

Projektgruppe Energietechnik der
Hochschule Koblenz &
Aprovis Energy Systems GmbH, Weidenbach

Energie- und Ressourceneffizienz durch Optimierung von Abgaswärmeübertragern – ERA

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az:32515 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Prof. Dr.-Ing. Willi Nieratschker, Prof. Dr.-Ing. Marc Nadler, Steven Mac-Nelly M.Eng.
und Dipl. Wirtsch.-Ing. Michael Kalb, Dipl.-Ing. (FH) Daniel Raab

November 2017

Projektgruppe Energietechnik der
Hochschule Koblenz &
Aprovis Energy Systems GmbH, Weidenbach

Energie- und Ressourceneffizienz durch Optimierung von Abgaswärmeübertragern – ERA

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az:32515 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Prof. Dr.-Ing. Willi Nieratschker, Prof. Dr.-Ing. Marc Nadler, Steven Mac-Nelly M.Eng.
und Dipl. Wirtsch.-Ing. Michael Kalb, Dipl.-Ing. (FH) Daniel Raab

November 2017

10/97		- Projektkennblatt der Deutschen Bundesstiftung Umwelt		 DBU Deutsche Bundesstiftung Umwelt	
Az	32515/01	Referat	24/0	Fördersumme	237.015,- €
Antragstitel		Energie- und Ressourceneffizienz durch Optimierung von Abgaswärmeübertragern - ERA			
Stichworte		Energie, Abgas			
Laufzeit		Projektbeginn		Projektende	
28 Monate		01.07.2015		30.10.2017	
Projektphase(n)					
Zwischenberichte					
Bewilligungsempfänger		Hochschule Koblenz		Tel	
		Konrad Zuse Straße 1		Fax	
		56075 Koblenz		Projektleitung	
				Prof. Dr. Willi Nieratschker	
				Prof. Dr. Marc Nadler	
				Bearbeiter	
				Steven Mac Nelly M.Eng.	
Kooperationspartner		APROVIS Energy Systems GmbH			
<p>Zielsetzung und Anlass des Vorhabens</p> <p>Das Projekt befasst sich mit der Verbesserung von Rauchrohr-Abgaswärmeübertragern, die in fast allen Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen Anwendung finden. Die angestrebte flächeneffiziente Wärmeauskoppelung vom Abgas über die Rohrwand in die kältere Flüssigkeit wird durch den hohen Wärmewiderstand zwischen Abgas und Rohrwand beschränkt. Ursachen hierfür sind die Stoffeigenschaften der Gase sowie zahlreiche Strömungsparameter und die Oberflächenbeschaffenheit sowie die Kontur der Wand. Das Vorhaben hat zum Ziel, statt Glattrohre Rohre mit geschickten Wandkonturen zu finden und diese sicher vorausberechnen zu können, die zugleich deutlich höhere Wärmestromdichten als Glattrohre aufweisen bei nur geringfügig erhöhten Druckverlusten, so dass die Baulänge stark verkürzt werden kann.</p> <p>Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden</p> <p>Geeignet erscheinen unterschiedlichste Spirallinnenrohre und Dellrohre, da ihre mikroskopische Rauigkeit derjenigen von Glattrohren entspricht, die Wandkontur jedoch wiederholt makroskopische Turbulenzen erzeugen kann, die den Wärmetransport durch Überführung von Stromlinien aus heißen Bereichen in kältere Bereiche in Wandnähe befördert. Die zusätzlich erzwungenen Turbulenzen lassen erwarten, dass Rohrkonturen existieren, die einen im Vergleich zu Glattrohren deutlich höheren mittleren gaseitigen Wärmeübertragungskoeffizienten aufweisen bei unerheblich höherem Druckverlust und im Idealfall gar selbstreinigenden Strömungseigenschaften. Wegen der Vielzahl möglicher Einflussparameter auf die für die Wärmeübertragung entscheidende Strömungs- und Temperaturgrenzschicht ist geplant, eine Auswahl typischer Bauformen von Spirallinnenrohren und Dellrohren in einem nicht-isothermen Rohrprüfstand hinsichtlich Wärmeübertragungseigenschaften und Druckverlust zu vermessen. Mit Hilfe von CFD-Rechnungen sollen aussichtsreiche Wandkonturen nachgerechnet werden. Dabei sollen in der Studie die Einflüsse der die Kontur bestimmenden Parameter wie Rohrwandstärke, Einprägertiefe, Spiralwinkel, Rillenabstand sowie die Abhängigkeit von der Reynolds Zahl und der Temperaturspreizung untersucht werden. Eine Validierung der numerischen Simulation durch experimentelle Versuche und Feldmessungen muss erfolgen, damit Druckverlust und Wärmeübergangskoeffizient verlässlich mit hoher Genauigkeit bei neuen Konturen bestimmt werden können.</p>					
Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • http://www.dbu.de					

Ergebnisse und Diskussion

Die Zielsetzung des Vorhabens eine deutliche Effizienzverbesserung und Ressourceneinsparung bei der Wärmeauskopplung von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen zu erzielen, ist vollständig erreicht worden. Durch Verwendung der gefundenen gut herstellbaren Rohrwandkonturen mit optimierten Einprägetiefen, Drallwinkeln und Drallabständen gelingt es die Baulänge von Rohrbündelwärmeübertragern für die Anwendung in der Kraft-Wärme-Kopplung im relevanten Reynolds-Zahlen-Bereich um bis 30 % bei gleichem Apparate-Außendurchmesser zu reduzieren und damit Material in der gleichen Größenordnung einzusparen. Umgekehrt wird bei gleicher Baulänge und gleichem Materialeinsatz die ausgekoppelte Wärmemenge erhöht, sofern die dann tieferen Austrittstemperaturen für die jeweilige Anwendung geeignet sind. Alle untersuchten Rohrtypen sind nun mit Verlässlichkeit und einer Genauigkeit von $\pm 5\%$ hinsichtlich übertragbarem Wärmestrom und Druckverlust vorausberechenbar.

Entgegen den Erwartungen stellte sich bei den strukturelle-mechanischen Untersuchungen heraus, dass jedwede Umformung von Glattrohren zu Rohren mit konturierten Wandungen nicht zu einer Erhöhung der Steifigkeit führt, sondern dass die Dehnungsbehinderung der durch Abgas erhitzten Rohre in axialer Richtung durch die Rohrplatten und den kalten Mantel des Wärmeübertragers zu geringeren Spannungen auf der Rohrplatte führt als bei Glattrohren. Wie man aus früheren Untersuchungen weiß, begrenzt gerade die Spannungsschwingbreite bei häufigen Aufwärm- und Abkühlvorgängen die Lebensdauer von Abgaswärmeübertragern, die nun um ca. Faktor 2 verringert wird. Das ist im Betrieb positiv. Eine höhere Lebensdauer bei Apparaten mit konturierten Rohren kann daher als gesichert gelten. Das Handling langer konturierter Rohre, d. h. der Transport und die Montage der Rohre wird nicht wie erwartet infolge höherer Steifigkeit positiv beeinflusst, so dass sich aus den Ergebnissen keine Empfehlung zur Verringerung der Wandstärke zur Materialeinsparung ableiten lässt.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Im Rahmen des Projektes sind vier Veröffentlichungen in Fachzeitschriften und Tagungsbeiträgen entstanden.

- S. Mac Nelly, W. Nieratschker, M. Nadler, D. Raab und A. Delgado, „Experimental and Numerical Investigation of the Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in Corrugated Tubes,“ *Chemical Engineering & Technology*, Bd. 38, Nr. 12, p. 2279–2290, 2015.
- S. Mac Nelly, M. Nadler, W. Nieratschker, M. Künster und A. Delgado, „Experimentelle und numerische Untersuchung von wandnahen Strömungen in profilierten Rohren,“ *GALA, Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik*, Nr. 23, 2015.
- S. Mac Nelly, M. Nadler, W. Nieratschker, C. Wingender und A. Delgado, „Investigation of flow fields in corrugated tubes by LDV measurements,“ in *GALA, Fachtagung für experimentelle Strömungsmechanik*, Cottbus, 2016.
- S. Mac Nelly, W. Nieratschker, M. Nadler, K. Einsle und A. Delgado, „Calibration of the Reynolds-Stress-Modell for the Simulation of corrugated Tubes“ in *Heat Transfer Engineering Journal*, online, 2017

Hausintern an der Hochschule Koblenz werden die Ergebnisse regelmäßig im Rahmen des jährlichen Forschungssymposiums vorgestellt.

Ferner wird das Projekt ein wesentlicher Bestandteil der Dissertationsschrift von Herrn Mac Nelly sein.

Fazit

Da Abgaswärmeübertrager im BHKW im Vergleich zum Wasserkühler, Ladeluftkühler oder dem Ölkühler im Hinblick auf den exergetischen Wirkungsgrad den Wärmeanteil mit der höchsten Exergie bereitstellen, ist die vollständige Ausnutzung seiner Wärmeauskopplung von erhöhter Bedeutung. In Containerlösungen oder bei begrenztem Bauraum bestehender Anlagen in Gebäuden, bei den aus Platzgründen häufig Apparate in senkrechter Ausführung zum Einsatz kommen, wirkt sich der durch die Ergebnisse erzielte Fortschritt besonders positiv aus, da bisher entweder die Containerabmessungen oder die Raumhöhe oft der begrenzende Faktor darstellen und in einem dadurch verkürzten Wärmeübertrager nicht ausreichend Fläche verbaut werden konnte. Eine kürzere Baulänge und / oder kürzere Bauhöhe um bis zu 30 % und in manchen Fällen darüber hinaus ermöglicht in solchen Fällen nun die Realisierung der angestrebten möglichst niedrigen Austrittstemperatur und damit maximalen Ausnutzung der im Rauchgas enthaltenen Enthalpie.

Inhaltsverzeichnis

-	<u>PROJEKTKENNBLOTT.....</u>	<u>III</u>
1	<u>VERZEICHNIS VON BILDERN UND TABELLEN.....</u>	<u>VI</u>
2	<u>VERZEICHNIS VON BEGRIFFEN UND DEFINITIONEN</u>	<u>VIII</u>
3	<u>ZUSAMMENFASSUNG</u>	<u>1</u>
4	<u>EINLEITUNG</u>	<u>2</u>
5	<u>HAUPTTEIL.....</u>	<u>5</u>
5.1	<u>BESCHREIBUNG DER ARBEITSSCHRITTE:.....</u>	<u>5</u>
5.2	<u>MAßNAHMEN ZUR VERBREITUNG DER VORHABENSERGEBNISSE</u>	<u>43</u>
6	<u>FAZIT</u>	<u>44</u>
7	<u>LITERATURVERZEICHNIS</u>	<u>45</u>

1 Verzeichnis von Bildern und Tabellen

Abbildung 1: Untersuchte Strukturrohrtypen von li. nach re.: KDR, EDR, QR, KSR	5
Abbildung 2: Verwendetes Rechengitter in O-Grid Topologie und hochaufgelöstem wandnahen Bereich	8
Abbildung 3: Exemplarischer Vergleich von Messergebnissen mit der Simulation eines Querrillenrohrs (Druckverlustbeiwert Zeta gerechnet, blaue Linie: Messreihe)	9
Abbildung 4: Simulation des Wärmeübergangs in einem Querrillenrohr, Einfachdrallrohr und Kreuzdrallrohr [MacN2015]	10
Abbildung 5: Aufbau Wärmeübertrager-Prüfstand	10
Abbildung 6: Messung der mittleren Temperatur im Innenrohr [Mac2015].....	11
Abbildung 7: Normierter Temperaturverlauf über den Rohrquerschnitt bei einem Glattrohr mit einem Außendurchmesser von 25 mm mit Positionen gemittelter Temperatur bei unterschiedlichen maximalen Temperaturen [Mac2016]	11
Abbildung 8: Positionierung der Druckmesssonde im Innenrohr [Mac2016].....	12
Abbildung 9: Strukturparameter	13
Abbildung 10: Schliffbild eines Querrillenrohrs	13
Abbildung 11: Vergrößerung des Schliffbildes eines Querrillenrohrs.....	13
Abbildung 12: Messung an Kreuzdrallrohren (KDR) mit unterschiedlichen Strukturturen.....	14
Abbildung 13: Messungen an Einfachdrallrohren (EDR) mit unterschiedlichen Strukturturen .	15
Abbildung 14: Definition des Strukturwinkels an einem Kreuzdrallrohr	15
Abbildung 15: Messungen an Einfachdrallrohren mit unterschiedlichen Strukturwinkeln.....	16
Abbildung 16: Messungen an Kreuzdrallrohren mit unterschiedlichen Strukturwinkeln	17
Abbildung 17: Messung QR mit unterschiedlichen Kerbradien	17
Abbildung 18: Messungen an Kugelstrukturrohren KSR mit unterschiedlichen Strukturturen und Durchmesser im Vergleich zu einem Kreuzdrallrohr mit Außendurchmesser $D = 25$ mm	18
Abbildung 19: Vorgehensweise bei der Arbeitspaketgruppe 2	19
Abbildung 20: Vergleich von gemessener zu simulierter Nußelt-Zahl.....	21
Abbildung 21: Vergleich von gemessenem zu simuliertem Druckverlust.....	22
Abbildung 22: Beispiele von untersuchten Segmenten des Strukturrohrs [Mac2017]	22
Abbildung 23: Simulierte Temperaturverteilung eines Strukturrohrsegments im Vergleich zu einem gemessenen Rohr [Mac2017]	23
Abbildung 24: Druckverlauf eines KDR in Strömungsrichtung entlang der Rohrachse [Mac2017]	23
Abbildung 25: Zonen in einem Strukturrohr [Mac2017].....	24
Abbildung 26: Massengemittelter Verlauf des Druckverlustes eines gemessenen realen Rohres mit einem simulierten Rohrsegment [Mac2017]	24
Abbildung 27: Resultierende Nußelt-Zahlen der gekürzten Segmente [Mac2017].....	25
Abbildung 28: Aufbau des LDA Prüfstands zur Vermessung von Strukturrohren [MacN2015]..	26
Abbildung 29: PCV Rohr mit Matrize (I) Fertig geformtes KDR Strukturrohr (r) [MacN2015]	26
Abbildung 30: Planare Glasscheibe zur Positionierung des Messvolumens im Rohr [MacN2015]	26
Abbildung 31: Geschwindigkeitsverteilung in Hauptströmungsrichtung an den Messpositionen 1, 2, 3 und 4. [MacN2015].....	27
Abbildung 32: Asymmetrisches Querrillenrohr.....	28
Abbildung 33: Rollformkopf	30
Abbildung 34: Einfluss des Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis auf die Nußelt-Zahl bei Einfachdrallrohren.....	31
Abbildung 35: Einfluss des Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis auf den Druckverlustbeiwert bei Einfachdrallrohren mit dem approximierten Verlauf nach der Methode der kleinsten Quadrate	31
Abbildung 36: Zusammenhang zwischen dem Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis und der Nußelt-Zahl bei Einfachdrallrohren.....	32

Abbildung 37: Einfluss des Strukturwinkels bei konstanter Strukturtiefe auf das PEC.....	33
Abbildung 38: Einfluss des Strukturtiefe bei konstantem Strukturwinkel auf die PEC.....	33
Abbildung 39: Vorgehensweise bei der Arbeitspaketgruppe 3	34
Abbildung 40:Prinzipieller Aufbau eines Rohrbündels mit parallel angeordneten Rohren, die fest in der Rohrplatte eingeschweißt sind und vom zylindrischen Mantel eingeschlossen sind. Die Rotationsachse des Bündels ist links zu sehen. Die Rohre und der Mantel sind horizontal geschnitten; die Schnittkräfte, die aufgrund des Temperaturfeldes wirken, sind dargestellt. ..	35
Abbildung 41: Spannungsverteilung des Glattrohres unter axialer Zugbeanspruchung mit $F_{ax} = 13628 \text{ N}$	36
Abbildung 42: Verschiebung des Glattrohres in-Z Richtung unter Zuglast.....	37
Abbildung 43: Seitenansicht der vier Rohrvarianten	38
Abbildung 44: Abgaswärmeübertrager beim Einbau	41
Abbildung 45: Wärmedurchgangskoeffizient und Druckverlust des Testwärmeübertragers	41
Abbildung 46: Ablagerungen in der Austrittskammer	42
Abbildung 47: Endoskopaufnahmen einzelner Störstellen im heißen und kalten Bereich	42
Tabelle 1: Untersuchung der Netzunabhängigkeit	8
Tabelle 2: Angepasste Parameter im Turbulenzmodell eines EDR 25x1 mit einem Drallwinkel von 6° und variabler Strukturtiefe	20
Tabelle 3: Angepasste Parameter im Turbulenzmodell eines EDR 25x1 mit einem Drallwinkel von 11° und variabler Strukturtiefe	20
Tabelle 4: Angepasste Parameter im Turbulenzmodell eines EDR 25x1 mit einem Drallwinkel von 15° und variabler Strukturtiefe	21
Tabelle 5: Relevante untersuchte Strukturrohre mit unterschiedlichen Durchmessern D_i und Strukturturen ST	30
Tabelle 6: Parameter der strukturmechanisch untersuchten strukturierten Rohrvarianten	38
Tabelle 7: Berechnete axiale Verschiebung des oberen Kraftangriffspunktes der Finite-Elemente Berechnung.....	38
Tabelle 8: Axiale Steifigkeiten der strukturierten Rohre im Vergleich zur axialen Steifigkeit des Glattrohres. Der Messung im Zugversuch sind Werte der Finite-Elemente Berechnung zugeordnet.	39

2 Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	m^2
C_1	Konstante aus k- ω Modell	1
C_{1ps}	Konstante aus k- ω Modell	1
C_2	Konstante aus k- ω Modell	1
C_f	Beiwert für Rohrströmung	1
c_p	spezifische thermische Kapazität	$J kg^{-1}K^{-1}$
C_μ	Konstante aus k- ω Modell	1
$C_{\omega,1,2,3}$	Konstante aus k- ω Modell	1
D_{ij}	molekulare Diffusion	1
D_T	turbulente Diffusion	1
d	Durchmesser	m
d	RSM	1
E	Spezifische Energie	$m^2 s^{-2}$
F_1	Mischfunktion	1
F_2	Mischfunktion	1
f	Widerstandsbeiwert	1
GZ	Gangzahl Strukturrohre	1
h	spezifische Enthalpie	$J kg^{-1}K^{-1}$
α	Wärmedurchgangskoeffizient	$W m^{-2}K^{-1}$
K	Spezifische turbulente kinetische Energie	$m^2 s^{-2}$
L	Abmessung des Strömungsgebietes	m
l	Länge	m
LDA	Laser Doppler Anemometer	
\dot{m}	Massenstrom	$kg s^{-1}$
Nu	Nußelt-Zahl	1
PEC	Performance Evaluation Criteria	1
Pr	Prandtl-Zahl	1
P	Produktion von Turbulenz	1
p	statischer Druck	$N m^{-2}$
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	$W m^{-2}$
Re	Reynolds-Zahl	1
Re_t	turbulente Reynolds-Zahl	1
R	Radius (innen)	m
R_{th}	thermischer Widerstand	$K W^{-1}$
RSM	Reynolds-Spannungs-Modell	
r	Radius (variabel)	m
t	Wanddicke	m
SA	Strukturabstand	m
ST	Strukturtiefe	m
SW	Strukturwinkel	$^\circ$
St	Stanton-Zahl	1
T	Temperatur	K

ΔT_{log}	logarithmische Temperaturdifferenz	K
u	Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung	$m s^{-1}$
u'	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit	$m s^{-1}$
\bar{u}	mittlere Geschwindigkeit	$m s^{-1}$
u_τ	Schubspannungsgeschwindigkeit	$m s^{-1}$
v	Strömungsgeschwindigkeit radial	$m s^{-1}$
w	Strömungsgeschwindigkeit tangential	$m s^{-1}$
y^+	dimensionsloser Wandabstand	1
KDR	Kreuzdrallrohr	
EDR	Einfachdrallrohr	
QR	Querrillenrohr	
KSR	Kugelstrukturrohr	

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	$W m^{-2} K^{-1}$
$\hat{\alpha}$	Konstante aus k- ω Modell	1
$\widehat{\alpha}_0$	Konstante aus k- ω Modell	1
α_1	Konstante aus k- ω Modell	1
α_0^*	Konstante aus k- ω Modell	1
β_{RSM}	Konstante aus k- ω Modell	1
β_i	Konstante aus k- ω Modell	1
$\hat{\beta}$	Konstante aus k- ω Modell	1
$\widehat{\beta}_0$	Konstante aus k- ω Modell	1
$\hat{\gamma}$	Konstante aus k- ω Modell	1
$\widehat{\gamma}_0$	Konstante aus k- ω Modell	1
η	Performance Ratio	1
ε	turbulente Dissipationsrate	$m^2 s^{-3}$
ζ	Widerstandsbeiwert	1
δ_{ij}	Kronecker Delta	1
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W m^{-1} K^{-1}$
ν	kinematische Viskosität	$m^2 s^{-1}$
μ	dynamische Viskosität	$Pa s$
σ	turbulente Prandtl-Zahl bei k- ω Modell	-
ρ	Dichte	$kg m^{-3}$
τ_{ij}	Schubspannungstensor	$N m^{-2}$
τ_{ij}^{Re}	Reynold'scher Spannungstensor	$N m^{-2}$
τ_w	Wandschubspannung	$N m^{-2}$
θ	Celsius-Temperatur	$^{\circ}C$
Φ	Druck-Scher-Korrelationstensor	$m^2 s^{-3}$
ω	turbulente Wirbelfrequenz	s^{-1}

Indizes

<i>a</i>	außen
<i>eff</i>	effektiv
<i>exh</i>	Abgas
<i>i</i>	innen
<i>i, j, k, m</i>	Richtungskordinaten
<i>ein</i>	Einlass
<i>aus</i>	Auslass
<i>s</i>	Small scale
<i>sp</i>	spezifisch
<i>T, t</i>	turbulent
<i>TOT</i>	Total
<i>w</i>	Wand
<i>wa</i>	Wasser
<i>x, y, z</i>	kartesische Koordinaten

3 Zusammenfassung

Bei der Kraft-Wärme-Kopplung in Blockheizkraftwerken erfolgt die Auskopplung der Abgaswärme bisher fast ausschließlich über *Glattrohr*-Wärmeübertrager verbunden mit *großem Platzbedarf* und *hohem Edelstahl-Materialeinsatz*, da kompakte Rippenrohre-Apparate infolge rascher Verschmutzung nicht zum Einsatz kommen können und andere prinzipiell einsatzfähige Rohrprofile im relevanten Reynolds-Zahlen-Bereich nicht sicher berechnet werden können. Auch fehlt für profilierte Rohre bisher die experimentelle Datenbasis zum Einfluss wichtiger Profilparameter auf die Erhöhung der Wärmestromdichte und den Druckverlust.

Daher wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen zum Druckverlust und zur Wärmestromdichte verschiedener Rohrgeometrien durchgeführt einschließlich der Variation reproduzierbarer Parameter wie z.B. Einprägetiefe, Drallwinkel oder Drallabstand. Sie liefern eine breit abgesicherte Datenbasis für die Validierung der parallel dazu entwickelten angepassten *Strömungs-Berechnungsmodelle* für den vorliegenden Anwendungsfall von *nichtisothermen Gasströmungen* im Reynoldszahlen-Bereich $4000 < Re < 20000$. Die Validierung erfolgte einerseits *global* durch Vergleich von Berechnungsergebnissen mit den erarbeiteten Versuchsdaten und andererseits *lokal* durch Messungen der Turbulenz in Wandnähe mittels Laser-Doppler-Anemometrie.

Im Ergebnis erweist sich *erst* ein aufwendiges *hoch aufgelöstes Reynolds-Spannungs-Modell* (RSM- ω) infolge der notwendigen Erfassung von Sekundärströmungen als hinreichend genau. Dafür konnten damit für alle untersuchten Rohrtypen *angepasste RSM-Modelle* erarbeitet werden, mit denen sich mit *hoher Genauigkeit* Druckverlust und Nußelt-Zahl berechnen lassen.

Die numerischen und experimentellen Untersuchungen an Einfachdrallrohren, Kreuzdrallrohren und Dellrohren über den Einfluss o.g. Parameter auf Druckverlust und Wärmestromdichte liefern sowohl allgemeine Zusammenhänge – wie zum Beispiel die Erkenntnis, dass ab einer bestimmten Einprägetiefe keine Steigerung der Nußelt-Zahl mehr erwartet werden kann - als auch konkrete sehr vorteilhafte Parameterkombinationen, die nach einer kombinierten Bewertung von Druckverlust und Nußelt-Zahl durch die Kennzahl PEC (Performance Evaluation Criteria) eine deutlich kompaktere Bauweise der Abgaswärmeübertrager erlauben. So wird bei gleichem Rohrdurchmesser eine *Materialeinsparung und Verkürzung der Apparate um 30 %* möglich, was infolge der hohen Zuverlässigkeit der Ergebnisse ohne zusätzliche Flächenreserve nun auch in der Praxis umgesetzt werden kann. Eine *zusätzliche CO₂-Einsparung* wird zukünftig dadurch möglich, dass bei Anwendungen mit vorhandenen Bauraumlimitierungen wie der Unterbringung von BHKWs in Containern oder bei senkrechter Aufstellung von Wärmeübertragern in Gebäuden *mehr Wärme* als bisher ausgekoppelt werden kann und damit der *Gesamtwirkungsgrad* steigt.

Die Verschmutzung der Übertragerflächen ist im Falle der Wärmenutzung von Abgasen unvermeidbar. Nicht hinreichend geklärt bleiben die Mechanismen und daher die Vorhersage der Verschmutzung. Dies gilt sowohl für Glattrohre aber um so mehr für sämtliche profilierte Rohre. Zwar gibt es Hinweise, dass die neuartigen Rohre besser sein können, aber eine systematische Untersuchung mit klaren Handlungsempfehlungen und Sicherheiten gibt es nicht. Eine umfassende Untersuchung könnte zu deutlicher Erhöhung des Jahresnutzungsgrads zahlreicher KWK-Anlagen führen.

Die vorliegende Untersuchung wurde von der Hochschule Koblenz in Zusammenarbeit mit der APROVIS Energy Systems GmbH erarbeitet und von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) unter der Fördernummer Az 32515 im Zeitraum 2015 – 2017 gefördert.

4 Einleitung

„Die Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) leistet einen relevanten Beitrag zum Klimaschutz und zur Ressourcenschonung. Der Anteil der KWK an der Gesamtnettostromerzeugung in Deutschland ist in den letzten Jahren langsam, aber stetig gestiegen. Lag er im Jahr 2003 bei etwa 13,4 Prozent, so belief er sich 2011 auf circa 15,9 Prozent.“ [DBU2013] Seit dem Jahr 2009 ist eine Gesamtanzahl von 30.290 Stück neuen, modernisierten und nachgerüsteten KWK-Anlagen mit einer Gesamtleitung von 4.691 MW_{el} in der Bundesrepublik Deutschland zugelassen worden. „Im Vergleich zu einem ungekoppelten Referenzsystem (Strom: 770 Gramm Kohlendioxid pro Kilowattstunde_{elektrisch} (g CO₂/kWh_{el}), Wärme: 295 g CO₂/kWh_{thermisch}) wurden durch KWK-Anlagen im Jahr 2003 insgesamt 27,4 Mio. t CO₂ vermieden. Im Jahr 2010 erhöhte sich der Wert auf 47,5 Mio. t CO₂, was auf den weiteren KWK-Ausbau und aufzunehmend kohlenstoffärmere Brennstoffe zurückzuführen ist. Bezogen auf die gesamten energiebedingten CO₂-Emissionen entspricht das im Jahr 2003 einer Vermeidung von rund 3,3 % und im Jahr 2010 von etwa 6,2 %.“ [DBU2013]

Abgaswärmeübertrager überführen einen großen Teil der Abwärme aus der Kraft-Wärme-Kopplung in Nutzwärme. Dort setzt man Rohrbündel bestehend aus gut verfügbaren Glattrohren ein, weil sich diese gut reinigen lassen und für diese bei der Auslegung eine gute Berechenbarkeit besteht.

Neuartige Rohre weisen Verformungen der Rohrwand auf und sorgen so für Umlenkung in Wandnähe und erzielen aufgrund komplexer Strömungseffekte weit größere Wärmestromdichten im Vergleich zu Glattrohren. Die erreichbaren Austrittstemperaturen von Abgaswärmeübertragern sinken, der Anteil der nutzbaren Wärme steigt, was den Gesamtwirkungsgrad von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen steigert und den CO₂-Ausstoß verringert. Wegen der steigenden Wärmestromdichte sinken Bauraum und das Gewicht der Anlagen - ein ressourcenschonender Effekt - ohne den Druckverlust zu erhöhen.

Der Stand der Technik im Bereich der profilierten Rohre ist im Wesentlichen auf Wärmeübertrager mit Flüssigkeiten als Wärmeträgermedien beschränkt. Hierzu finden sich in der Literatur umfangreiche Beispiele. Erste experimentelle Untersuchungen wurden bereits von Lawson, Kedl, und Mc Donald [Law66] im Jahr 1966 durchgeführt. Vor dem Hintergrund der Meereswärmenutzung zur Stromerzeugung konzentrierten sich in der Zeit von 1970 bis 2000 die Forschungsarbeiten bezüglich profilierter Rohre auf die Verwendung von Wasser als Wärmeträger. Dabei wurden einige Messungen zum Wärmeübergang und Widerstandsbeiwerten von profilierten Rohren durchgeführt ([Rav96], [Web71], [Wit80], [Set80] und [Mit2002]). Wenige Arbeiten beinhalten auch Messdaten zu Gasen als Wärmeträger ([Mit2002], [Kidd70]).

In den letzten Jahren werden profilierte Rohre - insbesondere Spiralrillenrohre- bei flüssigen und pastösen Medien in der Lebensmittelbranche verwendet. Rozzi et al. [Roz2007] begründen dies mit der Tatsache, dass neben einem energieeffizienten Betrieb der Wärmeübertrager auch der Aspekt der einfachen Reinigung und Desinfektion von Spiralwendelrohren eine wichtige Rolle spielt. Ein selbstreiniger Effekt wird auch von Barba et al. [Bar2002] beobachtet. Dieser beruht auf der Verringerung der Sedimentation und der Verbesserung des Foulingverhaltens.

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit von Wärmeübertragern werden häufig *Performance Evaluation Criteria (PEC)* nach Webb [Web71] verwendet. Bei dieser Methode werden zwei unterschiedliche Rohrgeometrien bezüglich eines einzigen Zieles miteinander verglichen. Im Fall von profilierten Rohren wird als Referenzgeometrie für gewöhnlich das Glattrohr verwendet. Die Verwendung von PEC wird in der Fachliteratur ausführlich diskutiert (so z.B. [Web71]). PEC oder Abwandlungen von PEC wurden von einigen Autoren, die Untersuchungen an profilierten Rohren durchführten, verwendet, um Aussagen über die Leistungssteigerung von profilierten Rohren im Vergleich zu Glattrohren zu treffen ([RAV96], [Web71] und [Kid70]). Mit Ausnahme von Kidd verwendeten alle Autoren Flüssigkeiten als Wärmeträger.

Der analytische Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust wurde von Pöhlmann [Pöh2007] in einem Modell im Jahr 2007 zusammengefasst. Anhand dieses Modells können auf der

Innenseite von profilierten Rohren der Wärmeübergang und der Druckverlust annähernd berechnet werden. Hellwig und Nikolaus [Hel2004] führten Simulationen von Rohren mit einfachen Spiralrillenrohren und gedellten Oberflächen für den Einsatz in Katalysatoren durch. Darin wurde unter anderem der Einfluss des Turbulenzmodells auf das Simulationsergebnis untersucht. Die verwendeten einfachen Turbulenzmodelle (z. B. Standard k - ϵ -Turbulenz-Modell) und Gittertypen konnten die Realität nicht hinreichend genau abbilden. Pethkool [Pet2010] führte im Jahr 2010 Untersuchungen an Rohren mit profilierten Oberflächen durch. Dabei wurde der Wärmeübergang und Druckverlust in Kupferrohren mit spiralförmig gerippten Oberflächen auf der Rohrinneinnenseite untersucht. Als Wärmeträger dienten ausschließlich Flüssigkeiten. Es konnte eine Steigerung des Wärmeübergangs um Faktor 3 bei einer Steigerung des Druckverlustes nur um Faktor 2,1 erreicht werden. Die Erkenntnisse sind nicht ohne weiteres auf Gas/Flüssig-Anwendungen übertragbar, da sich die Wärmeübertragungseigenschaften von flüssigen und gasförmigen Medien besonders beim Wärmeübergang an Rohrwänden aufgrund ihrer stoffspezifischen Eigenschaften stark unterscheiden.

Das Unternehmen Deller [Del2012] unternahm im Jahr 2012 ebenfalls Versuche mit Flüssig/Flüssig-Wärmeübertragern. Dort wurden das Verhältnis von Druckverlust zu Wärmeübergang sowie die Wirkung der Reinigung auf die Leistungsfähigkeit untersucht. Die Untersuchung hat zu dem Ergebnis geführt, dass durch die Verwendung von profilierten Rohren eine Ressourceneinsparung von 30 % möglich ist. Es wurden ausschließlich Einfach- und Kreuzdrallrohre ohne eine Variation der profilbestimmenden Parameter verwendet.

Die Vorteile von profilierten Rohren bei Anwendungen mit Dampf wurden von C. Wang [Wan2010] im Jahr 2010 aufgezeigt. Dabei wurde eine Steigerung der Wärmeleistung von bis zu 26 % erreicht. Diese Untersuchungen zeigen das Potential von profilierten Rohren im Bereich der Wärmeübertragung und geben Anlass die Untersuchungen auf Prandtl-Zahl-Bereiche $Pr < 1$ (typisch für Abgaswärmeübertrager) zu erweitern.

Untersuchungen an profilierten Rohren, bei denen Gas als Wärmeträger wendet wurde, zeigten, dass im Vergleich zum Glattrohr deutliche höhere Nußelt-Zahlen zu verbuchen sind [Rai2010] [Obo2001]. Diese Untersuchungen beschränken sich jedoch auf laminare und im Übergangsbereich befindliche Rohrströmungen. Weitere Untersuchungen dieser Art wurden von [Kuk2011] [Rav94] bei geringen Reynolds Zahlen ($Re < 3000$) durchgeführt. Für gewöhnlich werden Abgaswärmeübertrager im turbulenten Strömungsbereich $4.000 < Re < 20.000$ betrieben. Davon ausgehend müssen die Untersuchungen auf den relevanten Reynolds-Bereich erweitert werden.

Die zur Verbesserung von Siede- und Kondensationsvorgängen bekannten mikroprofilierten Rohre finden im Bereich der Abgaswärmenutzung hinter Blockheizkraftwerken ebenfalls keine Verwendung. Bei Rauchgas/Flüssigkeit-Wärmeübertragern liegt der limitierende Faktor beim Wärmeübergang auf der Seite der einphasigen Rauchgasströmung. Eine Mikrostruktur auf der Innenseite der Rohre würde nicht zu einer Reduzierung der laminaren Grenzschicht führen. Der Einsatz von Mikrostrukturen hätte an dieser Stelle keinen positiven Effekt auf die Leistungsfähigkeit des Apparats.

Auf die höhere Festigkeit von Rohren mit Beulenstrukturen wurde bereits indem von der DBU geförderten Projekt der TFH Wildau (AZ17089) hingewiesen. Diese Untersuchungen befassten sich mit der Reduktion der Geräuschemission durch den Einsatz von strukturierten Rohren in KFZ-Abgasanlagen [DBU2013].

Aufgrund der zurzeit noch nicht vorausberechenbaren Wärmeübertragungsraten und Druckverluste können nur Wärmeübertrager, in denen hydraulisch glatte Rohre verbaut sind, als Stand der Technik definiert werden.

Daraus ergeben sich folgende grundlegenden Ideen zur Erreichung der Projektziele:

- ❖ Ersatz der Glattrohre durch Dellrohre, Querrillenrohre und Spiralrillenrohre zur Annäherung der wärmetechnischen Eigenschaften an die Eigenschaften von Rippenrohren.

- ❖ Mehrdimensionale Optimierung zahlreicher Parameter zu Erreichung folgenden Eigenschaften:
 - hoher Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohrinneiseite,
 - $\Delta p_2 = \Delta p_1$, d.h. bei der Auslegung darf die Vorgabe des Motorenherstellers zum zulässigen Druckverlust nicht überschritten werden,
 - geringe Foulingneigung durch Erhöhung der Wandschubspannungen,
 - hohe Steifigkeit durch Kaltverfestigung der Rohre und dadurch dünnere Wandung,
 - gute Reproduzierbarkeit der gefundenen Parameter in der Fertigung /robuste Optimierungsparameter hinsichtlich Fertigungstoleranzen und
 - leichte Montierbarkeit.

Herstellbare Alternativformen zum Glattrohr sind seit Jahrzehnten bekannt. Allerdings stehen erst neuerdings mit CFD-Programmen neue Werkzeuge zur Verfügung, die es erlauben können, die zeitaufwändigen experimentellen Versuchsreihen durch verbesserte validierte Modellrechnungen theoretisch ergänzen zu können und durch Variation mehrerer Parameter die Datenbasis so zu erhöhen, dass weitere deutliche Optimierungsschritte erwartet werden dürfen. Die Modelle müssen jedoch gefunden und validiert werden.

Daraus ergeben sich folgende Einzelziele für das Forschungsvorhaben:

- Reduzierung des CO₂-Ausstoßes,
- Einsparung von Ressourcen zur Herstellung von Abgaswärmeübertragern durch höhere Wärmestromdichten,
- Gewinnung von Erkenntnissen über den Einfluss der Geometrieparameter von konturierten Rohrgeometrien auf Materialverbrauch, Wärmeübergang und Druckverlust,
- Auffinden geeigneter Parameter-Kombinationen mit sehr gutem Verhältnis Druckverlust zu Wärmeübergang,
- Verringerung des Ressourcenverbrauchs durch Auslegungsrichtlinien zur Reduzierung der Rohrbündelmasse (Rohrdurchmesser, Baulänge und Rohrwandstärke).

5 Hauptteil

5.1 Beschreibung der Arbeitsschritte:

Arbeitspaketgruppe 1: Zu Beginn des Projektes wurden profilierte Rohre auf Anwendbarkeit untersucht. Dies wurde durch Simulationen und Messungen von Strukturrohren vorgenommen.

AP 1.1: Auswahl von geeigneten profilierten Rohren:

Strukturrohre werden in unterschiedlichen Varianten auf dem Markt angeboten. Doch nicht alle Strukturtypen sind für die Anwendung in Abgaswärmeübertragern geeignet. Die im Abgas befindlichen Schwebstoffe setzen sich an den Rohrwänden ab und mindern die Wärmeleistung. Der Einsatz von konstruktiven Bauteilen, die als Rippen in die Strömung hereinragen, tragen zu stark zu einer beschleunigten Verschmutzung bei. Geeignet sind daher ausschließlich weiche Konturen, die sich der Strömung anschmiegen und keine direkte Stirnfläche für Anhaftungen bieten. Zudem muss eine einfache Reinigung möglich bleiben, da auch Abgaswärmeübertrager mit Glattrohren mehreren Reinigungszyklen unterliegen. Basierend auf diesen Erfahrungen wurden fünf Strukturrohrtypen näher untersucht.

- Kreuzdrallrohr (KDR)
- Einfachdrallrohr (EDR)
- Querrillenrohr (QR)
- Kugelstrukturrohr (KSR)



Abbildung 1: Untersuchte Strukturrohrtypen von li. nach re.: KDR, EDR, QR, KSR

AP 1.2: Simulation von geeigneten profilierten Rohren:

Nach der Auswahl von geeigneten Strukturrohrtypen wurden vereinzelt Rohre numerisch simuliert. In einer umfangreichen Studie wurden einfachere isotrope Turbulenzmodelle mit anisotropen Turbulenzmodellen verglichen. Hier hat sich das Reynolds-Spannungsmodell (RSM- ω), bei dem die Dissipation der turbulenten kinetischen Energie K anhand der turbulenten Dissipationsrate ω bestimmt wird, als das erfolgversprechendste Modell herausgestellt, da es – als vollständig anisotropes Modell – neben der Hauptströmung zusätzlich die durch die Struktur hervorgerufenen Sekundärströmungen abbilden kann.

Turbulenzmodelle müssen grundsätzlich für die Anwendung von strukturierten Oberflächen kalibriert werden, da die Koeffizienten im Modell auf Strömungsvorgänge an der ebenen Platte eingestellt wurden. Im Fall von nicht-isothermen Rohrströmungen müssen der Druckverlust und der Wärmeübergang kalibriert werden.

Abgleich des verwendeten Modells zur Berechnung des Wärmeübergangs:

Bei dem RSM- ω wird der konvektive Wärmetransport durch die Reynoldsanalogie bestimmt [Wil2006]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right]$$

wobei λ_{eff} die effektive Wärmeleitfähigkeit darstellt. Diese ist die Summe der molekularen Wärmeleitfähigkeit λ und der turbulenten Wärmeleitfähigkeit $\lambda_t = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$

$$\lambda_{eff} = \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}.$$

Die turbulente Prandtl-Zahl Pr_t verstärkt die effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} in Folge der turbulenten Strömungsbedingungen.

Die turbulente Viskosität kann ebenfalls verstärkt werden. Im Falle des RSM- ω wird die turbulente Viskosität zur Bestimmung der turbulenten Diffusion $D_{t,ij}$ und die turbulente Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} verwendet.

Die turbulente Viskosität wird bestimmt durch

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega}.$$

Da wir im vorliegenden Fall knapp über den Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung liegen ($4000 \leq Re \leq 20.000$), muss das Modell durch eine Low-Reynolds-Korrektur angepasst werden.

$$\alpha^* = \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right)$$

mit

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}.$$

Im Folgenden wird β_i und Pr_t für die Kalibrierung der Wärmeübertragung verwendet.

Ableich des verwendeten Modells zur Berechnung des Druckverlustbeiwerts:

Bei dem RSM- ω wird die Druck-Scheer-Korrelation Φ folgendermaßen bestimmt [Wil2006]:

$$\begin{aligned} \Phi_{ij} = & -C_1 \rho \beta_{RSM}^* \omega \left[\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] - \hat{\alpha} \left[P_{ij} - \frac{1}{3} P_{kk} \delta_{ij} \right] - \hat{\beta} \left[D_{ij} - \frac{1}{3} P_{kk} \delta_{ij} \right] \\ & - k \hat{\gamma} \left[S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right] \end{aligned}$$

Wie bei der Energiegleichung werden im Falle der Low-Reynolds-Modifikation die Konstanten $\hat{\alpha}$, $\hat{\beta}$ und $\hat{\gamma}$ erweitert. Dadurch wird die Turbulenz in Wandnähe zusätzlich gedämpft, wobei sich die Parameter wie folgt ergeben:

$$\hat{\alpha} = \frac{1 + \hat{\alpha}_0 Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k},$$

$$\hat{\beta} = \hat{\beta}_0 \frac{Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k},$$

$$\hat{\gamma} = \hat{\gamma}_0 \frac{0,007 + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k}.$$

Die Parameter $\hat{\alpha}_0$, $\hat{\beta}_0$ und $\hat{\gamma}_0$ setzen sich aus Zahlenwerten und der Konstanten C_2 zusammen

$$\hat{\alpha}_0 = \frac{8 + C_2}{11},$$

$$\hat{\beta}_0 = \frac{8 C_2 - 2}{11},$$

$$\hat{\gamma}_0 = \frac{60 C_2 - 4}{55} \quad \text{und}$$

$$C_{1ps} = 1,8; C_2 = 0,52$$

Der Modellkoeffizient C_1 wird im Falle der Low-Reynolds-Modifikation durch den nachfolgenden Zusammenhang ersetzt. Dabei ist Re_t die turbulente Reynolds-Zahl, R_k ist eine Konstante:

$$C_1 = C_{1ps} \frac{5/3 + Re_T/R_k}{1 + Re_T/R_k}$$

Bei den durchgeführten Parameteranpassungen zeigte sich die Eignung des Koeffizienten C_1 für die Anpassung des Modells zur korrekten Berechnung des Druckverlustes. Dieser Parameter wird von E. Balestrin *et al.* [Bal2015] ebenfalls verwendet.

Netzkonfiguration:

Ausgangspunkt für die numerische Simulation mit dem Reynolds Stress Modell (RSM) ist ein hochaufgelöstes Netz als 360° Vollmodell (siehe Abbildung 2). Obwohl die Symmetriebedingungen bei einem Kreuzdrallrohr geometrisch eine Reduktion auf ein Drittel oder Sechstel Rohr zulassen würden, hat eine Netzunabhängigkeitsstudie ergeben, dass für eine Simulation mit dem RSM ein 360° Netz notwendig ist. Das kann dadurch begründet werden, dass die realen von der Strukturierung hervorgerufenen Sekundärströmungen durch Symmetrieebenen verfälscht werden. Symmetrieebenen sind für das Fluid undurchdringlich und Wirbel können sich nur so ausbilden, dass die Wirbelrotationsachse senkrecht auf der Symmetrieebene steht. Es wurde nachgewiesen, dass diese Vorgaben die Ergebnisse deutlich verfälschen und so auf die Modellreduzierung und damit verbundene Rechenzeitersparnis verzichtet werden musste.

Der Wandbereich des Netzes wurde als O-Grid gestaltet. Ein solches Netz bietet den Vorteil, dass die wandnächsten Zellen gleichmäßig und in einem definierten Wachstum angeordnet sind. Die wandanliegenden Zellen haben den dimensionslosen Wandabstand $y^+ \leq 1$, mit mindestens 9 Zellen innerhalb der viskosen Unterschicht. Daher wurde das Zellenwachstum in radialer Richtung erst nach der zehnten Zelle in einem Verhältnis von 1:125 vorgenommen. Größere Wachstumsraten verursachen zu große Abweichungen bei der numerischen Lösung der Strömungsgleichungen.

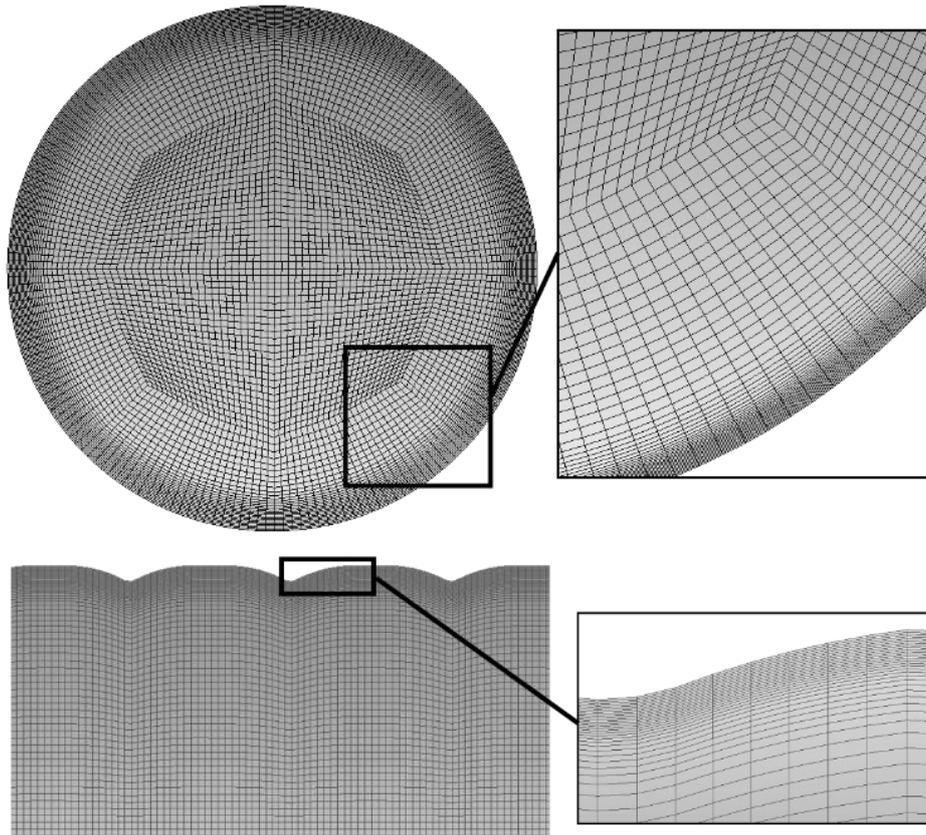


Abbildung 2: Verwendetes Rechengitter in O-Grid Topologie und hochaufgelöstem wandnahen Bereich

Die Netzunabhängigkeitsstudie zeigte, dass für das vorliegende Strömungsproblem eine Zellenanzahl von mindestens 20 Millionen Zellen notwendig ist. Geringere Netzdichten führen zu stark unterschiedlichen Ergebnissen bei der Simulation des Druckverlustes und der Nußelt-Zahl. Höhere Netzdichten verändern die Ergebnisse nicht mehr. Tabelle 1 zeigt, dass die sich ergebende Nußelt-Zahl weitaus weniger sensitiv ist als der Druckverlust zwischen Rohrein- und -austritt.

Tabelle 1: Untersuchung der Netzunabhängigkeit sowie des Einflusses von Symmetrieanahmen

Netzgröße	Symmetrie	Δp [mbar]	Nußelt-Zahl
2.5 Millionen	1/6	3,94	22,08
	1/3	3,75	34,31
	voll	3,91	23,92
5 Millionen	1/6	3,60	21,50
	1/3	4,36	40,87
	voll	3,24	22,67
10 Millionen	voll	3,10	21,50
20 Millionen	voll	3,04	20,75
30 Millionen	voll	3,04	20,75

Simulationsergebnisse:

Nach der Anpassung der Koeffizienten im Turbulenzmodell wurden Simulationen von Querrillen-, Einfachdrall- und Kreuzdrallrohren vorgenommen. Auf die Anpassung des Modells für die Simulation von Kugelstrukturrohren wurde verzichtet, da die Messergebnisse aus AP.1.4 einen geringen Nutzen für die Anwendung in Abgaswärmeübertragern erwarten lassen.

Abbildung 3 zeigt exemplarisch die Simulationsergebnisse eines Querrillenrohrs im Vergleich zu den Messergebnissen am Prüfstand nach erfolgreicher Anpassung der Koeffizienten im Modell. Die Messergebnisse konnten mit einem maximalen relativen Fehler von 5 % wiedergegeben werden.

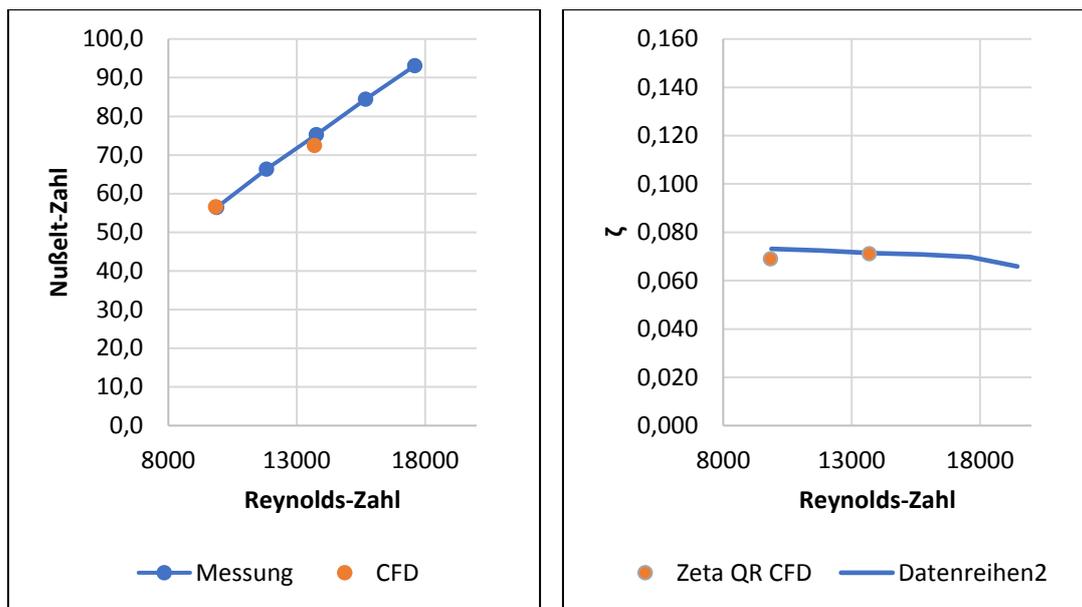


Abbildung 3: Exemplarischer Vergleich von Messergebnissen mit der Simulation eines Querrillenrohrs (Druckverlustbeiwert Zeta gerechnet, blaue Linie: Messreihe)

In Abbildung 4 wird der Unterschied hinsichtlich der Wärmeübertragung der drei ausgewählten Strukturrohre ersichtlich. Die Strömungsrichtung der Simulationen verläuft dabei von oben nach unten. Strukturtiefe und Abstand unterscheiden sich im vorliegenden Fall nicht. Die höchste Wärmestromdichte liegt bei allen drei Rohrtypen im Bereich der Vertiefungen vor. Das ist darauf zurückzuführen, dass in diesen Zonen die viskose Unterschicht, bedingt durch die Strömungsumlenkung vor den Vertiefungen und den steilen Geschwindigkeitsgradienten auf der Vertiefung, besonders gering im Vergleich zu den übrigen Zonen ist. Weiter findet ein konvektiver Wärmetransport bis hin zur viskosen Unterschicht statt, ohne dass stehende Wirbel dies verhindern.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die höchsten Wärmestromdichten innerhalb der Vertiefungen vorliegen (bis zu $\dot{q} = 50.000 \text{ W/m}^2$). Weiter fällt auf, dass die Zonen hinter den Vertiefungen deutlich niedrigere Werte aufweisen (ca. $\dot{q} = 12.000 \text{ W/m}^2$). Dieses Verhalten ist auf die stehenden Wirbel hinter den Vertiefungen zurückzuführen.

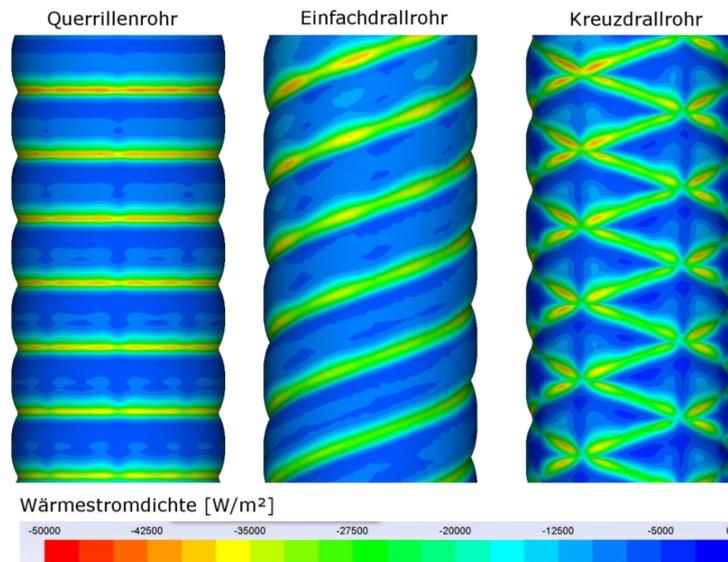


Abbildung 4: Simulation des Wärmeübergangs in einem Querrillenrohr, Einfachdrallrohr und Kreuzdrallrohr [MacN2015]

AP 1.3: Vorbereitung des Prüfstandes auf Messungen von profilierten Rohren:

Der vorhandene Prüfstand aus Vorgängerprojekten musste hinsichtlich der Messung von austauschbaren profilierten Rohren modifiziert werden. Damit ein schnelles und fehlerfreies Austauschen der Rohre möglich wurde, wurde der Prüfstand in drei Baugruppen aufgeteilt (siehe Abbildung 5). In dem vorderen Segment befinden sich alle Geräte zur Wärme- und Strömungserzeugung, Messgeräte zur Druck und Temperaturmessung und die Eintrittskammer. Das mittlere Segment beinhaltet den Wärmeübertrager mit austauschbaren Schnellspannmuffen für die unterschiedlichen Rohrtypen und die Wasserversorgung für den wärmeabnehmenden Sekundärkreislauf. Im letzten Segment befindet sich die Austrittskammer mit der Coriolisschleife zur Massenstrombestimmung.

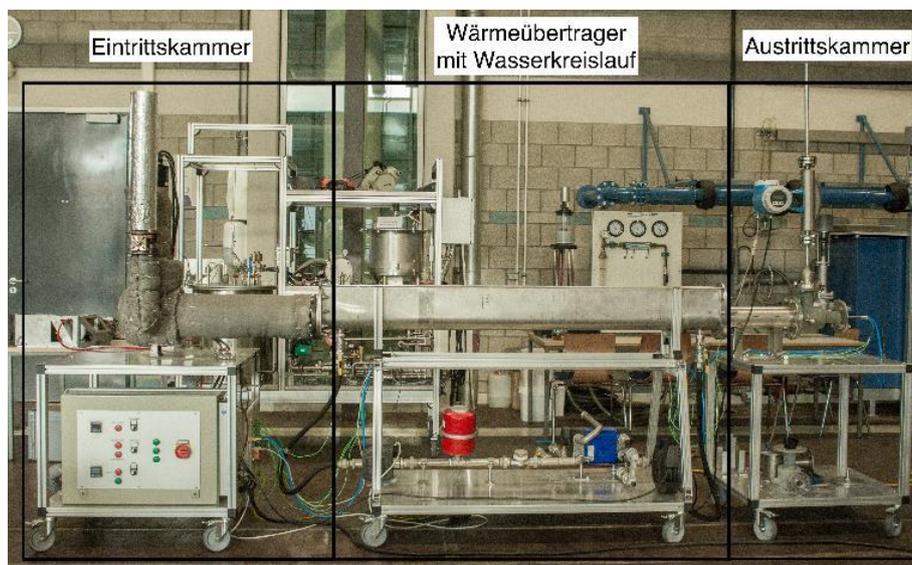


Abbildung 5: Aufbau Wärmeübertrager-Prüfstand

Gemessen wurde jeweils der Druckverlust, die Temperaturspannung und der Massenstrom. Die Temperatur und Druckmessung erfolgte durch speziell angepasste Messsonden.

Temperaturerfassung im Rohr:

Die abgegebene Wärme wird über die Enthalpie-Differenz der Luft zwischen Rohrein- und austritt berechnet.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{Luft}}(h_{\text{ein}} - h_{\text{aus}})$$

Dazu muss die gemittelte Temperatur im jeweiligen Querschnitt bestimmt werden. Anhand numerischer Simulationen im relevanten Reynolds-Zahlenbereich $5.000 \leq Re \leq 20.000$ wurde nachgewiesen, dass die lokale Temperatur im Rohrquerschnitt bei 75 % des Innenradius der massengemittelten Temperatur im Rohrquerschnitt entspricht (siehe Abbildung 7). [Mac2015]

Durch diesen Zusammenhang ist es möglich die mittlere Temperatur durch Mantelthermoelemente direkt im Innenrohr zu erfassen.

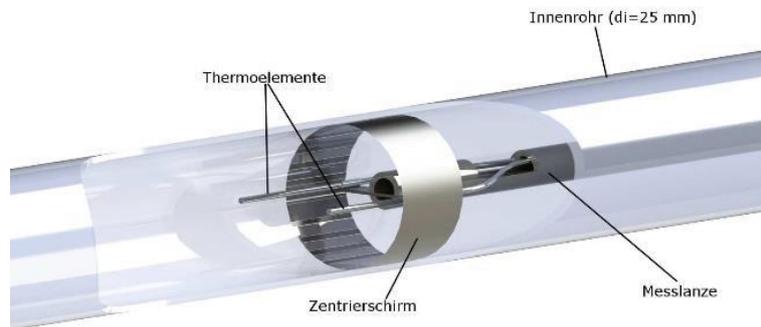


Abbildung 6: Messung der mittleren Temperatur im Innenrohr [Mac2015]

Dazu müssen Thermoelemente im Innenrohr durch eine Haltevorrichtung bei $0,75R$ positioniert werden. Die dort gemessene Temperatur entspricht der massengemittelten Rohrtemperatur im Querschnitt und bedarf keiner weiteren Umrechnung.

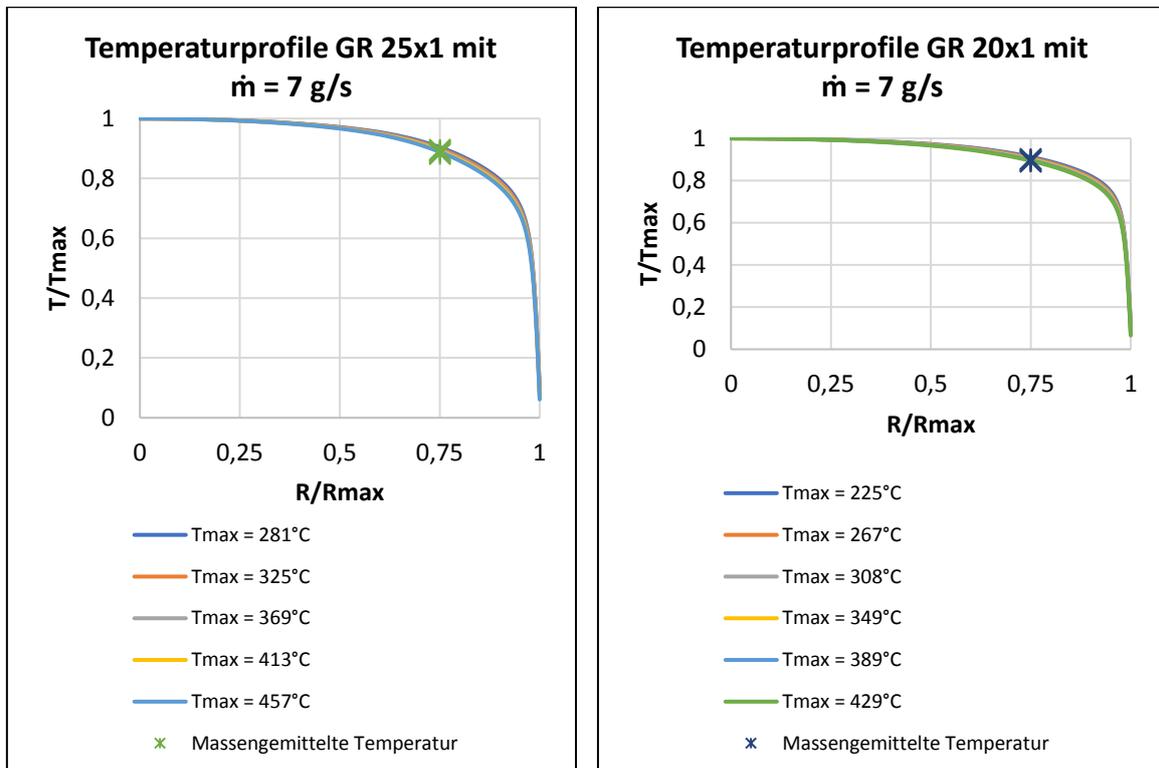


Abbildung 7: Normierter Temperaturverlauf über den Rohrquerschnitt bei einem Glatrohr mit einem Außendurchmesser von 25 mm mit Positionen gemittelter Temperatur bei unterschiedlichen maximalen Temperaturen [Mac2016]

Ein Zentriererring stellt sicher, dass die Thermoelemente bei 75 % des Innenradius positioniert werden (siehe Abbildung 6). Aufgrund der hohen Reynolds-Zahlen kann hier der Einfluss von freier Konvektion auf das Temperaturprofil vernachlässigt werden.

Druckmessung im Innenrohr:

Die Druckmessung erfolgte durch spezielle Druckmesssonden. Diese bestehen aus 1 m langen Kapillarrohren mit einem Durchmesser von 1 mm und einer Wandstärke von 0,1 mm. Wie in Abbildung 8 zu erkennen ist, sind die Rohre an der Stirnfläche verschlossen. In einem Abstand von 20 mm von der Stirnfläche befindet sich eine 0,3 mm starke Bohrung in einem Winkel von 90° zur Rohrachse durch beide Rohrwände. [Mac2016]

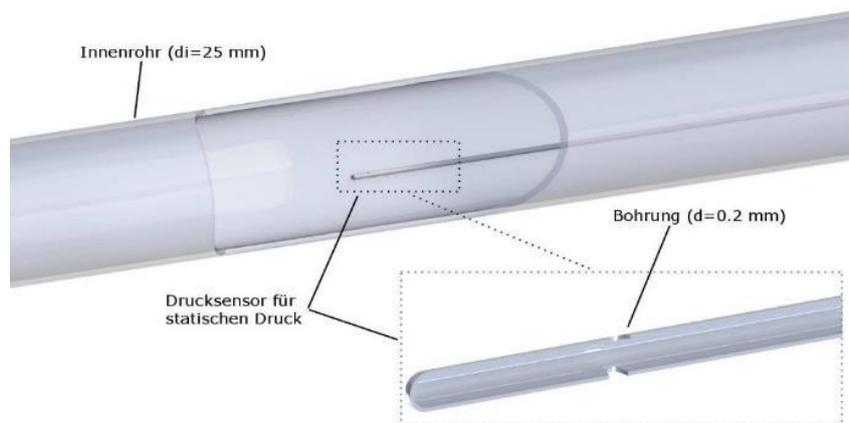


Abbildung 8: Positionierung der Druckmesssonde im Innenrohr [Mac2016]

Durch den im Vergleich zu den Innenrohren des Prüfstandes geringen Durchmesser von 1 mm stellt die Messsonde keine relevante Störung in der Strömung dar. Die Geschwindigkeit in einem Rohr mit einem inneren Durchmesser von 23 mm würde gemäß der Kontinuitätsgleichung um lediglich 0,2 % zunehmen. Die Messsonden werden axial in das zu vermessende Rohr von Vorder- und Rückseite eingeführt und mit der Bohrung an der entsprechenden Stelle positioniert.

Durch die Bohrung auf beiden Seiten im Kapillarrohr kann die Messsonde auf der Innenrohrfläche bedenkenlos aufliegen. Im Querschnitt eines nicht-verformten Glattrohres ist der Druckverlauf an einer beliebigen Position $\frac{\partial p}{\partial r} = 0$. Dadurch ist es unerheblich an welcher Stelle im besagten Querschnitt der statische Druck ermittelt wird, solange die Öffnung der Bohrung senkrecht zur Hauptströmung verläuft. Die Bohrung auf der gegenüberliegenden Seite stellt ebenfalls sicher, dass dynamische Druckanteile ausgeglichen werden, sodass ausschließlich statische Druckanteile erfasst werden. Das Verfahren wurde durch unterschiedliche Messverfahren validiert und lieferte im Reynolds-Zahlen-Bereich $4.000 \leq Re \leq 20.000$ einen maximalen Fehler von 0,3 %. [Mac2016]

Massenstromermittlung:

Anstelle von Abgas eines Verbrennungsmotors wird Laborluft verwendet, die von einem Erhitzer und einem Gebläse auf das erforderliche Temperaturniveau $T_{ein} = 450^\circ\text{C}$ gebracht wird. Da sich die Arbeitsmedien Luft und Abgas hinsichtlich ihrer strömungs- und wärmetechnischen Eigenschaften nur geringfügig unterscheiden, ist dies zulässig. [Mac2016]

Der Luftmassenstrom wird durch eine Coriolisschleife mit einer Messgenauigkeit von 0,1 % des jeweiligen Messbereichs ermittelt.

AP 1.4: Messung geeigneter profilierter Rohre:

Nach der Validierung des Prüfstandsbaus und der Messmethoden wurde dieser für die Messung von profilierten Rohren eingesetzt. Es wurden Messungen im Bereich $4.000 < Re < 20.000$ mit folgenden Variationen vorgenommen:

- Messungen von Einfachdrallrohren 25x1 mit Strukturturen von $ST = 0,44 \text{ mm}$ bis $1,0 \text{ mm}$
Durchmesser war konstant bei $D_i = 23 \text{ mm}$

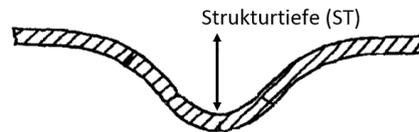


Abbildung 9: Strukturparameter

- Messungen von Kreuzdrallrohren KDR 25x1 mit Strukturturen von $ST = 0,4$ bis $1,0 \text{ mm}$
Durchmesser war konstant bei $D_i = 23 \text{ mm}$
- Querrillenrohre QR mit variablem Durchmesser der Kerbe in der Struktur und dessen Einfluss auf den Wärmeübergang (siehe Abbildung 10 und Abbildung 11).

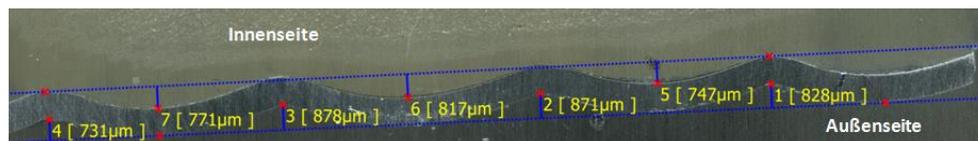


Abbildung 10: Schliffbild eines Querrillenrohrs

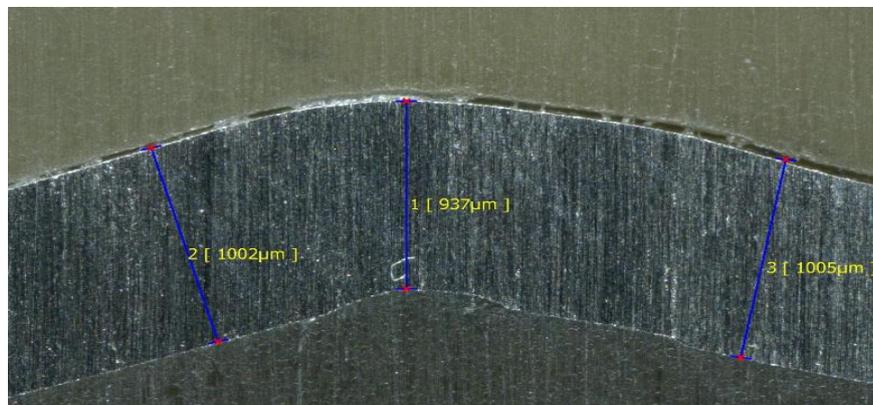


Abbildung 11: Vergrößerung des Schliffbildes eines Querrillenrohrs

Bei diesen Messungen wurden folgende Kerbradien verglichen: $0,4$; $0,8$ und $1,2 \text{ mm}$.
Durchmesser und Strukturhöhe waren konstant ($ST = 0,7 \text{ mm}$, $D_i = 23 \text{ mm}$).

- Messung von Einfachdrall- und Kreuzdrallrohren mit unterschiedlichen Strukturwinkeln
- Messungen eines Kugelstrukturrohrs mit Strukturhöhe $ST = 3,80 \text{ mm}$, Durchmesser $D_i = 21 \text{ mm}$

AP 1.5: Auswertung der Mess- und Simulationsergebnisse:

In diesem Arbeitspaket werden die aus der Messung und Simulation gewonnenen Ergebnisse ausgewertet. Als Vergleich dient in jedem Diagramm die Messkurve des Glattrohrs (GR). Diese wurde anhand von analytischen Gleichungen validiert.

Messergebnisse der Kreuzdrallrohrmessungen bei Variation der Strukturtiefe (ST):

Erwartungsgemäß wirkt sich eine höhere Dralltiefe (ST) negativ auf den Druckverlust aus. Dies wird in Abbildung 12 verdeutlicht. Der Vergleich jedes einzelnen Drallrohres zum Glattrohr macht den Einfluss einer vorhandenen Drallung deutlich. Während eine Dralltiefe (ST) von $ST = 0,4$ mm bei $Re \approx 15.000$ eine Steigerung des Druckverlustes um ca. 60% bewirkt, liegt der Wert für $ST = 1,0$ mm um ca. 500% höher.

Der Druckverlust weist ein eindeutiges Schema auf, und steigt bei steigender Dralltiefe und Reynoldszahl überproportional an. Die Nußelt-Zahl zeigt in Abhängigkeit der Reynoldszahl hingegen einen nahezu linearen Verlauf. Die Steigerung der Nußelt-Zahl in Abhängigkeit der Dralltiefe verläuft hingegen nicht linear. Die Steigerung zwischen $ST = 0,4$ mm und $ST = 0,6$ mm ist kleiner als die zwischen $ST = 0,6$ mm und $ST = 0,7$ mm. Die Nußelt-Zahl des Rohres mit $ST = 1,0$ mm liegt unwesentlich höher als die des Rohres mit $ST = 0,7$ mm (5% bei $Re \approx 15.000$). Verglichen mit dem Glattrohr 25x1 zeigt sich, dass eine gedrahlte Struktur eine deutlich höhere Nußelt-Zahl bewirkt (beispielsweise eine Steigerung von 45 -90 % bei $Re \approx 15.000$). Der Einfluss auf den Druckverlust ist weitaus größer.

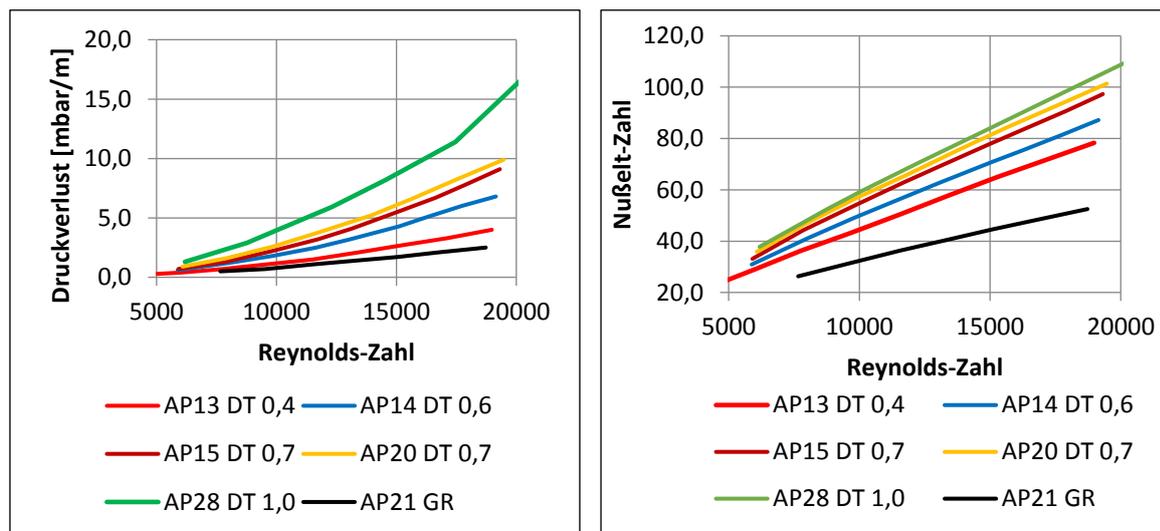


Abbildung 12: Messung an Kreuzdrallrohren (KDR) mit unterschiedlichen Strukturiefen

Messergebnisse der Einfachdrallrohrmessungen mit Variation der Strukturiefen:

Abbildung 13 weist einen ähnlich sichtbaren Einfluss der Dralltiefe auf den Druckverlust bei Einfachdrallrohren (EDR), $\varnothing 25$ mm im Vergleich zu Kreuzdrallrohren (KDR), $\varnothing 25$ mm auf. Durch die tiefere Drallung steigt der Druckverlust bei steigender Reynoldszahl überproportional an. Bei $Re \approx 15.000$ liegen bei allen Rohren die Druckverluste im Vergleich zum Glattrohr bei ca. 200 – 450%. Der angenommene Einfluss der Dralltiefe bestätigt sich.

Deutlich ist die verbesserte Nußelt-Zahl für alle gedrahlten Rohre. Bei $Re \approx 15.000$ beträgt die Verbesserung gegenüber Glattrohren zwischen ca. 40% für $ST = 0,44$ mm und ca. 77% für $ST = 0,84$ mm und $ST = 0,95$ mm. Interessant ist, dass ab einer bestimmten Dralltiefe bei weiterer Erhöhung derselben bei beiden Strukturformen (EDR und KDR) keine weitere Verbesserung der Nußelt-Zahl und damit keine weitere Verbesserung des Wärmeübergangs mehr zu beobachten ist. Ab einer bestimmten Dralltiefe scheint eine Sättigung einzusetzen.

Es liegt nahe, die absolute Dralltiefe auf den Rohrdurchmesser zu beziehen und den Einfluss des Verhältnisses Dralltiefe zu Durchmesser zu untersuchen. Die Abbildungen 13 und 14 führen zu der Annahme, dass der Druckverlust auf den Quotienten Dralltiefe zu Durchmesser empfindlicher reagiert als der Wärmeübergang. Je größer das Verhältnis von Dralltiefe zu Durchmesser, desto höher der Druckverlust. Für den Wärmeübergang jedoch gilt dies offensichtlich nur bis zu einer Grenzdralltiefe ab der eine Sättigung eintritt. Für einen Rohrdurchmesser von 25 mm ist bei einem KDR diese Grenze bei der Dralltiefe von $ST = 0,7$ mm bereits fast erreicht, bei EDR schon sicher bei einer Dralltiefe von $ST = 0,84$ mm. Gegenüber einer Dralltiefe von $ST = 0,95$ mm ist die Dralltiefe von $ST = 0,84$ mm natürlich zu bevorzugen, da hierbei der Druckverlust kleiner ist. Wie weit die Dralltiefe ohne Einbuße für die Wärmestromdichte weiter verringert werden kann, muss weiter untersucht werden.

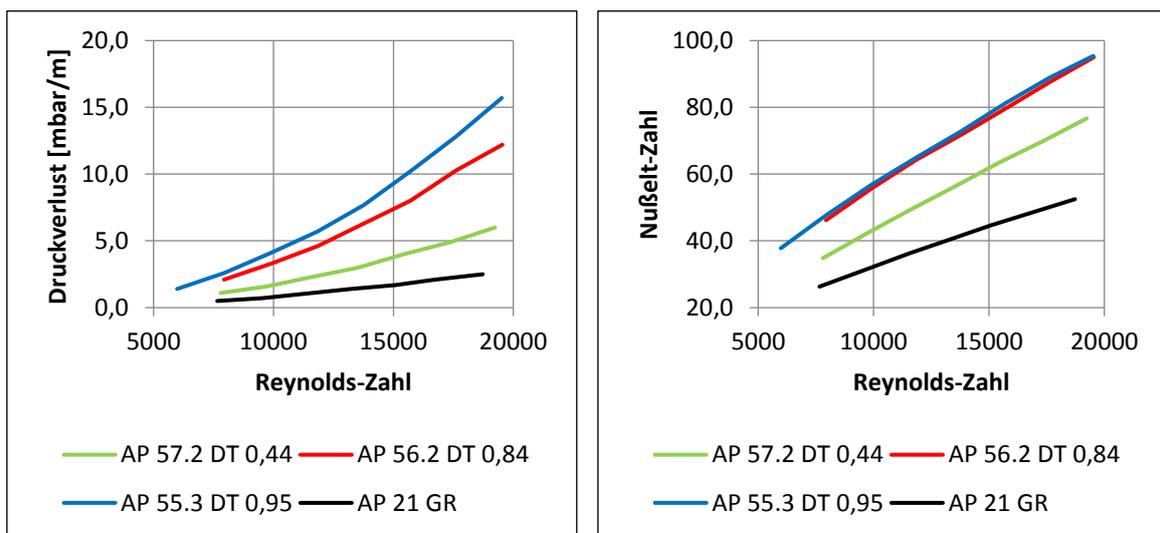


Abbildung 13: Messungen an Einfachdrallrohren (EDR) mit unterschiedlichen Strukturturen

Messergebnisse von Einfach- und Kreuzdrallrohren in Abhängigkeit des Strukturwinkels:

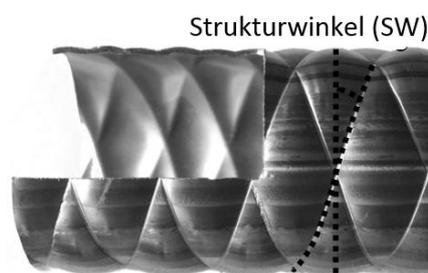


Abbildung 14: Definition des Strukturwinkels an einem Kreuzdrallrohr

Die Messungen am **Einfachdrallrohr** zeigen eine deutliche Abhängigkeit des Wärmeübergangs und Druckverlustes des Strukturwinkels (SW).

Die gemessenen Druckverluste für Rohre mit Drallwinkel 9° und Drallwinkel 19° sind nahezu identisch. Die Nußelt-Zahl liegt für $SW = 9^\circ$ und $Re \approx 15.000$ um ca. 20% höher als bei $SW = 19^\circ$, obwohl bei $SW = 19^\circ$ durch den geringeren Kerbenabstand mehr Hindernisse umströmt werden müssen. Strömungstechnisch betrachtet strömt das Fluid bei $SW = 9^\circ$ fast quer zur Kerbe und gibt dabei mehr Wärmeenergie ab als bei einer schrägeren Anströmung bei einem Drallwinkel von $SW = 19^\circ$. Der negative Nebeneffekt ist der höhere Druckverlust, der durch das „Abbremsen“ des Fluids an der Kerbe entsteht.

Bei $Re \approx 15.000$ liegt der Druckverlust für $SW = 9^\circ$ um ca. 60 % höher, die Nußelt-Zahl um ca. 30% höher als für $SW = 26^\circ$. Da mit wachsendem Drallwinkel die Vertiefungsrillen immer weniger quer zur Strömungsrichtung stehen, kann man sich gut vorstellen, dass ab einem bestimmten Drallwinkel der überwiegende Teil des Gas-Volumenstroms im Rohr in Rotation versetzt wird und dass der Grad der makroskopischen Rotation einen großen Einfluss auf den Wärmeübergang und den Druckverlust hat. Zwischen $SW = 9^\circ$ und $SW = 19^\circ$ ist nur beim Wärmeübergang eine deutliche Auswirkung zu erkennen, bei einem weiteren Vergleich kleiner Drallwinkel mit einem Drallwinkel von $SW = 26^\circ$ zusätzlich ein deutlicher Einfluss auf den Druckverlust bei gleichzeitig sinkender Nußelt-Zahl. Beides ist erklärbar durch eine makroskopische Rotation des gesamten Gasvolumens im Rohrquerschnitt verbunden mit weniger Impuls- und Energieaustausch zwischen Kernströmung und Stromlinien in Wandnähe.

Die Auswertung der Daten gemäß Abbildung 15 führt bereits zum dem Teilergebnis, dass bei Einfachdrallrohren der Drallwinkel $SW = 19^\circ$ aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs bei gleich hohem Druckverlust gegenüber einem Drallwinkel von $SW = 9^\circ$ ausgeschlossen werden kann. Zur weiteren Verifizierung müssen weitere Einfachdrallrohre mit unterschiedlicher Dralltiefe untersucht werden, um den Einfluss des Strukturwinkels genauer zu erfassen und später die besten Parameterkombinationen auswählen zu können.

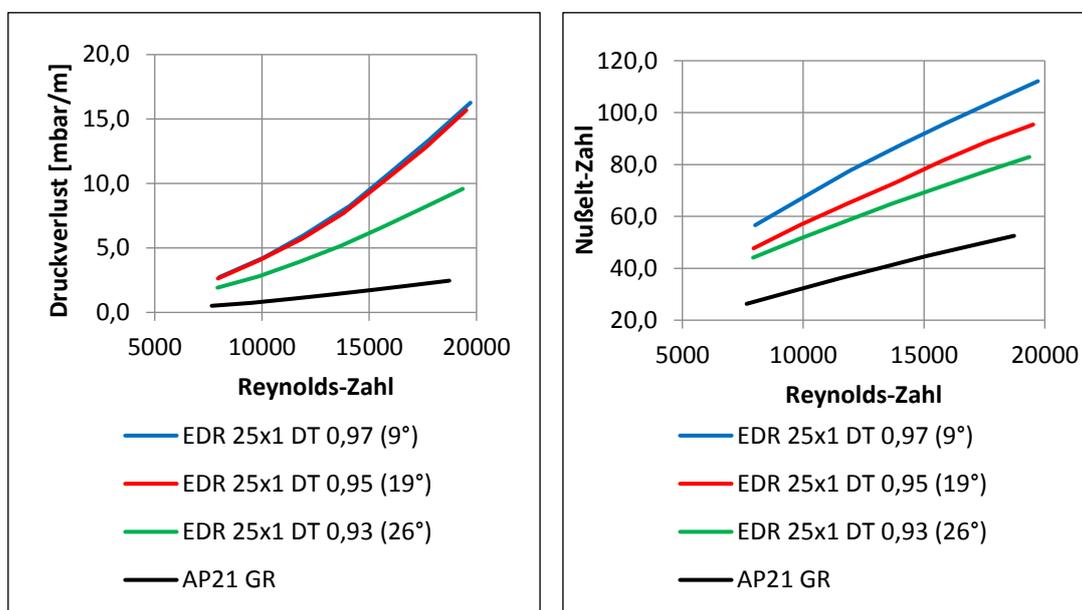


Abbildung 15: Messungen an Einfachdrallrohren mit unterschiedlichen Strukturwinkeln

Kreuzdrallrohr:

Beide Diagramme in Abbildung 16 zeigen, dass die Kurvenverläufe für den Druckverlust und die Nußelt-Zahl für die Drallwinkel $SW = 19^\circ$ und $SW = 26^\circ$ und gleich hoher Dralltiefe von $ST = 1,0$ mm sehr eng beieinanderliegen. Da bei Kreuzdrallrohren aufgrund der Geometrie der Innenkontur des Rohres keine makroskopische Rotation der Gasströmung zu erwarten ist, sind die Messergebnisse ein starker Hinweis darauf, dass eben ohne makroskopische Drallung der Strömung der Strukturwinkel keinen Einfluss hat. Es bleibt der mögliche Effekt der höheren Anzahl der zu umströmender Hindernisse bei kleinem Strukturwinkel, der jedoch bei den beiden vorliegenden Messungen keinen wesentlichen Einfluss auf den Druckverlust und die Nußelt-Zahl hat. Strömungstechnisch betrachtet kann vermutet werden, dass das Fluid ohne Rotation in „gerader“ Richtung über die Hindernisse hinweg strömt, die jeweilige Anzahl der Rauten gemäß Abbildung 4 rechts hat keinen Einfluss.

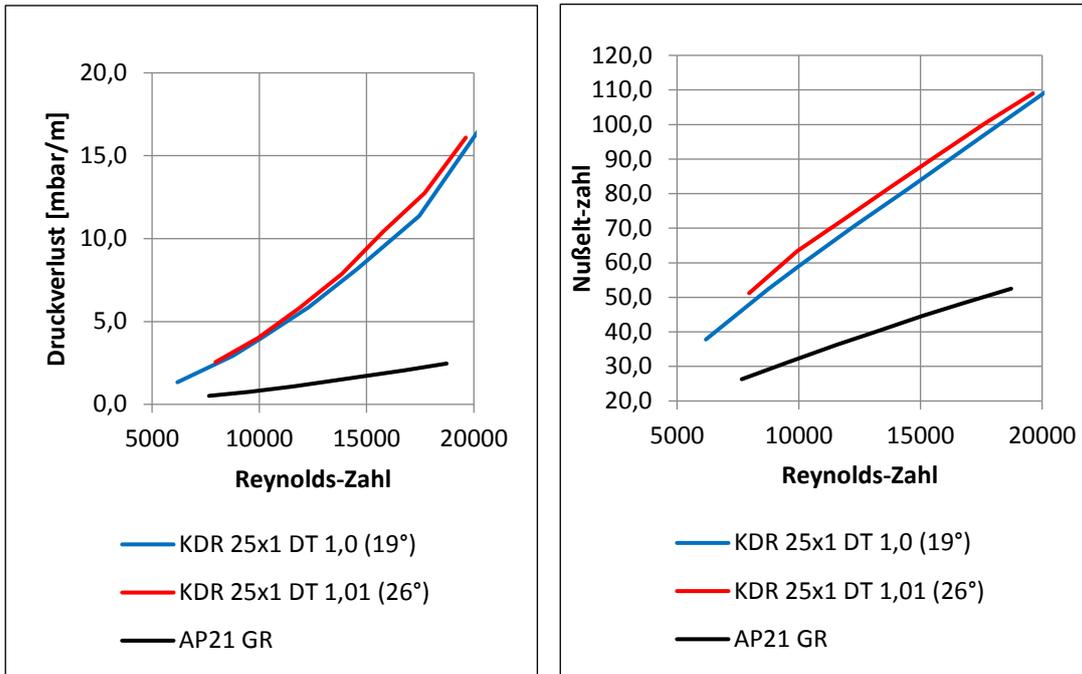


Abbildung 16: Messungen an Kreuzdrallrohren mit unterschiedlichen Strukturwinkeln

Messergebnisse der Querrillenrohrmessungen mit Variation der Kerbradien:

Die Messergebnisse (Abbildung 17) zeigen, dass der Kerbradius einen Einfluss auf den Wärmeübergang und den Druckverlust hat, dieser jedoch im Vergleich zur Variation der übrigen Parameter gering ist. Alle drei Radien zeigen ähnlich hohe Nußelt-Zahlen und geringfügig abweichende Druckverluste. Prinzipiell gilt, dass ein größerer Radius einen höheren Wärmeübergang hervorruft, gleichzeitig aber den Druckverlust mit anhebt.

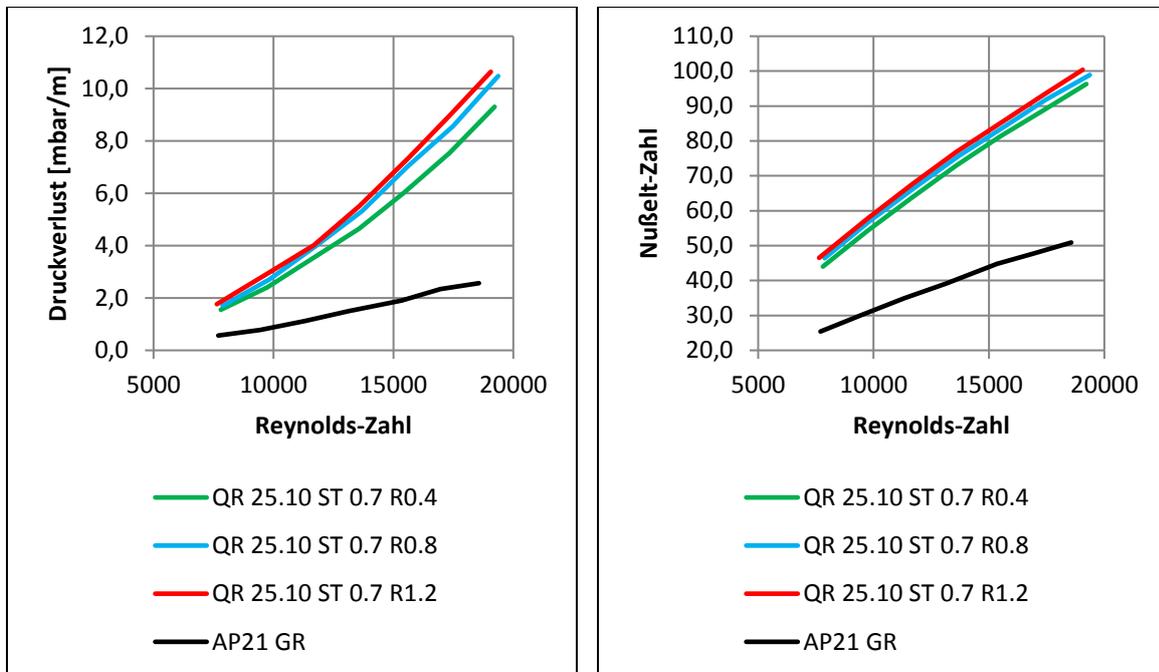


Abbildung 17: Messung QR mit unterschiedlichen Kerbradien

Messergebnisse an Kugelstrukturrohren bei Variation der Strukturtiefe und Durchmesser:

Die Messergebnisse des Kugelstrukturrohrs (KSR) aus Abbildung 18 zeigen, dass diese den Wärmeübergang vergleichbar gut beeinflussen wie Kreuz- und Einfachdrallrohre. Dennoch unterscheiden sich diese in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl. Im Vergleich zu einem KDR mit gleichem Durchmesser steigt die Nußelt-Zahl weniger stark mit der Reynolds-Zahl an. Gleiche Nußelt-Zahlen werden bei $Re \approx 13.000$ erreicht. Bei höheren Reynolds-Zahlen ist das Kreuzdrallrohr besser, bei niedrigen das Kugelstrukturrohr. Die Druckverluste sind beim Kugelstrukturrohr über den gesamten Reynolds-Zahlenbereich deutlich höher. Im Gesamtergebnis schließen die Daten das Kugelstrukturrohr für die weitere Betrachtung aus. Es ist zudem teurer in der Fertigung.

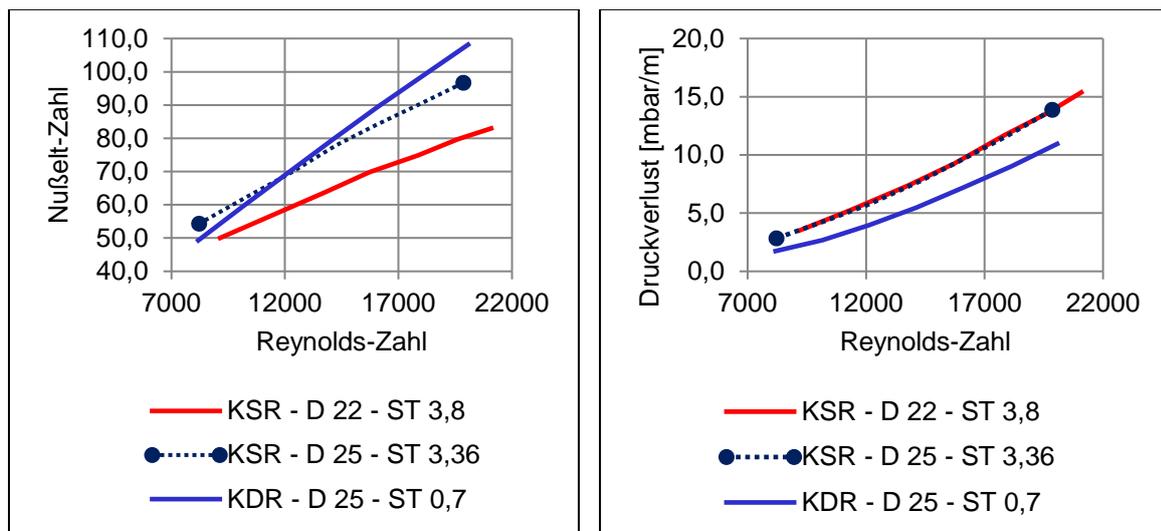


Abbildung 18: Messungen an Kugelstrukturrohren KSR mit unterschiedlichen Strukturturen und Durchmesser im Vergleich zu einem Kreuzdrallrohr mit Außendurchmesser $D = 25 \text{ mm}$

Vorauswahl von Rohrtypen als Teilergebnis 1:

Die in AP.1.1 ausgewählten Strukturrohre zeigen alle eine deutliche Steigerung der Nußelt-Zahl. Bei der Betrachtung des Druckverlustes wird ersichtlich, dass die Kugelstrukturrohre einen deutlich höheren Druckverlust bei vergleichbarer Nußelt-Zahl aufweisen. Bei dem Einfach- und Kreuzdrallrohr bewirkt eine Veränderung der Strukturtiefe eine deutliche Beeinflussung der Wärmestromdichte und des Druckverlustes. Beim Kreuzdrallrohr hat eine Veränderung des Strukturwinkels keinen nennenswerten Einfluss.

Das Einfachdrallrohr erweist sich daher als der aussichtsreiche Rohrtyp für eine Optimierung und wird für die weiteren Untersuchungen zur Optimierung verwendet.

Arbeitspaketgruppe 2:

In dieser Arbeitspaketgruppe werden die ausgewählten Rohre genauer untersucht und anhand von Strukturparametervariationen optimiert. Die Simulation, Vermessung und Optimierung in dieser Phase erfolgt ebenfalls in einem iterativen Prozess.

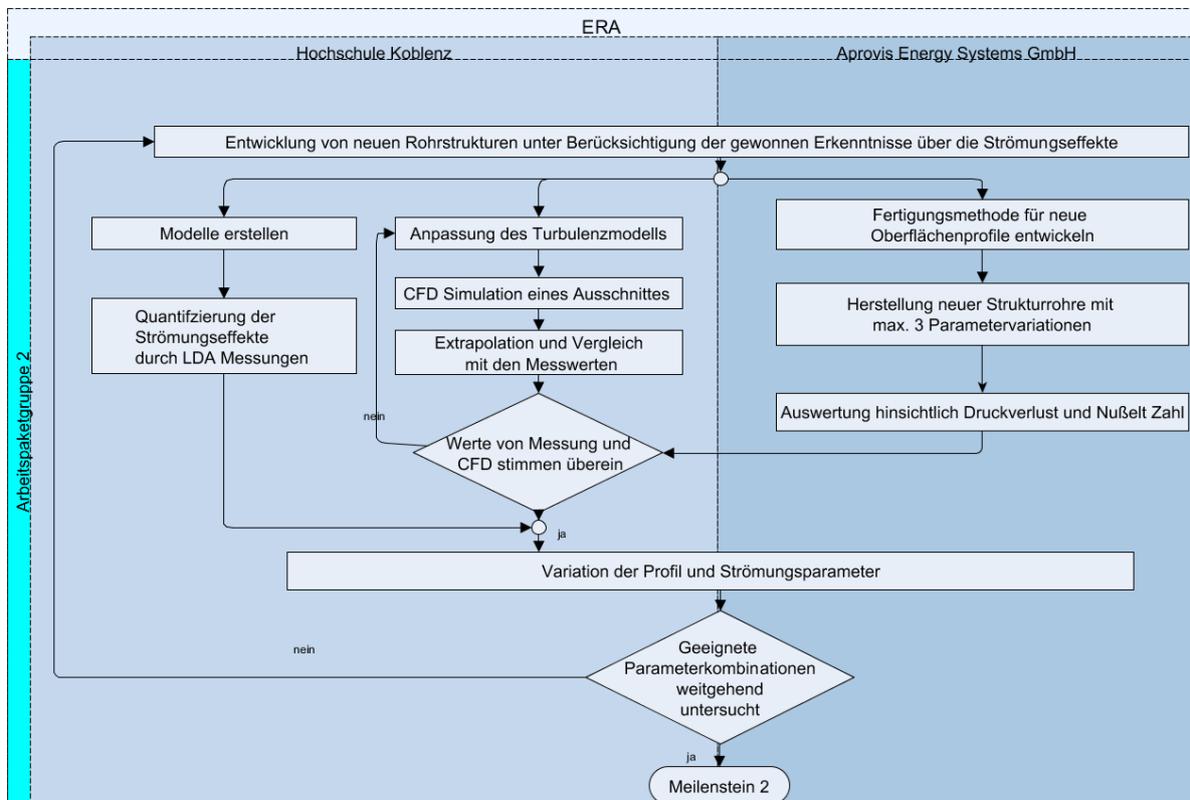


Abbildung 19: Vorgehensweise bei der Arbeitspaketgruppe 2

AP 2.1.1: Anpassung des Turbulenzmodells:

Für die Parameter im Turbulenzmodell, die zur Anpassung zur Verfügung stehen, existieren Standardwerte aus der Literatur. Die erste Berechnung wird mit diesen Werten durchgeführt. Ab der zweiten Iterationsschleife wird das Turbulenzmodell auf Basis der Unterschiede zwischen Messung und Berechnung angepasst. Als Referenz werden die Messergebnisse aus AP 2.4 herangezogen. Die Anpassung der Modelle erfolgt wiederum in einem iterativen Prozess, bei dem die Koeffizienten des Turbulenzmodells schrittweise angepasst werden. Inhaltlich unterscheidet sich dieser Arbeitsschritt nicht vom Arbeitspaket 1.2. Aus diesem Grund werden hier lediglich die Ergebnisse der Parameteranpassung vorgestellt.

Bei allen Konfigurationen fällt auf, dass die Parameter im Turbulenzmodell auf die jeweilige Strömungssituation eingestellt werden müssen. Erfreulicherweise sind diese innerhalb einer Konfiguration von der Reynolds-Zahl unabhängig. Somit kann nach der Konfiguration des Turbulenzmodells jede beliebige Reynolds-Zahl angesteuert werden.

Tabelle 2: Angepasste Parameter im Turbulenzmodell eines EDR 25x1
mit einem Drallwinkel von 6° und variabler Strukturtiefe

	Winkel	ca. 6°			
Dralltiefe	ca. 0,60 mm	V4	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,1	3,8
		Re = 10.000	0,75	0,1	3,8
		Re = 7.000	0,75	0,1	3,8
	ca. 0,80 mm	V3	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,105	3,7
		Re = 10.000	0,75	0,105	3,7
		Re = 7.000	0,75	0,105	3,7
	ca. 1,00 mm	V1	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,105	4,35
		Re = 10.000	0,75	0,105	4,35
		Re = 7.000	0,75	0,105	4,35

Tabelle 3: Angepasste Parameter im Turbulenzmodell eines EDR 25x1
mit einem Drallwinkel von 11° und variabler Strukturtiefe

	Winkel	ca. 11°			
Dralltiefe	ca. 0,60 mm	V7	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,087	2,6
		Re = 10.000	0,75	0,087	2,6
		Re = 7.000	0,75	0,087	2,6
	ca. 0,80 mm	V6	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,094	2,7
		Re = 10.000	0,75	0,094	2,7
		Re = 7.000	0,75	0,094	2,7
	ca. 1,00 mm	V5	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,093	3
		Re = 10.000	0,75	0,093	3
		Re = 7.000	0,75	0,093	3

Tabelle 4: Angepasste Parameter im Turbulenzmodell eines EDR 25x1 mit einem Drallwinkel von 15° und variabler Strukturtiefe

	Winkel	ca. 15°			
Dralltiefe	ca. 0,60 mm	V10	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,08	2,6
		Re = 10.000	0,75	0,08	2,6
		Re = 7.000	0,75	0,08	2,6
	ca. 0,80 mm	V9	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,09	2,8
		Re = 10.000	0,75	0,09	2,8
		Re = 7.000	0,75	0,09	2,8
	ca. 1,00 mm	V8	Pr_t	β_i	$C_{1,ps}$
		Re = 13.000	0,75	0,093	3,6
		Re = 10.000	0,75	0,093	3,6
		Re = 7.000	0,75	0,093	3,6

Nach Kalibrierung der jeweiligen Turbulenzmodelle wurden die Simulationsergebnisse den Messergebnissen gegenübergestellt (Abbildung 20 und Abbildung 21), das heißt sämtliche Messergebnisse gemäß den Tabellen 2-4 mit entsprechenden Simulationen verglichen. Dabei wurde sichergestellt, dass der relative Fehler stets kleiner als 5% ist. Diese Toleranz ist als zufriedenstellend anzusehen, da wissenschaftlich anerkannte analytische Gleichungen zur Bestimmung der Nußelt-Zahl für Glattrohre einem maximalen relativen Fehler von bis zu 20 % aufweisen [VDI2006].

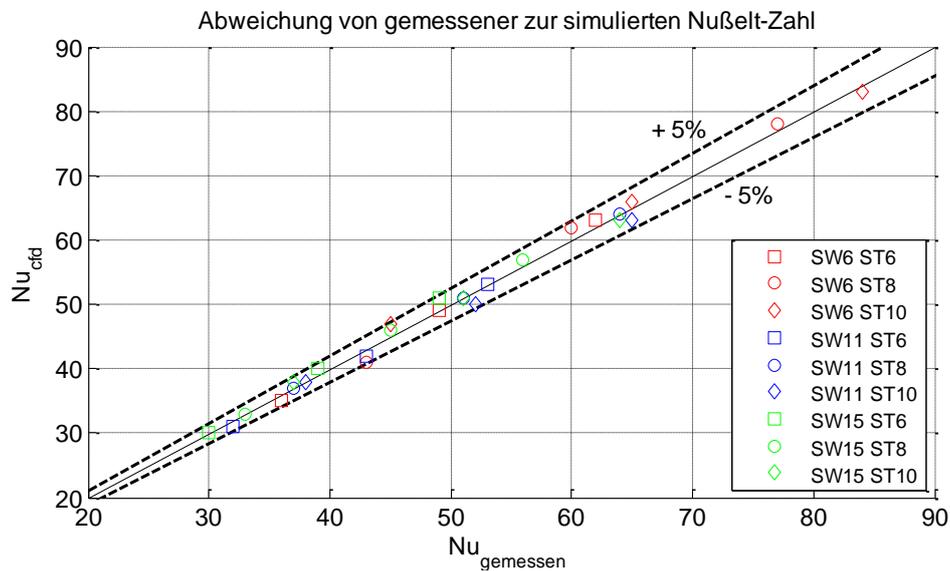
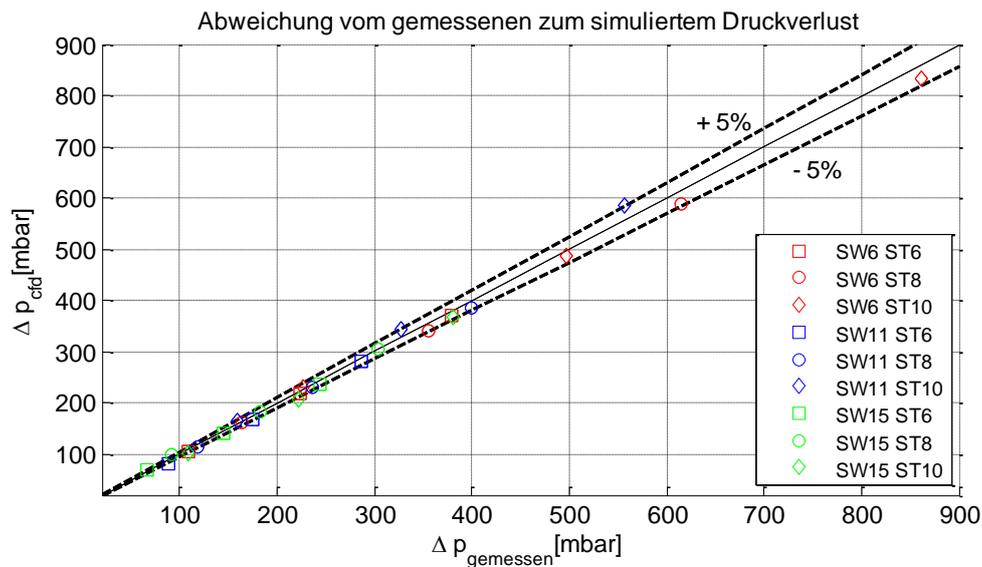


Abbildung 20: Vergleich von gemessener zu simulierter Nußelt-Zahl



AP 2.1.2: CFD Simulation eines Ausschnittes:

Da die Netzunabhängigkeitsstudie ergeben hat, dass für die Simulation von einem 40 cm langen Strukturrohr ein Vollmodell mit mindestens 20 Millionen Zellen notwendig ist, erscheint eine Simulation von einem realen Strukturrohr mit einer Länge von $L = 1,9$ m nicht wirtschaftlich. Die numerische Methode mit periodischen Randbedingungen ist aufgrund der temperaturabhängigen Stoffwerte nicht möglich [Per2016]. Daher musste eine neue Methode entwickelt werden, welche die reale Rohrlänge auf kürzere Segmente herunterskaliert.

Bei allen Segmenten liegt die gleiche Eintrittstemperatur vor. Übliche Eintrittstemperaturen in Abgas-Wärmeübertragern sind $T_{in} = 450$ °C [Nad2008]. Die Austrittstemperaturen und der Druckverlust ergeben sich in Abhängigkeit der Wandtemperaturen, Rohrlängen und der vorliegenden Randbedingungen.

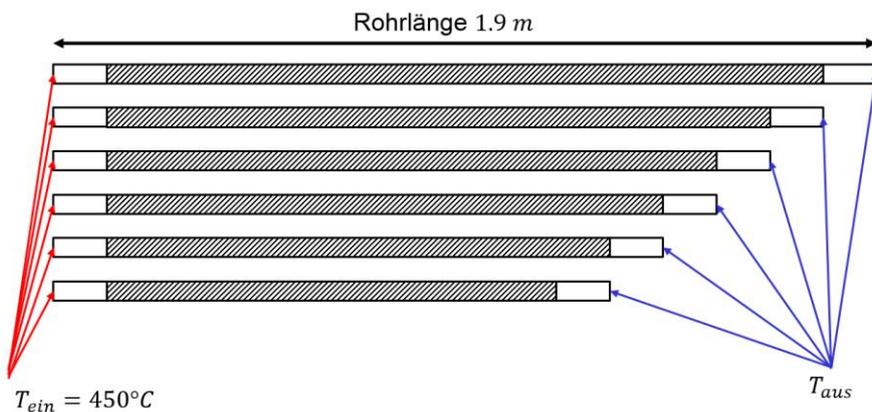


Abbildung 22: Beispiele von untersuchten Segmenten des Strukturrohrs [Mac2017]

Im Anschluss wurden die in **AP 2.1.1** vorgestellten Strukturrohre mit den angegebenen Parameterkonfigurationen simuliert. In **Abbildung 23** ist exemplarisch der Verlauf der Temperatur eines simulierten Strukturrohrs über ein am Prüfstand vermessenes Strukturrohr aufgetragen. Es wird deutlich, dass beide Verläufe identisch sind.

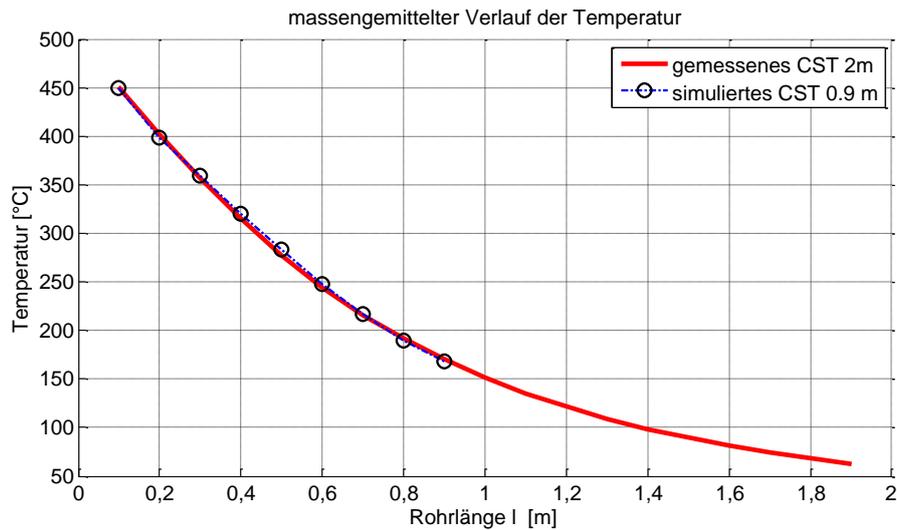


Abbildung 23: Simulierte Temperaturverteilung eines Strukturrohrsegments im Vergleich zu einem gemessenen Rohr [Mac2017]

AP 2.1.3: Extrapolation der Ergebnisse:

Da die Simulation eines vollständigen Rohres zu zeitintensiv ist, wurde das Modell auf ein Rohrsegment reduziert. Dazu muss der Druckverlust und Wärmeübergang auf ein reales Rohr extrapoliert werden. [Mac2017]

Extrapolation des Druckverlustes:

Abbildung 24 zeigt den Druckverlauf eines EDRs in Strömungsrichtung entlang der Rohrachse. Entgegen den Erwartungen verläuft der Druck nicht linear vom Rohreintritt bis zum Rohraustritt. Vielmehr sind unterschiedliche Zonen erkennbar.

Die erste Strecke von 10 cm repräsentiert die Rohreinlaufzone. Diese wird weiterhin als Glattrohr ausgeführt, damit die Rohre einfach an den Rohrboden angeschweißt werden können. Die nachfolgende Querschnittsverengung durch die Struktur ruft gemäß der Kontinuitätsbedingung eine Beschleunigung des Fluids hervor. Bedingt durch den Geschwindigkeitsanstieg fällt der Druck auf ein niedrigeres Niveau. Nach der Beschleunigung muss sich die Strömung im strukturierten Bereich auf einer kurzen Distanz von ca. $2xD$ entwickeln. Der nachfolgende lineare Bereich der strukturierten Zone ist geeignet für die Extrapolation des spezifischen Druckverlustes $\Delta p/l$ auf längere oder kürzere Rohr-Geometrien. [Mac2017]

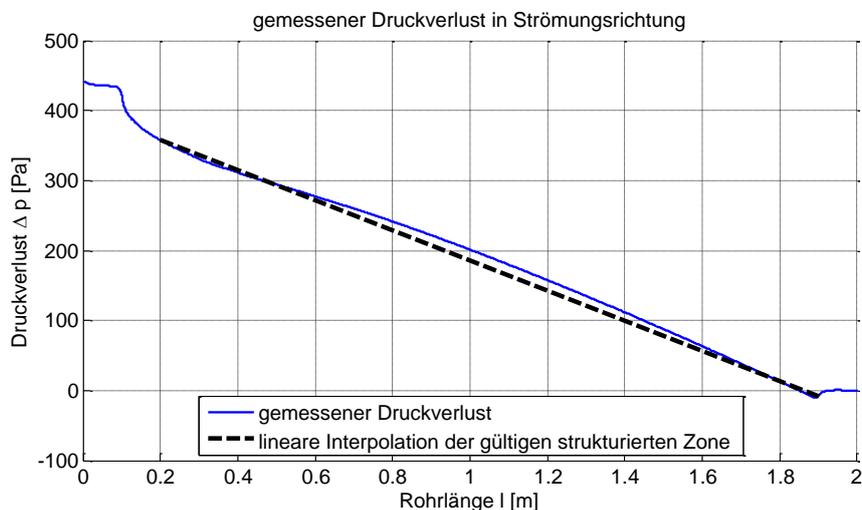


Abbildung 24: Druckverlauf eines KDR in Strömungsrichtung entlang der Rohrachse [Mac2017]

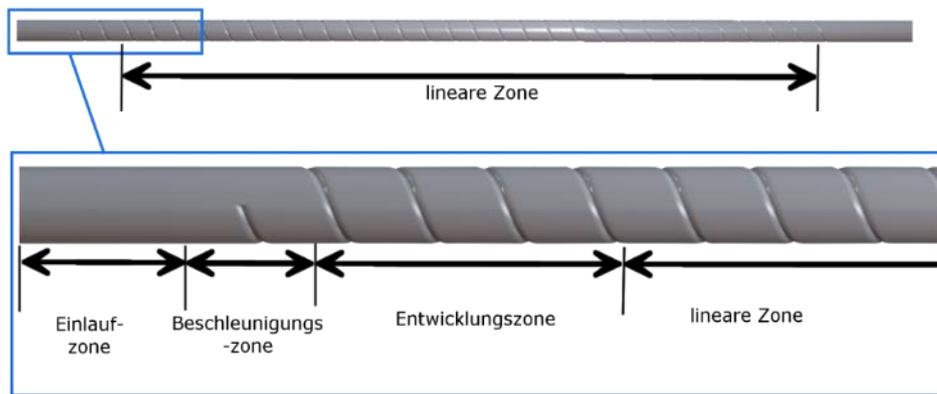


Abbildung 25: Zonen in einem Strukturrohr [Mac2017]

Nach erfolgreicher Anpassung der Koeffizienten im Turbulenzmodell kann mit einer Abweichung von max. 2% der Gradient des Druckverlustes eines 2 m langen gemessenen Rohres durch eine Simulation eines 0,9 m langen Rohres wiedergegeben werden. Der Fehler der Extrapolation von kleinen Segmenten auf reale Rohrlängen sinkt mit wachsender Rohrlänge des Segments.

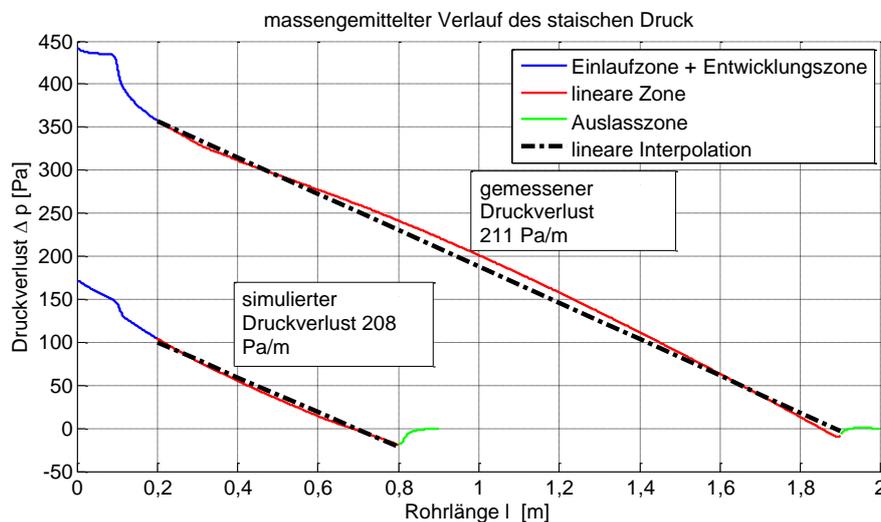
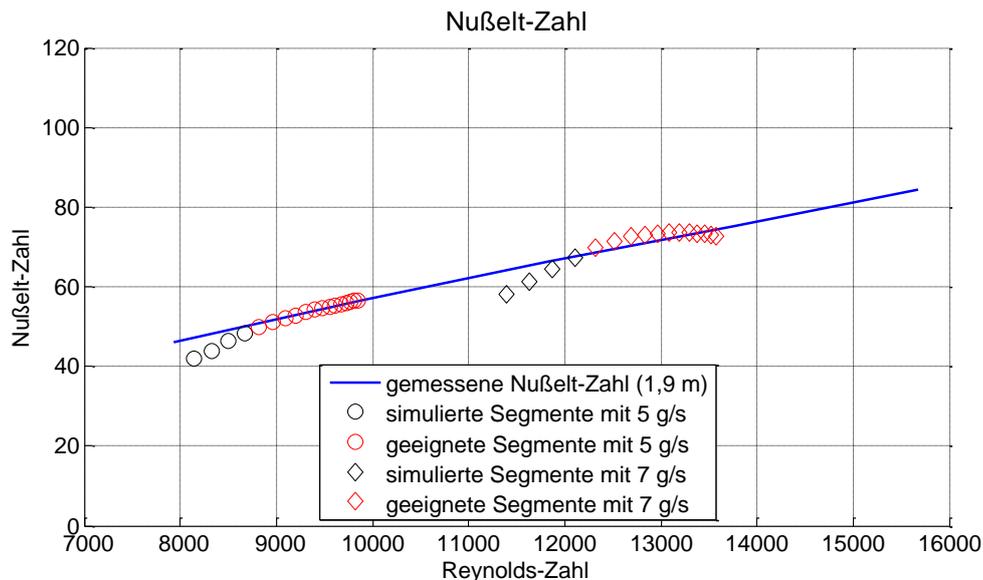


Abbildung 26: Massengemittelter Verlauf des Druckverlustes eines gemessenen realen Rohres mit einem simulierten Rohrsegment [Mac2017]

Extrapolation der Nußelt-Zahl:

Die blaue Linie in Abbildung 27 repräsentiert den gemessenen Verlauf der Nußelt-Zahl eines 1,9 m langen KDRs. Ebenfalls sind dort die Simulationsergebnisse der längenreduzierten Segmente aufgetragen. Die Kreise zeigen die Ergebnisse der Simulation mit einem Massendurchsatz von 5 g/s, die Rauten mit 7 g/s. Es ist zu erkennen, dass nur Segmente ab einer Länge von 0,6 m dem Trend der gemessenen Nußelt-Zahl folgen. [Mac2017]

Da die Beschleunigungs- und Entwicklungszone bei allen Segmenten gleich groß ist, ist die Länge der gekürzten Segmente bei der vorliegenden Konfiguration auf die Länge des linearen Bereichs der Strukturierung beschränkt. Weiterhin ist zu beachten, dass durch die Extrapolation des spezifischen Druckverlustes von kurzen Segmenten auf längere Rohre der absolute Fehler mitskaliert wird. Daher wird in diesem Fall die Rohrlänge auf 0,6 m beschränkt. [Mac2017]



AP 2.1.4: Überprüfung der Ergebnisse:

Die extrapolierten Simulationsergebnisse und die Messergebnisse wurden nach jeder Iterationsschleife auf Abweichungen hin untersucht. War der Betrag des relativen Fehlers größer als 5 % wurde eine neue Iterationsschleife mit angepassten Koeffizienten eingeleitet.

AP 2.2.1: Modelle für LDA und PIV erstellen:

Das Laser Doppler Anemometer (LDA) dient zur exakten Vermessung der lokalen Strömung in Wandnähe der profilierten Rohre. Anhand der Messungen sollen die numerischen Strömungssimulationen verifiziert werden. Der Vorteil bei dieser Strömungsmessung liegt darin, dass der Messvorgang selbst keinen Einfluss auf die Strömung hat. Somit lässt sich das LDA in die Gruppe der störungsfreien Messtechnik einordnen. Die Zugänglichkeit muss dabei so gestaltet werden, dass die zu untersuchende Stelle im Strömungsfeld nicht beeinflusst wird. In diesem Fall wurde die Zugänglichkeit des Lasers durch eine planare Scheibe realisiert. Ein wesentlicher Nachteil der Messung durch ein LDA ist, dass keine hohen Temperaturen vermessen werden können, daher muss hier ein Vergleich zwischen LDA und RSM bei isothermen Strömungen herangezogen werden. Da aber die Ausprägung der viskosen Unterschicht einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat, können isotherme Messungen zur Validierung verwendet werden [MacN2015].

Aufbau des LDA-Versuchsstands:

Das zu vermessende Rohr ist auf dem Labortisch mit zwei Prismen eingespannt (siehe Abbildung 28). Ein Radialgebläse liefert den gewünschten Massenstrom von 2-15 g/s. Bei einer Eintrittstemperatur von 30°C im Rohr und einem Innendurchmesser von $d_i = 23-38$ mm können Reynolds-Zahlen von $Re = 5.000$ bis $Re = 13.000$ realisiert werden. Ähnlich hohe Reynolds-Zahlen werden bei der Auslegung von Abgaswärmeübertragern angestrebt [MacN2015].

Anstelle von Metallrohren, wie sie bei Abgaswärmeübertragern zum Einsatz kommen, wurden Rohre aus Acrylglas verwendet. Durch die reflektierende Oberfläche der Metallrohre ist die Messung der Strömungsprofile bis zu einem Radius von maximal 0,8 R beschränkt. Transparente Kunststoffrohre erlauben Messungen bis zu einem Wandabstand von 0,35 mm (0,982 R) und liefern damit einen Einblick in die wandnahe Strömung bis in die Vertiefungen der Struktur.

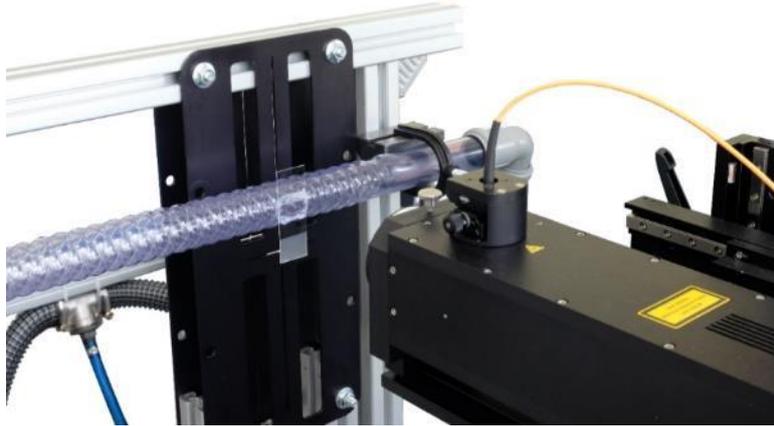


Abbildung 28: Aufbau des LDA Prüfstands zur Vermessung von Strukturrohren [MacN2015]

Herstellung transparenter Strukturrohre:

Die Kunststoffrohre wurden durch ein spezielles Verfahren in die gewünschte Form gebracht. Dabei wird eine Matrize mit der gewünschten Strukturform um ein glattes PVC Rohr gelegt. Anschließend muss das Rohr luftdicht verschlossen und unter einen konstanten Druck von 1 bar_a gesetzt werden. Durch Erwärmen des Rohres auf 200°C kann das Rohr in die gewünschte Form gebracht werden. Die Einwirkzeit der Wärme bestimmt dabei die Strukturtiefe. [MacN2015]

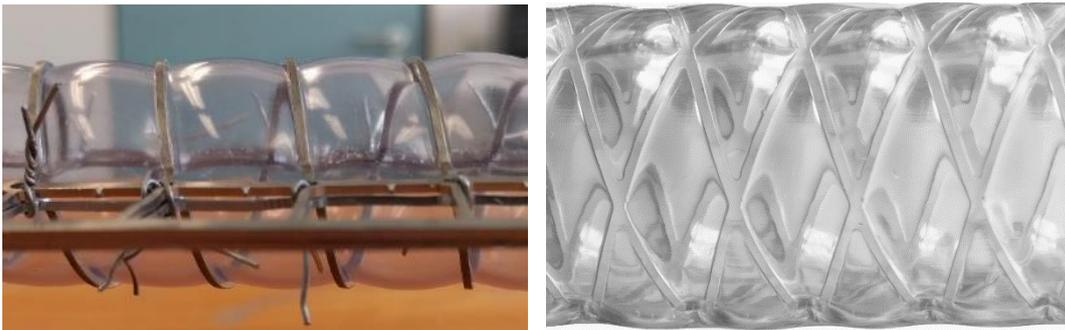


Abbildung 29: PCV Rohr mit Matrize (l) Fertig geformtes KDR Strukturrohr (r) [MacN2015]

Zur exakten Positionierung des Messvolumens im Rohr wurde eine planare Glasscheibe ($s=1 \text{ mm}$) auf der gegenüberliegenden Seite der zu vermessenden Oberfläche angebracht (siehe Abbildung 30).

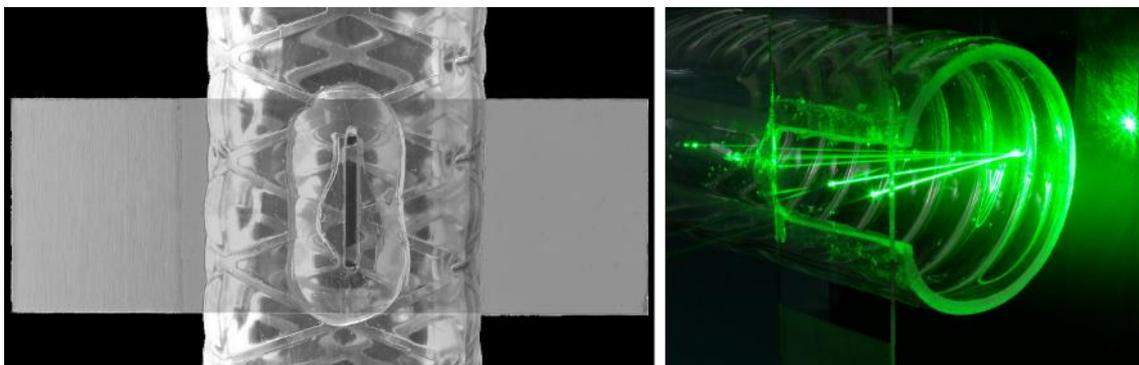


Abbildung 30: Planare Glasscheibe zur Positionierung des Messvolumens im Rohr [MacN2015]

Effekte der Glasscheibe auf das wandnahe Strömungsprofil sind durch den relativ großen Rohrdurchmesser von $d_i = 38 \text{ mm}$ verschwindend gering, insbesondere weil sich der Messpunkt auf der gegenüberliegenden Rohrseite befindet.

Der Strahlenbrechung durch die planare Glasscheibe bewirkt, dass das Messvolumen gemäß dem Brechungsindex um $0,06 \text{ mm}$ verschoben wird. Diese veränderte Position ist bei der Bestimmung der Position des Messvolumens im Rohrquerschnitt mit zu berücksichtigen.

AP 2.2.2: LDA Messungen:

Um eine Strömung mit einem LDA zu erfassen, müssen Partikel in die Strömung eingebracht werden. Da die wandnahen Bereiche von besonderem Interesse sind, kann nur ein Seeding eingesetzt werden, bei dem die Partikel der Strömung in der entschleunigten Wandströmung folgen können. Infrage kommen dafür nur flüssige Seedings auf Ölbasis. Bei diesen liegt der Flammpunkt jedoch bei 200°C, was den Einsatz in nichtisothermen Rohrströmungen in Abgaswärmeübertragern mit max. 500°C verhindert. Aus diesem Grund wurden zur Validierung des Turbulenzmodells isotherme Strömungen miteinander verglichen. Die Zulässigkeit lässt sich dadurch begründen, dass für die wandnahe Zone, insbesondere die Dicke der viskosen Unterschicht maßgeblich für die Wärmestromdichte ist. Somit können die Ergebnisse der isothermen Strömungssimulation auf nichtisotherme Strömungen übertragen werden. Dazu wurden an vier Positionen die Geschwindigkeitsprofile anhand numerischer Simulationen ermittelt und durch Messungen am LDA verifiziert.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich im zeitlichen Mittel hinter den Vertiefungen stehende Wirbel bilden. Diese konnten ebenfalls durch die LDA Messungen identifiziert werden.

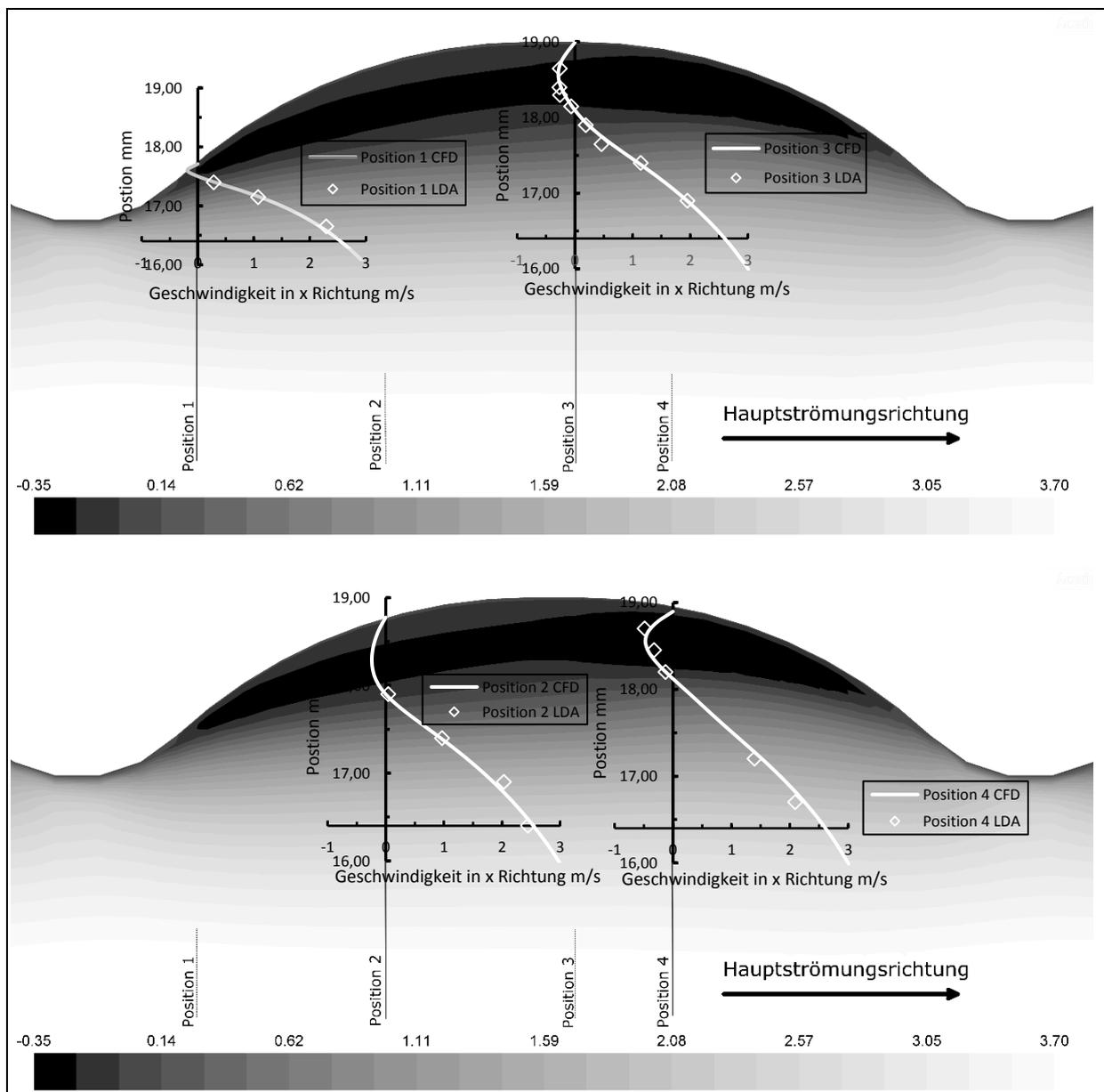


Abbildung 31: Geschwindigkeitsverteilung in Hauptströmungsrichtung an den Messpositionen 1, 2, 3 und 4. [MacN2015]

PIV-Messungen:

Für die vollständige Beurteilung der Turbulenzintensität ist eine Kenntnis der Schwankungsbewegung des Geschwindigkeitsfeldes nötig. Die Methode der Particle-Image-Velocimetry (PIV) liefert zwar für einen Lichtschnitt eine große Zahl von örtlichen Strömungsgeschwindigkeiten, LDA liefert im Gegensatz dazu darüber hinaus an einem einzigen Messpunkt den zeitlich hochaufgelösten Geschwindigkeitsverlauf und somit dort die Turbulenzintensität. Es zeigte sich einerseits, dass eine valide PIV-Messung aufgrund der optischen Unzugänglichkeit mit erheblichen geometrischen Änderungen der Rohrwand und damit mit neuen Fehlern verbunden gewesen wäre und andererseits, dass der erfolgreiche Abgleich der gefundenen Modelle mit den LDA-Messungen die Erfassung eines vollständigen Geschwindigkeitsfeldes im Rohrquerschnitt überflüssig machte.

Eine PIV-Messung (Fremdleistung) wurde daher nicht mehr benötigt. Durch die intensiveren LDA-Messungen entstand zusätzlicher Workload am LDA.

AP 2.3.1: Fertigungsmethode für neue Rohrprofile entwickeln:

Zunächst wurden verschiedene Rohrbearbeitungsverfahren auf ihre Eignung zu Herstellung strukturierter Rohre untersucht. Als geeignet erschienen hier die Verfahren Rundkneten, Hydroforming und Rollieren.

Um kurzfristig erste Rohre produzieren zu können wurden parallel hierzu Werkzeuge für eine händische Bearbeitung gefertigt. Hiermit konnten Querrillenrohre mit verschiedenen Drallungsabständen, -tiefen und Konturen geschaffen werden.



Abbildung 32: Asymmetrisches Querrillenrohr

Rundkneten:

Beim Rundkneten wird das zu bearbeitende Rohr in mehrere um das Rohr rotierende Stempel eingeführt. Diese bearbeiten periodisch einen Abschnitt des Rohres. Ein Rohr kann in wiederholten Bearbeitungsschritten mit dem Vielfachen der Stempellänge strukturiert werden. Für jeden Rohrdurchmesser und Strukturgeometrie sind separate Werkzeuge von Nöten.

Rundkneten eignet sich nur zur Produktion von Rohren mit um den Umfang symmetrischen Strukturen wie zum Beispiel Querrillenrohren.

Hydroforming:

Beim Hydroforming werden Werkstückrohlinge in eine Negativform der aufzubringenden Struktur eingelegt und verschlossen. Anschließend werden die Rohre durch Aufbringen eines inneren Überdrucks an die Form angepasst. Hydroforming bietet mit Abstand die größten Freiheitsgrade aller überprüften Umformverfahren. Sämtliche zu untersuchenden Strukturformen können dargestellt werden. Allerdings muss für jede Rohrgeometrie und –länge eine eigene Negativform erstellt werden.

Dieses Verfahren eignet sich deshalb nur wenn stets gleichartige Rohre benötigt werden. Ein flexibles Anpassen der Rohreigenschaften auf einen bestimmten Anwendungsfall ist nicht möglich.

Rollieren:

Beim Rollieren wird die Außenkontur des Werkstücks durch radiales Eindringen mit mehreren rotierenden Rollwerkzeugen erstellt.

AP 2.3.2: Herstellung neuer profilierter Rohre:

Die Produktion der neuen profilierten Rohre erfolgt auf einer eigens hierfür entwickelten Rollformanlage. Die Rohre werden einem Formkopf zugeführt und darin durch Rollen mit radialen Sicken versehen. Je nach verwendetem Rüstsatz können verschiedenen Profilierungen erstellt werden. Durch eine stufenlose Werkzeugverstellung werden Strukturabstand und Strukturtiefe nach den gewünschten Vorgaben eingestellt.



Abbildung 33: Rollformkopf

AP 2.3.3: Vermessung neuer profilierter Rohre:

Neben den numerischen Simulationen wurden ebenfalls zahlreiche Einfachdrillrohre am Wärmeübertrager-Prüfstand vermessen. Die Ergebnisse der Messungen werden im nachfolgenden AP 2.3.4 gezeigt.

AP 2.3.4: Auswertungen hinsichtlich Nußelt-Zahl und Druckverlust:

Nach der Vermessung und Simulation der Rohre wurden die Messergebnisse hinsichtlich Nußelt-Zahl und Druckverlust ausgewertet. Zunächst wurde das **Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis** ST/D_i in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl untersucht. Tabelle 5 zeigt die relevanten vermessenen Rohre mit gleichem Strukturwinkel (19°) jedoch unterschiedlichen Innendurchmessern, Strukturturen und Verhältnis von Strukturtiefe-zu-Durchmesser ST/D_i .

Tabelle 5: Relevante untersuchte Strukturrohre mit unterschiedlichen Durchmessern D_i und Strukturturen ST

D_i	ST	ST/D_i	D_i	ST	ST/D_i
14	0,61	0,044	23	1,01	0,044
16	0,57	0,036	23	1,02	0,044
18	0,9	0,050	23	1,2	0,052
18	0,86	0,048	23	1,05	0,046
18,4	0,75	0,041	23,4	0,68	0,029
20	0,75	0,038	23,4	0,71	0,030
23	0,8	0,035	23,4	0,79	0,034
23	0,61	0,027	23,4	0,99	0,042
23	0,66	0,029	26	1,01	0,039
23	0,75	0,033	26	1,02	0,039
23	0,76	0,033	28	0,48	0,017
23	0,77	0,033	28	0,76	0,027
23	0,82	0,036	28	0,78	0,028
23	0,91	0,040	28	0,93	0,033
23	0,92	0,040	28	1,024	0,037

Die Ergebnisse der Messungen und Simulationen sind in Abbildung 34 dargestellt. Dabei wurde St/D_i farblich in fünf verschiedene Bereiche aufgeteilt. Es fällt auf, dass sich Rohre mit ähnlichem Verhältnis St/D_i in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl gleiche Nußelt-Zahlen ergeben. Dies trifft ebenfalls für den dimensionslosen Druckverlustbeiwert über der Reynolds-Zahl zu.

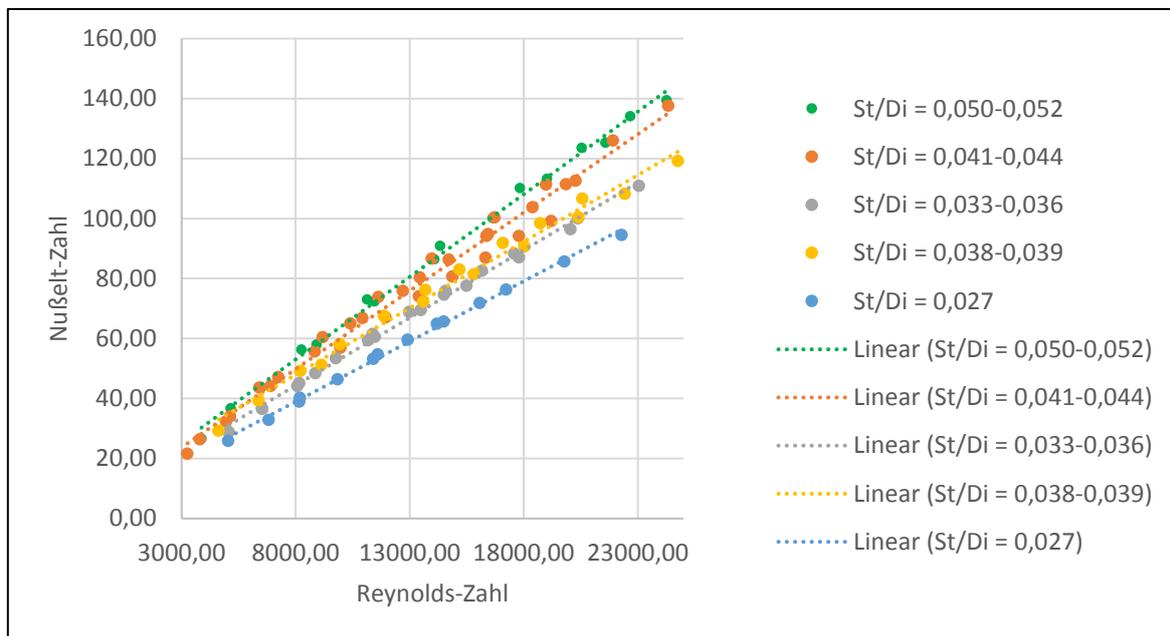


Abbildung 34: Einfluss des Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis auf die Nußelt-Zahl bei Einfachdrallrohren

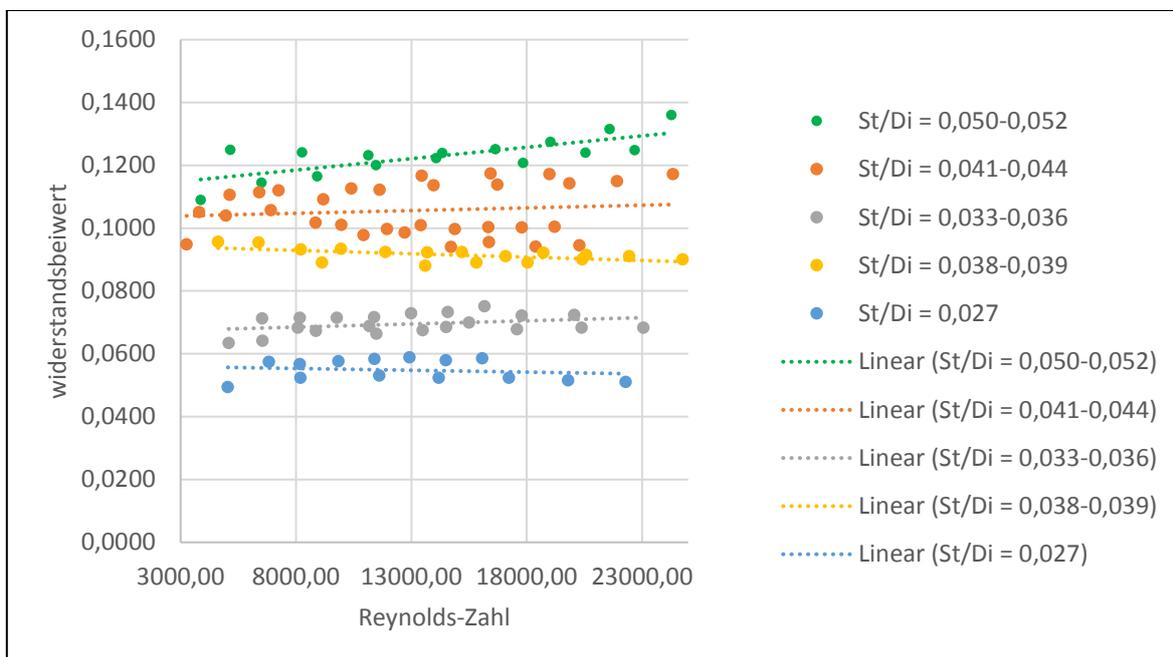


Abbildung 35: Einfluss des Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis auf den Druckverlustbeiwert bei Einfachdrallrohren mit dem approximierten Verlauf nach der Methode der kleinsten Quadrate

In Abbildung 36 ist der Zusammenhang zwischen Nußelt-Zahl und St/D_i sortiert nach der Reynolds-Zahl aufgetragen. Es fällt auf, dass der Verlauf durch eine Potenzfunktion in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl beschrieben werden kann.

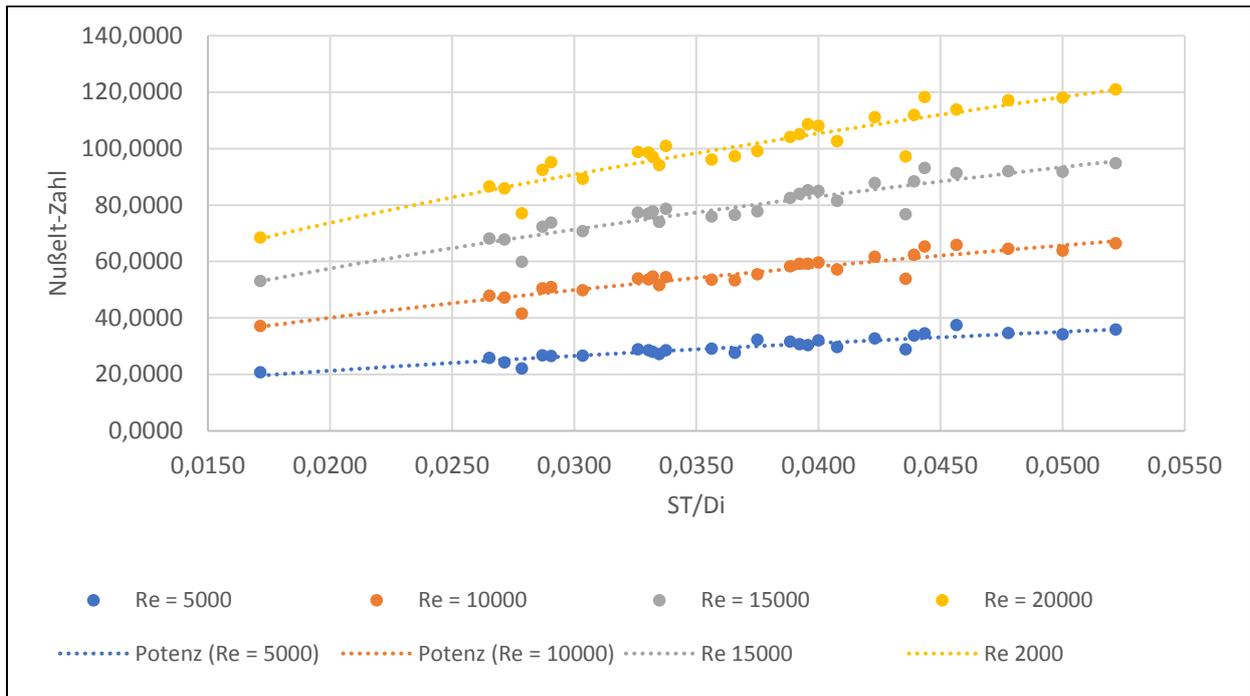


Abbildung 36: Zusammenhang zwischen dem Strukturtiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis und der Nußelt-Zahl bei Einfachdrallrohren

PEC als Vergleichsgröße zwischen Glatt- und Strukturrohr:

Da eine getrennte Betrachtung von Druckverlust und Nußelt-Zahl nicht zielführend ist, wurde von Webb (Webb und Kim 2005) die Kennzahl „Performance Evaluation Criteria“ (PEC) zur Bewertung eingeführt. Diese vergleicht strukturierte Rohre mit Glattrohren mit gleichem Innendurchmesser. Bei bekannter Wärmekapazität, dem erlaubten Gegendruck und vorgegebenem Massenstrom, kann das PEC (Gl 21) wie folgt verwendet werden:

$$PEC = \frac{A}{A_{\text{glatt}}} = \left(\frac{j_{\text{glatt}}}{j} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{f}{f_{\text{glatt}}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Wobei die dimensionslose Größe j sich aus der Nußelt-Zahl, der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl zusammensetzt:

$$j = Nu Re Pr^{-\frac{1}{3}}$$

Die dimensionslose Größe f repräsentiert den Einfluss des Widerstandbeiwertes auf das PEC:

$$f = \frac{1}{4} \zeta$$

Damit zeigt die Kennzahl PECs eine mögliche Längenreduzierung $\frac{A}{A_s}$ gegenüber einem Glattrohr.

Einfluss des Strukturwinkels bei konstanter Strukturtiefe auf das PEC:

Abbildung 37 zeigt Ergebnisse von Simulationen, bei denen jeweils bei konstanter Strukturtiefe ($ST = 0,6 \text{ mm} - 1,0 \text{ mm}$) der Strukturwinkel von 6° bis 15° variiert wurde. Es kann festgehalten werden, dass sich eine Steigerung der Strukturtiefe auf bis zu $ST = 0,8 \text{ mm}$ positiv auf das PEC auswirkt. Zudem wird auf allen drei Grafiken ersichtlich, dass kleinere Strukturwinkel SW in jedem Fall zu bevorzugen sind. Bei einem Außendurchmesser von $D = 25 \text{ mm}$ ist die untere Grenze für den Strukturwinkel bei $SW = 6^\circ$ erreicht, da eine weitere Reduzierung des Strukturwinkels den minimalen Strukturabstand, bei dem sich die Strukturen gerade noch nicht überschneiden, überschritten wäre.

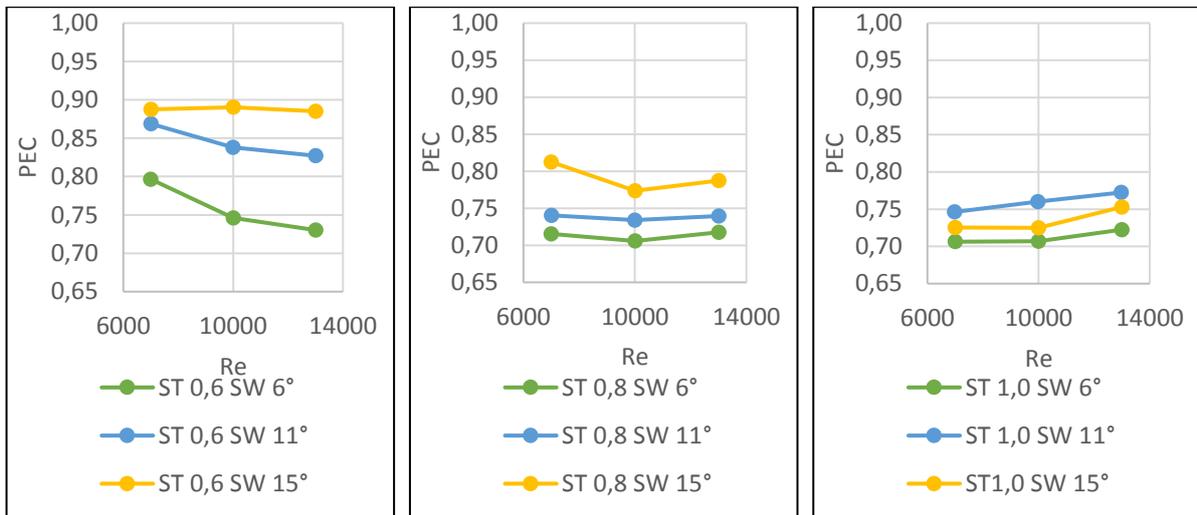


Abbildung 37: Einfluss des Strukturwinkels bei konstanter Strukturtiefe auf das PEC

Wie in Abbildung 36 wird der oben genannte Einfluss der Strukturtiefe bei den gemessenen Werten auch in Abbildung 37 und Abbildung 38 bei den Simulationen deutlich. Prinzipiell kann festgehalten werden, dass Einfachdrallrohre mit einer Strukturtiefe von $ST = 0,8 \text{ mm}$ und einem Strukturwinkel von $SW = 6^\circ$ zu bevorzugen sind.

Einfluss der Strukturtiefe bei konstantem Strukturwinkel auf das PEC:

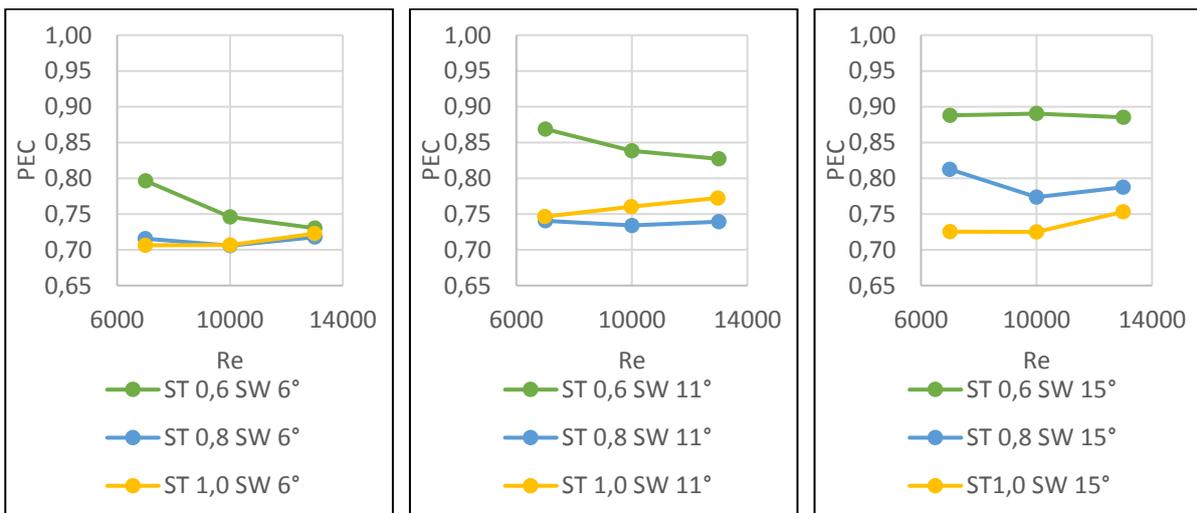


Abbildung 38: Einfluss der Strukturtiefe bei konstantem Strukturwinkel auf die PEC

AP 2.4: Variation der Parameter:

Die Variation der Parameter wurde gemäß der Tabellen 2-4 in AP 2.1.1 vorgenommen.

Arbeitspaketgruppe 3:

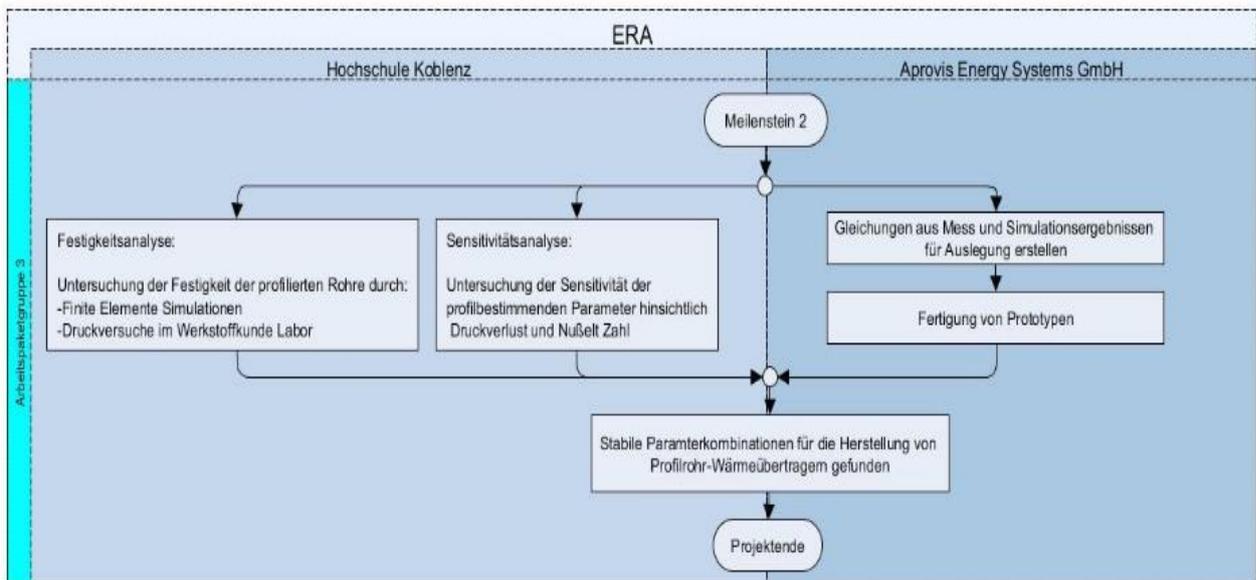


Abbildung 39: Vorgehensweise bei der Arbeitspaketgruppe 3

AP 3.1: Untersuchung der Sensitivität der Parameter:

Um die Sensitivität der Strukturparameter auf den Wärmeübergang und Druckverlust zu quantifizieren sollte eine Sensitivitätsstudie durchgeführt werden. Da der relevante Bereich in höher Auflösung untersucht wurde, ist eine gezielte Studie nicht notwendig geworden, bzw. wurde in den vorangegangenen Arbeitspaketen bereits mit ausgeführt.

AP 3.2: Untersuchung der Festigkeit der profilierten Rohre:

Strukturrohre sind dadurch gekennzeichnet, dass die zylindrische Wand eines Glattröhres bleibend verformt wird und so Strukturen entstehen, deren Tiefe in der Größenordnung der Wandstärke liegt. Einflüsse auf die axiale Steifigkeit sind zu erwarten. Aufgrund des mechanischen Zusammenwirkens mehrerer Komponenten eines Rohrbündelwärmeübertragers nimmt die Steifigkeit Einfluss auf die Spannungsverteilung der Rohrplatte. Da die Rohrplatte das kritische Bauteil hinsichtlich Lebensdauer und Spannungsverteilung darstellt, lohnt sich hier eine Analyse der Steifigkeiten in Abhängigkeit von der Strukturierung. Man kann so weitere Randbedingungen für die Auslegungen dieser Strukturen gewinnen.

Die Beanspruchung einer Rohrbündelwärmeübertragers:

Die Rohre eines Rohrbündelwärmeübertragers mit festen Rohrplatten werden dicht zwischen zwei Platten eingeschweißt. Dadurch verringert sich die freie druckbeanspruchte Fläche auf diesen Rohrplatten erheblich. Die Drucklast ist nicht länger maßgeblich für die Auslegung der Wanddicken dieser Komponenten. Stattdessen wird durch die statisch überbestimmte Konstruktion - denn eine Vielzahl von Rohren verbindet die Rohrplatten über dichte Einschweißungen - eine neue Beanspruchung relevant, die sich aus dem Betriebszustand wie folgt ergibt:

Die Rohre erwärmen sich durch die Nähe zum Abgas stärker im Vergleich zum Mantel. Die Rohre dehnen sich dadurch axial um einen größeren Betrag aus. Unterschiedliche Werkstoffe bei Rohren und Mantel verstärken diesen Effekt noch erheblich, wenn – aus Gründen des Korrosionsschutzes – die Rohre nicht aus ferritischem sondern aus austenitischem Stahl gefertigt werden, der Mantel aber aus Kostengründen nicht. Die Dehnungsunterschiede führen zu einer Biegung der Rohrplatte, insbesondere im Randbereich (siehe Abbildung 40). Die Biegespannungen können hierbei Werte in der Nähe der Streckgrenze oder etwas darüber hinaus annehmen. Die Größenordnung der induzierten Biegespannungen hängt direkt mit der axialen Steifigkeit der Rohre zusammen.

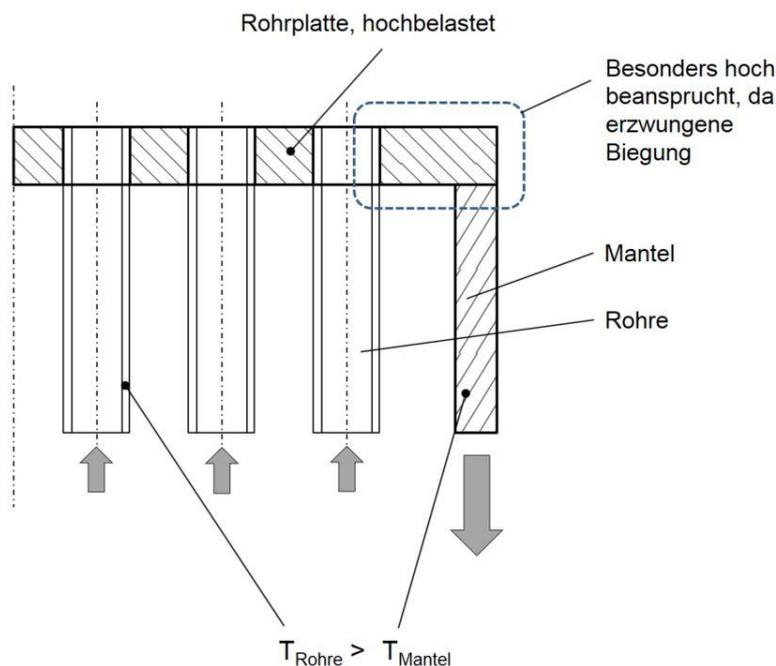


Abbildung 40: Prinzipieller Aufbau eines Rohrbündels mit parallel angeordneten Rohren, die fest in der Rohrplatte eingeschweißt sind und vom zylindrischen Mantel eingeschlossen sind. Die Rotationsachse des Bündels ist links zu sehen. Die Rohre und der Mantel sind horizontal geschnitten; die Schnittkräfte, die aufgrund des Temperaturfeldes wirken, sind dargestellt.

Die sich anschließende Untersuchung soll die Eigenschaften der Struktur hinsichtlich der axialen Steifigkeit der Rohre aufzeigen. Aufgrund der zuvor beschriebenen Zusammenhänge wird ein direkter Einfluss der Rohrsteifigkeit auf die Lebensdauer der Apparate klar, denn die Biegespannungen, die aus dem thermischen Dehnungsunterschied herrühren, können proportional zu dieser Steifigkeit angenommen werden. Eine Halbierung der Spannungen vervielfacht die Lebensdauer dieser Komponenten gegenüber Ermüdungsbruch.

Für eine umfassende und nachvollziehbare Aussage ist es erforderlich, Versuche mit realen Rohrstücken durchzuführen, diese Versuche aber dann numerischen Berechnungsergebnissen gegenüberzustellen.

Analyse des Glattrohres und Gegenüberstellung zur analytischen Lösung:

Die Spannungsverteilung des Glattrohres ist in Abbildung 41 dargestellt. Neben dem Rohr ist auch die Nachbildung der Einspannung in der Zugversuch-Prüfmaschine zu erkennen.

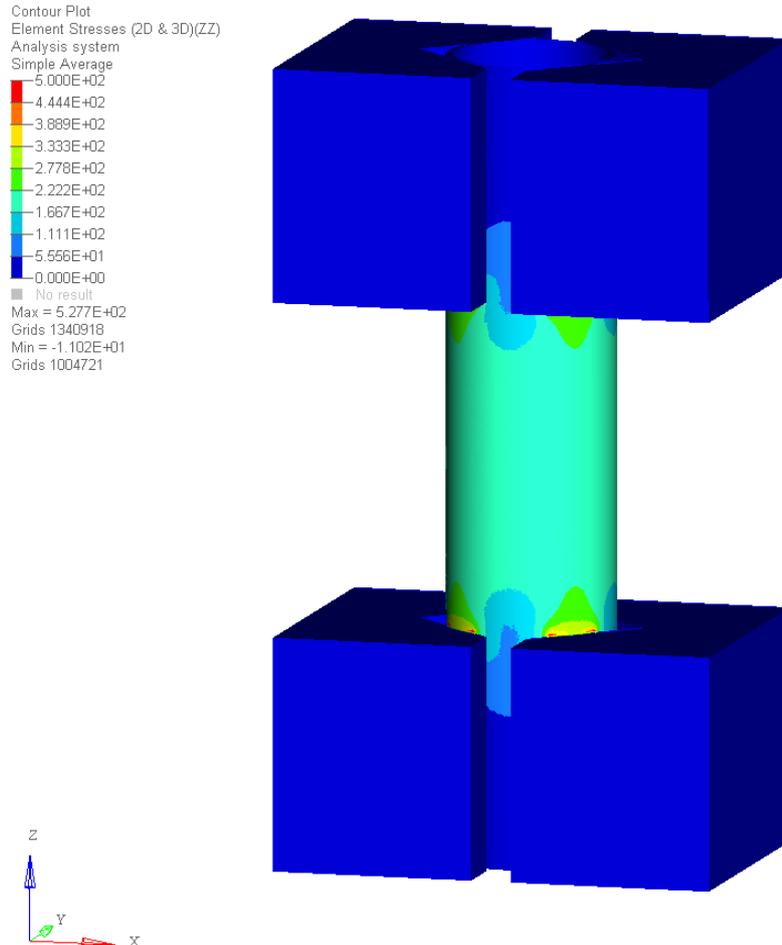


Abbildung 41: Spannungsverteilung des Glattrohres unter axialer Zugbeanspruchung mit $F_{ax} = 13628 \text{ N}$

In der Nähe der Einspannung ist das Spannungsfeld offensichtlich inhomogen, da die Backen örtliche Effekte bewirken. Diese Effekte klingen mit steigendem Abstand zur Mitte der Rohrlänge hin ab. Die Backen selbst sind offensichtlich und erwartungsgemäß nahezu unbelastet.

Die Verschiebung in Z-Richtung des Glattrohres ist in Abbildung 42 beispielhaft dargestellt. Diese Verschiebung wird analog im Zugversuch gemessen und ist direkt vergleichbar. Dieser Berechnung wird die Verschiebung in axialer Richtung auf der Ebene der Einspannungen entnommen und die Differenz berechnet. Diese Verschiebung liefert dann eine axiale Steifigkeit, indem Sie mit der Axialkraft von $F_{ax} = 13628 \text{ N}$ ins Verhältnis gesetzt wird.

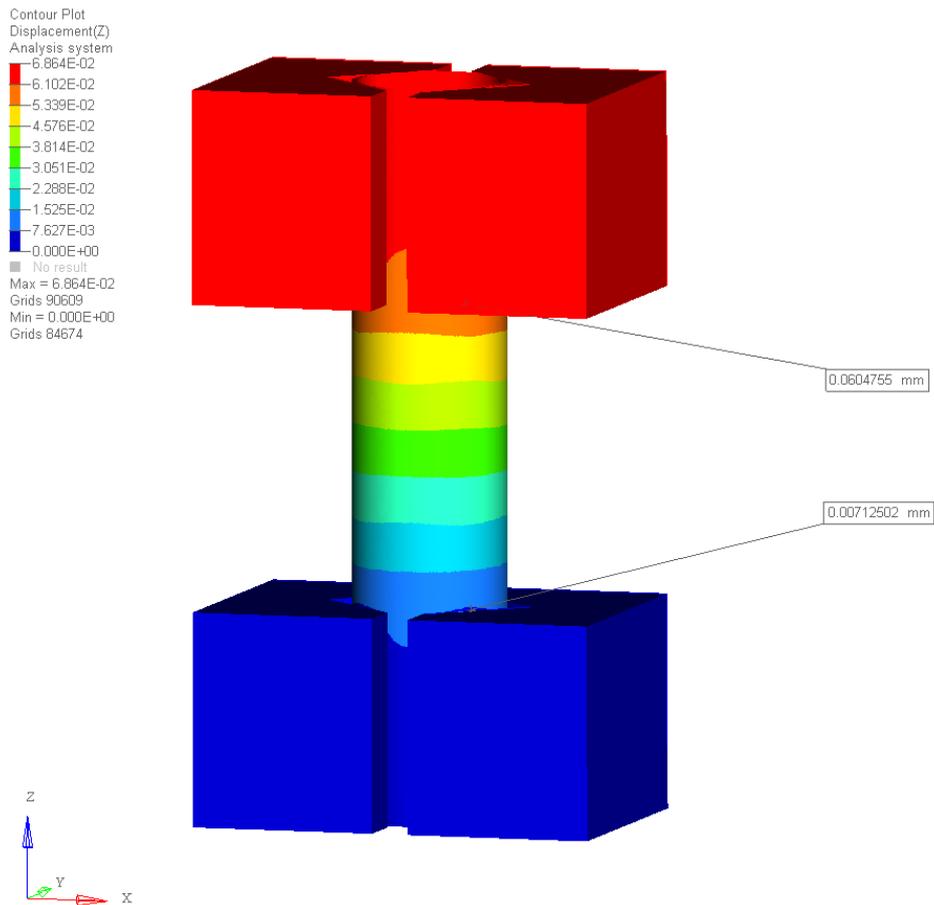


Abbildung 42: Verschiebung des Glattrohres in-Z Richtung unter Zuglast

Es ergibt sich eine Längung der freien Länge $L_f = 50 \text{ mm}$ um $\Delta L = 0,0533 \text{ mm}$ und somit eine axiale Dehnung

$$\varepsilon_{ax} = 0,001067 = 0,1067 \%$$

Es ergibt sich für das Glattrohr als Referenz zum Vergleich mit den Strukturrohrvarianten eine berechnete axiale Federsteifigkeit von

$$k_{axFE} = \frac{F}{\Delta L} = \frac{13628 \text{ N}}{0,0533 \text{ mm}} = 2,557 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Der analytische Wert auf Basis eines Zugstabes beträgt:

$$k_{axZS} = \frac{E A}{L} = \frac{200.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} 68,14 \text{ mm}^2}{50 \text{ mm}} = 2,726 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Das FE-Modell ist also um 6,2 % weicher im Vergleich zu einem analytisch berechneten axialen Zugstab. Dieses Ergebnis verwundert nicht, da die örtlichen Effekte durch die Einspannung im FE-Modell dieses weniger steif reagieren lassen. Das analytische Modell basiert auf einer idealen und homogenen Einspannung.

Geometrische Varianten dieser Analyse:

Die in Tabelle 5 aufgeführten Varianten werden hinsichtlich der axialen Steifigkeit untersucht.

Tabelle 6: Parameter der strukturmechanisch untersuchten strukturierten Rohrvarianten

	Benennung	Außendurchmesser.	Werkstoff	Struktur	Strukturwinkel	Struktur-tiefe
a)	GR25 x 1	25 mm	1.4571	Glatt	-	-
b)	C6	25 mm	1.4571	Helix	25,5°	1,0 mm
c)	V1	25 mm	1.4571	Helix	6,0°	1,0 mm
d)	V4	25 mm	1.4571	Helix	6,0°	0,6 mm

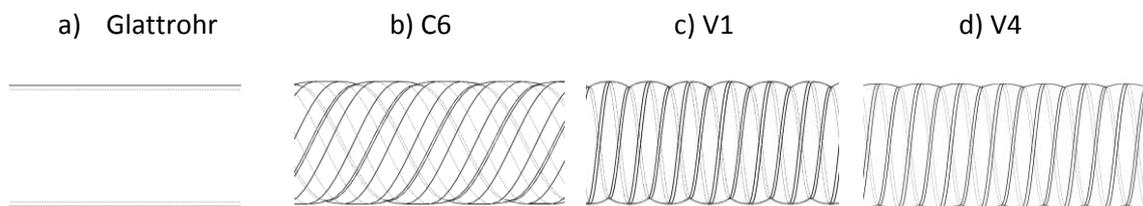


Abbildung 43: Seitenansicht der vier Rohrvarianten

Die elastischen Werkstoffparameter von 1.4571 werden wie folgt für alle Varianten verwendet:

$$E = 200.000 \frac{N}{mm^2} \quad \nu = 0,3$$

Rohrstücke mit einer Länge von $L_{ges} = 120$ mm werden verwendet und so in die Prüfmaschine eingespannt, dass sich $L_f = 50$ mm freie Länge zwischen den Spannbacken ergeben. Diese freie Länge L_f wird im Finite-Elemente Modell zur Ermittlung der axialen Verformung verwendet.

Das Finite-Elemente-Modell wird jeweils mit einer axialen Gesamtkraft von $F_{ax} = 13628$ N beaufschlagt. Es handelt sich um ein linear-elastisches Modell, wodurch die Wahl der Last beliebig möglich ist und die Ergebnisse später skaliert werden können.

Tabelle 7: Berechnete axiale Verschiebung des oberen Kraftangriffspunktes der Finite-Elemente Berechnung

	Rohrname	axiale Verschiebung u_{ax}
1	GR25 x 1	0,0533 mm
2	C6	0,0678 mm
3	V1	0,1291 mm
4	V4	0,0770 mm

Die Verschiebung bei identischer Axialkraft steigt erwartungsgemäß mit zunehmender Abweichung der Geometrie vom idealen Zylinder. Die höheren Strukturwinkel führen dazu, dass die Krümmung der Wand weniger stark ausgeprägt ist, die Verringerung der axialen Steifigkeit fällt moderat aus. V4 und V1 unterscheiden sich nur durch die Dralltiefe. V1 ist mit $ST = 1,0$ mm um 66 % tiefer strukturiert im Vergleich zu V4 mit $ST = 0,6$ mm. Die axiale Verschiebung verdoppelt sich dadurch nahezu.

Die folgende Tabelle 3 stellt die Messungen den Berechnungen gegenüber.

Tabelle 8: Axiale Steifigkeiten der strukturierten Rohre im Vergleich zur axialen Steifigkeit des Glattrohres. Der Messung im Zugversuch sind Werte der Finite-Elemente Berechnung zugeordnet.

Rohr	Messung k [kN/mm]			Berechnung k [kN/mm]	
Glattrohr	96,2	100 %		255,7	100 %
C6	93,0	96,7 %		200,9	78,6 %
V1	79,3	82,4 %		105,6	41,3 %
V4	102,8	106,8 %		177,0	69,2 %

Es zeigen sich erhebliche Abweichungen (teilweise größer als Faktor 2) zwischen Berechnung und Messung, die mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die Einspannung zurückzuführen sind. Die Einspannlänge war mit $L = 50$ mm recht kurz und Setzeffekte von wenigen Zehntel-Millimetern können so erheblichen Einfluss auf die axiale Steifigkeit haben.

Aufgrund der Unstimmigkeiten der Messergebnisse innerhalb dieser Gruppe- gemeint ist die ansteigende Steifigkeit für V4- und aufgrund der Unstimmigkeiten im Vergleich zur Berechnung, werden diese Messergebnisse hier nur aufgeführt, aber nicht interpretiert. Das Messverfahren muss verändert werden, primär sollte hier die Umkehrung der Lastrichtung erwogen werden, um hier bessere Ergebnisse zu erzielen.

Die Ergebnisse der FE Berechnung sind plausibel und wie folgt interpretierbar:

Die größte Steifigkeit weist das Glattrohr auf. Die Struktur bewirkt in jedem Fall weiches Verhalten, weil Teile der Beanspruchung von reinem Zug auf Teil-Biegung umgewandelt werden. Die Rohrwand reagiert weicher, örtlich liegt Rotation vor. Aufgrund des hohen Winkels von $25,5^\circ$ bei Rohrtyp C6 ergibt sich eine große Teilung oder umgekehrt: Weniger Rillen pro Strecke im Vergleich zu Rohrtypen V1 und V4. Damit ist zu begründen, dass C6 zwar axial weiches Verhalten im Vergleich zum Glattrohr zeigt, aber geringere axiale Verschiebung zeigt im Vergleich zu V1 und V4.

Aufgrund einer höheren Strukturtiefe von $1,0$ mm (zu $0,6$ mm) lässt sich V1 deutlich weiter verformen im Vergleich zu V4. Dieses Verhalten ist ebenfalls plausibel.

Fazit:

Vorangegangene strukturmechanische Untersuchungen (AZ 22490 und AZ 25923) aus den Jahren 2006 und 2010 zeigten einen deutlichen Einfluss des thermischen Dehnungsunterschiedes zwischen Rohren und Mantel auf die Beanspruchung der Rohrplatte. Dieser Dehnungsunterschied basiert entweder auf dem Temperaturfeld alleine oder einer Überlagerung von Temperaturfeld und Werkstoffunterschieden.

Kompensatoren, die für besondere Anwendungen auf der Mantelseite in Frage kommen, verringern die Beanspruchungen dadurch, dass die axiale Steifigkeit des Mantels um eine Größenordnung verringert wird. Dies erfolgt über eine Verlagerung der Wandung aus dem Zylindermantel heraus.

Ein entsprechendes Verhalten wird durch die Strukturierung der Rohre erreicht. Da der mechanische Zusammenbau und die resultierenden Kräfte von beiden Steifigkeiten abhängen, lässt sich so ebenfalls ein Kompensatoreffekt nutzen, wobei die Größenordnung im hier untersuchten Bereich nur knapp über Faktor 2 liegt. Aufgrund der Absenkung der axialen Steifigkeit - um bis zu 60 % durch die Strukturierung - darf man von einer proportionalen Absenkung der Axialkräfte ausgehen, die aufgrund der Temperaturunterschiede auf die Rohrplatte wirken.

Daher ist von einer erheblichen Lebensdauersteigerung dieser hochbeanspruchten Bauteile beim Einsatz von Strukturrohren auszugehen. Dieser Vorteil ist umso größer, je kleiner der Strukturwinkel und je größer die Strukturtiefe ausgeführt wird. Insbesondere hinsichtlich der Ressourcennutzung dieser Apparate ist dieser Effekt positiv einzuschätzen, da nun neben der erzielbaren Werkstoffeinsparung beim Bau eine längere Nutzungsdauer in Aussicht steht.

AP 3.3: Gleichungen aus Messungen und Simulationen für den Auslegungsprozess extrahieren:

Die Auslegung der Wärmeübertrager erfolgt mit einem kommerziell verfügbaren Auslegungsprogramm. Dieses bietet bereits integriert die Möglichkeit eigene Parameter für die Berechnung von Wärmeübergang und Druckverlust zu integrieren. In den Prüfstandsmessungen aufgenommenen Massenstrom-, Temperatur und Druckdaten werden zur Bestimmung von geometriespezifischen Rohrreibungszahlen und Nußelt-Zahl-Korrelationen herangezogen.

Zur Bestimmung der Nußelt-Zahl werden über die Messtechnik des Prüfstands Temperaturen, Drücke und Massenströme bestimmt. Hieraus können die real vorliegenden Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden. Durch Rückrechnung aus Wärmeübergang im Rohr, Geometrie- und Stoffdaten kann die Nußelt-Zahl bestimmt werden.

$$Nu = \frac{\alpha_i L}{\lambda}$$

Durch Auftragung der ermittelten Werte über die Reynolds-Zahl kann für jedes Rohr individuell eine Potenzfunktion zur Bestimmung der Nußelt-Zahl erstellt werden.

$$Nu = C Re^m$$

Die Koeffizienten der o.g. Ansatzfunktion werden je Rohr bestimmt und sind dann unabhängig von der Reynolds-Zahl verwendbar.

Die Bestimmung der Rohrreibungszahl ergibt sich aus den Geometrie- und Stoffdaten, sowie der gemessenen Druckdifferenz zwischen Rohrein- und Rohraustritt mit:

$$\zeta = \Delta p \frac{d_i}{L} \frac{2}{\rho * u^2}$$

AP 3.4: Fertigung von Prototypen

Nach erfolgter Auslegung wurde der Prototyp konstruiert und bei einem APROVIS Energy Systems GmbH Fertigungspartner produziert.

AP 3.5: Endgültiger Testlauf:

In Burgoberbach betreibt ein ansässiges Unternehmen ein 75 kWel Erdgas-BHKW zur Wärmeversorgung einer Industriehalle. Dort konnte der Testwärmeübertrager versuchsweise installiert und vermessen werden. Nachfolgende Abbildung zeigt den Wärmeübertrager während der Installation in der Anlage im noch unisoliertem Zustand.



Abbildung 44: Abgaswärmeübertrager beim Einbau

Der Abgaswärmeübertrager wurde mit abnehmbaren Ein- und Austrittskammern, sowie zusätzlichen Messanschlüssen versehen.

Die Vermessung des Wärmeübertragers erfolgte in verschiedenen Betriebspunkten des BHKW-Motors (60%, 80% und 100% Last). Wie auch schon am Rohrprüfstand wurden Abgasmassenstrom, Temperaturen und Drücke mittels Sensorik aufgenommen.

Die ermittelten Messwerte wurden anschließend mit den Sollwerten aus der Wärmeübertragerauslegung verglichen.

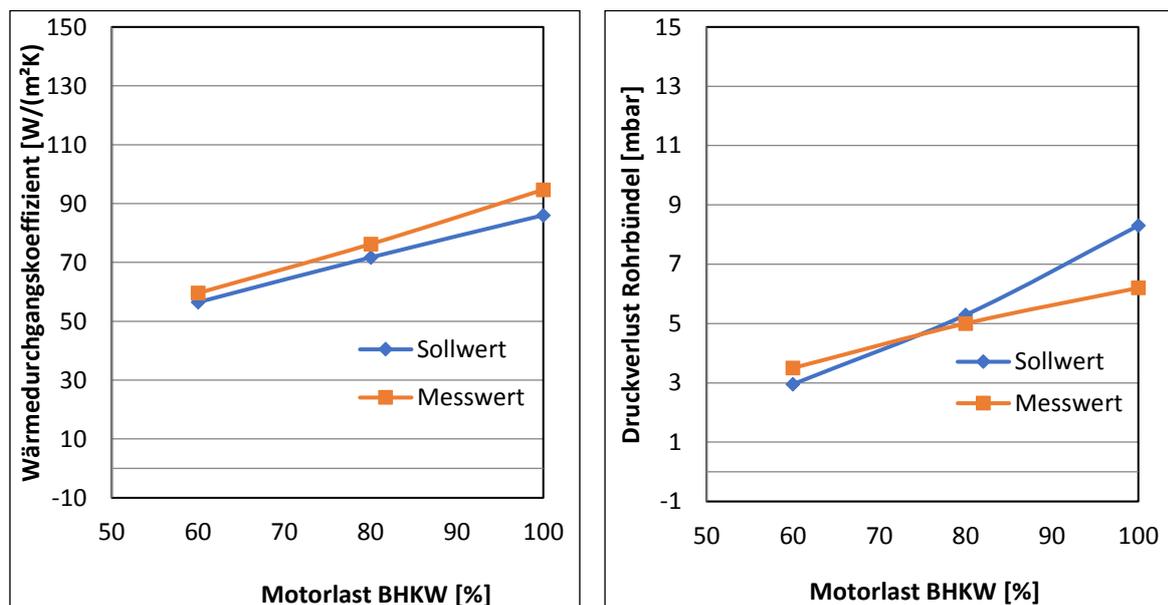


Abbildung 45: Wärmedurchgangskoeffizient und Druckverlust des Testwärmeübertragers

Die ermittelten Messdaten des Wärmedurchgangskoeffizienten zeigten eine gute Übereinstimmung mit den erwarteten Werten aus der Auslegung.

Bei den gemessenen Druckverlusten ergaben sich teils Abweichungen von der Auslegungsspezifikation. Ursache hierfür könnten Messfehler oder Ungenauigkeiten bei den angezeigten Motordaten des BHKWs sein. Da die gemessenen Druckverluste jedoch im Mittel niedriger liegen als die berechneten Werte, kann der Versuch dennoch als Erfolg gewertet werden.

Nach 1000 Betriebsstunden wurde der Wärmeübertrager geöffnet und auf Fouling untersucht. In den Kammern des Wärmeübertragers zeigten sich bereits Ablagerungen aus dem Betrieb. Bei einer Endoskopie der Wärmeübertragerrohre wurde jedoch ersichtlich, dass das Innere der Rohre deutlich geringere Ablagerungen aufwies.

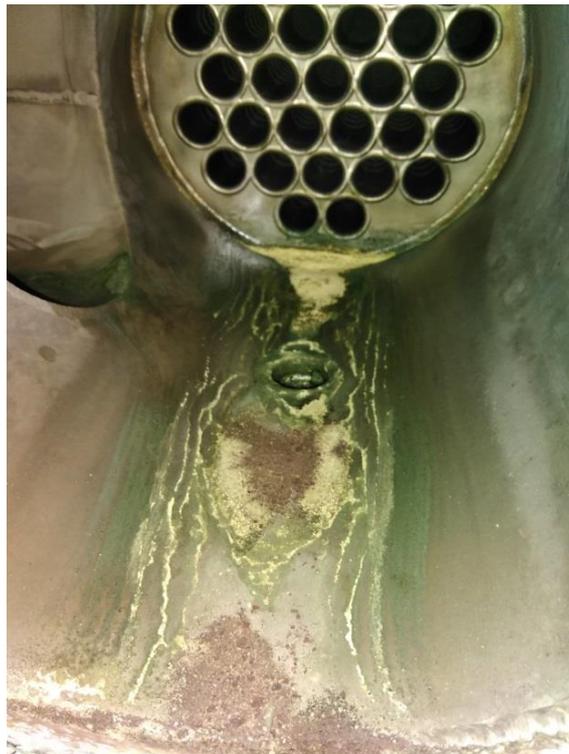


Abbildung 46: Ablagerungen in der Austrittskammer

Im vorderen Bereich waren die wärmeübertragenden Oberflächen zumeist metallisch blank. Im hinteren Bereich des Wärmeübertragers konnten geringe Ablagerungen festgestellt werden. An den Stellen mit höheren Strömungsgeschwindigkeiten und damit einhergehenden höheren Wandschubspannungen war die Rohroberfläche zumeist ebenfalls metallisch blank. An Stellen mit geringeren Strömungsgeschwindigkeiten, z.B. im Windschatten der Störstellen, sind dünne Ablagerungsschichten zu sehen.



Abbildung 47: Endoskopische Aufnahmen einzelner Störstellen im heißen und kalten Bereich

Ein negativer Einfluss der Ablagerungen auf die Wärmeleistung des Tauschers konnte im Verlauf der Messungen nicht festgestellt werden. Hierbei ist allerdings zu berücksichtigen, dass das BHKW auf Grund von Betriebsstörungen und schwankendem Wärmebedarf der Verbraucher häufiger an- und abgefahren wurde. Derartige Betriebsweise kann ebenfalls die Verschmutzungsneigung eines Wärmeübertragers unabhängig von den verwendeten Rohren positiv beeinflussen. Für eine abschließende Einschätzung der Verschmutzungstoleranz ist ein kontinuierlicher Betrieb des Wärmeübertragers über einen längeren Zeitraum nötig. Dies soll im Lauf der nächsten Heizperiode erfolgen.

5.2 Maßnahmen zur Verbreitung der Vorhabensergebnisse

Folgende Teilergebnisse wurden während der Projektlaufzeit mit Hinweis auf den Projektträger veröffentlicht:

1. Teilergebnisse über die Messmethoden in strukturierten Rohren wurden auf der Fachtagung für experimentelle Strömungsmechanik in Cottbus vorgestellt und im zugehörigen Tagungsband veröffentlicht. [Mac2015], [Mac2016]
2. Ergebnisse über die Vorgehensweise bei der Simulation von strukturierten Rohren wurden vor einem internationalen Fachpublikum auf der *International Conference on Computational Heat and Mass Transfer* in Krakau präsentiert. Die daraus resultierende Veröffentlichung wurde als *selectet paper* in der Fachzeitschrift „*Journal of Heat Transfer Engineering*“ im Sep. 2017 veröffentlicht. [Mac2017]
3. Weiter wurden Inhalte des Gesamtprojekts auf dem Forschungssymposium der Hochschule Koblenz sowie auf den Kundentagungen von Aprovis Energy Systems GmbH vorgestellt und diskutiert.
4. Ferner wird das gesamte Projekt ein wesentlicher Bestandteil der Dissertationsschrift von Steven Mac-Nelly M. Eng. sein, welche voraussichtlich Ende 2017 eingereicht und somit 2018 veröffentlicht wird.

6 Fazit

Die Zielsetzung des Vorhabens eine deutliche Effizienzverbesserung und Ressourceneinsparung bei der Wärmeauskopplung von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen zu erzielen, ist vollständig erreicht worden. Durch Verwendung der gefundenen gut herstellbaren Rohrwandkonturen mit optimierten Einprägertiefen, Drallwinkeln und Drallabständen gelingt es die Baulänge von Rohrbündelwärmeübertragern für die Anwendung in der Kraft-Wärme-Kopplung im relevanten Reynolds-Zahlen-Bereich um bis 30 % bei gleichem Apparate-Außendurchmesser zu reduzieren und damit Material in der gleichen Größenordnung einzusparen. Umgekehrt wird bei gleicher Baulänge und gleichem Materialeinsatz die ausgekoppelte Wärmemenge erhöht, sofern die dann tieferen Austrittstemperaturen für die jeweilige Anwendung geeignet sind. Alle untersuchten Rohrtypen sind nun mit Verlässlichkeit und einer Genauigkeit von $\pm 5\%$ hinsichtlich übertragbaren Wärmestrom und Druckverlust vorausberechenbar.

Da Abgaswärmeübertrager im BHKW im Vergleich zum Wasserkühler, Ladeluftkühler oder dem Ölkühler im Hinblick auf den exergetischen Wirkungsgrad den Wärmeanteil mit der höchsten Exergie bereitstellen, ist die vollständige Ausnutzung seiner Wärmeauskopplung von erhöhter Bedeutung. In Containerlösungen oder bei begrenztem Bauraum bestehender Anlagen in Gebäuden, bei den aus Platzgründen häufig Apparate in senkrechter Ausführung zum Einsatz kommen, wirkt sich der durch die Ergebnisse erzielte Fortschritt besonders positiv aus, da bisher entweder die Containerabmessungen oder die Raumhöhe oft der begrenzende Faktor darstellen und in einem dadurch verkürzten Wärmeübertrager nicht ausreichend Fläche verbaut werden konnte. Eine kürzere Baulänge und / oder kürzere Bauhöhe um bis zu 30 % und in manchen Fällen darüber hinaus ermöglicht in solchen Fällen nun die Realisierung der angestrebten möglichst niedrigen Austrittstemperatur und damit maximalen Ausnutzung der im Rauchgas enthaltenen Enthalpie.

Entgegen den Erwartungen stellte sich bei den strukturmechanischen Untersuchungen heraus, dass jedwede Umformung von Glattrohren zu Rohren mit konturierten Wandungen nicht zu einer Erhöhung der Steifigkeit führt, sondern dass die Dehnungsbehinderung der durch Abgas erhitzten Rohre in axialer Richtung durch die Rohrplatten und den kalten Mantel des Wärmeübertragers zu geringeren Spannungen auf der Rohrplatte führt als bei Glattrohren. Wie man aus früheren Untersuchungen weiß, begrenzt gerade die Spannungsschwingbreite bei häufigen Aufwärm- und Abkühlvorgängen die Lebensdauer von Abgaswärmeübertragern, die nun um ca. Faktor 2 verringert wird. Das ist im Betrieb positiv. Eine höhere Lebensdauer bei Apparaten mit konturierten Rohren kann daher als gesichert gelten. Das Handling langer konturierter Rohre d.h. der Transport und die Montage der Rohre wird nicht wie erwartet infolge höherer Steifigkeit positiv beeinflusst, sodass sich aus den Ergebnissen keine Empfehlung zur Verringerung der Wandstärke zur Materialeinsparung ableiten lässt.

Aus Sicht der Bearbeiter ist die Frage der Verringerung der Verschmutzung (Fouling) und hier insbesondere die Mechanismen und daher die Vorhersage des Foulings abhängig von den Auslegungsparametern, der verwendeten Gasart (Erdgas, Biogas, Deponiegas, Klärgas oder Grubengas), des Ölverbrauchs des Hubkolbenmotors schon bei Glattrohren für die von der Größenordnung her wichtigen Anwendung von Abgaswärmeübertragern in BHKWs noch immer recht unzureichend geklärt. Dies gilt selbstverständlich auch für sämtliche konturierten Rohre. Zwar gibt es Hinweise, dass die neuartigen Rohre sogar besser sein können, aber eine systematische Untersuchung mit klaren Handlungsempfehlungen und Sicherheiten gibt es nicht. Das Potenzial der CO₂-Einsparung der Kraft-Wärme-Kopplung wird daher nicht ausgeschöpft und nicht selten verringert sich unbemerkt die Menge der ausgekoppelten Abwärme, da bei kleinen und mittleren Anlagen die Abgasaustrittstemperatur nicht ständig verfolgt wird.

7 Literaturverzeichnis

- [UBA2013] „Umwelt Bundesamt,“ 17 07 2013. [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de/node/12350/>. [Zugriff am 02 Dez 2014].
- [LAW66] C. Lawson, R. Kedl und R. Mc Donald, „Enhanced Heat-Transfer Tubes for Horizontal Condensers With Possible Applications in Nuclear Power Plant Design,“ Transactions of the ANS, Bd. 9, Nr. 2, pp. 505-566., 1966.
- [Rav96] T. S. Ravigururajan und A. E. Bergles, „Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes,“ Experimental Thermal and Fluid Science, Bd. 13, Nr. 1, pp. 55-70, 1996.
- [Web71] R. L. Webb, La Crosse und Wisconsin, „A Critical Evaluation of Analytical Solutions and Reynolds Analogy Equations for Turbulent Heat and Mass Transfer in Smooth Tubes,“ 1971.
- [Obt2001] N. Obot und T. Rabas, „Smooth and enhanced tube heat transfer and pressure drop: Part I. Effect of Prandtl number with air, water and glycol/water mixtures,“ International Conference on Heat Exchanger and Enhancement Technology for the Process Industries, Bd. 3, 2001.
- [Wit80] J. Withers, „Tube-Side Heat Transfer and Pressure Drop for Tubes Having Helical Internal Ridging with Turbulent Transitional. Flow of Single-Phase -Fluid. Part 1. Single-Helix Ridging,“ Heat Transfer Engineering, Bd. 2, Nr. 1, pp. 48-58, 1980.
- [Set86] R. Sethumadhavan und M. Raja Rao, „Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics of Single- and Multistart Spirally Enhanced Tubes,“ Journal of Heat Transfer, Bd. 108, pp. 55-61, 1986.
- [Mit2002] J. Mitrovic, Wärmeübertrager Rohre, Essen: Publico, 2002.
- [Pet2011] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng und P. Promvonge, „Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube,“ International Communications in Heat and Mass Transfer, Bd. 38, Nr. 3, pp. 340-347, 2011.
- [Kid70] G. Kidd, „heat transfer pressure drop gas flow spirally corrugated tube,“ Journal of Heat Transfer, pp. 513-518, 1970.
- [Bar2002] A. Barba, S. Rainieri und M. Spiga, „HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A CORRUGATED TUBE,“ International Communications in Heat and Mass Transfer, Bd. 29, Nr. 3, pp. 313-322, 2002.
- [Pöh2007] M. Pöhmann, „Modell zur Berechnung des Wärmeübergangs in Rohren und Kanälen mit technischen Profilrauigkeiten,“ Chemie Ingenieur Technik, pp. 383-394, 2007 79 2007.
- [Hel2004] U. Hellwig und N. Hartwig, CFD-Simulation zur Untersuchung des Strömungsverhalten in Strukturrohren, Wildau, 2004.
- [Wan2010] S. Rainieri, A. Farina und G. Pagliarini, „Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure drop augmentation for laminar flow in spirally enhanced Tubes,“ 2010.

- [Kuk2011] D. Kukulka, R. Smith und K. Fuller, „Development and evaluation of enhanced heat transfer tubes,“ *Applied Thermal Engineering*, Bd. 31, Nr. 13, pp. 2141-2145, 2011.
- [Wil2006] D. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*, La Canada, California: DCW Industries, 2006.
- [Bal] E. Balestrin, R. Luciano, D. Noriler, R. Decker und H. Meier, „Sensibility Study of the Reynolds Stress Model Parameters for Swirling Flows in Cyclones,“ *Chemical Engineering Transactions*, Bd. 43, pp. 1159-1164, 2015.
- [Per2016] M. Perić, Interviewee, *Randbedingungen und Genauigkeitsfragen*. [Interview]. 1 03 2016.
- [VDI] VDI, *VDI-Wärmeatlas*, 10 Hrsg., Berlin; Heidelberg: Springer, 2006.
- [Nad2008] M. Nadler und W. Nieratschker, „Optimierung hochbelasteter Rohrplatten von Rohr-bündelwärmeübertragern,“ *VGB PowerTech*, Bd. 88, Nr. 6, pp. 66-71, 2008.
- [Mac2015] S. Mac Nelly, W. Nieratschker, M. Nadler, D. Raab und A. Delgado, „Experimental and Numerical Investigation of the Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in Corrugated Tubes,“ *Chemical Engineering & Technology*, Bd. 38, Nr. 12, p. 2279–2290, 2015.
- [Mac2015] S. Mac Nelly, M. Nadler, W. Nieratschker, M. Künster und A. Delgado, „Experimentelle und numerische Untersuchung von wandnahen Strömungen in profilierten Rohren,“ *GALA, Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik*, Nr. 23, 2015.
- [Mac2016] S. Mac Nelly, M. Nadler, W. Nieratschker, C. Wingender und A. Delgado, „Investigation of flow fields in corrugated tubes by LDV measurements,“ in *GALA, Fachtagung für experimentelle Strömungsmechanik*, Cottbus, 2016.
- [Mac2017] S. Mac Nelly, W. Nieratschker, M. Nadler, K. Einsle und A. Delgado, „Calibration of the Reynolds-Stress-Modell for the Simulation of corrugated Tubes“ in *Heat Transfer Engineering Journal*, online, 2017