

**Steigerung der Energie- und Kosteneffizienz bei der
Abwärmenutzung durch Optimierung von Strukturrohren in
Rohrbündelwärmeübertragern**

Von der Fakultät Maschinenbau
der Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades einer Doktor-Ingenieurin
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Alexandra Harleß

aus Waldmünchen

Hamburg 2017

Erstgutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Michael Breuer
Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg
Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Eberhard Franz
Technische Hochschule Nürnberg Georg Simon Ohm
Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Markus Bause
Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg

Tag der mündlichen Prüfung: 17.02.2017

Danksagung

Während meiner Arbeit an der vorliegenden Dissertation hatte ich das Glück, mit Menschen zusammenzuarbeiten, die mich sowohl persönlich als auch fachlich beeindruckt haben, die mich auf unterschiedliche Weise unterstützt haben und so zum Gelingen dieses Projektes beigetragen haben. Ihnen allen möchte ich im Folgenden meinen Dank aussprechen.

Die Arbeit entstand während meiner Tätigkeit an der Fakultät Verfahrenstechnik der Technischen Hochschule Nürnberg. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Eberhard Franz für unzählige fachliche Diskussionen, konstruktive Kritik, motivierende Impulse und für die Unterstützung bei der Einwerbung von Forschungsmitteln. Ohne sein Engagement wäre diese Arbeit nicht zustande gekommen.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Breuer von der Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr danke ich herzlich für seine fachliche Unterstützung und die konstruktiven Beiträge zu dieser Arbeit sowie zu den gemeinsamen Veröffentlichungen. Sein kontinuierlicher Einsatz leistete einen wesentlichen Beitrag zum erfolgreichen Abschließen meiner Dissertation. Mein Dank geht weiterhin an Prof. Dr. rer. nat. Markus Bause für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Den Professoren und Mitarbeitern der Fakultät Verfahrenstechnik der Technischen Hochschule Nürnberg danke ich für die ausgesprochen angenehme Arbeitsatmosphäre und die Unterstützung in fachlichen und organisatorischen Belangen. Insbesondere gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Tilman Botsch für fachliche Diskussionen und konstruktive Kritik. Mein herzlicher Dank geht an Frau Monika Linz für ihre organisatorische Unterstützung und die vielen motivierenden Gespräche. Danken möchte ich weiterhin den Herren Heinz Barthelmeß, Matthias Wieland und Michael Größmann für die Unterstützung beim Aufbau und Betrieb des Versuchsstandes. Ferner gilt mein Dank den zahlreichen Studierenden, die mich beim Aufbau des Versuchsstandes und bei den Messungen tatkräftig unterstützt haben.

Bedanken möchte ich mich darüber hinaus bei allen Mitwirkenden der Forschungsoperation zum Thema Strukturrohre. Es hat mir viel Freude bereitet in diesem Team arbeiten zu dürfen.

Meiner Familie danke ich von Herzen für die Unterstützung und den Zuspruch. Meinen Eltern und meinem Bruder danke ich insbesondere dafür, dass sie mir ermöglicht haben meinen eigenen Weg zu gehen.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinem Mann Wolfgang bedanken, der mir immer den Rücken frei gehalten hat, mich wann immer es nötig war aufgebaut und mich unermüdlich motiviert hat. Für diese Anstrengungen werde ich ihm immer dankbar sein.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Tabellenverzeichnis	vi
Symbolverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Hintergrund der Arbeit	1
1.2 Stand von Wissenschaft und Technik	3
1.2.1 Experimentelle und numerische Arbeiten zu Strukturrohren	5
1.2.2 Bewertungskenngrößen der Leistungsfähigkeit von Strukturrohren	9
1.2.3 Umsetzung der Forschungsergebnisse in der Industrie	14
1.3 Ziele der Arbeit	15
1.4 Struktur der Arbeit	16
2 Versuchsstand zur Messung von Wärmeübergang und Druckverlust	18
2.1 Versuchsaufbau	18
2.2 Auswertung der Messergebnisse	22
2.2.1 Berechnung der Reynoldszahl und der Prandtlzahl	23
2.2.2 Berechnung der Nußeltzahl aus den Messwerten	24
2.2.3 Berechnung des Reibungsbeiwerts aus den Messwerten	28
2.3 Betrachtung der Messunsicherheit	30
2.4 Validierung des Versuchsaufbaus	31
3 Messergebnisse – Nußeltzahl und Reibungsbeiwert	35
3.1 Aufbereitung und Weiterverarbeitung der Messdaten	35
3.2 Technische Randbedingungen bei der Herstellung von Drallrohren und deren Auswirkung auf den untersuchten Parameterraum	38
3.3 Einfachdrallrohre	39
3.3.1 Messergebnisse	40
3.3.2 Approximationsfunktionen und Sensitivität	45
3.4 Kreuzdrallrohre	49
3.4.1 Messergebnisse	50
3.4.2 Approximationsfunktionen und Sensitivität	55
4 Grundlagen und Begriffserklärungen zur Optimierung	59

5	Prozessunabhängige Optimierung	64
5.1	Einführendes Praxisbeispiel und daraus abgeleitete Strategie	64
5.2	Zielfunktionen für die prozessunabhängige Optimierung	66
5.3	Ergebnisse der prozessunabhängigen Optimierung	69
5.3.1	Einfachdrallrohre	69
5.3.2	Kreuzdrallrohre	72
5.3.3	Gesamtergebnis der prozessunabhängigen Optimierung	75
5.3.4	Einfluss der Reynoldszahl auf die Paretofront	77
5.3.5	Transfer der prozessunabhängigen Optimierungsergebnisse auf die praktische Anwendung	78
6	Auslegung und Kostenkalkulation von Abgaswärmeübertragern	82
6.1	Randbedingungen	82
6.2	Auslegung mit einheitlicher Oberfläche	84
6.3	Auslegung mit teilstrukturierten Rohren	86
6.4	Kostenmodellierung	89
6.5	Umsetzung der Auslegung und Kostenkalkulation	91
7	Prozessspezifische Optimierung von Abgaswärmeübertragern mit Strukturrohren	94
7.1	Zielfunktionen für die prozessspezifische Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern	94
7.2	Ergebnisse der prozessspezifischen Optimierung	95
7.2.1	Einfluss der Prozessspezifikationen auf die Herstellungskosten	96
7.2.2	Auswirkungen des variierenden Legierungszuschlags auf die Herstellungskosten	107
7.2.3	Auswirkungen der Teilstrukturierung auf den Druckverlust	114
8	Zusammenfassung und Ausblick	117
	Anhang	121
	Literatur	128

Abbildungsverzeichnis

1.1	Übersicht unterschiedlicher Strukturtypen.	4
1.2	Einfach- und Kreuzdrallrohr mit den Geometrieparametern Drallwinkel, -abstand und -tiefe.	5
1.3	Turbulente Strömung im Strukturrohr mit Strömungsablösung, Rezirkulation und Anlaufbereich.	6
1.4	Abhängigkeit der Strömungsablösung, der Rezirkulation und des Anlaufbereichs von der Strukturtiefe und dem Strukturabstand.	7
2.1	Verfahrensfließbild des Versuchsstandes.	19
2.2	Schematische Darstellung der Positionierung der Messsonden im Versuchsstand.	20
2.3	Aufnahmhülse zur Befestigung der Thermoelemente bei 75 % des Rohrinnenradius.	21
2.4	Aufbau der statischen Druckmesssonde.	22
2.5	Fotografie des Versuchsstandes.	23
2.6	Grafische Darstellung der Wilson-Plot-Methode.	26
2.7	Infinitesimales Rohrelement zur Herleitung des Druckverlustes der reibungsbehafteten Rohrströmung.	28
2.8	Nußeltzahl Nu_G im Glattrohr in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re mit und ohne Interpolation im Übergangsbereich.	32
2.9	Nußeltzahl eines Glattrohres als Funktion der Reynoldszahl. Vergleich der gemessenen und berechneten Werte.	33
2.10	Reibungsbeiwert eines Glattrohres als Funktion der Reynoldszahl. Vergleich der gemessenen und berechneten Werte.	34
3.1	Verteilung der dimensionslosen Drallparameter der untersuchten EDR.	40
3.2	Nu_S / Nu_G dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen.	41
3.3	$f_{D,S} / f_{D,G}$ dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen.	42
3.4	Nu_S / Nu_G ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Drallwinkeln.	43
3.5	$f_{D,S} / f_{D,G}$ ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Drallwinkeln.	43
3.6	Nu_S / Nu_G ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen. Einfluss der Kombination von Dralltiefe und Drallwinkel.	44

3.7	$f_{D,S}/f_{D,G}$ ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen. Einfluss der Kombination von Dralltiefe und Drallwinkel.	45
3.8	Verteilung der dimensionslosen Drallparameter der untersuchten KDR.	51
3.9	Nu_S/Nu_G dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen und Drallwinkeln.	52
3.10	$f_{D,S}/f_{D,G}$ dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen und Drallwinkeln.	53
3.11	Nu_S/Nu_G dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei konstanten Dralltiefen.	54
3.12	$f_{D,S}/f_{D,G}$ dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei konstanten Dralltiefen.	55
4.1	Allgemeine Darstellung der Pareto-Optimalität für ein min-max Problem.	61
4.2	Ausschnitt aus einem Ablaufschema eines einfachen evolutionären Algorithmus.	62
5.1	Relative Rohrlänge über relativem Druckverlust verschiedener EDR und KDR bei konstantem Wärmestrom.	65
5.2	Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für eingängige EDR mit unterschiedlichen Drallparametern.	70
5.3	Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für dreigängige EDR mit unterschiedlichen Drallparametern.	72
5.4	Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für dreigängige KDR mit unterschiedlichen Drallparametern.	73
5.5	Detailansichten zu Abbildung 5.4.	74
5.6	Zusammenführung der Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für ein- und dreigängige EDR und für dreigängige KDR mit unterschiedlichen Drallparametern bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$	76
5.7	Vergleich der Paretofronten und der Teilfronten bei unterschiedlichen Reynoldszahlen.	79
5.8	Verteilung der für die Kostenoptimierung ausgewählten Strukturgeometrien im Zielraum.	80
6.1	Skizze eines Abgaswärmeübertragers.	83
6.2	Skizze eines Rohres im Abgaswärmeübertrager.	85
6.3	Skizze eines teilstrukturierten Rohres im Abgaswärmeübertrager.	87
6.4	Einfluss der Teilstrukturierung und deren Positionierung auf den Wärmestrom \dot{Q} und den Druckverlust Δp	88
6.5	Entwicklung des Legierungszuschlages für geschweißte Rohre aus hochlegiertem Stahl im Zeitraum von 01/2008 bis 06/2016.	90
6.6	Ablaufschema der Auslegung und Kostenkalkulation von Abgaswärmeübertragern.	92

7.1	Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe für den Referenzfall I bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$	98
7.2	Relative Herstellungskosten C_{rel} bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfes und der Alternativentwürfe (Referenzfall I).	100
7.3	Anteil der Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten an den Herstellungskosten des Referenzentwurfes bzw. der Alternativentwürfe für den Referenzfall I bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$	101
7.4	Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe für den Referenzfall II bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$	103
7.5	Relative Herstellungskosten C_{rel} bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfes und der Alternativentwürfe (Referenzfall II).	105
7.6	Anteil der Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten an den Herstellungskosten des Referenzentwurfes bzw. der Alternativentwürfe für den Referenzfall II bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$	106
7.7	Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe für den Referenzfall III bei unterschiedlichen Legierungszuschlägen.	108
7.8	Relative Herstellungskosten C_{rel} bei unterschiedlichen Legerierungszuschlägen, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfes und der Entwürfe 1 bis 4 (Referenzfall III).	111
7.9	Relative Herstellungskosten C_{rel} bei unterschiedlichen Legerierungszuschlägen, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfes und der Entwürfe a bis c (Referenzfall III).	112
7.10	Anteil der Materialkosten an den Herstellungskosten des Referenzentwurfes bzw. der Entwürfe 1 bis 3 für den Referenzfall III bei unterschiedlichen Legierungszuschlägen.	113
7.11	Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} unter Einbezug der Teilstrukturierung für den Referenzfall II bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$	115
A.1	Ergänzende Messreihen von Nu_S / Nu_G und $f_{D,S} / f_{D,G}$ diverser ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl mit unterschiedlichen Drallparametern.	123
A.2	Messreihen der im einführenden Beispiel in Abschnitt 5.1 verwendeten dreigängigen Einfach- und Kreuzdrallrohre mit einem Drallwinkel von $\varphi = 19^\circ$ und unterschiedlichen Dralltiefen t	124

Tabellenverzeichnis

1.1	Performance Evaluation Criteria (PEC) für Rohrbündelwärmeübertrager mit den jeweiligen Zielgrößen und Randbedingungen.	12
3.1	Liste der untersuchten Einfachdrallrohre.	39
3.2	Sensitivitäten von Nu_S bzw. $f_{D,S}$ von Einfachdrallrohren bezüglich der dimensionslosen Geometrieparameter.	47
3.3	Sensitivitäten von Nu_S zweier Einfachdrallrohre bezüglich der Fertigungstoleranzen.	49
3.4	Sensitivitäten von $f_{D,S}$ zweier Einfachdrallrohre bezüglich der Fertigungstoleranzen.	49
3.5	Liste der untersuchten Kreuzdrallrohre.	50
3.6	Sensitivitäten von Nu_S bzw. $f_{D,S}$ von Kreuzdrallrohren bezüglich der dimensionslosen Geometrieparameter.	57
3.7	Sensitivitäten von Nu_S und $f_{D,S}$ eines dreigängigen Kreuzdrallrohres bezüglich der Fertigungstoleranzen.	58
5.1	Abmessungen der für die prozessspezifische Optimierung ausgewählten Strukturrohre.	81
7.1	Prozessspezifikationen für den Referenzfall I (Nennleistung: 560 kW). . .	97
7.2	Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 4 für den Referenzfall I.	99
7.3	Prozessspezifikationen für den Referenzfall II (Nennleistung: 230 kW). . .	102
7.4	Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 3 für den Referenzfall II.	104
7.5	Prozessspezifikationen für den Referenzfall III (Nennleistung: 1000 kW). .	107
7.6	Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 4 für den Referenzfall III.	109
7.7	Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe a bis c für den Referenzfall III.	110
A.1	Tabelle der Messunsicherheiten $u(x_k)$ der Messgrößen x_k	121
A.2	Aufbau der Zuordnungsliste der Kombinationen aus Rohr- und Bündeldurchmesser zu den Material- und Fertigungskosten.	122
A.3	Aufbau der Zuordnungsliste der Kombinationen aus Rohr- und Bündeldurchmesser zu den konstruktiven Details des Mantelraums.	122

Symbolverzeichnis

Die Einheiten einiger in dieser Arbeit verwendeter Symbole sind kontextabhängig. Dies wird durch die Abkürzung „div.“ gekennzeichnet. Bei dimensionslosen Größen ist in der Einheitenspalte „-“ eingetragen.

<i>Symbol</i>	Einheit	Bedeutung
Skalare (Lateinische Großbuchstaben)		
A	m^2	Fläche
C		Herstellungskosten
C_{GP}	€/m	Grundpreis Rohre pro Meter
C_{LZ}	€/kg	Legierungszuschlag
C_{LZ}^*	-	Verhältnis der Herstellungskosten bei unterschiedlichen Legierungszuschlägen
C_{MT}	€	Materialkosten Rohre
C_S	€/m	Strukturierungskosten pro Meter
F_H	-	Korrekturfaktor Nußeltzahl (Rohreinlauf bei kurzen Rohren)
\dot{G}	$\text{kg}/(\text{s m}^2)$	Massenstromdichte
L	m	Länge
Nu	-	Nußeltzahl allgemein
Nu_P	-	Nußeltzahl im Glattrrohr, definiert nach Gl. (2.37)
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}'	W/m	Wärmestrom pro Längeneinheit
P	W	Leistung
Pr	-	Prandtlzahl
R	K/W	Wärmewiderstand
Re	-	Reynoldszahl
S	-	Sensitivität
\dot{S}'_{gen}	W/K	Entropiestrom
T	K	absolute Temperatur
U	m	Umfang
Skalare (Lateinische Kleinbuchstaben)		
c_p	J/(kg K)	wahre spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

<i>Symbol</i>	Einheit	Bedeutung
$c_{pm} _{\vartheta_e}^{\vartheta_a}$	J/(kg K)	zwischen ϑ_e und ϑ_a gemittelte spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	m	Durchmesser
f	-	Reibungsbeiwert, allgemein
f_D	-	Reibungsbeiwert Darcy-Weisbach
f_F	-	Reibungsbeiwert Fanning
h	div.	Schrittweite
j	-	Colburn Faktor
k	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient
kA	W/K	Wärmeübertragungsfähigkeit (Bezug: von Fluid 1 durch Rohrwand an Fluid 2)
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	-	Gangzahl der Drallung
n_R	-	Anzahl Rohr im Rohrbündel
p	bar, Pa	Druck
r	m	Radius
s	m	Rohrwanddicke
t	m	Dralltiefe
u	div.	Messunsicherheit
u_m	m/s	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
v_{AF}	%	Volumenanteil Glykol (Antifrogen [®] N)
w_i	-	Gewichtungsfaktor
x_{CO_2}	-	Massenanteil Kohlenstoffdioxid im Rauchgas
x_{H_2O}	-	Massenanteil Wasser im Rauchgas
\vec{x}_i^*	div.	optimale Lösung
x_k	div.	direkt gemessene Größe
y_i	div.	indirekt gemessene Größe

Griechische Symbole

α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
Δ	div.	Differenz allgemein
Δp	bar, Pa	Druckverlust
$\Delta\vartheta_{log}$	K	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
$\varepsilon_{PF} _a^b$	-	Steigung der Paretofront zwischen den Punkten a und b
ε_t	-	Steigung der Isolinie konstanter Dralltiefe t
ε_φ	-	Steigung der Isolinie konstanter Drallwinkel φ
η	Pa s	dynamische Viskosität
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_m	°C	kalorische Mitteltemperatur

<i>Symbol</i>	Einheit	Bedeutung
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
τ_W	Pa	Wandschubspannung
φ	°	Drallwinkel
φ_{90°	-	dimensionsloser Drallwinkel $\varphi_{90^\circ} = (90^\circ - \varphi)/90^\circ$

Indizes

0	Entwicklungspunkt
1	Fluid 1, Rohrrinnenseite (Luft bzw. Rauchgas)
2	Fluid 2, Mantelseite (Wasser bzw. Wasser/Glykol-Gemisch)
<i>B</i>	Rohrbündel
<i>I</i>	Impuls
<i>F</i>	Reibung
<i>G</i>	Glattrohr
<i>R</i>	Rohr
<i>S</i>	Strukturrohr
<i>a</i>	am Austritt
<i>ch</i>	charakteristisch
<i>e</i>	am Eintritt
<i>h</i>	hydraulisch
<i>i</i>	auf der Rohrrinnenseite
<i>m</i>	gemittelt
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>o</i>	auf der Rohraußenseite
<i>q</i>	Querschnitt
<i>ref</i>	Referenzentwurf
<i>rel</i>	relativ
<i>spez</i>	Prozessspezifikation
<i>v</i>	auf Volumeneinheit bezogen
<i>w</i>	Rohrwand
<i>z</i>	Übergang zwischen Glatt- und Strukturrohr
<i>zul</i>	zulässig

Abkürzungen

1n	eingängig
3n	dreigängig
BHWK	Blockheizkraftwerk
CAD	Computer Aided Design

<i>Symbol</i>	Einheit	Bedeutung
CFD		Computational Fluid Dynamics
EA		Evolutionärer Algorithmus
EDR		Einfachdrallrohr
ID		Zuordnungsnummer
KDR		Kreuzdrallrohr
LZ		Legierungszuschlag
RB		Randbedingung
SPEZ		Prozessspezifikation

1 Einleitung

Im Zeitalter der deutschen Energiewende ist die öffentliche Diskussion geprägt durch den Streit über die Verteilung erneuerbar erzeugter Nutzenergie [1–3], die Wirtschaftlichkeit vorhandener, fossiler Energieumwandlungsanlagen [4–6] oder die Zulässigkeit der Errichtung von Anlagen zur regenerativen Energieumwandlung [7–9]. Der Ausbau der Erzeugung von Nutzenergie aus erneuerbaren Quellen ist stark von politischen Vorgaben geprägt. So ist nach einer explosionsartigen Zunahme der Errichtung von Biogasanlagen durch die Novellierung des EEG [10] der Neubau solcher Anlagen mittlerweile fast vollständig zum Erliegen gekommen [11, 12].

Die Steigerung der Energieeffizienz könnte naturgemäß einen erheblichen Beitrag zum Gelingen der Energiewende beitragen. Erstaunlicherweise ist dieses Thema in der öffentlichen Diskussion unterrepräsentiert.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der wärmetechnischen und wirtschaftlichen Optimierung von Wärmeübertragern und liefert damit einen Beitrag zur Steigerung der Energieeffizienz, da Wärmeübertrager Kernbestandteile nahezu jeder Energieumwandlungsanlage sind.

1.1 Motivation und Hintergrund der Arbeit

Wärmeübertrager sind energietechnische Komponenten, die in großer Anzahl in unterschiedlichsten Anwendungen zum Einsatz kommen. In der chemischen Industrie und in der Energietechnik finden häufig Rohrbündelwärmeübertrager Verwendung. Sie werden z. B. als Abgaswärmeübertrager bei Blockheizkraftwerken (BHKW), bei industriellen Dampfkesselanlagen oder in Gas- und Dampf-Kraftwerken eingesetzt. Abgaswärmeübertrager werden zur Steigerung der Energieeffizienz dieser Anlagen verwendet und bringen als Komponente gesehen ein großes Optimierungspotential mit sich. Je nach Anlagentyp entfällt ein unterschiedlich hoher Anteil der Investitionskosten der Gesamtanlage auf die installierten Wärmeübertrager. So entfallen bei Raffinerien in Europa etwa 30 % der Investitionskosten auf Wärmeübertrager [13].

Bei Abgaswärmeübertragern wird die im heißen Abgas enthaltene thermische Energie auf ein flüssiges Medium (z. B. Wasser, Thermalöl, etc.) übertragen. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Gasseite ist typischerweise etwa 100 mal kleiner als auf der Flüssigkeitsseite. Um diesen Nachteil auszugleichen, wird bei der Optimierung von Wärmeübertragern die Wärmeübertragungsfähigkeit erhöht, was sowohl zur Materialeinsparung als auch zur Reduzierung der Pumpen- bzw. Gebläseleistung genutzt werden kann. Dies führt unmittelbar zur Senkung von Betriebs- und Investitionskosten und stellt einen zusätzlichen Anreiz für den Einsatz energieeffizienter Anlagen mit Abgaswärmeübertragern dar.

Die Wärmeübertragungsfähigkeit kann mit Hilfe unterschiedlichster Methoden gesteigert werden. Dies kann z. B. durch Vergrößerung der Oberfläche mittels Rippen, durch in die Wärmeübertragerrohre eingeschobene Draht- oder Blechwendeln oder durch Verformungen der Oberfläche (Strukturrohre) erreicht werden. Neben diesen und weiteren *passiven*¹ Techniken, werden auch *aktive*¹ Techniken, wie das Einbringen von Vibrationen auf die Oberflächen oder auf das Fluid angewendet. Eine Übersicht über die unterschiedlichen Techniken wird von Bergles [14, S. 11.1 ff.] dargestellt.

Durch die Optimierung der Wärmeübertragungsfähigkeit lassen sich verschiedene Ziele erreichen:

- Steigerung der Kompaktheit in Form einer Reduzierung des Volumens und/oder der Baulänge,
- Reduzierung der logarithmischen Temperaturdifferenz², mit dem Ziel die Betriebskosten zur Bereitstellung von Prozesswärme bzw. -kälte zu senken,
- Erhöhung des übertragenen Wärmestroms, um vorhandene Ressourcen effektiver zu nutzen,
- Reduzierung der Pump- bzw. Gebläseleistung, um Betriebskosten zu senken,
- Reduzierung der Herstellungskosten durch Materialeinsparung.

Häufig sollen mehrere dieser Ziele erfüllt werden. Da die Ziele miteinander in Konkurrenz stehen, muss ein optimaler Kompromiss zwischen den Zielen gefunden werden, was mit Hilfe der *Pareto-Optimalität* erreicht werden kann.

Das Optimierungspotential hängt von einer Vielzahl an Faktoren (Randbedingungen) ab. Wichtigste Randbedingung bei Abgaswärmeübertragern ist die vom Anwender vorgegebene Prozessspezifikation. Diese beinhaltet in der Regel sämtliche Prozessbedingungen wie Massenströme, Ein- und Austrittstemperaturen, zulässige Druckverluste und/oder Strömungsgeschwindigkeiten, Zusammensetzungen der beteiligten Fluide und geometrische Bedingungen wie maximale Bündel- und Rohrdurchmesser. Weiterhin werden

¹Aktive Techniken benötigen einen zusätzlichen Energieeintrag, wohingegen passive Techniken ohne externen Energieeintrag anwendbar sind.

²Mittlere Temperaturdifferenz der beteiligten Medien (siehe Gleichung (2.7) auf S. 24)

trotz der Einzelanfertigung von Abgaswärmeübertragern häufig standardisierte Bauteile oder Abmessungen verwendet. Ein weiterer Einfluss auf das Optimierungspotential von Abgaswärmeübertragern haben schwankende Materialpreise – vor allem in Form des Legierungszuschlages.

Im industriellen Alltag werden Wärmeübertrager mit Hilfe kommerziell verfügbarer Software ausgelegt. Dabei werden die Prozessspezifikationen, die Basisabmessungen des Wärmeübertragers (Rohr- und Bündeldurchmesser, Rohrspiegel, Stromführung, etc.) und der Rohrtyp (z. B. Glatt-, Rippen- oder Strukturrohr, Geometrie der Rippen bzw. der Strukturierung, etc.) vorgegeben. Die Auswahl der Basisabmessungen und des Rohrtyps wird dabei häufig aufgrund von Erfahrungen aus ähnlichen, bereits realisierten Projekten getroffen. Wegen der breiten Auswahl an Rohrtypen und der Vielzahl einzuhaltender Randbedingungen ist es hierbei häufig schwierig, den Wärmeübertrager so auszulegen, dass die Prozessspezifikation erfüllt ist *und* ein optimaler Kompromiss zwischen den unterschiedlichen Optimierungszielen gefunden wird.

Aufgrund der kostengünstigen und einfachen Herstellbarkeit von Strukturrohren konzentriert sich die vorliegende Arbeit auf diese. Die vorgestellten Optimierungsansätze können aber auch für andere Rohrtypen eingesetzt werden.³

Im Folgenden wird der Stand von Wissenschaft und Technik bezüglich Strukturrohren und Bewertungskenngrößen für Wärmeübertrager vorgestellt. Anschließend werden die Ziele dieser Arbeit erläutert. Das Kapitel schließt mit Hinweisen zum Aufbau der Arbeit.

1.2 Stand von Wissenschaft und Technik

Strukturrohre sind Rohre, die eine auf der Innen- und/oder Außenseite verformte Oberfläche aufweisen. Die Verformung kann durch unterschiedliche Herstellungsprozesse erreicht werden. Abbildung 1.1 zeigt Strukturrohre, die durch unterschiedliche Herstellungsprozesse entstehen, aber vergleichbare Strömungsformen aufweisen. In Abbildung 1.1a und 1.1b sind Rohre mit quer zur Rohrachse verlaufenden Strukturen dargestellt. Abbildungen 1.1c bis 1.1e stellen Rohre mit spiralförmigen Strukturen dar. Die Herstellung der Strukturen kann durch Ziehen mit entsprechend geformten Matrizen und Dornen, durch Einschieben von Drahtwendeln oder durch Aufprägen mit Rollen über die Außenseite der Rohre erfolgen. Dadurch entstehen unterschiedliche Profile der Strukturen (Abb. 1.1f), wobei die Ausprägung der Strukturgeometrien dabei vom verwendeten Rohrmaterial und Herstellungsverfahren abhängt.

Im Rohr treten je nach Kombination der Strukturgeometrie, Strömungsgeschwindigkeiten und Stoffeigenschaften unterschiedlich zu charakterisierende Strömungsformen auf. Das

³ggf. sind dann leichte Modifikationen notwendig

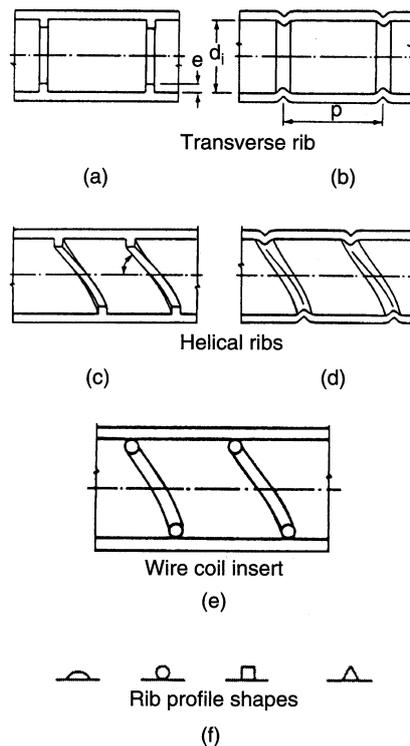


Abbildung 1.1: Durch verschiedene Herstellungsmethoden entstandene Strukturtypen: (a) und (b) sind Strukturrohre mit quer zur Achse verlaufenden Strukturen, (c) bis (e) sind Strukturrohre mit spiralförmigen Strukturen, (f) fasst unterschiedliche Strukturprofile zusammen (aus [15, S. 300]).

Fluid kann die Rohrinneenseite spiralförmig entlang der Struktur umlaufen, was zu einer höheren Strömungsgeschwindigkeit führt. Weiterhin treten Strömungsablösungen und Rezirkulationen auf, wodurch die thermische Grenzschicht, die den Wärmeübergang behindert, wiederholt gestört wird. Beides resultiert in einem höheren Wärmeübergang, erhöht aber gleichzeitig auch den Druckverlust.

Ein typischer Vertreter von Strukturrohren sind Drallrohre⁴. Abbildung 1.2 zeigt ein Einfachdrallrohr (EDR) und ein Kreuzdrallrohr (KDR) mit den Geometrieparametern Dralltiefe t , Drallabstand p und Drallwinkel φ . Diese entstehen in einem kontinuierlichen Fertigungsprozess durch Kaltumformen gewöhnlicher Glattröhre. Dabei werden eine oder mehrere Rollen in vorgegebenem Winkel am Umfang des Rohres angesetzt und rotieren um das Glattrrohr. Die Dralltiefe kann durch Zustellen in radialer Richtung eingestellt werden. Bei Kreuzdrallrohren werden zwei Anordnungen von Rollen mit gegensinnigem Winkel verwendet. Durch den Fertigungsprozess bedingt ergibt sich der Drallabstand p

⁴Im Folgenden wird für Sachverhalte, die sich auf *strukturierte* Rohre im Allgemeinen beziehen, den Begriffen die Bezeichnung *Struktur* vorangestellt. Bezieht sich ein Sachverhalt explizit auf *gedrallte* Rohre, so wird die Bezeichnung *Drall* vorangestellt.

zu

$$p = \tan(\varphi) \frac{\pi(d_o - 2t)}{n}, \quad (1.1)$$

wobei n die Anzahl der Drallrollen (Gangzahl) im Werkzeugkopf ist.

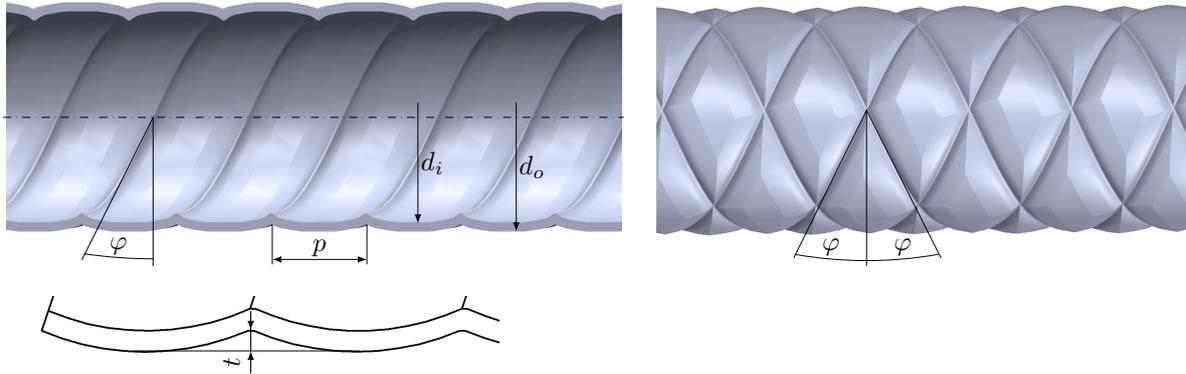


Abbildung 1.2: Einfachdrallrohr (links) und Kreuzdrallrohr (rechts) mit den Geometrieparametern Drallwinkel φ , Drallabstand p und Dralltiefe t .

1.2.1 Experimentelle und numerische Arbeiten zu Strukturrohren

Im Folgenden werden zunächst die im Strukturrohr auftretenden Strömungsformen beschrieben und die unterschiedlichen Einsatzbedingungen für Strukturrohre und die verwendeten Wärmeträgermedien vorgestellt. Die unterschiedlichen Einsatzbedingungen führen zu unterschiedlichen Anforderungen und Optimierungszielen für Wärmeübertrager und somit zu verschiedenen Bewertungsmethoden, welche anschließend diskutiert werden.

Arman und Rabas [16] beschreiben die Strömung in querstrukturierten Rohren durch mehrere Zonen (siehe Abbildung 1.3). Demnach bildet sich vor der Struktur ein Rezirkulationsbereich aus. Auf der Struktur kommt es zu einer Strömungsablösung. Dahinter entsteht ein weiterer Rezirkulationsbereich, bis es zum Wiederanlegen der Strömung stromabwärts kommt. Ab dieser Stelle bildet sich die Grenzschicht bis zur nachfolgenden Strukturierung neu aus. Webb et al. [17] führten Messreihen für unterschiedliche Strukturweiten und Abstände bei querstrukturierten Rohren durch. In [15, S. 301] berichten Webb und Kim, dass sich die Strömung im Abstand von etwa sechs- bis achtfacher Strukturhöhe hinter der Struktur wieder anlegt. Bei weiterer Reduzierung des Strukturabstandes fände kein Wiederanlegen statt (siehe Abbildung 1.4). Weiterhin wären die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten, wenn der Strukturabstand etwa das 10 bis 15-fache der Strukturhöhe beträgt. Mac Nelly et al. [18] haben mittels CFD-Simulationen das Auftreten von stehenden Wirbeln zwischen den Strukturen eines querstrukturierten Rohres berechnet. Mit Hilfe eines Laser-Doppler-Anemometers haben die Autoren das

Geschwindigkeitsprofil an verschiedenen axialen Positionen zwischen den Strukturen vermessen und konnten somit die CFD-Simulationen verifizieren.

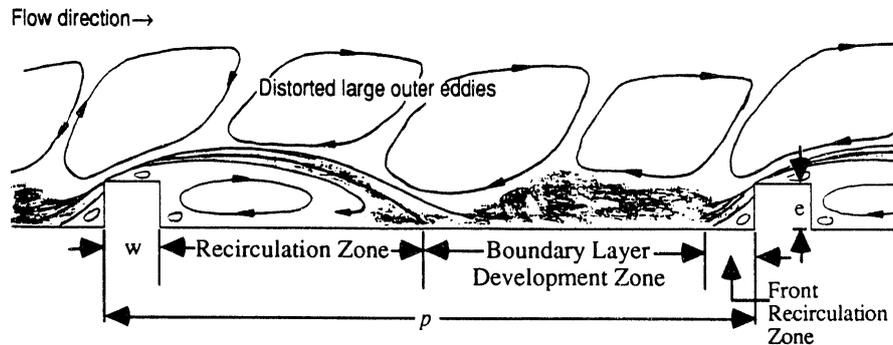


Abbildung 1.3: Turbulente Strömung im Strukturrohr mit Strömungsablösung, Rezirkulation und Anlaufbereich (aus [16, S. 5]).

Sind im Rohr spiralförmige Strukturierungen aufgebracht, hat dies Auswirkungen auf die Strömungsform. Je nach Kombination der Strukturparameter und der Reynoldszahl tritt eine mehr oder weniger stark ausgeprägte Rotation der Strömung auf. Dies war Gegenstand der Untersuchungen von Li et al. [19] und Ravigururajan und Bergles [20]. Li et al. [19] verwendeten die Wasserstoffbläschenmethode zur Darstellung der Strömung und konnten die Strömungsablösung und Rezirkulation zwischen den Strukturierungen sichtbar machen. Sie stellten weiterhin auch bei turbulenter Strömung eine spiralförmige Bewegung fest. Ravigururajan und Bergles [20] verwendeten zur Visualisierung der Strömung Wasser und setzten Markierungen mit Hilfe von Farbstoffen. Sie untersuchten den Einfluss der Strukturierparameter von in Glattrohren eingebrachten Drahtwindeln. Dabei zeigte sich sowohl eine Rotationsströmung als auch die Überströmung der Strukturelemente. Die Autoren fanden, dass die Rotationsströmung bei großen Winkeln ($\varphi > 70^\circ$)⁵ dominiert. Im Gegensatz dazu würde bei kleinen Winkeln ($\varphi < 30^\circ$) die Überströmung der Strukturelemente dominieren. Weiterhin zeigten Ravigururajan und Bergles [20], dass sich mit steigender Strukturtiefe der Winkel der Rotationsströmung an den Winkel der Strukturierung annähert. Mac Nelly et al. [21] untersuchten mittels numerischer Strömungssimulation die tangentialen Geschwindigkeitskomponente in spiralförmig gedrahten Rohren. Sie fanden, dass der Anteil der Tangentialgeschwindigkeit und somit der Rotationsanteil mit steigendem Winkel zunimmt. Weiterhin untersuchten die Autoren die Tangentialgeschwindigkeit in Kreuzdrallrohren. Dabei führten die gegensinnigen Drallungen zum Verschwinden der über den Rohrquerschnitt gemittelten Tangentialgeschwindigkeit.

Arman und Rabas [16], Obot et al. [22], Webb et al. [17] und Vicente et al. [23] untersuchten Strukturrohre bei unterschiedlichen Prandtlzahlen. Danach hängt der Wärmeübergang bei Strukturrohren ebenso wie bei Glattrohren von der Prandtlzahl ab. Webb et al. [17]

⁵Die Winkelangabe bezieht sich im Gegensatz zur Originalquelle nicht auf die Rohrachse, sondern auf die Darstellung in Abbildung 1.2.

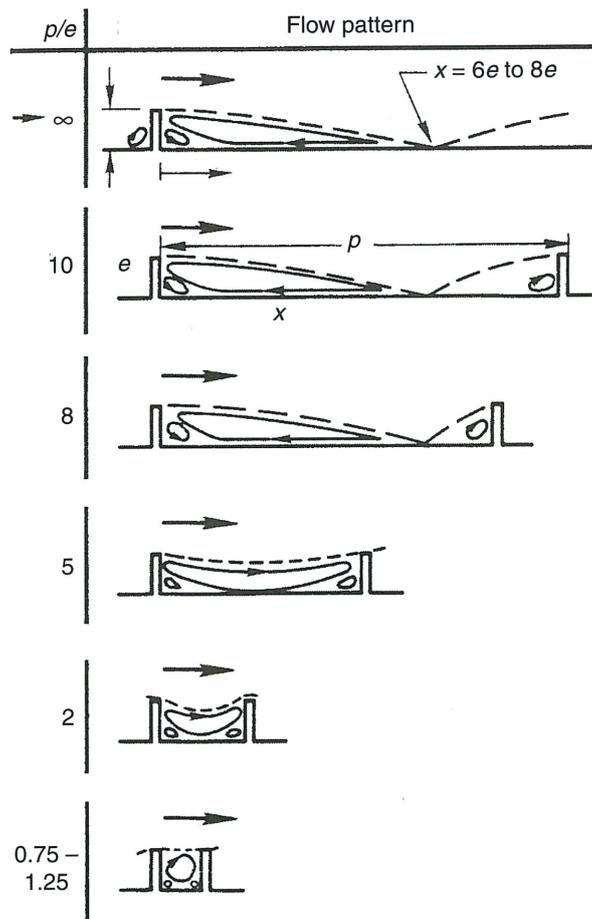


Abbildung 1.4: Abhängigkeit der Strömungsablösung, der Rezirkulation und des Anlaufbereichs von der Strukturtiefe und dem Strukturabstand (aus [15, S. 301]).

ermittelten bei Strukturrohren eine größere Prandtlzahl-Abhängigkeit als bei Glattrohren. Im Gegensatz dazu fanden Obot et al. [22] mit Ausnahme von einigen Drallrohren keine Anzeichen dafür, dass sich die Nußeltzahlen mit variierenden Prandtlzahlen verändern. Dies lässt den Rückschluss zu, dass die Abhängigkeit des Wärmeübergangs von der Prandtlzahl auch von der Strukturgeometrie der Strukturrohre abhängt. Aufgrund der in der Literatur widersprüchlichen Aussagen bezüglich der Prandtlzahl-Abhängigkeit sind weitere Messungen insbesondere mit gasförmigen Medien notwendig, um eine gesicherte Auslegungsgrundlage für Abgaswärmeübertrager mit Strukturrohren zu erreichen.

In der Literatur findet sich eine große Anzahl unterschiedlicher Strukturrohre, die jeweils für einen speziellen Einsatzzweck entwickelt und optimiert wurden. Ein Großteil der Arbeiten beschränkt sich auf Wasser und andere flüssige Medien [24–34]. Nur wenige Studien beinhalten Messdaten mit Gasen als Wärmeträger [21, 35, 36]. Kidd [35] untersuchte den Wärmeübergang und den Druckverlust in neun Einfachdrallrohren mit kleinen Dralltiefen und großen Drallabständen. Er verwendete Stickstoff als Wärmeträger und fand, dass bei konstanter Pumpleistung eine Steigerung der Nußeltzahl um bis zu 22 % gegenüber

dem Glattrohr möglich ist. Esen et al. [36] führten eine Studie mit unterschiedlichen Strukturrohren, darunter auch sieben Einfachdrallrohre, durch. Sie fanden, dass die relative Steigerung des Reibungsbeiwertes stets größer war als die relative Steigerung der Nußeltzahl. Weiterhin berichten die Autoren, dass sie die einzelnen Einflüsse der Geometrieparameter der Drallrohre auf die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert nicht separieren konnten. Vor dem Hintergrund der Abwärmenutzung haben Mac Nelly et al. [21] jeweils fünf Kreuz- und Einfachdrallrohre mittels numerischer Strömungssimulation untersucht. Sie verwendeten Luft als Wärmeträger und erreichten eine Steigerung der Nußeltzahl um 85 % gegenüber dem Glattrohr, wohingegen der Druckverlust um 480 % stieg. Weiterhin berichten Mac Nelly et al. [21], dass der Drallwinkel von Einfachdrallrohren einen Einfluss auf den Verlauf des Reibungsbeiwertes als Funktion der Reynoldszahl hat.

Studien mit Wasser als rohrseitigem Arbeitsfluid in Strukturrohren wurden vermehrt im Umfeld von Meereswärmekraftwerken (OTEC⁶) von Ravigururajan und Bergles [28, 29], Webb [24] und Rabas et al. [26] durchgeführt. Eine weitere Studie zum Einsatz von Strukturrohren in Kondensatoren wurde von Zimparov et al. [27] durchgeführt. Sethumadhavan und Rao [25] und Dong et al. [31] stellten ebenfalls Studien mit flüssigen Wärmeträgern in Strukturrohren an. In Meereswärmekraftwerken werden Strukturrohre zur Verringerung der wärmeübertragenden Flächen der dort verwendeten Kondensatoren und Verdampfer eingesetzt. Ravigururajan und Bergles [28] berichten, dass unter realen Einsatzbedingungen in einem OTEC eine Reduzierung der wärmeübertragenden Fläche um bis zu 30 % gegenüber einem Glattrohrwärmeübertrager möglich ist. Webb [24] untersuchte unterschiedliche Strukturrohre für den Einsatz im Verdampfer eines OTEC. Die Außenseite der Strukturrohre war zusätzlich mit einer porösen Beschichtung versehen. Webb [24] betrachtete die mögliche Einsparung von Rohrkosten, wenn anstelle von Glattrohren Strukturrohre verwendet werden. Er fand, dass die Reduzierung der Rohrkosten um so höher ist, je teurer das Grundmaterial ist (z. B. Titan, Kupfer). Die Ersparnis bei den Rohrkosten lag bei kommerziell erhältlichen Rohren aus Titan bzw. Kupfer unter 10 %. Webb [24] berücksichtigte dabei nur die Materialkosten und die Kosten für Strukturierung und Beschichtung, nicht jedoch zusätzliche Fertigungskosten. Diese können anfallen, da Strukturrohre in der Regel bei niedrigeren Reynoldszahlen betrieben werden als Glattrohre, was in der Praxis durch größere Bündeldurchmesser⁷ erreicht wird.

Weiterhin werden strukturierte Rohre in der Lebensmittelindustrie eingesetzt. Barba et al. [32] beschreiben einen Selbstreinigungseffekt und eine gleichmäßigere Temperaturverteilung durch den Einsatz von Strukturrohren. Rainieri und Pagliarini [30] führten eine Studie zur Bestimmung der Nußeltzahl mit Orangensaft und Orangensaftkonzentrat in einem Drallrohr durch. Dabei konnte bei dem Orangensaftkonzentrat aufgrund der hohen Viskosität kaum eine Erhöhung der Nußeltzahl gegenüber dem Glattrohr erzielt werden. Im Gegensatz dazu konnten Rainieri und Pagliarini [30] bei dem Orangensaft

⁶OTEC: Ocean thermal energy conversion

⁷und damit eine größere Anzahl einzuschweißender Rohre

eine deutliche Erhöhung der Nußeltzahl feststellen. Rozzi et al. [33] untersuchten den Wärmeübergang und Druckverlust unterschiedlicher flüssiger und pastöser Lebensmittel in einem Drallrohr. Sie fanden, dass sich Wärmeübergang und Druckverlust in Abhängigkeit der Stoffeigenschaften der jeweiligen Lebensmittel unterschiedlich stark erhöhen. Rozzi et al. [33] berichten des Weiteren über unterschiedliche Steigerungen von Wärmeübergang und Druckverlust in Abhängigkeit der Wärmestromrichtung (Heizen oder Kühlen). Ein Einfluss der Wärmestromrichtung auf den Wärmeübergang und Druckverlust in Glattrohren ist hinlänglich bekannt und wird in der gängigen Fachliteratur (z. B. in [37, S. 789-790] und [38, S. 529 ff.]) beschrieben.

Wie ebenfalls aus der gängigen Fachliteratur (z. B. in [37, S. 788 f.], [38, S. 426 ff.] oder [39, S. 82 ff.]) bekannt ist, bildet sich am Eintritt in das Glattrohr ein hydrodynamischer und thermischer Anlaufbereich aus. In diesem ist die lokale Nußeltzahl deutlich höher als stromabwärts im Rohr. Rainieri und Pagliarini [34] untersuchten das Verhalten von Strukturrohren im Anlaufbereich. Sie fanden, dass der hydrodynamische Anlauf in Strukturrohren im Vergleich zu Glattrohren keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang hat.

1.2.2 Bewertungskenngrößen der Leistungsfähigkeit von Strukturrohren

Die oben aufgeführten Quellen legen dar, dass bei turbulenter Strömung in Strukturrohren sowohl die Nußeltzahl als auch der Reibungsbeiwert im Vergleich zum Glattrohr erhöht sind, wobei die relative Erhöhung des Reibungsbeiwertes die der Nußeltzahl übersteigt. Dieses Verhalten muss hinsichtlich der unterschiedlichen Optimierungsziele (siehe Abschnitt 1.1) für Wärmeübertrager bewertet werden. Fast alle o. g. Autoren verwenden zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit die von Webb [40] aufgeführten *Performance Evaluation Criteria* (PEC) oder eine Abwandlung davon. Ausgangspunkt der PEC sind Rohrbündelwärmeübertrager mit glatten Rohren. Betrachtet wird der Wärmeübergang vom Fluid an die Rohrinneenseite. Der Wärmeübergangskoeffizient α im Rohr lässt sich mit Hilfe des Colburn Faktors j , der Massenstromdichte \dot{G} , der spezifischen Wärmekapazität c_p , der Prandtlzahl Pr , der Nußeltzahl Nu und der Reynoldszahl Re zu

$$\alpha = j \dot{G} c_p Pr^{-2/3}, \quad (1.2)$$

mit

$$j = \frac{Nu Pr^{-1/3}}{Re} \quad (1.3)$$

und

$$\dot{G} = \frac{\dot{m}}{A_q} = u_m \rho \quad (1.4)$$

berechnen. A_q bezeichnet die Querschnittsfläche des Rohres, \dot{m} den Massenstrom, u_m die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und ρ die Dichte. Die reduzierte Wärmeübertragungsfähigkeit⁸ αA an die betrachtete Rohrwand mit der Oberfläche A wird dann auf ein Glattrohr (Index G) mit gleichem Innendurchmesser d_i

$$\frac{\alpha A}{(\alpha A)_G} = \frac{j}{j_G} \frac{A}{A_G} \frac{\dot{G}}{\dot{G}_G} \quad (1.5)$$

bezogen. Die temperaturabhängigen Größen c_p und Pr werden hier ebenfalls als konstant betrachtet, auch wenn diese leicht variieren können. Die Pumpleistung P einer Strömungsmaschine, um das Arbeitsfluid durch die Rohre zu fördern, berechnet sich aus dem Massenstrom \dot{m} , der Fluidichte ρ und dem Druckverlust Δp zu

$$P = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho}. \quad (1.6)$$

Mit der Gleichung für den Druckverlust

$$\Delta p = f_D \frac{L}{d_h} \frac{\rho}{2} u_m^2, \quad (1.7)$$

der Definition für den hydraulischen Durchmesser

$$d_h = \frac{4A_q}{U} = \frac{4A_q L}{A} \quad (1.8)$$

und Gleichung (1.4) für die Massenstromdichte \dot{G} folgt schließlich aus Gleichung (1.6)

$$P = f_D \frac{\dot{G}^3 A}{8\rho^2}. \quad (1.9)$$

In den Gleichungen (1.7) bis (1.9) sind f_D der Darcy-Weisbach-Reibungsbeiwert⁹, L die Rohrlänge und U der Umfang des Rohres. Wird die Pumpleistung des betrachteten

⁸Die *reduzierte* Wärmeübertragungsfähigkeit αA bezieht sich auf den Wärmeübergang vom Fluid auf die Rohrwand, wohingegen sich die Wärmeübertragungsfähigkeit kA auf den Wärmedurchgang von Fluid 1 durch die Rohrwand auf Fluid 2 bezieht (siehe Gleichung (2.15) auf S. 27). Im hier vorliegenden Fall ist der Unterschied zwischen reduzierter Wärmeübertragungsfähigkeit αA und Wärmeübertragungsfähigkeit kA aufgrund der weitaus geringeren thermischen Widerstände der Rohrwand und der Rohraußenseite vernachlässigbar.

⁹Der Reibungsbeiwert von Rohren wird im Deutschen häufig als Rohrreibungszahl λ bezeichnet. In der englischsprachigen Literatur wird häufig der Reibungsbeiwert nach Fanning $f_F = f_D/4$ und der hydraulische Radius $r_h = d_h/4$ anstelle des hydraulischen Durchmessers d_h in Gleichung (1.7) verwendet. Bei der Anwendung von Reibungsbeiwerten aus der Literatur muss daher immer auf die Definition des Reibungsbeiwertes und der Druckverlustgleichung in der jeweiligen Quelle geachtet werden.

Rohres auf ein Glattrohr bezogen, ergibt sich der Ausdruck

$$\frac{P}{P_G} = \frac{f_D}{f_{D,G}} \frac{A}{A_G} \left(\frac{\dot{G}}{\dot{G}_G} \right)^3. \quad (1.10)$$

Wird dieser Ausdruck nach \dot{G}/\dot{G}_G aufgelöst und in Gleichung (1.5) eingesetzt, folgt schließlich die allgemeine Form der PEC:

$$\frac{\alpha A / (\alpha A)_G}{(P/P_G)^{1/3} (A/A_G)^{2/3}} = \frac{j/j_G}{(f_D/f_{D,G})^{1/3}}. \quad (1.11)$$

Aus Gleichung (1.11) können nur dann unterschiedliche Optimierungsziele für Rohrbündelwärmeübertrager extrahiert werden, wenn bestimmte Randbedingungen (siehe dazu Tabelle 1.1) vorgegeben werden. Webb [40] unterscheidet bei den Randbedingungen drei nachstehend aufgelistete Gruppen:

FG (fixed geometry criteria): Der gesamte Strömungsquerschnitt und die Rohrlänge bleiben konstant. In der Folge bleiben neben dem Rohrdurchmesser auch die Anzahl der Rohre n_R und der Bündeldurchmesser d_B konstant. Dies entspricht typischen Retrofit-Aufgaben¹⁰. Die Ziele können hier eine Erhöhung des übertragenen Wärmestroms \dot{Q} , eine Verringerung der Pumpleistung P oder eine Reduzierung der Temperaturdifferenz ΔT_e der eintretenden Fluide sein.

FN (fixed flow area criteria): Der gesamte Strömungsquerschnitt und somit die Anzahl der Rohre bleiben konstant. Als Optimierungsziele können die Reduzierung der Rohrlänge L oder eine reduzierte Pumpleistung P gesetzt werden.

VG (variable geometry criteria): Anzahl und Länge der Rohre können variiert werden. Diese Gruppe von PEC kann verwendet werden, wenn sowohl der Massenstrom \dot{m} , als auch der zu übertragende Wärmestrom \dot{Q} vorgegeben sind.

Tabelle 1.1 zeigt die unterschiedlichen PEC mit ihren spezifischen Zielgrößen und Randbedingungen, welche sich aus den Prozessspezifikationen (\dot{m} , P , \dot{Q} , ΔT_e) und den geometrischen Vorgaben ergeben. Um die allgemeine Form der PEC (Gleichung (1.11)) zu lösen, müssen die Prozessspezifikationen und die geometrischen Vorgaben sowie die Abhängigkeit der Nußeltzahl und des Reibungsbeiwertes von der Reynoldszahl bekannt sein. Je nach gewähltem PEC-Fall wird eine Randbedingung als Zielgröße ausgewählt. Eine weitere Randbedingung muss allerdings freigegeben werden, damit sich die allgemeine Form der Gleichung (1.11) lösen lässt. Eine detaillierte Vorgehensweise zur iterativen Lösung der unterschiedlichen PEC wird von Shah und Sekulić [38, S. 717 ff.] beschrieben.

¹⁰Der Begriff *Retrofit* ist hauptsächlich im Chemieanlagenbau gebräuchlich und bedeutet eine Nachrüstung bestehender Anlagen mit dem Ziel (Energie-) Kosten zu senken.

In vielen Fällen wird das VG-1 Kriterium verwendet, da Wärmeübertrager für vorgegebene Prozessspezifikationen ausgelegt werden. Ziel dieses Kriteriums ist es, die wärmeübertragende Fläche (Produkt $n_R L$) zu reduzieren. Um alle Randbedingungen einzuhalten, muss die Anzahl der Rohre im Rohrbündel und somit der Bündeldurchmesser erhöht werden. Dies hat einen gesteigerten Arbeitsaufwand bei der Fertigung des Rohrbündelwärmeübertragers zur Folge. Auch bei den verbleibenden PEC-Fällen bleibt neben der zu optimierenden Zielgröße stets eine Randbedingung offen, deren Wert sich im Vergleich zum Glattrohrwärmeübertrager in der Regel verschlechtern wird. Diese Konsequenz wird zwar von Webb [40] erwähnt, jedoch bei der Verwendung der PEC nicht berücksichtigt. Shah und Sekulić [38, S. 713] schreiben hierzu, dass PEC nur eine Screening-Methode darstellen, da sie nur thermische und hydraulische Leistungsdaten in Betracht ziehen. In der logischen Folge sind PEC nur bedingt verwendbar, um die Eignung von Strukturrohren für den *kostenoptimalen* Einsatz in Rohrbündelwärmeübertragern zu bewerten.

Tabelle 1.1: Performance Evaluation Criteria (PEC) für Rohrbündelwärmeübertrager mit den jeweiligen Zielgrößen und Randbedingungen (Daten aus [40]). Ein \times markiert, dass die entsprechende Größe als Randbedingung fixiert ist. Leere Einträge bedeuten, dass die entsprechende Größe freigegeben ist oder als Zielgröße definiert ist.

PEC Nr.	Randbedingung (gleich dem Glattrohr)					Zielgröße
	Geometrie ^a	\dot{m}	P	\dot{Q}	ΔT_e	
FG-1a	n_R, L	\times			\times	$\uparrow \dot{Q}$
FG-1b	n_R, L	\times		\times		$\downarrow \Delta T_e$
FG-2a	n_R, L		\times		\times	$\uparrow \dot{Q}$
FG-2b	n_R, L		\times	\times		$\downarrow \Delta T_e$
FG-3	n_R, L			\times	\times	$\downarrow P$
FN-1	n_R		\times	\times	\times	$\downarrow L$
FN-2	n_R	\times		\times	\times	$\downarrow L$
FN-3	n_R	\times		\times	\times	$\downarrow P$
VG-1		\times	\times	\times	\times	$\downarrow (n_R L)$
VG-2a	$(n_R L)$	\times	\times		\times	$\uparrow \dot{Q}$
VG-2b	$(n_R L)$	\times	\times	\times		$\downarrow \Delta T_e$
VG-3	$(n_R L)$	\times		\times	\times	$\downarrow P$

^aBei allen Fällen ist d_i gleich dem Glattrohr.

Bei allen FG Fällen sind n_R und L gleich dem Glattrohr.

Bei den Fällen VG-2 und VG-3 ist jeweils das Produkt $(n_R L)$ gleich dem Glattrohr.

Die Beurteilung der Leistungsfähigkeit von Wärmeübertragern kann auch ohne Kenntnis der Prozessspezifikationen durchgeführt werden. Bergles et al. [41] haben hierzu eine Reihe von Kriterien aufgestellt, für deren Auswertung lediglich die Abhängigkeiten $Nu = Nu(Re)$ und $f_D = f_D(Re)$ bekannt sein müssen. Analog zu den PEC nach Webb und Kim [15, S. 55 ff.] werden je nach Kriterium unterschiedliche Randbedingungen gesetzt und freigegeben, was in der Regel ebenfalls zur Verschlechterung der freigegebenen

Randbedingung führt. Die Randbedingungen werden bei dieser Methode auf die dimensionslosen Kennzahlen Nu und f_D reduziert, was eine Bewertung der Wärmeübertrager ohne Kenntnis von deren Prozessspezifikationen ermöglicht. Für die Bewertung von Strukturrohren wurden diese Kriterien z. B. in [23, 25, 28, 42] verwendet.

Bejan [43–45] wählte mit der Minimierung der Entropieerzeugung einen anderen Ansatz. Grundlage dieser Betrachtung ist der 2. Hauptsatz der Thermodynamik. Bejan [44, 45] gibt für Wärmeübertragerrohre den Zusammenhang

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{\dot{Q}'^2}{\pi \lambda T_m^2 Nu(\text{Re})} + \frac{8 \dot{m}^3 f_D(\text{Re})}{\pi^2 \rho^2 T_m d_i^2} \quad (1.12)$$

$$= \dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta p} \quad (1.13)$$

für die auf die Länge bezogene Entropieerzeugung \dot{S}'_{gen} an. Darin spiegelt der erste Term die Entropieerzeugung durch den Wärmeübergang und der zweite Term die Entropieerzeugung durch die Fluidreibung wider. Bejan [45] hält den pro Längeneinheit übertragenen Wärmestrom \dot{Q}' sowie den Massenstrom \dot{m} konstant, und passt den Innendurchmesser d_i (und damit Re) so an, dass die Entropieerzeugung gemäß Gleichung (1.12) minimiert wird. Eine Änderung von d_i hat dabei stets zur Folge, dass sich die beiden Terme in Gleichung (1.12) bzw (1.13) mit gegensätzlichem Vorzeichen ändern, was den konkurrierenden Charakter von Wärmeübergang und Druckverlust widerspiegelt. In der Betrachtungsweise nach Bejan [43–45] ist allerdings nur die Minimierung der *gesamten* Entropieerzeugung enthalten, was keinen Rückschluss auf die zur industriellen Umsetzung notwendigen Größen, wie Abmessungen, Kosten oder Druckverlust, zulässt.

Shah und Sekulić [38, S. 800 ff.] berichten, dass sich bei vorgegebenem Massenstrom verhältnismäßig hohe Rohrdurchmesser ergeben, wenn bei der Optimierung von Wärmeübertragerrohren mit kreisförmigem Querschnitt die Minimierung der Entropieerzeugung als Optimierungsziel verwendet wird. Weiterhin schreiben die Autoren, dass unabhängig davon, ob ein optimaler Kompromiss zwischen der Entropieerzeugung durch den Wärmeübergang und durch die Reibung existiert, die Minimierung der Kosten als wichtigstes Ziel anzusehen ist.

Alle vorgenannten Bewertungskenngrößen für Wärmeübertrager haben den Nachteil, dass sie den konkurrierenden Charakter der Zielgrößen Wärmeübergang und Druckverlust nicht, oder nicht in ausreichender Form widerspiegeln. Eine Möglichkeit, dem zu begegnen, stellt die *gleichzeitige* Betrachtung der konkurrierenden Zielgrößen dar. Anstelle von *einer* optimalen Lösung, welche sich ggf. negativ auswirkende Konsequenzen vernachlässigt, werden mehrere optimale Lösungen ermittelt. Diese Lösungen bilden jeweils einen Kompromiss zwischen den beteiligten Zielgrößen.

Sahiti [46] und Lemouedda [47] haben diesen Ansatz zur Optimierung unterschiedlicher Bauarten von Wärmeübertragern verwendet. Sie verwendeten als Zielgrößen den über-

tragenen Wärmestrom \dot{Q}_v (Nutzen) und die Gebläse- bzw. Pumpleistung P_v (Aufwand) jeweils bezogen auf das Bauvolumen. Sahiti [46] berichtet, dass der Betriebspunkt von Nadelrippenwärmeübertragern im Vergleich zu einer glatten Oberfläche bei niedrigeren Reynoldszahlen liegt. Um alle Prozessrandbedingungen (Massenströme, Temperaturen, Druckverluste, etc.) einzuhalten, schlägt Sahiti [46] vor, den Anströmquerschnitt zu erhöhen und die Strömungslänge des Wärmeübertragers zu verringern.

Ist der zu übertragende Wärmestrom vorgegeben, wird bei dieser Vorgehensweise eine Verringerung des Bauvolumens zusammen mit einer Volumenverschiebung (von der Länge zum Querschnitt) durchgeführt. Ist die Volumenverschiebung nicht mit zusätzlichen Kosten verbunden, so können die Größen \dot{Q}_v und P_v auch zur Kostenoptimierung verwendet werden.

1.2.3 Umsetzung der Forschungsergebnisse in der Industrie

Strukturierte Rohre werden bislang nur wenig in Wärmeübertragern eingesetzt. Lediglich in der Lebensmittelindustrie werden Strukturrohre in größerem Umfang verwendet (beispielsweise von [48–50]). Die Anforderungen und somit auch die Optimierungskriterien und Randbedingungen in der Lebensmittelindustrie unterscheiden sich teilweise von denjenigen in der Energietechnik. Strukturrohre werden in der Lebensmittelindustrie vor allem zur thermischen Behandlung hochviskoser Medien (Fruchtsäfte, Pürees, etc.) oder empfindlicher Medien (z. B. Milch und Milchprodukte, Fruchtstücke, etc.) verwendet. Hier müssen die Zeiten der thermischen Behandlung reduziert werden oder die Produktverluste bei der Reinigung bzw. beim Produktwechsel verringert werden [49]. Ebenfalls wichtig ist die einfache Reinigbarkeit von Strukturrohren, um geltende Hygienevorschriften einzuhalten. Der Druckverlust, welcher aufgrund der o. g. Medien häufig per se hoch ist, steht dabei weniger im Fokus als z. B. beim Einsatz von Strukturrohren in Abgaswärmeübertragern. Begründet durch die unterschiedlichen Medien, Prozessanforderungen und Randbedingungen kann nicht davon ausgegangen werden, dass die in der Lebensmittelindustrie verwendeten Strukturrohre auch die idealen Strukturparameter für den Einsatz in Abgaswärmeübertragern aufweisen.

Bei der Verwendung von Glattrohren in Abgaswärmeübertragern ist jahrzehntelanges Know-How vorhanden. Die Einflüsse der Abmessungen eines Glattrohrwärmeübertragers auf Wärmeübergang bzw. Druckverlust sind hinlänglich bekannt. Ebenso sind der Einfluss der Rauigkeit von Glattrohren auf den Druckverlust sowie das Verschmutzungsverhalten bekannt. Somit ist die Auslegung der Apparate sehr genau und folglich mit geringen Reserven möglich. Im Gegensatz dazu werden verhältnismäßig hohe Sicherheitszuschläge in Form von zusätzlicher wärmeübertragender Fläche verwendet, wenn Strukturrohre in Abgaswärmeübertragern verbaut werden. Hierdurch wird jedoch der Vorteil der strukturierten Rohre gegenüber konventionellen Apparaten mit Glattrohren teilweise wieder aufgehoben. Ursächlich dafür ist u. a., dass wenig über die Auswirkungen von

Fertigungstoleranzen von Strukturrohren auf Wärmeübergang und Druckverlust bekannt ist.

1.3 Ziele der Arbeit

Wie in den vorangegangenen Abschnitten dargestellt, sind Wärmeübergang und Druckverlust strukturierter Rohre für unterschiedliche Anwendungen in der Literatur beschrieben. Dennoch fehlen wichtige Informationen, um die Anwendung von Strukturrohren in Wärmeübertragern in den unterschiedlichsten Prozessen effektiv umzusetzen. Im Folgenden sind die wesentlichen Ziele der vorliegenden Arbeit umrissen.

Der Einfluss der unterschiedlichen Drallparameter von Einfach- und Kreuzdrallrohren und deren Kombinationen auf Wärmeübergang und Druckverlust werden experimentell unter Verwendung gasförmiger Wärmeträger in einem speziell entwickelten Versuchsaufbau ausführlich untersucht. Dies ergänzt den Stand der Wissenschaft in dreierlei Hinsicht. Zum einen werden die benötigten Berechnungsgrundlagen für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert in ihrer Gültigkeit auf gasförmige Medien überprüft und ausgeweitet. Zum anderen wird der Geometriebereich vergrößert, insbesondere bei den kreuzgedrallten Rohren. Weiterhin wird in diesem Rahmen die Sensitivität von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert bezüglich der unterschiedlichen Geometrieparameter untersucht. Dies dient der erfolgreichen Umsetzung der Forschungsergebnisse in der industriellen Praxis.

Ferner werden Zielfunktionen entwickelt, welche eine Aussage über die Eignung unterschiedlicher Strukturrohre hinsichtlich der Kostenoptimierung ermöglichen, ohne eine Detailauslegung und Kalkulation durchzuführen. Die dafür entwickelten Zielfunktionen basieren auf den dimensionslosen Größen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert. Um der konkurrierenden Eigenschaft von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert Rechnung zu tragen, wird zur Bewertung der Zielfunktionen die Pareto-Optimalität verwendet. Die in der Literatur weit verbreiteten *Performance Evaluation Criteria* werden somit um eine Methode ergänzt, welche die Konsequenz eines steigenden Reibungsbeiwertes bei strukturierten Rohren und die damit einhergehende Änderung des Strömungsquerschnittes in die Bewertung mit einbezieht.

Die Optimierung der o. g. Zielfunktionen wird auf Einfach- und Kreuzdrallrohre angewendet und führt zu optimalen Drallparametern. Aufgrund der systematischen Untersuchung des Parameterraums kann der Einfluss der einzelnen Drallparameter auf die Pareto-Optimalität ausführlich erläutert werden. Da nicht davon auszugehen ist, dass ein bestimmtes Strukturrohr bzw. eine bestimmte Kombination von Strukturparametern für alle denkbaren Prozessspezifikationen gleichermaßen optimal ist, ist das Ziel dieser *Voroptimierung* eine *Auswahl* optimaler Strukturgeometrien zu erhalten. Die Entscheidung für eine *bestimmte* Strukturgeometrie für einen Wärmeübertrager mit vorgegebenen

Prozessspezifikationen kann erst nach der Auslegung und Kalkulation getroffen werden, da hierfür eine Vielzahl an technischen Randbedingungen beachtet werden muss. Diese Randbedingungen können nicht allgemeingültig auf die Ebene der dimensionslosen Größen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert heruntergebrochen werden.

Die so gewonnene Auswahl optimaler Strukturgeometrien wird exemplarisch zur Auslegung und Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern mit unterschiedlichen Bau-Größen und Prozessspezifikationen angewendet. Dadurch soll die Anwendbarkeit des vorgestellten Auswahlverfahrens für Strukturrohre unter praxisnahen Randbedingungen demonstriert bzw. dessen Vorteile gezeigt werden. Neben den Herstellungskosten wird auch der Druckverlust als Zielfunktion verwendet. Dies ist vor allem dann von Bedeutung, wenn der Wärmeübertrager als Teil einer Gesamtanlage optimiert wird, und somit sowohl die anteiligen Kosten als auch der anteilige Druckverlust minimiert werden sollen.

Auch bei der Kostenoptimierung wird zur Bewertung der Zielfunktionen auf die Pareto-Optimalität zurückgegriffen. Es wird geklärt, welchen Einfluss u. a. ein schwankender Legierungszuschlag auf die Kostenoptimierung hat und unter welchen Umständen ein Wärmeübertrager mit Strukturrohren einem konventionellen Apparat mit Glattrohren vorzuziehen ist.

Weiterhin wird gezeigt, dass sich durch die Verwendung von Strukturrohren nicht nur die Herstellungskosten von Wärmeübertragern reduzieren lassen, sondern dass auch eine deutliche Verringerung des Druckverlustes, der wärmeübertragenden Fläche und des Bauvolumens möglich ist.

Abschließend wird die Methode der *teilstrukturierten* Rohre vorgestellt, mit deren Hilfe die thermischen und hydraulischen Eigenschaften von Strukturrohren an unterschiedliche Prozessspezifikationen angepasst werden können, wodurch eine weitere Reduzierung des Druckverlusts möglich ist.

1.4 Struktur der Arbeit

Der Aufbau der Arbeit spiegelt die einzelnen Entwicklungsschritte des Forschungsvorhabens wider und ist in insgesamt acht teils aufeinander aufbauende Kapitel unterteilt. Kapitel 2 beschreibt zunächst den Aufbau des Versuchsstandes zur Messung von Wärmeübergang und Druckverlust in Strukturrohren, die Auswertung der Messergebnisse sowie die Betrachtung der Messunsicherheit und die Validierung des Versuchsaufbaus.

Zu Beginn von Kapitel 3 wird auf die Aufbereitung und Weiterverarbeitung der Messergebnisse sowie auf die technischen Randbedingungen und deren Auswirkung auf den untersuchten Parameterraum eingegangen. Die Diskussion der Ergebnisse erfolgt aufge-

teilt nach den untersuchten Strukturtypen Einfach- und Kreuzdrallrohr. Es werden die aus den Messdaten gewonnenen Approximationsfunktionen für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert erläutert. Anschließend wird gezeigt, wie die Approximationsfunktionen zum Abschätzen der Auswirkungen der Fertigungstoleranzen auf die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert verwendet werden können.

Kapitel 4 stellt die Grundlagen und wichtigsten Begriffe zur Optimierung vor. Es wird ein Überblick über häufig angewandte Methoden zur Bewertung von Mehr-Kriterien-Problemen gegeben und das Konzept der Pareto-Optimalität, mit dem die Optimierungsaufgaben in dieser Arbeit bewertet werden, erläutert.

Anhand eines Praxisbeispiels wird in Kapitel 5 das konkurrierende Verhalten von Wärmeübergang und Druckverlust veranschaulicht und die Grundidee hinter dem vorgestellten zweistufigen Optimierungsverfahren erläutert. Anschließend wird gezeigt, wie die aus dem Praxisbeispiel entwickelte Strategie auf Zielfunktionen, die auf den dimensionslosen Kenngrößen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert basieren, reduziert werden kann. Diese prozessunabhängige Optimierung ermöglicht es, die prinzipielle Eignung von Strukturrohren mit unterschiedlichen Strukturgeometrien zu bewerten, ohne dass explizit Prozessspezifikationen (Massenströme, Temperaturen, etc.) vorgegeben werden müssen. Das Resultat ist eine Auswahl von Standardgeometrien, die zur prozessspezifischen Optimierung der Herstellungskosten und des Druckverlustes in Kapitel 7 verwendet wird.

Die dafür notwendigen Grundlagen zur Auslegung und Kostenkalkulation werden in Kapitel 6 beschrieben. Zunächst wird auf technische Randbedingungen bei der Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern eingegangen und die zu lösenden Bilanzen aufgestellt. Anschließend wird die Kostenkalkulation skizziert. Das Kapitel schließt mit der Erläuterung, wie die Auslegung und Kostenkalkulation in der für diese Arbeit entwickelten Software umgesetzt wurden.

Kapitel 7 dient zur Demonstration der Übertragbarkeit der prozessunabhängigen Optimierung auf die prozessspezifische Optimierung. Anhand von drei Referenzfällen mit unterschiedlichen Prozessspezifikationen wird das Potential von Strukturrohren zur Reduzierung der Herstellungskosten, des Druckverlustes, des Bauvolumens und der wärmeübertragenden Fläche mit konkreten Zahlenwerten hinterlegt. Dabei wird auch auf die Auswirkungen des schwankenden Legierungszuschlags auf die Herstellungskosten eingegangen. Am Ende dieses Kapitels wird mit der Methode der Teilstrukturierung gezeigt, wie der Druckverlust von Abgaswärmeübertragern weiter reduziert werden kann.

Schließlich fasst Kapitel 8 die Inhalte und die wichtigsten Erkenntnisse aus dieser Arbeit zusammen. Ferner werden mögliche Anknüpfungspunkte für weitere Untersuchungen vorgeschlagen.

2 Versuchsstand zur Messung von Wärmeübergang und Druckverlust in Strukturrohren

Zur Messung von Wärmeübergang und Druckverlust in Strukturrohren wurde ein Versuchsstand konzipiert, der die Bestimmung dieser Größen unter praxisnahen Bedingungen ermöglicht. Als Arbeitsfluide wurden Luft und Wasser verwendet. Im Folgenden sind der Aufbau des Versuchsstandes und die verwendeten Komponenten dokumentiert. Es wird erläutert, wie aus den gemessenen Größen die für die Auslegung von Wärmeübertragern notwendigen Größen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert gewonnen werden. Anschließend wird die Berechnung der Messunsicherheit und das Vorgehen zur Validierung des Versuchsaufbaus beschrieben.

2.1 Versuchsaufbau

Das in Abbildung 2.1 dargestellte Verfahrensfliessbild zeigt den Aufbau des Versuchsstandes mit seinen Einzelkomponenten und Messstellen. Das Gebläse V01 saugt Raumluft an und führt diese über den elektrischen Lufterhitzer W02. Die Betriebssicherheit des Gebläse-Lufterhitzer-Systems wird über einen Luftstromwächter FRCSL101 gewährleistet. Der für den Lufterhitzer erforderliche Mindestmassenstrom ist in einigen Fällen größer als der zur Vermessung der Strukturrohre tatsächlich benötigte Massenstrom L1. Der überschüssige Massenstrom L2 kann über einen Bypass abgeleitet werden, wobei die Aufteilung der Luftströme L1 und L2 über das Stellventil H01 erfolgt. Der Luftstrom L2 wird unter Beimischung von Raumluft der zentralen Abluft zugeführt, während der Luftstrom L1 durch den Versuchsstand W01 geleitet wird. Die heiße Abluft wird nach dem Versuchsstand, ebenfalls unter Beimischung von Raumluft, abgeführt.

Die Messstellen für den Druck PR101 und die Temperatur TR101 befinden sich direkt am Beginn der Strukturierung bzw. am Eintritt in das Rohr. Temperatur und Druck am Ende der Strukturierung werden an den Messstellen TR102 bzw. PR102 aufgezeichnet. Sämtliche Temperaturen werden mit Thermoelementen des Typs K Klasse 1 gemessen.

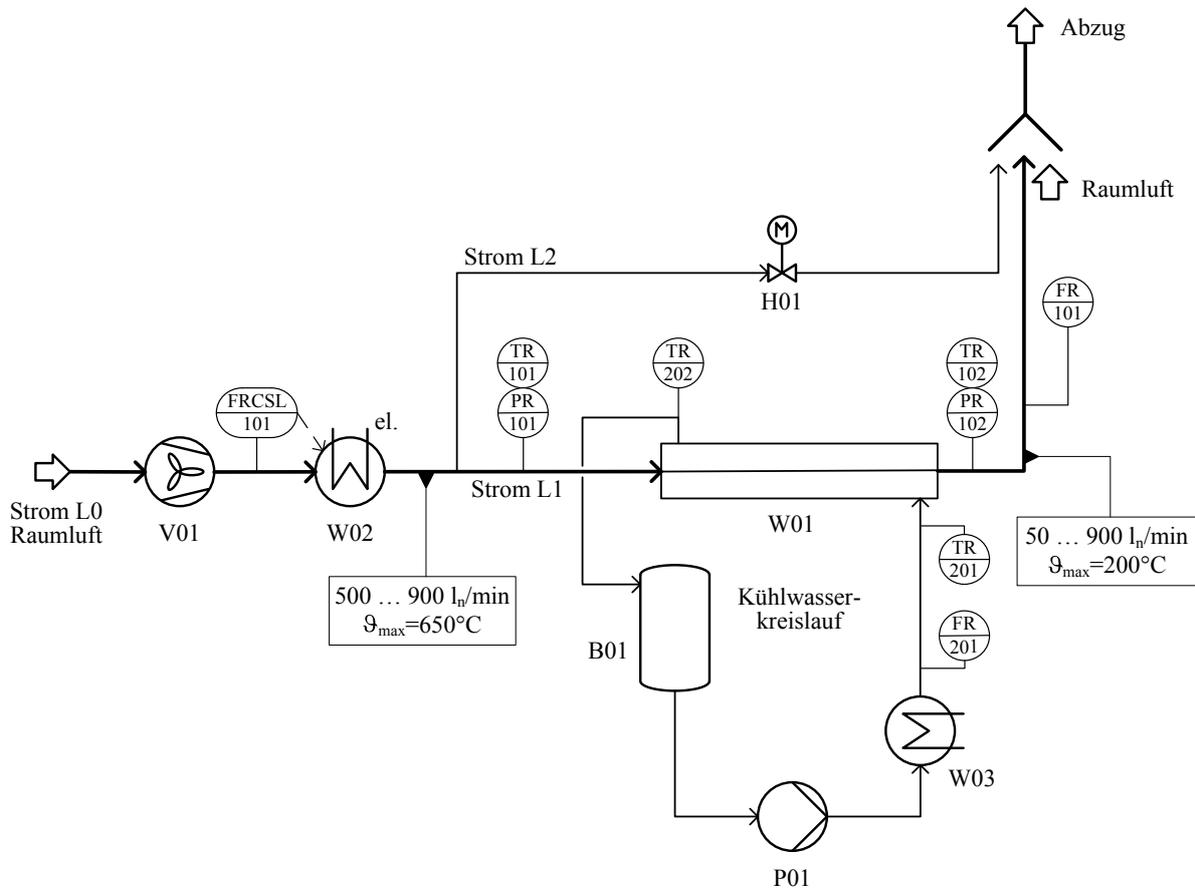


Abbildung 2.1: Verfahrensfließbild des Versuchsstandes.

Der Luftmassenstrom wird mit Hilfe einer Coriolis-Massendurchflussmessung FR101 ermittelt.

Das Kühlwasser wird im Behälter B01 mit einem Volumen von 50 Litern vorgehalten und mittels der Pumpe P01 mit einem Volumenstrom von $50 \text{ l}/\text{min}$ durch den Plattenwärmeübertrager W03 und den Versuchsstand W01 gefördert. Dabei gibt der Plattenwärmeübertrager W03 die Wärme an die zentrale Kaltwasserversorgung des Labors ab. Der Volumenstrom des Kühlwassers wird mit Hilfe einer dynamischen Blende FR201 aufgenommen. Die Temperaturen des Kühlwassers werden am Ein- und Austritt des Versuchsstandes (Messstellen TR201 und TR202) gemessen.

Die Datenerfassung und -verarbeitung am Versuchsstand erfolgt über CompactDAQ und LabView der Firma National Instruments. Die verwendeten Messgeräte sind in Tabelle A.1 im Anhang auf Seite 121 samt der Messverfahren und -unsicherheiten aufgelistet. Die Versuche wurden mit einer Lufteintrittstemperatur von ca. 450°C und einer Wassereintrittstemperatur von ca. 18°C im Bereich $5000 \leq \text{Re} \leq 23000$ durchgeführt.

Die Strukturrohre werden auf der Luft Eintrittsseite mittels einer Schneidringverschraubung in den Versuchsstand eingebaut. Auf der Luftaustrittsseite erfolgt die Montage mittels einer Quetschverschraubung mit Elastomerdichtung. Um die Dichtheit der Verbindungen zu gewährleisten, dürfen die Enden der Strukturrohre nicht verformt sein (Glattrohren). Die strukturierte Länge L_S der zu untersuchenden Rohre ist ca. 0,1 m kürzer als die gesamte wärmeübertragende Länge L_{ges} des untersuchten Rohres. Dadurch ergeben sich Besonderheiten bei der Positionierung der Messstellen für Druck und Temperatur im Strukturrohr. Diese sind durch die Skizze in Abbildung 2.2 dargestellt und werden nachfolgend erläutert.

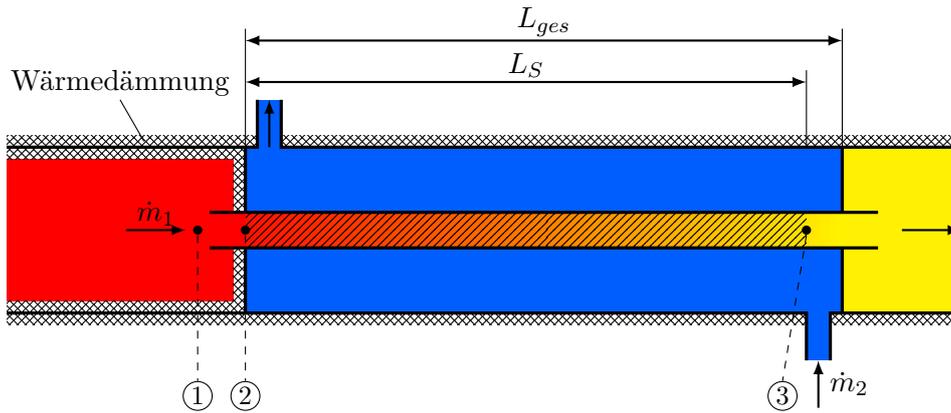


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Positionierung der Messsonden. Die Temperaturmessstellen befinden an den Positionen ① und ③. Die Druckmesssonden werden an den Stellen ② und ③ positioniert.

Die Strukturrohre werden im Versuchsstand so montiert, dass die Strukturierung am Flansch an der Luft eintrittsseite beginnt. Die Messstrecke erstreckt sich zwischen den Positionen ② und ③. Die Messung der Temperatur $\vartheta_{1,e}$ des eintretenden Luftstromes (Messstelle TR101) erfolgt unmittelbar vor dem Eintritt in das Rohr (Position ①). Auf der Außenseite des Versuchsstandes ist eine Wärmedämmung angebracht. Die Vorlaufkammer ist auf der Innenseite zusätzlich mit einer Wärmedämmung versehen, welche auch den Flansch zur Wasserseite hin mit einschließt, um eine Abkühlung der in das Rohr eintretenden Luft bis zum Beginn der Strukturierung (Position ②) zu verringern. In einem Vorversuch wurde eine Abkühlung um max. 4 K zwischen den Punkten ① und ② ermittelt. Diese fließt in die Betrachtung der Messunsicherheit ein. Die Temperatur $\vartheta_{1,a}$ der Luft am Ende der Strukturierung wird an Position ③ gemessen.

Der übertragene Wärmestrom \dot{Q} wird durch den Luftmassenstrom \dot{m}_1 , die Temperaturen $\vartheta_{1,e}$ bzw. $\vartheta_{1,a}$ am Beginn bzw. Ende der Strukturierung und die gemittelte spezifische Wärmekapazität $c_{pm}|_{\vartheta_{1,a}}^{\vartheta_{1,e}}$ zu

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{pm}|_{\vartheta_{1,a}}^{\vartheta_{1,e}} (\vartheta_{1,e} - \vartheta_{1,a}) \quad (2.1)$$

bestimmt. Dieser Zusammenhang hat nur dann Gültigkeit, wenn für $\vartheta_{1,e}$ und $\vartheta_{1,a}$ jeweils die kalorische Mitteltemperatur verwendet wird, die als

$$\vartheta_m = \frac{1}{A_q u_m} \int_{A_q} u \vartheta \, dA, \quad (2.2)$$

definiert ist, wobei A_q die Querschnittsfläche des Rohres und u die Strömungsgeschwindigkeit bezeichnet. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit u_m ist als

$$u_m = \frac{1}{A_q} \int_{A_q} u \, dA \quad (2.3)$$

definiert. An der Messstelle der Austrittstemperatur $\vartheta_{1,a}$ (Position ③ in Abbildung 2.2) ist mit einem ausgebildetem Geschwindigkeits- und Temperaturprofil zu rechnen. Um in diesem Fall die kalorische Mitteltemperatur direkt zu messen, kann nach Mac Nelly et al. [21] die Temperatur bei 75 % des Rohrrinnenradius erfasst werden. Hierzu wird eine Aufnahmhülse zur Messung der Luftaustrittstemperatur verwendet, die analog zu der in [21] aufgebaut ist. Die Aufnahmhülse fixiert zwei Thermoelemente an der entsprechenden radialen Position und ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

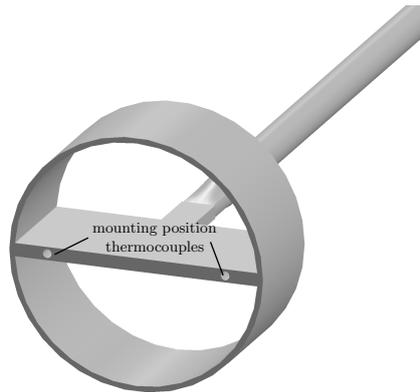


Abbildung 2.3: Aufnahmhülse zur Befestigung der Thermoelemente bei 75 % des Rohrrinnenradius (aus [51]).

Die Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,e}$ (Position ① in Abbildung 2.2) wird in der Rohrmitte gemessen. Da an dieser Stelle die Temperatur als über den Rohrquerschnitt konstant betrachtet werden kann, entspricht die so gemessene Temperatur der kalorischen Mitteltemperatur.

Die Druckmessungen PR101 und PR102 werden direkt am Beginn und am Ende der Strukturierung (Abbildung 2.2, Positionen ② und ③) mit Hilfe von statischen Druckmesssonden durchgeführt. Die Druckmesssonden (siehe Abbildung 2.4) bestehen aus Kapillarröhrchen $\varnothing 2 \times 0,6$ mm, sind an der Stirnseite verschlossen und mit einer Querboh-

rung $\varnothing 0,5$ mm versehen.¹ Ähnliche Sonden zur Messung des statischen Druckes werden von Nitsche und Brunn [53, S. 19 ff.] beschrieben. Die Druckmesssonden können durch Klemmringverschraubungen an den Stirnseiten des Versuchsstandes an die Messstellen geführt werden.

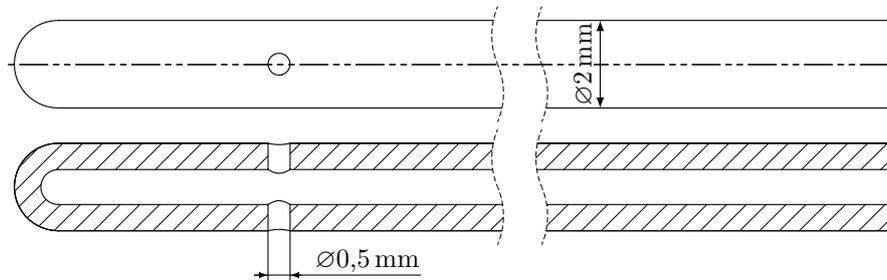


Abbildung 2.4: Aufbau der statischen Druckmesssonde (aus [51]). Das verwendete Kapillarröhrchen $\varnothing 2 \times 0,6$ mm ist an der Stirnseite verschlossen und mit einer Querbohrung $\varnothing 0,5$ mm versehen.

Abbildung 2.5 zeigt eine Fotografie des Versuchsstandes. Die Wärmedämmung ist so angebracht, dass diese beim Wechsel der Rohre leicht (de-)montierbar ist. Die Luftzuführung über den Lufterhitzer und die Luftabführung über die Coriolis-Massendurchflussmessung sind vertikal angeordnet. Dadurch werden die Stirnseiten des Versuchswärmeübertragers frei für die Anschlussstutzen der Messsonden für Druck und Temperatur. Der nicht benötigte Luftmassenstrom wird über den seitlich angebrachten Bypass abgeführt. Die Luft passiert vor der eigentlichen Messstrecke die Vorlaufkammer, um eine axiale Anströmung des Wärmeübertragerrohres zu gewährleisten.

2.2 Auswertung der Messergebnisse

In diesem Abschnitt wird die Vorgehensweise zur Auswertung der Messergebnisse beschrieben. Dazu wird zunächst auf die dimensionslosen Kenngrößen in Form der Reynoldszahl und der Prandtlzahl eingegangen. Anschließend wird die Berechnung des Wärmeübergangs aus den Messwerten beschrieben. Abschließend wird die Auswertung des Druckverlustes dargestellt. Die dafür notwendigen Stoffwertpolynome für Luft (Index 1) bzw. Wasser (Index 2) können der gängigen Fachliteratur (z. B. VDI-Wärmeatlas [37]) entnommen werden. Die Stoffwerte werden, wo nicht durch einen entsprechenden Index für Ein- bzw. Austritt angegeben, bei arithmetischer Mitteltemperatur zwischen Ein- und Austritt bestimmt.

¹Die Maßangabe von Rohren erfolgt innerhalb dieser Arbeit anhand der in der Praxis gebräuchlichen Form *Aussendurchmesser* \times *Wanddicke* in mm (siehe DIN 28181:2007-09 [52, Abschnitt 5]).

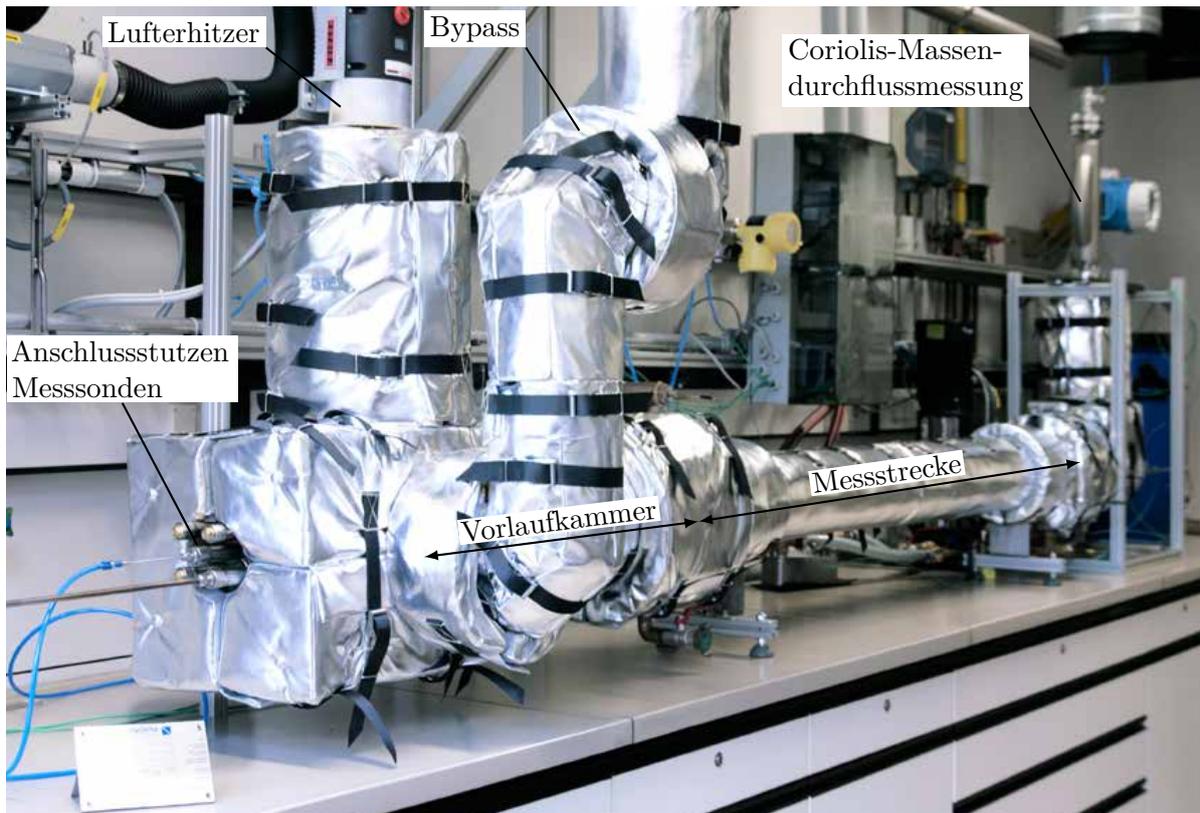


Abbildung 2.5: Fotografie des Versuchsstandes.

2.2.1 Berechnung der Reynoldszahl und der Prandtlzahl

Der Wert der Reynoldszahl Re charakterisiert bei geometrisch ähnlichen Körpern den Strömungszustand. Bei der Strömung durch Glattrohre ist die Strömung ohne äußere Störungen bis zu einer Reynoldszahl von ca. 2300 laminar. Der Bereich von $2300 < Re \leq 10^4$ wird als Übergangs- oder Intermittenzbereich bezeichnet. In diesem Bereich erfolgt der Umschlag zur turbulenten Strömung. Ab einer Reynoldszahl von 10^4 gilt die Strömung im Glattrohr als turbulent. Die Reynoldszahl kann als Verhältnis der Trägheits- zu Zähigkeitskräfte interpretiert werden und berechnet sich zu

$$Re = \frac{\rho u_m L_{ch}}{\eta} = \frac{\dot{G} L_{ch}}{\eta}. \quad (2.4)$$

In Gleichung (2.4) bezeichnet ρ die Stoffdichte, η die dynamische Viskosität und L_{ch} die charakteristische Länge. Durch Einführen der Massenstromdichte $\dot{G} = \rho u_m = \dot{m}/A_q$ lässt sich die Reynoldszahl auf nur einen temperaturabhängigen Stoffwert, die dynamische Viskosität η , reduzieren. Als charakteristische Länge wird bei Glattrohren der Innendurchmesser d_i verwendet. In der vorliegenden Arbeit wird auch bei strukturierten

Rohren der Innendurchmesser d_i des unverformten Rohres als charakteristische Länge gesetzt.

Die Prandtlzahl Pr ist als Verhältnis von kinematischer Viskosität ν zur Temperaturleitfähigkeit a

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{\nu}{a}, \\ \text{mit: } a &= \frac{\lambda}{\rho c_p} \end{aligned} \quad (2.5)$$

definiert und ist somit eine rein stoffwertabhängige Kenngröße. Die Temperaturleitfähigkeit a berechnet sich aus der Wärmeleitfähigkeit λ , der Dichte ρ und der wahren spezifischen Wärmekapazität c_p des Fluids. Die Prandtlzahl beschreibt das Verhältnis der Dicken von Strömungs- und Temperaturgrenzschicht. Bei sehr kleinen Prandtlzahlen (z.B. bei flüssigen Metallen) ist die Temperaturgrenzschicht deutlich dicker als die Strömungsgrenzschicht, wohingegen bei großen Prandtlzahlen (Flüssigkeiten) die Temperaturgrenzschicht kleiner als die Strömungsgrenzschicht ist. Bei Gasen ($Pr \sim 1$) weisen Temperatur- und Strömungsgrenzschicht annähernd die gleiche Dicke auf.

Die benötigten Stoffwerte zur Berechnung der Reynoldszahl und der Prandtlzahl werden mit dem arithmetischen Mittel von Ein- und Austrittstemperatur berechnet.

2.2.2 Berechnung der Nußeltzahl aus den Messwerten

Aus den Messwerten des Luftmassenstroms \dot{m}_1 , den Ein- und Austrittstemperaturen der Luft $\vartheta_{1,e}$ und $\vartheta_{1,a}$ sowie der mittleren spezifischen Wärmekapazität $c_{pm}|_{\vartheta_{1,a}}^{\vartheta_{1,e}}$ kann der übertragene Wärmestrom \dot{Q} gemäß Gleichung (2.1) ermittelt werden. Anschließend lässt sich die Wärmeübertragungsfähigkeit kA über

$$\dot{Q} = kA \Delta\vartheta_{log}, \quad (2.6)$$

mit der logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log}$

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{(\vartheta_{1,e} - \vartheta_{2,a}) - (\vartheta_{1,a} - \vartheta_{2,e})}{\ln \frac{(\vartheta_{1,e} - \vartheta_{2,a})}{(\vartheta_{1,a} - \vartheta_{2,e})}} \quad (2.7)$$

aus den Ein- und Austrittstemperaturen der Luft $\vartheta_{1,e}$ und $\vartheta_{1,a}$ und des Wassers $\vartheta_{2,e}$ und $\vartheta_{2,a}$ berechnen.

Ist der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohraußenseite unbekannt, wird häufig die Wilson-Plot-Methode nach Wilson [54] verwendet, um den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrinneenseite aus der Wärmeübertragungsfähigkeit kA zu bestimmen. Diese Methode ist mit Nachteilen behaftet, die, wie im Folgenden erläutert, dazu führen, dass

sie zur Auswertung der Messdaten der vorliegenden Untersuchung nicht geeignet ist. Im Anschluss an die Erläuterungen wird beschrieben, wie stattdessen bei der Auswertung vorgegangen wurde.

Bei der Wilson-Plot-Methode wird zunächst ein einfacher Potenzansatz für die Nußeltzahl in Abhängigkeit von Reynoldszahl und Prandtlzahl

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_i d_i}{\lambda_1} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n, \quad (2.8)$$

mit dem Koeffizienten C und den Exponenten m und n aufgestellt. In Gleichung (2.8) bezeichnet α_i den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrwandinnenseite, d_i den Rohrinne Durchmesser und λ_1 die Wärmeleitfähigkeit des im Rohr strömenden Gases. Wird, wie im vorliegenden Fall, die Prandtlzahl in der Versuchsreihe nicht variiert², kann Gleichung (2.8) zu

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_i d_i}{\lambda_1} = C \text{Re}^m \quad (2.9)$$

vereinfacht werden. Gleichung (2.9) kann nach α_i aufgelöst und in Gleichung (2.10) für den Wärmedurchgang kA

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{s}{\lambda_w A_{log}} + \frac{1}{\alpha_o A_o} \quad (2.10)$$

eingesetzt werden. Hierin steht s für die Rohrwanddicke, λ_w für die Wärmeleitfähigkeit des Rohres und α_o für den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohrwandaußenseite. A_i , A_o und A_{log} sind die Rohrwandinnenfläche, die Rohrwandaußenfläche und die mittlere logarithmische Rohrfläche nach

$$A_{log} = \frac{A_o - A_i}{\ln \frac{A_o}{A_i}}. \quad (2.11)$$

Es ergibt sich schließlich der Zusammenhang

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{A_i} \frac{d_i}{\lambda_1} \frac{1}{C \text{Re}^m} + \frac{s}{\lambda_w A_{log}} + \frac{1}{\alpha_o A_o}. \quad (2.12)$$

Zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten α_i und α_o wird eine lineare Regression durchgeführt. Der Anpassungsparameter m kann durch Minimierung der Summe der Fehlerquadrate gefunden werden. Abbildung 2.6 zeigt die grafische Darstellung der Wilson-Plot-Methode.

²Die Versuche werden ausschließlich mit Luft durchgeführt. Die Prandtlzahl von Gasen ist nahezu unabhängig von der Temperatur.

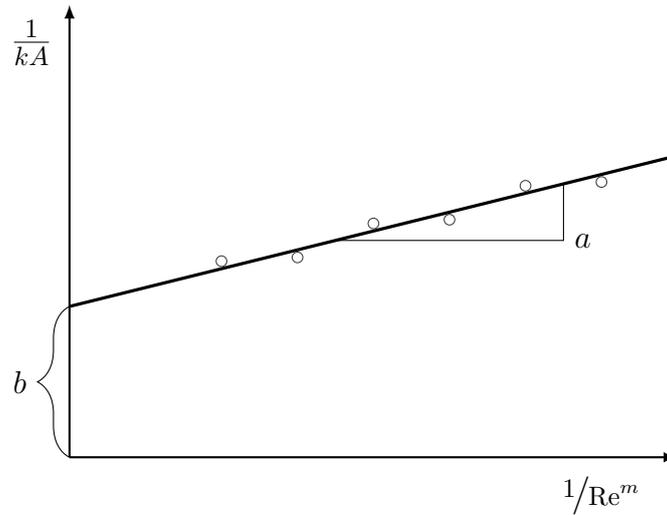


Abbildung 2.6: Grafische Darstellung der Wilson-Plot-Methode. Aus der Steigung a und dem Ordinatenabschnitt b können die Unbekannten C und α_o aus Gleichung (2.12) berechnet werden.

Die lineare Regression ergibt eine Gerade mit der Steigung a und dem Ordinatenabschnitt b . Aus der Steigung a der Geraden lässt sich der Koeffizient C des Potenzansatzes nach Gleichung (2.9) zu

$$a = \frac{1}{A_i} \frac{d_i}{\lambda_1} \frac{1}{C} \quad (2.13)$$

berechnen. Der Ordinatenabschnitt b enthält den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohraußenseite α_o

$$b = \frac{s}{\lambda_w A_{log}} + \frac{1}{A_o \alpha_o}. \quad (2.14)$$

Nach Roetzl und Na Ranong [55] muss, um zuverlässige Ergebnisse zu bekommen, „die Wärmeleitfähigkeit des Fluids, dessen Massenstrom variiert wird, ebenfalls variiert werden“. Dies kann durch mehrfache Messungen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus erreicht werden, was einen erhöhten Versuchsaufwand nach sich zieht. Die Wilson-Plot-Methode kann weiterhin zu Problemen führen, wenn einer der Wärmewiderstände dominiert. Der Ordinatenabschnitt b kann dann negativ werden und es ergeben sich unphysikalische Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohraußenseite. Dies wurde u. a. von Shah und Sekulić [38, S. 460 ff.] beschrieben und zeigte sich auch bei der Auswertung der Messergebnisse der vorliegenden Arbeit.

Deshalb wurde zur Auswertung der Messdaten die von Shah und Sekulić [38, S. 460 ff.] vorgeschlagene Vorgehensweise angewendet. Die Autoren empfehlen in diesem Fall, den nicht dominanten Wärmewiderstand abzuschätzen. Als einzige Unbekannte in Gleichung (2.8) bleibt somit der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohrinneiseite α_i . Dieser kann dann, wie nachfolgend erläutert wird, berechnet werden.

Bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_i auf der Rohrinneite kann der Zusammenhang für die Wärmeübertragungsfähigkeit kA mit Hilfe der Wärmewiderstände zu

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{s}{\lambda_w A_{log}} + \frac{1}{\alpha_o A_o} = R_i + R_w + R_o = R_{ges} \quad (2.15)$$

umformuliert werden. Hierin bezeichnet R_i den Wärmewiderstand auf der Rohrinneite, R_w den Wärmewiderstand der Rohrwand, R_o den Wärmewiderstand auf der Rohraußenseite und R_{ges} den gesamten Wärmewiderstand. Sind die Wärmewiderstände R_o und R_w bekannt, kann der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohrinneite mit Hilfe der Gleichungen (2.1) und (2.6) durch

$$\alpha_i = \frac{1}{A_i (R_{ges} - R_w - R_o)} \quad (2.16)$$

ausgewertet werden. Ist der Wärmewiderstand auf der Rohrinneite R_i dominant, gilt

$$R_i \gg R_o + R_w. \quad (2.17)$$

Bei dünnwandigen Rohren folgt daraus

$$\alpha_i \ll \alpha_o + \frac{\lambda_w}{s}. \quad (2.18)$$

Unter dieser Voraussetzung führen Abweichungen der Bestimmung des Wärmeübergangs auf der Rohraußenseite α_o nur zu geringen systematischen Fehlern bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_i auf der Rohrinneite.

Für den in dieser Arbeit eingesetzten Versuchsaufbau haben Borchardt et al. [56] mittels numerischer Strömungssimulation α_o zu $3794 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ermittelt³. Ausgehend von der Annahme, dass sich α_i bei Strukturrohren maximal um den Faktor 2 gegenüber Glattrohren erhöht, bleiben die erwarteten Wärmeübergangskoeffizienten α_i um mindestens den Faktor 12,5 kleiner als der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_o . Folglich gilt die obige Annahme auch für Strukturrohre.

Zur Berechnung der Nußeltzahl aus den Messwerten wird zunächst Gleichung (2.15) wie folgt nach α_i aufgelöst

$$\alpha_i = \left[A_i \left(\frac{1}{kA} - \frac{s}{\lambda_w A_{log}} - \frac{1}{\alpha_o A_o} \right) \right]^{-1}. \quad (2.19)$$

³Die mantelseitige Strömungsgeschwindigkeit wurde in allen Versuchen konstant gehalten, so dass auch der Wärmeübergangskoeffizient α_o konstant war.

Die Nußeltzahl berechnet sich dann aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α_i , dem Rohrrinnendurchmesser d_i und der Wärmeleitfähigkeit λ_1 der Luft zu

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_i d_i}{\lambda_1}. \quad (2.20)$$

2.2.3 Berechnung des Reibungsbeiwerts aus den Messwerten

Die Herleitung des Druckverlustes einer reibungsbehafteten Rohrströmung ist in der Literatur vielfach beschrieben (z. B. in [38, 57–59]). Dabei wird der Impulssatz

$$\sum \frac{d\vec{I}}{dt} = \sum \vec{F} \quad (2.21)$$

auf ein infinitesimales Rohrelement, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, angewandt.

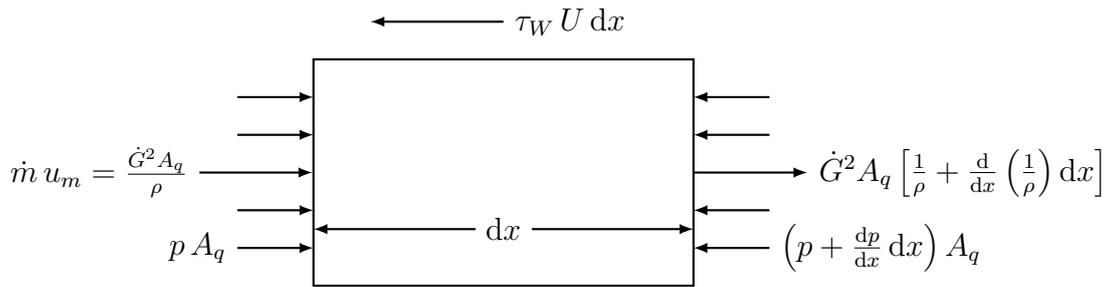


Abbildung 2.7: Infinitesimales Rohrelement zur Herleitung des Druckverlustes der reibungsbehafteten Rohrströmung (nach [38, S. 383]).

Die auf das Rohrleitungselement wirkenden Kräfte und Impulsänderungen lassen sich zu

$$\dot{G}^2 A_q \left[\frac{1}{\rho} + \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{\rho} \right) dx \right] - \frac{\dot{G}^2 A_q}{\rho} = p A_q - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) A_q - \tau_W U dx \quad (2.22)$$

bilanzieren. Hierin sind $\dot{G} = \dot{m}/A_q = \rho u_m$ die Massenstromdichte aus dem Massenstrom \dot{m} und dem Strömungsquerschnitt A_q bzw. aus der Dichte ρ des Fluids und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit u_m . Weiterhin bezeichnet p den Druck, τ_W die Wandschubspannung und U den benetzten Umfang der Rohrleitung. Gleichung (2.22) kann zu

$$-\frac{dp}{dx} = \dot{G}^2 \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{\rho} \right) + \tau_W \frac{U}{A_q} \quad (2.23)$$

vereinfacht werden. Mit dem hydraulischen Durchmesser

$$d_h = 4 \frac{A_q}{U} \quad (2.24)$$

und der Definition des Darcy-Weisbach-Reibungsbeiwertes

$$f_D = 8 \frac{\tau_W}{\dot{G}^2/\rho}, \quad (2.25)$$

folgt aus Gleichung (2.23)

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\dot{G}^2}{2} \left(2 \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{\rho} \right) + f_D \frac{1}{\rho d_h} \right). \quad (2.26)$$

Gleichung (2.26) lässt sich mit

$$\frac{d}{d\rho} \left(\frac{1}{\rho} \right) = -\frac{1}{\rho^2} \quad (2.27)$$

zu

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\dot{G}^2}{2} \left(-\frac{2}{\rho^2} \frac{d\rho}{dx} + f_D \frac{1}{\rho d_h} \right) \quad (2.28)$$

umformen. Die Integration über die gesamte Rohrlänge L von $x = 0$ bis $x = L$ mit den Indizes e für Eintritt und a für Austritt führt schließlich zu

$$\Delta p = \frac{\dot{G}^2}{2\rho_e} \left[2 \left(\frac{\rho_e}{\rho_a} - 1 \right) + f_D \frac{L}{d_h} \rho_e \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right]. \quad (2.29)$$

Das mittlere spezifische Volumen $v_m = (1/\rho)_m$ ist als Mittelwert über die Rohrlänge durch

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{1}{\rho} dx \quad (2.30)$$

definiert. Nach Shah und Sekulić [38, S. 384] kann das mittlere spezifische Volumen bei idealen Gasen und allen Stromführungen mit Ausnahme des hier nicht vorliegenden Gleichstroms zu

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = v_m = \frac{v_e + v_a}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_e} + \frac{1}{\rho_a} \right) \quad (2.31)$$

berechnet werden. Gleichung (2.29) besteht aus einen Impulsanteil Δp_I und einen Reibungsanteil Δp_F . Der Impulsanteil

$$\Delta p_I = \frac{\dot{G}^2}{2\rho_e} \left[2 \left(\frac{\rho_e}{\rho_a} - 1 \right) \right] \quad (2.32)$$

wird durch die Änderung des Impulses $\dot{m} u_m$ zwischen Ein- und Austritt hervorgerufen und ist somit durch die Temperaturänderung entlang des Rohres induziert. Er verschwindet im isothermen Fall. Der Reibungsanteil

$$\Delta p_F = \frac{\dot{G}^2}{2\rho_e} \left[f_D \frac{L}{d_h} \rho_e \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right] \quad (2.33)$$

wird durch Reibungseffekte und Dissipation verursacht.

Der Reibungsbeiwert f_D kann schließlich aus Gleichungen (2.29), (2.32) und (2.33) zu

$$f_D = \frac{2(\Delta p - \Delta p_I) d_h}{\dot{G}^2 L \left(\frac{1}{\rho}\right)_m} \quad (2.34)$$

berechnet werden.

2.3 Betrachtung der Messunsicherheit

Die Zuverlässigkeit der Messergebnisse wird sowohl durch die Toleranzen der verwendeten Messgeräte als auch durch den Versuchsaufbau selbst beeinflusst. Beispielsweise kommt es bei der Messung der Austrittstemperatur zum einen aufgrund der Messungenauigkeit der verwendeten Thermoelemente, zum anderen durch Ungenauigkeiten bei deren radialen Positionierung zu Messfehlern (vgl. Abschnitt 2.1, Abbildung 2.3). Die Messunsicherheiten der einzelnen Größen sind in Tabelle A.1 im Anhang aufgelistet.

Zur Berechnung der Messunsicherheit wurde das Gauß-Verfahren verwendet, welches u.a. in der DIN 1319-4:1999-02 [60] beschrieben ist. Die direkt gemessenen Größen x_k fließen mittels Modellfunktionen G_i in die indirekt gemessenen Größen y_i ein. Die direkt gemessenen Größen sind die in Abschnitt 2.1 beschriebenen Temperaturen, der Druck und der Druckverlust sowie der Luftmassenstrom. Die indirekt gemessenen Größen sind die Nußeltzahl Nu und der Reibungsbeiwert f_D . Die Modellfunktionen sind Gleichung (2.20) für die Nußeltzahl Nu und Gleichung (2.34) für den Reibungsbeiwert f_D .

Die Messunsicherheit $u(y_i)$ einer indirekt gemessenen Größe y_i wird durch

$$u(y_i) = \sqrt{\sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial G_i}{\partial x_k}\right)^2 u^2(x_k)} \quad (2.35)$$

mit den Messunsicherheiten $u(x_k)$ der n direkt gemessenen Größen berechnet. Die partiellen Ableitungen in Gleichung (2.35) werden auch als Sensitivitätskoeffizienten bezeichnet und können, sofern sie nicht explizit gebildet werden können, laut DIN 1319-4:1999-02 [60] durch zentrale Differenzenquotienten zu

$$\frac{\partial G_i}{\partial x_k} \approx \frac{1}{h} [G_i(x_1, \dots, x_k + 0,5h, \dots, x_n) - G_i(x_1, \dots, x_k - 0,5h, \dots, x_n)] \quad (2.36)$$

numerisch berechnet werden. Hierin ist h die Schrittweite. In DIN 1319-4 [60] wird eine Schrittweite von $h = u(x_k)$ empfohlen. Weitergehende Beschreibungen zur Ermittlung der Messunsicherheit finden sich z. B. in [61, 62].

Die Berechnung der Messunsicherheit für die Nußeltzahl Nu und den Reibungsbeiwert f_D ergab für unterschiedliche Strukturtypen und unterschiedliche Reynoldszahlen leicht variierende Unsicherheiten. Im Schnitt lagen die relativen Messunsicherheiten bei $u_{max}(Nu) = \pm 4,1\%$ für die Nußeltzahl bzw. $u_{max}(f_D) = \pm 4,3\%$ für den Reibungsbeiwert.

2.4 Validierung des Versuchsaufbaus

Um den Versuchsaufbau zu überprüfen, wurden Messungen mit einem Glattrohr ($\varnothing 25 \times 1,0$ mm, $L = 1,7$ m) durchgeführt. Die Messergebnisse wurden mit in der Literatur gebräuchlichen Korrelationen verglichen. Die Nußeltzahl wurde mit der häufig in der Literatur verwendeten Gleichung nach Petukhov [63]

$$Nu_P = \frac{(f_D/8) Re Pr}{1,07 + 12,7 (f_D/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.37)$$

berechnet. Petukhov [63] gibt für diese Gleichung eine Genauigkeit von $\pm 5-6\%$ für $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^5$ und $0,5 \leq Pr \leq 200$ an⁴. Shah und Sekulić [38, S. 482] erweitern bei gleicher Genauigkeit den Gültigkeitsbereich bezüglich der Reynoldszahl auf $4000 \leq Re \leq 5 \times 10^5$. In Gleichung (2.37) ist f_D der Reibungsbeiwert nach Konakov [65]

$$f_D = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2} . \quad (2.38)$$

Die Nußeltzahl nach Petukhov [63] (Gleichung (2.37)) wird mit dem Faktor F_H

$$F_H = \left(1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (2.39)$$

nach Hausen [66] zu

$$Nu = Nu_P F_H \quad (2.40)$$

korrigiert, um die höhere lokale Nußeltzahl im Einlaufbereich von Glattrohren zu berücksichtigen.

In der Literatur wird für die Nußeltzahl im Übergangsbereich häufig eine Interpolationsgleichung im Bereich von $2300 \leq Re \leq 10^4$ zwischen laminarer und turbulenter Strömung angegeben. Hintergrund der Interpolation, die von Taborek [67] vorgeschlagen

⁴In der Literatur wird für die Gültigkeit dieser Gleichung häufig eine Obergrenze der Prandtlzahl von 10^6 angegeben (z. B. in [38, S. 482] und [64, S. 424]). Dabei handelt es sich offenbar um die Verbreitung eines Tippfehlers.

wurde⁵, war der Sprung, der sich bei der Berechnung der Nußeltzahl ergibt, wenn bei einer Reynoldszahl von 2300 zwischen den Berechnungsgleichungen für die laminare und die turbulente Nußeltzahl gewechselt wird. Zur Veranschaulichung des Problems ist in Abbildung 2.8 der Verlauf der Nußeltzahl über der Reynoldszahl dargestellt. Die Berechnung wurde mit den Gleichungen nach dem VDI-Wärmeatlas [37, S. 785-792] jeweils mit und ohne Interpolation im Bereich $2300 \leq Re \leq 10^4$ durchgeführt. Der Sprung, welcher sich ohne Interpolation ergibt, würde bei der computerunterstützten Auslegung von Wärmeübertragern zu Problemen führen, wenn sich eine Reynoldszahl nahe 2300 ergibt. Die in der Regel iterativen Berechnungsverfahren konvergieren dann nicht.

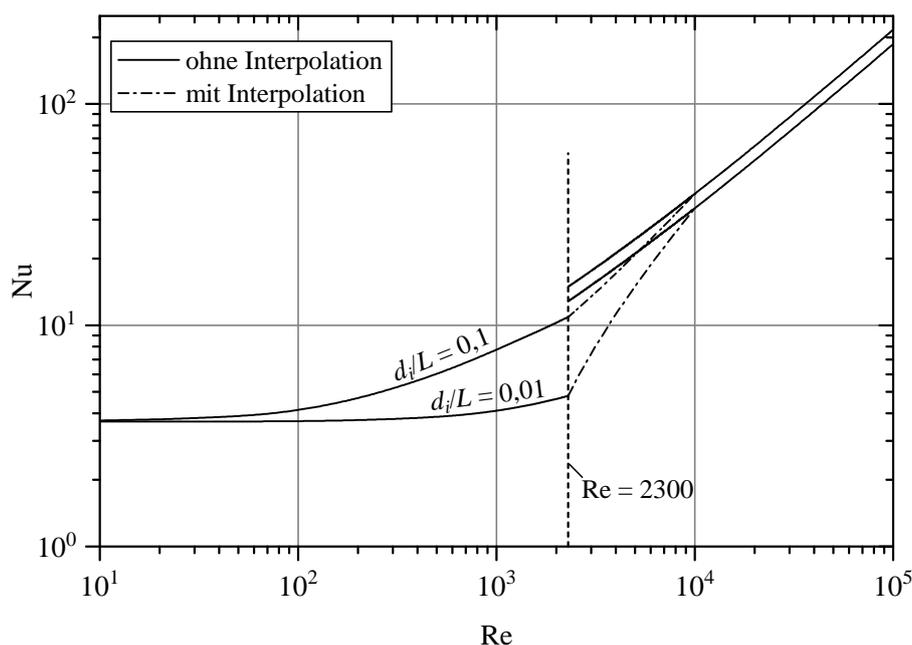


Abbildung 2.8: Nußeltzahl Nu_G im Glattrohr in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re mit und ohne Interpolation im Übergangsbereich $2300 \leq Re \leq 10^4$. Berechnet mit den Gleichungen aus dem VDI-Wärmeatlas [37, S. 785-792] für $Pr = 0,7$ (im laminaren Bereich mit der Randbedingung hydrodynamischer und thermischer Anlauf).

Der Interpolationsbereich wurde von Gnielinski [68] unter Verwendung einer leicht abgewandelten Form von Gleichung (2.37) von ursprünglich $2000 \leq Re \leq 8000$ [67]⁵ auf $2300 \leq Re \leq 10^4$ geändert. Er schreibt, dass in der Literatur immer wieder dargestellt ist, dass die gemessene Nußeltzahl in diesem Bereich mit abnehmender Reynoldszahl stark abfällt. Gnielinski [68] verglich Messwerte zahlreicher Autoren mit den unter Verwendung der Interpolationsfunktion berechneten Werten der Nußeltzahlen. Er berichtet, dass „die Messwerte mancher Autoren systematisch von den berechneten Werten abweichen, während die Messwerte anderer Autoren den Verlauf der Kurven bei der gleichen

⁵Für diese Quelle ist kein schriftlicher Beleg beschaffbar. Die zitierten Informationen und die Quellenangabe sind aus [68] und [38, S. 482] entnommen. Demnach wurde der Interpolationsbereich von Taborek [67] zu $2000 \leq Re \leq 8000$ angegeben.

Prandtlzahl gut bestätigen“. Aus den Abbildungen in [68] geht hervor, dass gerade bei moderaten Verhältnissen von d_i/L und niedrigen Prandtlzahlen⁶ die Verwendung der Interpolationsfunktion zu hohen Abweichungen führt.

Abraham et al. [69] führten numerische Simulationen zum Wärmeübergang im Übergangsbereich für $Pr = 0,7$ durch. Sie fanden, dass die Nußeltzahl im Übergangsbereich erst bei $Re \leq 4000$ stark abfällt. Diese Erkenntnis bewog Gnielinski [70] den Interpolationsbereich zur Berechnung der Nußeltzahl im Übergangsbereich auf $2300 \leq Re \leq 4000$ zu reduzieren.

Die o. g. Erkenntnisse hinsichtlich der Berechnung der Nußeltzahl im Übergangsbereich zeigen, dass für die Validierung des Versuchsaufbaus die Interpolationsfunktion im Übergangsbereich nicht angewendet werden muss, da die in den Versuchen ermittelten Reynoldszahlen stets größer als 4000 waren.

Abbildung 2.9 zeigt den Vergleich der mittels des beschriebenen Versuchsaufbaus gemessenen und berechneten Nußeltzahlen (Gleichungen (2.37) bis (2.40)) des Glattrohres. Die maximale Abweichung liegt im Bereich $8000 \leq Re \leq 23000$ bei 3,5 %. Für niedrigere Reynoldszahlen ($Re \approx 5000$) liegt die Abweichung bei maximal 7,3 %.

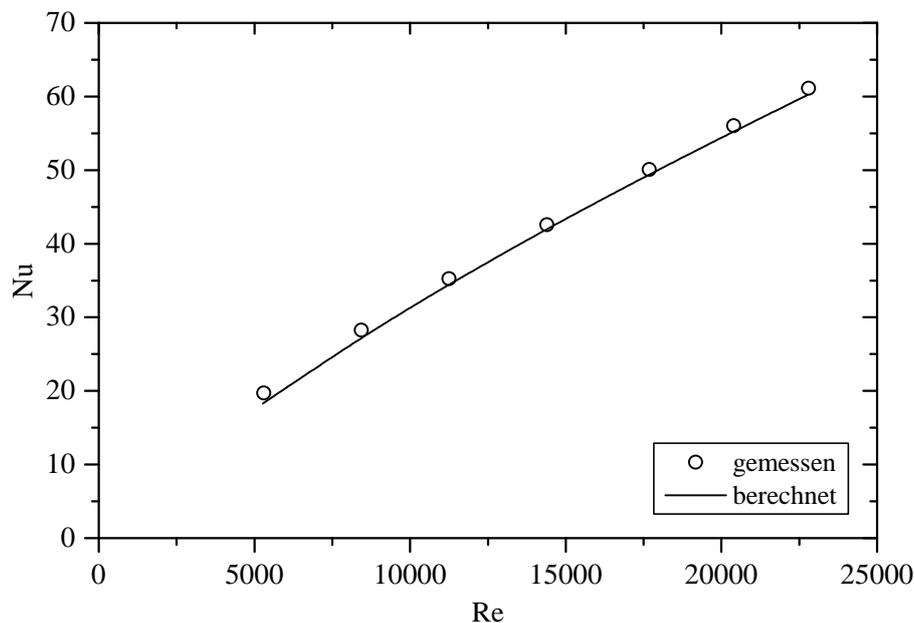


Abbildung 2.9: Nußeltzahl eines Glattrohres als Funktion der Reynoldszahl. Vergleich der gemessenen und berechneten Werte (Gleichungen (2.37) bis (2.40)).

In Abbildung 2.10 ist der Vergleich der gemessenen und berechneten Reibungsbeiwerte des Glattrohres dargestellt. Wie bei der Nußeltzahl zeigt sich eine geringere maxima-

⁶Dies entspricht dem hier vorliegendem Anwendungsfall: $Pr \approx 0,7$, $d_i/L \approx 0,01$.

le Abweichung im Bereich $8000 \leq Re \leq 23\,000$ von 1,1 % sowie 4,6 % bei niedrigeren Reynoldszahlen.

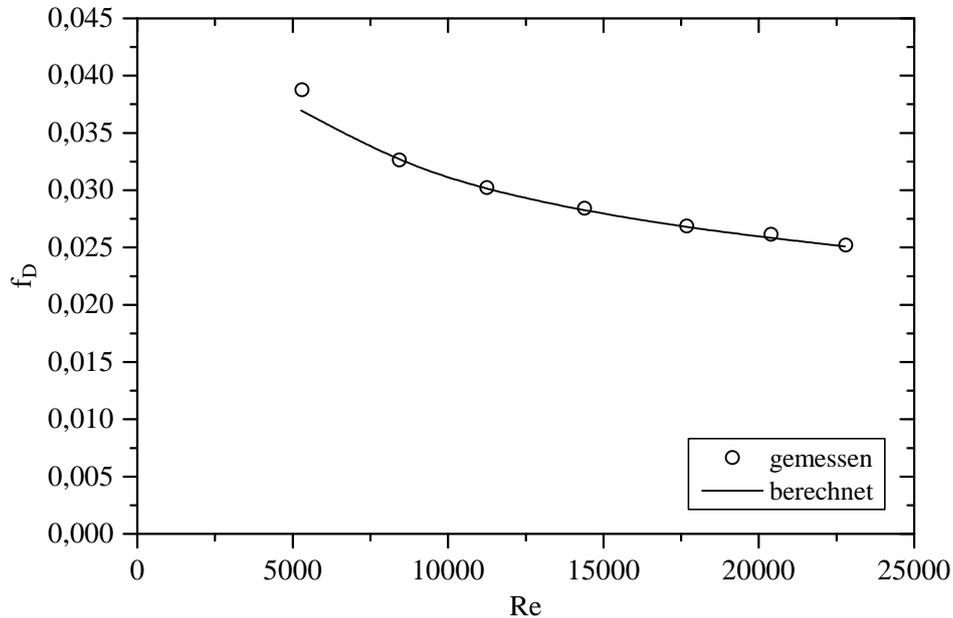


Abbildung 2.10: Reibungsbeiwert eines Glattrohres als Funktion der Reynoldszahl. Vergleich der gemessenen und berechneten Werte (Gleichung (2.38)).

Um die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu testen, wurden Wiederholungsmessungen durchgeführt. Dabei wurde der Versuchsaufbau jeweils komplett demontiert und wieder aufgebaut. Es zeigten sich maximale Abweichungen von $\pm 3\%$ und $\pm 4\%$ für die Nußeltzahl respektive den Reibungsbeiwert.

Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Messergebnisse der Nußeltzahlen und Reibungsbeiwerte verschiedener Strukturrohre bilden die Datenbasis für die Optimierung der Strukturgeometrie und der Herstellungskosten von Strukturrohrwärmeübertragern. Die ausführliche Untersuchung des Einflusses der Messungenauigkeiten und die Validierung des Versuchsaufbaus spielen deshalb eine wichtige Rolle bei der Beurteilung der Ergebnisse. Die ermittelten Messungenauigkeiten sind gering genug, um die Einflüsse einzelner Strukturparameter auf die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert zu analysieren und zu bewerten sowie um die Messergebnisse zur Optimierung der Strukturgeometrie und der Herstellungskosten von Strukturrohrwärmeübertragern weiterzuverarbeiten.

3 Messergebnisse – Nußeltzahl und Reibungsbeiwert

In diesem Kapitel wird zu Beginn auf die Aufbereitung und Weiterverarbeitung der Messdaten eingegangen und wichtige Hinweise zur Anwendbarkeit der daraus abgeleiteten Approximationsfunktionen gegeben. Die Herstellung von Drallrohren unterliegt technischen Randbedingungen. Diese werden kurz erläutert und deren Auswirkungen auf den untersuchten Parameterraum dargestellt. Nachfolgend werden die Ergebnisse der Messreihen unterschiedlicher Drallrohre beschrieben. Zunächst wird dabei auf die Einflüsse der einzelnen Geometrieparameter und deren gegenseitige Beeinflussung auf Wärmeübergang und Druckverlust bei Einfachdrallrohren eingegangen. Aus den Messergebnissen werden Approximationsfunktionen für die Nußeltzahl Nu_S und den Reibungsbeiwert $f_{D,S}$ generiert, mit deren Hilfe die Sensitivitäten von Nu_S und $f_{D,S}$ bezüglich der Drallparameter und der Fertigungstoleranzen ermittelt werden. Anschließend werden die entsprechenden Einflüsse bei Kreuzdrallrohren erläutert. Die in den Abschnitten 3.3 und 3.4 dargestellten Messergebnisse wurden in ähnlicher Form bereits in [51] und [71] veröffentlicht.

3.1 Aufbereitung und Weiterverarbeitung der Messdaten

Um die aus den Messreihen gewonnenen Daten für die Auslegung und Optimierung von Wärmeübertragern verwenden zu können, ist deren zielgerichtete Aufbereitung notwendig. Dabei unterscheiden sich die Anforderungen an die aufbereiteten Daten, je nach dem, ob die Daten zur *Auslegung* oder zur *Optimierung* verwendet werden.

Für die Auslegung ist es wichtig, dass für ein *bestimmtes* Strukturrohr die Nußeltzahl und der Reibungsbeiwert in Abhängigkeit der Reynoldszahl mit *hoher Genauigkeit* bestimmt werden können, so dass ein Sicherheitszuschlag gering gehalten werden kann. Für die Optimierung hingegen ist vorrangig, dass die Nußeltzahl und der Reibungsbeiwert verschiedener Strukturrohre *abgeschätzt* werden können, *ohne* dass für die entsprechende Strukturgeometrie *explizit Messdaten* vorliegen. Dies führt zwangsläufig zu einer *niedrigeren Genauigkeit* der Nußeltzahl und des Reibungsbeiwertes. Nachfolgend werden

die Methoden und Hintergründe der unterschiedlichen Aufbereitung der Messdaten für die Auslegung von Wärmeübertragern bzw. zur Optimierung der Strukturgeometrie dargestellt.

Aufbereitung der Messdaten für die Auslegung: Die Messungen von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert wurden für jedes Strukturrohr bei unterschiedlichen Reynoldszahlen durchgeführt. Die Abhängigkeit der Nußeltzahl Nu von der Reynoldszahl Re lässt sich durch den einfachen Potenzansatz

$$Nu = C Re^m \quad (3.1)$$

abbilden. Ein ähnlicher Ansatz für Glattrohre ist in der Literatur als Dittus-Boelter Gleichung [72]

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.2)$$

bekannt. Im Gegensatz zur Dittus-Boelter Gleichung (3.2) wird auf einen Anpassungsparameter, der den Einfluss der Prandtlzahl beschreibt, verzichtet, da diese in der vorliegenden Studie nicht variiert wurde.

Für den Reibungsbeiwert der Strukturrohre wird der Exponentialansatz

$$f_D = f_0 + A \exp(R_0 Re) \quad (3.3)$$

verwendet. Dieser Ansatz hat den Vorteil, dass sowohl mit der Reynoldszahl fallende Reibungsbeiwerte als auch konstante Reibungsbeiwerte abgebildet werden können, was die einfache Implementierung in Berechnungsprogramme erleichtert¹. So kann bei konstanten Reibungsbeiwerten der Anpassungsparameter A zu Null gesetzt werden.

Für jedes Strukturrohr werden die Anpassungsparameter C , m , f_0 , A und R_0 der Gleichungen (3.1) und (3.3) separat ermittelt. Die Reynoldszahl ist die einzige unabhängige Variable in den Modellfunktionen (3.1) und (3.3). Damit kann eine geringe Abweichung zwischen den Messdaten und den Modellfunktionen erreicht werden. Es ergibt sich für jedes Strukturrohr ein eigener Satz an Anpassungsparametern.

Aufbereitung der Messdaten für die Optimierung der Strukturgeometrie: Für Optimierungszwecke werden Approximationsfunktionen benötigt, die die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert in Abhängigkeit der Reynoldszahl und aller Geometrieparameter der Strukturrohre abschätzen. Solche Approximationsfunktionen können beispielsweise Polynome oder Potenzfunktionen sein. Eine Polynomfunktion zweiten Grades für zwei Variablen weist die Form

$$F(x_1, x_2) = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_1^2 + a_4x_1x_2 + a_5x_2^2 \quad (3.4)$$

¹Der Verlauf des Reibungsbeiwertes mit der Reynoldszahl variiert in Abhängigkeit der Strukturgeometrie.

auf. Mit Erhöhung der Variablenanzahl bzw. des Polynomgrades steigt die Anzahl der Anpassungsparameter a_i , und somit die Anzahl der benötigten Datenpunkte. Der Polynomgrad muss hoch genug gewählt werden, um die Messwerte hinreichend genau abbilden zu können. Allerdings neigen Polynome höherer Ordnung insbesondere an den Rändern des Datenbereichs zu unphysikalischen Schwingungen. Da in der vorliegenden Studie bis zu vier Variablen² verwendet werden und nur eine begrenzte Anzahl an Messreihen zur Verfügung steht, sind Polynome als Approximationsfunktion nicht optimal geeignet.

Deshalb werden im Rahmen dieser Arbeit Potenzfunktionen verwendet. Eine allgemeine Potenzfunktion hat die Form

$$F(\vec{x}) = a_0 \prod_{i=1}^n x_i^{a_i}. \quad (3.5)$$

Die Anzahl der Anpassungsparameter ist bei diesem Ansatz deutlich geringer, so dass weniger Datenpunkte zur Bestimmung der Anpassungsparameter notwendig sind. Bei der grafischen Auswertung der Messreihen zeigte sich, dass sich der Potenzansatz grundsätzlich als Approximationsfunktion eignet. Daher wird dieser in der vorliegenden Arbeit zur Abschätzung von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert verwendet. Die genaue Beschreibung des verwendeten Potenzansatzes erfolgt in Abschnitt 3.3 im Kontext der Erläuterung der Messergebnisse. Neben den hier erwähnten Modellfunktionen gibt es weitere Ansätze, die häufig an vorgegebene Versuchspläne gebunden oder an bestimmte Problemstellungen³ angepasst sind. Eine Übersicht bietet die entsprechende Fachliteratur (z. B. von Siebertz et al. [73]) bzw. ist in den Handbüchern gängiger Software zur Datenanalyse (z. B. in [74]) enthalten.

An dieser Stelle sei nochmals betont, dass bei der Verwendung solcher Approximationsfunktionen mit Abweichungen gegenüber den tatsächlichen Werten von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert zu rechnen ist. Der Einsatz solcher Approximationsfunktionen sollte demnach auf die Optimierung der Strukturgeometrien beschränkt werden (siehe dazu Abschnitte 5.2–5.3). Die dabei generierten „virtuellen Ergebnisse“ sollten vor der Anwendung in realen Wärmeübertragern stets durch vorherige Messungen verifiziert werden. Im Vorgriff auf Abschnitt 5.2 sei an dieser Stelle erwähnt, dass es bei der Berechnung weiterer Kenngrößen durch Kombination von Approximationsfunktionen zu einer Auslöschung oder deutlichen Vergrößerung der zu erwartenden Abweichungen kommen kann. Diese Problematik tritt z. B. bei der Berechnung von *Performance Evaluation Criteria* (siehe Abschnitt 1.2.2) auf und wurde bereits in [51] beschrieben.

²Die Variablen sind die Dralltiefe, der Drallabstand, der Drallwinkel und die Reynoldszahl.

³Eine Vielzahl der Modellfunktionen stammt aus der chemischen bzw. biologischen Reaktionstechnik.

Zur Ermittlung der Anpassungsparameter der in diesem Kapitel beschriebenen Approximationsfunktionen wurde die auf Kurvenanpassung spezialisierte Software Origin [74] verwendet. Der dort implementierte Levenberg-Marquardt-Algorithmus zur Berechnung der Anpassungsparameter basiert auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate und ist beispielsweise in [75] und [76] detailliert beschrieben.

3.2 Technische Randbedingungen bei der Herstellung von Drallrohren und deren Auswirkung auf den untersuchten Parameterraum

Die Herstellung von Drallrohren unterliegt fertigungstechnischen Randbedingungen. So ist es nicht möglich, beliebige Kombinationen von Drallwinkel, Drallabstand und Dralltiefe zu fertigen. Der Drallabstand hängt vom Rohrdurchmesser, dem Drallwinkel, der Dralltiefe und der Gangzahl der Drallung ab (vgl. Gleichung (1.1)). Da beim Drallen von Rohren ein Werkzeugkopf mit ein bis drei Drallrollen (Gangzahl) um das Rohr rotiert, entsteht unter anderem eine Umfangskraft am Rohr, die durch Fixierung des Rohres kompensiert werden muss.

Die Umfangskraft, und somit die benötigte Haltekraft, ist von der Dralltiefe, dem Drallwinkel und der Gangzahl abhängig. Je kleiner der Drallwinkel ist und je größer die Dralltiefe und die Gangzahl sind, desto größer können diese Kräfte werden. Die Haltekraft ist technisch limitiert, so dass in Abhängigkeit des eingestellten Drallwinkels und der Gangzahl die Dralltiefe limitiert ist. Da beim Kreuzdrallrohr die Drallung gleichzeitig in gegensinniger Richtung aufgebracht wird, kompensieren sich die Umfangskräfte. Beim Kreuzdrallrohr sind dadurch tendenziell größere Dralltiefen als beim Einfachdrallrohr möglich. Weiterhin können sehr große Dralltiefen bei zu kleinen Drallwinkeln zum Verlust der Rundheit des Rohres führen, was sich negativ auf den Einbau der Drallrohre in den Rohrbündelwärmeübertrager auswirken kann.

Die fertigungstechnischen Randbedingungen wirken sich somit auf die Zusammenstellung der Drallparameter der vermessenen Rohre aus. Der Einfluss großer Dralltiefen auf den Wärmeübergang und den Druckverlust kann folglich nur bei großen Drallwinkeln untersucht werden. Diese Randbedingung gilt ebenso für die Approximationsfunktionen (3.10)–(3.11) und (3.18)–(3.19) für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert von Einfach- und Kreuzdrallrohren (Abschnitte 3.3–3.4) sowie für die Zielfunktionen für die Optimierung der Strukturgeometrie (Abschnitte 5.2). Die maximalen Dralltiefen in Abhängigkeit des Drallabstandes sind in Form der Gültigkeitsbereiche (3.6) und (3.17) in den Abschnitten 3.3–3.4 angegeben.

3.3 Einfachdrallrohre

Zur Darstellung der Messergebnisse werden Nußeltzahl und Reibungsbeiwert der Strukturrohre (Index S) auf die entsprechenden Werte eines Glattrohres (Index G) bezogen. Im Folgenden werden die Einflüsse der unterschiedlichen Drallparameter auf die relative Nußeltzahl Nu_S / Nu_G bzw. den relativen Reibungsbeiwert $f_{D,S} / f_{D,G}$ von Einfachdrallrohren (EDR) aufgezeigt. Dabei wird zunächst der Einfluss der Dralltiefe sowie der Einfluss des Drallwinkels beschrieben. Anschließend wird die wechselseitige Beeinflussung beider Größen erläutert. Die Drallparameter der untersuchten Einfachdrallrohre sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

Tabelle 3.1: Untersuchte Einfachdrallrohre $\varnothing 25 \times 1,0$ mm mit den Drallparametern Drallwinkel φ , Gangzahl n , Dralltiefe t , Drallabstand p , den dimensionslosen Verhältnissen t/d_i , p/d_i und p/t sowie den Nummern der Abbildungen, in denen die zugehörigen Messergebnisse dargestellt sind.

φ [°]	n [-]	t [mm]	p [mm]	t/d_i [-]	p/d_i [-]	p/t [-]	Abb.
19,0	3	0,47	8,68	0,020	0,377	18,47	3.2, 3.3
19,0	3	0,82	8,42	0,036	0,366	10,27	
19,0	3	0,94	8,34	0,041	0,363	8,87	
26,0	3	0,65	12,10	0,028	0,526	18,62	
26,0	3	0,78	11,97	0,034	0,520	15,35	
26,0	3	1,00	11,75	0,043	0,511	11,75	
9,3	1	0,92	11,90	0,040	0,517	12,93	3.4, 3.5
26,0	3	0,93	11,82	0,040	0,514	12,71	
14,2	1	0,76	18,65	0,033	0,811	24,54	3.4-3.7
36,8	3	0,73	18,47	0,032	0,803	25,30	
14,2	1	0,94	18,50	0,041	0,804	19,68	3.6, 3.7
36,8	3	0,93	18,17	0,040	0,790	19,54	
9,2	1	0,74	11,95	0,032	0,520	16,15	A.1 ^a
26,0	1	1,05	35,08	0,046	1,525	33,41	
14,0	3	0,59	6,21	0,026	0,270	10,53	
14,0	3	0,46	6,28	0,020	0,273	13,65	
14,0	1	1,05	18,42	0,046	0,801	17,54	
37,0	3	1,28	17,70	0,056	0,770	13,83	

^a Der Einfluss der Drallparameter auf Nu_S / Nu_G und $f_{D,S} / f_{D,G}$ wird anhand der ersten zwölf Rohre hinreichend beschrieben. Auf die Messergebnisse der letzten sechs Rohre wird im Text deshalb nicht eingegangen. Die Messergebnisse sind der Vollständigkeit halber im Anhang ab Seite 123 aufgeführt.

Abbildung 3.1 zeigt die Verteilung der dimensionslosen Drallparameter t/d_i und p/d_i im Entwurfsraum sowie den Verlauf der maximalen Dralltiefe (Fertigungsrandbedingung), welcher durch den Zusammenhang

$$(t/d_i)_{max} < 0,056 - 3,4 \cdot 10^{-3} \exp\left(-\frac{p/d_i - 0,56}{0,132}\right) \quad (3.6)$$

approximiert werden kann.

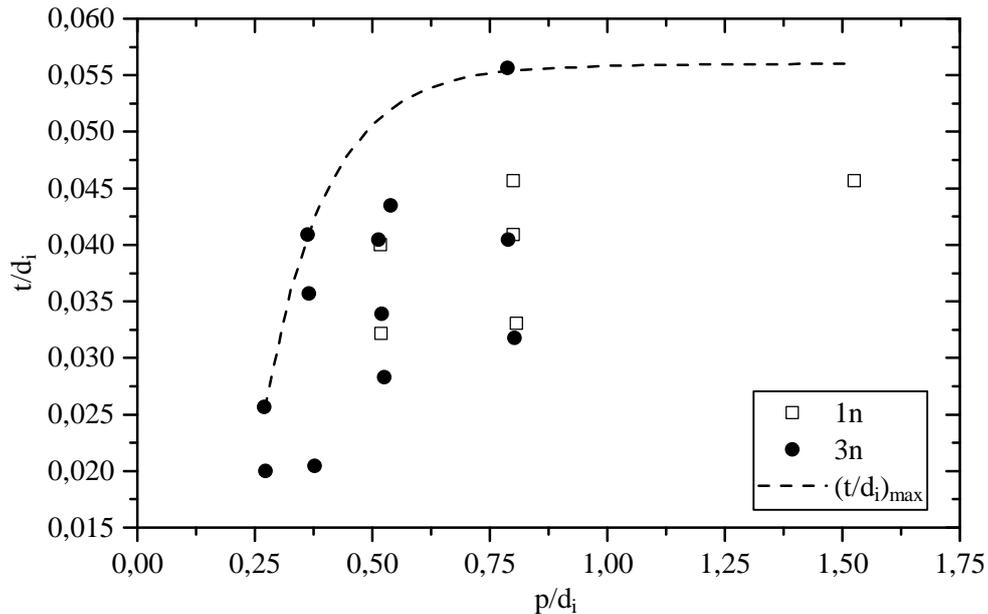


Abbildung 3.1: Verteilung der dimensionslosen Drallparameter t/d_i und p/d_i der untersuchten eingängigen (1n) und dreigängigen (3n) EDR sowie der Verlauf der Fertigungsrandbedingung der maximalen Dralltiefe (Gleichung (3.6)).

3.3.1 Messergebnisse

Einfluss der Dralltiefe

Abbildung 3.2 zeigt die relativen Nußeltzahlen von dreigängigen (3n) Einfachdrallrohren mit unterschiedlichen Dralltiefen bei unterschiedlichen Drallwinkeln ($\varphi = 19^\circ$ bzw. $\varphi = 26^\circ$). Im Allgemeinen steigen die relativen Nußeltzahlen mit zunehmender Reynoldszahl und tendieren zu einem konstanten Wert. Lediglich bei geringen Dralltiefen ($t < 0,5$ mm) zeigt sich bei zunehmender Reynoldszahl keine Tendenz zu einem konstanten Wert. Weiterhin steigen die relativen Nußeltzahlen mit zunehmender Dralltiefe bzw. mit abnehmendem Drallwinkel. Bei den dreigängigen EDR mit einem Drallwinkel von $\varphi = 19^\circ$ ändert sich die relative Nußeltzahl nicht mehr wesentlich, wenn die

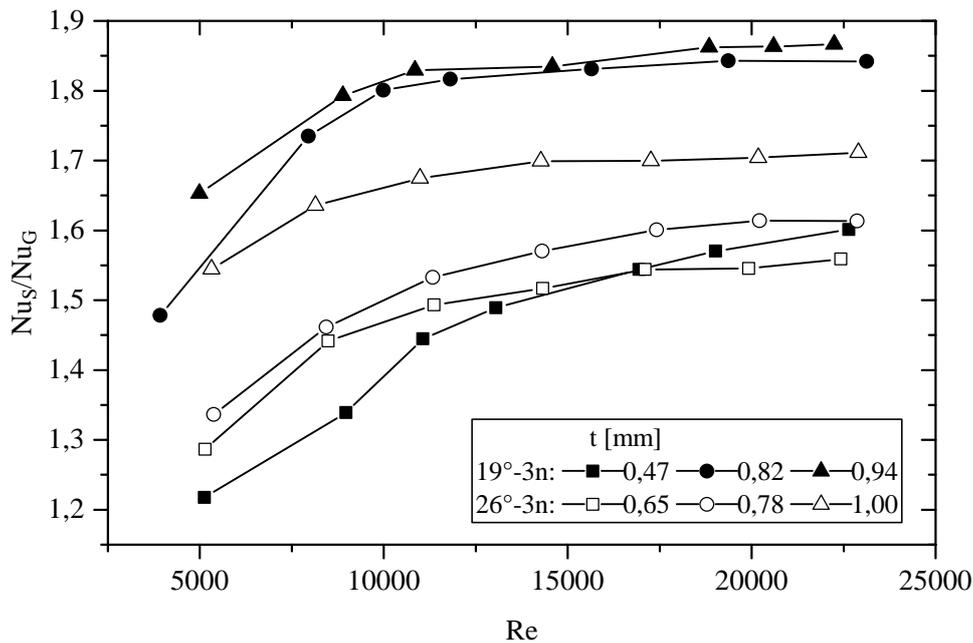


Abbildung 3.2: Nu_S / Nu_G dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen t mit $\varphi = 19^\circ$ (19° -3n) und mit $\varphi = 26^\circ$ (26° -3n).

Dralltiefe von $t = 0,82$ mm auf $t = 0,94$ mm erhöht wird. Die Verhältnisse von Drallabstand zu Dralltiefe dieser Rohre sind $p/t = 10,27$ bzw. $p/t = 8,87$. Diese Werte sind in Übereinstimmung mit der Aussage von Webb und Kim [15, S. 302], dass der höchste Wärmeübergang in querstrukturierten Rohren im Bereich von $10 \leq p/t \leq 15$ auftritt. Bei kleineren p/t -Verhältnissen wird eine Sättigung der Übertragungsfähigkeit erreicht. Wie bereits in [51] dargestellt, scheint die Sättigungshöhe vom Drallwinkel abzuhängen, da diese je nach Drallwinkel variiert.

In Abbildung 3.3 sind die zugehörigen relativen Reibungsbeiwerte als Funktion der Reynoldszahl dargestellt. Diese steigen ebenfalls mit zunehmender Dralltiefe bzw. abnehmendem Drallwinkel an. Im Vergleich zur relativen Nußeltzahl ist die Steigerung des relativen Reibungsbeiwertes deutlich höher (bis zu $f_{D,S}/f_{D,G} = 3,62$). Ferner kann bei den EDR mit $\varphi = 19^\circ$ mit zunehmender Reynoldszahl keine Sättigung bzgl. des relativen Reibungsbeiwertes festgestellt werden.

Einfluss des Drallwinkels

Um den Einfluss des Drallwinkels auf Wärmeübergang und Druckverlust zu separieren, wurden Einfachdrallrohre mit identischer Dralltiefe und identischem⁴ Drallabstand aber unterschiedlichen Winkeln gefertigt. Da der Drallabstand bei konstantem Rohrdurchmesser von der Gangzahl, dem Drallwinkel und der Dralltiefe abhängt (vgl. Gleichung (1.1)),

⁴jeweils im Rahmen der Fertigungstoleranzen

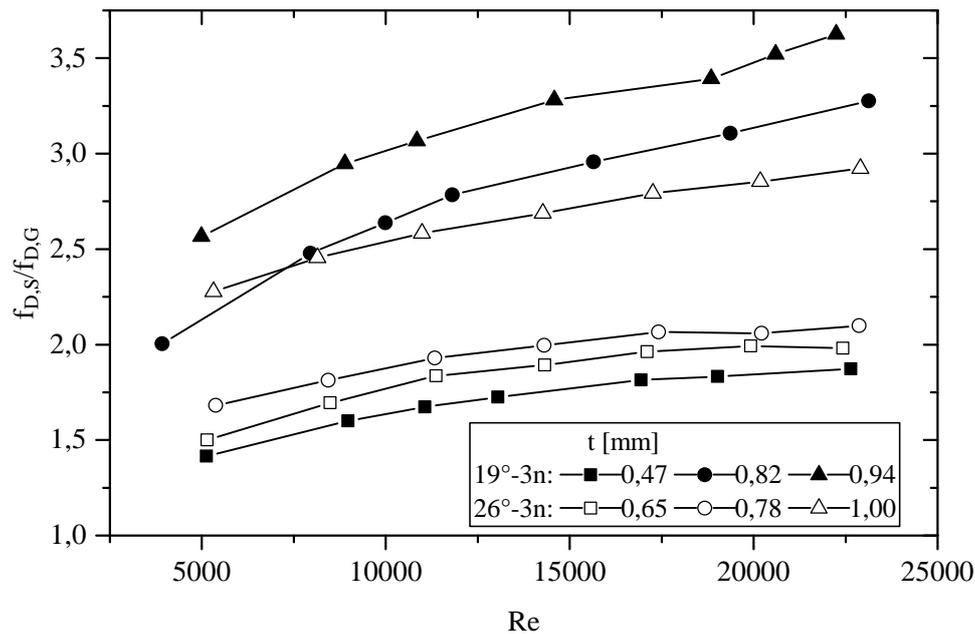


Abbildung 3.3: $f_{D,S}/f_{D,G}$ dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen t mit $\varphi = 19^\circ$ (19° -3n) und mit $\varphi = 26^\circ$ (26° -3n).

lässt sich ein identischer Drallabstand durch die entsprechenden Kombinationen dieser Parameter erreichen.

Abbildung 3.4 zeigt die relativen Nußeltzahlen zweier Messreihen mit jeweils identischer Dralltiefe und identischem Drallabstand. Wird unter dieser Prämisse der Drallwinkel geändert, zeigen Einfachdrallrohre mit kleineren Drallwinkeln (z. B. $\varphi = 9,3^\circ$) eine höhere relative Nußeltzahl als Einfachdrallrohre mit größeren Drallwinkeln (z. B. $\varphi = 26,0^\circ$). Ursächlich hierfür kann die von Mac Nelly et al. [21] beobachtete Zunahme des Rotationsanteils der Strömung bei Vergrößerung des Drallwinkels sein. Diese wirkt dem von Arman und Rabas [16] beschriebenen Mechanismus der wiederholten Strömungsablösung und dem Wiederanlegen der Strömung entgegen (siehe Abschnitt 1.2.1).

Abbildung 3.4 zeigt weiterhin, dass EDR mit $t \approx 0,92$ mm, $\varphi = 26,0^\circ$ und $t \approx 0,75$ mm, $\varphi = 14,2^\circ$ trotz unterschiedlicher Parameter nahezu identische relative Nußeltzahlen erreichen. Die höchste relative Nußeltzahl wird von einem eingängigen EDR mit einem Drallwinkel von $\varphi = 9,3^\circ$ und einer Dralltiefe von $t = 0,92$ mm mit $Nu_S / Nu_G = 2,15$ erreicht.

Die zugehörigen relativen Reibungsbeiwerte sind in Abbildung 3.5 dargestellt. Analog zum Verhalten der relativen Nußeltzahl bezüglich der Winkeländerung bringen EDR mit kleineren Drallwinkeln höhere relative Reibungsbeiwerte mit sich als EDR mit größeren Drallwinkeln. Im Gegensatz zu der Feststellung identischer relativer Nußeltzahlen der EDR mit $t \approx 0,92$ mm, $\varphi = 26,0^\circ$ und $t \approx 0,75$ mm, $\varphi = 14,2^\circ$ weichen die relativen

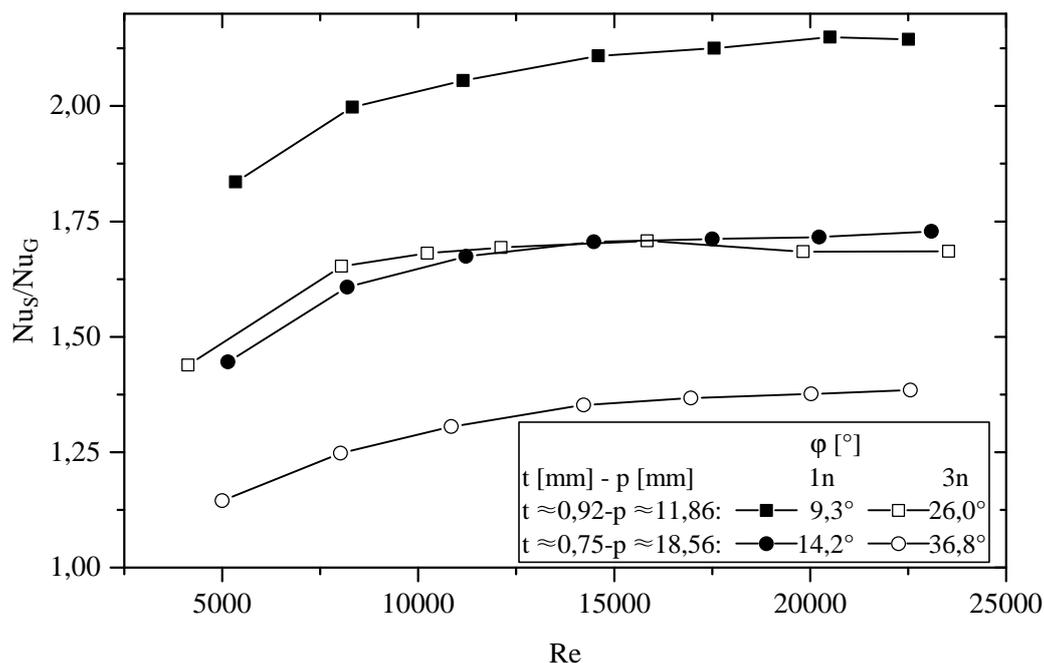


Abbildung 3.4: Nu_S / Nu_G ein- und dreigängiger EDR (1n bzw. 3n) als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Drallwinkeln φ . Vergleich von zwei Messreihen mit jeweils identischer Dralltiefe t und identischem Drallabstand p .

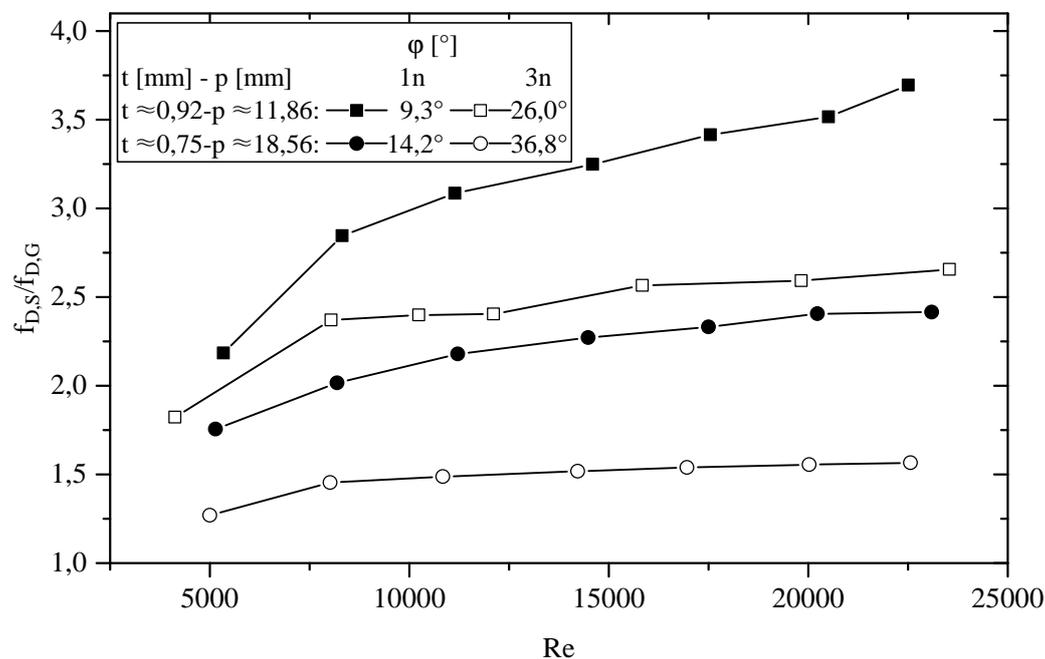


Abbildung 3.5: $f_{D,S} / f_{D,G}$ ein- und dreigängiger EDR (1n bzw. 3n) als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Drallwinkeln φ . Vergleich von zwei Messreihen mit jeweils identischer Dralltiefe t und konstantem Drallabstand p .

Reibungsbeiwerte voneinander ab. Das Einfachdrallrohr mit $t \approx 0,75$ mm, $\varphi = 14,2^\circ$ weist einen geringeren relativen Reibungsbeiwert auf als das EDR mit $t \approx 0,92$ mm, $\varphi = 26,0^\circ$. Dies legt den Rückschluss nahe, dass ein EDR mit kleinerem Winkel und geringerer Dralltiefe effektiver ist als ein EDR mit größerem Winkel und größerer Dralltiefe, da bei geringerem Druckverlust der Wärmeübergang gleich groß ist. Das eingängige EDR, das die höchste relative Nußeltzahl erreicht ($\varphi = 9,3^\circ$, $t = 0,92$ mm), weist auch den höchsten relativen Reibungsbeiwert mit $f_{D,S}/f_{D,G} = 3,70$ auf.

Wechselseitige Beeinflussung von Drallwinkel und Dralltiefe

Um die wechselseitige Beeinflussung von Drallwinkel und Dralltiefe hinsichtlich des Wärmeübergangs und des Druckverlustes aufzuzeigen, wurden Einfachdrallrohre mit zwei unterschiedlichen Drallwinkeln und zwei jeweils identischen Dralltiefen untersucht.

Abbildung 3.6 zeigt die Ergebnisse zweier Messreihen in Form der relativen Nußeltzahl als Funktion der Reynoldszahl. Die erste Messreihe beinhaltet zwei eingängige Einfachdrallrohre mit einem Drallwinkel von $\varphi = 14,2^\circ$ und einer Dralltiefe von $t = 0,76$ mm bzw. $t = 0,94$ mm. Die zweite Messreihe besteht aus dreigängigen Einfachdrallrohren mit im Rahmen der Fertigungstoleranzen zu den EDR der ersten Messreihe identischen Dralltiefen und einem Drallwinkel von $\varphi = 36,8^\circ$. Aus dem Vergleich der Messreihen ist ersichtlich, dass das gleiche Inkrement der Dralltiefe ($\Delta t \approx 0,2$ mm) bei kleineren Drallwinkeln einen höheren Zuwachs der relativen Nußeltzahl bewirkt als bei größeren Drallwinkeln.

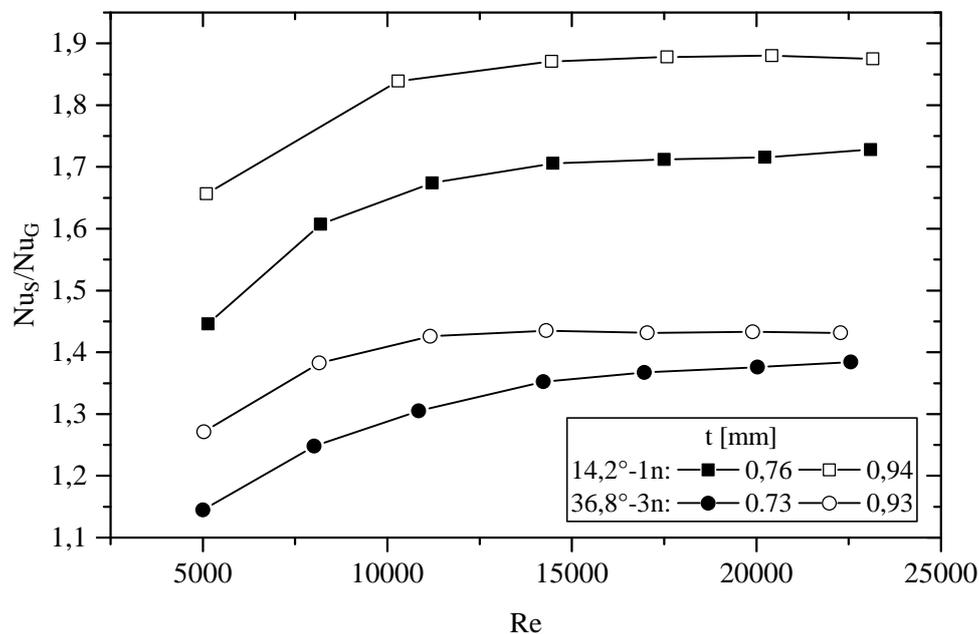


Abbildung 3.6: Nu_S / Nu_G ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen t mit $\varphi = 14,2^\circ$ (14,2°-1n) und mit $\varphi = 36,8^\circ$ (36,8°-3n).

In Abbildung 3.7 sind die zugehörigen relativen Reibungsbeiwerte als Funktion der Reynoldszahl aufgetragen. Im Gegensatz zur relativen Nußeltzahl ist der Zuwachs des relativen Reibungsbeiwertes bei gleichem Inkrement der Dralltiefe für beide Drallwinkel etwa gleich groß. Es lässt sich folgern, dass sich die Dralltiefe bei kleineren Winkeln effektiver auf die thermischen und fluiddynamischen Eigenschaften von Einfachdrallrohren auswirkt, da hier das gleiche Inkrement der Dralltiefe einen größeren Zuwachs der relativen Nußeltzahl bei in etwa gleichem Zuwachs des relativen Reibungsbeiwertes bewirkt.

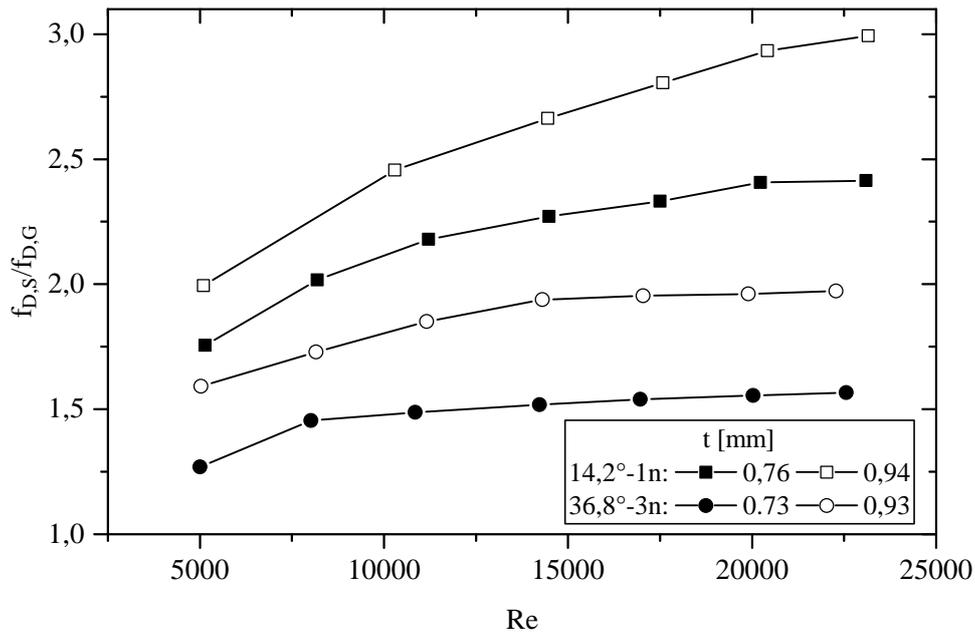


Abbildung 3.7: $f_{D,S}/f_{D,G}$ ein- und dreigängiger EDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen t mit $\varphi = 14,2^\circ$ (14,2°-1n) und mit $\varphi = 36,8^\circ$ (36,8°-3n).

3.3.2 Approximationsfunktionen und Sensitivität

Um die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert nicht gemessener Parameterkombinationen abschätzen zu können, ist die Verwendung von Approximationsfunktionen notwendig. Bei Strukturrohren wird als Modellfunktion häufig das Produkt der Potenzen der beteiligten Größen in Anlehnung an Gleichung (3.5) in der Form

$$F = a_0 \left(\frac{t}{d_i} \right)^{a_1} \left(\frac{p}{d_i} \right)^{a_2} Re^{a_3} \quad (3.7)$$

verwendet (z. B. in [15, 23, 42, 77–80]).

Wie in [51] erläutert, kann diese Form der Modellfunktion nur dann für Drallrohre verwendet werden, wenn die Gangzahl nicht variiert wird. Deshalb wurde in [51] ein

zusätzlicher Parameter in Form des dimensionslosen Winkels

$$\varphi_{90^\circ} = \frac{90^\circ - \varphi}{90^\circ} \quad (3.8)$$

eingeführt. Die erweiterte Modellfunktion lautet dann

$$F = a_0 \left(\frac{t}{d_i}\right)^{a_1} \left(\frac{p}{d_i}\right)^{a_2} (\varphi_{90^\circ})^{a_3} \text{Re}^{a_4} . \quad (3.9)$$

Da die Gangzahl mittels Gleichung (1.1) mit den Drallparametern t , p und φ verknüpft ist, ist die Gangzahl implizit in Gleichung (3.9) berücksichtigt. Eine Kurvenanpassung mittels des in Abschnitt 3.1 erwähnten Levenberg-Marquardt-Algorithmus über die Messwerte der 18 in Tabelle 3.1 aufgelisteten Einfachdrallrohre ergab

$$\text{Nu}_S = 0,134 \left(\frac{t}{d_i}\right)^{0,332} \left(\frac{p}{d_i}\right)^{-0,105} (\varphi_{90^\circ})^{0,821} \text{Re}^{0,787} \quad (3.10)$$

und

$$f_{D,S} = 2,914 \left(\frac{t}{d_i}\right)^{0,922} \left(\frac{p}{d_i}\right)^{-0,313} (\varphi_{90^\circ})^{1,004} \text{Re}^{-0,065} , \quad (3.11)$$

mit einer mittleren bzw. maximalen Abweichung von $\pm 2,5\%$ bzw. $\pm 9,6\%$ für Gleichung (3.10) und von $\pm 3,6\%$ bzw. $\pm 12,3\%$ für Gleichung (3.11). Gleichungen (3.10) und (3.11) gelten in den Bereichen

$$\begin{aligned} 0,02 &\leq t/d_i \leq 0,06 , \\ 0,27 &\leq p/d_i \leq 1,53 , \\ 9,2^\circ &\leq \varphi \leq 37,0^\circ , \\ 5000 &\leq \text{Re} \leq 23\,000 \end{aligned} \quad (3.12)$$

für ein- und dreigängige Einfachdrallrohre bei Verwendung gasförmiger Wärmeträger mit $\text{Pr} \approx 0,7$. Weiterhin gilt die Fertigungsrandbedingung (3.6) der maximalen Dralltiefe in Abhängigkeit des Drallabstandes. Da im Bereich $0,81 < p/d_i < 1,53$ nur ein Messpunkt vorliegt, ist die Zuverlässigkeit der Approximationsfunktionen (3.10) und (3.11) in diesem Bereich geringer und die Ergebnisse sollten vor der Verwendung kritisch geprüft werden.

Die Sensitivität der Nußeltzahl bzw. des Reibungsbeiwertes bezüglich der einzelnen Drallparameter lässt sich nicht anhand der Exponenten in den Gleichungen (3.10) bzw. (3.11) bestimmen, da die dimensionslosen Geometrieparameter unterschiedliche Größenordnungen aufweisen. Wie in [51] gezeigt, kann die Sensitivität $S(x_i)$ mittels einer Linearisierung um den Entwicklungspunkt \vec{x}_0 zu

$$S(x_i)|_{\vec{x}_0} = \frac{\partial F(\vec{x}_0)}{\partial x_i} \Delta x_i \quad (3.13)$$

bestimmt werden, wobei für F Gleichung (3.10) oder Gleichung (3.11) gesetzt werden kann. Um die Sensitivität von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert bezüglich der einzelnen Drallparameter zu bestimmen, wird \vec{x} zu

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} t/d_i \\ p/d_i \\ \varphi_{90^\circ} \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

gesetzt. Die Sensitivität ist dabei vom betrachteten Entwicklungspunkt \vec{x}_0 und von $\Delta\vec{x}$ abhängig. Wird wie in [51] die Mitte des Gültigkeitsbereichs (Gleichung (3.12)) als

$$\vec{x}_0 = \vec{x}_{min} + 0,5(\vec{x}_{max} - \vec{x}_{min}) = \vec{x}_{min} + \Delta\vec{x} \quad (3.15)$$

gesetzt⁵, ergeben sich die in Tabelle 3.2 gezeigten Sensitivitäten für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert. Sensitivität bedeutet in diesem Zusammenhang die Änderung der Nußeltzahl bzw. des Reibungsbeiwertes, wenn der entsprechende Drallparameter von der Mitte des Gültigkeitsbereiches zur Maximaleinstellung geändert wird. Es lässt sich somit der Einfluss der einzelnen Geometrieparameter auf die Nußeltzahl bzw. den Reibungsbeiwert abschätzen. Die prozentualen Werte der Sensitivitäten in Tabelle 3.2 zeigen, dass der Reibungsbeiwert deutlich empfindlicher auf Änderungen der Drallparameter reagiert als die Nußeltzahl. Bezüglich der Nußeltzahl sind die Einflüsse des dimensionslosen Drallwinkels φ_{90° und der dimensionslosen Dralltiefe t/d_i etwa gleich groß. Der Einfluss des dimensionslosen Drallabstandes p/d_i beträgt etwa die Hälfte. Im Gegensatz dazu sind bezüglich des Reibungsbeiwertes die Einflüsse des dimensionslosen Drallabstandes p/d_i und des dimensionslosen Drallwinkels φ_{90° in etwa gleich groß. Der Einfluss der dimensionslosen Dralltiefe t/d_i beträgt etwa das Doppelte. Dies unterstützt die These, dass eine Erhöhung der Nußeltzahl mittels Verkleinerung des Drallwinkels effektiver ist als mittels Vergrößerung der Dralltiefe⁶, da der gleiche Zuwachs der Nußeltzahl erreicht wird, wobei der Zuwachs des Reibungsbeiwertes nur halb so groß ist.

Tabelle 3.2: Sensitivitäten von Nu_S bzw. $f_{D,S}$ von Einfachdrallrohren bezüglich der dimensionslosen Geometrieparameter t/d_i , p/d_i und φ_{90° . Der Entwicklungspunkt \vec{x}_0 nach Gleichung (3.14) und das Inkrement $\Delta\vec{x}$ nach Gleichung (3.15) wurden auf den Gültigkeitsbereich (Gleichung (3.12)) der Messwerte bei $Re = 1,4 \cdot 10^4$ angewendet.

F	$F(\vec{x}_0)$ [-]	$S(x_i) _{\vec{x}_0}$		
		t/d_i [-]	p/d_i [-]	φ_{90° [-]
Nu_S	65,6	10,3 (15,6 %)	-4,8 (-7,3 %)	11,2 (17,1 %)
$f_{D,S}$	0,059	0,026 (43,4 %)	-0,013 (-21,9 %)	0,012 (20,9 %)

⁵Für die Reynoldszahl wurde ebenfalls die Mitte des Gültigkeitsbereiches verwendet.

⁶siehe *Einfluss des Drallwinkels* (S. 41 f.)

Wird die Sensitivität als Auswirkung der Fertigungstoleranz eines Einfachdrallrohres auf die Nußeltzahl bzw. den Reibungsbeiwert interpretiert, kann \vec{x} zu

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} t \\ \varphi \\ n \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

formuliert werden. Anstelle der dimensionslosen Drallparameter in Gleichung (3.14), werden in Gleichung (3.16) die Fertigungsparameter⁷ Dralltiefe t , Drallwinkel φ und Gangzahl n verwendet. Letztere bringt keine Fertigungstoleranz mit sich. Somit ist bei Kenntnis der jeweiligen Fertigungstoleranzen ein Abschätzen der Auswirkungen auf Wärmeübergang und Druckverlust möglich. Für die Auslegung von Wärmeübertragern bedeutet dies, dass ein Sicherheitszuschlag, welcher die Fertigungstoleranzen kompensiert, genauer und somit kleiner festgelegt werden kann, da die Auswirkungen auf die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert sehr gut abgeschätzt werden können.

Die Sensitivitäten von Nu_S bzw. $f_{D,S}$ zweier Einfachdrallrohre bezüglich der Fertigungstoleranzen sind exemplarisch bei $Re = 1,4 \cdot 10^4$ in Tabelle 3.3 bzw. Tabelle 3.4 aufgelistet. Der Wert der Fertigungstoleranzen wurde anhand der während des Projektes gesammelten Erfahrungen zu $\Delta t = \pm 0,05$ mm und $\Delta \varphi = \pm 0,5^\circ$ abgeschätzt. Gangzahl n und Drallwinkel φ wurden so gewählt, dass beide Rohre bei gleicher Dralltiefe t den identischen Drallabstand p ergeben. Für die Berechnung der Sensitivitäten wurden Gleichungen (3.10)–(3.11), (3.13) und (3.15) sowie die Fertigungsparameter nach Gleichung (3.16) verwendet. Da in den Gleichungen (3.10)–(3.11) die Gangzahl n implizit enthalten ist, wird zur Umrechnung in den Drallabstand p Gleichung (1.1) benötigt. Werden die Sensitivitäten bzgl. t und φ aufsummiert, kann die zu erwartende Gesamtauswirkung der Fertigungstoleranz⁸ auf Nu_S bzw. auf $f_{D,S}$ abgeschätzt werden. Der Betrag der Gesamtauswirkungen der Fertigungstoleranzen auf Nu_S und auf $f_{D,S}$ unterscheidet sich für beide Einfachdrallrohre nur geringfügig, wobei das dreigängige EDR mit dem größeren Drallwinkel die geringeren Werte erreicht. Die prozentuale Gesamtauswirkung der Fertigungstoleranzen auf $f_{D,S}$ beträgt etwa das 2,5-fache der prozentualen Gesamtauswirkung auf Nu_S . Eine Verdoppelung der Fertigungstoleranzen $\Delta \vec{x}_i$ würde zu einer Verdoppelung der Sensitivitäten führen (vgl. Gleichung (3.13)).

Es lässt sich folgern, dass mehrgängige Einfachdrallrohre mit größerem Drallwinkel robuster auf Fertigungstoleranzen reagieren als eingängige Einfachdrallrohre mit kleinen Drallwinkeln. Der Unterschied ist allerdings bei technisch sinnvoll gesetzten Werten für die Fertigungstoleranzen so geringfügig, dass dieser die Auswahl der Drallgeometrie nicht beeinflussen sollte. Weiterhin ist zu beachten, dass bei der Berechnung der Sensitivitäten bzw. der Auswirkungen der Fertigungstoleranzen auf Nu_S und $f_{D,S}$ die Modellabweichungen der verwendeten Approximationsfunktionen (3.10) und (3.11) das Ergebnis beeinflussen können (siehe dazu auch Abschnitt 3.1).

⁷Fertigungsparameter: Einstellungen an der Drallmaschine

⁸Gesamtauswirkung der Fertigungstoleranz: $\sum [-]$ bzw. $\sum [\%]$ in Tabellen 3.3 und 3.4

Tabelle 3.3: Sensitivitäten von Nu_S zweier Einfachdrallrohre $\varnothing 25 \times 1,0$ mm bezüglich der Fertigungstoleranzen der Dralltiefe $\Delta t = \pm 0,05$ mm und des Drallwinkels $\Delta \varphi = \pm 0,5^\circ$ bei $Re = 1,4 \cdot 10^4$.

n [-]	\vec{x}_0		$Nu_S(\vec{x}_0)$ [-]	$S(x_i) _{\vec{x}_0}$			
	t [mm]	φ [°]		t [-]	φ [-]	Σ [-]	Σ [%]
1	0,75	9,0	77,6	$\pm 1,8$	$\pm 0,9$	$\pm 2,7$	$\pm 3,5$
3	0,75	25,4	64,4	$\pm 1,5$	$\pm 0,6$	$\pm 2,1$	$\pm 3,3$

Tabelle 3.4: Sensitivitäten von $f_{D,S}$ zweier Einfachdrallrohre $\varnothing 25 \times 1,0$ mm bezüglich der Fertigungstoleranzen der Dralltiefe $\Delta t = \pm 0,05$ mm und des Drallwinkels $\Delta \varphi = \pm 0,5^\circ$ bei $Re = 1,4 \cdot 10^4$.

n [-]	\vec{x}_0		$f_{D,S}(\vec{x}_0)$ [-]	$S(x_i) _{\vec{x}_0}$			
	t [mm]	φ [°]		t [-]	φ [-]	Σ [-]	Σ [%]
1	0,75	9,0	0,0742	$\pm 0,0047$	$\pm 0,0018$	$\pm 0,0065$	$\pm 8,8$
3	0,75	25,4	0,0591	$\pm 0,0037$	$\pm 0,0009$	$\pm 0,0046$	$\pm 7,8$

3.4 Kreuzdrallrohre

Nachfolgend werden die Einflüsse der Drallparameter auf die relative Nußeltzahl Nu_S/Nu_G bzw. auf den relativen Reibungsbeiwert $f_{D,S}/f_{D,G}$ von Kreuzdrallrohren (KDR) aufgezeigt. Analog zur Darstellung bei den Einfachdrallrohren wird zunächst der Einfluss der Dralltiefe (Abbildungen 3.9–3.10) und anschließend der Einfluss des Drallwinkels (Abbildungen 3.11 und 3.12) beschrieben. Anders als bei den Einfachdrallrohren können die Effekte von Drallwinkel und Drallabstand nicht getrennt werden, da die hier untersuchten Kreuzdrallrohre ausschließlich mit dreigängiger Drallung gefertigt sind⁹. Die Drallparameter der untersuchten Kreuzdrallrohre sind in Tabelle 3.5 aufgelistet.

Abbildung 3.8 zeigt die Verteilung der dimensionslosen Drallparameter t/d_i und p/d_i sowie den fertigungsbedingten Verlauf der maximalen Dralltiefe, welche durch den Zusammenhang

$$(t/d_i)_{max} < 0,092 - 0,061 \exp\left(-\frac{p/d_i - 0,238}{0,309}\right) \quad (3.17)$$

approximiert wird.

⁹Die Herstellung als eingängiges Kreuzdrallrohr war auf der zur Verfügung stehenden Drallmaschine bis zum Abschluss des Projektes aus technischen Gründen nicht möglich.

Tabelle 3.5: Untersuchte Kreuzdrallrohre $\varnothing 25 \times 1,0$ mm mit den Drallparametern Drallwinkel φ , Dralltiefe t , Drallabstand p , den dimensionslosen Verhältnissen t/d_i , p/d_i und p/t sowie den Nummern der Abbildungen, in denen die zugehörigen Messergebnisse dargestellt sind.

φ [°]	t [mm]	p [mm]	t/d_i [-]	p/d_i [-]	p/t [-]	Abb.
14.9	0.56	6.68	0.024	0.290	11.92	
14.7	0.62	6.53	0.027	0.284	10.52	
14.8	0.73	6.50	0.032	0.283	8.90	3.9, 3.10
19.8	0.61	8.98	0.027	0.390	14.71	
19.8	0.88	8.76	0.038	0.381	9.95	
20.1	1.07	8.77	0.047	0.381	8.20	
27.5	0.82	12.71	0.036	0.553	15.50	
27.3	1.12	12.32	0.049	0.536	11.00	
27.5	1.32	12.20	0.057	0.530	9.24	3.9, 3.10,
31.6	1.12	14.66	0.048	0.637	13.15	3.11, 3.12
32.1	1.34	14.68	0.058	0.638	10.96	
32.9	1.60	14.74	0.070	0.641	9.21	
36.9	1.11	17.89	0.048	0.778	16.12	
38.0	1.62	17.78	0.070	0.773	10.98	
38.4	1.86	17.69	0.081	0.769	9.51	
47.9	1.40	25.69	0.061	1.117	18.35	3.9, 3.10
48.3	1.70	25.36	0.074	1.103	14.92	
48.8	2.00	25.13	0.087	1.093	12.57	

3.4.1 Messergebnisse

Einfluss der Dralltiefe

Abbildungen 3.9a und 3.9b zeigen die relativen Nußeltzahlen von jeweils neun Kreuzdrallrohren mit unterschiedlichen Dralltiefen bei unterschiedlichen Drallwinkeln ($\varphi \approx 15^\circ$ bis $\varphi \approx 27^\circ$) bzw. ($\varphi \approx 32^\circ$ bis $\varphi \approx 48^\circ$). Die relativen Nußeltzahlen steigen mit zunehmender Reynoldszahl an. Wird der Drallwinkel φ konstant gehalten und die Dralltiefe t erhöht, so nimmt die relative Nußeltzahl zu, wobei die Kurven nahezu parallel verlaufen. Bei kleinen Dralltiefen und Drallwinkeln nimmt die Steigung der Kurve mit zunehmender Reynoldszahl leicht ab. Je größer die Dralltiefe und der Drallwinkel sind, desto stärker nimmt die Steigung ab und die relative Nußeltzahl strebt mit zunehmender Reynoldszahl einen konstanten Wert an.

Die höchste relative Nußeltzahl ($Nu_S / Nu_G = 2,36$) wird von einem Kreuzdrallrohr mit $\varphi \approx 38^\circ$ und $t = 1,86$ mm erreicht. Das Kreuzdrallrohr mit der größtem Dralltiefe ($\varphi \approx 48^\circ$, $t = 2,00$ mm) erreicht hingegen nur eine maximale relative Nußeltzahl von $Nu_S / Nu_G = 2,06$. Der Grund hierfür liegt in dem um ca. 10° höheren Drallwinkel

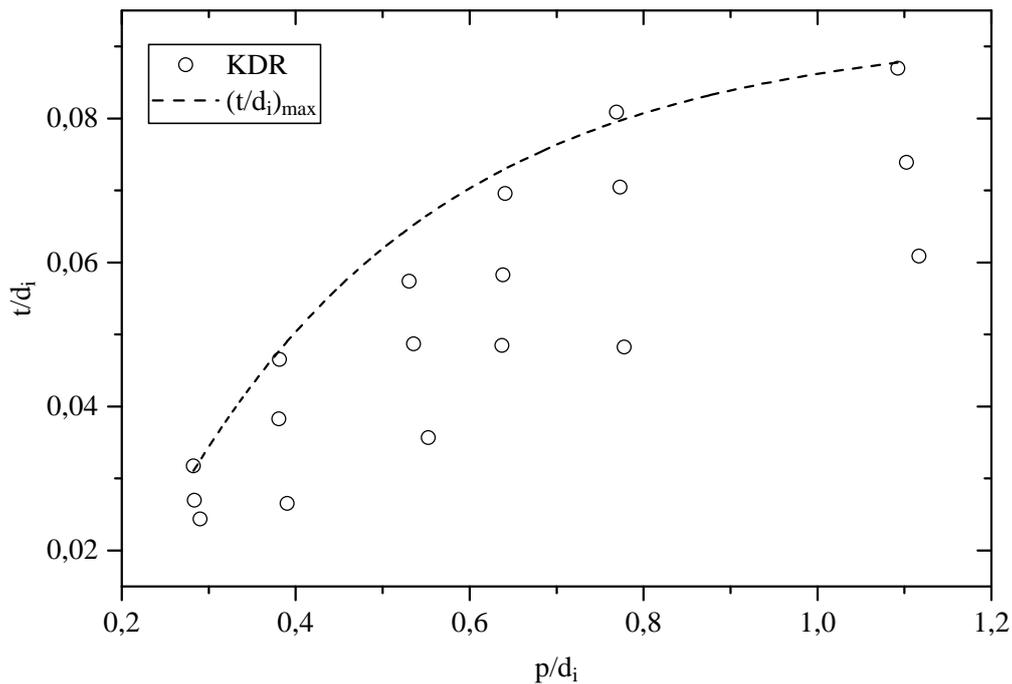
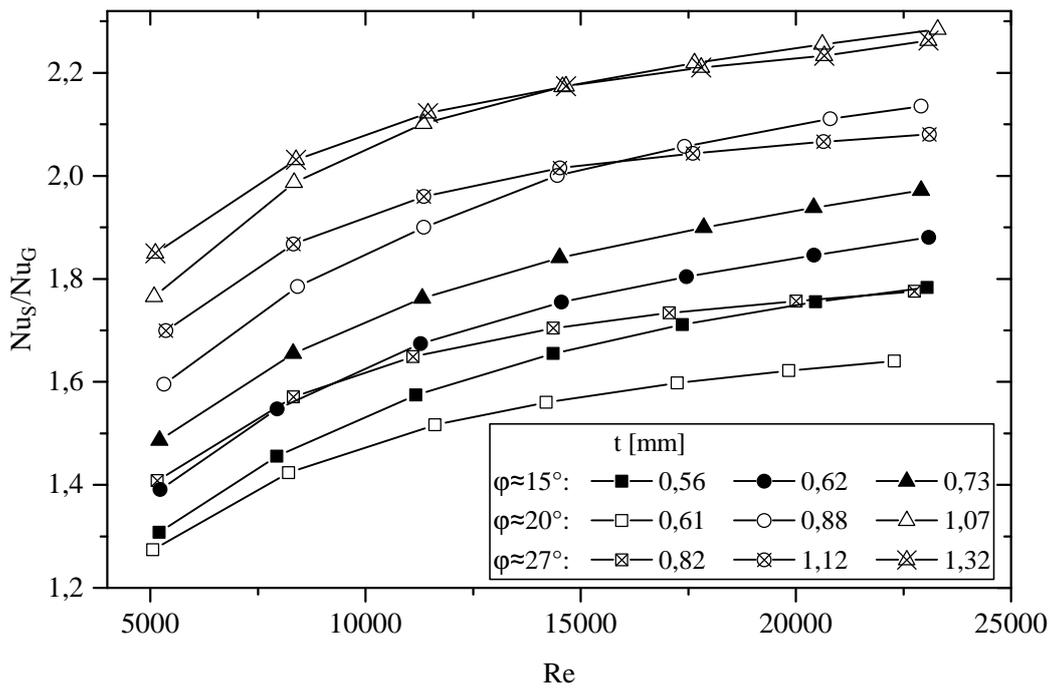


Abbildung 3.8: Verteilung der dimensionslosen Drallparameter t/d_i und p/d_i der untersuchten KDR sowie der Verlauf der Fertigungsrandbedingung der maximalen Dralltiefe (Gleichung (3.17)).

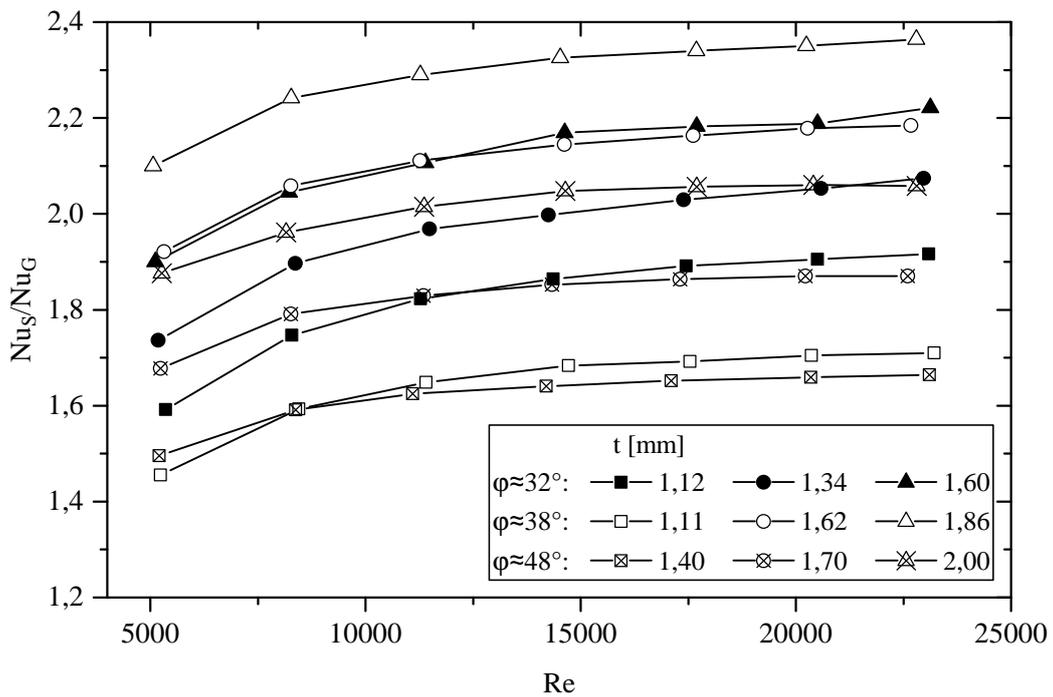
und dem somit größeren Drallabstand. Im Vergleich dazu beträgt die maximale relative Nußeltzahl 2,28 für ein Kreuzdrallrohr mit $\varphi \approx 20^\circ$ und $t = 1,07$ mm. Trotz der nahezu halben Dralltiefe bei deutlich reduziertem Drallwinkel ist die relative Nußeltzahl um etwa 10 % höher, was ein Indiz dafür ist, dass mit steigendem Drallwinkel die Dralltiefe an Effizienz verliert.

In den Abbildungen 3.10a und 3.10b sind die zugehörigen relativen Reibungsbeiwerte als Funktion der Reynoldszahl dargestellt. Analog zu den Verläufen der relativen Nußeltzahlen steigen die relativen Reibungsbeiwerte mit zunehmender Reynoldszahl an. Dabei sind die relativen Reibungsbeiwerte signifikant höher als die relativen Nußeltzahlen. Wird der Drallwinkel φ konstant gehalten und die Dralltiefe t erhöht, nimmt der relative Reibungsbeiwert zu, wobei die Kurven wiederum nahezu parallel verlaufen. Bei kleinen Dralltiefen und Drallwinkeln nimmt die Steigung der Kurve mit zunehmender Reynoldszahl leicht ab. Ferner nehmen die Steigungen mit zunehmendem Drallwinkel und Dralltiefe stärker ab. Dieser Effekt ist bei den relativen Reibungsbeiwerten allerdings weniger ausgeprägt als bei den relativen Nußeltzahlen.

Das Kreuzdrallrohr mit der höchsten relativen Nußeltzahl ($\varphi \approx 38^\circ$ und $t = 1,86$ mm) zeigt auch den höchsten relativen Reibungsbeiwert. Mit $f_{D,S}/f_{D,G} = 5,8$ ist der maximale relative Reibungsbeiwert signifikant höher als die maximale relative Nußeltzahl ($Nu_S / Nu_G = 2,36$).

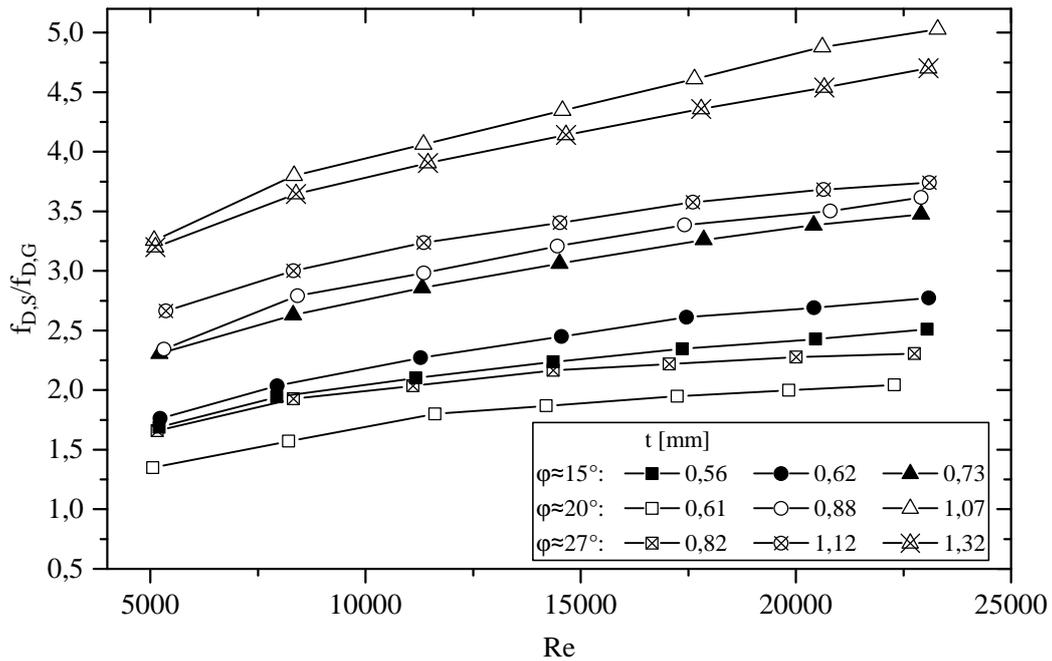


(a) Kreuzdrallrohre mit Drallwinkeln von $\varphi \approx 15^\circ$ bis $\varphi \approx 27^\circ$.

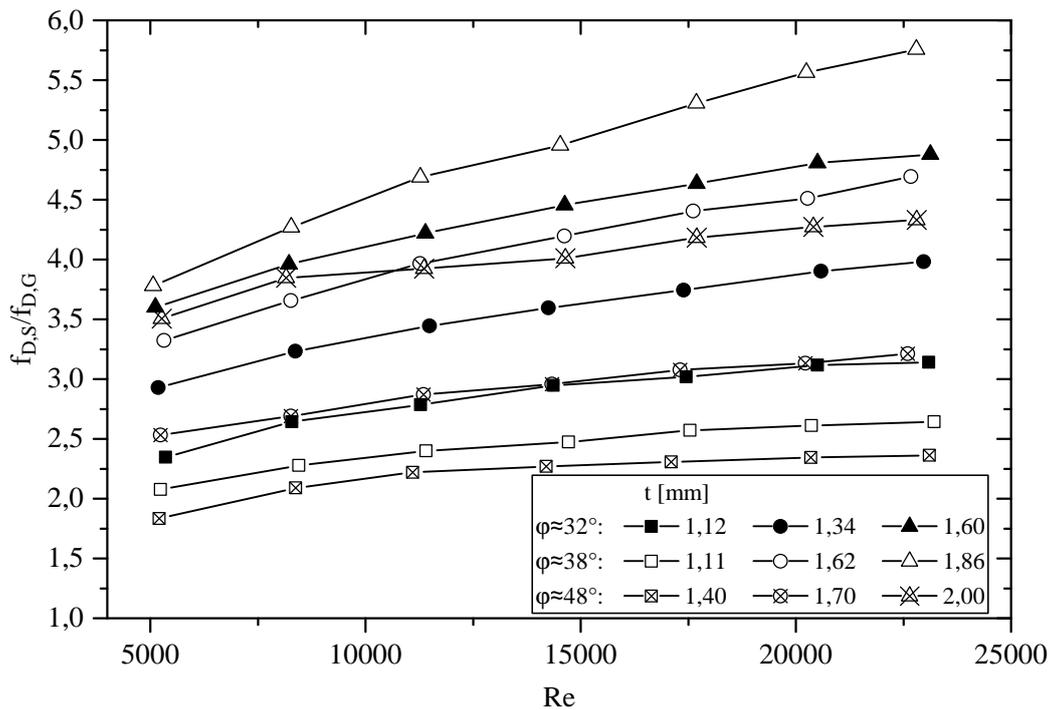


(b) Kreuzdrallrohre mit Drallwinkeln von $\varphi \approx 32^\circ$ bis $\varphi \approx 48^\circ$.

Abbildung 3.9: Nu_S/Nu_G dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen t mit $\varphi \approx 15^\circ$ bis $\varphi \approx 48^\circ$.



(a) Kreuzdrallrohre mit Drallwinkeln von $\varphi \approx 15^\circ$ bis $\varphi \approx 27^\circ$.



(b) Kreuzdrallrohre mit Drallwinkeln von $\varphi \approx 32^\circ$ bis $\varphi \approx 48^\circ$.

Abbildung 3.10: $f_{D,S}/f_{D,G}$ dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei unterschiedlichen Dralltiefen t mit $\varphi \approx 15^\circ$ bis $\varphi \approx 48^\circ$.

Einfluss des Drallwinkels

Um den Einfluss des Drallwinkels auf Wärmeübergang und Druckverlust detaillierter zu analysieren, wurden die Messergebnisse einiger Kreuzdrallrohre mit jeweils gleicher Dralltiefe¹⁰ bei unterschiedlichen Drallwinkeln in den Abbildungen 3.11 und 3.12 zusammengefasst. Zur besseren Orientierung in den Diagrammen sind den gleichen Drallwinkeln φ identische Symbolformen und den jeweils gleichen Dralltiefen t identische Symbolfüllungen zugeordnet.

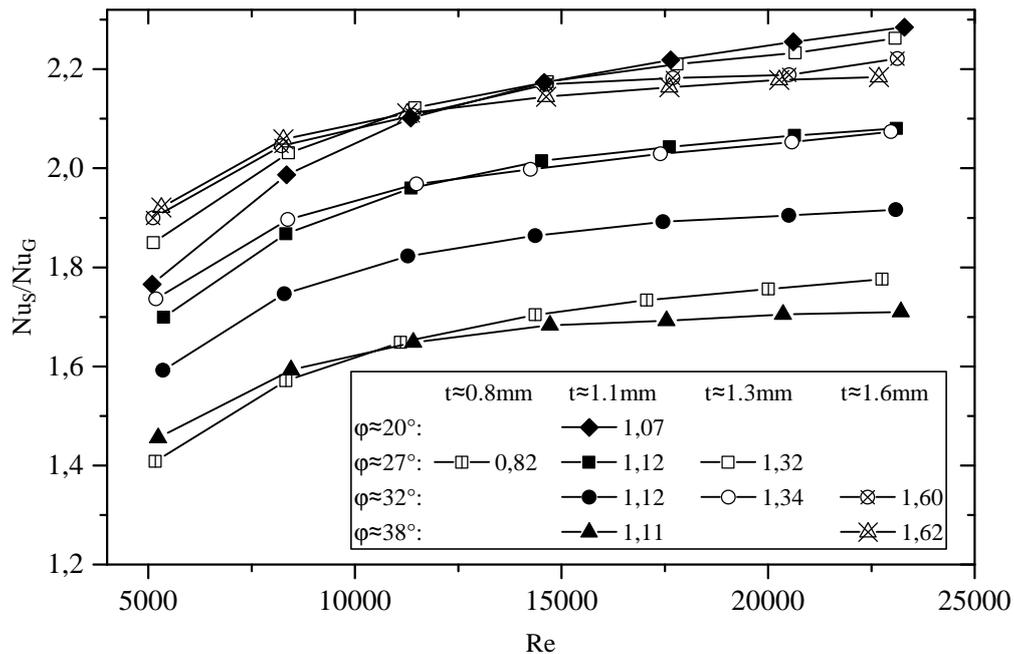


Abbildung 3.11: Nu_S / Nu_G dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei konstanten Dralltiefen t mit $\varphi \approx 20^\circ$ bis $\varphi \approx 38^\circ$.

Abbildung 3.11 zeigt die relativen Nußeltzahlen als Funktion der Reynoldszahl. Die relativen Nußeltzahlen nehmen bei Dralltiefen von $t \approx 1,1$ mm und $t \approx 1,3$ mm mit steigendem Drallwinkel ab. Für $t \approx 1,1$ mm wird eine maximale relative Nußeltzahl von $Nu_S / Nu_G = 2,28$ bei einem Drallwinkel von $\varphi \approx 20^\circ$ erreicht. Die maximale relative Nußeltzahl bei einer Dralltiefe von $t \approx 1,3$ mm ist mit $Nu_S / Nu_G = 2,26$ bei einem Drallwinkel von $\varphi \approx 27^\circ$ ähnlich hoch, wobei sich die relativen Nußeltzahlen im unteren Reynoldszahl-Bereich unterscheiden. Im Gegensatz dazu sind die Verläufe der relativen Nußeltzahl bei einer Dralltiefe von $t \approx 1,6$ mm über den gesamten Reynoldszahl-Bereich nahezu deckungsgleich, obwohl sich die Drallwinkel mit $\varphi \approx 32^\circ$ und $\varphi \approx 38^\circ$ deutlich unterscheiden. Als mögliche Ursache hierfür kommt ein Rückgang der Effizienz der Dralltiefe bei steigenden Drallwinkeln in Betracht. Diese Annahme wird durch die Tatsache gestützt, dass eine höhere maximale relative Nußeltzahl als bei einem KDR mit $\varphi \approx 20^\circ$ und $t \approx 1,1$ mm innerhalb dieser Studie nur durch ein KDR mit $\varphi \approx 38^\circ$

¹⁰im Rahmen der Fertigungstoleranzen

und $t \approx 1,9$ mm (vgl. Abbildung 3.9b) erreicht wurde. Dies bedeutet eine starke Erhöhung der Dralltiefe, was nur bei großen Drallwinkeln möglich ist. Eine eindeutige Klärung dieser Beobachtung ist innerhalb des untersuchten Parameterraums jedoch nicht möglich.

Die zugehörigen relativen Reibungsbeiwerte sind in Abbildung 3.12 dargestellt. Bei einem erneuten Vergleich des Einflusses des Drallwinkels zeigt sich, dass die relativen Reibungsbeiwerte mit steigendem Drallwinkel bei konstanten Dralltiefen von $t \approx 1,1$ mm bzw. $t \approx 1,3$ mm jeweils abnehmen. Bei einer Dralltiefe von $t \approx 1,1$ mm steigt der re-

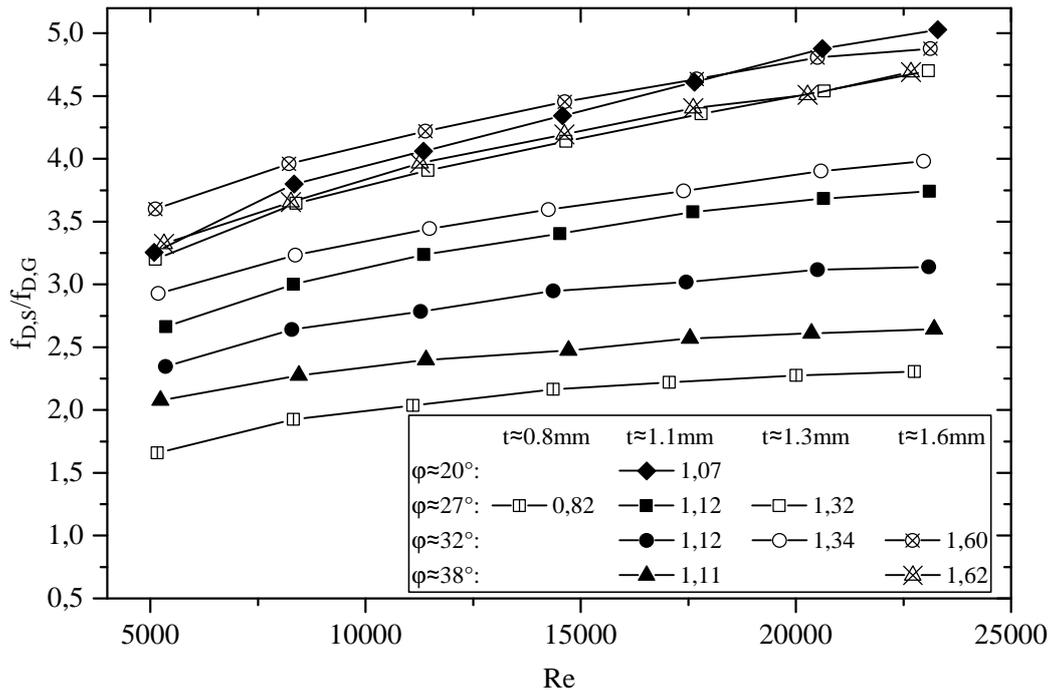


Abbildung 3.12: $f_{D,S}/f_{D,G}$ dreigängiger KDR als Funktion der Reynoldszahl bei konstanten Dralltiefen t mit $\varphi \approx 20^\circ$ bis $\varphi \approx 38^\circ$.

lative Reibungsbeiwert auf bis zu $f_{D,S}/f_{D,G} = 5,0$ bei $\varphi \approx 20^\circ$ und bei einer Dralltiefe von $t \approx 1,3$ mm auf bis zu $f_{D,S}/f_{D,G} = 4,7$ bei $\varphi \approx 27^\circ$. Im Gegensatz zur Beobachtung deckungsgleicher Verläufe der relativen Nußeltzahl bei einer Dralltiefe von $t \approx 1,6$ mm und Drallwinkeln von $\varphi \approx 32^\circ$ bzw. $\varphi \approx 38^\circ$ unterscheiden sich die Verläufe der relativen Reibungsbeiwerte. Wie erwartet, führt der kleinere Drallwinkel zu höheren relativen Reibungsbeiwerten. Die Nußeltzahl und der Reibungsbeiwert reagieren folglich unterschiedlich stark auf Änderungen der Drallparameter.

3.4.2 Approximationsfunktionen und Sensitivität

Analog zum Vorgehen bei den Einfachdrallrohren wurden für Kreuzdrallrohre Approximationsfunktionen zur Abschätzung von Nußeltzahl und Reibungsbeiwert nicht gemessener

Parameterkombinationen aufgestellt. Da im Rahmen dieser Untersuchungen die Gangzahl der Kreuzdrallrohre nicht variiert wurde, kann der Drallwinkel über den Drallabstand ausgedrückt und die Modellfunktion (3.7) verwendet werden. Eine Kurvenanpassung über die Messwerte der 18 in Tabelle 3.5 aufgelisteten Kreuzdrallrohre ergab

$$\text{Nu}_S = 0,141 \left(\frac{t}{d_i} \right)^{0,552} \left(\frac{p}{d_i} \right)^{-0,381} \text{Re}^{0,814} \quad (3.18)$$

und

$$f_{D,S} = 5,597 \left(\frac{t}{d_i} \right)^{1,401} \left(\frac{p}{d_i} \right)^{-0,873} \text{Re}^{-0,043}, \quad (3.19)$$

mit einer mittleren bzw. maximalen Abweichung von $\pm 2,6\%$ bzw. $\pm 11,6\%$ für Gleichung (3.18) und von $\pm 3,4\%$ bzw. $\pm 12,1\%$ für Gleichung (3.19). Gleichungen (3.18) und (3.19) gelten im Bereich

$$\begin{aligned} 0,024 &\leq t/d_i \leq 0,087, \\ 0,283 &\leq p/d_i \leq 1,117, \\ 14,7^\circ &\leq \varphi \leq 48,8^\circ, \\ 5000 &\leq \text{Re} \leq 23\,000 \end{aligned} \quad (3.20)$$

für dreigängige Kreuzdrallrohre bei Verwendung gasförmiger Wärmeträger mit $\text{Pr} \approx 0,7$. Weiterhin gilt die Fertigungsrandbedingung (3.17) der maximalen Dralltiefe in Abhängigkeit des Drallabstandes.

Die Sensitivität der Nußeltzahl bzw. des Reibungsbeiwertes von Kreuzdrallrohren bezüglich der einzelnen Drallparameter wird analog zum Vorgehen bei Einfachdrallrohren anhand der Definitionen nach Gleichungen (3.13) und (3.15) durchgeführt. Für F in Gleichung (3.13) werden die Gleichung (3.18) für die Nußeltzahl bzw. die Gleichung (3.11) für den Reibungsbeiwert gesetzt. Da nur dreigängige Kreuzdrallrohre betrachtet werden, ändert sich der Vektor der dimensionslosen Drallparameter \vec{x} zu

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} t/d_i \\ p/d_i \end{pmatrix}. \quad (3.21)$$

Wie in Abschnitt 3.3 erläutert, hängt die Sensitivität vom betrachteten Entwicklungspunkt \vec{x}_0 und dem Wert von $\Delta\vec{x}$ ab. Zunächst wird erneut die Mitte des Gültigkeitsbereichs (Gleichung (3.20)) als Entwicklungspunkt \vec{x}_0 gemäß Gleichung (3.15) gesetzt.

Es ergeben sich die in Tabelle 3.6 eingetragenen Sensitivitäten. Wie bei den Einfachdrallrohren reagiert auch bei Kreuzdrallrohren der Reibungsbeiwert deutlich empfindlicher auf Änderungen der Drallparameter als die Nußeltzahl. Die Sensitivität der dimensionslosen Dralltiefe t/d_i ist betragsmäßig höher als die Sensitivität des dimensionslosen Drallabstandes p/d_i . Bezüglich der Nußeltzahl beträgt die Sensitivität von p/d_i 73 % der

Tabelle 3.6: Sensitivitäten von Nu_S bzw. $f_{D,S}$ von Kreuzdrallrohren bezüglich der dimensionslosen Geometrieparameter t/d_i und p/d_i . Der Entwicklungspunkt \vec{x}_0 nach Gleichung (3.21) und das Inkrement $\Delta\vec{x}$ nach Gleichung (3.15) wurden auf den Gültigkeitsbereich (Gleichung (3.20)) der Messwerte bei $Re = 1,4 \cdot 10^4$ angewendet.

F	$F(\vec{x}_0)$ [-]	$S(x_i) _{\vec{x}_0}$	
		t/d_i [-]	p/d_i [-]
Nu_S	77,8	24,2 (31,1 %)	-17,7 (-22,7 %)
$f_{D,S}$	0,089	0,070 (78,8 %)	-0,046 (-52,0 %)

Sensitivität von t/d_i . Bezüglich des Reibungsbeiwertes beträgt die Sensitivität von p/d_i 66 % der Sensitivität von t/d_i .

Wie bei den Einfachdrallrohren kann auch bei Kreuzdrallrohren die Sensitivität zur Abschätzung der Auswirkungen der Fertigungstoleranzen auf die Nußeltzahl bzw. den Reibungsbeiwert verwendet werden. Um eine Vergleichbarkeit zwischen Einfachdrallrohren und Kreuzdrallrohren zu gewährleisten, wurden für das dreigängige Kreuzdrallrohr die gleichen Drallparameter ($n = 3$, $t = 0,75$ mm, $\varphi = 25,4^\circ$) und Fertigungstoleranzen ($\Delta t = \pm 0,05$ mm, $\Delta\varphi = \pm 0,5^\circ$) gewählt wie für das dreigängige Einfachdrallrohr, dessen Sensitivitäten in den Tabellen 3.3 und 3.4 aufgelistet sind. Zur Berechnung der Sensitivitäten wurden die Gleichungen (3.13), (3.15), (3.16) sowie die Approximationsfunktionen (3.18)–(3.19) für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert verwendet. Da in Gleichungen (3.18)–(3.19) der Drallwinkel nur implizit enthalten ist, wird wiederum Gleichung (1.1) benötigt.

Die Sensitivitäten des o. g. dreigängigen Kreuzdrallrohres sind in Tabelle 3.7 zusammengefasst. Die prozentuale Gesamtauswirkung der Fertigungstoleranzen (Σ [%] in Tabelle 3.7) auf $f_{D,S}$ beträgt das 2,5-fache der prozentualen Gesamtauswirkung auf Nu_S . Im Vergleich zum dreigängigen Einfachdrallrohr mit identischen Drallparametern unterscheiden sich für beide Strukturtypen die Nußeltzahlen (vgl. Werte in Tabelle 3.3) nur geringfügig (1,7 %), obwohl das Kreuzdrallrohr über die doppelte Anzahl an Verformungen verfügt. Der Reibungsbeiwert $f_{D,S}$ des Kreuzdrallrohres ist dabei um 6,3 % niedriger als der Reibungsbeiwert des Einfachdrallrohres mit identischen Drallparametern (vgl. Werte in Tabelle 3.4). Die Gesamtauswirkung der Fertigungstoleranzen auf die Nußeltzahl Nu_S und den Reibungsbeiwert $f_{D,S}$ ist allerdings bei dreigängigen Kreuzdrallrohren höher (4,6 % bzw. 11,4 %) als bei dreigängigen Einfachdrallrohren mit identischen Drallparametern (3,3 % bzw. 7,8 %).

Folglich sind Nußeltzahl und Reibungsbeiwert von Einfachdrallrohren im vorstehend beschriebenen Fall robuster gegenüber Fertigungstoleranzen. Der Vollständigkeit halber wird hier nochmals darauf verwiesen, dass die verwendeten Approximationsfunktionen (3.18) und (3.19) für Nu_S und $f_{D,S}$ mit Abweichungen behaftet sind, welche die Zuverlässigkeit

Tabelle 3.7: Sensitivitäten von Nu_S und $f_{D,S}$ eines dreigängigen Kreuzdrallrohres $\varnothing 25 \times 1,0$ mm mit $n = 3$, $t = 0,75$ mm und $\varphi = 25,4^\circ$ bezüglich der Fertigungstoleranzen der Dralltiefe $\Delta t = \pm 0,05$ mm und des Drallwinkels $\Delta\varphi = \pm 0,5^\circ$ bei $Re = 10^4$.

F	$F(\vec{x}_0)$ [-]	$S(x_i) _{\vec{x}_0}$			
		t [-]	φ [-]	Σ [-]	Σ [%]
Nu_S	65,5	$\pm 2,4$	$\pm 0,6$	$\pm 3,0$	$\pm 4,6$
$f_{D,S}$	0,0554	$\pm 0,0052$	$\pm 0,0011$	$\pm 0,0063$	$\pm 11,4$

dieser Schlussfolgerung beeinflussen können. Da die Sensitivität von \vec{x}_0 abhängig ist, kann an dieser Stelle keine Aussage darüber getroffen werden, ob Nußeltzahl und Reibungsbeiwert von Einfachdrallrohren für alle \vec{x}_0 robuster gegenüber Fertigungstoleranzen reagieren als bei Kreuzdrallrohren.

4 Grundlagen und Begriffserklärungen zur Optimierung

Bei technisch relevanten Optimierungsproblemen ist häufig mehr als eine Zielfunktion zu optimieren. Man spricht dann von *Mehr-Kriterien-Problemen* [81, S. 136; 82, S. 7]. Die Zielfunktionen stehen dabei meist in Konkurrenz zueinander, d. h., wird der Wert einer Zielfunktion verbessert, verschlechtert sich der Wert der verbleibenden Zielfunktion(en). Es existieren diverse Methoden, um Mehr-Kriterien-Probleme zu bewerten. Häufig werden dabei die unterschiedlichen Zielfunktionen auf eine einzige Zielfunktion reduziert, wie z. B. bei der Verwendung der *gewichteten Summe* [73, S. 157; 81, S. 397 f.] oder einer *globalen Gütefunktion* [83, S. 764; 84, S. 32 f.].

Gewichtete Summe: Bei dieser Methode werden k Zielfunktionen $F_i(\vec{x})$ mit Gewichtungsfaktoren w_i versehen und aufsummiert. Es entsteht die zu optimierende gewichtete Summe

$$F(\vec{x}) = \sum_{i=1}^k w_i F_i(\vec{x}), \quad (4.1)$$

$$\text{mit } \sum_{i=1}^k w_i = 1.$$

Die Zielfunktionen müssen dabei die gleiche Einheit aufweisen oder entsprechend entdimensionalisiert werden.

Globale Gütefunktion: Bei der Methode der globalen Gütefunktion werden die k Zielfunktionen zunächst einzeln und voneinander unabhängig optimiert. Man erhält so die optimalen Lösungen \vec{x}_i^* und das *unabhängige* Optimum jeder Zielfunktion $F_i(\vec{x}_i^*)$. Die neue zu optimierende Funktion $F(\vec{x})$ wird als Summe der relativen Abweichungen zu

$$F(\vec{x}) = \sum_{i=1}^k \left\{ \frac{F_i(\vec{x}_i^*) - F_i(\vec{x})}{F_i(\vec{x}_i^*)} \right\}^p \quad (4.2)$$

gebildet. Der darin enthaltene Exponent p ist eine Konstante und wird meist zu $p = 2$ gesetzt. Die globale Gütefunktion $F(\vec{x})$ wird minimiert, was letztlich zum Minimum der Summe der relativen Abweichungen führt.

Weitere Bewertungsmethoden für Mehr-Kriterien-Probleme werden beispielsweise von Rao [83, S. 763 ff.] beschrieben.

Die Vorgehensweise, ein Mehr-Kriterien-Problem auf eine einzige zu optimierende Zielfunktion zu reduzieren, ist zwar in der Praxis leicht umzusetzen, allerdings auch mit einigen Nachteilen verbunden. So muss zum Beispiel bei der Methode der gewichteten Summe die Gewichtung der einzelnen Zielfunktionen a-priori festgelegt werden. Das Ergebnis der Optimierung hängt von der Wahl des Gewichtungsfaktors ab, was vom Anwender ein hohes Maß an Vorkenntnissen bezüglich der zu erwartenden Werte der Zielfunktionen und deren richtiger Gewichtung verlangt. Es ergibt sich eine optimale Lösung pro vorgegebener Gewichtung. Um weitere optimale Lösungen zu erhalten, muss die Gewichtung variiert und das Optimierungsproblem erneut gelöst werden [84, S. 46; 85, S. 176]. Des Weiteren können die o. g. Vorgehensweisen zu signifikanten Informationsverlusten führen. Bei Verwendung der globalen Gütefunktion kann beispielsweise ein Gesamtoptimum gefunden werden, obwohl eine der Zielfunktionen eine deutlich größere Abweichung vom *unabhängigen* Optimum als alle anderen Zielfunktionen aufweist. Auch in diesem Fall ist eine entsprechende Vorkenntnis bezüglich des Verhaltens der Zielfunktionen notwendig. Es ist also im Einzelfall vom Anwender zu entscheiden, ob eine Methode wie die gewichtete Summe oder die globale Gütefunktion auf das jeweilige Mehr-Kriterien-Problem angewendet werden kann.

Kann diese Entscheidung nicht getroffen werden oder ist der Einsatz solcher Methoden mit den o. g. Nachteilen verknüpft, so kann zur Entscheidungsfindung das Konzept der *Pareto-Optimalität*¹ [85, S. 173; 86, S. 6] verwendet werden. Diese Betrachtungsweise geht auf den italienischen Ökonom und Sozialwissenschaftler Vilfredo Pareto (1848-1923) zurück. Auf die Optimierung in der Technik angewendet lässt sich die Pareto-Optimalität wie folgt beschreiben:

Ein Entwurf X dominiert dann einen anderen Entwurf Y, wenn er in mindestens einem Kriterium besser ist und in allen anderen Kriterien gleich gut oder besser als Entwurf Y ist.

Alle Entwürfe, die dieses Dominanz-Kriterium erfüllen, werden als Pareto-optimal bezeichnet und bilden die Paretofront. In Abbildung 4.1 ist dies für die allgemeine Aussage „maximiere Nutzen und minimiere Aufwand“ dargestellt. In dieser allgemeinen Form lässt sich für jeden Entwurf auf der Paretofront auch folgern:

Es gibt keinen anderen Entwurf, der bei *gleichem* Aufwand einen *höheren* Nutzen erzielt beziehungsweise bei *gleichem* Nutzen einen *geringeren* Aufwand erfordert.

¹Diese wird auch als Pareto-Effizienz bezeichnet.

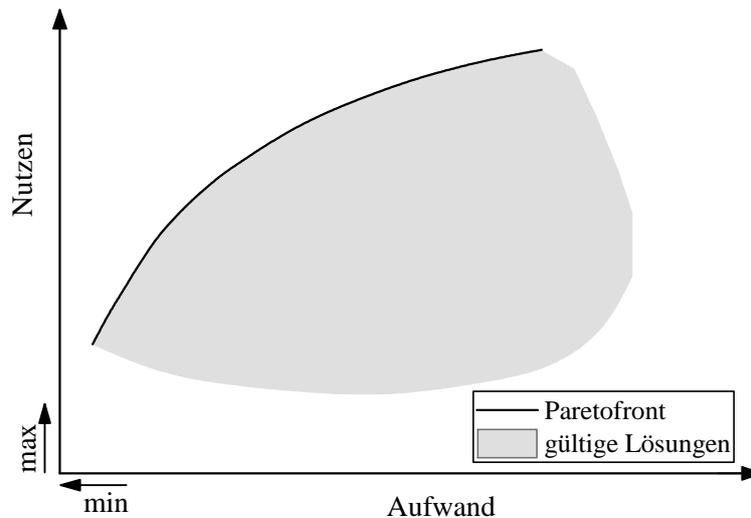


Abbildung 4.1: Allgemeine Darstellung der Paretofront für ein min-max Problem.

Diese Bewertungsmethode hat u. a. den Vorteil, dass eine Entscheidung über die endgültige Umsetzung erst dann getroffen werden muss, wenn die Werte der Zielgrößen und deren Relation zueinander bekannt ist. Der Anwender wählt dann die Lösung aus der Pareto-optimalen Menge (Paretofront) aus.

Mittels der Pareto-Optimalität kann auch ein Ranking der Ergebnisse durchgeführt werden. Den Rang 1 erhalten alle Lösungen, welche sich auf der Paretofront befinden. Den Rang 2 erhalten die Lösungen, die auf der Paretofront liegen würden, wenn Rang 1 nicht existieren würde, usw. Um dieses Ranking effektiv durchzuführen, wurde von Deb et al. [87] der *Fast Nondominated Sorting Algorithmus* vorgeschlagen. Danach werden zunächst für jede Lösung i zwei Datensätze berechnet. Dies ist zum einen die Anzahl n_i der Lösungen, welche i dominieren (*domination count*), zum anderen wird für jede Lösung i eine Liste L_i der Lösungen angelegt, die von i dominiert werden. Allen Lösungen, die von keiner anderen Lösung dominiert werden ($n_i = 0$) wird der Rang 1 zugeordnet. Anschließend werden für alle Lösungen aus Rang 1 die zugehörigen Listen L_i derart manipuliert, dass bei allen Lösungen in diesen Listen der *domination count* um den Wert 1 reduziert wird. Diejenigen Lösungen, deren *domination count* dann 0 beträgt, bilden Rang 2. Die Vorgehensweise wird solange wiederholt, bis allen Lösungen ein Rang zugeordnet ist. In [87] ist der Algorithmus detailliert beschrieben und als Pseudo-Code veröffentlicht. Eine Umsetzung für ein Mehr-Kriterien-Problem mit zwei Zielfunktionen in Fortran 2008 von der Autorin befindet sich im Anhang ab Seite 125.

Das oben beschriebene Konzept der Pareto-Optimalität ist lediglich eine Methode zur *Bewertung* bekannter Lösungen eines Mehr-Kriterien-Problems. Es stellt kein eigenständiges Lösungsverfahren dar. Das Konzept der Pareto-Optimalität findet häufig innerhalb

der evolutionären Algorithmen (EA) Verwendung. EA sind metaheuristische² Optimierungsverfahren, die hauptsächlich dann eingesetzt werden, wenn die Evaluation der Zielfunktionen aufwändig ist (z. B. bei CFD-Simulationen), bei gemischt-ganzzahligen Optimierungsproblemen oder rein kombinatorischen Optimierungsproblemen. Abbildung 4.2 zeigt einen Ausschnitt aus einem Ablaufschema eines einfachen EA. Die Entwürfe einer

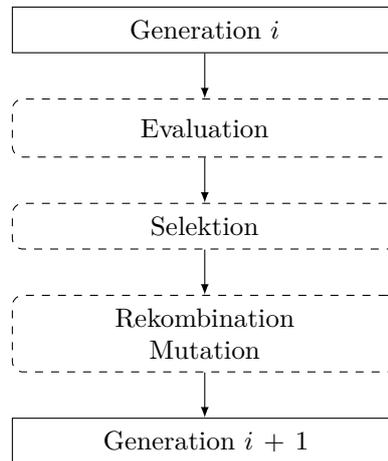


Abbildung 4.2: Ausschnitt aus einem Ablaufschema eines einfachen evolutionären Algorithmus.

bestehenden Generation i werden hinsichtlich ihrer Zielfunktionen bewertet (Evaluation) und die besten Entwürfe ausgewählt (Selektion). Die Eigenschaften der ausgewählten Entwürfe werden dann miteinander neu kombiniert (Rekombination) und abgewandelt (Mutation). Die dadurch entstandenen neuen Entwürfe bilden die nächste Generation $i + 1$. Dieser Algorithmus wird solange wiederholt, bis ein Abbruchkriterium – für gewöhnlich eine maximale Anzahl an Generationen – erfüllt ist. Tiefergehende Beschreibungen evolutionärer Algorithmen liefern z. B. die Werke von Coello Coello et al. [84] und Deb [88].

Lemouedda [47] hat für die Optimierung unterschiedlicher Wärmeübertragerbauarten gezeigt, dass eine automatisierte Kopplung von CFD-Simulationen mit evolutionären Algorithmen dazu führt, dass insgesamt weniger CFD-Simulationen benötigt werden, um ein optimales Ergebnis zu erreichen. Weiterhin stellte er eine hybride Optimierungsmethode vor. Dabei wurden aus einer begrenzten Anzahl von Ergebnissen aus CFD-Simulationen Approximationsfunktionen für die Optimierungsziele erstellt. Die eigentliche Optimierung mit Hilfe von EA wurde dann anhand der Approximationsfunktionen durchgeführt. Lemouedda [47] empfiehlt diese hybride Form insbesondere dann, wenn der Aufwand für die CFD-Simulationen sehr hoch und der Entwurfsraum sehr groß ist.

²Metaheuristische Verfahren werden zur näherungsweise Lösung von Optimierungsproblemen eingesetzt. Sie beinhalten abstrakte Schemata zur Lösung von Optimierungsproblemen und gelten deshalb als problemunspezifische Lösungsverfahren.

Trotz der großen Bekanntheit und dem steigenden Einsatz evolutionärer Algorithmen in der Optimierung sind diese als generelle Optimierungsmethode nicht für alle denkbaren Optimierungsprobleme sinnvoll. Ein Nachweis, dass es sich bei der gefundenen Lösung tatsächlich um das *globale* Optimum handelt, ist bei Verwendung von EA nicht möglich. EA führen gewöhnlicherweise auch nicht zum Auffinden des tatsächlichen Optimums, sondern nähern dieses an. Wie Lemouedda [47] nachgewiesen hat, kann die Geschwindigkeit der Optimierung und die Annäherung an das tatsächliche Optimum bei Verwendung von EA unter anderem von der Zusammensetzung der Anfangspopulation und der Auswahl des Algorithmustyps abhängen. Weiterhin bringt die Verwendung von EA in der von Lemouedda [47] vorgeschlagenen, automatisierten Form einen nicht unerheblichen Aufwand zur Konfiguration der CAD-Modelle, der CFD-Simulationen, der EA und aller benötigten Schnittstellen mit sich.

In der vorliegenden Arbeit wurde von der Verwendung evolutionärer Algorithmen abgesehen. Zum einen basieren die Ergebnisse auf experimentellen Untersuchungen der Strukturrohre, welche sich nicht zur (automatisierten) Kopplung mit evolutionären Algorithmen eignen. Zum anderen sind EA zur Optimierung der Strukturgeometrie anhand der Approximationsfunktionen (3.10)–(3.11) und (3.18)–(3.19) (siehe Abschnitte 3.3–3.4) nicht notwendig, da eine *vollständige Auswertung* des Entwurfsraums problemlos möglich ist. Für die in Kapitel 5 vorgestellte Optimierung der Strukturgeometrie werden Zielfunktionen verwendet, die auf den o. g. Approximationsfunktionen basieren. Diese werden für alle Kombinationen³ der Strukturparameter ausgewertet. Die Schrittweite der Änderung der Strukturparameter wird dabei auf technisch sinnvolle Werte gesetzt. Die Vorgehensweise der vollständigen und systematischen Untersuchung des Entwurfsraums bringt außerdem den Vorteil, dass der Einfluss der einzelnen Strukturparameter auf die Optimalität deutlicher erkennbar ist als bei metaheuristischen Lösungsverfahren. Analog dazu werden in Kapitel 7 bei der Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern ebenfalls alle zur Verfügung stehenden Varianten berechnet. Die verwendeten Zielfunktionen werden aufgrund der vorstehend genannten Nachteile nicht zu einer gewichteten Summe oder einer globalen Gütefunktion zusammengefasst. Zur Bewertung wird die Pareto-Optimalität, die mittels des auf S. 61 vorgestellten *Fast Nondominated Sorting Algorithmus* von Deb et al. [87] bestimmt wird, angewendet.

³Es wird ein sog. Vollfaktorplan angewendet.

5 Prozessunabhängige Optimierung

Im Folgenden wird anhand eines Praxisbeispiels die Grundidee hinter der prozessunabhängigen Optimierung veranschaulicht und die Herleitung der daraus abgeleiteten Zielfunktionen erläutert. Prozessunabhängig bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Zielfunktionen rein auf Basis der mess- bzw. berechenbaren Größen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert bestimmt werden und keine Prozessspezifikationen¹ vorliegen. Es wird in diesem Fall nur die *Geometrie der Strukturierung* variiert, was zu optimalen Strukturgeometrien führt. Abschließend wird aufgezeigt, wie aus der Menge der untersuchten Strukturrohre die Auswahl für die prozessspezifische Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern getroffen wird.

5.1 Einführendes Praxisbeispiel und daraus abgeleitete Strategie

Werden in einem kostenoptimal ausgelegten Abgaswärmeübertrager mit Glattrohren diese durch Strukturrohre gleichen Durchmessers ersetzt, lässt sich die benötigte Rohrlänge aufgrund des höheren Wärmeübergangs deutlich reduzieren. Trotz der kürzeren Rohrlängen der Strukturrohre wird sich meist ein höherer Druckverlust als im Glattrohr ergeben. Dies soll durch einen Vergleich verschiedener Strukturrohre mit einem Glattrohr hinsichtlich der benötigten Rohrlängen und des resultierenden Druckverlustes exemplarisch gezeigt werden. Der Vergleich findet unter den Randbedingungen statt, dass in allen Rohren bei gleichem Massenstrom und Eintrittstemperaturen der gleiche Wärmestrom übertragen wird. Um die Randbedingungen zu erfüllen, wurde die Länge des Glattrohres $\varnothing 20 \times 1$ vorgegeben und die jeweilige Länge der Strukturrohre² angepasst.

Abbildung 5.1 zeigt die relative Rohrlänge $L_{rel} = L_S/L_G$ und den relativen Druckverlust $\Delta p_{rel} = \Delta p_S/\Delta p_G$ von acht Strukturrohren mit unterschiedlichen Durchmessern und Dralltiefen. Wird das Glattrohr durch ein dreigängiges Einfachdrallrohr gleichen Durchmessers ausgetauscht, reduziert sich in Abhängigkeit der verwendeten Dralltiefe

¹Prozessspezifikation: Massenströme, Temperaturen, Zusammensetzung der beteiligten Fluide, etc.

²Die verwendeten Messdaten stammen aus einer Voruntersuchung und sind im Anhang in Abbildung A.2 zusammengefasst.

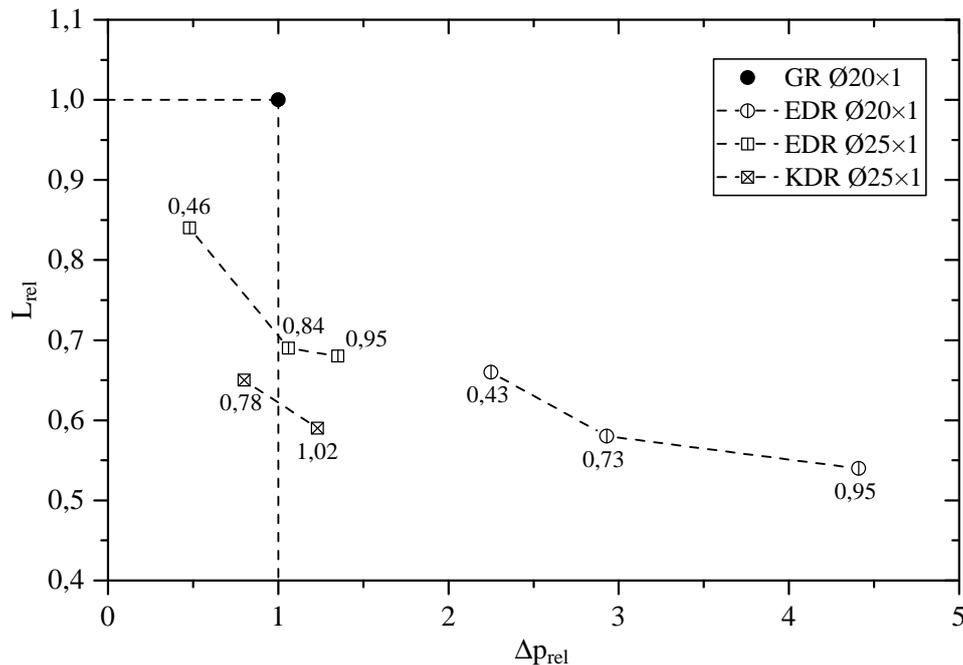


Abbildung 5.1: Relative Rohrlänge L_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} verschiedener Einfach- und Kreuzdrallrohre bei konstantem Wärmestrom. Verwendet wurden dreigängige EDR und KDR mit einem Drallwinkel von 19° und unterschiedlichen Durchmessern. Die Beschriftung der eingetragenen Datenpunkte entspricht der Dralltiefe in mm.

die relative Rohrlänge auf bis zu 0,55. Trotz der geringeren Rohrlänge erhöht sich der Druckverlust auf das bis zu 4,4-fache des Druckverlustes im Glattrohr. Je größer die Dralltiefe gewählt wird, desto höher ist die Längenreduzierung. Der Druckverlust steigt dabei mit zunehmender Dralltiefe stark an.

Um den relativen Druckverlust auf einen Wert kleiner eins zu verringern, kann als eine Möglichkeit der Rohrdurchmesser vergrößert werden. Aus Abbildung 5.1 ist ersichtlich, dass sich dadurch bei Einfachdrallrohren die relative Rohrlänge auf bis zu 0,84 reduziert. Der relative Druckverlust beträgt dann 0,48. Bei Kreuzdrallrohren wird bei einem relativen Druckverlust von 0,80 eine relative Rohrlänge von 0,65 erreicht.

In der Praxis sind für gewöhnlich u. a. der Gesamtmassenstrom und der Rohrspiegel vorgegeben. Ist der Bündeldurchmesser vorgegeben, führt eine Vergrößerung des Rohrdurchmessers, wie in vorstehendem Beispiel, zur Änderung des Massenstroms im Einzelrohr. Weiterhin ändern sich dadurch auch die Fertigungskosten, da sich Anzahl und Durchmesser der einzuschweißenden Rohre ändern. Selbiges gilt, wenn zur Reduzierung des Druckverlustes anstelle des Rohrdurchmessers der Bündeldurchmesser erhöht und damit der Massenstrom im Einzelrohr reduziert wird. Die Änderung der Fertigungskosten muss also bei der Optimierung berücksichtigt werden. Ferner ist nicht damit zu rechnen, dass eine Strukturgeometrie für alle Anwendungen gleichermaßen optimal ist.

Es wäre nicht effektiv, wenn für jeden neuen Wärmeübertrager die Auslegung und Kalkulation mit *allen* untersuchten Strukturrohren durchgeführt werden muss, um die kostenoptimale Lösung zu finden. Deshalb wird im Folgenden zunächst eine Methode aufgezeigt, wie Strukturrohre aufgrund der dimensionslosen Kenngrößen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert hinsichtlich ihrer Eignung für den kostenoptimalen Einsatz in Rohrbündelwärmeübertragern bewertet werden können. Es ist dann, im Gegensatz zu dem einleitenden Beispiel, keine prozessspezifische Vorgabe von Massenströmen, Temperaturen, Rohrlängen, etc. notwendig. Die Optimierung der Strukturgeometrie erfolgt somit prozessunabhängig. Die prozessspezifische Kostenoptimierung folgt in Kapitel 7. Dieses zweistufige Vorgehen, bestehend aus der *prozessunabhängigen* Optimierung der Strukturgeometrie und der *prozessspezifischen* Kostenoptimierung, kann gewinnbringend angewendet werden, um in frühen Phasen der Entwicklung neuer Strukturen deren Potential zur Kostenoptimierung abzuschätzen, ohne eine vollständige Auslegung und Kalkulation durchzuführen.

Die Längeneinsparung und die damit einhergehende Materialkosteneinsparung muss folglich hoch genug sein, um den Fertigungsmehraufwand (Strukturierungskosten, größere Rohr- bzw. Bündeldurchmesser, etc.) zu kompensieren bzw. zu übertreffen. Die relative Länge und der relative Druckverlust können als Indikator für geeignete Strukturierungen verwendet werden. Die relative Länge dient als Maßeinheit für die Materialeinsparung (Nutzen). Der relative Druckverlust spiegelt den notwendigen Aufwand in Form von Mehrkosten für Fertigung und Strukturierung wider. Diese Aussage kann, wie nachfolgend beschrieben, auf die dimensionslosen Größen Nußeltzahl Nu und Reibungsbeiwert f_D zurückgeführt werden.

5.2 Zielfunktionen für die prozessunabhängige Optimierung

Die folgende Herleitung der Zielfunktionen gilt, wenn der maßgebliche Wärmewiderstand auf der Rohrrinnenseite (Index 1) liegt. Für die Wärmeströme \dot{Q} , Massenströme \dot{m} , Innendurchmesser d_i und Eintrittstemperaturen $\vartheta_{1,e}$ des Glattrohres (Index G) und der Strukturrohre (Index S) werden die Randbedingungen

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_G, \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{1,S} = \dot{m}_{1,G}, \quad (5.2)$$

$$d_{i,S} = d_{i,G}, \quad (5.3)$$

$$\vartheta_{1,e,S} = \vartheta_{1,e,G}, \quad (5.4)$$

gesetzt. Daraus folgt unmittelbar, dass sowohl im Strukturrohr als auch im Glattrohr die gleichen Austrittstemperaturen $\vartheta_{1,a}$, die gleiche Reynoldszahl Re und die gleichen

mittleren Stoffwerte auftreten. Aus

$$\dot{Q} = \alpha_i A_i (\vartheta_{1,e} - \vartheta_{1,a}) , \quad (5.5)$$

$$\text{mit } \alpha_i = \frac{\text{Nu } \lambda_1}{d_i} \quad (5.6)$$

$$\text{und } A_i = \pi d_i L \quad (5.7)$$

$$\text{folgt } \dot{Q} = \text{Nu } \lambda_1 \pi L (\vartheta_{1,e} - \vartheta_{1,a}) . \quad (5.8)$$

Wird die Randbedingung (5.1) angewendet, so ergibt sich der Ausdruck

$$\begin{aligned} \dot{Q}_S &= \dot{Q}_G \\ \text{Nu}_S L_S &= \text{Nu}_G L_G \\ \text{Nu}_{rel} &:= \frac{L_G}{L_S} = \frac{\text{Nu}_S}{\text{Nu}_G} , \end{aligned} \quad (5.9)$$

wobei sich die Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Stoffwerte aufgrund der Randbedingungen kürzen.

Die relative Nußeltzahl entspricht gemäß Gleichung (5.9) dem Kehrwert der relativen Länge. Die relative Nußeltzahl wird als zu maximierende Zielfunktion verwendet. Dies ermöglicht die geläufige Formulierung: „*Maximiere Nutzen vs. minimiere Aufwand*“.

Die zweite Zielfunktion ergibt sich aus dem relativen Druckverlust. Hier ist lediglich der Reibungsanteil³ des Druckverlustes von Bedeutung, da der Impulsanteil³ aufgrund der Randbedingungen im Strukturrohr und im Glattrohr identisch ist. Der Reibungsanteil des Druckverlustes Δp_F berechnet sich zu

$$\Delta p_F = f_D \frac{\dot{G}_1^2 L}{2 d_i} \left(\frac{1}{\rho} \right)_{m,1} , \quad (5.10)$$

$$\text{mit } \dot{G}_1 = \frac{\text{Re } \eta_1}{d_i} , \quad (5.11)$$

$$\text{folgt } \Delta p_F = f_D \frac{1}{2} \frac{L}{d_i^3} \text{Re}^2 \eta_1^2 \left(\frac{1}{\rho} \right)_{m,1} . \quad (5.12)$$

Wird der Reibungsanteil des Druckverlustes $\Delta p_{F,S}$ des Strukturrohres auf den Reibungsanteil des Druckverlustes $\Delta p_{F,G}$ des Glattrohres bezogen, ergibt sich unter Berücksichtigung der o. g. Randbedingungen

$$\frac{\Delta p_{F,S}}{\Delta p_{F,G}} = \frac{f_{D,S} L_S}{f_{D,G} L_G} . \quad (5.13)$$

³siehe dazu Abschnitt 2.2.3

Mit Gleichung (5.9) folgt schließlich

$$\Delta p_{F,rel} := \frac{\Delta p_{F,S}}{\Delta p_{F,G}} = \frac{f_{D,S} \text{Nu}_G}{f_{D,G} \text{Nu}_S}. \quad (5.14)$$

Liegt keine Prozessspezifikation vor, können die Randbedingungen (5.1)–(5.4) nicht direkt verwendet werden, da die benötigten Werte erst über eine Prozessspezifikation festgelegt werden. Deshalb wird zur prozessunabhängigen Auswertung der Zielfunktionen die Reynoldszahl verwendet, da diese die o. g. Randbedingungen widerspiegelt. Daraus folgt unmittelbar, dass für die resultierenden Rohrlängen der Strukturrohre bzw. des Glattrohres keine Werte angegeben werden können, da nur die Verhältnisse der Rohrlängen durch die Verhältnisse der Nußeltzahlen bekannt sind (vgl. Gleichung (5.9)). Dies wirkt sich wie nachfolgend beschrieben auf die Berechnung der Nußeltzahl Nu_G des Glattrohres aus.

Bei der Berechnung der Nußeltzahl Nu_G im Glattrohr wird für gewöhnlich der rohrlängenabhängige Korrekturfaktor F_H (siehe Gleichungen (2.39) und (2.40)) verwendet, um die höhere lokale Nußeltzahl im Einlaufbereich zu berücksichtigen⁴. Bei der prozessunabhängigen Bewertung unterschiedlicher Strukturrohre kann die zur Berechnung von F_H notwendige Länge des Glattrohres nicht angegeben werden. Es handelt sich dabei um eine *hypothetische Länge* des Glattrohres, die beim direkten Vergleich unterschiedlicher Strukturrohre konstant ist. Daraus folgt, dass der Korrekturfaktor F_H als konstanter Faktor in die Zielfunktionen eingehen würde, was keinen Einfluss auf die optimale Lösung hat⁵. Der Einbezug des Korrekturfaktors F_H ist folglich nicht notwendig und die Auswertung der Nußeltzahl Nu_G des Glattrohres in Gleichungen (5.9) erfolgt mittels Gleichung (2.37).

Zur Berechnung des Reibungsbeiwertes $f_{D,G}$ des Glattrohres in Gleichung (5.14) wird Gleichung (2.38) verwendet. Die Werte für Nu_S bzw. $f_{D,S}$ werden mit Hilfe der Approximationsfunktionen (3.10) und (3.11) für Einfachdrallrohre bzw. Gleichungen (3.18) und (3.19) für Kreuzdrallrohre ermittelt.

Mit Hilfe der Betrachtung

$$\begin{aligned} & \max \text{Nu}_{rel} \quad (\text{Gleichung (5.9)}) \\ & \min \Delta p_{F,rel} \quad (\text{Gleichung (5.14)}) \\ & \text{unter Einhaltung der Randbedingungen (5.1) - (5.4)} \end{aligned} \quad (5.15)$$

⁴Der Korrekturfaktor F_H ist in der Literatur nur für Glattrohre beschrieben. Bei Strukturrohren hat der hydrodynamische und thermische Anlauf keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang (siehe dazu Abschnitt 1.2.1 auf S. 9).

⁵Es gilt allgemein: $\min f(x) \Leftrightarrow \min (c \cdot f(x))$ bzw. $\max f(x) \Leftrightarrow \max (c \cdot f(x))$, wobei $c > 0$.

ist eine Aussage über die Eignung von Strukturgeometrien für den kostenoptimalen Einsatz in Rohrbündelwärmeübertragern möglich, sobald die Abhängigkeiten $Nu = Nu(Re)$ und $f = f(Re)$ der jeweiligen Strukturrohre bekannt sind.

Um einen Vergleich der unterschiedlichen Strukturrohre bei *gleichen Betriebsbedingungen* zu gewährleisten, muss bei der Optimierung nach diesem Schema die Reynoldszahl konstant gehalten werden. Dabei muss überprüft werden, in welchem Maß der für die Reynoldszahl gewählte Wert die Zusammensetzung der Paretofront beeinflusst, was in Abschnitt 5.3.3 dargestellt wird. Ferner wird bei der prozessunabhängigen Optimierung davon ausgegangen, dass die Zusatzkosten für die Aufbringung der Strukturen unabhängig vom Strukturtyp (Kreuz- oder Einfachdrall, ein- oder dreigängig) und von den Strukturparametern (Drallwinkel φ , Dralltiefe t , Gangzahl n) sind.⁶

5.3 Ergebnisse der prozessunabhängigen Optimierung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der prozessunabhängigen Optimierung zunächst für ein- und dreigängige Einfachdrallrohre und anschließend für dreigängige Kreuzdrallrohre erläutert. Zur Berechnung der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ des Optimierungsproblems (5.15) werden die in den Abschnitten 3.3.2 und 3.4.2 vorgestellten Approximationsfunktion (3.10)–(3.11) und (3.18)–(3.19) für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert von Einfach- und Kreuzdrallrohren verwendet. Ferner gelten die Fertigungsrandbedingungen (3.6) und (3.17). Anschließend wird das Gesamtergebnis der Optimierung der Strukturgeometrie erläutert. Die Auswertung und Diskussion der Optimierungsergebnisse findet zunächst exemplarisch bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$ statt. Der Einfluss der Reynoldszahl auf die Zusammensetzung der Paretofront wird für den zu erwartenden Einsatzbereich von Strukturrohren in Abgaswärmeübertragern von $8000 \leq Re \leq 18000$ separat bewertet. Das Kapitel schließt mit der Zusammenstellung der Strukturgeometrien, die für die nachfolgende prozessspezifische Kostenoptimierung verwendet werden.

5.3.1 Einfachdrallrohre

Abbildung 5.2 zeigt die Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für *eingängige* Einfachdrallrohre (EDR) mit unterschiedlichen Drallparametern. Die Drallparameter wurden im Bereich $9^\circ \leq \varphi \leq 26^\circ$ und $0,70 \text{ mm} \leq t \leq 1,10 \text{ mm}$ mit Schrittweiten von $\Delta\varphi = 1,0^\circ$ und $\Delta t = 0,05 \text{ mm}$ bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$ variiert. Der Bereich entspricht der untersuchten Bandbreite eingängiger Einfachdrallrohre (vgl. Tabelle 3.1). In Abbildung 5.2 sind ferner

⁶Trifft dies nicht zu, müsste ein entsprechender Faktor, der die unterschiedlichen Kosten berücksichtigt, in Gleichung (5.9) integriert werden.

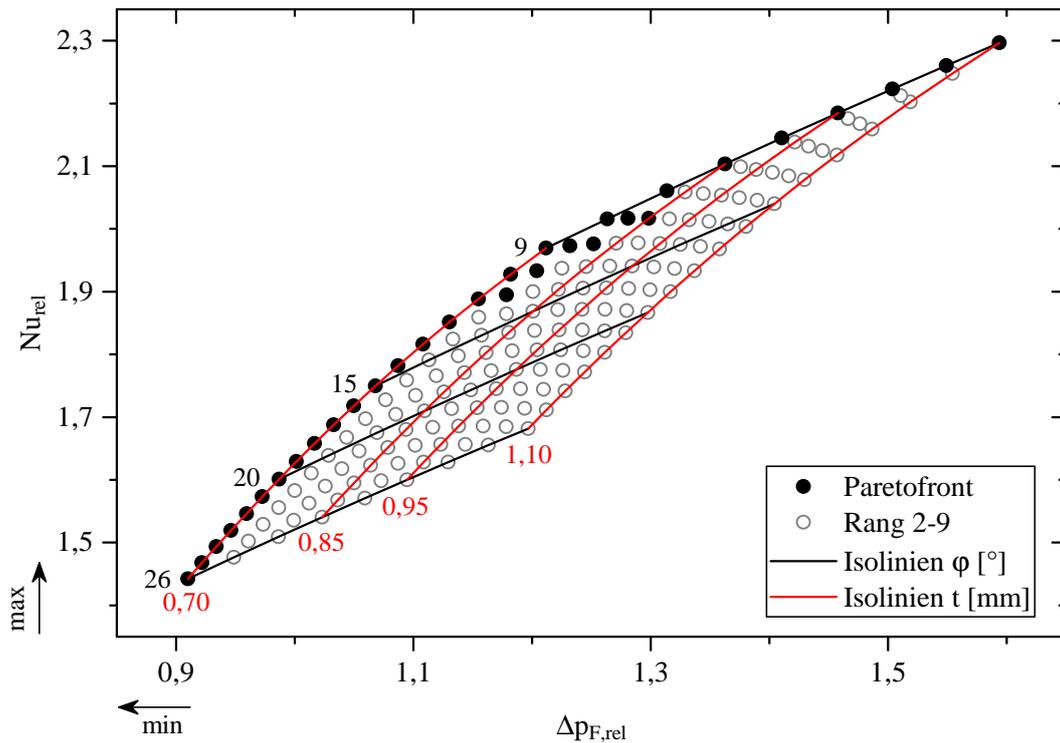


Abbildung 5.2: Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für eingängige Einfachdrallrohre mit unterschiedlichen Drallparametern im Bereich $9^\circ \leq \varphi \leq 26^\circ$ mit $\Delta\varphi = 1,0^\circ$ und $0,70 \text{ mm} \leq t \leq 1,10 \text{ mm}$ mit $\Delta t = 0,05 \text{ mm}$ bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$.

Isolinien konstanter Drallwinkel φ und konstanter Dralltiefen t eingetragen. Die Paretofront wird durch 32 Einfachdrallrohre abgebildet. Die verbleibenden nicht optimalen Lösungen verteilen sich auf die Ränge 2–9.⁷ Diese Strukturgeometrien liegen unterhalb der Paretofront und erreichen bei gleichem relativen Reibungsdruckverlust $\Delta p_{F,rel}$ geringere relative Nußeltzahlen Nu_{rel} als die Rohre auf der Paretofront. Die höchste relative Nußeltzahl liegt bei $Nu_{rel} = 2,30$ und wird durch ein EDR mit $\varphi = 9^\circ$ und $t = 1,10 \text{ mm}$ erreicht. Dieses Rohr zeigt mit $\Delta p_{F,rel} = 1,59$ auch den höchsten relativen Reibungsdruckverlust. Die geringste relative Nußeltzahl ($Nu_{rel} = 1,44$) bei niedrigstem relativen Reibungsdruckverlust ($\Delta p_{R,rel} = 0,91$) weist das Einfachdrallrohr mit $\varphi = 26^\circ$ und $t = 0,70 \text{ mm}$ auf. Diese beiden Rohre bilden die Begrenzungspunkte der Paretofront. Von dem EDR mit $\varphi = 26^\circ$ und $t = 0,70 \text{ mm}$ ausgehend, verringert sich bei den EDR entlang der Paretofront zunächst bei konstanter Dralltiefe der Drallwinkel bis zum Minimum ($\varphi = 9^\circ$) innerhalb dieser Teiluntersuchung. Die Steigung

$$\varepsilon_t = \left. \frac{\Delta Nu_{rel}}{\Delta(\Delta p_{F,rel})} \right|_{t=\text{konst.}} \quad (5.16)$$

⁷Die Anzahl der Lösungen in der Paretofront und die Anzahl der Ränge ist u. a. abhängig von den gewählten Schrittweiten $\Delta\varphi$ und Δt .

der Isolinie für $t = 0,70$ mm beträgt $\varepsilon_t = 1,77$ zwischen $\varphi = 26^\circ$ und $\varphi = 9^\circ$. Der weitere Verlauf der Paretofront wird im Wesentlichen durch EDR gebildet, welche bei einem Drallwinkel von $\varphi = 9^\circ$ ansteigende Dralltiefen besitzen. Die Steigung

$$\varepsilon_\varphi = \left. \frac{\Delta \text{Nu}_{rel}}{\Delta(\Delta p_{F,rel})} \right|_{\varphi=\text{konst.}} \quad (5.17)$$

der entsprechenden Isolinie für einen Drallwinkel von $\varphi = 9^\circ$ reduziert sich zwischen $t = 0,70$ mm und $t = 1,10$ mm auf $\varepsilon_\varphi = 0,87$.

Die unterschiedlichen Isolinien für Drallwinkel und Dralltiefe in Abbildung 5.2 verlaufen jeweils nahezu parallel, d. h. die Steigungen der Isolinien ändern sich nur geringfügig. Die Steigungen der Isolinien für die Dralltiefe ε_t ändern sich von $\varepsilon_t = 1,77$ bei $t = 0,70$ mm auf $\varepsilon_t = 1,59$ bei $t = 1,10$ mm. Die Steigungen der Isolinien für den Drallwinkel ε_φ ändern sich von $\varepsilon_\varphi = 0,87$ bei $\varphi = 9^\circ$ auf $\varepsilon_\varphi = 0,83$ bei $\varphi = 26^\circ$. Es gilt stets $\varepsilon_t > \varepsilon_\varphi$. Die Verringerung des Drallwinkels stellt somit eine effektivere Verbesserung des Wärmeübergangs dar als die Vergrößerung der Dralltiefe, was die diesbezügliche, in Abschnitt 3.3.1 aufgestellte These, bestätigt.

In Abbildung 5.3 sind die Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für dreigängige Einfachdrallrohre mit unterschiedlichen Drallparametern sowie die Isolinien konstanter Drallwinkel φ und konstanter Dralltiefen t dargestellt. Die Drallparameter wurden im Bereich $14^\circ \leq \varphi \leq 37^\circ$ und $0,40 \text{ mm} \leq t \leq 1,25 \text{ mm}$ mit Schrittweiten von $\Delta\varphi = 1,0^\circ$ und $\Delta t = 0,05 \text{ mm}$ bei $\text{Re} = 1,2 \cdot 10^4$ variiert. Der Bereich entspricht der untersuchten Bandbreite dreigängiger Einfachdrallrohre (vgl. Tabelle 3.1).

Die Paretofront wird durch 42 EDR gebildet, wobei sich die nicht optimalen EDR auf die Ränge 2–15 verteilen. Die niedrigste relative Nußeltzahl ($\text{Nu}_{rel} = 1,10$) wird von einem dreigängigen Einfachdrallrohr mit $\varphi = 37^\circ$ und $t = 0,40$ mm erreicht. Der zugehörige relative Reibungsdruckverlust $\Delta p_{F,rel}$ beträgt 0,72. Dieses Rohr bildet den unteren Begrenzungspunkt der Paretofront. Analog zur Beobachtung bei eingängigen EDR verändert sich entlang der Paretofront zunächst bei einer konstanter Dralltiefe von $t = 0,40$ mm der Drallwinkel φ , bis das Minimum des Drallwinkels ($\varphi = 14^\circ$) innerhalb des untersuchten Bereiches erreicht wird. Die Steigung ε_t der Isolinie für $t = 0,40$ mm beträgt $\varepsilon_t = 2,15$ zwischen $\varphi = 37^\circ$ und $\varphi = 14^\circ$. Im weiteren Verlauf vergrößert sich bei den EDR auf der Paretofront im Wesentlichen die Dralltiefe, bis die für diesen Drallwinkel maximal produzierbare Dralltiefe (Fertigungsrandbedingung (3.6)) erreicht wird. Die Steigung der Isolinie für $\varphi = 14^\circ$ ist mit $\varepsilon_\varphi = 0,93$ deutlich geringer als die Steigung der Isolinie für $t = 0,40$ mm. Anschließend vergrößert sich bei den EDR auf der Paretofront sowohl der Drallwinkel φ als auch die Dralltiefe t . Die Paretofront verläuft dann nicht mehr entlang einer der Isolinien und die Steigung der Paretofront verringert sich. Ab $t = 0,75$ mm flacht die Steigung, bedingt durch die o. g. Fertigungsrandbedingung, sehr stark ab. Eine weitere (sehr geringe) Erhöhung der relativen Nußeltzahl Nu_{rel} ist dann mit einer deutlichen Erhöhung des relativen Reibungsdruckverlustes $\Delta p_{F,rel}$ verbunden.

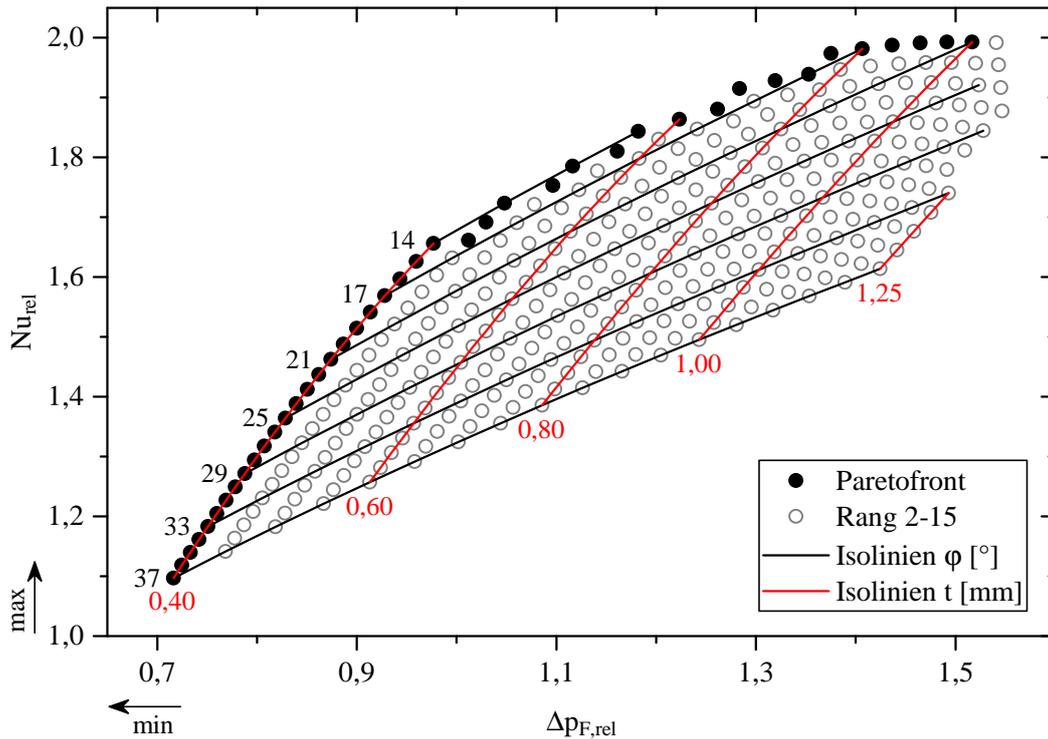


Abbildung 5.3: Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für dreigängige Einfachdrallrohre mit unterschiedlichen Drallparametern im Bereich $14^\circ \leq \varphi \leq 37^\circ$ mit $\Delta\varphi = 1,0^\circ$ und $0,40 \text{ mm} \leq t \leq 1,25 \text{ mm}$ mit $\Delta t = 0,05 \text{ mm}$ bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$.

Die maximale relative Nußeltzahl ($Nu_{rel} = 1,99$) wird von einem dreigängigen EDR mit $\varphi = 21^\circ$ und $t = 1,0 \text{ mm}$ erreicht, wobei der relative Reibungsdruckverlust $\Delta p_{F,rel} = 1,52$ beträgt.

Die Isolinien verlaufen auch bei dreigängigen EDR nahezu parallel. Die Steigungen der Isolinien für die Dralltiefe t ändern sich von $\varepsilon_t = 2,15$ bei $t = 0,40 \text{ mm}$ auf $\varepsilon_t = 1,86$ bei $t = 1,25 \text{ mm}$. Die Steigungen der Isolinien zwischen $\varphi = 14^\circ$ und $\varphi = 37^\circ$ variieren zwischen $\varepsilon_\varphi = 0,93$ und $\varepsilon_\varphi = 0,73$. Es zeigt sich erneut, dass eine Erhöhung des Wärmeübergangs durch Verringerung des Drallwinkels effektiver ist als durch Vergrößerung der Dralltiefe.

5.3.2 Kreuzdrallrohre

Abbildung 5.4 zeigt die Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für dreigängige Kreuzdrallrohre (KDR) mit unterschiedlichen Drallparametern. Die Drallparameter wurden im Bereich $14^\circ \leq \varphi \leq 49^\circ$ und $0,55 \text{ mm} \leq t \leq 2,00 \text{ mm}$ mit Schrittweiten von $\Delta\varphi = 1,0^\circ$ und $\Delta t = 0,05 \text{ mm}$ bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$ variiert. Der Bereich entspricht der

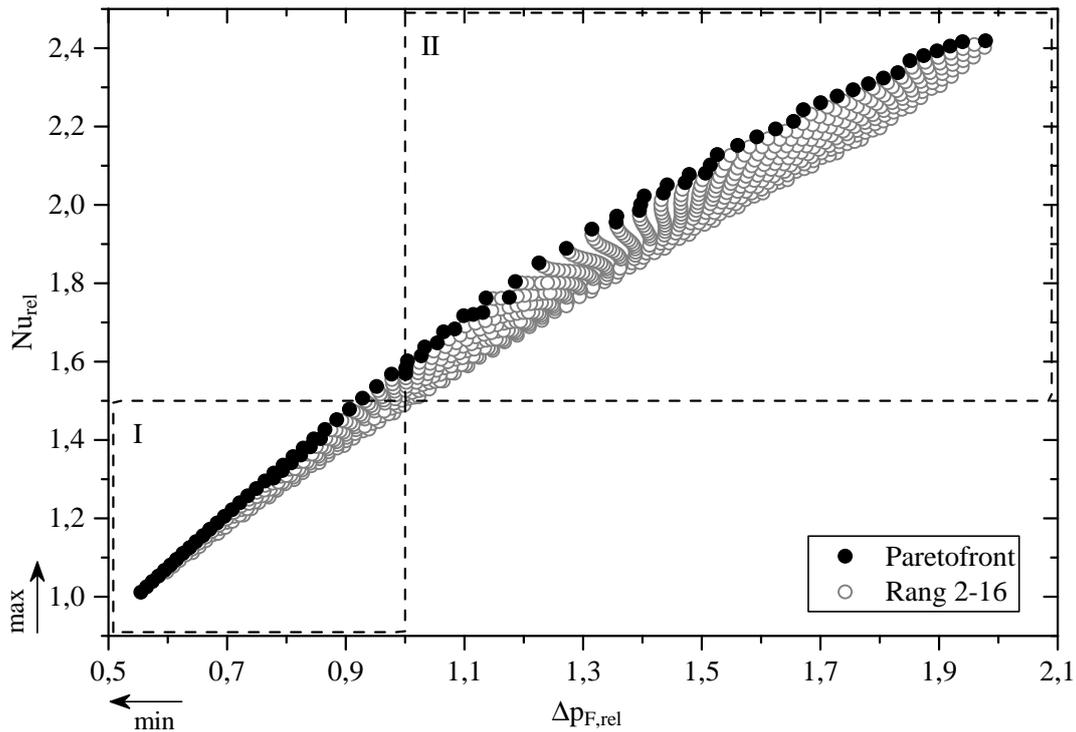
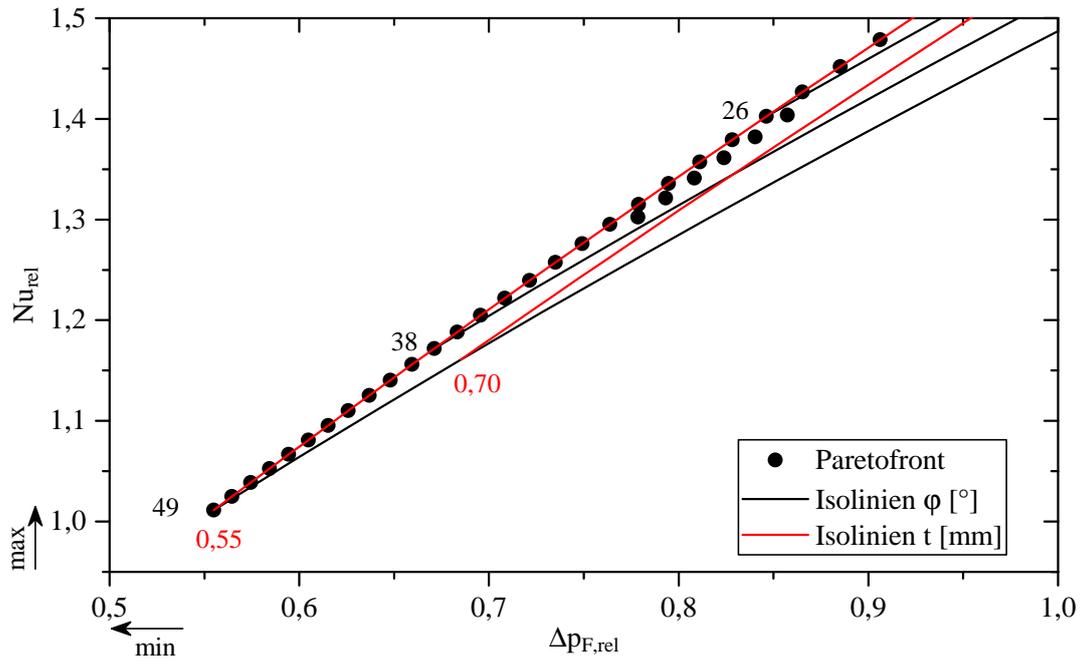


Abbildung 5.4: Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für dreigängige Kreuzdrallrohre mit unterschiedlichen Drallparametern im Bereich $14^\circ \leq \varphi \leq 49^\circ$ mit $\Delta\varphi = 1,0^\circ$ und $0,55 \text{ mm} \leq t \leq 2,00 \text{ mm}$ mit $\Delta t = 0,05 \text{ mm}$ bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$.

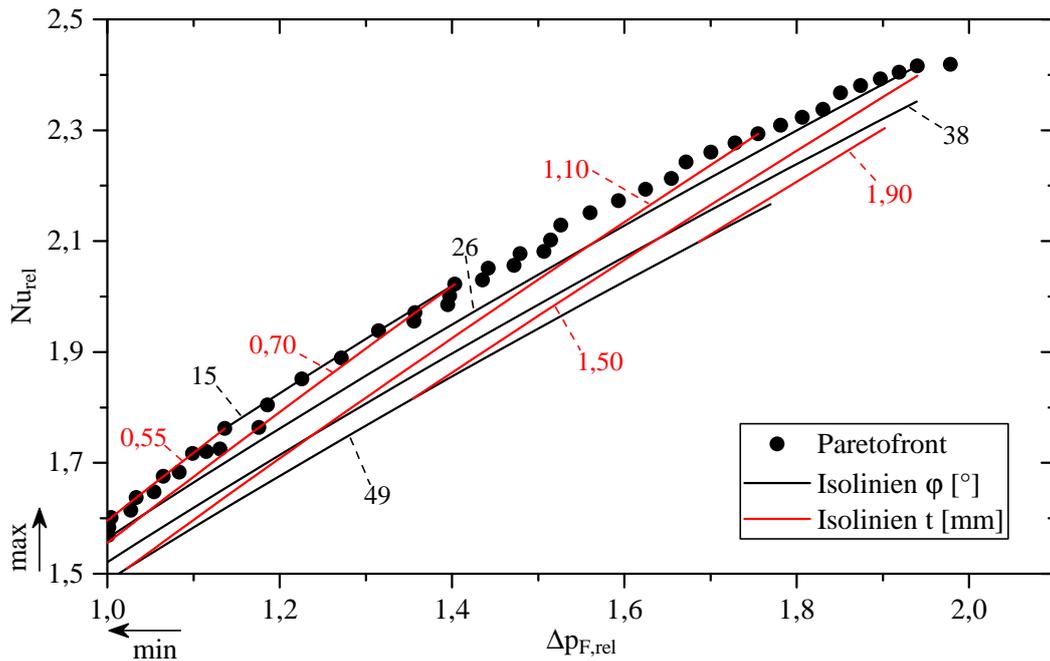
untersuchten Bandbreite dreigängiger Kreuzdrallrohre (vgl. Tabelle 3.5). Zur besseren Beschreibung des Verlaufs der Paretofront wird Abbildung 5.4 auf zwei vergrößerte Teilbereiche aufgeteilt (Abbildungen 5.5a und 5.5b). Weiterhin wurden aus Gründen der Übersichtlichkeit in Abbildung 5.5 die nicht-optimalen Rohrgeometrien ausgeblendet.

Die Paretofront wird durch 82 Kreuzdrallrohre abgebildet. Die verbleibenden KDR verteilen sich auf die Ränge 2-16. In Abbildung 5.5a ist ersichtlich, dass die niedrigste relative Nußeltzahl $Nu_{rel} = 1,01$ von einem Kreuzdrallrohr mit $\varphi = 49^\circ$ und $t = 0,55 \text{ mm}$ erreicht wird, welches den unteren Begrenzungspunkt der Paretofront bildet. Der relative Reibungsdruckverlust beträgt dann $\Delta p_{F,rel} = 0,56$.

Analog zu den Beobachtungen bei den Einfachdrallrohren verringert sich entlang der Paretofront bei konstanter Dralltiefe von $t = 0,55 \text{ mm}$ zunächst im Wesentlichen der Drallwinkel auf $\varphi = 15^\circ$ (siehe Abbildung 5.5b), was dem kleinsten Drallwinkel innerhalb dieser Teiluntersuchung entspricht. Die Steigung der Isolinie ε_t für $t = 0,55 \text{ mm}$ beträgt $\varepsilon_t = 1,29$ zwischen $\varphi = 49^\circ$ und $\varphi = 15^\circ$. Anschließend erhöht sich bei einem konstanten Drallwinkel von $\varphi = 15^\circ$ die Dralltiefe t , bis bei $t = 0,70 \text{ mm}$ die maximal produzierbare Dralltiefe (Fertigungsrandbedingung (3.17)) greift. Die Steigung der Isolinie für $\varphi = 15^\circ$ ist mit $\varepsilon_\varphi = 0,98$ deutlich geringer als die Steigung der Isolinie für $t = 0,55 \text{ mm}$. Im



(a) Teil I.



(b) Teil II.

Abbildung 5.5: Detailansichten zu Abbildung 5.4 mit Isolinien für den Drallwinkel φ und die Dralltiefe t . Die nicht optimalen Ergebnisse wurden zugunsten der Übersichtlichkeit nicht eingetragen.

Verlauf der restlichen Paretofront vergrößert sich sowohl der Drallwinkel φ als auch die Dralltiefe t . Die Maximalwerte für die relative Nusseltzahl ($Nu_{rel} = 2,42$) und den relativen Reibungsdruckverlust ($\Delta p_{F,rel} = 1,98$) werden von einem dreigängigen Kreuzdrallrohr mit einem Drallwinkel von $\varphi = 31^\circ$ und einer Dralltiefe von $t = 1,60$ mm erreicht.

Auch bei dreigängigen Kreuzdrallrohren verlaufen die jeweiligen Isolinien nahezu parallel. Die Steigungen ε_φ der Isolinien konstanter Drallwinkel variieren im Bereich $15^\circ \leq \varphi \leq 49^\circ$ zwischen $\varepsilon_\varphi = 0,98$ und $\varepsilon_\varphi = 0,96$. Die Steigungen ε_t der Isolinien konstanter Dralltiefen ändern sich von $\varepsilon_t = 1,29$ bei $t = 0,55$ mm auf $\varepsilon_t = 0,95$ bei $t = 1,90$ mm. Im Gegensatz zu ein- und dreigängigen Einfachdrallrohren ist bei dreigängigen Kreuzdrallrohren der Unterschied der Steigungen der Isolinien konstanter Drallwinkel ε_φ und konstanter Dralltiefen ε_t geringer. Die Verringerung des Drallwinkels ist folglich ähnlich effektiv wie die Vergrößerung der Dralltiefe, was sich auch in dem schmalen, linsenförmigen Ergebnisbereich der Kreuzdrallrohre (siehe Abbildung 5.4) widerspiegelt.

5.3.3 Gesamtergebnis der prozessunabhängigen Optimierung

Die bisherige Betrachtung der prozessunabhängigen Optimierung beschränkte sich jeweils auf einen einzelnen Strukturtyp. In Abbildung 5.6 wurden die Teilergebnisse aus den Abschnitten 5.3.1 und 5.3.2 zusammengeführt. Um eine bessere Lesbarkeit des Diagramms zu erreichen, wurde ein Teil der nicht optimalen Ergebnisse ausgeblendet. Die Paretofronten aus den Abbildungen 5.2–5.4 sind in Abbildung 5.6 eingetragen und werden im Folgenden als *Teilfronten* bezeichnet, da sie zwar die Paretofronten der Teilergebnisse darstellen, diese aber nicht über den gesamten Zielraum jeweils die Paretofront des Gesamtergebnisses darstellen.

Die Paretofront wird von 72 unterschiedlichen Strukturrohren gebildet. Beginnend bei dem unteren Begrenzungspunkt der Paretofront, ein dreigängiges KDR mit $\varphi = 49^\circ$ und $t = 0,55$ mm (Punkt 1), wird die Paretofront zunächst durch dreigängige Kreuzdrallrohre mit niedriger Dralltiefe t und absteigendem Drallwinkel φ gebildet. Die Teilfront der dreigängigen Kreuzdrallrohre (KDR 3n) wird bei $\varphi = 26^\circ$ und $t = 0,55$ mm (Punkt 2) von der Teilfront der dreigängigen Einfachdrallrohre (EDR 3n) bei $\varphi = 23^\circ$ und $t = 0,40$ mm geschnitten. Die Paretofront verläuft jetzt auf der Teilfront EDR 3n. Im weiteren Verlauf der Paretofront verringert sich bei den dreigängigen Einfachdrallrohren ebenfalls bei niedriger Dralltiefe t der Drallwinkel φ bis die Teilfront EDR 3n bei $\varphi = 14^\circ$ und $t = 0,45$ mm (Punkt 3) die Teilfront der eingängigen Einfachdrallrohre (EDR 1n) bei $\varphi = 15^\circ$ und $t = 0,70$ mm schneidet. Die Paretofront verläuft anschließend auf der Teilfront EDR 1n. Wie bereits in Abschnitt 5.3.1 erläutert, verringert sich zunächst bei geringer Dralltiefe der Drallwinkel, bis das Minimum des Drallwinkels von $\varphi = 9^\circ$ (Punkt 4) erreicht wird. Anschließend erhöht sich die Dralltiefe, bis bei $\varphi = 9^\circ$ und $t = 1,10$ mm (Punkt 5) der Sprung auf die Teilfront KDR 3n bei $\varphi = 22^\circ$ und $t = 1,15$ mm (Punkt 6) erfolgt. Der weitere Verlauf der Paretofront wird durch KDR 3n gebildet, deren Drallwinkel und

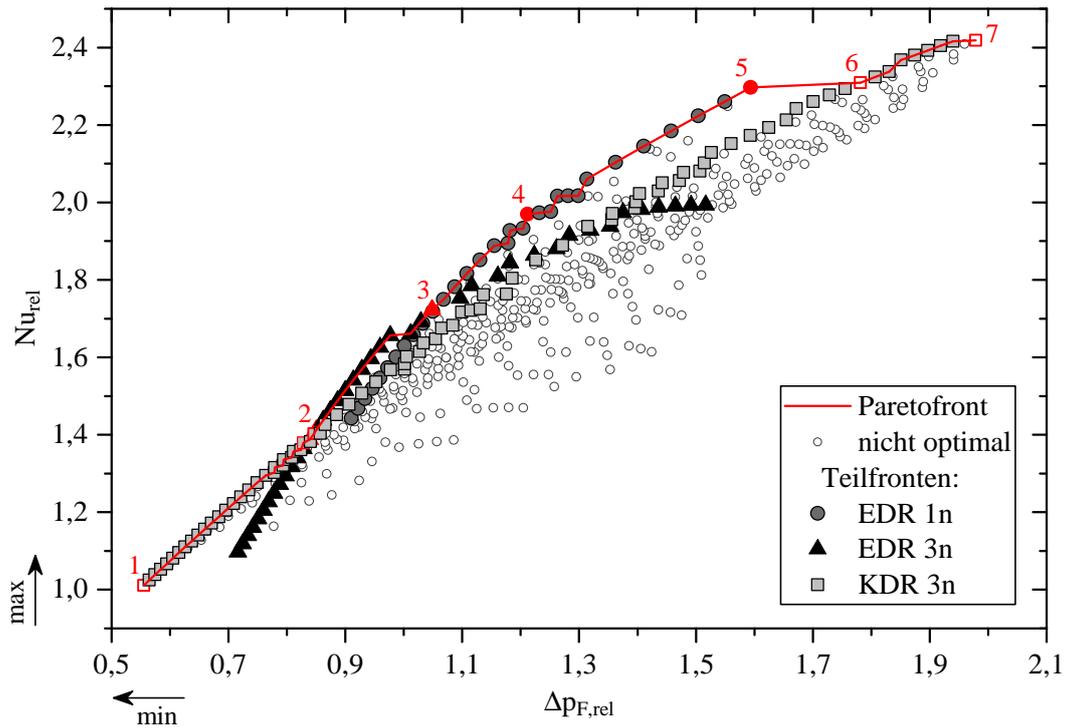


Abbildung 5.6: Zusammenführung der Werte der Zielfunktionen Nu_{rel} und $\Delta p_{F,rel}$ für ein- und dreigängige Einfachdrallrohre (Abbildungen 5.2 und 5.3) und für dreigängige Kreuzdrallrohre (Abbildung 5.4) mit unterschiedlichen Drallparametern bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$. Ein Teil der nicht optimalen Ergebnisse wurde ausgeblendet.

Dralltiefen gleichzeitig ansteigen bis der obere Begrenzungspunkt der Paretofront bei $\varphi = 31^\circ$ und $t = 1,60$ mm (Punkt 7) erreicht wird.

Mit den Wechseln der Paretofront zwischen den einzelnen Teilfronten sind auch Änderungen der Steigungen

$$\varepsilon_{PF}|_a^b = \frac{\Delta Nu_{rel}}{\Delta(\Delta p_{F,rel})} \Big|_a^b \quad (5.18)$$

verbunden. Im unteren Bereich der Paretofront beträgt die Steigung auf der Teilfront KDR 3n zwischen Punkt 1 und Punkt 2 $\varepsilon_{PF}|_1^2 = 1,29$. Mit dem Wechsel auf die Teilfront EDR 3n erhöht sich die Steigung zwischen den Punkten 2 und 3 auf $\varepsilon_{PF}|_2^3 = 2,15$. Nach dem Wechsel auf die Teilfront EDR 1n reduziert sich die Steigung zwischen den Punkten 3 und 4 (Änderung des Drallwinkels bei konstanter Dralltiefe) zunächst auf $\varepsilon_{PF}|_3^4 = 1,77$ und dann auf $\varepsilon_{PF}|_4^5 = 0,87$ zwischen den Punkten 4 und 5 (Änderung der Dralltiefe bei konstantem Drallwinkel). Der Sprung, der sich beim Wechsel der Teilfront EDR 1n (Punkt 5) auf die Teilfront KDR 3n (Punkt 6) ergibt, ist wenig effektiv, da die Erhöhung der relativen Nußeltzahl Nu_{rel} gegenüber der Erhöhung des relativen Reibungsdruckverlustes $\Delta p_{F,rel}$ sehr klein ausfällt. Im oberen Bereich der Paretofront beträgt die Steigung der Teilfront KDR 3n nur noch $\varepsilon_{PF}|_6^7 = 0,56$. Eine geringe Stei-

gerung der relativen Nußeltzahl ist dann mit einer deutlichen Erhöhung des relativen Reibungsdruckverlustes verbunden.

In Abbildung 5.6 befinden sich auf dem unteren Bereich der Paretofront dreigängige Einfach- und Kreuzdrallrohre mit $\Delta p_{F,rel} \leq 1,0$. Der Austausch eines Glattrohres gegen ein Strukturrohr aus diesem Bereich bedeutet, dass weder der Rohrdurchmesser, noch der Bündeldurchmesser verändert werden muss, da keine konstruktive Maßnahme notwendig ist, um den zulässigen Druckverlust einzuhalten. Folglich sind keine Fertigungsmehrkosten diesbezüglich zu erwarten. Im Bereich $\Delta p_{F,rel} \leq 1,0$ beträgt die relative Nußeltzahl der Strukturrohre bis zu 1,66. Je höher die relative Nußeltzahl ist, desto höher sind die Rohrlängeneinsparung und die damit einhergehende Materialkosteneinsparung. Ob auch die gesamten Herstellungskosten eines Wärmeübertragers mit einem Strukturrohr aus diesem Bereich der Paretofront niedriger sind als bei einem Wärmeübertrager mit Glattrohren, hängt davon ab, ob die Einsparungen an Materialkosten höher sind als die Zusatzkosten für die Strukturierung. Ein dafür notwendiger minimaler Wert der relativen Nußeltzahl kann nicht allgemein festgelegt werden, da der entsprechende Wert von vielen Randbedingungen abhängt. Diese sind z. B. die Baugröße des Wärmeübertragers, die Höhe des aktuellen Legierungszuschlags, die Kosten für die Strukturierung im Verhältnis zu den Materialkosten, etc. Diese Randbedingungen sind je nach Anwendungsfall unterschiedlich bzw. schwanken mit der Zeit.

5.3.4 Einfluss der Reynoldszahl auf die Paretofront

Die vorstehende Optimierung der Strukturgeometrie wurde bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$ durchgeführt und bezieht sich folglich auf den Vergleich mit einem Glattrohrwärmeübertrager, dessen Reynoldszahl in diesem Bereich liegt. Es stellt sich die Frage, ob die Zusammensetzung der Paretofront von der Reynoldszahl abhängt. Ein Vergleich der Approximationsfunktionen für Nußeltzahl und Reibungsbeiwert von Einfach- und Kreuzdrallrohren (Gleichungen (3.10)–(3.11) und (3.18)–(3.19)) zeigt, dass sich die Exponenten der Reynoldszahl geringfügig unterscheiden. Um den entsprechenden Einfluss auf die Zusammensetzung der Paretofront zu untersuchen, wurden die Paretofronten im Bereich $8000 \leq Re \leq 18000$ mit einer Schrittweite von $\Delta Re = 2000$ ermittelt und die Zusammensetzungen verglichen. Der untersuchte Reynoldszahlenbereich entspricht dem zu erwartenden Einsatzbereich von Strukturrohren in Abgaswärmeübertragern. Die Anzahl der Strukturrohre auf der Paretofront variiert zwischen 70 bei $Re = 8000$ und 77 bei $Re = 18000$, wobei bei allen betrachteten Reynoldszahlen 65 Strukturrohre als fester Bestandteil in der Paretofront enthalten sind. Diejenigen Strukturrohre, die nicht bei jeder Reynoldszahl Bestandteil der Paretofront sind, sind dabei nie schlechter als Rang 2 gestellt. Die Veränderungen der Paretofront finden stets an den Schnittstellen bzw. am Sprung zwischen den Teilfronten für Einfach- und Kreuzdrallrohre statt (siehe Abbildung 5.6 Punkt 2 bzw. Punkte 5–6). Die Zusammensetzungen der Teilfronten EDR 1n, EDR 3n bzw. KDR 3n ändern sich nicht.

Die Änderung der Zusammensetzung der Paretofront mit der Reynoldszahl wird folglich nur durch eine unterschiedliche Verschiebung der einzelnen Teilfronten verursacht, was Abbildung 5.7 verdeutlichen soll. Dargestellt ist der Vergleich der Paretofronten und der Teilfronten bei $Re = 8 \cdot 10^3$ (Abbildung 5.7a) und $Re = 18 \cdot 10^3$ (Abbildung 5.7b). Es zeigt sich, dass bei höheren Reynoldszahlen die Werte beider Zielfunktionen leicht ansteigen. Der Schnittpunkt der Teilfronten KDR 3n und EDR 1n (Punkt 1) verändert sich bei unterschiedlichen Reynoldszahlen. Die Teilfront KDR 3n nähert sich mit zunehmender Reynoldszahl der Teilfront EDR 1n an und der Sprung zwischen den Teilfronten (Punkt 2 auf Punkt 3) wird kleiner. Die Teilfront KDR 3n verschiebt sich stärker als die Teilfronten EDR 1n und EDR 3n. Es ist anzunehmen, dass bei noch höheren Reynoldszahlen die Teilfront KDR 3n oberhalb der Teilfront EDR 1n liegt. Die dreigängigen KDR wären dann effektiver als die eingängigen EDR. Ein Nachweis dieser Annahme ist mit der vorliegenden Studie nicht möglich, da dies innerhalb des untersuchten Bereichs der Reynoldszahlen nicht eintritt⁸.

5.3.5 Transfer der prozessunabhängigen Optimierungsergebnisse auf die praktische Anwendung

In der praktischen Anwendung wäre der Aufwand, um die prozessspezifische Auslegung, Kalkulation und Kostenoptimierung mit allen Strukturgeometrien auf der Paretofront durchzuführen, sehr hoch. Ferner ist ein derart großer Variantenreichtum in der Regel nicht wünschenswert. Deshalb soll die prozessspezifische Auslegung, Kalkulation und Kostenoptimierung auf eine Auswahl an *Standardgeometrien* beschränkt werden. Weiterhin kann ein bei der Auslegung üblicherweise verwendeter Sicherheitszuschlag reduziert werden, wenn die Nußeltzahl und der Reibungsbeiwert mit hoher Genauigkeit bestimmt werden können. Hierfür ist es empfehlenswert nicht die Approximationsfunktionen für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert aus den Abschnitten 3.3.2 und 3.4.2 zu verwenden (siehe auch Abschnitt 3.1), sondern Nußeltzahl und Reibungsbeiwert der verwendeten Rohre zu vermessen und die bisherigen virtuellen Ergebnisse zu verifizieren.⁹ Auch für diesen Schritt erscheint es sinnvoll, sich bei der praktischen Anwendung auf eine überschaubare Anzahl an Standardgeometrien zu beschränken, um den notwendigen Aufwand für die Messungen gering zu halten.

Wie sich gezeigt hat, ist die Zusammensetzung der Paretofront so schwach von der Reynoldszahl abhängig, dass dies für die Auswahl der Strukturgeometrie keine praktische Relevanz besitzt. Die Verteilung der ausgewählten Strukturrohre im Zielraum (Nu_{rel} vs. Δp_{rel}) bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$ ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Die zugehörigen Strukturpara-

⁸Die Teilfront KDR 3n liegt auch bei $Re = 23\,000$ noch unterhalb der Teilfront EDR 1n.

⁹Aufgrund des beschränkten zeitlichen Rahmens dieses Projektes konnten diese Messdaten nicht mehr gewonnen werden. Deshalb wird in Abschnitt 7 entgegen der hier gegebenen Empfehlung zur Berechnung der Nußeltzahl und des Reibungsbeiwertes bei der Auslegung der Wärmeübertrager auf die Approximationsfunktionen zurückgegriffen.

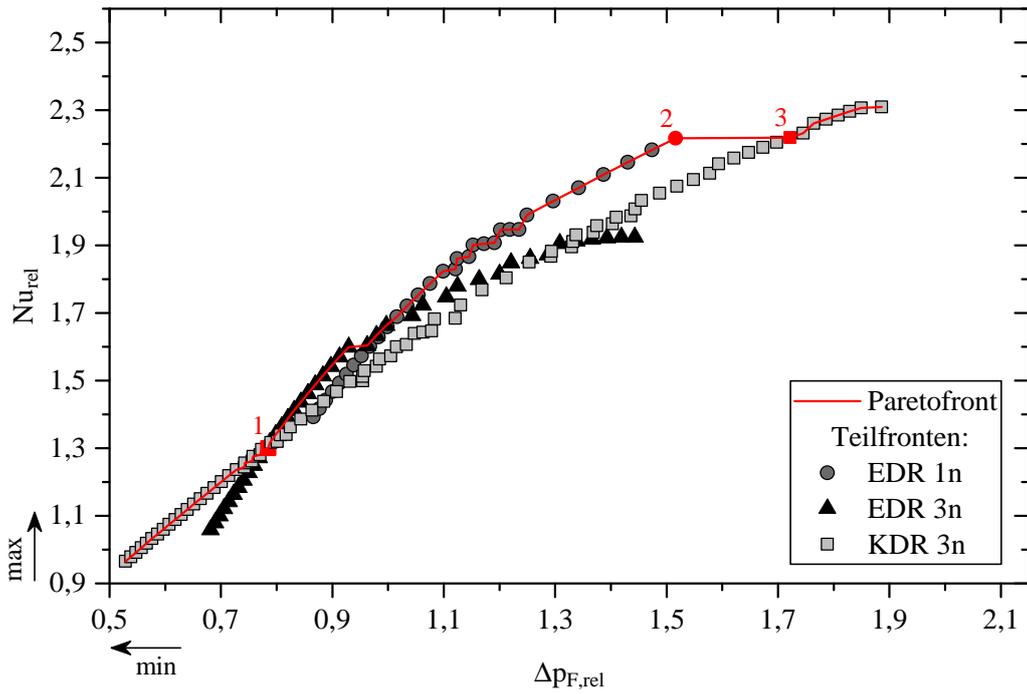
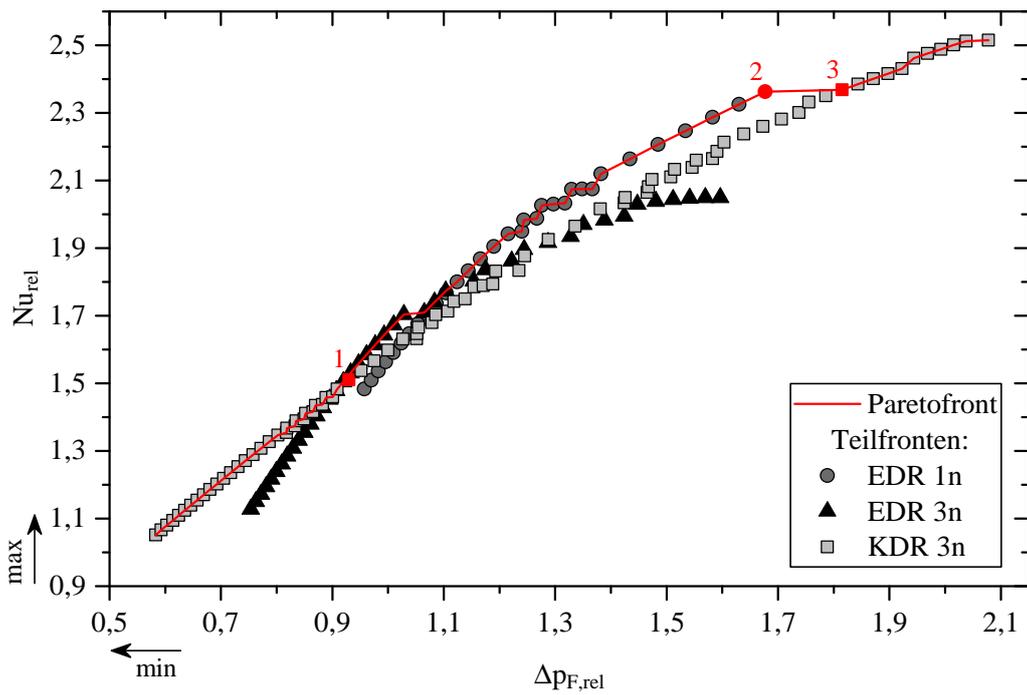
(a) $Re = 8 \cdot 10^3$ (b) $Re = 18 \cdot 10^3$

Abbildung 5.7: Vergleich der Paretofronten und der Teilfronten (a) bei $Re = 8 \cdot 10^3$ und (b) bei $Re = 18 \cdot 10^3$.

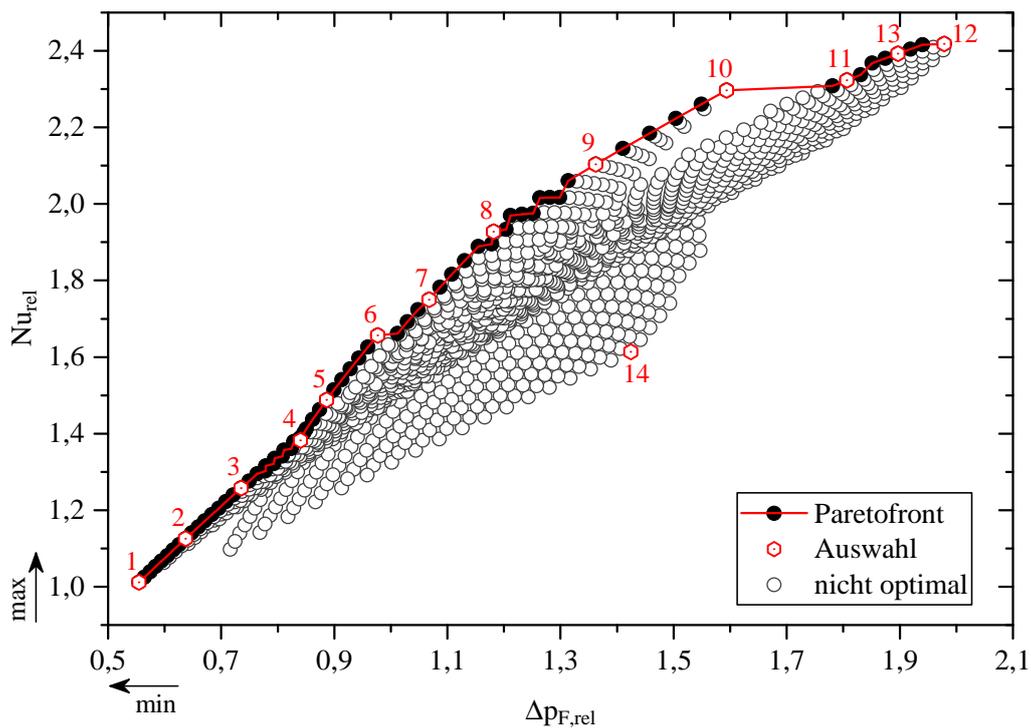


Abbildung 5.8: Verteilung der für die Kostenoptimierung ausgewählten Strukturgeometrien im Zielraum bei $Re = 1,2 \cdot 10^4$. Die zugehörigen Strukturparameter sind in Tabelle 5.1 aufgelistet.

meter sind in Tabelle 5.1 aufgelistet. Es werden die Begrenzungspunkte der Paretofront verwendet sowie Strukturgeometrien, die sich im Bereich der Schnittstellen der Teilfronten bzw. am Sprung zwischen den Teilfronten befinden. Die Bereiche auf der Paretofront zwischen diesen Strukturgeometrien sind gleichmäßig aufgefüllt. Ferner wird eine Strukturgeometrie mit schlechtem Pareto-Rang ausgewählt, um die Auswirkungen einer nicht optimalen Strukturgeometrie auf die Kostenoptimierung zu untersuchen. Die Anzahl der ausgewählten Strukturgeometrien ist in der Praxis abhängig vom Aufwand, der für die notwendigen Messungen betrieben werden soll, um aus den virtuellen Ergebnissen reale zu generieren.

Die in diesem Abschnitt beschriebene prozessunabhängige Optimierung beinhaltet keinerlei fertigungstechnische Randbedingungen. Die Anwendbarkeit der prozessunabhängigen Optimierungsergebnisse unter praxisnahen Randbedingungen wird in Abschnitt 7.2 demonstriert.

Tabelle 5.1: Strukturtyp, Gangzahl n , Drallwinkel φ und Dralltiefe t der für die prozessspezifische Optimierung ausgewählten Strukturrohre.

Nr.	Typ	n [-]	φ [°]	t [mm]	Nr.	Typ	n [-]	φ [°]	t [mm]
1	KDR	3	49	0,55	8	EDR	1	10	0,70
2	KDR	3	41	0,55	9	EDR	1	9	0,85
3	KDR	3	33	0,55	10	EDR	1	9	1,10
4	KDR	3	30	0,60	11	KDR	3	23	1,20
5	EDR	3	20	0,40	12	KDR	3	31	1,60
6	EDR	3	14	0,40	13	KDR	3	24	1,30
7	EDR	1	15	0,70	14 ^a	EDR	3	37	1,25

^aGeometrie mit schlechtem Pareto-Rang.

6 Auslegung und Kostenkalkulation von Abgaswärmeübertragern

In diesem Abschnitt wird zunächst auf die bei der Auslegung von Abgaswärmeübertragern in der Praxis auftretenden Randbedingungen eingegangen. Diese Randbedingungen beeinflussen die Vorgehensweise bei der Auslegung, welche im Anschluss beschrieben wird. Hierbei ergibt sich bei der Auslegung ein Unterschied zwischen Rohrbündelwärmeübertragern mit einheitlicher Oberfläche¹ und mit teilstrukturierten Rohren. Anschließend wird die Kostenmodellierung erläutert. Die Implementierung der Auslegungsberechnung, der Randbedingungen und der Kostenmodellierung in einem Fortan-Programm wird abschließend dargelegt.

6.1 Randbedingungen bei der Auslegung von Abgaswärmeübertragern

Bei der Auslegung und Optimierung von Abgaswärmeübertragern sind eine Reihe von Randbedingungen einzuhalten. Diese lassen sich in zwei Gruppen unterteilen. Zum einen sind dies konstruktive Randbedingungen, die sich z. B. aus dem Einsatz standardisierter Bauteile ergeben. Zum anderen müssen kundenspezifische bzw. prozessspezifische Randbedingungen, wie z. B. bestimmte Massenströme sowie Ein- und Austrittstemperaturen der Medien, berücksichtigt werden.

Abbildung 6.1 zeigt die Skizze eines Rohrbündel-Abgaswärmeübertragers. Dargestellt sind die Bauteile, welche zur Erläuterung der konstruktiven Randbedingungen relevant sind. Am Ein- und Austritt des Apparates sind die Rohre in Rohrplatten eingeschweißt. Zur besseren Stromführung des flüssigen Kühlmittels um die Rohre sind im Mantelraum Umlenkleche installiert, die in vorgegebenen Abständen fixiert werden. Das Rauchgas strömt einzügig² durch die Rohre. Auf der Mantelseite wird ein Wasser/Glykol-Gemisch im Kreuzgegenstrom um die Rohre geführt.

¹einheitliche Oberfläche: Glattrohre bzw. durchgängig strukturierte Rohre

²Einzügig: Das Rauchgas strömt in einem Durchgang durch das Bündel. Es erfolgt keine Umlenkung des Rauchgases in der Haube des Wärmeübertragers.

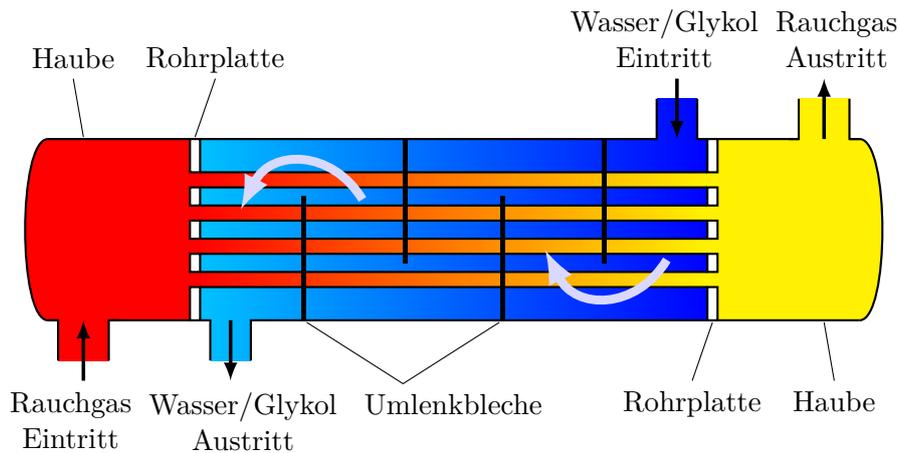


Abbildung 6.1: Skizze eines Abgaswärmeübertragers.

Anzahl und Verteilung der Rohre im Bündel (Rohrspiegel) hängen vom Bündeldurchmesser d_B und vom Rohraußendurchmesser d_o ab. Um den konstruktiven Aufwand gering zu halten, sind die Rohrspiegel vorgegeben und werden während der Auslegung nicht verändert. Der Rohrspiegel und damit die Rohranzahl n_R im Bündel hängt von der Kombination des jeweils standardisierten Rohr- und Bündeldurchmessers ab. Es stehen insgesamt 13 unterschiedliche Bündeldurchmesser von DN 300 bis DN 900 mit einer Abstufung von DN 50 zur Verfügung.³ Die für den Abgaswärmeübertrager verwendeten Rohre aus hochlegiertem Stahl werden in standardisierten Längen zu 6 m bzw. 12 m geliefert. Um Verschleiß zu vermeiden, werden die Rohre in zwei bis maximal sieben Zuschnitte unterteilt. Es ergeben sich dann acht Längenabstufungen: 1,0 m, 1,2 m, 1,5 m, 1,7 m, 2,0 m, 2,4 m, 3,0 m und 4,0 m.

Der Wärmeübergang auf der Rohraußenseite hängt u. a. vom Abstand der installierten Umlenkbleche ab. Der Abstand und die Anzahl der verwendeten Umlenkbleche werden aus der Länge der Rohre und dem Bündeldurchmesser ermittelt. Um eine ideale Umströmung der Rohre zu gewährleisten, ist ein Sollabstand der Umlenkbleche in Abhängigkeit des Bündeldurchmessers vorgegeben. Die Umlenkbleche sind bei den Anschlussstutzen so zu setzen, dass die Rohre ideal umströmt werden und sich keine nennenswerten Rezirkulationsgebiete bilden. Diese würden beispielsweise entstehen, wenn bei dem in Abbildung 6.1 dargestellten Wärmeübertrager das Umlenkblech am Ein- oder Austritt entfernt oder um 180° gedreht würde. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Außenraum von Rohrbündelwärmeübertragern ist außerdem die Kenntnis weiterer konstruktiver Einzelheiten notwendig. Diese sind im Detail der Fachliteratur (z. B. [37, S. 825 ff.]) entnehmbar.

³Die Bezeichnung DN (diamètre nominal) gibt die Nennweite (ungefährer Innendurchmesser in Millimetern) des zugehörigen Mantels an.

Die weiteren Randbedingungen ergeben sich aus den kunden- bzw. prozessspezifischen Anforderungen. Rauchgasseitig (Index 1) sind die für die Berechnung der Stoffeigenschaften des Rauchgases notwendigen Massenanteile x_{CO_2} des Kohlendioxids und $x_{\text{H}_2\text{O}}$ des Wasserdampfes des Rauchgases, der Massenstrom \dot{m}_1 , die Eintrittstemperatur des Rauchgases $\vartheta_{1,e}$, die zu erreichende Austrittstemperatur $\vartheta_{1,a}$ und somit der zu übertragende Wärmestrom \dot{Q}_{spez} vorgegeben. Weiterhin ist ein maximaler Druckverlust Δp_{zul} über den Abgaswärmeübertrager einzuhalten. Mantelseitig (Index 2) ist die Eintrittstemperatur $\vartheta_{2,e}$ sowie der Massenstrom \dot{m}_2 des Wasser/Glykol-Gemisches sowie der Volumenanteil des Glykols v_{AF} gegeben.

Bei der Auslegung des Abgaswärmeübertragers wird bei vorgegebenem Rohr- und Bündeldurchmesser zunächst die erforderliche Bündellänge berechnet, die zur Erreichung der geforderten Rauchgasaustrittstemperatur benötigt wird. Anschließend wird die Auslegung mit der nächstgrößeren Standardrohrlänge wiederholt. Es ergibt sich dann eine Differenz der wärmeübertragenden Fläche zwischen minimal benötigter und ausgeführter Bündellänge (Flächenreserve). Als weitere Randbedingung ist die minimale Flächenreserve auf 5% festgelegt.

6.2 Auslegung von Abgaswärmeübertragern mit einheitlicher Oberfläche

Abbildung 6.2 skizziert ein Rohr im Abgaswärmeübertrager. Der Wärmestrom \dot{Q} , der vom Rauchgas zwischen Ein- und Austritt abgegeben wird, wird mittels Wärmeleitung durch die Rohrwand transportiert und vom Wasser/Glykol-Gemisch aufgenommen. Wärmeverluste an die Umgebung können bei diesem Anwendungsfall vernachlässigt werden. Die sich unter Annahme konstanter Rohrwandtemperaturen $\vartheta_{w,i}$ und $\vartheta_{w,o}$ ergebenden Energiebilanzen bilden das nichtlineare Gleichungssystem:

$$\dot{Q} = \alpha_i A_i \Delta\vartheta_{1-w,i}, \quad (6.1)$$

$$\dot{Q} = kA \Delta\vartheta_{1-2}, \quad (6.2)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{pm,1} \Big|_{\vartheta_{1,a}}^{\vartheta_{1,e}} (\vartheta_{1,e} - \vartheta_{1,a}), \quad (6.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 c_{pm,2} \Big|_{\vartheta_{2,e}}^{\vartheta_{2,a}} (\vartheta_{2,a} - \vartheta_{2,e}), \quad (6.4)$$

mit

$$\Delta\vartheta_{1-w} = \frac{\vartheta_{1,e} - \vartheta_{1,a}}{\ln \frac{\vartheta_{1,e} - \vartheta_{w,i}}{\vartheta_{1,a} - \vartheta_{w,i}}}, \quad (6.5)$$

$$\Delta\vartheta_{1-2} = \frac{(\vartheta_{1,e} - \vartheta_{2,a}) - (\vartheta_{1,a} - \vartheta_{2,e})}{\ln \frac{\vartheta_{1,e} - \vartheta_{2,a}}{\vartheta_{1,a} - \vartheta_{2,e}}}. \quad (6.6)$$

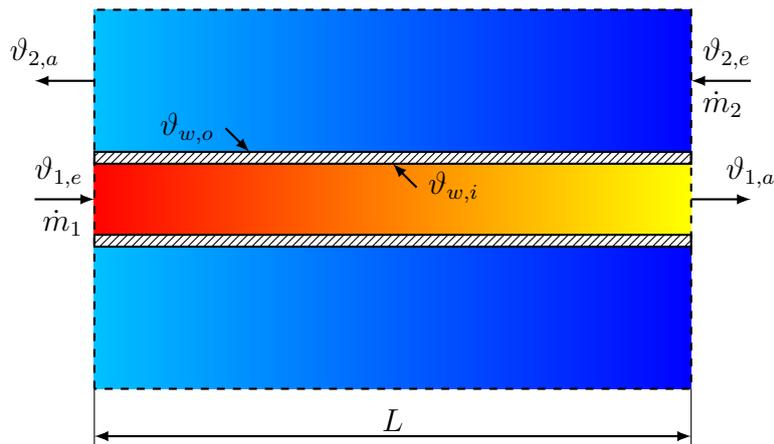


Abbildung 6.2: Skizze eines Rohres im Abgaswärmeübertrager mit dem Massenstrom, den Ein- und Austrittstemperaturen des Rauchgases (\dot{m}_1 , $\vartheta_{1,e}$, $\vartheta_{1,a}$) und des Wasser/Glykol-Gemisches (\dot{m}_2 , $\vartheta_{2,e}$, $\vartheta_{2,a}$) sowie den Temperaturen auf der Rohrwandinnen- und -außenseite ($\vartheta_{w,i}$, $\vartheta_{w,o}$).

Der Wärmeübergangskoeffizient an der Rohrwandinnenseite α_i im Gleichungssystem (6.1)–(6.4) wird bei Glattrohren mit den Gleichungen (2.20) und (2.37)–(2.40) berechnet. Bei strukturierten Rohren kann, wenn die Messwerte des entsprechenden Rohres vorliegen, die Berechnung mit Gleichung (3.1) erfolgen. Die einzusetzenden Koeffizienten hängen von den jeweils gewählten Strukturparametern ab. Alternativ kann die Berechnung mittels der in den Abschnitten 3.3.2 und 3.4.2 vorgestellten Approximationsfunktionen (3.10) bzw. (3.18) erfolgen. Der Wärmedurchgangskoeffizient kA wird nach Gleichung (2.10) ermittelt. Der dort enthaltene Wärmeübergangskoeffizient α_o auf der Rohrwandaußenseite wird sowohl bei Glatt- als auch bei Strukturrohren mit Hilfe der im VDI-Wärmeatlas [37, S. 825-838] beschriebenen Gleichungen bestimmt. Diese wurden für Glattrohre entwickelt, können aber hier auch für Strukturrohre angewendet werden, da in der vorliegenden Untersuchung $\alpha_o \gg \alpha_i$ gilt.

Im vorliegenden Fall unterscheiden sich die mittleren Rohrwandinnen- und -außentemperaturen $\vartheta_{w,i}$ und $\vartheta_{w,o}$ nur wenig. Um den Rechenaufwand niedrig zu halten, wird auf die Berechnung der mittleren Rohrwandaußentemperatur verzichtet und stattdessen die mittlere Rohrwandinnentemperatur zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizient α_o auf der Rohrwandaußenseite verwendet.⁴ Diese Vereinfachung ist ebenfalls auf Grund von $\alpha_o \gg \alpha_i$ möglich und zulässig.

Die zur Berechnung notwendigen temperaturabhängigen Stoffwerte werden für Rauchgas nach [89] und für das Wasser/Glykol-Gemisch nach den Herstellerangaben des verwendeten Produktes (hier: Antifrogen[®] N von Clariant [90]) berechnet.

⁴Zur Berechnung der mittleren Rohrwandaußentemperatur müsste das Gleichungssystem um eine weitere Beziehung gemäß Gleichung (6.1) ergänzt werden, wobei der Index 1 durch 2 und der Index w, i durch w, o zu ersetzen wäre.

Bei Rohrbündelwärmeübertragern mit Glattrohren oder durchgängig strukturierten Rohren muss das Gleichungssystem (6.1)–(6.4) gelöst werden. Die vier unbekanntenen Größen sind die Rauchgasaustrittstemperatur $\vartheta_{1,a}$, die mittlere Rohrwandinnentemperatur $\vartheta_{w,i}$, die Austrittstemperatur des Wasser/Glykol-Gemisches $\vartheta_{2,a}$ und der übertragene Wärmestrom \dot{Q} . Der Spezialfall mit teilstrukturierten Rohren wird in Abschnitt 6.3 separat betrachtet.

Die Berechnung des rauchgasseitigen Druckverlustes Δp erfolgt mittels der in Abschnitt 2.2 hergeleiteten Gleichung (2.29). Der benötigte Reibungsbeiwert f_D kann für Glattrohre mittels Gleichung (2.38) berechnet werden. Bei strukturierten Rohren kann die Berechnung gemäß Gleichung (3.3) erfolgen. Die einzusetzenden Koeffizienten hängen von den jeweils gewählten Strukturparametern ab und müssen experimentell bestimmt werden. Alternativ kann die Berechnung mittels der in den Abschnitten 3.3.2 und 3.4.2 diskutierten Approximationsfunktionen (3.11) bzw. (3.19) durchgeführt werden.

6.3 Auslegung von Abgaswärmeübertragern mit teilstrukturierten Rohren

Durch die vorgegebenen Rohrspiegel und Längenabstufungen der Rohre (siehe Abschnitt 6.1) kann es je nach gewählten Geometrieparametern der Strukturrohre zu einer deutlichen Übererfüllung des in der Spezifikation angegebenen Wärmestroms \dot{Q}_{spez} kommen. Um in solchen Fällen den Druckverlust Δp zu reduzieren, bzw. um eine Überschreitung des zulässigen Druckverlustes Δp_{zul} zu verhindern, kann die Strukturierung nur auf einem Teil der Rohrlänge aufgebracht werden. Dies hat zur Folge, dass sowohl der übertragene Wärmestrom \dot{Q} als auch der Druckverlust Δp sinken. Dabei ist zu beachten, dass der Anteil der strukturierten Länge L_S hoch genug gewählt wird, um den geforderten Wärmestrom \dot{Q}_{spez} zu übertragen.

Zur Positionierung des Glattrohr- bzw. Strukturrohranteils werden folgende Überlegungen angestellt:

1. Im Anlaufbereich von Glattrohren kann eine hohe lokale Nußeltzahl erreicht werden (vgl. hierzu Abschnitt 1.2.1, S. 9).
2. Die höhere Nußeltzahl von Strukturrohren führt bei geringen lokalen Temperaturdifferenzen zu einer stärkeren Erhöhung des übertragenen Wärmestroms als bei Glattrohren.
3. Für den Reibungsanteil des Druckverlustes gilt $\Delta p_F \sim v_m$ (vgl. Gleichung (2.33)). Er ist somit minimal, wenn die mittlere Temperatur des Rauchgases minimal ist.

Aus diesen Überlegungen folgt, dass im vorliegenden Anwendungsfall (Abkühlen einer Gasströmung) der Glattrohranteil auf der Rauchgaseintrittsseite zu positionieren ist.

In Abbildung 6.3 ist ein Ausschnitt aus einem Rohrbündelwärmeübertrager mit teilstrukturierten Rohren dargestellt. Die Gleichungen (6.1)–(6.4) müssen jeweils für den Glattrohranteil und den Strukturrohranteil aufgestellt und gemeinsam gelöst werden. Eine separate Lösung der beiden Teilbereiche ist nicht möglich, da am Übergang zwischen Glatt- und Strukturrohranteil die lokalen Temperaturen des Rauchgases $\vartheta_{1,z}$ und des Wasser/Glykol-Gemisches $\vartheta_{2,z}$ als zusätzliche Unbekannte auftreten. Die weiteren

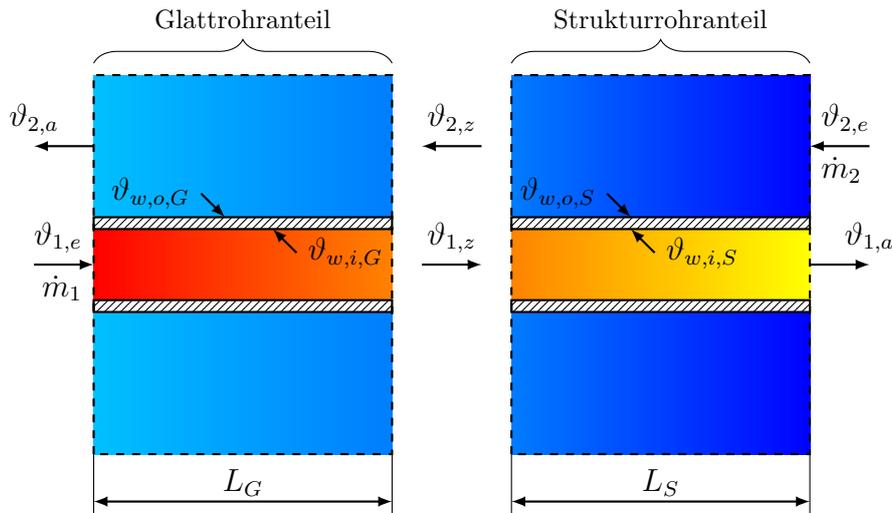


Abbildung 6.3: Skizze eines teilstrukturierten Rohres im Abgaswärmeübertrager mit dem Massenstrom, den Ein- und Austrittstemperaturen des Rauchgases (\dot{m}_1 , $\vartheta_{1,e}$, $\vartheta_{1,a}$) und des Wasser/Glykol-Gemisches (\dot{m}_2 , $\vartheta_{2,e}$, $\vartheta_{2,a}$), den Temperaturen des Rauchgases und des Wasser/Glykol-Gemisches am Übergang zwischen Glatt- und Strukturrohranteil ($\vartheta_{1,z}$, $\vartheta_{2,z}$) sowie den Temperaturen auf der Rohrwandinnen- und -außenseite im Glattrohranteil ($\vartheta_{w,i,G}$, $\vartheta_{w,o,G}$) und im Strukturrohranteil ($\vartheta_{w,i,S}$, $\vartheta_{w,o,S}$).

unbekannten Größen sind dann im Glattrohranteil der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_G , die Austrittstemperatur des Wasser/Glykol-Gemisches $\vartheta_{2,a}$ und die gemittelte Rohrwandinnentemperatur $\vartheta_{w,i,G}$. Im Strukturrohranteil sind die unbekannt Größen der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_S , die Austrittstemperatur des Rauchgases $\vartheta_{1,a}$ und die gemittelte Rohrwandinnentemperatur $\vartheta_{w,i,S}$.

Die Berechnung des rauchgasseitigen Druckverlustes erfolgt ebenfalls durch Aufteilung in einen Glatt- und einen Strukturrohranteil. Zur Berechnung werden die in Abschnitt 6.2 referenzierten Gleichungen auf beide Rohranteile separat angewendet.

Um die Auswirkungen der Teilstrukturierung und deren Positionierung auf den übertragene Wärmestrom \dot{Q} und den Druckverlust Δp bei Abkühlen einer Gasströmung zu demonstrieren, sind diese Größen in Abbildung 6.4 exemplarisch für ein Glattrohr, ein

durchgängig strukturiertes und zwei teilstrukturierte Rohre dargestellt. Zur Berechnung wurde das o. g. Schema verwendet. Die Rohrlänge und die Eintrittstemperaturen der Fluide wurden jeweils konstant gehalten, wohingegen der Massenstrom im Rohr variiert wurde. Es ergibt sich für jeden eingestellten Massenstrom ein *Betriebspunkt*, bestehend aus den jeweiligen Werten für \dot{Q} und Δp . Alle Kurven bestehen aus acht Betriebspunkten, die jeweils bei gleichem Massenstrom erreicht werden. Je kleiner der Massenstrom ist,

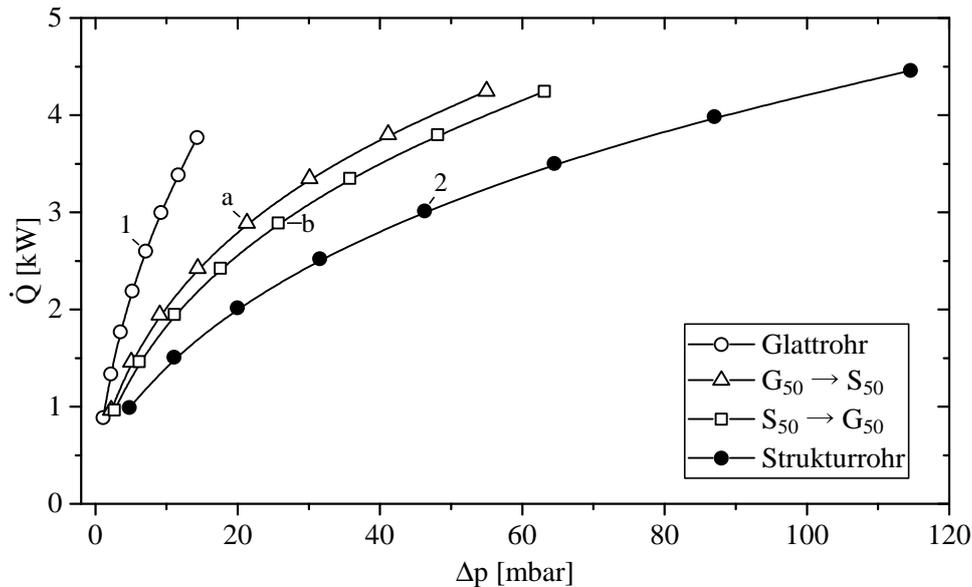


Abbildung 6.4: Einfluss der Teilstrukturierung und deren Positionierung auf den Wärmestrom \dot{Q} und den Druckverlust Δp bei acht unterschiedlichen Massenströmen. Berechnet mit einem dreigängigen Einfachdrallrohr $\varnothing 25 \times 1$ mm ($\varphi = 19^\circ$, $t = 0,95$ mm) mit einem Strukturierungsanteil von 50 %. Bei den Daten $G_{50} \rightarrow S_{50}$ befindet sich der Strukturierungsanteil auf der Austrittsseite, bei $S_{50} \rightarrow G_{50}$ auf der Eintrittsseite.

desto geringer sind \dot{Q} und Δp . Stehen nur das Glattrohr und das vollständig strukturierte Rohr zur Verfügung, so kann der Betriebspunkt entlang der entsprechenden Kurven in Abbildung 6.4 durch Veränderung des Massenstroms verschoben werden. In der Praxis ergibt sich der Massenstrom im Rohr jedoch aus dem Gesamtmassenstrom und dem Rohrspiegel und ist somit nicht beliebig variierbar. Werden nur das Glattrohr und das vollständig strukturierte Rohr in Betracht gezogen, ergeben sich bei diesem Beispiel für einen zufällig gewählten Massenstrom (hier: der fünfte von acht betrachteten Werten) lediglich die Betriebspunkte 1 und 2 in Abbildung 6.4. Wird die Struktur nur auf einen Teil der Rohrlänge aufgebracht (hier: 50 % der Rohrlänge), reduziert sich zwar der übertragene Wärmestrom \dot{Q} , der Druckverlust Δp verringert sich aber ebenfalls. Wird die Strukturierung auf der Rauchgasaustrittsseite aufgebracht (Reihe $G_{50} \rightarrow S_{50}$, Punkt a), verringert sich der Druckverlust bei gleichem Wärmestrom etwas stärker als mit Strukturierung auf der Rauchgaseintrittsseite (Reihe $S_{50} \rightarrow G_{50}$, Punkt b). Dies ist die Bestätigung der getroffenen Annahme, dass beim Abkühlen der Gasströmung der Glattrohranteil *vor* dem Strukturrohranteil zu positionieren ist.

Die Teilstrukturierung kann verwendet werden, um bei der eingangs erwähnten Übererfüllung des geforderten Wärmestroms \dot{Q}_{spez} den Druckverlust zu reduzieren. Übertrifft ein Wärmeübertrager mit durchgängig strukturierten Rohren (Betriebspunkt 2 in Abbildung 6.4) den geforderten Wärmestrom ($\dot{Q} > \dot{Q}_{spez}$), dann kann der Anteil der Strukturierung auf der Rohrlänge soweit reduziert werden, dass der geforderte Wärmestrom möglichst genau erfüllt wird. Dies könnte z. B. durch einen Strukturierungsanteil von 50 % (Betriebspunkt a in Abbildung 6.4) erreicht werden. Der Druckverlust Δp wird dadurch deutlich reduziert.

6.4 Kostenmodellierung

Eine überschlägige Berechnung der Herstellungskosten von Wärmeübertragern kann mittels sogenannter Kostengesetze erfolgen. Diese werden meist als Funktion der wärmeübertragenden Fläche formuliert. Taal et al. [91] geben einen Überblick über die verschiedenen Korrelationen und geben deren Abweichungen mit bis zu $\pm 40\%$ an. Dabei gilt, je komplexer die Kostengesetze sind, desto mehr konstruktive Details müssen angegeben werden und desto geringer werden die Abweichungen.

Für Optimierungszwecke, bei denen die Herstellungskosten als Zielfunktion verwendet werden sollen, sind Kostengesetze mit großer Abweichung ungeeignet. Weiterhin können die Herstellungskosten mit der Zeit variieren, da auf die verwendeten Bauteile aus hochlegiertem Edelstahl (hier: Werkstoffnummer 1.4571) ein Legierungszuschlag⁵ erhoben wird. Dieser wird monatlich neu berechnet und kann auch innerhalb kurzer Zeitspannen deutlich variieren, wie der zeitliche Verlauf in Abbildung 6.5 zeigt. Deshalb werden im Rahmen dieser Arbeit die Herstellungskosten detailliert kalkuliert, indem die Einzelposten in Abhängigkeit der konstruktiven Details des Wärmeübertragers ermittelt und aufsummiert werden. Ferner wird in Abschnitt 7.2.2 der Einfluss des schwankenden Legierungszuschlages auf die Kostenoptimierung untersucht, indem die prozessspezifische Kostenoptimierung bei unterschiedlichen Legierungszuschlägen (Extremwerte aus Abbildung 6.5 sowie deren arithmetisches Mittel) durchgeführt wird.

Die Herstellungskosten eines Rohrbündelwärmeübertragers setzen sich aus unterschiedlichen Bestandteilen zusammen und lassen sich zunächst in Material- und Fertigungskosten unterscheiden.

Die Materialkosten für die Rohre setzen sich aus der benötigten Stückzahl n_R , der Rohrlänge L , dem Rohraußendurchmesser d_o und der Wanddicke s zusammen. Dabei ist die Rohranzahl n_R von der Kombination aus Bündel- und Rohrdurchmesser abhängig.⁶

⁵Der Legierungszuschlag berücksichtigt die Preisschwankungen div. Legierungselemente und wird von Stahlproduzenten und -händlern zusätzlich zum Grundpreis des Edelstahls erhoben.

⁶Randbedingung: standardisierte Rohrspiegel.

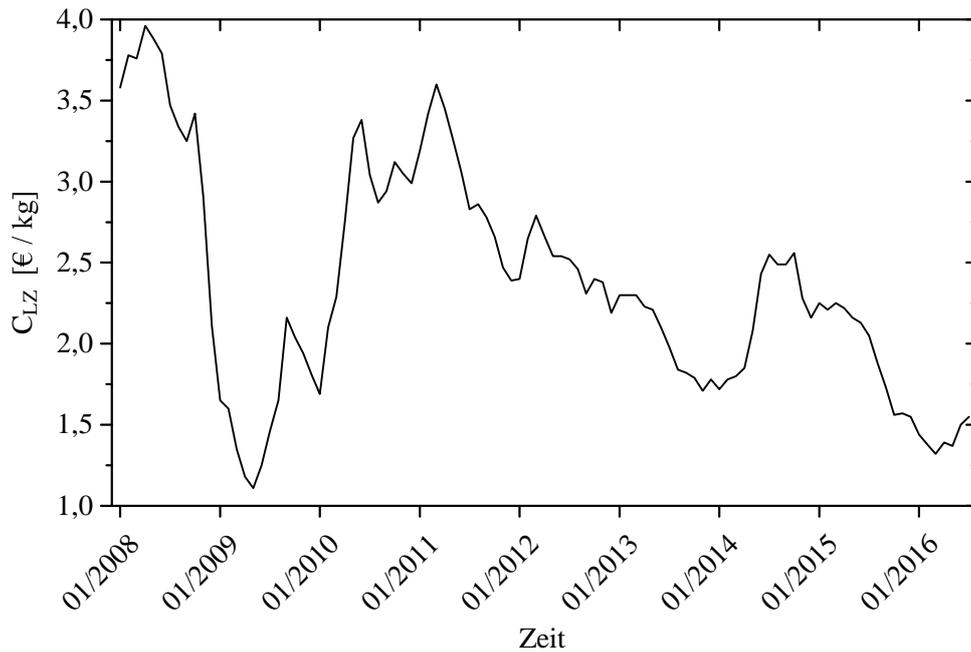


Abbildung 6.5: Entwicklung des Legierungszuschlages für geschweißte Rohre aus hochlegiertem Stahl (Werkstoffnummer 1.4571) im Zeitraum von 01/2008 bis 06/2016 (Daten aus [92]).

Für die Rohre ist ein Grundpreis C_{GP} und ein Legierungszuschlag C_{LZ} zu entrichten. Der Grundpreis ist vom Rohrdurchmesser d_o sowie der Wanddicke s abhängig und ist auf die Rohrlänge bezogen. Der Legierungszuschlag hängt von der verwendeten Legierung und der Masse m der Rohre ab. Bei Strukturrohren ist weiterhin ein längenabhängiger Aufschlag C_S für die Strukturierung zu erbringen. Dieser wird als nicht von den Strukturparametern (z. B. Winkel oder Tiefe der Drallung) abhängig betrachtet. Die Materialkosten C_{MT} für die Rohre berechnen sich somit zu

$$C_{MT} = n_R L (C_{GP} + C_S) + m C_{LZ}. \quad (6.7)$$

Die Materialkosten für das Rohrbündel (Rohrplatten und Umlenkbleche) sind ebenfalls von der Kombination aus Bündel- und Rohrdurchmesser sowie von der Rohrlänge abhängig. Die Materialkosten für den Wärmeübertragermantel sind vom Bündeldurchmesser und der Rohrlänge abhängig (Mantelrohr) bzw. sind Fixkosten (vorgegebene Stückzahl Stutzen, Flansche und Zubehör).

Die Herstellung von Rohrbündelwärmeübertragern geschieht zum überwiegenden Teil in handwerklicher Arbeit. Die Fertigungskosten beinhalten Lohnkosten für handwerkliche Tätigkeiten (z. B. Einpassen und Schweißen der Rohre) und Kosten für die Maschinennutzung (z. B. Aufbringen der Strukturierung). Ein Großteil der Fertigungskosten entsteht bei der Montage des Rohrbündels. Der Aufwand für das Einpassen und Einschweißen

der Rohre in die Rohrplatte hängt maßgeblich vom Durchmesser und von der Anzahl der Rohre und damit von der Kombination aus Bündel- und Rohrdurchmesser ab.

Die notwendigen Basisdaten für die Kostenberechnung (Zuordnungstabellen der Kombinationen aus Rohr- und Bündeldurchmesser zu den jeweiligen Material- und Fertigungskosten) wurden für die nachfolgende Umsetzung der Auslegung und Kalkulation in Zuordnungslisten integriert. Der Aufbau dieser Zuordnungslisten ist im Anhang in den Tabellen A.2 und A.3 dargestellt.

6.5 Umsetzung der Auslegung und Kostenkalkulation

Kommerzielle Programme zur Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern verfügen zwar teilweise über Zusatzmodule, um den Wärmeübergang und Druckverlust in Strukturrohren zu berechnen (z. B. die Programmpakete von Lauterbach Verfahrenstechnik [93] oder Heat Transfer Research, Inc. [94]), die hinterlegten Strukturparameter und -typen decken aber die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Bereiche und Varianten nicht vollständig ab. Ferner ist das Konzept der Teilstrukturierung, die Kostenkalkulation und die Sortierung bezüglich der Pareto-Optimalität nicht bzw. nicht ausreichend integriert. Deshalb wurde eine eigens für die vorliegende Arbeit entwickelte Software erstellt.

Die Auslegung und Kalkulation der Abgaswärmeübertrager wurde nach dem Ablaufschema in Abbildung 6.6 in einem Fortran Programm implementiert. Dabei wird zunächst die Prozessspezifikation des Abgaswärmeübertragers angegeben. Diese beinhaltet rauchgasseitig den Massenstrom \dot{m}_1 , die Massenanteile von Kohlenstoffdioxid x_{CO_2} und Wasser $x_{\text{H}_2\text{O}}$ im Rauchgas, den Betriebsdruck p_1 , die Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,e}$ und die zu erreichende Austrittstemperatur $\vartheta_{1,a}$, wodurch der zu übertragende Wärmestrom \dot{Q}_{spez} gegeben ist. Mantelseitig sind der Massenstrom \dot{m}_2 , die Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,e}$, der Volumenanteil Glykol v_{AF} des Wasser/Glykol-Gemischs und der Betriebsdruck p_2 vorzugeben. Die mantelseitige Austrittstemperatur $\vartheta_{2,a}$ ergibt sich aus den Vorgaben und den konstruktiven Details des Wärmeübertragers.

Das Programm entnimmt die Geometrie des Rohrbündels aus einer Liste aller verfügbaren Geometrien. Die Geometrieauswahl beinhaltet den Bündeldurchmesser und den Rohrdurchmesser sowie bei Verwendung von Strukturrohren die Strukturparameter und den Strukturierungsanteil bei teilstrukturierten Rohren. Anschließend erfolgt durch Lösen des Gleichungssystem (6.1)–(6.4) die Auslegung des Rohrbündels. Zunächst wird die erforderliche Länge des Rohrbündels ermittelt⁷. Anschließend wird die nächstgrößere Standardrohrlänge verwendet und die Auslegung mit dieser Länge nachgerechnet. Dabei wird auf Parameterlisten zugegriffen, in denen die Detailabmessungen des Rohrbün-

⁷Das zu lösende Gleichungssystem reduziert sich dann auf Gln. (6.1)–(6.2) mit den Unbekannten \dot{Q} und L .

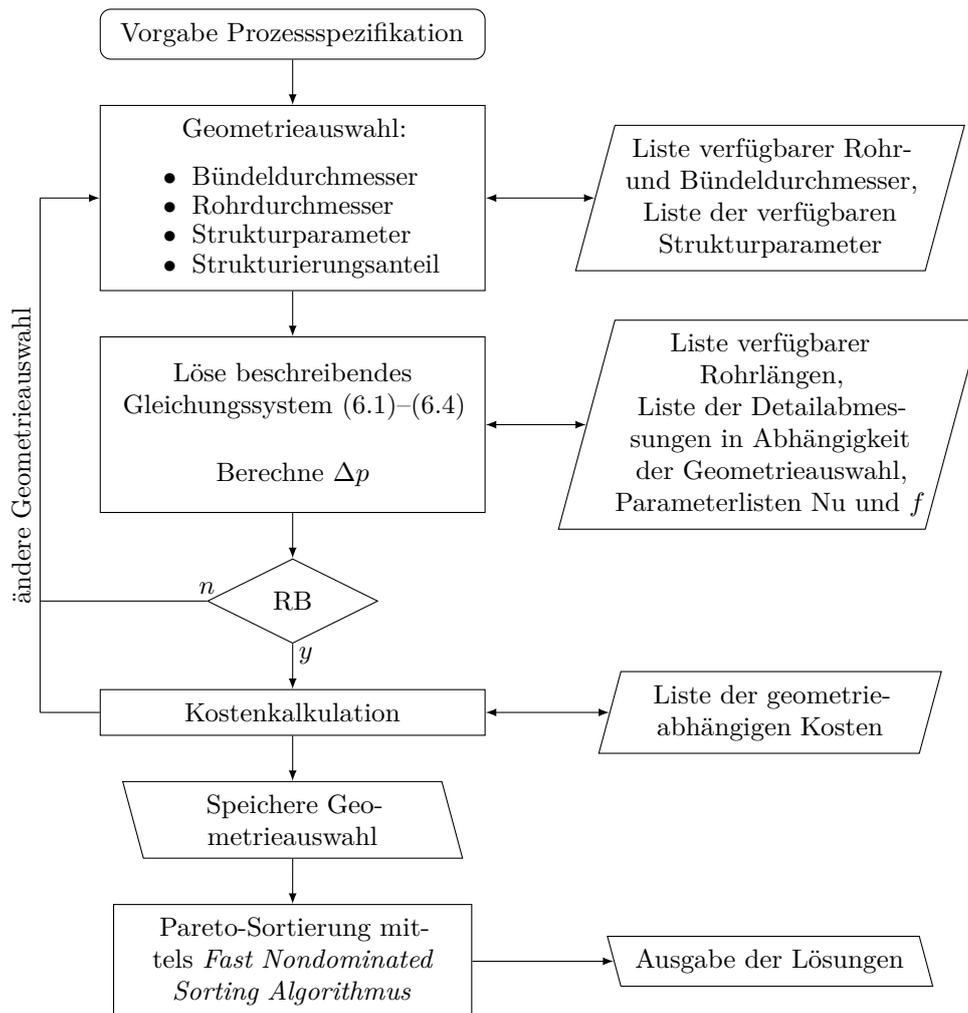


Abbildung 6.6: Ablaufschema der Auslegung und Kostenkalkulation von Abgaswärmeübertragern.

dels in Abhängigkeit des vorher gewählten Rohrspiegels sowie die Koeffizienten zur Berechnung der Nußeltzahl und des Reibungsbeiwertes hinterlegt sind. Zur Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems (6.1)–(6.4) wird die mehrdimensionale Newton-Raphson-Methode verwendet. Die Implementierung des Lösungsalgorithmus erfolgt mittels des von Press et al. [95, S. 372. ff] dokumentierten Quelltextes.

Nachfolgend wird die Einhaltung der Randbedingungen (RB) überprüft. Sollte eine Verletzung der Randbedingungen (z. B. zu geringe Flächenreserve) vorliegen, wird der Entwurf als ungültig markiert und verworfen. Sind alle Randbedingungen erfüllt, wird die Kostenkalkulation durchgeführt. Dabei wird auf eine Zuordnungsliste der Kosten (siehe Tabelle A.2 im Anhang) in Abhängigkeit der Geometrieauswahl zugegriffen. Die Auslegungs- und Kalkulationsergebnisse werden dann in einem Feld zwischengespeichert. Anschließend wird die Geometrieauswahl verändert und das Ablaufschema solange

durchlaufen, bis alle zur Verfügung stehenden Geometrievarianten berechnet sind. In der vorliegenden Untersuchung standen 286 Basisgeometrien zur Verfügung. Diese ergeben sich aus den unterschiedlichen Kombinationen von 13 Bündeldurchmessern, 8 Glattrohren und 14 Strukturrohren. Bei Verwendung der Teilstrukturierung erhöht sich die Anzahl der Geometrievarianten in Abhängigkeit des Strukturierungsanteils. Bei einer Variation der Teilstrukturierung von 70 bis 95 % der Rohrlänge in 5 % Schritten ergibt sich eine Anzahl von 1378 Geometrievarianten.

Als letzter Schritt wird die Pareto-Sortierung mittels des in Abschnitt 4 beschriebenen *Fast Nondominated Sorting Algorithmus* nach Deb et al. [87] auf die Auslegungs- und Kalkulationsergebnisse angewendet. Die dafür notwendigen Zielfunktionen werden zu Beginn des nächsten Abschnitts erläutert.

7 Prozessspezifische Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern mit Strukturrohren

Nachfolgend werden die Zielfunktionen für die prozessspezifische Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern mit Strukturrohren vorgestellt. Mit der in Abschnitt 5.3.5 ermittelten Auswahl optimaler Strukturrohre werden anschließend die Ergebnisse der Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern anhand praxisnaher Referenzfälle gezeigt. Die Ergebnisse demonstrieren die Übertragbarkeit der in Abschnitt 5.2 hergeleiteten prozessunabhängigen Zielfunktionen auf die prozessspezifische Optimierung. Neben unterschiedlichen Prozessspezifikationen wird die Auswirkung des schwankenden Legierungszuschlags auf die Kostenoptimierung diskutiert. Abschließend wird aufgezeigt, dass mit Hilfe der Teilstrukturierung der Druckverlust in Abgaswärmeübertragern weiter reduziert werden kann.

7.1 Zielfunktionen für die prozessspezifische Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern

Zur besseren Vergleichbarkeit der Kostenersparnis werden die relativen Herstellungskosten

$$C_{rel,i} = \frac{C_i}{C_{ref}} \quad (7.1)$$

verwendet. Dabei werden die Herstellungskosten des jeweiligen Entwurfs C_i auf die Herstellungskosten eines Referenzentwurfs C_{ref} bezogen. Als Referenzentwurf wird stets ein Wärmeübertrager mit Glattrohren verwendet. Dieser ist so ausgelegt, dass er unter Einhaltung der jeweiligen Prozessspezifikation möglichst geringe Herstellungskosten erzeugt. In der Regel sind dies Entwürfe, die den maximal zulässigen rauchgasseitigen Druckverlust möglichst ausnutzen und zu langen und schlanken Rohrbündeln führen.

Auf gleiche Weise ergibt sich aus dem Druckverlust des jeweiligen Entwurfs Δp_i und dem Druckverlust des Referenzentwurfs Δp_{ref} der relative Druckverlust $\Delta p_{rel,i}$ zu

$$\Delta p_{rel,i} = \frac{\Delta p_i}{\Delta p_{ref}}. \quad (7.2)$$

Aufgrund der unterschiedlichen Prozessspezifikationen der drei in Abschnitt 7.2 betrachteten Referenzfälle ist der Referenzentwurf für jeden der drei Referenzfälle neu zu bestimmen. Dazu wird jeweils der kostengünstigste Wärmeübertrager mit Glattrohren, der alle Randbedingungen erfüllt, ermittelt. Durch den Bezug der Optimierungsergebnisse auf diesen Referenzentwurf wird die Verbesserung gegenüber dem Glattrohr, die durch den Einsatz von Strukturrohren erzielt wird, direkt ersichtlich.

Das Optimierungsproblem lässt sich wie folgt formulieren:

$$\begin{aligned} &\text{Finde Lösungen } \vec{X} = \begin{Bmatrix} \text{ID} \\ d_B \end{Bmatrix}, \\ &\text{welche das Problem } \begin{Bmatrix} \min C_{rel}(\vec{X}) \\ \min \Delta p_{rel}(\vec{X}) \end{Bmatrix} \\ &\text{unter Einhaltung aller } \begin{Bmatrix} \text{RB} \\ \text{SPEZ} \end{Bmatrix} \text{ lösen.} \end{aligned} \quad (7.3)$$

ID ist dabei als Zuordnungsnummer der zur Verfügung stehenden Rohre zu verstehen und beinhaltet neben dem Rohrdurchmesser und der Rohrwanddicke bei Strukturrohren die Geometrieparameter der Strukturierung sowie bei Teilstrukturierung den Strukturierungsanteil. Die zweite Variable ist der standardisierte Bündeldurchmesser d_B . Die Auslegung und Kostenkalkulation erfolgt nach dem in Abschnitt 6 dargestellten Schema unter Einhaltung aller Randbedingungen (RB) und Prozessspezifikationen (SPEZ).

7.2 Ergebnisse der prozessspezifischen Optimierung

Im Folgenden wird die prozessspezifische Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern auf drei Referenzfälle angewendet. Die verwendeten Referenzfälle beinhalten anwendungsnahe Prozessspezifikationen für Abgaswärmeübertrager mit unterschiedlichen Wärmeleistungen. Zur Darstellung der Ergebnisse werden die in Abschnitt 7.1 vorgestellten Zielfunktionen relative Herstellungskosten C_{rel} und relativer Druckverlust Δp_{rel} verwendet. Um die Übersichtlichkeit zu gewährleisten beschränken sich die

dargestellten Diagramme auf Entwürfe, die im Bereich $C_{rel} \leq 2$ und $\Delta p_{rel} \leq 2$ liegen.¹ In Abschnitt 7.2.1 wird gezeigt, dass für unterschiedliche Prozessspezifikationen unterschiedliche Strukturrohre zu kostenoptimalen Ergebnissen führen. Ferner zeigt sich, dass durch den Einsatz von Strukturrohren in Wärmeübertragern neben den Herstellungskosten auch der Druckverlust, die wärmeübertragende Fläche und das Bauvolumen reduziert werden können. Es ist naheliegend, dass das Einsparpotential stark vom Materialkostenanteil eines Wärmeübertragers abhängt. Dieser steht u. a. in engem Zusammenhang mit dem variierenden Legierungszuschlag (LZ), weshalb in Abschnitt 7.2.2 der Einfluss des Legierungszuschlags auf die Kostenersparnis untersucht wird. In Abschnitt 7.2.3 wird schließlich erläutert, wie sich durch Teilstrukturierung der Druckverlust der Wärmeübertrager weiter reduzieren lässt.

7.2.1 Einfluss der Prozessspezifikationen auf die Herstellungskosten

Die Kalkulation der Herstellungskosten in diesem Abschnitt wird bei einem Legierungszuschlag von $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$ durchgeführt. Dieser Legierungszuschlag entspricht der Mitte des Schwankungsbereiches des Legierungszuschlags für geschweißte Rohre aus hochlegiertem Stahl (Werkstoffnummer 1.4571) im Zeitraum von 01/2008 bis 06/2016 (siehe Tabelle 6.5).

Referenzfall I

Tabelle 7.1 listet die Prozessspezifikationen des ersten Referenzfalls auf. Zu den Prozessspezifikationen zählen rohrseitig (Rauchgas, Index 1) und mantelseitig (Wasser/Glykol-Gemisch, Index 2) jeweils die Massenströme \dot{m}_i , die Eintritt- und Austrittstemperaturen $\vartheta_{i,e}$ bzw. $\vartheta_{i,a}$ und die Betriebsdrücke p_i . Rohrseitig sind weiterhin der zulässige Druckverlust $\Delta p_{1,zul}$ sowie die Massenanteile von Kohlenstoffdioxid x_{CO_2} und Wasser x_{H_2O} im Rauchgas gegeben. Mantelseitig ist ferner der Volumenanteil Glykol v_{AF} angegeben. Die rohr- und mantelseitige Austrittstemperatur ist jeweils eine Sollvorgabe. Die Ein- und Austrittstemperaturen ergeben zusammen mit den Massenströmen eine Nennleistung \dot{Q}_{spez} von 560 kW.

Nach Durchführung der Auslegung und Kostenkalkulation ergeben sich bei dem angenommenen Legierungszuschlag von $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$ die in Abbildung 7.1 gezeigten Werte der Zielfunktionen C_{rel} und Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe. In das Diagramm sind die Teilfronten für Glattrohre und Strukturrohre eingetragen. Diese ergeben sich, wenn

¹Die Erweiterung des dargestellten Bereichs über den Pareto-optimalen Bereich ($C_{rel} \leq 1$ und $\Delta p_{rel} \leq 1$) hinaus erfolgt, um auch Ergebnisse außerhalb des Pareto-optimalen Bereichs zu zeigen. Dies lässt Aussagen über ähnlich gelagerte Anwendungsfälle zu, bei denen beispielsweise höhere Druckverluste zulässig sind.

Tabelle 7.1: Prozessspezifikationen für den Referenzfall I mit einer Nennleistung von 560 kW.

Rohrseitig	Mantelseitig
Rauchgas	Wasser/Glykol-Gemisch
$\dot{m}_1 = 5\,630 \text{ kg/h}$	$\dot{m}_2 = 50\,567 \text{ kg/h}$
$\vartheta_{1,e} = 439^\circ\text{C}$	$\vartheta_{2,e} = 90,5^\circ\text{C}$
$\vartheta_{1,a} \stackrel{\text{soll}}{=} 120^\circ\text{C}$	$\vartheta_{2,a} \stackrel{\text{soll}}{=} 100^\circ\text{C}$
$p_1 = 1,05 \text{ bar}$	$p_2 = 6,0 \text{ bar}$
$\Delta p_{1,zul.} = 10,5 \text{ mbar}$	$v_{AF} = 1\%$
$x_{\text{CO}_2} = 0,110$	
$x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,082$	

zur Auslegung ausschließlich Glattrohre bzw. ausschließlich Strukturrohre verwendet werden. Die Teilfronten weichen im Bereich $\Delta p_{rel} < 0,4$ nur sehr geringfügig voneinander ab. Erst bei größeren Werten für Δp_{rel} zeigt sich ein deutlicher Unterschied zwischen den Teilfronten. Dies lässt den Rückschluss zu, dass bei Anwendungen mit geringem zulässigen Druckverlust bei ansonsten identischen Prozessspezifikationen nur sehr geringe Kostenersparnisse durch die Verwendung von Strukturrohren erzielt werden können. Die Sichtung der nicht aus diesem Diagramm entnehmbaren Daten ergibt jedoch eine deutliche Reduzierung der wärmeübertragenden Fläche bzw. des Bauvolumens, wenn bei solchen Anwendungen Strukturrohre eingesetzt werden.

Die Paretofront wird fast durchgängig durch Entwürfe mit Strukturrohren gebildet. Lediglich zwei Entwürfe mit Glattrohren befinden sich auf der Paretofront. Bei diesen Entwürfen sind die relativen Herstellungskosten gegenüber dem Referenzentwurf deutlich erhöht und der relative Druckverlust niedrig, was durch Vergrößerung der Rohr- und Bündeldurchmesser gegenüber dem Referenzentwurf, dessen Abmessungen in Tabelle 7.2 eingetragen sind, erreicht wird.

In Abbildung 7.1 markiert der Bereich zwischen $\Delta p_{rel} \leq \Delta p_{rel,zul}$ und $C_{rel} < 1,0$ den *Optimalitätsbereich*. In diesem Bereich liegen alle Entwürfe, die bei Einhaltung des zulässigen Druckverlustes niedrigere Herstellungskosten als der Referenzentwurf mit sich bringen. Auf der Paretofront innerhalb des Optimalitätsbereichs liegen die Entwürfe 1 und 2, deren Abmessungen in Tabelle 7.2 eingetragen sind. Die relativen Herstellungskosten dieser Entwürfe betragen 0,924 bzw. 0,949. Die relativen Druckverluste liegen bei 0,957 bzw. 0,866. Es ist also eine *gleichzeitige* Reduzierung der Herstellungskosten und des Druckverlustes möglich. Gegenüber dem Referenzentwurf wird der Bündeldurchmesser von DN 550 auf DN 600 (Entwurf 1) erhöht bzw. bleibt konstant (Entwurf 2). Die Strukturrohre sind mit $\varnothing 25 \times 1 \text{ mm}$ größer als das Glattrohr des Referenzentwurfs mit $\varnothing 22 \times 1 \text{ mm}$. Die Rohrlängen gehen von $L = 3,0 \text{ m}$ des Referenzentwurfs auf $L = 2,4 \text{ m}$ (Entwurf 2) bzw. auf bis zu $L = 1,7 \text{ m}$ (Entwurf 1) zurück.

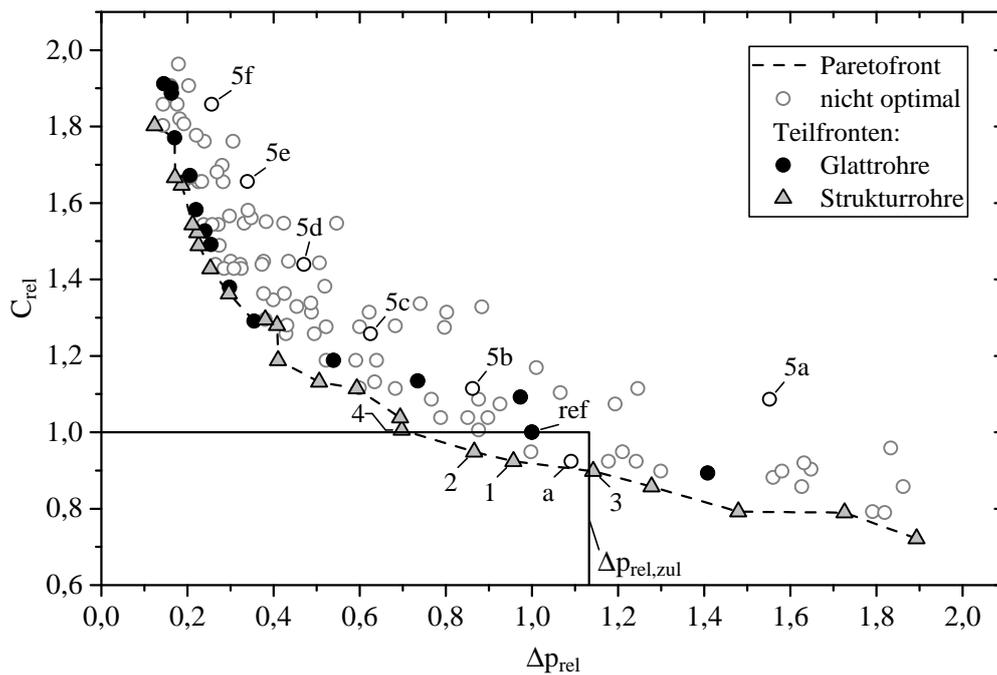


Abbildung 7.1: Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe für den Referenzfall I bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$. Die Entwürfe 1 bis 4 stellen Alternativen für den Referenzentwurf (ref) dar. Die zugehörigen Abmessungen der Wärmeübertrager sind in Tabelle 7.2 aufgelistet. Entwürfe 5a–5f sind Entwürfe mit einem Strukturrohr, welches einen schlechten Pareto-Rang in der prozessunabhängigen Optimierung erzielte.

Entwurf 3 überschreitet mit $\Delta p_{rel} = 1,142$ den zulässigen relativen Druckverlust von $\Delta p_{rel,zul} = 1,133$ nur geringfügig. In der vorliegenden Untersuchung wurde zur Ermittlung der Paretofront der zulässige Druckverlust nicht als Randbedingung verwendet, um auch die Lösungen bewerten zu können, die diese Randbedingung knapp überschreiten. Ein solches Vorgehen kann dann angewendet werden, wenn eine Randbedingung als *weiche* Randbedingung angesehen wird. Dies bedeutet, dass ein Entwurf, der eine weiche Randbedingung verletzt, zwar prinzipiell verwendbar ist, aber Einbußen anderer Eigenschaften des Entwurfs, welche nicht als Zielfunktionen verwendet wurden, mit sich bringt. Bei Abgaswärmeübertragern bedeutet dies beispielsweise, dass der Wärmeübertrager zwar den spezifizierten Wärmestrom überträgt, aber durch den erhöhten Druckverlust sich die Leistungsdaten eines vorgeschalteten Gasmotors verschlechtern. In der Praxis sind bei Vorgaben wie dem zulässigen Druckverlust häufig Sicherheitszuschläge enthalten. Es muss daher im Einzelfall abgewogen werden, ob ein Entwurf, der diese Randbedingung minimal überschreitet, verwendet werden kann. Beim vorliegenden Referenzfall würde dies eine weitere Reduzierung der relativen Herstellungskosten auf 0,898 (Entwurf 3) bedeuten. Wäre $\Delta p_{rel,zul}$ als *harte* Randbedingung zu interpretieren, müssten vor Ermittlung der Paretofront alle Entwürfe mit $\Delta p_{rel} > \Delta p_{rel,zul}$ als ungültige Ergebnisse markiert werden und würden folglich bei der Ermittlung der Paretofront nicht berücksichtigt. Die Paretofront würde dann bei Entwurf 1 enden. Entwurf a würde in diesem Fall nicht Teil

Tabelle 7.2: Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 4 für den Referenzfall I: Bündeldurchmesser d_B , Rohrtyp mit den Strukturparametern Dralltiefe t und Drallwinkel φ , Anzahl der Rohre im Bündel n_R und Rohrlänge L .

	Entwurf				
	Referenz	1	2	3	4
d_B [DN]	DN 550	DN 600	DN 550	DN 500	DN 600
Rohrtyp	Glattrohr $\varnothing 22 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 3n $\varnothing 25 \times 1$ mm	KDR 3n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm
t [mm]	-	1,1	0,4	0,6	0,7
φ [°]	-	9	14	30	10
n_R [-]	320	313	258	211	313
L [m]	3,0	1,7	2,4	3,0	2,0

der Paretofront werden, da Entwurf a bei gleichen relativen Herstellungskosten einen höheren relativen Druckverlust verursacht als Entwurf 1. Bei nur geringfügig niedrigeren relativen Herstellungskosten würde Entwurf a allerdings Teil der Paretofront werden. Die Unterscheidung zwischen harter und weicher Randbedingung hat somit auch Auswirkungen auf die Zusammensetzung der Paretofront im Bereich $\Delta p_{rel} < \Delta p_{rel,zul}$, was bei der Anwendung dieser Betrachtungsweise bedacht werden sollte.

Entwurf 4 stellt eine weitere Alternative dar. Dieser Entwurf erlaubt bei minimal höheren relativen Herstellungskosten ($C_{rel} = 1,006$) eine Reduzierung des relativen Druckverlustes auf 0,698. Dieser Entwurf würde also bei vorgegebenem Budget eine maximale Einsparung an Druckverlust ergeben. Diese Auswahl kann getroffen werden, wenn die Kosten einer Gesamtanlage optimiert werden sollen und dabei ein größerer Anteil des Gesamtdruckverlustes auf verbleibende Komponenten verteilt wird, mit dem Ziel die Kosten dieser Komponenten dadurch zu verringern.

Um die Auswirkungen einer nicht optimalen Strukturgeometrie auf die prozessspezifische Kostenoptimierung zu zeigen, wurde ein dreigängiges Einfachdrallrohr mit einem Drallwinkel φ von 37° und einer Dralltiefe t von 1,25 mm verwendet, welches bei der in Abschnitt 5 gezeigten prozessunabhängigen Optimierung einen schlechten Pareto-Rang erreicht hat. Die Markierungen 5a–5f in Abbildung 7.1 zeigen alle gültigen Entwürfe mit diesem Strukturrohr. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich durch die Verwendung dieses Rohres keine Verbesserungen erzielen lassen. Bei Entwurf 5a wurden der gleiche Bündeldurchmesser (DN 550) und die gleiche Rohrlänge ($L = 3,0$ m) wie bei dem Referenzentwurf verwendet. Trotz des größeren Rohrdurchmessers des Entwurfs 5a ($\varnothing 25 \times 1$ mm statt $\varnothing 22 \times 1$ mm) hält dieser Entwurf den zulässigen relativen Druckverlust nicht ein. Die Herstellungskosten des Entwurfs 5a sind höher als die des Referenzentwurfs. Es fallen zwar aufgrund des größeren Rohrdurchmessers und damit einer geringeren Anzahl an Rohren im Bündel geringere Materialkosten für die Rohre an. Ferner sind die Arbeitszeitkosten

bei gleichem Bündeldurchmesser bei dem größeren Rohrdurchmesser des Strukturrohres geringfügig günstiger als bei dem kleineren Glattrohr des Referenzentwurfs. Die Kosten für die Strukturierung übertreffen diese Einsparungen allerdings.

Bei den Entwürfen 5b–5f erhöht sich jeweils der Bündeldurchmesser um eine Nennweite. Dadurch kann zwar der zulässige relative Druckverlust eingehalten werden, die Rohrlänge reduziert sich allerdings nur von $L = 3,0$ m auf $L = 2,4$ m. Diese Längeneinsparung reicht nicht aus, um die aufgrund der steigenden Bündeldurchmesser steigenden Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten zu kompensieren. Dies zeigt, dass es sinnvoll ist, nur diejenigen Strukturrohre bei der prozessspezifischen Kostenoptimierung zu berücksichtigen, die bei der prozessunabhängigen Optimierung eine optimale Lösung ergeben. Durch die Verwendung ungeeigneter Strukturgeometrien können sich die Herstellungskosten bzw. der Druckverlust von Wärmeübertragern mit Strukturrohren gegenüber Wärmeübertragern mit Glattrohren sogar verschlechtern.

Durch den Einsatz von Strukturrohren in Wärmeübertragern können nicht nur die Herstellungskosten und der Druckverlust verbessert werden. Abbildung 7.2 zeigt neben den relativen Herstellungskosten C_{rel} und dem relativen Druckverlust Δp_{rel} der vier

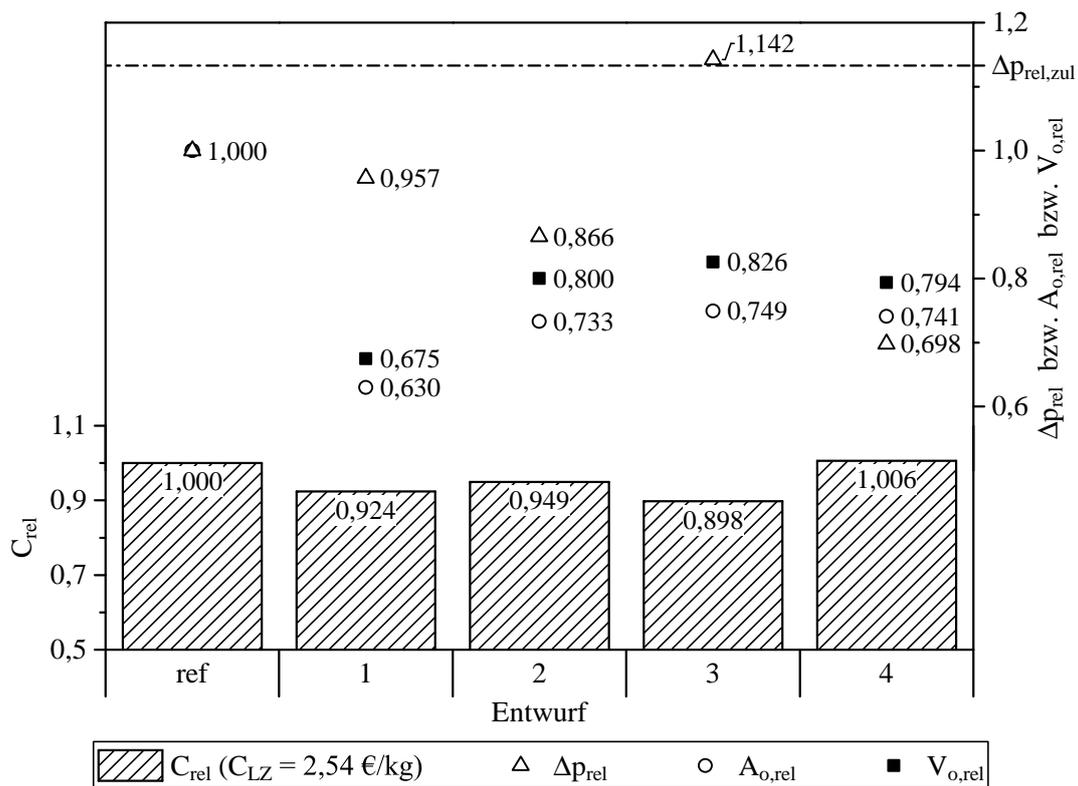


Abbildung 7.2: Relative Herstellungskosten C_{rel} bei $C_{LZ} = 2,54$ €/kg, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfs und der Alternativentwürfe (Abmessungen siehe Tabelle 7.2) für den Referenzfall I.

Alternativentwürfe des ersten Referenzfalls auch die jeweilige relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ sowie das jeweilige relative Bauvolumen $V_{o,rel}$. Die relative wärmeübertragende Fläche reduziert sich auf bis zu 0,630 und das relative Bauvolumen auf bis zu 0,675. Diese beiden Größen können als Maß für die kostenunabhängige Effizienz der Wärmeübertrager angesehen werden. Je kleiner $A_{o,rel}$ und $V_{o,rel}$ sind, desto kompakter und somit effizienter wird der in der Prozessspezifikation festgelegte Wärmestrom übertragen.

Bei Anwendungen, die unempfindlich gegenüber dem Druckverlust reagieren, wäre bei ansonsten identischen Prozessspezifikationen eine Reduzierung der relativen wärmeübertragenden Fläche auf bis zu 0,500 und des relativen Bauvolumens auf bis zu 0,551 möglich. In Abbildung 7.1 liegt der entsprechende Entwurf am rechten Ende der Paretofront. Die relativen Herstellungskosten betragen dann 0,772 und der relative Druckverlust erhöht sich auf 1,893.

Abbildung 7.3 zeigt für den Referzentwurf und die vier Alternativentwürfe die Anteile der Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten an den gesamten Herstellungskosten der jeweiligen Entwürfe. Es ist ersichtlich, dass der Einsatz von Strukturrohren zu einem deutlichen Rückgang des Materialkostenanteils führt. Dieser reduziert sich je nach Entwurf von 73,2% beim Referzentwurf auf bis zu 56,5% bei Entwurf 1. Der Anteil der Arbeitszeitkosten ändert sich weniger stark und liegt zwischen 26,3% bei Entwurf 3 und 31,1% bei Entwurf 1. Der Anteil der Strukturierungskosten schwankt zwischen 12,4% und 15,2%.

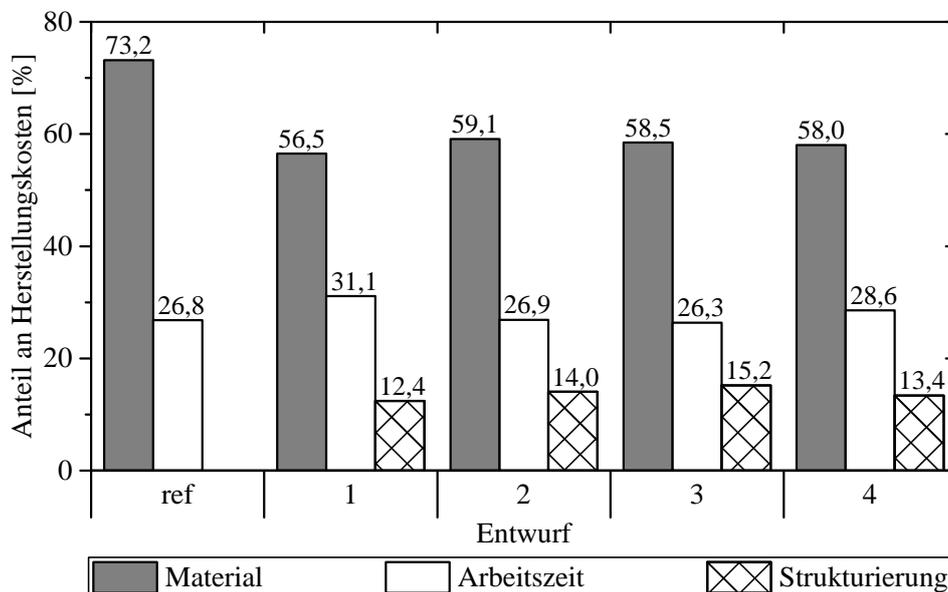


Abbildung 7.3: Anteil der Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten an den Herstellungskosten des Referzentwurfes bzw. der Alternativentwürfe (Abmessungen siehe Tabelle 7.2) für den Referenzfall I bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$.

Referenzfall II

Tabelle 7.3 listet die Prozessspezifikationen des zweiten Referenzfalls auf. Die Ein- und Austrittstemperaturen ändern sich gegenüber den Prozessspezifikationen des ersten Referenzfalls (Tabelle 7.1) nur geringfügig. Die rohr- und mantelseitigen Massenströme sind jedoch deutlich geringer, was zu einer Nennleistung von 230 kW führt.

Tabelle 7.3: Prozessspezifikationen für den Referenzfall II mit einer Nennleistung von 230 kW.

Rohrseitig	Mantelseitig
Rauchgas	Wasser/Glykol-Gemisch
$\dot{m}_1 = 2188 \text{ kg/h}$	$\dot{m}_2 = 12\,842 \text{ kg/h}$
$\vartheta_{1,e} = 454^\circ\text{C}$	$\vartheta_{2,e} = 95,0^\circ\text{C}$
$\vartheta_{1,a} \stackrel{\text{Soll}}{=} 120^\circ\text{C}$	$\vartheta_{2,a} \stackrel{\text{Soll}}{=} 110^\circ\text{C}$
$p_1 = 1,05 \text{ bar}$	$p_2 = 10,0 \text{ bar}$
$\Delta p_{1,zul.} = 13,0 \text{ mbar}$	$v_{AF} = 1 \%$
$x_{\text{CO}_2} = 0,088$	
$x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,066$	

Abbildung 7.4 zeigt die Werte der Zielfunktionen C_{rel} und Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe des zweiten Referenzfalls. Der Referenzentwurf (Abmessungen siehe Tabelle 7.4) liegt bei diesen Prozessspezifikationen näher an der Paretofront als im ersten Referenzfall. Im Bereich niedriger relativer Druckverluste liegen fünf Entwürfe mit Glattrohren auf der Paretofront. Die verbleibenden zwölf Entwürfe auf der Paretofront sind mit Strukturrohren ausgeführt. Insgesamt liegen nur wenige Entwürfe innerhalb des Optimalitätsbereiches, wobei mit keinem Entwurf eine gleichzeitige Reduzierung der Herstellungskosten und des Druckverlustes gegenüber dem Referenzentwurf erreicht werden kann. Ferner ist die Paretofront innerhalb des Optimalitätsbereiches dünn besetzt.

Als Alternativen kommen die mit 1 bis 3 markierten Entwürfe, deren Abmessungen Tabelle 7.4 entnommen werden können, in Frage. Entwurf 1 stellt die kostengünstigste Alternative, die den relativen zulässigen Druckverlust $\Delta p_{rel,zul}$ einhält, dar. Die relativen Kosten liegen bei 0,899 und der relative Druckverlust beträgt 1,240. Bei diesem Entwurf sind sowohl der Rohrdurchmesser als auch der Bündeldurchmesser identisch zum Referenzentwurf. Dies entspricht exakt den Randbedingungen, die zur Herleitung der Zielfunktionen für die prozessunabhängige Optimierung verwendet wurden (siehe Abschnitt 5.2), was einen direkten Vergleich der Ergebnisse der prozessunabhängigen Ergebnisse mit den prozessspezifischen Ergebnissen ermöglicht. Durch die Strukturierung konnte die Rohrlänge von $L = 4,0 \text{ m}$ auf $L = 2,4 \text{ m}$ reduziert werden. Das in Entwurf 1 verwendete Strukturrohr erzielte in der prozessunabhängigen Optimierung bei der für diesen Entwurf berechneten mittleren Reynoldszahl von $Re \approx 1,2 \cdot 10^3$ einen relativen Reibungsdruckverlust von $\Delta p_{F,rel} = 1,182$ und eine relative Nußeltzahl von $Nu_{rel} = 1,928$ (vgl. Abbildung 5.2). Durch die Strukturierung konnte die Rohrlänge von $L = 4,0 \text{ m}$ auf

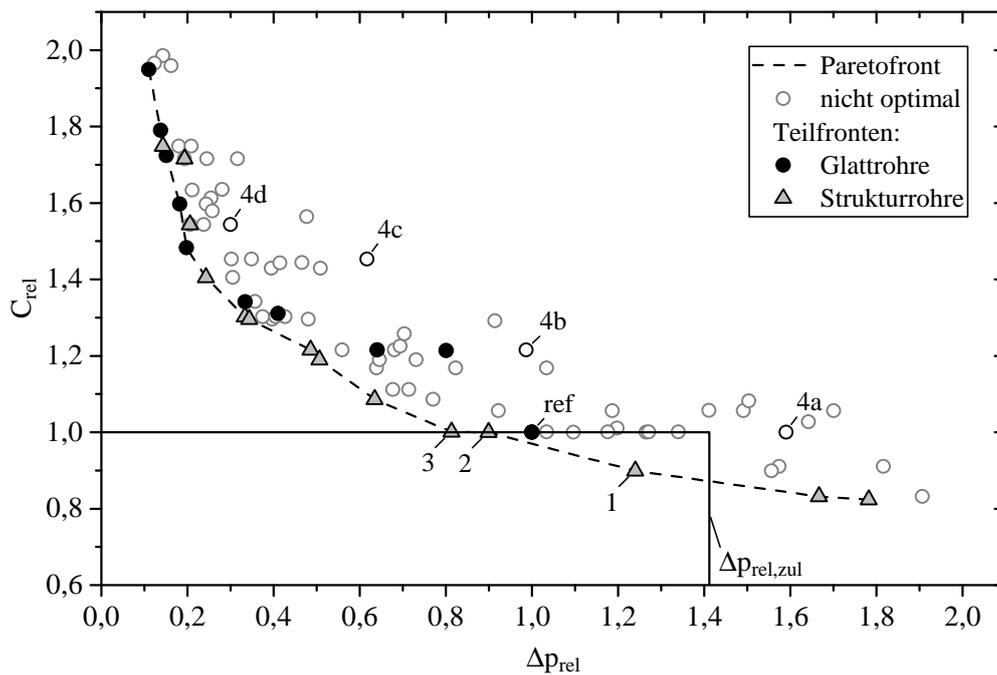


Abbildung 7.4: Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe für den Referenzfall II bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$. Die Entwürfe 1 bis 3 stellen Alternativen für den Referenzentwurf (ref) dar. Die zugehörigen Abmessungen der Wärmeübertrager sind in Tabelle 7.4 aufgelistet. Entwürfe 4a–4d sind Entwürfe mit einem Strukturrohr, welches einen schlechten Pareto-Rang in der prozessunabhängigen Optimierung erzielte.

$L = 2,4 \text{ m}$ reduziert werden. Das Verhältnis der Rohrlängen entspricht $4/2,4 = 1,667$ und spiegelt somit die prognostizierte relative Nußeltzahl Nu_{rel} von 1,928 näherungsweise wider. Die Abweichungen lassen sich zum einen dadurch begründen, dass zur Auslegung des Wärmeübertragers nur Standardrohrängen verwendet wurden (siehe Abschnitt 6.1 auf S. 83) und dadurch nicht jede beliebige relative Länge möglich ist. Zum anderen bezieht sich die prozessunabhängige Optimierung nur auf den Wärmeübergang auf der Rohrrinnenseite. Der Wärmeübergang auf der Rohraußenseite beeinflusst jedoch die mögliche Längeneinsparung, wenn auch nur geringfügig ($\alpha_o \gg \alpha_i$). Auch der relative Reibungsdruckverlust $\Delta p_{F,rel}$ aus der prozessunabhängigen Optimierung entspricht mit 1,182 in etwa dem tatsächlichen relativen Druckverlust Δp_{rel} der prozessspezifischen Optimierung von 1,240.

Das in Entwurf 1 verwendete Strukturrohr verursacht trotz der geringeren Rohrlänge einen deutlich höheren Druckverlust als das Glattrohr des Referenzentwurfs, wobei der maximal zulässige Druckverlust eingehalten wird. Die Materialkosteneinsparung ist höher als die Zusatzkosten durch die Strukturierung, so dass dieser Entwurf bei etwa gleichen Arbeitszeitkosten zu insgesamt geringeren Herstellungskosten führt.

Tabelle 7.4: Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 3 für den Referenzfall II: Bündeldurchmesser d_B , Rohrtyp mit den Strukturparametern Dralltiefe t und Drallwinkel φ , Anzahl der Rohre im Bündel n_R und Rohrlänge L .

	Entwurf			
	Referenz	1	2	3
d_B [DN]	DN 350	DN 350	DN 350	DN 400
Rohrtyp	Glattrohr $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 3n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm
t [mm]	-	0,70	0,40	0,85
φ [°]	-	10	20	9
n_R [-]	100	100	100	128
L [m]	4,0	2,4	3,0	2,0

Auch bei Entwurf 2 sind sowohl Rohr- als auch Bündeldurchmesser identisch zum Referenzentwurf. Die relativen Herstellungskosten liegen bei genau 1,00 und der relative Druckverlust beträgt 0,899. Die Rohrlänge konnte von $L = 4,0$ m auf 3,0 m reduziert werden. Das verwendete Strukturrohr erzielte in der prozessunabhängigen Optimierung bei der in diesem Entwurf vorliegenden mittleren Reynoldszahl von $Re \approx 1,2 \cdot 10^3$ eine relative Nußeltzahl von $Nu_{rel} = 1,488$ (vgl. Abbildung 5.3), was in etwa dem Verhältnis der Rohrlängen von $4/3 = 1,33$ entspricht. Der in der prozessunabhängigen Optimierung erreichte relative Reibungsdruckverlust von $\Delta p_{F,rel} = 0,887$ gleicht dem tatsächlichen relativen Druckverlust von Entwurf 2 ($\Delta p_{rel} = 0,899$). Durch die Reduzierung der Rohrlänge konnten Materialkosteneinsparungen erreicht werden, die bei dem hier verwendeten Legierungszuschlag von 2,54 €/kg gerade so hoch sind, dass bei etwa gleichen Arbeitszeitkosten wie bei dem Referenzentwurf die Mehrkosten für die Strukturierung kompensiert werden.

Beim dritten Alternativentwurf wurde der Bündeldurchmesser um eine Stufe von DN 350 auf DN 400 vergrößert. Bei gleichbleibendem Rohrdurchmesser erhöht sich dadurch die Anzahl der Rohre im Bündel n_R von 100 auf 128, was zu einer Erhöhung der Arbeitszeitkosten führt. Aufgrund des hohen Wärmeübergangs des verwendeten Strukturrohres kann die Rohrlänge auf 2,0 m verkürzt werden. Durch die höhere Anzahl der Rohre im Bündel verringert sich der Massenstrom pro Einzelrohr und somit die Reynoldszahl, was schließlich zusammen mit der reduzierten Rohrlänge zu einem relativen Druckverlust von 0,813 führt. Die Materialkosteneinsparung ist bei diesem Entwurf etwa so hoch wie die Mehrkosten durch den erhöhten Arbeitsaufwand und die Strukturierung, was zu relativen Herstellungskosten von 1,001 führt.

Die Entwürfe 4a–4d zeigen die Lage der gültigen Entwürfe mit einem Strukturrohr, welches in der prozessunabhängigen Optimierung einen schlechten Pareto-Rang erzielte. Bei Entwurf 4a sind der Rohrdurchmesser und der Bündeldurchmesser identisch zum

Referenzentwurf. Die Rohrlänge konnte von $L = 4,0$ m auf 3,0 m reduziert werden. Aufgrund des verhältnismäßig hohen Druckverlustes dieses Strukturrohres ist der relative Druckverlust mit $\Delta p_{rel} = 1,590$ höher als der zulässige relative Druckverlust. Bei den Entwürfen 4b bis 4d wurde der Bündeldurchmesser auf bis zu DN 500 erhöht. Dadurch kann zwar der relative Druckerlust auf bis zu 0,300 reduziert werden, allerdings steigen die relativen Herstellungskosten auf bis zu 1,543 an. Dies zeigt erneut, dass eine schlecht konfigurierte Strukturgeometrie dazu führen kann, dass eine Verschlechterung gegenüber dem Glattrohr erreicht wird.

Abbildung 7.5 zeigt zusätzlich zu den relativen Herstellungskosten C_{rel} und den relativen Druckverlusten Δp_{rel} der drei Alternativentwürfe auch deren relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und deren relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$. Gegenüber dem Referenzentwurf ist eine gleichzeitige Reduzierung aller dieser Größen nicht möglich. Entwurf 1 führt zu einer Reduzierung von C_{rel} , $A_{o,rel}$ und $V_{o,rel}$, während sich Δp_{rel} erhöht. Entwürfe 2 und 3 führen zu einer Reduzierung von Δp_{rel} , $A_{o,rel}$ und $V_{o,rel}$ bei gleichbleibenden relativen Kosten C_{rel} . Bei den Entwürfen 1 und 2 sind $A_{o,rel}$ und $V_{o,rel}$ identisch. Dies ist darin begründet, dass bei diesen Entwürfen sowohl der Bündeldurchmesser als auch

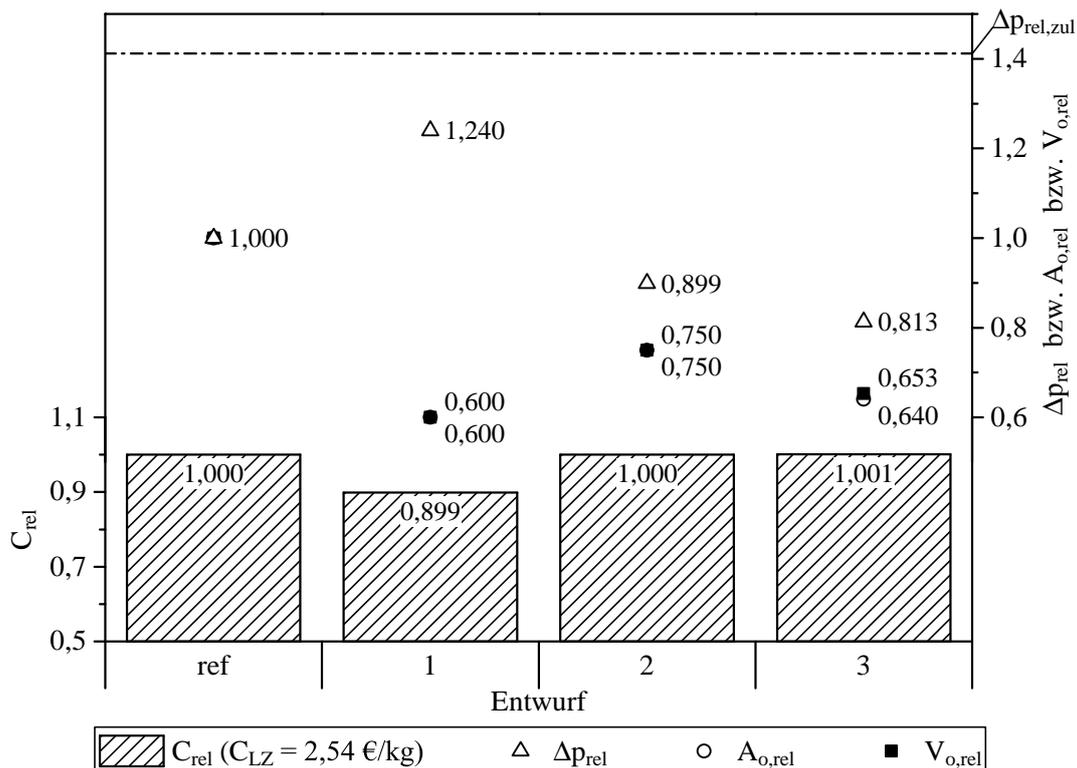


Abbildung 7.5: Relative Herstellungskosten C_{rel} bei $C_{LZ} = 2,54$ €/kg, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfs und der Alternativentwürfe (Abmessungen siehe Tabelle 7.4) für den Referenzfall II.

der Rohrdurchmesser zum Referenzentwurf identisch sind. Als einzige charakterisierende Maßeinheit für $A_{o,rel}$ und $V_{o,rel}$ bleibt dann jeweils das Verhältnis der jeweiligen Rohrlänge zur Rohrlänge des Referenzentwurfs.

In Abbildung 7.6 sind für den Referenzentwurf und die drei Alternativentwürfe die Anteile der Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten an den gesamten Herstellungskosten der jeweiligen Entwürfe des zweiten Referenzfalls zusammengefasst. Der Materialkostenanteil sinkt von 66,2% auf bis zu 51,0% bei Entwurf 3. Der Arbeitszeitkostenanteil bleibt konstant (Entwurf 2) bzw. erhöht sich von 33,8% auf bis zu 38,3% (Entwurf 3). Die Anteile der Strukturierungskosten liegen zwischen 10,7% (Entwurf 3) und 12,6% (Entwurf 2). Im Gegensatz zum ersten Referenzfall sind die Materialkostenanteile niedriger, während die Anteile der Arbeitszeitkosten höher sind. Die Anteile der Strukturierungskosten an den Herstellungskosten liegen bei beiden Referenzfällen in ähnlicher Höhe.

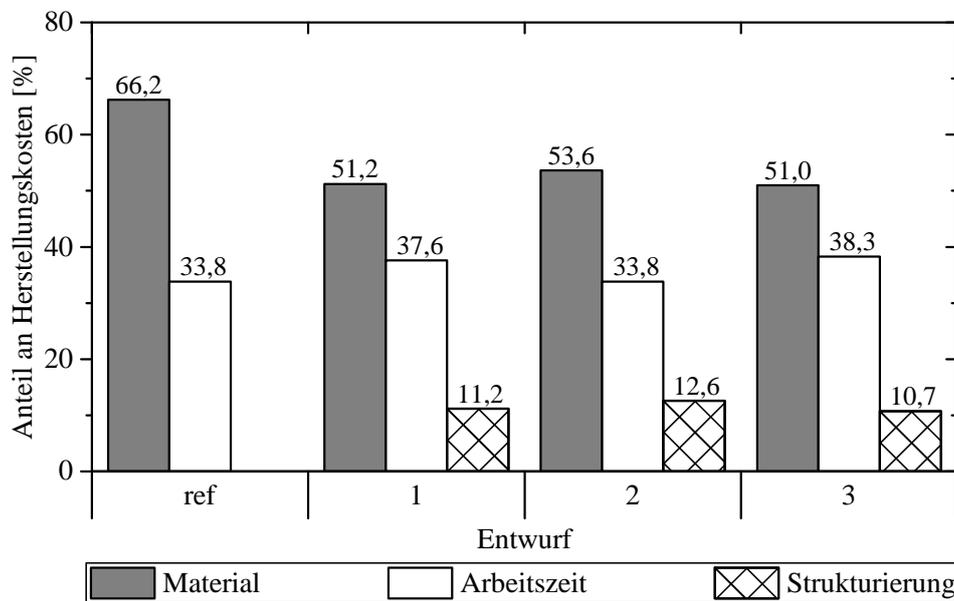


Abbildung 7.6: Anteil der Material-, Arbeitszeit- und Strukturierungskosten an den Herstellungskosten des Referenzentwurfes bzw. der Alternativentwürfe (Abmessungen siehe Tabelle 7.4) für den Referenzfall II bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$.

Ein Vergleich der Ergebnisse beider Referenzfälle zeigt, dass je nach Prozessspezifikation *unterschiedliche* Strukturrohre zu optimalen Ergebnissen führen. Nicht bei jeder Prozessspezifikation ist es möglich, sowohl die Herstellungskosten als auch den Druckverlust, die wärmeübertragende Fläche und das Bauvolumen *gleichzeitig* zu reduzieren. Weiterhin kann je nach Prozessspezifikation die Anzahl möglicher Alternativentwürfe schwanken. Bei ungünstigen Prozessspezifikationen ist es denkbar, dass mit Strukturrohren keine Reduzierung der Herstellungskosten erzielt werden kann. Im Rückschluss muss für jede Prozessspezifikation erneut überdacht werden, ob der Einsatz von Strukturrohren aus

finanzieller Sicht lohnenswert ist. Bei richtiger Auswahl der Strukturgeometrie sowie der Abmessungen des Rohrbündels sollte es in vielen Fällen möglich sein, kompakte, effiziente und kostengünstige Wärmeübertrager zu konstruieren.

7.2.2 Auswirkungen des variierenden Legierungszuschlags auf die Herstellungskosten

Die Auswirkungen des variierenden Legierungszuschlags wird im Folgenden anhand eines dritten Referenzfalls, dessen Prozessspezifikationen in Tabelle 7.5 zusammengestellt sind, erläutert. Im Gegensatz zu den ersten beiden Referenzfällen sind die rohr- und mantelseitigen Massenströme bei einem ähnlichen Temperaturniveau deutlich höher, was zu einer Nennleistung von 1000 kW führt.

Tabelle 7.5: Prozessspezifikationen für den Referenzfall III mit einer Nennleistung von 1000 kW.

Rohrseitig	Mantelseitig
Rauchgas	Wasser/Glykol-Gemisch
$\dot{m}_1 = 10\,887 \text{ kg/h}$	$\dot{m}_2 = 79\,636 \text{ kg/h}$
$\vartheta_{1,e} = 414^\circ\text{C}$	$\vartheta_{2,e} = 89,0^\circ\text{C}$
$\vartheta_{1,a} \stackrel{\text{soll}}{=} 120^\circ\text{C}$	$\vartheta_{2,a} \stackrel{\text{soll}}{=} 100,6^\circ\text{C}$
$p_1 = 1,05 \text{ bar}$	$p_2 = 6,0 \text{ bar}$
$\Delta p_{1,zul.} = 18,0 \text{ mbar}$	$v_{AF} = 35 \%$
$x_{\text{CO}_2} = 0,076$	
$x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,057$	

Um die maximale Auswirkung des Legierungszuschlags zu veranschaulichen, wurde die Kostenkalkulation der Wärmeübertrager jeweils mit dem Minimum und Maximum des Schwankungsbereichs des Legierungszuschlags (vgl. Abbildung 6.5) des verwendeten Rohrmaterials (1.4571) durchgeführt. Die zugehörigen relativen Kosten C_{rel} und relativen Druckverluste Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe sind in Abbildung 7.7 zusammengefasst. Abbildung 7.7a zeigt die Ergebnisse bei minimalem Legierungszuschlag ($C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$). Die Ergebnisse bei maximalem Legierungszuschlag ($C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$) sind in Abbildung 7.7b dargestellt. Als Referenzentwurf wurde der Entwurf mit Glattrohren verwendet, der bei einem Legierungszuschlag von $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ unter Einhaltung des maximal zulässigen Druckverlustes den kostengünstigsten Entwurf ergab. Die zugehörigen Abmessungen sind in Tabelle 7.6 eingetragen.

Ein Vergleich der Lage der Teilfronten für Glatt- bzw. Strukturrohre zeigt, dass die Teilfronten bei niedrigem Legierungszuschlag deutlich näher zusammen liegen als bei hohem Legierungszuschlag. Je höher der Legierungszuschlag ist, desto höher ist die Kostenersparnis bei Verwendung von Strukturrohren anstelle von Glattrohren. Bei An-

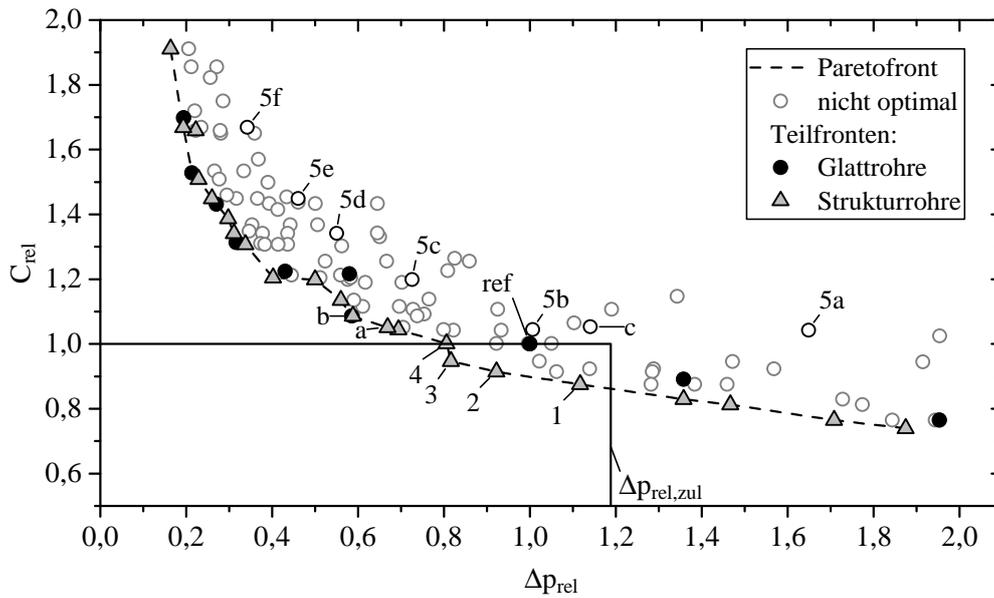
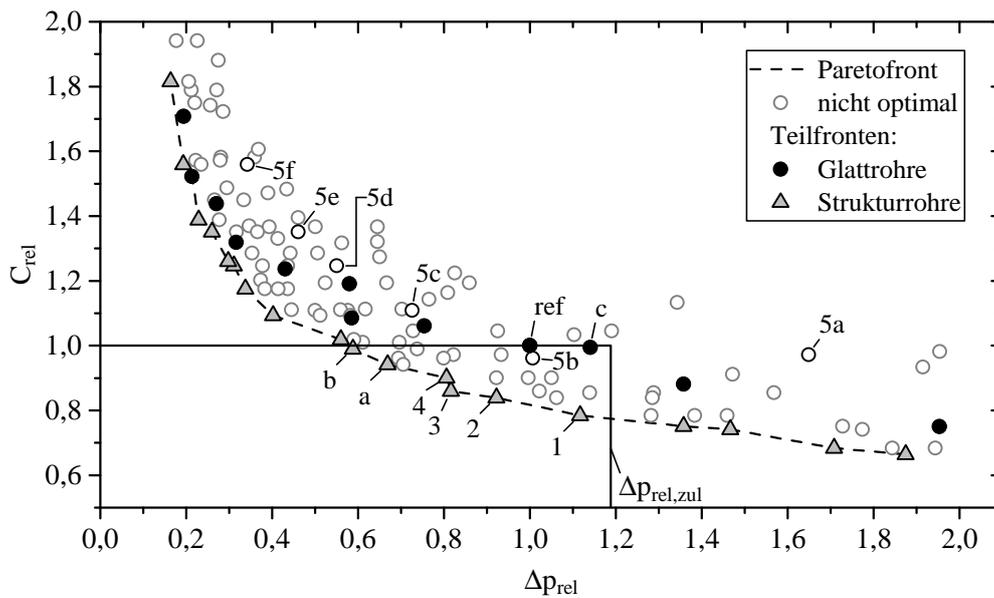
(a) $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$.(b) $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$.

Abbildung 7.7: Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} aller gültigen Entwürfe für den Referenzfall III bei (a) $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ und (b) $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$. Die Entwürfe 1 bis 4 stellen bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ Alternativen für den Referenzentwurf (ref) dar. Entwürfe a bis c stellen nur bei hohen Legierungszuschlägen Alternativen dar. Die zugehörigen Abmessungen der Wärmeübertrager sind in Tabellen 7.6 und 7.7 aufgelistet. Entwürfe 5a–5f sind Entwürfe mit einem Strukturrohr, welches einen schlechten Pareto-Rang in der prozessunabhängigen Optimierung erzielte.

Tabelle 7.6: Abmessungen des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 4 für den Referenzfall III: Bündeldurchmesser d_B , Rohrtyp mit den Strukturparametern Dralltiefe t und Drallwinkel φ , Anzahl der Rohre im Bündel n_R und Rohrlänge L .

	Entwurf				
	Referenz	1	2	3	4
d_B [DN]	DN 650	DN 700	DN 650	DN 700	DN 750
Rohrtyp	Glattrohr $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 3n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1$ mm
t [mm]	-	1,10	0,40	0,70	1,10
φ [°]	-	9	14	10	9
n_R [-]	369	427	369	427	504
L [m]	4,0	1,7	2,4	2,0	1,7

derung des Legierungszuschlages verschieben sich die unterschiedlichen Entwürfe mit unterschiedlichen Beträgen entlang der C_{rel} -Achse. Dabei ändern sich auch die Zusammensetzung und der Verlauf der Paretofront. Bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ wird die Paretofront von vier Entwürfen mit Glattrohren und 20 Entwürfen mit Strukturrohren gebildet. Bei $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ besteht die Paretofront aus einem Entwurf mit Glattrohren und 19 Entwürfen mit Strukturrohren. Mit steigendem Legierungszuschlag steigt die Anzahl der Lösungen im Optimalitätsbereich.

Die auf der Paretofront liegenden Entwürfe 1 bis 3 befinden sich unabhängig von C_{LZ} innerhalb des Optimalitätsbereiches. Die zugehörigen Abmessungen sowie die Abmessungen des Referenzentwurfs sind in Tabelle 7.6 eingetragen. Die relativen Herstellungskosten können bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ auf bis zu 0,875 (Entwurf 1) reduziert werden. Der relative Druckverlust dieses Entwurfs ist mit $\Delta p_{rel} = 1,117$ gegenüber dem Referenzentwurf erhöht, hält aber den relativen zulässigen Druckverlust ($\Delta p_{rel,zul} = 1,188$) ein. Der Einsatz des Strukturrohres in Entwurf 1 führt zu einer Längenreduzierung von $L = 4,0$ m auf 1,7 m, wobei der Bündeldurchmesser um eine Stufe von DN 650 auf DN 700 erhöht wurde. Mit steigendem Legierungszuschlag ist eine weitere Reduzierung der Herstellungskosten möglich. Bei $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ verringern sich die relativen Herstellungskosten von Entwurf 1 auf 0,784.

Eine *gleichzeitige* Reduzierung der Herstellungskosten und des Druckverlustes gegenüber dem Referenzentwurf ist mit den Entwürfen 2 und 3 möglich. Die relativen Herstellungskosten betragen bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ 0,914 bzw. 0,947 bei relativen Druckverlusten von 0,922 und 0,816. Der Bündeldurchmesser bleibt konstant auf DN 650 (Entwurf 2) bzw. erhöht sich um eine Stufe auf DN 700 (Entwurf 3). Die Rohrlängen können von $L = 4,0$ m auf 2,4 m bzw. 2,0 m reduziert werden. Steigt der Legierungszuschlag auf $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$, verringern sich die relativen Herstellungskosten von Entwurf 2 und 3 auf 0,839 bzw. 0,860.

Entwurf 4 erlaubt bei geringfügig höheren relativen Herstellungskosten von $C_{rel} = 1,001$ ($C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$) eine Reduzierung des relativen Druckverlustes auf 0,806. Dieser Entwurf erlaubt unter der Vorgabe, dass die Herstellungskosten nicht wesentlich höher als die des Referenzentwurfs sein sollen, die maximal mögliche Reduzierung des Druckverlustes. Steigt der Legierungszuschlag auf $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$, fallen die relativen Herstellungskosten von Entwurf 4 auf 0,901.

Bei $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ befinden im Gegensatz zu $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ die Entwürfe a und b innerhalb des Optimalitätsbereiches auf der Paretofront. Die Abmessungen dieser Entwürfe sind in Tabelle 7.7 aufgelistet. Mit Hilfe der Entwürfe a und b kann der relative Druckverlust auf 0,699 bzw. 0,588 bei relativen Herstellungskosten von 0,942 bzw. 0,990 weiter abgesenkt werden. Im Rückschluss bedeutet dies, dass die Höhe des aktuellen Legierungszuschlages nicht nur einen Einfluss auf die Höhe der Kostenersparnis hat, sondern dass bei vorgegebenem Budget auch die maximal mögliche Reduzierung des Druckverlustes von der Höhe des Legierungszuschlages abhängt.

Tabelle 7.7: Abmessungen der Entwürfe a bis c für den Referenzfall III: Bündeldurchmesser d_B , Rohrtyp mit den Strukturparametern Dralltiefe t und Drallwinkel φ , Anzahl der Rohre im Bündel n_R und Rohrlänge L .

	Entwurf		
	a	b	c
d_B [DN]	DN 800	DN 750	DN 650
Rohrtyp	KDR 3n $\varnothing 25 \times 1 \text{ mm}$	EDR 1n $\varnothing 25 \times 1 \text{ mm}$	Glattrohr $\varnothing 18 \times 1 \text{ mm}$
t [mm]	1,30	0,70	-
φ [°]	24	10	-
n_R [-]	581	504	700
L [m]	1,5	2,0	2,4

Ein hoher Legierungszuschlag und damit ein hoher Materialkostenanteil kann auch dazu führen, dass ein Entwurf mit einem Strukturrohr, welches keine optimale Kombination der Strukturgeometrie aufweist, zu einer Kostenreduzierung führt. Im vorliegenden Referenzfall ist dies bei Entwurf 5b der Fall. Bei $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ betragen die relativen Herstellungskosten 0,961 bei einem relativen Druckverlust von 1,007. Nichtsdestotrotz sind die Herstellungskosten und der Druckverlust dieses Entwurf deutlich schlechter als die Werte, die sich mit den Entwürfen 2 bis 4 erreichen lassen. Die weiteren Entwürfe mit nicht optimaler Strukturgeometrie (Entwürfe 5a, 5c-5f) liegen bei beiden untersuchten Legierungszuschlägen nicht im Optimalitätsbereich.

Die Höhe des Legierungszuschlages kann auch unter der Vorgabe, dass nur Glattrohre verwendet werden sollen, einen Einfluss auf die Abmessungen des kostenoptimalen Wärmeübertragers haben. Beispielsweise ergibt sich bei $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ ein Wärme-

übertrager mit Glattrohren (Entwurf c), der mit $C_{rel} = 0,994$ geringfügig kostengünstiger als der Referenzentwurf ist und mit $\Delta p_{rel} = 1,141$ den maximal zulässigen Druckverlust ($\Delta p_{rel,zul} = 1,188$) einhält. Bei noch höheren Legierungszuschlägen ist mit einer weiteren Reduzierung der relativen Herstellungskosten dieses Entwurfs zu rechnen.

Die relativen Herstellungskosten C_{rel} der vorstehend erläuterten Entwürfe 1 bis 4 bzw. a bis c sind für $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ und $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ zusammen mit den relativen Druckverlusten Δp_{rel} , den relativen wärmeübertragenden Flächen $A_{o,rel}$ und den relativen Bauvolumina $V_{o,rel}$ in den Abbildungen 7.8 und 7.9 zusammengefasst. Der direkte Vergleich der relativen Herstellungskosten verdeutlicht, dass sich die Kostenersparnis mit zunehmendem Legierungszuschlag vergrößert.

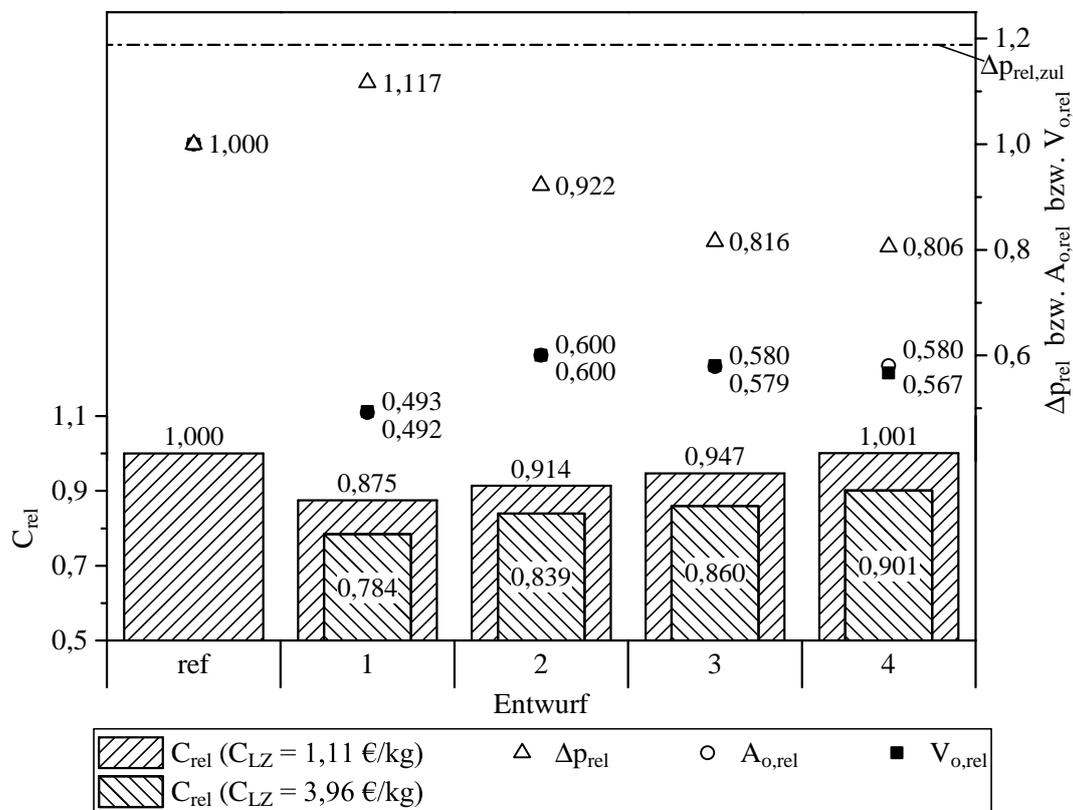


Abbildung 7.8: Relative Herstellungskosten C_{rel} bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ und $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfs und der Entwürfe 1 bis 4 (Abmessungen siehe Tabelle 7.6) für den Referenzfall III.

Die niedrigste relative wärmeübertragende Fläche sowie das niedrigste relative Bauvolumen erreicht Entwurf 1 mit $A_{o,rel} = 0,492$ bzw. $V_{o,rel} = 0,493$. Eine gleichzeitige Reduzierung von C_{rel} , Δp_{rel} , $A_{o,rel}$ und $V_{o,rel}$ gegenüber dem Referenzentwurf ist bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ mit den Entwürfen 1 bis 3 und bei $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ mit den Entwürfen 1 bis 4 sowie mit den Entwürfen a und b möglich.

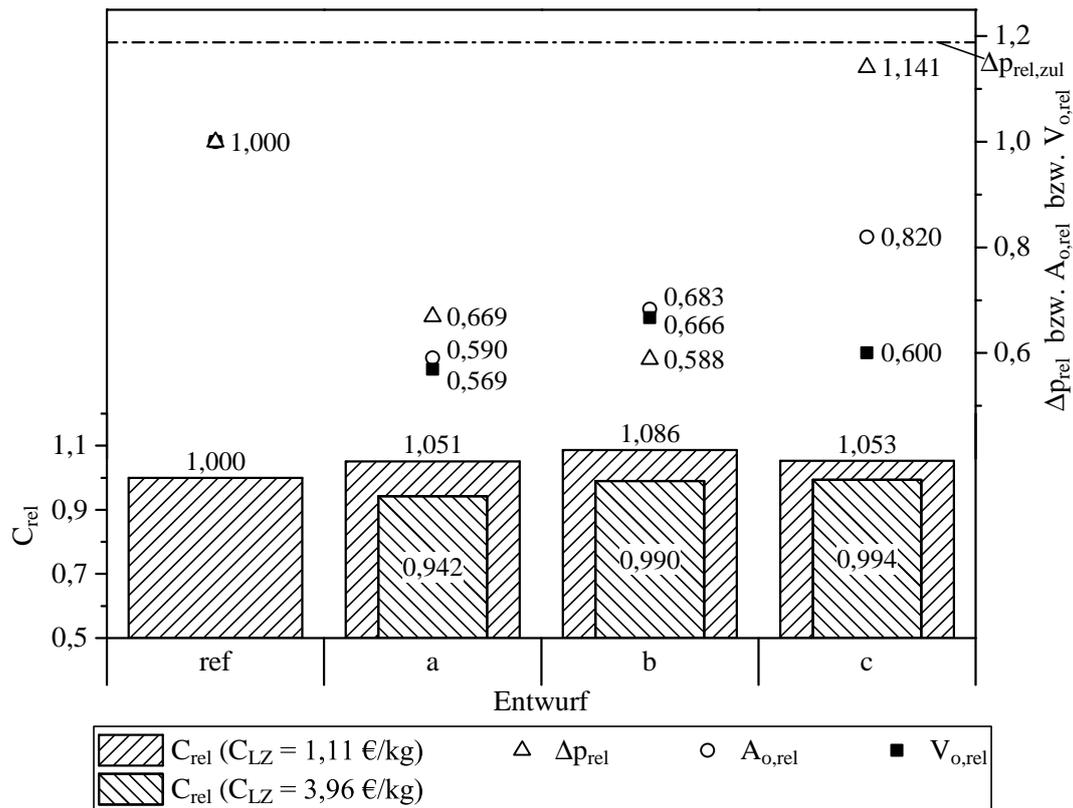


Abbildung 7.9: Relative Herstellungskosten C_{rel} bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ und $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$, relativer Druckverlust Δp_{rel} , relative wärmeübertragende Fläche $A_{o,rel}$ und relatives Bauvolumen $V_{o,rel}$ des Referenzentwurfs und der Entwürfe a bis c (Abmessungen siehe Tabelle 7.7) für den Referenzfall III.

Abbildung 7.10 zeigt die Materialkostenanteile des Referenzentwurfs bzw. der Entwürfe 1 bis 3 für den dritten Referenzfall bei $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ und $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ sowie das Verhältnis

$$C_{LZ}^* = \frac{C_i(C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg})}{C_i(C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg})} \quad (7.4)$$

der Herstellungskosten der jeweiligen Entwürfe C_i , die sich bei den beiden Legierungszuschlägen ergeben. C_{LZ}^* dient als Maßeinheit für die Kostenstabilität eines Entwurfs bei Änderung des Legierungszuschlags. Wie bei den ersten beiden Referenzfällen, führt die Verwendung von Strukturrohren auch beim dritten Referenzfall zu einer deutlichen Reduzierung des Materialkostenanteils. Die Erhöhung des Legierungszuschlages von $C_{LZ} = 1,11 \text{ €/kg}$ auf $C_{LZ} = 3,96 \text{ €/kg}$ bewirkt beim Referenzentwurf einen Anstieg des Materialkostenanteils von 75,8 % auf 81,5 %. Bei Entwurf 1 steigt der Materialkostenanteil von etwa 55,7 % auf 62,3 %. Der Anstieg der Materialkostenanteile der Entwürfe 2 und 3 bewegt sich in ähnlicher Höhe.

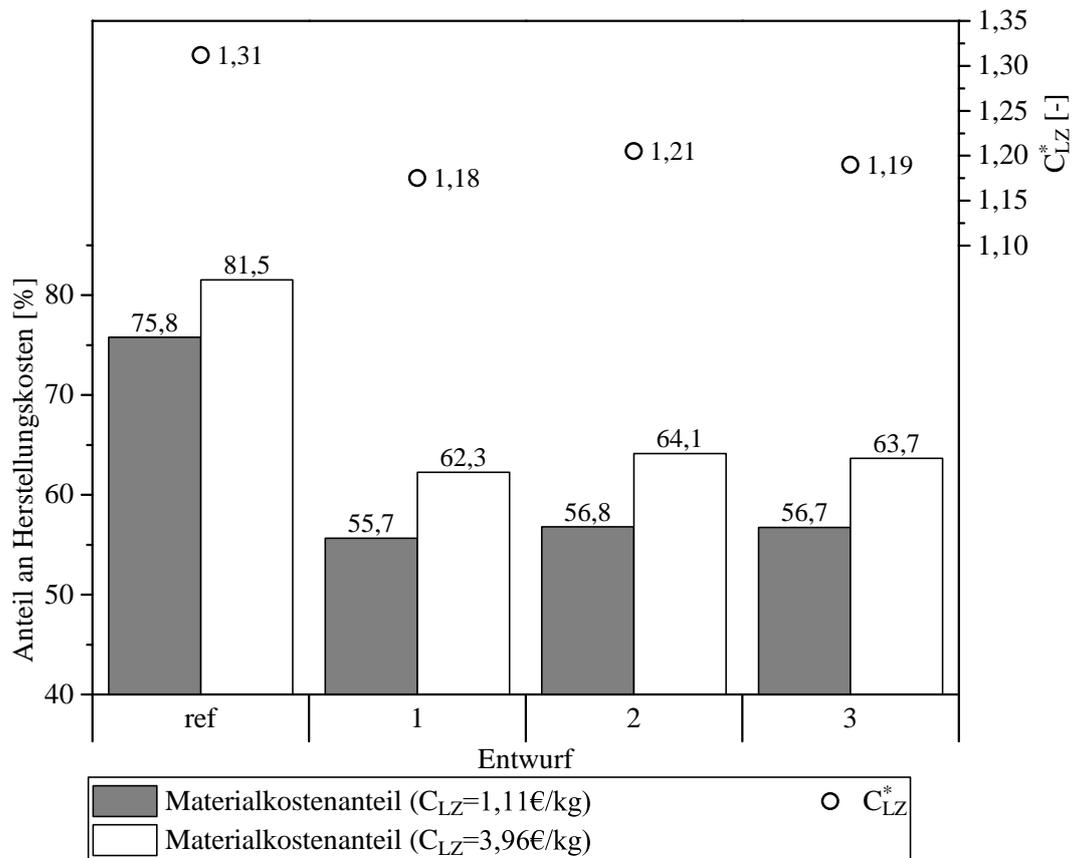


Abbildung 7.10: Anteil der Materialkosten an den Herstellungskosten des Referenzentwurfes bzw. der Entwürfe 1 bis 3 (Abmessungen siehe Tabelle 7.6) für den Referenzfall III bei $C_{LZ} = 1,11\text{ €/kg}$ und $C_{LZ} = 3,96\text{ €/kg}$.

Durch den Einsatz von Strukturrohren sind nicht nur hohe Kosteneinsparungen gegenüber einem Wärmeübertrager mit Glattrohren möglich, auch die Kostenstabilität bei Erhöhung des Legierungszuschlags fällt besser aus. Die Erhöhung des Legierungszuschlages von $C_{LZ} = 1,11\text{ €/kg}$ auf $C_{LZ} = 3,96\text{ €/kg}$ verursacht beim Referenzentwurf eine Teuerung um 31 % ($C_{LZ}^* = 1,31$), während bei den Entwürfen 1 bis 3 die gleiche Erhöhung des Legierungszuschlages eine Teuerung um 18 % bis 21 % bewirkt.

Der Einsatz von Strukturrohren bringt mit steigenden Legierungszuschlägen steigende Einsparungen der Materialkosten mit sich. Dies gilt insbesondere dann, wenn der Materialkostenanteil hoch ist, wie z. B. bei großen Baugrößen oder Anwendungen, bei denen auf teure Rohstoffe zurückgegriffen werden muss. Ferner sind die Herstellungskosten von Wärmeübertragern mit Strukturrohren, bedingt durch den niedrigeren Materialkostenanteil, stabiler gegenüber schwankenden Legierungszuschlägen als die Herstellungskosten von Wärmeübertragern mit Glattrohren.

7.2.3 Auswirkungen der Teilstrukturierung auf den Druckverlust

Wie in Abschnitt 6.1 erläutert, wird bei der Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern für gewöhnlich mit standardisierten Rohrlängen gearbeitet. Bei der Auslegung wird zunächst die erforderliche Rohrlänge, die notwendig ist, um den geforderten Wärmestrom zu übertragen, bestimmt. Es wird dann die nächstgrößere Standardrohrlänge verwendet, wobei eine dadurch entstehende Flächenreserve einen bestimmten Wert (hier 5 %) erreichen muss.

In manchen Fällen ist der Sprung von erforderlicher Rohrlänge zur nächstgrößeren Standardrohrlänge relativ groß. In der Folge entstehen sehr hohe Flächenreserven. Der übertragene Wärmestrom ist dann höher als gefordert, was bei vielen Anwendungen unproblematisch² ist. Allerdings ist in diesen Fällen der Druckverlust höher als notwendig.

Mit Hilfe von strukturierten Rohren ist die Möglichkeit gegeben, die Sprünge von der erforderlichen Länge auf die Standardrohrlänge zu verringern, da sich durch die unterschiedlichen Strukturierungen bei gleichem Rohrspiegel unterschiedliche erforderliche Rohrlängen ergeben. Dies lässt sich exemplarisch anhand der resultierenden Flächenreserven der Wärmeübertrager des zweiten Referenzfalls (Prozessspezifikation siehe Tabelle 7.3) veranschaulichen.

Eine Wiederholung der Auswertung des zweiten Referenzfalls unter Einbezug teilstrukturierter Rohre ergibt die in Abbildung 7.11 gezeigten relativen Herstellungskosten C_{rel} und relativen Druckverluste Δp_{rel} der Teilfronten der Glattrohre, der Strukturrohre und der teilstrukturierten Rohre sowie die Paretofront bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$. Die nicht optimalen Ergebnisse sind aus Gründen der Übersichtlichkeit ausgeblendet. Für diese Untersuchung wurde der Strukturierungsanteil der teilstrukturierten Rohre von 70 bis 95 % der Rohrlänge in 1 % Schritten variiert. Die Teilfront der teilstrukturierten Rohre besteht im Wesentlichen aus teilstrukturierten Varianten der Entwürfe der Teilfront der durchgängig strukturierten Rohre. Die teilstrukturierten Rohre weisen dabei jeweils unterschiedliche Strukturierungsanteile auf. Die Auslegung des Referenzentwurfs mit Glattrohren ergab bei einem Bündeldurchmesser von DN 350 eine erforderliche Rohrlänge von 3,62 m. Der Referenzentwurf wird mit der nächstgrößeren Standardrohrlänge von 4,0 m ausgeführt. Dadurch ergibt sich eine Flächenreserve von 10,6 %. Die Flächenreserven der Entwürfe, welche die Teilfront der Glattrohre bilden, betragen im Mittel 11,3 %. Die minimale und maximale Flächenreserve beträgt 5,4 % bzw. 19,4 %. Bei den Entwürfen der Teilfront der Strukturrohre reduziert sich die mittlere Flächenreserve auf 9,4 %. Die Extremwerte liegen bei 6,6 % und 14,0 %. Durch die Teilstrukturierung lässt sich die mittlere Flächenreserve auf 5,3 % mit einem Minimum und Maximum von 5,0 % bzw. 5,5 % reduzieren.

²z. B. solange, bei im Rauchgas enthaltenen Säurebildnern, der Wasserdampftaupunkt nicht unterschritten wird.

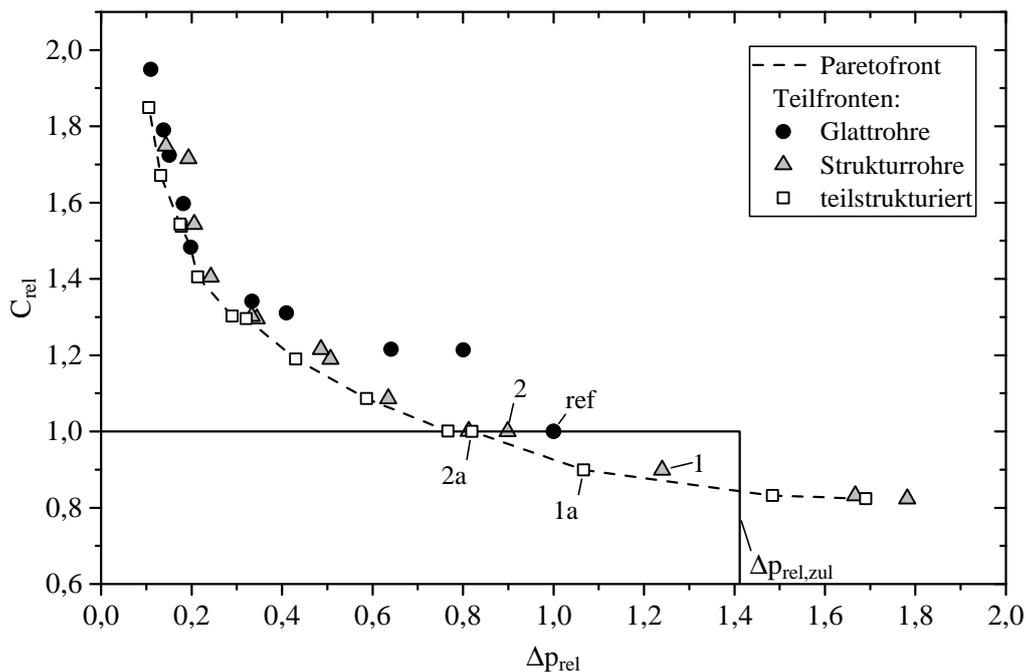


Abbildung 7.11: Relative Herstellungskosten C_{rel} über relativem Druckverlust Δp_{rel} unter Einbezug der Teilstrukturierung (70 bis 95 % der Rohrlänge) für den Referenzfall II bei $C_{LZ} = 2,54 \text{ €/kg}$. Die Entwürfe 1a und 2a sind durch Teilstrukturierung modifizierte Varianten der Entwürfe 1 und 2.

Die Auswirkung der Teilstrukturierung auf den Druckverlust lässt sich anhand der Entwürfe 1 und 2 verdeutlichen. Diese beiden Entwürfe lagen ohne Berücksichtigung der Teilstrukturierung auf der Paretofront. Die Abmessungen der Entwürfe 1 und 2 können Tabelle 7.4 entnommen werden. Die beiden Entwürfe überschreiten mit 12,2 % und 9,1 % die geforderte Flächenreserve von 5 %. Wird die Teilstrukturierung hier angewendet, kann die Flächenreserve reduziert werden und der Druckverlust verringert sich. Bei den Entwürfen 1a und 2a wurden jeweils 84 % der Rohrlänge strukturiert.³ Der relative Druckverlust verringert sich von 1,240 auf 1,067 (Entwurf 1 auf 1a) bzw. von 0,899 auf 0,820 (Entwurf 2 auf 2a). Die Flächenreserven der Entwürfe 1a und 2a betragen jeweils 5,2 %. Die Höhe der Druckverlustreduzierung ist u. a. von der Strukturgeometrie abhängig. Bei Strukturgeometrien, die einen hohen Reibungsbeiwert aufweisen, ist eine größere Reduzierung des Druckverlustes zu erwarten als bei Strukturgeometrien mit geringeren Reibungsbeiwerten. Eine Kostenreduzierung ist mittels Teilstrukturierung nicht möglich, da die teilstrukturierten Rohre in ihrer gesamten Länge den zusätzlichen Fertigungsschritt durchlaufen. Ob die Bearbeitungseinheit dabei aktiv ist, spielt aus Sicht der Fertigungskosten (Maschinenbelegungsdauer) keine Rolle.

Die Teilstrukturierung stellt somit eine Methode zur Reduzierung des Druckverlustes dar, die vor allem dann eingesetzt werden kann, wenn sich aufgrund der standardisierten Rohr-

³Die Übereinstimmung der Strukturierungsanteile beider Entwürfe ist hier zufällig.

längen und Rohrspiegel große Sprünge zwischen benötigter und ausgeführter Rohrlänge ergeben. Je nach Strukturgeometrie ergeben sich bei vorgegebener Prozessspezifikation optimale Abmessungen des Rohrbündels sowie ein *Betriebszustand* bestehend aus Wärmeübergang und Druckverlust. Je mehr optimale Strukturrohre aus der prozessunabhängigen Optimierung zur Verfügung stehen, desto genauer können die Prozessspezifikationen eingehalten werden. Aufgrund der fertigungstechnischen Randbedingungen sowie der begrenzten Auswahl an Strukturgeometrien entspricht der resultierende Betriebszustand nicht exakt dem geforderten Betriebszustand. Der tatsächlich übertragene Wärmestrom ist höher als der geforderte Wärmestrom. Mit Hilfe der Teilstrukturierung lässt sich der übertragene Wärmestrom dann *justieren*, was letztlich zu einer Reduzierung des Druckverlustes führt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Verbesserung des Wärmeübergangs in Abgaswärmeübertragern können unter anderem Strukturrohre eingesetzt werden. Neben einem höheren Wärmeübergang führt die Verwendung von Strukturrohren zu dem unerwünschten Effekt eines steigenden Druckverlustes. Bei der Optimierung von Wärmeübertragern muss daher das konkurrierende Verhalten von Wärmeübergang und Druckverlust berücksichtigt werden. In der vorliegenden Arbeit geschieht dies, indem beide Größen in ihrer dimensionslosen Form Nußeltzahl und Reibungsbeiwert zur Definition zweier Zielfunktionen verwendet werden, welche mittels der Pareto-Optimalität bewertet werden. Der Fokus liegt dabei auf der Optimierung der Herstellungskosten für Wärmeübertrager mit Strukturrohren, da diese für die praktische Umsetzung und Vermarktung neuer bzw. verbesserter Produkte ein wichtiges Kriterium darstellen. Weiterhin wird gezeigt, dass neben den Herstellungskosten auch der Druckverlust reduziert und eine höhere Kompaktheit der Wärmeübertrager erreicht werden kann.

Die für die Optimierung notwendige Datenbasis wurde mittels Messungen des Wärmeübergangs und des Druckverlustes unterschiedlicher Strukturrohre generiert. Dazu wurden jeweils 18 Einfach- und Kreuzdrallrohre vermessen. Bei den Einfachdrallrohren wurde die Dralltiefe, der Drallwinkel und die Gangzahl variiert und deren Einflüsse auf den Wärmeübergang und den Druckverlust untersucht. Bei den Einfachdrallrohren konnte eine Steigerung der Nußeltzahl um das bis zu 2,15-fache gegenüber dem Glattrohr erreicht werden, wobei sich der Reibungsbeiwert gleichzeitig um den Faktor 3,70 erhöhte. Dabei zeigten eingängige Einfachdrallrohre im Allgemeinen eine höhere Steigerung der Nußeltzahl als dreigängige Einfachdrallrohre. Mit den Kreuzdrallrohren war eine Erhöhung der Nußeltzahl um das bis zu 2,36-fache gegenüber dem Glattrohr möglich. Der Reibungsbeiwert erhöhte sich dabei um den Faktor 5,80. Im Gegensatz zu den Einfachdrallrohren war bei den Kreuzdrallrohren die Veränderung der Gangzahl aus technischen Gründen während der Laufzeit des Projektes nicht möglich. Es wurden nur dreigängige Kreuzdrallrohre untersucht. Ob die Reduzierung der Gangzahl bei Kreuzdrallrohren zu einer weiteren Erhöhung der Nußeltzahl führen wird, wie das bei den Einfachdrallrohren zu beobachten war, kann ohne Messungen von eingängigen Kreuzdrallrohren nicht prognostiziert werden. Diese sollten deshalb Bestandteil nachfolgender Untersuchungen sein.

Aus den Messdaten wurden Approximationsfunktionen für die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert von Einfach- und Kreuzdrallrohren entwickelt. Mit Hilfe der Approxi-

mationsfunktionen lässt sich die Sensitivität der Nußeltzahl bzw. des Reibungsbeiwertes bezüglich der einzelnen Drallparameter bestimmen. Dies kann genutzt werden, um die Auswirkungen von Fertigungstoleranzen auf die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert abzuschätzen und so einen bei der Auslegung von Wärmeübertragern verwendeten Sicherheitszuschlag zu verringern. Die Sensitivität ist dabei von den Drallparametern abhängig, wobei sich dreigängige Einfachdrallrohre geringfügig robuster gegenüber Fertigungstoleranzen zeigten als eingängige Einfachdrallrohre und deutlich robuster als dreigängige Kreuzdrallrohre. Des Weiteren können die Approximationsfunktionen verwendet werden, um die Nußeltzahl und den Reibungsbeiwert von Einfach- und Kreuzdrallrohren, für die keine Messdaten vorliegen, abzuschätzen. Dieses Vorgehen wurde bei der prozessunabhängigen Optimierung angewandt.

Strukturrohre können bei unterschiedlichen Prozessspezifikationen eingesetzt werden, wobei davon auszugehen ist, dass es keine Strukturgeometrie gibt, die für alle Anwendungen gleichermaßen ideal ist. Um den Aufwand für die Auslegung und Kostenkalkulation gering zu halten, wurde in der vorliegenden Arbeit ein zweistufiges Optimierungsverfahren vorgeschlagen. Hierzu wurde im ersten Schritt eine prozessunabhängige Optimierung durchgeführt, deren Zielfunktionen auf den dimensionslosen Kenngrößen Nußeltzahl und Reibungsbeiwert basieren. Das Ziel war, die prinzipielle Eignung unterschiedlicher Strukturrohre hinsichtlich der Kostenoptimierung zu bewerten. Dies führte zu einer Auswahl von 13 optimalen Standardgeometrien. Die Auswahl setzte sich aus ein- und dreigängigen Einfachdrallrohren und aus dreigängigen Kreuzdrallrohren zusammen. Die prozessspezifische Auslegung und Kostenkalkulation wurde dann in einem zweiten Schritt lediglich mit den Standardgeometrien und nicht mit allen verfügbaren Strukturgeometrien durchgeführt.

Die zur prozessunabhängigen Optimierung vorgeschlagenen Zielfunktionen wurden zur Optimierung der Herstellungskosten und des Druckverlustes entwickelt. Im Allgemeinen hängt die Definition, was als optimal anzusehen ist, vom Anwender ab. Unterschiedliche Anwender können verschiedene Ziele und Randbedingungen haben. Das heißt, ob die hier definierten Zielfunktionen die richtige Wahl darstellen bzw. ob diese angepasst werden müssen, muss der Anwender vor dem Hintergrund der eigenen Ziele und Randbedingungen entscheiden.¹ Die Überführung technischer oder betriebswirtschaftlicher Ziele in mathematische Zielfunktionen auf Basis von physikalischen Gegebenheiten ist eine komplexe Aufgabe, die vom Entwickler ein entsprechendes Know-How sowie die ausführliche Auseinandersetzung mit dem Sachverhalt erfordert. Bei der Entwicklung der Zielfunktionen in der vorliegenden Arbeit wurde beispielsweise davon ausgegangen, dass die Kosten für das Aufbringen der Strukturen auf die Rohre lediglich von der Rohrlänge abhängt und nicht von der Art der Struktur bzw. von den Geometrieparametern der Struktur. Aufgrund des einheitlichen Fertigungsverfahrens der untersuchten Strukturtypen Einfach- und Kreuzdrallrohr ist dies zulässig. Sollen mit der hier beschriebenen prozessunabhängigen Optimierung Strukturtypen verglichen werden, deren Fertigungsverfahren – und

¹Dies gilt ebenso für die in Abschnitt 1.2.2 diskutierten Bewertungskenngrößen.

damit deren Fertigungskosten – sich unterscheiden, müssen die Zielfunktionen entsprechend angepasst werden. Hier gilt es zu überprüfen, ob es ausreichend ist, lediglich das Verhältnis der Fertigungskosten unterschiedlicher Strukturtypen zu integrieren.

Die prozessspezifische Auslegung und Kostenoptimierung von Abgaswärmeübertragern wurde mit Hilfe einer eigens für diese Arbeit entwickelten Software durchgeführt. Anhand von drei Referenzfällen mit unterschiedlichen Prozessspezifikationen wird die Übertragbarkeit der in der prozessunabhängigen Optimierung gewonnenen Ergebnisse auf die prozessspezifische Optimierung demonstriert. Es zeigte sich, dass sich die Gesamtherstellungskosten durch den Einsatz von Strukturrohren deutlich reduzieren lassen. Bei den betrachteten Referenzfällen lagen die Kosteneinsparungen im Bereich von 8 % bis 22 % gegenüber einem kostenoptimal ausgelegten Abgaswärmeübertrager mit Glattrohren. Die Höhe der Kosteneinsparung hängt von den genauen Prozessspezifikationen und der Höhe des Legierungszuschlags ab. Die maximale Kosteneinsparung wird auch bei Rohrbündelwärmeübertragern mit Strukturrohren dann erreicht, wenn der maximal zulässige Druckverlust möglichst vollständig ausgenutzt wird. Daneben kann durch den Einsatz von Strukturrohren auch der Druckverlust der Wärmeübertrager gesenkt werden. Es verringern sich dadurch allerdings die Kosteneinsparungen. Bei Herstellungskosten, die in etwa so hoch sind wie bei kostenoptimal ausgelegten Wärmeübertragern mit Glattrohren, konnte eine Reduzierung des Druckverlustes um 20–30 % je nach Prozessspezifikation erreicht werden. Neben der Reduzierung der Kosten und des Druckverlustes von Rohrbündelwärmeübertragern mit Strukturrohren reduzierten sich gleichzeitig deren wärmeübertragende Flächen und Bauvolumen. Je nach Prozessspezifikation war es möglich, die wärmeübertragende Fläche und das Bauvolumen um bis zu 50 % zu verringern.

Aufgrund der technischen Randbedingungen standardisierter Rohrspiegel und Rohrlängen sowie der begrenzten Anzahl zur Verfügung stehender Strukturrohre ergaben sich bei der Auslegung teils große Unterschiede zwischen der tatsächlich erforderlichen Rohrlänge und der ausgeführten Standardrohrlänge. Dies führte dazu, dass der übertragene Wärmestrom den geforderten deutlich übertraf und der Druckverlust dadurch größer wurde als erforderlich. Die Verwendung von teilstrukturierten Rohren bot hier die Möglichkeit den übertragenen Wärmestrom zu justieren, was zu einer Reduzierung des Druckverlustes führte. Bei dem betrachteten Referenzfall ergab sich eine Reduzierung des Druckverlustes um bis zu 17 % gegenüber dem über die gesamte Rohrlänge strukturierten Rohr. Eine weitere Kostenreduzierung ist dadurch nicht möglich, da die teilstrukturierten Rohre in ihrer gesamten Länge den zusätzlichen Fertigungsschritt der Strukturierung durchlaufen müssen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Teilstrukturierung als das Aufbringen der Strukturierung auf nur einen Teil der Rohrlänge definiert. Der Begriff Teilstrukturierung kann aber auch auf das gesamte Rohrbündel bezogen werden. Wiederum ausgehend von einem Wärmeübertrager mit über die gesamte Rohrlänge strukturierten Rohren, der den geforderten Wärmestrom deutlich übertrifft, könnten einige der Strukturrohre durch Glattrohre ersetzt werden. Dies würde zu einer Umverteilung der Massenströme in den

einzelnen Rohren führen. Unter idealisierten Bedingungen würde sich der Massenstrom so aufteilen, dass sich der gleiche Druckverlust über Struktur- und Glattrohr einstellt. In der Folge sinken sowohl der Druckverlust als auch der übertragene Wärmestrom, da einerseits der Massenstrom durch die Strukturrohre sinkt und andererseits die Glattrohre trotz des höheren Massenstroms einen geringeren Wärmestrom übertragen. Auch hier wäre eine Justierung des übertragenen Wärmestroms auf den geforderten Wärmestrom möglich. Im Gegensatz zur Teilstrukturierung der Rohrlänge wäre bei der Teilstrukturierung des Rohrbündels allerdings eine weitere Kostenreduzierung möglich, da für die Glattrohre die Strukturierungskosten entfallen. Die Höhe der zusätzlichen Kostenreduzierung hängt vom Anteil der Glattrohre im Bündel ab. Unter der Annahme, dass 10% der Strukturrohre durch Glattrohre ersetzt würden, wäre eine weitere Reduzierung der Kosten um etwa 1–1,5% denkbar². Um dazu genauere Aussagen treffen zu können, bedarf es allerdings weiterer detaillierter Betrachtungen inklusive Überlegungen zu technischen Randbedingungen bei der Umsetzung solcher Entwürfe. Auch dies könnte und sollte Gegenstand weiterführender Arbeiten sein.

²Der Anteil der Strukturierungskosten an den Gesamtkosten lag bei den untersuchten Referenzfällen bei etwa 10–15%.

Anhang

Tabelle A.1: Tabelle der Messunsicherheiten $u(x_k)$ der Messgrößen x_k . Prozentuale Angaben der Messunsicherheiten $u(x_k)$ beziehen sich auf den jeweiligen Messwert. Sind für eine Messgröße x_k mehrere Unsicherheiten $u(x_k)$ angegeben, so addieren sich diese.

x_k	$u(x_k)$	Ursache / Bemerkung
Innendurchmesser d_i	0,05 mm	Messgerät: Messschieber
Wanddicke s	0,05 mm	Messgerät: Messschieber
Rohrlänge L	1,4 mm	Messgerät: Meterstab
Rohrlänge L	2 mm	Bediener: axiale Positionierung der Messsonden für Druck und Temperatur
Temperatur Lufteintritt $\vartheta_{1,e}$	0,4 %	Messgerät: Thermoelement (kalibriert)
Temperatur Lufteintritt $\vartheta_{1,e}$	4 K	Versuchsaufbau: Temperaturdifferenz zwischen Messpunkt und Strukturierungsbeginn (siehe Abbildung 2.2, Pos. ① und ②)
Temperatur Luftaustritt $\vartheta_{1,a}$	0,4 %	Messgerät: Thermoelement (kalibriert)
Temperatur Luftaustritt $\vartheta_{1,a}$	2,5 K	Bediener: radiale Positionierung der Thermoelemente
Temperatur Wassereintritt $\vartheta_{2,e}$	0,4 %	Messgerät: Thermoelement (kalibriert)
Temperatur Wasseraustritt $\vartheta_{2,a}$	0,4 %	Messgerät: Thermoelement (kalibriert)
Massenstrom Luft \dot{m}	0,35 %	Messgerät: Coriolis-Massendurchfluss-Messsystem
Absolutdruck p	0,1 %	Messgerät: Druckaufnehmer (Keramikmembran)
Differenzdruck Δp	0,075 %	Messgerät: Differenzdruckaufnehmer (Metallmembran)

Tabelle A.2: Aufbau der Zuordnungsliste der Kombinationen aus Rohr- und Bündeldurchmesser zu den Material- und Fertigungskosten. Die einzelnen Posten hängen vom Außendurchmesser d_o der Rohre, dem Mantelinnendurchmesser d_B , der Kombination aus d_o und d_B sowie von der Rohrlänge L ab. Die Einträge müssen mit der jeweiligen Stückzahl, der Länge bzw. dem Stundensatz multipliziert und aufsummiert werden.

d_o [mm]	d_B [DN]	Rohrplatten ^a [€]	Mantel ^b [€/m]	Umlenkbleche ^c [€/Stck.]	sonst. Zubehör ^b [€]	Arbeitszeit ^c [h]
16	300
18	300
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
30	900
35	900

^aAbhängig von der Kombination aus d_o und d_B .

^bAbhängig von d_B .

^cAbhängig von der Kombination aus d_o und d_B sowie von L .

Tabelle A.3: Aufbau der Zuordnungsliste der Kombinationen aus Rohr- und Bündeldurchmesser zu den konstruktiven Details des Mantelraums. Eine vollständige Liste mit den zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_o benötigten Detailabmessungen ist in [37, S. 826 ff.] enthalten.

d_o [mm]	d_B [DN]	Anzahl Rohre	Querteilung der Rohre	Längsteilung der Rohre	Abstand der Umlenkbleche	Ø der Bohrungen in den Umlenkblechen	...
16	300
18	300
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
30	900
35	900

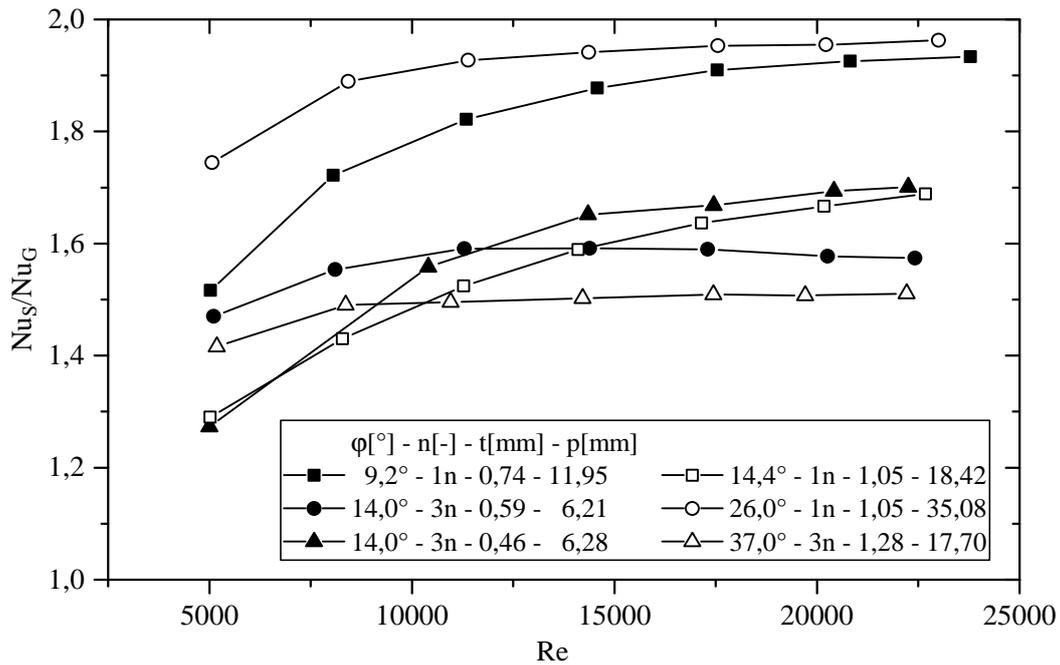
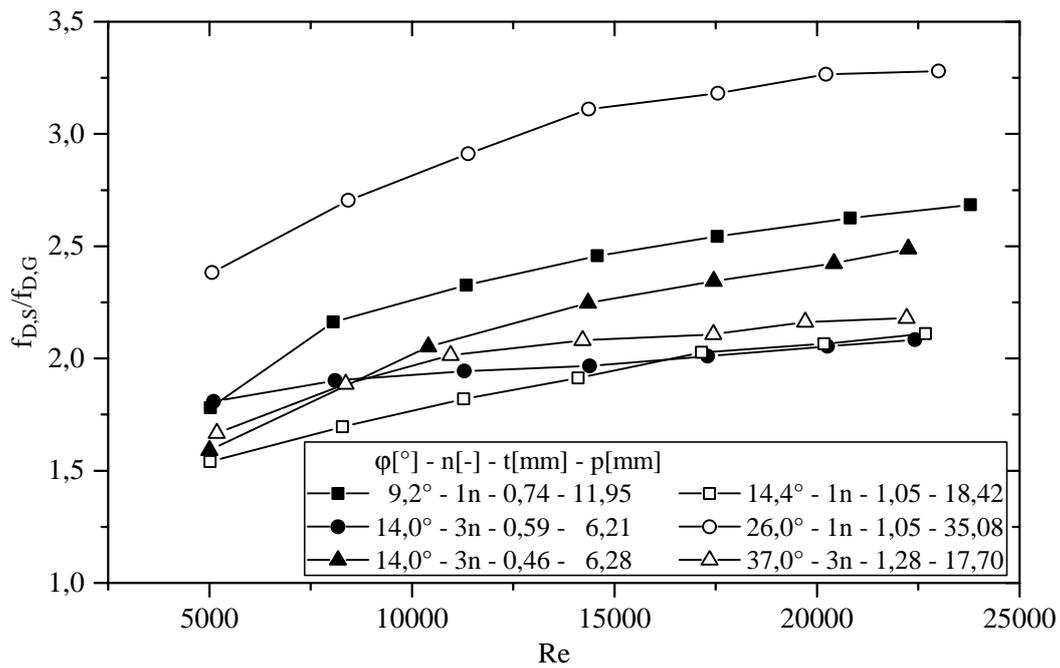
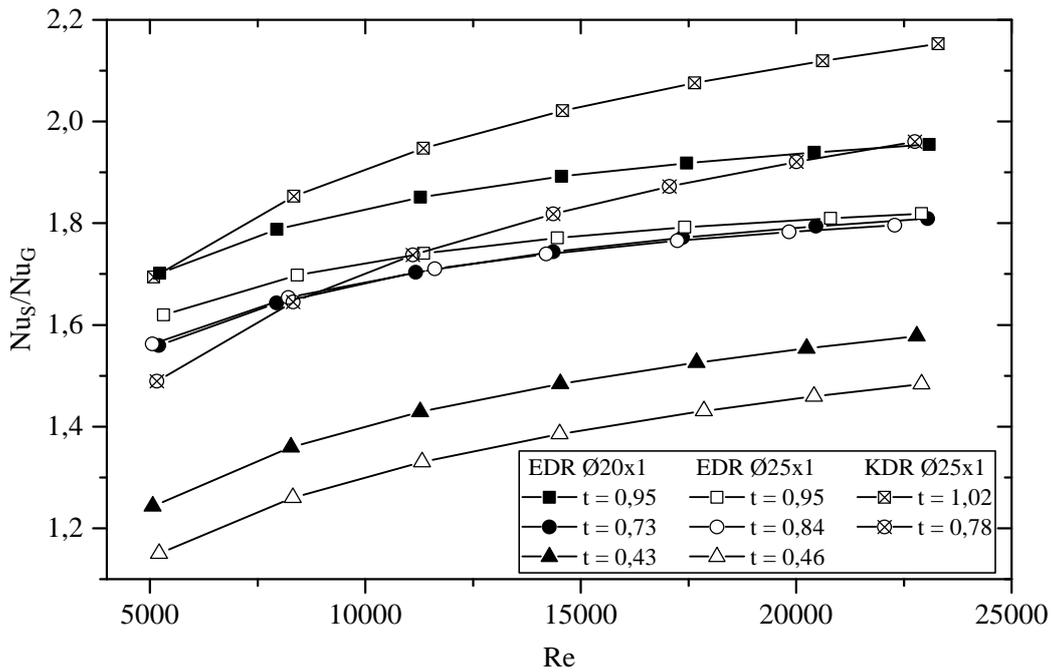
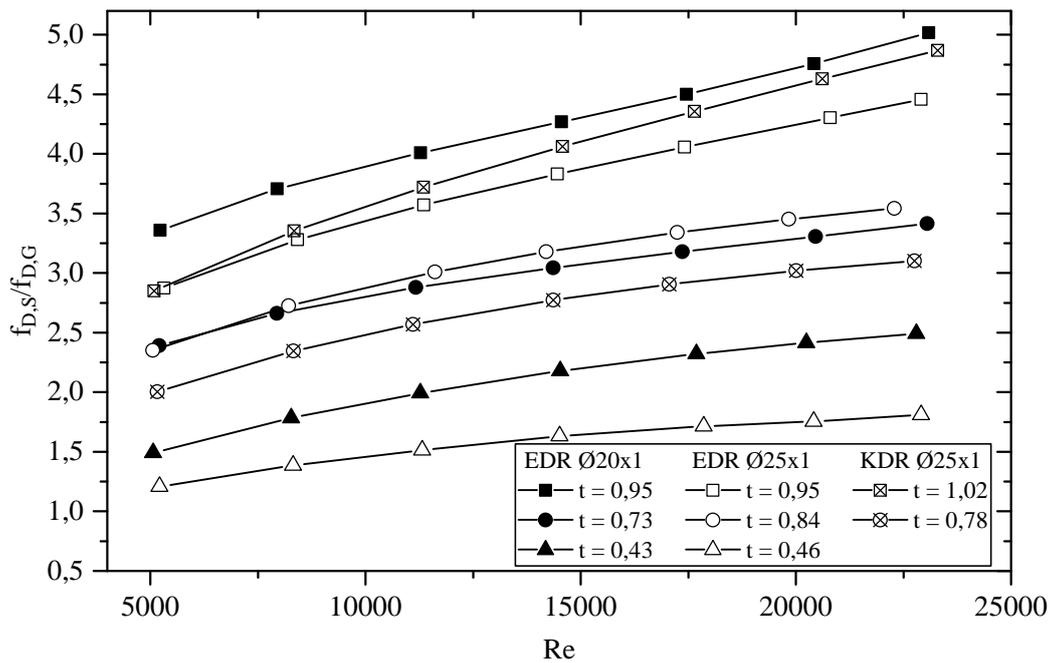
(a) Nu_S/Nu_G als Funktion der Reynoldszahl.(b) $f_{D,S}/f_{D,G}$ als Funktion der Reynoldszahl.

Abbildung A.1: Ergänzende Messreihen diverser eingängiger (1n) und dreigängiger (3n) EDR mit unterschiedlichen Drallwinkeln φ , Dralltiefen t und Drallabständen p .



(a) Nu_S/Nu_G als Funktion der Reynoldszahl.



(b) $f_{D,S}/f_{D,G}$ als Funktion der Reynoldszahl.

Abbildung A.2: Messreihen der im einführenden Beispiel in Abschnitt 5.1 verwendeten dreigängigen Einfach- und Kreuzdrallrohre mit einem Drallwinkel von $\varphi = 19^\circ$ und unterschiedlichen Dralltiefen t .

Quelltext A.1: Umsetzung des Paretorankings nach Deb et al. [87] in Fortran 2008.

```

!*****
! Das Unterprogramm fndsfeas führt das Paretoranking durch
! Berechnungsschema nach: Kalyanmoy Deb et al., "A Fast and Elitist
! Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II", in:
! IEEE TRANSACTIONS ON EVOLUTIONARY COMPUTATION, VOL. 6, NO. 2, APRIL 2002
! Abschnitt III.A "Fast Nondominated Sorting Approach"
!
!- Paretosortierung für: min Z1 und min Z2
!- soll ein Ziel maximiert werden, ist vor Aufruf des
! Unterprogramms das jeweilige Feld zu invertieren ( max Z = min -Z)
!- alle Elemente der Felder Z1 und Z2 müssen Lösungen enthalten
! (keine übergroßen Felder)
!- alle übergebenen Felder müssen die gleiche Größe haben
!- die Indizes der verwendeten Felder Z1, Z2, R stellen eine fortlaufende
! Nummer der zu vergleichenden Loesungen dar
!- wenn optional ofeas uebergeben wird, wird bei der Sortierung die
! Gültigkeit einer Lösung beruecksichtigt, ansonsten nicht.
!
!Formalparameter
! Z1, Z2 !Vektoren der Zielfunktionen
! R !Zugordneter Vektor der Paretoränge
! ierr !Fehlerindikator
! ofeas !Gültigkeit der Lösung (negativ: ungültig, sonstige: gültig)
!
!lokale Variablen
! isize, oisize !Anzahl der zu bewertenden Lösungen
! splist !Zuordnungsfeld (i, j):
! j ist Liste von i dominierter Lösungen
! np !Anzahl der Lösungen, die i im akutellen Rang dominieren
! feas !Gültigkeit der Lösung i
! dom_ibyj !.true., wenn i von j dominiert wird
! dom_jbyi !.true., wenn j von i dominiert wird
! i, j, k !Schleifenvariablen
!
! Alexandra Harleß, 17.06.2014
!*****
subroutine fndsfeas(Z1, Z2, R, ierr, ofeas)
implicit none
!Formalparameter
double precision, dimension(:), intent(in) :: Z1, Z2
integer, dimension(:), intent(out) :: R
integer, intent(out) :: ierr
integer, optional, dimension(:), intent(in) :: ofeas

!lokale Variablen
integer :: isize, oisize
integer, dimension(:,:), allocatable :: splist
integer, dimension(:), allocatable :: np
integer, dimension(:), allocatable :: feas
logical :: dom_ibyj
logical :: dom_jbyi

```

```

integer                                :: i, j, k

! Ausführbare Anweisungen
!1. Alle übergebenen Felder müssen die gleiche Größe haben
isize = size(Z1,1)
if (present(ofeas)) then
    oisize = size(ofeas,1)
else
    oisize = isize
end if

if ((isize /= size(Z2,1)) .or. (isize /= size(R,1)) &
    .or. (isize /= oisize)) then
    ierr = -30021
    return
end if

!2. Felder allokkieren und initialisieren
allocate(splist(isize, isize))
allocate(np(isize))

allocate(feas(isize))

if (present(ofeas)) then
    feas = ofeas
else
    feas = 0
end if

!3. Felder initialisieren
splist = 0
np = 0
R = 0

!>> 4. erster Zyklus der Paretosortierung -----
do i = 1, isize !4.1
    k = 1 !4.1.1
    if (feas(i) < 0) then
        r(i) = -1
        cycle
    end if

    do j = 1, isize !4.1.2
        if (j == i) cycle !4.1.2.1
        if (feas(j) < 0) cycle
            !4.1.2.2
            !dom_i by j ist .true., wenn i von j dominiert wird
            dom_i by j = ( ( Z1(i) > Z1(j)) .and. (Z2(i) >= Z2(j)) ) &
                .or. ( ( Z1(i) >= Z1(j)) .and. (Z2(i) > Z2(j)) ) )

            !4.1.2.3
            !dom_j by i ist .true., wenn j von i dominiert wird

```

```

dom_jbyi = ( ( (Z1(i) < Z1(j)) .and. (Z2(i) <= Z2(j)) ) &
.or. ( (Z1(i) <= Z1(j)) .and. (Z2(i) < Z2(j)) ) )

!4.1.2.4
if (dom_ibyj) then
    np(i) = np(i) + 1
end if

!4.1.2.5
if (dom_jbyi) then
    splist(i, k) = j
    k = k + 1
end if
end do
end do

where((np == 0) .and. (feas == 0)) R = 1 ! 4.2 Rang zuweisen
!Paretorang 1 ist jetzt bekannt
!<< END: erster Zyklus der Paretosortierung -----

!>> 5. Weitere Zyklen des Paretorankings -----
i = 1 !5.1 Front counter
do while (minval(R, (R > -1)) == 0) !5.2
    do concurrent(j = 1 : isize, R(j) == i) !5.2.1
        do concurrent(k = 1 : isize, splist(j,k) /= 0) !5.2.1.1
            np(splist(j,k)) = np(splist(j,k)) - 1 !5.2.1.1.1
            if((np(splist(j,k)) == 0) .and. (R(splist(j,k)) == 0)) then
                R(splist(j,k)) = i + 1 !5.2.1.1.2
            end if
        end do
    end do
end do
i = i + 1 !5.2.2
end do
!<< END: Weitere Zyklen des Paretorankings -----
deallocate(splist, np, feas)
end subroutine fndsfeas

```

Literatur

- [1] ZEIT ONLINE. *SuedLink: Aigner will umstrittene Stromtrasse nach Westen verschieben*. 16. Mai 2015. URL: <http://www.zeit.de/wirtschaft/2015-05/suedlink-bayern-aigner-seehofer-energiewende> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [2] SÜDDEUTSCHE.DE. *Energiewende – Erdkabel-Kompromiss wird teure Konsequenzen haben*. 7. Okt. 2015. URL: <http://www.sueddeutsche.de/wirtschaft/energiewende-erdkabel-kompromiss-wird-teure-konsequenzen-haben-1.2682612> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [3] SÜDDEUTSCHE.DE. *Energiekosten – Strom aufwärts*. 11. Okt. 2015. URL: <http://www.sueddeutsche.de/wirtschaft/energiekosten-strom-aufwaerts-1.2686825> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [4] DIE WELT. *Stadtwerke fordern Gaskraftwerk-Abschaltung*. 7. März 2013. URL: <http://www.welt.de/wirtschaft/energie/article114202846/Stadtwerke-fordern-Gaskraftwerk-Abschaltung.html> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [5] FRANKFURTER ALLGEMEINE ZEITUNG. *Energiewende: Bayerns modernstes Gaskraftwerk steht vor dem Aus*. 6. März 2015. URL: <http://www.faz.net/aktuell/wirtschaft/energiewende-bayerns-modernstes-gaskraftwerk-steht-vor-dem-aus-13466951.html> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [6] FRANKFURTER NEUE PRESSE. *Streit um das Gaskraftwerk Irsching: Mainova droht der Regierung*. 27. Feb. 2016. URL: <http://www.fnp.de/nachrichten/wirtschaft/Mainova-droht-der-Regierung;art686,1876139> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [7] FRANKFURTER ALLGEMEINE ZEITUNG. *Bayern: Wie Seehofer die Energiewende gefährdet*. 5. Feb. 2014. URL: <http://www.faz.net/aktuell/politik/inland/bayern-wie-seehofer-die-energiewende-gefaehrdet-12786661.html> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [8] SÜDDEUTSCHE.DE. *10-H-Gesetz für Windkraftträder – Juristen nennen Abstandsregel unverhältnismäßig*. 4. März 2015. URL: <http://www.sueddeutsche.de/bayern/-h-gesetz-fuer-windkrafttraeder-juristen-nennen-abstandsregel-unverhaeltnismaessig-1.2377097> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).

-
- [9] C. S. STEINERT. *Windenergie in Bayern*. Forschungsgesellschaft für Energiewirtschaft, Okt. 2015. URL: <https://www.ffegmbh.de/aktuelles/veroeffentlichungen-und-fachvortraege/414-windenergie-in-bayern-fakten-trends-konflikte> (zuletzt geprüft am 08.04.2016) (siehe S. 1).
- [10] Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 21. Juli 2014 (BGBl. I S. 1066), das zuletzt durch Artikel 2 Absatz 10 des Gesetzes vom 21. Dezember 2015 (BGBl. I S. 2498) geändert worden ist (siehe S. 1).
- [11] S. ERMISCH. Natürliche Energiequelle: Die Biogasbranche ächzt unter der EEG-Novelle. Doch Hoffnung machen Anlagen für Gülle und Bioabfälle. In: *Handelsblatt* 15.09.2015, (177), S. 48 (siehe S. 1).
- [12] F. HUBIK. Nicht mehr gefragt: Teuer, unbeliebt, politisch abserviert: Die Biogasbranche ringt ums Überleben. In: *Handelsblatt* 12.02.2016, (30), S. 18 (siehe S. 1).
- [13] T. BOTSCH. Technische Hochschule Nürnberg Georg Simon Ohm. Persönliche Mitteilungen. 15. Jan. 2016 (siehe S. 1).
- [14] A. E. BERGLES. Techniques to Enhance Heat Transfer. In: *Handbook of Heat Transfer*. Hrsg. von W. M. ROHSENOW, J. P. HARTNETT und Y. I. CHO. New York: McGraw-Hill, 1998. ISBN: 0-07-053555-8 (siehe S. 2).
- [15] R. L. WEBB und N.-H. KIM. *Principles of Enhanced Heat Transfer*. 2nd edition. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. ISBN: 978-1-59169-014-6 (siehe S. 4, 5, 7, 12, 41, 45).
- [16] B. ARMAN und T. J. RABAS. *Influence of Prandtl Number and Effects of Disruption Shape on the Performance of Enhanced Tubes with the Separation and Reattachment Mechanism*. Forschungsbericht Nr.: ANL/ESD-16. Argonne National Laboratory - Energy Systems Division, 1992. DOI: 10.2172/7179425 (siehe S. 5, 6, 42).
- [17] R. L. WEBB, E. R. G. ECKERT und R. J. GOLDSTEIN. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1971, 14(4), S. 601–617. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(71)90009-3 (siehe S. 5, 6).
- [18] S. MAC NELLY, W. NADLER, M. NIERATSCHKER, K. KÜNSTER und A. DELGADO. Experimentelle und numerische Untersuchung von wandnahen Strömungen in profilierten Rohren. In: *Proceedings der 23. Fachtagung "Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik"*. Dresden: GALA e. V., 2015. ISBN: 978-3-9816764-1-9 (siehe S. 5).
- [19] H. M. LI, K. S. YE, Y. K. TAN und DENG S.J. Investigation on tube-side flow visualization, friction factors and heat transfer characteristics of helical-ridging tubes. In: *Proceedings of the 7th International Heat Transfer Conference*. Bd. 3. Washington: Hemisphere Pub. Corp., 1982, S. 75–80 (siehe S. 6).

-
- [20] T. S. RAVIGURURAJAN und A. E. BERGLES. Visualization of flow phenomena near enhanced surfaces. In: *J. Heat Transfer* 1994, 116(1), S. 54–57. ISSN: 0022-1481. DOI: 10.1115/1.2910883 (siehe S. 6).
- [21] 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. In: *Chem. Eng. Technol.* 2015, 38(12), S. 2279–2290. DOI: 10.1002/ceat.201500160 (siehe S. 6–8, 21, 42).
- [22] N. T. OBOT, L. DAS und T. J. RABAS. Smooth- and enhanced-tube heat transfer and pressure drop: Part I. Effect of Prandtl number with air, water, and glycol/water mixtures. In: *3rd International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries*. 2001 (siehe S. 6, 7).
- [23] P. G. VICENTE, A. GARCÍA und A. VIEDMA. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2004, 47(4), S. 671–681. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.08.005 (siehe S. 6, 13, 45).
- [24] R. L. WEBB. Performances, cost effectiveness and water-side fouling considerations of enhanced tube heat exchangers for boiling service with tube-side water flow. In: *Heat Transfer Engineering* 1981, 3(3), S. 84–98. ISSN: 0145-7632. DOI: 10.1080/01457638108939587 (siehe S. 7, 8).
- [25] R. SETHUMADHAVAN und M. R. RAO. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics of single- and multistart spirally enhanced tubes. In: *J. Heat Transfer* 1986, 108(1), S. 55–61. ISSN: 0022-1481. DOI: 10.1115/1.3246905 (siehe S. 7, 8, 13).
- [26] T. J. RABAS, A. E. BERGLES und D. L. MOEN. Heat transfer and pressure drop correlations for spirally grooved (rope) tubes used in surface condensers and multi-stage flash evaporators. In: *ASME. Proceedings of the 1988 National Heat Transfer Conference* 1988, S. 693–704 (siehe S. 7, 8).
- [27] V. D. ZIMPAROV, N. L. VULCHANOV und L. B. DELOV. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers–1. Experimental investigation and performance evaluation. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991, 34(9), S. 2187–2197. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(91)90045-G (siehe S. 7, 8).
- [28] T. S. RAVIGURURAJAN und A. E. BERGLES. Optimization of in-tube enhancement for large evaporators and condensers. In: *Energy* 1996, 21(5), S. 421–432. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/0360-5442(95)00115-8 (siehe S. 7, 8, 13).
- [29] 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. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 1996, 13(1), S. 55–70. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/0894-1777(96)00014-3 (siehe S. 7, 8).

-
- [30] S. RAINIERI und G. PAGLIARINI. Convective heat transfer to orange juice in smooth and corrugated tubes. In: *International Journal of Heat and Technology* 1997, 15(2), S. 69–75. ISSN: 0392-8764 (siehe S. 7, 8).
- [31] Y. DONG, L. HUIXIONG und C. TINGKUAN. Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 2001, 24(3-4), S. 131–138. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/S0894-1777(01)00047-4 (siehe S. 7, 8).
- [32] A. BARBA, S. RAINIERI und M. SPIGA. Heat transfer enhancement in a corrugated tube. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2002, 29(3), S. 313–322. ISSN: 0735-1933. DOI: 10.1016/S0735-1933(02)00321-4 (siehe S. 7, 8).
- [33] S. ROZZI, R. MASSINI, G. PACIELLO u. a. Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: Comparison between smooth and helically corrugated wall tubes. In: *Journal of Food Engineering* 2007, 79(1), S. 249–254. ISSN: 0260-8774. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2006.01.050 (siehe S. 7, 9).
- [34] S. RAINIERI und G. PAGLIARINI. Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002, 45(22), S. 4525–4536. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00156-4 (siehe S. 7, 9).
- [35] G. J. KIDD JR. The heat transfer and pressure-drop characteristics of gas flow inside spirally corrugated tubes. In: *J. Heat Transfer* 1970, 92(3), S. 513–518. DOI: 10.1115/1.3449703 (siehe S. 7).
- [36] E. B. ESEN, N. T. OBOT und T. J. RABAS. Enhancement: Part I. Heat transfer and pressure drop results for air flow through passages with spirally-shaped roughness. In: *Enhanced Heat Transfer* 1994, 1(2), S. 145–156. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.v1.i2.40 (siehe S. 7, 8).
- [37] *VDI-Wärmeatlas*. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013. ISBN: 978-3-642-19981-3 (siehe S. 9, 22, 32, 83, 85, 122).
- [38] R. K. SHAH und D. P. SEKULIĆ. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Hoboken, NJ: Wiley, 2003. ISBN: 0-471-32171-0 (siehe S. 9, 11–13, 26, 28, 29, 31, 32).
- [39] W. WAGNER. *Wärmeübertragung*. 7., rev. Ausg. Kamprath-Reihe. Würzburg: Vogel Business Media, 2011. ISBN: 978-3-8343-3209-7 (siehe S. 9).
- [40] R. L. WEBB. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1981, 24(4), S. 715–726. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(81)90015-6 (siehe S. 9, 11, 12).

-
- [41] A. E. BERGLES, A. R. BLUMENKRANTZ und J. TABOREK. Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces. In: *Heat Transfer 1974; Proceedings of the fifth International Heat Transfer Conference*. Tokyo, 1974, S. 234–238 (siehe S. 12).
- [42] P. G. VICENTE, A. GARCÍA und A. VIEDMA. Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002, 45(3), S. 543–553. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00170-3 (siehe S. 13, 45).
- [43] A. BEJAN. General criterion for rating heat-exchanger performance. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1978, 21(5), S. 655–658. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(78)90064-9 (siehe S. 13).
- [44] A. BEJAN. Second law analysis in heat transfer. In: *Energy* 1980, 5(8-9), S. 720–732. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/0360-5442(80)90091-2 (siehe S. 13).
- [45] A. BEJAN. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. In: *Journal of Applied Physics* 1996, 79(3), S. 1191. ISSN: 00218979. DOI: 10.1063/1.362674 (siehe S. 13).
- [46] N. SAHITI. Thermal and Fluid Dynamic Performance of Pin Fin Heat Transfer Surfaces. Diss. LSTM Erlangen: Universität Erlangen-Nürnberg, 2006 (siehe S. 13, 14).
- [47] A. LEMOUEDDA. Numerical Investigations for the Optimization of Liquid-Gas Heat Exchangers. Diss. LSTM Erlangen: Universität Erlangen-Nürnberg, 2013 (siehe S. 13, 62, 63).
- [48] *Röhrenwärmetauscher*. Kronen Magazin. Kronen AG. URL: <http://www.krones.com/de/magazin/roehrenwaermetauscher.php> (zuletzt geprüft am 30. 11. 2015) (siehe S. 14).
- [49] *Heat Exchangers*. Aurum Process Technology S.L. URL: <http://www.aurumprocess.com/en/products/corrugated-tube-heat-exchangers> (zuletzt geprüft am 30. 11. 2015) (siehe S. 14).
- [50] *Matrix for products and applications*. HRS Spiratube S.L. URL: <http://www.hrs-spiratube.es/en/applications/matrix.aspx> (zuletzt geprüft am 30. 11. 2015) (siehe S. 14).
- [51] A. HARLESS, E. FRANZ und M. BREUER. Experimental investigation of heat transfer and friction characteristic of fully developed gas flow in single-start and three-start corrugated tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016, 103, S. 538–547. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.087 (siehe S. 21, 22, 35, 37, 41, 45–47).
- [52] DIN 28181:2007-09 *Geschweißte Stahlrohre für Rohrbündel-Wärmeaustauscher - Maße und Werkstoffe*. Deutsches Institut für Normung e.V., September 2007 (siehe S. 22).

-
- [53] W. NITSCHKE und A. BRUNN. *Strömungsmesstechnik*. 2., aktualisierte und bearbeitete Aufl. VDI-Buch. Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. ISBN: 3-540-20990-5 (siehe S. 22).
- [54] E. E. WILSON. A basis for rational design of heat transfer apparatus. In: *Trans. ASME* 1915, 37, S. 47–70 (siehe S. 24).
- [55] W. ROETZEL und C. NA RANONG. Zur Anwendung der Wilson-Plot-Methode. In: *VIII. Internationales Symposium Wärmeaustausch und Erneuerbare Energiequellen*. Szczecin: Wydawn. Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, 2000, S. 317–326. ISBN: 978-8-387-42314-8 (siehe S. 26).
- [56] D. BORCHARDT, S. BREY, T. FINK u. a. *Wärmedurchgang am Glattrohr mit und ohne mantelseitige Baffles. Numerische Simulation mit StarCCM+*. Projektarbeit. Technische Hochschule Nürnberg, 2. Juli 2014 (siehe S. 27).
- [57] R. HERZ. *Grundlagen der Rohrleitungs- und Apparatechnik*. Essen: Vulkan-Verlag, 2002. ISBN: 3-8027-2724-X (siehe S. 28).
- [58] H. SIEGLOCH. *Technische Fluidmechanik*. 6. Auflage. Springer Verlag, 2007. ISBN: 978-3-540-44633-0 (siehe S. 28).
- [59] P. v. BÖCKH und C. SAUMWEBER. *Fluidmechanik: Einführendes Lehrbuch*. 3., bearbeitete und ergänzte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-642-33892-2 (siehe S. 28).
- [60] DIN 1319-4:1999-02 *Grundlagen der Messtechnik - Teil 4: Auswertung von Messungen; Messunsicherheit*. Deutsches Institut für Normung e.V., Februar 1999 (siehe S. 30).
- [61] M. KRYSZEK. *Berechnung der Messunsicherheit: Grundlagen und Anleitung für die praktische Anwendung*. Praxis Messwesen. Berlin: Beuth, 2012. ISBN: 978-3-410-20932-4 (siehe S. 30).
- [62] K. WEISE und W. WÖGER. *Messunsicherheit und Messdatenauswertung*. Forschertests – Messen – Prüfen. Weinheim: Wiley-VCH, 1999. ISBN: 3-527-29610-7 (siehe S. 30).
- [63] B. S. PETUKHOV. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In: *Advances in Heat Transfer*. Hrsg. von JAMES P. HARTNETT AND THOMAS F. IRVINE. Bd. 6. Elsevier, 1970, S. 503–564. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70153-9 (siehe S. 31).
- [64] A. BEJAN und A. D. KRAUS. *Heat Transfer Handbook*. New York: J. Wiley, 2003. ISBN: 978-0-471-39015-2 (siehe S. 31).
- [65] P. KONAKOV. A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes. In: *Berichte der Akademie der Wissenschaften der UdSSR* 1946, L1(7), S. 503–506 (siehe S. 31).
- [66] H. HAUSEN. Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier und erzwungener Strömung. In: *Allg. Wärmetechnik* 1959, 9(4-5), S. 75–79 (siehe S. 31).

-
- [67] J. TABOREK. Design method for tube-side laminar and transition flow regime with effects of natural convection. In: *Heat Transfer 1990: Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference*. 1990. ISBN: 0-89116-909-1 (siehe S. 31, 32).
- [68] V. GNIELINSKI. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 1995, 61(9), S. 240–248. ISSN: 0015-7899. DOI: 10.1007/BF02607964 (siehe S. 32, 33).
- [69] J. P. ABRAHAM, E. M. SPARROW und W. J. MINKOWYCZ. Internal-flow Nusselt numbers for the low-Reynolds-number end of the laminar-to-turbulent transition regime. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2011, 54(1–3), S. 584–588. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.09.012 (siehe S. 33).
- [70] V. GNIELINSKI. On heat transfer in tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2013, 63, S. 134–140. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.015 (siehe S. 33).
- [71] A. HARLESS, E. FRANZ und M. BREUER. Heat transfer and friction characteristic of fully developed gas flow in cross-corrugated tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016. Artikel angenommen (siehe S. 35).
- [72] WINTERTON, R. H. S. Where did the Dittus and Boelter equation come from? In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1998, 41(4–5), S. 809–810. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00177-4 (siehe S. 36).
- [73] K. SIEBERTZ, D. van BEBBER und T. HOCHKIRCHEN. *Statistische Versuchsplanung*. Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag, 2010. ISBN: 978-3-642-05492-1. DOI: 10.1007/978-3-642-05493-8 (siehe S. 37, 59).
- [74] *Origin and OriginPro - Data Analysis and Graphing Software*. OriginLab Corporation. URL: <http://originlab.com/> (zuletzt geprüft am 15.03.2016) (siehe S. 37, 38).
- [75] H. P. GAVIN. *The Levenberg-Marquardt method for nonlinear least squares curve-fitting problems*. Duke University, 9.03.2016. URL: <http://people.duke.edu/~hpgavin/ce281/lm.pdf> (zuletzt geprüft am 15.03.2016) (siehe S. 38).
- [76] K. MADSEN, H. B. NIELSEN und O. TINGLEFF. *Methods for non-linear least squares problems*. Technical University of Denmark, April 2004. URL: http://www2.imm.dtu.dk/pubdb/views/edoc_download.php/3215/pdf/imm3215.pdf (zuletzt geprüft am 15.03.2016) (siehe S. 38).
- [77] S. PETHKOOL, S. EIAMSA-ARD, S. KWANKAOMENG und P. PROMVONGE. Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2011, 38(3), S. 340–347. ISSN: 0735-1933. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.11.014 (siehe S. 45).

-
- [78] S. GUNES, V. OZCEYHAN und O. BUYUKALACA. The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall. In: *Applied Thermal Engineering* 2010, 30(13), S. 1719–1725. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.001 (siehe S. 45).
- [79] P. NAPHON, M. NUCHJAPO und J. KURUJAREON. Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib. In: *Energy Conversion and Management* 2006, 47(18–19), S. 3031–3044. ISSN: 0196-8904. DOI: 10.1016/j.enconman.2006.03.023 (siehe S. 45).
- [80] A. A. R. DARZI, M. FARHADI, K. SEDIGHI, R. SHAFAGHAT und K. ZABIHI. Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO₂/water nanofluid within helically corrugated tubes. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2012, 39(9), S. 1425–1434. ISSN: 0735-1933. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.027 (siehe S. 45).
- [81] H. BENKER. *Mathematische Optimierung mit Computeralgebrasystemen: Einführung für Ingenieure, Naturwissenschaftler und Wirtschaftswissenschaftler unter Anwendung von MATHEMATICA, MAPLE, MATHCAD, MATLAB und EXCEL*. Berlin Heidelberg: Springer, 2003. ISBN: 978-3-642-62902-0 (siehe S. 59).
- [82] J. MEHNEN. Mehrkriterielle Optimierverfahren für produktionstechnische Prozesse. Habil. Universität Dortmund, 2005. ISBN: 3-8027-8760-9 (siehe S. 59).
- [83] S. S. RAO. *Engineering Optimization: Theory and Practice*. 4th edition. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2009. ISBN: 9780470183526 (siehe S. 59, 60).
- [84] C. A. COELLO COELLO, G. B. LAMONT und D. A. VAN VELDHUISEN. *Evolutionary Algorithms for Solving Multi-Objective Problems*. 2nd ed. Genetic and Evolutionary Computation Series. New York: Springer, 2007. ISBN: 978-0-387-33254-3 (siehe S. 59, 60, 62).
- [85] M. PAPAGEORGIOU, M. LEIBOLD und M. BUSS. *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. 4., korr. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer, 2015. ISBN: 978-3-662-46936-1 (siehe S. 60).
- [86] M. KÖKSALAN, J. WALLENIS und S. ZIONTS. An early history of multiple criteria decision making. In: *Multiple Criteria Decision Analysis*. Hrsg. von S. GRECO, M. EHRGOTT und J. FIGUEIRA. International Series in Operations Research & Management Science. New York: Springer, 2016. ISBN: 978-1-4939-3093-7 (siehe S. 60).
- [87] K. DEB, A. PRATAP, S. AGARWAL und T. MEYARIVAN. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. In: *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 2002, 6(2), S. 182–197. ISSN: 1089778X. DOI: 10.1109/4235.996017 (siehe S. 61, 63, 93, 125).
- [88] K. DEB. *Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms*. 1st ed. Wiley-Interscience Series in Systems and Optimization. Chichester und New York: John Wiley & Sons, 2001. ISBN: 978-0-471-87339-6 (siehe S. 62).

-
- [89] U. WITTE, Hrsg. *Dampferzeugertechnik*. 25. Aufl. Steinmüller-Taschenbuch. Essen: Vulkan-Verlag, 1992. ISBN: 3802725107 (siehe S. 85).
- [90] Kalkulator. Clariant International AG. URL: <http://www.clariant.com/de/Business-Units/Industrial-and-Consumer-Specialties/Heat-Transfer-Fluids/Calculator> (zuletzt geprüft am 07.10.2016) (siehe S. 85).
- [91] M. TAAL, I. BULATOV, J. KLEMEŠ und P. STEHLÍK. Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. In: *Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction 2003*, 23(14), S. 1819–1835. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/S1359-4311(03)00136-4 (siehe S. 89).
- [92] Legierungszuschläge. Damstahl GmbH. URL: <http://www.damstahl.de/de-DE/Preisentwicklung/Legierungszuschlage.aspx> (zuletzt geprüft am 23.07.2015) (siehe S. 90).
- [93] Lauterbach Verfahrenstechnik. URL: <http://www.lv-soft.de/> (zuletzt geprüft am 24.08.2016) (siehe S. 91).
- [94] Heat Transfer Research, Inc. URL: <https://www.htri.net/> (zuletzt geprüft am 24.08.2016) (siehe S. 91).
- [95] W. H. PRESS, S. A. TEUKOLSKY, W. T. VETTERLING und B. P. FLANNERY. *Numerical Recipes in Fortran 77: The Art of Scientific Computing*. 2nd edition, reprinted with corr. Bd. 1. Numerical Recipes in FORTRAN. Cambridge: Cambridge Univ. Press, 2006. ISBN: 0-521-43064-X (siehe S. 92).