

Dünnschichtsysteme für die effektive  
Tieftemperaturregeneration

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Doctor rerum naturalium (Dr. rer. nat.)

vorgelegt dem Rat der Physikalisch-Astronomischen-Fakultät  
der Friedrich-Schiller-Universität Jena

von Torsten Köttig  
geb. am 13.06.1974 in Erfurt

**Gutachter**

1. Prof. Dr. rer. nat. habil. P. Seidel
2. Prof. Dr. rer. nat. habil. E. Förster
3. Prof. Dr. sc. techn. H. Quack

Tag des Rigorosums: 11.01.2008

Tag der öffentlichen Verteidigung: 24.01.2008

# Inhaltsverzeichnis

<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>1 Grundlagen</b>	<b>5</b>
1.1 Pulsationsröhrenprinzip . . . . .	5
1.2 Festkörpereigenschaften bei tiefen Temperaturen . . . . .	10
1.3 Kenngrößen wärmeübertragender Oberflächen . . . . .	14
<b>2 Schichten auf zylindrischen Geometrien</b>	<b>18</b>
2.1 Elektrolytische Bleiabscheidung . . . . .	18
2.2 Experimentelle Porositätsbestimmung . . . . .	20
<b>3 Charakterisierung regenerativer Wärmespeicher</b>	<b>22</b>
3.1 Strömungsdynamik poröser Speichermedien . . . . .	22
3.2 Wärmeübertragung an porösen Speichermaterialien . . . . .	32
3.2.1 Zur Theorie der Wärmespeicherung in Regeneratoren . . . . .	32
3.2.2 Numerische Simulation des regenerativen Wärmeübertragungs- prozesses . . . . .	37
3.2.3 Experimentelle Anforderungen des „ <i>single-blow</i> “ Verfahrens . . . . .	39
3.2.4 Bestimmung der Wärmeübertragungscharakteristik ausgewähl- ter Speichergeometrien . . . . .	40
<b>4 Interner thermischer Kontakt koaxialer Pulsationsröhrenkühler</b>	<b>45</b>
4.1 Experimentelle Anordnung . . . . .	47

4.2	Lokalisierter Wärmeeintrag an Pulsationsröhre oder Regenerator . . .	48
4.3	Variation des internen thermischen Kontakts zwischen Pulsations- röhre und Regenerator . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Leistungscharakteristik bleibeschichteter Siebgeweberegeneratoren</b>	<b>61</b>
5.1	Experimenteller Aufbau des einstufigen, coaxialen Pulsationsröhren- kühlers . . . . .	62
5.2	Numerische Simulation-Variation der Porosität . . . . .	64
5.3	Leistungscharakteristik des einstufigen Pulsationsröhrenkühlers . . . .	65
<b>6</b>	<b>Zweistufiger Pulsationsröhrenkühler in coaxialer Bauform</b>	<b>69</b>
6.1	Koaxiales Design – Funktionsprinzip . . . . .	70
6.2	Eingesetzte Messtechnik . . . . .	73
6.3	Variation der Regeneratormatrix der ersten Stufe . . . . .	74
6.4	Leistungscharakteristik des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers . . .	77
6.5	Optimierung des zweistufig coaxialen Aufbaus . . . . .	82
6.5.1	Phasenbeziehung beider Stufen . . . . .	82
6.5.2	Untersuchung des Strömungsprofils an Komponentenübergängen	85
6.6	Optimierte Leistungscharakteristik . . . . .	87
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>90</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>92</b>

# Einleitung

Die Erzeugung tiefer Temperaturen ist in vielen naturwissenschaftlichen Bereichen für aktuelle Forschungsaufgaben und speziell in der Tieftemperaturphysik unumgänglich [1, 2]. Thermodynamische Kreisprozesse ermöglichen es, ohne die Nutzung verflüssigter Gase, tiefe Temperaturen auch außerhalb üblicher Laborumgebungen zu erreichen. Unter den vielfältigen Ausführungen von Kleinkälteanlagen bieten Pulsationsröhrenkühler den Vorteil der Abwesenheit bewegter Teile im Kaltraum des Kühlers. Das ist die wesentliche Voraussetzung für eine hohe Lebensdauer und die geringen mechanischen wie elektromagnetischen Eigenstörsignale. Besonders geringe Störsignale werden hierbei von Pulsationsröhrenkühlern erreicht, deren Kaltfinger in koaxialer Geometrie aufgebaut sind.

Kleinkältemaschinen sind durch die unvollständige Wärmespeicherung in der regenerativ genutzten Festkörperstruktur hinsichtlich der erreichbaren Tiefsttemperatur und Leistungscharakteristik limitiert. Hierbei wurden koaxiale Anordnungen von Pulsationsröhre und Regeneratormatrix bisher als schädlich angesehen, vgl. [3].

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, neuentwickelte Schichtsysteme als wärmespeichernde Festkörpermatrix thermodynamisch zu charakterisieren und deren Eignung zur Tieftemperatur-Regeneration nachzuweisen. Die aus der experimentellen Untersuchung gewonnenen thermodynamischen wie strömungsdynamischen Parameter der Festkörpermatrix ermöglichen die Steigerung der Leistungsfähigkeit von Pulsationsröhrenkühlern. Erstmals werden dafür neuentwickelte Schichtsysteme systematisch zu inhomogen aufgebauten Regeneratorstrukturen kombiniert und in einem einstufigen Pulsationsröhrenkühler koaxialer Geometrie getestet.

Mit dem erstmalig entwickelten zweistufigen Pulsationsröhrenkühler in vollständig koaxialer Bauform wird die Leistungsfähigkeit bleibeschichteter Siebgewebestrukturen im Temperaturbereich unterhalb von 10 K demonstriert und die zweistufig koaxiale Geometrie international etabliert.

Derartige Pulsationsröhrenkühler finden auf Grund der Störrarmut und des sehr kompakten Aufbaus als Kryovakuumpumpen, zur Kühlung supraleitender Elektronik und im Bereich der Sensorenkühlung im fernen Infrarot Anwendung. Das vollständig koaxiale Design des Pulsationsröhrenkühlers garantiert die vibrationsarme Kühlung von Komponenten zukünftiger Gravitationswellen-Detektoren [4, 5] ebenso wie die Vorkühlung sehr kompakter  $^3\text{He}/^4\text{He}$ -Mischungskühlerstufen, mit denen Endtemperaturen unter 10 mK erreichbar sind [6].

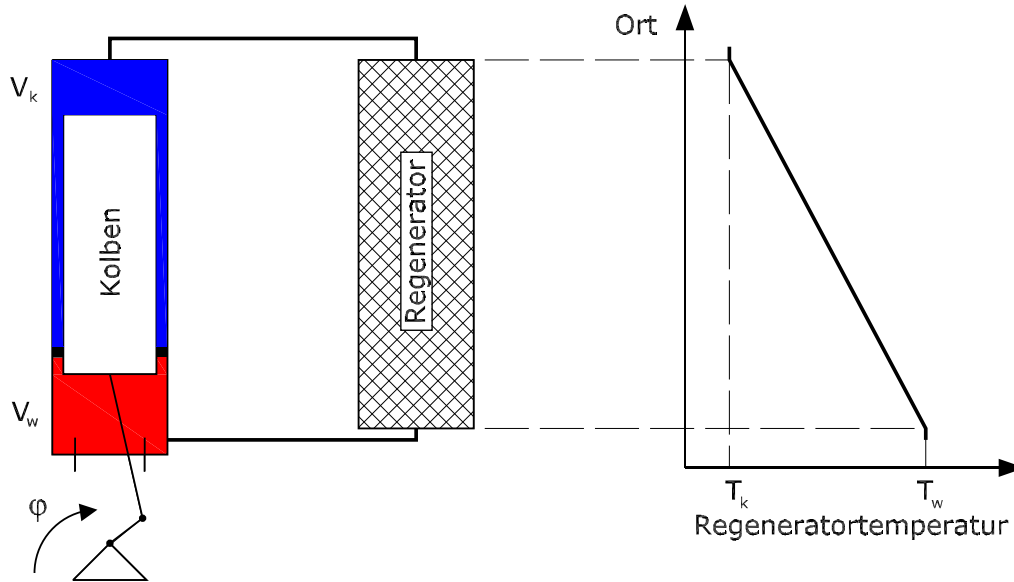
Nachdem in **Kapitel 1** die Anforderungen an fluiddurchströmte Festkörperspeicher zur Tieftemperatur-Regeneration festgelegt werden, folgt in **Kapitel 2** die Vorstellung der neuentwickelten Siebgewebe mit galvanischer Bleibeschichtung. **Kapitel 3** behandelt die thermodynamische Charakterisierung bleibeschichteter Siebgewebe im Vergleich zu Standard-Regeneratorgeometrien und -materialien. In **Kapitel 4** wird der in koaxial aufgebauten Pulsationsröhrenkühlern auftretende interne thermische Kontakt experimentell untersucht und dessen thermodynamischer Einfluss auf die Leistungscharakteristik bestimmt. Auf den erzielten Resultaten aufbauend, erfolgt der integrale Test bleibeschichteter Siebgewebe in einem einstufigen, koaxialen Pulsationsröhrenkühler, **Kapitel 5**. Mit der erstmals realisierten Entwicklung eines zweistufigen, koaxialen Pulsationsröhrenkühlers konnten die physikalischen Eigenschaften zur Tieftemperatur-Regeneration bleibeschichteter Siebgewebe bis zu Temperaturen unterhalb von 6 K experimentell nachgewiesen werden. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse für derartige Regeneratorgeometrien und das experimentell erfolgreich umgesetzte Konzept eines zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers in vollständig koaxialem Design des Kaltfingers sind in **Kapitel 6** dargestellt.

# 1 Grundlagen

Der Aufbau eines typischen Pulsationsröhrenkühlers besteht aus der Pulsationsröhre, der Regeneratormatrix und einem Wärmeübertrager am Kaltkopf. Alle Komponenten stehen dabei in direktem Kontakt mit dem Arbeitsmedium Helium, das zu periodischen Druckoszillationen angeregt wird. Dabei ist das Zusammenspiel von strömungsdynamischen Kenngrößen mit thermodynamischen Einflussgrößen, unter ihnen die Temperaturleitfähigkeit, die Wärmekapazität und der Wärmeübergang, von entscheidender Bedeutung. Der einsatzbedingte Temperaturbereich, in dem sich diese physikalischen Eigenschaften in starkem Maße ändern, erstreckt sich von 400 K bis unterhalb von 6 K [7, 8].

## 1.1 Pulsationsröhrenprinzip

Der Begriff der Kälteerzeugung wird durch die Abführung einer bestimmten Wärmemenge aus einem begrenzten Gebiet und die damit verbundene Aufrechterhaltung einer Temperatur unterhalb des Umgebungstemperaturniveaus definiert. Dieser begrifflichen Einordnung folgend, wird in einem Pulsationsröhrenkühler die kontinuierliche Aufrechterhaltung der Temperaturdifferenz zwischen Kaltkopf und Umgebung durch einen thermodynamischen Kreisprozess innerhalb des Kaltfingers realisiert. Den prinzipiellen Aufbau bestehend aus den beiden Hauptkomponenten, der wärmespeichernden Matrix (Regenerator) und einer Pulsationsröhre mit idealisiertem Verdrängerkolben, zeigt Abb. 1.1. Im rechten Teil der Abb. 1.1 ist der Temperaturverlauf innerhalb der Regeneratormatrix für den eingeschwungenen Betriebsfall



**Abb. 1.1:** Prinzip des kälteerzeugenden Kreisprozesses nach dem Stirling-Verfahren, nach [9]. Im rechten Teil ist die idealisierte Temperaturverteilung innerhalb der Regeneratormatrix für den eingeschwungenen Betriebsfall mit  $T_k$ -Kaltraumtemperatur,  $T_w$ -Warmraumtemperatur dargestellt.

dargestellt. Die periodische Auf- und Abbewegung des Verdrängerkolbens (Drehwinkel  $\varphi$ ) verändert die Volumina des Kaltraums  $V_k$  und des Warmraums  $V_w$ ,

$$V_k = V_0 (1 + \cos\varphi)/2 \quad \text{und} \quad V_w = V_0 (1 - \cos\varphi)/2, \quad (1.1)$$

mit dem Gesamtvolumen  $V_0 = V_k + V_w$ . Die dabei auftretende Fluidströmung durch die Regeneratormatrix führt zu einer Wärmeübertragung und einer zeitlich begrenzten Wärmespeicherung im Festkörper. In dem dargestellten isochoren System ändert sich auf Grund der Temperaturänderung des Gases dabei der Druck  $p$  periodisch um einen mittleren Druck  $p_{\text{mittel}}$  im gesamten System [10]. Der Faktor  $e = e(T_k, T_w)$  berechnet sich aus der allgemeinen Gasgleichung, vgl. Gl. (1.12),

$$p = p_{\text{mittel}} \cdot (1 - e \cdot \cos \varphi) \quad . \quad (1.2)$$



Bewegt sich der Verdrängerkolben beispielsweise in Richtung Warmraumvolumen, wird Gas hoher Temperatur aus dem Warmraumvolumen durch die Regeneratormatrix in das Kaltraumvolumen überführt. Dabei gibt das Gas eine bestimmte Wärmemenge an den Festkörperspeicher ab. Der Gesamtdruck im isochoren System fällt nach Gl. (1.2). Die nachfolgende Aufwärtsbewegung des Verdrängerkolbens bewirkt die Umkehrung des zuvor beschriebenen Prozesses. Die Bereitstellung einer Kälteleistung  $\dot{Q}_k$  erfolgt am Kaltraumvolumen mit der Arbeitsfrequenz  $f$  entsprechend:

$$\dot{Q}_k = f \cdot \oint p \cdot dV_k \quad . \quad (1.3)$$

Setzt man die Ausdrücke aus Gl. (1.1) und (1.2) ein, so erhält man auf Grund der gegenphasigen Änderung von  $p$  und  $V_k$  keine Kälteleistung,  $\dot{Q}_k = 0 \text{ W}$ . Um eine endliche Kälteleistung zu erzielen, ist es nötig, eine zusätzliche Phasenschiebung zwischen Druck und Kaltraumvolumen aufzubauen. Die Realisierung dieser zusätzlichen Phasenschiebung, erfolgt bei den verschiedenen regenerativen Kältekreisprozessen unterschiedlich [11, 12, 13]. Beim Stirling-Prozess ist am warmen Ende der Regeneratormatrix ein Kolben angeordnet, der eine zum Verdrängerkolben phasenverschobene Druckwelle aufprägt. Beim sog. Gifford-McMahon-Prinzip wird dieser Hauptkolben durch eine kontinuierlich arbeitende Verdichterbox mit nachgeschalteter Ventilsteuereinheit ersetzt. Das Pulsationsröhrenprinzip gründet sich auf das weiterführende Ersetzen des Verdrängerkolbens durch einen adiabatischen Gaskolben, so dass im Kaltfinger keinerlei mechanisch bewegte Teile auftreten. Grundlegend unterscheidet man bei diesen Pulsationsröhrenkühlern zwei Arten der Erzeugung einer effektiven Phasenschiebung. Zum Einen die passive Phasenschiebung mittels hydraulischem Äquivalent zum RC-Glied der Elektronik, realisiert durch ein Drosselventil mit nachgeschaltetem Puffervolumen am warmen Ende der Pulsationsröhre. Zum Anderen, die aktive Phasenschiebung, verwirklicht durch einen hydraulischen Netto-Enthalpiestrom über Nebenventile, ebenfalls am warmen Ende der Pulsationsröhre. Weiterführende Erläuterungen finden sich in [10, 14, 15].

Alle in dieser Arbeit vorgestellten Pulsationsröhrenkühler nutzen das Prinzip der aktiven Phasenschiebung [16]. Dabei wird kein zusätzliches Puffervolumen benötigt. Detaillierte Aufstellungen verschiedener Typen von Pulsationsröhrenkühlern finden sich in [17, 18]. Nutzt man die Vorteile des coaxialen Aufbaus des Kaltfingers, wie Kompaktheit, Vibrationsarmut speziell in senkrechter Richtung zur Achse des Kaltfingers und die direkte, symmetrische Anströmung der Pulsationsröhre am Kaltkopf, steht die Regeneratormatrix in direktem thermischen Kontakt zur Pulsationsröhre. Die Einflüsse dieser zusätzlichen Wärmeströme auf höherem Temperaturniveau als am Kaltkopf sind numerisch und experimentell zu untersuchen und Vorschriften zur geometrischen Anordnung der Hauptkomponenten abzuleiten. Die theoretische Beschreibung der thermodynamischen Prozesse innerhalb des Kaltfingers erfolgt durch ein System eindimensionaler instationärer Euler-Gleichungen, der Kontinuitätsgleichung und der Energieerhaltung. Die getroffenen Annahmen und Vereinbarungen zur numerischen Behandlung sind:

- Eindimensionale Modellierung,
- Anwendung des Idealen Gasgesetzes für das Fluid Helium,
- Konstante Materialparameter innerhalb eines Strömungsquerschnitts.

Als vorgegebene Randbedingungen an den Systemgrenzen dienen die Strömungsgeschwindigkeiten an Haupt- und Nebenseite sowie die Temperaturen von strömendem Fluid und Festkörpermaterial. Die am coaxialen Pulsationsröhrenkühler auftretende thermische Kopplung über das Wandmaterial der Pulsationsröhre (glasfaserverstärkter Kunststoff) wird durch einen stationären Wärmestrom berücksichtigt. Die Ausbreitung der anregenden Temperaturschwingung im Festkörper wird mit der Temperatur  $T$ , der Zeit  $t$ , der Temperaturleitfähigkeit  $a$  und dem Ort  $x$  durch die lineare, quellenfreie Wärmeleitungsgleichung beschrieben, [19, 20],

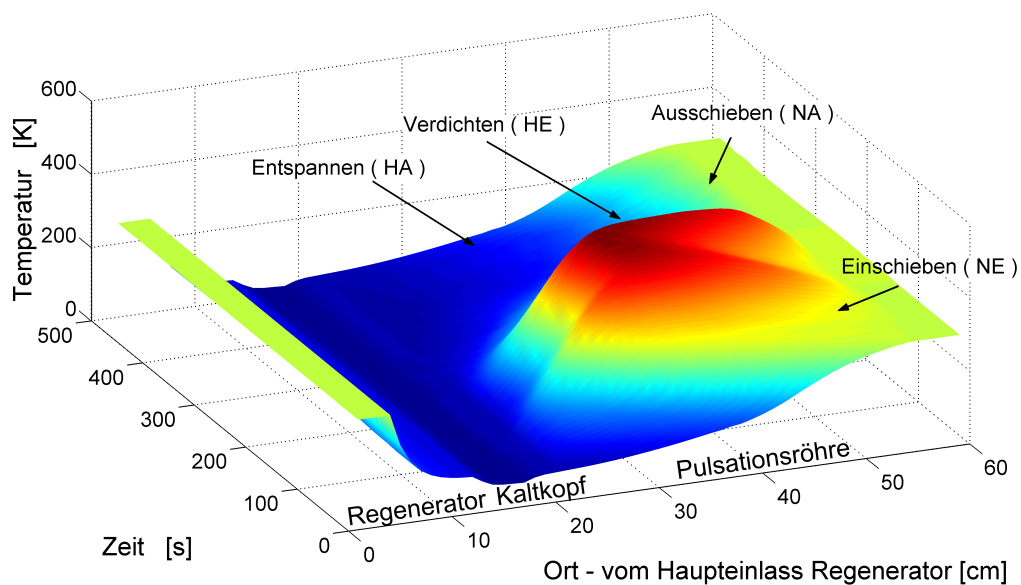
$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad . \quad (1.4)$$

Eine Lösung dieser Differentialgleichung lässt sich folgendermaßen darstellen:

$$T = T_{max} \cdot \exp \left\{ -\sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cdot x \right\} \cdot \cos \left\{ \omega \left( t - \frac{x}{\sqrt{2a\omega}} \right) \right\} . \quad (1.5)$$

Hierin beschreibt der Faktor  $\exp \left\{ -\sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cdot x \right\}$  den Dämpfungsterm der maximalen Temperaturschwingung an der Oberfläche  $T_{max}$  und  $\sqrt{2a\omega}$  die Phasengeschwindigkeit der Temperaturwelle. Die Dämpfung der Temperaturwelle im Material (Wandstärke  $x=1$  mm) bei typischen Arbeitsfrequenzen um  $f=3$  Hz und der Temperaturleitfähigkeit von faserverstärktem Kunststoff mit  $a \approx 3,5 \cdot 10^{-7}$  m<sup>2</sup>/s bei einer mittleren Temperatur von  $T=80$  K rechtfertigt den Ansatz einer stationären Wärmeleitung im Wandmaterial der Pulsationsröhre:

$$\frac{T}{T_{max}} = \exp \left\{ -\sqrt{\frac{\pi \cdot f}{a}} \cdot x \right\} = 5,5 \cdot 10^{-3} . \quad (1.6)$$

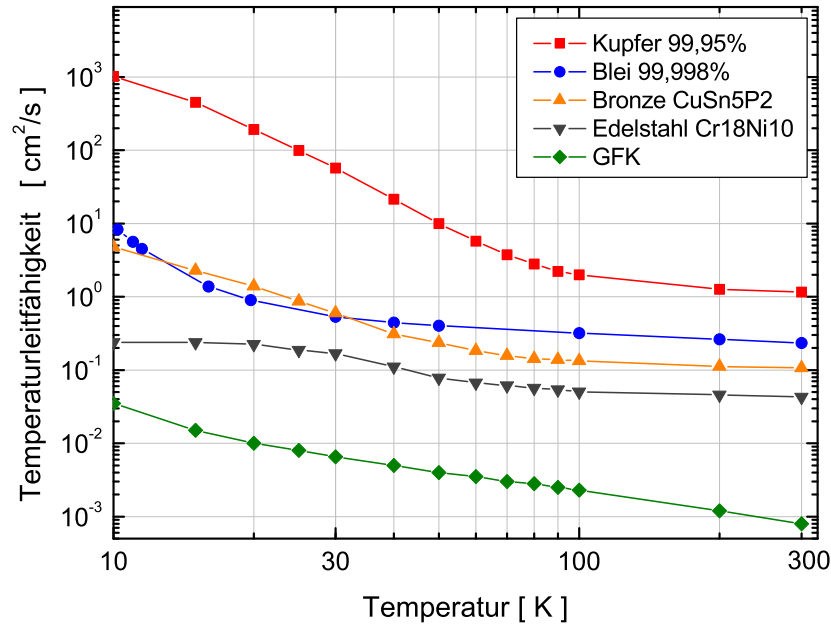


**Abb. 1.2:** Numerische Simulation der Temperaturverteilung im Kaltfinger des einstufigen koaxialen Pulsationsröhrenkühlers für eine am Kaltkopf eingetragene Heizleistung von 100 W. Anordnung des Kaltfingers entsprechend den Abbildungen 4.1 und 4.2. (Haupteinlass-HE, Hauptausslass-HA, Neibeneinlass-NE und Nebenauslass-NA).

Mit den dargelegten Ansätzen ist es möglich, die zeitliche und räumliche Verteilung von Druck, Geschwindigkeit und Temperatur in einem Pulsationsröhrenkühler zu simulieren [21]. Abbildung 1.2 zeigt die berechnete Temperaturverteilung über einen Zyklus im Kaltfinger eines einstufigen Pulsationsröhrenkühlers. Die räumliche Anordnung startet am warmen Ende des Regenerators, gefolgt vom Wärmeübertrager im Kaltkopf und schließt mit der Pulsationsröhre ab. Die niedrigsten Temperaturen treten im Bereich des Kaltkopfes bei 350 ms auf. Durch die an den Aufbau eines koaxialen Pulsationsröhrenkühlers angepasste numerischen Simulation ist es möglich, die thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre rechnerisch zu variieren und deren Einfluss zu untersuchen [22]. Ebenso ist das Studium, experimentell nur schwer zugänglicher Parameter wie beispielsweise der Einfluss der Porosität der thermischen Speichermatrix möglich, siehe Kap. 5.

## 1.2 Festkörpereigenschaften bei tiefen Temperaturen

Kaltkopftemperaturen unterhalb 30 K erfordern Regeneratoren sehr hoher Wirkungsgrade. Im Detail sind große Werte für die Wärmekapazität ebenso notwendig, wie ein bestmöglicher thermischer Kontakt zwischen Gasstrom und Matrixmaterial, charakterisiert durch den Wärmeübergang, die wärmeübertragende Oberfläche der Regeneratormatrix sowie die Wärmeleitfähigkeiten des Gases und des Festkörpermateriale. Die Temperaturleitfähigkeit des Festkörpers ist die bestimmende Größe bezüglich des Eindringens der Temperaturwelle in das Speichermaterial, siehe Abb. 1.3. Die anregende Temperaturschwingung setzt sich aus dem isentropen Verdichtungs- und Entspannungsvorgang, überlagert vom örtlich und zeitlich variierenden Fluidstrom des Heliumgases durch die Regeneratormatrix zusammen. Die innere Geometrie der Speichermatrix muss so gewählt werden, dass das gesamte Festkörpermateriale am Speichervorgang beteiligt ist. Dies führt zu typischen Strukturgrößen im Bereich

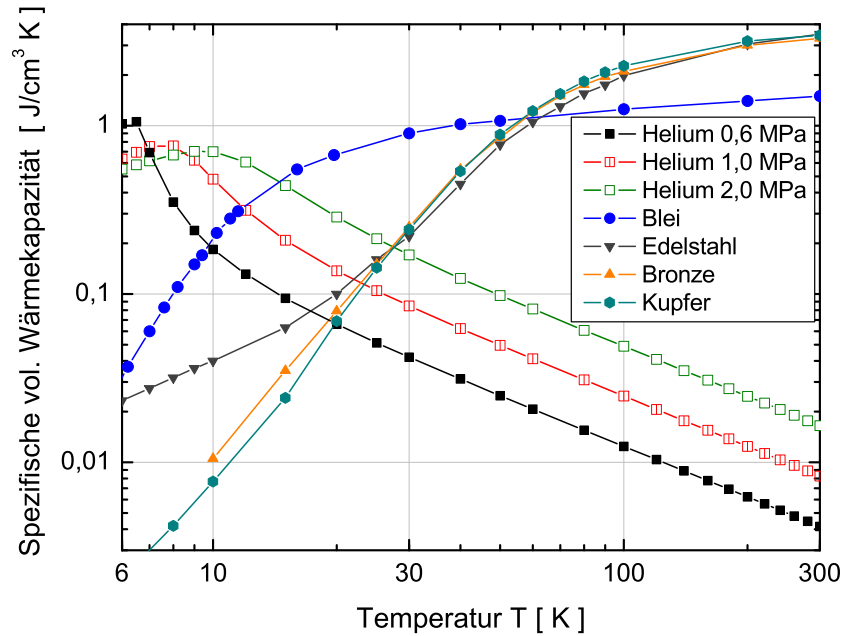


**Abb. 1.3:** Vergleich der Temperaturleitfähigkeit unterschiedlicher Festkörpermaterien, nach [10, 23, 24, 25].

von  $35 \mu m$  bis  $250 \mu m$  [26]. Etablierte Geometrien bestehen aus Drahtsiebgewebe (Bronze oder Edelstahl) oder Kugelschüttungen aus Blei. Die Materialauswahl richtet sich entscheidend nach der volumetrischen Wärmekapazität, da begrenzte Volumina zur Verfügung stehen. Abbildung 1.4 zeigt einen Vergleich der Wärmekapazitäten von Standardspeichermaterialien und dem Arbeitsmedium Heliumgas. Das temperaturabhängige Verhalten der Wärmekapazität von Festkörpern lässt sich durch die Debye'sche Theorie beschreiben. Normiert man die Temperatur  $T$  auf die stoffspezifische Debyetemperatur  $\Theta_D$ ,

$$\tau = T/\Theta_D \quad , \quad (1.7)$$

wird die Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität im Bereich  $\tau = 0,001 - 0,1$  mit  $C \propto \tau^3$  beschrieben. Durch den Einsatz von Blei kann die Wärmekapazität im



**Abb. 1.4:** Temperaturabhängigkeit der volumetrischen Wärmekapazität unterschiedlicher Festkörpermaterialien im Vergleich zu Helium bei verschiedenen Gasdrücken, nach [23, 24, 25].

Temperaturbereich unterhalb von 60 K gegenüber Edelstahl oder Bronze entscheidend gesteigert werden. Abweichungen ergeben sich bei noch tieferen Temperaturen für leitfähige Stoffe (elektronischer Anteil der Wärmekapazität) oder bei Kunststoffen und Legierungen [27]. Ein qualitativ anderes Verhalten zeigt unter Druck stehendes Heliumgas. Die Wärmekapazität steigt zu tiefen Temperaturen hin an, durchläuft im Bereich um 10 K ein Maximum, um erst bei tieferen Temperaturen ebenfalls zu sinken. Für das Erzielen einer effektiven Regeneration bei tiefen Temperaturen, muss das Verhältnis der Wärmekapazität des Festkörpers groß gegen den Wärmekapazitätsstrom des Fluids sein, da dieses Verhältnis (neben anderen Verlustmechanismen [15]) den kälteerzeugenden Prozess zu tiefen Temperaturen hin limitiert [28, 29]. Regeneratoren sollen bei möglichst niedrigen Reibungsdruckverlusten eine möglichst große Wärmemenge aus dem Gas im Festkörper zwischenspeichern.

Hieraus leiten sich die Hauptanforderungen an fluiddurchströmte, poröse Speichermedien ab. In [30] sind diese Anforderungen gegenübergestellt:

- maximale Wärmekapazität  $\Leftrightarrow$  großvolumiger Festkörperspeicher,
- minimale Reibungsverluste  $\Leftrightarrow$  kurze, hoch poröse Speichermatrix,
- minimales Totvolumen  $\Leftrightarrow$  kleine, dichte Speichermatrix,
- maximaler Wärmeübergang  $\Leftrightarrow$  fein strukturierter Festkörperspeicher,
- keine Quelle von Verunreinigungen  $\Leftrightarrow$  Speichermatrix ohne Ermüdungserscheinungen bzw. Ablösungen.

Die sich gegenseitig ausschließenden Anforderungen an Regeneratorstrukturen machen eine Optimierung erforderlich. Neu entwickelte Regeneratormaterialien sind Gegenstand der aktuellen Forschung. Dabei wird auf alternative Geometrien wie gewickelte/geätzte Folienregeneratoren, mikrostrukturierte Lochplatten, gewickelte Profildraht-Regeneratoren etc. zurückgegriffen. Einen Überblick gibt Rühlich [31]. Diese Geometrien erlauben, neben Kugelschüttungen, den Einsatz von speziellen Materialkombinationen für den Einsatz im Temperaturbereich unterhalb 15 K [32, 33]. Seltenerd-Metall-Legierungen besitzen in einem engen Temperaturbereich Maxima in der Wärmekapazität auf Grund magnetischer Phasenübergänge. Deshalb müssen diese Materialien räumlich kombiniert werden, um eine hohe Wärmekapazität über einen bestimmten Temperaturbereich zu gewährleisten. Bisherige Untersuchungen zeigen jedoch, dass die neuartigen Geometrien, bedingt durch zusätzliche Verlustmechanismen, geringe bis keine Verbesserungen im Vergleich zu Siebgewebe oder Kugelschüttungen ermöglichen [31]. Eine alternative Methode einer effektiven Wärmespeicherung bietet Heliumgas selbst. Versuche, Heliumgas als Wärmespeichermedium nutzbar zu machen, scheiterten jedoch durch die mit den Aufbauten verbundenen parasitären Verlustmechanismen [34]. Für praktische Anwendungen haben sich bisher, trotz vielfältiger Forschungsaktivitäten, lediglich Drahtsiebgebe und Kugelschüttungen als effektive Speichermedien für den Einsatz in Tieftemperatur-Gaskältemaschinen erwiesen [35, 36, 37].

### 1.3 Kenngrößen wärmeübertragender Oberflächen

Um die Charakteristik poröser Speichermaterialien quantitativ bestimmen zu können, ist es notwendig, die dafür verwendeten physikalischen Kenngrößen zu definieren. Eine feststehende Speichermatrix wird von einem zeitlich und örtlich instationären Fluidmassenstrom durchdrungen und tritt dabei in thermischen Kontakt mit der Oberfläche der Matrix. Der volumetrische Anteil des Fluids  $V_{Fl}$  am Gesamtvolumen  $V$  der Speichermatrix (Festkörpervolumen  $V_{FK}$ ) wird hierbei als Porosität  $\epsilon$  bezeichnet,

$$\epsilon = \frac{V_{Fl}}{V} = 1 - \frac{V_{FK}}{V} \quad . \quad (1.8)$$

Die Strömungsdynamik innerhalb einer porösen Matrix und die auftretenden Wärmetransportmechanismen werden von den nachfolgend aufgeführten Kennwerten der Ähnlichkeitstheorie charakterisiert:

#### **Reynolds-Zahl $Re$ :**

Die Unterscheidung hinsichtlich der Ausbildung der Strömungsform in ein laminares oder turbulentes Strömungsprofil erfolgt durch die Reynolds-Zahl  $Re$ , mit der kritischen Reynolds-Zahl von  $Re_{krit} \approx 2320$ . Die Reynolds-Zahl gibt das Verhältnis aus Trägheits- und Reibungskräften innerhalb des strömenden Fluids wieder [10],

$$Re = \frac{\tilde{w} \cdot d_h \cdot \rho}{\eta} \quad . \quad (1.9)$$

Die in Gl. (1.9) enthaltenen Größen sind die noch zu definierende mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\tilde{w}$  im freien Querschnitt und der hydraulische Durchmesser  $d_h$ , die Dichte  $\rho$  und die dynamische Viskosität  $\eta$ . Da die Viskosität, die Dichte und damit auch die Strömungsgeschwindigkeit vom jeweiligen Temperaturniveau und vom Druck abhängen, verändert sich die Reynolds-Zahl innerhalb eines Tieftemperatur-Regenerators örtlich und zeitlich. Für jede Ortsschrittweite bezieht sich die mittlere Strömungsgeschwindigkeit deshalb auf eine mittlere Temperatur und einen mittleren Druck  $p = p_{ein} - \Delta p/2$ . Zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit  $\tilde{w}$  vereinbart



man gemäß [9] den mittleren freien Anströmquerschnitt  $A_{fr}$  aus dem geometrischen Matrixquerschnitt  $A_{geom}$  multipliziert mit der Porosität  $\epsilon$ ,

$$A_{fr} = A_{geom} \cdot \epsilon \quad , \quad (1.10)$$

$$\tilde{w} = \frac{\dot{V}}{A_{fr}} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{fr}} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{geom} \cdot \epsilon} \quad . \quad (1.11)$$

Der Volumenstrom  $\dot{V}$  wird über die Dichte  $\rho$  auf den Massenstrom  $\dot{m}$  bezogen, der experimentell durch eine Druckmessung in einem konstanten Volumen mit der allgemeinen Gasgleichung in der Form:

$$p \cdot V_{Res} = m \cdot \frac{R}{M} \cdot T \quad \Rightarrow \quad \dot{p} = \dot{m} \cdot \frac{R_{sp} \cdot T}{V_{Res}} \quad , \quad (1.12)$$

ermittelt wird. Darin ist  $R$  die allgemeine Gaskonstante  $R = 8,314 \text{ J/molK}$ ,  $M$  die molare Masse des Fluids und  $V_{Res}$  das Volumen des Reservoirs. Bei bekanntem, als konstant betrachtetem Volumen  $V_{Res}$  ist die Messung des Massenstroms damit auf die Messung eines zeitlich veränderlichen Drucks zurückgeführt.

In Gl. (1.9) wird der hydraulische Durchmesser (i.a. die charakteristische Länge) verwendet, um die Strömungsverhältnisse in nicht kreisförmigen durchströmten Querschnitten zu definieren [15]. Der hydraulische Durchmesser entspricht dem Verhältnis aus Fluidvolumen  $V_{Fl}$  zu benetzter Oberfläche  $S$  und definiert damit einen strömungsdynamisch äquivalenten Durchmesser:

$$\begin{aligned} d_h &= \frac{\epsilon \cdot d}{1 - \epsilon} = \frac{V_{Fl} \cdot d}{V_{FK}} \quad , \quad (1.13) \\ &= \begin{cases} 4 \cdot \frac{V_{Fl}}{S} & \text{für Drahtsiebgeometrien} \quad , \\ 6 \cdot \frac{V_{Fl}}{S} & \text{für Kugelschüttungen} \quad . \end{cases} \end{aligned}$$

Da die Oberfläche solcher Speichermatrizen nicht exakt ermittelt werden kann, wird der hydraulische Durchmesser experimentell aus dem mikroskopisch gemessenen Drahtdurchmesser und der experimentell ermittelten Porosität bestimmt.

**Nußelt-Zahl Nu:**

Der Wärmeübergang zwischen Fluidstrom und Festkörperoberfläche wird durch die Nußelt-Zahl gekennzeichnet. Sie beschreibt das Verhältnis der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  zur Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Gases, skaliert mit dem hydraulischen Durchmesser der wärmeübertragenden Geometrie,

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad . \quad (1.14)$$

**Prandtl-Zahl Pr:**

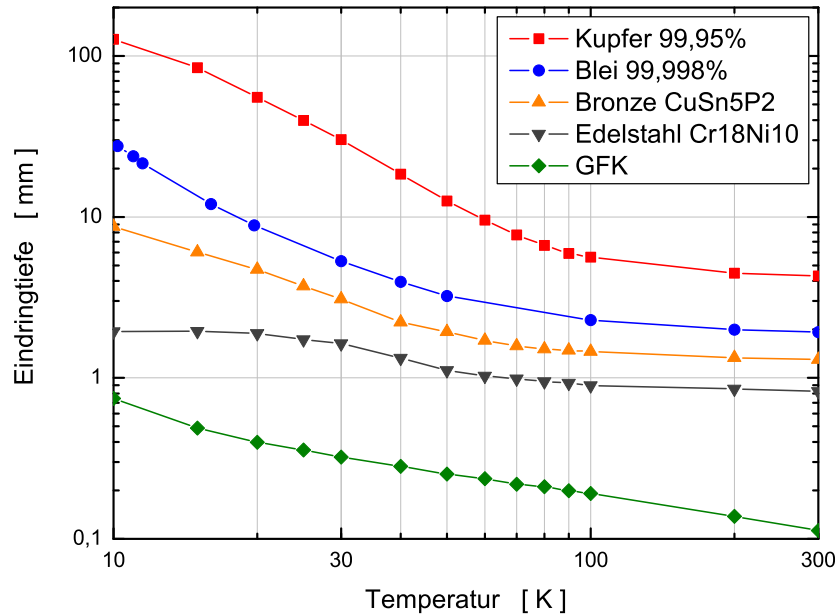
Die Prandtl-Zahl kombiniert die physikalischen Eigenschaften: dynamische Viskosität, Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit des Fluids miteinander und stellt das Verhältnis der durch Reibung erzeugten Wärme zur fortgeleiteten Wärme in der Strömung dar. Sie ist ein reiner Stoffparameter, der für Helium im betrachteten Druck- und Temperaturbereich einen Wert von  $Pr = 0,7$  annimmt,

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad . \quad (1.15)$$

Die Ähnlichkeitskennzahlen  $Re$ ,  $Nu$  und  $Pr$  beschreiben den Transport von Wärme aus dem Fluidstrom über den Wärmeübergangsprozess in den Festkörper. Voraussetzung für eine effektive Wärmespeicherung im Festkörper ist neben der hohen Wärmekapazität auch ein möglichst guter Wärmetransport von der Oberfläche in den Festkörper hinein. Den Vorgang des Eindringens einer Temperaturwelle in einen Festkörper bei periodischer äußerer Anregung beschreibt die Wärmeleitungsgleichung, vgl. Gl. (1.4). Die thermische Eindringtiefe  $L_a$  ist auf ein Abklingen der Amplitude der Temperaturwelle auf den Wert  $1/e$  definiert, [26, 38], vgl. Gl. (1.5),

$$L_a = \sqrt{\frac{a}{\pi \cdot f}} \quad . \quad (1.16)$$

Mit steigenden Frequenzen sinkt die Eindringtiefe in den Festkörper. Für eine ex-



**Abb. 1.5:** Eindringtiefe der Temperaturwelle in den Festkörper, bei periodischer äußerer Anregung mit der Frequenz  $f=2$  Hz. Glasfaserverstärkter Kunststoff (GFK), Werte der Temperaturleitfähigkeit aus [10, 23].

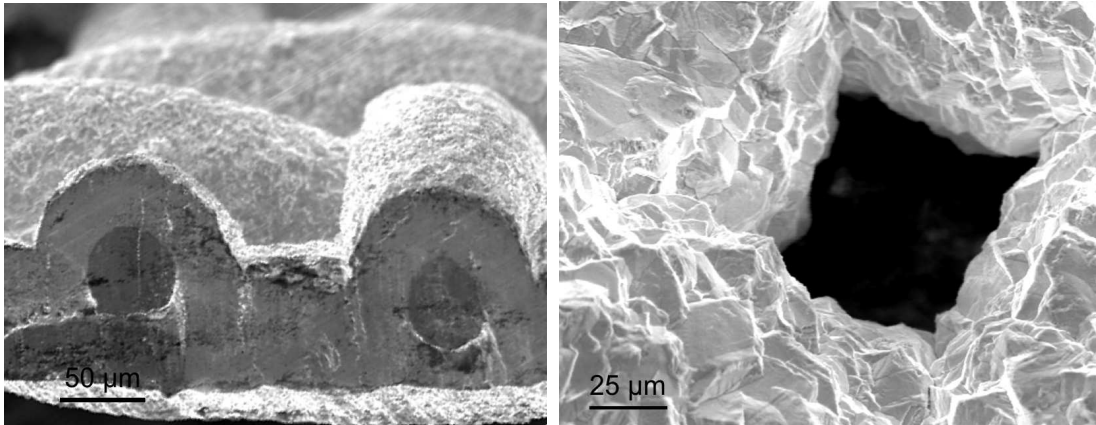
emparisch gewählte Arbeitsfrequenz von  $f=2$  Hz ist in Abb. 1.5 für verschiedene Speicher- und Konstruktionsmaterialien die Eindringtiefe dargestellt. Die Abmessungen der Speichermaterialien müssen entsprechend klein gegenüber dieser thermischen Eindringtiefe sein, damit ein möglichst großer Anteil der Festkörperstruktur am thermischen Speicherprozess beteiligt ist. Im Temperaturbereich von 300 K bis 80 K liegen diese Strukturabmessungen deshalb um  $d_D = 60 \mu\text{m}$  und bei geringeren Temperaturen bis hinab zu 4 K können größere Abmessungen bis  $d = 250 \mu\text{m}$  eingesetzt werden, bedingt durch den Anstieg der thermischen Eindringtiefe bei reinen Metallen. Im Gegensatz dazu, muss bei Edelstahl und vor allem bei Kunststoffen mit kleineren Strukturabmessungen über den ganzen Temperaturbereich hinweg gearbeitet werden. Untersuchungen bezüglich des Einsatzes von Kunststoffen im Vergleich zu Bronze- und Edelstahl-Siebgeweben finden sich in [39].

## 2 Schichten auf zylindrischen Geometrien

Ziel der Entwicklung neuartiger Speichermaterialien muss es aus den vorstehend genannten Gründen sein, die jeweiligen Vorteile in einer Speichermatrix zu kombinieren. Aufbauend auf meiner Diplomarbeit [40] und den Arbeiten von A. Waldauf [18] wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit bleibeschichtete Drahtsiebgewebe international etabliert und deren Einsatzbereiche durch Kooperationen z.B. mit Air-Liquide verifiziert [41]. Die Vorteile der Siebgewebestruktur werden dabei mit der hohen Wärmekapazität von Blei kombiniert.

### 2.1 Elektrolytische Bleiabscheidung

Da Blei auf Grund seiner geringen mechanischen Festigkeit nicht als Siebgewebe verfügbar ist, werden Bronze-Siebgewebe als Trägermaterial elektrolytisch mit Blei beschichtet [16, 42]. Beginnend mit dem Originalgewebe (Drahtdurchmesser  $d_D = 50 \mu m$ , Maschenweite  $d_{MW} = 112 \mu m$ ) sind entsprechend der galvanischen Prozessierung unterschiedliche Beschichtungsdicken, vor allem aber verschiedene Oberflächenrauigkeiten, erzielbar. Die homogene Beschichtung der einzelnen Drahtgeometrie muss durch ein spezielles Elektrolyseverfahren sicher gestellt werden, siehe Abb. 2.1 (a). Bezüglich der Oberflächenrauigkeit gilt es, ein Optimum zwischen Oberflächenmaximierung und mechanisch instabilem Nadelwachstum zu erreichen. Beispielhaft ist in Abb. 2.1 (b) eine vergrößerte Darstellung einer optimalen Oberflä-

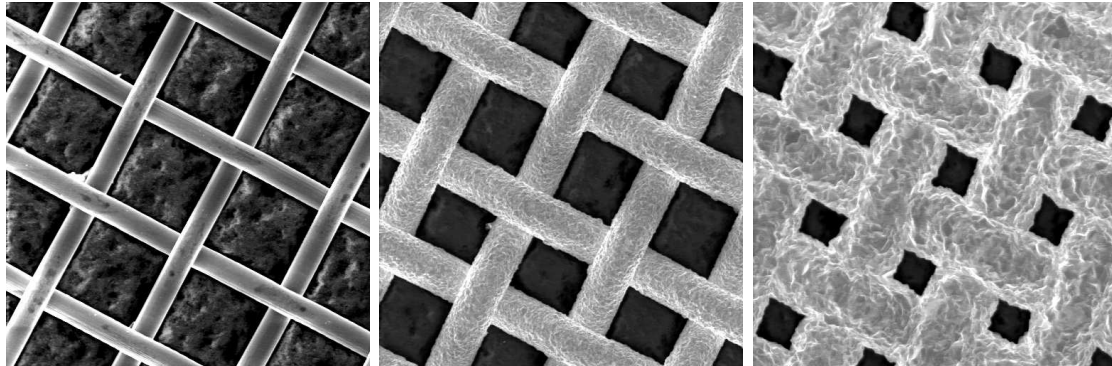


(a) Querschnitt eines Drahtgewebes, Dicke der Bleibeschriftung  $35 \mu\text{m}$ .

(b) Optimale Oberflächenausbildung bei Schichtdicken  $\geq 25 \mu\text{m}$ , mittlere Rauigkeit  $\leq 8 \mu\text{m}$ .

**Abb. 2.1:** Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen elektrolytisch mit Blei beschichteter Drahtsiebgewebe.

che ausgewählt. Die Oberflächenvergrößerung lässt sich dabei gegenüber einer äquivalenten hydraulisch glatten Oberfläche mit einem Faktor 1,7 abschätzen. Zu beachten ist dabei die laminare Grenzschichtdicke, die sich bei einer Fluidanströmung ausbildet. Für die in Pulsationsröhrenkühlern auftretenden Parameter von Heliumgas bei einem mittleren Druck von 1.6 MPa, Temperaturen von 30 K und Geschwindigkeiten des anströmenden Fluids von  $v \leq 5 \text{ m/s}$  beträgt die laminare Grenzschicht an der Oberfläche eines beschichteten Drahtes  $5 - 10 \mu\text{m}$ . Die Oberflächenrauigkeit kann durch die elektrolytische Beschichtung gezielt in diesem Parameterbereich eingestellt werden. Gegenüber Bronzedrahtsiebgewebe stellt Edelstahl-Grundgewebe in puncto Oberflächenaktivierung und seiner geringeren elektrischen Leitfähigkeit erheblich höhere Anforderungen an die elektrolytische Prozessierung, vgl. [40]. Nur eine gleichmäßige Umhüllung und mechanisch stabile Verbindung der Beschichtung mit der zylindrischen Geometrie des Einzeldrahts gewährleistet eine dauerhafte Eignung als fluiddurchströmte Speicher matrix. Durch eine Verbesserung der elektrolytischen Oberflächenaktivierung wurde es im Rahmen dieser Arbeit möglich, auf feiner strukturiertes Edelstahl-Drahtsiebgewebe als Trägermaterial zurückzugreifen. Auf



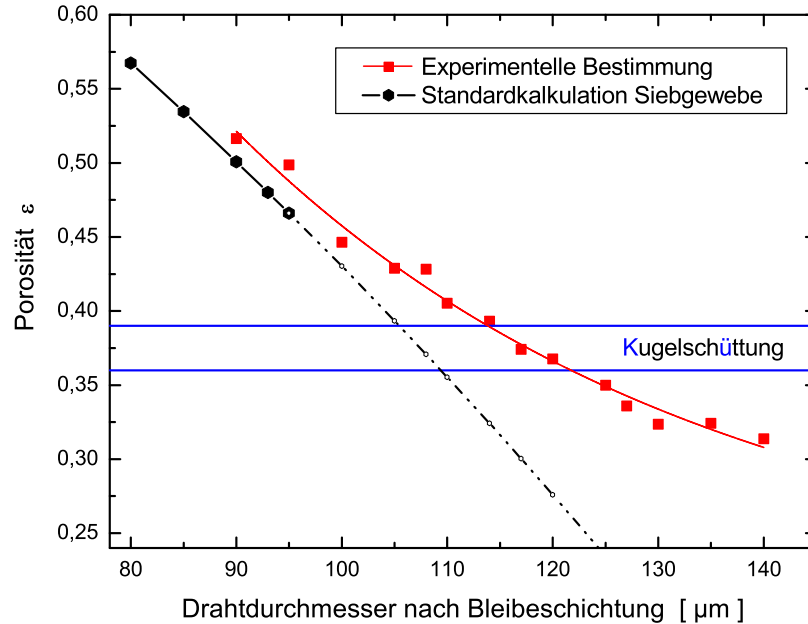
(a) Grundgewebe  $d_D = 36 \mu m$  (b) Beschichtung  $d_{Pb} = 75 \mu m$  (c) Beschichtung  $d_{Pb} = 105 \mu m$

**Abb. 2.2:** Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen verschiedener Bleibeschichtungen auf Edelstahl Grundgewebe.

Grund der gegenüber Bronze höheren mechanischen Festigkeit von Edelstahl sind hochporöse Gewebestrukturen kommerziell herstellbar, welche die erforderliche innere Strukturstabilität aufweisen [43]. Durch den Einsatz von Edelstahl-Grundgewebe erhöht sich damit das Verhältnis der Volumina und somit das Verhältnis der Wärmekapazitäten der funktionellen Schicht zur Wärmekapazität der Trägerstruktur  $C_{FS}/C_{Tr}$ . Eine Sequenz möglicher Beschichtungsdicken zeigt Abb. 2.2.

## 2.2 Experimentelle Porositätsbestimmung

Die Bestimmung der Regeneratorporosität erfolgt experimentell entsprechend Abschn. 1.3, da beschichtete Gewebe von Standard-Berechnungsformeln [44] der Porosität abweichen (Kreuzungsstellen der Drähte werden nur einfach und teilweise beschichtet). Das Verhältnis aus eingebrachtem Festkörpervolumen zum Gesamtvolumen macht die experimentelle Ermittlung der Porosität nach Gl. (1.8) mittels Wägung der Matrixmasse und Messung des Gesamtvolumens sehr genau möglich. Abbildung 2.3 zeigt die Abhängigkeit der Porosität bleibeschichteter Drahtsiebe vom experimentell bestimmten Drahtdurchmesser, im Vergleich zu Kugelschüttungen [45]. Kugelschüttungen müssen möglichst aus Kugeln gleichen Durchmessers bestehen,



**Abb. 2.3:** Abhängigkeit der Porosität eines Siebgewebestapels vom Beschichtungsdurchmesser, für einen Drahtabstand von  $161 \mu\text{m}$ . Berechnungswerte der Standardsiebgewebe nach [44], Gültigkeit der Standardkalkulation streng nur für Porositäten größer 0,47, geometrische Grenze.

sonst kommt es beim periodischen Durchströmen zu Fraktionierungseffekten. Derartige Schüttungen bilden geringe Porositäten in einem Bereich zwischen 0,37 bis 0,39 aus. Kommerziell erhältliche Siebgewebe können aus fertigungstechnischen Beschränkungen nicht mit geringeren Maschenweiten als dem jeweiligen Drahtdurchmesser hergestellt werden. Deshalb erreichen diese Gewebe minimale Porositäten von  $\epsilon \approx 0.5$ . Bleibeschichtete Siebgewebe schließen diese Lücke und ermöglichen es zusätzlich, Matrixporositäten kleiner als die von Kugelschüttungen zu generieren. Ziel dieser Arbeit ist es, die thermodynamischen und strömungsmechanischen Eigenschaften von Bleischichtsystemen zu untersuchen und damit die gezielte Optimierung einzelner Parameter poröser Speichermaterialien zur Tieftemperaturregeneration zu ermöglichen. Derartig inhomogen aufgebaute Regeneratoren bilden die Grundlage eines neu entwickelten zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers, in vollständig koaxialer Ausführung des Kaltfingers.

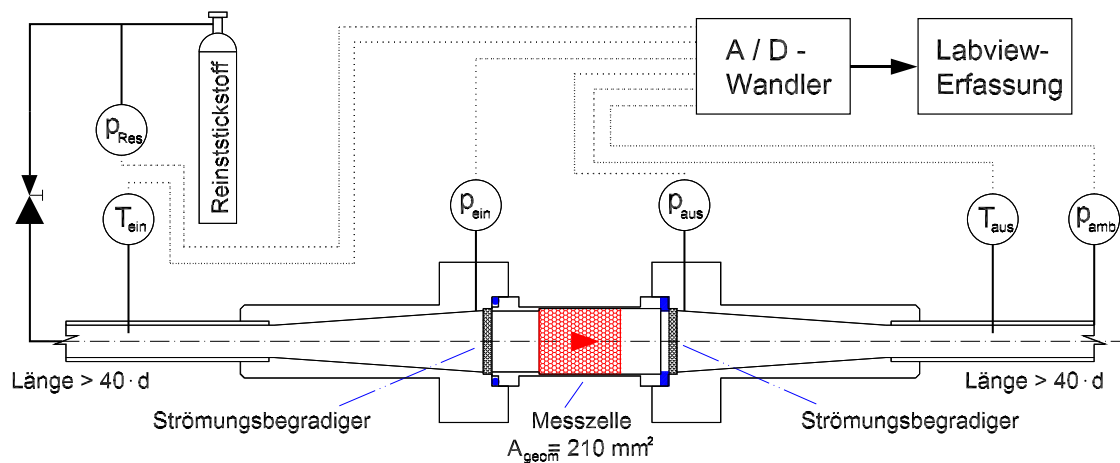
# 3 Charakterisierung regenerativer Wärmespeicher

## 3.1 Strömungsdynamik poröser Speichermedien

Durchströmt ein kompressibles Fluid einen porösen Festkörper, kommt es auf Grund von Reibungseffekten zu einem Druckverlust in dem betrachteten Volumenelement [46]. Der um den Wert  $\Delta p$  verringerte Gesamtdruck am Ausgang geht mit einer Volumenstromvergrößerung des Fluids einher. Dies führt im folgenden Matrixelement zu einer größeren Strömungsgeschwindigkeit, das wiederum einen größeren Druckabfall bewirkt. Deshalb ist es von immenser Bedeutung, die Randbedingungen, auf die sich die experimentell bestimmten Werte beziehen, exakt zu definieren. Wie bereits in Abschn. 1.3 beschrieben, werden alle strömungsdynamischen Kenngrößen auf einen mittleren Druck von  $p = p_{ein} - \Delta p/2$  und eine Temperatur von  $T = 300\text{ K}$  bezogen, vgl. [9]. Die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit und der Reynolds-Zahl erfolgt entsprechend den Gln. (1.9) und (1.11) für die hier definierten thermodynamischen Zustandsgrößen. Die Einordnung der bleibeschichteten Siebgebe in Bezug auf Standardsiebgebe und Kugelschüttungen steht im Vordergrund der experimentellen Untersuchungen des Druckverlustes von Regeneratoren. Die Vergleichbarkeit der Ergebnisse erfordert einen Versuchsaufbau, der die Probenvariation ohne Veränderung äußerer experimenteller Parameter gewährleistet. Der in Abb. 3.1 schematisch dargestellte Aufbau des Druckverlustmessstandes ermöglicht den reproduzierbaren Austausch der Messzelle. Für jede untersuchte Probengeometrie wurde



eine, nach den technologischen Vorgaben der Herstellung identische Zylinderhülse mit dem entsprechenden Matrixmaterial gefüllt. Dabei kommt es, speziell bei der Messung des Differenzdruckes, auf ein einheitliches Übermaß der Siebgewebeproben bezüglich des inneren Durchmessers der Messhülse an. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass ein Übermaß von mindestens einer Maschenweite erforderlich ist (übliche Abmessungen liegen im Bereich von  $35 \mu\text{m}$  bis  $80 \mu\text{m}$ ) [47]. Mit dabei steigender Packungsdichte (stärkeres Übermaß der Siebe) steigt ebenfalls der Druckverlust an. Zu beachten ist hierbei jedoch, dass zu große Werte des Übermaßes zu mechanischen Verformungen der einzelnen Siebe und ungleichmäßigen Packungsdichten führen. Durch systematische Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde ein optimaler Wert von  $(120 \pm 20) \mu\text{m}$  für das Übermaß von Drahtsieben im Bereich von 150 bis 200 mesh (engl. mesh entspricht der Anzahl Drähte pro inch) ermittelt. Die Siebgewebe müssen möglichst gleichmäßig über den ganzen Querschnitt



**Abb. 3.1:** Schematischer Aufbau des Druckverlust-Prüfstandes, Probenvariation erfolgt durch Austauschen der Messzelle.

angeströmt werden. Deshalb ist einer Anlaufstrecke von  $l \geq 40 \cdot d_{Rohr}$  mit  $d_{Rohr}$  als Rohrrinnendurchmesser, eine stetige Erweiterung unter einem Winkel von  $4^\circ$  nachgeschaltet, gefolgt von einem Strömungsbegradiger aus weitmaschigem Drahtgewebe. Die Messung des Fluidmassenstroms erfolgt durch die Messung der Druckänderung

im Reservoir, entsprechend Gl. (1.12). Dabei kommen ebenso wie bei der Messung des Differenzdruckes piezoresistive Drucksensoren der Firma Endevco [48] zum Einsatz, deren Signal über einen Verstärker von einer PC-Wandlerkarte eingelesen und weiter verarbeitet wird. Diese Drucksensoren weisen eine sehr gute Linearität der Kennlinie auf, müssen jedoch manuell kalibriert werden. Die Kalibrierung erfolgte an zwei sehr genau definierten Druckwerten (Grobvakuum und Umgebungsdruck), ergänzt durch einen Vergleich mit einem Präzisions-Membranmanometer im Druckbereich von  $p \geq 0,002 - 0,4 \text{ MPa}$  für die Differenzdruckmessung. Daraus lässt sich eine Messgenauigkeit von  $\Delta p = \pm 2 \text{ kPa}$  abschätzen. Der Druck im Reservoir (Volumen  $V_{Res} = 51,2 \text{ l}$ ) ist auf  $p \leq 1 \text{ MPa}$  begrenzt. Hierbei liegt die Abweichung der Druckkalibrierung bei  $\Delta p = \pm 60 \text{ kPa}$ . Mit einer ungefüllten Messhülse wurde zu Beginn jeder Messung ein Nullabgleich des Systems vorgenommen. Das gewählte quasi-stationäre Messregime erlaubt es dem Fluidstrom, einen Gleichgewichtszustand einzunehmen. Nach erfolgter Messung wurde der Differenzdruck in jedem Messzyklus stufenweise am Druckminderer geändert, der den konstanten Eingangsdruck an der Messzelle gewährleistete. Als strömendes Fluid wurde Reinststickstoff verwendet, dessen Werte der thermodynamischen Eigenschaften [25, 49] entnommen wurden. Der so ermittelte Differenzdruck  $\Delta p = p_{ein} - p_{aus}$  ist probenspezifisch. Um Werte unterschiedlicher Probengeometrien vergleichen zu können, ist deren Normierung und strömungsdynamische Darstellung notwendig. Der Differenzdruck über eine durchströmte Matrix ermittelt sich nach [10] bzw. [50] in folgender Weise:

$$\Delta p = \left\{ f \cdot \frac{L}{d_h} + \sum \zeta \right\} \cdot \frac{\rho}{2} \tilde{w}^2 \quad . \quad (3.1)$$

Darin stehen die folgenden Größen für:  $f$  - Reibungsfaktor (engl. friction faktor),  $L$  - Länge der Matrixpackung,  $d_h$  - hydraulischer Durchmesser nach Gl. (1.13),  $\sum \zeta$  - Einzeldruckverluste an Komponentenübergängen der An- und Abströmung,  $\rho$  - Dichte des Fluids und  $\tilde{w}$  - Geschwindigkeit nach Gl. (1.11). Der Faktor  $\frac{\rho}{2} \tilde{w}^2$  entspricht dem dynamischen Druck. Durch den dimensionslosen Reibungsfaktor  $f$  wird der Ver-

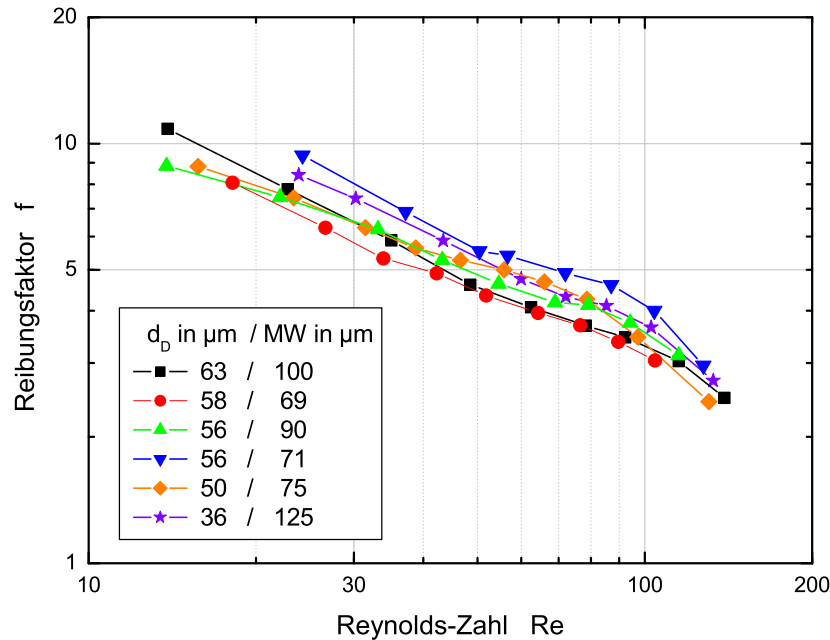
gleich verschiedener Geometrien ermöglicht. Der, um den Quotienten aus Länge und hydraulischem Durchmesser erweiterte Term ist als NPH-Wert (engl. **N**umbers of **P**ressure **H**eads) „Anzahl Staudrücke Druckverlust“ eingeführt [31]. Dieser Wert ist dimensionslos, aber probenspezifisch,

$$NPH = f \cdot \frac{L}{d_h} = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot \tilde{w}^2} \quad . \quad (3.2)$$

Für vernachlässigbare  $\zeta$ -Werte berechnet sich der Reibungsfaktor damit wie folgt:

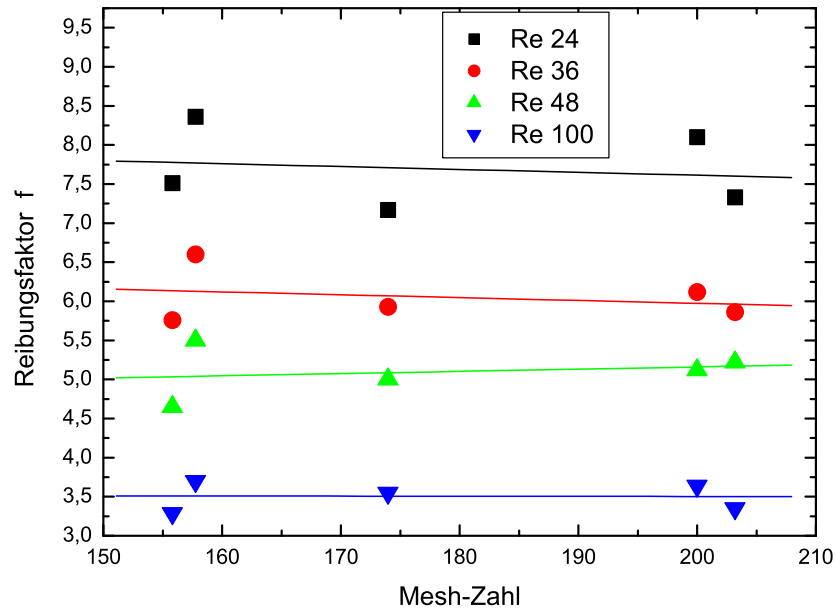
$$f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot \tilde{w}^2} \cdot \frac{L}{d_h} \quad . \quad (3.3)$$

Die größten Beiträge der Abweichungen des ermittelten Reibungsfaktors sind bei der Bestimmung des hydraulischen Durchmessers  $\Delta d_h/d_h = 0,06$  und der Ermittlung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit nach Gl. (1.11) mit  $\Delta \tilde{w}/\tilde{w} = 0,066$  zu erwarten. Damit ergibt sich entsprechend Gl. (3.3) ein relativer Fehler des Absolutwertes des Reibungsfaktors von  $\Delta f/f = 0,22$ . Die Abweichungen der vergleichenden Messungen von Siebgeweben und Kugelschüttungen liegen systematisch niedriger. Einen Vergleich verschiedener Standardsiebgewebe zeigt Abb. 3.2. Der Verlauf der Kurven mit abfallendem Reibungsfaktor für steigende Reynolds-Zahlen entspricht dem typischen Verhalten für laminare Strömungsbedingungen. Zwischen den einzelnen Siebgeweben sind geringe Verschiebungen der Kurvenverläufe zu erkennen. Trägt man den Reibungsfaktor  $f$  für ausgewählte Reynolds-Zahlen über der sog. mesh-Zahl auf, zeigt sich, dass der Reibungsfaktor nahezu unabhängig von der Anzahl der Drähte pro inch für die hier untersuchten Probengewebe ist. Dies unterstützt die Ergebnisse von Ackermann [15] nachdem die Regenerationsverluste mit steigender mesh-Zahl sinken. Konstante Reibungsfaktoren nach Abb. 3.3 bedeuten dabei, dass die durch feinere Geometrien bedingte bessere Wärmeübertragung zwischen Gasstrom und Speichermatrix zu einer Verringerung der Regeneratorverluste führt. Die Anordnung bzw. Ausrichtung der Siebgewebestrukturen untereinander wurde



**Abb. 3.2:** Reibungsfaktor verschiedener Standardsiebewebe in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl des Fluidstroms. Die Messung erfolgte bei 300 K unter Verwendung von Reinststickstoffgas. Mit  $d_D$  - Drahtdurchmesser und MW - Maschenweite.

beispielsweise von Hausen [51] untersucht und von Kays und London [9] zusammengestellt. Neue Ergebnisse der Arbeitsgruppe von H.J.M. ter Brake an der Universität Twente (NL) zeigen ebenfalls geringere Reibungsverluste für fluchtende Geometrie- anordnungen gegenüber versetzt oder verdrehten Orientierungen von Ebene zu Ebene [52]. Hierbei ist der Einfluss der Anordnung der Siebe auf das noch zu bestimmende Wärmeübergangsverhalten zu berücksichtigen. Die in dieser Arbeit ermittelten Werte beziehen sich immer auf versetzt angeordnete Siebewebe, da aus fertigungs- technischen Gründen (Stanzen der Siebewebe) zwar die Orientierung mit geringen Winkelabweichungen justierbar wäre, aber ein lateraler Versatz der Siebe nicht zu verhindern ist. Aus diesen Gründen erfolgt eine zufällige Anordnung der Siebe zu- einander ohne eine Vorzugsrichtung. Dieser für Siebgebewebestapel übliche Aufbau der Speicher matrix wird im englisch Sprachraum als sog. „*random stack*“ bezeich-



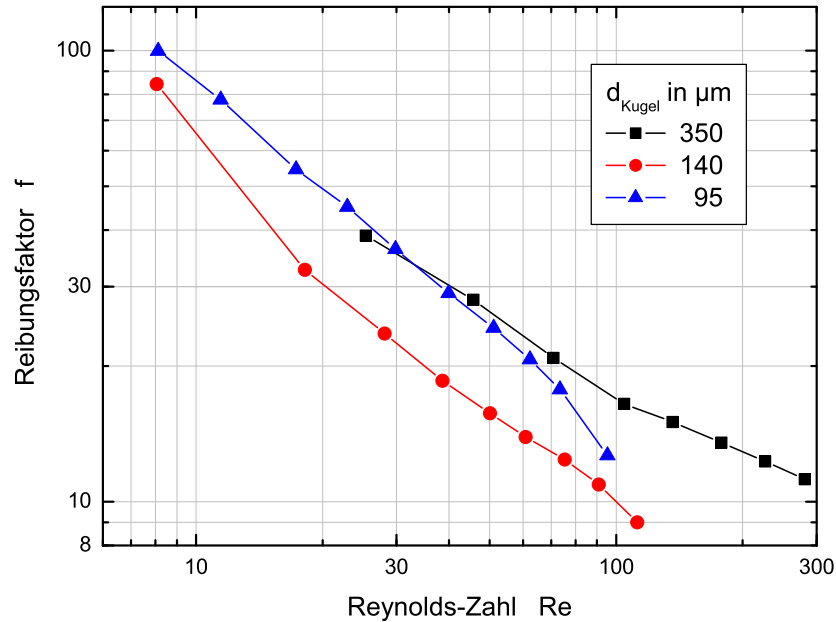
**Abb. 3.3:** Reibungsfaktor verschiedener Standardsiebgewebe in Abhängigkeit der mesh-Zahl (Anzahl der Drähte pro inch) für ausgewählte Reynolds-Zahlen aus Abb. 3.2.

net. Drei untersuchte Kugelschüttungen im Durchmesserbereich von  $95 - 350 \mu m$ , dargestellt in Abb. 3.4, weisen bei vergleichbaren Reynolds-Zahlen qualitativ gleiche Abhängigkeiten des Reibungsfaktors  $f$  in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl auf. Die jeweiligen Werte liegen oberhalb der Reibungsfaktoren von Standardsiebgeweben, weisen aber ebenso wie die untersuchten Standardsiebgewebe charakteristisch höhere Werte im Vergleich zu Kays & London auf, [9]. Da zwei unterschiedliche Definitionen des Reibungsfaktors bestehen, müssen die in [9] dargestellten Werte gemäß:

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} \cdot \tilde{w}^2} \cdot \frac{L}{4 \cdot d_h} \quad , \quad (3.4)$$

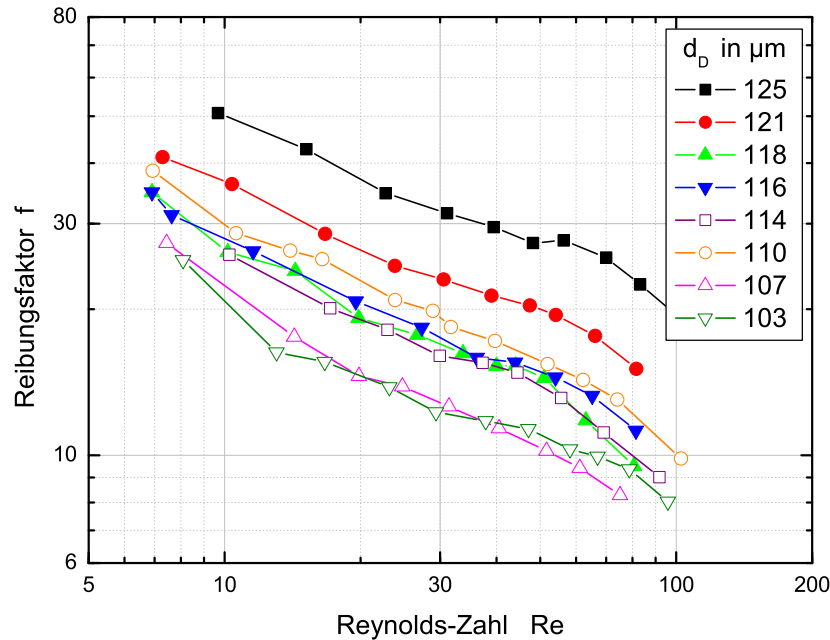
umgerechnet werden, vgl. Rühlich [31].

Die Einordnung der neu entwickelten bleibeschichteten Siebgewebe erfolgt größenklassenweise für verschiedene Beschichtungsstärken. Die Klassenmittelwerte des be-



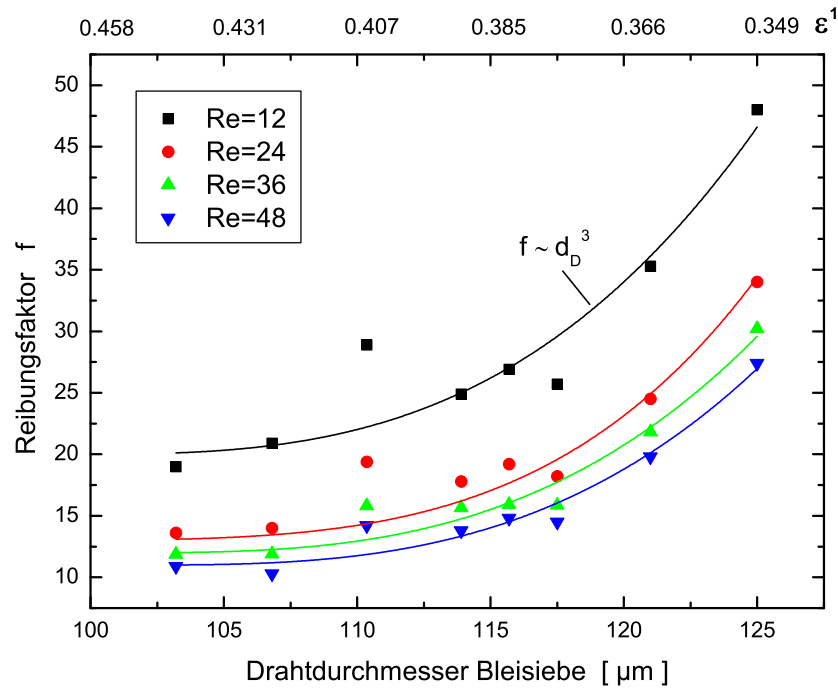
**Abb. 3.4:** Reibungsfaktoren von Kugelschüttungen verschiedener Durchmesser ( $T = 300 K$ , Reinststickstoff). Angegeben ist der gemittelte Durchmesser der Kugeln, maximale Durchmesserabweichung  $\pm 10 \mu m$ .

schichteten Drahtdurchmessers variieren dabei beginnend bei  $103 \mu m$  bis zu  $125 \mu m$ . Wiederum ist die Abhängigkeit des Reibungsfaktors bezogen auf die nach Gl. (1.9) bestimmte Reynolds-Zahl dargestellt, siehe Abb. 3.5. Das verwendete Grundgewebe besteht aus Edelstahl mit einem Drahtdurchmesser von  $d_D = 36 \mu m$  und einer Maschenweite von  $MW = 125 \mu m$ . Durch die nachfolgende galvanische Beschichtung mit Blei erhöht sich der Drahtdurchmesser, bei gleichzeitiger Verringerung der Maschenweite. Die mesh-Zahl bleibt jedoch für alle beschichteten Drahtdurchmesser konstant. Um eine Tendenz der Reibungsfaktoren bezüglich der Abhängigkeit vom Drahtdurchmesser angeben und damit eine Strukturierungsempfehlung ableiten zu können, muss man den Reibungsfaktor der verschiedenen beschichteten Drahtsiebwerke für konstante Reynolds-Zahlen ermitteln. Vier ausgewählte Reynolds-Zahlen dienen als Parameter der Abhängigkeit des Reibungsfaktors vom Drahtdurchmesser in



**Abb. 3.5:** Reibungsfaktoren bleibeschichteter Siebgewebe ( $T=300\text{ K}$ , Reinststickstoff). Die Werte der Drahtdurchmesser entsprechen den Mittelwerten der jeweiligen Größenklasse.

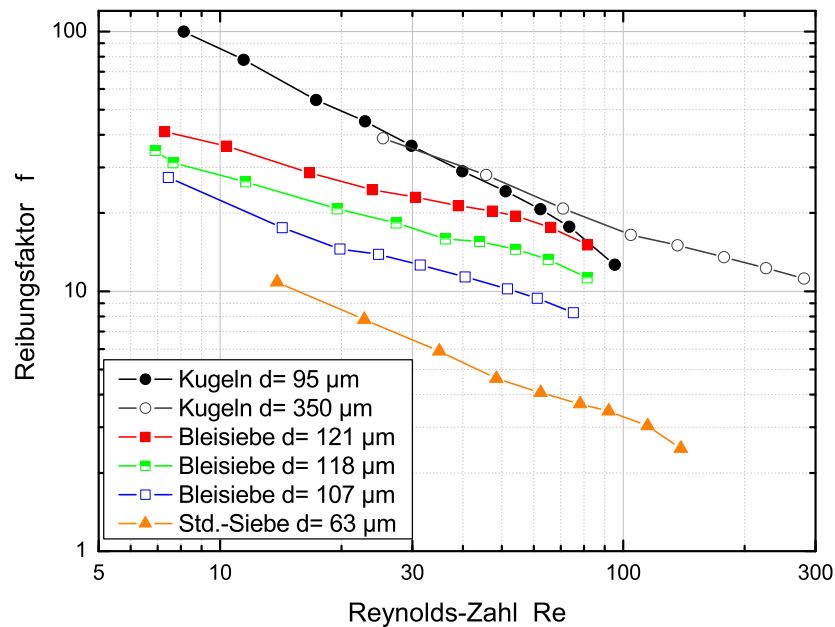
Abb. 3.6. Es sind eindeutige Kurvenverläufe mit stark ansteigendem Reibungsfaktor für Drahtdurchmesser ab  $d_D = 120\ \mu m$  zu erkennen. Die Durchmesserfraktion mit  $d_D = 110\ \mu m$  weicht bei allen vier Werten der Reynolds-Zahl nach oben ab. Gründe dafür könnten in einer veränderten Oberflächenausprägung liegen (Driften spezieller Parameter während der galvanischen Beschichtung dieser Fraktion – jedoch konnten im Lichtmikroskop keine Unregelmäßigkeiten beobachtet werden). Des weiteren ist eine unbewusste Ausrichtung der Siebgewebe beim Aufbau der Probe denkbar, so dass es zu Strukturierungseffekten innerhalb des Siebgewebestapels gekommen ist, vgl. [9, 52]. Für eine eindeutige Klärung dieser Abweichungen müsste eine separate Untersuchung der Orientierungsabhängigkeit und der Oberflächenrauigkeit erfolgen. Aus den vorhandenen Ergebnissen lassen sich aber definitive Designempfehlungen für die Bleibeschichtung ableiten. Drahtdurchmesser bis zu  $120\ \mu m$  sind



**Abb. 3.6:** Vergleich der Reibungsfaktoren verschiedener bleibeschichteter Siebgewebe in Abhängigkeit des Drahtdurchmessers. Als Parameter dient jeweils eine konstante Reynoldszahl. <sup>1</sup> Werte der Porosität nach Abb. 2.3.

bei dem hier verwendeten Grundgewebe aus der Sicht des entstehenden Druckverlustes hervorragend geeignet, eine Speichermatrix möglichst großer Wärmekapazität im Temperaturbereich kleiner als 60 K aufzubauen. Ausgewählte Verläufe des Reibungsfaktors von bleibeschichteten Siebgeweben, zwei Kugelschüttungen und einem Standardsiebgewebe sind in Abb. 3.7 gegenübergestellt. Im Vergleich der Reibungsfaktoren der möglichen Materialgeometrien ordnen sich bleibeschichtete Drahtsiebgewebe zwischen denen von Kugelschüttungen und Standardsiebgeweben ein. Im Bereich geringer Reynolds-Zahlen ist der verminderte Reibungsfaktor bleibeschichteter Siebgewebe gegenüber Kugelschüttungen deutlich. Damit ist ein gezieltes Abstimmen des Druckverlustes durch die geeignete Einstellung der Regeneratorporosität möglich. Ebenso kann der Aufbau strukturell angepasster Speichermatrizen an die





**Abb. 3.7:** Vergleich des Reibungsfaktors ausgewählter bleibeschrifteter Siebgewebe mit Kugelschüttungen und Standardsiebewebe.

sich verändernden Stoffeigenschaften von Fluidstrom und Festkörpermateriale erfolgen. Bleibeschriftete Siebgewebe ermöglichen inhomogen aufgebaute Regeneratoren mit steigendem Beschichtungsdurchmesser in Bereichen geringeren Temperaturniveaus innerhalb der Regeneratormatrix [15, 53].

Neben den hier vorgestellten Eigenschaften der reibungsbehafteten Strömung durch neuartige poröse Speichermaterialien ist der damit verbundene Wärmeübergang vom strömenden Fluid an den Festkörperspeicher und die effektive Wärmeleitung innerhalb des Festkörpers von entscheidender Bedeutung. Die Eignung einer Geometrie als Regeneratorstruktur wird durch das Verhältnis der übertragenen Wärmemenge zu damit verbundenem Reibungsdruckverlust charakterisiert.

## 3.2 Wärmeübertragung an porösen Speichermaterialien

Mit der reibungsbehafteten Durchströmung der Regeneratormatrix ist ein Wärmeübertrag zwischen dem Wärmekapazitätsstrom des Fluids und dem Wärmespeichervermögen des Festkörpermateriale verbunden. Je effektiver dieser Wärmetransport während bestimmter Phasen innerhalb des Kreisprozesses in einem Pulsationsröhrenkühler realisiert wird, desto geringer sind die entstehenden thermodynamischen Verluste. Dem Vorgang der Wärmespeicherung im Festkörper und anschließender Übertragung zurück an das strömende Fluid stehen endliche Zeitspannen geringer als die halbe Periodendauer zur Verfügung. Ein thermisches Gleichgewicht wird deshalb nicht erreicht. Um den Vorgang der Wärmeübertragung innerhalb einer solchen Speichermatrix zu beschreiben, ist es nötig, eine Bilanzierung der auftretenden Wärmeströme vorzunehmen. Die Regeneratortheorie wurde von Anzelius [54], Nußelt [55], Hausen [56] und Schumann [57] begründet bzw. weiterentwickelt. Coppage und London [58] gefolgt von Radebaugh et al. [53] wendeten diese Erkenntnisse speziell auf Regeneratoren bei kryogenen Temperaturen an. Einen Überblick über verschiedene Methoden und ihre zu Grunde liegenden Modelle gibt Bartsch [59].

### 3.2.1 Zur Theorie der Wärmespeicherung in Regeneratoren

Das Aufstellen der Differentialgleichungen erfolgt aus einer Wärmebilanz für ein Regeneratorelement der Länge  $dx$  mit der Oberfläche  $S$ , vgl. [60]. Folgende Annahmen werden getroffen:

- die Wärmeleitfähigkeit der Speichermasse quer zur Strömungsrichtung ist unendlich groß, vgl. Gl. (1.4) - d.h. eine möglichst große Temperaturleitfähigkeit,
- die Wärmeleitfähigkeit der Speichermasse in Längsrichtung von Element zu Element ist unendlich klein - das durch eine Schichtung einzelner Speicherelemente näherungsweise erreichbar ist,

- die Kalt- und Warmperioden sollen gleich lang sein,
- innerhalb jeder Periode soll das Fluid mit zeitlich unveränderlicher Temperatur einströmen,
- Umschaltvorgänge werden vernachlässigt.

Strömt die Gasmenge  $\dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}$  mit der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_{p,Fl}$  durch das Volumenelement  $S \cdot dx$  der Speichermasse, wird die Wärmemenge  $dQ_1$  vom Fluid ( $T_{Fl}$ ) aufgenommen:

$$dQ_1 = \dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl} \cdot dt \cdot \left( \frac{\partial T_{Fl}}{\partial x} \right)_t \cdot dx \quad . \quad (3.5)$$

Hinzu kommt noch eine Wärmemenge, die aus der veränderten Fluidtemperatur zum Zeitpunkt  $t + dt$  im betrachteten Volumenelement  $A_{fr} \cdot dx$  herrührt. Bei realistischen Strömungsgeschwindigkeiten  $w \geq 1 \text{ m/s}$  ist der Term  $m_{Fl} = \rho \cdot A_{fr} \cdot dx$  gegenüber dem Term  $\dot{m}_{Fl} \cdot dt$  vernachlässigbar klein. Damit wird eine zu  $dQ_1$  äquivalente Wärmemenge  $dQ_2$  vom Fluidstrom an der Oberfläche der Speichermasse an den Festkörper ( $T_M$ ) übertragen:

$$dQ_2 = \alpha \cdot S \cdot dx \cdot (T_M - T_{Fl}) \cdot dt \quad . \quad (3.6)$$

Durch eine Temperaturerhöhung des Festkörpermaterials wird die übertragene Wärmemenge in der Regeneratormatrix gespeichert:

$$dQ_3 = -m_M \cdot c_M \cdot dx \cdot \left( \frac{\partial T_M}{\partial t} \right)_x \cdot dt \quad , \quad (3.7)$$

wobei  $m_M$  die Matrixmasse und  $c_M$  die Wärmekapazität der Matrix pro Längeneinheit ist. Aus der Gleichheit von  $dQ_1$  und  $dQ_2$  folgt:

$$\left( \frac{\partial T_{Fl}}{\partial x} \right)_t = \frac{\alpha \cdot S}{\dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}} \cdot (T_M - T_{Fl}) \quad . \quad (3.8)$$

Durch Vergleich der übertragenen Wärmemenge  $dQ_2$  mit der im Festkörper gespei-

cherten Wärmemenge  $dQ_3$  erhält man:

$$\left(\frac{\partial T_M}{\partial t}\right)_x = \frac{\alpha \cdot S}{m_M \cdot c_M} \cdot (T_{Fl} - T_M) \quad . \quad (3.9)$$

Die Gleichungen (3.8) und (3.9) sind die gesuchten Differentialgleichungen zur Beschreibung der Wärmespeicherung einer durchströmten porösen Regeneratormatrix. Normiert man die Zeit  $t$  auf den Wärmekapazitätsstrom des Fluids im Verhältnis zur Wärmekapazität der Speichermatrix, ermittelt sich die dimensionslose Zeit  $\tilde{t}$  zu:

$$\tilde{t} = \frac{\dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}}{m_M \cdot c_M} \cdot t \quad . \quad (3.10)$$

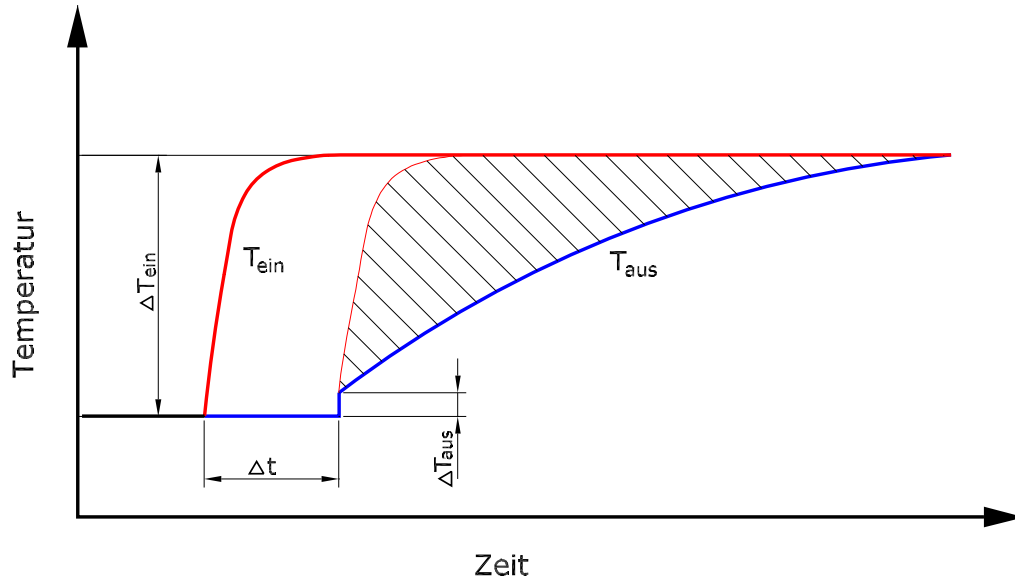
In Verbindung mit Gl. (3.9) erhält man damit die auf den Wärmekapazitätsstrom des Fluids bezogene Temperaturänderung der Speichermasse:

$$\left(\frac{\partial T_M}{\partial \tilde{t}}\right)_x = \frac{\alpha \cdot S}{\dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}} \cdot (T_{Fl} - T_M) \quad . \quad (3.11)$$

Der Vorfaktor in Gl. (3.8) und Gl. (3.11) wird als NTU-Wert (engl. **N**umbers of **T**ransfer **U**nits) bezeichnet [61, 53]. Der NTU-Wert ist dimensionslos, probenspezifisch und gibt die Anzahl der übertragenen Wärmemenge in Einheiten des Wärmekapazitätsstroms des Fluids an. Die Zuordnung zu den Größen der Ähnlichkeitstheorie stellt sich wie folgt dar:

$$NTU = \frac{\alpha \cdot S}{\dot{m}_{Fl} \cdot c_{p,Fl}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \cdot \frac{4 \cdot L}{d_h} = St \frac{4 \cdot L}{d_h} = \frac{j}{Pr^{2/3}} \cdot \frac{4 \cdot L}{d_h} \quad . \quad (3.12)$$

Dabei ist eine zu NTU äquivalente Verwendung der Stanton-Zahl  $St$  sowie des Colburn-Moduls  $j$  möglich. Die jeweiligen Werte sind für eine konstante Prandtl-Zahl ( $Pr=0,7$  gesetzt) ineinander umwandelbar. Nach Radebaugh [61] lässt sich der Wert NTU einer Speichermatrix aus einer Temperatur-Zeit-Kurve bestimmen. Dabei werden die Gastemperaturen am Eingang (angenäherte Sprungfunktion) und am Ausgang einer Speichermatrix aufgezeichnet. Die funktionellen zeitlichen Tempera-



**Abb. 3.8:** Prinzipieller Temperatur-Zeit-Verlauf der Eingangs- und Ausgangstemperatur des Fluidstroms an einer Speichermatrix, nach Radebaugh [61].

turverläufe sind in Abb. 3.8 dargestellt. Aus dem Verhältnis der Temperatursprünge am Ein- bzw. Ausgang ermittelt sich  $NTU$  nach folgender Relation:

$$NTU = \frac{\Delta T_{ein} - \Delta T_{aus}}{\Delta T_{aus}} \quad (3.13)$$

Diese einfache Methode zur Bestimmung des  $NTU$ -Wertes ist nur für sehr kleine  $NTU$ -Werte ( $NTU \leq 1$ ) möglich. Wie Radebaugh bereits angibt, sind größere Werte von  $NTU$  experimentell nicht mit hinreichender Genauigkeit messbar, da der Temperatursprung am Ausgang verschmiert, vgl. ebenfalls [62, 63]. Die zu Grunde liegende Methode des so genannten „*single-blow-testing*“ wird jedoch als experimentelle Herangehensweise zur Bestimmung des  $NTU$ -Wertes genutzt. Um die erforderliche Genauigkeit zu erreichen, sind zusätzliche Rand- und Anfangsbedingungen zu berücksichtigen. Ein international etabliertes Verfahren wird von Chen und Chang beschrieben [47, 64, 65]. Dabei wird am Eingang der Speichermasse ein Temperatursprung des Fluids generiert und zusammen mit der zeitlichen Änderung der

Ausgangstemperatur des Fluidstroms aufgezeichnet. Eine Normierung der Temperaturen wird in nachstehender Weise vorgenommen:

$$\tilde{T}_{Fl} = \frac{T_{Fl} - T_0}{T_{Fl,max} - T_0} ; \quad \tilde{T}_M = \frac{T_M - T_0}{T_{Fl,max} - T_0} ; \quad \tilde{T}_W = \frac{T_W - T_0}{T_{Fl,max} - T_0} , \quad (3.14)$$

$$R_{M,W} = \frac{m_M \cdot c_M}{m_W \cdot c_W} ; \quad \tilde{x} = \frac{x}{L} ; \quad \tilde{t} \text{ nach Gl. (3.10)}. \quad (3.15)$$

Hierin entsprechen  $T_0$  der Starttemperatur,  $T_{Fl}$ ,  $T_M$ ,  $T_W$  den Temperaturen des Fluids, der Matrix und des Wandmaterials. Die Länge der Probe bezeichnet  $L$  und das Verhältnis der Wärmekapazitäten von Matrix zu Wand charakterisiert  $R_{M,W}$ . Die Bilanzgleichung für das strömende Fluid lautet:

$$\frac{\partial \tilde{T}_{Fl}}{\partial x} + NTU_M (\tilde{T}_{Fl} - \tilde{T}_M) + NTU_W (\tilde{T}_{Fl} - \tilde{T}_W) = 0 , \quad (3.16)$$

für die Speichermatrix:

$$\frac{\partial \tilde{T}_M}{\partial t} + NTU_M (\tilde{T}_M - \tilde{T}_{Fl}) = 0 , \quad (3.17)$$

und für das Wandmaterial der Probenhülle:

$$\frac{\partial \tilde{T}_W}{\partial t} + R_{M,W} \cdot NTU_W (\tilde{T}_W - \tilde{T}_{Fl}) = 0 . \quad (3.18)$$

Vernachlässigt wird hierbei ein Abkühleffekt durch die gedrosselte Entspannung des Fluidstroms innerhalb der Speichermasse. Beim Durchströmen der Speichermatrix mit Reinststickstoffgas einer Temperatur von 300 K wurde durch die sehr geringen Druckverluste der Proben keine messbare Temperaturänderung auf Grund des Joule-Thomson-Effekts nachgewiesen [49, 66], vgl. Abschn. 3.2.3. Die gewählten Anfangsbedingungen zum Zeitpunkt  $\tilde{t} = 0$  lauten:

$$\tilde{T}_{Fl}(\tilde{x}) = \tilde{T}_M(\tilde{x}) = \tilde{T}_W(\tilde{x}) = 0 , \quad (3.19)$$

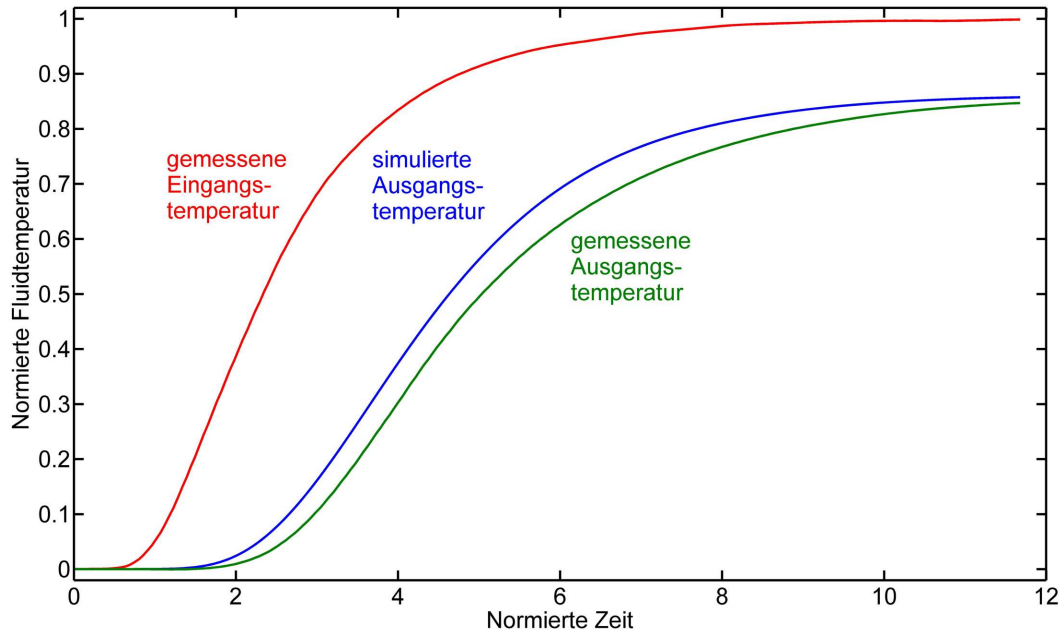
und die Randbedingungen am Ort  $\tilde{x} = 0$  für  $\tilde{t} > 0$ :

$$\tilde{T}_{Fl} = 1 - \exp\left(\frac{-\tilde{t}}{\tau}\right) \quad . \quad (3.20)$$

Kann der Temperatursprung entsprechend Gl. (3.20) angenähert werden, ist es möglich eine analytische Lösung zu finden [65]. Die experimentelle Umsetzung zeigt davon abweichende Temperaturverläufe für kleine Zeitpunkte  $\tilde{t}$ . Mit Hilfe einer numerischen Simulation wird der gemessene, nachfolgend normierte Temperaturverlauf als Randbedingung bei  $\tilde{x} = 0$  eingelesen [67]. Um die Werte für  $NTU_M$  und  $NTU_W$  unter der Beachtung des Wärmekapazitätsverhältnisses  $R_{M,W}$  nach Gl. (3.15) zu bestimmen, wird der numerisch berechnete Temperaturverlauf an den gemessenen Temperaturverlauf des ausströmenden Fluids iterativ angepasst.

### 3.2.2 Numerische Simulation des regenerativen Wärmeübertragungsprozesses

Die numerische Behandlung des linearen partiellen Differentialgleichungssystems mit den angegebenen Anfangs- und Randbedingungen erfolgt mittels eines Finite-Differenzen-Verfahrens. Der numerische Code wurde in Matlab® umgesetzt. Ist die Temperaturverteilung zum  $i$ -ten Zeitschritt bekannt, werden die Werte für  $\tilde{T}_M$  und  $\tilde{T}_W$  aus der diskretisierten Form der Gln. (3.17) und (3.18) explizit berechnet. Um die Genauigkeit der Berechnung zu erhöhen, erfolgt im Anschluss ein Korrekturschritt nach dem Crank-Nicolson-Verfahren. Aus dem in Matlab eingelesenen Temperaturverlauf am Eingang der Speichermatrix wird die Temperaturverteilung von Fluid, Matrix und Wandmaterial für vorgegebene Werte von  $NTU_M$  und  $NTU_W$  ermittelt und iterativ verändert, bis sich der berechnete Temperaturverlauf an den gemessenen Verlauf der Ausgangstemperatur angleicht, sog. „*curve-matching*“ Verfahren. Eine typische zeitliche Abhängigkeit der beiden normierten Messkurven und des berechneten Temperaturverlaufs am Ausgang der Speichermatrix ist in Abb. 3.9 zu sehen. Aus den drei Temperaturfeldern ist beispielsweise die experimentell unzugängliche

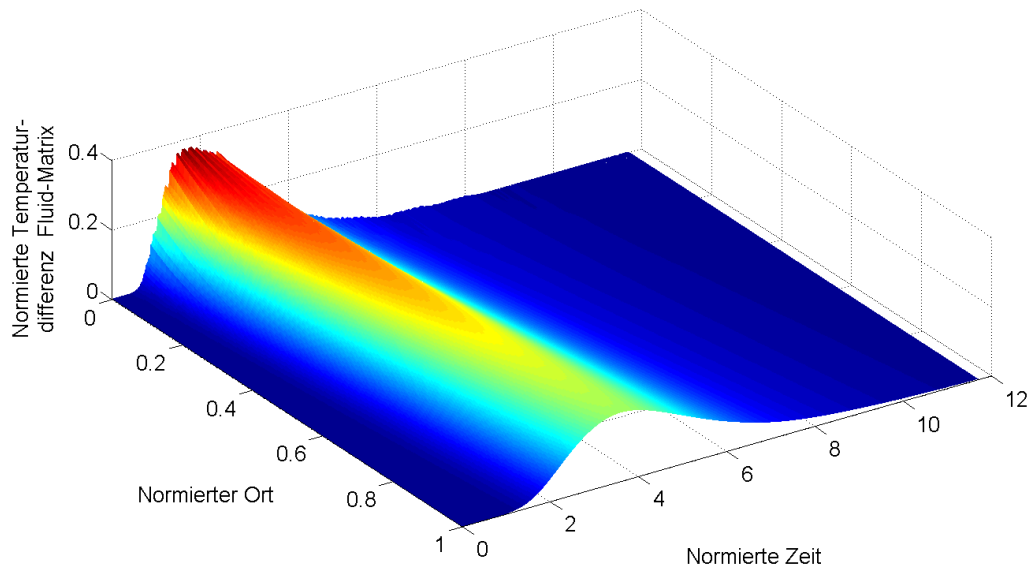


**Abb. 3.9:** Curve-matching Verfahren zur Bestimmung der NTU-Werte von Matrix und Wand. Aus Gründen der Sichtbarkeit ist keine endgültige Anpassung der berechneten Kurve an die gemessene Ausgangstemperatur dargestellt.

lokale Temperaturdifferenz zwischen dem Fluidstrom und der Matrixtemperatur berechenbar. Eine beispielhafte Darstellung des räumlich eindimensionalen Verlaufs dieser Temperaturdifferenz und deren zeitliche Entwicklung zeigt Abb. 3.10.

Man erkennt am normierten Ort  $\tilde{x} = 0$  die sich einstellende Temperaturdifferenz und deren zeitliche Veränderung. Die räumliche Ausbreitung dieser Temperaturwelle hin zu  $\tilde{x} = 1$  zeigt eine zeitliche Verschiebung bedingt durch die vom Fluidstrom abgegebene Wärmemenge und der damit verbundenen Wärmespeicherung im Matrixmaterial. Am Ausgang der Speichermasse ist der Zeitpunkt des beginnenden Temperaturanstiegs der Fluidtemperatur nach Hausen [60] als Umschaltbedingung definiert. Im Einsatzfall ist die Speichermasse also dahingehend auszulegen, dass lediglich ein minimaler Temperaturanstieg der Ausgangstemperatur zu verzeichnen ist. Für die Bestimmung der NTU-Werte nach dem „single-blow“ Verfahren [68] ist neben der Auswertung dieses Zeitpunkts der Temperaturverlauf des ausströmenden





**Abb. 3.10:** Numerisch berechnete Temperaturdifferenz zwischen Fluidstrom und Speichermatrix. Die örtliche und zeitliche Ausbreitung der am Probeneingang ( $\tilde{x} = 0$ ) aufgeprägten Temperaturdifferenz ist zu erkennen.

Fluids zu berücksichtigen, um die NTU-Werte von Matrix und Wand von einander abzugrenzen, vgl. Abb. 3.9.

### 3.2.3 Experimentelle Anforderungen des „single-blow“

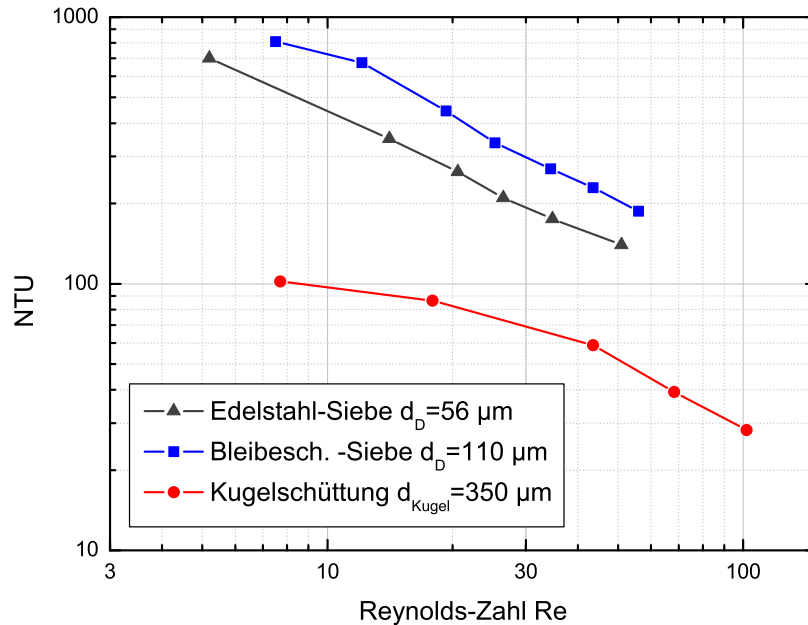
#### Verfahrens

Der experimentelle Aufbau gleicht der Anordnung aus Abb. 3.1. Auf der Anströmseite wurde zusätzlich eine Heizanordnung integriert, die den erforderlichen Temperatursprung von  $T_0 = 298\text{ K}$  auf  $T_{Fl,max} \geq 320\text{ K}$  realisiert. Die Erfassung der Fluidtemperaturen wird durch zwei baugleiche Platin-Dünnschichtsensoren PT 100 der Firma Willow [66] mit ankontaktiertem, feinem Kupferdrahtsiebgewebe auf der Achse der Probengeometrie realisiert. Die Ansprechzeit dieser Sensoren liegt unterhalb 0,1s und ist damit klein gegen die zu detektierenden relativen Zeitkonstanten der Temperaturänderung. Das Wandmaterial der Probengeometrie wurde entsprechend den Anforderungen einer möglichst geringen Wärmeleitung bezüglich der Probenwand gegenüber den strömungsdynamischen Untersuchungen nach Abschnitt 3.1

durch Styrodur® [69] ersetzt. Die Genauigkeit der NTU-Werte wird entscheidend durch die Anpassung der numerischen Simulation an die Messkurven bestimmt. Es zeigt sich, dass die Sensitivität für große NTU-Werte sinkt. Eine zusätzliche Auswertung des maximal auftretenden Temperaturgradienten in der austretenden Strömung ist notwendig, um verlässliche NTU-Werte bestimmen zu können („*maximum-slope*“ Methode) [15, 47]. Die relative Abweichung der ermittelten NTU-Werte wird daher mit  $\Delta NTU_M = \pm 20\%$  abgeschätzt. Die Vergleichbarkeit der verschiedenen Geometrien, bestehend aus einer Kugelschüttung, einem Standardsiebgewebe und einem bleibeschichteten Siebgewebe, ist gegeben, da systematische Fehlerursachen bei der vergleichenden Betrachtung der Proben als unverändert angesehen werden können.

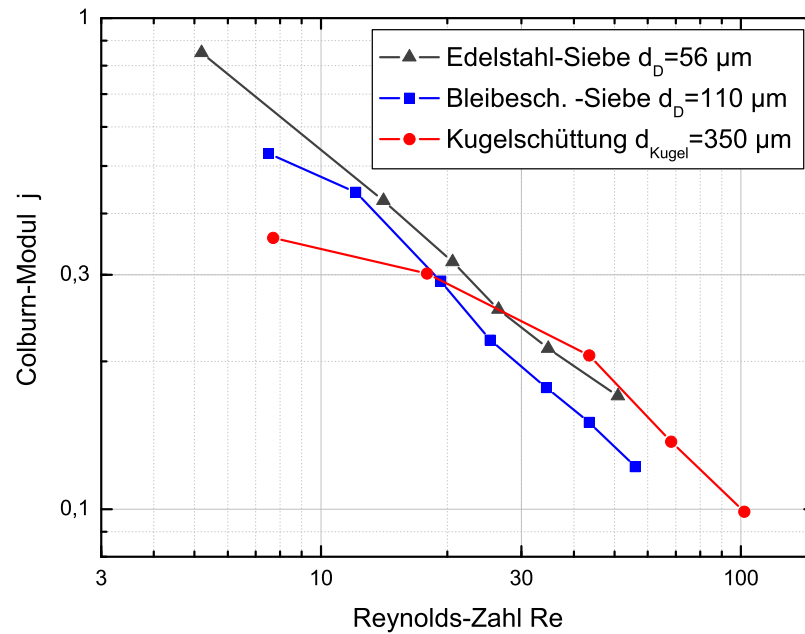
### 3.2.4 Bestimmung der Wärmeübertragungscharakteristik ausgewählter Speichergeometrien

Der dimensionslose NTU-Wert ist ein definitionsgemäß für die jeweilige Probe spezifischer Wert. Zum Vergleich der Geometrien wurde je eine repräsentative Probe ausgewählt. Diese sind das Standardsiebgewebe aus Edelstahl ( $d_D = 56\ \mu m$ ,  $MW = 71\ \mu m$ ), das bleibeschichtete Drahtsiebgewebe mit ( $d_{D,beschichtet} = 110\ \mu m$ ,  $MW_{beschichtet} = 50\ \mu m$ ) und die Kugelschüttung mit einem mittleren Kugeldurchmesser von  $d_K = 350\ \mu m$ . Dieser relativ große Kugeldurchmesser musste aus Gründen der Einfassung der Kugelschüttung in der Styrodurhülse gewählt werden. Der ermittelte Wert der übertragenen Wärmemengeneinheiten ist in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl in Abb. 3.11 dargestellt. Als Bezug für das Probenvolumen dient dabei eine zu der in Abschnitt 3.1 verwendeten Probe äquivalente Volumen (verändertes Wandmaterial Styrodur). Man erkennt typische Verläufe mit fallendem NTU-Wert für ansteigende Reynolds-Zahlen. Der wichtige Vergleich zwischen Siebgeweben und Kugelschüttungen fällt deutlich zu Gunsten der Siebgewebe aus. Durch die gezielte Beschichtung der Siebgewebe lässt sich eine zusätzliche Steigerung dieses Effektes erreichen. Die allgemeine Vergleichbarkeit der Werte des Wärmeübergangs



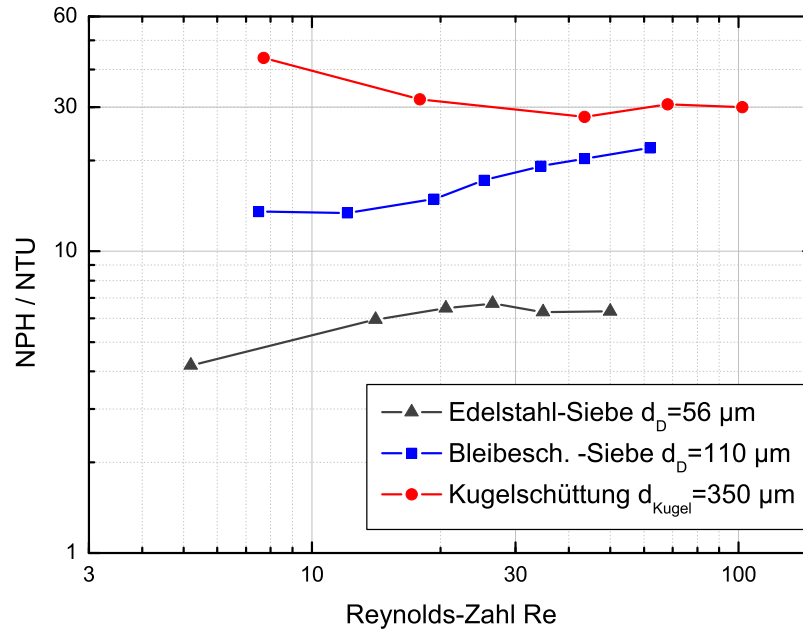
**Abb. 3.11:** Ermittelte Werte des Wärmeübergangs für drei ausgewählte Speichergeometrien. Die dargestellten NTU-Werte sind probenspezifisch.

kann durch den Bezug zur Nußelt-Zahl nach Gl. (1.14) oder des nach Gl. (3.12) definierten Colburn-Moduls hergestellt werden, siehe Abb. 3.12. Dabei ist der qualitativ übereinstimmende Verlauf aller Geometrien auffällig. Dieses Ergebnis wird durch die Daten von Kays & London [9] gestützt. Für Reynolds-Zahlen  $Re \leq 20$  haben Siebgebe deutliche Vorteile, während im Bereich größerer Reynolds-Zahlen gleiche bis geringfügig kleinere Werte des Colburn-Moduls zu verzeichnen sind. Die hier erfolgten Messungen zeigen, dass sich beschichtete Siebgebe eindeutig in das Wärmeübertragungsverhalten etablierter Geometrien einordnen. Eine Bewertung der neuartigen bleibeschichteten Siebgebe bezüglich ihrer Eignung als poröse Speichermatrix erfolgt durch den Vergleich der dimensionslosen Kennzahlen  $NPH$  mit  $NTU$ . Diese ebenfalls dimensionslose Kenngröße  $NPH/NTU$  verschiedener Speichergeometrien wurde von Rühlich [31] vorgeschlagen und ist durch den Bezug auf die jeweils selbe Probengeometrie allgemein gültig. Das Verhältnis  $NPH/NTU$  gibt an, wie viele



**Abb. 3.12:** Colburn-Modul der untersuchten Speichergeometrien in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl. Für die Prandtl-Zahl kann für Gase in einem breiten Zustandsbereich  $Pr=0,7$  gesetzt werden.

Einheiten Druckverlust pro übertragener Wärmemengeneinheit bei der reibungsbehafteten Strömung durch einen Wärmespeicher entstehen. Je kleiner der Wert  $NPH/NTU$  ist, um so geeigneter ist diese Geometrie zur Wärmeübertragung, siehe Abb. 3.13. Die geringsten Werte erreicht das Standardsiebgewebe. Über den gesamten Bereich untersuchter Reynolds-Zahlen liegen die  $NPH/NTU$ -Werte der Kugelschüttung mindestens um einen Faktor 5 höher. Das ausgewählte bleibeschichtete Siebgewebe ordnet sich zwischen diesen Werten ein. Es ist eine eindeutige Verbesserung gegenüber Kugelschüttungen erkennbar. Im Vergleich zu Standardsiebgeweben liegen die Werte schlechter, berücksichtigen aber nicht die volumetrische Wärmekapazität, speziell bei tiefen Temperaturen nach Abb. 1.4. Da Standardsiebgewebe nicht aus Blei herstellbar sind, kombinieren bleibeschichtete Siebgewebe die Vorteile der Siebgeometrie mit der volumetrischen Wärmekapazität von Blei. Eine äquiva-



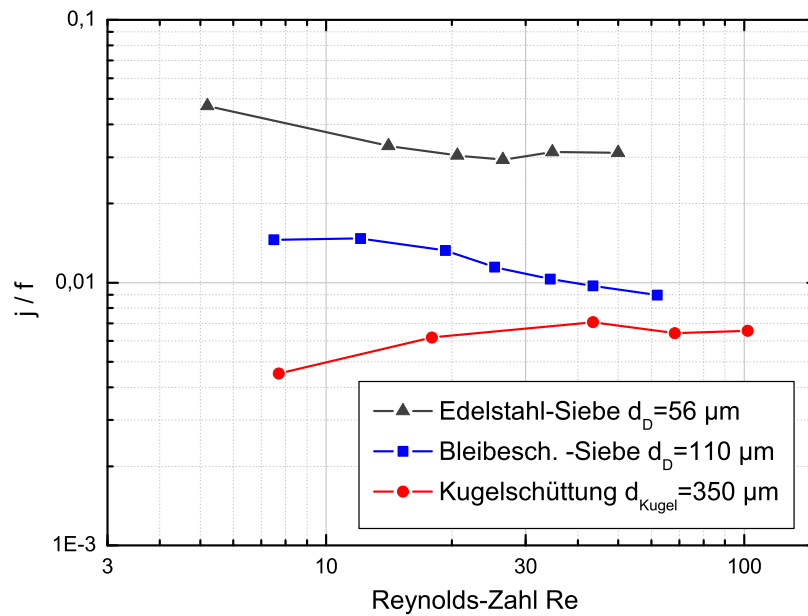
**Abb. 3.13:** Vergleich der Eignung ausgewählter Speichergeometrien zur Tieftemperaturregeneration durch das dimensionslose Verhältnis der Anzahl der Staudrücke Druckverlust (NPH) zur Anzahl der übertragenen Wärmemengeneinheiten (NTU).

lente Darstellung dieser Vergleichszahl kann als das Verhältnis von Colburn-Modul  $j$  zu Reibungsfaktor  $f$  erfolgen. Die qualitative Abhängigkeit dieses dimensionslosen Verhältnisses ist grundsätzlich invers zu Abb. 3.13, vgl. Gl. (3.12). Danach definiert man die übertragene Wärme pro Reibungsverlust:

$$\frac{j}{f} = \frac{1}{NPH/NTU} \cdot \frac{Pr^{2/3}}{4} \quad (3.21)$$

Hierbei sind hohe Werte  $j/f$  für eine Speichergeometrie erwünscht, siehe Abb. 3.14. Die in dieser Untersuchung bestimmten Werte  $j/f$  schließen direkt an die von Radebaugh veröffentlichten Daten [53] im Bereich geringer Reynolds-Zahlen an. Bleibesichtete Siebgewebe erschließen den Bereich zwischen Standardsiebgeweben und Kugelschüttungen bezüglich Porosität und Reibungsverlust [70]. Unter Einbeziehung der erreichbaren Wärmeübertragungseigenschaften ist über die Steuerung der

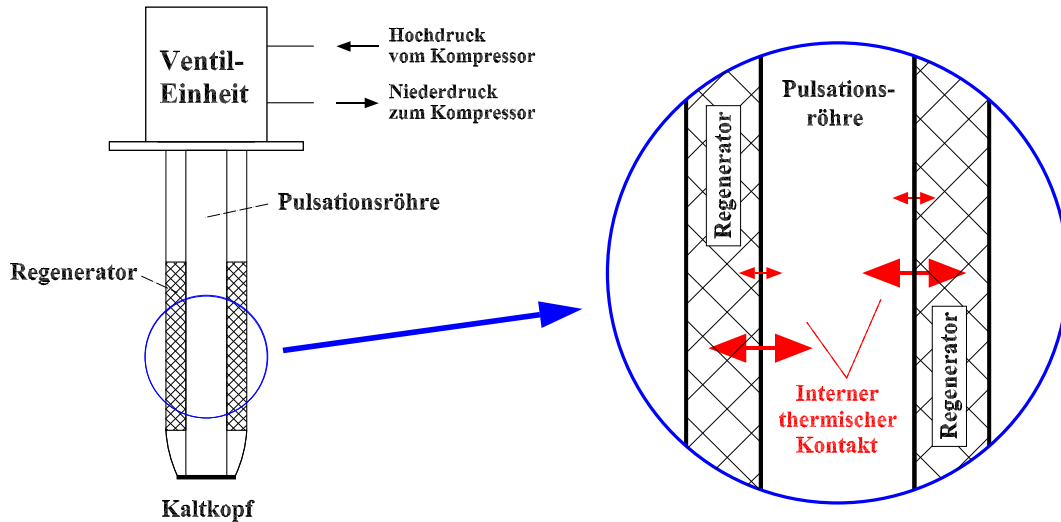
Abscheidungsdicke von Blei auf Siebgewebe die gezielte Anpassung von Reibungsverlust, Wärmeübertragung und des Verhältnisses beider Parameter möglich. Bleibeschichtete Drahtsiebgewebe ermöglichen die Entwicklung inhomogen aufgebauter Tieftemperaturregeneratoren, als variable, an die physikalischen Eigenschaften von Fluidstrom und Festkörper angepasste Wärmespeicher.



**Abb. 3.14:** Verhältnis der Wärmeübertragung zum Reibungsfaktor als Funktion der Reynolds-Zahl für ausgewählte Konfigurationen.  $Pr=0,7$ . Das bleibeschichtete Drahtsiebgewebe weist höhere dimensionslose Kennzahlen  $j/f$  des Wärmeübergangs pro Reibungsdruckverlust als die untersuchte Kugelschüttung auf.

# 4 Interner thermischer Kontakt koaxialer Pulsationsröhrenkühler

Pulsationsröhrenkühler können wie bereits beschrieben, neben anderen Klassifizierungsmerkmalen, nach der geometrischen Anordnung der Pulsationsröhre zum Regenerator unterteilt werden. Das U-förmige Design schafft eine räumliche Trennung zwischen Pulsationsröhre und Regenerator, deren thermische Verbindung ausschließlich am Kaltkopf realisiert wird [16, 45]. Im Gegensatz dazu tritt bei der koaxialen Anordnung des Kaltfingers zusätzlich ein interner thermischer Kontakt auf [71], siehe Abb. 4.1. Die schematisch dargestellte Ventileinheit verbindet den Kaltfinger mit der Kompressoreinheit, erzeugt die erforderlichen Druckoszillationen und kontrolliert die aktive Phasenschiebung am warmen Ende der Pulsationsröhre. Bei dieser Art Pulsationsröhrenkühler in koaxialer Konfiguration des Kaltfingers ist die Pulsationsröhre zentrisch innerhalb der Regeneratormatrix angeordnet. Das Wandmaterial der Pulsationsröhre dient als wärmeübertragende Trennwand entlang der zylindrischen Kontaktfläche, deren Temperaturverteilung durch die nahezu stationäre Temperaturverteilung der Regeneratormatrix bestimmt wird. Die im Vergleich dazu schnellen und um einen Faktor 50 größeren Temperaturänderungen des Arbeitsgases innerhalb der Pulsationsröhre, vgl. Abb. 1.2, bedingen einen Wärmestrom zwischen Pulsationsröhre und Regenerator durch das Wandmaterial der Pulsationsröhre auf Temperaturniveaus oberhalb der des Kaltkopfes. Der Einfluss dieses internen thermischen Kontakts ist vergleichbar mit dem sog. „*shuttle loss*“, der in Gifford-McMahon Kühlern auftritt [3, 72]. Bedingt durch die Dämpfung der Temperaturwelle im Wandma-



**Abb. 4.1:** Schematische Darstellung des koaxialen Kaltfingers eines Pulsationsröhrenkühlers mit einer Detailansicht der internen thermischen Kontaktfläche zwischen Pulsationsröhre und Regenerator. Die Richtung und die Größe der übertragenen Wärmemenge beeinflusst die Leistungscharakteristik des Kühlers.

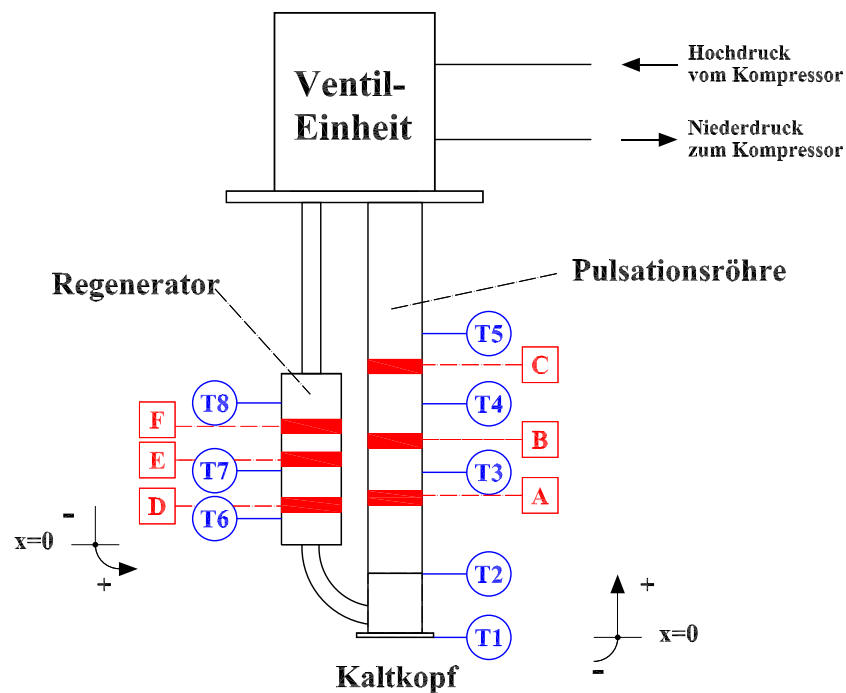
terial entsteht ein stationärer Wärmetransport zwischen korrespondierenden Teilen der Pulsationsröhre und des Regenerators. Numerische Simulationen von Radebaugh et al. [21], die einen lokalisierten, diskreten Wärmeeintrag oder Wärmeentzug am Regenerator betrachten, zeigen, dass die zusätzliche äußere Kühlung des Regenerators die Leistungscharakteristik des Kühlers verbessert. Johnson und Ross [73] bestätigten diese Ergebnisse experimentell. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die zusätzliche Kühlung des Regenerators, bei Johnson und Ross, auf höherem Temperaturniveau durch einen zweiten Kühler bzw. eine externe Wärmesenke erfolgte, vgl. [74]. Im Gegensatz dazu ist das Ziel der hier vorgelegten Arbeit, die Analyse des internen thermischen Kontakts zwischen Pulsationsröhre und Regeneratormatrix ein und des selben Kaltfingers, vgl. Abb. 4.1. Der Einfluss auf die Leistungscharakteristik wird quantifiziert und zur gezielten Einstellung des thermischen Kontakts werden Designvorschriften abgeleitet. Durch die optimale Nutzung des internen thermischen Kontakts konnte eine Steigerung der Leistungscharakteristik des untersuchten Pul-



sationsröhrenkühlers im Bereich der Tiefsttemperatur und für den Lastfall nachgewiesen werden.

## 4.1 Experimentelle Anordnung

Innerhalb des Kaltfingers eines koaxialen Pulsationsröhrenkühlers ist der thermische Kontakt durch die geometrische Anordnung des Regenerators zur Pulsationsröhre und deren jeweiliges Temperaturprofil bestimmt. Um den Einfluss eines parasitären Wärmeeintrags an der Pulsationsröhre wie auch am Regenerator getrennt zu untersuchen, werden die Experimente an einem U-förmigen Pulsationsröhrenkühler mit vergleichbaren Parametern ausgeführt, siehe Abb. 4.2. In Tabelle 4.1



**Abb. 4.2:** Schematische Darstellung des U-förmigen Pulsationsröhrenkühlers. Die Position der Temperatursensoren (T1-T8) und die Kontaktflächen des Wärmeeintrags und der thermischen Kontaktierung (A-F) sind eingezeichnet. Der Startpunkt der Entfernungsbestimmung am Kaltfinger ist am Kaltkopf lokalisiert ( $x=0$ ) [42, 75].

Konstruktion	Koaxial	U-förmig
Regenerator-Länge	13 cm	14 cm
Regenerator-Volumen	180 cm <sup>3</sup>	190 cm <sup>3</sup>
Regenerator-Siebmaterial	Edelstahl 200 mesh	Edelstahl 200 mesh
Pulsationsröhre-Länge	280 mm	250 mm
Pulsationsröhre-Durchmesser	38 mm	36 mm
Tiefsttemperatur am Kaltkopf	26 K	24 K
Kälteleistung @ 80 K	100 W	95 W
Arbeitsfrequenz	2,2 Hz	2,5 Hz

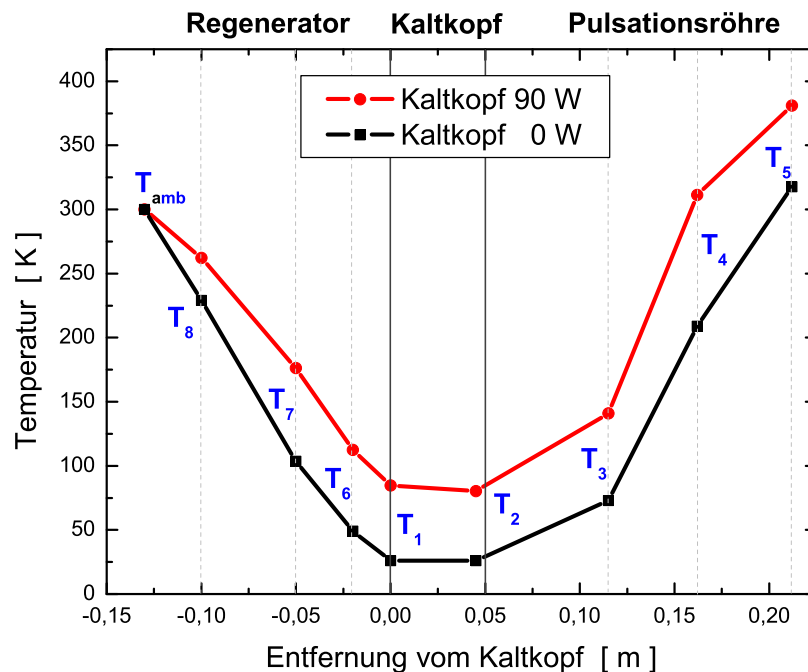
**Tab. 4.1:** Parameter der untersuchten Pulsationsröhrenkühler-Konstruktionen.

sind die entsprechenden Parameter der beiden Pulsationsröhrenkühler aufgelistet. Beide Pulsationsröhrenkühler nutzen eine äquivalente Ventilsteuereinheit zur aktiven Phasenschiebung. Der Netto-Enthalpiestrom wird von zwei Nadelventilen in Reihenschaltung zum Haupt-Rotationsventil zeitlich und quantitativ eingestellt [18]. Bei der Realisierung der benötigten Phasenschiebung kann innerhalb von Pulsationsröhrenkühlern ein sog. „dc-flow“, ein dem oszillierenden Fluidstrom überlagerter Gleichstrom entstehen, der einen intrinsischen Verlustmechanismus jedes Pulsationsröhrenkühlers mit geschlossenem Fluidkreislauf darstellt. Um diesen dc-flow zu minimieren bzw. zu optimieren [76, 77], muss die Massenstrombilanz am warmen Ende der Pulsationsröhre kontrolliert werden [78]. Bei den hier untersuchten Vier-Ventil Pulsationsröhrenkühlern realisieren die beiden Nadelventile die dc-flow Kompensation. Dieses Prinzip der aktiven Phasenschiebung ermöglicht erst die vom dc-flow unabhängige Untersuchung des internen thermischen Kontakts.

## 4.2 Lokalisierter Wärmeeintrag an Pulsationsröhre oder Regenerator

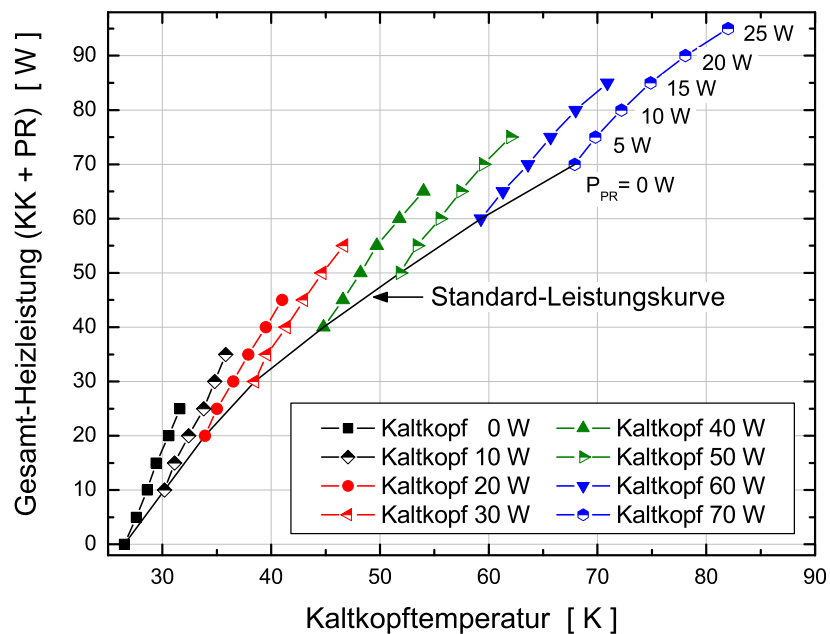
In einem ersten Schritt wurde ein separater Wärmeeintrag in die Pulsationsröhre oder den Regenerator untersucht. Der separate, zusätzliche Wärmeeintrag auf Temperaturniveaus oberhalb der des Kaltkopfes erlaubt den Vergleich des schädlichen Ein-

flusses an korrespondierenden Stellen von Pulsationsröhre und Regenerator, vgl. Abb. 4.1. Die Auswirkungen dieses zusätzlichen Wärmeeintrags fallen an Pulsationsröhre und Regenerator verschieden stark aus, so dass sich Rückschlüsse auf einen vorteilhaften inneren Wärmetransport zwischen korrespondierenden Teilen des Kaltfingers aufzeigen. Der zusätzliche Wärmestrom wird mittels einer elektrischen Heizerschelle, die thermisch gut an das jeweilige Wandmaterial ankontaktiert ist, eingebracht und durch eine Vierpunktmessung von Heizerstrom und angelegter Spannung von zwei Digitalmultimetern gemessen. Die Stellen des zusätzlichen Wärmeeintrags, definiert in Abb. 4.2, sind jeweils die Positionen A oder B an der Pulsationsröhre und die Positionen E oder F am Regenerator. Die Temperaturverteilung innerhalb des Kaltfingers wird von acht Temperatursensoren der Marke LakeShore



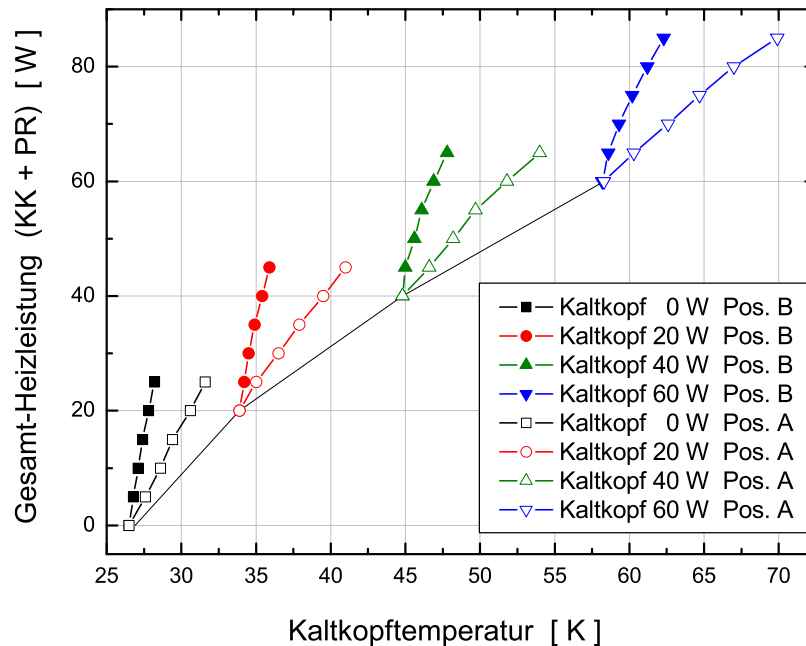
**Abb. 4.3:** Gemessener Temperaturverlauf am U-förmigen Pulsationsröhrenkühler für zwei verschiedene Heizleistungen am Kaltkopf. Kompressor-Einheit Leybold RW 6000, Fülldruck 1,6 MPa. Die Position der Temperatursensoren entspricht der Entfernung, die in Abb. 4.2 definiert wurde.

- Siliziumdioden SD-13 erfasst. Der Absolutfehler der Temperaturmessung liegt bei  $\Delta T = \pm 1 \text{ K}$  unterhalb von 100 K, darüber bei  $\pm 1\%$  vom Anzeigewert. Die Veränderung der Temperatur durch den zusätzlichen Wärmeeintrag kann aber wesentlich genauer bestimmt werden, da die Position der Sensoren selbst nicht verändert wird. Die Reproduzierbarkeit einer solchen Temperaturmessung liegt nach Herstellerangaben [79, 80] bei maximal  $\pm 40 \text{ mK}$ . Ausgewertet werden die Temperaturänderungen am gesamten Kaltfinger und die Leistungscharakteristik am Kaltkopf. Als Bezugs- werte dienen die Temperaturverteilungen nach Abb. 4.3. Hierin sind zwei Temperaturverteilungen des Kaltfingers für Grundheizlasten am Kaltkopf von  $\dot{Q}_{KK} = 0 \text{ W}$  und  $\dot{Q}_{KK} = 90 \text{ W}$  dargestellt. Für zusätzliche Wärmeeinträge an Position B der Pulsationsröhre entsteht beginnend mit der Standard-Leistungskurve in Abb. 4.4



**Abb. 4.4:** Leistungscharakteristik des U-förmigen Pulsationsröhrenkühlers. Der zusätzliche Leistungseintrag erfolgte an der Pulsationsröhre (Position B). Die dargestellte, eingetragene Gesamtheizleistung ergibt sich aus der Summe der Heizleistungen am Kaltkopf (Standardkurve) und der an Position B zusätzlich eingebrachten Heizleistung (KK-Kaltkopf, PR-Pulsationsröhre).

eine jeweils neue Leistungscharakteristik. Der zusätzlich eingetragene Wärmestrom wird dabei schrittweise von  $\dot{Q}_{zu} = 0\text{ W}$  bis  $\dot{Q}_{zu} = 25\text{ W}$  erhöht. Unterschiedliche Positionen an der Pulsationsröhre bedingen einen unterschiedlich starken Anstieg der Kaltkopftemperatur in Abhängigkeit des zusätzlichen Wärmestroms. Die Summe aus Grundheizlast am Kaltkopf und der zusätzlichen Heizlast an der Pulsationsröhre über der sich einstellenden Kaltkopftemperatur zeigt einen deutlichen Unterschied des Anstiegs der Leistungskurven in Abb. 4.5. Je näher der zusätzliche

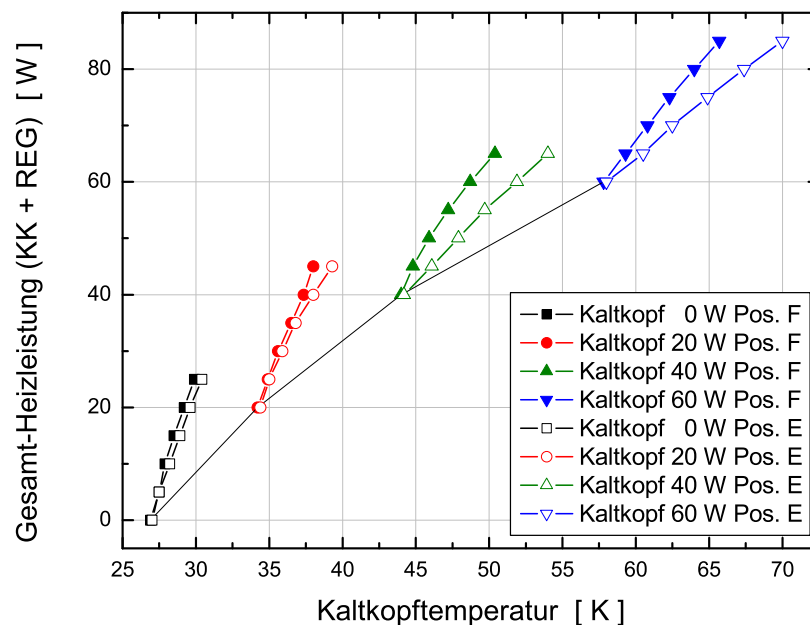


**Abb. 4.5:** Leistungscharakteristik des U-förmigen Pulsationsröhrenkühlers. Vergleich unterschiedlicher Positionen, der an der Pulsationsröhre zusätzlich eingetragenen Heizleistung (Position A oder B). Je näher der Wärmeeintrag am warmen Ende der Pulsationsröhre erfolgt, umso geringer fällt der Temperaturanstieg am Kaltkopf aus (KK-Kaltkopf, PR-Pulsationsröhre).

Wärmeeintrag am Kaltkopf stattfindet, umso mehr gleicht sich die Leistungskurve der Standard-Leistungskurve an. Ebenso bewirkt eine Änderung der Position in Richtung warmes Ende der Pulsationsröhre einen immer geringer werdenden Temperaturanstieg am Kaltkopf. Der Anstieg der dargestellten Leistungskurve ist also

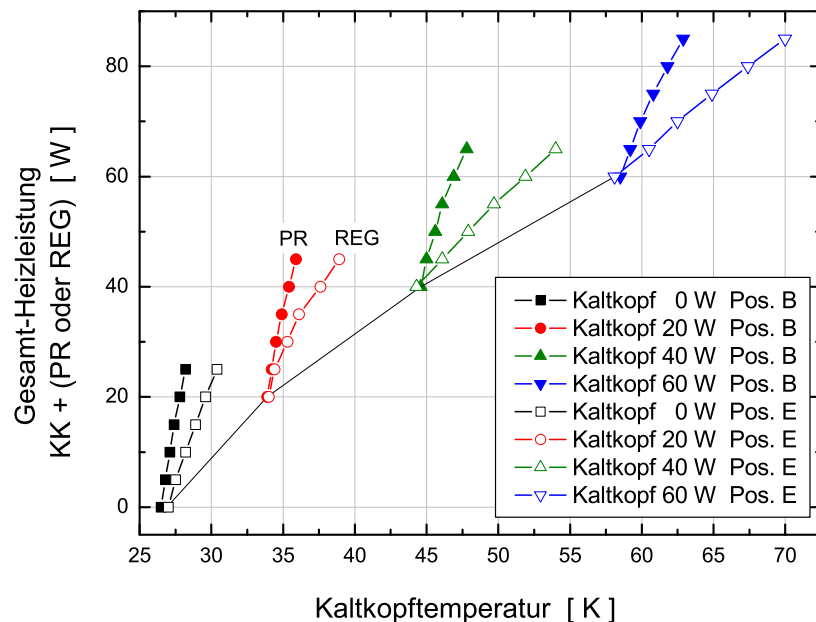
direkt mit der Position des zusätzlichen Wärmeeintrags verknüpft.

Im nächsten Schritt wurden die gleichen zusätzlichen Wärmeströme in den Regenerator eingetragen. Eine zu Abb. 4.5 äquivalente Darstellung für die Heizpositionen E oder F am Regenerator ist in Abb. 4.6 gezeigt. Der Einfluss auf die Leistungscharakteristik weist einen qualitativ ähnlichen Zusammenhang auf. Die positionsabhängigen Temperaturanstiege am Regenerator fallen hierbei geringer aus als an der Pulsationsröhre. Innerhalb der Pulsationsröhre wird der zusätzlich eingetragene Wärmestrom zum warmen Ende hin transportiert, wohingegen in der Regeneratormatrix die periodische Wärmespeicherung erfolgt und der zusätzliche Wärmestrom eine erhöhte Austrittstemperatur aus dem Regeneratorelement bewirkt. Ein direkter Vergleich ist für die Positionen B an der Pulsationsröhre und E am Regenerator möglich. Der unterschiedliche Anstieg für die Pulsationsröhre und den Regenerator tritt bei den Leistungskurven nach Abb. 4.7 deutlich hervor. Der jeweils steilere Anstieg der zusätzli-



**Abb. 4.6:** Leistungscharakteristik des U-förmigen Pulsationsröhrenkühlers. Vergleich unterschiedlicher Positionen der am Regenerator zusätzlich eingetragenen Heizleistung, Position E oder F (KK-Kaltkopf, REG-Regenerator).

chen Leistungskurven ist mit dem Wärmeeintrag an der Pulsationsröhre verbunden. Das bedeutet, dass ein zusätzlicher Wärmestrom in den Regenerator eine deutlich stärkere Temperaturerhöhung am Kaltkopf bewirkt als der Eintrag eines quantitativ gleichen Wärmestroms in die Pulsationsröhre. Dieses Ergebnis tritt bei allen Grundheizlasten am Kaltkopf auf und verstärkt sich mit steigender Grundheizlast. Zusammenfassend ist festzustellen, dass für die hier durchgeführten Untersuchungen ein zusätzlicher Wärmestrom in die Pulsationsröhre weniger nachteilig für die Gesamtleistungscharakteristik ist als ein zusätzlicher Wärmestrom in den Regenerator. Es ist vorteilhaft, einen internen thermischen Kontakt zu schaffen, um einen definierten Wärmestrom aus dem Regenerator in die zugehörige Pulsationsröhre zu erreichen. Die interne Kühlung des Regenerators durch die eigene Pulsationsröhre verbessert das Leistungsverhalten des untersuchten U-förmigen Pulsationsröhrenkühlers. Die



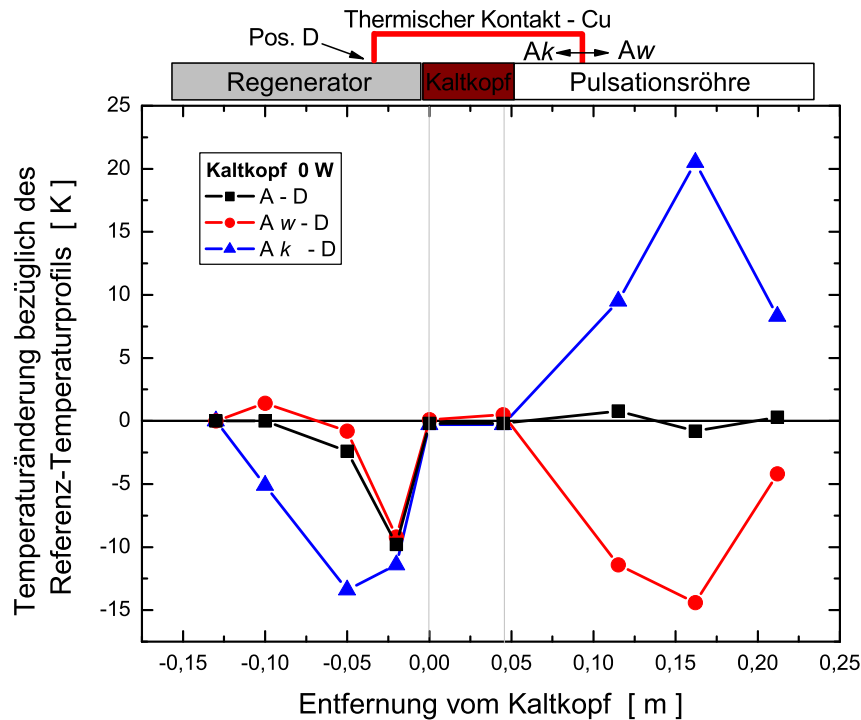
**Abb. 4.7:** Leistungscharakteristik des U-förmigen Pulsationsröhrenkühlers. Vergleich der zusätzlich eingetragenen Heizleistungen an Pulsationsröhre und Regenerator. Thermodynamisch äquivalente Positionen bezüglich der Anordnung nach Abb. 4.1 sind B an der Pulsationsröhre (PR) und Position E am Regenerator (REG).

Umsetzung des internen thermischen Kontakts zur Kühlung des Regenerators erfolgt bei einem Pulsationsröhrenkühler in koaxialer Bauweise durch den geeigneten geometrischen Aufbau des Kaltfingers unter Berücksichtigung der Temperaturverteilungen. Bedingt durch die vergleichbaren Geometrien und Temperaturverteilungen in Kaltfingern von Pulsationsröhrenkühlern sind diese Ergebnisse verallgemeinerbar.

### 4.3 Variation des internen thermischen Kontakts zwischen Pulsationsröhre und Regenerator

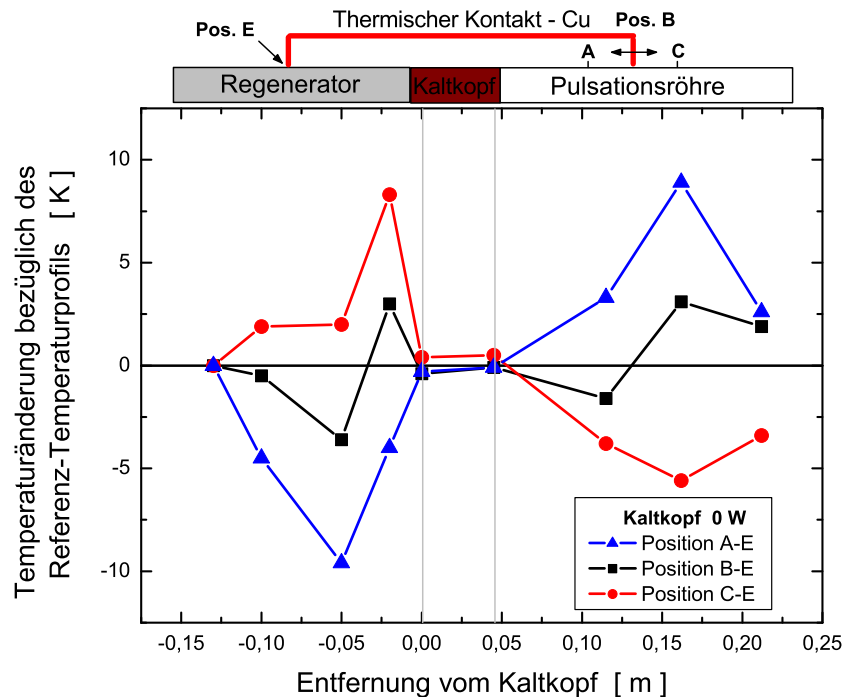
Die bisher dargestellten Ergebnisse implizieren die Untersuchung des direkten Wärmeübertrags aus dem Regenerator in die Pulsationsröhre. Um einen thermischen Kontakt zwischen dem Regenerator und der Pulsationsröhre zu realisieren, wurde ein Referenzpunkt am Regenerator (Position D oder E) mittels einer hochflexiblen Kupferlitze mit der Pulsationsröhre an den Positionen A, B und C verbunden. Der Gesamtquerschnitt der thermischen Brücke beträgt  $50 \text{ mm}^2$ . Die Ankontaktierung an die Wandmaterialien erfolgt durch Kupferschellen mit einer Kontaktfläche von jeweils  $1750 \text{ mm}^2$  an jeder Röhre. Durch die Veränderung des Kontaktpunkts an der Pulsationsröhre kann die Richtung und die Quantität des übertragenen Wärmestroms variiert werden. Aus der Veränderung des Temperaturprofils im Kaltfinger bezüglich der Referenz-Temperaturverteilung aus Abb. 4.3 erfolgt die Auswertung des Einflusses des thermischen Kontakts. Abbildung 4.8 zeigt die Änderung der Temperaturen zum Referenz-Temperaturprofil im Kaltfinger. Oberhalb des Diagramms sind schematisch die Positionen von Regenerator, Kaltkopf und Pulsationsröhre mit dem thermischen Kontakt eingezeichnet. Für die Position D am Regenerator ist eine Variation der Kontaktposition A an der Pulsationsröhre notwendig, um einen Temperaturgradienten aufbauen zu können. Deshalb wurde die Kupferschelle an der Pulsationsröhre ausgehend von Position A  $15 \text{ mm}$  in Richtung kaltes Ende (Indizierung  $A_k$ ) und in entgegengesetzter Richtung (Indizierung  $A_w$ ) verschoben. Die





**Abb. 4.8:** Temperaturänderung am Kaltfinger durch einen thermischen Kontakt zwischen Pulsationsröhre und Regenerator (Position D) bezüglich der Referenz-Temperaturverteilung. Variiert wird der übertragene Wärmestrom in Betrag und Richtung durch Ändern der Position an der Pulsationsröhre, schematisch oberhalb des Diagramms dargestellt.

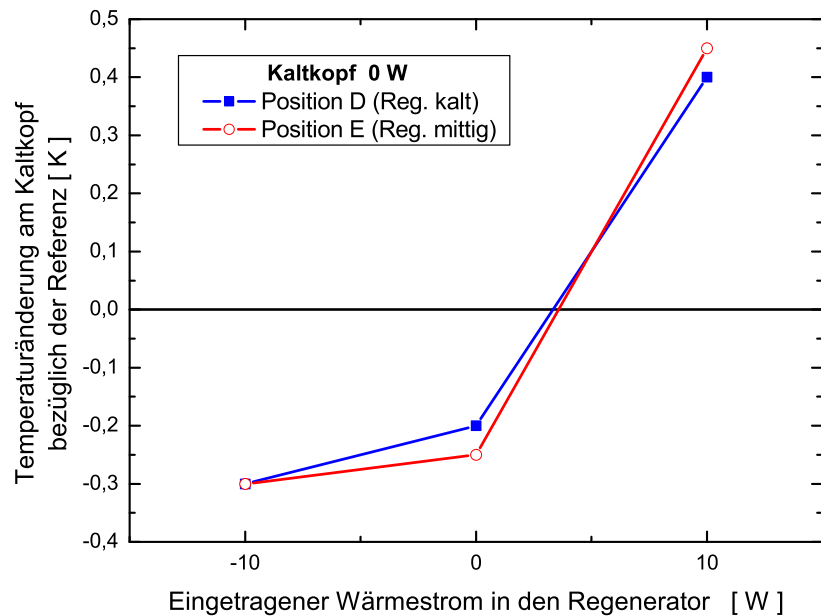
zweite Kupferschelle blieb dabei unverändert an Position D am Regenerator. Der Einfluss auf die Temperaturverteilung der Pulsationsröhre ist eindeutig, ein zusätzlicher Wärmestrom in die Pulsationsröhre erhöht die Temperaturen und umgekehrt. Die Kühlung des Regenerators am kalten Ende (Position D) senkt die Kaltkopf-temperatur. Die Änderungen der Temperatur des Regenerators fallen auf Grund der erheblich größeren thermischen Masse geringer aus und weisen keine eindeutige Änderung vergleichbar zur Pulsationsröhre auf. Hier wirkt sich der Effekt des in Abschn. 4.1 eingeführten dc-flow aus. Die durch den zusätzlichen Wärmeeintrag auftretende Temperaturerhöhung des ausströmenden Fluids bewirkt eine Dichteverringerung. Für einen konstanten Differenzdruck über dem Nadelventil (unveränderte Ventilstellung) ist der Volumenstrom ebenfalls konstant. Dadurch bewirkt die



**Abb. 4.9:** Temperaturänderung am Kaltfinger durch einen thermischen Kontakt zwischen Pulsationsröhre und Regenerator (Position E) bezüglich der Referenz-Temperaturverteilung. Variiert wird der übertragene Wärmestrom in Betrag und Richtung durch Ändern der Position an der Pulsationsröhre, schematisch oberhalb des Diagramms dargestellt.

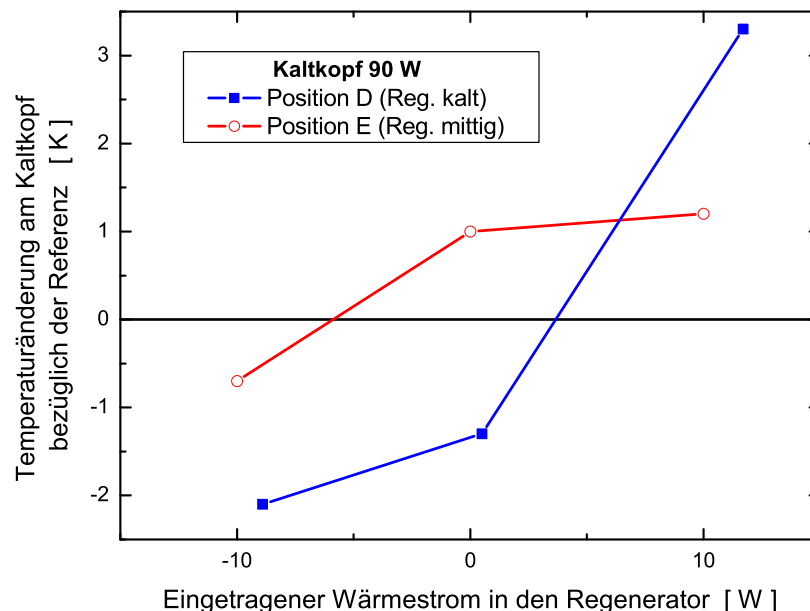
Temperaturerhöhung eine Änderung der Massenbilanz am warmen Ende der Pulsationsröhre dahingehend, dass der ausströmende Massenstrom verringert ist. Eine nicht vollständige Kompensation dieses zusätzlich auftretenden dc-flows erklärt die Abkühlung am kalten Ende des Regenerators für die beiden Positionen A und  $A_w$ . Für eine Grundlast am Kaltkopf von  $\dot{Q} = 90\text{ W}$  ergibt sich ein vergleichbarer aber stärkerer Einfluss des thermischen Kontakts. Die detaillierte Auswertung des Einflusses am Kaltkopf erfolgt in Abb. 4.10 und 4.11 für beide untersuchten Positionen am Regenerator. Die Änderungen der Temperaturverteilung für die gewählte Position E am Regenerator ist für alle eingestellten thermischen Kontakte eindeutig, siehe Abb. 4.9. Gegenüber der Position D am Regenerator sind die auftretenden Temperaturänderungen an der Pulsationsröhre bei Position E geringer, die Änderungen der Regeneratortemperaturen sind hier jedoch deutlich. Auch bei

der Kontaktstelle mittig am Regenerator bewirkt eine Kühlung des Regenerators eine Senkung der Kaltkopf­temperatur. Die Abhängigkeit bezüglich der Richtung des internen Wärmestromes bestätigt sich. Eine detaillierte Darstellung der Temperaturänderung am Kaltkopf zeigt Abb. 4.10. Hier sind für den Fall keiner Grund­Heizlast ( $\dot{Q}_{KK} = 0\text{ W}$ ) am Kaltkopf, die Temperaturänderungen am Kaltkopf über dem übertragenen Wärmestrom aufgetragen, der aus den am thermischen Kontakt gemessenen Temperaturdifferenzen abgeschätzt wurde. Beide Positionen am Regenerator zeigen qualitativ übereinstimmende Werte. Im Fall der Kühlung des Regenerators durch die eigene Pulsationsröhre resultiert eine Absenkung der Kaltkopf­temperatur um  $\Delta T_{KK} = -0,3\text{ K}$  und eine damit verbundene Steigerung der Leistungscharakteristik. Im umgekehrten Fall kommt es zu einer Temperaturerhöhung



**Abb. 4.10:** Temperaturänderung am Kaltkopf bei variierendem, internen Wärmeübertrag am Regenerator (Position D und E). Die jeweilige Wärmequelle oder Senke wird durch die Kontaktstellen an der Pulsationsröhre in Verbindung mit der Temperaturverteilung am Kaltfinger vorgegeben. Die Werte des intern übertragenen Wärmestroms  $\dot{Q}_{int}$  sind aus der auftretenden Temperaturdifferenz abgeschätzt. Negative Werte bedeuten dabei eine Kühlung des Regenerators durch die „eigene“ Pulsationsröhre. Am Kaltkopf wird keine Heizleistung  $\dot{Q}_{KK} = 0\text{ W}$  als Grundlast eingetragen.

um  $\Delta T_{KK} = +0,4 K$ . Die gemessene Temperaturverringernung bei  $\dot{Q}_{int} = 0 W$  hat ihre Ursachen in auftretenden dynamischen Effekten (die Dämpfung der Temperaturwelle im Festkörper verringert sich drastisch bei tiefen Temperaturen, vgl. Abb. 1.5). Im Fall einer Grund-Heizlast am Kaltkopf von  $\dot{Q}_{KK} = 90 W$  verstärkt sich die auftretende Temperaturänderung am Kaltkopf, siehe Abb. 4.11. Für einen intern übertragenen Wärmestrom von  $\dot{Q}_{int} \approx -10 W$  beträgt die Temperaturänderung  $\Delta T_{KK} = -2,1 K$  in Position D. Die Kühlung auf mittlerer Distanz des Regenerators zeigt einen mit  $\Delta T_{KK} = -0,7 K$  geringeren Effekt. Wiederum ist die Temperaturänderung am Kaltkopf bei geringem bis keinem internen Wärmestrom verschieden von Null, mit unterschiedlicher Tendenz zwischen Position D und E. Hierbei kommt zu den bereits beschriebenen dynamischen Effekten, das bei  $\dot{Q}_{KK} = 90 W$  erheblich höhere Temperaturniveau im gesamten Kaltfinger zum Tragen. Dies spricht für den Kühleffekt bei tieferen Temperaturen (dynamische Effekte sind bei Position D noch



**Abb. 4.11:** Temperaturänderung am Kaltkopf bei variierendem, internen Wärmeübertrag am Regenerator (Position D und E) für eine Grund-Heizlast am Kaltkopf von  $\dot{Q}_{KK} = 90 W$ . Die Abschätzung des Wärmestroms erfolgt äquivalent zu den Ergebnissen in Abb. 4.10.

vorhanden), wohingegen bei Position E am Regenerator dynamische Effekte stärker gedämpft werden. Die Temperaturänderungen am Kaltkopf, hervorgerufen durch den internen thermischen Kontakt zwischen Pulsationsröhre und Regenerator, sind umso größer, je geringer das Temperaturniveau der Interaktion ist. Große Heizlasten am Kaltkopf rufen einen stärkeren Einfluss des internen thermischen Kontakts hervor. Die Kühlung des Regenerators durch die zugehörige Pulsationsröhre verringert die Tiefsttemperatur am Kaltkopf ebenso wie im Bereich hoher Kühlkapazitäten. Der interne thermische Kontakt beeinflusst die Leistungscharakteristik des Pulsationsröhrenkühlers. Bei ungeeignet ausgeführter thermischer Kopplung kann sich das Leistungsverhalten des Pulsationsröhrenkühlers verschlechtern. Im Gegensatz dazu ist mit geeigneter thermischer Kopplung eine Absenkung der Kaltkopftemperaturen und eine damit verbundene Verbesserung der Leistungscharakteristik erreichbar [71]. Um diesen Effekt in einem Pulsationsröhrenkühler in U-förmigen Design zu nutzen, ist es vorteilhaft, thermische Brücken auf höherem Temperaturniveau  $T > T_{KK}$  zwischen Pulsationsröhre und Regenerator zu schaffen, die eine zusätzliche äußere Kühlung der Regeneratormatrix gewährleisten. Darüber hinaus leitet sich aus den in diesem Kapitel dargestellten Erkenntnissen der Vorschlag ab, thermische Brücken zur dc-flow Kontrolle an U-förmigen Pulsationsröhrenkühlern in der „double-inlet“ Ausführung zu testen. Bei der dortigen, passiven Art der Phasenschiebung am warmen Ende der Pulsationsröhre treten bauartbedingt dc-flow Probleme auf [76, 77, 81, 82].

Beim Aufbau koaxialer Pulsationsröhrenkühler ist es möglich, einen intrinsischen thermischen Kontakt durch die optimierte Anordnung der Kaltfingergeometrien zu erreichen und somit die Leistungscharakteristik des Pulsationsröhrenkühlers zu steigern. Der koaxiale Aufbau des Kaltfingers bietet neben der Störrarmut (geringe Vibrationsniveaus, vor allem senkrecht zur Achse des Kaltfingers–Vermeidung von Kippschwingungen) strömungsdynamische Vorteile an Komponentenübergängen und zusätzlich die Möglichkeit der Nutzung des internen thermischen Kontakts. Qualitativ ist hierdurch bei koaxialen Anordnungen ein merklich selbststabilisieren-

---

des Betriebsverhalten beobachtbar. Geringe, nicht abgegliche dc-flows, verschieben über lange Zeiträume das Temperaturprofil im Kaltfinger, bis es zu einer Kurzzeitin stabilität kommt [77]. Dabei wurden Anstiege der Kaltkopftemperatur um bis zu 100 K mit nachfolgendem Zurückkehren auf die ursprünglichen Temperaturniveaus beobachtet. In koaxialen Pulsationsröhrenkühlern werden durch den internen thermischen Kontakt kleine Störungen ausgeglichen, das zu einem äußerst stabilen Betriebsverhalten führt. Begründet durch die aufgeführten Vorteile des koaxialen Aufbaus werden zunehmend einstufige Pulsationsröhrenkühler in derartiger Geometrie des Kaltfingers von Forschungsgruppen und kommerziellen Herstellern entwickelt [45, 83, 84, 85, 86, 87].

Aus den gewonnenen Erkenntnissen der Eignung der bleibeschichteten Siebgewebe als fluiddurchströmte Regeneratormatrix im Temperaturbereich unterhalb 60 K erfolgt der Test dieser inhomogen aufgebauten Speichermassen in Pulsationsröhrenkühlern koaxialer Anordnung. Dabei werden die in Kapitel 3 beschriebenen Vorteile der bleibeschichteten Siebgewebe mit dem koaxialen Design optimal kombiniert.

# 5 Leistungscharakteristik bleibeschichteter Siebgeweberegeneratoren

Der Einfluss der thermodynamischen Eigenschaften der Regeneratormatrix auf den kälteerzeugenden Prozess und die damit verbundenen statischen und dynamischen Verlustmechanismen werden in einem Prototyp-Pulsationsröhrenkühler getestet. Dabei handelt es sich um einen einstufigen Pulsationsröhrenkühler in koaxialer Ausführung des Kaltfingers. In diesem Anwendungsfall wird die Regeneratormatrix so gestaltet, dass:

- ein möglichst geringer Reibungsdruckverlust auftritt (Reibungsdruckverluste beschränken das mögliche Druckverhältnis der adiabaten Verdichtung und Entspannung und stellen gleichzeitig eine innere Wärmequelle im Regenerator dar),
- die nach Hausen [60] definierte Umschaltbedingung gewährleistet ist, d.h., am jeweiligen Ausgang der Regeneratormatrix pro Halbperiode keine messbare Temperaturänderung des Fluids auftritt. Dem entsprechend muss das Verhältnis der Wärmekapazität von Regeneratormatrix zu Wärmekapazität des Fluidstroms pro Halbperiode  $\frac{C_{Reg}}{C_{Fl,min}} \geq 1$  sein, vgl. [15],
- der interne thermische Kontakt innerhalb des Kaltfingers möglichst gut zur Kühlung des Regenerators genutzt wird.

Die experimentelle Untersuchung bleibeschichteter Siebgewebe in einem Pulsationsröhrenkühler weist die Eignung als Tieftemperatur-Regeneratormatrix nach und erweitert die Anwendungsfelder derartiger Kleinkälteanlagen. Der Test, von an der

Friedrich-Schiller-Universität Jena speziell entwickelten bleibeschichteten Siebgewebeproben, durch mehrere internationale Forschergruppen, führte zu deutlichen Verbesserungen der Leistungscharakteristik. Für die Gruppe von Air Liquide, um A. Ravex, sind erste Daten bereits in [41] veröffentlicht.

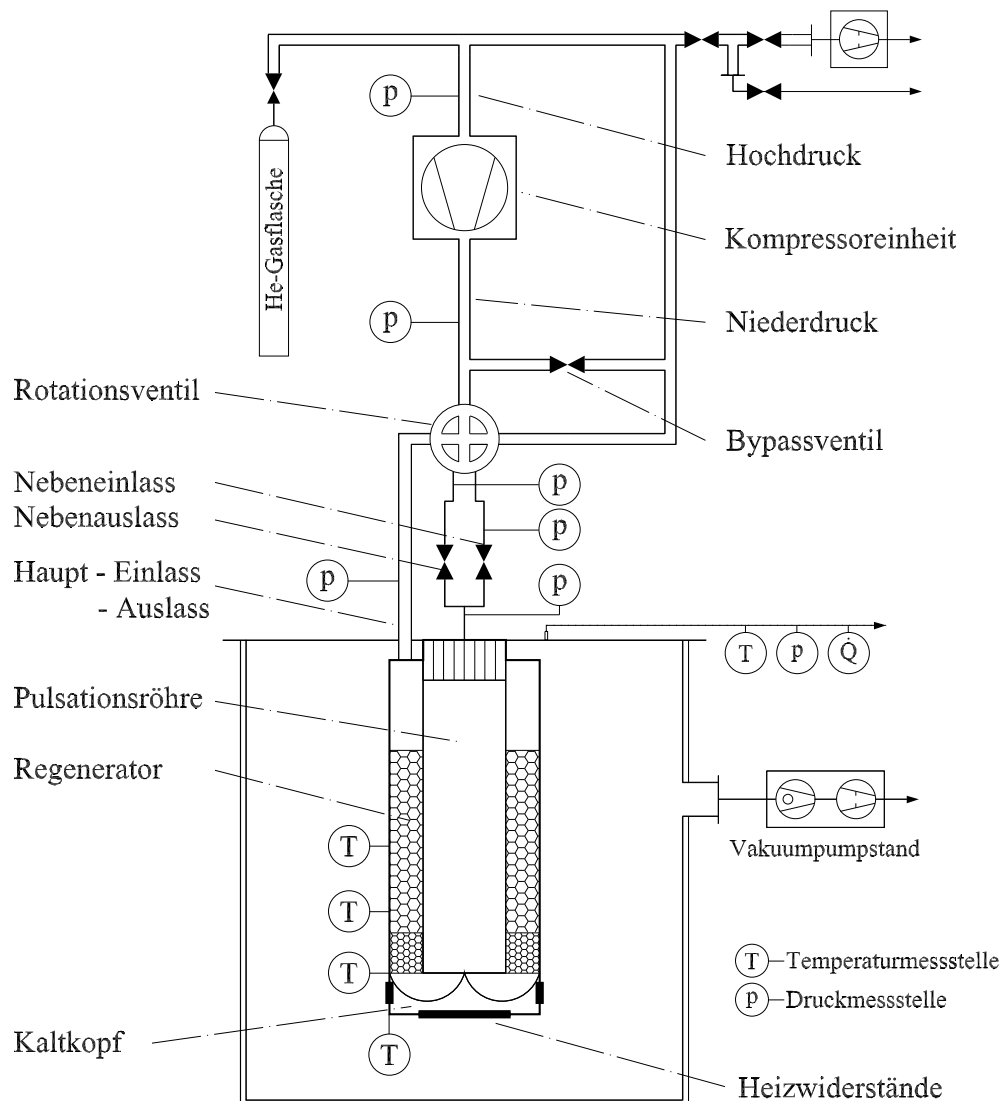
## 5.1 Experimenteller Aufbau des einstufigen, koaxialen Pulsationsröhrenkühlers

Die aktuellen Entwicklungstendenzen einstufiger Pulsationsröhrenkühler liegen im Bereich hoher Kühlkapazitäten bei Kaltkopftemperaturen von  $T_{KK} \leq 80 \text{ K}$  [88] und möglichst geringen Tiefsttemperaturen  $T_{KK} \leq 20 \text{ K}$ , z.B. für supraleitende Anwendungen von  $\text{MgB}_2$ . Neuentwickelte Motoren und Generatoren auf Basis hochtemperatursupraleitender Baugruppen werden beispielsweise mit flüssigem Neon gekühlt [89, 90]. Angestrebt sind dabei Kühlkapazitäten bis  $\dot{Q}_{KK} = 100 \text{ W}$  bei einer Temperatur von  $T_{KK} = 25 \text{ K}$ . Um diese Ziele mit Kleinkälteanlagen bei Eingangsleistungen deutlich unter 10 kW zu erreichen, sind erhebliche Leistungssteigerungen im entsprechenden Temperaturbereich erforderlich. Aufbauend auf meiner Diplomarbeit [40] und den Arbeiten von A. Waldauf [18] erfolgt der experimentelle Test bleibeschichteter Siebgewebe in einem Prototypen eines einstufigen Pulsationsröhrenkühlers. Den grundlegenden Aufbau des koaxialen Pulsationsröhrenkühlers integriert in den schematisch dargestellten Versuchsstand zeigt Abb. 5.1. Die pneumatische Ansteuerung des Kaltfingers erfolgt über das integrierte, zentrale Rotationsventil in Kombination mit zwei Nadelventilen, die in Abb. 5.1 als Nebeneinlass bzw. -auslass bezeichnet sind [91, 92]. Mit diesen Ventilen werden die aktive Phasenschiebung am warmen Ende der Pulsationsröhre und die in Abschn. 4.3 dargelegte dc-flow Kontrolle realisiert. Die zum Einsatz kommende Messtechnik wird in Abschn. 6.2 zusammenfassend beschrieben.

Die Variation der Regeneratorporosität und der Wärmekapazität der Speicherma-



trix erfolgte in drei Schritten [18], vgl. Tab. 5.1. Die in [22] beschriebene eindimensionale numerische Modellierung gestattet es, das komplexe Zusammenwirken der Eigenschaften der Regeneratormatrix mit denen des Fluidstroms zu simulieren und Vorgaben für den Aufbau der inhomogenen Testregeneratoren zu geben. Gemessene Druck-Randbedingungen des Kaltfingers gemäß Abb. 5.1 wurden zur Simulation des viskosen, kompressiblen Fluidstroms herangezogen.



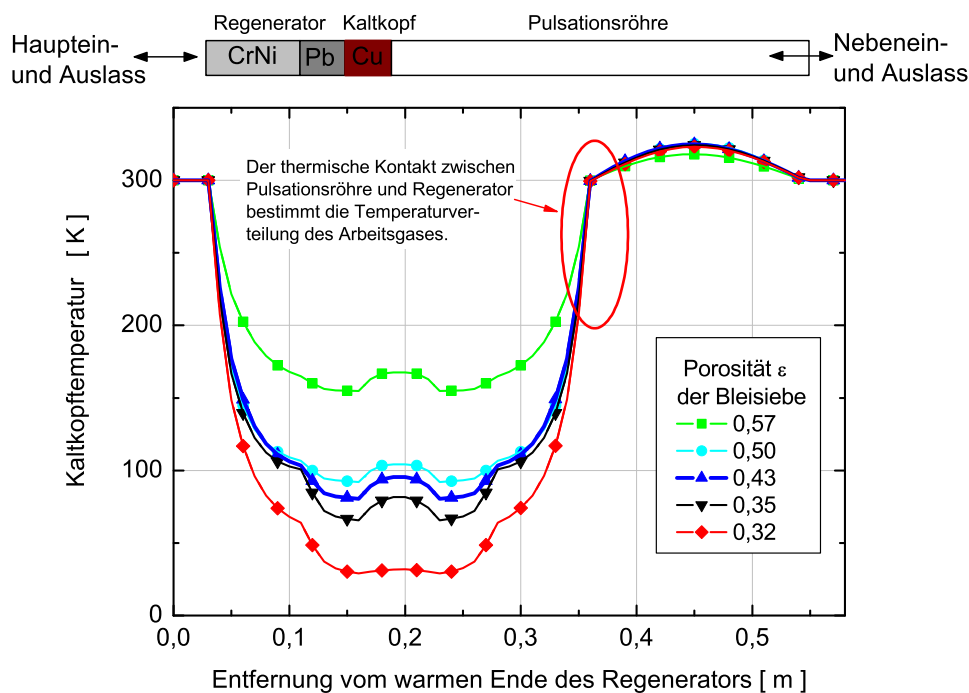
**Abb. 5.1:** Schema des Gesamtaufbaus eines koaxialen Pulsationsröhrenkühlers mit aktiver Phasenschiebung.

Konstruktion	REG 1	REG 2	REG 3
Regenerator-Siebgewebe	Edelstahl	Edelstahl + Blei	Edelstahl + Blei
Regenerator-Länge	12 cm	8 cm + 4 cm	8 cm + 4 cm
Porosität	0,57	0,57 + 0,43	0,57 + 0,39

**Tab. 5.1:** Parameter der untersuchten Regeneratorvariationen. Der Einsatz bleibeschichteter Siebgewebe erfolgt im Bereich der ersten 4 cm beginnend vom Kaltkopf, entsprechend einer Matrixtemperatur unterhalb von 60 K auf Grund der nach Abb. 1.4 temperaturabhängigen volumetrischen Wärmekapazität. Daten für REG 1 und REG 2 aus [18, 40].

## 5.2 Numerische Simulation -Variation der Porosität

In Abb. 5.2 ist der berechnete, zeitlich gemittelte Temperaturverlauf innerhalb des Kaltfingers dargestellt. Als Parameter wurde die Porosität der bleibeschichteten Regeneratormatrix zwischen  $\epsilon = 0,57$  (REG 1) schrittweise bis  $\epsilon = 0,32$  variiert [45].

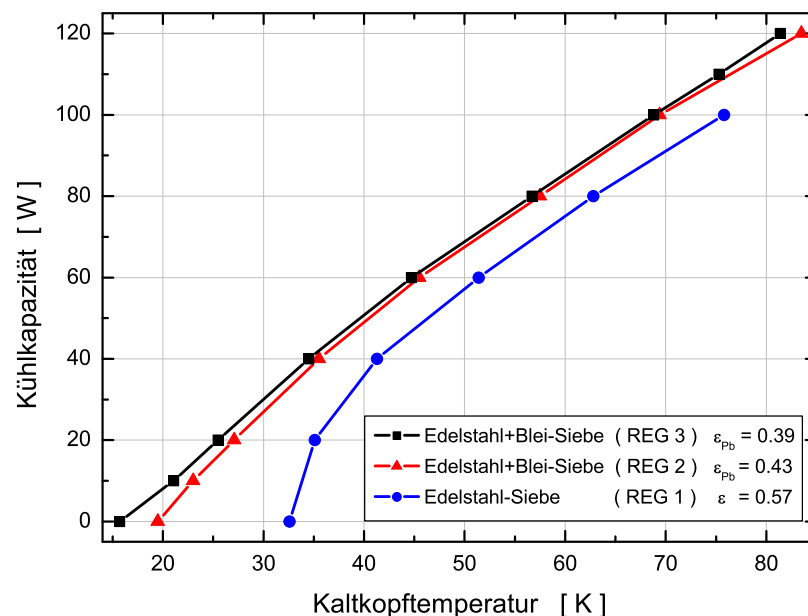


**Abb. 5.2:** Numerisch simulierte Temperaturverteilung innerhalb des Pulsationsröhrenkühlers für eine eingetragene Heizleistung von 110 W. Die verwendeten, experimentell bestimmten Druck-Randbedingungen gelten nur in einem engen Bereich der Porosität um 0,43. Davon zunehmend abweichende Randbedingungen (Porosität 0,57 und 0,32) sind tendenziell kritisch zu betrachten.

Kritisch zu betrachten sind dabei Porositätswerte mit zunehmender Abweichung von den gemessenen Druck-Randbedingungen, die streng nur für eine Regeneratorporosität von 0,43 (REG 2) gelten. Die numerische Simulation zeigt dennoch eine Tendenz der Absenkung der Kaltkopftemperatur mit geringerer Porosität der eingesetzten bleibeschichteten Siebgewebe im Kaltteil der coaxialen Regeneratormatrix. Diesen Ergebnissen folgend wurde eine dritte Regeneratormatrix mit einer Porosität von 0,39 (REG 3) entsprechend Abschn. 2 aufgebaut und untersucht.

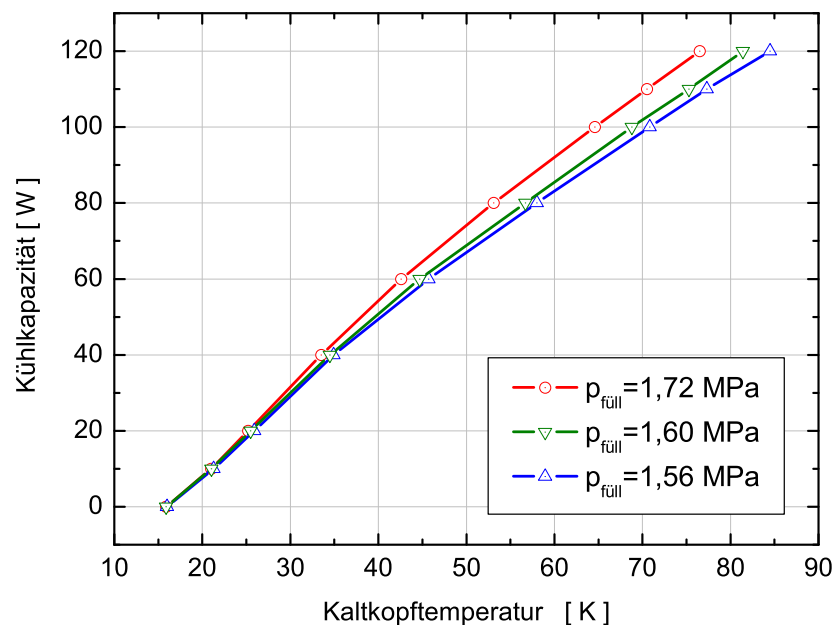
### 5.3 Leistungscharakteristik des einstufigen Pulsationsröhrenkühlers

Durch die materialbedingte Steigerung der Wärmekapazität der Regeneratormatrix im kältesten Teil (Blei), ist eine deutliche Verringerung der Tiefsttemperatur in



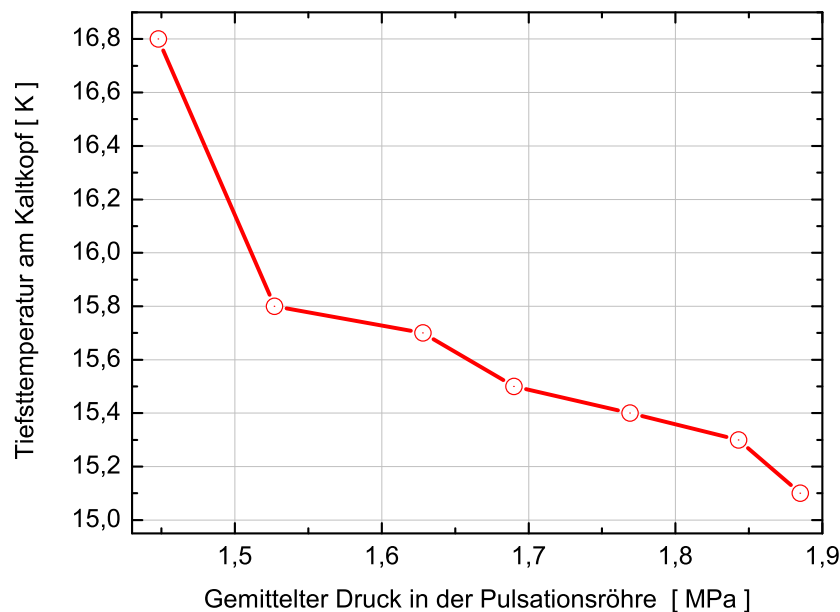
**Abb. 5.3:** Leistungscharakteristik des coaxialen Pulsationsröhrenkühlers für drei verschieden aufgebaute Regeneratorfüllungen. Variiert wurde die Porosität im kalten Teil (4 cm) der Regeneratormatrix. Kompressoreinheit Leybold RW 6000, 1,6 MPa Fülldruck. Leistungsdaten von REG 1 und REG 2 aus [18, 40].

Abb. 5.3 zu verzeichnen. Ohne einen zusätzlich eingetragenen Wärmestrom erreichte der reine Edelstahlregenerator 32 K [18]. Mit geringer werdender Porosität der bleibeschichteten Siebgewebe (steigende Beschichtungsdicke) fällt die Tiefsttemperatur bis auf 16 K. Damit verbunden ist eine erhebliche Leistungssteigerung, so dass im Testfall (REG 3) bei 30 K bereits eine Kühlkapazität von 30 W zur Verfügung gestellt werden kann [45]. Die gegenüber Kugelschüttungen geringeren Reibungsverluste pro übertragener Wärmemengeneinheit (NPH/NTU) bewirken eine beachtenswerte Leistungscharakteristik bis zum Flüssig-Stickstoff-Temperaturniveau von 80 K, vgl. [85]. Die Resultate der numerischen Simulation sind damit bestätigt. Bleibeschichtete Siebgewebe können über den gesamten Temperaturbereich das Leistungsverhalten des Pulsationsröhrenkühlers verbessern. Der Einfluss des Verhältnisses der Wärmekapazitäten von Regeneratormatrix zur Wärmekapazität des Fluidstroms pro Zeiteinheit hängt neben der Temperaturverteilung im Kaltfinger vom



**Abb. 5.4:** Leistungscharakteristik des einstufig koaxialen Pulsationsröhrenkühlers für verschiedene Fülldrücke, Kompressoreinheit Leybold RW 6000.

Druck des Fluids ab. Ein größerer Fülldruck bewirkt im Zusammenspiel mit der Verdichterbox ein steigendes Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck  $p_H/p_N$  und eine Vergrößerung des kälteerzeugenden Effekts. Damit erklärt sich die in Abb. 5.4 dargestellte Verbesserung des Leistungsverhaltens mit steigendem Fülldruck. Im Bereich der Tiefsttemperatur macht sich der mit einer Mitteldruckerhöhung steigende Wärmekapazitätsstrom des Fluids dahin gehend bemerkbar, dass das Verhältnis  $C_{Reg}/C_{Fl,min}$  fällt und den Gesamtprozess zu tiefen Temperaturen limitiert (unvollständige Wärmespeicherung in der Regeneratormatrix, vgl. [39]). Durch die möglichst exakte Messung der Kaltkopftemperatur mittels eines kalibrierten Cernox-Sensors [80], mit einer Abweichung von  $\Delta T = \pm 30 \text{ mK}$ , konnte die Abhängigkeit der erzielten Tiefsttemperatur vom Mitteldruck in der Pulsationsröhre untersucht werden, siehe Abb. 5.5. Die trotz steigendem Mitteldruck fallende Kaltkopftempe-



**Abb. 5.5:** Abhängigkeit der erreichten Tiefsttemperatur am Kaltkopf des einstufig koaxialen Pulsationsröhrenkühlers vom eingestellten Mitteldruck in der Pulsationsröhre. Die Wärmekapazität des bleibeschichteten Siebgewebes ist hoch genug, um eine sinkende Tiefsttemperatur mit steigendem Mitteldruck zu gewährleisten.

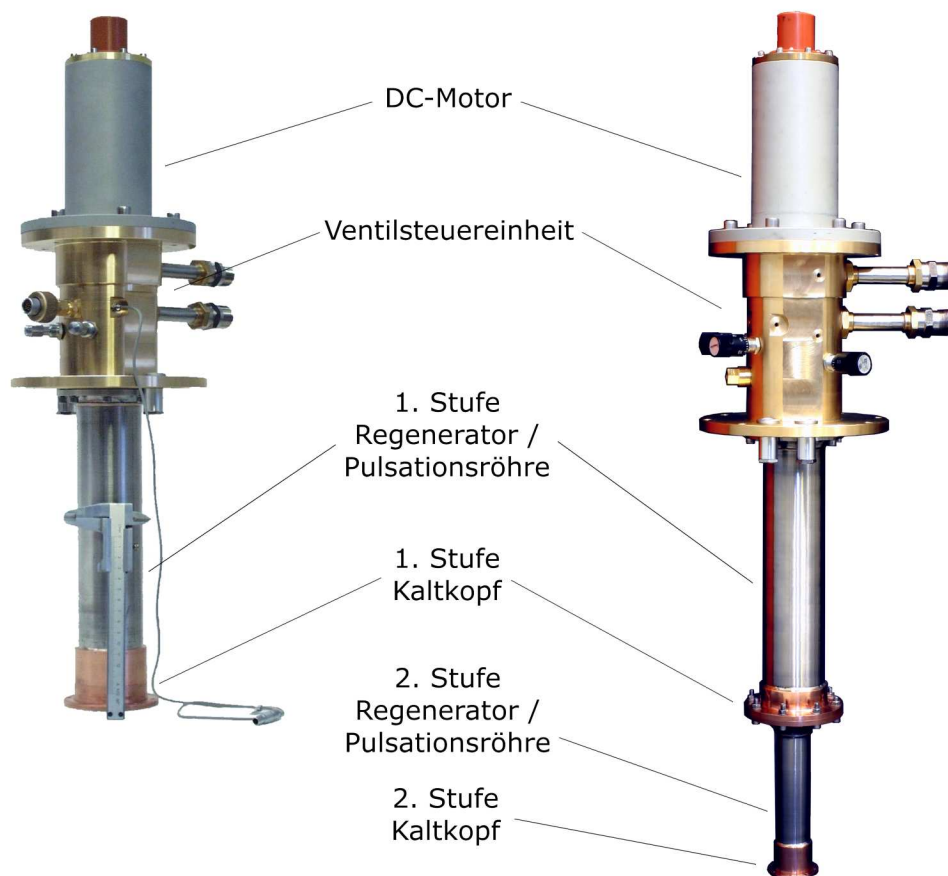
ratur zeigt eindeutig, dass die eingebrachte Wärmekapazität der bleibeschichteten Siebgewebe ausreicht, um die Verluste durch unvollständige Wärmespeicherung gering zu halten. Mit einer erreichten Tiefsttemperatur von unter 16 K erschließen die entwickelten bleibeschichteten Siebgewebe den Temperaturbereich von zweistufigen Pulsationsröhrenkühlern. Die Vorkühlung einer zweiten Stufe und die damit verbundene Trennung vom Umgebungstemperaturniveau ermöglicht den Test bleibeschichteter Siebgewebe als Regeneratormatrix bis in den Tieftemperaturbereich um 5 K. Bei Temperaturen unterhalb 15 K steigen die Regenerationsverluste stark an, so dass die thermodynamischen Grenzen poröser Bleimaterialien als wärmespeichernde Matrix erreicht werden. Um Kaltkopftemperaturen deutlich unter 4,5 K zu erreichen, ist der Einsatz von Selten-Erd-Legierungen [33] in Form von Kugelschüttungen unumgänglich [93, 94, 95]. Dabei nutzt man das lokale Maximum der Wärmekapazität bei der jeweiligen Umwandlungstemperatur. Bedingt durch den magnetischen Phasenübergang, kommt es allerdings zu magnetischen Störsignalen mit einer charakteristischen Abhängigkeit von der Arbeitsfrequenz des Pulsationsröhrenkühlers und höherer Harmonischer. Derartige Störsignale nahe des Probenraumes schränken die Anwendung zweistufiger Pulsationsröhrenkühler zur maschinellen Vorkühlung von  $^3\text{He}/^4\text{He}$  Mischungskühlerstufen ein. Man verzichtet in diesem Anwendungsfall auf Selten-Erd-Regeneratormaterialien und schließt an den Kaltkopf eines zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers eine Joule-Thomson-Stufe mit gedrosselter Entspannung an. Damit werden die notwendigen Temperaturen zur Vorkühlung der  $^3\text{He}/^4\text{He}$  Mischungskühlerstufe erreicht. Es sind Endtemperaturen unter 10 mK erzielbar [96]. Diese Anforderungen resultieren in der Aufgabenstellung bleibeschichtete Siebgewebe in einem neu entwickelten zweistufigen Pulsationsröhrenkühler bis zu ihrer Einsatzgrenze im Tieftemperaturbereich zu testen. Um ein geringstmögliches Niveau an Störsignalen zu erzielen, erfolgt der Aufbau des Kaltfingers international erstmals vollständig coaxial [97].

## 6 Zweistufiger Pulsationsröhrenkühler in koaxialer Bauform

Das erstmals experimentell umgesetzte Konzept eines zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers in vollständig koaxialem Design verbindet die Vorteile der kompakten, symmetrischen Kaltfingergeometrie mit dem zweistufigen Pulsationsröhrenprinzip [97, 98]. Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Pulsationsröhrenkühler [70, 99] erweitert die Anwendungsfelder zweistufiger Forschungs-Prototypen und kommerziell erhältlicher Pulsationsröhrenkühler in U-förmigem Design [95, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106]. Die mit dem U-förmigen Design verbundenen Vibrationen senkrecht zur Achse des Kaltfingers können mit diesen herkömmlichen Pulsationsröhrenkühlern nicht vermieden werden, da sie intrinsisch mit dem konstruktiven Aufbau gekoppelt sind. Aktuelle Forschungen zur Reduzierung dieser Vibrationen wurden von Tomaru et al. [107, 108] vorgestellt. Dabei wird das Konzept mehrerer, kombinierter U-förmiger Kaltfingergeometrien verfolgt. Der entgegengesetzte Ansatz wird mit dem in dieser Arbeit vorgestellten koaxialen Pulsationsröhrenkühler demonstriert. Hierbei werden durch den vollständig koaxialen Aufbau grundsätzlich Vibrationen senkrecht zur Achse des Kaltfingers unterdrückt. Der gegenüber Gifford-McMahon-Kühlern fehlende mechanisch bewegte Kolben im Kaltraum ermöglicht ein erheblich verringertes Vibrationsniveau am Kaltkopf. Damit eröffnen sich für diesen neuartigen Typ eines zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers die Anwendungsfelder bestehender zweistufiger Gifford-McMahon-Kühler.

## 6.1 Koaxiales Design – Funktionsprinzip

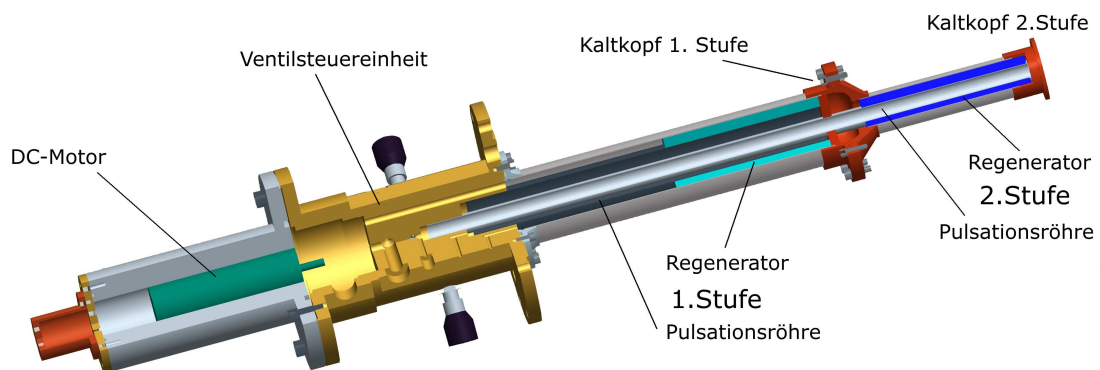
Die Demonstration des erweiterten Einsatzfeldes für bleibeschichtete Siebgewebe im Temperaturbereich  $T < 15\text{ K}$  erfolgt in einem zweistufigen Pulsationsröhrenkühler in koaxialem Design des Kaltfingers. Basierend auf dem bereits vorgestellten einstufigen Pulsationsröhrenkühler stellt der in dieser Arbeit neu entwickelte, zweistufige Pulsationsröhrenkühler die logische Weiterführung des koaxialen Pulsationsröhrenprinzips dar. Eine Gegenüberstellung beider Entwicklungsstufen zeigt Abb. 6.1. Die erste Stufe dient dabei zur Vorkühlung der zweiten Stufe und gleichzeitig



**Abb. 6.1:** Vergleich der koaxialen Pulsationsröhrenkühler in einstufiger und zweistufiger Ausführung. Die Ventilsteuereinheit verbindet die Verdichterbox mit dem Kaltfinger, erzeugt die periodischen Druckoszillationen im Kaltfinger und die aktive Phasenschiebung am warmen Ende der Pulsationsröhren. Alle piezoresistiven Drucksensoren sind in der Ventilsteuereinheit integriert.



zur thermischen Abkopplung der zweiten Stufe vom Umgebungstemperaturniveau. Zu beachten ist hierbei jedoch, dass die zweite Stufe keine reine thermische Last der ersten Stufe darstellt, sondern pneumatisch direkt verbunden ist. Damit geht ein wesentlich komplexerer innerer Aufbau des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers einher. Eine Schnittdarstellung des CAD-Modells verdeutlicht den inneren Aufbau, siehe Abb. 6.2. Im Kaltkopf der ersten Stufe erfolgt die Umlenkung des Fluidstroms



**Abb. 6.2:** Schnittmodell des neu entwickelten koaxialen Pulsationsröhrenkühlers in zweistufiger Ausführung. Zu erkennen ist der vollständig koaxiale Aufbau des Kaltfingers mit zentrisch integrierter Pulsationsröhre der 2. Stufe innerhalb der Pulsationsröhre der 1. Stufe. Damit ergibt sich ein ringförmiges Pulsationsröhrenvolumen der 1. Stufe und ein interner thermischer Kontakt zwischen beiden Pulsationsröhren entlang der Kontaktfläche.

in die Pulsationsröhre der ersten Stufe und gleichzeitig der Haupteinlass bzw. -auslass des Regenerators der zweiten Stufe. Ein gezieltes Abstimmen der Fluidströme garantiert die Minimierung auftretender Verlustmechanismen wie dc-flow [82] und des „shuttle-loss“ Mechanismus [3]. In Abb. 6.2 ist die zentrische Anordnung der Pulsationsröhre der zweiten Stufe innerhalb der Pulsationsröhre der ersten Stufe erkennbar. Damit entsteht ein ringförmiger Querschnitt der Pulsationsröhre der ersten Stufe. Hierbei kommt es maßgeblich auf die gleichmäßige Anströmung am warmen Ende der Pulsationsröhre an. Durch diese vollständig koaxiale Anordnung

des Kaltfingers ist neben den internen thermischen Kontakten der Pulsationsröhren mit ihrer jeweiligen Regeneratormatrix (vgl. Kap. 4) ein zusätzlicher thermischer Kontakt zwischen den Pulsationsröhren beider Stufen entlang ihrer Kontaktfläche gegeben. Die gesamte Anordnung der Komponenten muss deshalb unter Beachtung der zu erwartenden bzw. berechneten Temperaturverteilungen und damit verbundenen Stoffparametern erfolgen. Dadurch lässt sich der interne thermische Kontakt optimal nutzen. Zusätzlich ist ein sehr stabiles Betriebsverhalten des Kühlers über lange Zeiträume zu erreichen [72, 77, 78].

Parameter	PR 1	REG 1	PR 2	REG 2
Länge	305 mm	160 mm	510 mm	120 mm
$d_a/d_i$	(38/16) mm	(58/40) mm	15 mm	(32/16) mm
Volumen	$285 \text{ cm}^3$	$225 \text{ cm}^3$	$90 \text{ cm}^3$	$72 \text{ cm}^3$
Material	GFK	Edelstahl	GFK	Bleisiebe
REG-Geometrie	-	$d_D = 56 \mu\text{m}$	-	$d_D = 105\text{-}120 \mu\text{m}$
Porosität	-	0,57	-	0,43 – 0,37
Druckverhältnis	2,1/0,85		2,0/1,05	
Tiefsttemperatur	46,5 K		6,5 K	
Arbeitsfrequenz	2,30 Hz			
Fülldruck	1,6 MPa			

**Tab. 6.1:** Parameter des koaxial zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers in Verbindung mit der Kompressoreinheit Leybold RW 6000 (6,2 kW elektrische Eingangsleistung).

In Tab. 6.1 sind spezielle Parameter des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers zusammengestellt. Die Regeneratormatrix der ersten Stufe besteht aus bis zu 1550 Edelstahl-Drahtsiebgeweben (siehe Abschn. 6.3), mit statistisch verteilter Orientierung der Siebgewebe zueinander. Die Regeneratormatrix der zweiten Stufe ist inhomogen über ihre Länge von 120 mm aufgebaut. Schrittweise steigt der Durchmesser der beschichteten Drahtsiebe von  $d_D = 105 \mu\text{m} - 120 \mu\text{m}$  in Richtung Kaltteil des Regenerators an. Damit ist die Variation der Porosität von 0,43 bis 0,37 verbunden. Der inhomogene Aufbau der Regeneratormatrix begründet sich zum Einen in der drastischen Erhöhung der Fluidichte mit fallender Temperatur (Temperaturgradient über der Regeneratormatrix) [29], das eine Reduzierung des Volumenstroms

nach sich zieht. Zum Anderen wird der für die Kälteerzeugung verfügbare Fluidmassenstrom teilweise in der porösen Regeneratormatrix eingespeichert. Aus diesen Gründen kann, unter Berücksichtigung der Temperatur- und Porositätsverteilung, innerhalb der Regeneratormatrix eine kontinuierliche Vergrößerung der Wärmekapazität  $m_M \cdot c_M$  und der wärmeübertragenden Oberfläche erfolgen, ohne drastische Reibungsdruckverluste zu generieren, vgl. Abschn. 3.1. Nur durch die Anwendung bleibeschichteter Siebgewebe ist ein effektiv inhomogener Aufbau der Regeneratormatrix angepasster Porosität möglich. Die Orientierung der Siebgewebe im Regenerator der zweiten Stufe ist, wie in Abschn. 3.1 begründet, ebenfalls untereinander statistisch verteilt.

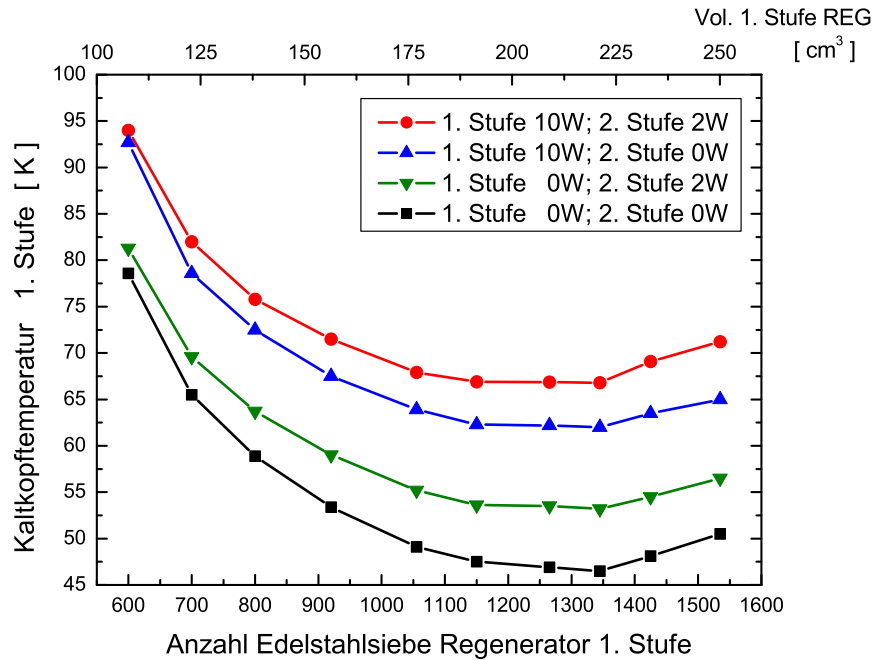
## 6.2 Eingesetzte Messtechnik

Für die dynamische Druckmessung kommen am zweistufigen Pulsationsröhrenkühler ebenso wie am einstufigen Pulsationsröhrenkühler piezoresistive Druckmessensoren der Firma Endevco [48] zum Einsatz. Mit einer Abtastfrequenz von 1 kHz kann der zeitliche Verlauf neun verschiedener Drücke innerhalb des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers bestimmt werden. Die Druckverläufe werden zu Analyse Zwecken des ablaufenden Kreisprozesses rechentechnisch erfasst. Aus dem Druckverlauf der Pulsationsröhre der ersten Stufe wird zusätzlich die einstellbare Arbeitsfrequenz mit einem Multimeter (Keithley 2000) detektiert. Entlang des Kaltfingers sind acht Temperatursensoren (Siliziumdioden, SD 13 LakeShore mit einer Messgenauigkeit von  $\Delta T = \pm 1 K$  im Temperaturbereich unter  $T = 100 K$  [80]) positioniert und erlauben damit die Erfassung des Temperaturverlaufs der Regeneratoren und die beiden Kaltkopftemperaturen. Am Kaltkopf der zweiten Stufe wird eine Siliziumdiode höherer Genauigkeitsklasse eingesetzt (SD 11A, LakeShore), mit einer Genauigkeit von  $\Delta T = \pm 0,25 K$  im Temperaturbereich unter  $T = 100 K$ . Zusätzlich befindet sich ein kalibrierter Widerstandssensor (Cernox 1050, LakeShore [80]) am Kaltkopf der zweiten Stufe, um Temperaturen unterhalb von  $T = 10 K$  mit einer Genauig-

keit von  $\Delta T = \pm 25 \text{ mK}$  bestimmen zu können. Neben der Temperaturmessung ist die Bestimmung des an der jeweiligen Stufe eingetragenen Wärmestroms für eine möglichst exakte Leistungscharakteristik essentiell. Die pro Zeiteinheit zugeführten Wärmemengen werden durch spezielle, kryotaugliche Widerstandsheizgerätee realisiert. Die Vierpunktmessung von Strom und am Widerstand auftretendem Spannungsabfall wird jeweils durch zwei Digitalmultimeter (Keithley 2000 [109]) realisiert. Die auftretenden Messabweichungen liegen für die Leistungsmessung an beiden Stufen damit unterhalb  $\Delta \dot{Q} = \pm 10 \text{ mW}$ , bei typischen Leistungswerten von 25 W an der ersten Stufe und 5 W am Kaltkopf der zweiten Stufe. Die Schwankung der Ausgangsleistung der verwendeten Gleichspannungs-Netzgeräte (Statron [110]) ist hierin berücksichtigt.

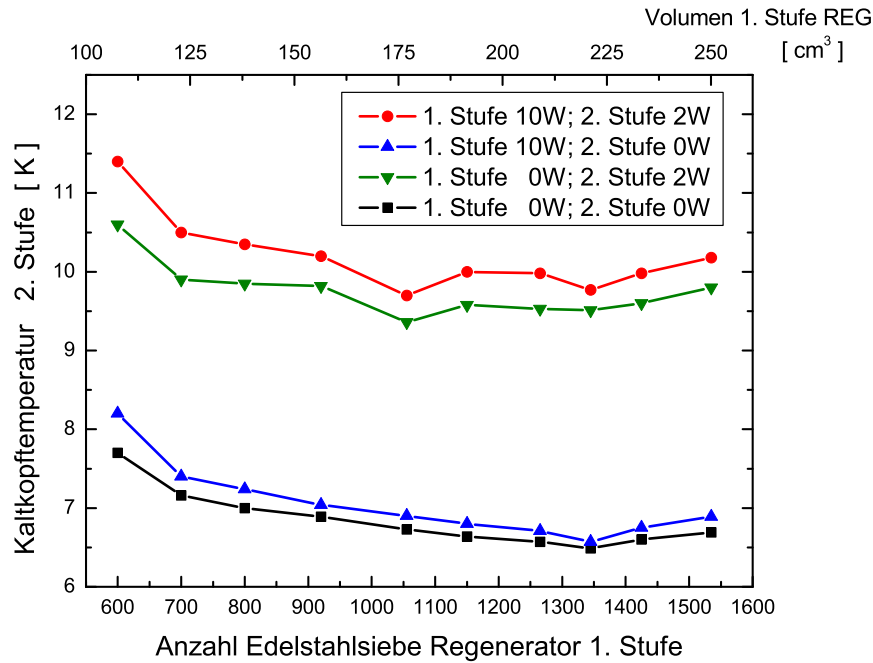
## 6.3 Variation der Regeneratormatrix der ersten Stufe

Aus den am einstufigen Pulsationsröhrenkühler bestimmten Geometrieparametern und Temperaturverteilungen im Kaltfinger (Kap. 5) und den daraus resultierenden internen thermischen Kontaktflächen (vgl. Kap. 4) wurde die Länge der Regeneratormatrix auf  $L=150 \text{ mm}$  festgelegt. Das dabei im Ringraum angeordnete Regeneratorvolumen muss die vom Fluidstrom getragene Wärmemenge möglichst vollständig im Festkörper speichern. Daraus ergibt sich die bereits in Abschn. 3.2 beschriebene Umschaltbedingung bzw. aus der Zeitspanne einer halben Periodendauer die Matrixgeometrie für die erforderlichen, zu übertragenden Wärmemengeneinheiten. Experimentell wurde der komplexe Einfluss der Länge der Regeneratormatrix der ersten Stufe auf beide Stufen des Kaltfingers untersucht [111, 112]. Abbildung 6.3 verdeutlicht die Abhängigkeit der Kaltkopftemperatur der ersten Stufe von der Anzahl der Siebgewebe der Regeneratormatrix für verschiedene eingetragene Wärmeströme. Die optimale Regeneratorlänge liegt im Bereich von 1300 Siebgeweben. Tendenziell ist



**Abb. 6.3:** Abhängigkeit der Kaltkopftemperatur der ersten Stufe von der Länge der Regeneratormatrix der ersten Stufe. Als Parameter dienen verschiedene, eingetragene Wärmeströme an beiden Stufen. Kompressoreinheit Leybold RW 6000, 6,2 kW elektrische Eingangsleistung, 1,60 MPa Fülldruck.

der Effekt geringerer erreichbarer Tiefsttemperaturen ( $\dot{Q}_{KK} = 0\text{ W}$ ) mit steigender Regeneratorklänge zu erkennen. Umgekehrt sind bei aufgebrachtener Kälteleistung geringere Regeneratorklängen erforderlich, da sich bei höheren Regenerationstemperaturen das Wärmekapazitätsverhältnis  $C_{Reg}/C_{Fl,min}$  verbessert. Für alle Heizleistungskombinationen gilt, dass eine geringere Anzahl Siebgewebe zu einem unvollständigeren Wärmeübertrag führt und somit zum Ansteigen der Regenerationsverluste. Eine zu große Anzahl Siebgewebe erhöht den auftretenden Reibungsverlust. Zusätzlich wirken parasitäre Wärmeströme aus korrespondierenden Bereichen der Pulsationsröhre, vgl. Abschn. 4.3. Bereits in dieser Darstellung ist zu erkennen, dass eingetragene Wärmeströme am Kaltkopf der zweiten Stufe einen deutlichen Einfluss auf das Verhalten der ersten Stufe haben. Ein geändertes Temperaturniveau innerhalb der zweiten Stufe wirkt sich über den gekoppelten Hauptein- bzw. Hauptauslass



**Abb. 6.4:** Variation der Regeneratormatrix der ersten Stufe. Abhängigkeit der Kaltkopftemperatur der zweiten Stufe bei verschiedenen eingetragenen Wärmeströmen. Die Änderung der Regeneratorlänge der ersten Stufe wirkt sich auf die Temperaturverteilung beider Stufen aus. Kompressoreinheit Leybold RW 6000, 6,2 kW elektrische Eingangsleistung, 1,60 MPa Fülldruck.

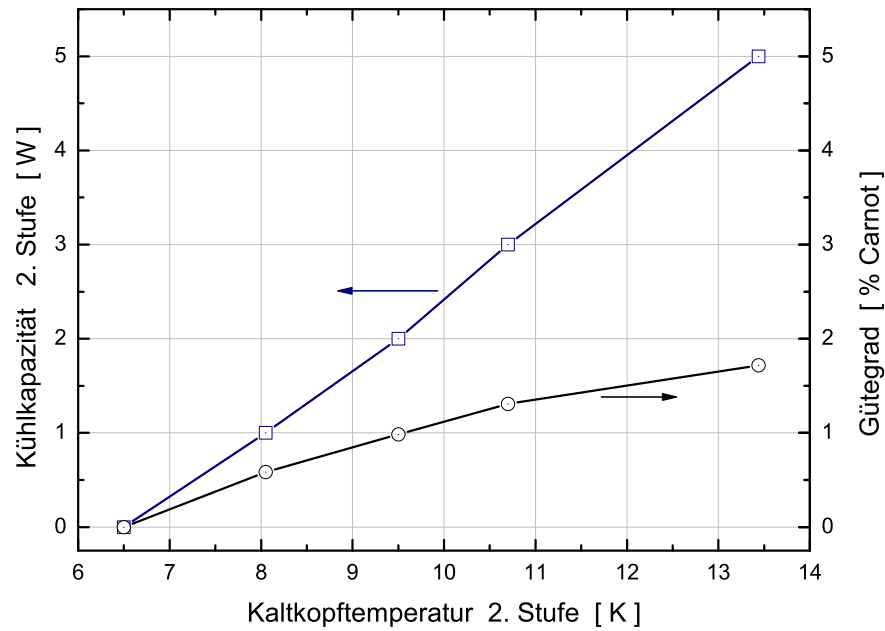
an der Übergabestelle der ersten Stufe aus. Über den zusätzlichen thermischen Kontakt zwischen den Pulsationsröhren beider Stufen kommt es im koaxialen Aufbau zusätzlich zu internen Wärmeströmen. Diese erhöhen gegebenenfalls die Temperatur am Kaltkopf der ersten Stufe, führen aber gleichzeitig zu der erwähnten Temperaturstabilität im Betriebsverhalten des Kühlers.

Umgekehrt wirken die Regeneratorverluste der ersten Stufe auch auf die Leistungscharakteristik der zweiten Stufe. Wie in Abb. 6.4 für gleiche Heizleistungskombinationen zu erkennen ist, fällt für einen Wärmeeintrag von 10 W an der ersten Stufe die Temperaturerhöhung an der zweiten Stufe gering aus. Das bedeutet, dass die Regenerationsverluste innerhalb des Regenerators der zweiten Stufe einen deutlich stärkeren Einfluss haben, als das Temperaturniveau an der Übergabestelle (Kalt-

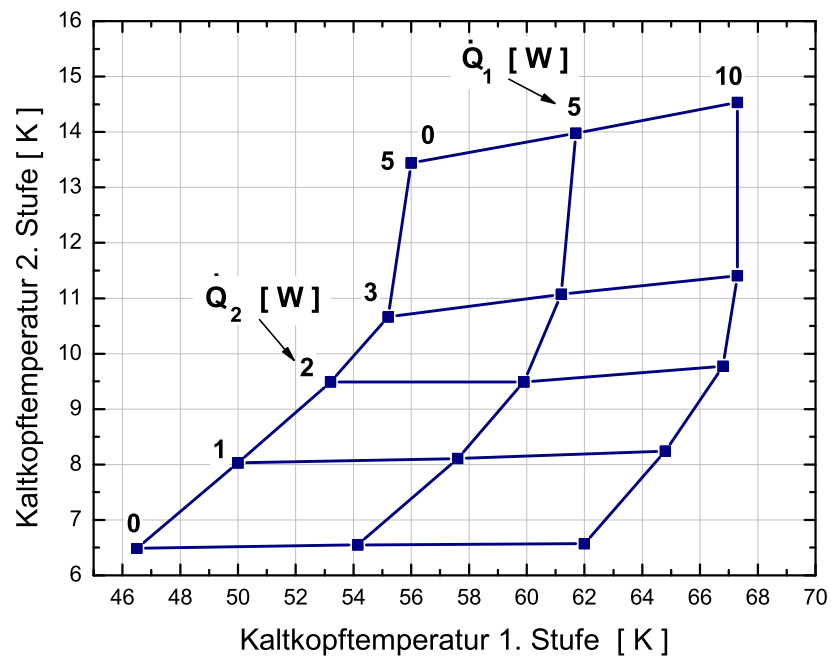
kopf der ersten Stufe). Die gegenseitige Beeinflussung wird zusätzlich über die im Totvolumen des jeweiligen Regenerators gespeicherte Fluidmenge bestimmt. Beide Stufen teilen sich den vom Verdichter bereitgestellten, endlichen Volumenstrom und beinhalten entsprechend ihrer Temperaturverteilung unterschiedliche Fluidmassen innerhalb der porösen Festkörperspeicher. Damit kommt es zu einem komplexen Wechselwirkungsmechanismus in der Leistungscharakteristik eines mehrstufigen Kühlers. Die hier erreichte Tiefsttemperatur liegt mit 1350 Siebgeweben bei 6,5 K am Kaltkopf der zweiten Stufe.

## 6.4 Leistungscharakteristik des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers

Um die Leistungscharakteristik zu verdeutlichen, wird die vom Kühler am Kaltkopf bereitgestellte Kühlkapazität über der sich dabei einstellenden Kaltkopftemperatur aufgetragen. In Abb. 6.5 ist die Leistungskurve der zweiten Stufe dargestellt. Die erreichte Tiefsttemperatur liegt bei 6,5 K. Der Gütegrad als das Verhältnis der Leistungszahl des Pulsationsröhrenkühlers zur Leistungszahl des Carnotprozesses gibt die thermische Effizienz wieder. Beginnend bei der Tiefsttemperatur steigt der Gütegrad für  $\dot{Q}_1 = 0 W$ ,  $\dot{Q}_2 = 5 W$  bis auf 1,7 % Carnot. Das im vorigen Abschnitt beschriebene, komplexe Zusammenwirken beider Stufen tritt in Abb. 6.6 deutlich zu Tage. Hierbei wird die Kaltkopftemperatur der zweiten Stufe in Abhängigkeit der Kaltkopftemperatur der ersten Stufe dargestellt. Als Parameter dienen die jeweilig eingetragenen Wärmeströme an beiden Stufen. Von den erreichten Tiefsttemperaturen ( $T_1 = 46,5 K$  und  $T_2 = 6,5 K$ ) sind entsprechende Zwischenwerte bis zu eingetragenen Wärmeströmen von  $\dot{Q}_1 = 10 W$  und  $\dot{Q}_2 = 5 W$  mit den zugehörigen Temperaturniveaus von  $T_1 = 67,5 K$  und  $T_2 = 14,6 K$  bestimmt. Im internationalen Vergleich sind eine Forschungsgruppe und ein kommerzielles Produkt zu nennen.



**Abb. 6.5:** Leistungscharakteristik der zweiten Stufe. Auf der rechten Achse ist der Gütegrad zum Vergleichsprozess nach Carnot angegeben,  $\dot{Q}_1 = 0 \text{ W}$ . Verdichtereinheit Leybold RW 6000, 6,2 kW Eingangsleistung, Fülldruck 1,60 MPa.

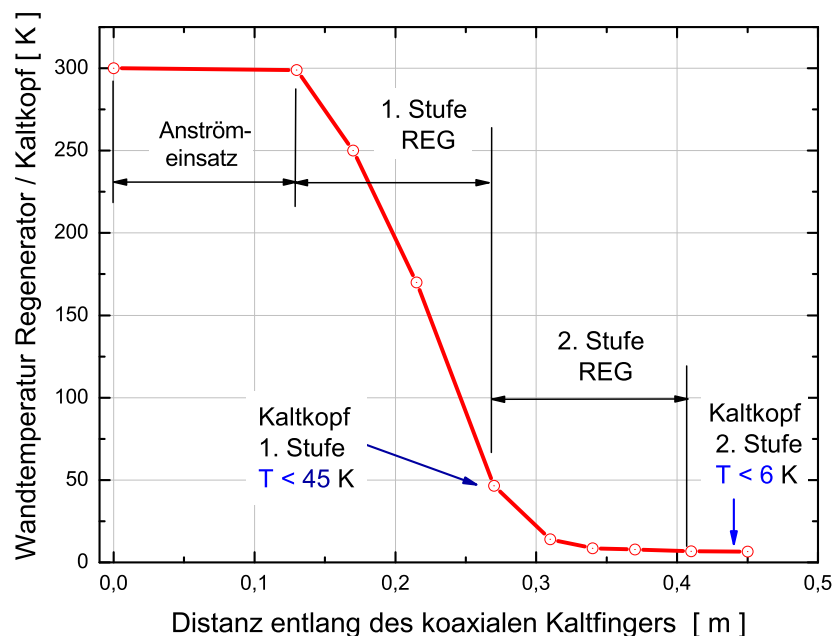


**Abb. 6.6:** Leistungscharakteristik des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers. Als Parameter dienen die jeweilig eingetragenen Wärmeströme an den Kaltflächen beider Stufen. Verdichtereinheit Leybold RW 6000, 6,2 kW Eingangsleistung, Fülldruck 1,60 MPa.



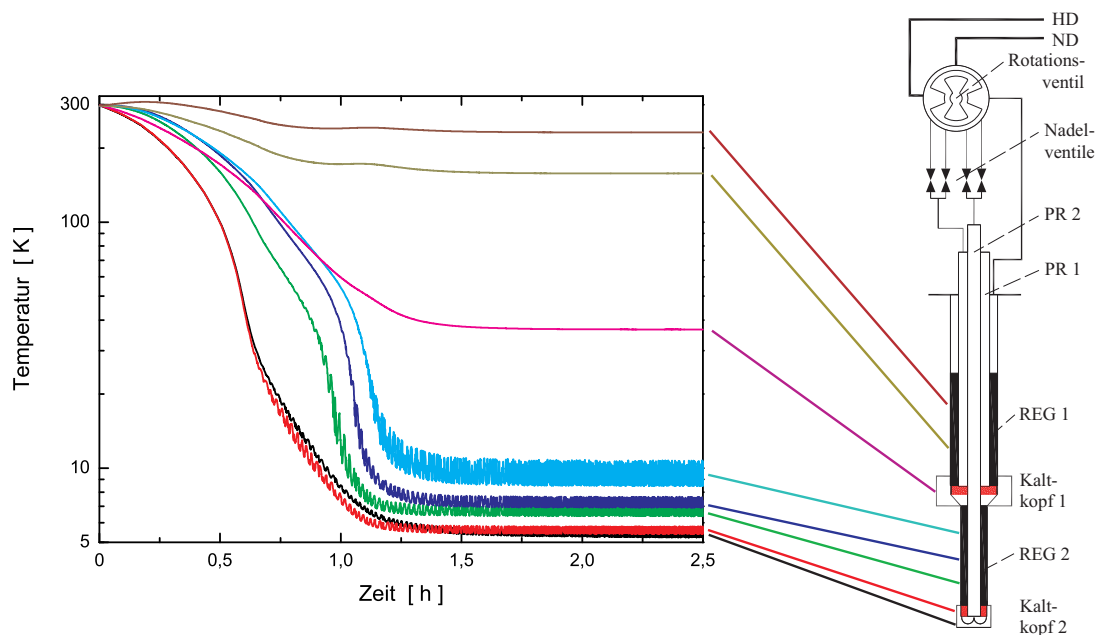
Zum Einen sind die Arbeiten von A. von Schneidmesser [34] mit einer Hybrid-Konfiguration bestehend aus einer Pulsationsröhrenstufe, die von einem herkömmlichen Gifford-McMahon Kühler vorgekühlt wird zu erwähnen. Ohne Selten-Erd-Regeneratoren wurde dort eine Tiefsttemperatur von 4,3 K erzielt. Andererseits demonstriert ein zweistufiger Pulsationsröhrenkühler mit U-förmig aufgebautem Kaltfinger der Firma Cryomech 5,5 K mit einer speziellen Tieftemporausführung [96] als internationalen Spitzenwert. Das Standardmodell mit Bleiregenerator (PT 805) erreicht nach Herstellerangaben eine Tiefsttemperatur von 7 K [113].

Die sich im lastfreien Fall einstellende Temperaturverteilung entlang des zweistufigen Kaltfingers zeigt Abb. 6.7. Beginnend am warmen Ende werden die Temperaturen an der Außenwand der Regeneratoren bzw. den Kaltflächen der ersten und zweiten Stufe bestimmt. Nach dem Anströmteil folgt die Regeneratormatrix der ersten Stufe, der Kaltkopf der ersten Stufe, die Regeneratormatrix der zweiten Stufe und deren



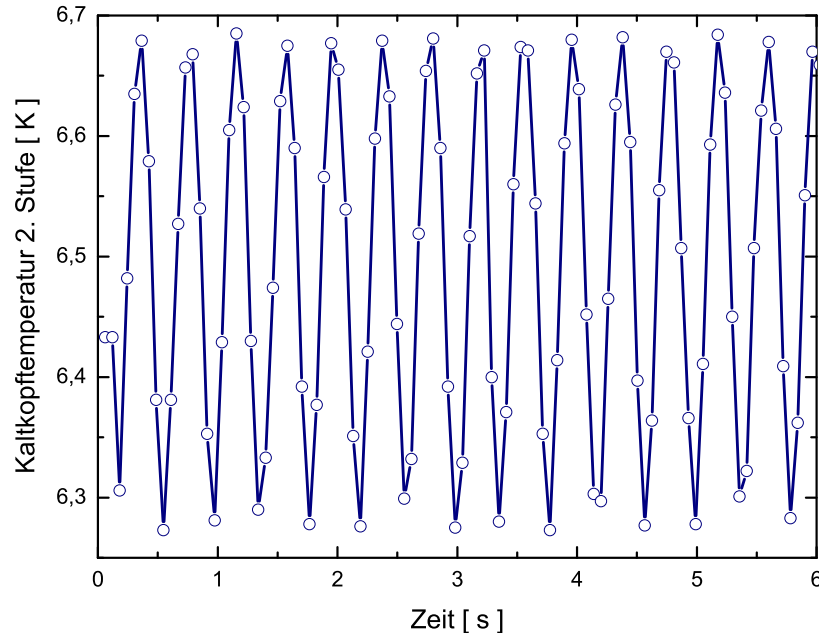
**Abb. 6.7:** Temperaturverteilung entlang des Kaltfingers des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers. Die Temperaturen werden an der Außenwand der Regeneratoren bzw. an den Kaltflächen der ersten und zweiten Stufe gemessen,  $\dot{Q}_1 = 0 \text{ W}$ ,  $\dot{Q}_2 = 0 \text{ W}$ .

Kaltkopf. Als Ergebnis ist das sehr niedrige Temperaturniveau in 2/3 der Regeneratormatrix der zweiten Stufe zu nennen, vgl. [82, 95]. Hierbei wirkt sich das stark absinkende Wärmekapazitätsverhältnis zwischen Matrixmaterial und Arbeitsfluid aus. Um Temperaturen unterhalb 6 K zu erreichen, ist ein solches Temperaturprofil erforderlich, führt aber zu großen eingespeicherten Fluidmengen innerhalb der porösen Regeneratorstruktur. Damit fällt der Gesamtdruck im Kreislauf und die erreichbaren Kühlkapazitäten vor allem der ersten Stufe sinken. Deshalb ist die mit bleibeschichteten Siebgeweben realisierte und auf die Temperaturverteilung abgestimmte inhomogene Regeneratormatrix mit fallender Porosität hin zu tieferen Temperaturen vorteilhaft. Alle Leistungscharakteristiken des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers wurden mit einem Fülldruck von 1,60 MPa ohne nachträgliche Druckerhöhung nach dem Abkühlvorgang ermittelt. In Abb. 6.8 ist der zeitliche Verlauf der am Kaltfinger



**Abb. 6.8:** Abkühlverhalten des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers bei schrittweisem Schließen des Bypassventils zwischen Hoch- und Niederdruck. Unterhalb von 30 K treten Temperaturosillationen unterschiedlicher Amplitude an den Konstruktionswerkstoffen auf. Die Lage der Temperatursensoren zeigt das zugeordnete Schema des zweistufigen Kaltfingers. Mit HD-Hochdruck, ND-Niederdruck, PR-Pulsationsröhre, REG-Regenerator.

gemessenen Temperaturen (Abkühlverhalten) dargestellt. Die Position der Temperatursensoren ist im beigefügten Schema des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers zu erkennen. Zu jedem Zeitpunkt des Abkühlvorgangs weist der Kaltkopf der zweiten Stufe des coaxialen Pulsationsröhrenkühlers die geringste Temperatur auf. Nach einer Zeitdauer von 75 min sind am Kaltkopf der zweiten Stufe Temperaturen unter 6 K erreicht. In Abb. 6.8 sind deutlich die Oszillationen der gemessenen Temperaturen zu erkennen, sobald das jeweilige Temperaturniveau unterhalb von  $T \approx 30\text{ K}$  erreicht ist. Ab diesen Temperaturen steigt die Temperaturleitfähigkeit der eingesetzten Festkörpermateriale drastisch an, vgl. Abbildungen 1.3 und 1.5. Die Temperaturoszillation am Kaltkopf der zweiten Stufe ist separat in Abb. 6.9 dargestellt. Unabhängig zu den anderen Temperatursensoren am Kaltfinger wird hier mit einem kalibrierten Widerstandssensor (LakeShore Cernox 1050 [80]) die Temperatur mit



**Abb. 6.9:** Temperaturoszillation am Kaltkopf der zweiten Stufe. Arbeitsfrequenz des Pulsationsröhrenkühlers  $\nu=2,4\text{ Hz}$ , Die Temperaturmessung erfolgt mit dem Sensor LakeShore Cernox 1050, bei einer Abtastfrequenz von  $\nu=16\text{ Hz}$ .

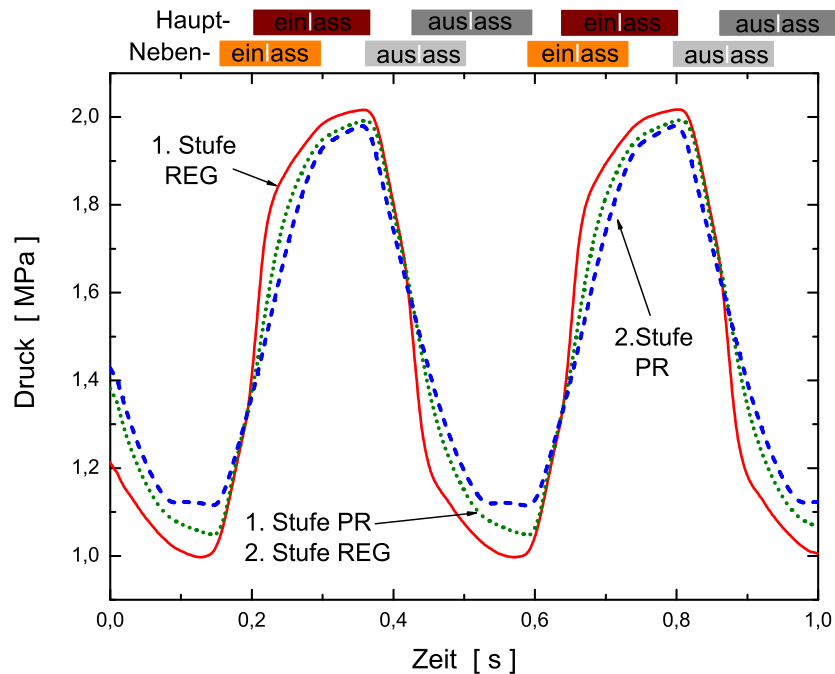
einer Abtastfrequenz von 16 Hz (deutlich oberhalb der Arbeitsfrequenz des Pulsationsröhrenkühlers, die bei 2,45 Hz liegt) erfasst. Die Amplitude der Kaltkopf-temperatur beträgt  $\Delta T = 0,2 \text{ K}$ . Als Kaltkopf-temperatur wird der zeitliche Mittelwert der Temperaturoszillation angegeben, am Beispiel von Abb. 6.9 resultiert eine Temperatur von 6,5 K. Die anregende Temperaturoszillation innerhalb des Kaltfingers rührt aus dem adiabaten Verdichtungs- und Entspannungsvorgang her, bei gleichzeitiger Überlagerung mit dem Ein- und Ausströmvorgang und der Phasenschiebung am warmen Ende der Pulsationsröhre. Mit fallender Temperatur nimmt die Amplitude der Anregung ab, die Temperaturleitfähigkeit der Konstruktionsmaterialien zu, so dass beispielsweise bei 10 K eine deutlich größere Temperaturoszillation zu verzeichnen ist als bei 7 K, vgl. Abb. 6.8.

## 6.5 Optimierung des zweistufig koaxialen Aufbaus

Die periodische Ansteuerung des Kaltfingers erfolgt über das Rotationsventil, welches das Hoch- bzw. Niederdruckniveau des Verdichters abwechselnd mit dem Volumen des Kaltfingers verbindet. Die realisierte Druckoszillation innerhalb des Kaltfingers ist in Abb. 6.10 dargestellt. Aus den gemessenen Druckverläufen lassen sich die Reibungsdruckverluste bestimmen, die beim Durchströmen der jeweiligen Regeneratormatrix auftreten. In Abb. 6.10 sind die zugehörigen Ventilsteuerzeiten zugeordnet. Der Druckverlauf in der Pulsationsröhre der ersten Stufe entspricht dem Druckverlauf am Eingang des Regenerators der zweiten Stufe.

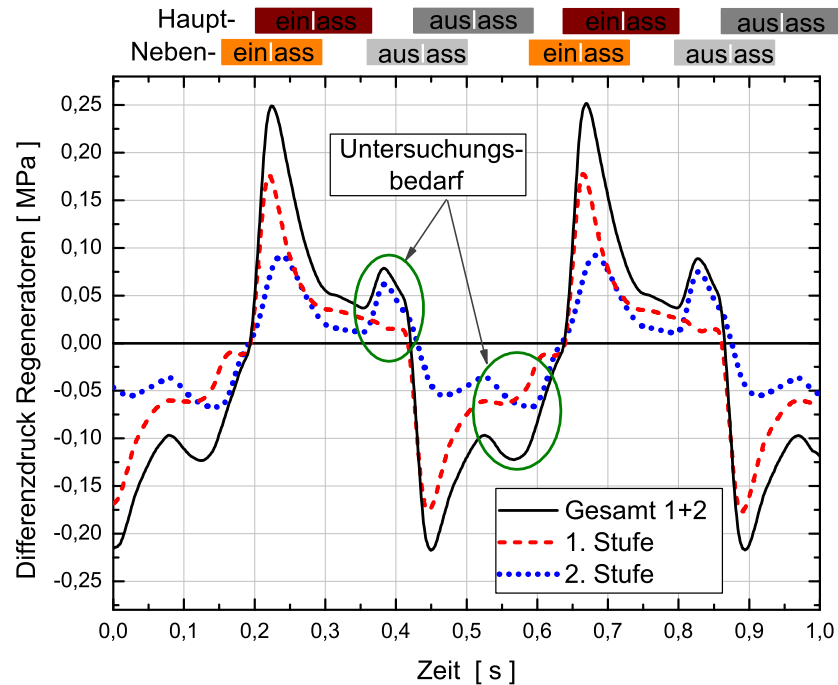
### 6.5.1 Phasenbeziehung beider Stufen

Extrahiert man aus Abb. 6.10 die an den Regeneratorgeometrien auftretenden Reibungsdruckverluste, so erhält man ein detailliertes Bild der beim Durchströmen der Regeneratormatrix auftretenden Differenzdrücke, die entscheidend die Strömungsverteilung im Kaltfinger beeinflussen. Der Fluidvolumenstrom folgt dem ortsabhängigen Druckgradienten. Durch die starre pneumatische Kopplung beider Stufen wird



**Abb. 6.10:** Gemessene Druckoszillationen innerhalb der Pulsationsröhren und Regeneratoren des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers. Die Druckwerte der Pulsationsröhre der ersten Stufe entsprechen den Eingangswerten des Regenerator der zweiten Stufe. Fülldruck 1,60 MPa, Kompressoreinheit Leybold RW 6000, Druckwerte bei erreichter Tiefsttemperatur an den Kaltflächen. Oberhalb des Diagramms sind schematisch die entsprechenden Ventilsteuerzeiten dargestellt.

die Aufteilung des Arbeitsfluidstroms am Kaltkopf der ersten Stufe in Kombination mit den zeitlich veränderlichen Reibungsdruckverlusten bestimmt. In Abb. 6.11 treten Differenzdrücke bis 0,25 MPa, über den pneumatisch in Reihe geschalteten Regeneratoren, nach dem Öffnen des Haupteinlasses auf. Mit ansteigendem Druck innerhalb des Kaltfingers vermindert sich die Strömungsgeschwindigkeit und der Reibungsverlust sinkt. Mit Öffnen des Nebenauslasses am warmen Ende der Pulsationsröhre kommt es zu einem erneuten Ansteigen des Differenzdruckes am Regenerator der zweiten Stufe, bevor der Entspannungsvorgang über den Hauptausslass zu einer Umkehr der Differenzdrücke führt. Bedingt durch die nötige Phasenschiebung am warmen Ende der Pulsationsröhre treten zusätzliche Verschiebungen von Fluidmassen im Kaltteil des porösen Festkörperspeichers auf. Diese führen zu einem

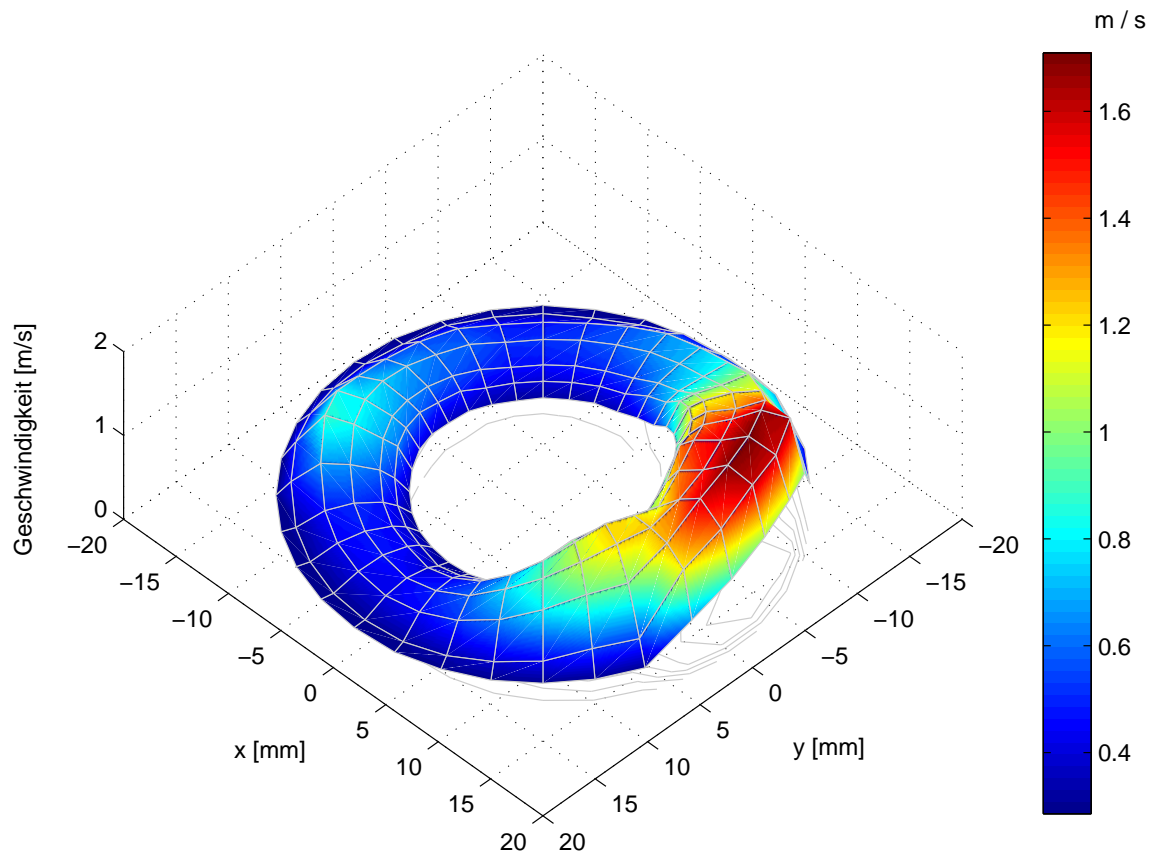


**Abb. 6.11:** Zeitabhängige Differenzdrücke an den Regeneratorgeometrien des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers. Die Werte wurden aus den gemessenen Druckverläufen entsprechend Abb. 6.10 ermittelt. Oberhalb des Diagramms sind schematisch die zugehörigen Ventilsteuerzeiten dargestellt.

zusätzlichen Verlustmechanismus der Wärmespeicherung im Regenerator. Es gilt die auftretenden Verluste, bedingt durch zeitlich wie örtlich ungleichmäßige Anströmungen innerhalb des Kaltfingers, zu minimieren (Untersuchungsbedarf, hervorgehobene Bereiche in Abb. 6.11), ohne dabei die für den kälteerzeugenden Kreisprozess erforderliche Phasenschiebung zu verschlechtern. Aus diesen zeitlichen Druckwerten leitet sich eine Änderung in der Phasenlage zwischen beiden Stufen ab, so dass an der pneumatischen Kopplungsstelle zeitlich gleiche Druckgradienten vorliegen. Dies wird durch ein um 10 ms früheres Öffnen der Nebenventile der ersten Stufe, bezüglich der zweiten Stufe, erreicht [99].

## 6.5.2 Untersuchung des Strömungsprofils an Komponentenübergängen

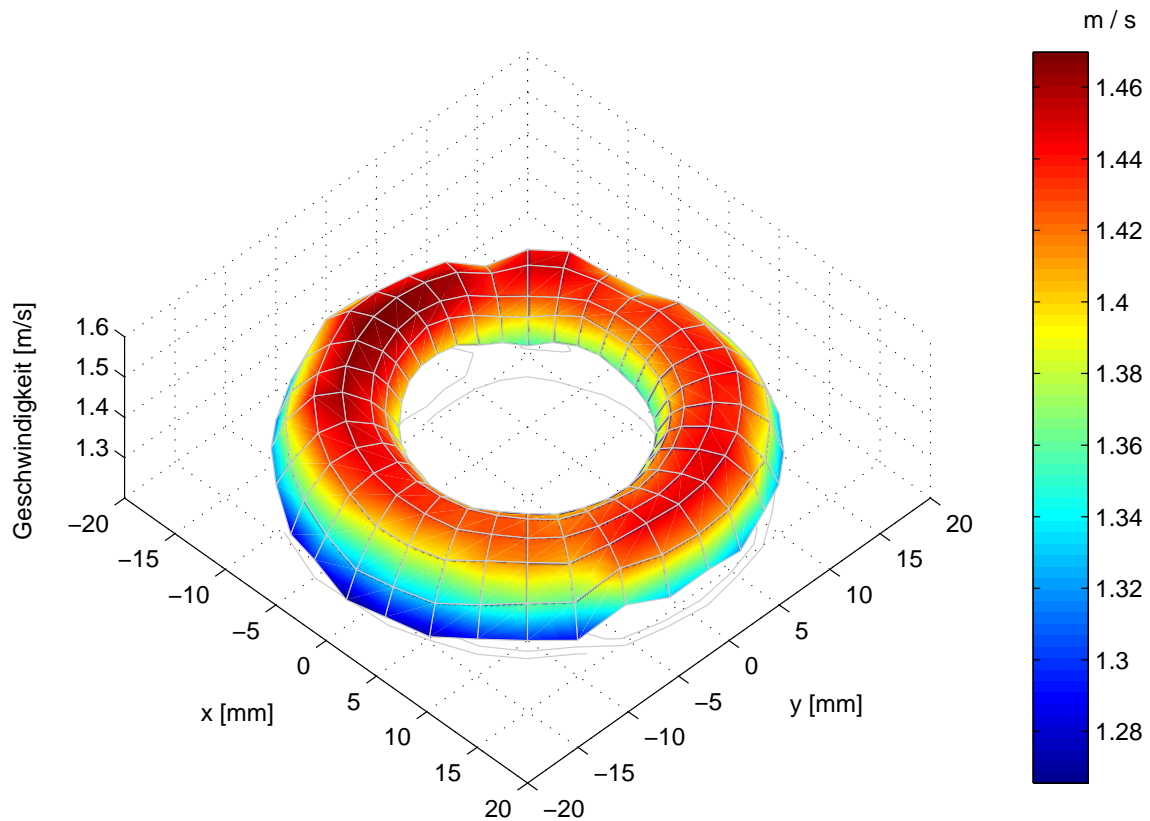
Die räumlich gleichmäßig verteilte Anströmung an Komponentenübergängen ermöglicht die vollständige Nutzung der Regeneratorgeometrien, vermindert parasitäre Enthalpieströme innerhalb der porösen Speichermassen und minimiert „shuttle“-Verluste [3] in der Pulsationsröhre. Der ringförmige Querschnitt der Pulsationsröhre der ersten Stufe erfordert dabei besondere Beachtung. Die Anströmung am warmen Ende der Pulsationsröhre erfolgt über das Nadelventil im Hauptteil der Steuereinheit. Die Strömungsverteilung, der zu Beginn verwendeten Begradigerkonstruktion aus Freiraum und einfacher Prallfläche unterhalb der Einströmöffnung incl. fünf Edelstahl-Drahtsiebgewebe, ist in Abb. 6.12 dargestellt. Die Messung der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt mit Hilfe der Hitzdraht-Anemometrie im Konstant-Temperatur Messregime (**C**onstant **T**emperature **A**nemometry CTA). Zum Einsatz kommen Sonden und Auswertelektronik der Firma Dantec [114]. Die Querschnittsfläche der Pulsationsröhre der ersten Stufe wurde in  $11,25^\circ$  Winkelschritten und 7 Schritten in radialer Richtung abgetastet. Ein zum Pulsationsröhrenkühler geometrisch äquivalenter Messaufbau dient zur Messung der axialen Komponente der Strömungsgeschwindigkeit in verschiedenen Entfernungen vom Strömungsbegradiger. Zur vergleichenden Darstellung wurden in dieser Arbeit die Messwerte für eine Entfernung von 100 mm gewählt. Der Aufbau eines separaten Teststandes ist nötig, da die Messung direkt in der Pulsationsröhre nicht möglich ist. Einerseits sind die Messpositionen am Pulsationsröhrenkühler konstruktiv nicht zugänglich, andererseits würden die sich schnell ändernden Temperatur- und Druckwerte des Fluidstroms im Pulsationsröhrenkühler (vgl. Abb. 1.2) als Geschwindigkeitsänderung detektiert [115]. Deshalb wird ein quasistationäres Messregime mit äquivalenter Geometrie zur Bestimmung der Strömungsverteilung genutzt. Die einstufige Konstruktion des Strömungsbegradigers weist eine erheblich zu große Fehlverteilung über die ringförmige Querschnittsfläche auf. Durch die ungleichmäßig verteilte Strö-



**Abb. 6.12:** Gemessenes Strömungsprofil am Modellaufbau des Nebeneinlasses der Pulsationsröhre der ersten Stufe. Dargestellt ist die Geschwindigkeitsverteilung im ringförmigen Querschnitt. Quasistationäres Messregime, Medium Reinststickstoff, Vordruck 0,4 MPa, Entfernung zur Einströmung 100 mm.

mungsgeschwindigkeit kommt es zu Verwirbelungen innerhalb des Volumens der Pulsationsröhre [116] und einem damit verbundenen ungleichmäßigen Anströmen der Regeneratormatrix vom kalten Ende aus (Kaltkopf der ersten Stufe). Am warmen Ende der Pulsationsröhre muss auf einer vorgegebenen Distanz von  $L=6$  mm ein möglichst gleichverteiltes Strömungsprofil erreicht werden. Aus thermodynamischen Gesichtspunkten sind die dortigen Einbauten als Strömungsbegradiger mit geringstmöglicher Wärmekapazität auszuführen, da es sonst zur Gegenregeneration am warmen Ende der Pulsationsröhre kommt. Der bei aktiver Phasenschiebung nötige Netto-Enthalpiestrom wird andernfalls reduziert, „hot end loss“, vgl. Gersäter [117]. Eine effektive Strömungsbegradigung erreicht man durch eine Sequenz aus Prallflächen und Freiräumen. Durch den Einsatz einer zweistufigen Anordnung





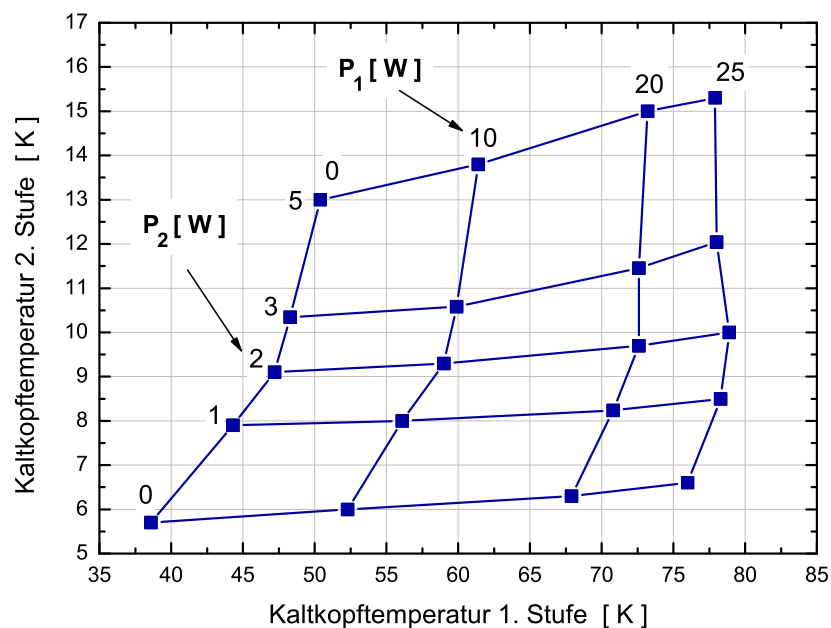
**Abb. 6.13:** Optimierte Strömungsverteilung durch die mehrstufige Prallflächen-Freiraum-Kombination. Quasistationäres Messregime, Medium Reinststickstoff, Vordruck 0,4 MPa, Entfernung zur Einströmung 100 mm.

aus Prallflächen und Freiräumen, mit gezielter Beeinflussung der Fluidströmung, konnte die Geschwindigkeitsverteilung im Modellaufbau drastisch verbessert werden, siehe Abb. 6.13. Bei gleichen Versuchsparametern bezüglich Fluidtemperatur und anliegendem Vordruck wurde der auftretende Geschwindigkeitsbereich im Messquerschnitt von  $\Delta w = 1,4 \text{ m/s}$  auf  $\Delta w_{opt} = 0,2 \text{ m/s}$  gesenkt. Der so optimierte Strömungsbegradiger wurde erfolgreich im zweistufigen Pulsationsröhrenkühler eingesetzt.

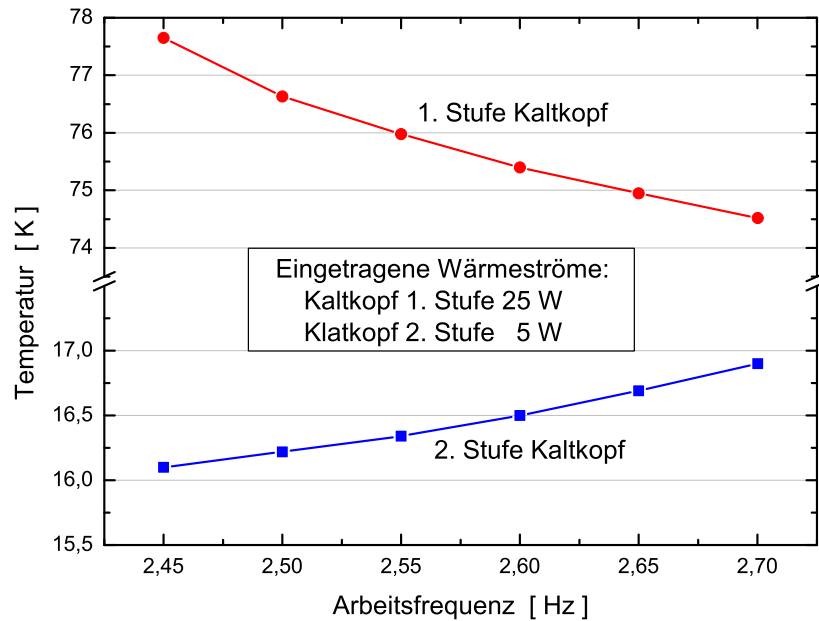
## 6.6 Optimierte Leistungscharakteristik

Die erreichbaren Kühlkapazitäten des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers geben integral Auskunft über das Leistungsverhalten des Gesamtaufbaus, zeigen dabei

aber ebenso deutlich die Eignung bleibeschichteter Siebgewebe als wärmespeichernde Regeneratormatrix auf. In Abb. 6.14 ist die Leistungscharakteristik des koaxialen, zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers mit den integrierten Verbesserungen der Phasenlage beider Stufen zueinander und der Strömungsverhältnisse an den Komponentenübergängen dargestellt. Im Vergleich zu Abb. 6.6 wurde eine deutliche Absenkung der erreichten Tiefsttemperaturen an den Kaltflächen beider Stufen mit  $\Delta T_1 = -7\text{ K}$  und  $\Delta T_2 = -0,7\text{ K}$  erreicht. Der Pulsationsröhrenkühler erzielt damit Tiefsttemperaturen von  $T_1 = 39\text{ K}$  und  $T_2 = 5,7\text{ K}$ . Entscheidenden Einfluss auf die erreichten Temperaturniveaus hat die Arbeitsfrequenz des Pulsationsröhrenkühlers, die durch das Rotationsventil gesteuert wird. Mit steigender Frequenz erhöht sich die erzeugte Kälteleistung gemäß Gl. (1.3), gleichzeitig erhöhen sich die auftretenden



**Abb. 6.14:** Leistungscharakteristik des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers, mit optimierten Steuerzeiten. Die Abstimmung der Phasenschiebung am warmen Ende beider Pulsationsröhren erfolgt nach den Strömungsbedingungen an der pneumatischen Koppelungsstelle beider Stufen – Kaltkopf der ersten Stufe. Kompressoreinheit Leybold RW 6000, 6,2 kW elektrische Eingangsleistung, Fülldruck 1,60 MPa.



**Abb. 6.15:** Leistungsverhalten des zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers, in Abhängigkeit der Arbeitsfrequenz. Eingetragene Wärmeströme an der ersten Stufe  $\dot{Q}_{KK1} = 25 \text{ W} + \dot{Q}_{KK2} = 5 \text{ W}$ . Kompressoreinheit Leybold RW 6000, 6,2 kW elektrische Eingangsleistung, Fülldruck 1,60 MPa.

Regenerationsverluste, gerade im Tieftemperaturbereich, deutlich. Erkennbar sind diese Abhängigkeiten in den Temperaturverläufen in Abb. 6.15. Aufgetragen sind die Temperaturen der Kaltflächen beider Stufen. Mit steigender Frequenz fällt die Temperatur der ersten Stufe bei konstantem Leistungseintrag, da hier auf Grund des höheren Temperaturniveaus der Anstieg der Regenerationsverluste gering ausfällt. Umgekehrt sind die Verhältnisse an der zweiten Stufe. Hier führen die stark ansteigenden Regenerationsverluste bei Frequenzerhöhung zum Ansteigen des Temperaturniveaus. Mit der Variation der Arbeitsfrequenz ist ein Abstimmen der Leistungscharakteristik an das Anforderungsprofil von Kryopumpen [118] möglich. Das temperaturabhängige Adsorptionsvermögen für verschiedene zu pumpende Gasarten ist dabei für die erforderlichen Temperaturniveaus beider Stufen des Pulsationsröhrenkühlers maßgebend.

## 7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden grundlegende Charakterisierungen von Dünnschichtsystemen zur effektiven Tieftemperatur-Regeneration durchgeführt. Aus den herausgearbeiteten Anforderungen an fluiddurchströmte poröse Festkörperspeicher leiten sich die thermodynamisch und strömungsdynamisch experimentell zu untersuchenden Eigenschaften ab. Als neuartige Wärmespeichermaterialien kommen dabei im Rahmen dieser Arbeit entwickelte bleibeschichtete Siebgewebe zum Einsatz. Das experimentelle Studium der reibungsbehafteten Strömung und des damit verbundenen Wärmeübergangs zwischen Fluid und Festkörpermatrix liefert die dimensionslose Kenngröße der Eignung der wärmespeichernden Festkörperstruktur. Das als  $NPH/NTU$  bezeichnete Verhältnis von Reibungsdruckverlust zu übertragenen Wärmemengeneinheiten ist bei bleibeschichteten Siebgeweben, gegenüber üblicherweise eingesetzten Blei-Kugelschüttungen, deutlich verbessert. Mit dieser thermodynamischen Charakterisierung ist der gezielte Einsatz derartiger Regeneratorgeometrien ermöglicht bzw. verbessert und gestattet es, ein an die temperaturabhängigen Eigenschaften von Fluidstrom und Festkörperstruktur angepassten inhomogenen Wärmespeicher aufzubauen. Von besonderer Bedeutung ist das gezielte Abstimmen des Reibungsdruckverlustes zur erreichbaren Wärmeübertragung für bewegte Regeneratoren in Gifford-McMahon- und Stirlingkühlern. Bleibeschichtete Siebgewebe können dabei ausgehend von Standard-Siebgeweben in ihren Eigenschaften bezüglich Kugelschüttungen variiert werden und übertreffen diese in ihrer Eignung als Tieftemperatur-Wärmespeicher.

Der Test der charakterisierten bleibeschichteten Siebgewebe erfolgte zunächst innerhalb eines einstufigen Pulsationsröhrenkühlers in koaxialer Bauform. Die integrale Leistungscharakteristik weist eine deutliche Absenkung der erreichten Tiefsttemperatur mit verringerter Regeneratorporosität auf. Zu beachten ist die dabei gleichzeitig gesteigerte Kühlkapazität auch im Temperaturbereich oberhalb von 50 K. Hier kommen die verbesserten Eigenschaften bleibeschichteter Siebgewebe zum Tragen. Die gewonnenen Erkenntnisse zum internen thermischen Kontakt zwischen Pulsationsröhre und Regeneratormatrix innerhalb des Kaltfingers begründen den Ansatz des vollständig koaxialen Aufbaus eines neuartigen zweistufigen Pulsationsröhrenkühlers. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein derartiger Pulsationsröhrenkühler erstmals experimentell aufgebaut und international etabliert. Der Test bleibeschichteter Siebgewebe im Temperaturbereich unterhalb von 10 K erfolgte dabei in der inhomogen aufgebauten Regeneratormatrix der zweiten Stufe. Mit der erreichten Tiefsttemperatur von 5,7 K wird die Eignung von galvanisch abgeschiedenen Bleischichtsystemen auf Siebgewebestrukturen zur Tieftemperaturregeneration nachgewiesen. Die erstmals umgesetzte vollständig koaxiale Ausführung stellt den neuentwickelten Pulsationsröhrenkühler in besonderem Maße heraus. Mit der Kombination bleibeschichteter Siebgewebe-Regeneratoren und dem zweistufig koaxialen Aufbau des Kaltfingers erweitert sich das Einsatzgebiet zweistufiger Pulsationsröhrenkühler deutlich. Ausschlaggebend sind dabei die Störrarmut und die mit Gifford-McMahon Kühlern vergleichbar kompakte Bauform. Mögliche Einsatzfelder sind Kryopumpen zur Erzeugung kohlenwasserstofffreier Vakua [118], die Kryostatierung supraleitender Bauelemente und die vibrationsarme Kühlung von Komponenten zukünftiger Gravitationswellen-Detektoren im Rahmen des Sonderforschungsbereiches SFB/TR7 [4]. Hierfür stehen eine erreichte Tiefsttemperatur von 5,7 K oder eine Kühlkapazität von 3 W bei 10,5 K bzw. 5 W bei 13 K am Kaltkopf der zweiten Stufe zur Verfügung.

# Literaturverzeichnis

- [1] T. Koettig, P. Weber, S. Prass, and P. Seidel. Design of a fibre reinforced plastics anticryostat for magnetorelaxometric measurements. In *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Cryogenic Engineering Conference*, pages 923–926, 2004.
- [2] I. Uschmann, A. Lübcke, V. Grosse, T. Koettig, R. Löttsch, F. Zamponi, T. Kämpfer, A. Morak, F. Schmidl, M. Thuerk, E. Förster, and P. Seidel. Time resolved x-ray of diffractometry of cryogenic samples by using a laser based plasma source. *to be published*.
- [3] F. J. Zimmermann and R. C. Longworth. Shuttle heat transfer. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 16, pages 342–351, 1970.
- [4] R. Nawrodt, A. Zimmer, T. Koettig, S. Nietzsche, M. Thürk, W. Vodel, and P. Seidel. High mechanical Q-factor measurements on calcium fluoride at cryogenic temperatures. *The European Physical Journal Applied Physics*, 38:53–59, 2007.
- [5] K. Yamamoto, T. Uchiyama, S. Miyoki, M. Ohashi, K. Kuroda, H. Hayakawa, T. Tomaru, N. Sato, T. Suzuki, T. Haruyama, A. Yamamoto, T. Shintomi, S. Moriwaki, Y. Ikushima, T. Koyama, and R. Li. Measurement of vibration of the top of the suspension in a cryogenic interferometer with operating cryocoolers. *Journal of Physics: Conference Series*, 32:418–423, 2006.
- [6] Vericold-Technologies. Dilution refrigerator. <http://www.vericold.com/index.php?id=45>.
- [7] J. Liang, A. Ravex, and P. Rolland. Study on pulse tube refrigeration part 1: Thermodynamical nonsymmetry effect. *Cryogenics*, 36:87–93, 1996.
- [8] J. Liang, A. Ravex, and P. Rolland. Study on pulse tube refrigeration part 2: Theoretical modelling. *Cryogenics*, 36:95–99, 1996.
- [9] W. M. Kays and A. L. London. *Compact Heat Exchangers*. McGraw–Hill Book Company, 3rd edition, 1984.
- [10] H. Frey and R. A. Haefer. *Tieftemperaturtechnologie*. VDI–Verlag, Düsseldorf, 1981.

- 
- [11] E. I. Mikulin, A. A. Tarasov, and M. P. Shkrebyonock. Low temperature expansion pulse tubes. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 29, pages 629–637, 1984.
- [12] R. Radebaugh, J. Zimmermann, D. R. Smith, and B. A. Louie. A comparison of three types of pulse tube refrigerators. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 31, pages 779–789, 1986.
- [13] H. Pan, A. Hofmann, and L. Oellrich. Single-stage 4-valve and active buffer pulse tube refrigerators. *Cryogenics*, 41:281–284, 2001.
- [14] G. Walker. *Cryocoolers*. Part 1. plenum press, New York, 1983.
- [15] R. A. Ackermann. *Cryogenic regenerative heat exchangers*. The international cryogenics monograph series. plenum press, New York, 1997.
- [16] T. Köttig, A. Waldauf, M. Thürk, and P. Seidel. Developments on GM-type pulse tube cryorefrigerators with large cooling power. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 49B, pages 1445–1450, 2004.
- [17] S. Wild. *Untersuchung ein- und zweistufiger Pulsrohrkühler*. Fortschr. Ber. VDI Reihe 19, Nr. 105. VDI Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [18] A. Waldauf. *Untersuchungen an Pulsationsröhrenkühlern*. Verlag ISLE, Ilmenau, 2005.
- [19] E. Schmutzer. *Grundlagen der Theoretischen Physik*. Teil 1. BI Wissenschaftsverlag, Mannheim/Wien/Zürich, 1989.
- [20] H. Gröber, S. Erk, and U. Grigull. *Grundgesetze der Wärmeübertragung*. 3. Auflage. Springer Verlag, 1955.
- [21] R. Radebaugh, E. D. Marquardt, and J. Gary. Regenerator behavior with heat input or removal at intermediate temperatures. In *Cryocoolers 11*, International Cryocooler Conference, pages 409–418, 2001.
- [22] S. Moldenhauer, T. Koettig, A. Waldauf, M. Thürk, and P. Seidel. Numerical and experimental analysis of a pulse-tube refrigerator. Annual report, Friedrich-Schiller-Universität Jena, Institut für Festkörperphysik, 2004.
- [23] Y. S. Touloukian and E. H. Buyco. Thermophysical properties of matter, volume 1, specific heat, metallic elements and alloys. Technical report, Thermophysical properties research center, 1970.
- [24] V. D. Arp and R. D. McCarty. Thermophysical properties of helium 4 from 0.8 to 1500 K with pressures to 2000 MPa. Technical report, NASA Ames Research Laboratory, 1989.

- [25] V. J. Johnson. A compendium of the properties of materials at low temperature (phase 1). Wadd Technical Report 60-56 Part II, National Bureau of Standards - Cryogenic Engineering Laboratory, 1960.
- [26] C. Lienert. *Untersuchung zur störarmen Pulsrohr-Kühlung hochempfindlicher SQUID-Magnetometer aus Hochtemperatursupraleitern*. PhD thesis, Justus-Liebig-Universität Gießen, 2001.
- [27] J. J. Gerster, G. Kaiser, L. Reißig, M. Thürk, and P. Seidel. Low noise cold head of a four-valve pulse tube refrigerator. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 43, pages 2077–2084, 1998.
- [28] C. Wang. Numerical analysis of 4 K pulse tube coolers: Part I. numerical simulation. *Cryogenics*, 37(4):207–213, April 1997.
- [29] C. Wang. Numerical analysis of 4 K pulse tube coolers: Part II. performances and internal processes. *Cryogenics*, 37(4):215–220, April 1997.
- [30] G. Walker. *Cryocoolers*. Part 2. plenum press, New York, 1983.
- [31] I. Rühlich. *Strömungstechnische Optimierung von Regeneratoren für Gaskältemaschinen*. Fortschr. Ber. VDI Reihe 19 Nr. 122. VDI Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [32] A. von Schneidmesser, G. Thummes, and C. Heiden. Performance of a single-stage 4 K pulse tube cooler with neodymium regenerator precooled with a single-stage GM refrigerator. *Cryogenics*, 39(9):783–789, September 1999.
- [33] I. A. Tanaeva, H. Ikeda, L. J. A. van Bokhoven, Y. Matsubara, and A. T. A. M. de Waele. Heat capacities and magnetic moments of potential regenerator materials at low temperatures. *Cryogenics*, 43(8):441–448, August 2003.
- [34] A. von Schneidmesser, G. Thummes, and C. Heiden. Generation of liquid helium temperatures using a lead regenerator in a GM precooled pulse tube stage. *Cryogenics*, 40(1):67–70, January 2000.
- [35] R. Radebaugh, A. O´Gallagher, and J. Gary. Regenerator behaviour at 4 K: Effect of volume and porosity. In S. Breon, editor, *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 47A, pages 961–968, 2002.
- [36] L. W. Yang and G. Thummes. High frequency two-stage pulse tube cryocooler with base temperature below 20 K. *Cryogenics*, 45(2):155–159, February 2005.
- [37] H. Pan. *Weiterentwicklung von ein- und zweistufigen Pulsrohrkühlern*. PhD thesis, Universität Karlsruhe, 2001.
- [38] N. Elsner, S. Fischer, and J. Huhn. *Grundlagen der Technischen Thermodynamik, Band 2: Wärmeübertragung*. 8. Auflage. Akademie-Verlag, 1993.



- [39] J. J. Gerster. *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*. Fortschr. Ber. VDI Reihe 19 Nr. 122. VDI Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [40] T. Köttig. *Untersuchungen zum Aufbau leistungsstarker koaxialer Pulsationsröhrenkühler*. Diplomarbeit, 2003.
- [41] J. M. Poncet, I. Charles, A. Gauthier, and T. Trollier. Low temperature high frequency pulse tube cooler using precooling. In *Cryocoolers 13*, pages 149–155, 2005.
- [42] A. Waldauf, T. Köttig, S. Moldenhauer, M. Thürk, and P. Seidel. Improved cooling power by means of a regenerator made from lead wire mesh. In *Cryocoolers 13*, International Cryocooler Conference, pages 389–394, 2005.
- [43] Haever&Boecker. Produktkatalog. <http://www.diedrahtweber.de>.
- [44] A. J. Organ. *The Regenerator and the Stirling Engine*. Mechanical Engineering Publication Limited, London, 1997.
- [45] T. Koettig, R. Nawrodt, S. Moldenhauer, M. Thürk, and P. Seidel. Novel regenerator material improving the performance of a single stage pulse tube cooler. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 51A, pages 35–40, 2006.
- [46] T. S. Zhao and P. Cheng. Oscillatory pressure drops through a woven-screen packed column subjected to a cyclic flow. *Cryogenics*, 36(5):333–341, May 1996.
- [47] P. H. Chen, Z. C. Chang, and B. J. Huang. Effect of oversize in wire-screen matrix to the matrix-holding tube on regenerator thermal performance. *Cryogenics*, 36(5):365–372, May 1996.
- [48] ENDEVCO Corporation, USA. *Piezoresistive Pressure Transducer, Model 8530 B*.
- [49] R. T. Jacobson, S. G. Penoncello, and E. W. Lemmon. *Thermodynamic Properties of Cryogenic Fluids*. The International Cryogenics Monograph Series. Plenum Press, 1997.
- [50] W. Bohl. *Technische Strömungslehre*. Vogel-Verlag, 1978.
- [51] H. Hausen and H. Linde. *Tieftemperaturtechnik*. Springer Verlag, 1985.
- [52] S. Vanapalli, H. J. M. ter Brake, H. V. Jansen, J. F. Burger, H. J. Holland, T. T. Veenstra, and M. C. Elwenspoek. Pressure drop of laminar gas flows in a microchannel containing various pillar matrices. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 17(7):1381–1386, 2007.

- [53] R. Radebaugh and B. Louie. A simple, first step to the optimization of regenerator geometry. In *Proceedings of the Third Cryocooler Conference*, volume 698, pages 177–198. National Bureau of Standards, 1985.
- [54] A. Anzelius. Über Erwärmung vermittelt durchströmender Medien. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 6(3):291–294, 1926.
- [55] W. Nußelt. Über die Theorie des Winderhitzers. *VDI-Zeitschrift*, 7:85–91, 1927.
- [56] H. Hausen. Über die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 9:173–200, 1929.
- [57] T. E. W. Schumann. Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute*, 208(3):405–416, September 1929.
- [58] J. E. Coppage and A. L. London. Heat transfer and flow friction characteristics of porous media. *Chemical Engineering Progress*, 52(2):57–63, 1956.
- [59] A. Bartsch. *Regeneratoren der Tieftemperaturtechnik*. VEB-Verlag Technik, 1962.
- [60] H. Hausen. *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*. Springer-Verlag, 1976.
- [61] R. Radebaugh, D. Linenberger, and R.O. Voth. Methods for the measurement of regenerator ineffectiveness. In *Refrigeration for Cryogenic Sensors and Electronic Systems, NBS Special Publication 607*, 1981.
- [62] X. Luo, W. Roetzel, and U. Ludersen. The single-blow transient testing technique considering longitudinal core conduction and fluid dispersion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(1):121–129, January 2001.
- [63] X. Luo and W. Roetzel. The single-blow transient testing technique for plate-fin heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(19):3745–3753, October 2001.
- [64] P. H. Chen and Z. C. Chang. Measurements of thermal performance of cryocooler regenerators using an improved single-blow method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(10):2341–2349, July 1997.
- [65] P. H. Chen and Z. C. Chang. An improved model for the single-blow measurement including the non-adiabatic side wall effect. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 23(1):55–68, 1996.
- [66] Willow Technologies. *Datenblatt Widerstands-Temperatursensoren*.

- [67] C. Y. Liang and W. J. Yang. Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces. *Transactions of the ASME–Journal of Heat Transfer*, 97:16–21, 1975.
- [68] P. F. Pucci, C. P. Howard, and C. H. Piersall. The single-blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces. *Journal of Engineering for Power–Transactions of the ASME*, 89:29–39, 1967.
- [69] BASF. Styrodur®. [http://www2.basf.de/basf2/img/produkte/kunststoffe/styrodur/pdf/technical\\_data\\_ger.pdf?id=bN.ZwAtEWbw2\\*wP](http://www2.basf.de/basf2/img/produkte/kunststoffe/styrodur/pdf/technical_data_ger.pdf?id=bN.ZwAtEWbw2*wP).
- [70] T. Koettig, F. Richter, R. Nawrodt, A. Zimmer, C. Schwarz, D. Heinert, M. Thürk, and P. Seidel. Application of novel regenerator material within a coaxial two-stage pulse tube refrigerator. In *Conference Program Book of the CEC/ICMC*, Advances in Cryogenic Engineering, page 27, 2007. C1-H-02.
- [71] T. Koettig, S. Moldenhauer, M. Patze, M. Thürk, and P. Seidel. Investigation on the internal thermal link of pulse tube refrigerators. *Cryogenics*, 47(3):137–142, March 2007.
- [72] A. Waldauf, T. Schmauder, M. Thürk, and P. Seidel. Investigation of energy transport within a pulse tube. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 47A, pages 753–759, 2001.
- [73] D. L. Johnson and R. G. Ross. Cryocooler coldfinger heat interceptor. In *Cryocoolers 8*, International Cryocooler Conference, pages 709–718, 1995.
- [74] D. C. Gilman. Cryocooler heat interceptor test for the smts program. In *Cryocoolers 9*, International Cryocooler Conference, pages 783–793, 1997.
- [75] T. Schmauder, A. Waldauf, M. Thürk, R. Wagner, and P. Seidel. Investigation of a single stage four-valve pulse tube refrigerator for high cooling power. In *Cryocoolers 11*, International Cryocooler Conference, pages 327–336, 2001.
- [76] C. Wang, G. Thummes, and C. Heiden. Control of dc gas flow in a single-stage double-inlet pulse tube cooler. *Cryogenics*, 38(8):843–847, August 1998.
- [77] A. Waldauf, M. Thürk, and P. Seidel. Temperature-instabilities in a long running pulse tube. In *Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Cryogenic Engineering Conference*, pages 435–438, 2002. Grenoble.
- [78] A. Waldauf, M. Thürk, and P. Seidel. Observation and control of temperature instabilities in a four-valve pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 44(2):75–79, February 2004.

- 
- [79] S. S. Courts, C. J. Yeager, and Krause J. K. Diode temperature sensor curve estimation and interchangeability for non-standard excitation currents. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 51 B, pages 1235–1242, 2006.
- [80] Lake Shore Cryotronics. *Product Catalog*.
- [81] L. Duband, I. Charles, A. Ravex, L. Miquet, and C. Jewell. Experimental results on inertance and permanent flow in pulse tube coolers. In *Cryocoolers 10*, International Cryocooler Conference, pages 281–290, 1999.
- [82] C. Wang, G. Tummles, and C. Heiden. Effects of dc gas flow on performance of two-stage 4 K pulse tube coolers. *Cryogenics*, 38:689–695, 1998.
- [83] J. Blaurock, R. Hackenberger, P. Seidel, and M. Thürk. Compact four-valve pulse tube refrigerator in coaxial configuration. In *Cryocoolers 8*, International Cryocooler Conference, pages 395–401, 1995.
- [84] T. Köttig, A. Waldauf, M. Thürk, and P. Seidel. Konzentrischer Pulsationsröhrenkühler großer Kälteleistung. In *Verhandlungen der DPG*, volume 2/2003, page 394, 2003.
- [85] J. M. Poncet, T. Trollier, and A. Ravex. A large cooling capacity single stage coaxial pulse tube cooler. In *Advances in Cryogenic Engeneering*, volume 47A, pages 677–682, 2002.
- [86] C. Wang, R. Dausman, and P. E. Gifford. A single-stage pulse tube cryorefrigerator and its application. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 47A, pages 670–676, 2002.
- [87] T. Köttig, S. Moldenhauer, M. Thuerk, and P. Seidel. Neuartige Blei-Regeneratormaterialien für Kleinkältemaschinen im Temperaturbereich unterhalb 60 K. In *Verhandlungen der DPG*, volume 2/2005, page 581, 2005.
- [88] J. Tanchom, E. Ercolani, T. Trollier, and J. M. Ravex, A. Poncet. Design of a very large pulse tube cryocooler for HTS-cable application. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 51A, pages 661–668, 2006.
- [89] B. Gromoll, N. Huber, M. Dietrich, L. W. Yang, and G. Thummes. Development of a 25 K pulse tube refrigerator for future HTS-series products in power engineering. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 51 A, pages 643–652, 2006.
- [90] H. W. Neumüller, W. Nick, B. Wacker, M. Frank, G. Nerowski, J. Frauenhofer, W. Rzadki, and R. Hartig. Advances in and prospects for development of high-temperature superconductor rotating machines at siemens. *Superconductor Science and Technology*, 19(3):114–117, 2006.

- 
- [91] M. E. Will, I. A. Tanaeva, R. Li, and A. T. A. M. de Waele. New rotary valves for pulse-tube refrigerators. *Cryogenics*, 44(11):793–800, November 2004.
- [92] J. Yuan and J. M. Pfothner. A single stage five valve pulse tube refrigerator reaching 32 K. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 43, pages 1983–1989, 1998.
- [93] L. M. Qiu and G. Thummel. Two-stage pulse tube cooler for operation of a josephson voltage standard near 4 K. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 47 A, pages 625–632, 2001.
- [94] C. Wang, G. Thummel, and C. Heiden. A two-stage pulse tube cooler operating below 4 K. *Cryogenics*, 37(3):159–164, March 1997.
- [95] C. Wang. Helium liquefaction with a 4 K pulse tube cryocooler. *Cryogenics*, 41(7):491–496, July 2001.
- [96] K. Uhlig and C. Wang. Cryogen-free dilution refrigerator precooled by a pulse-tube refrigerator with non-magnetic regenerator. In J.G. Weisend, editor, *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 51A, pages 939–945, 2006.
- [97] T. Koettig, S. Moldenhauer, M. Thürk, and P. Seidel. Pulse tube refrigerator cryostat with an intrinsic top-loading system. In *Journal of Physics: Conference Series*, volume 43, pages 1421–1423, 2006.
- [98] T. Koettig, S. Moldenhauer, R. Nawrodt, M. Thürk, and P. Seidel. Two-stage pulse tube refrigerator in an entire coaxial configuration. *Cryogenics*, 46(12):888–891, December 2006.
- [99] T. Koettig, R. Nawrodt, M. Thürk, and P. Seidel. Performance characteristic of a two-stage pulse tube refrigerator in coaxial configuration. In *Cryocoolers 14*, International Cryocooler Conference, pages 171–176, 2007.
- [100] L. W. Yang, J. T. Liang, Y. Zhou, and J. J. Wang. Research of two-stage co-axial pulse tube coolers driven by a valveless compressor. In *Cryocoolers 10*, pages 233–238, 1999.
- [101] N. Jiang, U. Lindemann, F. Giebeler, and G. Thummel. A 3He pulse tube cooler operating down to 1.3 K. *Cryogenics*, 44(11):809–816, November 2004.
- [102] C. Wang, G. Thummel, and C. Heiden. Experimental study of staging method for two-stage pulse tube refrigerators for liquid 4He temperatures. *Cryogenics*, 37(12):857–863, 1997.
- [103] M. Tanaka, T. Nishitani, T. Kodama, T. Araki, E. Kawaguchi, and M. Yanai. Experimental and analytical study of two stage pulse tube refrigerator. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 41B, pages 1487–1494, 1995.

- [104] T. Inoue, T. Matsui, S. Kawano, and Y. Ohasi. Experimental research on two-stage pulse tube refrigerator. In *Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Cryogenic Engineering Conference*, pages 299–302, 1996.
- [105] A. Hofmann, H. Pan, and L. Oellrich. GM-type two-stage pulse tube cooler with high efficiency. In *Cryocoolers 11*, pages 221–227, 2001.
- [106] G. Chen, L. Qiu, J. Zheng, P. Yan, Z. Gan, X. Bai, and Z. Huang. Experimental study on a double-orifice two-stage pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 37(5):271–273, May 1997.
- [107] T. Tomaru, T. Suzuki, T. Haruyama, T. Shintomi, A. Yamamoto, T. Koyama, and R. Li. Vibration analysis of cryocoolers. *Cryogenics*, 44(5):309–317, May 2004.
- [108] T. Suzuki, T. Tomaru, T. Haruyama, T. Shintomi, N. Sato, A. Yamamoto, Y. Ikushima, and R. Li. Ultra-low vibration pulse tube cryocooler with a new vibration cancellation method. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 51B, pages 1325–1331, 2006.
- [109] Keithley. Productkatalog. <http://www.keithley.com./products/dmm>.
- [110] Statron Gerätetechnik GmbH. Productkatalog-Gleichspannungsregler. <http://www.statron.de/index.php?page=produkte&group=11>.
- [111] A. T. A. M. de Waele, P. P. Steijaert, and J. Gijzen. Thermodynamical aspects of pulse tubes. *Cryogenics*, 37(6):313–324, 1997.
- [112] A. T. A. M. de Waele, I. A. Tanaeva, and Y. L. Ju. Multistage pulse tubes. *Cryogenics*, 40(7):459–464, 2000.
- [113] Cryomech. Pt 805 specifications. <http://www.cryomech.com/pt805%20specs.htm>, 2007.
- [114] Dantec. Constant temperature anemometry. <http://www.dantecdynamics.com/Default.aspx?ID=1057>.
- [115] M. Thürk, H. Brehm, J. Gerster, G. Kaiser, R. Wagner, and P. Seidel. Intrinsic behaviour of a four valve pulse tube refrigerator. In *Proc. of the 16<sup>th</sup> International Cryogenic Engineering Conference*, pages 259–262, 1996.
- [116] W. Liang and A.T.A.M. de Waele. A new type of streaming in pulse tubes. In *Cryocoolers 14*, International Cryocooler Conference, pages 271–276, 2007.
- [117] J. J. Gerster, L. Reifig, M. Thürk, and P. Seidel. Hot end loss at pulse tube refrigerators. *Cryogenics*, 38:679–682, 1998.
- [118] R. A. Haefer. *Kryo-Vakuumtechnik*. Springer-Verlag, 1981.

# Danksagung

Abschließend möchte ich die Gelegenheit nutzen, mich bei all Jenen zu bedanken, die auf vielfältige Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ich möchte mich bei Prof. Dr. P. Seidel für die Ermöglichung dieser Arbeit und die vielfältige Unterstützung bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn M. Thürk für die hervorragende Zusammenarbeit und die vielen fachlichen Anregungen und Diskussionen, auch abseits der Physik.

Die schnelle und erfolgreiche Umsetzung der Konstruktion der experimentellen Versuchsaufbauten sowie der koaxialen Pulsationsröhrenkühler wäre ohne die engagierte Arbeit von Herrn L. Föllmer und Herrn T. Hilprecht vom Heliumverflüssiger und den Mitarbeitern der Werkstatt M2 nicht möglich gewesen.

Danken möchte ich ebenso meinem Doktorandenkollegen Herrn A. Waldauf und den Diplomanden Herrn S. Moldenhauer und Herrn F. Richter. Heraus zu heben ist an dieser Stelle die Zusammenarbeit mit Herrn R. Nawrodt, für die schnelle, unkomplizierte und freundschaftliche Unterstützung bei allen kleinen und großen auftretenden Problemen. Dank ebenso an Herrn T. Fischer für die Hilfe bei meinen numerischen Aufgabenstellungen. Allen Mitarbeitern und Studenten der Arbeitsgruppe Tieftemperaturphysik gilt mein Dank für die Unterstützung bei Messungen, Auswertungen und sonstigen Hilfestellungen mit Geduld, Arbeitskraft, guten Ratschlägen, Messgeräten, Kryostaten und anderweitigen Bauteilen.

# Lebenslauf

	Torsten Köttig
geboren am	13. Juni 1974
in	Erfurt
Familienstand	ledig
09/1980 - 08/1990	Polytechnische Oberschule in Erfurt
09/1990 - 06/1993	Berufliches Gymnasium „Rudolf Diesel“ in Erfurt Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
07/1993 - 09/1994	Wehrersatzdienst
09/1994 - 07/1998	Studium der Versorgungstechnik Fachhochschule Erfurt Abschluss: Dipl. Ing. Versorgungstechnik (FH)
09/1998 - 10/2003	Studium der Physik Friedrich-Schiller-Universität Jena Abschluss: Dipl. Physiker
seit 11/2003	wissenschaftlicher Mitarbeiter Friedrich-Schiller-Universität Jena Institut für Festkörperphysik



# Ehrenwörtliche Erklärung

Ich erkläre hiermit ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig, ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel und Literatur angefertigt habe. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet. Weitere Personen waren an der inhaltlich-materiellen Erstellung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Insbesondere habe ich hierfür nicht die entgeltliche Hilfe von Vermittlungs- bzw. Beratungsdiensten (Promotionsberater oder anderen Personen) in Anspruch genommen. Niemand hat von mir unmittelbar oder mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Die geltende Promotionsordnung der Physikalisch-Astronomischen Fakultät ist mir bekannt.

Ich versichere ehrenwörtlich, dass ich nach bestem Wissen die reine Wahrheit gesagt und nichts verschwiegen habe.

Jena, den 20. September 2007

Torsten Köttig