. 6.4 gezeigt.

In der Abb. 6.4 werden die Schnittansichten der vier Modelle (konventionelle und entwickelte Modelle) in der X-Y-Ebene gezeigt.

²⁰ Die Bachelorarbeit wurde im Fachgebiet Thermo- und Magnetofluidynamik verfasst und von der Autorin betreut.

| Betrachtete Parameter | konventionelles Modell | Zickzackform 1 | Zickzackform 2 | Lamellenversetzung |
|-----------------------|------------------------|----------------|----------------|--------------------|
| δ_{Lam} [mm] | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| S_1 [mm] | - | 2,12 | 1,5 | 2,12 |
| S [mm] | 3 | 3 | 3 | 3 |
| d_o [mm] | 15,4 | 15,4 | 15,4 | 15,4 |
| d_i [mm] | 14,6 | 14,6 | 14,6 | 14,6 |
| $N_R = n_1$ | 4 | 3 | 2 | 3 |
| N_{RR} | 7 | 7 | 7 | 7 |
| N_{Lam} | 62 | 85 | 116 | 85 |
| α | - | 45° | 30° | 45° |
| β | - | 45° | 60° | - |
| K [mm] | - | 17,5 | 70 | - |
| M [mm] | - | 35 | 80,8 | - |
| L [mm] | - | 25 | 80,8 | - |
| U_1 [mm] | - | 2,12 | 2,6 | - |
| F_1 [mm] | - | - | - | 2,12 |
| H_{Lam} [mm] | 140 | 105 | 70 | 105 |
| $L_{R,ges}$ [mm] | 800 | 800 | 800 | 800 |

Tab. 6.4: Simulationsdaten der untersuchten Modelle

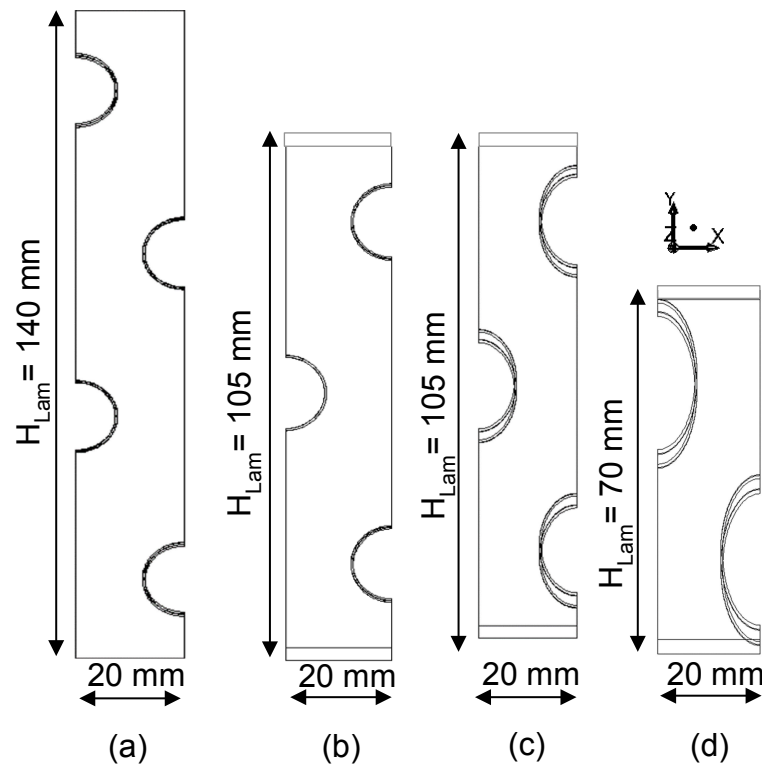


Abb. 6.4: Darstellung der untersuchten Modelle: (a) konventionelles Modell, (b) Lamellenversatz, (c) Zickzackform 1, (d) Zickzackform 2

6.4 Numerische Ergebnisse

Die Abb. 6.5 zeigt die übertragenen Wärmeströme bei allen vier Modellen. Es ist eindeutig, dass sich der Wärmestrom bei dem Modell mit versetzten Lamellen, Zickzackform 1 und 2 bis zu 20%, 31,7% bzw. 57% im Vergleich zum konventionellen Wärmeübertrager erhöht. Diese Ergebnisse lassen sich damit begründen, dass sich die Luftgeschwindigkeit bezogen auf die Querschnittsfläche zwischen den Lamellen erhöht. Weiterhin führt die Änderung der Luftrichtung zwischen den Lamellen zur Verbesserung der Turbulenz. Die entstehenden ellipsenförmigen Kontaktlinien zwischen den Lamellen und Rohren in den Zickzackformen 1 und 2 ermöglichen einen verbesserten Kontakt und dadurch eine verbesserte Wärmeübertragung. Je größer der Neigungswinkel der Rohre ist, desto größer ist der Ellipsenumfang. Weiterhin spielen die Reduzierung der Lamellenhöhen und die Vergrößerung der Lamellenanzahl eine große Rolle dabei, die Effektivität der Lamellen zu erhöhen.

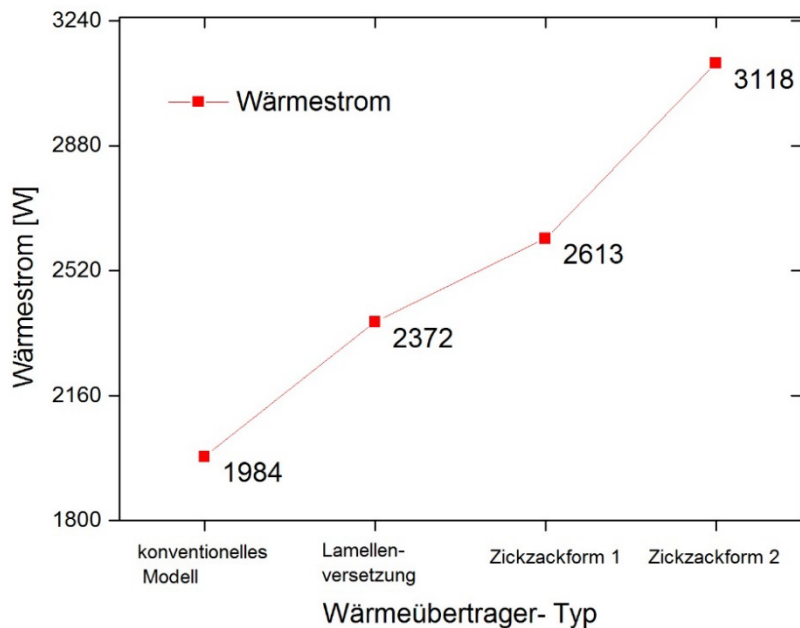


Abb. 6.5: Vergleich der Wärmeströme \dot{Q} bei $u_{\text{ein}} = 2,354 \text{ m/s}$

Ein ähnliches Verhalten zeigt der mittlere luftseitige Wärmeübergangskoeffizient α_m , der im Modell mit Lamellenversetzung ebenfalls zunimmt, und der nach Formel (3.20) berechnet wurde. Signifikante Steigerungen weisen jedoch die Zickzackform 1 und insbesondere die Zickzackform 2 vgl. Abb. 6.6 auf, wobei der Lamellenabstand beim letzteren Modell am kleinsten ist. Aus der Reduzierung

des Lamellenabstands resultiert eine Erhöhung des Geschwindigkeitsgradienten und damit auch des Temperaturgradienten in Richtung der Luftströmung bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit.

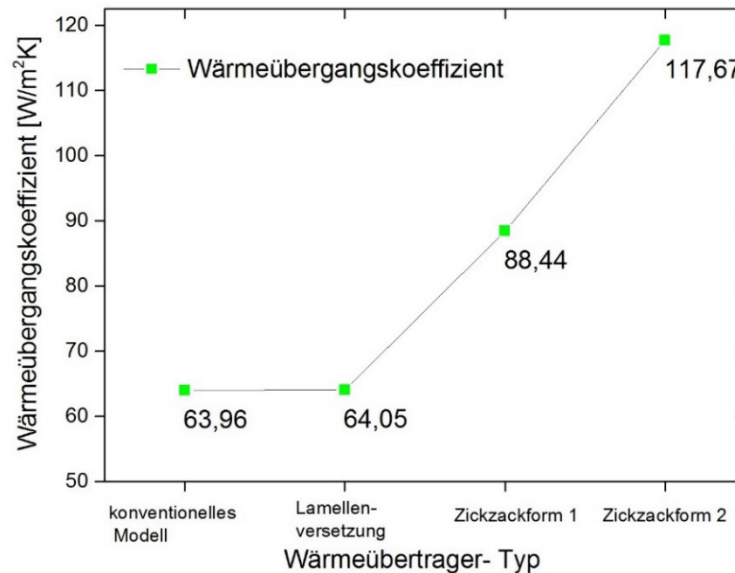


Abb. 6.6: Vergleich der luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_m bei $u_{ein} = 2,354$ m/s

Betrachtet man die Abb. 6.6 und Abb. 6.7, so erkennt man leicht die Vorteile der Zickzackform.

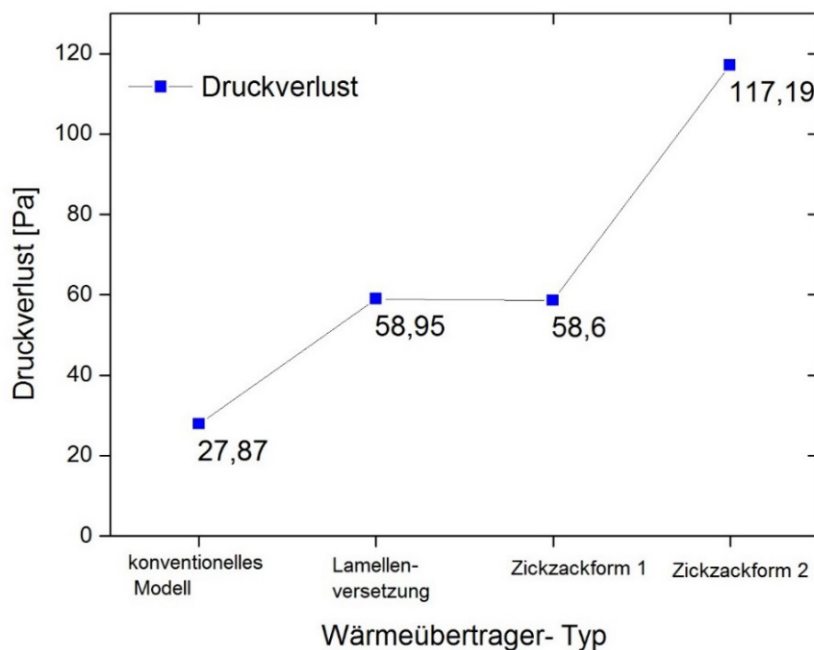


Abb. 6.7: Vergleich der Druckverluste ΔP bei $u_{ein} = 2,354$ m/s

Dabei ist zum Beispiel ersichtlich, dass die Druckverluste bei den Modellen mit Lamellenversetzung und Zickzackform 1 nahezu gleich sind, während der Wärmeübergangskoeffizient bei der Zickzackform 1 höher ist (bei gleichem Lamellenabstand).

Die Temperatur- und Luftgeschwindigkeitsverteilung auf der Lamellenoberfläche bzw. in der Kanalmitte zwischen den Lamellen werden in den Abb. 6.8 und Abb. 6.9 dargestellt.

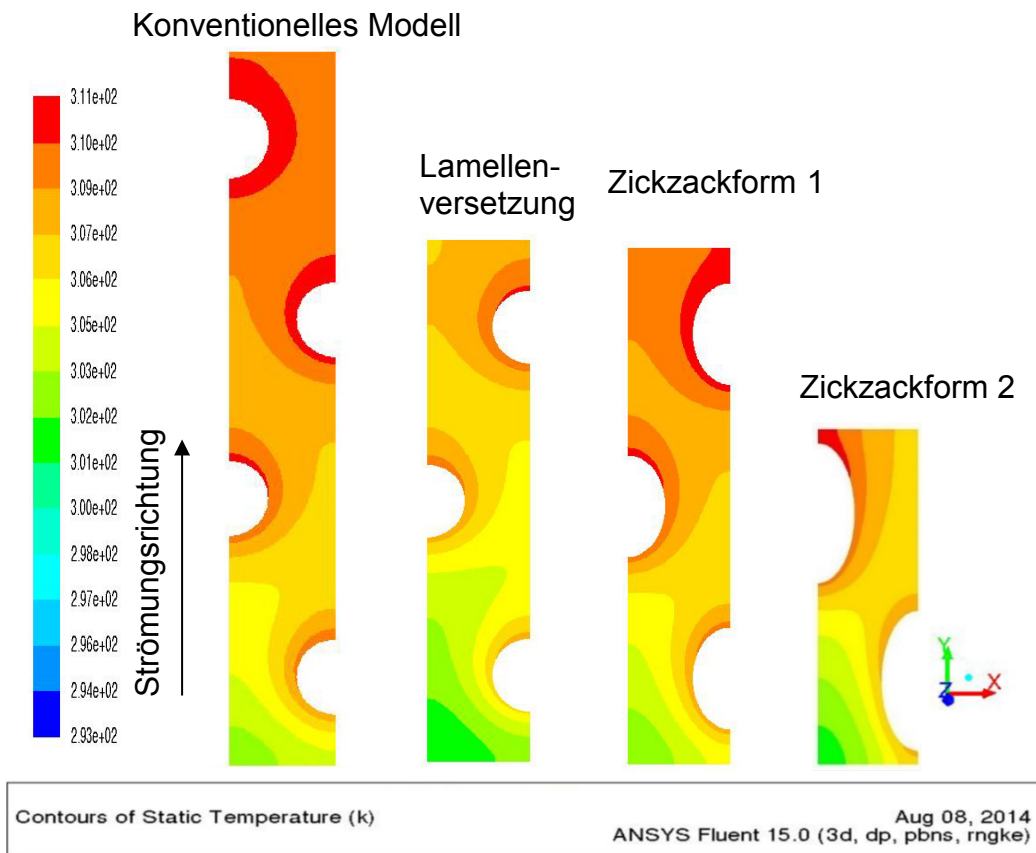


Abb. 6.8: Temperaturverteilung auf der Lamellenoberfläche der untersuchten Modelle

Bei konventionellen Modell mit vier Rohrreihen herrscht die höchste Temperatur (Rohrtemperatur) auf dem oberen Bereich der Lamellen und rund um die Rohre. Bei den neu entwickelten Modellen reduziert sich das Gebiet mit der höchsten Temperatur vgl. Abb. 6.8. Die Größe der Nachlaufgebiete auf der Leeseite der Rohre reduziert sich bei den neu entwickelten Modellen, insbesondere in der Zickzackform 2 vgl. Abb. 6.9.

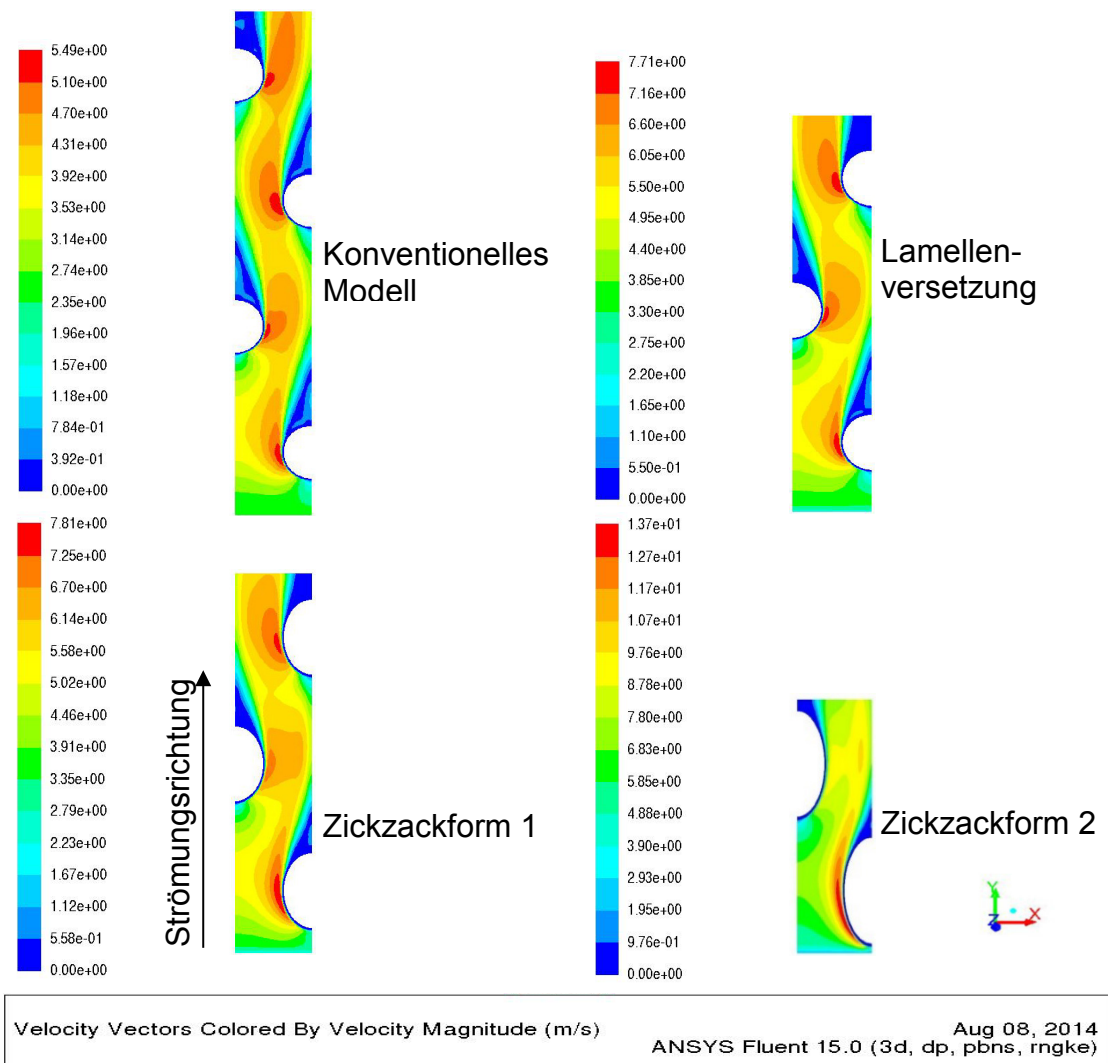


Abb. 6.9: Geschwindigkeitsprofile in der Kanalmitte der untersuchten Modelle

Die so erhaltenen Ergebnisse zeigen, dass bei Lamellen der neu entwickelten Modelle sehr große Strömungs- und Temperaturgradienten entstehen. Sie sind vor allem abhängig vom Unterschied zwischen den Lufteintrittsflächen und den Querschnittsflächen zwischen den Lamellen, wobei sich die Wirbelgebiete vergrößern. Dementsprechend reduzieren sich die Nachlaufgebiete.

6.5 Energie- und Materialverbrauch

Die oben dargestellten Ergebnisse zeigen, dass die Erhöhung der Wärmeübertragung mit einer Erhöhung der Druckverluste und damit des Energieverbrauchs verbunden sind. Die Energie in solchen Wärmeübertragern wird vom Ventilator und von der Wasserpumpe verbraucht vgl. Kapitel 3.1.3.2. Allerdings sind diese Werte in jedem Modell unterschiedlich. Dadurch ist die Berechnung bzw. der

Vergleich des Leistungsbedarfs von großer Bedeutung. In den Modellen mit Zickzackform 1 und 2 sind die Rohre nicht mehr gerade, sondern sie setzen sich aus geraden und gewinkelten Rohrstücken zusammen, wobei sich die Druckverluste des Wassers vergrößern. Die Erhöhung dieser Druckverluste ist hauptsächlich von den Winkelwerten und der Anzahl gewinkelter Rohrstücke abhängig. Den gesamten Leistungsbedarf des Ventilators und der Wasserpumpe berechnet man nach der Formel (3.32).

Einen Vergleich zwischen den gewonnenen Wärmeströmen und der benötigten Energie zeigt Abb. 6.10. Es ist eindeutig erkennbar, dass die Erhöhung der Wärmeströme in den neu entwickelten Modellen sehr viel höher als die Steigerung des Leistungsbedarfs ist. Um die Effizienz der neuen Modelle mit dem konventionellen Modell genauer zu vergleichen, berechnet man das Verhältnis zwischen der benötigten Energie und dem gewonnenen Wärmestrom, vgl. (Karmo, et al., 2013). Dieses Verhältnis erhöht sich von 0,53 % in dem konventionellen Modell auf 0,94 % bei dem Modell mit Lamellenversetzung, während bei der Zickzackform 1 und 2 diese Erhöhung ca. 1,20 % bzw. 1,41 % beträgt.

Um den Effekt der neu entwickelten Auslegungsmethoden auf die Energieeffizienz zu verdeutlichen, wurde das konventionelle Modell mit fast doppelter Luftgeschwindigkeit ($u_{\text{ein}} = 5 \text{ m/s}$) untersucht. In diesem Fall vervielfacht sich die benötigte Energie, sogar mehr als in der Zickzackform 2, und trotzdem fällt die resultierende Wärmeübertragung geringer als in der Zickzackform 2 aus.

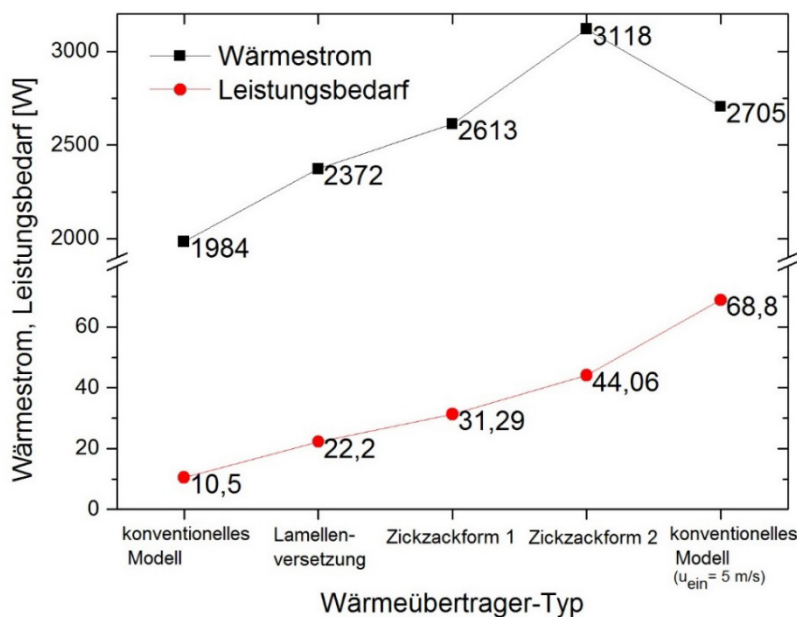


Abb. 6.10: Vergleich zwischen dem Leistungsbedarf und den Wärmeströmen

Der folgende Vergleich des Materialeinsatzes erfolgt für die Lamellen und Rohre, die sich im Bereich innerhalb des Gehäuses befinden. Es ist zunächst zu beachten, dass die Verkleinerung der Rohreihen von vier auf drei in den Modellen (Lamellenversetzung und Zickzackform 1) in der zweiten Reihe zur Reduzierung der Anzahl der Rohre um eins führt, (vgl. Abb. 6.13). Dieses Materialersparnis wird in der folgenden Berechnung des Materialverbrauchs nicht weiter berücksichtigt.

Um den Materialverbrauch zu vergleichen, werden die nachfolgenden Berechnungen durchgeführt. Zunächst wird für einen bestimmten resultierenden Wärmestrom, z. B. 1984 W im konventionellen Modell (vgl. Abb. 6.5), die benötigte Lamellenanzahl berechnet. Beispielhaft gilt für die Lamellenversetzung: Zuerst wird der Wärmestrom in einem Segment nach der folgenden Formel berechnet:

$$\begin{aligned} \text{Wärmestrom in einem Segment} &= \frac{\text{Wärmestrom des Wärmeübertragers}^{21}}{\text{Segmentanzahl} \cdot \text{Lamellenanzahl}} = \frac{2372}{14 \cdot 85} \\ &= 1,99 \text{ W} \end{aligned}$$

Die benötigte Lamellenanzahl ergibt sich wie folgt:

$$\text{Anzahl} = \frac{\text{Wärmestrom des konventionellen Modells}}{\text{Segmentanzahl} \cdot \text{Wärmestrom eines Segments bei Lamellenversetzung}}$$

$$\text{Anzahl} = \frac{1984}{14 \cdot 1,99} = 71 \text{ Lamellen}$$

| Modell | Wärmestrom $\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$ | Benötigte Lamellenanzahl | Lamellen- Material- einsparung | Rohr- Material- einsparung |
|-------------------------|---|-----------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|
| konventionell | 1984 | 62 | 0 | 0 |
| Lamellen- versetzung | 1984 | $1984/14/1,99$ = 71 | 13 % | 42 % |
| Zickzackform 1 | 1984 | $1984/14/2,196$ = 65 | 21 % | 47 % |
| Zickzackform 2 | 1984 | $1984/14/1,92$ = 74 | 39% | 72 % |

Tab. 6.5: Vergleich der Materialeinsparung

²¹ Vgl. Abb. 6.10

Weiterhin werden Rohrlängen, Lamellen- und Rohrflächen berechnet und mit dem konventionellen Modell verglichen. Die benötigten Lamellen- und Rohrflächen berechnen sich nach der Formel (3.25). Im Vergleich zum konventionellen Modell weisen die Modelle mit Lamellenversetzung, Zickzackform 1 und 2 Ersparnisse beim Lamellenmaterial bis zu 13 %, 21 % bzw. 39 % und beim Rohrmaterial bis zu 42 %, 47 % und 72 % auf, vgl. Tab. 6.5.

6.6 Leistungskennzahl

Die Berechnung der Leistungskennzahl nach der Formel (3.39) bestätigt die oben dargestellten Ergebnisse bzw. Aussagen. Die Zickzackformen 2 und 1 weisen die größte Effektivität auf. Obwohl sich durch die größeren Luftgeschwindigkeiten zwischen den Lamellen die Druckverluste und die Energieverbräuche erhöhen, ist dort die Effektivität sehr viel höher als beim konventionellen Modell, vgl. Abb. 6.11. Weiterhin wurde beim konventionellen Wärmeübertrager die Erhöhung der Luftgeschwindigkeit bis auf $u_{\text{ein}} = 5 \text{ m/s}$ (fast auf das Doppelte) untersucht. Im Gegensatz zu den neuen Modellvarianten zeigt sich, dass das konventionelle Modell trotz verdoppelter Luftgeschwindigkeit die geringste Effektivität aufweist.

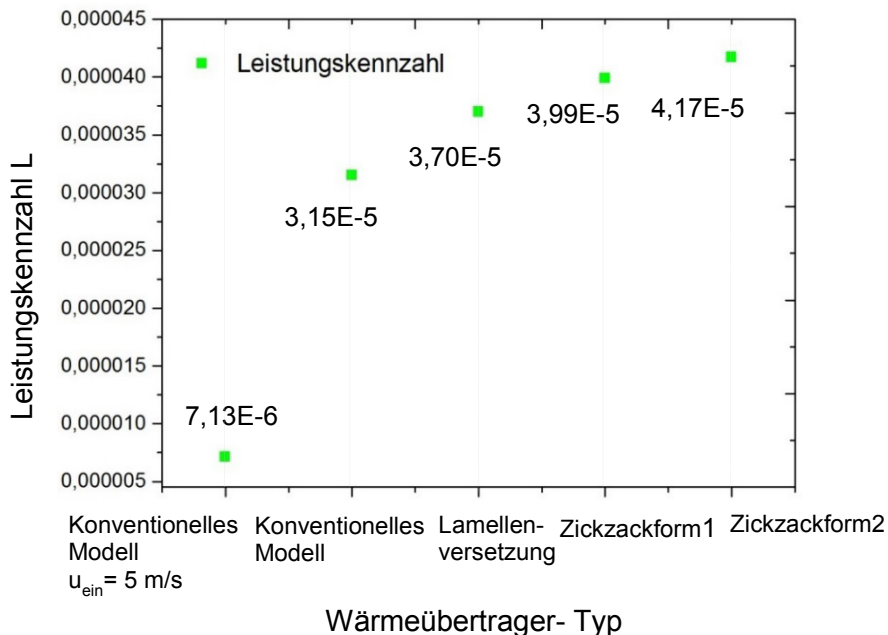


Abb. 6.11: Vergleich der Leistungskennzahlen

6.7 Herstellung zickzackförmiger Wärmeübertrager

Die Hauptherausforderung bei der Konstruktion bzw. Herstellung der Zickzackform besteht darin, die zickzackförmigen Rohrteile zu produzieren. Es ist weiterhin zu beachten, dass sich die Kontaktflächen zwischen den Rohren und Lamellen auf den geraden und gebogenen Rohrteilen unterscheiden. Generell können zwei herkömmliche Fertigungsverfahren verwendet werden, um die zickzackförmigen Rohre herzustellen: Biegen und Löten bzw. Schweißen. Bei der Auswahl des Verfahrens ist der Herstellungsaufwand zu berücksichtigen. Allerdings muss die entstehende Achse des zickzackförmigen Rohrs in einer vertikalen Ebene bleiben, um die Montage von Lamellen und Rohren zu ermöglichen. Das verlangt präzise Produktionsprozesse. Im Folgenden werden zwei Konstruktionen im Fall von $\alpha = 45^\circ$ kurz dargestellt.

6.7.1 Biegen

Ein einfaches Verfahren, mit dessen Hilfe zickzackförmigen Rohre gefertigt werden können, ist das Biegen. Generell können Rohrbögen mithilfe von sogenannten Rohrbiegemaschinen gefertigt werden. Die Rohreigenschaften, wie z.B. Rohrmaterial, Rohraußendurchmesser, Biegeradius etc., müssen beim Biegen berücksichtigt werden. Im Prinzip können die Rohre mit Biegeradien des sechs- bis achtfachen des Rohraußendurchmessers problemlos gebogen werden (Deutsches Kupferinstitut, 2012). Bei kleineren Biegeradien muss spezielle Technik verwendet werden, vgl. Abb. 6.12. Auf dem Markt findet man standardisierte Rohrbögen im 90° -Winkel, die aber miteinander verlötet werden müssen. Weiterhin entsteht das Problem, die Lamellen auf die geraden und gebogenen Rohrteile zu befestigen. Dabei unterscheiden sich die Kontakte von Lamellen und Rohren zwischen den Ellipsen- und Kreisformen (vgl. (Karmo, et al., 2013) und Abb. 6.13). Das würde allerdings zur Erhöhung der Herstellungskosten führen.

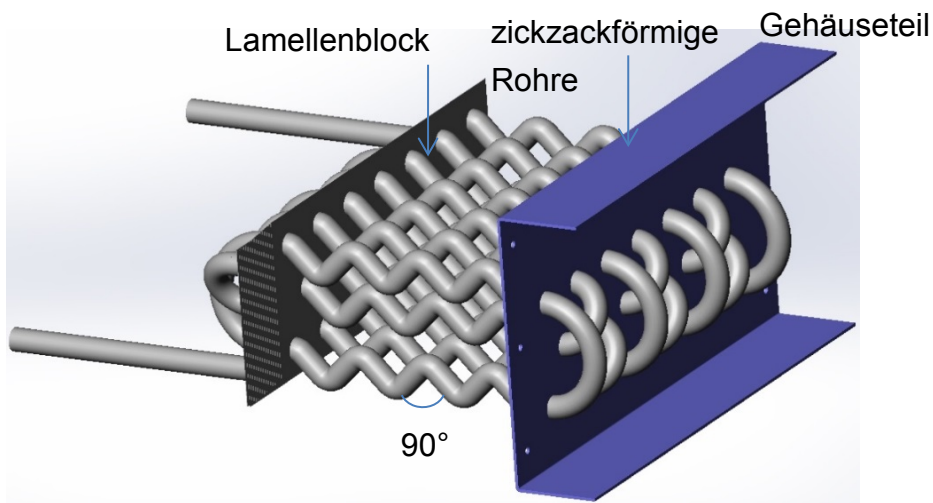


Abb. 6.12: Perspektivische Ansicht eines zickzackförmigen Wärmeübertragers (Biegeverfahren)

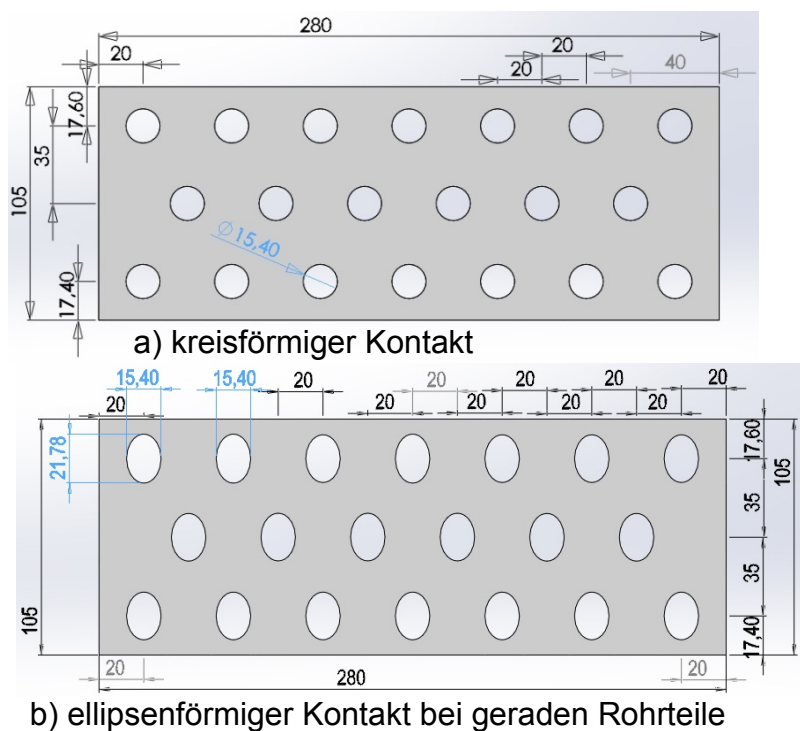


Abb. 6.13: Lamellendimensionen²²

6.7.2 Löten

Im Rahmen dieses Verfahrens sind die Rohre zuerst im Winkel von 45° (Teil 3) bzw. im Winkel von $22,5^\circ$ und 45° (Teile 1 und 2) zuzuschneiden und die Rohrstücke miteinander wie in Abb. 6.14 und Abb. 6.15 zu verlöten. Zur Herstellung eines zickzackförmigen Rohres werden zwei Rohrstücke vom Teil 1

²² Alle Dimensionen in Abb. 6.12 und Abb. 6.13 sind in mm gegeben.

und 2 und zehn Rohrstücke vom Teil 3 benötigt. Die Hauptvorteile dieser Konstruktion bestehen einerseits darin, dass alle Werte des Winkels α realisierbar sind. Andererseits können die meisten Lamellen mit standardisierten Löchern (Ellipsenform) einfach montiert werden, ähnlich wie beim konventionellen Modell. Im Vergleich zum Biegeverfahren treten hierbei auch zusätzliche Kosten auf. Werden die Fertigungsprozesse (Schneiden, Lötén) automatisiert, so kann von einer geringen Erhöhung des Herstellungsaufwandes gesprochen werden. Bei der numerischen Untersuchung wurde angenommen, dass die Fertigung der zickzackförmigen Rohre bei den Konstruktionen der Zickzackform 1 und 2 nach dem Lötverfahren erfolgt.

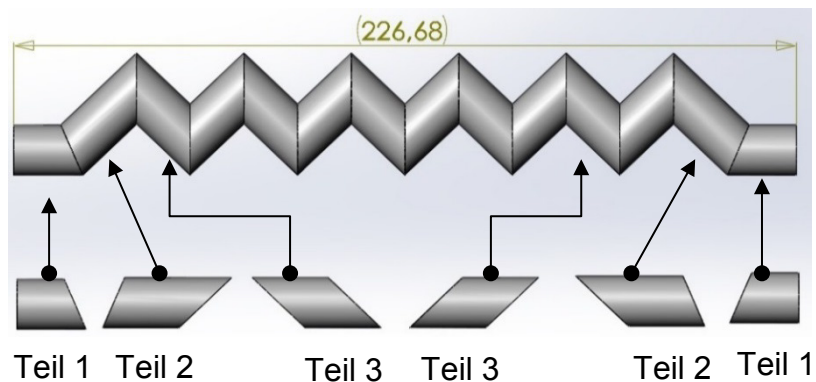


Abb. 6.14: Lötverfahren zur Herstellen von zickzackförmigen Rohren

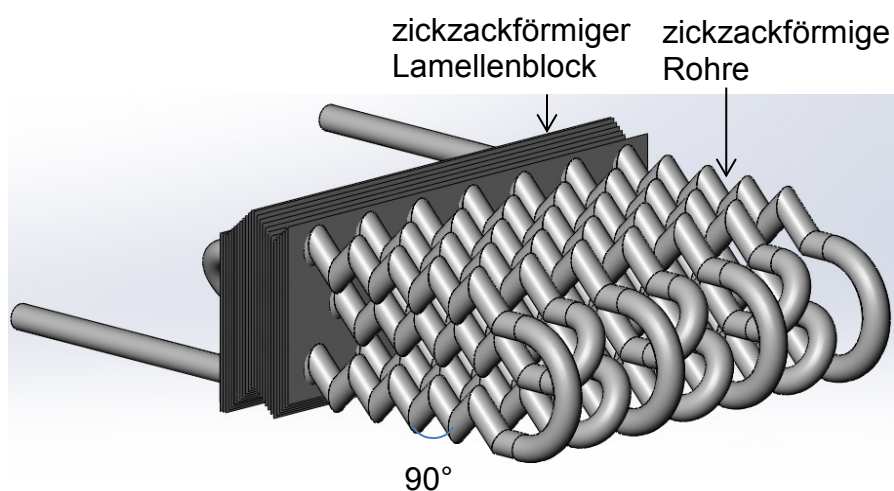


Abb. 6.15: Perspektivische Ansicht eines zickzackförmigen Wärmeübertragers (Lötverfahren)

6.7.3 Rapid Tooling

Bei der Fertigung eines zickzackförmigen Wärmeübertragers durch herkömmliche Fertigungsverfahren besteht aus Mangel an Erfahrungen in der Industrie die Gefahr darin, dass vor allem die Präzision der Rohrzickzackform nicht ausreichend ist. Demzufolge lassen sich die Lamellen nicht einfach montieren. Außerdem mag dies sehr aufwändig sein.

Da das additive Fertigungsverfahren zur Herstellung von Wärmeübertragern noch nicht verwendet wird oder sogar bis heute aus technologischen Gründen nicht möglich ist, hat sich die Autorin bemüht, diese Idee zu verwirklichen. Durch eine Recherche über Firmen, die für Gussteile mit komplizierten Strukturen mithilfe von additiven Fertigungsverfahren spezialisiert sind, war sie auf die Portec GmbH²³ gestoßen. Die zickzackförmigen Wärmeübertrager wird durch eine Kombination von additiven Fertigungsverfahren und Feinguss²⁴ realisiert.

Hierbei wird ein Gussmodell (verlorenes Modell²⁵) mit generativen Technologien durch das schichtweise Verfahren gefertigt, vgl. 2.3.2, und für den Guss vorbereitet. Dafür ist eine 3D-CAD-Konstruktion für das Gussmodell erforderlich, die die Dimensionierung des Modells und ggf. Teile des Angusssystems umfasst. Das gefertigte Gussmodell wird weiterbearbeitet und mit Aluminium ausgegossen, vgl. Kapitel 6.9.

6.8 Fazit

Es wurde in diesem Kapitel handelsüblichen (konventionellen) Wärmeübertrager numerisch und experimentell untersucht. Ausgehend von diesem Wärmeübertragern wurden drei entwickelte Auslegungen bzw. Konstruktionen (Lamellenversetzung, Zickzackform 1 und 2) dargestellt. Es wurde die luftseitige Wärmeübertragung und der Druckverlust mithilfe von ANSYS FLUENT berechnet. Um die verbesserten Eigenschaften und die Effektivität der neuen Konstruktionen im Vergleich zum konventionellen Modell darzustellen, wurden sowohl die Werte der

²³ Webseite: www.portec-gmbh.de. Die verwendeten Technologien werden auf dieser Webseite kurz dargestellt.

²⁴ Herstellung von kleinen Gussteilen nach dem Wachsausschmelzverfahren. In Zusammenhang mit additiven Fertigungsverfahren ist Feingießen ein indirektes Verfahren zur Herstellung von Metallbauteilen, vgl. (Gebhardt, 2013 S. 398-402).

²⁵ Ein verlorenes Modell ist ein Modell aus bspw. Wachs. Es wird nur für einen Abguss verwendet und im Verlauf des Fertigungsverfahrens zerstört, vgl. (Gebhardt, 2013 S. 398-402).

Wärmeströme, Druckverluste, als auch Energie- bzw. Materialverbräuche und Leistungskennzahlen ermittelt und anschaulich dargestellt. Der Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen (Lamellenversetzung) und insbesondere die Zickzackform 1 und 2 weisen eine sehr hohe Effektivität auf.

Zur Herstellung der zickzackförmigen Wärmeübertrager wurden zwei herkömmliche Verfahren vorgeschlagen. Dabei ist jedoch die Herstellung der entwickelten Modelle mit zusätzlichen Kosten verbunden. Allerdings können diese Kosten bei Serienfertigung geringer werden. Im Vergleich zur zu erwartenden Verbesserung der Eigenschaften, insbesondere bezüglich der Wärmeströme, Energieeffizienz und des Materialverbrauchs, scheint die Herstellung der neu entwickelten Wärmeübertrager wirtschaftlich zu sein. Weiterhin wurde ein schnelles und preisgünstiges Herstellungsverfahren vorgeschlagen, das zu den generativen Fertigungsverfahren vgl. 2.3.2 gehört. Anhand dieses Verfahren wurden -wie in Kapitel 6.9 beschrieben- zwei Prototypen gefertigt und untersucht.

6.9 Experimentelle und numerische Erprobung der gefertigten Wärmeübertrager

Zur experimentellen Untersuchung der neuen entwickelten Wärmeübertrager wird ein einfacher Prototyp (zickzackförmiger Wärmeübertrager) mithilfe eines additiven Fertigungsverfahrens gefertigt, vgl. Kapitel 6.7.3. Dabei wird der Wärmeübertrager mit einer Rohrreihe ausgelegt. Die Rohrreihe besteht aus vier Rohren vgl. Abb. 6.16.a. Das Rohr wird nach dieser Technologie zusammen mit den Lamellen gefertigt. Das heißt, jedes Rohr und die darauf angeordneten Lamellen sind letztendlich Gussteile aus Aluminium. Die vier Gehäuseteile und die außerhalb des Gehäuses befindlichen Rohrstücke (gebogene und gerade Rohrteile) werden einzeln gegossen. Anschließend erfolgt die Montage aller Gussteile. Zuvor wurden alle Gussteile als 3D-Modelle entworfen.

Bei der Auswahl der Wanddicken von Lamellen und Rohren wurde die geringste mögliche herstellbare Dicke für das komplizierte Modell (Rohr und Lamellen) in der Portec GmbH berücksichtigt. Die dort vorhandene Technologie für das zu fertigende Modell erlaubt eine Wanddicke von 1,5 mm für die Lamellen und 2 mm für die Rohre. Diese Dicken sind in der Praxis nicht üblich. Um trotzdem einen Vergleich der Eigenschaften von konventionellen und optimierten Modellen zu ermöglichen wurde zusätzlich ein adäquater Prototyp nach der konventionellen

Bauart gefertigt, vgl. Abb. 6.16.b. Das konventionelle Modell besteht ebenso aus einer Rohrreihe mit vier Rohren. Die Rohre, Lamellen und Gehäuse werden in gleicher Art und Weise wie bei dem zickzackförmigen Modell hergestellt. Damit lässt sich ein Vergleich zwischen beiden Prototypen durchführen.

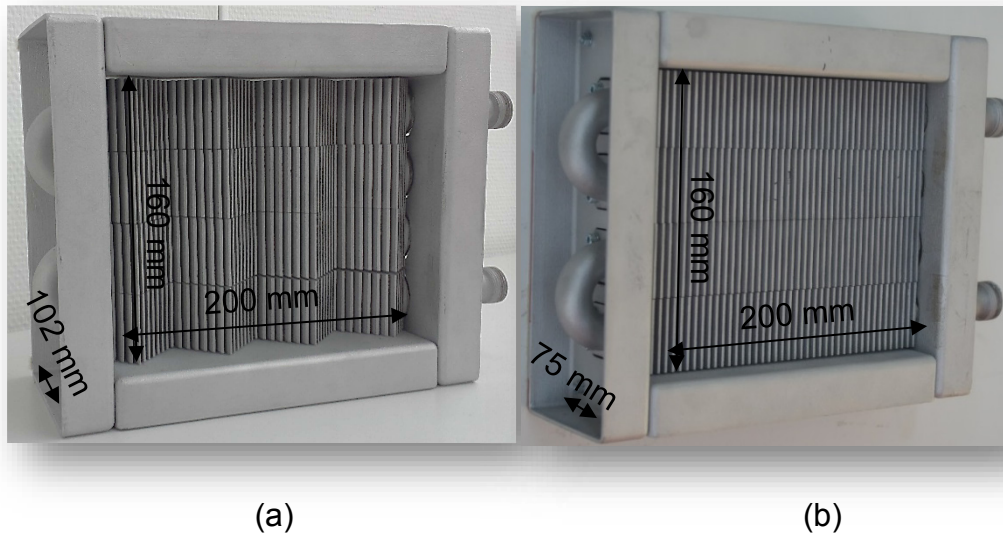


Abb. 6.16: Die gefertigten Prototypen des Wärmeübertragers

Analog zu den experimentellen Untersuchungen in Kapitel 6.2 werden die zwei oben beschriebenen Prototypen untersucht, vgl. Abb. 6.16.a,b. Die experimentellen Untersuchungen sind im zuvor beschriebenen Windkanal (vgl. Abb. 3.2) mit Geschwindigkeiten von 1 m/s bis 5 m/s durchgeführt worden. Die Versuchsergebnisse werden in Abb. 6.17, Abb. 6.18, Abb. 6.19 und Abb. 6.20 dargestellt.

Wie erwartet ist der Wärmestrom bei der Zickzackform im Vergleich zum konventionellen Modell höher, vgl. Abb. 6.17. Das Ergebnis wurde schon in Kapitel 6.4 verdeutlicht. Die Erhöhungswerte des Wärmestroms werden weiterhin in Abb. 6.20 dargestellt. Diese experimentellen Ergebnisse zeigen bei der Zickzackform und geringer Luftgeschwindigkeit von 1 m/s eine signifikante Erhöhung der Wärmeübertragungswerte gegenüber der konventionellen Bauart um ca. 40 %, während bei der höheren Luftgeschwindigkeit von 5 m/s ein Anstieg um ca. 34 % gemessen wurde. Das bedeutet u. a., die Effektivität der entwickelten Auslegung ist umso höher, je geringer die Luftgeschwindigkeit ist. Die Gründe für dieses Ergebnis lassen sich wie folgt verdeutlichen: Aufgrund des Unterschieds zwischen den Lufteintrittsflächen und den Querschnittsflächen

zwischen den Lamellen ergibt sich bei konstantem Luftvolumenstrom eine (weitere) geringfügige Erhöhung der Luftgeschwindigkeit zwischen den Lamellen. Der Einfluss dieser Erhöhung ist bei geringen Lufteintrittsgeschwindigkeiten²⁶ höher. Außerdem führt die kurze Aufenthaltszeit der Luft bei höheren Geschwindigkeiten im Wärmeübertrager dazu, dass das Wasser weniger abgekühlt wird.

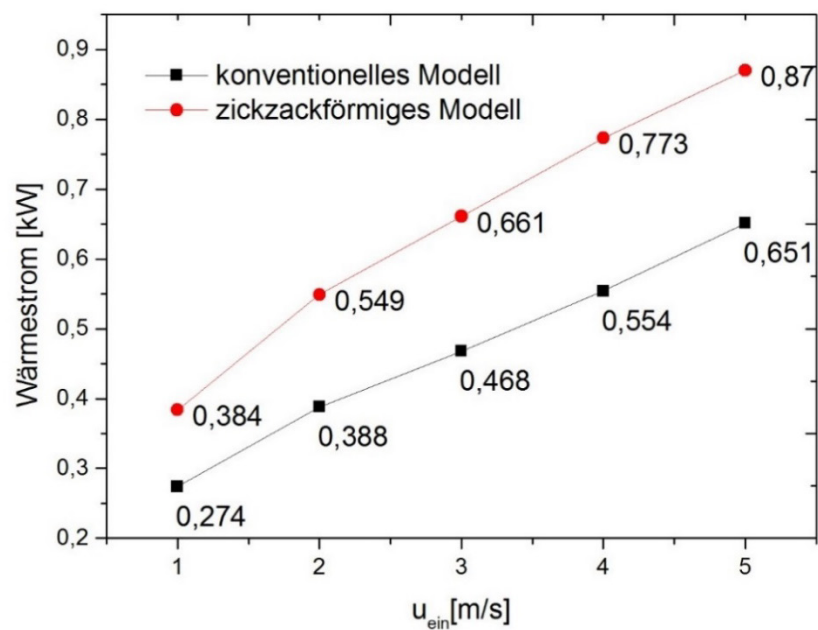


Abb. 6.17: Vergleich der experimentellen Untersuchungen (Wärmestrom \dot{Q})

²⁶ Die Lufteintrittsgeschwindigkeit wird nur durch den Ventilator verursacht.

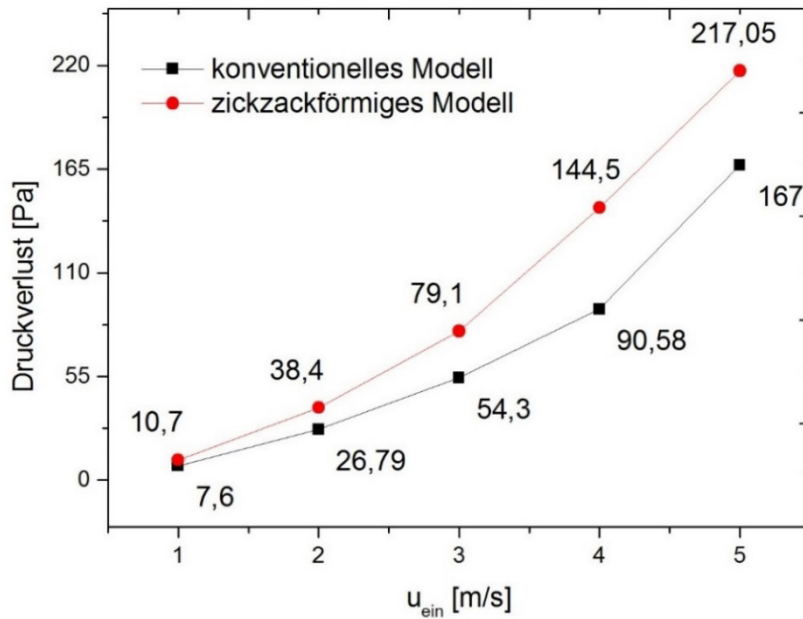


Abb. 6.18: Vergleich der experimentellen Untersuchungen (Druckverlust ΔP)

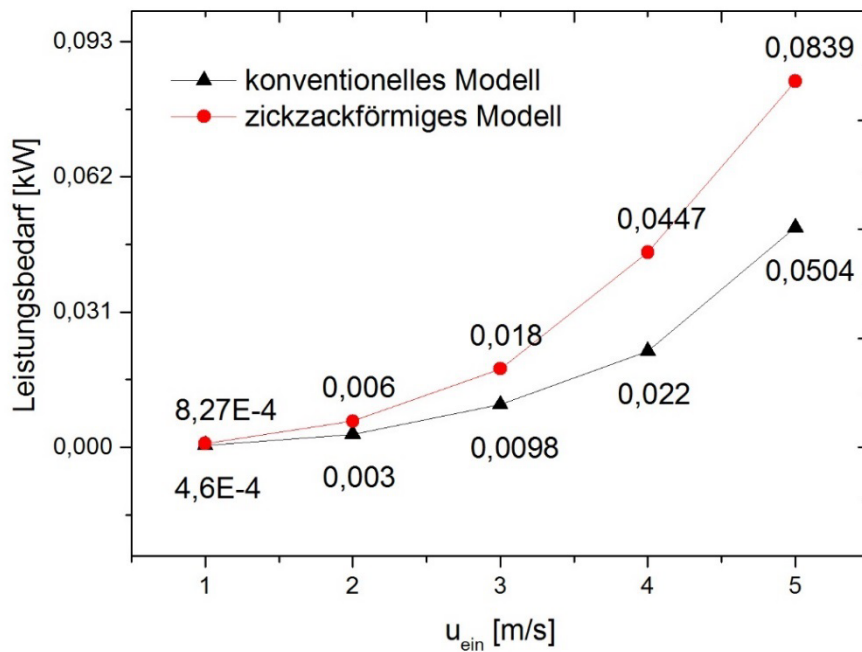


Abb. 6.19: Vergleich der experimentellen Untersuchungen (Leistungsbedarf P_{Ven} auf der Luftseite)

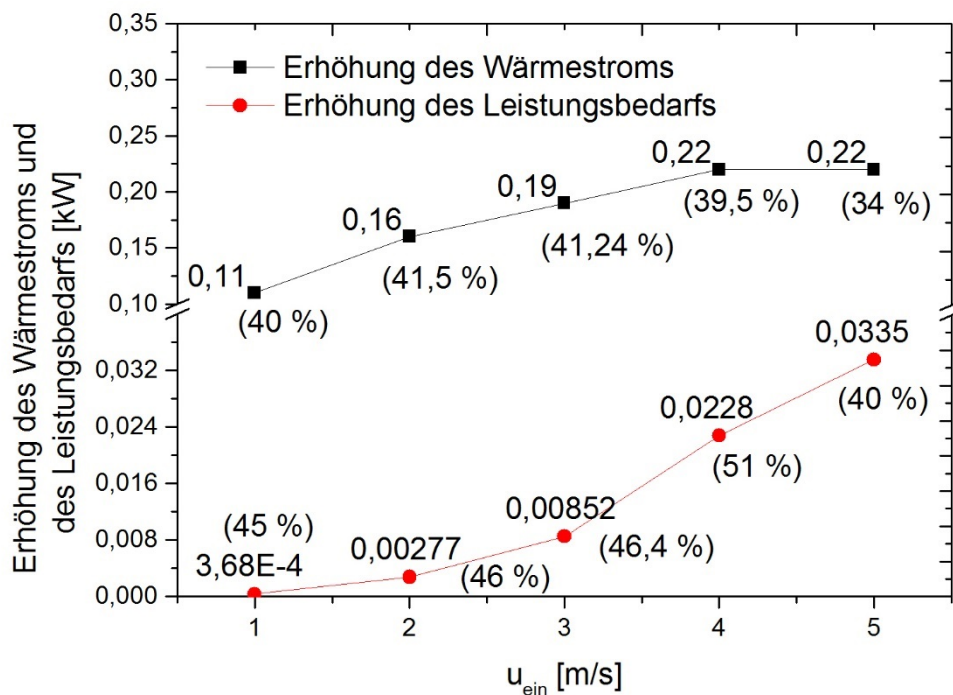


Abb. 6.20: Auswertung der experimentellen Ergebnisse (Erhöhungen der Wärmeströme und des Leistungsbedarfs)

Der Verbesserung der Wärmeübertragungswerte steht jedoch ein Anstieg des Leistungsbedarfs des Ventilators um $0,368 \cdot 10^{-3}$ kW bei einer Luftgeschwindigkeit von 1 m/s und um $33,5 \cdot 10^{-3}$ kW bei einer Luftgeschwindigkeit von 5 m/s, im Vergleich zum konventionellen Prototypen, gegenüber, vgl. Abb. 6.19 und Abb. 6.20. Der in Abb. 6.19 dargestellte Leistungsbedarf der Luft wird bezogen auf die luftseitigen Druckverluste berechnet, deren Werte in Abb. 6.18 angezeigt wurden. Weiterhin sind die Druckverluste des Wassers in Rohren zu beachten. Jedoch, da die gesamte Fläche der Rohre in beiden Prototypen klein ist (kleiner als 50 mm^2), ergeben sich geringe strömende Wasservolumen und damit geringe Druckverluste. Somit kann an dieser Stelle der entsprechende berechnete Leistungsbedarf des Wassers²⁷ nach der Formel (3.33) vernachlässigt werden. Die resultierende Steigerung des Gesamtleistungsbedarfs ist gegenüber den erzielten Wärmeübertragungswerten sehr gering. Um die Effektivität der neuen Auslegung bezüglich der Energieeffizienz zu veranschaulichen, werden die Abbildungen Abb. 6.17 - Abb. 6.19 weiterhin betrachtet und erneut mit weiteren Detaillierungen in Abb. 6.21 zusammengefasst.

²⁷ Der Leistungsbedarf für die Wasserpumpe beträgt $7,21 \cdot 10^{-7}$ KW und $2,86 \cdot 10^{-7}$ KW bei den zickzackförmigen Rohren bzw. bei den geraden Rohren.

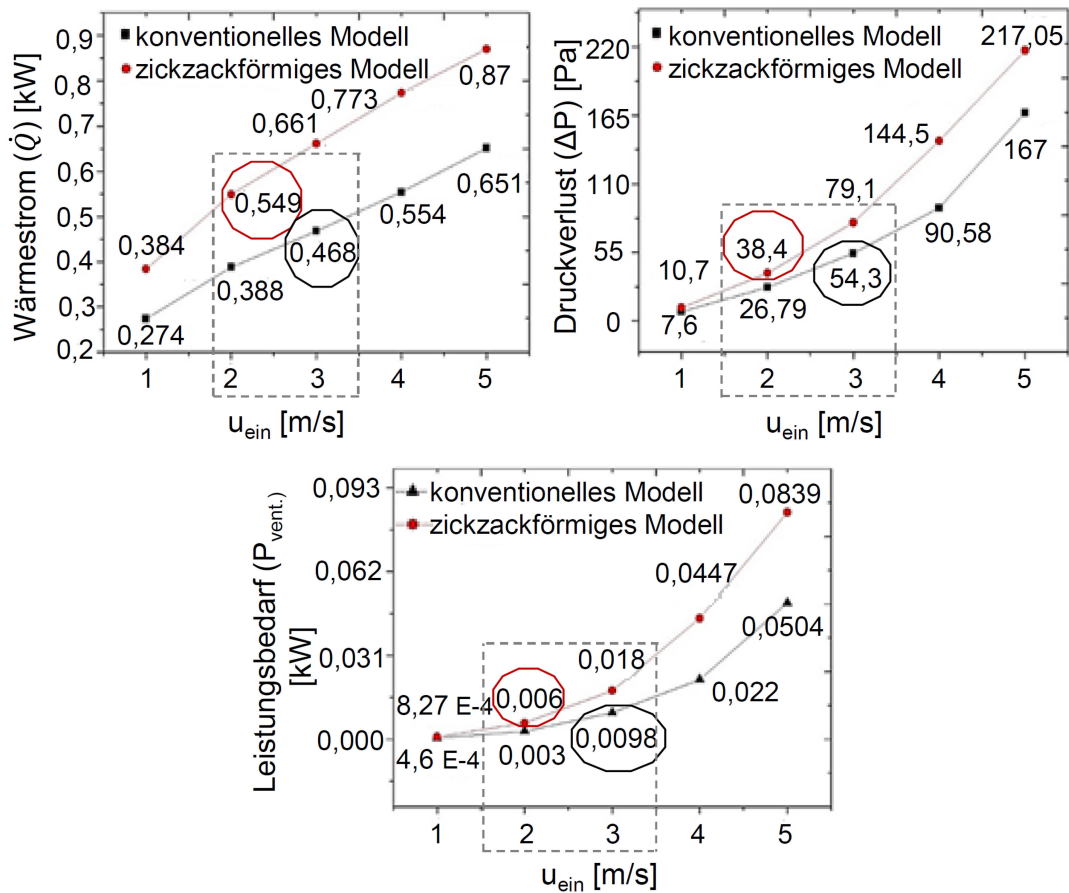


Abb. 6.21: Vergleich der Effektivität der neuen Auslegung

Damit die Vorteile von entwickelten Wärmeübertrager besser verdeutlicht werden, werden beispielsweise die Werte des Wärmestroms, des Druckverlustes und des Leistungsbedarfs bei der Luftgeschwindigkeit²⁸ von 2 m/s (Zickzackform) und bei der Luftgeschwindigkeit von 3 m/s (konventionelles Modell) verglichen. Die Vergleichsergebnisse werden in Tab. 6.6 dargestellt.

| Modell | u_{ein} [m/s] | \dot{Q} [kW] | ΔP [Pa] | $P_{vent.}$ [kW] |
|--|-----------------|----------------|-----------------|------------------|
| konventionell | 3 | 0,468 | 54,3 | 0,0098 |
| Zickzackförmig | 2 | 0,549 | 38,4 | 0,006 |
| Vergleich (Werte bei der Zickzackform) | - | + 17,3% | -29,3% | -38,7% |

Tab. 6.6: Vergleich zwischen konventionellen und zickzackförmigen Modell

²⁸ In der Praxis werden hier Ventilatoren benutzt, um die Lufteintrittsgeschwindigkeit bzw. die Leistung des Wärmeübertragers zu erhöhen, vgl. Kapitel 2.3.

Trotz der 17,3 % Wärmestromerhöhung bei der Zickzackform, ist hier der Druckverlust ΔP und der Leistungsbedarf $P_{Vent.}$ weniger bis auf 29,3 % bzw. 38,7 % im Vergleich zum konventionellen Modell.

Es ist allerdings zu beachten, dass in diesem Fall die Lamellenzahl bei der Zickzackform (51 Lamellen) nicht viel höher ist, als bei dem konventionellen Prototyp (44 Lamellen). Das ist vor allem von der Lamellendicke abhängig, vgl. Kapitel 5.3. Bei geringerer Lamellendicke vergrößert sich der Unterschied der Lamellenanzahl bei konventioneller und neu entwickelter Auslegung und verbesserte Wärmeübertragungswerte sind zu erwarten. Bei mehreren Rohrreihen bedeutet das nicht unbedingt, dass der Materialverbrauch bei den neu entwickelten Modellen größer ist, als bei adäquaten herkömmlichen Modellen. In diesen Fällen lässt sich die Rohrreihenanzahl bei neu entwickelten Modellen verringern, vgl. Kapitel 5.3.2.

Analog zur dargestellten numerischen Untersuchung im Kapitel 6.2 werden auch diese Prototypen modelliert und untersucht. Die aus den numerischen Berechnungen erhaltenen Ergebnisse werden mit den experimentellen Ergebnissen verglichen und im Anhang (B) dargestellt. Obwohl Abweichungen zwischen den Ergebnissen auftreten, weisen die Modelle während der experimentellen und numerischen Untersuchungen nahezu gleiche Verhältnisse auf. Das ist aus dem quasi parallelen Kurvenverlauf ersichtlich, vgl. Abb. B. 2 - Abb. B. 4. So lässt sich eine gute Übereinstimmung des Verhaltens zwischen vorhandenen und modellierten Wärmeübertragern beweisen. Betrachtet man bspw. die Erhöhungswerte des gewonnenen Wärmestroms und des erforderlichen Leistungsbedarfs im betrachteten Beispiel, so erkennt man die Vorteile effektiver Auslegung bezüglich der Energieeffizienz, vgl. Abb. 6.22.

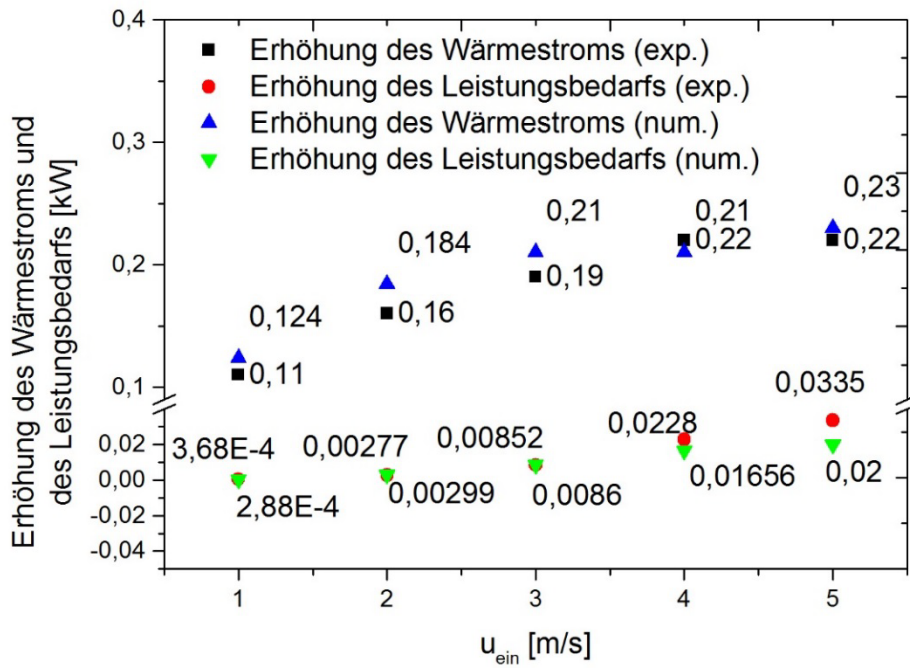


Abb. 6.22: Vergleich der Erhöhung des Wärmestroms und des Leistungsbedarfs

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die bisherigen Entwicklungen der Auslegung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern konzentrierten sich vor allem auf die Änderungen von Dimensionen und Bauformen der Lamellen und Rohre. Zwar können die Wärmeübertragungswerte verbessert werden, aber Nachteile bezüglich des Druckverlustes, Materialverbrauches und der eventuellen zusätzlichen anfallenden Herstellungskosten lassen sich nicht vermeiden. Häufig sind die Entwicklungsmaßnahmen mit einer Vergrößerung der wärmeübertragenden Flächen verbunden. In der vorliegenden Arbeit können diese Nachteile zum größten Teil durch die Entwicklung von neuen Auslegungen reduziert werden. Jedoch erhöht sich dabei die Auslegungskomplexität und das Herstellungsverfahren wird komplizierter, wodurch ggf. höhere Kosten anfallen können. Zieht man die Vorteile der entwickelten Auslegungen (Bspw. Volumen- und Materialersparnisse) in Betracht, so kann die Herstellung neuer Wärmeübertrager auch bei konventionellen Fertigungsverfahren wirtschaftlich sein. Aufgrund der rasanten Entwicklung von additiven Fertigungsverfahren könnten diese in naher Zukunft bei der Herstellung solcher Wärmeübertrager verwendet werden, wobei Zeit- und Kostenaufwände bei der Herstellung kaum von der Komplexität der Bauteile abhängig sind.

Bevor die Eigenschaften konventioneller Lamellenrohr-Wärmeübertrager dargestellt wurden, wurden zunächst in Kapitel 2 die existierenden Bauarten von Wärmeübertragern klassifiziert und weiterhin wesentliche Unterschiede zwischen ihnen erwähnt. Nachfolgend lag die Konzentration auf der Beschreibung der Lamellenrohr-Wärmeübertrager und auf deren Herstellungsmöglichkeiten. Es wurde zwischen herkömmlichen und additiven Fertigungsverfahren unterschieden. Anschließend wurde auf die vorhandenen Veröffentlichungen zur Optimierung von Wärmeübertragern eingegangen. Sie beschränkten sich meist auf die Untersuchung des Einflusses der Strömungsgeschwindigkeit und Geometrieänderung der Lamellen und/oder der Rohre. Die Ergebnisse dieser Recherche wurden zusammengefasst und in Tab. 2.2 veranschaulicht, wobei die Untersuchungsmethoden (experimentell oder numerisch) und die untersuchten Einflussgrößen aufgezeigt wurden. Die Vorteile und Nachteile wesentlicher Untersuchungen zeigte Tab. 2.3.

Da die Untersuchungen von konventionellen und entwickelten Modellen in dieser Arbeit von großer Bedeutung sind, fokussierte Kapitel 3 auf die Erläuterung theoretischer Grundlagen von Modellierungs- und Simulationsverfahren. Zum Zwecke der Validierung wurde der Windkanal beschrieben, mit dem vorhandene Modelle experimentell untersucht werden können.

Eine Diskussion der in Kapitel 2 bzw. Tab. 2.3 dargestellten Vorteile und Nachteile vorhandener Untersuchungen führte dazu, dass die Neigung von Lamellen nach (Sahin, et al., 2007) von großer Bedeutung für eine weitere Untersuchung ist. In diesem Zusammenhang wurden zu Anfang des Kapitels 4 negative Auswirkungen von Lamellenneigung (Reduzierung der Lamellenanzahl und des Ausnutzungsgrades) in Wärmeübertragern mit einer oder n Rohrreihen mathematisch beschrieben, so dass diese nachstehend bei den zu entwickelnden Modellen vermieden werden können. Weiterhin wurden Untersuchungsreihen (Voruntersuchungen) geplant und durchgeführt. In diesem Zusammenhang wurden die Kombination zweier Entwicklungsstrategien anhand eines existierenden Wärmeübertragers und die Verteilung der Wärmeübertragung auf die Lamellenoberflächen untersucht. Die Ergebnisse aller Voruntersuchungen wurden verwendet, um neue effektivere Wärmeübertrager zu entwickeln.

Die Entwicklung effektiver Auslegungen in Kapitel 5 stellt den Kern dieser Arbeit dar. Im Vergleich zu konventionellen Modellen sollten die neuen Auslegungen die folgenden wichtigen Anforderungen berücksichtigen:

- Lufteintritt nicht parallel zu Lamellen (verbesserte Turbulenz)
- Lufteintrittsflächen können konstant bleiben, jedoch die Abstände zwischen Lamellen in den entwickelten Modellen sind geringer als bei konventionellen Modellen (geringfügige Erhöhung der Luftgeschwindigkeit zwischen den Lamellen)
- Ellipsenförmiger Kontakt zwischen Lamellen und Rohren

Unter Berücksichtigung dessen, dass die Außendimensionen und der Materialverbrauch in den entwickelten Modellen nicht erhöht werden soll, wurden dabei zwei Hauptauslegungen entwickelt.

Bei der ersten Auslegung (Lamellenversetzung) werden die beiden ersten oben erwähnten Anforderungen beachtet. Durch die Versetzung und gleichzeitig die parallele Verschiebung der Lamellen zueinander konnten die Turbulenz und die Luftgeschwindigkeit zwischen den Lamellen erhöht werden. Demzufolge nehmen

die Wärmeübertragungswerte zu. Da die Effektivität der unteren Teilstücke der Lamellen in den neuen Modellen weit höher als bei konventionellen Modellen war, wurde vorgeschlagen, auf die oberen Teilstücke der Lamellen, auf deren Oberflächen die Wärmeübertragung am geringsten ist, zu verzichten. Der Wärmeübertragungsverlust wird durch eine Erhöhung der Lamellenanzahl (Lamellenverschiebung, Abstandsverringern) ausgeglichen. Das Volumen und die Materialien (Rohre) im entfallenden oberen Teil des Wärmeübertragers konnten eingespart werden.

Die zweite Auslegung wurde als Zickzackform bezeichnet. In diesem Fall wurden die Lamellen nicht geneigt (wie bei (Sahin, et al., 2007)) sondern die Rohre geändert, so dass die Rohre und Lamellen eine Zickzackform darstellen. Diese neue Anordnung ermöglicht, dass sowohl die Luftgeschwindigkeit und Turbulenz zwischen den Lamellen erhöht werden, als auch dass der ellipsenförmige Kontakt zwischen den Lamellen und Rohren realisiert wird. Die Erfüllung dieser Anforderungen führte zur signifikanten Verbesserung der Wärmeübertragungswerte.

Da die Neigung der Rohre zur Zunahme der Wärmeübertragerhöhe führt, wurde analog zur Auslegung der Lamellenversetzung auf die oberen Teilstücke der Lamellen verzichtet. Das heißt, die Lamellenhöhe und Rohrreihenanzahl reduzieren sich, während die Lamellenanzahl zunimmt. Die Beibehaltung des Gesamtvolumens und die benutzten Lamellenmaterialien und -oberflächen wurden mathematisch beschrieben. Mithilfe der abgeleiteten Gleichungen lassen sich die erforderlichen Dimensionen für die Konstruktion der neuen Auslegung bestimmen. Weiterhin wurden Auslegungsalternativen nach den beiden entwickelten Auslegungen kurz diskutiert.

Wesentliche Eigenschaften der entwickelten Modelle wurden durch numerische und zum Teil experimentelle Untersuchungen eines handelsüblichen Wärmeübertragers und von drei adäquaten entwickelten Auslegungen in Kapitel 6.3 durchgeführt, die als Lamellenversetzung, Zickzackform 1 und Zickzackform 2 bezeichnet wurden. In diesem Zusammenhang wurden in erster Linie Werte der Wärmeübertragung, Druckverluste, Energie- und/oder Materialverbräuche ermittelt und mit denen des handelsüblichen Wärmeübertragers verglichen bzw. diskutiert.

Beispielsweise zeigten die Ergebnisse einer Untersuchungsreihe in Kapitel 6.4, dass sich im Vergleich zum konventionellen Modell bei dem Modell mit Lamellenversetzung die Wärmeübertragung bis zu 20 % erhöht, während bei der Zickzackform 1 und 2 diese Erhöhungen ca. 31,7 % bzw. 57 % betragen. Im

Gegensatz dazu nehmen die Druckverluste leicht zu. Um die negativen Auswirkungen der neu entwickelten Bauformen darzustellen, wurde der gesamte Leistungsbedarf des Ventilators und der Wasserpumpe berechnet und mit den gewonnenen Wärmeströmen verglichen. Dabei wurde festgestellt, dass die Verbesserung der Wärmeübertragungswerte in den neuen entwickelten Modellen sehr viel höher als die Zunahmen der Energieverbräuche ist. Demzufolge nimmt die spezifische Leistung (das Verhältnis zwischen der benötigten Energie und dem gewonnenen Wärmestrom) nur geringfügig zu. So erhöht sich die prozentuale spezifische Leistung im Vergleich zum konventionellen Modell mit 0,53 % beim Modell mit Lamellenversetzung bzw. bei der Zickzackform 1 und Zickzackform 2 auf 0,94 %, 1,20 % bzw. 1,41 %. Fokussieren sich die Untersuchungen auf die Reduzierung des Volumens und des Materialverbrauches bei gleicher Leistung, so weisen die entwickelten Modelle im Vergleich zum konventionellen Modell sehr gute Ergebnisse auf, wobei sich Ersparnisse des Lamellenmaterials bis zu 13% (Lamellenversetzung), 21% (Zickzackform 1) bzw. 39 % (Zickzackform 2) und Ersparnisse des Rohmaterials bis zu 42 %, 47 % bzw. 72 % ergeben. Die Effektivität der neu entwickelten Modelle wurde weiterhin durch die Berechnung der Leistungskennzahl bestätigt.

Da die Herstellung der entwickelten Modelle durch konventionelle Fertigungsverfahren komplizierter als bei konventionellen Modellen sein kann, wurden in Kapitel 6.7 relevante Lösungsansätze vorgeschlagen. Durch das kostengünstige additive Fertigungsverfahren (Rapid Tooling) wurden weiterhin zwei Exemplare für ein konventionelles und ein entwickeltes Modell gefertigt. Die beiden Exemplare wurden numerisch und experimentell untersucht. Ein Vergleich der Ergebnisse zeigte leichte Abweichungen. Allerdings konnten die Vorteile der neuen Auslegungen bewiesen werden.

In der vorliegenden Arbeit wurden die Entwicklungsschritte in ihrer logischen Abfolge beschrieben. Die Untersuchungsergebnisse wurden unmittelbar argumentiert bzw. diskutiert. Für die Herstellung entwickelter Modelle wurden Lösungsansätze im Bereich konventioneller und additiver Fertigungsverfahren vorgeschlagen und kurz beschrieben. Aufgrund der vielfältigen Verbesserungen ihrer Eigenschaften bieten die entwickelten effektiven Wärmeübertrager sehr gute Auslegungsalternativen, die nicht nur wirtschaftlich sein können, sondern auch zur Umweltschonung und Energieeffizienz beitragen können.

Die wichtigsten Perspektiven der neu entwickelten Wärmeübertrager sind eine Erhöhung der Wärmeübertragung und/oder Reduzierung des Materialverbrauchs ohne die Erhöhung der Wärmeübertragungsoberflächen oder der Vergrößerung der Abmaße des Wärmeübertragers vgl. 1.1.

Die Ergebnisse dieser Arbeit wurden in wissenschaftlichen internationalen und nationalen Fachzeitschriften veröffentlicht vgl., (Karmo, et al., 2013 S. 539-550; Karmo, et al., 2015 S. 32-37; Karmo, et al., 2015 S. 2-7). Des Weiteren wurden zwei deutsche Patentanträge eingereicht, vgl. (Karmo, et al., 2013; Karmo, et al., 2013). Die Ergebnisse wurden auf wissenschaftlichen Konferenzen und Tagungen diskutiert, vgl. (Karmo, et al., 2011; Karmo, 2014; Karmo, et al., 2014). Die Erfindungen wurden auf der 64. internationalen Fachmesse iENA (2012) in Nürnberg mit einer Bronzemedaille ausgezeichnet.

A Stoffeigenschaften der Luft sowie der Lamellen- und Rohrmaterialien

In FLUENT-ANSYS werden die Stoffe und ihre Eigenschaften wie folgt definiert:

- Trockene Luft:

Die Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften der Luft wird berücksichtigt. Dabei werden die Eigenschaften spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit und dynamische Viskosität mit einem Polynom 4 Grades vereinbart, vgl. (Glück, 1986):

$$\Phi = A + BT + CT^2 + DT^3$$

| Φ | A | B | C | D |
|-------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|
| C_p [kJ/kgK] | $1,034754 \cdot 10^0$ | $-2,412242 \cdot 10^{-4}$ | $5,427329 \cdot 10^{-7}$ | $-1,521916 \cdot 10^{-10}$ |
| λ [W/m K] | $1,017381 \cdot 10^{-3}$ | $1,010288 \cdot 10^{-4}$ | $-6,930598 \cdot 10^{-8}$ | $5,292884 \cdot 10^{-11}$ |
| μ [kg/ms] | $4,148720 \cdot 10^{-6}$ | $4,914210 \cdot 10^{-8}$ | $-5,994825 \cdot 10^{-12}$ | $-3,382035 \cdot 10^{-15}$ |

Die molare Masse beträgt 28,96 [kg/kmol].

- Lamellen- und Rohrmaterialien:

Für die Lamellen und die Rohre werden folgende konstante Eigenschaften vereinbart:

| | Aluminium | Kupfer |
|---|-----------|--------|
| die Dichte ρ [kg/m ³] | 2700 | 8978 |
| die spezifische Wärmekapazität C_p [kJ/kgK] | 0,879 | 0,381 |
| die Wärmeleitfähigkeit λ [W/m K] | 202,4 | 387,6 |

B Numerische Untersuchung der Prototypen

Die wichtigsten geometrischen Abmessungen bei den numerischen Untersuchungen sind folgende: Die Lamellendicke $\delta_{Lam} = 1,5 \text{ mm}$, der Lamellenabstand $S = 3 \text{ mm}$, der Lamellenabstand $S_1 = S \cdot \sin 45^\circ = 2,12 \text{ mm}$, die Lamellenanzahl in konventionellen und zickzackförmigen Prototypen $N_{Lam} = 44$ bzw. 51, der äußere und innere Rohrdurchmesser $d_a = 19,5 \text{ mm}$ bzw. $d_i = 15,5 \text{ mm}$.

Die Geometrie, das Netz und die Randbedingungen werden mit dem Programm GAMBIT erzeugt. Bei der numerischen Modellierung wird das Turbulenzmodell RNG-k- ϵ angewendet vgl. Kapitel 3.1.1.2. Die Berechnungsgebiete der Prototypen sind in Abb. B. 1 dargestellt.

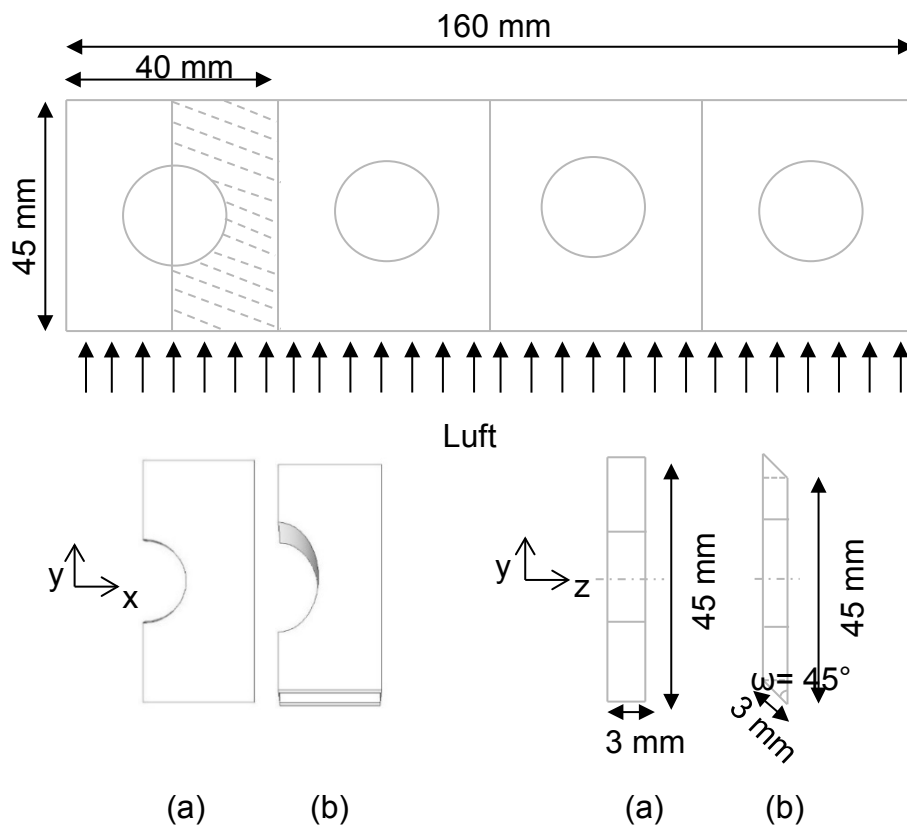


Abb. B. 1: Die untersuchten Modelle und ihr Koordinatensystem:
(a) konventionelles Modell, (b) zickzackförmiges Modell

Die Anströmungsgeschwindigkeiten werden zwischen 1 m/s und 5 m/s variiert. Die gemessenen Eintrittstemperaturen werden vorgegeben. Die Luftgeschwindigkeit und die Eintrittstemperatur werden als konstant angenommen. Die Rohrtemperatur beträgt 313 K und wird konstant gehalten. Die Ergebnisse der Berechnungen werden in gleicher Weise, wie in Kapitel 3.1.3, ausgewertet, vgl. Abb. B. 2 - Abb. B. 4.

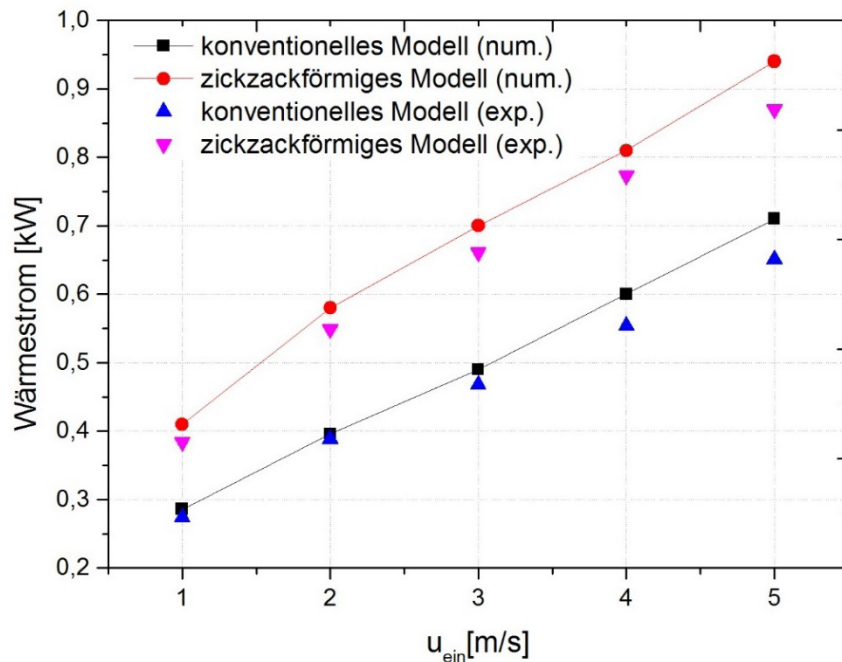


Abb. B. 2: Vergleich der Wärmeströme \dot{Q}

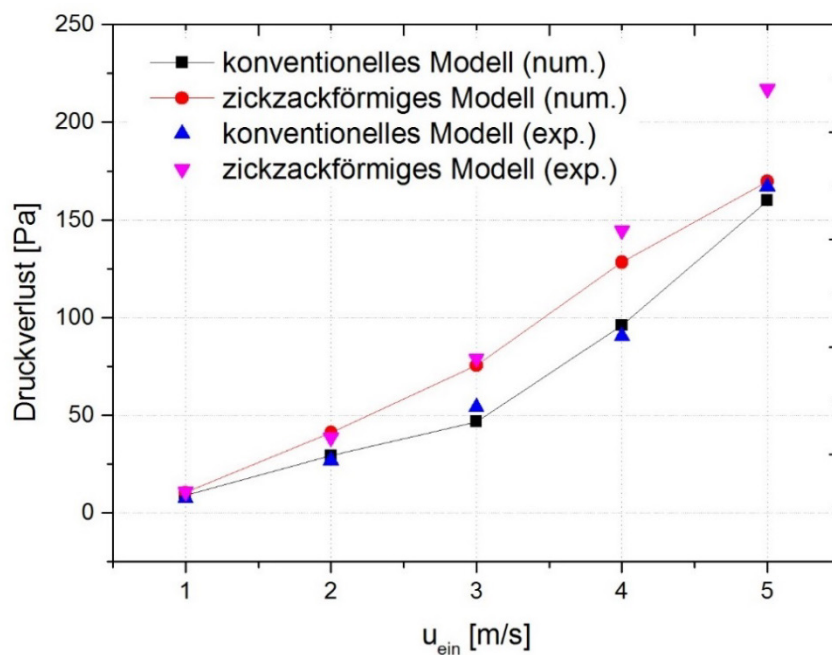


Abb. B. 3: Vergleich der Druckverluste auf der Luftseite ΔP

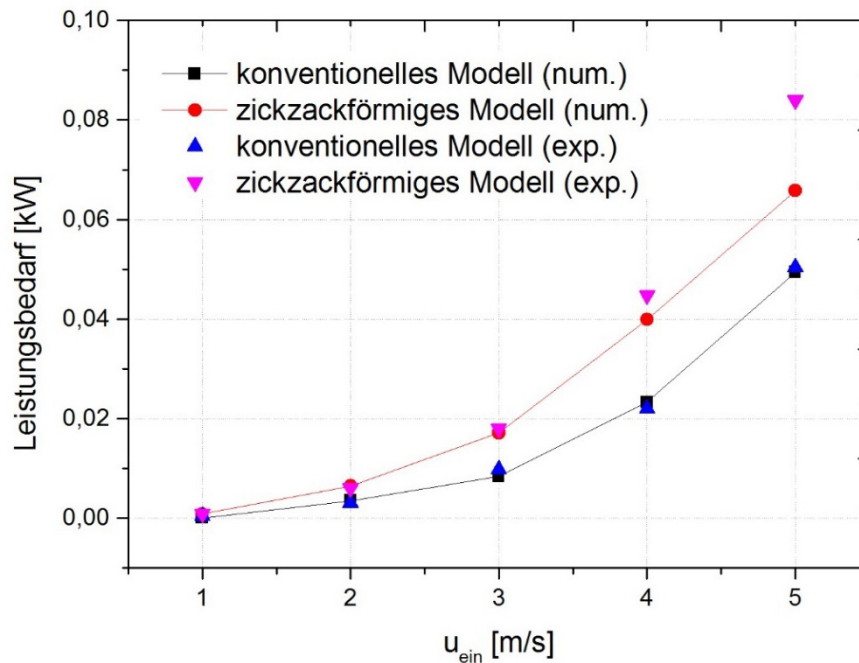


Abb. B. 4: Leistungsbedarf auf der Luftseite P_{Ven} .

Die erhaltenen Ergebnisse zeigen eine Abweichung zwischen den numerischen und experimentellen Untersuchungen. Die Abweichungen liegen beim zickzackförmigen Wärmeübertrager somit zwischen 4,79 % und 8,1 % für Wärmeübertragungswerte und zwischen 1,9 % und 12,6 % für die Druckverluste. Allerdings sind die Abweichungen bei dem konventionellen Wärmeübertrager größer als die Abweichungen bei dem zickzackförmigen Wärmeübertrager. Der Grund dafür kann das verwendete Turbulenzmodell sein.

Wie oben erwähnt wurden die numerischen Untersuchungen unter bestimmten Randbedingungen durchgeführt. Das heißt, dass vor allem die Temperatur der Umgebungsluft konstant ist und die Luftgeschwindigkeiten in allen symmetrischen Abschnitten gleich sind. Weiterhin wird angenommen, dass die Temperatur des Wassers in allen Rohrabschnitten identisch ist. In der Realität wird jedoch das Wasser im Wärmeübertrager ständig abgekühlt, so dass sich unterschiedliche Input- und Output-Temperaturen ergeben. Weiterhin wurde der Konvektionskoeffizient des Wassers nach einer Korrelation für turbulente erzwungene Konvektion berechnet und in Simulationsprogramm als Inputgröße gegeben, vgl. Kapitel 3.1.2.2. Weitere Gründe für die Abweichungen zwischen numerischen und experimentellen Untersuchungen wurden in Kapitel 6.2 erwähnt.

Literaturverzeichnis

- Abu Madi, M., Johns, R. A. und Heikal, M. R. 1998.** Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers. *International journal of refrigeration*. Elsevier Science Ltd and IIR, 1998, Bd. 21(7).
- ANSYS, Inc. 2013.** *FLUENT 15 User's Guide*. Fluent Incorporated. 2013.
- **1998.** *Gambit Modeling, User's Guide*. Fluent Incorporated. 1998.
- Bednarski, C, Buschmann, M. H., Rosenbaum, H. und Summerer, F. 2011.** Expertenfrage, Welches Optimierungspotenzial hat ein Wärmeübertrager?. *KI Kälte und Luft - Klimatechnik*. 2011, Bd. 20, 20-25.
- Böckh, Peter von und Wetzels, Thomas. 2014.** *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*. Berlin, Heidelberg : 5. Auflage, Springer Vieweg, 2014.
- Borrajo-Peláez, R., Ortega-Casanova, J. und Cejudo-López, J.M. 2010.** A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2010, Bde. 30,13, 1608-1615.
- Brauer, H. 1963.** Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln. Teil 1: Versuchsanlagen und Meßergebnisse bei höheren Drücken. *Chemie Ingenieur Technik*. 1963, Bd. 33 (5), 327-335.
- **1961.** Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln. Teil 2: Einfluss der Rippen- und der Rohranordnung. *Chemie Ingenieur Technik*. 1961, Bd. 33 (6), 431-439.
- Culbert, Garry R. 1996.** *Heat Exchanger and manufacturing method*. EP 0 597 801 B1 14. August 1996. Europäisches Patent.
- Daddis, Eugene und Saroka, Mary. 2007.** *Foul-Resistant Finned Tube Condenser*. WO 2007/070059 A1 21. June 2007. Internationales Patent.

- Deutsches Kupferinstitut. 2012.** Die fachgerechte Kupferrohr-Installation: Eigenschaften, Verarbeitung, Verwendung, http://www.kupferinstitut.de/fileadmin/user_upload/kupferinstitut.de/de/Documents/Werkstoffe/Anwendung/Bau/Rohr/i158.pdf. [Online] DKI-i158, September 2012. [Zitat vom: 28. August 2014.]
- Dürand, Dieter; Kuhnd, Thomas; Eisert, Rebecca. 2014.** <http://www.wiwo.de/technologie/forschung/lm-lasergewitter-3d-druck-erobert-die-fabriken/9615600.html>. [Online] "im Lasergewitter. 3D-Druck erobert die Fabriken," *Wirtschaftwoche*, 21. März 2014. [Zitat vom: 13. November 2015.]
- Ehrle, Heinz. 1999.** *Verfahren zur Herstellung eines Wärmeübertragers für brennstoffbeheizte Wassereerhitzer. EP 0933150 A2* 04. August 1999.
- Erek, Aytunç, et al. 2005.** Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier, 2005, Bd. 25, 2421-2431.
- Ferziger, J.H. und Peric, M. 2002.** *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Berlin : third ed., Springer Verlag, 2002.
- Fiebig, M., Chen, Y. und Grosse-Gorgemanna, A. and Mitraa, N. K. 1995.** Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part B: Heat Transfer Reversal by longitudinal Vortex Generators. *Numerical Heat Transfer*. Washington, Taylor & Francis, 1995, Bd. 28(2), 147-155.
- Gebhardt, Andreas. 2013.** *Generative Fertigungsverfahren: Additive Manufacturing und 3D Drucken für Prototyping - Tooling – Produktion*. Aachen : Carl Hanser Fachbuchverlag, 2013.
- Gersten, K. 1992.** *Einführung in die Strömungsmechanik*. Braunschweig : Vieweg, 1992.
- Geskes, Peter, Barwig, Jürgen und Ruckwied, Jens. 2008.** *Heat Exchanger. WO 2008/058734 A1* 22. Mai 2008. Internationales Patent.
- Ghiani, Franco. 2008.** *Wärmetauscher sowie Wärmetauscherrohr. DE 10 2008 020 230 30*. Oktober 2008. Deutsches Patent, offengelegt am 30. Oktober.2008.

- Glück, Bernd. 1986.** *Zustands- und Stoffwerte Wasser Dampf Luft Verbrennungsrechnung. Bausteine der Heizungstechnik Berechnung Software.* Berlin : VEB Verlag für Bauwesen, 1986.
- Grammling, Franz j. 1985.** *Luftkühler und Wärmerückgewinner: Untersuchungen zum Minimieren des Versuchsaufwandes bei Prüfverfahren.* Stuttgart : Contract AIF-5661, 1985.
- Griebel, Michael, Dornseifer, Thomas und Neunhoeffler, Tilman. 1998.** *Numerical Simulation in Fluid Dynamics.* United States : society for industrial and applied mathematics, 1998.
- Grosse-Gorgemann, A., Chen, Y. und Fiebig, M., Mitra, N. K. 1995.** Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube, Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal. *Numerical Heat Transfer.* Washington, DC : Taylor & Francis, 1995, Bd. 28(2), 133-146.
- Guntermann, Thomas. 1992.** *Dreidimensionale stationäre und selbsterregtschwingende Strömungs- und Temperaturfelder in Hochleistungs-Wärmeübertragern mit Wirbelerzeugern. zugl.: Dissertation, Ruhr-Universität. Bochum.* 1992.
- Hamm, Hubert. 2002.** *Method for Producing Heat Exchangers in a Sintering Method.* WO 02/103271 A1 27. Dezember 2002. Internationales Patent.
- Hell, F. 1982.** *Grundlagen der Wärmeübertragung .* Düsseldorf : VDI- Verlag , 1982.
- Hewitt, G.F. 1990.** *Hemisphere handbook of heat exchanger design.* New York : Hemisphere Verlag , 1990.
- Incropera, Frank P. und DeWitt, David P. 1985.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* New York : Second Ed. John Wiley and Sons, 1985.
- Jang, J.-Y. und Yang, J.-Y. 1998.** Experimental and 3-D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering.* 1998, Bd. 19, 55-67.
- Jansson, Gosta, Wadell, Berndt und Jakobsson, Per-Olof. 1990.** *Method of making a coated heat exchanger with tubes and fins .* US4970770 A 20. November 1990.

- Jiing-Juh Jang, Mu-cheng Wu, Wen-Jeng Chang. 1996.** Numerical and Experimental studies of Three-Dimensional Plate-Fin and Tube Heat Exchangers. *Heat Mass Transfer*. 1996, Bd. 39(14), 3057-3066.
- Kakac, S. und Yener, Y. 1995.** *Convective Heat Transfer*. Boca Raton : (second ed.) CRC Press, 1995.
- Kaminski, Sike und Groß, Ulrich. 2000.** Luftseitiger Wärmeübergang und Druckverlust in Lamellenrohr-Wärmeübertragern. *KI Luft-und Kältetechnik*. 2000, Bd. 36(1), 13-18.
- Kaminski, Silke. 2002.** *Numerische Simulation der Luftseitigen Strömungs- und Wärmetransportvorgänge in Lamellenrohr-Wärmeübertrager*. zugl.: *Disseration, Universität Bergakademie Freiberg*. 2002.
- Kari, Stephan und Mitrović, Jovan. 1984.** Maßnahmen zur Intensivierung des Wärmeübergangs. *Chem.-Ing.-Tech*. 1984, Bd. 56.
- Karmo, Diala. 2014.** *Efficient Heat Transfer Design*. Ilmenau : 7th European Postgraduate Fluid Dynamics Conference, Juli , 2014.
- Karmo, Diala und Ajib, Salman. 2011.** *Untersuchung der Einflüsse der Lamellenformen auf die Wärmeübertragungseigenschaften eines Trockenkühlturms*. Aachen : Deutsche Kälte-Klima-Tagung, November, 2011.
- **2014.** *Auslegung und Untersuchung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit verbesserter Wärmeübertragung*. Düsseldorf : Deutsche Kälte-Klima-Tagung, November , 2014.
- **2015.** *Auslegung und Untersuchung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit verbesserter Wärmeübertragung, Teil 1*. *KI - Kälte, Luft, Klimatechnik*. Heidelberg : Hüthig, 2015, Bd. 51(3), 32-37.
- **2015.** *Auslegung und Untersuchung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit verbesserter Wärmeübertragung, Teil 2*. *KI - Kälte, Luft, Klimatechnik*. Heidelberg : Hüthig, 2015, Bd. 51(4), 2-7.
- Karmo, Diala und Al Khateeb, Ayman. 2013.** *Lamellen-Rohr-Wärmetauscher mit verbesserter Wärmeübertragung*. 10 2012 007 570.A1 DE, 17. Oktober 2013.

—. **2013.** *Lamellen-Rohr-Wärmetauscher mit verbesserter Wärmeübertragung.* 10 2012 007 063.A1 DE, 10. Oktober 2013.

Karmo, Diala, Ajib, Salma und Al Khateeb, Ayman. 2013. New method for designing an effective finned heat exchanger. *Applied Thermal Engineering.* 2013, Bd. 51, 539-550.

Kays, W. M. und London, A. L. 1984. *Compact Heat Exchangers.* New York : 3rd edition. McGraw-Hill, 1984.

—. **1973.** *Hochleistungs Wärmeübertrager.* Berlin : Akademie- Verlag, 1973.

Laurien, Eckart und Oertel jr., Herbert. 2013. *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit.* Stuttgart und Göttingen : Springer Vieweg, 5. Auflage, 2013.

Lecheler, Stefan. 2011. *Numerische Strömungsberechnung.* Wiesbaden : Springer Fachmedien GmbH 2. Auflage, 2011.

Manole, Dan M. 2004. *Heat exchanger having non-perpendicularly aligned heat transfer elements.* US006793010B1 USA, 21. September 2004.

Marek, Rudi und Nitsche, Klaus. 2012. *Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben.* München : Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl., 2012.

Matsushima, Hitoshi, Uchida, Mari und Aoyama, Mitsugu. 2003. *Laminated Heat Exchanger and Refrigeration Cycle.* US 6,640,579 B2 04. November 2003. United States Patent.

Meier, Klaus Richard. 2013. *Optimierung von Lamellenrohr-Wärmeübertragern durch die Versetzung der Lamellen.* Bachelor Arbeit, Ilmenau, Techn. Uni. 2013.

Mendez, R. R., Sen, M., Yang, K. T. and McClain, R. Oktober 2000. Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* Oktober 2000, Bd. 43(1), 39-51.

Oertel Jr., Herbert, Böhle, Martin und Reviol, Thomas. 2011.

Strömungsmechanik: Grundlagen - Grundgleichungen - Lösungsmethoden - Softwarebeispiele. Wiesbaden : 6. Auflag, Spriner Fachmedien GmbH, 2011.

Orsag, Steven A., Staroselsky, I. und Flannery, W. S. 1996. *Introduction to Renormalization Group Modeling of Turbulence.* In Gatski, T. B.; Youseff Hussaini, M; Lumley, J. L. (Hrsg) *Simulation and Modeling of Turbulent Flows.* New York : Oxford University Press, 1996.

Özisik, M.N. 1985. *Heat Transfer: A Basic Approach.* (International Ed.) : McGraw-Hill Book Company, 1985.

Panse, Satchit Pradip. 2005. *A numerical investigation of Thermal-Hydraulic characteristics in three dimensional Plate and wavy fin-tube heat exchanger for laminar and Transitional flow regimes.* zugl.: *Disseration, Universität Montana State.* 2005.

Patankar, S.V. 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.* New York : Hemisphere Publishing Corp., 1980.

Plank, Rodolf. 1988. *Handbuch der Kältetechnik.* Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 1988.

Polifke, Wolfgang und Kopitz, Jan. 2009. *Wärmeübertragung.* München : Pearson Education, 2., aktualisierte Auflage, Maschinenbau, 2009.

Réz, István. 2004. *Numerische Untersuchung des luftseitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmübertragern mit verschiedenen Rohrformenr.* zugl.; *Disseration, Universität Bergakademie Freiberg.* 2004.

Saboya, F. E. M und Sparrow, E. M. 1976. Experiments on a Three-Row Fin and Tube Heat Exchanger. *ASME Journal of Het Transfer.* 1976, Bd. 8(3), 520-522.

Saboya, F. E. M. und Sparrow, E. M. 1976. Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations. *ASME Journal of Heat Transfer.* 1976, Bd. 19(1), 41-49.

- Sahin, H., Dal, A. R. und Baysal, E. 2007.** 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2007, Bd. 27, 1806-1817.
- Schmitz, Rudolf. 1957.** *Verfahren zum Befestigen von Lamellen auf Rohren. DE 1008691 B 07.* november 1957.
- Schnell, Heinz. 1994.** *Wärmeaustauscher, Energieeinsparung durch Optimierung von Wärmeprozessen. Wissenschaftlich-technische Beratung: Schnell, Heinz. Zusammenstellung und Bearbeitung: Thier, Bernd.* Essen : 2. Ausgabe. Vulkan- Verlag Essen, 1994.
- Schüz, G. und Kottke, V. 1993.** Örtlicher Wärmeübergang und örtliche Wärmeströme in Rippenrohr-Wärmeübertragern. *Chemie Ingenieur Technik*. 1993, Bd. 65(2), 195-197.
- Schüz, Gerhard. 1992.** *Wärmeübergangs- und Temperaturverteilungen an querangeströmten Rippenrohr.zugl.: Disseration, Universität Stuttgart.* 1992.
- Schwarze, Rüdiger. 2013.** *CFD Modellierung: Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen.* Berlin Heidelberg : Springer- Verlag, 2013.
- Shah, R. K. 1975.** Perforated Heat Exchanger Surfaces: Part 2. *Heat Transfer and Flow Friction Characteristics.* American Society of Mechanical Engineers, 1975, 75-WA/HT-9.
- Shah, R. K. und London, A. L. 1978.** Laminar Flow in Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data. *Advances in Heat Transfer.* Academic Press New York, 1978.
- Shen, J., Gu, W. und Zhang, Y. 1987.** An Investigation on the Heat Transfer Augmentation and Friction Loss Performances of Plate-Perforated Fin Surfaces. *Heat Transfer Science and Technology.* Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C., 1987.
- Tao, Y.B., et al. 2007.** Tree-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchanger and field synergy Principle analysis. *International journal of heat and mass transfer.* Elsevier, 2007, Bd. 50(5).

- Tiggelbeck, S. 1990.** *Experimentelle Untersuchungen an Kanalströmungen mit Einzel- und Doppel-Wirbelerzeuger-Reihen für den Einsatz in kompakten Wärmetauschern.* zugl.: Disseration, Ruhr-Universität. Bochum. 1990.
- Truckenbrodt, E. 1992.** *Fluidmechanik 1992.* Berlin : Springer Verlag , 1992.
- Tull, Robert H. 1950.** *Shell and Tube Heat Exchanger having Zigzag Tubes.* US 2,519,084 15. August 1950. United States Patent.
- Uhlig, Helge. 1978.** *Untersuchungen zum Betriebsverhalten hochberippter Lamellenrohr- Kühler in der Klimatechnik.* Aachen : Stippak, 1978.
- Umeda, S. und Yang, W.-J. 1999.** Interaction of von Karman vortices and intersecting main streams in staggered. *Experiments in Fluids.* Springer Verlag, 1999, Bd. 26, 1979, S. 389-396.
- VDI-Wärmeatlas. 1997.** *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.* Berlin : 8. Auflage Springer Verlag, 1997.
- **2002.** *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Druckverlust bei der Strömung durch Leitungen mit Querschnittsänderung.* Berlin : 9. Auflage, Springer Verlag, 2002.
- Wagner, Walter. 2009.** *Wärmeaustauscher: Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate.* Würzburg : Vogel-Buchverlag, 2009.
- **1999.** *Wärmeaustauscher: Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate .* Würzburg : Vogel Buchverlag, 1999.
- Wang, C. C., Chang, Y. J., Hsieh, Y. C. and Lin, Y. T. 1996.** Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. *International Journal of Refrigeration.* 1996, Bd. 19(4), 223-230.
- Webb, R. L. 1987.** *Kapitel 17, Handbook of Single-Phase Heat Transfer,* Kakac, S.; Shah,, R. K.; Aung, W. New York : John Wiley & Sons, 1987.
- Wieting, A. R. 1975.** Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset Fin Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer.* 1975, Bd. 97(3), 488-490.

- Yakhot, V., et al. 1992.** Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A*. Vol. 4, Nr. 7, 1992.
- Yan, W.-M. und Sheen, P.-J. 2000.** Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers, part II. *Correlation. Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. 2000, Bd. 43, 1651-1659.
- Zäh, Michael F. 2006.** *Wirtschaftliche Fertigung mit Rapid-Technologien: Anwender-Leitfaden zur Auswahl geeigneter Verfahren*. München : Carl Hanser Verlag, 2006.
- Zukauskas, A. 1987.** Heat Transfer Form a Tubes in Crossflow. *Advance in Heat Transfer*. 1987, Bd. 18(2).

