

## Masterarbeit

# Alternativer Wärmeübertrager für Brennwertgeräte

erstellt am

**Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik**

in freundlicher Zusammenarbeit mit

**Hoval Aktiengesellschaft Liechtenstein**

**Vorgelegt von:**

Marcel Walter Wais, BSc.

Matr.Nr.: 0835178

**Betreuer vom Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik:**

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Harald Raupenstrauch

Dipl.-Ing. Dr. mont. Andreas Hammer

**Betreuer bei Hoval Aktiengesellschaft Liechtenstein:**

Ing. DI (FH) MSc. Markus Telian

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

## **AFFIDAVIT**

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

---

Ort/Datum

---

Unterschrift

## Danksagung

Ich möchte mich recht herzlich bei Herrn Andreas Hammer für die Möglichkeit bedanken, diese Abschlussarbeit am Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik an der Montanuniversität Leoben zu verfassen. Zudem danke ich ihm für die sorgfältige Unterstützung und unkomplizierte Betreuung meiner Arbeit.

Weiterer Dank gilt der Abteilung Forschung und Entwicklung der Firma Hoval in Liechtenstein, vor allem Herrn Markus Telian, der diese Arbeit möglich gemacht, gefördert und eingehend betreut hat. Georg Jäger möchte ich für die kritische und konstruktive Zusammenarbeit, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat, danken. Ebenso bedanke ich mich bei Gerhard Werle für die Betreuung der Versuchsdurchführung am Prüfstand und für die vielen lehrreichen Gespräche.

Meinen Eltern gebührt Dank, da sie während meines Studiums nicht nur finanziell, sondern vor allem auch emotional immer für mich da waren.

Abschließend danke ich meiner Freundin, die mich während des ganzen Studiums trotz großer Entfernung unterstützt und viel Zeit in die Korrektur meiner Arbeit investiert hat.

## Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird für die geeignete Auswahl und Auslegung von Rohr-Wärmeübertragern ein Berechnungsmodell entwickelt und durch Prüfversuche verifiziert. Mit dem erarbeiteten und in VBA programmierten Berechnungsmodell können für Rohr-Wärmeübertrager Abgasaustrittstemperaturen abgeschätzt werden. Auf Grundlage der Berechnungen und der Versuche werden die von der Firma Hoval patentierten aluFer®-Wärmeübertrager für Brennwertgeräte sowie Wärmeübertrager mit Sicken miteinander verglichen und bewertet. Dafür werden die charakteristischen Längen, die für zu berechnende Wärmeübertrager bedeutend sind, für beide Wärmeübertrager definiert. Ziel ist es, eine Alternative für den bestehenden aluFer®-Wärmeübertrager zu finden.

Den aluFer®-Wärmeübertrager durch einen Wärmeübertrager mit Sicken zu ersetzen erscheint allerdings aufgrund der geringeren Wärmeübertragung nicht zweckmäßig. In der Kombination der beiden Wärmeübertrager konnte eine erfolgversprechende Alternative gefunden werden. Erste Berechnungen mit dem entwickelten Berechnungsmodell und Versuche zeigen zuversichtliche Ergebnisse. Bevor aber ein Kombinations-Wärmeübertrager gebaut werden kann, müssen noch die hohen Druckverluste durch Verwendung einer anderen Sickenform reduziert werden.

## Abstract

In the present work a computational model is being developed and corroborated by verification tests for the proper selection and design of tubular heat exchangers. Exhaust outlet temperatures can be estimated by the developed calculation model, which is programmed in VBA. Based on the calculations and the experiments, the aluFer® heat exchangers patented by Hoval for condensing boilers and heat exchangers with beads are being compared and evaluated. Therefore, the characteristic lengths for both heat exchangers are being defined due to the importance to calculate the heat exchangers. The objective is to find an alternative heat exchanger for the existing aluFer® heat exchangers.

It does not seem appropriate to replace the aluFer® heat exchangers with heat exchangers with beads because of their lower heat transfer. The combination of the two heat exchangers results in a promising alternative. First calculations based on the developed calculation model and experiments have shown reliable results. However, before a combined heat exchanger can be built, the high pressure losses must be reduced by other beadshapes.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>V</b>
<b>Allgemeine Formelzeichen .....</b>	<b>VIII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>X</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation .....	3
1.2 Ziel .....	4
1.3 Motivation .....	5
<b>2 Brennwerttechnik .....</b>	<b>6</b>
2.1 Brennwert und Heizwert .....	7
2.2 Brennwertnutzung .....	8
2.2.1 Abgas-Taupunkttemperatur .....	9
2.2.1.1 Berechnung der Abgas-Taupunkttemperatur .....	10
2.2.2 Korrosion .....	12
2.3 Brennwertgeräte von Hoval .....	12
<b>3 Grundlagen der Wärmeübertragung .....</b>	<b>14</b>
3.1 Arten der Wärmeübertragung .....	15
3.1.1 Wärmeleitung .....	16
3.1.2 Konvektiver Wärmeübergang .....	18
3.1.2.1 Arten des konvektiven Wärmeübergangs .....	19

3.1.2.2	Wärmeübergangskoeffizient .....	21
3.1.2.3	Ähnlichkeitstheorie .....	22
3.2	Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre, Nußelt-Beziehungen.....	25
3.2.1	Laminare Strömung .....	27
3.2.2	Turbulente Strömung.....	29
3.2.3	Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung .....	31
3.3	Wärmeübertrager .....	32
3.3.1	Bauarten und Stromführungen.....	33
<b>4</b>	<b>Berechnung von Stoffwerten .....</b>	<b>35</b>
4.1	Dichte $\rho$ .....	36
4.2	Spezifische Wärmekapazität $c_p$ .....	36
4.3	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ .....	37
4.4	Viskosität $\eta, \nu$ .....	38
<b>5</b>	<b>Beschreibung des Berechnungsmodells.....</b>	<b>40</b>
5.1	Eingangsparameter für die Berechnung.....	42
5.1.1	Charakteristische Länge.....	42
5.2	Schritte der Berechnung.....	43
5.2.1	Ermittlung der mittleren Temperatur $\vartheta_M$ und der Stoffwerte .....	43
5.2.2	Ermittlung des Volumenstroms $V$ und der Gasgeschwindigkeit $w$ .....	44
5.2.3	Ermittlung der dimensionslosen Kennzahlen $Re, Pr, Nu$ und des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha$ .....	44
5.2.4	Ermittlung des Wärmestroms $Q$ .....	45
5.2.5	Ermittlung der Austrittstemperatur $\vartheta_A$ .....	45
<b>6</b>	<b>Versuchsaufbau und -durchführung.....</b>	<b>47</b>
6.1	Aufbau der Versuche .....	47
6.2	Versuchsdurchführung.....	50
<b>7</b>	<b>Messungen und Berechnungen .....</b>	<b>52</b>
7.1	AluFer®-Wärmeübertrager.....	52
7.1.1	Messungen .....	53
7.1.2	Berechnungen und Ergebnisse.....	56
7.1.2.1	Charakteristische Länge.....	57
7.1.2.2	Nußelt-Beziehung .....	58
7.1.2.3	Austrittstemperaturen.....	59

7.1.2.4	Wärmestrom.....	60
7.2	Wärmeübertrager mit Sicken .....	62
7.2.1	Messungen .....	63
7.2.2	Berechnungen und Ergebnisse.....	65
7.2.2.1	Charakteristische Länge.....	65
7.2.2.2	Nußelt-Beziehung .....	66
7.2.2.3	Austrittstemperaturen.....	67
7.2.2.4	Wärmestrom.....	68
7.3	Vergleich der Wärmeübertrager .....	70
7.3.1	Austrittstemperaturen und Wärmeströme .....	70
7.3.2	Druckverlust .....	72
7.4	Schlussfolgerung.....	73
<b>8</b>	<b>Fazit und Ausblick .....</b>	<b>75</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>77</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>80</b>



# Allgemeine Formelzeichen

## Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Erläuterung
$A$	m	Fläche
$a$	m <sup>2</sup> /s	Temperaturleitfähigkeit
$c_p$	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$D$	m	Durchmesser
$d_i$	m	charakteristische Länge
$H_o$	kJ/kg	Brennwert
$H_u$	kJ/kg	Heizwert
$h$	J/kg	Spezifische Enthalpie
$L$	m	Länge
$M$	g/mol	molare Masse
$\dot{m}$	kg/h	Massenstrom
$p$	Pa	Druck
$Q$	kW	Wärmebelastung
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{q}$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte
$R$	m	Radius
$T$	K	Absoluttemperatur
$t$	s	Zeit
$t_\tau$	K	Taupunkttemperatur
$U$	m	Umfang
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom
$\dot{W}$	J/sm <sup>2</sup>	Leistungsdichte
$w$	m/s	Geschwindigkeit
$x$	-	Koordinate

---

**Griechische Buchstaben**


---

Symbol	Einheit	Erläuterung
$\alpha$	W/Km <sup>2</sup>	Wärmeübergangskoeffizient
$\nu$	-	Intermittenzfaktor
$\delta$	m	Grenzschichtdicke
$\zeta$	-	Widerstandsbeiwert
$\eta$	kg/ms	Dynamische Viskosität
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\Delta\vartheta_{ln}$	°C	Logarithmische Temperaturdifferenz
$\lambda$	W/Km	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_L$	-	Luftverhältniszahl
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\Xi$	-	Massenanteil
$\varrho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\Phi_{\text{Komponente}}$	-	Volumenanteil

**Dimensionslose Kennzahlen**


---

Symbol/Formel	Name
$Nu = \alpha l / \lambda$	Nußelt-Zahl
$Pr = \nu / a$	Prandtl-Zahl
$Re = w l / \nu$	Reynolds-Zahl

**Konstanten**


---

Symbol/Wert	Einheit	Erläuterung
$\tilde{R} = 8,3144$	J/molK	allgemeine Gaskonstante

# Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 1-1:</b> Nahaufnahme vom aluFer®-Wärmeübertrager [10] .....	3
<b>Abbildung 1-2:</b> Alternatives Wärmeübertragerstahlrohr mit Sicken .....	4
<b>Abbildung 2-1:</b> Prinzip der Brennwerttechnik [9] .....	6
<b>Abbildung 2-2:</b> Gaskesselwirkungsgrad bezogen auf den Heizwert ( $H_u$ ) [13] bei $\lambda_L \sim 1,65$ [18] .....	9
<b>Abbildung 2-3:</b> Vergleich der Brennwertnutzung bei unterschiedlichen Vorlauf-/Rücklauftemperaturen [14]..	10
<b>Abbildung 2-4:</b> Wasserdampftaupunkt der Abgase bei verschiedenen Luftüberschusszahlen [18] .....	11
<b>Abbildung 2-5:</b> Schnittbild eines UltraGas®-Brennwertkessels von Hoval [9] .....	13
<b>Abbildung 3-1:</b> Wärmeleitfähigkeit verschiedener Stoffe in Abhängigkeit von der Temperatur [21] .....	18
<b>Abbildung 3-2:</b> Erzwungene Konvektion bei der horizontalen Platte [25].....	19
<b>Abbildung 3-3:</b> Freie Konvektion an der vertikalen Platte [25].....	20
<b>Abbildung 3-4:</b> Geschwindigkeitsprofil und Grenzschicht der laminaren Rohrströmung, vgl. [23] .....	27
<b>Abbildung 3-5:</b> Verlauf der Wandtemperatur $\vartheta_W$ und der Fluidtemperatur $\vartheta_F$ in Abhängigkeit der Rohrkoordinate $x$ .....	28
<b>Abbildung 3-6:</b> Symbole für Wärmeübertrager in Schaltbildern wärmetechnischer Anlagen [6] .....	32
<b>Abbildung 3-7:</b> Fluidtemperaturverläufe in einem Doppelrohr-Wärmeübertrager. a) Gegenstromführung, b) Gleichstromführung, vgl. [23] .....	34
<b>Abbildung 5-1:</b> Schema des Berechnungsmodells.....	41
<b>Abbildung 6-1:</b> Schematische Skizze des Wärmeübertragersystems .....	47
<b>Abbildung 6-2:</b> Foto des Versuchsaufbaus .....	48
<b>Abbildung 6-3:</b> Schaltbild des Versuchsaufbaus .....	49
<b>Abbildung 6-4:</b> Skizze des Prüfstands mit unterschiedlichen aluFer®-Längen .....	49
<b>Abbildung 7-1:</b> aluFer®-Wärmeübertrager [9].....	53
<b>Abbildung 7-2:</b> Querschnittsfläche und 3D-Zeichnung eines Aluminium-Halbprofils .....	53
<b>Abbildung 7-3:</b> Sechs Rohre mit unterschiedlich langen aluFer®-Einsätzen.....	54
<b>Abbildung 7-4:</b> Messpunkte bei verschiedenen aluFer®-Längen.....	54
<b>Abbildung 7-5:</b> Abgas-Eintrittstemperaturen für die aluFer®-Wärmeübertrager bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	55

<b>Abbildung 7-6:</b> Abgas-Eintrittstemperaturen für die aluFer®-Wärmeübertrager bei $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	55
<b>Abbildung 7-7:</b> Vergleich der berechneten Austrittstemperaturen bei verschiedenen $d_i$ mit den gemessenen Austrittstemperaturen .....	57
<b>Abbildung 7-8:</b> Vergleich der Austrittstemperaturen bei verschiedenen Nußelt-Zahlen und $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	58
<b>Abbildung 7-9:</b> Vergleich - Austrittstemperaturen gemessen und Austrittstemperaturen berechnet bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	59
<b>Abbildung 7-10:</b> Vergleich - Austrittstemperatur gemessen und Austrittstemperatur berechnet bei $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	60
<b>Abbildung 7-11:</b> Wärmeströme für unterschiedliche aluFer®-Längen bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	60
<b>Abbildung 7-12:</b> Wärmeströme für unterschiedliche aluFer®-Längen bei $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	61
<b>Abbildung 7-13:</b> Alternativer Wärmeübertrager mit Sicken.....	62
<b>Abbildung 7-14:</b> Innenansicht des Rohres mit Sicken.....	63
<b>Abbildung 7-15:</b> Drei Rohre mit einer unterschiedlichen Anzahl an Sicken.....	63
<b>Abbildung 7-16:</b> Messpunkte bei unterschiedlicher Anzahl an Sicken .....	63
<b>Abbildung 7-17:</b> Abgas-Eintrittstemperaturen für die Wärmeübertrager mit Sicken.....	64
<b>Abbildung 7-18:</b> Vergleich der berechneten Austrittstemperaturen bei verschiedenen $d_i$ mit den gemessenen Austrittstemperaturen .....	66
<b>Abbildung 7-19:</b> Vergleich der Austrittstemperaturen bei verschiedenen Nußelt-Zahlen und $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	67
<b>Abbildung 7-20:</b> Vergleich - Austrittstemperaturen gemessen und Austrittstemperaturen berechnet bei konstantem $d_i$ .....	68
<b>Abbildung 7-21:</b> Vergleich - Austrittstemperaturen gemessen und Austrittstemperaturen berechnet bei variablen $d_i$ nach <b>Tabelle 13</b> .....	68
<b>Abbildung 7-22:</b> Wärmeströme für unterschiedliche Anzahl an Sicken bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	69
<b>Abbildung 7-23:</b> Wärmeströme für unterschiedliche Anzahl an Sicken bei $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	69
<b>Abbildung 7-24:</b> Austrittstemperaturen verschiedener Wärmeübertrager .....	71
<b>Abbildung 7-25:</b> Vergleich der Austrittstemperaturen bei aluFer®-Längen von 0,3 m und 0,2 m und Rohren mit 2 und 3 Sicken.....	71
<b>Abbildung 7-26:</b> Vergleich der Wärmeströme bei aluFer®-Längen von 0,3 m und 0,2 m und Rohren mit 2 und 3 Sicken .....	72
<b>Abbildung 7-27:</b> Druckverluste verschiedener Wärmeübertrager .....	73
<b>Abbildung 7-28:</b> Berechnete und gemessene Austrittstemperaturen für einen Wärmeübertrager mit drei Sicken und 0,1 m aluFer® .....	74
<b>Abbildung 7-29:</b> Austrittstemperaturen für verschiedene Kombinationen aus aluFer® und Sicken.....	74

# Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1:</b> Spezifische Wärmekapazität - Koeffizienten für Gleichung (4-4), vgl. [8].....	37
<b>Tabelle 2:</b> Wärmeleitfähigkeit - Koeffizienten für Gleichung (4-6), vgl. [8] .....	38
<b>Tabelle 3:</b> Dynamische Viskosität - Koeffizienten für Gleichung (4-8), vgl. [8].....	39
<b>Tabelle 4:</b> Eingangsparameter für die Berechnung .....	42
<b>Tabelle 5:</b> Abgaszusammensetzung bei Erdgas-Verbrennung bei $\lambda_L = 1,3$ .....	44
<b>Tabelle 6:</b> Liste der zu messenden Daten .....	48
<b>Tabelle 7:</b> Versuchsnummer der verschiedenen aluFer®-Längen .....	54
<b>Tabelle 8:</b> Geometrische Größen bei verschiedenen aluFer®-Rohrlängen .....	56
<b>Tabelle 9:</b> Vergleich der charakteristischen Länge $d_i$ nach Gleichung (5-2) und (5-3).....	57
<b>Tabelle 10:</b> Versuchsnummern der verschiedenen Sicken-Rohre .....	64
<b>Tabelle 11:</b> Geometrische Größen bei unterschiedlicher Anzahl an Sicken .....	65
<b>Tabelle 12:</b> Vergleich der charakteristischen Länge $d_i$ nach (5-2) und (5-3) .....	65
<b>Tabelle 13:</b> $d_i$ unterschiedlicher Sickenanzahl .....	66
<b>Tabelle 14:</b> Eingangsparameter für den Vergleich der Wärmeübertrager.....	70
<b>Tabelle 15:</b> Messdaten für aluFer®-Wärmeübertrager bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	81
<b>Tabelle 16:</b> Messdaten für aluFer®-Wärmeübertrager bei $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	82
<b>Tabelle 17:</b> Messdaten für Wärmeübertrager mit Sicken bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ und $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	83
<b>Tabelle 18:</b> Rechenergebnisse für aluFer®-Wärmeübertrager bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	84
<b>Tabelle 19:</b> Rechenergebnisse für aluFer®-Wärmeübertrager bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ .....	85
<b>Tabelle 20:</b> Rechenergebnisse für Wärmeübertrager mit Sicken bei $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ und $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ .....	86
<b>Tabelle 21:</b> Rechenergebnisse für verschiedene Wärmeübertrager bei gleichen Eingangsparametern.....	87

# 1 Einleitung

Thermische Apparate wie Wärmeübertrager<sup>1</sup> werden in sehr vielen Industriebereichen eingesetzt. Sie verdienen deshalb und auch aufgrund immer steigender Energiekosten bei der wirtschaftlichen Wärmenutzung besondere Beachtung [1]. Das Thema Energieeffizienz ist dabei eine der zentralen Herausforderungen für die europäische Klimapolitik. Der sparsame Umgang mit Energie muss angesichts Klimaschutzzielen, begrenzter Ressourcen und steigender Energiepreise gewährleistet sein. Energieeffizienz schafft die Möglichkeit einer Win-Win-Win-Situation: Erhöhung der Wettbewerbsfähigkeit, Entlastung von Energiekosten, und die Schonung der Umwelt [2].

Die Verringerung der Umweltbelastung durch Verbrennungsprodukte wie Rauchgasen wird immer bedeutsamer und elementarer. Wesentlich sind dabei die Wärmeübertrager. Sie machen Energie nutzbar, die sonst mit dem Abgas ungenutzt in die Atmosphäre entweichen würde [3]. Moderne Heizkesselkonstruktionen sollen vor allem den Brennstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen reduzieren. Beides ist gleichzeitig durch die Erhöhung der Wirkungs- und Nutzungsgrade der Wärmeerzeuger zu erreichen [4]. Durch Verbesserungen der Wärmedämmung, eine optimierte Regelungstechnik und niedrige Betriebstemperaturen konnten bereits höhere Nutzungsgrade erreicht werden. Weiteres Optimierungspotential bringen Brennwert-Heizkessel, die mit Erdgas oder Heizöl betrieben werden können. Steigende Absatzzahlen signalisieren die Anerkennung der Brennwerttechnik bei Kunden. 2009 nahmen

---

<sup>1</sup>Die vorliegende Arbeit verwendet im Folgenden die physikalische Bezeichnung „Wärmeübertrager“ entgegen den oft gebräuchlichen Bezeichnungen „Wärmeaustauscher“ und „Wärmetauscher“.

die Verkäufe von Öl-Brennwertgeräten in der Schweiz im Vergleich zum Jahr 2008 um 60 % zu, in Deutschland stieg der Marktanteil der Brennwerttechnik im gleichen Zeitraum auch um 60 %. In Österreich wurden im Jahr 2009 84 % mehr Ölheizungen als 2008 verkauft, 70 % davon waren Brennwertgeräte [5]. Vor allem bei der Brennwerttechnologie spielen Wärmeübertrager eine zentrale Rolle. Das Rauchgas wird unter den Taupunkt abgekühlt, um durch Kondensation von Wasserdampf den Energieertrag deutlich zu erhöhen.

Grundsätzlich sind Wärmeübertrager Apparate, die Wärme von einem wärmeren auf einen kälteren Stoff oder Stoffstrom übertragen. Entsprechend dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik ist jeder Wärmestrom vom System höherer Temperatur zum System niedriger Temperatur gerichtet [6]. Physikalisch betrachtet repräsentiert der Wärmestrom die Summe von Wechselwirkungen zwischen Molekülen, Atomen und Elektronen. Diese Elementarvorgänge sind aber heute nicht völlig bekannt und mathematisch noch nicht geschlossen zu beschreiben. In technischen Anwendungen muss deshalb von einer makroskopischen Betrachtung ausgegangen werden. Erfahrungswerte und die Übertragung von Messergebnissen auf thermodynamisch ähnliche Bedingungen bilden derzeit die Grundlage für Berechnungsmodelle [7].

In der vorliegenden Arbeit werden Berechnungsmodelle für die praktische Anwendung von zwei unterschiedlichen Wärmeübertragern vorgeschlagen und durch Prüfversuche verifiziert. Es handelt sich dabei um den von der Hoval Aktiengesellschaft<sup>2</sup> in den Brennwertgeräten verwendeten Wärmeübertrager und einer möglichen Alternative dazu. Bevor die Berechnungsmodelle für die konkreten Wärmeübertrager vorgestellt werden, sollen nach einer Einführung in die Brennwerttechnik die Grundlagen der Wärmeübertragung - vor allem bei der Strömung durch Rohre - erarbeitet werden. Zusätzlich ist es notwendig, Berechnungsmethoden für die Ermittlung der Stoffeigenschaften von Abgasen auszuarbeiten.

Wärmeübertrager sind wesentliche Bestandteile von energietechnischen Anlagen wie Brennwertkesseln. Für die Rentabilität dieser Anlagen spielt daher die Auswahl und Auslegung der Wärmeübertrager eine sehr wichtige Rolle [8].

---

<sup>2</sup> Im Folgenden wird die Hoval Aktiengesellschaft als Hoval bezeichnet.

## 1.1 Ausgangssituation

Derzeit werden in den Gas- und Öl-Brennwertgeräten (UltraGas® und UltraOil®) von Hoval zur Wärmerückgewinnung aus dem Abgas, die patentierten aluFer®-Wärmeübertrager (s. **Abbildung 1-1**) eingesetzt. Aufgrund der Vorteile (s. **Kapitel 7.1**) dieser Konstruktion lassen sich z.B. bei UltraGas®-Geräten 10-20 % (bezogen auf alte Gaskessel ohne Brennwertnutzung) der eingesetzten Energie zurückgewinnen. Seit Jahren erfüllt der aluFer®-Wärmeübertrager hohe Ansprüche bezüglich Wirkungsgraden und Wirtschaftlichkeit [9].



**Abbildung 1-1:** Nahaufnahme vom aluFer®-Wärmeübertrager [10]

Aufgrund geänderter Rahmenbedingungen (s. Kapitel 1.3) wird von der Abteilung Forschung & Entwicklung als Alternative eine neue Gestaltung für Wärmeübertrager vorgeschlagen. Es handelt sich dabei um speziell geformte Stahlrohre mit eingepressten Sicken (s. **Abbildung 1-2**). Diese sollen nach Möglichkeit eine ähnlich gute Leistung wie die aluFer®-Wärmeübertrager sicherstellen - allerdings bei reduzierten Herstellungskosten.





**Abbildung 1-2:** Alternatives Wärmeübertragerstahlrohr mit Sicken

## 1.2 Ziel

Das primäre Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine Berechnungsgrundlage für den bestehenden aluFer®- und die Alternativwärmeübertrager zu entwickeln. Die Möglichkeit die Abgastemperaturen von einzelnen Rohren für verschiedene geometrische Größen und Rücklauf-temperaturen (30 und 60 °C) überschlagsmäßig zu berechnen, soll gewährleistet werden. Hierzu soll vor allem der VDI-Wärmeatlas als Grundlage dienen. Die exakte Berechnung der genauen Vorgänge ist auf Grund der hohen Komplexität für die praktische Anwendung bei Hoval nicht erforderlich.

Mit Hilfe der Berechnungsgrundlage und der zusätzlichen Verifizierung am Prüfstand wird untersucht, welche wärmetechnischen Daten der alternative Wärmeübertrager im Vergleich zum aluFer®-Wärmeübertrager erreichen kann. Des Weiteren dient das Berechnungsmodell als Ausgangspunkt für die Konstruktionsabteilung bei der Auslegung des neuen, alternativen Wärmeübertragers.

## 1.3 Motivation

Die Beweggründe, den bewährten aluFer®-Wärmeübertrager durch eine Alternative zu ersetzen basieren im Wesentlichen auf drei preispolitischen Aspekten:

1. Kostendruck am Markt

Vor allem bei den Gas-Brennwertkesseln verlangt die erfolgreiche Verteidigung der Marktanteile bzw. die Ausweitung dieser eine Reduktion der Produktionskosten um den Forderungen des Marktes nachzukommen. Das gilt im Besonderen für die Märkte in Österreich, Deutschland, Italien und der Schweiz.

2. Preiswerte Brennwertkessel für den Exportmarkt

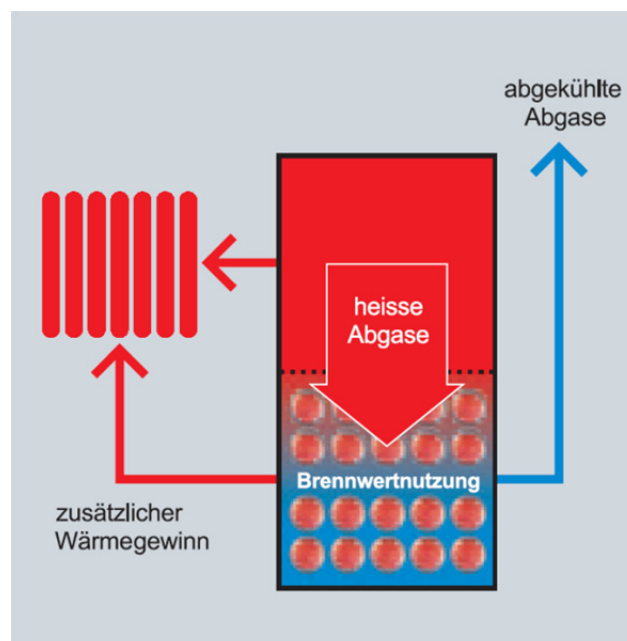
Um Brennwertgeräte in den Märkten in Osteuropa (Polen, Slowakei, Tschechien, Ungarn, Rumänien) wirksam etablieren und das vorhandene Potential nutzen zu können, hat es sich Hoval zum Ziel gesetzt, kostengünstige Geräte in diesen Ländern anzubieten.

3. Komplexer Aufbau

Ein aluFer®-Wärmeübertrager besteht aus zwei Aluminium-Strangpresshalbprofilen, die von einem Edelstahlrohr umschlossen sind [5]. Durch eingepresste Sicken in ein Stahlrohr soll auf die Aluminiumprofile verzichtet werden. Dadurch können die Rohre für die Wärmeübertrager unter Umständen kostengünstiger produziert werden.

## 2 Brennwerttechnik

Die Steigerung der Energieeffizienz ist der erste und wichtigste Schritt zur Energieeinsparung. Die effizienteste Technologie zur Energieumwandlung ist neben der Wärmepumpentechnik die Brennwerttechnik. Nutzungsgrade bis zu 98 % (bezogen auf den Brennwert) können dadurch erreicht werden [11]. Nach der Energieeinsparverordnung des deutschen Bundesministeriums für Verkehr und digitale Infrastruktur „ist ein Brennwertkessel ein Heizkessel, der für die Kondensation eines Großteils des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes konstruiert ist“ [12]. Das Prinzip der Brennwerttechnik ist in **Abbildung 2-1** veranschaulicht.



**Abbildung 2-1:** Prinzip der Brennwerttechnik [9]

Schon einige Zeit wird viel getan, um industrielle Anlagen und Prozesse bezüglich ihres Energiebedarfs zu optimieren. Beim Einsatz von Energie - unter anderem für Heizzwecke - fällt Abwärme an. Die thermische Energie, die in dieser Abwärme steckt, kann in vielen Fällen zusätzlich genutzt werden. Der Einsatz der Brennwerttechnologie ist ein Beispiel dafür, Wärmeverluste zu reduzieren [13]. Die Vorteile der Energieeinsparung und der Entlastung der Umwelt spiegeln sich auch in den Absatzzahlen wieder (s. Kapitel 1). Die Brennwerttechnik ist seit Jahren auf dem Vormarsch. Bereits im Jahr 2005 war jeder zweite gekaufte Gaswärmegerät ein Brennwertgerät [14].

## 2.1 Brennwert und Heizwert

Nach DIN 5499:1972-01 sind der Brennwert und der Heizwert Reaktionsenergien (bei Verbrennung unter konstantem Volumen) bzw. Reaktionsenthalpien (bei der Verbrennung unter konstantem Druck), die vom System abgegeben werden [15]. In der Norm wird bei der Definition von Brenn- und Heizwert zwischen festen/flüssigen und gasförmigen Brennstoffen unterschieden. Der wesentliche Unterschied zwischen Brennwert ( $H_o$ ) und Heizwert ( $H_u$ ) trifft jedoch bei beiden Begriffserklärungen zu<sup>3</sup>. Zur Bestimmung des Brennwertes liegt „das vor dem Verbrennen im Brennstoff vorhandene Wasser und das beim Verbrennen der wasserstoffhaltigen Verbindungen des Brennstoffs gebildete Wasser nach der Verbrennung in flüssigem Zustand“ [15] vor. Der Heizwert wird normalerweise nicht gemessen, sondern aus dem Brennwert berechnet. Hier liegt das Wasser nach der Verbrennung aber gasförmig vor. Wie in Gleichung (2-1) dargestellt ist die Differenz von Brennwert und Heizwert gleich dem Produkt der Verdampfungsenthalpie ( $\Delta h_{vap,H_2O}$ ) und dem Wasseranteil ( $x_{H_2O}$ ) [15][5].

$$H_U = H_O - \Delta h_{vap,H_2O} * x_{H_2O} \quad (2-1)$$

Die Temperatur des Brennstoffs vor dem Verbrennen und die Temperatur der Verbrennungsprodukte beträgt 25 °C. Dies gilt als weitere Bedingung. Die genauen Definitionen und Voraussetzungen sind der Norm DIN 5499:1972-01 zu entnehmen.

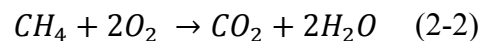
Brennwert und Heizwert sind Eigenschaften des Brennstoffes und somit unabhängig vom Luftüberschuss [16].

<sup>3</sup> Die Bezeichnungen „unterer Heizwert“ für  $H_u$  und „oberer Heizwert“ für  $H_o$  wurden früher verwendet. Die Indizes  $u$  und  $o$  weisen noch auf diese aufgegebenen Bezeichnungen hin [6].

## 2.2 Brennwertnutzung

Ein Heizkessel ist ein Wärmeübertrager, in dem sich das mit der Rücklauf­temperatur zu­strömende Heizungswasser auf die Vorlauf­temperatur erwärmt, weil Wärme von dem sich abkühlenden Verbrennungsgas durch die Heizfläche an das Heizungswasser übergeht. Brennwertkessel werden mit möglichst niedrigen Rücklauf­temperaturen betrieben, damit die Taupunkttemperatur des Gas-Dampf-Gemisches (des Abgases) erreicht werden kann [6].

Die Brennwertnutzung ist grundsätzlich mit den Brennstoffen Erdgas und Heizöl möglich. Beides sind fossile Brennstoffe, die Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H) enthalten. Bei der Verbrennung dieser Elemente entstehen durch die Reaktion mit Luftsauerstoff (O<sub>2</sub>) Wasserdampf (H<sub>2</sub>O) und Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) [14]. Folgend zur Veranschaulichung die Gleichung (2-2) für die Verbrennung von Erdgas (CH<sub>4</sub>):



Die Verbrennung wird normalerweise aber mit Luftüberschuss betrieben, darum sind im Abgas auch Anteile von Sauerstoff (O<sub>2</sub>) und Stickstoff (N<sub>2</sub>) enthalten. Luftüberschuss bedeutet, dass der Verbrennung mehr Luft (Sauerstoff) zugeführt wird, als stöchiometrisch für die vollständige Verbrennung erforderlich wäre [5]. Das Verhältnis von der zugeführten Luftmenge zur Luftmenge, die stöchiometrisch zur vollständigen Verbrennung notwendig ist, wird mit der Luftverhältniszahl  $\lambda_L$  beschrieben. In der Praxis werden die Kessel immer mit Luftüberschuss ( $\lambda_L \sim 1,2$ , vgl. [17]) betrieben, um eine vollständige Verbrennung zu gewährleisten. In Brennwertkesseln wird in einem der Verbrennung nachgeschalteten Wärmeübertrager das Abgas bis unter den Taupunkt abgekühlt. Vorteil dieser Kesselanlagen ist, dass sie nicht nur die fühlbare Wärme der Rauchgase nutzen, sondern auch die latente Wärme, die bei einer weiteren Abkühlung der Rauchgase in den kondensierenden Bereich anfällt. So kann fast der ganze Brennwert des Brennstoffes genutzt werden. Bezogen auf den Heizwert können folglich Wirkungsgrade über 100 % erreicht werden – dies ist in **Abbildung 2-2** beispielhaft für eine 25 MW KWK-Anlage veranschaulicht. Ab dem sprunghaften Anstieg des Wirkungsgrades - bei der Betrachtung der Kurve „eta gesamt“ in **Abbildung 2-2** - wird bei Abkühlung der Rauchgase unter den Taupunkt latente Wärme durch den erreichten Phasenübergang frei. Die zur Verfügung stehende latente Wärmeenergie kann mit Hilfe eines Wärmeübertragers gewonnen und einem Heizungs- bzw. Warmwassersystem zugeführt werden [13]. Der maximal zu erreichende Wirkungsgrad hängt von der Brennstoffzusammensetzung ab. So liegt das

Maximum von Erdgas-Brennwertgeräten bei 110,7 %, von Heizöl-Brennwertgeräten hingegen bei 106,44 % [17].

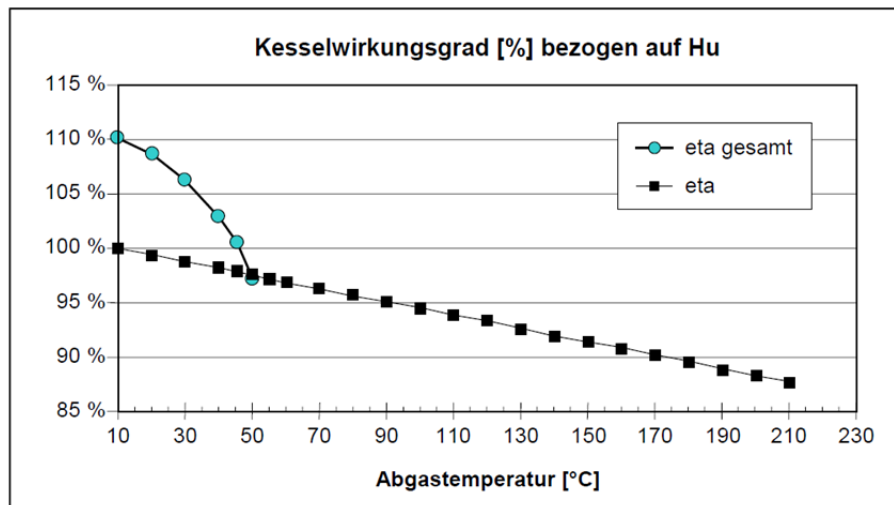


Abbildung 2-2: Gaskesselwirkungsgrad bezogen auf den Heizwert ( $H_u$ ) [13] bei  $\lambda_v \sim 1,65$  [18]

Das Abgas verlässt die Anlage über einen Kamin. Das anfallende Kondensat kann bei Brennwertgeräten mit kleiner Leistung, die mit Erdgas oder schwefelarmen Heizöl betrieben werden, direkt in den Kanal geleitet werden. Allerdings muss das Kondensat bei Leistungen über 200 kW und bei Öl-Brennwertkessel (abhängig vom Schwefelgehalt) je nach gesetzlicher Regelung durch Abwassergesetze noch neutralisiert werden [14][5].

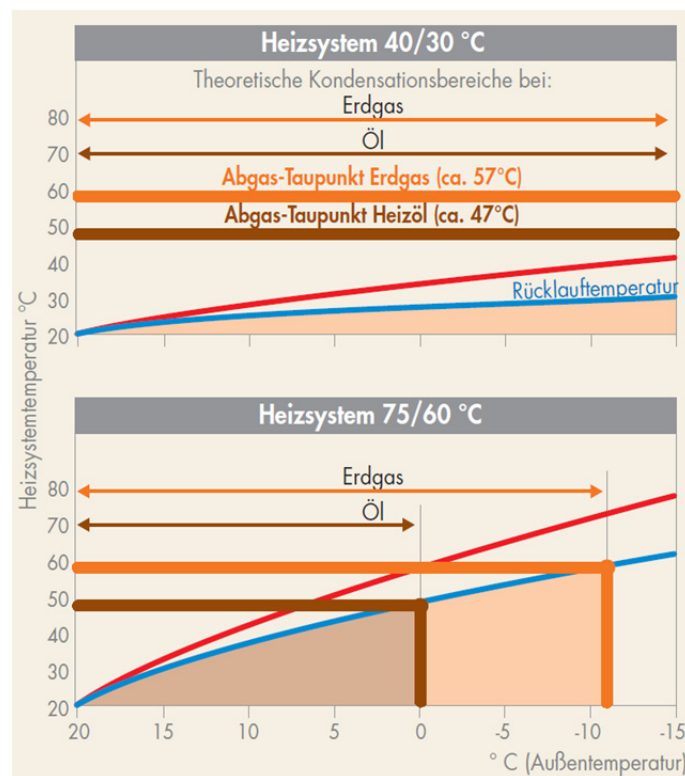
Einsparungen infolge einer eingesetzten Brennwerttechnologie belaufen sich auf einige Prozent der Kesselleistung. Somit hat die Brennwerttechnik im Hinblick auf einen effizienten Energieeinsatz einen großen Stellenwert [13].

### 2.2.1 Abgas-Taupunkttemperatur

Wann die Kondensation des Wasserdampfs im Abgas und damit die Brennwertnutzung beginnt, hängt wesentlich von der Zusammensetzung des Brennstoffs und dem  $\text{CO}_2$ -Gehalt im Abgas ab [14]. Bei Erdgas beträgt die Abgas-Taupunkttemperatur ca. 56 °C, bei Heizöl ca. 47 °C [17]. In Gas-Brennwertgeräten muss das Abgas somit nicht so tief abgekühlt werden wie in Öl-Brennwertgeräten. Infolgedessen setzt der Brennwerteffekt früher ein.

Bei Heizsystemen mit niedrigen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen (z.B. 40/30 °C bei Fußbodenheizungen) kommt dieser Unterschied nicht zu tragen. Es können hier sowohl Erdgas- als auch Öl-Brennwertgeräte selbst bei niedrigen Außentemperaturen im Brennwert-

bereich betrieben werden. Bei Heizungsanlagen mit höheren Systemtemperaturen (z.B. 75/60 °C bei Radiatoren) ist das nicht der Fall. Durch die höhere Abgas-Taupunkttemperatur können Erdgas-Brennwertgeräte auch bei tiefen Außentemperaturen noch eine Brennwertnutzung erreichen, mit Heizölanlagen ist das hingegen nicht mehr möglich (vgl. **Abbildung 2-3**) [14].



**Abbildung 2-3:** Vergleich der Brennwertnutzung bei unterschiedlichen Vorlauf-/Rücklauftemperaturen [14]

### 2.2.1.1 Berechnung der Abgas-Taupunkttemperatur

Die Abgas-Taupunkttemperatur ist die Temperatur, bei der bei Abkühlung unter konstantem Druck und konstantem Gehalt an kondensierbaren Bestandteilen gerade Sättigung erreicht wird. Bei Abgasen sind der Wasserdampf- und der Schwefelsäure-Taupunkt zu unterscheiden. Für schwefeldfreie Brennstoffe ist nur der Wasserdampf-Taupunkt relevant [19].

Nach Glück [20] ist der Partialdruck des Wasserdampfs im Abgas das Produkt aus Gesamtdruck ( $p$ ) und Volumenanteil Wasser ( $\phi_{H_2O}$ ):

$$p_{H_2O} = p * \phi_{H_2O} \quad (2-3)$$

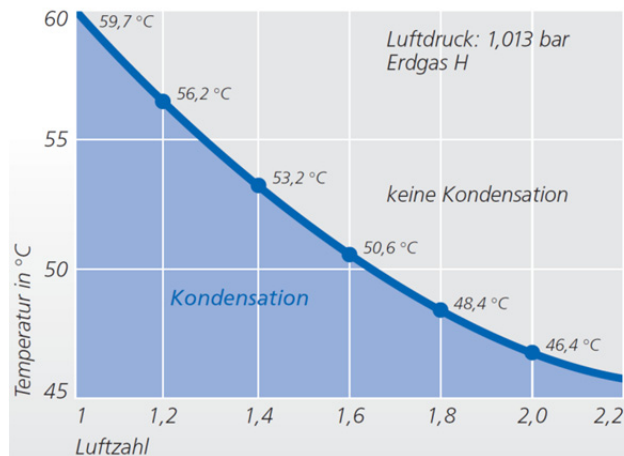
Daraus kann mit der Gleichung (2-4) die Wasserdampf-Taupunkttemperatur ( $t_\tau$ ) in °C berechnet werden, vgl. [20]:

$$t_{\tau} = -63,16113 + 5,36859(\ln p_{H_2O}) + 9,73587 * 10^{-1}(\ln p_{H_2O})^2 - \quad (2-4) \\ 7,38636 * 10^{-2}(\ln p_{H_2O})^3 + 4,81832 * 10^{-3}(\ln p_{H_2O})^4$$

Folgende Bedingungen sind zu beachten:

- Geltungsbereich:  $611,2 \text{ Pa} \leq p \leq 101320 \text{ Pa}$
- Maximaler Fehler: 0,41 %

„Diese Taupunkttemperatur gilt exakt nur für schwefelfreie Brennstoffe“ [20]. Der Taupunkt hängt vom Wasserstoffgehalt des Brennstoffes ab und wird mit zunehmender Brennstoff- und Verbrennungsfeuchte höher. Mit steigendem Luftüberschuss wird das Abgas verdünnt – die Taupunkttemperatur verringert sich [19], vgl. **Abbildung 2-4**.



**Abbildung 2-4:** Wasserdampftaupunkt der Abgase bei verschiedenen Luftüberschusszahlen [18]

Abhängig vom Schwefelgehalt, der Aschezusammensetzung und der Verbrennungsführung kann die Schwefelsäure-Taupunkttemperatur wesentlich höher liegen. Eine genaue rechnerische Ermittlung ist aufgrund der sehr komplexen Vorgänge und Einflussfaktoren kaum möglich [20].

Allgemein steigt die Schwefelsäure-Taupunkttemperatur mit dem Schwefelgehalt des Brennstoffes und fällt mit dem Luftüberschuss [19].

Glück [20] hat folgende Gleichung (2-5) zur näherungsweise Berechnung der Schwefelsäure-Taupunkttemperatur (in °C) vorgeschlagen:

$$t_{\tau S} = 268,5 + 10,484(\ln \phi_{SO_3}) + 0,1195 * (\ln \phi_{SO_3})^2 + 12,33(\ln \phi_{H_2O}) \quad (2-5)$$

Geltungsbereich:  $1 * 10^{-7} \leq \phi_{SO_3} \leq 3 * 10^{-4}$  und  $0,05 \leq \phi_{H_2O} \leq 0,15$



### 2.2.2 Korrosion

Während Erdgas von Natur aus praktisch schwefelfrei ist, ist das bei Heizöl nicht der Fall. Der Schwefelgehalt des Brennstoffs ist bezüglich der Korrosion von besonderer Wichtigkeit, da bei der Verbrennung aus Schwefel (S) Schwefeldioxid ( $\text{SO}_2$ ) entsteht. Zusammen mit dem Kondenswasser, das bei der Brennwertnutzung entsteht, kann das Schwefeldioxid eine Säure bilden und dadurch Korrosionsschäden verursachen. Das bedingt höhere Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit der Kessel und Abgaswege. Außerdem kann die Notwendigkeit der Neutralisation des Kondenswassers bestehen. Bei den Brennstoffen Erdgas und schwefelarmem Heizöl ist das aber in der Regel erst ab Leistungen von 200 kW erforderlich [14].

Die UltraOil®-Geräte von Hoval sind speziell für schwefelarmes Heizöl ausgelegt. Bei unsachgemäßem Betrieb mit nicht schwefelarmem Heizöl „bilden sich Ablagerungen innerhalb der aluFer®-Rohre in relativ kurzer Zeit, die im schlimmsten Fall zum Verrußen des Brennwertkessels führen können“ [5].

### 2.3 Brennwertgeräte von Hoval

Die UltraGas®- und UltraOil®-Brennwertgeräte von Hoval sind bodenstehende Kessel. Hoval bietet unter dem Namen TopGas® auch Gas-Brennwertgeräte zum Aufhängen an eine Wand. Der Wärmeübertrager mit den aluFer®-Rohren kommt aber nur bei den bodenstehenden Geräte zum Einsatz. UltraGas®-Geräte, die mit Erdgas oder mit Flüssiggas betrieben werden können, sind in einem Leistungsbereich von 15 kW bis 1000 kW als einzelne Einheiten und in einem Bereich von 250 kW bis 2000 kW als Doppeleinheit erhältlich. Die UltraOil®-Kessel sind von 16 kW bis 600 kW verfügbar.

Die Konstruktion (vgl. **Abbildung 2-5**) mit dem nach unten feuernden Vormischbrenner und den vertikalen aluFer®-Rohren begünstigt einen selbstreinigenden Effekt [17]. Das anfallende Kondensat wird in einer Kondensatwanne gesammelt und gegebenenfalls in einer Neutralisationsbox neutralisiert [5]. Die korrosionsbeständige Wanne besteht aus PPS (schwer entflammbar Polypropylen). Die robuste Gestaltung der Kessel (große Wasservolumina) gewährleistet die Beständigkeit gegen Kalk- und Schlammablagerungen [17].



**Abbildung 2-5:** Schnittbild eines UltraGas®-Brennwertkessels von Hoval [9]

Das Abgas wird durch das Wasser vom Rücklauf abgekühlt. Abhängig von der Temperatur wird der Wärmeträger auf einer wärmeren oder kälteren Ebene dem Kessel zugeführt. Das erwärmte Wasser verlässt dann als Heizungsvorlauf das Brennwertgerät. Das Abgas entweicht über das Polyphenylensulfid-Abgasleitungssystem aus dem Kessel [5].

### 3 Grundlagen der Wärmeübertragung

Zur Auslegung von Apparaten und Anlagen, in denen Wärme übertragen wird, ist in der Praxis neben anderen technischen Wissenschaften die Wärmeübertragung notwendig. Durch die folgenden, wesentlichen Punkte sollen die Apparate und Anlagen optimiert und verbessert werden, vgl. [21]:

- die Erhöhung des Wirkungsgrades
- der bestmögliche Einsatz der Energieressourcen
- das Bewirken minimaler Umweltbelastungen
- die Optimierung der Kosten

Heute wird unter Wärmeübertragung die Energieübertragung in Form von Wärme verstanden. Die Energie, die die Grenze eines Systems überschreitet, wird dann als Wärme bezeichnet, wenn der Energietransport einzig durch einen Temperaturunterschied bewirkt wird und eine Entropieänderung im System zur Folge hat. Wärme ist aus thermodynamischer Sicht keine Zustands- sondern eine Prozessgröße [22][23]. Wie in Kapitel 1 bereits erläutert, fließt die Wärme nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik immer in Richtung fallender Temperatur über die Systemgrenze. Allerdings macht die Thermodynamik keine Aussage darüber, in welcher Art die übertragene Wärme vom treibenden Temperaturunterschied abhängt und wie schnell und stark der Prozess der Wärmeübertragung abläuft. Die Aufgabe der Lehre der Wärmeübertragung ist es diese Gesetzmäßigkeiten zu klären [23].

### 3.1 Arten der Wärmeübertragung

Wenn ein Festkörper ohne innere Wärmequellen und –senken an seinen Oberflächen auf unterschiedliche Temperaturen gehalten wird, tritt in seinem Inneren ein Wärmetransport durch Leitung auf. Bei strömenden Flüssigkeiten und Gasen beinhaltet die Wärmeübertragung Wärmeleitung und konvektive Wärmeübertragung, bei emittierenden Gasen zusätzlich noch Wärmestrahlung [7].

Physikalisch betrachtet ist Wärme Molekularbewegung. Somit ist eine bestimmte Temperatur der direkte Maßstab für die durchschnittliche Geschwindigkeit der Moleküle eines Stoffes. Jede Art der Wärmeübertragung bewirkt ein Angleichen der Molekularbewegungen unterschiedlicher Stoffe untereinander [24].

In der Literatur werden verschiedene Einteilungen im Hinblick auf die Wärmeübertragungsmechanismen vorgeschlagen:

- Wärmeleitung und Wärmestrahlung
- Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung
- Wärmeleitung, freie Konvektion, erzwungene Konvektion und Wärmestrahlung

Böckh macht in [21] auf diesen Umstand aufmerksam und zitiert Nußelt, der in diesem Zusammenhang folgendes publizierte: “Es wird vielfach in der Literatur behauptet, die Wärmeabgabe eines Körpers habe drei Ursachen: die Strahlung, die Wärmeleitung und die Konvektion. Diese Teilung der Wärmeabgabe in Leitung und Konvektion erweckt den Anschein, als hätte man es mit zwei unabhängigen Erscheinungen zu tun. Man muss daraus schließen, dass Wärme auch durch Konvektion ohne Mitwirkung der Leitung übertragen werden könnte. Dem ist aber nicht so.” Auch im VDI-Wärmeatlas [8] wird angegeben, dass Wärme auf zwei Arten übertragen werden kann - durch Kontakt und durch Strahlung. Demnach ist die freie und erzwungene Konvektion der Wärmeleitung unterzuordnen. Von Konvektion spricht man, wenn Wärme zwischen einer festen Wand und einem strömenden Fluid übertragen wird. Dabei wird Energie nicht nur in Form von Wärmeleitung sondern auch als Enthalpie durch die Strömung des Fluids (Flüssigkeit oder Gas) transportiert [22][23]. Abhängig von den Fluideigenschaften kann der eine oder andere Vorgang überwiegen – die Wärmeübertragung in bewegten Stoffen ist aber nicht von der Fluidbewegung selbst zu trennen [25]. Somit handelt es sich bei dem konvektiven Wärmeübergang nicht um reine Wärmeleitung.

Im Weiteren soll nicht näher auf diese Diskrepanz eingegangen werden. Vielmehr erfolgen grundlegende Überlegungen zur Wärmeleitung bevor näher auf die Konvektion im Allgemeinen und die erzwungene Konvektion im Konkreten eingegangen wird.

### 3.1.1 Wärmeleitung

Die Übertragung von Wärme ausschließlich zwischen benachbarten Molekülen fester Körper oder unbewegter Flüssigkeiten bzw. Gase wird als Wärmeleitung charakterisiert [19]. Wärmeleitung in ruhenden Flüssigkeiten bzw. Gasen kommt bei technischen Problemen relativ selten vor, weil durch Dichteunterschiede Strömungen entstehen. Die Dichteunterschiede wiederum entstehen durch die Temperaturdifferenz im Fluid [21]. Wie weiter oben bereits erläutert, findet der Energietransport der Wärmeleitung aufgrund eines Temperaturgradienten statt und tritt zumindest als Teilaspekt in fast allen wärmetechnischen Problemen auf. Somit stellt die Wärmeleitung einen grundlegenden Transportmechanismus dar, der theoretisch aber schwierig zu erfassen ist [22][23]. Im Folgenden soll die Wärmeleitung durch die aus der Thermodynamik bekannten Größen Wärmestromdichte  $\dot{q}$ , Wärmestrom  $\dot{Q}$  und Temperatur  $\vartheta$  erfasst werden. Wärmestromdichte und Temperatur ändern sich von Ort zu Ort und sind zudem von der Zeit abhängig, vgl. Gleichungen (3-1) und (3-2). Die Gesamtheit aller Temperaturen bildet das Temperaturfeld [23].

$$\dot{q} = \dot{q}(x, t) \quad (3-1)$$

$$\vartheta = \vartheta(x, t) \quad (3-2)$$

An dieser Stelle wird nun auch die Unterscheidung zwischen stationären und nicht stationären Temperaturfeldern eingeführt. Erfolgt der Wärmetransport unter ständiger Aufrechterhaltung eines konstanten Wärmestromes, sind die Temperaturen an jedem Ort zeitlich konstant. In diesem Fall besteht keine Zeitabhängigkeit und man spricht man von stationärer Wärmeleitung. Wird ein Körper erwärmt oder abgekühlt, weil sich der Wärmestrom zeitlich ändert, verändern sich mit der Zeit auch die lokalen Temperaturen. Hierbei handelt es sich um instationäre bzw. nicht stationäre Wärmeleitung [22].

Da Temperaturgradienten die Ursache der Wärmeströme in einem wärmeleitenden Medium sind, wird eine einfache Proportionalität für die Wärmestromdichte definiert:

$$\dot{q} = -\lambda \text{grad}(\vartheta) \quad (3-3)$$

Dieser Ansatz wurde 1822 von J. B. Fourier im Grundgesetz der Wärmeleitung angegeben [23]. Die Wärmestromdichte beschreibt den auf die Durchschnittsfläche bezogenen lokalen Wärmestrom (vgl. Gleichung (3-6) in Kapitel 3.1.2.2). Nach Gleichung (3-3) ist die lokale Wärmestromdichte dem lokalen Gradienten des Temperaturfeldes direkt proportional [8]. Die auftretende Proportionalitätskonstante  $\lambda$ , die Wärmeleitfähigkeit, ist eine Stoffeigenschaft, die beschreibt, welcher Wärmestrom pro Längeneinheit des Materials in Richtung des Wärmestromes und pro Kelvin/Grad Temperaturdifferenz übertragen werden kann [21].

$$\lambda = \lambda(\vartheta, p) \quad (3-4)$$

Die Druckabhängigkeit wird nur bei Gasen und Flüssigkeiten beachtet – nicht bei Feststoffen. Die Temperaturabhängigkeit ist oft nicht stark ausgeprägt, damit kann sie vernachlässigt werden. Metalle haben sehr hohe Wärmeleitfähigkeiten, feste elektrische Nichtleiter erheblich kleinere, während Flüssigkeiten und vor allem Gase besonders kleine Werte von  $\lambda$  aufweisen [23]. Allgemein kann festgehalten werden, dass gute elektrische Leiter auch gute Wärmeleiter sind [21]. In **Abbildung 3-1** sind die Wärmeleitfähigkeiten verschiedener Materialien über der Temperatur aufgetragen.

Ein Problem der Wärmeleitung zu lösen bedeutet, das Temperaturfeld, Gleichung (3-2), in seiner räumlichen und zeitlichen Abhängigkeit zu bestimmen. Mit dem bekannten Temperaturfeld kann man das zugehörige Feld der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  aufgrund des Gesetzes von Fourier, Gleichung (3-3), berechnen. Die durch Leitung transportierten Wärmeströme können so an beliebigen Stellen des Körpers bestimmt werden. Das gesuchte Temperaturfeld kann dann durch das Lösen einer partiellen Differentialgleichung, der sogenannten Wärmeleitungsgleichung, gefunden werden [23]:

$$\rho c(\vartheta) \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \operatorname{div}[\lambda(\vartheta) \operatorname{grad} \vartheta] + \dot{W}(\vartheta, x, t) \quad (3-5)$$

Mit der Leistungsbilanzgleichung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik als Ansatz und weiteren Überlegungen zu dem Gesetz von Fourier, Gleichung (3-3) und inneren Wärmequellen kann Gleichung (3-5) ermittelt werden.  $\dot{W}$  bedeutet die auf das Volumen bezogene Leistung, die sogenannte Leistungsdichte. Die genaue Herleitung der Wärmeleitungsgleichung und alle Nebenbedingungen sind in Baehr/Stephan [23] ausführlich beschrieben.

Bei der praktischen Anwendung der Wärmeleitungsgleichung in der allgemeinen Form (3-5) werden vereinfachende Annahmen getroffen. Dadurch können spezielle, auf bestimmte

Problembereiche zugeschnittene Differentialgleichungen ermittelt werden. Die Annahme konstanter Stoffwerte  $\lambda$  und  $c$  stellt z. B. so eine wesentliche Vereinfachung dar [23].

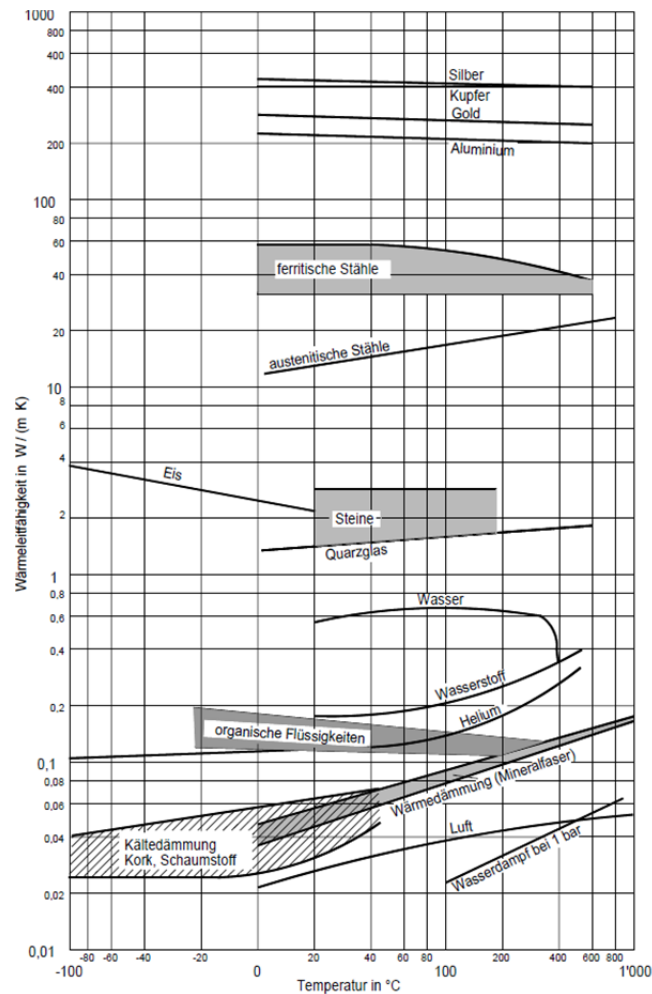


Abbildung 3-1: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Stoffe in Abhängigkeit von der Temperatur [21]

### 3.1.2 Konvektiver Wärmeübergang

Unter Konvektion, konvektivem Wärmeübergang oder konvektiver Wärmeübertragung wird die Fortführung von Wärme durch Strömung verstanden. Dieser Prozess findet in strömenden Fluiden statt und wird immer von einem Energietransport durch Wärmeleitung begleitet [25]. Es fließt somit Wärme durch Leitung aufgrund eines Temperaturgradienten und zusätzlich Energie als Enthalpie und kinetische Energie des Fluids [23]. Bestimmend für die Wärmeübertragung sind die Wärmeleitung und die Temperaturgrenzschicht des Fluids, wobei Letztere von der Strömung beeinflusst wird [21]. Da sich die Vorgänge mit unterschiedlich starkem Einfluss überlagern, ist eine analytische Vorausberechnung des Wärmetransports sehr kompliziert – in der Regel sogar unmöglich [20].

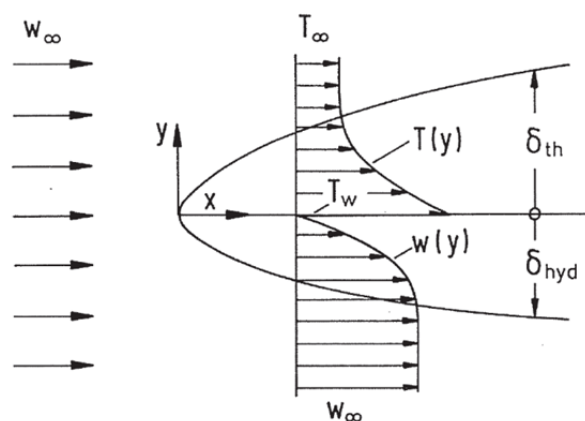
### 3.1.2.1 Arten des konvektiven Wärmeübergangs

Beim konvektiven Wärmeübergang werden zwei verschiedene Arten unterschieden:

- erzwungene Konvektion
- natürliche/freie Konvektion

Die folgenden Beispiele für die zwei Arten der Konvektion wurden von Merker in [25] angeführt. Als erstes Beispiel für die erzwungene Konvektion wurde die Rohrströmung erwähnt. Die Strömung im Rohr wird z.B. durch eine Pumpe erzwungen. Die treibende Kraft für die Strömung ist somit das Druckgefälle im Rohr bzw. die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt.

Ein weiteres Beispiel für die erzwungene Konvektion ist der Wärmeübergang an einer beheizten und parallel zu ihrer Oberfläche angeströmten ebenen Platte, vgl. **Abbildung 3-2**. Über der Platte ist das Temperaturprofil und unterhalb das Geschwindigkeitsprofil in der Strömung qualitativ angegeben. Die Strömungsgeschwindigkeit an der Plattenoberfläche ist infolge der Haftbedingungen gleich Null, vgl. [25]. Wärme kann deshalb nur durch Wärmeleitung von der Plattenoberfläche an das umgebende Fluid übertragen werden. Desweiteren fällt in einer wandnahen Schicht die Temperatur von der Wandtemperatur  $T_w$  ( $\vartheta_w$ ) auf die Umgebungstemperatur  $T_\infty$  ( $\vartheta_F$ ) ab, die Strömungsgeschwindigkeit steigt bis auf den Wert der Anströmgeschwindigkeit  $w_\infty$  an. Temperatur- und Geschwindigkeitsunterschiede sind auf eine relativ dünne Randschicht an der Plattenoberfläche begrenzt.

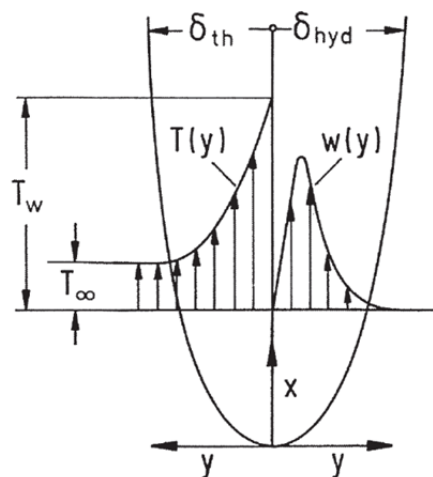


**Abbildung 3-2:** Erzwungene Konvektion bei der horizontalen Platte [25]

Bei der freien Konvektion fehlt das von außen aufgebrachte Geschwindigkeitsfeld, vgl. **Abbildung 3-3**. Außerhalb der Grenzschicht ist die Geschwindigkeit Null. Die Strömung



innerhalb der Grenzschicht kommt einzig durch Dichte- bzw. Temperaturunterschiede zustande. Direkt an der Platte ist die Strömungsgeschwindigkeit wieder aufgrund der Haftbedingungen gleich Null. Die Fluidteilchen in Plattennähe erwärmen sich durch Wärmeleitung. Dadurch entsteht eine Abnahme der Dichte und in weiterer Folge ein Auftrieb - eine nach oben gerichtete Strömung entgegen der Schwerkraft. Die Strömungsgeschwindigkeit nimmt dabei zunächst mit dem Wandabstand zu. Dadurch wird immer mehr Wärme mit der Strömung fortgeführt. So kann immer weniger Wärme durch Leitung in die äußeren Bereiche der Grenzschicht transportiert werden. Die gesamte von der Platte abgegebene Wärmemenge wird innerhalb der hydrodynamischen Grenzschicht durch Konvektion abgeführt. Die Strömungsgeschwindigkeit an der Plattenoberfläche und außerhalb der hydrodynamischen Grenzschicht ist gleich Null, somit muss innerhalb der Grenzschicht zwangsläufig ein Maximum auftreten [25].



**Abbildung 3-3:** Freie Konvektion an der vertikalen Platte [25]

Zusammenfassend bedeutet erzwungene Konvektion, dass die Strömung des Fluids durch eine von außen aufgebrachte Druckdifferenz (Gebläse, Pumpe, etc.) verursacht wird. Freie Konvektion hingegen entsteht durch Dichteunterschiede, die die Folge von Temperaturunterschieden bei der Wärmeübertragung sind [7].

Die Wärmeübertragung zwischen zwei sich berührenden Fluiden ohne feste Zwischenwand folgt ähnlichen Regeln wie bei Vorhandensein einer Wand. Es treten dabei allerdings Wärmeübergang und Stoffaustausch gemeinsam auf [19]. Dieser Vorgang wird, ebenso wie die freie Konvektion, in der vorliegenden Arbeit nicht näher behandelt.

### 3.1.2.2 Wärmeübergangskoeffizient

Es muss für die Wärmeübertragung grundsätzlich eine treibende Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta$  existieren. Nur so kann an der Systemgrenze eine bestimmte Wärmestromdichte  $\dot{q}$  entstehen. Diese Wärmestromdichte stellt die pro Fläche übertragene Leistung (Energie pro Zeit) dar, vgl. Gleichung (3-6):

$$\dot{q} = \dot{Q}/A \quad (3-6)$$

Der Flächenbezug berücksichtigt, dass bei vorgegebener treibender Temperaturdifferenz durch eine Vergrößerung der Übertragungsfläche immer die gesamte übertragene Energie entsprechend vergrößert werden kann. Da eine Veränderung der treibenden Temperaturdifferenz auch zu einer Veränderung der übertragenen Energie führt, muss eine weitere Größe bestimmt werden – der Wärmeübergangskoeffizient,  $\alpha$ , vgl. [22]:

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{\vartheta_W - \vartheta_F} = \frac{\dot{q}}{\Delta\vartheta} \quad (3-7)$$

Dabei bezeichnet  $\vartheta_W$  die Wandtemperatur und  $\vartheta_F$  die Fluidtemperatur. Der Wärmeübergangskoeffizient mit der SI-Einheit  $\text{W/Km}^2$  ist von  $(\vartheta_W - \vartheta_F)$  und von der Gestalt der Oberfläche abhängig [25]. Informationen über  $\alpha$  können nur aus der Kenntnis des konkreten physikalischen Wärmeübertragungsvorganges gewonnen werden. Gleichung (3-7) stellt somit - solange  $\alpha$  unbekannt ist - eine rein formale Abkürzung dar. Erst wenn  $\alpha$  bestimmt worden ist, kann (3-7) sinnvoll verwendet werden. Im Allgemeinen verwendet man den Wärmeübergangskoeffizienten, um die Qualität eines Wärmeübergangs *in einer konkreten Situation* zu charakterisieren. Je größer der Wert für  $\alpha$ , umso besser der Wärmeübergang. Daraus lassen sich aber nicht unbedingt Vergleiche bezüglich der Qualität der Wärmeübertragung für verschiedene Wärmeübergangssituationen ableiten [22]. Mit Hilfe der konvektiven Wärmeübertragung sollen die komplizierten Abhängigkeiten des Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden. Die Ermittlung von  $\alpha$  kann experimentell oder theoretisch erfolgen. Wird angenommen, dass das Fluid an der Wand haftet, so passiert der Wärmeübergang von der Wand an wandnahe Fluidteilchen durch reine Wärmeleitung. In Folge kann die Wärmestromdichte an der Wand mit Gleichung (3-3) aus dem Temperaturgradienten des Fluids an der Wand berechnet werden (eindimensionaler Fall),  $\dot{q}_x = -\lambda(\partial\vartheta/\partial x)$ . Es gilt aber beim konvektiven Wärmeübergang für die Wärmestromdichte an der Wand auch die umgeformte Gleichung (3-7),  $\dot{q}_W = \alpha (\vartheta_W - \vartheta_F)$ . Werden diese Beziehungen gleichgesetzt und mit einer charakteristischen Länge  $d_i$  erweitert, folgt daraus, vgl. [25]:

$$\frac{\alpha d_i}{\lambda} = - \left\{ \frac{\partial \left( \frac{\vartheta}{\vartheta_W - \vartheta_F} \right)}{\partial \left( \frac{x}{d_i} \right)} \right\}_W \quad (3-8)$$

Der Term auf der linken Seite ist die dimensionslose Form des Wärmeübergangskoeffizienten und wird als Nußelt-Zahl bezeichnet, vgl. Gleichung (3-10) und [25][19]. Sie ist damit gleich dem negativen Temperaturgradienten an der Wand.

Der Ermittlung von Nußelt-Zahlen bzw. der Beziehungen für die Nußelt-Zahl ist wesentlich bei konvektiven Wärmeübertragung [25].

### 3.1.2.3 Ähnlichkeitstheorie

Der Begriff der *geometrischen Ähnlichkeit* ist aus der Geometrie geläufig - wenn vergleichbare Strecken zweier Körper in einem konstanten Zahlenverhältnis zueinander stehen ähneln sie einander. Der Begriff der *physikalischen Ähnlichkeit* fordert neben dem konstanten Verhältnis der Strecken auch ein konstantes Verhältnis aller anderen Größen (z.B. Geschwindigkeiten, Temperaturen usw.) [25]. Es wird von dem Grundsatz ausgegangen, dass Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder durch dimensionslose Kennzahlen beschrieben werden können. Die Lösung einer physikalischen Problemstellung wird damit als unabhängig vom zufällig gewählten Maßsystem angenommen und kann mittels dimensionsloser Variablen dargestellt werden. Diese können erzeugt werden, indem die Quotienten aus Ortskoordinaten und einer charakteristischen Länge, aus Geschwindigkeitskomponenten und einer konstanten Bezugsgeschwindigkeit sowie aus der Temperatur und einer konstanten Temperaturdifferenz gebildet werden. Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder sind ähnlich, wenn die dimensionslosen Kennzahlen, von denen die Felder abhängen, übereinstimmen. Dabei enthalten die Kennzahlen geometrische Größen, maßgebende Geschwindigkeiten und Temperaturdifferenzen sowie Materialeigenschaften des wärmeübertragenden Fluids [23].

Die genaue Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten würde die Kenntnis des Temperaturfelds im strömenden Fluid voraussetzen. Das Temperaturfeld kann aber erst bestimmt werden, wenn das Geschwindigkeitsfeld bekannt ist. Nur in wenigen, einfachen Fällen kann durch das Lösen von partiellen Differentialgleichungen für das Geschwindigkeits- und Temperaturfeld der Wärmeübergangskoeffizient exakt berechnet werden. Deshalb stellt das Experiment ein wichtiges Instrument zur Gewinnung von Information über den Wärmeübergangskoeffizienten dar [23]. Durch die hohe Zahl an Einflussgrößen wie z. B. geometrische Ab-

messungen (bei Rohren z. B. Durchmesser und Länge), die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit und Materialeigenschaften des Fluids (Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und spez. Wärmekapazität) ist es kaum möglich, alle Möglichkeiten durch Versuche abzubilden [19]. Wenn alle Abhängigkeiten berücksichtigt werden sollen, würde die Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten im Fall der Rohrströmung folgendermaßen aussehen, vgl. [26]:

$$\alpha = f(w, \lambda, \eta, \rho, c_p, \lambda_w, \eta_w, c_{p,w}, d_i, L) \quad (3-9)$$

Für eine ausführliche Behandlung des Wärmeübergangproblems müssten alle Einflussgrößen variiert werden. Die Anzahl zu verändernder Einflussgrößen beträgt üblicherweise zwischen fünf und zehn. Damit der Einfluss einer bestimmten Größe ermittelt werden kann, wären mehrere Versuche notwendig. Bei  $m$  Einflussgrößen mit je  $n$  Versuchen wären  $n^m$  Versuche notwendig - somit wären die Experimente mit erheblichem Zeit- und Mittelaufwand verbunden [23]. Probleme mit komplizierterer mathematischer Struktur werden deswegen „in der Regel dimensionslos behandelt, weil dadurch die Anzahl der Variablen und der Parameter reduziert wird und man somit einen günstigeren Ausgangspunkt für die mathematische Diskussion dieser Probleme bezieht“ [27]. Die gewonnenen Ergebnisse aus bestimmten Modellen werden dann auf *physikalisch ähnliche* Objekte übertragen [19].

Böckh analysierte umfangreiche Messungen und zeigte in [21], „dass die Wärmeübergangszahl einer Strömung von der Reynoldszahl, der Geometrie, den Stoffwerten und der Richtung des Wärmestromes abhängt“. Desweiteren ergaben Messungen, dass zwischen der Wärmeübergangszahl und der Reibungszahl eine starke Ähnlichkeit besteht. Zur Ermittlung der Gesetzmäßigkeiten bei der erzwungenen Konvektion werden die im Folgenden beschriebenen Kennzahlen verwendet. Die genauen Herleitungen wurden in der Literatur bereits beschrieben, vgl. z. B. [23] und [25], deshalb wird in der vorliegenden Arbeit darauf verzichtet.

Eine grundlegende dimensionslose Kennzahl stellt die Nußelt-Zahl dar, weil aus ihr der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden kann, vgl. Gleichung (3-10). Die Nußelt-Zahl wird aus dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ , einer charakteristischen Länge  $d_i$  des Wärmeübergangproblems und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Fluids ermittelt. Durch die Annahme einer ruhenden Schicht an der Wand, in der das gleiche Temperaturgefälle infolge von Wärmeleitung auftritt wie in der Grenzschicht durch Konvektion, ergibt sich die Dicke der Schicht zu  $\lambda/\alpha$ . Damit wird die Nußelt-Zahl zum Verhältnis einer kennzeichnenden Länge  $d_i$  zur Dicke  $\lambda/\alpha$  jener Schicht. Die Nußelt-Zahl kann aber auch als Quotient der tatsächlichen

Wärmestromdichte, die durch den Wärmeübergangskoeffizienten bezeichnet wird, zu jener, die durch reine Wärmeleitung in eine Schicht von der Dicke  $d_i$  auftreten würde, aufgefasst werden [25].

$$Nu = \frac{d_i}{\lambda/\alpha} = \frac{\alpha}{\lambda/d_i} = \frac{\alpha d_i}{\lambda} \quad (3-10)$$

Die Geometrie der Wand, an der die Wärmeübertragung erfolgt, ist kennzeichnend für die charakteristische Länge  $d_i$ . Bei einem einfachen Rohr (ohne Sicken und Aluminiumeinbauten) ist sie gleich dem Rohrrinnendurchmesser [21].

Die Reynolds-Zahl ist das Verhältnis von Trägheits- und Reibungskräften, die auf das Strömungsfeld Einfluss nehmen, vgl. Gleichung (3-11). Die mittlere Geschwindigkeit der Strömung ist  $w$ , die charakteristische Länge  $d_i$  und die kinematische Viskosität des Fluids  $\nu$ .

$$Re = \frac{wd_i\rho}{\eta} = \frac{wd_i}{\nu} \quad (3-11)$$

Anstelle von  $\eta$  führt man dabei die kinematische Viskosität mit der SI-Einheit  $\text{m}^2/\text{s}$  ein, siehe Gleichung (3-12).

$$\nu = \eta/\rho \quad (3-12)$$

Die nächste Kennzahl, die Prandtl-Zahl, enthält nur Stoffwerte des Fluids und keine charakteristische Länge. Die Prandtl-Zahl ist der Quotient aus der kinematischen Viskosität und der Temperaturleitfähigkeit  $a$ , vgl. Gleichung (3-13).

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (3-13)$$

Gase haben eine Prandtl-Zahl, die um etwa 0,7 liegt - die der Flüssigkeiten liegt etwa bei 10. Durch die Prandtl-Zahl wird die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von den Stoffwerten bestimmt – sie ist besonders bei Flüssigkeiten stark temperaturabhängig [21].

Haben die drei Kennzahlen  $Re$ ,  $Pr$  und  $Nu$  jeweils gleiche Zahlenwerte, so sind die Vorgänge in allen geometrisch ähnlichen Anordnungen physikalisch ähnlich [25].

Aufgrund der Vollständigkeit sei noch eine weitere Kennzahl, die Eckert-Zahl ( $Ec$ ), erwähnt. Ihr Einfluss beschränkt sich auf das Temperaturfeld und kann in der Regel vernachlässigt werden. Die Eckert-Zahl muss nur beachtet werden, wenn durch Reibung im Fluid eine bedeutsame Erwärmung entsteht. Das ist aber nur bei sehr großen Geschwindigkeiten nahe

der Schallgeschwindigkeit und bei sehr großen Geschwindigkeitsgradienten (z. B. Strömung durch enge Spalten) der Fall [23].

Die Wärmeübergangszahl hängt wie, weiter oben bereits bemerkt, von der Reynolds-Zahl, den Stoffeigenschaften, der Geometrie und der Richtung des Wärmestromes ab. Die Stoffeigenschaften werden durch die Prandtl-Zahl berücksichtigt. Die Wärmeübergangszahl wird aus der Nußelt-Zahl bestimmt. Für Nußelt-Zahlen können folgende Abhängigkeiten angegeben werden (ohne Berücksichtigung der Eckert-Zahl), vgl. [21]:

$$Nu = f(Re, Pr, Geometrie, \vartheta/\vartheta_W) \quad (3-14)$$

Für die mittlere Nußelt-Zahl wird in [23] die nachstehende Form angegeben:

$$Nu_m = \frac{\alpha_m d_i}{\lambda} = f(Re, Pr, Geometrie) \quad (3-15)$$

Die Art, wie die Nußelt-Zahl von den anderen Kennzahlen abhängt, also die Gestalt der Funktionen in (3-14) und (3-15), wird durch die Theorie, eine geeignete Modellbildung oder auf der Grundlage von Experimenten bestimmt. Die Art dieser Abhängigkeit der Kennzahlen ist von Problem zu Problem verschieden [23]. In der Praxis werden gerne folgende Ansätze für die Funktion  $f$  verwendet, vgl. [25]:

$$Nu = const Re^m Pr^n \quad (3-16)$$

Für den Fall der Rohrströmung erhält man mit der Rohrlänge  $L$ , und dem Rohrdurchmesser  $d_i = D$ , Gleichung (3-17), vgl. [23].

$$Nu_m = \frac{\alpha_m d_i}{\lambda} = f_{Rohr} \left( Re, Pr, \frac{L}{D} \right) = f_{Rohr} \left( \frac{wd}{v}, \frac{v}{\alpha}, \frac{L}{D} \right) \quad (3-17)$$

### 3.2 Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre, Nußelt-Beziehungen

Wärmeübertragungsapparate bestehen oft aus durchströmten Kanälen, vorwiegend aus Rohren (Kanäle mit kreisrundem Querschnitt), in denen ein Fluid erwärmt oder gekühlt wird. In durchströmten Kanälen sind die Grenzschichten, im Gegensatz zu überströmten Körpern

wie längsangeströmten Platten, vollständig eingeschlossen, daher können sie sich nicht frei entwickeln [23].

Bei der Strömung eines Fluids wird zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Als Kriterium für die Charakterisierung der Strömung wird die Reynolds-Zahl, Gleichung (3-11), herangezogen. Der Übergang zwischen laminarer und turbulenter Strömung ist bei  $Re = 2300$ . Laminare Strömungen liegen bei  $Re < 2300$  vor. Bei einer Reynolds-Zahl  $Re > 10^4$  liegt mit Sicherheit turbulente Strömung vor [8]. Es wird ein Übergangsbereich  $2300 < Re < 10^4$  angegeben, bei dem die Art der Zuströmung und die Rohreinlaufform die Strömungsform beeinflussen.

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  für ein Rohr ist durch nachstehende Beziehung gegeben:

$$\dot{q} = \alpha \Delta \vartheta_{ln} \quad (3-18)$$

Dabei entspricht  $\Delta \vartheta_{ln}$  der mittleren logarithmischen Temperatur und ist folgendermaßen definiert, vgl. [28]:

$$\Delta \vartheta_{ln} = \frac{(\vartheta_W - \vartheta_E) - (\vartheta_W - \vartheta_A)}{\ln \frac{\vartheta_W - \vartheta_E}{\vartheta_W - \vartheta_A}} \quad (3-19)$$

$\vartheta_E$  ist Die Eintrittstemperatur des strömenden Fluids und  $\vartheta_A$  ist die Austrittstemperatur. Mit  $\vartheta_W$  wird die Rohrwandtemperatur bezeichnet.

Die Berechnungen der dimensionslosen Kennzahlen ( $Nu$ ,  $Re$ , und  $Pr$ ) wie sie in Kapitel 3.1.2.3 beschrieben wurden, müssen in der vorliegenden Problemstellung mit den Stoffwerten des Rauchgases erfolgen. Für praktische Anwendungen bei der Strömung durch Rohre wird als Bezugstemperatur die mittlere Temperatur  $\vartheta_M$  des Strömungsmediums verwendet. In der Literatur können im Hinblick auf die Berechnung die folgenden zwei Gleichungen gefunden werden, vgl. [8], [28] und [29]:

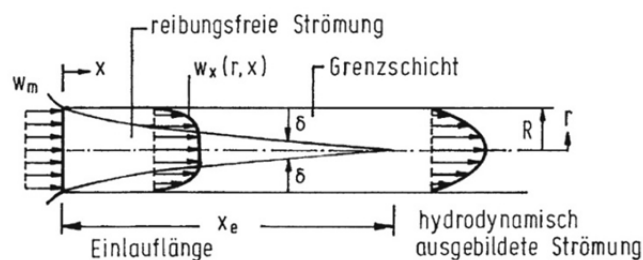
$$\vartheta_{M,1} = \frac{(\vartheta_E + \vartheta_A)}{2} \quad (3-20)$$

$$\vartheta_{M,2} = \frac{(\vartheta_W + \vartheta_{M,1})}{2} \quad (3-21)$$

### 3.2.1 Laminare Strömung

Bei laminarer Strömung bildet sich durch Reibung ein Geschwindigkeitsprofil. Haben Fluid und Wand unterschiedliche Temperaturen, wird gleichzeitig Wärme übertragen und es wird auch ein Temperaturprofil gebildet. In diesem Kapitel werden zunächst die beiden verschiedenen Profile näher erläutert, bevor dann die Nußelt-Beziehungen für laminare Strömung angegeben werden.

Ein Fluid tritt mit konstanter Geschwindigkeit  $w_m$ , in ein Kreisrohr ein, wird dann aber infolge von Wandreibung in Wandnähe verzögert. In Richtung zunehmender Rohrlänge bildet sich eine anwachsende Grenzschicht aus, vgl. **Abbildung 3-4**. Damit durch den Rohrquerschnitt der gleiche Mengenstrom fließt, muss die Kernströmung des Fluids beschleunigt werden. Die Dicke der Grenzschicht  $\delta$ , wächst asymptotisch mit der Rohrlänge an, wohingegen sich das Geschwindigkeitsprofil einem parabelförmigen Endprofil annähert [23]. Wenn sich das Geschwindigkeitsprofil einer Strömung nicht mehr ändert, wird sie als hydrodynamisch ausgebildet bezeichnet.



**Abbildung 3-4:** Geschwindigkeitsprofil und Grenzschicht der laminaren Rohrströmung, vgl. [23]

Bezüglich der Temperaturverläufe im Fluid und in der Wand, werden bei laminarer Strömung zwei verschiedene Fälle unterschieden:

- Konstante Wärmestromdichte an der Wand,  $\dot{q}_W = const$
- Konstante Wandtemperatur,  $\vartheta_W = const$

Folgend werden die beiden Fälle in Bezug auf das vorliegende Problem erläutert, d.h. ein Fluid (Rauchgas) strömt durch ein Rohr und erwärmt dabei das dem Rohr umgebende Fluid (Wasser).

Im Fall  $\dot{q}_W = const$  sinkt die Temperatur  $\vartheta_F$  des Fluids linear mit der Rohrlänge  $x$ , vgl. **Abbildung 3-5**. Weil die Temperaturabhängigkeit vom Radius  $r$  an jeder Stelle  $x$  gleich ist,

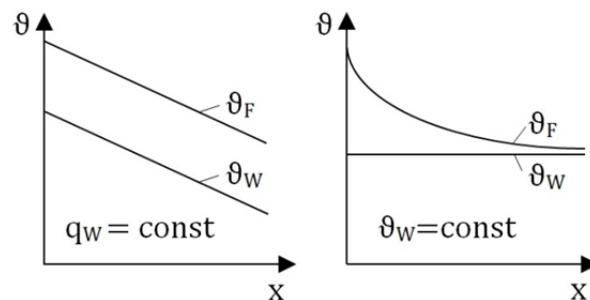


ist auch der Temperaturgradient und somit die Wärmestromdichte unabhängig von  $x$ , vgl. [25].

Im Vergleich dazu sinkt die Fluidtemperatur  $\vartheta_F$  im Fall  $\vartheta_W = const$  exponentiell mit der Rohrlänge und nähert sich asymptotisch der Wandtemperatur. Es existiert in diesem Fall zunächst keine vollentwickelte Strömung. Bemerkenswert ist dabei die Tatsache, dass sowohl die Differenz zwischen Wandtemperatur und Fluidtemperatur ( $\vartheta_W - \vartheta_F$ ) als auch der Temperaturgradient des Fluids an der Wand – und damit die Wärmestromdichte an der Wand – so gegen Null streben, dass das Verhältnis dieser beiden Größen einen konstanten Wert ergibt. D.h. der Wärmeübergangskoeffizient strebt einem Grenzwert zu, vgl. [25]:

$$\lim_{x \rightarrow \infty} Nu = Nu_{\infty} = 3,6568 \quad (3-22)$$

Der Index  $\infty$  bei der Nußelt-Zahl deutet an, dass sie für eine Strömung mit abgeschlossenem Einlauf gilt ( $x \rightarrow \infty$ ).



**Abbildung 3-5:** Verlauf der Wandtemperatur  $\vartheta_W$  und der Fluidtemperatur  $\vartheta_F$  in Abhängigkeit der Rohrkoordinate  $x$

Aufgrund der hohen Temperaturdifferenz  $\vartheta_E - \vartheta_A$  und der im Vergleich geringen Temperaturdifferenz der Wandtemperatur zwischen Eintritt und Austritt wird in diesem Kapitel für die Nußelt-Beziehungen das Model  $\vartheta_W = const$  verwendet.

Es kann zwischen drei verschiedenen Einlaufströmungen differenziert werden, vgl. [25]:

- hydrodynamischer Einlauf, thermisch voll entwickelt
- thermischer Einlauf, hydrodynamisch voll entwickelt
- gleichzeitiger thermischer und hydrodynamischer Einlauf

Im VDI-Wärmeatlas [8] hingegen werden Nußelt-Beziehungen für die *hydrodynamisch ausgebildete Laminatströmung* und für *hydrodynamischen und thermischen Anlauf* wiedergegeben. Diese werden im Folgenden beschrieben.

Für die mittlere Nußelt-Zahl in einem Rohr mit der Länge  $L$  - von Anfang der Beheizung oder Kühlung an gerechnet - gelten bei hydrodynamisch ausgebildeter Laminarströmung (vollständig entwickelte Strömungsgrenzschicht) folgende Beziehungen:

$$Nu_{m,\vartheta,1} = 3,66 \quad (3-23)$$

$$Nu_{m,\vartheta,2} = 1,615(RePr \frac{d_i}{L})^{1/3} \quad (3-24)$$

Beziehung (3-23) gilt für kleine Werte von  $Re Pr d_i/L$ , Beziehung (3-24) ist dagegen für große Werte gültig. Bei Vorhandensein eines thermischen Anlaufs muss vor allem für kurze Rohre ( $d_i/L > 0,1$ ) auch noch nachstehende Gleichung berücksichtigt werden:

$$Nu_{m,\vartheta,3} = \left( \frac{2}{1 + 22Pr} \right)^{1/6} (RePr \frac{d_i}{L})^{1/2} \quad (3-25)$$

Mit den Beziehungen (3-23), (3-24) und (3-25) kann die mittlere Nußelt-Zahl für beliebige Rohrlängen nach Gnielinski [30] auf folgende Weise formuliert werden:

$$Nu_{m,\vartheta} = \left[ Nu_{m,\vartheta,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,\vartheta,2} - 0,7)^3 + Nu_{m,\vartheta,3}^3 \right]^{1/3} \quad (3-26)$$

Gleichung (3-26) gibt die mittleren Nußelt-Zahlen im gesamten Bereich  $0 < Re Pr d_i/L < \infty$  für laminare Strömungen ( $Re \leq 2300$ ) wieder.

Merker gibt in [25] einen Vorschlag zur Berechnung der mittleren Nußelt-Zahl für den Bereich  $0 < l^* < \infty$ :

$$Nu_m = 3,657 + \frac{0,05565l^{*-1,3335}}{1 + 0,8386Pr^{0,2}l^{*-0,8559}} \quad (3-27)$$

Dabei gilt für  $l^*$  die nachstehende Gleichung (3-28):

$$l^* = \frac{L}{Re Pr d_i} \quad (3-28)$$

### 3.2.2 Turbulente Strömung

Bei Reynolds-Zahlen  $Re > 10^4$  liegt eine voll ausgebildete turbulente Strömung vor. Für die in Punkt 3.2.1 beschriebenen Randbedingungen *konstante Wandtemperatur* und *konstante Wärmestromdichte* ergeben sich für turbulente Strömungen praktisch die gleichen mittleren Nußelt-Zahlen [8].

Im Gegensatz zur laminaren ist die turbulente Rohrströmung wegen des intensiveren Impulsaustausches schon nach kurzer Lauflänge  $x/d_i \geq 10$  bis  $60$  hydrodynamisch und thermisch voll ausgebildet. Damit wird die Darstellung der Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten durch Gleichungen vereinfacht. Baehr und Stephan leiten in [23] nachstehende einfache Beziehung für die voll ausgebildete Strömung her:

$$Nu_m = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3-29)$$

Gleichung (3-29) gilt in den Bereichen  $0,7 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re \geq 10^4$  und  $L/d_i \geq 100$ . In der Literatur werden auch Gleichungen für die mittlere Nußelt-Zahl angegeben, die größere Gültigkeitsbereiche zulassen. Auch dafür haben Baehr und Stephan in [23] folgende Beziehung veröffentlicht:

$$Nu_m = \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{(\xi/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (3-30)$$

Dabei ist  $\xi$ , der sogenannte Widerstandsbeiwert, durch Gleichung (3-31) gegeben.

$$\xi = \frac{1}{(0,79 \ln Re - 1,64)^2} \quad (3-31)$$

Die in Gleichung (3-30) angegebene Formel für die Nußelt-Zahl ist in den Bereichen  $0,1 \leq Pr \leq 1000$ ,  $4000 \leq Re \leq 10^6$  und  $L/d_i \geq 1$  gültig.

Eine ähnliche Beziehung für die Nußelt-Zahl wurde von Gnielinski in [31] angegeben. Diese Gleichung wird im VDI-Wärmeatlas [8] für die ausgebildete turbulente Strömung angeführt, vgl. Gleichung (3-32).

$$Nu_m = \frac{(\xi/8)RePr}{1 + 12,7\sqrt{(\xi/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (3-32)$$

Der Widerstandsbeiwert  $\xi$  ist hier durch Gleichung (3-33) gegeben.

$$\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2} \quad (3-33)$$

Gleichung (3-32) weist einen etwas kleineren Gültigkeitsbereich bezüglich der Reanoldszahl als Gleichung (3-30) auf. Die mittlere Nußelt-Zahl ist in den Bereichen  $0,1 \leq Pr \leq 1000$ ,  $10^4 \leq Re \leq 10^6$  und  $L/d_i \geq 1$  gültig. Gleichung (3-32) wird an dieser Stelle trotz des eingeschränkteren Einsatzbereiches angeführt, weil sie für die Berechnung der mittleren Nußelt-Zahl im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung notwendig ist, s. nächster Punkt 3.2.3.

### 3.2.3 Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung

Die Entwicklung einer turbulenten Strömung ist von vielen Einflussgrößen abhängig, z. B. von der Gestalt des Rohreinlaufs, von der Art der Strömung und von Geschwindigkeitsschwankungen [8]. In noch nicht vollentwickelten Strömungen durch Rohre beobachtete Rotta in [32] abwechselnde, sich hintereinander her bewegende laminare und turbulente Abschnitte. Dabei stellten sich jeweils Geschwindigkeitsverteilungen über den Querschnitt ein, die für laminare bzw. turbulente Strömungen typisch sind. Mit dem Intermittenzfaktor  $\gamma$  wird die zeitliche Abfolge beschrieben, dabei bedeutet  $\gamma=1$  dauernd turbulente Strömung und  $\gamma=0$  dauernd laminare Strömung. Darauf aufbauend hat Gnielinski in [31] eine Gleichung angegeben, nach der die Nußelt-Zahl im Bereich  $2300 \leq Re \leq 10^4$  wiedergeben lässt. Mit der Interpolationsgleichung (3-34) ist es möglich, die Nußelt-Zahl vom laminaren bis zum voll entwickelten turbulenten Strömungsbereich zu berechnen.

$$Nu_m = (1 - \gamma)Nu_{m,L,2300} + \gamma Nu_{m,T,10^4} \quad (3-34)$$

Den Intermittenzfaktor  $\gamma$  ist dabei folgendermaßen definiert:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{und} \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (3-35)$$

In Gleichung (3-34) ist  $Nu_{m,L,2300}$  die Nußelt-Zahl bei laminarer Strömung nach Gleichung (3-26) bei  $Re = 2300$ .  $Nu_{m,T,10^4}$  ist die Nußelt-Zahl die sich bei  $Re = 10^4$  aus Gleichung (3-32) ergibt. Zu beachten ist hierbei, dass Gleichung (3-34) mit (3-26) für die weiter oben beschriebene Randbedingung *konstante Wandtemperatur* gilt. Die Gültigkeitsbereiche  $0,6 \leq Pr \leq 1000$ ,  $2300 \leq Re \leq 10^4$  und  $L/d_i \geq 1$  sind ebenfalls zu berücksichtigen.

Für Überschlagsrechnungen werden im VDI-Wärmeatlas einfachere Gleichungen als (3-30) und (3-34) angeführt. Für kleine Werte von  $d_i/L$  liefern diese allerdings im Übergangsbereich  $2300 \leq Re \leq 10^4$  häufig größere Werte für die Nußelt-Zahl, vgl. [8]:

$$Nu_m = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \left[ 1 + (d_i/L)^{2/3} \right] \quad (3-36)$$

$$Nu_m = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \left[ 1 + (d_i/L)^{2/3} \right] \quad (3-37)$$

Gleichung (3-36) ist im Bereich  $0,5 \leq Pr \leq 1,5$  gültig, Gleichung (3-37) hingegen im Bereich  $1,5 \leq Pr \leq 500$ . Des Weiteren gelten beide Gleichungen im Bereich  $2300 \leq Re \leq 10^6$ .

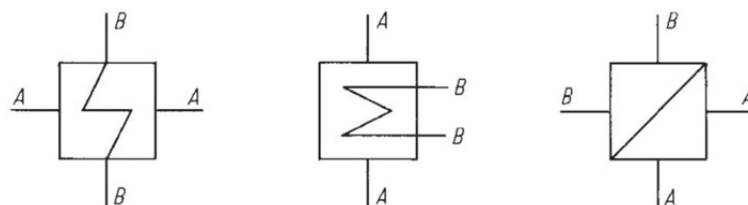
Abschließend sei erwähnt, dass in der Literatur für die Gleichungen (3-30), (3-34), (3-36) und (3-37) noch Korrekturfaktoren beschrieben werden. Diese sind für die allgemeine Form der Gleichungen notwendig, weil bei temperaturabhängigen Stoffwerten die Wärmeübertragung durch die Art des Fluids und durch die Richtung des Wärmestromes beeinflusst wird. Bei der vorliegenden Problemstellung (Rauchgas wird abgekühlt) können diese Korrekturfaktoren vernachlässigt werden, weshalb sie an dieser Stelle nicht näher erläutert werden.

### 3.3 Wärmeübertrager

Wärmeübertrager können in den verschiedensten industriellen Anlagen und Anwendungen unterschiedlicher Industriebereiche gefunden werden und helfen Prozesse wirtschaftlich werden zu lassen wie etwa bei der Abwärmenutzung, vgl. [29]. Sie dienen der Übertragung von Wärme von einem wärmeren, strömenden Fluid auf ein kälteres, indem die Fluide durch einen Apparat geführt werden. Die Fluidströme sind dabei gewöhnlich durch eine materielle Wand (meistens Rohr- oder Kanalwand) voneinander getrennt [23].

Die Energiespeicherung durch die beteiligten Medien kann entweder durch sensible Wärmespeicherung (Enthalpieänderung durch Temperaturänderung bei endlichen Wärmekapazitäten) oder durch latente Wärmespeicherung (Enthalpieänderung durch Kondensation oder Verdampfung) erfolgen. Beispielsweise in Wärmeübertragern von Brennwertgeräten ändern die Fluide bzw. einzelne Stoffkomponenten des Fluids den Aggregatzustand - somit wird neben sensibler auch latente thermische Energie frei, vgl. [22].

Beim Zeichnen von Schaltbildern wärmetechnischer Anlagen werden die in **Abbildung 3-6** dargestellten Symbole verwendet – sie sind in DIN 2481 genormt, vgl. [6] und [33].



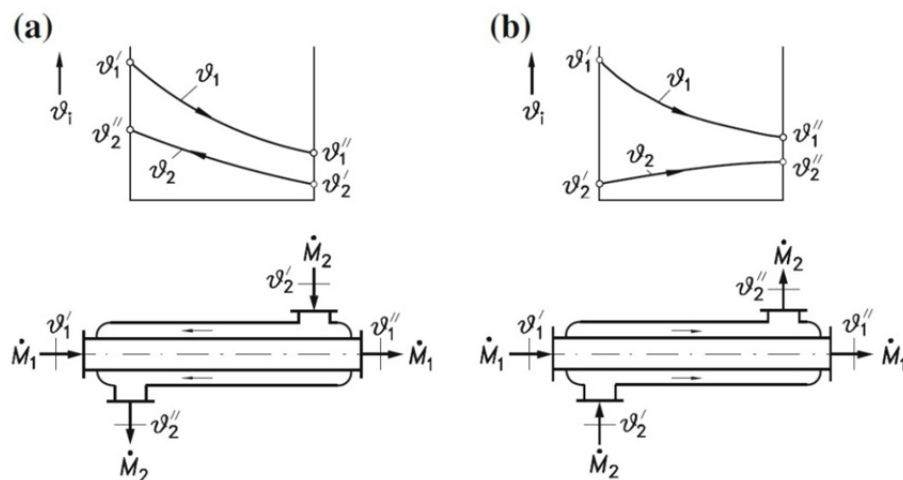
**Abbildung 3-6:** Symbole für Wärmeübertrager in Schaltbildern wärmetechnischer Anlagen [6]

### 3.3.1 Bauarten und Stromführungen

Angesichts sehr ungleicher Anforderungen an die Leistungsfähigkeit und an die Baugröße existiert eine Vielzahl an Prinzipien und Bauformern zur Wärmeübertragung in Apparaten. Eine übersichtliche Einteilung kann in [22] gefunden werden:

- Art der Wärmeübertragung:
  - *Indirekte Wärmeübertrager:*  
Die Fluide sind durch eine Wand getrennt.
  - *Direkte Wärmeübertrager:*  
Direkter Kontakt der Fluide - meist mit Stoffübertragung verbunden.
- Betriebsweise:
  - *Rekuperatoren:*  
Kontinuierlich durchströmte Wärmeübertrager – die Wärmeübertragung geschieht ohne Zwischenspeicherung.
  - *Regeneratoren:*  
Diskontinuierlich durchströmte Wärmeübertrager – Wärme wird zuerst auf ein Speichermedium übertragen und dann zeitverzögert auf ein Fluid übertragen
- Strömungsführung:
  - *Gleichstromwärmeübertrager:*  
Anordnung, bei der die Fluide parallel in die gleiche Richtung strömen.
  - *Gegenstromwärmeübertrager:*  
Anordnung, bei der die Fluide parallel in die entgegengesetzte Richtung strömen.
  - *Kreuzstromwärmeübertrager:*  
Die Fluide strömen quer zueinander.

Folgend wird der Doppelrohr-Wärmeübertrager näher beschrieben, da er zum einen zu den einfachen Bauformen zählt, zum anderen werden die praktischen Versuche mit den Einzelrohren mit dieser Bauform durchgeführt. Es werden zwei Rohre mit unterschiedlichem Durchmesser konzentrisch angeordnet, vgl. **Abbildung 3-7**. Ein Fluid (Index 1) strömt im Innenrohr, das andere Fluid (Index 2) zwischen Innen- und Mantelrohr. Hier sind zwei Stromführungen möglich: Gegenstromführung, vgl. **Abbildung 3-7a** und Gleichstromführung, vgl. **Abbildung 3-7b**.



**Abbildung 3-7:** Fluidtemperaturverläufe in einem Doppelrohr-Wärmeübertrager.

a) Gegenstromführung, b) Gleichstromführung, vgl. [23]

In **Abbildung 3-7** sind außerdem die Verläufe der mittleren Temperaturen  $\vartheta_1$  und  $\vartheta_2$  der beiden Fluide dargestellt. Die Eintrittstemperaturen werden dabei mit einem Strich, Austrittstemperaturen mit zwei Strichen gekennzeichnet. Wenn Fluid 1 das heißere Fluid ist, gilt an jeder Stelle des Wärmeübertragers  $\vartheta_1 > \vartheta_2$ . Die Bedingungen  $\vartheta_1' > \vartheta_2''$  und  $\vartheta_1'' < \vartheta_2'$  müssen eingehalten werden. Weil bei Gegenstromführung die Fluide aber an den entgegengesetzten Enden austreten, kann die Austrittstemperatur  $\vartheta_1''$  des wärmeren Mediums über der des kälteren Mediums  $\vartheta_2''$  liegen,  $\vartheta_1'' < \vartheta_2''$ . Solch eine starke Abkühlung des warmen Fluids kann mit der Gleichstromführung nicht erreicht werden. Hier treten die Fluide am selben Ende aus und es gilt daher  $\vartheta_1'' > \vartheta_2''$  (auch bei beliebiger Verlängerung des Wärmeübertragers), vgl. [23]. Das heißt, das kältere Fluid kann nicht über die Austrittstemperatur des wärmeren Fluids erwärmt werden. Die Gleichstromanordnung ist somit weniger vorteilhaft als die Gegenstromanordnung. Abgesehen davon ist die Fläche bei gleich großem übertragenem Wärmestrom bei einem Gegenstromwärmeübertrager wesentlich kleiner als bei einem Gleichstromwärmeübertrager. Deshalb wird in der Praxis meist eine Konstruktion mit Gegenstromführung gewählt, vgl. [6].

Die Wärmeübertragung in einem Wärmeübertrager geschieht in der Regel konvektiv [22], s. Kapitel 3.1.2.

## 4 Berechnung von Stoffwerten

In diesem Kapitel werden die für die Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten notwendigen Stoffwerte von Rauchgasen beschrieben. Dabei stützen sich die erarbeiteten Erkenntnisse im Wesentlichen auf Wissen, das im VDI-Wärmeatlas, vgl. [8], und von Glück in [20] veröffentlicht wurde.

In den Gleichungen zur Beschreibung des Wärmeübergangs sind immer Stoffeigenschaften als Parameter enthalten, die einen Einfluss auf das Ergebnis für den Wärmestrom haben. Die Berechnung des Wärmeübergangs bei erzwungener Konvektion erfordert als Parameter die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , die dynamische Viskosität  $\eta$ , die Dichte  $\varrho$  und die spezifische Wärmekapazität  $c_p$ , vgl. [8].

Die genannten Stoffwerte sind thermodynamische Zustandsgrößen oder Transportgrößen und hängen somit vom thermodynamischen Zustand ab. Die Größen  $\lambda$ ,  $\eta$  und  $c_p$  zeigen in der Regel oft eine vernachlässigbare Druckabhängigkeit, variieren aber deutlich mit der Temperatur. Zusätzlich sind Gemische, wie z.B. in der vorliegenden Problemstellung das Rauchgas, auch noch von der Zusammensetzung abhängig. Bei kleinen Temperaturunterschieden im Fluid können die Stoffwerte näherungsweise als konstant angenommen werden. Um die Abhängigkeit von der Temperatur bei großen Temperaturunterschieden zu berücksichtigen, aber um keine zusätzlichen Kennzahlen einführen zu müssen, wird versucht, die Stoffwerte bei geeigneten Mitteltemperaturen zu verwenden, vgl. [23].



Da vor allem für Mehrkomponentengemische wie Abgase in der Regel keine Messwerte vorliegen, ist es notwendig mit geeigneten Verfahren die Stoffwerte abzuschätzen und zu berechnen. Im Folgenden werden solche Verfahren beschrieben.

## 4.1 Dichte $\rho$

Für ideale Gase ist folgenden Gleichung gültig:

$$\rho = \frac{pM}{\tilde{R}T} \quad (4-1)$$

In Gleichung (4-1) steht  $p$  für den Druck,  $M$  für die molare Masse,  $\tilde{R}$  für die allgemeine Gaskonstante und  $T$  für die absolute Temperatur. Die Dichte des Rauchgasgemisches kann mit folgender Beziehung für den Normzustand (101,2 kPa und 0 °C) berechnet werden:

$$\rho_{0,RG} = \sum_K \phi_K \rho_K \quad (4-2)$$

Hierbei bezeichnet Index 0 den Normzustand, der Index  $K$  die jeweilige Komponente im Rauchgas und  $\phi_i$  den Volumenanteil. Die Umrechnung der Dichte auf andere Drücke und Temperaturen erfolgt unter Zuhilfenahme von Gleichung (4-1):

$$\rho_{RG} = \rho_0 \frac{\vartheta_0 p}{p_0 \vartheta} \quad (4-3)$$

## 4.2 Spezifische Wärmekapazität $c_p$

Die spezifische Wärmekapazität ist ein Maß für die Fähigkeit eines Moleküls Wärmeenergie zu speichern. Sie ist definiert als die Wärme, die pro Mengeneinheit isobar einem idealen Gas zugeführt werden muss, um eine Temperaturänderung zu erzielen. Zur Berechnung der spezifischen Wärmekapazität für verschiedene Stoffe kann folgende Gleichung verwendet werden, vgl. [8]:

$$c_p = A + B\vartheta + C\vartheta^2 + D\vartheta^3 + \frac{E}{\vartheta^2} \quad (4-4)$$

Die Koeffizienten  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  und  $E$  in Gleichung (4-4) sind im VDI-Wärmeatlas im Abschnitt Dca angeführt. In **Tabelle 1** sind die Koeffizienten für die Komponenten des Rauchgases, das bei der Verbrennung von Erdgas entsteht, angegeben.

**Tabelle 1:** Spezifische Wärmekapazität - Koeffizienten für Gleichung (4-4), vgl. [8]

Stoff	A	B	C	$10^3D$	$10^3E$
CO <sub>2</sub>	617,3	0,950	-0,000388	0,000050	0,000189
H <sub>2</sub> O	1833,10	-0,035	0,000696	-0,000215	-0,000026
O <sub>2</sub>	885,40	0,071	0,000277	-0,000143	-0,000004
N <sub>2</sub>	1049,90	-0,158	0,000439	-0,000166	-0,000016

Die spezifische Wärmekapazität für mehrstoffige Gase wie Rauchgas kann mit Gleichung (4-5) unter Verwendung der Massenanteile der Komponenten ermittelt werden, vgl. [20]. Die Massenanteile  $\Xi_i$  können aus den Volumenanteilen und den molaren Massen bestimmt werden.

$$c_{p,RG} = \sum_K \Xi_K c_{p,K} \quad (4-5)$$

Die  $c_p$ -Werte der einzelnen Gemischbestandteile sind für die jeweilige Abgastemperatur einzusetzen.

### 4.3 Wärmeleitfähigkeit $\lambda$

Die Wärmeleitfähigkeit ist gewöhnlich die bestimmende Größe bei Wärmeübertragungsvorgängen. Sie steigt bei Gasen mit der Temperatur an, bei Drücken von ca. 0,1...10 bar ist sie hingegen unabhängig vom Druck. Die Korrelation kann mit Hilfe von Gleichung (4-6) erfolgen, vgl. [8]:

$$\lambda = A + B\vartheta + C\vartheta^2 + D\vartheta^3 + D\vartheta^4 \quad (4-6)$$

Die Koeffizienten in Gleichung (4-6) sind im VDI-Wärmeatlas im Abschnitt Dca zu finden. Die Koeffizienten für die Komponenten des Rauchgases bei Erdgasverbrennung sind in **Tabelle 2** angegeben.

**Tabelle 2:** Wärmeleitfähigkeit - Koeffizienten für Gleichung (4-6), vgl. [8]

Stoff	$10^3\text{A}$	$10^3\text{B}$	$10^6\text{C}$	$10^9\text{D}$	$10^{12}\text{E}$
CO <sub>2</sub>	-3,882	0,053	0,071460	-0,073010	0,018090
H <sub>2</sub> O	0,46	0,046	0,051150		
O <sub>2</sub>	1,29	0,107	-0,052630	0,025680	-0,005040
N <sub>2</sub>	-0,13	0,101	-0,060650	0,033610	-0,007100

Die Wärmeleitfähigkeit für gasförmige Stoffgemische kann mit nachfolgender Beziehung (4-7) überschlagsmäßig berechnet werden. Dazu werden die Volumenanteile  $\phi_i$  der einzelnen Rauchgaskomponenten verwendet, vgl. [20].

$$\lambda_{RG} = \sum_K \phi_K \lambda_K \quad (4-7)$$

Zur Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit der Abgaskomponenten ist die jeweilige Abgastemperatur zu verwenden.

#### 4.4 Viskosität $\eta$ , $\nu$

Bei großen Unterschieden zwischen Wand- und Fluidtemperatur muss der Einfluss der meist stark mit der Temperatur veränderlichen Viskosität berücksichtigt werden, vgl. [23].

Der Verlauf der dynamischen Viskosität  $\eta$  kann durch Gleichung (4-8) beschrieben werden.

$$\eta = A + B\vartheta + C\vartheta^2 + D\vartheta^3 + D\vartheta^4 \quad (4-8)$$

Die in Gleichung (4-8) angeführten Koeffizienten können dem Abschnitt Dca im VDI-Wärmeatlas entnommen werden. In **Tabelle 3** sind die Koeffizienten für die Komponenten des Rauchgases bei der Erdgasverbrennung dargestellt.

Die dynamische Viskosität kann wie auch die Wärmeleitfähigkeit unter Zuhilfenahme der Volumenanteile  $\phi_i$  der einzelnen Rauchgaskomponenten mit Gleichung (4-9) angegeben werden, vgl. [20].

$$\eta_{RG} = \sum_K \phi_K \eta_K \quad (4-9)$$

**Tabelle 3:** Dynamische Viskosität - Koeffizienten für Gleichung (4-8), vgl. [8]

Stoff	$10^5\mathbf{A}$	$10^7\mathbf{B}$	$10^{10}\mathbf{C}$	$10^{12}\mathbf{D}$	$10^{15}\mathbf{E}$
CO <sub>2</sub>	-0,18024	0,65989	-0,37108	0,01586	-0,00300
H <sub>2</sub> O	-0,10718	0,35248	0,03575		
O <sub>2</sub>	-0,10257	0,92625	-0,80657	0,05113	-0,01295
N <sub>2</sub>	-0,01020	0,74785	-0,59037	0,03230	-0,00673

Zur Ermittlung der dynamischen Viskosität der Abgaskomponenten ist die jeweilige Abgastemperatur einzusetzen.

Die kinematische Viskosität  $\nu$  hängt mit der dynamischen Viskosität  $\eta$  über die Dichte  $\rho$  zusammen, vgl. Gleichung (4-10).

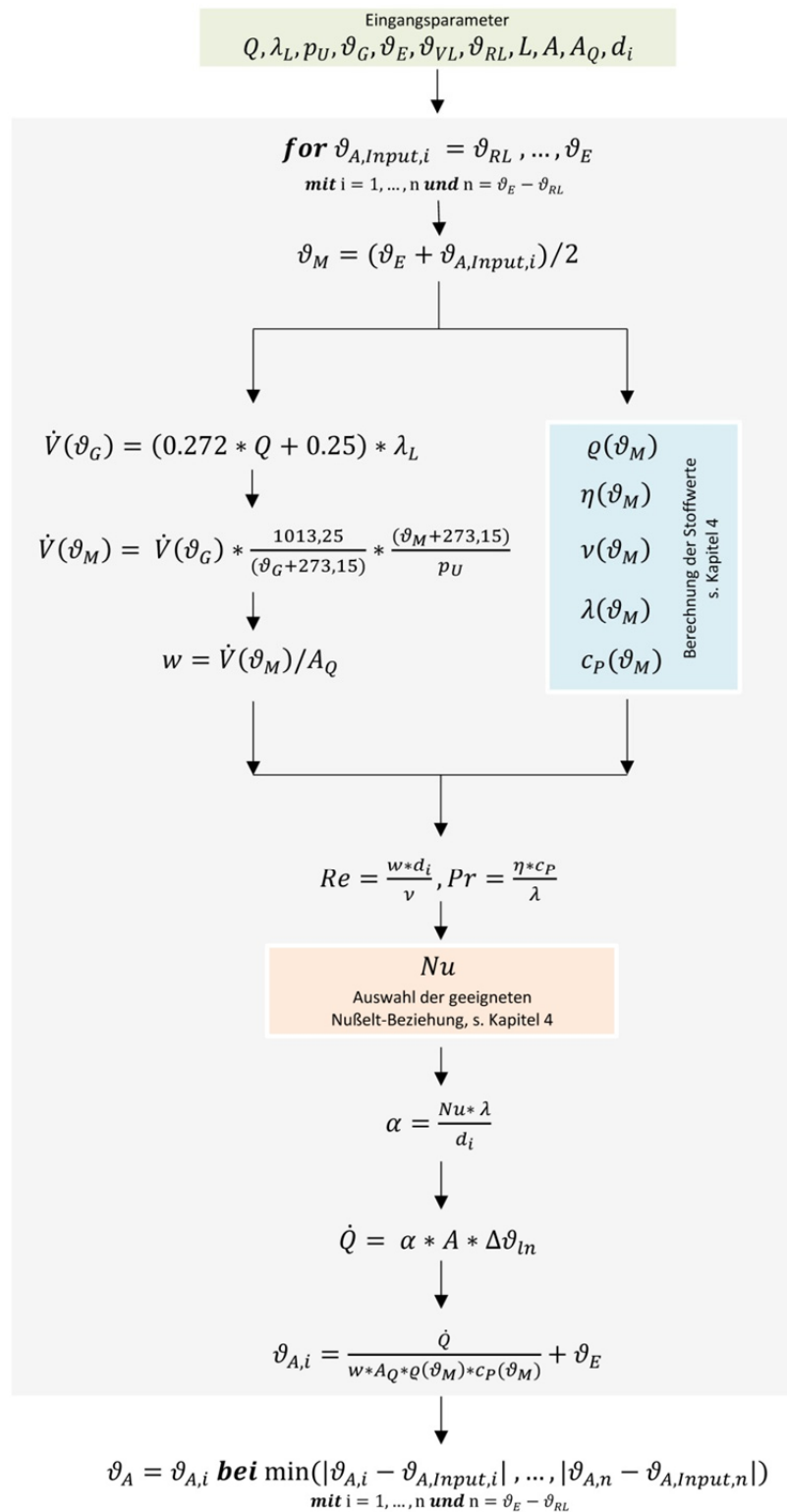
$$\eta = \nu \rho \quad (4-10)$$

## 5 Beschreibung des Berechnungsmodells

In diesem Kapitel wird auf Grundlage der bisher erarbeiteten Theorie das theoretische Berechnungsmodell vorgestellt. Der Ablauf der Berechnung wurde in Anlehnung an [8] entwickelt. Bei der theoretischen Berechnung handelt es sich um einen iterativen Vorgang, der mit einer VBA-Programmierung in Microsoft Excel 2010 umgesetzt wurde. Die Schritte der Berechnung bleiben – bis auf die Ermittlung der charakteristischen Länge – für unterschiedliche Rohrgeometrien dieselben:

- Ermittlung der mittleren Temperatur
- Ermittlung der Stoffwerte
- Ermittlung des Volumenstroms und der Gasgeschwindigkeit
- Ermittlung der dimensionslosen Kennzahlen
- Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten
- Ermittlung des Wärmestroms
- Ermittlung der Austrittstemperatur

Das Schema der Berechnung wird zunächst zur Veranschaulichung in **Abbildung 5-1** bildlich dargestellt. Anschließend erfolgt die Erklärung der Eingangsparameter und eine genauere Erläuterung der einzelnen Schritte des Berechnungsmodells.



$Q$  ... Wärmebelastung,  $\lambda_L$  ... Luftüberschusszahl,  $p_U$  ... Umgebungsdruck,  $\vartheta_G$  ... Gasttemperatur  
 $\vartheta_E$  ... Eintrittstemperatur,  $\vartheta_{VL}$  ... Vorlauftemperatur,  $\vartheta_{RL}$  ... Rücklauftemperatur  
 $L$  ... Länge,  $A$  ... Übertragungsfläche,  $A_Q$  ... Querschnittsfläche,  $d_i$  ... charakteristische Länge  
 $\vartheta_M$  ... mittlere Temperatur,  $\dot{V}$  ... Volumenstrom,  $w$  ... Gasgeschwindigkeit  
 $\rho$  ... Dichte,  $\eta$  ... dynamische Viskosität,  $\nu$  ... kinematische Viskosität,  $\lambda$  ... Wärmeleitfähigkeit,  $c_p$  ... spez. Wärmekapazität  
 $Re$  ... Reynolds-Zahl,  $Pr$  ... Prandtl-Zahl,  $Nu$  ... Nußelt-Zahl  
 $\alpha$  ... Wärmeübergangskoeffizient,  $\dot{Q}$  ... Wärmestrom,  $\vartheta_A$  ... Austrittstemperatur

Abbildung 5-1: Schema des Berechnungsmodells

## 5.1 Eingangsparmeter für die Berechnung

Die für die Berechnung notwendigen, bekannten Eingangsparmeter sind in **Tabelle 4** notiert.

**Tabelle 4:** Eingangsparmeter für die Berechnung

Symbol	Erläuterung	Symbol	Erläuterung
$Q$	Wärmebelastung	$\vartheta_{VL}$	Vorlauftemperatur
$\lambda_L$	Luftverhältniszahl	$\vartheta_{RL}$	Rücklauftemperatur
$p_U$	Umgebungsdruck (absolut)	L	Rohrlänge
$p_G$	Gasdruck (relativ)	A	Wärmeübertragungsfläche
$\vartheta_G$	Gastemperatur	$A_Q$	Querschnittsfläche
$\vartheta_E$	Rohreintrittstemperatur	$d_i$	charakteristische Länge

Das Produkt aus Gasvolumenstrom und dem Heizwert des Gases unter denselben Bezugsbedingungen wird nach DIN EN 303-3:1998+A2:2004 als Wärmebelastung  $Q$  bezeichnet, vgl. [34]. Die Wärmebelastung  $Q$  des Brenngases bei Betriebsbedingungen wird aus dem Gasvolumenstrom  $\dot{V}_G$ , dem Umgebungsdruck  $p_U$ , dem Gasdruck  $p_G$  und aus der Gastemperatur  $\vartheta_G$  mit Hilfe der idealen Gasgleichung ermittelt:

$$Q = \left( \dot{V}_G * \frac{p_U + p_G}{1013,25} * \frac{273,15}{(273,15 + \vartheta_G)} \right) * 10,1 \quad (5-1)$$

Der Wert 10,1 ist der Heizwert (in kWh/Nm<sup>3</sup>) des Brenngases (Erdgas H) unter Standardbedingungen.

Die Luftverhältniszahl  $\lambda_L$  wird über den O<sub>2</sub>-Gehalt im Abgas ermittelt, vgl. Umrechnungstabelle im Anhang.

### 5.1.1 Charakteristische Länge

Bezüglich der Geometrie muss die charakteristische Länge  $d_i$  definiert werden, die für die Berechnung der Reynolds-Zahl, Gleichung (3-11) und der Nußelt-Zahl, Gleichung (3-10) notwendig ist. Die Bestimmung von  $d_i$  für komplexe Geometrien – wie bei den aluFer®-Wärmeübertragern und den alternativen Wärmeübertragern mit Sicken – ist schwierig. Die

Gleichungen (5-2) und (5-3) können für eine erste Abschätzung herangezogen werden. Die endgültigen Werte für  $d_i$  werden später mit den Daten aus den Versuchen ermittelt.

Gleichung (5-2) gilt für nicht kreisrunde Rohre und wird in der Literatur (z. B. [8]) zur Ermittlung der charakteristischen Länge  $d_i$  vorgeschlagen:

$$d_i = \frac{4A_Q}{U} \quad (5-2)$$

$A_Q$  bedeutet dabei die offene Querschnittsfläche,  $U$  den inneren Umfang des durchströmten, nicht kreisförmigen Rohres. Die aluFer®-Wärmeübertrager haben durch die Rippen einen im Verhältnis zur Querschnittsfläche großen Umfang, dadurch liefert die Berechnung nach Gleichung (5-2) sehr kleine Werte für  $d_i$ . Deshalb wird zur ersten Abschätzung von  $d_i$  auch die folgende Gleichung (5-3) vorgeschlagen:

$$d_i = \sqrt{\frac{4A_Q}{\pi}} \quad (5-3)$$

## 5.2 Schritte der Berechnung

Am Anfang muss eine Austrittstemperatur geschätzt werden, um die Berechnung durchführen zu können. Das wurde gelöst, indem die „Eingangsaustrittstemperatur“  $\vartheta_{A,Input,i}$  Werte im Bereich zwischen  $\vartheta_{RL}$  und  $\vartheta_E$  (in Schritten von 1 °C) annimmt<sup>4</sup>. Für alle Eingangsaustrittstemperaturen  $\vartheta_{A,Input,i}$  werden Austrittstemperaturen  $\vartheta_{A,i}$  berechnet. Ähnlich wie in [8] wird als Ergebnis die Austrittstemperatur  $\vartheta_A$  gesucht, für die  $|(\vartheta_{A,i} - \vartheta_{A,Input,i})| \rightarrow \min$  gilt.

### 5.2.1 Ermittlung der mittleren Temperatur $\vartheta_M$ und der Stoffwerte

Die mittlere Temperatur  $\vartheta_M$  für das Wärmeübertragungssystem kann nach Gleichung (3-20),  $\vartheta_M = (\vartheta_E + \vartheta_{A,i})/2$ , bestimmt werden.

Mit der mittleren Temperatur können die Stoffwerte (s. Kapitel 4) abgeschätzt werden. Dafür ist die Zusammensetzung des Abgases notwendig. Es wird dazu die Zusammensetzung

<sup>4</sup> Die Austrittstemperatur  $\vartheta_A$  des Abgases kann nicht höher als die Eintrittstemperatur  $\vartheta_E$  und nicht niedriger als die Rücklaufstemperatur  $\vartheta_{RL}$  sein.



verwendet, wie sie in Arbeitsblatt 64 in [35] angegeben ist. Die Abgaszusammensetzung in **Tabelle 5** gilt für Standardbedingungen und  $\lambda_L = 1,3$ . Die Werte sind für das Berechnungsmodell hinreichend genau.

**Tabelle 5:** Abgaszusammensetzung bei Erdgas-Verbrennung bei  $\lambda_L = 1,3$

Komponente	Volumenanteil
CO <sub>2</sub>	7,5 Vol-%
H <sub>2</sub> O (g)	15 Vol-%
O <sub>2</sub>	4,5 Vol-%
N <sub>2</sub>	73 Vol-%

### 5.2.2 Ermittlung des Volumenstroms $\dot{V}$ und der Gasgeschwindigkeit $w$

Mit der Wärmebelastung  $Q$  und mit der Luftverhältniszahl  $\lambda_L$  kann mit Gleichung (5-4) der Abgasvolumenstrom  $\dot{V}$  bei der Gastemperatur ermittelt werden, vgl. [19].

$$\dot{V}(\vartheta_G) = (0.272 * (Q * 3.6) + 0.25) * \lambda_L \quad (5-4)$$

Mit Hilfe des idealen Gasgesetzes wird der Volumenstrom bei der mittleren Temperatur  $\vartheta_M$  bestimmt, vgl. Gleichung (5-5).

$$\dot{V}(\vartheta_M) = \dot{V} * \frac{1013,25}{(\vartheta_G + 273,15)} * \frac{(\vartheta_M + 273,15)}{p_U} \quad (5-5)$$

Aus dem Volumenstrom ist es möglich, mit Hilfe der offenen Querschnittsfläche eine mittlere Geschwindigkeit mit Gleichung (5-6) zu berechnen.

$$w = \dot{V}(\vartheta_M) / A_Q \quad (5-6)$$

### 5.2.3 Ermittlung der dimensionslosen Kennzahlen $Re$ , $Pr$ , $Nu$ und des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha$

In weiterer Folge werden die dimensionslosen Kennzahlen, die Reynolds-Zahl  $Re$ , Gleichung (3-11), und die Prandtl-Zahl  $Pr$ , Gleichung (3-13), bestimmt.

$$Re = \frac{w * d_i}{\nu} \quad (3-11)$$

$$Pr = \frac{\eta * c_P}{\lambda} \quad (3-13)$$

Die Reynolds-Zahl und die Prandtl-Zahl sind für die Berechnung der Nußelt-Zahl  $Nu$  notwendig. Unter der Beachtung der Nebenbedingungen – vor allem der Art der Strömung – wird dann die geeignete Nußelt-Beziehung gewählt (s. Kapitel 3.2) und die mittlere Nußelt-Zahl  $Nu$  ermittelt. Aus der Nußelt-Zahl folgt der Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (5-7):

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{d_i} \quad (5-7)$$

### 5.2.4 Ermittlung des Wärmestroms $\dot{Q}$

Aus Gleichungen (3-6), (3-18) und folgt für den Wärmestrom  $\dot{Q}$ :

$$\dot{Q} = \alpha * A * \Delta\vartheta_{ln} \quad (5-8)$$

Für die Berechnung des Wärmestroms wird die mittlere, logarithmische Temperaturdifferenz benötigt. Für das vorliegende System (Doppelrohr-Wärmeübertrager in Gegenstromführung, s. Kapitel 3.3) wird die Gleichung (5-9) angewandt. Dabei handelt es sich um eine Anpassung von Gleichung (3-19), wie sie ähnlich in [21] für unbekannte Wandtemperaturen beschrieben wird.

$$\Delta\vartheta_{ln} = \frac{(\vartheta_{VL} - \vartheta_E) - (\vartheta_{RL} - \vartheta_A)}{\ln \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_E}{\vartheta_{RL} - \vartheta_A}} \quad (5-9)$$

In Gleichung (5-9) bedeutet  $\vartheta_E$  die Eintritts-,  $\vartheta_S$  die Austritts-,  $\vartheta_{VL}$  die Vorlauf- und  $\vartheta_{RL}$  die Rücklauftemperatur.

### 5.2.5 Ermittlung der Austrittstemperatur $\vartheta_A$

Der berechnete Wärmestrom ermöglicht es, die Austrittstemperatur  $\vartheta_A$  mit Gleichung (5-10) zu bestimmen, vgl. [8]. Es handelt es sich dabei um die umgeformte Gleichung  $\dot{Q} = \dot{m} * c_p * \Delta\vartheta$ :

$$\vartheta_{A,i} = \frac{\dot{Q}}{w * A_Q * \rho(\vartheta_M) * c_p(\vartheta_M)} + \vartheta_E \quad (5-10)$$

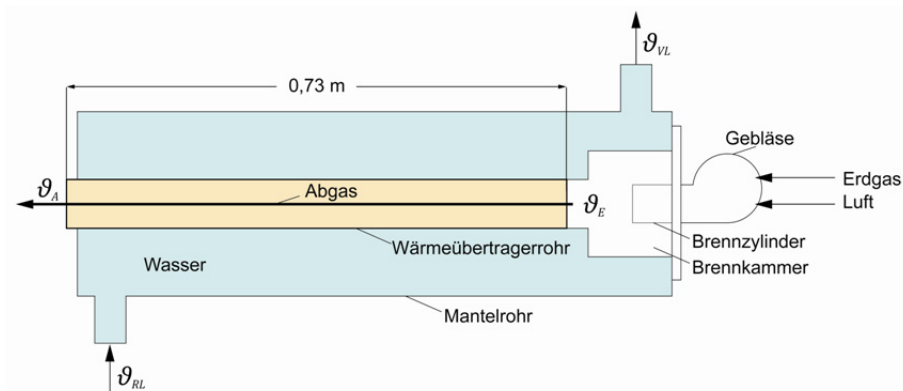
Die berechnete Austrittstemperatur wird mit der „Eingangsaustrittstemperatur“ verglichen und der Betrag der Differenz wird gebildet. Das Ergebnis stellt die Austrittstemperatur  $\vartheta_{A,i}$  dar, für die  $|(\vartheta_{A,i} - \vartheta_{A,Input,i})| \rightarrow \min$  gilt.

## 6 Versuchsaufbau und -durchführung

Zur Verifizierung des Berechnungsmodells und zur Ermittlung der charakteristischen Längen sind Versuche mit unterschiedlichen Wärmeübertragerrohren notwendig. Folgend werden der Aufbau und die Durchführung der Versuche beschrieben.

### 6.1 Aufbau der Versuche

Der Versuchsaufbau des Wärmeübertragersystems (vgl. **Abbildung 6-1** und **Abbildung 6-2**) besteht aus einem Wärmeübertragerrohr, das von einem zweiten, konzentrisch angeordneten Rohr umhüllt ist.



**Abbildung 6-1:** Schematische Skizze des Wärmeübertragersystems

Durch das Gebläse strömt Erdgas und Luft in den Brennzylinder, in dem das Gemisch gezündet wird. Das Abgas mit der Eintrittstemperatur  $\vartheta_E$  strömt von die Brennkammer durch

das Wärmeübertragerrohr. Es gibt im Wärmeübertragerrohr Wärme an die Rohrwand ab und wird auf die Temperatur  $\vartheta_A$  abgekühlt. Im äußeren Ringraum strömt Wasser mit der Temperatur  $\vartheta_{RL}$  ein und wird dort auf die Temperatur  $\vartheta_{VL}$  erwärmt.



(a) Anzeige des Gasvolumenstroms (b) Messung der Gastemperatur  $\vartheta_G$  (c) Messung des Gasdrucks  $p_G$  (d) Drehkolbengaszähler,  $\dot{V}$   
 (e) Digitalanzeige (f)  $O_2$ -Fühler  $\phi_{O_2}$  (g) Abgas-Analyse-Computer (h) Gebläse (i) Messschreiber  $\vartheta_E$ ,  $\vartheta_A$ ,  $\vartheta_{VL}$ ,  $\vartheta_{RL}$   
 (j) Gasleitung (k) Doppelrohrwärmeübertrager

Abbildung 6-2: Foto des Versuchsaufbaus

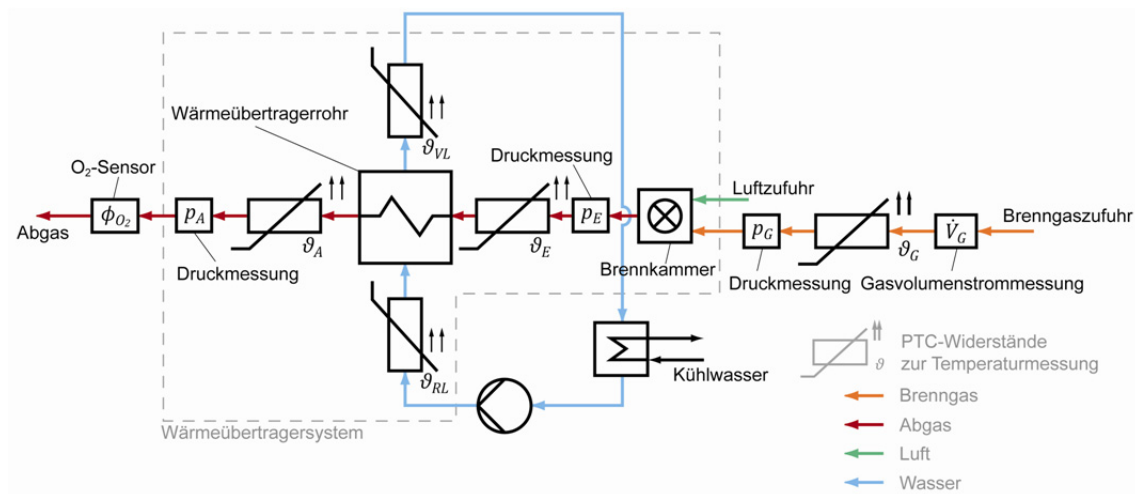
Mit den Versuchen werden die in **Tabelle 6** aufgelisteten Daten gemessen. Zusätzlich sind auch die zugehörigen Messgeräte vermerkt.

Tabelle 6: Liste der zu messenden Daten

Symbol	Erläuterung	Messgerät
$p_U$	Umgebungsdruck (absolut)	Barometer (wandhängend)
$p_E$	Druck am Rohreintritt (relativ)	Digital-Manometer
$p_A$	Druck am Rohraustritt (relativ)	Digital-Manometer
$p_G$	Gasdruck (relativ)	Druckaufnehmer
$\dot{V}_G$	Gasvolumenstrom	Drehkolbengaszähler
$\vartheta_G$	Gastemperatur	PTC-Widerstand
$\vartheta_A$	Austrittstemperatur des Abgases	PTC-Widerstand
$\vartheta_E$	Eintrittstemperatur des Abgases	PTC-Widerstand

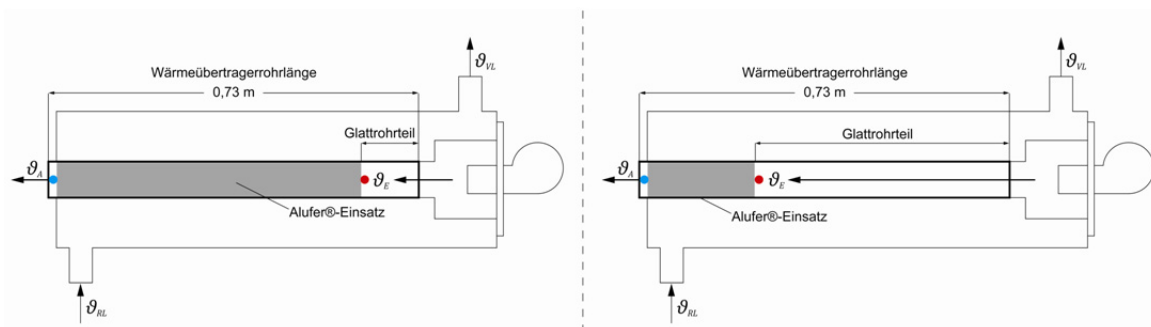
$\vartheta_{VL}$	Vorlauftemperatur	PTC-Widerstand
$\vartheta_{RL}$	Rücklauftemperatur	PTC-Widerstand
$\phi_{O_2}$	O <sub>2</sub> -Konzentration des Abgases	Abgas-Analyse-Computer Meron HT

In **Abbildung 6-3** ist das Schaltbild des Prüfaufbaus für die Messungen dargestellt.



**Abbildung 6-3:** Schaltbild des Versuchsaufbaus

Aufgrund der baulichen Gegebenheiten des Prüfstands können nur Rohre mit einer Länge von 0,73 m eingebaut werden. Weil verschiedene aluFer®-Längen und Sickenanzahlen getestet werden sollen, ergibt sich für die Rohre auch immer ein Glattrohranteil (Rohr ohne aluFer®-Einsatz und ohne Sicken). Die Rohre werden immer so in den Prüfstand integriert, dass sich das Ende (der Punkt des Abgasaustritts) jeweils an derselben Position befindet.



**Abbildung 6-4:** Skizze des Prüfstands mit unterschiedlichen aluFer®-Längen

In **Abbildung 6-4** sind die Doppelrohrwärmeübertrager des Prüfstandes mit unterschiedlich langen aluFer®-Wärmeübertragern dargestellt. Die beiden Skizzen unterscheiden sich zudem

durch die Position der Eintrittstemperaturmessung (rote Punkte). Die Position der Austrittstemperaturmessung (blaue Punkte) hingegen befindet sich für alle Rohre an derselben Stelle.

## 6.2 Versuchsdurchführung

Für die aluFer®-Wärmeübertrager und die Wärmeübertrager mit Sicken werden jeweils Versuche mit mehreren Rohren durchgeführt. Die zu messenden Daten werden für alle Rohre bei unterschiedlichen Wärmebelastungen aufgenommen und aufgezeichnet. Die Wärmebelastung wird durch die Drehzahl des Gebläses gesteuert. Mit steigender Drehzahl steigt der Gasvolumenstrom und damit auch die Wärmebelastung. Gestartet wird für jedes Rohr mit einer Wärmebelastung von ca. 5 kW. Die Wärmebelastung wird dann in Kilowatt-Schritten erhöht. Für jedes Rohr werden die zu messenden Daten für bis zu zehn verschiedene Wärmebelastungen/Eintrittstemperaturen bei den Rücklauftemperaturen  $\vartheta_{RL} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  sowie  $\vartheta_{RL} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$  aufgenommen. Die Rücklauftemperaturen werden eingestellt indem die Kühlleistung erhöht wird. Der Volumenstrom des Wassers, das durch das Wärmeübertragersystem erwärmt wird, bleibt konstant.

Eine Messaufzeichnung für ein bestimmtes Rohr bei einer bestimmten Wärmebelastung und Rücklauftemperatur wird vorgenommen, wenn sich stationäre Bedingungen eingestellt haben. Die Messdaten für  $p_U$ ,  $p_G$ ,  $\vartheta_G$  und  $\dot{V}_G$  können von vorhandenen, digitalen Anzeigen abgelesen und aufgenommen werden.  $p_E$  und  $p_A$  werden mit einem Digital-Manometer ermittelt.  $p_E$  und  $p_A$ , gemessen als Differenz zum Umgebungsdruck  $p_U$ , dienen der Ermittlung der Druckverluste für die einzelnen Rohre.

Die  $\text{O}_2$ -Konzentration des Abgases  $\phi_{\text{O}_2}$ , die durch ein Ventil am Gebläse eingestellt wird, bestimmt der Abgas-Analyse-Computer. Die Eintrittstemperatur  $\vartheta_E$ , die Austrittstemperatur  $\vartheta_A$ , die Vorlauftemperatur  $\vartheta_{VL}$  und die Rücklauftemperatur  $\vartheta_{RL}$  werden durch einen Messschreiber aufgezeichnet. Während die PTC-Widerstände zur Messung der Vorlauf-, Rücklauf- und Gastemperatur fix verbaut sind, sind die PTC-Widerstände zur Messung der Eintritts- und Austrittstemperatur direkt in jedes Wärmeübertragerrohr zu integrieren. Der Fühler für die Eintrittstemperaturmessung wird vom hinteren Ende durch das Rohr geschoben und an der Position des Abgaseintritts platziert. Mit der Versuchsanordnung werden jeweils die Kernstromtemperaturen am Eintritt und am Austritt gemessen. Weil die PTC-Widerstände von

hinten durch das Rohr geschoben werden müssen und aufgrund der engen Platzverhältnisse (aluFer®-Einsatz bzw. Sicke), ist eine andere Möglichkeit der Messung der Eintrittstemperatur  $\vartheta_E$  und der Austrittstemperatur  $\vartheta_A$  nur mit sehr großem Aufwand zu realisieren.

Die Austrittstemperaturen werden gemessen, um sie in den folgenden Kapiteln mit den berechneten Austrittstemperaturen des Rechenmodells vergleichen zu können. Eine andere/weitere Möglichkeit wäre es, die Wärmeströme miteinander zu vergleichen. Bei Hoval werden aber in der Regel Systeme mit höherer Leistung getestet. Die Geräte zum Kühlen des Wassers (notwendig für konstante Rücklauftemperaturen) sind auf diese höheren Leistungen dimensioniert. Die Leistungsmessung würde daher erhebliche Messungenauigkeiten ergeben. Aus diesem Grund und wegen hoher unbekannter Abstrahlverluste wird keine Leistungsbilanz erstellt.



## 7 Messungen und Berechnungen

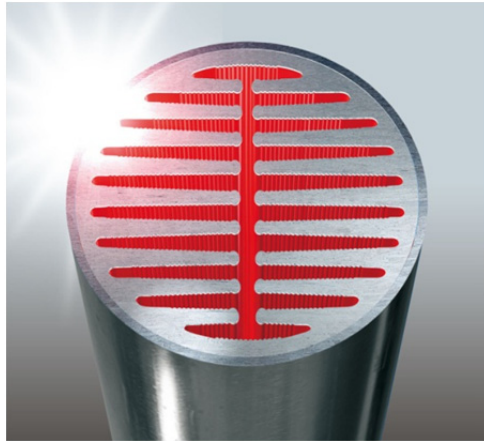
In diesem Kapitel werden der aluFer®-Wärmeübertrager der Firma Hoval und der Wärmeübertrager mit Sicken beschrieben. Anschließend werden für beide Wärmeübertrager die Messungen und die Berechnungen/Ergebnisse dargestellt. Mit den Messdaten aus dem Versuch erfolgt ein Vergleich der theoretischen und der realen Ergebnisse für verschiedene aluFer®-Rohrlängen und Sickenanzahlen. Es soll vor allem auch die charakteristische Länge  $d_i$  für die Wärmeübertrager bestimmt werden, um zukünftig ohne aufwendige Prüfungen Abgastemperaturen vorhersagen zu können. Den Abschluss dieses Kapitels bildet ein Vergleich der beiden Wärmeübertrager.

### 7.1 AluFer®-Wärmeübertrager

Der patentierte aluFer®-Wärmeübertrager wird in den bodenstehenden Gas- und Öl-Brennwertgeräten der Firma Hoval seit fast 20 Jahren eingesetzt. Es handelt sich dabei um einen Rohrwärmeübertrager, der aus zwei Aluminium-Halbprofilen und einem Mantelrohr aus Stahl aufgebaut ist (vgl.

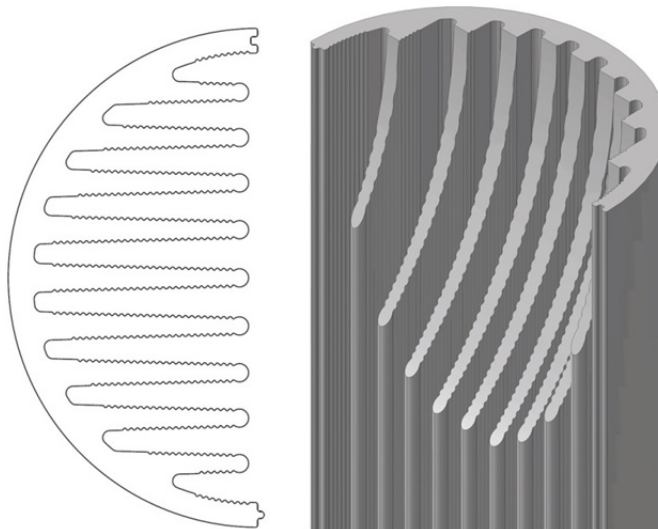
**Abbildung 7-1**). Die Halbprofile sind Strangpressprofile mit geripptem Lamellenaufbau (vgl. **Abbildung 7-2**). Durch diesen speziellen Aufbau wird die Oberfläche für die Wärmeübertragung im Vergleich zu einem Glattrohr (mit dem Innendurchmesser 0,071 m) um ca. das 5-fache auf etwa 0,785 m<sup>2</sup> vergrößert (bei einer aluFer®-Länge von 0,67 m und einem Rohrdurchmesser von 0,071 m). So kann mehr Energie aus dem Abgas gewonnen und die

Effizienz gesteigert werden. Die in der 3D-Zeichnung dargestellte Fräsung wird auf der heißen Abgasseite benötigt, um Materialschäden aufgrund der hohen Eintrittstemperaturen zu vermeiden.



**Abbildung 7-1:** aluFer®-Wärmeübertrager [9]

Bei der Berechnung und den Versuchen wird auf die Fräsung verzichtet, um Werte für vollwertige aluFer®-Stücke berechnen zu können.



**Abbildung 7-2:** Querschnittsfläche und 3D-Zeichnung eines Aluminium-Halbprofils

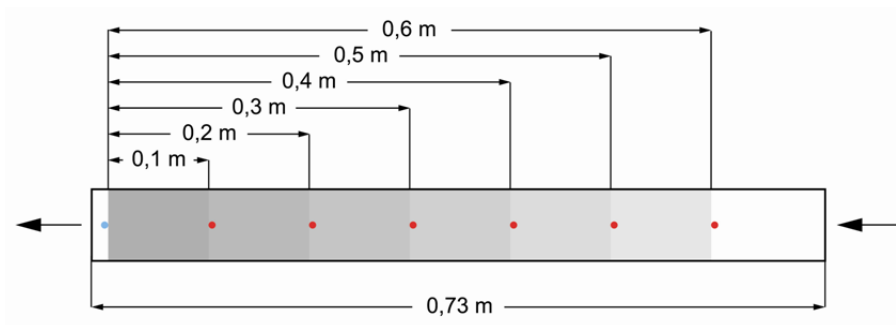
### 7.1.1 Messungen

Es wurden Versuche mit sechs Rohren mit aluFer®-Einsätzen unterschiedlicher Länge (0,1 m bis 0,6 m) gemacht (vgl. **Abbildung 7-3**). Die Länge der Rohre muss für den Prüfstand immer 0,73 m betragen, wobei die aluFer®-Längen variiert wurden, vgl. **Abbildung 7-3** und **Abbildung 7-4**. Die Position des Abgasaustritts aus dem aluFer®-Einsatz war für alle alu-

Fer®-Längen die gleiche (vgl. blauer Punkt in **Abbildung 7-4**). Die Position des Abgaseintritts (rote Punkte in **Abbildung 7-4**) hingegen änderte sich.



**Abbildung 7-3:** Sechs Rohre mit unterschiedlich langen aluFer®-Einsätzen



**Abbildung 7-4:** Messpunkte bei verschiedenen aluFer®-Längen

In **Abbildung 7-5** und **Abbildung 7-6** sind die Eintrittstemperaturen (y-Achse) für die verschiedenen Versuche (x-Achse) aufgetragen. **Tabelle 7** zeigt für die verschiedenen aluFer®-Längen die jeweiligen Versuchsnummern. Die Versuchsnummern sind für beide Rücklauf-temperaturen gültig.

**Tabelle 7:** Versuchsnummer der verschiedenen aluFer®-Längen

Versuchsnummer	aluFer®-Länge
1-10	0,6 m
11-20	0,5 m
21-30	0,4 m
31-40	0,3 m
41-50	0,2 m
51-58	0,1 m

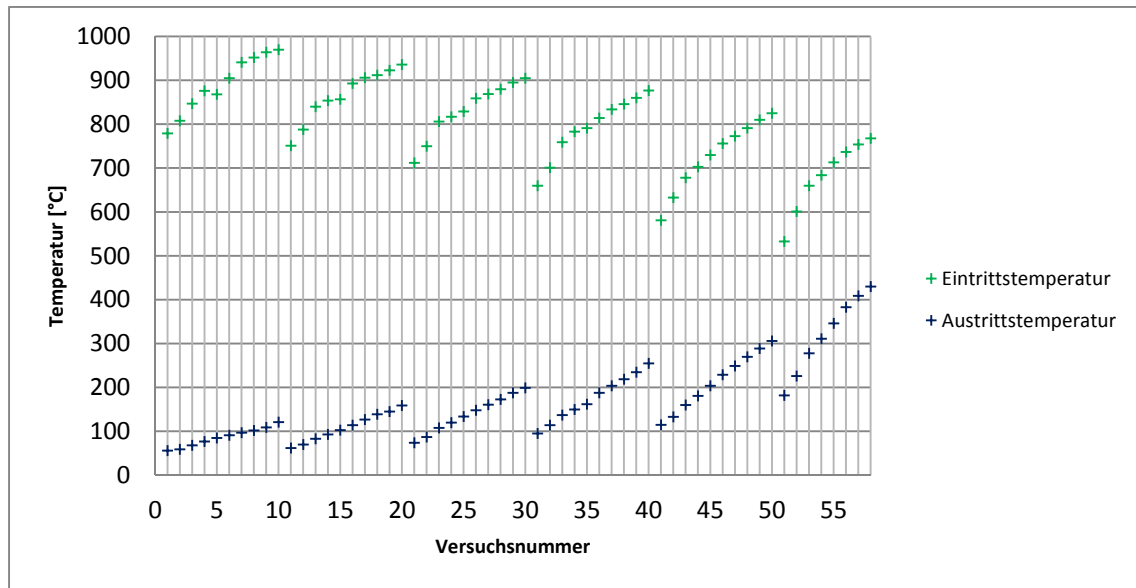


Abbildung 7-5: Abgas-Eintrittstemperaturen für die aluFer®-Wärmeübertrager bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$

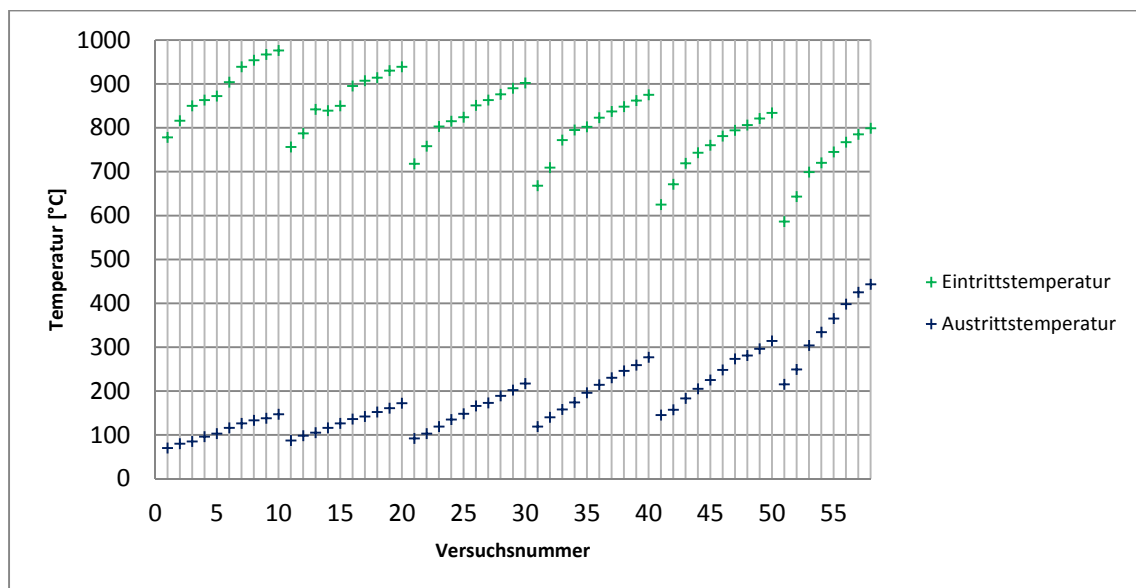


Abbildung 7-6: Abgas-Eintrittstemperaturen für die aluFer®-Wärmeübertrager bei  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$

Abbildung 7-5 ( $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ ) und Abbildung 7-6 ( $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ ) zeigen auch die gemessenen Austrittstemperaturen. Durch niedrigere Rücklauftemperaturen können auch niedrigere Austrittstemperaturen erreicht werden. So kann der kondensierende Bereich ( $\vartheta_A < 56\text{ °C}$ ) bei dem längsten Rohr, der Wärmebelastung von ca. 5 kW und  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$  erreicht werden.

Für Rohre mit einer aluFer®-Länge von 0,2 m bis 0,6 m wurden jeweils 20 Versuche durchgeführt (je zehn Versuche bei zwei unterschiedlichen  $\vartheta_{RL}$ ). Für das Rohr mit der aluFer®-Länge von 0,1 m konnten nicht so hohe Eintrittstemperaturen eingestellt werden – zum einen, weil das System instabil geworden wäre und zum anderen, weil die Austrittstemperaturen für das Kaminsystem zu hoch wären. Deshalb wurden für das Rohr mit der aluFer®-Länge von 0,1 m 2 mal 8 Versuche durchgeführt.

Die gemessenen Daten für die in **Abbildung 7-5** und **Abbildung 7-6** dargestellten Eintrittstemperaturen sind in **Tabelle 15** und **Tabelle 16** im Anhang angeführt.

### 7.1.2 Berechnungen und Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der theoretischen Berechnung mit den Messdaten der Versuche verglichen. Weil immer auch ein Teil der Wärme über den Glattrohrteil übertragen wird, werden bei den Gegenüberstellungen der verschiedenen Rohre diese nicht in Bezug auf die Wärmebelastung verglichen. Bei der vorliegenden Problemstellung soll eine Aussage für verschiedene aluFer®-Längen bzw. Sickenanzahlen (d.h. ohne Glattrohranteil) getroffen werden. Auch die theoretische Berechnung berücksichtigt keinen Glattrohranteil.

Zu jedem Versuch wurde eine Berechnung mit den jeweiligen Messdaten als Eingangsparameter  $Q$ ,  $\lambda_L$ ,  $p_U$ ,  $p_G$ ,  $\vartheta_G$ ,  $\vartheta_E$ ,  $\vartheta_{VL}$  und  $\vartheta_{RL}$  durchgeführt, vgl. **Tabelle 15** und **Tabelle 16** mit den Messdaten im Anhang. Die Ergebnisse der Berechnung zu den jeweiligen Eingangsparametern sind in **Tabelle 18** und **Tabelle 19** dargestellt.

In **Tabelle 8** sind die für die Berechnung erforderlichen, geometrischen Daten der aluFer®-Wärmeübertrager (Rohrlänge  $L$ , Wärmeübertragungsfläche  $A$ , offene Querschnittsfläche  $A_Q$ ) wiedergegeben.

**Tabelle 8:** Geometrische Größen bei verschiedenen aluFer®-Rohrlängen

Rohrlänge $L$	innerer Umfang $U$	Übertragungsfläche $A$	offener Querschnitt $A_Q$
0,6 m	1,2 m	0,72 m <sup>2</sup>	0,001774 m <sup>2</sup>
0,5 m	1,2 m	0,60 m <sup>2</sup>	0,001774 m <sup>2</sup>
0,4 m	1,2 m	0,48 m <sup>2</sup>	0,001774 m <sup>2</sup>
0,3 m	1,2 m	0,36 m <sup>2</sup>	0,001774 m <sup>2</sup>
0,2 m	1,2 m	0,24 m <sup>2</sup>	0,001774 m <sup>2</sup>
0,1 m	1,2 m	0,12 m <sup>2</sup>	0,001774 m <sup>2</sup>

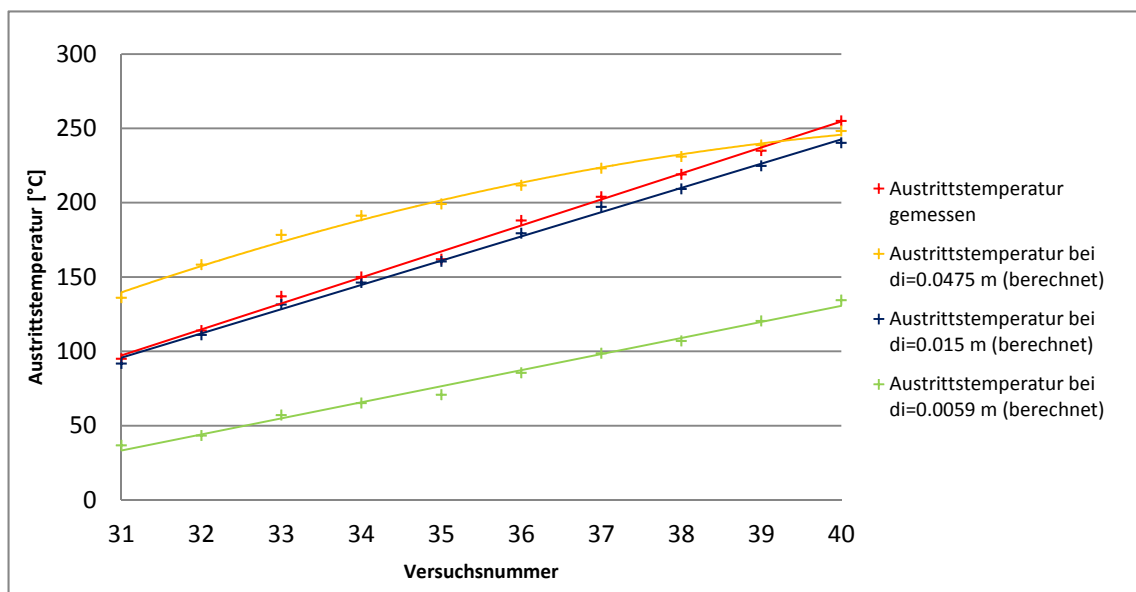
### 7.1.2.1 Charakteristische Länge

In **Tabelle 9** sind die Werte für  $d_i$  nach den beiden Gleichungen (5-2) und (5-3) angeführt. Für die Rohre mit aluFer®-Einsatz ergibt sich nach Gleichung (5-2)  $d_i$  zu 0,0059 m, nach Gleichung (5-3) zu 0,0475 m.

**Tabelle 9:** Vergleich der charakteristischen Länge  $d_i$  nach Gleichung (5-2) und (5-3)

	Gleichung	Charakteristische Länge $d_i$
(5-2)	$d_i = 4A_Q/U$	0,0059 m
(5-3)	$d_i = \sqrt{4A_Q/\pi}$	0,0475 m

In **Abbildung 7-7** sind die gemessene Austrittstemperaturen der Versuche jenen Austrittstemperaturen der theoretischen Berechnung für verschiedene charakteristische Längen  $d_i$  gegenübergestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit wurde der Vergleich für die aluFer®-Länge  $L = 0,3 \text{ m}$  und bei  $\vartheta_{RL} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  dargestellt. Qualitativ ergibt sich für alle Längen und Rücklauf-temperaturen ein ähnliches Bild.



**Abbildung 7-7:** Vergleich der berechneten Austrittstemperaturen bei verschiedenen  $d_i$  mit den gemessenen Austrittstemperaturen

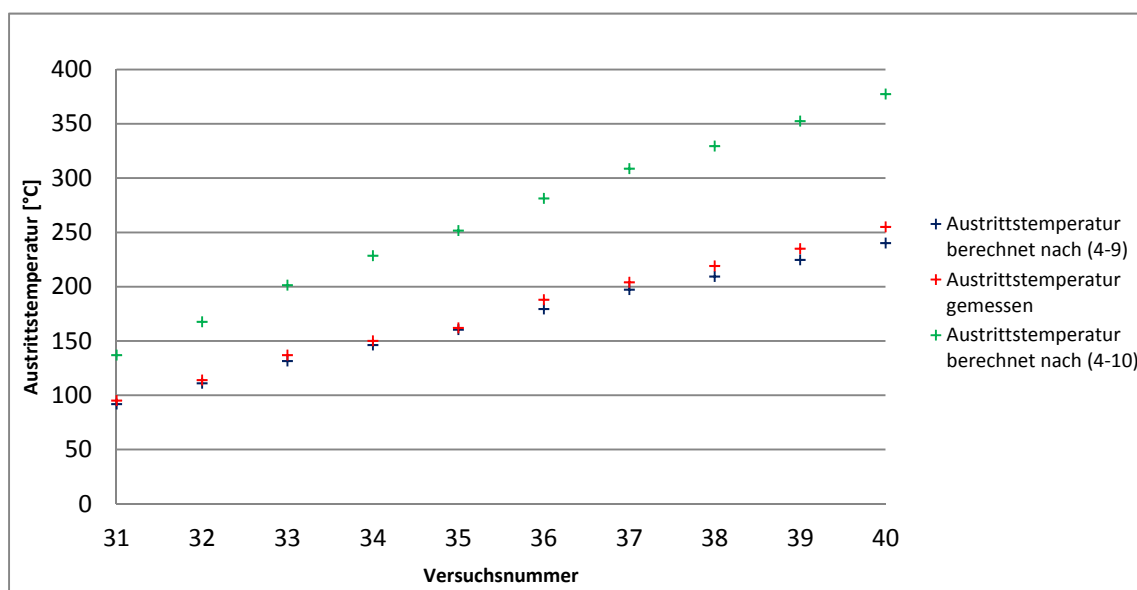
Die roten Markierungen kennzeichnen die gemessene Austrittstemperatur. Die charakteristischen Längen  $d_i = 0,0475 \text{ m}$  und  $d_i = 0,0059 \text{ m}$  wurden **Tabelle 9** entnommen. Die charakteristische Länge  $d_i = 0,015 \text{ m}$ , bei der die berechneten Austrittstemperaturen jenen der blauen

Markierungen entsprechen, wurde empirisch ermittelt. Die charakteristische Länge  $d_i = 0,0059 \text{ m}$  führt - wie aus **Abbildung 7-7** deutlich wird - zu niedrigeren Austrittstemperaturen. Bei  $d_i = 0,0475 \text{ m}$ , ergeben die berechneten Austrittstemperaturen keinen linearen Verlauf. Der Grund hierfür liegt bei den Werten für die Reynolds-Zahl und die damit verbundene Bestimmung der Nußelt-Beziehung. Bei  $d_i = 0,0475 \text{ m}$  ergibt sich die Reynolds-Zahl ab einer Eintrittstemperatur von ca.  $750 \text{ °C}$  zu  $Re > 2300$ . Dies hat die Auswahl der Nußelt-Beziehung für den Übergangsbereich zur Folge. Mit  $d_i = 0,015 \text{ m}$  und  $d_i = 0,0059 \text{ m}$  zeigen die Kurven wie auch die Werte der gemessenen Austrittstemperatur einen annähernd linearen Verlauf. Als Grundlage für die Berechnung werden bei diesen  $d_i$  Nußelt-Beziehungen für laminare Strömungen verwendet ( $Re < 2300$ ). Dies lässt eine laminare Strömung im aluFer®-Wärmeübertrager vermuten.

Für die weiteren theoretischen Berechnungen der aluFer®-Wärmeübertrager wurden die charakteristische Länge  $d_i = 0,015 \text{ m}$  und die Nußelt-Beziehungen für laminare Strömung angewendet.

### 7.1.2.2 Nußelt-Beziehung

Ein Vergleich der berechneten Austrittstemperaturen mit den für laminare Strömungen gültigen Gleichungen (3-26) und (3-27) und der gemessenen Austrittstemperatur ist in **Abbildung 7-8** dargestellt.

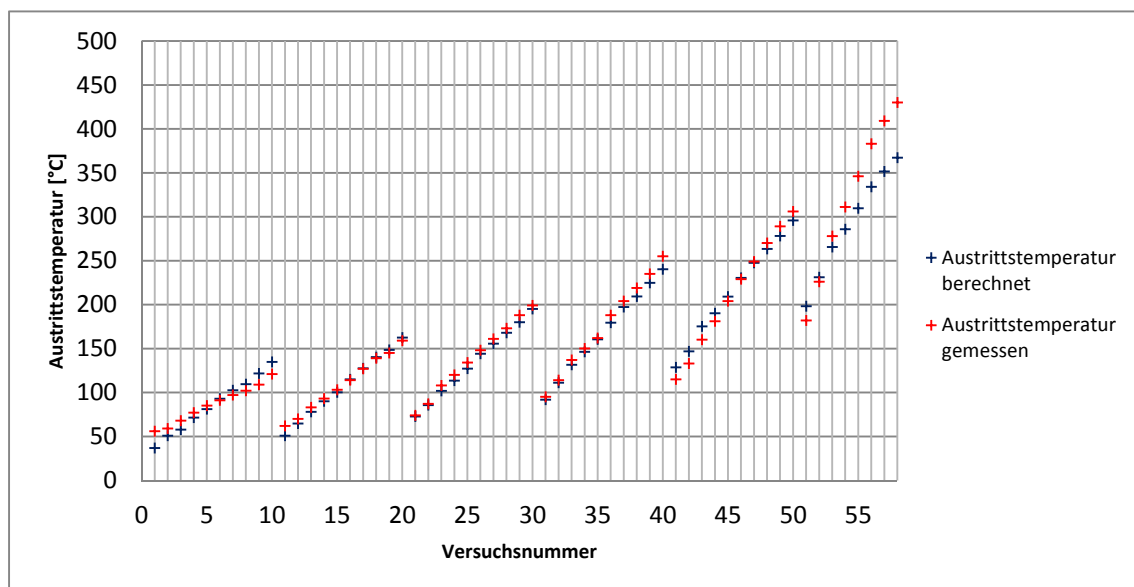


**Abbildung 7-8:** Vergleich der Austrittstemperaturen bei verschiedenen Nußelt-Zahlen und  $\vartheta_{RL} = 30 \text{ °C}$

Mit Gleichung (3-26) liegen die Ergebnisse für die Austrittstemperaturen näher bei jenen der gemessenen Austrittstemperaturen. Die theoretische Berechnung wurde für eine bestimmte aluFer®-Länge (0,3 m bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ ) durchgeführt. Für die anderen Längen ergibt sich ein ähnliches Bild: die Austrittstemperaturen nach (3-27) sind bei gleichem  $d_i$  in der Regel höher als mit Gleichung (3-26). Auch die Steigung der Kurve verläuft steiler. Bei einer weiteren Anpassung der charakteristischen Länge für Gleichung (3-27) ergeben sich größere Fehler als mit Gleichung (3-26). Für die Berechnung der aluFer®-Wärmeübertrager wird in weiterer Folge deshalb die charakteristische Länge  $d_i = 0,015\text{ m}$  und die Nußelt-Beziehung nach Gleichung (3-26) verwendet.

### 7.1.2.3 Austrittstemperaturen

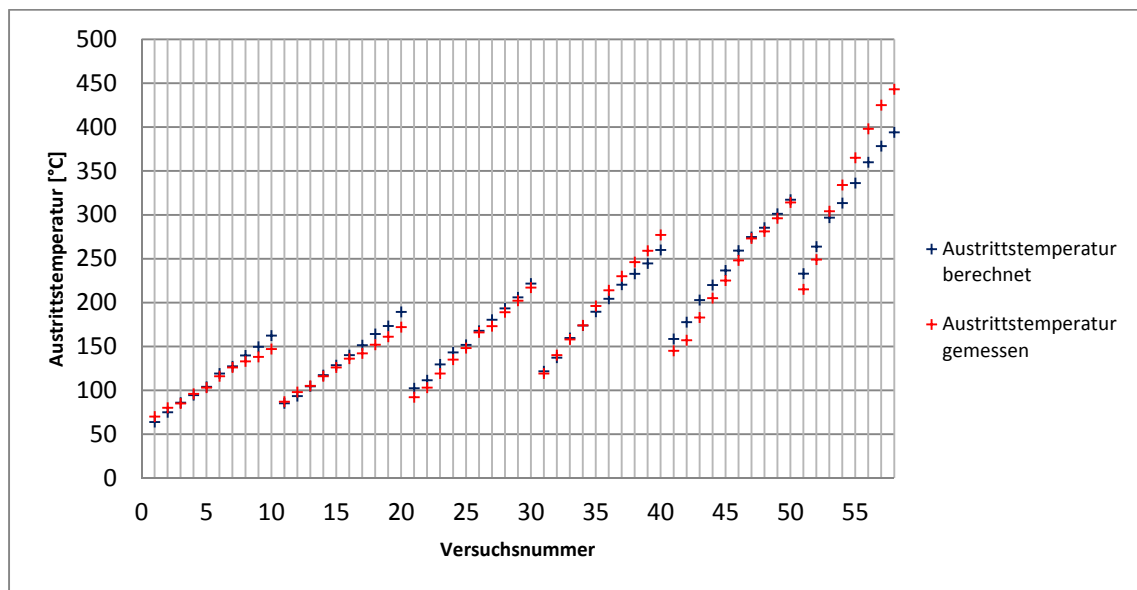
In **Abbildung 7-9** und **Abbildung 7-10** sind die berechneten Austrittstemperaturen den gemessenen für jeden Versuch gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass für die aluFer®-Längen von 0,2 m bis 0,6 m eine sehr gute Näherung der Berechnung möglich ist. Für aluFer®-Längen von 0,2 m bis 0,6 m ergibt sich ein durchschnittlicher Fehler von weniger als 5,1 % (bezogen auf Celsius-Temperaturen)<sup>5</sup> - 62% der Werte liegen unter diesen 5,1 %. Bei dem kürzesten (0,1 m) aluFer®-Stück sind vor allem für höhere Eintrittstemperaturen größere Abweichungen zu erkennen.



**Abbildung 7-9:** Vergleich - Austrittstemperaturen gemessen und  
Austrittstemperaturen berechnet bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$

<sup>5</sup> Bezogen auf Kelvin-Temperaturen liegt der durchschnittliche Fehler bei 1,66 %

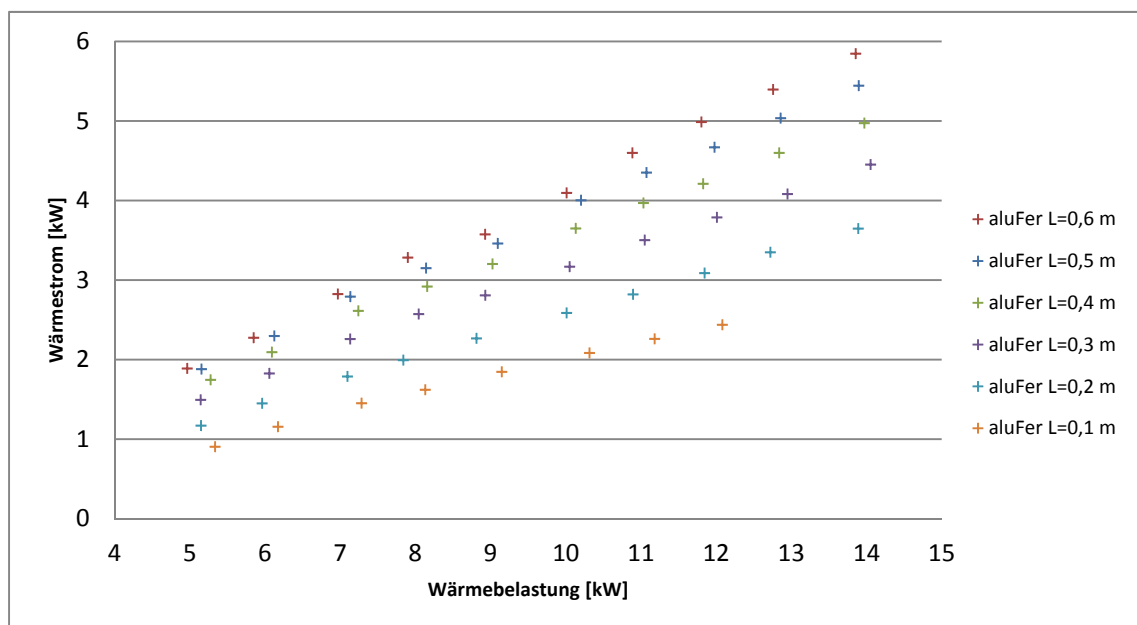




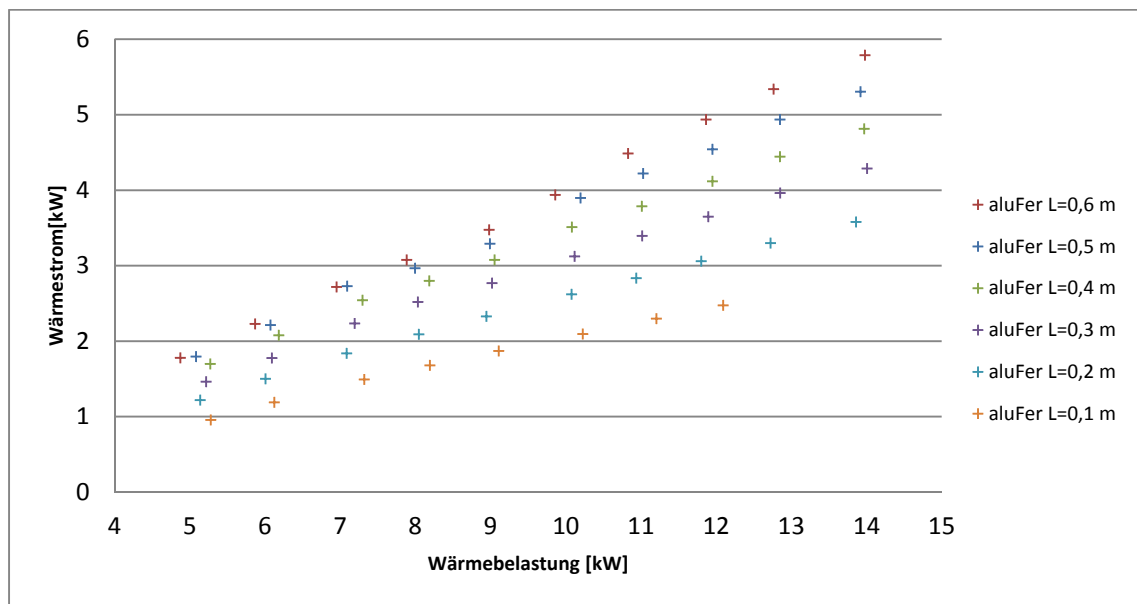
**Abbildung 7-10:** Vergleich - Austrittstemperatur gemessen und Austrittstemperatur berechnet bei  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$

### 7.1.2.4 Wärmestrom

Abbildung 7-11 und Abbildung 7-12 zeigen den Verlauf der Wärmeströme für alle aluFer®-Rohrlängen bezogen auf die Wärmebelastung.



**Abbildung 7-11:** Wärmeströme für unterschiedliche aluFer®-Längen bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$



**Abbildung 7-12:** Wärmeströme für unterschiedliche aluFer®-Längen bei  $\vartheta_{RL} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  steigt von links nach rechts linear an - d.h. mit steigender Wärmebelastung steigt auch der Wärmestrom. Wie zu erwarten war, kann das längste aluFer®-Rohr ( $L = 0,6\text{ m}$ ) den größten Wärmestrom übertragen. Zudem wird ersichtlich, dass das Verhältnis der Wärmeströme der einzelnen Rohre bezogen auf das längste Rohr über die Versuchsreihen nahezu konstant bleibt.

## 7.2 Wärmeübertrager mit Sicken

Die Idee des alternativen Wärmeübertragers ist es, durch Sicken in einem Rohr eine teilweise Auflösung des Kernstromes zu gewährleisten und zusätzlich die Turbulenz des Abgases zu erhöhen. Damit kann die Wärmeübertragung im Vergleich zu einem Glattrohr erhöht werden. Ähnlich wie im vorhergehenden Abschnitt die Messungen und die Ergebnisse für die aluFer®-Wärmeübertrager dargestellt wurden, wird dies im Folgenden für die alternativen Wärmeübertrager mit Sicken erarbeitet. Die Versuche erfolgen mit drei verschiedenen Rohren (ein bis drei Sicken – größere Anzahl bei einer Rohrlänge von 0,73 m nicht möglich). Die Bestimmung der charakteristischen Länge  $d_i$  für die Rohr-Wärmeübertrager mit Sicken ist in diesem Kapitel auch von wichtiger Bedeutung. Dadurch sollen künftig Abgastemperaturen ohne Versuche vorab abgeschätzt werden können.



**Abbildung 7-13:** Alternativer Wärmeübertrager mit Sicken

Der Rohr-Wärmeübertrager mit Sicken wird aus einem Stahlrohr (Mantelrohr des aluFer®-Wärmeübertragers) geformt, vgl. **Abbildung 7-13**. Vor den Versuchen wurden zunächst einige unterschiedliche Sickenformen in Rohre geprägt. Als Resultat konnten Sicken mit einer Länge von 0,18 m eruiert werden, die eine gute Auflösung des Kernstromes erreichen, vgl. **Abbildung 7-14**.

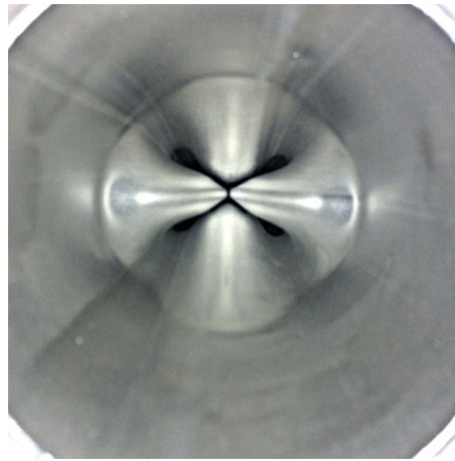


Abbildung 7-14: Innenansicht des Rohres mit Sicken

### 7.2.1 Messungen

Es wurden Versuche mit Wärmeübertragern mit ein, zwei und drei Sicken durchgeführt, vgl. **Abbildung 7-15**. Da die Rohrlänge für die Versuche am Prüfstand auf 0,73 m begrenzt ist, sind nicht mehr als drei Sicken möglich.



Abbildung 7-15: Drei Rohre mit einer unterschiedlichen Anzahl an Sicken

Die Positionen der Messpunkte für die Eintrittstemperaturen (rote Punkte) und für die Austrittstemperatur (blauer Punkt) können **Abbildung 7-16** entnommen werden.

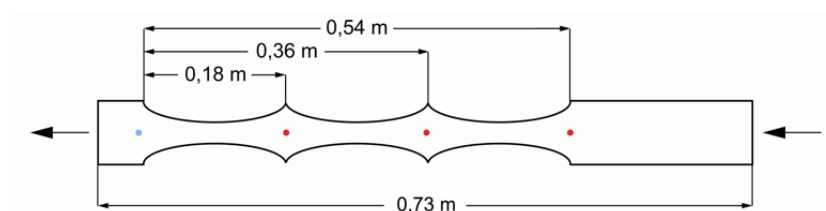


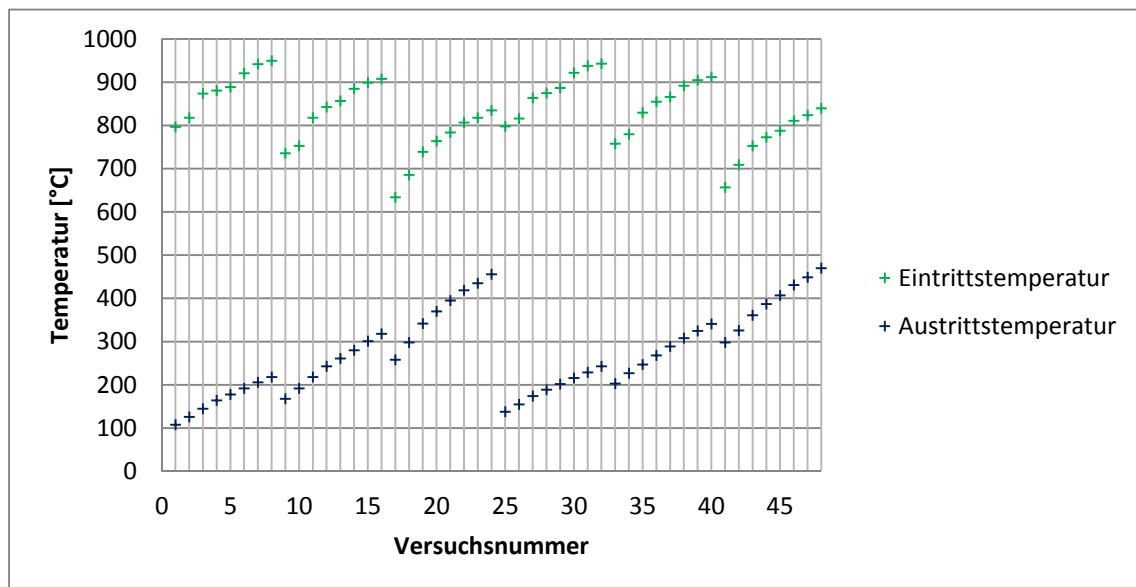
Abbildung 7-16: Messpunkte bei unterschiedlicher Anzahl an Sicken

Für jedes Rohr werden Daten für acht verschiedene Eintrittstemperaturen bei Rücklauftemperaturen  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$  und  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$  protokolliert.

Die Eintrittstemperaturen für die verschiedenen Versuche sind in **Abbildung 7-17** dargestellt. Die Versuchsnummern dazu können aus **Tabelle 10** abgelesen werden.

**Tabelle 10:** Versuchsnummern der verschiedenen Sicken-Rohre

Versuchsnummer	Anzahl Sicken / Länge	$\vartheta_{RL}$
1-8	3 / 0,54 m	30 °C
9-16	2 / 0,36 m	30 °C
17-24	1 / 0,18 m	30 °C
25-32	3 / 0,54 m	60 °C
33-40	2 / 0,36 m	60 °C
41-48	1 / 0,18 m	60 °C



**Abbildung 7-17:** Abgas-Eintrittstemperaturen für die Wärmeübertrager mit Sicken

Im Vergleich zu den gemessenen Austrittstemperaturen bei den aluFer®-Wärmeübertragern wurden bei den Wärmeübertragern mit Sicken höhere Temperaturen gemessen. Darauf wird später noch näher eingegangen.

Die gemessenen Daten für die in **Abbildung 7-17** dargestellten Eintrittstemperaturen sind in **Tabelle 17** im Anhang angeführt.

## 7.2.2 Berechnungen und Ergebnisse

Es wurde – wie bei den aluFer®-Wärmeübertragern – zu jedem Versuch eine Berechnung durchgeführt. Die Eingangsparametern  $H_w$ ,  $\lambda_L$ ,  $p_U$ ,  $p_G$ ,  $\vartheta_G$ ,  $\vartheta_E$ ,  $\vartheta_{VL}$  und  $\vartheta_{RL}$  können **Tabelle 17** entnommen werden. Die Ergebnisse der Berechnung zu den jeweiligen Eingangsparametern sind in **Tabelle 20** dargestellt.

Die Geometrie der Rohr-Wärmeübertrager mit Sicken (Rohrlänge  $L$ , Wärmeübertragungsfläche  $A$ , offene Querschnittsfläche an der engsten Stelle  $A_Q$ ) ist in **Tabelle 11** wiedergegeben. Da sich der Umfang über die Rohrlänge trotz der Sickenprägung nicht ändert, bleibt auch die Übertragungsfläche im Vergleich zum Glattrohr mit gleicher Länge gleich.

**Tabelle 11:** Geometrische Größen bei unterschiedlicher Anzahl an Sicken

Länge $L$	Umfang $U$	Übertragungsfläche $A$	offener Querschnitt $A_Q$
0,54 m	0,2231 m	0,120474 m <sup>2</sup>	0,000475 m <sup>2</sup>
0,36 m	0,2231 m	0,080316 m <sup>2</sup>	0,000475 m <sup>2</sup>
0,18 m	0,2231 m	0,040158 m <sup>2</sup>	0,000475 m <sup>2</sup>

### 7.2.2.1 Charakteristische Länge

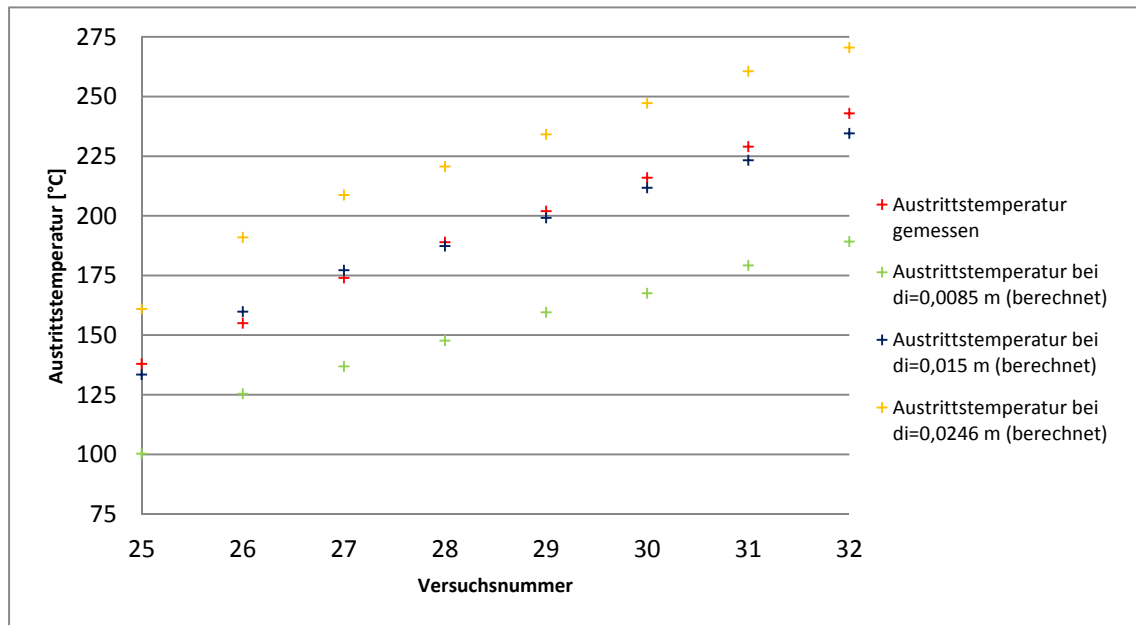
Die charakteristische Länge für Rohre mit Sicken nach den Gleichungen (5-2) und (5-3) zeigt **Tabelle 12**.  $d_i$  ergibt sich dabei zu 0,0085 m bzw. 0,0246 m - diese Wert dienen als Ausgangspunkt für die folgende empirische Ermittlung.

**Tabelle 12:** Vergleich der charakteristischen Länge  $d_i$  nach (5-2) und (5-3)

	Gleichung	Charakteristische Länge $d_i$
(5-2)	$d_i = 4A_Q/U$	0,0085 m
(5-3)	$d_i = \sqrt{4A_Q/\pi}$	0,0246 m

In **Abbildung 7-18** sind die gemessenen Austrittstemperaturen der Versuche und die berechneten Austrittstemperaturen bei unterschiedlichen charakteristischen Längen  $d_i$  für ein bestimmtes Rohr mit Sicken (3 Sicken bei  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ ) dargestellt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde darauf verzichtet, die Verläufe für alle Sickenrohre wiederzugeben. Die Verläufe stimmen qualitativ für die anderen Sickenanzahlen und Rücklauftemperaturen überein.

Die blauen Markierungen wurden mit der charakteristische Länge  $d_i = 0,015 \text{ m}$  berechnet. Während die Werte der berechneten Austrittstemperatur bei  $d_i = 0,0085 \text{ m}$  und  $d_i = 0,0246 \text{ m}$  stark abweichen, konnte mit  $d_i = 0,015 \text{ m}$  eine sehr gute Näherung erreicht werden.



**Abbildung 7-18:** Vergleich der berechneten Austrittstemperaturen bei verschiedenen  $d_i$  mit den gemessenen Austrittstemperaturen

Alle berechneten Werte (orange, blaue und grüne Punkte) ergeben sich – für turbulente Strömungen nach [8] – mit der Nußelt-Beziehung (3-32) und bei  $d_i = 0,015 \text{ m}$ .

Eine weitere Anpassung von  $d_i$  abhängig von der Anzahl der Sicken wurde durchgeführt, um den Fehler bei den Austrittstemperaturen (vgl. **Abbildung 7-21** in Kapitel 7.2.2.3) zu reduzieren. Das Resultat für die charakteristischen Längen wird in **Tabelle 13** gezeigt.

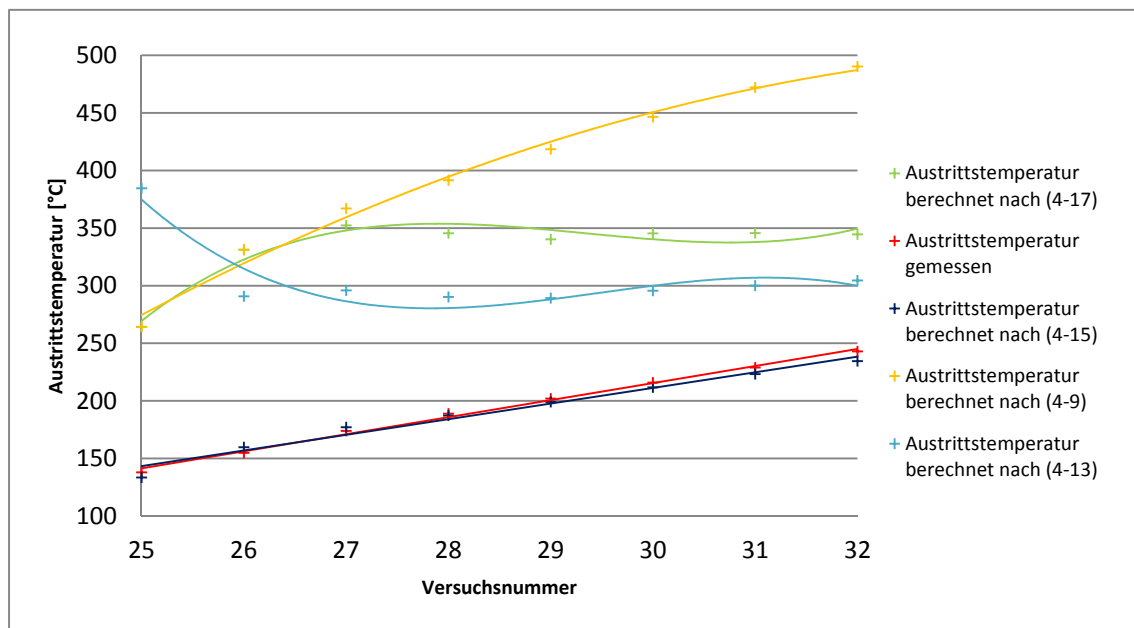
**Tabelle 13:**  $d_i$  unterschiedlicher Sickenanzahl

Anzahl Sicken	$d_i$
1	0,0100 m
2	0,0125 m
3	0,0150 m

### 7.2.2.2 Nußelt-Beziehung

Nußelt-Beziehung (3-32) zu verwenden kann mit Hilfe **Abbildung 7-19** erklärt werden. Die gemessene Austrittstemperatur zeigt einen annähernd linearen Verlauf. Bei den berechne-

ten Austrittstemperaturen ist dies aber nur bei den Werten nach Gleichung (3-32) der Fall. Alle anderen Kurvenverläufe zeigen keinen linearen Verlauf. Die Linien in **Abbildung 7-19** dienen nur zur Veranschaulichung und stellen somit keine Regressionsanalyse dar. Bei einer weiteren Anpassung von  $d_i$  für die unterschiedlichen Gleichungen ergeben sich größere Fehler als mit Gleichung (3-32) und  $d_i = 0,015 \text{ m}$ .



**Abbildung 7-19:** Vergleich der Austrittstemperaturen bei verschiedenen Nußelt-Zahlen und  $\vartheta_{RL} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

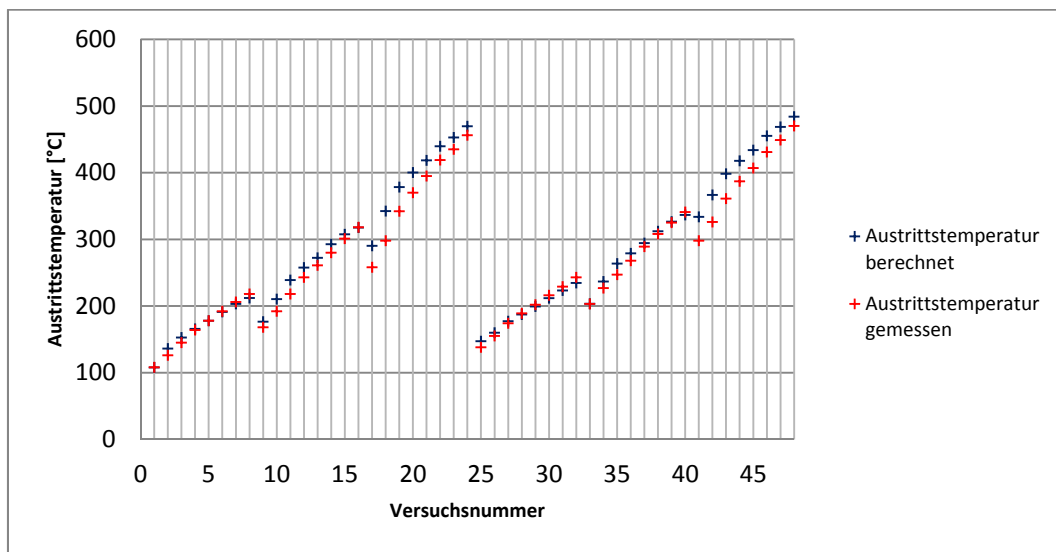
### 7.2.2.3 Austrittstemperaturen

**Abbildung 7-20** zeigt die Gegenüberstellung von berechneter Austrittstemperatur (Nußelt-Beziehung (3-32) und  $d_i = 0,015 \text{ m}$ ) und gemessener Austrittstemperatur. Für den Wärmeübertrager mit drei Sicken kann eine sehr gute Näherung erreicht werden. Allerdings steigt der Fehler mit abnehmender Sickenanzahl. Aus diesem Grund wurde eine weitere Anpassung von  $d_i$  abhängig von der Anzahl der Sicken vollzogen. Bei einem konstanten  $d_i = 0,015 \text{ m}$  ergibt sich ein durchschnittlicher Fehler von weniger als 4,8 % (bezogen auf Celsius-Temperaturen)<sup>6</sup>. Werden für die Berechnung charakteristische Längen mit Bezug auf die Sickenanzahl eingesetzt, reduziert sich der Fehler für Celsius-Temperaturen auf 2,57 %<sup>7</sup>.

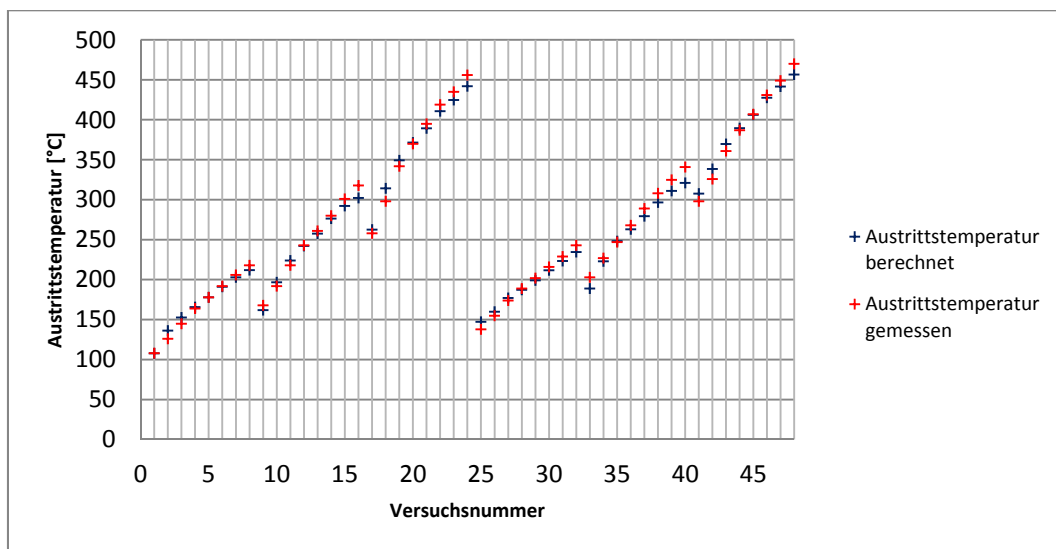
<sup>6</sup> 2,29 % bezogen auf Kelvin-Temperaturen

<sup>7</sup> 1,22 % bezogen auf Kelvin-Temperaturen





**Abbildung 7-20:** Vergleich - Austrittstemperaturen gemessen und Austrittstemperaturen berechnet bei konstantem  $d_i$



**Abbildung 7-21:** Vergleich - Austrittstemperaturen gemessen und Austrittstemperaturen berechnet bei variablen  $d_i$  nach **Tabelle 13**

Ob dieses Verhalten von  $d_i$  auch für eine größere Anzahl an Sicken zutrifft kann aufgrund der Längenbegrenzung des Prüfstands nicht überprüft werden. Hierfür wären weitere Versuche mit einem längeren Prüfstand notwendig.

#### 7.2.2.4 Wärmestrom

**Abbildung 7-22** und **Abbildung 7-23** zeigen die Verläufe der Wärmeströme für die Wärmeübertrager mit einer unterschiedlichen Anzahl an Sicken. Es handelt sich dabei um berech-

nete Wärmeströme. Wie auch bei den aluFer®-Wärmeübertragern steigen die Wärmeströme mit zunehmender Eintrittstemperatur und Leistung linear an. Das Rohr mit den drei Sicken überträgt den größten Wärmestrom.

Weil der Wärmestrom von der Temperaturdifferenz abhängt steigt er mit zusätzlichen Sicken nicht im selben Verhältnis. D.h. bei zwei statt einer Sicke steigt der Wärmestrom nicht auf das Doppelte bzw. bei drei statt einer Sicke nicht um das Dreifache.

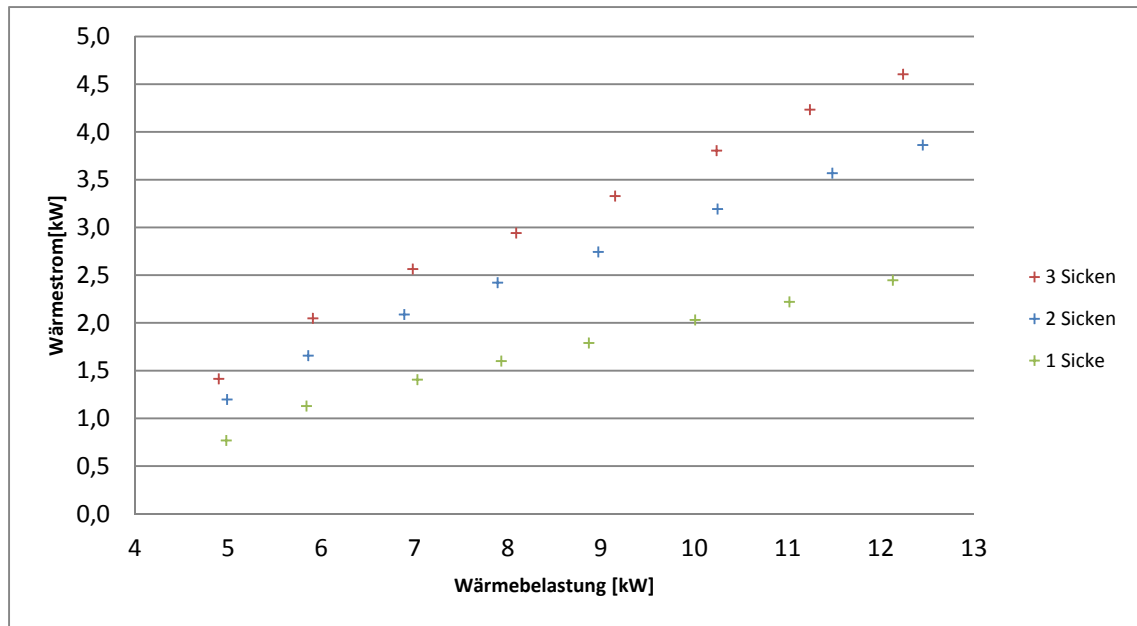


Abbildung 7-22: Wärmeströme für unterschiedliche Anzahl an Sicken bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$

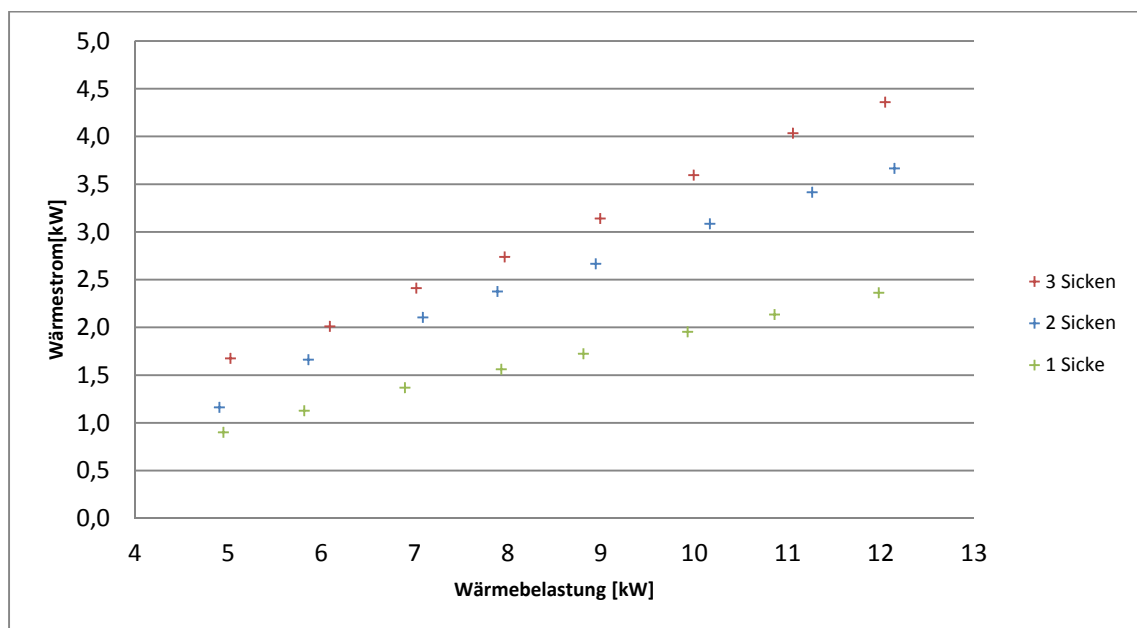


Abbildung 7-23: Wärmeströme für unterschiedliche Anzahl an Sicken bei  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$

## 7.3 Vergleich der Wärmeübertrager

In diesem Abschnitt werden die Austrittstemperaturen/Wärmeströme der theoretischen Berechnung und die Druckverluste der verschiedenen Wärmeübertrager verglichen.

### 7.3.1 Austrittstemperaturen und Wärmeströme

Für die Wärmeübertrager werden Austrittstemperaturen zu verschiedenen Wärmebelastungen berechnet. Um die Wärmeübertrager bezüglich der Wärmebelastungen vergleichen zu können, werden die jeweiligen Eingangsparameter (außer den geometrischen Daten) für die Berechnungen gleichgesetzt, vgl. **Tabelle 14**. So können qualitative Vergleiche zwischen den verschiedenen Wärmeübertragern gemacht werden. Die Eintrittstemperaturen  $\vartheta_E$  bei den jeweiligen Wärmebelastungen wurden vom Versuch für das längste aluFer®-Rohr übernommen. Die geometrischen Daten sowie die charakteristischen Längen der Wärmeübertrager wurden in diesem Kapitel bereits beschrieben.

**Tabelle 14:** Eingangsparameter für den Vergleich der Wärmeübertrager

Q	$\lambda_L$	$p_U$	$\vartheta_G$	$\vartheta_E$	$\vartheta_{VL}$	$\vartheta_{RL}$
[kW]	-	[mbar]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
5,00	1,30	960	23,0	779	40	30
6,00	1,30	960	23,0	808	40	30
7,00	1,30	960	23,0	847	40	30
8,00	1,30	960	23,0	876	40	30
9,00	1,30	960	23,0	868	40	30
10,00	1,30	960	23,0	905	40	30
11,00	1,30	960	23,0	941	40	30
12,00	1,30	960	23,0	952	40	30

Beim Vergleich der Austrittstemperaturen für die verschiedenen Wärmeübertrager zeigen alle Wärmeübertrager mit Sicken höhere Werte als die aluFer®-Rohre mit einer Länge von 0,4 m bis 0,6 m (blaue Markierungen), vgl. **Abbildung 7-24**. Da es mit den derzeitigen Mitteln technisch nicht möglich ist Rohre mit Sicken, die eine kürzere Länge haben, zu formen (damit könnten mehr Sicken in ein Rohr gleicher Länge gepresst werden), kann ein vollwertiger aluFer®-Wärmeübertrager ( $L = 0,67 \text{ m}$ ) dadurch nicht ersetzt werden. Ein Rohr mit drei Sicken erreicht bei gleichen Bedingungen in etwa die Austrittstemperaturen, die mit einem aluFer®-Wärmeübertrager mit einer Länge von 0,3 m erreicht werden, vgl. **Abbildung 7-25**. Der Wärmeübertrager mit den zwei Sicken kühlt das Abgas auf Temperaturen ab, die im Be-

reich jener Temperaturen liegen, auf die mit einer aluFer®-Länge von 0,2 m abgekühlt werden kann (vgl. **Abbildung 7-25**) – allerdings mit größeren Abweichungen als bei drei Sicken und einer aluFer®-Länge von 0,3 m.

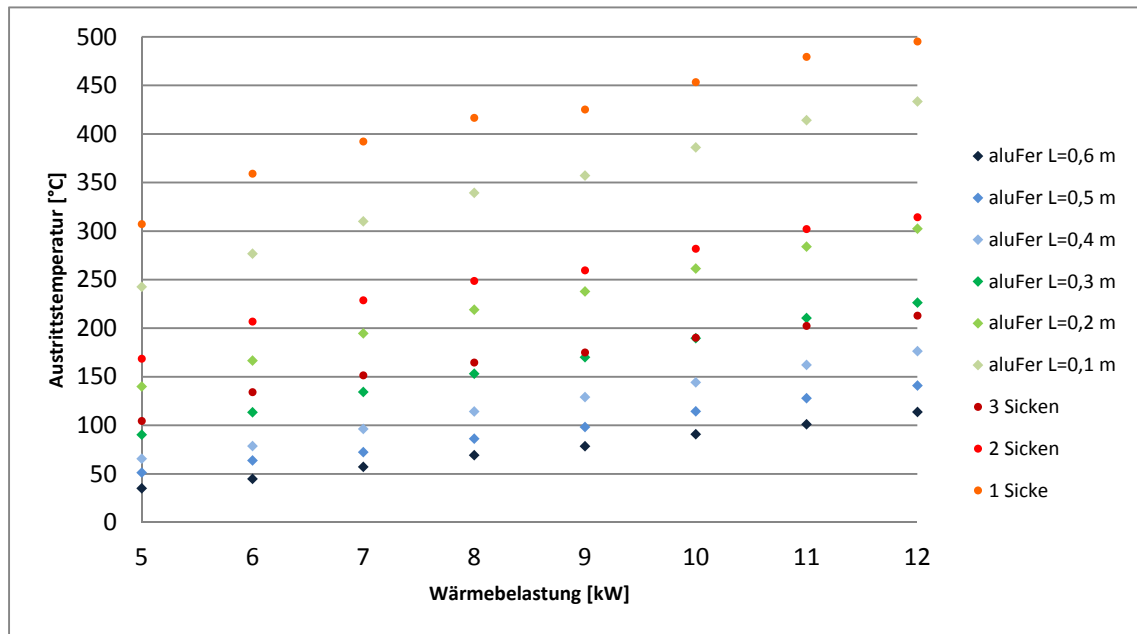


Abbildung 7-24: Austrittstemperaturen verschiedener Wärmeübertrager

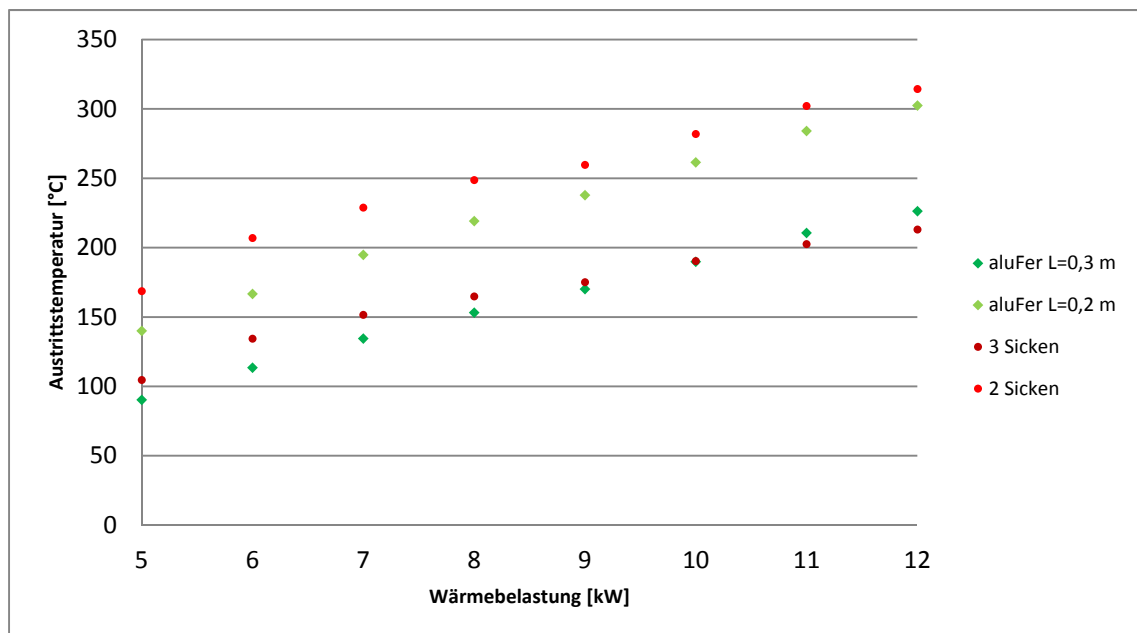
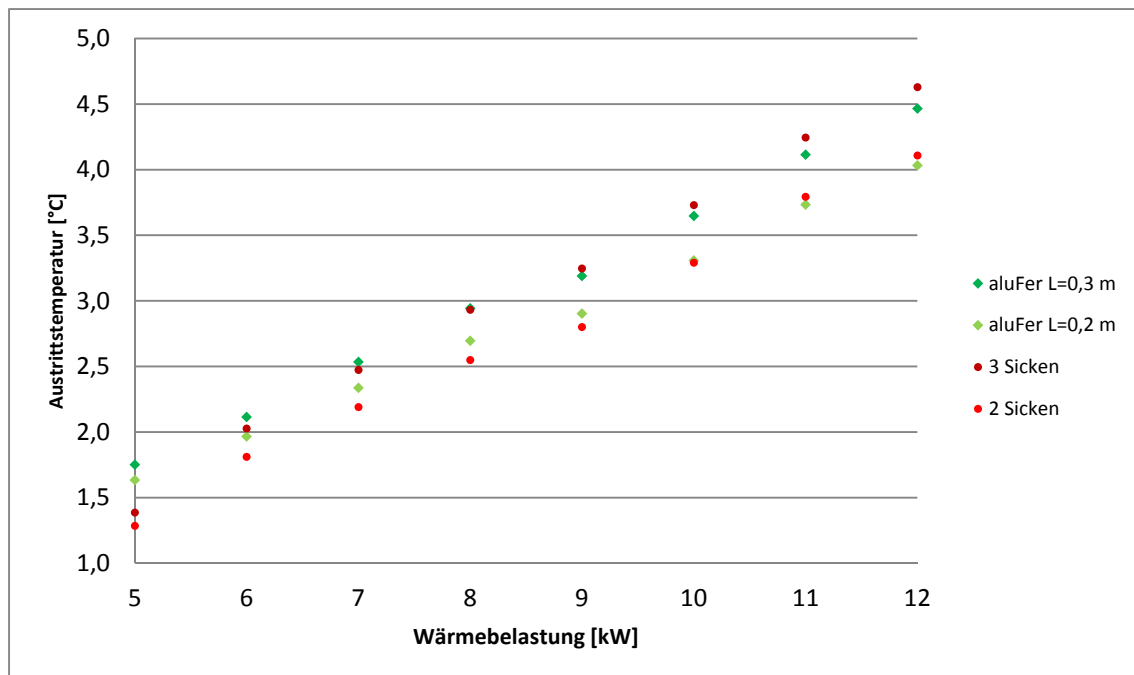


Abbildung 7-25: Vergleich der Austrittstemperaturen bei aluFer®-Längen von 0,3 m und 0,2 m und Rohren mit 2 und 3 Sicken

Da die Austrittstemperatur in direktem Zusammenhang mit dem Wärmestrom steht, können daraus qualitativ die gleichen Schlüsse gezogen werden: der Wärmeübertrager mit den drei Sicken verhält sich ähnlich wie der aluFer®-Wärmeübertrager mit einer Länge von 0,3 m, das Rohr mit zwei Sicken ähnlich wie das aluFer®-Rohr mit der Länge von 0,2 m (vgl. **Abbildung 7-26**).

Alle Ergebnisse der Berechnung sind in **Tabelle 21** im Anhang angeführt.



**Abbildung 7-26:** Vergleich der Wärmeströme bei aluFer®-Längen von 0,3 m und 0,2 m und Rohren mit 2 und 3 Sicken

### 7.3.2 Druckverlust

Die Druckverluste für die einzelnen Wärmeübertrager wurden bei den Versuchen mitgemessen und sind in **Abbildung 7-27** über die Leistung aufgetragen. Für die Rohre mit Sicken wurden viel höhere Druckverluste als für die aluFer®-Wärmeübertrager gemessen. Somit wären für die Sickenrohre stärkere Gebläse notwendig um den Druckunterschied zu überwinden, dies ist aber mit finanziellen Kosten verbunden. Zudem sind bei den Brennwertgeräten von Hoval mit sehr hoher Nennleistung schon die leistungsstärksten, am Markt erhältlichen Gebläse im Einsatz und damit ist keine Steigerung der Gebläseleistung mehr möglich. Dieser Umstand ist neben der geringeren Wärmeübertragung mitentscheidend, weshalb es nicht zweckmäßig ist die aluFer®-Wärmeübertrager durch reine Sickenrohre zu ersetzen. Änderun-

gen bezüglich der Sickenform sind hier notwendig, um den Druckverlust wesentlich zu reduzieren. Die Reduktion des Druckverlustes sollte der erste Schritt sein, um die Idee der alternativen Wärmeübertrager mit Sicken zielgerichtet weiterzuverfolgen.

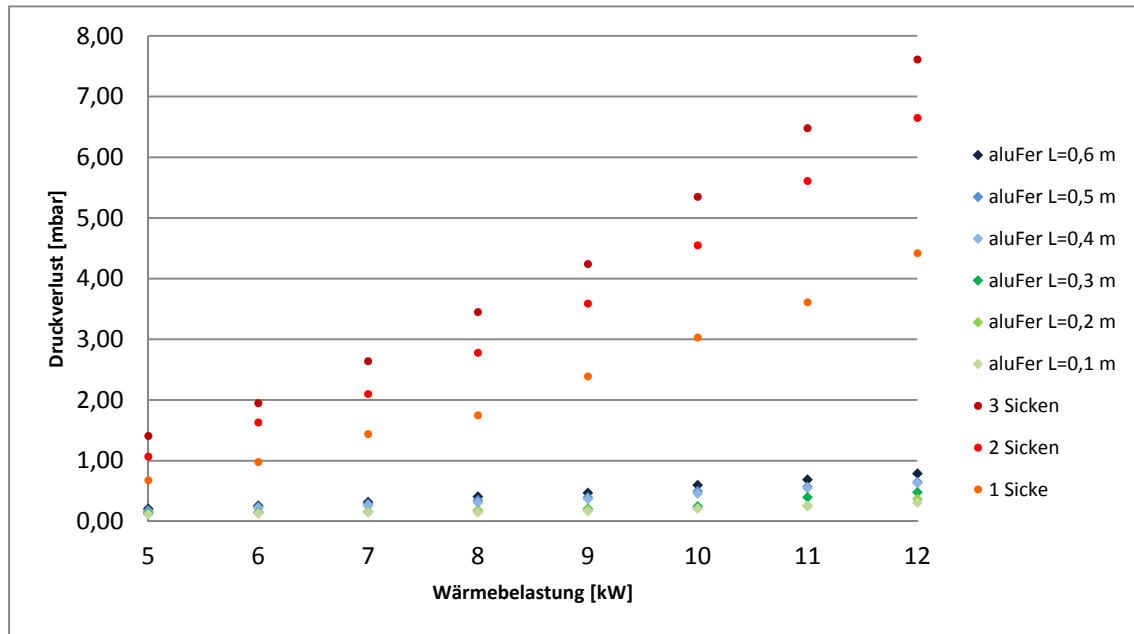


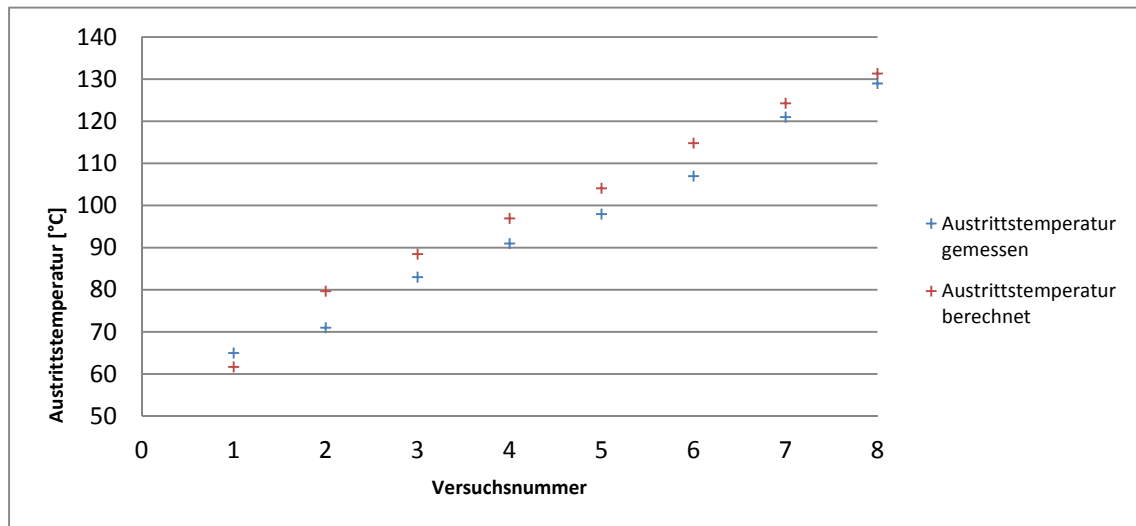
Abbildung 7-27: Druckverluste verschiedener Wärmeübertrager

## 7.4 Schlussfolgerung

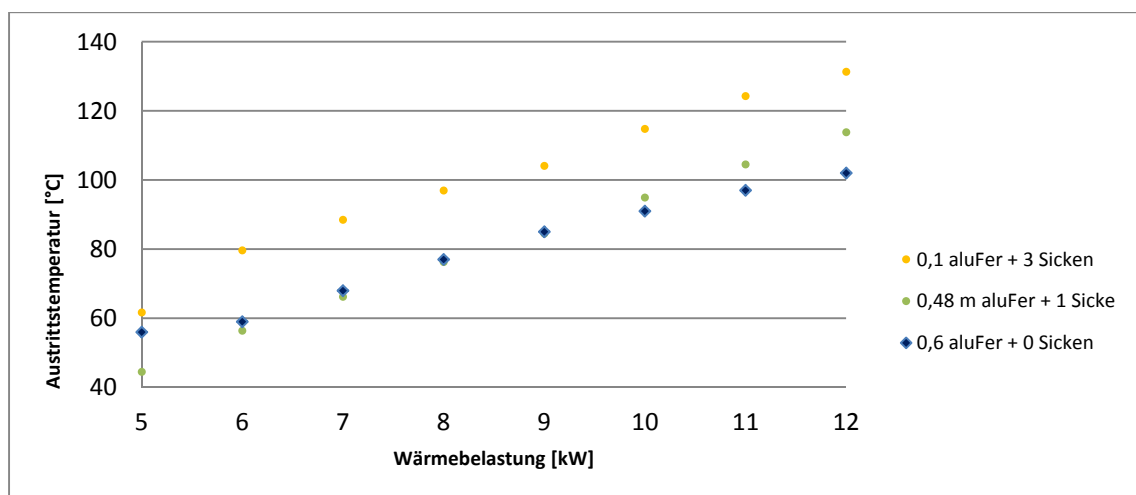
Aus den gewonnenen Erkenntnissen der Berechnungen und der Versuche scheint es nicht sinnvoll zu sein, die aluFer®-Wärmeübertrager, die derzeit in den Brennwertgeräten von Hoval im Einsatz sind, durch Wärmeübertrager mit Sicken auszutauschen. Um dennoch das Ziel einer Kosteneinsparung zu erreichen wird eine Kombination aus beiden Bauarten vorgeschlagen. Mit Sicken am Abgaseintritt könnte einerseits für diese Länge auf den aluFer®-Einsatz verzichtet werden, andererseits müsste dann wegen der kühleren Abgastemperaturen am aluFer®-Eintritt keine aufwendige Fräsung gefertigt werden. So könnte Aluminium eingespart werden. Da das Aluminium einen großen Kostenfaktor darstellt, könnten aufgrund der großen Stückzahlen hohe Kosten eingespart werden.

Ein Versuch am Prüfstand mit einem Wärmeübertrager mit drei Sicken und einem aluFer®-Einsatz von 0,1 m wurde bereits durchgeführt. In **Abbildung 7-28** sind die Verläufe der berechneten und der gemessenen Austrittstemperaturen für diesen Wärmeübertrager dargestellt. Die Austrittstemperaturen des Wärmeübertragerrohrs mit drei Sicken und einem aluFer®-

Einsatz mit der Länge von 0,1 m liegen im Bereich der Austrittstemperaturen des aluFer®-Wärmeübertragers mit einer Länge von 0,5 m. Mit dem programmierten Berechnungsmodell konnte eine sehr gute Abschätzung der Austrittstemperaturen vorhergesagt werden. Es wird daher zur Abschätzung und Auslegung eines kombinierten Wärmeübertragers verwendet.



**Abbildung 7-28:** Berechnete und gemessene Austrittstemperaturen für einen Wärmeübertrager mit drei Sicken und 0,1 m aluFer®



**Abbildung 7-29:** Austrittstemperaturen für verschiedene Kombinationen aus aluFer® und Sicken

Erste Berechnungen zeigen vielversprechende Ergebnisse, vgl. **Abbildung 7-29**. Ein Wärmeübertrager mit einer Sicke und einem aluFer®-Einsatz mit der Länge von 0,48 m erreicht Abgastemperaturen ähnlich wie ein 0,6 m langer aluFer®-Wärmeübertrager - vor allem bei mittleren Wärmebelastungen. Die für diese Berechnungen berücksichtigten Sicken müssen aber aufgrund des hohen Druckverlustes noch angepasst werden.

## 8 Fazit und Ausblick

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, mit Hilfe einer theoretischen Aufarbeitung ein Berechnungsmodell zu entwickeln, um die Wärmeübertragung in Rohren zu beschreiben. Das erarbeitete Berechnungsmodell, das auf der Ähnlichkeitstheorie basiert, wurde durch eine VBA-Programmierung verwirklicht und kann für beliebige, rohrförmige Wärmeübertrager verwendet werden um Abgastemperaturen vorauszusagen. Für den jeweiligen Wärmeübertrager muss dafür die charakteristische Länge bekannt sein. Das Rechenmodell wird zukünftig bei Hoval auch für andere Brennstoffe und Wärmeübertrager angewendet. Dafür muss die Berechnung der Stoffwerte für unterschiedliche Abgaskomponenten eingearbeitet werden.

Mit dem Programm wurde der aluFer®-Wärmeübertrager (derzeit in den Brennwertgeräten der Firma Hoval im Einsatz) mit einem alternativen Wärmeübertrager mit Sicken verglichen. Die Gegenüberstellung wurde durch die Ergebnisse der theoretischen Berechnungen realisiert, die mittels Versuchen auf einem Prüfstand verifiziert und vervollständigt wurden. Nach der Erarbeitung der charakteristischen Längen konnte gezeigt werden, dass das Rechenmodell sehr gut für die getesteten Wärmeübertrager anwendbar ist. Die Abschätzung von Abgastemperaturen ohne aufwendigen Prüfaufbau und ohne aufwendige Versuche ist für aluFer®-Rohre mit einem Durchmesser von 0,071 m mit einer durchschnittlichen Abweichung von weniger als 5,1 % gewährleistet, wenn die empirisch ermittelte charakteristische Länge  $d_i = 0,015 \text{ m}$  verwendet wird. Die Abweichung wurde für aluFer®-Rohrlängen von 0,2 m bis 0,6 m nachgewiesen. Der Nachweis für längere aluFer®-Rohre bedarf eines größeren Prüfstands (Rohrlängen derzeit auf 0,73 m begrenzt), ist aber derzeit für Hoval nicht relevant. Die Ab-



schätzung der Temperaturen bei den getesteten Sicken ist mit einer durchschnittlichen Abweichung von weniger als 2,6 % möglich und wurde für 1-3 Sicken dokumentiert.

Der Vergleich der Wärmeübertrager ergab, dass sowohl die Abgastemperaturen am Austritt als auch der Druckverlust bei den Wärmeübertragern mit Sicken zu hoch sind. Mit den derzeit verfügbaren Mitteln ist es daher nicht zweckmäßig, die aluFer®-Wärmeübertrager vollständig durch Sickenrohre zu ersetzen. In der Kombination aus aluFer®- und Sicken-Wärmeübertrager konnte aber eine erfolgsversprechende Alternative gefunden werden. In der Hoffnung eine ausreichend gute Wärmeübertragung zu erreichen, werden als nächstes Kombinations-Wärmeübertrager gebaut. Hierzu müssen aber vorab noch andere Sickenformen erarbeitet werden, um den hohen Druckverlust zu reduzieren. Dies ist der nächste Schritt hin zu einem kostengünstigeren, alternativen Wärmeübertrager.

## Literaturverzeichnis

- [1] Wagner, W., Wärmeaustauscher, 4. Auflage, Vogel Industrie Medien, Würzburg, 2009.
- [2] Blesl, M. und Kessler, A., Energieeffizienz in der Industrie, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013.
- [3] Reinemuth, J. und Sachsenröder, S., Emaillierte Wärmetauscher zur Effizienzsteigerung in der Energie- und Umwelttechnik, Chemie Ingenieur Technik 82 (2010), 6, 752–754.
- [4] Schramek, E.-R., Recknagel, H., und Sprenger, E., Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, Oldenbourg Industrieverlag, München, 2007.
- [5] Héroguel, I., Auswirkungen des Schwefelgehalts im Heizöl auf Aluminium-Wärmetauscher im Bereich der Brennwertechnologie, Masterarbeit, Hochschule Nürnberg, 2011.
- [6] Baehr, H.D. und Kabelac, S., Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, 13. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2006.
- [7] Glück, B., Wärmeübertragung, 2. Auflage, Verlag, Berlin, 1990.
- [8] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Hrsg., VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006.
- [9] Hoval Aktiengesellschaft, Hrsg., Gas-Brennwertkessel UltraGas®, 2014. <http://www.hoval.ch/zoolu-website/media/document/1830/UltraGas+Prospekt.pdf> (Zugegriffen: 24-März-2014).
- [10] Hoval Aktiengesellschaft, Hrsg., Öl-Brennwertkessel, <http://www.hoval.ch/zoolu-website/media/document/1829/UltraOil+MultiJet+Prospekt.pdf> (Zugegriffen: 24-März-2014).

- 
- [11] BDH - Bundesindustrieverband Deutschland, Hrsg., Energieeinspar- und CO<sub>2</sub>-Minderungspotential bei der anlagentechnischen Modernisierung im Gebäudebestand, Effizienz und erneuerbare Energie im Wärmemarkt, Verlag der Solarpraxis AG, Deutsche Wärmekonferenz 2007, Köln, Deutschland, 2007.
- [12] BMVI Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, Hrsg., Energieeinsparverordnung 2009, 2013.
- [13] Umweltbundesamt GmbH Österreich, Hrsg., Energieeffiziente Technologien und effizienzsteigernde Maßnahmen - Praxiserprobte Anwendungen und Innovationen, 2005. <http://www.umweltbundesamt.at/fileadmin/site/publikationen/M172.pdf> (Zugegriffen: 25-März-2014).
- [14] ASUE Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V., Hrsg., Brennwerttechnik Aktueller Stand, 2006. [http://asue.de/cms/upload/inhalte/energie\\_im\\_haus/broschuere/asue\\_brennwerttechnik\\_2006.pdf](http://asue.de/cms/upload/inhalte/energie_im_haus/broschuere/asue_brennwerttechnik_2006.pdf) (Zugegriffen: 25-März-2014).
- [15] DIN 5499:1972-01 Brennwert und Heizwert Begriffe, 1972.
- [16] Joos, F., Technische Verbrennung, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006.
- [17] Telian, M. und Müller, S., Gas condensing technology, Advanced fossil fuel boiler technologies for reaching the goals of Kyoto protocol, Celje, Slowenien, 2004.
- [18] Verband Schweizerischen Gasindustrie (VSG), Hrsg., Umweltschonend heizen mit Gaskondensationskesseln, [http://www.erdgasobersee.ch/uploads/tx\\_orderform/umweltschonend\\_heizen\\_d\\_01.pdf](http://www.erdgasobersee.ch/uploads/tx_orderform/umweltschonend_heizen_d_01.pdf) (Zugegriffen: 02-Apr-2014).
- [19] Cerbe, G. und Wilhelms, G., Technische Thermodynamik, 15. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2008.
- [20] Glück, B., Zustands- und Stoffwerte, 2. bearbeitete und erweiterte Auflage, Verlag für Bauwesen, Berlin, 1991.
- [21] Von Böckh, P., Wärmeübertragung, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006.
- [22] Herwig, H. und Moschallski, A., Wärmeübertragung, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006.
- [23] Baehr, H.D. und Stephan, K., Wärme- und Stoffübertragung, 8. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013.
- [24] Brenner, L., Moderne Wärmeerzeuger für Heizungsanlagen, Verlag C. F. Müller GmbH, Karlsruhe, 1982.
- [25] Merker, G.P., Konvektive Wärmeübertragung, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1987.

- [26] Doering, E., Schedwill, H., und Dehli, M., Grundlagen der technischen Thermodynamik, 7. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [27] Pawlowski, J., Die Ähnlichkeitstheorie in der physikalisch-technischen Forschung Grundlagen und Anwendung, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1971.
- [28] Gnielinski, V., Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen, Forschung im Ingenieurwesen 41 (1975), 1, 8–16.
- [29] Beitz, W. und Grote, K.-H., Hrsg., Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, 20. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2001.
- [30] Gnielinski, V., Zur Wärmeübertragung bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur, Chemie Ingenieur Technik 61 (1989), 2, 160–161.
- [31] Gnielinski, V., Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung, Forschung im Ingenieurwesen 61 (1995), 9, 240–248.
- [32] Rotta, J.C., Turbulente Strömungen - Eine Einführung in die Theorie und ihre Anwendung, Universitätsverlag Göttingen, Göttingen, 2010.
- [33] DIN 2481:1979-06 Wärmekraftanlagen; Graphische Symbole, 1979.
- [34] DIN EN 303-3:1998+A2:2004 Heizkessel - Teil 3: Zentralheizkessel für gasförmige Brennstoffe - Zusammenbau aus Kessel und Gebläsebrenner, 1998.
- [35] Gaswärmeinstitut Essen, Hrsg., Gas Verbrennung Wärme GWI-Arbeitsblätter, Vulkan-Verlag, Essen, 1964.

# Anhang

Prüfstand Hovalwerk AG Vaduz

## Umrechnungstabelle Erdgas H

CO<sub>2</sub> max = 11.8 [%]      σ = 2.0 = (3/c) x (h-o/8+s/8)

O <sub>2</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]	λ [L/Lmin]	O <sub>2</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]	λ [L/Lmin]
0.50	11.52	1.02	5.10	8.92	1.29
0.60	11.46	1.03	5.20	8.86	1.29
0.70	11.40	1.03	5.30	8.81	1.30
0.80	11.35	1.04	5.40	8.75	1.31
0.90	11.29	1.04	5.50	8.69	1.32
1.00	11.24	1.04	5.60	8.64	1.32
1.10	11.18	1.05	5.70	8.58	1.33
1.20	11.12	1.05	5.80	8.53	1.34
1.30	11.07	1.06	5.90	8.47	1.35
1.40	11.01	1.06	6.00	8.41	1.36
1.50	10.95	1.07	6.10	8.36	1.37
1.60	10.90	1.07	6.20	8.30	1.37
1.70	10.84	1.08	6.30	8.24	1.38
1.80	10.78	1.08	6.40	8.19	1.39
1.90	10.73	1.09	6.50	8.13	1.40
2.00	10.67	1.09	6.60	8.07	1.41
2.10	10.61	1.10	6.70	8.02	1.42
2.20	10.56	1.10	6.80	7.96	1.43
2.30	10.50	1.11	6.90	7.90	1.44
2.40	10.44	1.11	7.00	7.85	1.45
2.50	10.39	1.12	7.10	7.79	1.46
2.60	10.33	1.13	7.20	7.73	1.47
2.70	10.28	1.13	7.30	7.68	1.48
2.80	10.22	1.14	7.40	7.62	1.49
2.90	10.16	1.14	7.50	7.57	1.50
3.00	10.11	1.15	7.60	7.51	1.51
3.10	10.05	1.15	7.70	7.45	1.52
3.20	9.99	1.16	7.80	7.40	1.53
3.30	9.94	1.17	7.90	7.34	1.54
3.40	9.88	1.17	8.00	7.28	1.55
3.50	9.82	1.18	8.10	7.23	1.56
3.60	9.77	1.18	8.20	7.17	1.57
3.70	9.71	1.19	8.30	7.11	1.58
3.80	9.65	1.20	8.40	7.06	1.60
3.90	9.60	1.20	8.50	7.00	1.61
4.00	9.54	1.21	8.60	6.94	1.62
4.10	9.49	1.22	8.70	6.89	1.63
4.20	9.43	1.22	8.80	6.83	1.64
4.30	9.37	1.23	8.90	6.78	1.66
4.40	9.32	1.24	9.00	6.72	1.67
4.50	9.26	1.24	9.10	6.66	1.68
4.60	9.20	1.25	9.20	6.61	1.70
4.70	9.15	1.26	9.30	6.55	1.71
4.80	9.09	1.26	9.40	6.49	1.72
4.90	9.03	1.27	9.50	6.44	1.74
5.00	8.98	1.28	9.60	6.38	1.75

CO<sub>2</sub> = CO<sub>2</sub> max - (CO<sub>2</sub> max / 20.9) x O<sub>2</sub> gem

Tabelle 15: Messdaten für aluFer®-Wärmeübertrager bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$ 

Nr.	$\dot{V}_G$ [Bm <sup>3</sup> /h]	$\vartheta_G$ [°C]	$\phi_{O_2}$ %	$\vartheta_{VL}$ [°C]	$\vartheta_{RL}$ [°C]	$\vartheta_E$ [°C]	$\vartheta_A$ [°C]	$p_U$ [mbar]	$p_G$ [mbar]	$p_E$ [mbar]	$p_A$ [mbar]	$Q$ [kW]	$\Delta p$ [mbar]	$\lambda_L$ -
0,6 m aluFer®														
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	0.55	23.4	5.5	39	31	779	56	953	30	0.06	-0.15	4.96	0.21	1.32
2	0.65	23.4	5.6	39	29	808	59	953	30	0.11	-0.15	5.85	0.26	1.32
3	0.77	23.4	5.6	39	30	847	68	953	30	0.19	-0.13	6.97	0.32	1.32
4	0.88	23.4	5.7	41	30	876	77	953	30	0.27	-0.14	7.90	0.41	1.33
5	0.99	23.4	5.5	40	30	868	85	953	30	0.33	-0.14	8.93	0.47	1.32
6	1.11	23.4	5.3	42	30	905	91	952	30	0.54	-0.06	10.01	0.60	1.30
7	1.21	23.8	5.3	43	30	941	97	952	29	0.60	-0.09	10.89	0.69	1.30
8	1.31	23.8	5.2	40	29	952	102	952	29	0.69	-0.10	11.80	0.79	1.29
9	1.42	23.8	5.2	38	29	964	109	952	29	0.71	-0.11	12.76	0.82	1.29
10	1.54	24.2	5.3	40	30	970	121	952	29	0.82	-0.11	13.85	0.93	1.30
0,5 m aluFer®														
11	0.57	23.8	5.9	37	30	751	62	958	30	0.04	-0.14	5.16	0.18	1.35
12	0.68	23.4	5.8	37	29	788	70	958	30	0.10	-0.14	6.12	0.24	1.34
13	0.79	23.3	5.6	40	30	840	83	958	30	0.15	-0.14	7.13	0.29	1.32
14	0.90	23.0	5.4	41	30	854	93	958	30	0.21	-0.14	8.14	0.35	1.31
15	1.00	23.0	5.3	41	29	857	103	958	30	0.27	-0.13	9.09	0.40	1.30
16	1.12	23.0	5.3	41	29	893	114	958	29	0.37	-0.13	10.20	0.50	1.30
17	1.22	23.0	5.3	41	29	906	127	958	29	0.43	-0.14	11.07	0.57	1.30
18	1.32	23.1	5.3	43	31	912	139	958	29	0.51	-0.14	11.98	0.65	1.30
19	1.42	23.1	5.3	42	30	923	145	958	29	0.58	-0.15	12.86	0.73	1.30
20	1.53	23.2	5.3	41	30	936	159	958	29	0.70	-0.17	13.90	0.87	1.30
0,4 m aluFer®														
21	0.58	24.7	5.9	41	31	712	74	960	30	0.05	-0.11	5.28	0.16	1.35
22	0.67	24.7	5.9	42	30	750	87	960	30	0.07	-0.15	6.09	0.22	1.35
23	0.80	25.0	5.7	42	30	806	108	961	30	0.11	-0.15	7.24	0.26	1.33
24	0.90	25.0	5.6	41	29	817	120	961	30	0.16	-0.15	8.16	0.31	1.32
25	1.00	25.0	5.5	41	30	829	134	961	30	0.22	-0.15	9.02	0.37	1.32
26	1.12	25.2	5.4	40	30	859	148	961	30	0.31	-0.15	10.13	0.46	1.31
27	1.22	25.3	5.4	41	29	869	161	961	30	0.40	-0.15	11.03	0.55	1.31
28	1.31	25.5	5.3	43	30	880	173	961	29	0.48	-0.15	11.83	0.63	1.30
29	1.42	25.5	5.3	42	29	895	188	961	29	0.52	-0.15	12.84	0.67	1.30
30	1.55	25.6	5.3	41	30	905	199	961	29	0.58	-0.15	13.97	0.73	1.30
0,3 m aluFer®														
31	0.58	28.5	5.8	38	30	660	95	961	30	0.00	-0.14	5.14	0.14	1.35
32	0.68	28.5	5.7	39	29	701	114	961	30	0.00	-0.15	6.06	0.15	1.35
33	0.80	28.8	5.7	38	29	759	137	961	30	0.03	-0.13	7.13	0.16	1.33
34	0.90	28.8	5.5	38	29	783	150	961	30	0.05	-0.13	8.04	0.18	1.32
35	1.00	28.8	5.4	38	29	791	162	961	30	0.07	-0.14	8.93	0.21	1.32
36	1.13	28.9	5.3	38	29	814	188	961	30	0.11	-0.14	10.05	0.25	1.31
37	1.24	28.9	5.3	39	30	834	204	961	29	0.26	-0.14	11.05	0.40	1.31
38	1.35	29.0	5.2	40	29	846	219	961	29	0.34	-0.14	12.01	0.48	1.30
39	1.45	29.0	5.2	40	30	860	235	961	29	0.40	-0.14	12.95	0.54	1.30
40	1.58	29.0	5.2	41	30	877	255	961	29	0.50	-0.14	14.05	0.64	1.30
0,2 m aluFer®														
41	0.58	29.7	5.7	40	31	581	115	964	30	-0.02	-0.14	5.15	0.12	1.34
42	0.67	29.7	5.6	37	29	633	133	964	30	-0.01	-0.15	5.96	0.14	1.33
43	0.79	29.7	5.5	38	29	678	160	964	30	0.03	-0.13	7.10	0.16	1.33
44	0.88	29.7	5.3	39	29	703	181	964	30	0.04	-0.14	7.84	0.18	1.32
45	0.99	29.7	5.3	37	29	730	204	964	30	0.04	-0.16	8.81	0.20	1.31
46	1.12	29.7	5.3	39	29	756	229	964	30	0.07	-0.15	10.01	0.22	1.30
47	1.22	29.7	5.3	40	30	773	249	964	29	0.11	-0.15	10.89	0.26	1.30
48	1.33	29.8	5.3	40	30	791	270	964	29	0.22	-0.15	11.85	0.37	1.30
49	1.43	29.8	5.3	40	29	810	289	964	29	0.28	-0.15	12.72	0.43	1.30
50	1.56	29.8	5.3	39	29	825	306	964	29	0.36	-0.15	13.89	0.51	1.30
0,1 m aluFer®														
51	0.59	25.6	5.8	37	30	533	182	962	30	-0.03	-0.15	5.34	0.12	1.33
52	0.68	26.2	5.7	40	30	601	226	962	30	-0.02	-0.15	6.17	0.13	1.32
53	0.81	26.2	5.5	37	29	660	278	962	30	0.00	-0.15	7.28	0.15	1.32
54	0.90	26.2	5.4	38	29	684	311	962	30	0.00	-0.15	8.13	0.15	1.30
55	1.02	26.6	5.3	39	29	713	346	962	30	0.02	-0.15	9.15	0.17	1.30
56	1.15	26.7	5.3	39	29	737	383	962	30	0.06	-0.15	10.32	0.21	1.30
57	1.24	26.7	5.3	40	29	754	409	962	30	0.10	-0.15	11.18	0.25	1.30
58	1.34	26.7	5.3	39	29	768	430	962	30	0.16	-0.15	12.08	0.31	1.30

Tabelle 16: Messdaten für aluFer®-Wärmeübertrager bei  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$ 

Nr.	$\dot{V}_G$ [Bm³/h]	$\vartheta_G$ [°C]	$\phi_{O_2}$ %	$\vartheta_{VL}$ [°C]	$\vartheta_{RL}$ [°C]	$\vartheta_E$ [°C]	$\vartheta_A$ [°C]	$p_U$ [mbar]	$p_G$ [mbar]	$p_E$ [mbar]	$p_A$ [mbar]	$Q$ [kW]	$\Delta p$ [mbar]	$\lambda_L$ -
0,6 m aluFer®														
-														
1	0.54	25.0	5.5	64	59	778	70	958	30	0.06	-0.15	4.87	0.21	1.32
2	0.65	24.9	5.6	74	60	816	80	958	30	0.11	-0.15	5.87	0.26	1.32
3	0.77	24.9	5.6	67	59	850	85	958	30	0.19	-0.13	6.95	0.32	1.32
4	0.87	24.8	5.5	70	60	863	96	958	30	0.27	-0.14	7.88	0.41	1.32
5	1.00	24.7	5.4	70	59	872	103	958	29	0.33	-0.14	8.98	0.47	1.31
6	1.09	22.8	5.4	76	61	904	116	954	29	0.54	-0.06	9.86	0.60	1.31
7	1.20	22.8	5.4	78	60	939	126	954	29	0.60	-0.09	10.83	0.69	1.31
8	1.31	22.9	5.4	81	59	954	133	954	29	0.69	-0.1	11.86	0.79	1.31
9	1.41	23.0	5.4	75	59	967	138	954	29	0.71	-0.11	12.76	0.82	1.31
10	1.55	23.1	5.3	75	59	976	147	954	29	0.82	-0.11	13.98	0.93	1.30
0,5 m aluFer®														
11	0.56	22.3	5.9	79	59	756	87	958	30	0.04	-0.14	5.08	0.18	1.35
12	0.67	22.4	5.9	81	60	787	98	958	30	0.10	-0.14	6.07	0.24	1.35
13	0.78	22.8	5.8	71	59	842	105	958	30	0.15	-0.14	7.09	0.29	1.34
14	0.88	23.0	5.6	81	59	839	116	958	30	0.21	-0.14	8.00	0.35	1.32
15	0.99	23.1	5.4	81	61	850	126	958	30	0.27	-0.13	8.99	0.40	1.31
16	1.12	23.2	5.3	78	59	895	136	958	30	0.37	-0.13	10.20	0.50	1.30
17	1.22	23.3	5.3	77	60	907	142	958	30	0.43	-0.14	11.03	0.57	1.30
18	1.32	23.4	5.3	78	59	914	152	958	30	0.51	-0.14	11.95	0.65	1.30
19	1.42	23.4	5.3	78	59	930	161	958	30	0.58	-0.15	12.85	0.73	1.30
20	1.53	23.4	5.3	78	61	939	172	958	30	0.62	-0.17	13.92	0.79	1.30
0,4 m aluFer®														
21	0.58	23.3	5.9	84	60	718	92	961	30	0.05	-0.11	5.27	0.16	1.35
22	0.68	23.4	5.8	75	60	758	103	960	30	0.07	-0.15	6.18	0.22	1.34
23	0.80	23.2	5.7	77	61	803	119	960	30	0.11	-0.15	7.30	0.26	1.33
24	0.90	23.7	5.5	78	61	815	135	960	30	0.16	-0.15	8.18	0.31	1.32
25	1.00	23.8	5.4	77	59	824	148	960	30	0.22	-0.15	9.05	0.37	1.31
26	1.11	24.0	5.5	75	59	851	166	960	30	0.31	-0.15	10.08	0.46	1.32
27	1.21	24.1	5.3	72	59	863	173	960	30	0.40	-0.15	11.01	0.55	1.30
28	1.32	24.2	5.3	73	60	876	189	960	30	0.48	-0.15	11.95	0.63	1.30
29	1.42	24.4	5.3	77	60	890	202	960	30	0.52	-0.15	12.85	0.67	1.30
30	1.54	24.5	5.3	79	61	902	217	960	30	0.58	-0.15	13.97	0.73	1.30
0,3 m aluFer®														
31	0.58	26.2	5.8	71	60	668	119	962	30	0.00	-0.14	5.22	0.14	1.34
32	0.68	26.2	5.7	74	61	709	140	962	30	0.00	-0.15	6.09	0.15	1.33
33	0.80	26.6	5.6	75	60	772	158	962	30	0.03	-0.13	7.19	0.16	1.32
34	0.89	26.8	5.5	72	61	795	174	962	30	0.05	-0.13	8.03	0.18	1.32
35	1.00	27.0	5.4	79	59	802	196	962	30	0.07	-0.14	9.02	0.21	1.31
36	1.12	27.0	5.3	70	60	823	214	962	30	0.11	-0.14	10.12	0.25	1.30
37	1.23	27.0	5.3	74	61	837	230	962	29	0.26	-0.14	11.01	0.40	1.30
38	1.33	27.5	5.3	75	60	848	246	962	29	0.34	-0.14	11.89	0.48	1.30
39	1.43	28.0	5.3	67	59	862	259	962	29	0.40	-0.14	12.85	0.54	1.30
40	1.56	28.0	5.2	69	59	875	277	962	29	0.50	-0.14	14.01	0.64	1.29
0,2 m aluFer®														
41	0.57	27.2	5.7	81	61	625	145	964	30	-0.02	-0.14	5.14	0.12	1.33
42	0.67	27.4	5.6	76	59	671	157	964	30	-0.01	-0.15	6.01	0.14	1.32
43	0.79	27.9	5.5	72	60	719	183	964	30	0.03	-0.13	7.09	0.16	1.32
44	0.90	28.0	5.3	71	59	743	205	964	30	0.04	-0.14	8.04	0.18	1.30
45	1.00	28.0	5.3	69	59	760	225	964	30	0.04	-0.16	8.94	0.20	1.30
46	1.12	28.0	5.3	75	60	781	248	964	30	0.07	-0.15	10.08	0.22	1.30
47	1.22	28.5	5.3	77	60	794	273	964	29	0.11	-0.15	10.94	0.26	1.30
48	1.32	28.9	5.3	69	59	806	281	964	29	0.22	-0.15	11.80	0.37	1.30
49	1.42	29.3	5.3	70	61	821	296	964	29	0.28	-0.15	12.72	0.43	1.30
50	1.55	29.3	5.3	69	61	834	314	964	29	0.36	-0.15	13.86	0.51	1.30
0,1 m aluFer®														
51	0.59	27.3	5.8	81	61	586	215	962	30	-0.03	-0.15	5.28	0.12	1.34
52	0.68	27.3	5.7	85	60	643	249	962	30	-0.02	-0.15	6.12	0.13	1.33
53	0.82	27.6	5.5	79	60	699	304	962	30	0.00	-0.15	7.32	0.15	1.32
54	0.91	27.9	5.4	62	59	720	334	962	30	0.00	-0.15	8.19	0.15	1.31
55	1.02	27.9	5.3	68	61	745	365	962	30	0.02	-0.15	9.11	0.17	1.30
56	1.14	28.0	5.3	72	61	767	398	962	30	0.06	-0.15	10.23	0.21	1.30
57	1.25	28.0	5.3	70	60	785	425	962	30	0.10	-0.15	11.20	0.25	1.30
58	1.35	28.0	5.3	73	59	799	443	962	30	0.16	-0.15	12.09	0.31	1.30

**Tabelle 17:** Messdaten für Wärmeübertrager mit Sicken bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$  und  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$

Nr.	$\dot{V}_G$ [Bm <sup>3</sup> /h]	$\vartheta_G$ [°C]	$\phi_{O_2}$ %	$\vartheta_{VL}$ [°C]	$\vartheta_{RL}$ [°C]	$\vartheta_E$ [°C]	$\vartheta_A$ [°C]	$p_U$ [mbar]	$p_G$ [mbar]	$p_E$ [mbar]	$p_A$ [mbar]	$Q$ [kW]	$\Delta p$ [mbar]	$\lambda_L$ -
3 Sicken														
1	0.54	24.2	5.6	40	31	797	108	960	30	1.26	-0.15	4.90	1.41	1.07
2	0.65	24.2	5.4	40	31	818	126	960	30	1.80	-0.15	5.91	1.95	1.30
3	0.77	24.1	5.3	40	29	874	145	960	30	2.49	-0.15	6.98	2.64	1.30
4	0.89	24.1	5.3	40	29	881	164	960	30	3.30	-0.15	8.09	3.45	1.30
5	1.01	24.0	5.4	40	30	889	178	960	29	4.10	-0.14	9.15	4.24	1.31
6	1.13	24.2	5.3	42	30	921	192	960	29	5.20	-0.15	10.24	5.35	1.30
7	1.24	24.2	5.3	42	30	942	206	960	29	6.33	-0.15	11.24	6.48	1.30
8	1.35	24.1	5.3	41	29	950	218	960	29	7.46	-0.15	12.24	7.61	1.30
2 Sicken														
9	0.55	24.0	5.6	41	30	736	168	959	30	0.91	-0.16	4.99	1.07	1.07
10	0.65	24.0	5.4	38	30	753	192	959	30	1.48	-0.15	5.86	1.63	1.30
11	0.76	24.0	5.4	41	30	818	218	959	30	1.95	-0.15	6.89	2.10	1.30
12	0.87	24.1	5.3	41	31	843	243	959	30	2.63	-0.15	7.89	2.78	1.30
13	0.99	24.2	5.3	41	30	857	261	960	29	3.44	-0.15	8.97	3.59	1.30
14	1.13	24.2	5.3	41	29	885	280	960	29	4.40	-0.15	10.25	4.55	1.30
15	1.27	24.3	5.3	40	30	899	301	960	29	5.46	-0.15	11.48	5.61	1.30
16	1.38	24.4	5.3	39	29	908	318	960	29	6.50	-0.15	12.45	6.65	1.30
1 Sicke														
17	0.55	25.5	5.7	40	31	634	258	959	30	0.54	-0.14	4.98	0.68	1.07
18	0.65	25.5	5.7	40	30	686	298	959	30	0.83	-0.15	5.84	0.98	1.33
19	0.78	25.5	5.5	39	29	739	342	959	30	1.28	-0.16	7.03	1.44	1.31
20	0.88	25.5	5.4	41	29	764	370	959	30	1.60	-0.15	7.93	1.75	1.31
21	0.99	25.6	5.3	41	29	784	395	959	29	2.24	-0.15	8.87	2.39	1.30
22	1.11	25.6	5.3	39	30	807	419	959	29	2.88	-0.15	10.01	3.03	1.30
23	1.22	25.7	5.3	40	29	818	435	959	29	3.46	-0.15	11.02	3.61	1.30
24	1.35	25.7	5.3	40	30	835	456	959	29	4.27	-0.15	12.13	4.42	1.30
3 Sicken														
25	0.56	27.9	5.6	70	61	798	138	962	30	1.26	-0.15	5.03	1.41	1.07
26	0.68	28.0	5.4	72	59	816	155	962	30	1.80	-0.15	6.09	1.95	1.30
27	0.79	29.0	5.3	75	60	864	174	962	30	2.49	-0.15	7.02	2.64	1.30
28	0.89	29.0	5.3	72	59	875	189	962	30	3.30	-0.15	7.97	3.45	1.30
29	1.00	25.5	5.4	72	60	887	202	960	30	4.10	-0.14	8.99	4.24	1.31
30	1.11	26.0	5.3	68	59	922	216	960	29	5.20	-0.15	9.99	5.35	1.30
31	1.22	24.0	5.3	72	59	938	229	960	29	6.33	-0.15	11.06	6.48	1.30
32	1.33	24.2	5.3	76	61	943	243	960	29	7.46	-0.15	12.05	7.61	1.30
2 Sicken														
33	0.54	25.7	5.6	84	61	758	203	960	30	0.91	-0.16	4.91	1.07	1.07
34	0.65	25.8	5.4	72	59	780	227	960	30	1.48	-0.15	5.86	1.63	1.30
35	0.79	25.8	5.4	68	59	830	247	960	30	1.95	-0.15	7.09	2.10	1.30
36	0.88	25.9	5.3	69	59	855	268	960	30	2.63	-0.15	7.89	2.78	1.30
37	0.99	26.2	5.3	74	59	866	289	960	29	3.44	-0.15	8.94	3.59	1.30
38	1.13	26.2	5.3	69	59	892	308	960	29	4.40	-0.15	10.17	4.55	1.30
39	1.25	26.2	5.3	72	59	905	325	960	29	5.46	-0.15	11.26	5.61	1.30
40	1.35	26.2	5.3	75	60	912	341	960	29	6.50	-0.15	12.15	6.65	1.30
1 Sicke														
41	0.55	25.0	5.7	75	60	657	298	959	30	0.54	-0.14	4.95	0.68	1.33
42	0.64	25.0	5.7	71	59	709	326	959	30	0.83	-0.15	5.82	0.98	1.33
43	0.76	25.2	5.5	71	59	753	361	959	30	1.28	-0.16	6.90	1.44	1.31
44	0.88	25.4	5.4	66	61	773	387	959	30	1.60	-0.15	7.93	1.75	1.30
45	0.98	25.5	5.3	68	62	788	407	959	29	2.24	-0.15	8.81	2.39	1.30
46	1.10	25.5	5.3	73	60	811	431	959	29	2.88	-0.15	9.93	3.03	1.30
47	1.21	25.6	5.3	74	59	824	449	959	29	3.46	-0.15	10.86	3.61	1.30
48	1.33	25.6	5.3	69	59	840	470	959	29	4.27	-0.15	11.98	4.42	1.30



**Tabelle 18:** Rechenergebnisse für aluFer®-Wärmeübertrager bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$

Nr.	$\dot{V}$ [m³/h]	$w$ [m/s]	$\eta$ [10 <sup>-5</sup> Pas]	$\nu$ [10 <sup>-5</sup> m²/s]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m³]	$c_p$ J/kgK	$Re$	$Pr$	$Nu$	$\alpha$ [W/m²K]	$\dot{Q}$ [kW]	$\vartheta_A$ [°C]
0,6 m aluFer®													
-								-	-	-			
1	6.73	2.59	3.13	6.69	0.051	0.47	1185	580	0.73	4.38	14.82	-1.89	37
2	7.91	3.12	3.18	6.98	0.052	0.46	1190	670	0.73	4.51	15.59	-2.27	51
3	9.37	3.83	3.27	7.42	0.054	0.44	1197	773	0.73	4.65	16.60	-2.82	58
4	10.64	4.46	3.33	7.76	0.055	0.43	1203	862	0.73	4.76	17.43	-3.28	71
5	11.83	4.97	3.33	7.78	0.055	0.43	1203	958	0.73	4.89	17.91	-3.57	81
6	13.07	5.67	3.41	8.22	0.057	0.41	1210	1034	0.73	4.99	18.79	-4.10	93
7	14.18	6.32	3.48	8.65	0.058	0.40	1217	1096	0.73	5.06	19.60	-4.60	103
8	15.27	6.89	3.51	8.83	0.059	0.40	1220	1169	0.73	5.15	20.18	-4.99	110
9	16.48	7.53	3.54	9.04	0.059	0.39	1223	1250	0.73	5.25	20.82	-5.40	122
10	17.96	8.31	3.57	9.23	0.060	0.39	1226	1351	0.73	5.37	21.53	-5.85	135
0,5 m aluFer®													
11	7.14	2.69	3.10	6.52	0.050	0.48	1183	619	0.73	4.61	15.41	-1.88	51
12	8.37	3.27	3.18	6.91	0.052	0.46	1190	710	0.73	4.75	16.39	-2.30	65
13	9.58	3.92	3.28	7.47	0.054	0.44	1199	787	0.73	4.87	17.51	-2.79	78
14	10.75	4.48	3.32	7.70	0.055	0.43	1203	873	0.73	5.00	18.27	-3.15	90
15	11.90	5.00	3.34	7.82	0.055	0.43	1205	959	0.73	5.13	18.90	-3.46	100
16	13.31	5.79	3.42	8.28	0.057	0.41	1212	1048	0.73	5.26	19.97	-4.00	115
17	14.42	6.36	3.46	8.50	0.058	0.41	1216	1123	0.73	5.37	20.66	-4.35	127
18	15.57	6.95	3.49	8.67	0.058	0.40	1218	1202	0.73	5.48	21.32	-4.67	140
19	16.69	7.56	3.53	8.88	0.059	0.40	1222	1277	0.73	5.58	21.99	-5.04	148
20	18.01	8.28	3.56	9.12	0.060	0.39	1225	1363	0.73	5.70	22.76	-5.44	162
0,4 m aluFer®													
21	7.30	2.69	3.07	6.33	0.049	0.48	1180	638	0.73	4.89	16.13	-1.74	73
22	8.38	3.21	3.15	6.74	0.051	0.47	1187	713	0.73	5.03	17.16	-2.09	86
23	9.78	3.94	3.27	7.37	0.054	0.44	1198	802	0.73	5.20	18.57	-2.61	102
24	10.90	4.46	3.31	7.58	0.054	0.44	1201	884	0.73	5.34	19.38	-2.92	114
25	11.96	4.98	3.34	7.80	0.055	0.43	1205	958	0.73	5.47	20.16	-3.20	127
26	13.30	5.71	3.42	8.21	0.057	0.42	1211	1043	0.73	5.62	21.26	-3.65	144
27	14.46	6.29	3.45	8.42	0.058	0.41	1215	1121	0.73	5.75	22.05	-3.97	156
28	15.38	6.76	3.49	8.61	0.058	0.40	1218	1178	0.73	5.84	22.68	-4.21	168
29	16.67	7.46	3.53	8.88	0.059	0.40	1222	1260	0.73	5.97	23.57	-4.60	180
30	18.11	8.23	3.57	9.12	0.060	0.39	1226	1355	0.73	6.12	24.49	-4.97	195
0,3 m aluFer®													
31	7.13	2.54	3.01	6.07	0.048	0.50	1176	627	0.73	5.26	16.99	-1.49	92
32	8.33	3.10	3.11	6.55	0.050	0.48	1184	710	0.73	5.46	18.33	-1.82	111
33	9.64	3.78	3.24	7.20	0.053	0.45	1195	787	0.73	5.63	19.88	-2.26	131
34	10.76	4.34	3.30	7.56	0.054	0.44	1201	861	0.73	5.80	20.99	-2.57	146
35	11.83	4.84	3.34	7.75	0.055	0.43	1204	937	0.73	5.96	21.87	-2.81	160
36	13.20	5.55	3.40	8.12	0.056	0.42	1210	1026	0.73	6.14	23.10	-3.17	179
37	14.48	6.24	3.46	8.45	0.058	0.41	1215	1106	0.73	6.30	24.23	-3.50	197
38	15.61	6.83	3.50	8.69	0.059	0.40	1219	1179	0.73	6.44	25.15	-3.79	209
39	16.81	7.49	3.54	8.96	0.059	0.40	1223	1254	0.73	6.59	26.11	-4.08	225
40	18.21	8.28	3.59	9.28	0.061	0.39	1228	1339	0.73	6.75	27.24	-4.45	240
0,2 m aluFer®													
41	7.09	2.42	2.94	5.71	0.047	0.51	1170	635	0.73	6.00	18.78	-1.17	129
42	8.11	2.92	3.06	6.28	0.049	0.49	1179	698	0.73	6.19	20.36	-1.45	147
43	9.59	3.64	3.18	6.87	0.052	0.46	1190	795	0.73	6.48	22.33	-1.79	175
44	10.43	4.07	3.24	7.21	0.053	0.45	1195	848	0.73	6.62	23.43	-1.99	190
45	11.61	4.68	3.31	7.61	0.055	0.44	1202	923	0.73	6.83	24.86	-2.27	209
46	13.07	5.44	3.39	8.04	0.056	0.42	1209	1015	0.73	7.07	26.51	-2.59	230
47	14.19	6.03	3.44	8.34	0.057	0.41	1214	1086	0.73	7.25	27.72	-2.82	247
48	15.40	6.70	3.50	8.66	0.058	0.40	1219	1160	0.73	7.44	29.01	-3.09	263
49	16.52	7.33	3.55	8.97	0.060	0.40	1224	1226	0.73	7.60	30.19	-3.35	278
50	18.01	8.15	3.60	9.28	0.061	0.39	1229	1318	0.73	7.81	31.61	-3.65	296
0,1 m aluFer®													
51	7.29	2.57	2.98	5.90	0.048	0.50	1173	653	0.73	7.80	24.80	-0.90	198
52	8.33	3.17	3.15	6.72	0.051	0.47	1187	707	0.73	8.04	27.38	-1.15	231
53	9.71	3.94	3.30	7.52	0.054	0.44	1200	787	0.73	8.38	30.29	-1.45	266
54	10.68	4.46	3.36	7.90	0.056	0.43	1206	847	0.73	8.63	32.02	-1.62	286
55	11.97	5.16	3.45	8.38	0.057	0.41	1214	924	0.73	8.94	34.23	-1.84	310
56	13.46	5.98	3.52	8.82	0.059	0.40	1221	1016	0.73	9.30	36.58	-2.08	334
57	14.56	6.60	3.57	9.14	0.060	0.39	1226	1083	0.73	9.54	38.27	-2.26	352
58	15.70	7.25	3.62	9.43	0.061	0.38	1231	1154	0.73	9.80	39.93	-2.44	367

**Tabelle 19:** Rechenergebnisse für aluFer®-Wärmeübertrager bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$

Nr.	$\dot{V}$ [m³/h]	$w$ [m/s]	$\eta$ [10 <sup>-5</sup> Pas]	$\nu$ [10 <sup>-5</sup> m²/s]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m³]	$c_p$ J/kgK	$Re$	$Pr$	$Nu$	$\alpha$ [W/m²K]	$\dot{Q}$ [kW]	$\vartheta_A$ [°C]
0,6 m aluFer®													
-								-	-	-			
1	6.61	2.56	3.17	6.87	0.052	0.46	1189	559	0.73	4.35	14.97	-1.78	64
2	7.94	3.18	3.24	7.27	0.053	0.45	1196	655	0.73	4.49	15.89	-2.23	75
3	9.34	3.85	3.31	7.64	0.055	0.43	1202	756	0.73	4.62	16.81	-2.72	86
4	10.49	4.38	3.35	7.84	0.055	0.43	1205	839	0.73	4.73	17.45	-3.08	94
5	11.83	5.01	3.38	8.01	0.056	0.42	1208	938	0.73	4.86	18.13	-3.47	104
6	12.96	5.70	3.45	8.44	0.057	0.41	1214	1014	0.73	4.96	18.98	-3.94	119
7	14.19	6.43	3.52	8.87	0.059	0.40	1221	1088	0.73	5.05	19.85	-4.49	127
8	15.52	7.15	3.56	9.12	0.060	0.39	1225	1176	0.73	5.16	20.58	-4.94	140
9	16.67	7.78	3.59	9.33	0.061	0.39	1228	1252	0.73	5.25	21.20	-5.34	149
10	18.12	8.56	3.62	9.53	0.061	0.38	1231	1348	0.73	5.37	21.91	-5.79	162
0,5 m aluFer®													
11	7.04	2.73	3.15	6.78	0.051	0.46	1187	605	0.73	4.58	15.65	-1.80	85
12	8.35	3.34	3.22	7.16	0.053	0.45	1194	701	0.73	4.74	16.65	-2.21	93
13	9.64	4.02	3.33	7.72	0.055	0.43	1203	781	0.73	4.86	17.79	-2.73	105
14	10.70	4.49	3.34	7.79	0.055	0.43	1204	863	0.73	4.99	18.34	-2.96	117
15	11.84	5.05	3.38	8.01	0.056	0.42	1208	945	0.73	5.11	19.06	-3.29	129
16	13.30	5.89	3.47	8.55	0.058	0.41	1216	1034	0.73	5.24	20.23	-3.90	140
17	14.36	6.45	3.51	8.76	0.059	0.40	1220	1105	0.73	5.34	20.90	-4.22	151
18	15.54	7.05	3.53	8.92	0.059	0.40	1222	1186	0.73	5.46	21.55	-4.54	164
19	16.68	7.70	3.57	9.18	0.060	0.39	1226	1258	0.73	5.56	22.28	-4.94	173
20	18.04	8.44	3.61	9.39	0.061	0.38	1230	1348	0.73	5.68	23.05	-5.30	189
0,4 m aluFer®													
21	7.29	2.77	3.12	6.60	0.051	0.47	1185	630	0.73	4.88	16.44	-1.70	102
22	8.45	3.34	3.21	7.06	0.052	0.45	1192	710	0.73	5.03	17.55	-2.08	111
23	9.85	4.07	3.31	7.60	0.054	0.44	1201	803	0.73	5.20	18.88	-2.54	130
24	10.87	4.55	3.34	7.81	0.055	0.43	1205	874	0.73	5.33	19.61	-2.80	143
25	11.92	5.05	3.38	7.98	0.056	0.42	1208	949	0.73	5.46	20.34	-3.08	152
26	13.32	5.80	3.44	8.37	0.057	0.41	1214	1039	0.73	5.61	21.45	-3.51	168
27	14.34	6.33	3.48	8.57	0.058	0.41	1217	1108	0.73	5.73	22.17	-3.79	180
28	15.54	6.98	3.52	8.82	0.059	0.40	1221	1186	0.73	5.86	23.01	-4.12	193
29	16.68	7.62	3.56	9.08	0.060	0.39	1225	1259	0.73	5.97	23.83	-4.44	206
30	18.10	8.40	3.60	9.33	0.061	0.39	1229	1351	0.73	6.11	24.76	-4.81	222
0,3 m aluFer®													
31	7.18	2.64	3.07	6.35	0.050	0.48	1180	624	0.73	5.25	17.37	-1.46	122
32	8.28	3.18	3.17	6.84	0.052	0.46	1189	697	0.73	5.43	18.66	-1.78	137
33	9.66	3.92	3.30	7.55	0.054	0.44	1201	778	0.73	5.61	20.32	-2.23	160
34	10.68	4.44	3.36	7.89	0.056	0.43	1206	845	0.73	5.76	21.35	-2.52	174
35	11.88	5.01	3.40	8.08	0.056	0.42	1209	930	0.73	5.94	22.32	-2.77	189
36	13.20	5.71	3.46	8.43	0.058	0.41	1215	1016	0.73	6.12	23.50	-3.12	204
37	14.35	6.32	3.50	8.69	0.059	0.40	1219	1090	0.73	6.27	24.48	-3.39	220
38	15.47	6.89	3.54	8.91	0.059	0.40	1223	1160	0.73	6.41	25.34	-3.65	233
39	16.68	7.55	3.58	9.15	0.060	0.39	1226	1237	0.73	6.55	26.30	-3.96	245
40	18.06	8.31	3.62	9.42	0.061	0.38	1231	1323	0.73	6.72	27.36	-4.29	260
0,2 m aluFer®													
41	7.03	2.57	3.07	6.30	0.049	0.49	1180	610	0.73	5.92	19.51	-1.22	158
42	8.12	3.11	3.17	6.84	0.052	0.46	1189	681	0.73	6.14	21.12	-1.50	178
43	9.46	3.79	3.29	7.46	0.054	0.44	1199	763	0.73	6.38	22.98	-1.84	203
44	10.57	4.36	3.35	7.83	0.055	0.43	1206	835	0.73	6.59	24.34	-2.09	220
45	11.71	4.94	3.41	8.13	0.057	0.42	1211	911	0.73	6.80	25.63	-2.33	237
46	13.15	5.70	3.47	8.52	0.058	0.41	1217	1004	0.73	7.04	27.23	-2.62	259
47	14.25	6.28	3.52	8.78	0.059	0.40	1221	1074	0.73	7.22	28.38	-2.83	275
48	15.35	6.85	3.55	9.00	0.060	0.39	1224	1141	0.73	7.39	29.43	-3.06	285
49	16.52	7.51	3.60	9.29	0.061	0.39	1229	1212	0.73	7.56	30.63	-3.30	301
50	17.97	8.31	3.65	9.57	0.062	0.38	1233	1302	0.73	7.78	32.00	-3.58	317
0,1 m aluFer®													
51	7.26	2.72	3.12	6.61	0.051	0.47	1185	618	0.73	7.63	25.75	-0.96	233
52	8.32	3.32	3.26	7.34	0.054	0.44	1197	678	0.73	7.91	28.21	-1.19	264
53	9.76	4.12	3.41	8.14	0.057	0.42	1210	760	0.73	8.27	31.15	-1.49	297
54	10.82	4.68	3.46	8.47	0.058	0.41	1216	828	0.73	8.56	32.94	-1.68	313
55	11.92	5.31	3.54	8.92	0.059	0.40	1223	893	0.73	8.82	34.90	-1.87	336
56	13.34	6.11	3.61	9.35	0.061	0.39	1230	981	0.73	9.16	37.18	-2.09	360
57	14.59	6.83	3.66	9.70	0.062	0.38	1235	1056	0.73	9.44	39.08	-2.30	378
58	15.72	7.49	3.71	9.99	0.063	0.37	1239	1124	0.73	9.69	40.74	-2.47	394

**Tabelle 20:** Rechenergebnisse für Wärmeübertrager mit Sicken bei  $\vartheta_{RL} = 30\text{ °C}$  und  $\vartheta_{RL} = 60\text{ °C}$

Nr.	$\dot{V}$ [m³/h]	$w$ [m/s]	$\eta$ [10 <sup>-5</sup> Pas]	$\nu$ [10 <sup>-5</sup> m²/s]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m³]	$c_p$ J/kgK	$Re$	$Pr$	$Nu$	$\alpha$ [W/m²K]	$\dot{Q}$ [kW]	$\vartheta_A$ [°C]
3 Sicken													
-	5.40	8.13	3.26	7.33	0.053	0.44	1197	1662	0.73	11.18	39.82	-1.42	108
1	7.85	12.22	3.34	7.77	0.055	0.43	1204	2360	0.73	13.82	50.75	-2.05	136
2	9.21	15.05	3.45	8.43	0.058	0.41	1215	2678	0.73	14.95	57.33	-2.57	153
3	10.63	17.57	3.48	8.61	0.058	0.40	1218	3061	0.73	16.26	63.10	-2.94	166
4	12.07	20.23	3.52	8.81	0.059	0.40	1221	3446	0.73	17.54	68.88	-3.33	178
5	13.37	23.03	3.59	9.24	0.060	0.39	1227	3740	0.73	18.50	74.51	-3.81	191
6	14.64	25.71	3.64	9.54	0.061	0.38	1232	4040	0.73	19.45	79.74	-4.23	203
7	15.91	28.21	3.66	9.70	0.062	0.38	1235	4362	0.73	20.46	84.58	-4.61	212
2 Sicken													
9	5.49	8.33	3.27	7.42	0.054	0.44	1198	1684	0.73	11.56	41.39	-1.17	177
10	7.79	12.22	3.35	7.87	0.055	0.43	1206	2331	0.73	14.07	51.99	-1.62	210
11	9.09	15.15	3.50	8.71	0.059	0.40	1219	2608	0.73	15.08	58.85	-2.04	239
12	10.37	17.75	3.57	9.12	0.060	0.39	1226	2918	0.73	16.19	64.73	-2.36	258
13	11.74	20.44	3.61	9.40	0.061	0.38	1230	3261	0.73	17.37	70.64	-2.68	272
14	13.38	23.94	3.68	9.85	0.063	0.37	1237	3644	0.73	18.66	77.82	-3.11	293
15	14.94	27.20	3.73	10.15	0.064	0.37	1241	4020	0.73	19.89	84.28	-3.49	307
16	16.17	29.76	3.76	10.34	0.064	0.36	1244	4318	0.73	20.85	89.21	-3.77	318
1 Sicken													
17	5.48	8.33	3.29	7.53	0.054	0.44	1200	1659	0.73	12.18	43.97	-0.71	290
18	7.94	12.92	3.46	8.45	0.058	0.41	1215	2292	0.73	14.80	56.81	-1.05	342
19	9.34	16.04	3.59	9.29	0.061	0.39	1228	2591	0.73	15.97	64.45	-1.31	378
20	10.50	18.54	3.66	9.74	0.062	0.38	1235	2856	0.73	16.97	70.28	-1.49	400
21	11.62	20.98	3.72	10.11	0.063	0.37	1240	3112	0.73	17.92	75.74	-1.66	418
22	13.07	24.20	3.79	10.55	0.065	0.36	1247	3440	0.73	19.11	82.63	-1.89	440
23	14.35	26.94	3.83	10.80	0.066	0.35	1251	3740	0.73	20.17	88.34	-2.07	453
24	15.76	30.14	3.88	11.15	0.067	0.35	1255	4054	0.73	21.26	94.72	-2.28	470
3 Sicken													
25	6.83	10.42	3.33	7.69	0.055	0.43	1203	2031	0.73	12.60	46.10	-1.68	147
26	8.10	12.61	3.38	7.97	0.056	0.42	1208	2375	0.73	13.87	51.69	-2.01	160
27	9.24	14.94	3.47	8.54	0.058	0.41	1217	2624	0.73	14.76	57.05	-2.41	177
28	10.45	17.12	3.51	8.73	0.059	0.40	1220	2941	0.73	15.86	62.04	-2.74	187
29	11.82	19.92	3.55	8.99	0.060	0.39	1224	3324	0.73	17.14	68.06	-3.14	199
30	13.04	22.58	3.62	9.43	0.061	0.38	1230	3593	0.73	18.02	73.39	-3.60	212
31	14.39	25.53	3.66	9.71	0.062	0.38	1235	3945	0.73	19.15	79.22	-4.04	223
32	15.66	28.03	3.68	9.85	0.063	0.37	1237	4266	0.73	20.16	84.06	-4.36	235
2 Sicken													
33	5.38	8.37	3.35	7.84	0.055	0.43	1205	1602	0.73	11.22	41.41	-1.14	203
34	7.81	12.59	3.44	8.34	0.057	0.41	1213	2263	0.73	13.81	52.69	-1.62	237
35	9.38	15.86	3.56	9.05	0.060	0.39	1225	2629	0.73	15.16	60.38	-2.05	264
36	10.35	17.93	3.62	9.43	0.061	0.38	1230	2853	0.73	15.95	64.97	-2.32	279
37	11.69	20.58	3.66	9.69	0.062	0.38	1234	3186	0.73	17.12	70.73	-2.60	294
38	13.26	23.94	3.72	10.12	0.063	0.37	1241	3548	0.73	18.34	77.58	-3.01	312
39	14.66	26.89	3.77	10.39	0.064	0.36	1245	3882	0.73	19.44	83.42	-3.33	327
40	15.79	29.24	3.79	10.57	0.065	0.36	1247	4150	0.73	20.31	87.94	-3.58	337
1 Sicken													
41	6.76	10.77	3.40	8.12	0.056	0.42	1210	1990	0.73	13.57	51.00	-0.84	334
42	7.89	13.25	3.53	8.89	0.059	0.40	1222	2235	0.73	14.57	57.46	-1.05	367
43	9.17	16.14	3.64	9.61	0.062	0.38	1233	2518	0.73	15.68	64.49	-1.27	398
44	10.42	18.76	3.71	10.00	0.063	0.37	1239	2813	0.73	16.81	70.62	-1.45	418
45	11.54	21.08	3.75	10.31	0.064	0.36	1243	3067	0.73	17.75	75.81	-1.60	434
46	12.96	24.26	3.82	10.75	0.066	0.36	1250	3385	0.73	18.91	82.61	-1.82	455
47	14.15	26.88	3.86	11.03	0.066	0.35	1254	3657	0.73	19.88	88.02	-1.99	469
48	15.57	30.08	3.90	11.35	0.067	0.34	1258	3976	0.73	20.99	94.41	-2.20	484

**Tabelle 21:** Rechenergebnisse für verschiedene Wärmeübertrager bei gleichen Eingangsparametern

	$\dot{V}$ [m³/h]	$w$ [m/s]	$\eta$ [10 <sup>-5</sup> Pas]	$\nu$ [10 <sup>-5</sup> m²/s]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m³]	$c_p$ J/kgK	$Re$ -	$Pr$ -	$Nu$ -	$\alpha$ [W/m²K]	$\dot{Q}$ [kW]	$\vartheta_A$ [°C]
0,6 m aluFer®	6.69	2.55	3.13	6.64	0.051	0.47	1185	577	0.73	4.38	14.80	-1.88	35
	7.96	3.12	3.19	6.95	0.052	0.46	1190	674	0.73	4.51	15.62	-2.31	45
	9.24	3.74	3.26	7.36	0.054	0.44	1197	763	0.73	4.63	16.54	-2.78	57
	10.51	4.37	3.33	7.70	0.055	0.43	1203	852	0.73	4.75	17.37	-3.25	69
	11.78	4.91	3.33	7.73	0.055	0.43	1203	954	0.73	4.88	17.89	-3.57	78
	13.05	5.62	3.41	8.15	0.057	0.42	1210	1033	0.73	4.99	18.79	-4.10	91
	14.33	6.36	3.48	8.59	0.058	0.41	1217	1110	0.73	5.08	19.69	-4.67	101
	15.60	7.02	3.51	8.80	0.059	0.40	1221	1197	0.73	5.19	20.36	-5.09	114
0,5 m aluFer®	6.69	2.57	3.14	6.70	0.051	0.47	1186	575	0.73	4.53	15.41	-1.84	51
	7.96	3.14	3.20	7.04	0.052	0.46	1192	670	0.73	4.69	16.35	-2.25	64
	9.24	3.78	3.29	7.49	0.054	0.44	1199	757	0.73	4.83	17.39	-2.74	72
	10.51	4.43	3.35	7.86	0.055	0.43	1206	845	0.73	4.96	18.33	-3.19	86
	11.78	4.98	3.36	7.90	0.056	0.43	1206	945	0.73	5.11	18.95	-3.49	98
	13.05	5.70	3.44	8.35	0.057	0.41	1214	1023	0.73	5.23	19.95	-3.99	114
	14.33	6.45	3.52	8.81	0.059	0.40	1221	1098	0.73	5.33	20.95	-4.54	128
	15.60	7.13	3.55	9.04	0.060	0.39	1224	1183	0.73	5.45	21.71	-4.94	141
0,4 m aluFer®	6.69	2.60	3.16	6.83	0.051	0.46	1188	570	0.73	4.76	16.32	-1.81	66
	7.96	3.19	3.24	7.21	0.053	0.45	1195	663	0.73	4.94	17.44	-2.21	79
	9.24	3.84	3.32	7.69	0.055	0.43	1203	749	0.73	5.10	18.63	-2.66	96
	10.51	4.50	3.39	8.09	0.056	0.42	1209	835	0.73	5.26	19.73	-3.09	114
	11.78	5.07	3.41	8.15	0.057	0.42	1210	933	0.73	5.43	20.46	-3.36	129
	13.05	5.81	3.49	8.65	0.058	0.40	1218	1009	0.73	5.56	21.62	-3.86	144
	14.33	6.59	3.57	9.13	0.060	0.39	1226	1082	0.73	5.68	22.76	-4.36	162
	15.60	7.29	3.61	9.38	0.061	0.38	1230	1165	0.73	5.82	23.64	-4.74	176
0,3 m aluFer®	6.69	2.65	3.21	7.06	0.052	0.45	1192	562	0.73	5.10	17.81	-1.75	90
	7.96	3.26	3.29	7.48	0.054	0.44	1199	653	0.73	5.32	19.16	-2.12	113
	9.24	3.93	3.38	8.01	0.056	0.42	1208	737	0.73	5.52	20.59	-2.54	134
	10.51	4.62	3.46	8.46	0.058	0.41	1215	819	0.73	5.70	21.92	-2.94	153
	11.78	5.21	3.47	8.55	0.058	0.41	1217	915	0.73	5.91	22.83	-3.19	170
	13.05	5.98	3.56	9.08	0.060	0.39	1225	989	0.73	6.06	24.20	-3.65	190
	14.33	6.79	3.64	9.60	0.062	0.38	1233	1060	0.73	6.21	25.53	-4.11	211
	15.60	7.51	3.69	9.87	0.063	0.37	1237	1141	0.73	6.37	26.59	-4.47	226
0,2 m aluFer®	6.69	2.74	3.29	7.48	0.054	0.44	1199	549	0.73	5.71	20.56	-1.63	140
	7.96	3.38	3.37	7.97	0.056	0.42	1207	636	0.73	5.99	22.32	-1.97	167
	9.24	4.09	3.48	8.56	0.058	0.41	1217	716	0.73	6.24	24.14	-2.34	195
	10.51	4.81	3.56	9.07	0.060	0.39	1225	796	0.73	6.47	25.82	-2.70	219
	11.78	5.43	3.57	9.16	0.060	0.39	1226	889	0.73	6.73	27.01	-2.90	238
	13.05	6.24	3.67	9.75	0.062	0.38	1235	960	0.73	6.93	28.71	-3.31	261
	14.33	7.09	3.76	10.34	0.064	0.36	1244	1028	0.73	7.10	30.40	-3.73	284
	15.60	7.84	3.80	10.63	0.065	0.36	1248	1107	0.73	7.30	31.72	-4.03	302
0,1 m aluFer®	6.69	2.93	3.45	8.39	0.057	0.41	1214	523	0.73	7.15	27.38	-1.39	243
	7.96	3.62	3.54	8.96	0.059	0.40	1223	606	0.73	7.56	29.98	-1.65	277
	9.24	4.39	3.65	9.66	0.062	0.38	1234	682	0.73	7.92	32.66	-1.95	310
	10.51	5.17	3.74	10.24	0.064	0.37	1243	757	0.73	8.25	35.12	-2.23	339
	11.78	5.82	3.76	10.33	0.064	0.36	1244	846	0.73	8.62	36.88	-2.39	357
	13.05	6.69	3.86	10.99	0.066	0.35	1253	913	0.73	8.90	39.35	-2.71	386
	14.33	7.60	3.95	11.66	0.068	0.34	1263	978	0.73	9.15	41.77	-3.04	414
	15.60	8.41	3.99	11.98	0.069	0.33	1267	1053	0.73	9.43	43.69	-3.27	434
3 Sicken	6.69	10.08	3.25	7.30	0.053	0.45	1196	2071	0.73	12.76	45.32	-1.68	119
	7.96	12.36	3.32	7.68	0.055	0.43	1203	2413	0.73	14.01	51.15	-2.05	136
	9.24	14.86	3.41	8.17	0.057	0.42	1211	2728	0.73	15.12	57.06	-2.49	150
	10.51	17.38	3.48	8.56	0.058	0.41	1217	3044	0.73	16.21	62.70	-2.90	164
	11.78	19.50	3.48	8.57	0.058	0.41	1217	3412	0.73	17.43	67.48	-3.18	173
	13.05	22.29	3.55	9.04	0.060	0.39	1224	3698	0.73	18.36	73.12	-3.65	188
	14.33	25.21	3.63	9.52	0.061	0.38	1232	3974	0.73	19.24	78.75	-4.17	200
	15.60	27.77	3.66	9.71	0.062	0.38	1235	4291	0.73	20.23	83.71	-4.55	211
2 Sicken	6.69	10.54	3.36	7.89	0.056	0.43	1206	1671	0.73	11.36	50.48	-1.52	187
	7.96	12.97	3.44	8.34	0.057	0.41	1213	1943	0.73	12.43	56.92	-1.85	208
	9.24	15.63	3.53	8.91	0.059	0.40	1222	2194	0.73	13.38	63.44	-2.22	230
	10.51	18.31	3.61	9.36	0.061	0.39	1229	2445	0.73	14.31	69.65	-2.58	249
	11.78	20.56	3.61	9.38	0.061	0.38	1230	2739	0.73	15.36	74.86	-2.81	260
	13.05	23.54	3.69	9.92	0.063	0.37	1238	2965	0.73	16.15	81.11	-3.22	280
	14.33	26.66	3.78	10.47	0.065	0.36	1246	3183	0.73	16.89	87.33	-3.66	298
	15.60	29.40	3.81	10.70	0.065	0.36	1249	3434	0.73	17.74	92.78	-3.99	310
1 Sicke	6.69	11.54	3.58	9.20	0.060	0.39	1227	1254	0.73	9.96	60.05	-1.17	330
	7.96	14.23	3.67	9.77	0.062	0.38	1236	1456	0.73	10.85	67.54	-1.41	360
	9.24	17.17	3.78	10.46	0.065	0.36	1246	1642	0.73	11.64	75.16	-1.67	391
	10.51	20.14	3.86	11.02	0.066	0.35	1254	1829	0.73	12.41	82.39	-1.93	417
	11.78	22.61	3.86	11.04	0.066	0.35	1254	2048	0.73	13.28	88.33	-2.08	427
	13.05	25.92	3.96	11.70	0.069	0.34	1263	2215	0.73	13.94	95.63	-2.38	453
	14.33	29.36	4.05	12.35	0.071	0.33	1272	2377	0.73	14.55	102.86	-2.68	480
	15.60	32.39	4.08	12.63	0.072	0.32	1276	2564	0.73	15.26	109.15	-2.91	494