

# Diplomarbeit

## Versuchsanlage thermische Energiespeicher

### Technische Dokumentation, Wirkungsweise und Analyse

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter Anleitung von

Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo WALTER  
Projektass. Dipl.-Ing. Peter STEINER

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Thomas HIRN  
6142 Mieders

---

Wien, 1. August 2016

**Thomas HIRN**

*Versuchsanlage thermische Energiespeicher.*

*Technische Dokumentation, Wirkungsweise und Analyse.*

Diplomarbeit, Technische Universität Wien

Bearbeitungszeitraum 26. Feber – 1. August 2016

## Kurzfassung

Ein neuer Versuchsaufbau mit verschiedenen Wärmespeichern soll am *Institut für Energietechnik und Thermodynamik* in Betrieb genommen werden. Vier verschiedene Speicheraufbauten sollen experimentell untersucht werden: Zwei Latentwärmespeicher nutzen den Schmelz- bzw. Erstarrungsvorgang von Natriumnitrat, die anderen beiden Speicher die sensible Wärmeaufnahme von Quarzsand. Die Besonderheit der Quarzsandspeicher stellt die Fluidisierung des Sandes mittels Druckluft dar, und dient dem Sandtransport und der Verbesserung des Wärmeübergangs. Zur Be- und Entladung werden alle Speicher von Thermalöl durchströmt. Eine Thermalölanlage heizt Thermalöl elektrisch bis 390 °C auf, zur Abkühlung des Thermalöls ist eine Rückkühlanlage vorgesehen.

Im Rahmen der Diplomarbeit werden verschiedene Anlagenkomponenten konstruiert, zahlreiche Bauteile ausgewählt. Berechnungen zu Wärmeverlusten in allen heißen Komponenten werden erstellt und dienen als Entscheidungsgrundlage für die Dimensionierung von Isolierung und Begleitheizung. Zudem wird der Entstehungsprozess des Versuchsaufbaus in dieser Arbeit dokumentiert.

## Abstract

The *Institute for Energy Systems and Thermodynamics* desires to put a new experimental setup under operation. This setup allows experimental investigations of four different thermal energy storages. The first two storages use the latent energy of Sodium Nitrate, the other two storages warm up silica sand. A special feature is the compressed air fluidization of silica sand to improve heat transfer and enable sand transportation. To charge and discharge the storages, a stream of thermal oil is used. A special installation heats the thermal oil up to 390 °C (734 °F), and heat exchangers are used for re-cooling the oil.

In the context of this thesis, a number of components is constructed and installed, and various components are selected. Advanced calculations of heat losses of all hot parts are conducted and serve as a decision basis for designing the insulation and trace heating. The design process of the overall experimental setup is described in this thesis as well.



# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	VII
Tabellenverzeichnis	IX
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	X
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Energiespeicher . . . . .	2
<b>2 Technische Anlagenbeschreibung</b>	<b>6</b>
2.1 SandTES . . . . .	7
2.1.1 Speichermaterial . . . . .	8
2.1.2 Messungen . . . . .	9
2.2 Latentwärmespeicher <i>LATES</i> . . . . .	10
2.2.1 Speichermaterial . . . . .	11
2.2.2 Speicherkapazität . . . . .	13
2.2.3 Messungen . . . . .	14
2.3 Latentwärmespeicher <i>LESY</i> . . . . .	15
2.3.1 Speicherkapazität . . . . .	17
2.3.2 Messungen . . . . .	18
2.4 Regenerator . . . . .	18
2.5 Luftversorgung . . . . .	20
2.5.1 Druckluftnetz . . . . .	20
2.5.2 Gebläseluftnetz . . . . .	21
2.5.3 Rekuperator . . . . .	21
2.5.4 Luftaustritt . . . . .	23
2.5.5 Messungen . . . . .	23
2.6 Thermalölkreislauf . . . . .	24
2.6.1 Thermalöl . . . . .	24

2.6.2	Verrohrung . . . . .	25
2.6.3	Thermalölanlage . . . . .	25
2.6.3.1	Primärkreislauf . . . . .	27
2.6.3.2	Ölerhitzer . . . . .	28
2.6.3.3	Ausgleichsbehälter . . . . .	29
2.6.3.4	Sekundärkreislauf . . . . .	30
<b>3</b>	<b>Durchgeführte Arbeiten</b>	<b>32</b>
3.1	Thermalölverrohrung: Konstruktion, Montage . . . . .	32
3.1.1	Bestellung der Rohre . . . . .	34
3.1.2	Zuschnitt und Schweißarbeiten . . . . .	35
3.1.3	Rohrhalterungen . . . . .	36
3.1.4	Schweißdokumentation . . . . .	37
3.1.5	Technische Abnahme . . . . .	37
3.2	Auslegung einer Begleitheizung . . . . .	37
3.2.1	Auswahl eines Heizkabels . . . . .	38
3.2.2	Beheizung der Befüllleitung . . . . .	40
3.2.3	Erforderliche Heizleistungen . . . . .	41
3.3	Druckluftversorgung . . . . .	44
3.3.1	Druckregler . . . . .	44
3.3.2	Proportional-Regelventil . . . . .	45
3.4	Wärmeverlustberechnung . . . . .	45
3.5	Wärmeverlust in einer Rohrleitung . . . . .	46
3.5.1	Umgebungsbedingungen . . . . .	46
3.5.2	Geometrische Gegebenheiten . . . . .	47
3.5.3	Wärmeübergang . . . . .	48
3.5.3.1	Innerer Wärmeübergang . . . . .	48
3.5.3.2	Äußerer Wärmeübergang . . . . .	49
3.5.4	Wärmeleitung . . . . .	51
3.5.5	Wärmedurchgang . . . . .	52
3.5.6	Überprüfung von Annahmen . . . . .	53
3.5.7	Vergleich der Rechenmethoden . . . . .	54
3.5.8	Fehlerabschätzung . . . . .	56
3.6	Wärmeverlust an anderen Komponenten . . . . .	57
3.6.1	SandTES-Wärmeübertrager . . . . .	58
3.6.2	SandTES-Silo . . . . .	59
3.6.3	LATES- und LESY-Speicher . . . . .	61

3.6.4	Regenerator . . . . .	61
3.6.5	Luftverrohrung . . . . .	62
3.6.6	Ausgleichsbehälter . . . . .	62
3.7	Überblick über die Wärmeverluste . . . . .	62
3.8	Überlegungen zur Ausspeicherung . . . . .	64
3.9	Erprobung der Lufteinblasung . . . . .	66
<b>4</b>	<b>Vorschläge zur weiteren Erprobung</b>	<b>68</b>
4.1	Luftbereitstellung . . . . .	68
4.2	Abscheidung von Sand . . . . .	70
4.3	Konstruktive Gestaltung der Messsonden . . . . .	71
4.4	Erprobung alternativer Speichermedien . . . . .	72
4.5	Energieverbrauch der Anlage . . . . .	72
4.6	Geometrie der Latentspeicher . . . . .	73
<b>5</b>	<b>Ausblick</b>	<b>75</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>I</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>XXI</b>





# Abbildungsverzeichnis

1.1	Arten von Energiespeichern . . . . .	2
1.2	Temperatur-Wärme-Verlauf bei sensibler und latenter Wärmespeicherung . . . . .	3
2.1	Gesamtansicht der Versuchsstände in Wien–Arsenal . . . . .	6
2.2	3D-Modell des <i>SandTES</i> -Wärmeübertragers . . . . .	7
2.3	Vorderes Ende einer Druckmesssonde mit Drahtgewebe . . . . .	10
2.4	3D-Modell des LATES-Speichers . . . . .	11
2.5	Längsberipptes Rohr in einem Latentwärmespeicher . . . . .	13
2.6	Q-T-Diagramm für einen LATES-Speicherzyklus . . . . .	14
2.7	Schnittzeichnung des LESY-Speichers . . . . .	17
2.8	3D-Modell des Regenerators . . . . .	19
2.9	3D-Modell eines Rekuperators . . . . .	22
2.10	Vereinfachtes R&I-Schema der Thermalölanlage . . . . .	26
2.11	3D-Modell des Primärkreislaufs . . . . .	28
2.12	Prinzipskizze des Ölerhitzers . . . . .	28
2.13	Ausgleichsbehälter mit Armaturen . . . . .	30
2.14	Funktionsweise eines Wirbeldurchfluss-Messsystems . . . . .	31
3.1	Kennzeichnung eines zugeschnittenen Rohres . . . . .	35
3.2	Anschweißen einer Rohrkonsole . . . . .	36
3.3	Rohrkonsole mit Gleitschuh . . . . .	36
3.4	Aufbau eines mineralisierten Edelmantel-Heizkabels . . . . .	40
3.5	Aufbau eines selbstregelnden Heizbandes . . . . .	41
3.6	Angenommene Stützkonstruktion der Blechabdeckung . . . . .	51
3.7	Temperaturverlauf bei Wärmedurchgang durch ein Rohr . . . . .	52
3.8	Temperaturunterschied zwischen Umgebung und Dämmoberfläche . . . . .	53
3.9	Vergleich von $\alpha_{a,erzwungen}$ nach verschiedenen Näherungsformeln . . . . .	55
3.10	Modellhafte Windströmung über den <i>SandTES</i> -WÜ . . . . .	59
3.11	Wärmeverluste pro <i>SandTES</i> -Silo . . . . .	60

3.12	Verschiedene Betriebszustände einer Wirbelschicht . . . . .	66
3.13	Beobachtete Zustände des Wirbelbetts . . . . .	67
4.1	Temperatursperre bei einem Heißluftgebläse . . . . .	69
4.2	Prinzip eines Abscheidezyklons . . . . .	70
4.3	Prinzipskizze einer Mehrlochsonde zur Druckmessung . . . . .	71
4.4	Verschiedene Bauarten eines Latentwärmespeichers . . . . .	74
A.1	Validierung des Wärmeverlusts an unisolierten Rohre (400 °C) . . . . .	II
A.2	Eingaben in die Berechnungsmaske . . . . .	III
A.3	Ergebnisse aus der Online-Berechnung . . . . .	IV
A.4	Isometrische Ansicht der Verrohrung im Heizhaus . . . . .	V
A.5	Isometrische Ansicht des Primärkreislaufs . . . . .	VI
A.6	Isometrische Ansicht des Sekundärkreislaufs . . . . .	VII
A.7	Isometrische Ansicht der Befüllleitung . . . . .	VIII
A.8	Isometrische Ansicht der Außenleitungen – 1 . . . . .	IX
A.9	Isometrische Ansicht der Außenleitungen – 2 . . . . .	X

# Tabellenverzeichnis

2.1	Speichermedien im SandTES-Aufbau . . . . .	9
2.2	Stoffwerte von Natriumnitrat . . . . .	12
2.3	Theoretisch speicherbare Energiemenge $\Delta E_{21}$ im <i>LATES</i> . . . . .	13
2.4	Theoretisch speicherbare Energiemenge $\Delta E_{21}$ im <i>LESY</i> . . . . .	18
2.5	Technische Daten des Kompressors . . . . .	20
2.6	Technische Daten des Gebläses . . . . .	21
2.7	Temperaturen an den Ein- und Austritten des Rekuperators . . . . .	23
3.1	Definierte Funktionsbereiche für Temperatur und Wind . . . . .	47
3.2	Rohrabschnitte mit jeweiligen Längen und Korrekturfaktor . . . . .	47
3.3	Gegenüberstellung verschiedener Wärmeverlustberechnungen . . . . .	54
3.4	Gegenüberstellung des äußeren Wärmeübergangs . . . . .	55
3.5	Überblick über Wärmeverluste in verschiedenen Anlagenteilen . . . . .	63
4.1	Materialeigenschaften verschiedener Speichermedien . . . . .	72
A.1	Übersicht Rohrlängen und Behälteroberflächen . . . . .	XI



# Abkürzungen

Bereich C	Regenerator-Container
Bereich F	Freibereich
Bereich H	Heizhaus
DN	Durchmesser ( <i>diamètre nominal</i> )
PCM	Phasenwechselmaterial ( <i>Phase Change Material</i> )
R&I	Rohrleitungs- und Instrumentenschema
WÜ	Wärmeübertrager

# Symbole

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha_i$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Innerer Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_a$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Äußerer Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_{frei}$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergang bei freier Konvektion
$\alpha_{erzwungen}$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion
$\alpha_k$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Gesamter konvektiver Wärmeübergang
$\alpha_s$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Gesamter Strahlungs-Wärmeübergang
$C_{12}$	W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )	Strahlungskoeffizient
$c_P$	kJ/(kg·K)	Spezifische Wärmekapazität
$D_i$	m	Innendurchmesser
$D_o$	m	Rohraußendurchmesser
$D_D$	m	Außendurchmesser der Wärmedämmung
$\Delta E_{12}$	J	Energiemenge
$\eta$	—	Wirkungsgrad
$\Delta h_{PM}$	kJ/(kg·K)	Phasenänderungsenthalpie
$K$	—	Längenkorrekturfaktor
$k_R$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmedurchgangskoeffizient
$Nu$	—	Nusselt-Zahl
$\lambda$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
$\Delta\lambda$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Zuschlag auf Wärmeleitfähigkeit
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$P$	W	Leistung
$\Phi$	W/m	Spezifischer Wärmestrom
$s$	m	Schichtstärke, Wandstärke
$T$	K	Kelvin-Temperatur
$\vartheta$	°C	Celsius-Temperatur
$t_i$	—	Zeitpunkt $i$
$w_L$	m/s	Windgeschwindigkeit



# Kapitel 1

## Einleitung

Durch gestiegenes Umweltverständnis und die mediale Berichterstattung zu Klimaveränderungen veränderte sich in den letzten Jahrzehnten die öffentliche Wahrnehmung von Energie. Die bloße Betrachtung von Energie als Ressource, die zeitweise knapp, meist aber ausreichend zur Verfügung steht, genügt bei weitem nicht mehr. Der wahrgenommene Beitrag besonders von Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) zur Erderwärmung stellt unsere bisherige industrielle Energiebereitstellung auf den Kopf. Die Nutzung fossiler Brennstoffe führt unweigerlich zu CO<sub>2</sub>-Emissionen, entsprechen groß ist das Interesse an möglichen Alternativen.

Diese alternativen Energieformen gewinnen daher zunehmend an Bedeutung. Den meisten Alternativenergien ist jedoch eines gemeinsam: Ihre Verfügbarkeit richtet sich nach der Natur, beispielsweise bei Windkraft ist die Abhängigkeit vom Wetter besonders anschaulich. Der Mensch kann hier also nicht mehr vorausplanen, wann Energie angebotsseitig zur Verfügung steht. Dieser Einfluss gewinnt zunehmend an Bedeutung. Beispielsweise lag 2007 am Deutschen Strommarkt das Verhältnis von fluktuierender zu regelbarer Leistung bei 1:6, und eine Angleichung auf 1:1 wird bis 2030 erwartet. [Pro12]

Der Bedarf an Energie hingegen unterliegt zwar gewissen Regelmäßigkeiten, beruht schlussendlich aber doch auf dem individuellen Bedarf von Verbrauchern – von großen Fabriken bis hin zu jedem einzelnen Menschen. Damit ergibt sich eine zunehmende Ungleichheit von Angebot und Nachfrage. Die technische Lösung stellen Energiespeicher dar: Erst so wird die Umstellung auf eine Energiewirtschaft, die rein auf alternativen Energiebereitstellungsformen basiert, ermöglicht.

## 1.1 Energiespeicher

Energie begegnet uns in vielfältigsten Formen, und für zahlreiche dieser Formen lassen sich Speichermöglichkeiten finden. Nach ihrer physikalischen Wirkungsweise unterscheidet man so nach Abbildung 1.1 verschiedene Formen von Energiespeichern.

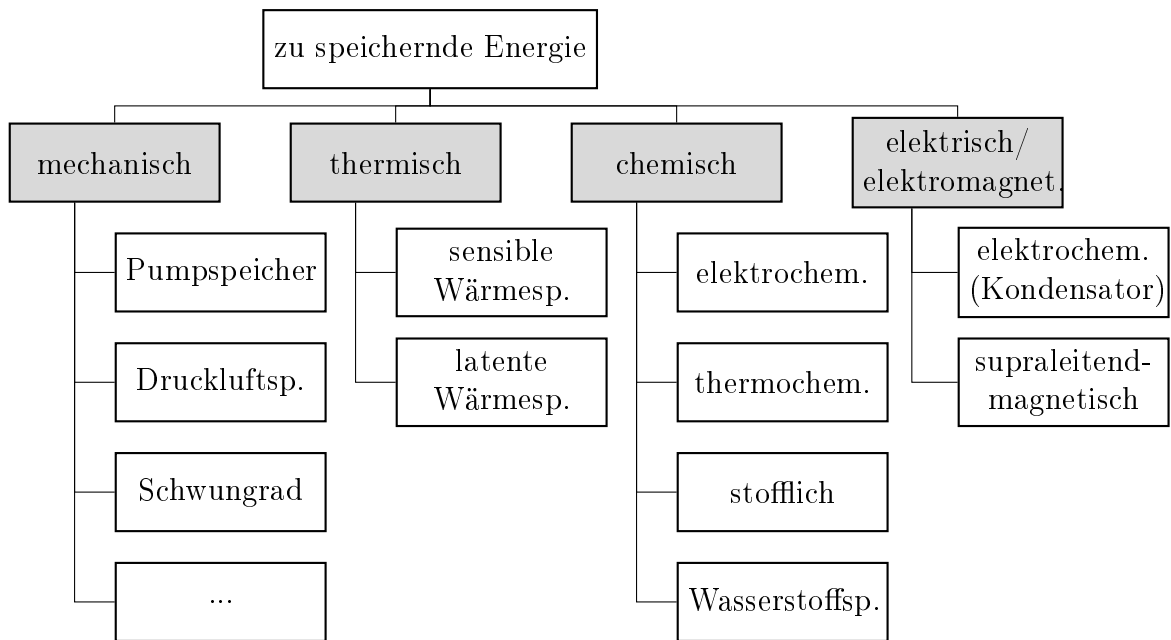


Abbildung 1.1: Arten von Energiespeichern [Walt14]

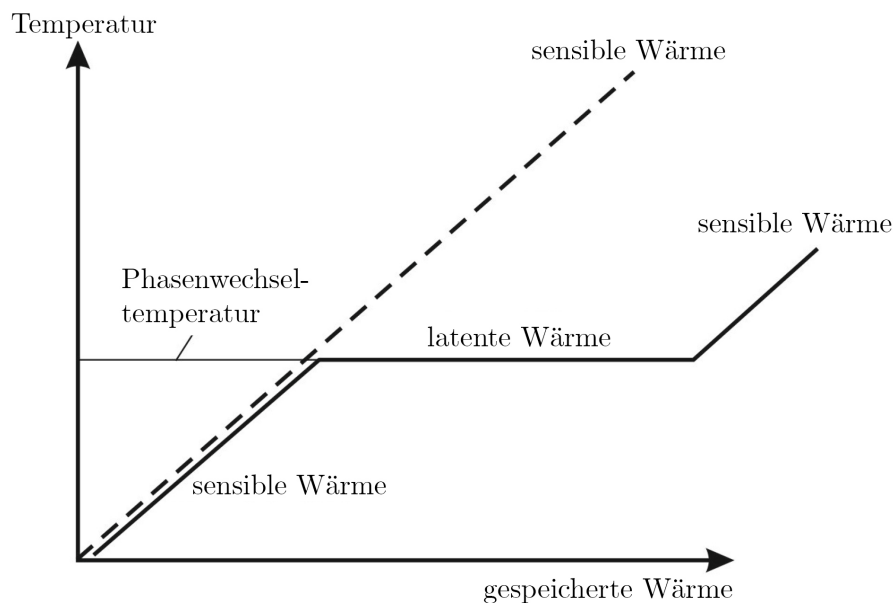
Nicht alle diese Speicherformen eignen sich technisch gleich gut zur Energiespeicherung. Etwa supraleitend-magnetische Speicher bringen technisch große Herausforderungen mit sich, und kommen derzeit nur im Forschungskontext zum Einsatz. Andere Speicherformen, wie etwa Pumpspeicher, stehen seit langer Zeit im Gebrauch, die Forschung vermag hier allenfalls noch inkrementelle Verbesserungen erzielen.

Historisch betrachtet waren thermische Speicher von größter Bedeutung. Beginnend mit Eisspeichern zur saisonalen Kältespeicherung [War13], später als Wärmespeicher im Zeitalter der Dampfmaschine und heute vom Brauchwasserboiler bis hin zu wärmetechnischen Großanlagen kommen thermische Speicher zur Anwendung. *Latente*<sup>1</sup> Speichermethoden nutzen den Phasenüber-

<sup>1</sup>lat.: vorhanden, aber nicht erkennbar



gang des Speichermaterials, während im *sensiblen*<sup>2</sup> Speicher, unter Ausnutzung der spezifischen Wärmekapazität, Temperaturänderungen den Speichereffekt bewirken. Abbildung 1.2 zeigt die daraus resultierenden Temperatur-Wärme-Verläufe.



**Abbildung 1.2:** Temperatur-Wärme-Verlauf bei sensibler und latenter Wärmespeicherung [Walt14]

Den *latenten* Wärmespeichern ist die (annähernd) konstante Einspeicher- bzw. Ausspeichertemperatur gemeinsam. Je nach weiterem Verwendungszweck ist dies technisch besonders vorteilhaft. Als Speichermaterialien kommen etwa Paraffine oder Salze zum Einsatz. In den meisten Anwendungen nutzt man die hohe spezifische Schmelzwärme der zum Einsatz kommenden PCM (*Phase change materials*).

*Sensible* Speicher arbeiten über einen größeren Temperaturunterschied. Für viele Anwendungen stellt dies kein Nachteil dar: Brauchwasser beispielsweise wird an der Entnahmestelle durch Mischung von Kalt- und Warmwasser auf Zieltemperatur gebracht, die Wassertemperatur im Boiler muss lediglich oberhalb der Zieltemperatur sein. Als sensible Wärmespeichermaterialien kommen Feststoffe genauso in Frage wie Flüssigkeiten. Wegen der allgemeinen Verfügbarkeit und der technischen Beherrschbarkeit kommt oft Wasser zum Einsatz.

<sup>2</sup>von lat. sentire: fühlen, empfinden

In der Praxis wird bei latenten Speichern oft nicht nur der Phasenwechsel ausgenutzt, sondern darüber hinaus die Temperatur weiter angehoben und der sensible Speicherbereich genutzt. Dies verbessert die Speicherdichte, und kann je nach Wärmequelle und Wärmeverwendung weitere Vorteile mit sich bringen. Die gespeicherte Energiemenge in einem derartigen Wärmespeicher ergibt sich nach [Schw16] zu:

$$\Delta E_{21} = \underbrace{m \cdot c_{P,PCM_1}(T_{PC} - T_1)}_{\text{sensibel}} + \underbrace{m \cdot \Delta h_{PC}}_{\text{latent}} + \underbrace{m \cdot c_{P,PCM_2}(T_2 - T_{PC})}_{\text{sensibel}} \quad (1.1)$$

In Formel (1.1) steht der Zustand 1 für den entladenen Speicher, im Zustand 2 wurde der Speicher aufgeladen. Während des Aufladevorgangs 21 wird unterhalb der Phasenwechseltemperatur  $T_{PC}$  das Speichermaterial (PCM) erwärmt,  $c_{P,PCM_1}$  steht dabei für die spezifische Wärmekapazität in diesem Temperaturbereich. Der Phasenwechsel findet bei konstanter Temperatur  $T_{PC}$  statt, die Phasenwechselenthalpie (Schmelzwärme, seltener Verdampfungsenthalpie)  $\Delta h_{PC}$  trägt entscheidend zur gespeicherten Gesamtenergie bei. Nach vollständigem Phasenwechsel wird die Temperatur auf Niveau  $T_2$  weiter angehoben, hier findet wieder eine sensible Wärmespeicherung statt.

Je nach Einsatzgebiet eines Speichers sind bestimmte Temperaturen  $T_1$  und  $T_2$  erforderlich. Das Temperaturniveau, in dem ein Wärmespeicher arbeitet, wird nach [War13] eingeordnet in :

**Kälte** im Bereich von Tiefkühlung ( $-18\text{ °C}$ ) bis zu Raumkühlung (bis zu  $18\text{ °C}$ ).

Hier ist die Aufnahme von Energie im Speicher der eigentliche Zweck, Ausgespeichert wird zumeist an die Umgebung. Beispielsweise ein Eisspeicher gibt im Winter Wärme an die Umgebung ab, um das Wasser zu gefrieren. Im Sommer wird dann zur Luftklimatisierung Raumwärme im Speicher aufgenommen, das Eis dabei geschmolzen.

**Wärme** für den Einsatz zur Gebäudeheizung und Brauchwassererwärmung, mit Temperaturen bis knapp unter  $100\text{ °C}$ . Im Industriebereich sind Anwendungen in diesem Temperaturbereich eher selten.

**Hochtemperatur** in vielfältigen Anwendungsbereichen, von Prozesswärme ab ca.  $100\text{ °C}$  über Kraftwerksbereiche bis hin zu (theoretisch) nach oben offenen Temperaturen. Praktisch sind durch die Materialeigenschaften

technische Grenzen gesetzt. Anwendungen auch oberhalb von 1000 °C erscheinen aber auch aus heutiger Sicht durchaus möglich.

Wasser als Speichermedium kommt nicht für alle Hochtemperaturanwendungen in Frage. Eine hohe Wassertemperatur hat hohe Drücke zur Folge. Die technischen Herausforderungen steigen dadurch, auch die üblicherweise genutzten Materialien setzen Obergrenzen. Da andererseits eine Hochtemperaturspeicherung exergetisch<sup>3</sup> besonders wertvoll erscheint, steht diese Speicherform besonders im Fokus der Forschung.

---

<sup>3</sup>Das Konzept der Exergie soll in dieser Arbeit zur Abschätzung der technischen Nutzbarkeit von Energie dienen.

## Kapitel 2

# Technische Beschreibung der Versuchsanlage

Das *Institut für Energietechnik und Thermodynamik* der *Technischen Universität Wien* errichtet in Wien–Landstraße eine Versuchsanlage zur thermischen Energiespeicherung (Abbildung 2.1). In Verbindung mit einem elektrisch beheizten Thermalölkreislauf sollen an verschiedenen Versuchsständen Einspeicher- sowie Ausspeichervorgänge experimentell erforscht werden. Zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten der letzten Jahre befassten sich mit der Konstruktion der verschiedenen Versuchsstände.



**Abbildung 2.1:** Gesamtansicht der Versuchsstände in Wien–Arsenal

Die experimentelle Erprobung der Speicher soll eine Bewertung verschiedener Bauformen und Speicherarten ermöglichen. Kenndaten wie Energiedichte und Speicherwirkungsgrad, doch auch dynamische Betrachtungen (besonders Ein- und Ausspeicherzeit) können gemessen werden, und Langzeiterfahrung sowie Kostenbetrachtung ermöglichen wichtige Einschätzungen für das Zukunftspotential der untersuchten Speicherkonzepte.

Im Folgenden sollen die derzeit vier Versuchsstände sowie die Nebenanlagen beschrieben werden.

## 2.1 SandTES

Unter dem Projektnamen *SandTES* (*Thermal Energy Storage* mit *Sand* als Speichermedium) entsteht eine Anlage zur sensiblen Wärmespeicherung.

In zwei thermisch isolierten Silos liegt Sand gebunkert, welcher über verschiedene Fördereinrichtungen bewegt wird. Unten an den Silos befinden sich Schneckenförderer, die Sand zu einem Wärmeübertrager führen. In diesem Wärmeübertrager (Abbildung 2.2) wird der Sand erwärmt oder abgekühlt, d.h. die Speichermasse wird hier aufgeladen oder entladen. Nach dem Wärmeübertrager fördert ein Becherwerk den Sand in das jeweils andere Silo.

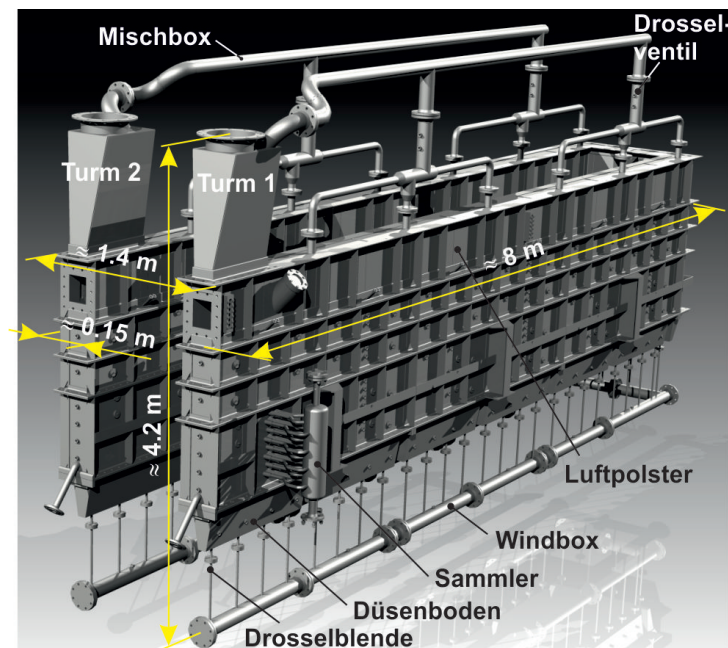


Abbildung 2.2: 3D-Modell des *SandTES*-Wärmeübertragers [Walt16]

Die besondere Innovation im Projekt *SandTES* stellt der aktive Wärmeübertrager dar. In der Abbildung 2.2 des *SandTES-Wärmeübertragers* sind vorne die Sandzuläufe (Turm 1, Turm 2) und -abläufe erkennbar. Druckluft aus einer Windbox wird von unten durch Düsenböden aus Sintermaterial in die Hauptkammer eingebracht. In dieser Hauptkammer fluidisiert die Luft den Sand, und tritt schließlich oben wieder aus dem Wärmeübertrager in die Mischbox aus. Die durch den Wärmeübertrager strömende Luft fluidisiert Sand nach dem Fließbettprinzip. Durch an den Drosseln eingestellte Druckunterschiede fließt der Sand entlang der gesamten U-Form des Gehäuses. Im Inneren des Wärmeübertragers sind zusätzlich Rohre geführt, ein vertikaler Thermalölsammler ist in Bild 2.2 vorne erkennbar. Der fluidisierte Sand umspült diese Rohre, im Gegenstrom fließt Thermalöl durch die Rohre. Je nach Temperaturdifferenz zwischen Sand und Thermalöl wird so Energie in Form von Wärme übertragen. Besondere Vorteile dieser Ausführung ergeben sich aus dem guten Wärmeübergang auf fluidisierten Sand. [Bac13] Das Fließverhalten von fluidisiertem Sand kann anschaulich dem *Treibsand* ähnlich vorgestellt werden.

Sand als Speichermedium bietet zahlreiche Vorteile. Im ruhenden Zustand ist die Wärmeleitfähigkeit gering, sodass die Wärmeverluste im Bunker begrenzt sind. Im fluidisierten Zustand ergibt sich hingegen ein guter Wärmeübergang, und auch die Wärmekapazität ist ausreichend groß. Im Bereich der Hochtemperaturspeicherung erscheint Sand besonders zweckmäßig: Die feine Partikelform bleibt erhalten, bei Speichertemperaturen bis 1000 °C ist kein Zusammenbacken oder ähnliches zu erwarten. Technisch lässt sich Sand gut beherrschen, besonders im Vergleich zu Wasser bringt die Drucklosigkeit der Anlage große Vorteile. Im Versuchsstadium werden Temperaturen bis 390 °C erprobt, darüber endet der Einsatzbereich des Thermalöls.

### 2.1.1 Speichermedium

Als Speichermedium kommt vorerst Quarzsand zum Einsatz, eine spätere Erprobung von Korund wird ebenfalls diskutiert. Die Materialkennwerte sind in Tabelle 2.1 aufgeführt:

**Tabelle 2.1:** Speichermedien im *SandTES*-Aufbau [Ste16]

	Quarzsand	Korund
Korngröße	80 $\mu\text{m}$ bis 100 $\mu\text{m}$	50 $\mu\text{m}$ bis 80 $\mu\text{m}$ bzw. 200 $\mu\text{m}$ bis 250 $\mu\text{m}$
Partikeldichte	2650 $\text{kg}/\text{m}^3$	3965 $\text{kg}/\text{m}^3$
Schüttdichte	1250 $\text{kg}/\text{m}^3$	1983 $\text{kg}/\text{m}^3$

Aus abweichenden Korngrößen ergeben sich vor allem andere Bedingungen für die Fluidisierung. Die Schüttdichte hingegen bestimmt die Speicherdichte mit: Je größer die Masse im vorgegebenen Speicherbehälter, desto mehr Energie kann auch eingespeichert werden. Es spielt hier aber auch die spezifische Wärmekapazität eine Rolle, sodass die Schüttdichte nicht alleine maßgeblich ist. Im Abschnitt 4.4 wird auf den Einsatz anderer Medien im Vergleich zu Quarzsand näher eingegangen.

### 2.1.2 Messungen

Teil der gesamten Anlage sind neben Wärmeübertrager, Sandbunker und Fördertechnik eine umfangreiche Messtechnik. An verschiedenen Stellen im Wärmeübertrager sollen die Temperatur- und Druckzustände ermittelt werden, zusätzlich sind auch die Temperaturverteilungen innerhalb der Bunker sowie deren Füllstände von Interesse. Ein Leitstand überwacht die Aufzeichnung der Messwerte und regelt neben der Luftverteilung auch den Sandfluss.

Die Sandfüllung stellt eine besondere Herausforderung bei Druckmessungen im Inneren des *SandTES*-Wärmeübertragers dar. Wird über Sonden der Behälter angezapft, könnten Sandpartikel die Messumformer erreichen. Dies wäre aus folgenden Gründen unerwünscht: Einerseits führen sandgefüllte Pneumatikschläuche zu Ungenauigkeiten, andererseits sollen auch die empfindlichen Messumformer nicht beschädigt werden. Daher ragen speziell konstruierte Lanzen in das Wärmeübertragerinnere, die vorne mit einem Edelstahl-Drahtgewebe (Maschenweite 325 mesh) versehen sind (siehe Abb. 2.3). Dieses feine Drahtgewebe ist für die Sandkörner undurchdringlich, zusätzlich sind knapp vor dem Messumformer noch Anschlüsse für Spülluft vorgesehen. Eventuell in die Messverschlauchung eingetretener Sand kann so wieder in den Wärmeübertrager zurückbefördert werden. Bei dynamischen Messungen kann das Sieb einen geringen Einfluss auf die Messgenauigkeit haben, jedoch bei annähernd

konstanten Drücken strömt kaum Luft durch das Drahtgewebe und der Druckverlust geht dadurch gegen 0.



**Abbildung 2.3:** Vorderes Ende einer Druckmesssonde mit Drahtgewebe

Auch die Silo-Behälter verfügen über Messtechnik. Zunächst zur Ermittlung der Füllstände kann das Füllgewicht der Silos gemessen werden. Die Behälter hängen dazu an sogenannten *Zugzellen* in einem Gerüst. Diese Zugzellen verformen sich in Abhängigkeit vom getragenen Gewicht, und nehmen über Dehnmessstreifen die momentane Verformung auf. Der Zusammenhang zwischen Füllgewicht und elastischer Dehnung kann dann benutzt werden, um im Messumformer das Füllgewicht zu berechnen. Diese gängige Lösung wird von verschiedenen Firmen als Standardbauteil angeboten, hier wurden Zellen vom Typ *S21N* des Herstellers *Bosche* ausgewählt. Eine Kalibrierung der Messumformer ist jedenfalls notwendig, auch um das Gewicht des leeren Silos herauszurechnen.

An den Silos sind weiters Temperatursensoren angebracht. Bei längeren Speicherdauern kann so der Wärmeverlust genau betrachtet werden.

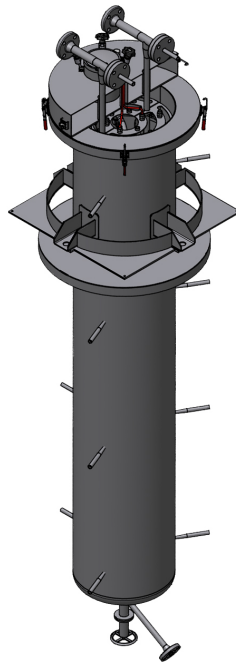
## 2.2 Latentwärmespeicher *LATES*

Auch zwei *latente* Wärmespeicher sollen zukünftig experimentell untersucht werden. Im Folgenden wird als erstes der sogenannte *LATES*-Speicher beschrieben.

Als Phasenwechselmaterial befindet sich Natriumnitrat ( $\text{NaNO}_3$ ) in einem zylindrischen Behälter. Durch den Behälter führt ein Stahlrohrbündel, wobei Aluminiumrippen auf die Stahlrohre aufgespresst wurden. Die Aluminiumbe-rippung soll einen verbesserten Wärmeübergang auf das Speichermaterial ge-



währleisten. Durch die Stahlrohre zirkuliert wiederum Thermalöl, sodass der Speicher als ganzes aufgeladen oder entladen werden kann. Der Speicherbehälter fasst ein Volumen von 980 l, nach Montage des Stahlrohbündels samt Berippung werden noch 620 l (entspricht 1400 kg) Natriumnitrat eingefüllt.



**Abbildung 2.4:** 3D-Modell des *LATES*-Speichers [Amm12]

In Abbildung 2.4 sind am Umfang des Speicherbehälters die Schutzrohre für Thermoelemente erkennbar. Oben am Behälter ist nur eine Deckelhälfte abgebildet, unterhalb des Deckels befindet sich die Aufhängung für innere Temperatursensoren. In die T-Stücke oben am Zu- und Ablauf ragen zwei Temperatursensoren in Tauchhülsen in die Strömung. Das grafische Modell beinhaltet keine thermische Isolierung, auf diese wird an anderer Stelle noch detaillierter eingegangen.

### 2.2.1 Speichermaterial

Rund 1400 kg Natriumnitrat in reiner Form füllen den *LATES*-Speicher, die hohe Phasenwechseltemperatur bringt exergetischen Mehrwert. Die meisten gängigen Latentspeichermaterialien erstarren bei niedrigeren Temperaturen, eine Weiterverwendung der gespeicherten Wärme etwa in einem Dampfprozess

oder als Prozessdampf ist dann zunehmend weniger effizient. Die Stoffwerte für Natriumnitrat können Tabelle 2.2 entnommen werden.

**Tabelle 2.2:** Stoffwerte von Natriumnitrat nach [Pro12]

Natriumnitrat $\text{NaNO}_3$	
Dichte (flüssig)	1,91 kg/l
Dichte (fest)	2,26 kg/l
Schmelztemperatur	306 °
Schmelzwärme	175 kJ/kg
Spezifische Wärmekapazität <sup>4</sup>	1,66 kJ/(kg·K)

Natriumnitrat bringt im Einsatz als PCM jedoch zwei Herausforderungen mit sich:

Zunächst führt die Volumszunahme von mehr als 10 % während des Schmelzens zu erhöhter mechanischer Belastung der Speicherstruktur. Ein ungleichmäßiges Aufschmelzen verursacht Druckbelastungen im Behälter, und auch beim Erstarren können sich erstarrte Bereiche an Bauteilen festsetzen und lokal große Gewichtsbelastung einbringen. [Pro12] Entsprechend gilt es, eine ausreichende Festigkeit von Behälter und berippten Rohren zu garantieren und auf ein möglichst gleichmäßiges Schmelzen des PCM zu achten. Weiters ist für die ungehinderte Ausdehnung des PCM ist ein ausreichend großes Leervolumen in Behälter vorzusehen.

Zweitens weist Natriumnitrat eine schlechte Wärmeleitfähigkeit in der Größenordnung von  $0,5 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  auf, und steht aus diesem Grund der Forderung nach schnellem und gleichmäßigem Aufschmelzen entgegen. Rohre mit einer speziellen Rippenstruktur (siehe Abbildung 2.5) ergeben hier eine große Oberfläche, die noch dazu relativ gleichmäßig über den Behälterquerschnitt verteilt ist.

Als Berippung werden Aluminiumprofile auf die Stahlrohre aufgedrückt, so dass sich möglichst alle PCM-Volumina nahe einer beheizten Rippe befinden. Eine Ausführung mit vertikalen Längsrippen minimiert die mechanische Belastung durch das Eigengewicht des PCM, das Stranggussverfahren erlaubt zudem eine relativ leichte Fertigung. [Pro12]

---

<sup>4</sup>näherungsweise für flüssigen und festen Aggregatzustand

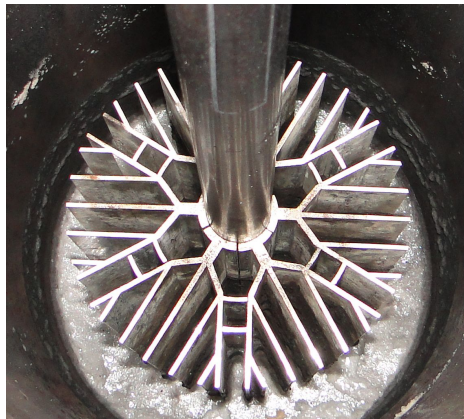


Abbildung 2.5: Längsberipptes Rohr in einem Latentwärmespeicher [Walt16]

### 2.2.2 Speicherkapazität

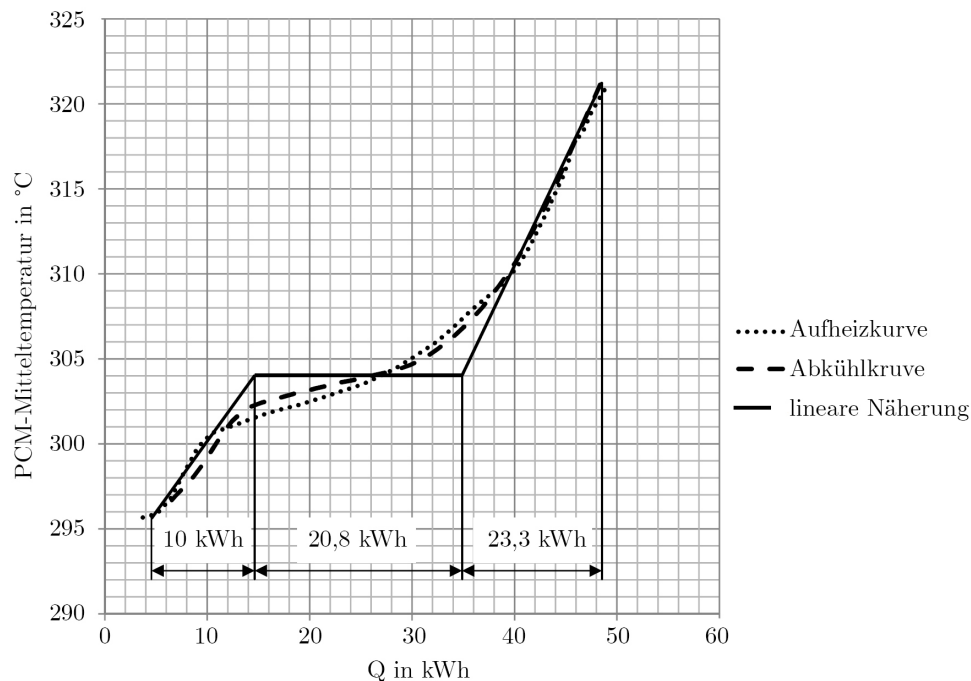
Bei bekannten Stoffwerten des Speichermediums hängt die gespeicherte Energiemenge nur noch von den Temperaturen des Speichermediums vor und nach der Beladung ab, und ergibt sich sodann aus Formel (1.1). Für verschiedene Temperaturen wurde der theoretische Speichergehalt in Tabelle 2.3 ausgewertet.

**Tabelle 2.3:** Theoretisch speicherbare Energiemenge  $\Delta E_{21}$  im *LATES* bei verschiedenen oberen und unteren Temperaturen

		Obere Speichertemperatur $T_2$		
		310 °C	330 °C	350 °C
Untere Speichertemperatur $T_1$	50 °C	236 kWh	249 kWh	262 kWh
	75 °C	220 kWh	233 kWh	246 kWh
	100 °C	204 kWh	217 kWh	229 kWh
	125 °C	187 kWh	200 kWh	213 kWh
	150 °C	171 kWh	184 kWh	197 kWh
	175 °C	155 kWh	168 kWh	181 kWh
	200 °C	139 kWh	152 kWh	165 kWh
	225 °C	123 kWh	136 kWh	149 kWh
	250 °C	107 kWh	120 kWh	133 kWh
	275 °C	91 kWh	104 kWh	116 kWh
300 °C	75 kWh	87 kWh	100 kWh	

So kann thermische Energie im Ausmaß von bis zu 260 kWh im *LATES* gespeichert werden. Diese Werte decken sich nicht zwingend mit Erfahrungswerten. Aus einer früheren Messung ergab sich im besonders relevanten Hochtem-

peraturbereich um 300 °C ein Wärme-Temperatur-Verlauf nach Abbildung 2.6.



**Abbildung 2.6:** Q-T-Diagramm für einen Speicherzyklus im Hochtemperaturbereich [Pro12]

Der Einfluss des Phasenwechsels wird bereits in den Messkurven deutlich, in der linearen Näherung wurde der theoretische Fall des isothermen Schmelzens/Erstarrens eingezeichnet. Bei Speichertemperaturen zwischen 321 °C und 296 °C beträgt die tatsächlich gespeicherte Wärme 48 kWh, theoretisch könnten 84 kWh gespeichert werden. Wärmeverluste tragen maßgeblich zu diesem Unterschied bei. Auch die lokalen Temperaturschwankungen im PCM führen zu ungenauen Messungen und beeinträchtigen die Ergebnisse.

### 2.2.3 Messungen

Generell sind bei Speichern die Wärmeströme von größter Bedeutung. Kennt man die Temperatur- und Strömungsverhältnisse des Thermalöls, so ergibt sich der eingespeicherte Wärmestrom zu

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{P,\dot{o}l} \cdot (T_{2,\dot{o}l} - T_{1,\dot{o}l}) \quad (2.1)$$

Die mittlere spezifische Wärmekapazität des Thermalöls  $c_{p,\dot{o}l}$  wird hier näherungsweise als konstant angenommen, sie kann jedoch auch als Funktion der Temperatur betrachtet werden. Jedenfalls kann die spezifische Wärmekapazität den Datenblättern des Thermalöls entnommen werden, die zwei Zustandsgrößen Temperatur  $T_{1,\dot{o}l}$  und  $T_{2,\dot{o}l}$  sowie der Massenstrom  $\dot{m}$  müssen jedoch mittels Messtechnik bestimmt werden:

**Der Massenstrom** wird nicht direkt gemessen, sondern aus dem Volumenstrom berechnet. Aus der in Abschnitt 2.6.3.4 beschriebenen Strömungsgeschwindigkeitsmessung und der bekannten Dichte wird der Massenstrom berechnet.

**Die Temperaturen** werden über zwei Platin-Messwiderstände des verbreiteten Typs *Pt100* erfasst. Diese beiden Sensoren ragen in Tauchhülsen direkt in die Strömung am Eintritt und Austritt des Rohrbündels in den thermischen Speicher.

Neben dem Wärmestrom interessieren gerade auch die Temperaturverteilungen innerhalb des Speichers. So sind zwölf Temperatursensoren an definierten Stellen im Inneren des Speichers verbaut. Zusätzlich lassen sich nochmals zwölf Thermoelemente in Schutzrohre am Umfang des Behälters einschrauben. Damit kann die Temperaturverteilung ermittelt und Auskunft über die Homogenität des Schmelzvorganges gegeben werden. [Pro12]

## 2.3 Latentwärmespeicher *LESY*

Ein kleinerer Latentspeicher ist ebenfalls Bestandteil der Versuchsanlagen. Der *LESY* (Latentwärmespeicher-Einrohr-SYstem) genannte Speicher ist vergleichbar mit dem *LATES*-Speicher, verfügt aber nur über ein einzelnes Rippenrohr als Wärmeübertragungsrohr. Damit ergibt sich eine geringere Größe, die grundsätzliche geometrische Zylinderform sowie die Gestaltung der Wärmeübertragungsflächen (Berippung der Rohre) wurde aber beibehalten. Als Speicher material soll wiederum Natriumnitrat zum Einsatz kommen, die Füllmenge beträgt ca. 400 kg. [Urs13]

Aufgrund der Verschaltung als Rohrbündel lassen sich im *LATES* gewisse Vorgänge nicht genau untersuchen: Messsonden können nur schwer in das Innere des Speichers geführt werden, und würden auch das Schmelzverhalten

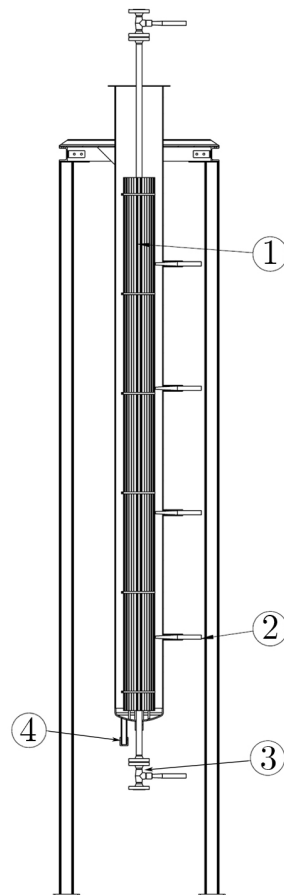
beeinflussen. Hier soll das vergleichbare *LESY*-System bessere Messungen erlauben, da nur ein einzelnes Rohr betrachtet wird. Besonders von Interesse sind hier nach [Urs13]:

**Dynamik des Ein- und Ausspeicherns** Am Einrohr-System sollen Speicherkapazität, Leistungsverläufe, Wirkungsgrad etc. ermittelt werden. Ergebnisse aus *LATES*-Messungen sollen so bestätigt werden.

**Aufschmelzvorgang um das Rippenrohr** Das Einrohr-System erlaubt Temperaturmessungen sehr nahe an den Rippenoberflächen, die Schmelzfront kann daher gut betrachtet werden. Im *LATES*-Speicher können derartige Messungen prinzipbedingt nur schwer durchgeführt werden, auch hat die Verschaltung als Rohrbündel besonderen Einfluss auf den Aufschmelzvorgang. Gleichmäßigere Aufschmelzvorgänge im *LATES*-Speicher würden durch einzelne vertikale Rohre mit Sammlern an beiden Rohrenden erzielt werden. (Vgl. Abschnitt 4.6)

**Speicherleistung in Abhängigkeit von der Wärmeeinbringung** Vor- und Rücklauf sind vertauschbar, die daraus resultierenden Auswirkungen auf die Dynamik sollen untersucht werden.

In Abbildung 2.7 findet sich neben dem *LESY*-Behälter auch das Stahlgerüst der Trägerkonstruktion. Zwischen Behälter und Trägerkonstruktion bleibt ausreichend Platz zur Installation einer thermischen Isolierung. Im Inneren des Behälters ist das berippte Rohr ① erkennbar. Über die Höhe finden sich vier Anschweißhülsen ②, welche der Aufnahme von Temperatursensoren dienen. Unten am Behälter befindet sich weiters ein Stutzen ④ zum Ablassen des Speichermaterials. Auch ist am Thermalölstrang an der tiefsten Stelle ein Ablassventil ③ angebracht, um das Entleeren zu erleichtern. Die Rippenrohrgeometrie im Speicherinneren ist identisch mit der Ausführung am *LATES*-Speicher, sodass Messergebnisse tatsächlich verglichen werden können. Derzeit sind ausschließlich Längsrippen verbaut, ein späterer Einbau von zusätzlichen Querrrippen ist jedoch angedacht. Dadurch würde bereits geschmolzenes PCM nicht nach oben aufsteigen, der Aufschmelzvorgang wäre somit gleichmäßiger und vorhersagbarer.



- ① beripptes Rohr
- ② Anschweißhülsen für Temperatursensoren
- ③ Ablassventil Thermalöl
- ④ Ablassventil PCM

Abbildung 2.7: Schnittzeichnung des *LESY*-Speichers [Urs13]

### 2.3.1 Speicherkapazität

Auch für den *LESY*-Speicher wird die speicherbare Energiemenge für verschiedene Temperaturen ermittelt und in Tabelle 2.4 zusammengestellt.

Aufgrund des geringeren Volumens ergeben sich für den *LESY*-Speicher niedrigere Beträge als für den *LATES*. Der theoretisch nutzbare Energieinhalt des Speichers beträgt bis zu 75 kW, wobei hier wiederum latente und sensible Speicherung kombiniert werden.

**Tabelle 2.4:** Theoretisch speicherbare Energiemenge  $\Delta E_{21}$  im *LESY* bei verschiedenen oberen und unteren Temperaturen

		Obere Speichertemperatur $T_2$		
		310 °C	330 °C	350 °C
Untere Speichertemperatur $T_1$	50 °C	67 kWh	71 kWh	75 kWh
	75 °C	63 kWh	66 kWh	70 kWh
	100 °C	58 kWh	62 kWh	66 kWh
	125 °C	54 kWh	57 kWh	61 kWh
	150 °C	49 kWh	53 kWh	56 kWh
	175 °C	44 kWh	48 kWh	52 kWh
	200 °C	40 kWh	43 kWh	47 kWh
	225 °C	35 kWh	39 kWh	43 kWh
	250 °C	31 kWh	34 kWh	38 kWh
	275 °C	26 kWh	30 kWh	33 kWh
	300 °C	21 kWh	25 kWh	29 kWh

### 2.3.2 Messungen

Im *LESY*-Speicher sind vor allem die Temperaturverteilungen interessant. Neben den vier an Anschweißhülsen montierten Sensoren werden auch die Temperaturen des Thermalöls direkt am Ein- und Austritt gemessen. Messungen der Temperaturen sind für Normalbetrieb (Vorlauf oben, Rücklauf unten am Behälter) und Umkehrbetrieb (Vorlauf unten, Rücklauf oben) vorgesehen, wobei jeweils mehrere Zyklen gefahren werden müssen: In bestimmten Zeitspannen werden definierte Vorlauftemperaturen gefahren, im wiederholten Fall schwingt sich der Speicher ein. In guter Näherung kann der Speicher bereits bei Durchfahren des zweiten Zyklus als eingeschwungen betrachtet werden. [Urs13]

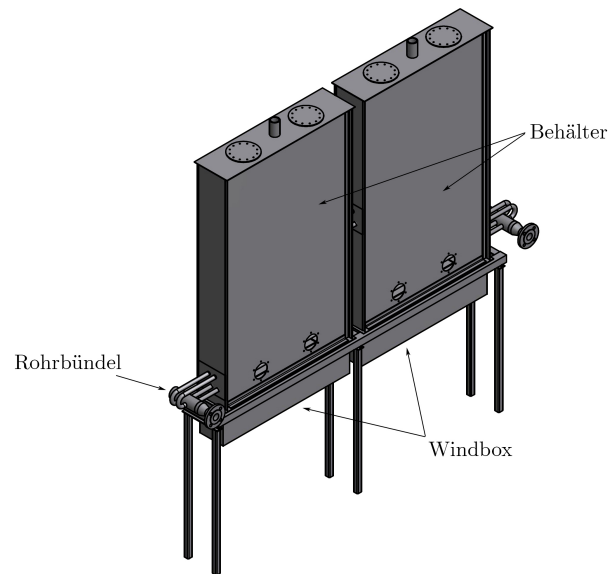
## 2.4 Regenerator

Der Regenerator komplettiert als vierter Speicher die Versuchsanlage. Ähnlich wie der *SandTES* als sensibler Sand-Wärmespeicher ausgeführt, macht sich auch der Regenerator das Wirbelschichtprinzip zunutze. Der große Unterschied besteht jedoch an der Sandführung: Beim Regenerator verbleibt der Sand stets im Behälter, und wird nicht zwischen zwei Silos hin- und hergefördert. Dieses Verhalten wird auch als *stationäre Wirbelschicht* bezeichnet. Der Regenerator-Behälter weist einen Boden aus Sintermaterial auf, über welchen Druckluft



gleichmäßig eingeblasen wird. Nachdem die Luft den Sand fluidisiert, strömt sie am oberen Behälterende wieder aus. Der fluidisierte Sand umspült wiederum Rohrbündel, welche Wärme ein- oder ausbringen.

Der Regenerator baut wesentlich kleiner als der *SandTES*-Wärmeübertrager, es soll vor allem die Eignung einer stationären Wirbelschicht zur Wärmespeicherung erprobt werden. Der Aufbau umfasst zwei getrennte Behälter, deren Druckluftzufuhr getrennt eingestellt werden kann. Das Rohrbündel führt direkt nacheinander durch beide Behälter.



**Abbildung 2.8:** 3D-Modell des Regenerators [Ham13]

Im 3D-Modell (Abbildung 2.8) erkennbar sind die zwei getrennten Behälter, die auf einer gemeinsamen Stützkonstruktion ruhen. Von einem Sammler ausgehend führen Rohrbündel durch beide Behälter. Die Behälterwände weisen mehrere Luken für Inspektionen auf. Unterhalb der Behälter befinden sich wiederum Windboxen, die oben mit Sinterböden versehen sind und so eine verteilte Lufteinströmung sicherstellen.

Über den Querschnitt verteilt, jedoch in Abbildung 2.8 nicht erkennbar, sind Einschraubkonsolen an die Regenerator-Wände angeschweißt. Messsonden können so rasch angebracht und die Druck- und Temperaturverhältnisse innerhalb des Speichers erfasst werden.

Als Speichermaterial kommt Quarzsand, analog der Beschreibung in Abschnitt 2.1.1, zum Einsatz. Korund wäre als Speichermaterial in späteren Versuchen ebenfalls denkbar.

Der Regenerator steht in einem unisolierten Frachtcontainer, die Rohrleitungen zwischen Thermalölanlage und Regenerator sind wesentlich länger als die Versorgungsleitungen der anderen Speicher.

## 2.5 Luftversorgung

Für die Versuchsanlagen werden zwei Druckluftnetze errichtet:

- Druckluftnetz
- Gebläseluftnetz

### 2.5.1 Druckluftnetz

Das erste Druckluftnetz dient der Versorgung von Armaturen, insbesondere zum pneumatischen Betätigen von Ventilen im Thermalölkreislauf. Auch die Luft für das oben beschriebene Spülverfahren von Druckmesssonden speist sich aus diesem Netz. In einem späteren Stadium sollen auch Kleinversuche und Pneumatikwerkzeuge über dieses Netz versorgt werden. Diese Anwendungen erfordern typischerweise eher geringe Massenströme. Die Drücke sind vergleichsweise hoch, und daher alle Armaturen auf mindestens 10 bar<sub>i</sub> ausgelegt. Die Bereitstellung der Druckluft erfolgt mittels Kompressor (Firma *Kaeser*), dessen technische Daten Tabelle 2.5 entnommen werden können. Ein Kältetrockner entzieht der komprimierten Luft die Feuchtigkeit.

**Tabelle 2.5:** Technische Daten des Kompressors KAESER SK22 [KAE15]

Schraubenkompressor mit Kältetrockner		
Ansaugvolumenstrom	(Nenn)	120 Nm <sup>3</sup> /h
Kupplungsleistung	(Nenn)	11 kW
Druckdifferenz	(Nenn)	8 bar
Druckluftbehälter-Volumen		350 l

### 2.5.2 Gebläseluftnetz

Ein zweites Druckluftnetz dient dem Aufbau einer Wirbelschicht im *SandTES*-Speicher und Regenerator. Die Drücke sind gering, typischerweise deutlich unter 1 bar<sub>ü</sub>. Die Luftmassenströme sind hingegen hoch, besonders die Luftversorgung des *SandTES*-Wärmeübertrager erfordert große Luftmengen. Ein zentrales Gebläse stellt diese Druckluft bereit, die technischen Daten sind in Tabelle 2.6 aufgeführt. Die komprimierte Luft wird sodann über Stahlrohre DN100 zu den einzelnen Windboxen verteilt.

**Tabelle 2.6:** Technische Daten des Gebläses AERZEN GM 10 S [Aer15]

Drehkolbengebläse, frequenzgesteuert		
Ansaugvolumenstrom	min.	196 Nm <sup>3</sup> /h
	max.	652 Nm <sup>3</sup> /h
Massendurchsatz	min.	253 kg/h
	max.	843 kg/h
Kupplungsleistung	min.	4,79 kW
	max.	13,5 kW
Druckdifferenz		500 mbar

Im Niederdrucknetz erlauben Ventile das Abschalten einzelner Stränge sowie die Regelung von Massenströmen. Prinzipbedingt erwärmt sich jedoch die Luft beim Durchströmen der Wirbelschicht, d.h. kalte Gebläseluft tritt in die Speicher ein und strömt erwärmt wieder am oberen Ende aus. Damit wird den Speichern Wärme entzogen, und große Verluste würden sich ergeben. Abhilfe schafft hier eine zusätzliche Wärmeübertragereinrichtung:

### 2.5.3 Rekuperator

Als Plattenwärmeübertrager (siehe Abb. 2.9) ausgeführt, dienen zwei Rekuperatoren der Effizienzsteigerung. Einerseits wird Gebläseluft erwärmt, bevor sie die Speicher erreicht. Andererseits wird die aus den Speichern oben austretende Heißluft abgekühlt, um möglichst wenig Wärme an die Umgebung zu verlieren. Entsprechend wichtig ist es daher, die Luftrohrleitungen zwischen Speichern und Rekuperatoren thermisch zu isolieren.

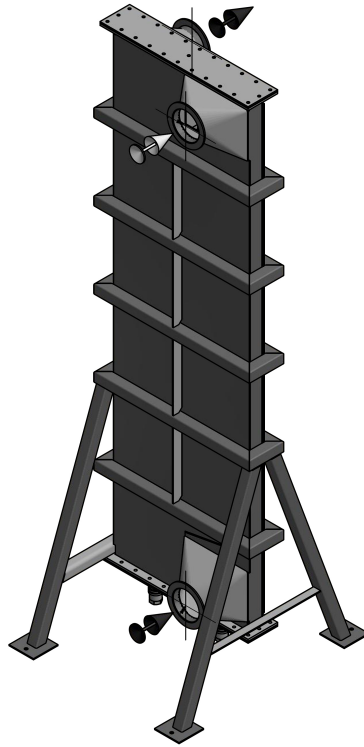


Abbildung 2.9: 3D-Modell eines Rekuperators [GEA14]

Die warme und kalte Seite des Rekuperators sind durch Zwischenwände voneinander getrennt, wobei eine völlige Dichtheit nicht garantiert wird. Bei probeweisem Abdrücken einer Seite mit rund 100 mbar Überdruck wurde an einem der Regeneratoren ein Massenstrom größer als 10 l/min gemessen, diese Leckage liegt jedoch im Promillebereich des Nennmassenstroms und ist nach Angaben des Herstellers *GEA Heat Exchangers* zulässig. Gerade bei der Verwendung in den Versuchsanlagen sind geringe Leckagen der verdichteten Gebläseluft in ihrer Auswirkung unerheblich. Allenfalls erhöht sich durch diese Leckagen die Gebläseleistung geringfügig.

Der Rekuperator benötigt stets ein Temperaturgefälle, um Wärme übertragen zu können. Je höher die Qualität eines Plattenwärmeübertragers, desto geringer sind die Temperaturunterschiede an den Ein-/Austritten. Für den Betrieb der *SandTES*-Anlage mit einem Volumsdurchsatz von 397 Nm<sup>3</sup>/h wurde der Wärmeübertrager entsprechend der in Tabelle 2.7 aufgeführten Temperaturunterschiede ausgelegt.

**Tabelle 2.7:** Berechnete Temperaturen an den Ein- und Austritten des Rekuperators [GEA14-2]

	Eintrittstemperatur	Austrittstemperatur
Abluft	380 °C	80 °C
Frischlufte	25 °C	329 °C

Der Plattenwärmeübertrager verfügt über außen angebrachte Verstärkungsurte aus einem Stahlprofilrohr (siehe Abb. 2.9), die den inneren Überdruck aufnehmen sollen. Aufgrund der Bauart mit Quadergrundform sind die zulässigen Überdrücke jedoch gering, sodass jedenfalls eine Überdrucksicherung vorzusehen ist. Als kombiniertes Anzeigeeinstrument und Überdrucksicherung dient ein Wasserpndel. Auf einer Seite des U-Rohres ist die Primärseite des Rekuperators angeschlossen, das andere Ende des U-Rohres ist zur Umgebung hin offen. Durch eine Befüllung mit Wasser lässt sich je nach Wasserstand der Überdruck im Rekuperator erkennen. Steigt der Druck zu hoch, erreicht Luft den tiefsten Punkt des U und strömt nach oben aus. Dadurch wird der Druck abgebaut und die Druckbelastung für den Rekuperator bleibt unterhalb von 300 mbar<sub>ü</sub>.

#### 2.5.4 Luftaustritt

Nachdem die Luft aus dem jeweiligen Speicher strömt, ist eine Abscheidung eventuell mitgerissener Sandpartikel erforderlich. Ein Saugzug mit Filteranlage scheidet Sand ab, sodass nur gereinigte Luft das System verlässt. Der Saugzug stellt auch sicher, dass an Leckagen kein Sand austritt. Besonders für schwer abzudichtende Bauteile bringt dies zusätzliche Sicherheit. Nach Rückkühlung der Luft im Rekuperator wird die Luft wieder an die Umgebung abgegeben.

#### 2.5.5 Messungen

Auch physikalische Zustände in der Luftversorgung sollen beachtet werden. Zunächst interessieren die Temperaturerhöhungen bei Durchströmen eines Speichers. Dazu werden die Einström- und Ausströmtemperaturen gemessen. Gleichzeitig werden an diesen Stellen auch Druckmessumformer pneumatisch angeschlossen. Dazu werden direkt auf die Luftversorgungsleitungen Messkonsolen aufgeschweißt, die das Einschrauben von Sensoren erlauben.

Der Luftvolumenstrom wird ebenfalls gemessen, wiederum kann hier bei Bekanntsein der lokalen Temperatur der Massenstrom errechnet werden. Die Messung des Volumenstroms erfolgt nach der Verdichtung nahe dem Aufstellort des Gebläses.

## 2.6 Thermalölkreislauf

Die Wärmeversorgung aller vier Speicher stellt ein Thermalölkreislauf sicher. Dieses Wärmeträgermedium wird in einem Erhitzer erwärmt bzw. über Wärmeübertrager abgekühlt, und erreicht bei vorgegebener Temperatur die Wärmespeicher.

Zahlreiche Anlagenkomponenten und zwei Versuchsspeicher (*LATES*, *LESY*) sind in einem gemeinsamen Heizhaus aufgestellt. Um die strengen Auflagen für den Betrieb von Thermalölanlagen in geschlossenen Gebäuden nicht erfüllen zu müssen, ist dieses Gebäude an zwei Wänden offen ausgeführt. Die technische Abnahme der Anlage vereinfacht sich dadurch erheblich. Die wichtigsten Komponenten des Thermalölkreislaufs werden im Folgenden beschrieben.

### 2.6.1 Thermalöl

Als Wärmeträgermedium zur Versorgung der Speicher würde beispielsweise Wasser in Frage kommen. Die Betriebstemperatur von 390 °C liegt weit über der Siedetemperatur von Wasser unter Umgebungsdruck. Die sich einstellenden hohen Drücke ließen sich nur mit großem technischen Aufwand beherrschen. Zusätzlich könnte Wasser im Winter gefrieren und dabei durch Ausdehnung Bauteile beschädigen. Die Notwendigkeit einer dauerhaften Beheizung aller Rohrstränge wäre daher im Freibereich gegeben.

Alternativ besteht die Möglichkeit, Thermalöl als Wärmeträgermedium einzusetzen. Die erforderlichen Drücke sind hier deutlich geringer, und entsprechend einfacher beherrschbar. Es wurde deshalb *Therminol VP1* ausgewählt, womit die Anlage bis zu Temperaturen von 390 °C gefahren werden darf. Chemisch setzt sich *Therminol VP1* aus 73,5 % Diphenyloxid und 26,5 % Diphenyl zusammen. [Frag15] Unter anderem Handelsnamen ist es auch von anderen Herstellern erhältlich. Es kommt besonders in Hochtemperaturanlagen zum

Einsatz. Die Stoffwerte für Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität hängen deutlich von der Temperatur ab. Um diesen Einfluss zu berücksichtigen, können beispielsweise empirische Formeln nach [Pro12] herangezogen werden.

Der Einstelldruck der Sicherheitsventile liegt bei 16 bar. Alle Armaturen sind mindestens auf diesen Druck ausgelegt. Da sich das Thermalöl beim Erwärmen deutlich ausdehnt, kompensiert ein Ausgleichsbehälter die Volumsänderungen. Dieser zylindrische Behälter ist stickstoffüberlagert, der Betriebsdruck wird über Regler und Magnetventile auf 12 bar<sub>abs</sub> eingestellt.

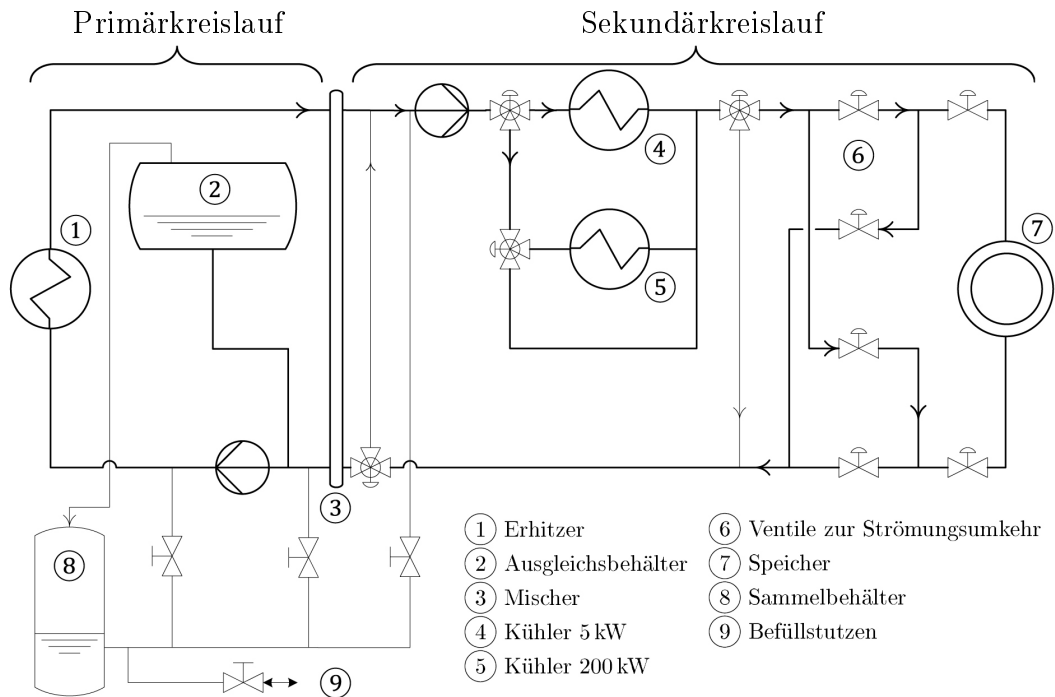
### 2.6.2 Verrohrung

Alle ölführenden Anlagenkomponenten sind über ein Rohrnetz verbunden. Die Hauptleitungen sind in DN40 ausgeführt, in Seitensträngen (zB. für Befüllleitungen) werden auch Rohre DN20 verbaut. Sämtliche Rohre verlaufen mit einem Gefälle größer 3 % zum Thermalölerhitzer, sodass auch ein druckloses System entleert werden könnte. Die nahtlosen Stahlrohre nach DIN EN 10216 bestehen aus P235GH, im Bereich *LATES* wird davon abweichend Edelstahl eingesetzt. Zu Gestaltung und Herstellung der Verrohrung sind weitere Informationen dem Kapitel 3.1 zu entnehmen.

### 2.6.3 Thermalölanlage

Eine Anlage zur Erhitzung und Abkühlung des Thermalöls wird von der Firma *HTT energy GmbH* geliefert. Die Anlage besteht aus einem Primär- und einem Sekundärkreislauf, und beinhaltet Pumpen, zahlreiche Armaturen und Messsonden. In Abbildung 2.10 ist ein vereinfachtes Schema der Thermalölanlage dargestellt.

Der Primärkreislauf dient der Erwärmung des Thermalöls. Wie in Abbildung 2.10 ersichtlich, werden elektrische Heizstäbe im Erhitzer ① von Thermalöl umspült; mittels Phasenanschnittsteuerung kann die Heizleistung variabel bis 280 kW vorgegeben werden. Der Thermalölerhitzer wird im Abschnitt 2.6.3.2 näher beschrieben. Das durch den Erhitzer gepumpte Thermalöl erreicht den Mischer ③, ein Rohr mit Durchmesser DN65. Im Regelbetrieb erfüllt der Mischer keine Funktion, Primär- und Sekundärkreis sind direkt hintereinander geschaltet. Eine Unterbrechung des Massenstromes im Sekundär-



**Abbildung 2.10:** Vereinfachtes R&I-Schema der Thermalölanlage

kreislauf, etwa durch ein irrtümlich bedientes Ventil, wird jedoch über den Mischer ausgeglichen: Der Primärkreislauf kann weiter betrieben werden, so dass der Erhitzer sicher abgekühlt werden kann. Eine Fehlbedienung im Primärkreislauf ist ausgeschlossen, da hier keine Ventile in der Hauptströmung angebracht sind.

Vom Primärkreislauf führen weitere Rohre zum Ausgleichsbehälter (2). Der Ausgleichsbehälter ist stickstoffüberlagert und kompensiert die temperaturbedingten Volumsänderungen. Bei Überfüllung des Ausgleichsbehälters würde Stickstoff und Thermalöl in den am Boden stehenden Sammelbehälter (8) strömen. Zugleich erlaubt der Sammelbehälter (8) auch die Befüllung und Entleerung der Anlage über eine Zahnradpumpe und den Befüllstutzen (9).

Aus dem Mischer (3) saugt eine Pumpe Thermalöl für den Sekundärkreislauf an. Diese Kreislumpumpe ist durch eine Magnetkupplung an einen frequenzgesteuerten Pumpenmotor angekuppelt. Pneumatisch betätigte Ventile regeln den Massenstrom zu den Kühlern (4) und (5) bzw. zum Bypass. Die Kühler sind als Wasser-Thermalöl-Wärmeübertrager ausgeführt, und verfügen über eine Übertragungsleistung von 5 kW (Kühler (4)) bzw. 200 kW (Kühler (5)). Das Kühlwasser wird aus einem Reservoir am Dach des Heizhauses geschöpft,



die Wärme wird über Rückkühler an die Umgebung abgegeben. Im Heizfall (d.h. Aufladung eines Speichers) wird das Thermalöl über den Kühl-Bypass geleitet. Mittels zwei Dreiweg-Ventilen kann der Sekundärkreis auch kurzgeschlossen werden. Dies ist beispielsweise für den Entladebetrieb erforderlich, bei dem das Dreiwegventil nahe dem Mischer umgeschaltet wird und das Thermalöl nur über die Pumpe und den Kühler, nicht aber über Mischer und Primärkreis, strömt. Auch im Heizbetrieb wird das Dreiwegventil betätigt, und mischt Öl aus dem Sekundärkreislauf mit erwärmten Öl aus dem Primärkreislauf, sodass sich die gewünschte Thermalöltemperatur ergibt.

Die Verschaltung der vier pneumatischen Ventile ⑥ dient der Umkehr der Strömungsrichtung, sodass also alle Speicher von beiden Seiten her be- und entladen werden können. Von der Thermalölanlage ausgehend werden die vier Speicher ⑦ beschickt, aus Sicherheitsgründen sind davor noch zwei Schnellschlussventile angebracht.

Die kurze Beschreibung der wichtigsten Komponenten der Thermalölanlage soll einen Überblick geben, im Folgenden werden einzelne Anlagenteile noch genauer betrachtet.

### 2.6.3.1 Primärkreislauf

Im Primärkreislauf (Abbildung 2.11) wird Thermalöl mit einer magnetgekuppelten Pumpe umgewälzt und durch den Ölerhitzer geführt. Bei der späteren Montage der Isolierung ist jedenfalls darauf zu achten, die Magnetkupplung nicht abzudecken. Eine Behinderung der Wärmeabgabe könnte zur Überhitzung der Kupplung und in der Folge zur Beschädigung führen.

Die Befüllleitung endet beim Primärkreislauf, zum Befüllen oder Ablassen sind zwei handbetätigte Absperrventile zu öffnen. Um Fehlbedienung zu vermeiden, sind beide Absperrventile mit einer plombierten Abdeckung (in der Abbildung rot gekennzeichnet) versehen.

Vom Primärkreislauf ausgehend führen weiters zwei Rohrleitungen zum Ausgleichsbehälter, sodass Volumsänderungen direkt aufgenommen werden können.

Zu Dokumentationszwecken sei erwähnt, dass eine der beiden Verbindungsleitungen zum Sekundärkreislauf werkstattseitig repariert wurde. Die gelieferte Verbindungsleitung war falsch geschweißt, durch Auftrennen und Hinzufügen eines Rohres konnte die richtige Geometrie hergestellt werden. Die Schweißarbeiten wurden durch einen zertifizierten Schweißer ausgeführt, der auch für die restliche Thermalölverrohrung der Anlage verantwortlich zeichnet.

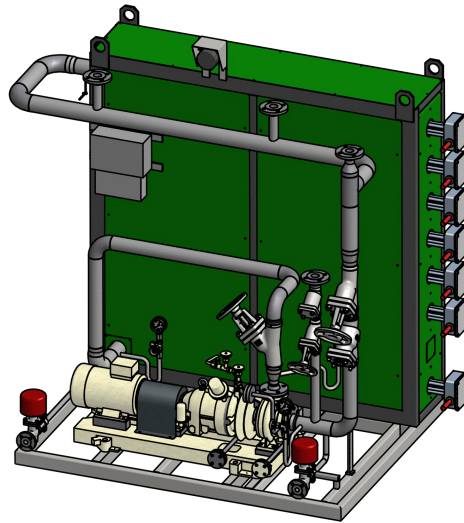


Abbildung 2.11: 3D-Modell des Primärkreislaufs [HTT15]

### 2.6.3.2 Ölerhitzer

Im Ölerhitzer (siehe Abbildung 2.12) ragen elektrische Heizwiderstände (3) in Schutzhülsen in die Ölströmung hinein. Ein Bündel von sieben Heizwiderständen ist von einem Hüllrohr (4) umgeben, in das Öl einströmt (1) und wieder austritt (2). Die Heizstäbe werden über einen speziellen Flansch (6) samt Dichtung (5) aus dem Hüllrohr herausgeführt. Die Heizstäbe ragen aus der Isolierung (8) heraus, werden über eine vorgegebene, freiliegende Auskühlstrecke geführt und im Schaltkasten (7) angeschlossen.

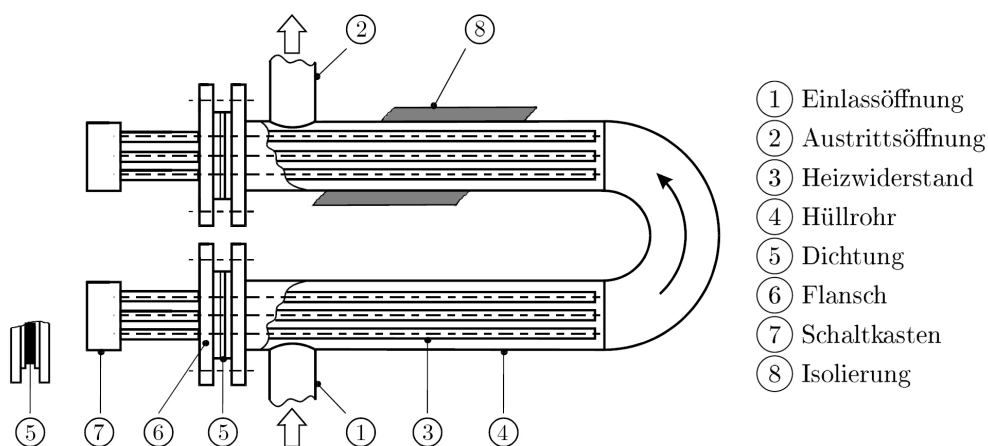


Abbildung 2.12: Prinzipskizze des Ölerhitzers [HTT15]

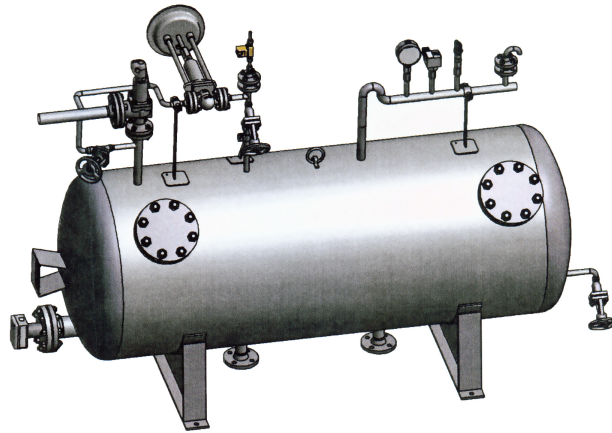
Mehrere derartige Aufbauten sind hintereinander in einem Stahlkasten ver-

baut, und mit gestopfter Mineralwolle isoliert.

Für das Thermalöl ist die sogenannte *Filmtemperatur* kritisch: Eine bestimmte Temperatur (beim eingesetzten Thermalöl: 430 °C) darf in der Grenzschicht nahe der heißen Schutzhülse nicht überschritten werden. Wird nämlich bei *Therminol VP1* eine Filmtemperatur von 430 °C auch nur kurz erreicht, beginnen ungewollte chemische Reaktionen. Kohlenwasserstoffketten würden aufbrechen (engl. *cracking*), das Öl würde dadurch unbrauchbar und auch die Schutzhülsen könnten beschädigt werden. Bei eingeschalteter Heizung muss ein Volumenstrom von 17,6 m<sup>3</sup>/h [Pro12] sichergestellt werden, um die maximal zulässige Filmtemperatur nicht zu überschreiten. Im Primärkreis wird deshalb der Volumenstrom mittels Differenzdruck-Verfahrens gemessen. Drücke vor und nach einer genormten Messblende werden verglichen, bei zu geringem Druckunterschied (entspricht einem zu geringen Volumenstrom) wird die Beheizung automatisch ausgeschaltet und eine Störungsmeldung („*Strömungsstörung*“) ausgelöst. Die Abhängigkeit der Dichte von der Temperatur führt zu Abweichungen beim Differenzdruck-Verfahren und muss bei der Wahl des Einstellwertes entsprechend berücksichtigt werden. Mit dieser Messung bzw. der sich daran knüpfenden Heizungsregelung ist somit gewährleistet, dass keine Überhitzung des Thermalöls über die gesamte Skala der Betriebstemperatur (20 °C bis 390 °C) auftritt.

### 2.6.3.3 Ausgleichsbehälter

Der Ausgleichsbehälter, dargestellt in Abbildung 2.13, kompensiert nicht nur die Volumsänderungen des Thermalöls, sondern stellt auch den erforderlichen Betriebsdruck der gesamten Anlage ein. Elektronisch geregelte Magnetventile sind an Stickstoffflaschen angeschlossen und regeln den Druck auf 11 bar<sub>ü</sub>. Steigt der Druck, wird Stickstoff abgeblasen. Bei kalter Anlage wird ein geringerer Druck akzeptiert, um nicht für jeden Aufheizzyklus große Mengen Stickstoff zu verlieren. Die Überlagerung mit Stickstoff bringt eine zusätzliche Sicherheitserfordernis mit sich: Die Öltemperatur darf niemals größer als 400 °C sein, denn gelöster Stickstoff kocht knapp über dieser Temperatur sehr plötzlich aus. Durch die Konzeption der Anlage mit Primär- und Sekundärkreislauf stellt die genaue Regelung der elektrischen Ölheizung sicher, dass diese Maximaltemperatur nicht überschritten wird.



**Abbildung 2.13:** Ausgleichsbehälter mit Armaturen [HTT15]

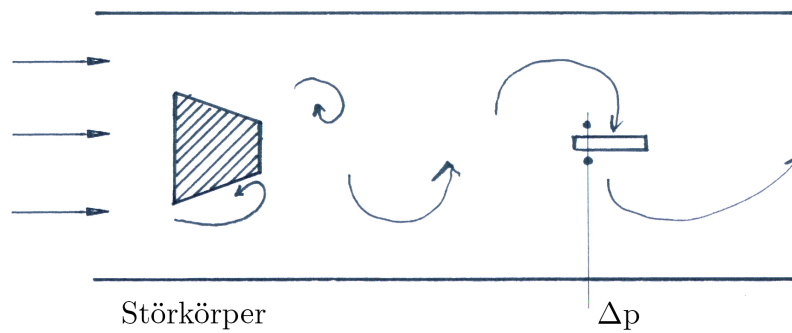
Über einen Niveauschalter wird der Ölstand im Ausgleichsbehälter überprüft, bei Unterschreiten eines Mindestniveaus schaltet die Anlage automatisch ab und eine Störungsmeldung wird ausgegeben.

Am Ausgleichsbehälter, zugleich höchster Punkt der Thermalölanlage, ist weiters ein mechanisches Sicherheitsventil angebracht. Stickstoff und mitgerissenes Thermalöl würden im Auslösefall in den drucklosen Sammelbehälter strömen, der Stickstoff wird von dort über eine Freileitung an die Umgebung abgegeben.

#### 2.6.3.4 Sekundärkreislauf

Im Sekundärkreislauf sind zunächst zahlreiche Ventile angebracht. Oft zu betätigende Ventile werden pneumatisch bedient und erlauben somit rasche, unkomplizierte Versuchsumstellungen. Über die Steuertechnik kann hier die genaue Öffnung der Ventile zentral eingestellt werden.

Wichtige Komponenten des Sekundärkreislaufs sind auch die Massenstromsensoren. Ein Wirbeldurchfluss-Messsystem *Proline Prowhirl 72* der Firma *Endress + Hauser* macht sich das Prinzip der *Kármánschen Wirbelstraße* zunutze, das Messprinzip wird in Abbildung 2.14 dargestellt.



**Abbildung 2.14:** Funktionsweise eines Wirbeldurchfluss-Messsystems

Ein Störkörper in der Strömung erzeugt Wirbel, die dadurch entstehende lokale Druckdifferenz  $\Delta p$  wird von einem Drucksensor aufgenommen. Aus der Zahl der Druckimpulse pro Zeiteinheit (*Wirbelfrequenz*), der ebenfalls gemessenen Temperatur und den bekannten Fluideigenschaften kann so die Fließgeschwindigkeit und damit der momentane Volumenstrom  $\dot{V}$  berechnet werden. Der Messwert wird digital an die Anlagenregelung weitergegeben und stellt besonders für die Versuche (Wärmebilanzen) eine wichtige Größe dar.

# Kapitel 3

## Durchgeführte Arbeiten

### 3.1 Konstruktion und Montage der Thermalölverrohrung

Während Verrohrungen im Bereich von Primär-/Sekundärkreislauf mit der Heizanlage geliefert wurden, ist die restliche Verrohrung bauseitig zu erstellen. Basierend auf den Aufstellungsplänen der verschiedenen Komponenten ergibt sich ein grober Rohrleitungsplan. Nach dem Sekundärkreislauf führen zwei Leitungen zu gemeinsamen Verteilknoten (Symbol  $\prec$ , vgl. Abb. A.4 im Anhang). Noch vorher, knapp oberhalb des Sekundärkreislaufs, zweigen zwei T-Stücke ab. An diesen Abzweigungen sind verschlossene Absperrventile angebracht, später soll von dort aus eine Leitung in die noch zu errichtenden Werkstätten gegenüber vom Heizhaus führen.

Vom Verteilknoten  $\prec$  aus werden die zwei Speicher *LATES* und *LESY* versorgt, anschließend führen Leitungen über einen Mauerdurchbruch ins Freie. Dort verlaufen diese Verteilrohre entlang des *SandTES*-Wärmeübertragers, versorgen diesen, und führen weiter bis zum Regenerator-Container.

Folgende grundsätzliche Anforderungen werden an die Rohrleitungen gestellt:

- Gefälle aller horizontaler Rohre von mindestens 3%, ausgerichtet zum Sekundärkreislauf. Dadurch wird eine Entleerung der Anlage auch im drucklosen Zustand möglich.
- Anschluss aller Komponenten (Speicher, Behälter, Thermalölanlage) mit-

tels Flanschen. Auch über längere Rohrstrecken sollen Zwischenflansche eingebaut werden, sodass die Ölverrohrung zerstörungsfrei abgebaut werden könnte.

- An den tiefsten Punkten sollen Ablassventile eingebaut werden. Dies betrifft den Bereich unterhalb der Regeneratorsammler, unterhalb der *SandTES*-Sammler und am unteren Ende des *LESY*-Speichers.
- Die Zu- und Ableitungen an jedem Speicher sollen durch händisch betätigte Ventile abgesperrt werden können. Geplant ist ausschließlich der Betrieb einzelner Speicher, niemals ein Anfahren mehrerer Speicher gleichzeitig.
- Ein Absperren von Vor- und Rücklaufventil eines Speichers könnte die Zerstörung der Rohrleitungen zur Folge haben (noch kaltes Thermalöl würde sich im Speicher erwärmen und ausdehnen), sodass an jedem Speicher zusätzlich ein Rückschlagventil angebracht wird. Das Rückschlagventil ermöglicht das Abbauen des Ölüberdruckes innerhalb eines abgesperrten Speichers.
- Im Freibereich oberhalb des Regenerator-Containers sollen zwei Sicherheitsventile angebracht werden. Öffnen diese Ventile, so kann das entspannte Thermalöl in einen drucklosen Behälter am Containerdach entweichen.
- Der Einfachheit halber kommen nur zwei Rohrdimensionen, DN20 und DN40, zum Einsatz. Eine Ausnahme sind lediglich die Auslassventile, welche in Baugröße DN25 bestellt wurden. Für die Verrohrung werden ausschließlich nahtlose Stahlrohre P235GH verwendet. Alle Armaturen sollen für einen Nenndruck PN40 ausgelegt sein.

Neben diesen Forderungen müssen alle Rohrleitungen als druckbeaufschlagt angenommen werden. Sämtliche Rohre, Formstücke und Flansche unterliegen daher der österreichischen Druckgeräteverordnung. Eine Schweißdokumentation incl. zerstörungsfreier Schweißprüfung sowie eine technische Abnahme durch eine autorisierte Prüfanstalt (zB.: TÜV) werden somit notwendig.

### 3.1.1 Bestellung der Rohre

Sämtliche Rohre sollen der EN 10216-2 (Nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchungen. Rohre aus unlegierten und legierten Stählen mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen) entsprechen. Für jedes einzelne Rohr muss eine Prüfbescheinigung nach EN 10204/3.1 (Bestätigung der Übereinstimmung mit der Bestellung unter Angabe von Ergebnissen spezifischer Prüfung) vorliegen. Eine unabhängige Prüfstelle prüft beispielsweise chemische Zusammensetzung, Eigenschaften im Zugversuch und Wirbelstromdichte (Gefügeprüfung mit Wirbelstrommessverfahren). Beim Stahllieferanten werden Rohre mit diesen Prüffattesten verlangt, und nur solche Rohre in die Thermalölverrohrung eingebaut.

Auch die verbauten Formstücke werden mit zugehörigen Prüffattesten bestellt, und die Chargennummern dokumentiert.

Als Bauteile für die Verrohrung kommen zum Einsatz:

- DN40 (Alle Hauptleitungen)
  - nahtlose Kesselrohre 48,3 x 2,6 mm (EN 10220/10216)
  - nahtlose T-Stücke 48,3 x 2,6 mm (EN 10253)
  - nahtlose Rohrbögen 48,3 x 2,6 mm (EN 10253)
  - Vorschweißflansche 48,3 x 2,6 mm (EN 1092-1/11/B1)
- DN25 (Auslassventile)
  - nahtlose konzentrische Reduktion 48,3 x 2,6 mm – 33,7 x 2,6 mm
  - Blindflansche 33,7 x 2,6 mm (EN 1092)
- DN20 (Rückschlagventile, Sicherheitsventile, Befüllleitung)
  - nahtlose Kesselrohre 26,9 x 2,3 mm (EN 10220/10216)
  - nahtlose T-Stücke 26,9 x 2,3 mm (EN 10253)
  - nahtlose Rohrbögen 26,9 x 2,3 mm (EN 10253)
  - Vorschweißflansche 26,9 x 2,3 mm (EN 1092-1/11/B1)



### 3.1.2 Zuschnitt und Schweißarbeiten

Geprüfte Rohre sind an beiden Enden grundsätzlich mit einer Stempelung (Material und Chargennummer) versehen. Wird nun ein Rohr zugeschnitten, ist vorher die Materialkennzeichnung und die Chargennummer am neuen Rohrabchnitt anzubringen. Diese beiden Kennwerte werden mittels Elektroschreiber durch einen Lichtbogen aufgeschweißt, und überstehen damit die Einsatztemperatur. Mit dieser Kennzeichnung werden Verwechslungen ausgeschlossen, und selbst im verbauten Zustand ist jedes einzelne Rohr noch eindeutig einer Charge zuordenbar.



**Abbildung 3.1:** Kennzeichnung eines zugeschnittenen Rohres

Die Stempelung ist zudem in einem Umstempelprotokoll zu vermerken, hier sind auch Länge, Datum, Person verzeichnet.

Erst nach Kennzeichnung und Zuschnitt kann das Rohr geschweißt werden. Sämtliche Rohrschweißungen werden im WIG-Verfahren (Wolfram-Inertgas-schweißen) durchgeführt; nach Möglichkeit wird in der windgeschützten Werkstatt geschweißt.

Ein geprüfter Schweißer der Firma *Integral-Montage Anlagen- und Rohrtechnik Gesellschaft m.b.H.* führt alle notwendigen Schweißarbeiten durch. Mittels Röntgenprüfung werden durch den TÜV 5 % der Schweißnähte kontrolliert. Beim ersten Überprüfungsstermin wurden Poren in Schweißnähten entdeckt, sodass hier aufgetrennt und neu geschweißt werden musste. Beim abschließenden zweiten Überprüfungsstermin werden keine weiteren Fehler in den Schweißnähten gefunden, wobei sowohl Werkstatt- als auch Montagenähte geprüft werden.

### 3.1.3 Rohrhalterungen

Die Stahlrohre werden in definierten Abständen von Rohrkonsolen getragen. Die Konstruktion der Rohrkonsolen wird besonders massiv ausgeführt, um jeder Belastung sicher standzuhalten. Aufgrund starker Windböen mussten die Montageschweißungen im Lichtbogenschweißverfahren (*Elektroden-schweißen*) durchgeführt werden (siehe Abbildung 3.2).

Die im Freien verlaufenden Verteilleitungen werden an fünf Punkten getragen. An den äußeren beiden Punkten und in der Mitte sind Festlager vorgesehen, die zwei Lager dazwischen sind Loslager. In den Festlagern wird das Rohr in gebohrten Flachstahl eingeschweißt, und damit in allen Richtungen fixiert. Bei den Loslagern (siehe Abbildung 3.3) wird über einen Gleitschuh die Rohrdehnung ausgeglichen. Nur die statische Gewichtslast wird von diesen Konsolen getragen:



**Abbildung 3.2:** Anschweißen einer Rohrkonsole



**Abbildung 3.3:** Rohrkonsole mit Gleitschuh

Nach Abschluss der Schweißarbeiten werden die Rohrkonsolen mit einem Schutzanstrich *Ferro 3000* der Firma *TIGER* gegen Korrosion geschützt.

### 3.1.4 Schweißdokumentation

Die Umstempelprotokolle werden unmittelbar in der Werkstatt ausgefüllt und nach Abschluss der Zuschnittarbeiten in ein Excel-Dokument übertragen. Die Schweißaufsicht und -dokumentation wird an die Firma *Integral* übergeben. Zu allen Rohrleitungen werden Schweißisometrien erstellt, worauf die Rohrnummern (lt. Rohrleitungsplan) sowie die jeweiligen Chargennummern vermerkt sind. Die komplette Schweißdokumentation (WPS=*Welding Procedure Specification*, Verfahrensprüfung, Zertifikate, Rohrbuch, Schnitt-/Umstempelprotokoll) wird dem TÜV für die Anlagenabnahme vorgelegt.

### 3.1.5 Technische Abnahme

Nach Abschluss aller Schweißarbeiten, Anbringung aller Rohraufhängungen und Montage der Teilstücke findet eine Besichtigung der Anlage durch den TÜV statt. Mit Ausnahme der Behälter werden alle druckführenden Bauteile mit einem Prüfdruck von 30 bar abgedrückt. Der Druck wird mittels Befüllung aus Stickstoffflaschen aufgebaut und über einige Minuten gehalten. Es können keine Leckagen entdeckt werden. Auch eine stichprobenartige Untersuchung von Schweißnähten mit Lecksuchspray zeigt keine Leckagen auf.

## 3.2 Auslegung einer Begleitheizung

Der *Pour Point* von *Therminol VP1* liegt bei 12 °C, darunter stockt das Thermalöl. Der Großteil der Rohrleitungen verläuft jedoch im Freien, die restlichen Leitungen befinden sich in windgeschützten, aber unbeheizten Bereichen. Bei Anlagenstillstand und kalten Außentemperaturen würde das Thermalöl in allen Rohrleitungen stocken. Nur mittels ununterbrochenem Betrieb der gesamten Anlage könnten die Thermalöltemperaturen über 14 °C gehalten werden. Ein geplanter Anlagenstillstand käme nur im Sommer bei entsprechend hoher Umgebungstemperatur in Frage. Ungeplante Ausfälle bei kalten Außentemperaturen könnten die Versuchsanlagen für längere Zeit unbenutzbar machen. Auch könnte bei kalter Umgebung kein Speicher einzeln betrieben werden, da sonst Rohrabschnitte ohne Durchströmung rasch auskühlen würden.

Um hier flexibler agieren zu können, wird als technisch einfache Lösung eine elektrische Begleitheizung vorgeschlagen. Entlang sämtlicher ölführender Ein-

richtungen, von Rohren bis hin zu Behältern, werden elektrische Widerstandsdrähte verlegt. Ergibt sich bei niedrigen Lufttemperaturen ein Anlagenstillstand, so kann das gestockte Öl mittels Begleitheizung wieder auf Temperatur gebracht werden.

### 3.2.1 Auswahl eines Heizkabels

Als Auswahlkriterien für die Begleitheizung gelten:

- Die Begleitheizung soll gestocktes Öl (im Extremfall  $-20\text{ °C}$ ) innerhalb weniger Stunden auf ca.  $+20\text{ °C}$  erwärmen können.
- Die Heizkabel im eingeschalteten Zustand sollen für mindestens  $100\text{ °C}$  Betriebstemperatur geeignet sein. Liegt ein Heizkabel nicht überall eng am Rohr an (zB.: Übergang an einem Flansch), so kann die Wärme lokal schlecht abgeführt werden. Die Auslegung auf  $100\text{ °C}$  berücksichtigt diesen Umstand. Zusätzlich soll über dem Heizkabel eine Aluminiumfolie angebracht werden. Dies verbessert den Wärmeübergang geringfügig, verhindert aber besonders ein Eindringen der Mineralwollisolierung zwischen Heizkabel und Stahlrohr.
- Im ausgeschalteten Zustand werden die Heizkabel durch die ölführenden Stahlrohre auf  $390\text{ °C}$  erhitzt. Diese Einsatztemperatur ist weitaus kritischer als die oben genannte Betriebstemperatur.
- Die Begleitheizung muss nicht explosionsgeschützt ausgeführt werden. Die Zündtemperatur des Thermalöls liegt bei ca.  $600\text{ °C}$ , auch seitens TÜV wird kein Explosionsschutz verlangt.
- Äußere Witterung muss kaum beachtet werden, zumal alle beheizten Strecken isoliert und alukaschiert (Innenbereich) bzw. blechummantelt (Außenbereich) werden. Jedoch an Übergangsstellen wie zB. Flanschen könnte Feuchtigkeit die Heizkabel erreichen. Das Heizkabel sollte also feuchtigkeitsbeständig und nicht korrosiv sein.
- Anschlussseitig stehen für die Begleitheizung 6 elektrische Kreise mit einer Maximalleistung von je  $5\text{ kW}$  zur Verfügung. Die Verlegung der Heizkreise soll in sinnvolle Abschnitte unterteilt werden, und jeder Kreis

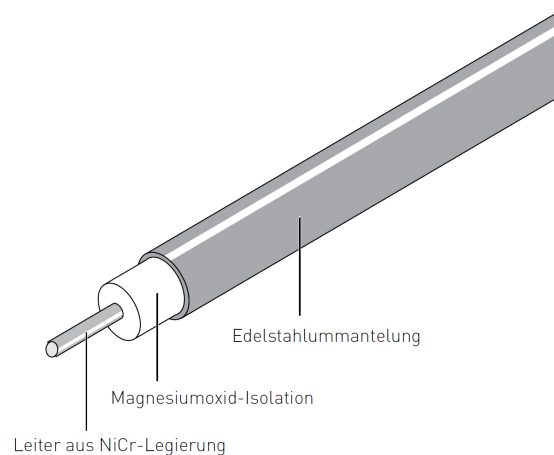
über eine eigene Temperaturregelung verfügen. Die Regelung selbst erfolgt über die zentrale Anlagensteuerung. Direkt an den Begleitheizungen werden dafür Temperatursensoren (Typ *Pt100*) angebracht.

- Einzelstränge sollen nicht wesentlich länger als 30 m werden. Dies spielt insbesondere im Schadensfall eine große Rolle: Schäden an unverhältnismäßig langen Kabeln ziehen kostspielige Reparaturen nach sich, weil ein unverhältnismäßig hoher Anteil an Isolierung/Abdeckung abgebaut bzw. wieder angebracht werden muss (Zeitaufwand) und auch das Kabel selbst zur Gänze zu erneuern ist.
- Neben den Rohrleitungen sollen auch Behälter und Sicherheitsventile beheizt werden. Der Ausdehnungs-, der Sammelbehälter wie auch die zwei zylindrischen Wärmespeicher *LATES* und *LESY* werden mit Heizkabeln versehen. Besonders die Wärmespeicher fordern eine enge Verlegung der Heizkabel, um die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials auszugleichen.
- Für *SandTES* und Regenerator ist keine Begleitheizung vorzusehen. Als Aufwärmprozedur ist hier ein Anfahren mit warmer Gebläseluft angedacht, sodass die erforderlichen Temperaturen im Thermalöl rasch erreicht werden können.

Der Summe dieser Anforderungen wird vorzugsweise ein *mineralisiertes* Heizkabel gerecht, welches sich durch große Temperaturbeständigkeit auszeichnet. Derartige mineralisierte Heizkabel sind in der Verfahrenstechnik gängig.

Beim mineralisierten Kabel (siehe Abbildung 3.4) umgibt den eigentlichen Widerstandsdraht eine elektrische Isolierung in Pulverform (meist Magnesiumoxid). Der Aufbau ist metallummantelt, die häufigste Ausführung mit Edelstahlummantelung äußerst korrosionsbeständig. Der innere Leiter kann in verschiedenen Nennwiderstandswerten geliefert werden. Nach *Ohmschem Gesetz* ergibt sich so abschnittsweise die spezifische Heizleistung in W/m.

Durch die Edelstahlummantelung und den besonderen Aufbau werden mineralisierte Heizkabel werksseitig vorkonfektioniert. An beiden Enden werden Muffen lasergeschweißt, sodass die äußere Edelstahlummantelung eine völlig geschlossene Oberfläche darstellt. An keiner Stelle kann Feuchtigkeit in das Kabel eindringen. Die Vorkonfektionierung bedingt genaue Auslegung der ein-



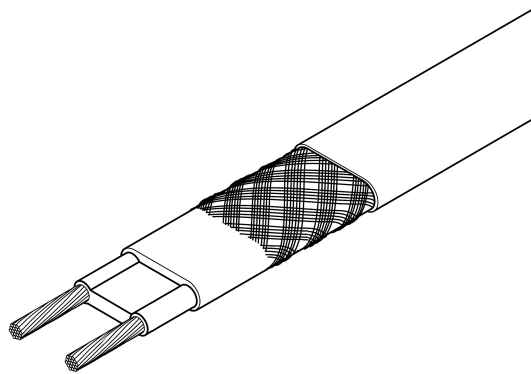
**Abbildung 3.4:** Aufbau eines mineralisierten Heizkabels [Pent13]

zelenen Heizkreislängen. Zu diesem Zwecke werden detaillierte Rohrleitungs-isometrien inklusive Bemaßung erstellt. Die Auslegung sowie die Montage der Heizkabel wird sodann an eine Firma vergeben. Dies ist besonders auch aus Haftungsgründen notwendig, da Montagefehler zu Bauteilversagen führen kann. Beispielsweise zu geringe Biegeradien oder ein wiederholtes Biegen der Heizkabel verursacht Mikrorisse in der Edelstahlmantelung. Über die Zeit gelangt so Feuchtigkeit ins Kabel und kann zur Zerstörung führen. Spezialisierte Firmen im Anlagenbau bieten daher die nötige Erfahrung und Garantie, die Kabel korrekt zu verlegen, um eine lange Lebensdauer zu gewährleisten.

### 3.2.2 Beheizung der Befülleitung

Neben der Beheizung der Thermalölverrohrung sollen auch die Befülleitungen beheizt werden. Ein Befüllen oder Auslassen der Anlage wäre somit auch bei kalter Umgebungstemperatur leicht möglich. Da im Befüllabschnitt nie heißes Thermalöl fließt, ergeben sich niedrigere Anforderungen an das Heizkabel. Anstatt der vergleichsweise teuren mineralisierten Kabel wird deshalb für die Befülleitung ein *selbstregelndes Heizband* mit einer Ausführung nach Abbildung 3.5 ausgewählt.

Innerhalb des Heizbandes verlaufen zwei Kupferleiter parallel. Die beiden Kupferkabel sind durch PTC-Elemente verbunden. PTC-Elemente (*Positive Temperature Coefficient*, Kaltleiter) leiten grundsätzlich Strom und erwärmen sich dabei, der elektrische Widerstand nimmt aber mit der Temperatur zu und



**Abbildung 3.5:** Aufbau eines selbstregelnden Heizbandes [Pent15]

die Heizleistung ab. Über diese Widerstandsänderung stellt sich ein Gleichgewicht aus Spannung und Temperatur ein, sodass das Heizelement tatsächlich *selbstregelnd* ist. Dieser Aufbau ist mit einer Kunststoffisolierung umwickelt. Als zusätzliche Sicherheit werden Heizbänder mit einem Metall-Schutzgeflecht und einem zusätzlichen, äußeren Kunststoffmantel versehen. Typischerweise können die beschriebenen Heizbänder bis ca. 80 °C eingesetzt werden. Durch eigene Heizleistung können Temperaturen von ca. 60 °C erreicht werden.

Da die Befüllleitung ausschließlich im Inneren des Heizhauses verläuft, genügt die Ausführung mit Kunststoffummantelung. Die Befüllleitungen werden nicht isoliert, die Wärmeverluste halten sich aber aufgrund des Nenndurchmessers DN20 in Grenzen. Deshalb wird eine Heizkabel-Leistung ähnlich der Heizleistung der mineralisierten Kabel als ausreichend angesehen.

Heizbänder können bauseitig konfektioniert werden, entsprechende Anschlusssets werden bei Bestellung des Heizbandes mitgeliefert. Bei der Montage ist auf Kontakt zu den Rohrleitungen zu achten, um den Wärmeübergang zu optimieren und die Verluste gering zu halten.

### 3.2.3 Erforderliche Heizleistungen

Für die Auswahl geeigneter Widerstände bei den mineralisierten Kabeln soll überschlägig die erforderliche Heizleistung errechnet werden. Die Berechnung hält sich dabei an die praxiserprobten Methoden nach [Wos14]. Zunächst wird ausschließlich der stationäre Fall (Halten auf konstanter Rohrtemperatur von 30 °C) betrachtet. Die Wärmeverluste sind im Außenbereich am größten, wo mit Windgeschwindigkeiten bis 20 m/s und Temperaturen von -20 °C der Ex-

tremfall abgebildet wird.

Der innere Wärmeübergang vom Thermalöl auf das Rohr wird hier nicht betrachtet, zumal das Heizkabel an der Rohraußenseite angebracht ist. Im stationären Fall findet kein Wärmedurchgang durch das Stahlrohr statt, für die Berechnung wird deshalb eine Außenwandtemperatur des Stahlrohres von 30 °C angenommen. Diese Temperatur liegt deutlich oberhalb des *Pour Points*, und auch die Berücksichtigung extremer Wettersituationen trägt zu einer konservativen Abschätzung der erforderlichen Heizleistung bei.

Der Wärmedurchgang erfolgt ausschließlich durch die Isolierschicht. Für die Auslegung der Heizkabel sollen sowohl 100 mm als auch 200 mm Dämmdicke betrachtet werden, für eine Ausführung mit Mineralwolle wird eine Nennwärmeleitfähigkeit von  $\lambda_{Nenn} = 0,08 \frac{W}{m^2K}$  angenommen. Vor der endgültigen Auftragsvergabe ist hier jedenfalls die Wärmeleitfähigkeit des bestellten Isoliermaterials einzusetzen, da der Werkstoff Mineralwolle je nach Ausführung und Fabrikat erhebliche Unterschiede in der Wärmeleitfähigkeit aufweise. Der Wert von  $0,08 \frac{W}{m^2K}$  entspricht bereits einer sehr guten Mineralwollisolierung. Für die äußere Blechabdeckung, die mittels Stegen am Stahlrohr befestigt wird, ergibt sich zur Wärmeleitfähigkeit ein Zuschlag (Wärmebrücken). Auch ein empirisch gewonnener Zuschlag für Mineralwolle wird einbezogen, sodass sich gesamt eine Betriebswärmeleitfähigkeit von  $\lambda_{Betrieb} = 0,094 \frac{W}{m^2K}$  ergibt.

Das Berechnungsverfahren im weiteren Verlauf gleicht größtenteils den Berechnungen für die Isolierungsauslegung, und soll hier nur kurz beschrieben werden. Für den äußeren Wärmeübergang wird sowohl die erzwungene Konvektion (Näherungsformel nach [VDI-2055]) als auch die Strahlung berücksichtigt. Da die Strahlung vor allem von der Umgebungstemperatur und der Oberflächentemperatur der Blechummantelung abhängt und beide Temperaturen nahe beieinander liegen, wird nur wenig Wärme in Form von Strahlung übertragen. Wesentlich größere Wärmemengen werden durch die erzwungene Konvektion (Wind) übertragen.

Im stationären Fall beträgt die so errechnete Verlustleistung pro Meter Rohr im Extremfall (Wind 20 m/s, Temperaturen -20 °C) für 200 mm Isolierung  $P_{Verl} = 13,2 \frac{W}{m}$  und für eine 100 mm starke Dämmschicht  $P_{Verl} = 17,9 \frac{W}{m}$ . Der Unterschied in der Isolierstärke hat für die Begleitheizung nur eine untergeordnete Rolle, zumal die Annahmen konservativ getroffen werden.

Es soll jedoch nicht ausschließlich der stationäre Fall betrachtet werden:



Bei Anlagenstillstand und gestocktem Thermalöl soll die Begleitheizung alle Anlagenteile rasch wieder auf Temperatur bringen. Die Heizleistung des Kabels muss also genügen, um

- die Wärmeverluste zu kompensieren (Näherungsweise als konstant und gleich groß wie im oben beschriebenen stationären Fall angenommen)
- das gestockte Thermalöl wieder zu verflüssigen (Annahme: Dieser Beitrag ist vernachlässigbar klein, zumal die Schmelzwärme nicht im Datenblatt angegeben wird)
- das Thermalöl von Umgebungstemperatur ( $-20\text{ °C}$ ) auf Betriebstemperatur ( $30\text{ °C}$ ) zu erhitzen
- das Stahlrohr von Umgebungstemperatur ( $-20\text{ °C}$ ) auf Betriebstemperatur ( $30\text{ °C}$ ) zu erhitzen
- die Isolierung von Umgebungstemperatur ( $-20\text{ °C}$ ) auf Betriebstemperatur ( $30\text{ °C}$ ) zu erwärmen (Annahme: Dieser Beitrag ist vernachlässigbar klein, zumal die Temperaturen über den Radius rasch abnehmen und die Masse der Isolierung gering ist).

Es sind also weiters die Erwärmung von Thermalöl und Stahlrohr zu berechnen, eine Aufheizzeit von 3 h wird dafür angesetzt. Im realen Fall sind bei niedrigen Rohr-/Öltemperaturen auch die Wärmeleitungsverluste noch geringer, sodass die Erwärmung des gestockten Öls in der Praxis noch rascher vonstatten gehen sollte.

Mit der Masse des Öls und der Masse des Stahlrohrs ergibt sich bei Erwärmung von  $-20\text{ °C}$  auf  $+30\text{ °C}$  eine benötigte Heizleistung von

$$P_{\text{Erwärmung}} = 18,1 \frac{\text{W}}{\text{m}}.$$

Addiert man die konstant angenommenen Verlustleistung, muss das Heizkabel also eine Leistung von  $P_{\text{Heizkabel}} = 31,3 \frac{\text{W}}{\text{m}}$  (200 mm Isolierung) bzw.  $P_{\text{Heizkabel}} = 36,1 \frac{\text{W}}{\text{m}}$  (100 mm Isolierung) aufweisen.

Die relativ grobe Abstufung der lieferbaren spezifischen Kabelwiderstände erlaubt keine strenge Einhaltung dieser Zielwerte. Die spezifische Heizleistung ergibt sich aus dem *Ohmschen Gesetz*, soll aber jedenfalls größer als  $25 \frac{\text{W}}{\text{m}}$  sein. Darunter könnte eine Aufheizung der Anlage während eines strengen Winters schwierig werden, und die benötigte Aufheizzeit würde ein Vielfaches der Zielzeit von 3 h betragen.

Umgekehrt stellen Heizleistungen oberhalb  $36,1 \frac{W}{m}$  kein Problem dar, zumal alle Abschnitte mit Thermofühlern geregelt werden. Lediglich bei allzu hohen spezifischen Leistungen könnten sich Probleme ergeben: Liegt dann ein Heizkabel stellenweise nicht am Stahlrohr an, können lokale Überhitzungen eine Zerstörung des Kabels zur Folge haben.

### 3.3 Druckluftversorgung

Für das oben beschriebene Druckluftnetz für Ventilbetätigungen, Spülung der Sonden und Kleinversuche sollen Komponenten dimensioniert werden. Nach Möglichkeit kommen Standardbauteile zum Einsatz, um den Aufwand – auch in Hinblick auf Erweiterung oder Ersatzteilversorgung – gering zu halten.

Auf standardisierte Massenbauteile (Steckverbindungen, T-Stücke usw.) soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden, ein Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema (*R&I-Schema*) in [Frau16] gibt hier ausreichend Überblick. Kurz beschrieben werden jedoch zwei Armaturen.

#### 3.3.1 Druckregler

Der Druck für die Spülluftversorgung der Druckmesssonden muss sehr genau vorgegeben werden. Über einen Druckregler soll ein Massenstrom eingestellt werden. Sodann muss der Einstelldruck der Druckregler von den gemessenen Drücken abgezogen werden, um ein korrektes Messergebnis zu erhalten.

Die Regler sollen primärseitig bis 10 bar belastbar sein, sekundärseitig soll der Druck flexibel vorgegeben werden können. Die Druckregler der Bauserie AR (*SMC Pneumatik GmbH*) erfüllen diese Anforderungen, und stellen den Momentandruck über ein Manometer dar. Der Sollwert kann über ein Drehrad im Bereich 0–8 bar vorgegeben werden. Die Datenblätter zu den Druckreglern finden sich im Anhang. Kurz erwähnt sei der Rückströmmechanismus: Wird die Druckluftzufuhr unterbrochen und der Eingangsdruck fällt ab, wird der Restdruck auf der Ausgangsseite automatisch abgebaut.

Um die notwendigen Massenströme für die Spülluft zu erreichen, werden drei Druckregler verbaut, die jeweils einen Teil der Messsonden versorgen.

### 3.3.2 Proportional-Regelventil

Das Verbindungsrohr zwischen Silos und *SandTES*-Wärmeübertrager kann durch einen Schieber geschlossen werden. Der mechanische Schieber dichtet jedoch nicht perfekt ab, weshalb eine Falschlufteinblasung vorgesehen wurde. Über Lanzen wird Luft eingeblasen, und soll die Verluste durch Leckagen kompensieren. Deshalb müssen bestimmte Luft-Volumenströme über die Anlagensteuerung vorgegeben werden. Hier werden Proportional-Regelventile verwendet. Ein Elektromagnet öffnet je nach anliegender Spannung ein Ventil. Elektrische Spannung und Durchfluss sollen sich über einen weiten Bereich hinweg linear verhalten, die Hysterese dabei möglichst gering bleiben. Ausgewählt werden *Posiflow*-Ventile der Baureihe 202 des Marktführers *ASCO*. Die Betriebsspannung beträgt 24 V DC. Jedenfalls sind die Ventile ausreichend genau (Hysterese  $< 5\%$ , Wiederholgenauigkeit  $< 1\%$ , Ansprechempfindlichkeit  $< 1\%$ ).

## 3.4 Wärmeverlustberechnung

Für die Dimensionierung der thermischen Isolierung der Anlage sowie für eine erste Abschätzung des Betriebsverhaltens sollen die auftretenden Wärmeverluste berechnet werden. Die Wärmeverluste in folgenden Anlagenkomponenten werden rechnerisch ermittelt:

- Thermalölführende Rohrleitungen DN40 im Freien und in eingehausten Bereichen (windstill). Verschiedene Isolierstärken (0 mm – 50 mm – 100 mm – 150 mm – 200 mm) und verschiedene Öltemperaturen (390 °C als Standardfall, auch 315 °C und 200 °C) werden betrachtet.
- *LATES*-Speicher bei 315 °C Speichermediumtemperatur, mit Isolierstärke 100 mm und 200 mm.
- *LESY*-Speicher ebenfalls bei 315 °C, und 100 mm/200 mm Dämmdicke.
- Ausgleichsbehälter bei Betrieb auf 390 °C, mit 100 mm und 200 mm Isolierung.
- Regenerator bei Betrieb auf 390 °C, mit 100 mm und 200 mm Isolierung.

- Luftverrohrung DN100 zwischen *SandTES*-Wärmeübertrager zum Re-kuperator, angenommene Lufttemperatur 330 °C (Zuleitung) bzw. 380 °C (Ableitung), mit 100 mm und 200 mm Isolierung.
- *SandTES*-Speicher bei Betrieb auf 390 °C, mit 100 mm und 200 mm Iso-lierung und fiktiver Windrichtung (geringer Einfluss).
- Sand-Silos bei Befüllung mit heißem Sand (390 °C) nach Einstellung ei-nes quasi-stationären Zustandes (Ausbildung einer abgekühlten Sand-Grenzschicht an den Silowänden).

Die Berechnungen halten sich dabei an Vorgaben vor allem nach [Wos14] (für die Rohrleitungen, sowie für Umweltdaten und Kenndaten zu Isolierungen) und nach [VDI13] (Strömungskennzahlen und äußerer Wärmeübergang).

## 3.5 Wärmeverlust in einer Rohrleitung

Die Rohrleitung verläuft sowohl in eingehausten wie auch in freien Bereichen. Beispielhaft wird hier der Rechengang für einen Rohrstrang mit 200 mm star-ker Isolierung und einer Temperatur des Wärmeträgermediums von 390 °C er-läutert. Berechnungen mit anderen Parametern (andere Isolierstärke, andere Innentemperaturen) erfolgen nach gleichem Schema.

### 3.5.1 Umgebungsbedingungen

Nach [Wos14] sind Umgebungstemperaturen bis  $-20$  °C zu veranschlagen, die Windgeschwindigkeiten im Freibereich (resultierend aus einer allgemeinen Wind-geschwindigkeit und einem Koeffizienten für die Geländeform) können bis zu 18,25 m/s betragen. Temperatur- und Windgeschwindigkeitswerte decken sich durchaus mit Erfahrungswerten am Standort Wien–Arsenal.

Um den Einfluss der Umgebung auf die Wärmeverluste einschätzen zu kön-nen, werden sämtliche Rechnungen für einen Temperaturbereich und einen Be-reich der Windgeschwindigkeit durchgeführt. Die einzelnen Funktionsbereiche können Tabelle 3.1 entnommen werden.

**Tabelle 3.1:** Definierte Funktionsbereiche für Temperatur und Wind

Umgebungszustand	Minimalwert	Maximalwert
Temperatur	-20 °C	30 °C
Windgeschwindigkeit	0 m/s	20 m/s

Wärmeverluste durch Wind werden nur im Außenbereich verursacht. In ungeheizten, windstillen Gebäuden herrscht freie Konvektion, näherungsweise unter Außentemperaturverhältnissen.

### 3.5.2 Geometrische Gegebenheiten

**Tabelle 3.2:** Rohrabschnitte mit jeweiligen Längen und Korrekturfaktor K; im Heizhaus (H), im Freien (F) und im Regenerator-Conrainer (C)

Rohrabschnitt	Bereich	Länge	K	Berücksichtigte Bauteile
Primärkreis	H	23,0 m	1,2	Armaturen, Heizregister, Abschnitt mit DN65
Sekundärkreis	H	29,9 m	1,5	zahlreiche Armaturen, Flansche, Kühler
Verbindung zwischen Primär- und Sekundärkreis	H	10,6 m	1,0	Keinerlei Armaturen
Verbindung zwischen Primärkreis und Ausgleichsbehälter	H	16,9 m	1,0	Keinerlei Armaturen, nur eine Halterung
Heizhaus-Verteilleitung	H	14,0 m	1,1	Flansche und Halterung
Leitung zum LATES	H	9,7 m	1,2	Flansche, Rückschlagventil (DN20)
Leitung zum Lesy	H	14,2 m	1,2	Flansche, Rückschlagventil (DN20)
Gemeinsame Verteilleitung zu SandTES und Regenerator	H	10,5 m	1,1	Flansche
Leitung zu SandTES	F	41,1 m	1,2	Flansche, Rückschlagventil (DN20), Halterung
Leitung zum Regenerator	F	64,7 m	1,2	Flansche, Aufhängungen, Sicherheitsventil
Leitung zum Regenerator	C	15,6 m	1,15	Flansche, Rückschlagventil (DN20), Sammler

Die Rohrlängen werden den Isometrischen Ansichten (im Anhang A) entnommen, wobei die Einbaulänge von Armaturen, Flanschen usw. berücksichtigt

wird. Die Rohrlänge wird schließlich mit einem Korrekturfaktor multipliziert, der die auftretenden Wärmebrücken berücksichtigt. Beispielsweise Flanschverbindungen, Armaturen und Rohrhalterungen werden so in die Rechnung einbezogen. Nach [VDI13] könnten Zuschläge für die genaue Anzahl von Wärmebrücken ermittelt werden, [SFN16] gibt stattdessen einen *Praxiszuschlag* von üblicherweise 10 % an. Auf ein detailliertes Berechnungsverfahren wurde verzichtet, für die jeweiligen Rohrabschnitte wurden die Korrekturfaktoren  $K$  näherungsweise gewählt und in Tabelle 3.2 zusammengestellt.

### 3.5.3 Wärmeübergang

Zunächst soll der Wärmeübergang einerseits von Thermalöl auf die Rohrinnenwand und andererseits vom Isoliermantel auf die Umgebungsluft betrachtet werden. An diesen zwei Oberflächen (innen und außen) spielt die Grenzschichttheorie eine Rolle. Für die Berechnungen müssen die zwei Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  (innen) und  $\alpha_a$  (außen) ermittelt werden.

#### 3.5.3.1 Innerer Wärmeübergang (Thermalöl–Rohrwand)

Der innere Wärmeübergang bestimmt sich aus der *Nusselt-Zahl*  $Nu$  des fließenden Thermalöls nach Formel (3.1).

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot D_i}{\lambda_{\text{Öl}}} \quad (3.1)$$

Die Nusselt-Zahl lässt sich über die *Reynolds-Zahl* als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit und der Stoffeigenschaften des Thermalöls bestimmen. Für die Berechnungen werden Strömungsgeschwindigkeiten von 1 m/s angenommen, wobei die Strömungsgeschwindigkeit nur sehr geringen Einfluss auf den schlussendlichen Wärmedurchgang hat.<sup>5</sup> Die Wärmeleitfähigkeit des Thermalöls wurde dem Datenblatt [Frag15] für eine Öltemperatur von 390 °C entnommen.

Es ergibt sich ein innerer Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha_i = 1720 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ .

---

<sup>5</sup>Die endgültige Information über die maximale Strömungsgeschwindigkeit (rund 4 m/s bei maximalem Volumenstrom) stand erst nach Abschluss der Berechnung zur Verfügung. Der innere Wärmeübergang ist bereits bei der abgeschätzten Strömungsgeschwindigkeit so hoch, dass auch größere Geschwindigkeiten keinen signifikant größeren Wärmedurchgang ergäben – maßgeblich ist vielmehr Isolierung und äußerer Wärmeübergang.

### 3.5.3.2 Äußerer Wärmeübergang

Für den äußeren Wärmeübergang müssen zwei verschiedene Phänomene in Betracht gezogen werden: Zunächst tritt in windstillen Bereichen *freie Konvektion* auf, hingegen im Freien, bei Wind, spricht man von *erzwungener Konvektion*. Die Bereiche der freien Konvektion werden mit Näherungsformeln nach [Wos14] berechnet. Für horizontale Rohre gilt demnach Beziehung (3.2), bei vertikalen Rohren Formel (3.3).

$$\alpha_{a, frei, horizontal} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{T_{a,w} - T_{Umgebung}}{D_D}} \quad (3.2)$$

$$\alpha_{a, frei, vertikal} = 1,32 \sqrt[4]{\frac{T_{a,w} - T_{Umgebung}}{D_D}} \quad (3.3)$$

Der Ausdruck in der Wurzel gleicht sich in beiden Formeln ((3.2) und (3.3)). Die Differenz zwischen der Temperatur der äußeren Rohrwand  $T_{a,w}$  und der Temperatur der Umgebung  $T_{Umgebung}$  wird durch den Außendurchmesser der Rohrisolierung  $D_D$  dividiert. Der Faktor vor der Wurzel berücksichtigt den größeren konvektiven Effekt bei vertikalen Rohren. Aus diesen Formeln ergeben sich zwei äußere Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{a, frei, i}$ . In der gesamten Anlage wird eine Anordnung 70 % horizontaler und 30 % vertikaler Rohre angenommen, entsprechend ergibt sich ein gewichteter gesamter Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha_{a, frei} = 2,827 \frac{W}{m^2 K}$ .

Auch der erzwungen-konvektive Wärmeübergang wird näherungsweise ermittelt. In der Praxis tritt hier niemals laminares Strömungsverhalten auf [Wos14], sodass jedenfalls eine turbulente Strömung angenommen wird. In Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit  $w_L$  wird der äußere Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion nach Formel (3.4) berechnet.

$$\alpha_{a, erzwungen}(w_L) = 2 \cdot w_L + 3 \cdot \sqrt{\frac{w_L}{D_D}} \quad (3.4)$$

Formel (3.4) stammt aus [VDI13] und ist nach [Wos14] bevorzugt zu verwenden. Bei der maximal erwarteten Windgeschwindigkeit von 20 m/s beträgt der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{a, erzwungen}(20 \frac{m}{s}) = 80,076 \frac{W}{m^2 K}$ . Ein Mischgebiet aus freier und erzwungener Konvektion wird vereinfachenderweise nicht betrachtet, sondern lediglich der jeweils größere Wärmeübergangskoeffizient

angesetzt:

$$\alpha_{a,k}(w_L) = \max(\alpha_{a,frei}, \alpha_{a,erzwungen}) \quad (3.5)$$

Zusätzliche äußere Wärmeübertragung resultiert aus der Strahlung, die besonders bei Windstille Beiträge liefert. In Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit stellen sich bestimmte Oberflächentemperaturen der Isolierung (bzw. deren Ummantelung) ein, diese Temperatur muss zunächst geschätzt werden. Im späteren Rechnungsgang (Abschnitt 3.5.6) wird die Annahme bestätigt.

Die Temperatur wird als logarithmische Funktion der Windgeschwindigkeit  $w_l$  vorgegeben, wobei der Logarithmus leicht verschoben wird, um auch für die Windgeschwindigkeit  $0 \frac{m}{s}$  Werte zu liefern. Für die beispielsweise betrachtete Rohrleitung DN40 wird zunächst der Temperaturunterschied zwischen Umgebung und Isoliermantel als Funktion der Windgeschwindigkeit (3.6) angenommen.

$$\Delta t_o(w_l) = T_{a,w} - T_{Umgebung} = (-2,043 \cdot \ln(\frac{w_L}{m/s} + 0,1) + 6,273)^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

Der Strahlungskoeffizient wird mit  $C_{12} = 1,47 \frac{W}{m^2 K^4}$  (Stahlblech verzinkt) konservativ gewählt, eine Ummantelung mit Aluminiumfolie oder -blech weist geringere Strahlungskoeffizienten auf. Der Wärmeübergangskoeffizient der Strahlung berechnet sich mit diesen Werten nach Gleichung (3.7).

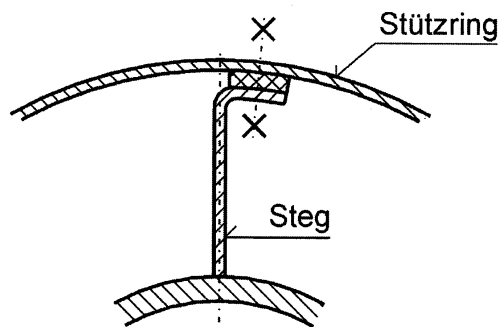
$$\alpha_{a,s} = C_{12} \cdot \frac{(\frac{T_{a,w}}{100})^4 - (\frac{T_{Umgebung}}{100})^4}{T_{a,w} - T_{Umgebung}} \quad (3.7)$$

Die Temperaturen der Rohroberfläche  $T_{a,w}$  und der Umgebung  $T_{Umgebung}$  gehen in der vierten Potenz in Formel (3.7) ein. Da  $\Delta t_o(w_l)$  relativ kleine Werte annimmt, d.h. die beiden Temperaturen nahe beieinander liegen, spielt die Strahlung nur eine untergeordnete Rolle für den gesamten äußeren Wärmeübergang. Je nach Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit ergibt sich ein Strahlungs-Wärmeübertragungskoeffizient von bis zu  $\alpha_{a,s} = 1,6 \frac{W}{m^2 K}$ . Der Beitrag der Strahlung zu den Wärmeverlusten ist also gering, soll aber dennoch nicht vernachlässigt werden.



### 3.5.4 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung im Rohr bestimmt sich zunächst nur aus den Materialeigenschaften des Stahlrohrs und des Isoliermaterials. Für Stahl gilt ein Wärmeleitkoeffizient  $\lambda_{St} = 50 \frac{W}{m \cdot K}$ , beim Isoliermaterial ist die Betriebswärmeleitfähigkeit maßgeblich. Die Nennwärmeleitfähigkeit von Mineralwolle wird unter Beachtung der Einsatztemperatur mit  $\lambda_N = 0,08 \frac{W}{m \cdot K}$  angenommen<sup>6</sup>, dieser Wert sollte jedoch bei Auftragsvergabe mit Herstellerspezifikationen abgeglichen werden. Nach [Wos14] wird bei Mineralwolle ein Zuschlagsfaktor  $K_N = 1,1$  angesetzt, welcher beispielsweise Abweichungen vom linearen Temperaturverlauf sowie Unregelmäßigkeiten bei der Montage abdeckt. Ein weiterer Zuschlag auf die Nennwärmeleitfähigkeit ergibt sich aus der Trag- und Stützkonstruktion der Isolierung. Diese Metallkomponenten halten das Isoliermaterial sowie die optionale Blechummantelung am vorgesehenen Platz, wirken dabei jedoch als Wärmebrücken. Eine Ausführung der Stützkonstruktion nach Abbildung 3.6 wird angenommen.



**Abbildung 3.6:** Angenommene Stützkonstruktion der Blechabdeckung [Wos14]

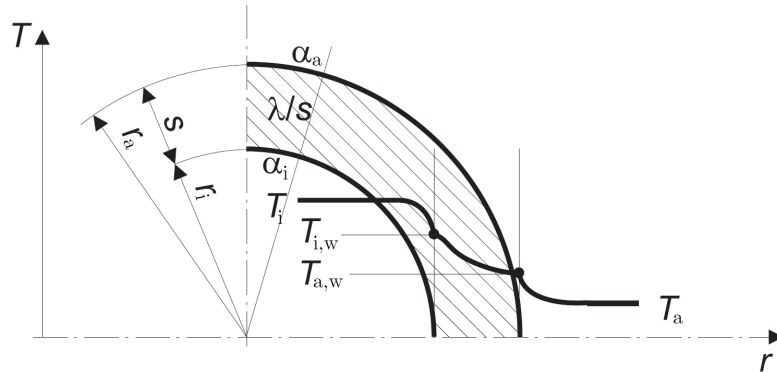
Die betrachtete Konstruktion führt zu einem Zuschlag von  $\Delta\lambda_{TS} = 0,006 \frac{W}{m \cdot K}$ , womit sich die Betriebs-Wärmeleitfähigkeit der Isolierung ergibt:

$$\lambda_B = \lambda_N \cdot K_N + 1 \cdot \Delta\lambda_{TS} = 0,094 \frac{W}{m \cdot K} \quad (3.8)$$

<sup>6</sup>Besprechung mit Prof. Markus Haider, Dipl.-Ing. Peter Steiner vom 6. Juni 2016

### 3.5.5 Wärmedurchgang

Mit innerem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$ , äußerem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a = \alpha_{a,k} + \alpha_{a,s}$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_i$  kann der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet werden. Bei Rohren ergibt sich typischerweise ein Temperaturverlauf nach Abbildung 3.7.



**Abbildung 3.7:** Temperaturverlauf bei Wärmedurchgang durch ein Rohr [IET13]

Im Falle eines isolierten Rohres sind entsprechend mehrere Schichten mit jeweils eigener Wärmeleitfähigkeit mit einzubeziehen. Für die betrachteten Rohrleitungen sind dies Wärmeleitung im Stahlrohr  $\lambda_{St}$  und in der Isolierung  $\lambda_B$ . Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_R$  wird üblicherweise auf die Rohrlänge bezogen und berechnet sich nach Gleichung (3.9).

$$k_R = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot \alpha_i \cdot D_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{St}} \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_B} \cdot \ln\left(\frac{D_D}{D_o}\right) + \frac{1}{\pi \cdot \alpha_a \cdot D_D}} \quad (3.9)$$

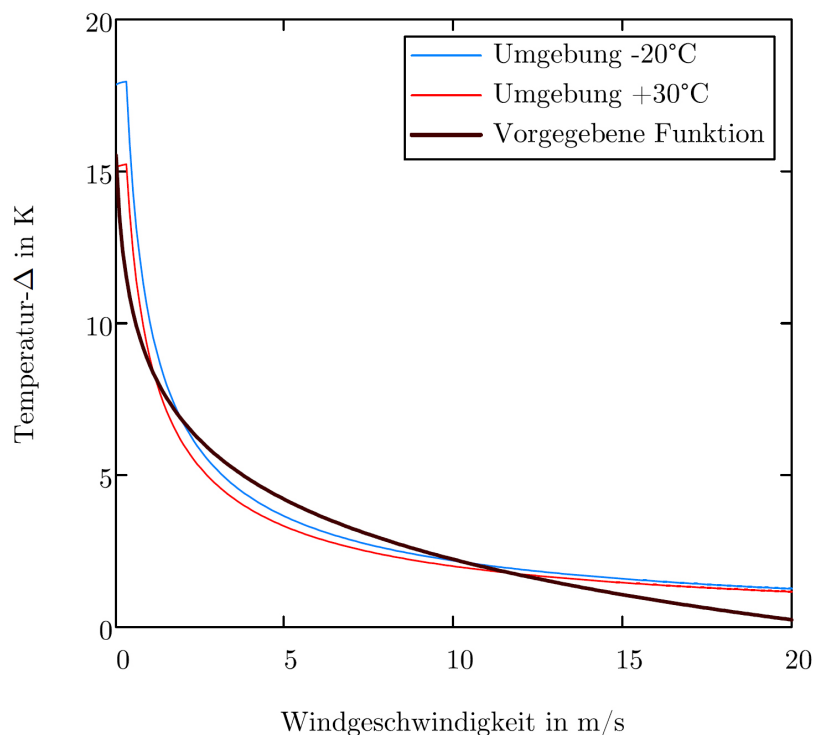
In den Berechnungen ist  $k_R$  als Funktion von Umgebungstemperatur und Windgeschwindigkeit hinterlegt und liegt über den definierten Bereich nahe bei  $0,25 \frac{W}{m \cdot K}$ . Der Wärmeverlust pro Meter Rohr hängt nun noch von der Differenz der Thermalöl-Temperatur  $t_{\text{Öl}}$  und der Temperatur der Umgebungsluft  $t_{\text{Umgebung}}$  ab:

$$\Phi_R = k_R \cdot (t_{\text{Öl}} - t_{\text{Umgebung}}) \quad (3.10)$$

Abhängig von Wind und Umgebungstemperatur ergeben sich so nach Gleichung (3.10) Wärmeverluste von  $95 \frac{W}{m}$  bis zu  $110 \frac{W}{m}$ .

### 3.5.6 Überprüfung von Annahmen

Mit den Ergebnissen aus der Wärmeverlustrechnung kann zunächst der oben angenommene Temperaturunterschied  $\Delta t_o(w_l)$  überprüft werden. Im allerersten Rechendurchgang wurde ein konstanter Temperaturunterschied von  $20^\circ\text{C}$  angenommen, womit die Strahlungseinträge natürlich ungenaue Werte ergeben. Durch den dominierenden konvektiven Anteil an der Wärmeübertragung können aus dem resultierenden Wärmedurchgang die Oberflächentemperaturen relativ genau errechnet werden. Diese Oberflächentemperaturen werden sodann für die Parametrisierung der Logarithmus-Funktion (3.6) herangezogen. Abbildung 3.8 stellt die parametrisierte Temperaturunterschied-Funktion  $\Delta t_o(w_l)$  (verschobene Logarithmus-Funktion von  $w_l$ ) dem nochmals neu berechneten Temperaturdelta gegenüber:



**Abbildung 3.8:** Vorgegebener und nachgerechneter Temperaturunterschied zwischen Umgebung und Dämmoberfläche

In Abbildung 3.8 ist klar ersichtlich, dass die zuvor angenommenen Temperaturunterschiede  $\Delta t_o(w_l)$  hinreichend genau sind, zumal sie ausschließlich der Berechnung von (eher unbedeutenden) Strahlungsverlusten dienen. Die Un-

terschiede zwischen warmer und kalter Umgebung sind ebenfalls eher gering, sodass im vorgegebenen Temperaturunterschied  $\Delta t_o$  dieser Einfluss vernachlässigt werden kann, d.h.  $\Delta t_o(t_{Umgebung}, w_L) \approx \Delta t_o(w_l)$ .

### 3.5.7 Vergleich der Rechenmethoden

Bevor nun die gesamte Anlage betrachtet wird, sollen die errechneten Wärmeströme  $\Phi_R$  mit anderen Quellen verglichen werden. Das Online-Berechnungstool [SFN16] stellt unter anderem eine Rohrwärmeverlust-Berechnung zur Verfügung, und so werden die Berechnungsergebnisse in Tabelle 3.3 verglichen.

**Tabelle 3.3:** Gegenüberstellung verschiedener Wärmeverlustberechnungen

Parameter		Spezifischer Wärmestrom $\Phi_R$	
Wind	Temperatur	Eigener Rechengang	Rechnung nach [SFN16] <sup>7</sup>
20 m/s	-20 °C	108 W/m	124 W/m bzw. 101 W/m
0 m/s	0 °C	99 W/m	104 W/m bzw. 87 W/m
5 m/s	10 °C	100 W/m	115 W/m bzw. 94 W/m

In Tabelle 3.3 ist sofort ersichtlich, dass die eigenen Rechenwerte für den Wärmeverlust sehr nahe bei den Ergebnissen der Online-Berechnung liegen. Es zeigt sich aber auch deutlich, welchen Einfluss die Stützkonstruktion hat: Im eigenen Rechengang wird eine wärmetechnisch günstige Stützkonstruktion (vgl. Abb. 3.6) angenommen, während [SFN16] den Einfluss dieser Wärmebrücken größer bewertet. Es zeigt sich in Tabelle 3.3 auch die eigentliche Ungenauigkeit der Rechnung: Trag- und Stützkonstruktionen haben einen nicht unerheblichen Einfluss in der gesamten Wärmeverlustbilanz, und daher führen Abschätzungen unter Umständen zu einer signifikanten Verzerrung des Endergebnisses.

Werden nun nicht nur die Wärmeverluste verglichen, sondern die einzelnen Wärmeübergänge betrachtet, so zeigen sich doch deutliche Abweichungen zwischen eigener Rechnung und [SFN16]. Der innere Wärmeübergang, welcher den Wärmedurchgang ohnehin nur wenig beeinflusst, stimmt bei beiden Rechenwegen noch grob überein (nach [SFN16] ist  $\alpha_i = 1496 \frac{W}{m^2K}$ , nach eigener Berechnung  $\alpha_i = 1720 \frac{W}{m^2K}$ ). Hingegen sind beim äußeren Wärmeübergang klare Abweichungen zu erkennen, wie auch Tabelle 3.4 zeigt.

<sup>7</sup>Mit bzw. ohne Berücksichtigung der Stützkonstruktion. Weitere Eingabewerte lt. Anhang A.

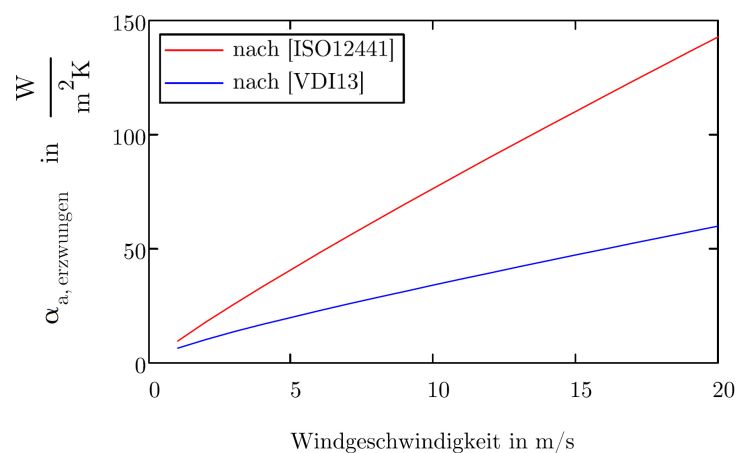
**Tabelle 3.4:** Gegenüberstellung des äußeren Wärmeübergangs nach verschiedenen Berechnungswegen

Parameter		Äußerer Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_a$	
Wind	Temperatur	Eigener Rechengang	Rechnung nach [SFN16]
20 m/s	-20 °C	61 W/(m <sup>2</sup> K)	107 W/(m <sup>2</sup> K)
0 m/s	0 °C	4 W/(m <sup>2</sup> K)	1,5 W/(m <sup>2</sup> K)
5 m/s	10 °C	21 W/(m <sup>2</sup> K)	36 W/(m <sup>2</sup> K)

Für den äußeren Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion gibt [Wos14] zahlreiche Berechnungsformeln an, wobei die hier verwendete Gleichung (3.4) empfohlen wird. Weiters erwähnt wird eine Näherungsformel, die [ISO-12241] entnommen wurde:

$$\alpha_{a,erzwungen}(w_L) = 8,9 \cdot \frac{w_L^{0,9}}{D_D^{0,1}} \quad (3.11)$$

Für den gegebenen Fall mit einem Isolier-Außendurchmesser  $D_D = 0,4483\text{m}$  werden diese beiden Formeln für den erzwungenen konvektiven Wärmeübergang verglichen:

**Abbildung 3.9:** Vergleich von  $\alpha_{a,erzwungen}$  nach verschiedenen Näherungsformeln

Durchwegs liefert die Näherung nach [ISO-12241] wesentlich höhere Werte. [Wos14] bezeichnet diese höheren Werte im technisch wichtigen, turbulenten Bereich als unrealistisch (von wenigen Ausnahmen abgesehen). Auch ältere, empirische Gebrauchsformeln liefern Werte in der Nähe von Berechnungen

nach Gleichung (3.4). In der eigenen Berechnung soll deshalb ausschließlich die eingangs erwähnte Methode nach [VDI-2055] verwendet werden.

Die Abweichungen der eigenen Berechnung von dem Online-Berechnungstool [SFN16] erklären sich aus diesen beiden Näherungsformeln: Online wird der arithmetische Mittelwert aus Gleichung (3.4) und Gleichung (3.11) als  $\alpha_{a,erzwungen}$  eingesetzt. Die eigene Berechnung hält sich hingegen ausschließlich an die empfohlene Gleichung (3.4) nach [VDI-2055].

Bei freier Konvektion (kein Wind) liegt der äußere Wärmeübergang nach eigener Berechnung über dem Wert von [SFN16], die Unterschiede sind aber wenig signifikant.

Schließlich kommen bei der Wärmeleitung in Stahlrohr und Isolierung, dem wesentlichsten Berechnungspunkt für die Wärmeverluste, beide Rechenarten auf ähnliche Ergebnisse.

Die Abbildung der tatsächlichen Gegebenheiten im gewählten Rechengang unter realistischer Bewertung der erzwungenen Konvektion erlaubt plausible Gesamtaussagen.

### 3.5.8 Fehlerabschätzung

Kurz sollen mögliche Fehlerquellen in der Berechnung erwähnt werden. Dies betrifft besonders die Annahmen, die jedoch stets konservativ getroffen werden. Mögliche Abweichungen könnten sich aufgrund folgender Punkte ergeben:

- Abschätzung der Dämmoberflächen-Temperatur ungenau (jedoch geringer Einfluss).
- Längenkorrekturfaktoren  $K$  geschätzt, könnten real abweichen. Besonders der Einfluss von Armaturen kann nur grob geschätzt werden.
- Im Primär- und Sekundärkreislauf werden nur die Rohrleitungen betrachtet. Zuschläge für Pumpen, Erhitzergehäuse etc. sind zwar einkalkuliert, können aber nur als grobe Orientierung dienen.
- Regen oder Schnee auf der Dämmoberfläche könnte den Wärmeübergang (-verlust) erhöhen. Ebenso erhöht eine hohe Luftfeuchtigkeit mit Kondensat auf der Dämmoberfläche die Wärmeverluste.

- Staub auf der Dämmschicht würde die Strahlung beeinflussen (nur in geringem Maße).
- Die reale Strömungsgeschwindigkeit des Öls könnte abweichen. Der Einfluss auf den inneren Wärmeübergang ist aber marginal.
- Die Stütz- und Tragekonstruktion der Isolierung ist anders ausgeführt als angenommen. Diese Wärmebrücken tragen entscheidend zu Wärmeverlusten bei.
- Strahlungsverluste im Heizhaus könnten aufgrund der räumlichen Nähe mehrerer Rohre geringer ausfallen.
- Eine nachlässige Montage der Isolierung würde erhöhte Verluste einbringen.
- Die Betriebswärmeleitfähigkeit der Isolierung ist hier angenommen. Vor Auftragsvergabe sollten beim Hersteller die genauen Spezifikationen erfragt werden.
- Dringt Feuchtigkeit in die Isolierung ein, erhöhen sich die Wärmeverluste bedeutend.

### 3.6 Wärmeverlust an anderen Komponenten

Weitestgehend analog zum vorigen Abschnitt werden auch die Wärmeverluste anderer Komponenten des Versuchsaufbaus analysiert. Es sind dies:

- *SandTES*-Wärmeübertrager
- *SandTES*-Silo
- *LATES*-Speicher
- *LESY*-Speicher
- Regenerator
- Luftverrohrung zwischen *SandTES*-Wärmeübertrager und Rekuperator
- Ausgleichsbehälter

Das Berechnungsverfahren wird an dieser Stelle nicht erneut beschrieben, wohl aber werden einige erklärende Bemerkungen zu Annahmen und Berechnungsweg angeführt.

### 3.6.1 SandTES-Wärmeübertrager

Die erzwungene Konvektion spielt für den *SandTES*-Wärmeübertrager aufgrund der Aufstellung im Freien eine große Rolle für die Wärmeverluste. Modellhaft setzt sich der Wärmeübertrager nur aus längsüberströmten ebenen Platten zusammen. Für jede Fläche wird separat die Variante der freien und – sofern der Wind die Fläche erreicht – jener der erzwungenen Konvektion berechnet. Ein Mischgebiet aus freier und erzwungener Konvektion wird ausgeschlossen, für die Wärmeverluste wird stets mit dem höheren Wert weitergerechnet. Isolierstärken von 100 mm und 200 mm werden getrennt betrachtet, für das Isoliermaterial gelten die gleichen Daten (insbesondere Betriebswärmeleitfähigkeit  $\lambda_B$ ) wie schon bei den Rohrleitungen.

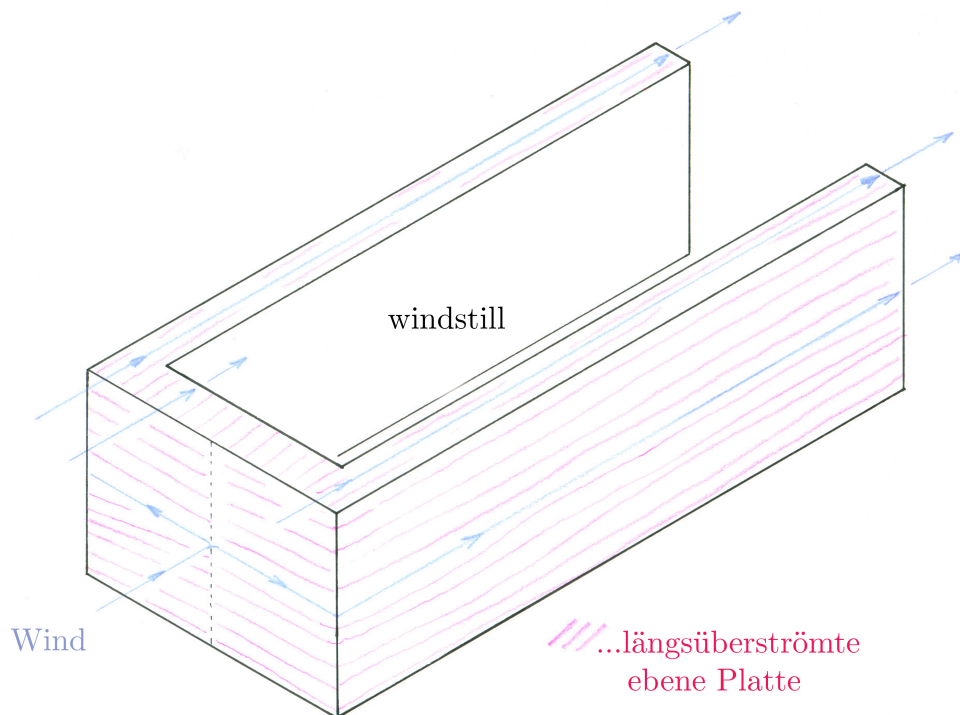
Für den äußeren Wärmeübergang ist die Windrichtung wenig entscheidend. Im Modell wird eine Windrichtung angenommen, die praktisch eher selten eintreten wird. Diese Wahl wird getroffen, um die Berechnung möglichst einfach zu halten. Die Flächen im Windschatten und der innere Teil des Form werden als windstill angenommen, hier herrscht modellhaft ausschließlich freie Konvektion – Turbulenzen werden nicht berücksichtigt. Die anderen Flächen werden als mit voller Windgeschwindigkeit angeströmt angenommen, Hindernisse wie etwa Dachsäulen, nahe Containerwände oder Geländer werden vernachlässigt. Im Modell werden also windbeaufschlagte Flächen ein wenig überschätzt, die windstillen Bereiche (ausschließlich freie Konvektion angenommen) korrigieren das Ergebnis wieder nach unten. Erst Messungen werden ergeben, ob die so getroffenen Annahmen die Wirklichkeit ausreichend genug abbilden.

Abbildung 3.10 zeigt das vereinfachte Modell des Wärmeübertragers.

Der äußere Wärmeübergang wird für freie Konvektion nach [VDI13] über Rayleigh- und Nusselt-Zahl berechnet. Für die erzwungene Konvektion werden die laminaren und turbulenten Nusseltzahlen mittels der Gebrauchsformeln von *Gnielinski* berechnet, die ebenfalls [VDI13] entnommen werden können.

Der innere Wärmeübergang wird für diese Berechnungen abgeschätzt, als sinnvoller Wert wird  $\alpha_i = 600 \frac{W}{m^2K}$  angenommen [Schw16]. Lokale Abweichun-





**Abbildung 3.10:** Modellhafte Windströmung über den *SandTES*-Wärmeübertrager

gen und veränderte Strömungsvorgaben führen zu anderen Werten, ändern aber wenig am Gesamtergebnis.

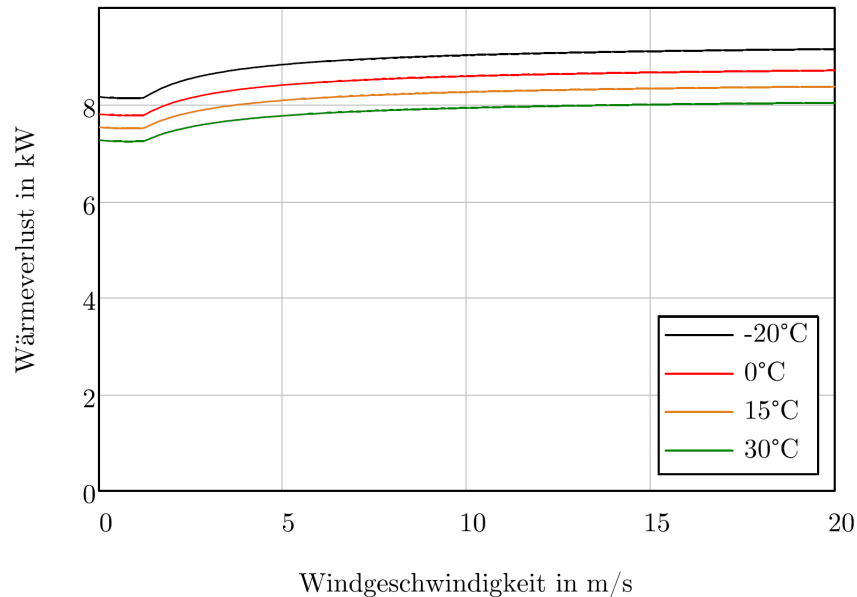
### 3.6.2 SandTES-Silo

Für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten wird die Mantelfläche des Silos (zwei Kegelstümpfe und ein Zylinder) als reiner Zylindermantel angenommen. Der so ermittelte Koeffizient  $\alpha_{a,k}$  wird dann mit der tatsächlichen Mantelfläche multipliziert, sodass die Abweichungen gering bleiben. Der obere Siloabschluss wird modellhaft als ebene Fläche betrachtet. Am unteren Siloende führen Rohre und eine Förderschnecke zum Wärmeübertrager, dieser Abschnitt wird für die Verlustberechnungen vernachlässigt. Auch bei den Silos beeinflusst der Wind die Wärmeverluste wesentlich.

Der innere Wärmeübergang ist nun wesentlich niedriger als beim Wärmeübertrager. Der ruhende Sand bildet rasch eine Grenzschicht aus, und senkt den inneren Wärmeübergang eklatant. Der innere Wärmeübergangskoeffizi-

ent kann schon nach einer Minute mit  $\alpha_i = 150 \frac{W}{m^2K}$  angenommen werden [Schw16].<sup>8</sup>

Wiederum kommen die Gebrauchsformeln nach [VDI13] zum Einsatz, und so ergeben sich die Wärmeverluste pro Silo entsprechend Abbildung 3.11.



**Abbildung 3.11:** Wärmeverluste pro Silo in Abhängigkeit von Wind und Außentemperatur

Mit zunehmender Windgeschwindigkeit steigert sich der äußere Wärmeübergang. Die Isolierung ist dann für die Begrenzung der Wärmeverluste maßgeblich, sodass etwa zwischen 10 m/s und 20 m/s Windgeschwindigkeit kaum mehr Unterschiede existieren.

Im nicht-stationären Fall gilt Abbildung 3.11 nicht mehr. Die Wärmeverluste würden über die Zeit zu einer Abkühlung des Sandes führen. Dieser Effekt wird hier nicht betrachtet, zumal Experimente wesentlich genauere Ergebnisse erwarten lassen.

<sup>8</sup>Im frisch befüllten Silo ergeben sich innere Wärmeübergänge in der Größenordnung von  $4000 \frac{W}{m^2K}$ , sehr schnell kühlt jedoch die Grenzschicht aus und behindert den weiteren Wärmeübergang.

### 3.6.3 LATES- und LESY-Speicher

In der Wärmeverlustberechnung unterscheiden sich *LATES* und *LESY* nur in den Abmaßen, beide weisen eine zylindrische Grundform auf. Die Phasenwechseltemperatur beider Speicher ist gleich, die obere Betriebstemperatur wird mit 315 °C angenommen. Die Aufstellung im Heizhaus führt zu windstiller Umgebungsluft, somit kann auch die Oberflächentemperatur als konstant angenommen werden. Für die Berücksichtigung der Strahlung wird die Temperatur der Dämмоoberfläche unter Berücksichtigung der Empfehlungen nach [Wos14] abgeschätzt. Bei 100 mm Isolierung wird eine Temperatur der Dämмоoberfläche von 30 °C über Umgebung angenommen, für 200 mm Isolierung eine Temperatur von 25 °C über Umgebung. Für die konvektiven Verluste haben diese angenommenen Temperaturen keine Bedeutung. Die Füllhöhe der Speicher wird modellhaft vernachlässigt, stattdessen werden beide Speicherbehälter als vollgefüllt angenommen. Der innere Wärmeübergang wird als sehr gut angenommen, sodass die Innentemperatur der Stahlwand jedenfalls 315 °C beträgt. Beide Deckflächen (oben und unten) werden als ebene Kreisplatten dargestellt.

Mit diesen Daten werden die Wärmeverluste in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur errechnet.

Zumindest für den LATES-Behälter existieren Versuche aus früheren Aufbauten, im experimentellen Fall maß man einen Wärmeverlust von etwa 2 kW. [Pro12] Die errechneten Wärmeverluste liegen ebenfalls in diesem Bereich.

### 3.6.4 Regenerator

Im Regenerator wird eine Sandtemperatur von 380 °C angenommen, aufgrund des guten inneren Wärmeübergangs sei dies auch die Innentemperatur der Stahlwände. Die Windboxen als unterer Abschluss werden für die Berechnungen vernachlässigt, der obere Abschluss einfacherweise als ebener Deckel abgebildet.

Aufgrund der Aufstellung in einem geschlossenen Frachtcontainer wird beim äußeren Wärmeübergang ausschließlich freie Konvektion und Strahlung berücksichtigt.

Im realen Fall wird die Verlustwärme rasch für eine Aufwärmung der ge-

samten Luft im Regenerator-Container sorgen, sodass die Wärmeverluste mit der Zeit etwas abnehmen.

### 3.6.5 Luftverrohrung

Die Berechnung der Verluste in der Luftverrohrung erfolgt fast ident zur Berechnung der Thermalölverrohrung. Der innere Wärmeübergang wird mit  $\alpha_i = 100 \frac{W}{m^2K}$  angenommen [Schw16]. Die Temperatur der zum *SandTES*-Wärmeübertrager zuströmenden Luft beträgt 330 °C; erwärmt strömt die Luft aus dem *SandTES*-Wärmeübertrager mit 380 °C aus. Experimente könnten zeigen, dass die tatsächlichen Lufttemperaturen am *SandTES*-Wärmeübertrageraustritt deutlich niedriger liegen – dieses Verhalten wäre durchaus erwünscht, auch die Verluste in der Luftverrohrung würden sich so verringern.

Wie weiter unten die Übersichtstabelle 3.5 zeigt, spielt die Größenordnung der Verluste in den Luftleitungen für die gesamte Anlage eine relativ große Rolle.

### 3.6.6 Ausgleichsbehälter

Der Ausgleichsbehälter ist im Normalbetrieb niemals vollgefüllt, den größten Teil des Innenvolumens nimmt der Stickstoff ein. Für eine konservative Abschätzung wird eine Füllung ausschließlich mit Thermalöl angenommen, die Stahlwand hat näherungsweise Mediumtemperatur (390 °C). Als Geometrie wird ein liegender Zylinder mit einer Seitenlänge von 2,2 m und einem Außendurchmesser von 800 mm betrachtet. Die Isolierung (100 mm bzw. 200 mm) ist außen am Zylinder angebracht. Rohranschlüsse und die Behälteraufhängung werden im Modell nicht betrachtet. Die Stützkonstruktion der Isolierung wird nach Abbildung 3.6 angenommen.

## 3.7 Überblick über die Wärmeverluste

In den Berechnungsdokumenten (Berechnung mit *PTC Mathcad 15*) sind jeweils weite Umgebungstemperatur- und Windgeschwindigkeits-Bereiche hinterlegt. Alle Wärmeverluste ergeben sich als Funktion dieser zwei Umwelteinflüsse.

Beispielsweise für den (Extrem-)Fall einer Windgeschwindigkeit von 15 m/s und Umgebungstemperaturen von  $-20\text{ °C}$  sollen überblicksmäßig die Verluste in Tabelle 3.5 dargestellt werden.

**Tabelle 3.5:** Überblick über Wärmeverluste in verschiedenen Anlagenteilen

Element		$Q_{Verl}$ in kW bei Dämmdicke		
		0 mm <sup>9</sup>	100 mm	200 mm
Primär-/ Sekundär- kreislauf	Primärkreis	21,5	3,4	2,6
	Sekundärkreis	89,2	6,1	4,7
	Verbindung	21	1,4	1,1
	Verteilung bis <	30,6	2,1	1,6
Ausdehnungs- behälter	Rohre zum Beh.	26,9	2,3	1,8
	Beh. (Zylinder)	—	2,4	1,4
LATES (315°C)	Rohre < bis LATES	16,1	1,6	1,2
	LATES	—	2,6	1,6
LESY (315°C)	Rohre < bis LESY	23,6	2,3	1,8
	LESY	—	1,3	0,9
SandTES	Rohre < bis SandTES	339	8,8	6,5
	Silo (jeweils)	—	9,1	4,8
	Luftverrohrg. zu	—	14,7	10,1
	Luftverrohrg. ab	—	11,9	8,1
	SandTES WÜ	—	27,8	14,4
Regenerator	Rohre < bis Reg.	557	15,4	11,5
	Regenerator (jeweils)	—	1,5	0,8
LATES	Betrieb gesamt	—	21,9	16
LESY	Betrieb gesamt	—	21,2	15,9
SandTES	Betrieb gesamt	—	99,1	61,9
Regenerator	Betrieb gesamt	—	36,1	26,3

Der Tabelle 3.5 sind die Wärmeverluste sowohl der Rohre als auch der Wärmespeicher und der anderen Bauteile zu entnehmen. Das Symbol < steht für den Verteilknoten im Heizhaus, der alle vier Wärmespeicher bedient.

Für den Fall unisolierter Rohre sind die Verluste derart groß, dass bereits in den Rohren mehr Wärme verloren geht, als die elektrische Heizung bereitzustellen vermag (stationäre Rechnung, konstant  $390\text{ °C}$  Rohrtemperatur). Da kurz angedacht war, schon vor der Montage der Isolierung mit warmen Versuchen zu beginnen, wurde auch kurz eine abgesenkte Vorlauftemperatur

<sup>9</sup>theoretische Ergebnisse, da nach oben begrenzte Heizleistung

von 200 °C betrachtet. Im Sommer und bei geringer Windstärke würden hier Versuche gerade noch möglich sein, jedoch müssen die Verluste allein in den Rohrleitungen bereits als grenzwertig bezeichnet werden.

Bereits bei einer relativ dünnen Isolierung von 100 mm reduzieren sich die Verluste besonders in den Rohrleitungen auf ein akzeptables Ausmaß. Für die Speicher ist die Isolierung von höherer Bedeutung, denn hier gilt es, möglichst wenig an gespeicherter Wärme zu verlieren. Bei einer stärkeren Isolierung von 200 mm verringern sich die Verluste weiter, an Mehrwert lässt sich aus den Rechnungen aber nur wenig erkennen. Es bedürfte hier weitergehender Untersuchungen, um eine wirtschaftlich optimierte Wahl zu treffen.

Noch ein Aspekt sei hier angeführt: Nach [Wos14] sind im gegebenen Fall Isolierungen von ca. 100 mm jedenfalls erforderlich, um die Gefahr von Verbrennungen bei Berührung der Isolierabdeckung auszuschließen (*Mindestdämmdicke*).

Aus älteren Versuchsaufbauten des *Institut für Energietechnik und Thermodynamik* ist bekannt, dass trotz einer 100 mm starken Isolierung große Wärmemengen an die Laborluft abgegeben wurde. Die Folge waren damals Raumtemperaturen deutlich über dem menschlichen Behaglichkeitsbereich. Auch wenn sich nun am neuen Standort einige Aufbauten in freier Luft befinden, sollte dieser Aspekt nicht völlig vernachlässigt werden. Gerade im relativ engen Regenerator-Container könnte eine zu geringe Anlagenisolierung rasch zu unangenehm hohen Lufttemperaturen führen.

### 3.8 Überlegungen zur Ausspeicherung

Das obere Temperaturniveau aller vier Speicheranlagen liegt zwischen 300 °C und 400 °C.

Eine Verstromung mittels Dampfkraftwerk kann prinzipbedingt nur mit Verlusten erfolgen. Der *Carnot*-Wirkungsgrad nach Gleichung (3.13) stellt die theoretische Obergrenze für die Umwandlung von Wärme in mechanische Energie dar. Dieser Oberwert des Wirkungsgrades hängt nur von der oberen ( $T_o$ ) und unteren ( $T_u$ ) Prozesstemperatur ab:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_u}{T_o} \quad (3.12)$$

Im Fall der gegebenen Speichertemperaturen betragen somit die theoretisch erzielbaren Wirkungsgrade für eine Verstromung der Speicherwärme:

$$\eta_{Carnot,SandTES} = 1 - \frac{(30 + 273,15)K}{(370 + 273,15)K} = 1 - \frac{293,15}{643,15} = 52,9\% \quad (3.13)$$

Die Kondensationstemperatur wurde hier optimistisch mit 30 °C angenommen, auch der Wärmeübergang von Sand auf Wasser könnte im realen Fall weit weniger gut ausfallen (größere Temperaturspreizung). Aus realen Anlagen ist bekannt, dass der tatsächliche Wirkungsgrad noch weit unter diesem theoretischen Wert liegt. Ein Großteil der Wärme können also nicht in Strom umgewandelt werden und gehen an die Umgebung verloren. Der Aufwand der Speicherung steht hier in einem sehr schlechten Verhältnis zur Nutzung der gespeicherten Wärme.

Für die Sandspeicher wird eine Nutzung bei noch höherer Temperatur angedacht. Quarzsand bleibt chemisch bis über 1000 °C stabil, auch ein Sintern, Zusammenbacken oder Verklumpen von Sandschüttungen ist nicht zu beobachten. In modernen kalorischen Kraftwerken werden Dampftemperaturen bis 600 °C erreicht, damit ergeben sich auch tatsächliche Wirkungsgrade von über 45 %.<sup>10</sup> Stellt sich die Eignung des SandTES-Prinzips für Hochtemperaturspeicherung bis über 600 °C heraus, wäre eine Nutzung zur Stromspeicherung jedenfalls anzudenken. Eine gesonderte, experimentelle Betrachtung von Speicher- und Umwandlungswirkungsgraden könnte das Einsatzpotential jedenfalls evaluieren.

Im derzeitigen Betriebsbereich der Speicher bieten sich bevorzugt andere Verwendungsmöglichkeiten an. Industrieanwendungen sind zumeist auf unter 300 °C Dampftemperatur beschränkt, hier könnten die erprobten Speicher deutlich zur Flexibilisierung beitragen. Auch die Versorgungssicherheit – etwa in Fernwärmenetzen – könnte mit solchen Speichern erhöht werden. Zuletzt bräuchte auch die Kombination mit Hochtemperatur-Solaranlagen (*Concentrated Solar Power*) ein sehr geeignetes Einsatzfeld: Die Temperaturen von Sonnenkraftanlagen liegen oft in den Temperaturbereichen der Speicher, der Bedarf in Schlechtwetter- und Nachtstunden kann so gedeckt werden.

---

<sup>10</sup>Beispielsweise das moderne Steinkohlekraftwerk Moorburg (in Hamburg, Deutschland) erzielt bei Dampftemperaturen von 620 °C einen elektrischen Nettowirkungsgrad von 46,5 %. [Vat16]

### 3.9 Erprobung der Lufteinblasung

Im SandTES- und Regenerator-Speicher sind die Lufteinlässe gleich gestaltet: Die Luftleitungen führen zu einer Windbox, die unterhalb des Wärmeübertragers montiert wird. Zwischen Windbox und Wärmeübertrager befindet sich ein Boden aus Sintermetall. Die Funktion dieses Zwischenbodens besteht darin, einerseits die gleichmäßige Verteilung der Luft zu gewährleisten, sodass im Wärmeübertrager die Fluidisierung des Sandes möglichst homogen erfolgt. Andererseits hält der Sinterboden gleich einem Filter den Sand im Wärmeübertrager, sodass die Windbox jedenfalls frei von Sandpartikeln bleibt.

Besonders die Homogenität der Luftströmung ließ sich in ersten Entwürfen schwer einschätzen, und so wird nach erfolgter Aufstellung des Regenerators ein erster Versuch dazu durchgeführt. Die Windbox wird dazu an das Druckluftnetz angeschlossen, über eine Kugelhahn kann die zuströmende Luftmenge manuell reguliert werden. In dem leeren Regenerator-Behälter wird Sand auf eine Füllhöhe von ca. 1 cm eingefüllt. Im späteren Speicherbetrieb sind wesentlich größere Sandmengen als Befüllung vorgesehen. Zur Beobachtung des Strömungs- und Fluidisierungsverhaltens werden die unteren Inspektionsdeckel abgenommen, die Öffnungen bleiben unverschlossen.

In Abhängigkeit vom Volumenstrom der Luft stellen sich im Wärmeübertrager unterschiedliche Fluidisierungsgrade ein, welche in Abbildung 3.12 idealisiert dargestellt werden.

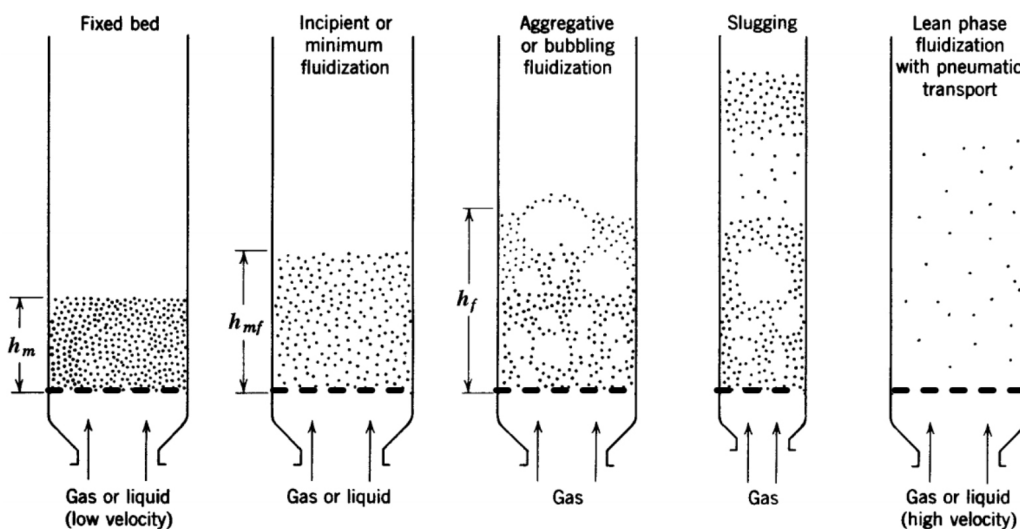
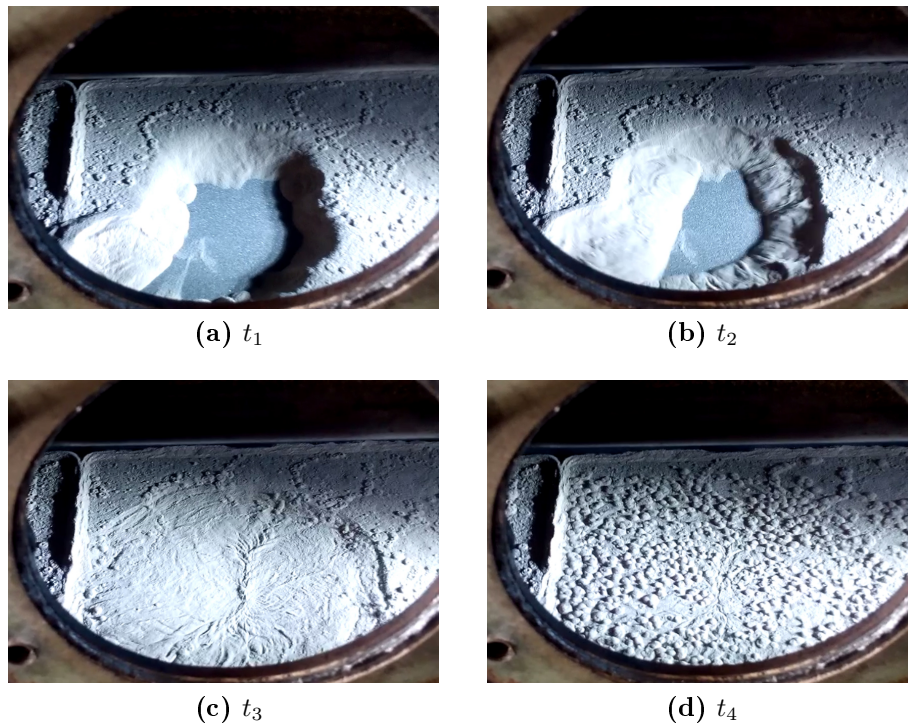


Abbildung 3.12: Verschiedene Betriebszustände einer Wirbelschicht [Kun77]



Während der Kugelhahn sehr langsam geöffnet wird, lassen sich verschiedene Stadien der Fluidisierung betrachten. Über das gesamte Experiment erscheint die Luftverteilung sehr homogen. Es können keine Bereiche entdeckt werden, an denen der Sand besonders schwach oder besonders stark fluidisiert.



**Abbildung 3.13:** Beobachtete Zustände des Wirbelbetts zu verschiedenen Zeitpunkten  $t_i$  [Ham16]

Im Versuch kann deutlich der Beginn der Fluidisierung erkannt werden, ursprüngliche Sandanhäufungen (gut sichtbar zum Zeitpunkt  $t_1$  in Abbildung 3.13) gleichen sich rasch aus und *fließen* zusammen (Zeitpunkt  $t_2$  und  $t_3$ ). Das Stadium einer Blasenbildung wird sodann erreicht ( $t_3$ ). Eine *lean phase fluidization* (Abb. 3.12) wird nicht beobachtet: Der offene Versuchsaufbau mit Beobachtung durch die Inspektionsöffnungen erlaubt keine größeren Luftvolumenströme, da sonst unweigerlich Sand durch diese Öffnungen ausgetragen wird.

# Kapitel 4

## Vorschläge zur weiteren Erprobung

In diesem Kapitel sollen Ideen, die während der Erstellung dieser Diplomarbeit entstanden sind, kurz zusammengefasst werden. Nach ersten erfolgreichen Versuchen mit derzeitigem Anlagenschema könnten so ergänzende Vorschläge miteingebunden werden.

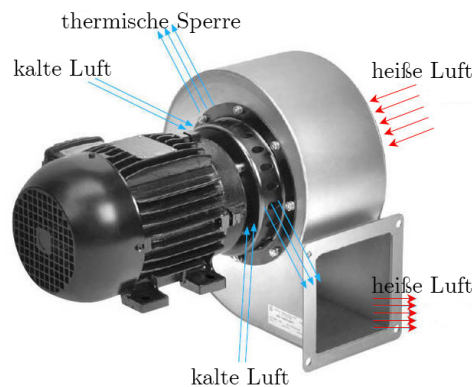
### 4.1 Luftbereitstellung

Im derzeitigen Schema verdichtet das Gebläse Umgebungsluft, die in einem Rekuperator erwärmt wird. Dieser Lösungsansatz kommt der Problematik großer Wärmeverluste über die Fluidisierungsluft bereits entgegen.

Aus der Wärmeübertragertheorie ist hinlänglich bekannt, dass jeder reale Wärmeübertrager unweigerlich Temperaturverluste mit sich bringt. Die heiße Luft kann also nicht ganz auf Umgebungstemperatur abgekühlt werden, hieraus ergibt sich auch der *Temperatur-Wirkungsgrad* eines Wärmeübertragers. Der eingesetzte Rekuperator lässt laut Datenblatt eine Temperaturdifferenz von rund 50 °C erwarten. Versuche werden zeigen, wie leistungsfähig der Rekuperator tatsächlich ist. Jedenfalls entstehen im Rekuperator-Betrieb Verluste durch ausströmendes, rund 80 °C heißes Gas.

Eine zweite Verlustquelle stellt die Isolierung des Rekuperators dar, auch hier geht Wärme an die Umgebung verloren. Beide Verluste entstehen nur bei Betrieb des Wärmeübertragers und sind erwartungsgemäß nicht allzu groß.

Dennoch könnten diesen beiden Verluste vermieden werden, wenn Heißgas direkt rezirkuliert. Ein Gebläse versorgt den *SandTES*, die ausströmende Luft wird wieder vom Gebläse angesaugt. Ein Luftaustausch mit der Umgebung ist hier nicht vorgesehen. Gebläse für den Heißluftbetrieb sind lieferbar, üblicherweise wird zwischen Motor und Gebläsekasten eine Temperatursperre eingebaut:



**Abbildung 4.1:** Temperatursperre bei einem Heißluftgebläse [Klei16]

Mithilfe der Temperatursperre (vgl. Abbildung 4.1) kühlt die Antriebswelle ausreichend ab, sodass der Motor jedenfalls im annehmbaren Temperaturbereich läuft. Die höheren Kosten für eine Hochtemperaturlösung würden durch den Entfall des Rekuperators kompensiert. Die Wärmeverluste könnten mithilfe des Heißluftgebläses weiter gesenkt werden.

Mitgerissener Sand muss auch bei Rezirkulation weiter abgeschieden werden, um die Windbox nicht zu verlegen. Zeigt sich in den Versuchen, dass die Sandmengen in der ausströmenden Luft sehr gering sind, könnte die Filteranlage eventuell komplett entfallen: Mitgerissener Sand sammelt sich in den Windboxen, und müsste durch Inspektionsöffnungen gelegentlich entfernt werden. Jedenfalls wären die Lärmemission geringer, was für Industrieanwendungen zunehmend an Bedeutung gewinnt. Da keine Luft an die Umgebung abgegeben wird, kann auch weniger Schall an die Umgebung gelangen.

Erste Versuchsergebnisse über benötigte Massenstrom- und Druckleistungen des Gebläses könnten der Dimensionierung des Heißluftgebläses dienen.

## 4.2 Abscheidung von Sand

Im Versuchsaufbau sind Filtereinrichtungen in Verbindung mit einem Saugzug vorgesehen, um Sandpartikel jedenfalls aus der an die Umgebung abzuführenden Luft auszuschneiden. Stellt sich im Versuch heraus, dass die mitgerissenen Sandmengen größer sind, könnte die Filteranlage überfordert sein. Es wäre hier möglich, Abscheidezyklone direkt oberhalb des SandTES-Speichers anzubringen.

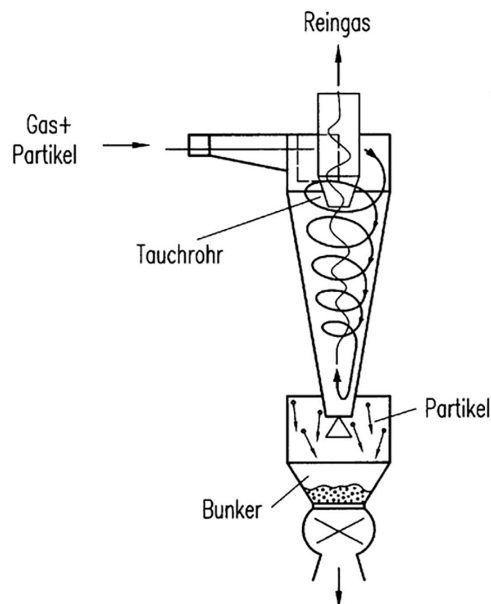


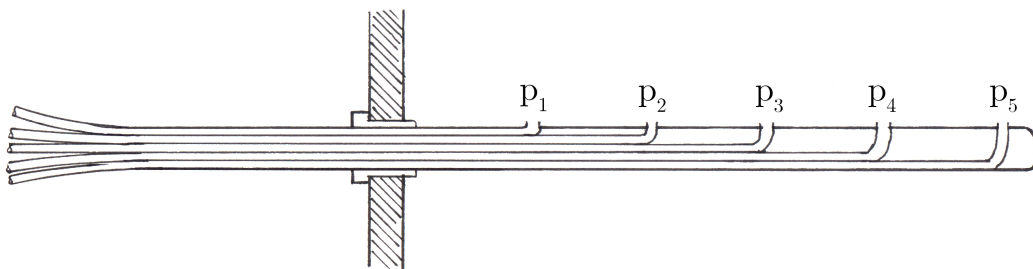
Abbildung 4.2: Prinzip eines Abscheidezyklons [Suv16]

Beim Abscheidezyklon (siehe Abbildung 4.2) wird einströmendes Gas in eine Wirbelbewegung gebracht. (Sand-)Partikel weisen eine höhere Dichte als das heiße Gas auf, und werden daher im Wirbel nach außen getragen. Die Abscheidung der Partikel erfolgt sodann durch die Schwerkraft, während das gereinigte Gas nach oben ausströmen kann. Bei Verwendung im *SandTES*-Wärmeübertrager könnte heißer Sand in einem Behälter unter dem Zyklon gesammelt und nach jedem Zyklus in den Wärmeübertrager zurückbefördert werden. Die Filteranlagen am Saugzug wären daher wesentlich weniger belastet.

### 4.3 Konstruktive Gestaltung der Messsonden

Die derzeitige Gestaltung der Druckmesssonden am *SandTES*-Wärmeübertrager zielt insbesondere auf einfache Montage ab. Ein Variieren der Eindringtiefe der Sonden war anfangs angedacht, die Einstellung verschiedener Eindringtiefen über das Außengewinde vorgesehen. Soll die Eindringtiefe der Druckmesssonden öfter verstellt werden, könnten auch alternative Ausführungen von Interesse sein.

Eine mögliche Lösung würden Mehrlochsonden darstellen. Eine schlanke Messlanze würde möglichst tief in den Wärmeübertrager hineinragen, über ihre Länge sind mehrere Öffnungen angebracht. Der Aufbau wird in Abbildung 4.3 schematisch dargestellt.



**Abbildung 4.3:** Prinzipskizze einer Mehrlochsonde zur Druckmessung im *SandTES*-Behälter

Separate Kanäle führen von jeweils einer Öffnung zum Ende der Messlanze. Am Messlanzenende kann so durch einfaches Umstecken der Pneumatikverschlauchung direkt bestimmt werden, an welcher Eindringtiefe der Druck gemessen wird. Die Bohrungen müssten jedenfalls mit einem Drahtgewebe abgedeckt werden, um Sandeinbringung zu vermeiden. Der Aufbau dieser Mehrlochsonde würde anfangs zu größeren Kosten führen, zumal nicht auf Standardbauteile zurückgegriffen werden kann. Umgekehrt würde aber ein schnelles Variieren der Messtiefe (und bei genügend Messaufnehmern auch die Möglichkeit von mehreren gleichzeitigen Messungen an einer Sonde) die Versuchsdurchführung erleichtern.

## 4.4 Erprobung alternativer Speichermedien

Für die SandTES- und Regenerator-Speicher stand von vorne herein eine Erprobung von Korund als Speichermedium im Raum. Eine Gegenüberstellung der Materialeigenschaften in Tabelle 4.1 zeigt klare Unterschiede zwischen den beiden Speichermedien:

**Tabelle 4.1:** Materialeigenschaften verschiedener Speichermedien bei Temperaturen zwischen 100 °C und 500 °C [Schw16]

Material	Wärmekapazität		Fluidisierungsgeschwindigkeit <sup>11</sup>
	volumsbez.	massenbez.	
Quarzsand	$1,660 \frac{MJ}{m^3 \cdot K}$	$1044 \frac{J}{kg \cdot K}$	$7,9 \frac{mm}{s}$
Korund	$2,569 \frac{MJ}{m^3 \cdot K}$	$1080 \frac{J}{kg \cdot K}$	$6,4 \frac{mm}{s}$
Siliziumcarbid	$1,937 \frac{MJ}{m^3 \cdot K}$	$1004 \frac{J}{kg \cdot K}$	$5,3 \frac{mm}{s}$

Tabelle 4.1 zeigt anschaulich den wesentlichen Unterschied zwischen Quarzsand, Siliziumcarbid und Korund: Die volumetrische Speicherkapazität von Korund ist wesentlich größer. Ein Silobehälter mit Korundfüllung könnte so wesentlich mehr Wärme speichern als der selbe Behälter mit Quarzsand- oder Siliziumcarbidfüllung. Quarzsand benötigt zudem relativ große Fluidisierungsgeschwindigkeiten, die mit größerer Gebläseleistung erkauft werden. Andererseits spielen auch Preisbetrachtungen für die Materialauswahl eine Rolle. Aufgrund des großen natürlichen Vorkommens weist hier Quarzsand große Vorteile auf.

Experimente mit anderen Speichermedien werden ergeben, wie gut sich verschiedene Stoffe für den Einsatz im *SandTES*-Speicher eignen.

## 4.5 Energieverbrauch der Anlage

Da die Wärmeverlustberechnung einen deutlichen Einfluss der Umweltbedingungen (Außentemperatur, Windgeschwindigkeit) aufweist, sollten bei Versuchen auch diese Umweltbedingungen erfasst werden. Eine einfache Wettersta-

<sup>11</sup>bei Partikelgröße von 100 µm und bei 300 °C

tion, etwa am Dach des Heizhauses, könnte den realen Einfluss der Umgebung auf die Versuche zeigen.

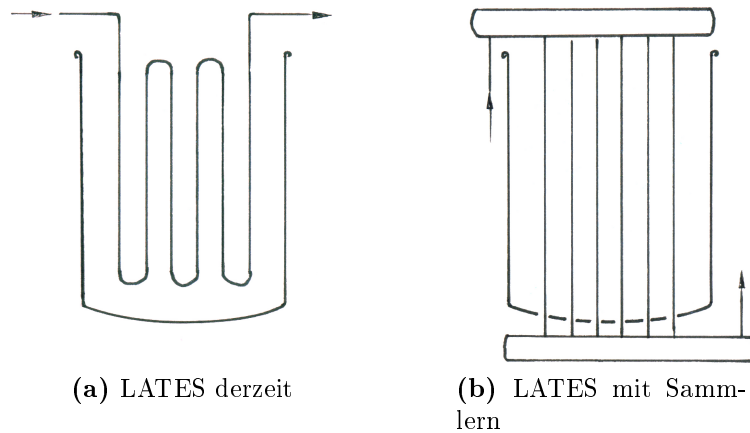
Je nach dem so ermittelten Auswirkungen der Umgebungsbedingungen wäre in einem industriellen Einsatz zu überlegen, die Anlagen in geschlossenen Gebäuden unterzubringen. Die Wärmeverluste würden sich dadurch erheblich verringern. Auch der Aufwand einer Begleitheizung (um gestocktes Thermalöl wieder zu erwärmen) ließe sich so vermeiden. Eine dynamische Kostenbetrachtung könnte unter Umständen ergeben, dass sich die höheren Investitionskosten einer geschlossenen Gebäudestruktur rasch amortisieren. Mit Messwerten zu Wärmeverlusten und den tatsächlichen Einsatzstunden der Begleitheizung kann diese Überlegung rasch überprüft werden.

## 4.6 Geometrie der Latentspeicher

Das Rohrbündel im *LATES*-Speicher ermöglicht eine günstige Fertigung, da keine Rohre durch die Behälterwand geführt werden müssen. Als nachteilig erweist sich jedoch das Aufschmelzverhalten: Anstelle einer einheitlich, von oben nach unten wandernden Schmelzfront findet der Aufschmelzvorgang entlang des Bündels statt. Durch die Volumsausdehnung ergeben sich so ungleichmäßige Belastungen. Auch die abwechselnde Rohrführung von oben nach unten und umgekehrt trägt zu dieser Ungleichmäßigkeit bei.

Bei Schweißarbeiten zeigte sich ein weiterer Nachteil der Rohrbündel-Ausführung. Im Bereich der Temperaturfühler in der Nähe der Anschlussstutzen musste eine Reparaturschweißung durchgeführt werden. Für Edelstahlschweißungen ist eine Formierung der Naht unumgänglich, d.h. das Rohr muss innen mit Formiergas (hier Inertgas) gefüllt werden. Auch aufgrund der Brennbarkeit von Thermalöl war das Rohrbündel vorher komplett zu entleeren. Da nur die zwei Endpunkte des Bündels zugänglich sind, wurde diese Entleerung zu einer Herausforderung. Mit Abpumpen, Druckluft-Spülungen und Rohrreinigungsspirale (bei gestocktem Öl) konnte das Rohrbündel einigermaßen entleert werden. Der Arbeitsaufwand dieser Prozedur belief sich auf rund 50 Mannstunden.

Diese beiden Problematiken könnten durch eine alternative Ausführung des Speichers behoben werden. Abbildung 4.4 zeigt den derzeitigen Aufbau des *LATES*-Speichers sowie eine Ausführung mit durchgehenden Rohren und Rohrsammlern.



**Abbildung 4.4:** Verschiedene Bauarten eines Latentwärmespeichers

Bei einer Ausführung mit zwei Sammlern kann das Aufschmelzen im Speicher wesentlich genauer vorhergesagt werden. Auch eine Entleerung der Thermalölrohre stellt kein Problem dar. Nachteilig sind die höheren Investitionskosten, besonders für die Behälterdurchbrüche. Auch die Montage der Isolierung wird bei einem Sammler-Aufbau etwas erschwert.

Der LESY funktioniert bereits nach einem Prinzip ähnlich Abb. 4.4b. Zukünftige Messungen werden zeigen, ob der konstruktive Mehraufwand gerechtfertigt ist.



# Kapitel 5

## Ausblick

Durch zunehmende Nutzung regenerativer Energieressourcen wird die Bedeutung von Energiespeichern zukünftig steigen. Die Forschung zu Wärmespeichern trägt dazu bei, am Energiemarkt Bedarf und Angebot entkoppeln zu können. Die neuartigen Versuchsaufbauten lassen interessante Versuchsergebnisse erwarten. Unter verschiedensten Lastkurven, Umgebungsbedingungen und Messanordnungen können eine Vielzahl von Daten gewonnen werden. Mit dieser Arbeit steht eine technische Anlagenbeschreibung zur Verfügung, die einen raschen Einstieg in die Funktion und Wirkungsweise der Versuchsanlagen erlaubt.

Die Erstinbetriebnahme der Versuchsanlage am Standort Wien–Arsenal hat sich zeitlich etwas verzögert. Nach Abschluss der letzten Arbeiten steht nun aber einem Betriebsstart nichts mehr im Wege. Wenn später umfangreiche Experimente bereits abgeschlossen sind, können weitere Optimierungspotentiale ausgeschöpft werden. Die in dieser Arbeit erwähnten Ideen sollen als Anregung dienen, hier bestimmte Aspekte weiter zu verbessern.

In das Forschungsvorhaben des *Instituts für Energietechnik und Thermodynamik* haben Ingenieure und Wissenschaftler viele Arbeitsstunden und zahlreiche Ideen eingebracht. Mit den aus Versuchen gewonnenen Erkenntnissen ist die Erwartung verknüpft, entscheidend zum Fortschritt der Wärmespeichertechnologie beizutragen.



# Anhang A

## Wärmeverlustberechnung

### Berechnungsdokumente

In digitaler Form sind dieser Arbeit Berechnungsdokumente beigelegt. Es sind dies Wärmeverlustberechnungen, die Auslegung der Begleitheizung und Berechnungen zum Wärmeinhalt von LATES und LESY. Alle Rechnungen wurden in *PTC Mathcad 15* durchgeführt. Folgende Dokumente sind verfügbar:

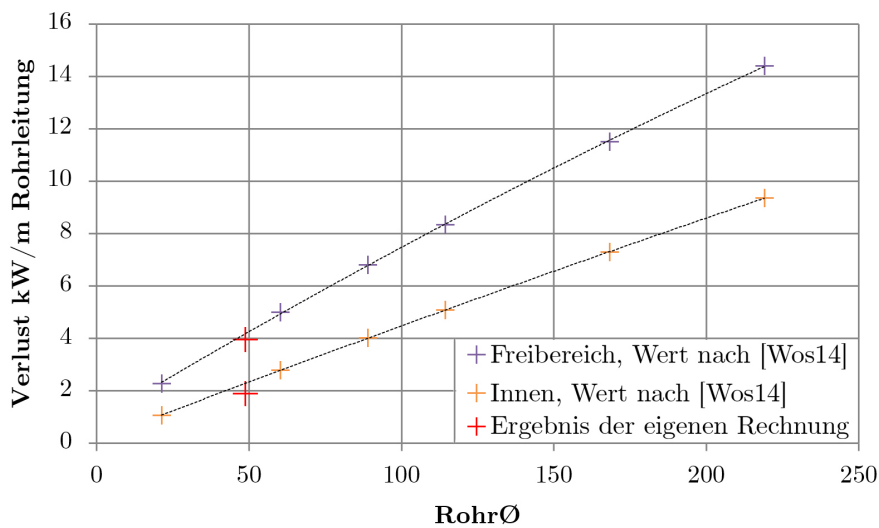
- Wärmeverluste in den Thermalölrohren
  - Berechnung Wärmeverlust\_50mm.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_100mm.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_100mm\_315°C.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_150mm.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_200mm.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_200mm\_315°C.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_ungedämmt\_200°C.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_ungedämmt\_315°C.xmcd
  - Berechnung Wärmeverlust\_ungedämmt\_390°C.xmcd
  - Logarithmusfunktion Temperaturgradient.xlsx
  
- Auslegung der Begleitheizung
  - Berechnung Hilfsheizung\_100mm.xmcd
  - Berechnung Hilfsheizung\_200mm.xmcd
  
- Wärmeverluste in anderen Anlagenkomponenten
  - Berechnung Wärmeverlust\_Ausgleichsbeh.xmcd

- Berechnung Wärmeverlust\_LaTES.xmcd
- Berechnung Wärmeverlust\_LESY.xmcd
- Berechnung Wärmeverlust\_Luftverrohrung.xmcd
- Berechnung Wärmeverlust\_Regenerator.xmcd
- Berechnung Wärmeverlust\_SandTES\_100mm.xmcd
- Berechnung Wärmeverlust\_SandTES\_200mm.xmcd
- Berechnung Wärmeverlust\_Silo.xmcd

- LATES/LESY

- Theoretische Energie Lates Lesy.xmcd

## Validierung von Rechenergebnissen



**Abbildung A.1:** Validierung des Wärmeverlusts an unisolierten Rohre (400 °C)

In Abbildung A.1 sind Tabellenwerte nach [Wos14] als Kreuze in violett (Außenbereich) und orange (Innenbereich) eingezeichnet. Diese Werte wurden durch Trendlinien (Polynom-Näherung) angenähert.

Die eigenen Berechnungsergebnisse (Rohrdurchmesser DN40 = 48,3 mm) sind als rote Kreuze markiert. Sie liegen leicht unterhalb der Trendlinien, jedoch in annehmbar genauen Bereich.


Man beachte das insgesamt hohe Verlustniveau (mehrere kW pro Meter Rohr) bei unisolierten Rohrleitungen (Mediumtemperatur 400 °C).

**Wärmeberechnung einer isolierten Rohrleitung.**

Berechnung des Wärmestroms und der radiale Temperaturverlauf einer Rohrleitung mit einer mehrschichtigen Isolierung. Der Wärmeübergangskoeffizient wird in Anlehnung an VDI 2055 und EN ISO 12241 mit den Nährungsformeln berechnet.

**Standort:**  im Gebäude  im Freien

**Rohrleitungsverlauf:**  horizontal  vertikal

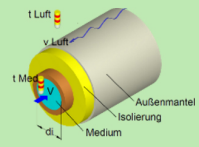


**Medium:**

Mediumauswahl

Rohrinnendurchmesser -  $d_i$  (mm)

Volumenstrom -  $V$  (m<sup>3</sup>/h)



**Außenmantel:**

Oberfläche des Außenmantels

Luftgeschwindigkeit Umgebungsluft -  $v_{Luft}$  (m/s)

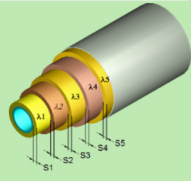
Rohrlänge -  $l$  (m)

**Temperaturen:**

Mediumtemperatur -  $t_{Med}$  (°C)

Umgebungslufttemperatur -  $t_{Luft}$  (°C)

Luftfeuchtigkeit für Taupunktberechnung (%)



**Isolierung:**

Nr.	Schichtdicke - $s$ (mm)	Isoliermaterial <sup>(1)</sup>	Wärmeleitkoeffizient $\lambda$ (W/(m*K)) <sup>(2)</sup>
1	<input type="text" value="200"/>	<input type="text" value="Eingabewert"/>	<input type="text" value="0.08"/>
2	<input type="text"/>	<input type="text" value="auswählen!"/>	<input type="text"/>
3	<input type="text"/>	<input type="text" value="auswählen!"/>	<input type="text"/>
4	<input type="text"/>	<input type="text" value="auswählen!"/>	<input type="text"/>
5	<input type="text"/>	<input type="text" value="auswählen!"/>	<input type="text"/>

<sup>(1)</sup> Bei Auswahl eines Isolierstoffes wird die Wärmeleitfähigkeit vom Programm berechnet. Einen Wert im Feld Wärmeleitkoeffizient ist **nicht einzugeben**.  
<sup>(2)</sup> Bei Auswahl "Eingabewert", ist ein Wert im Feld Wärmeleitkoeffizient einzugeben.

**Rohraufhängung berücksichtigen:**  ja  nein

**Praxiszuschlag (%) <sup>(3)</sup>**

<sup>(3)</sup> Mit dem Praxiszuschlag werden Fertigungs- und Montagetoleranzen berücksichtigt. Mittlerer Praxiszuschlag ca. 10 %.

**Berechnung**

Abbildung A.2: Eingaben in die Berechnungsmaske [SFN16]

Die Rechnungen zu isolierten Rohren werden mit den Ergebnissen des Online-Berechnungstools [SFN16] verglichen. Hier sollen die Eingabewerte in diese Berechnungsmaske angegeben werden. Variiert wurden ausschließlich die Umgebungsbedingungen (Wind und Temperatur, die Rohrdurchmesser und die Isolierdicke) sowie die Berücksichtigung einer Rohraufhängung (jeweils einmal mit, einmal ohne Berücksichtigung gerechnet). Ein Screenshot (Abbildung A.2) zeigt eine dieser Vergleichsrechnungen. Die Ausgabemaske in Abbildung A.3 stellt die Ergebnisse der Online-Vergleichsrechnung dar.

Ergebnisse:				
<b>Wärmestromdaten:</b>				
Innerer Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_i$ (W/(m <sup>2</sup> *K))		1496.3		
Äußerer Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_a$ (W/(m <sup>2</sup> *K))		107.0		
Wärmedurchgangskoeffizient $k_R$ (W/(m <sup>2</sup> *K))		0.237		
Wärmestrom je m Rohrlänge $Q_R$ (W/m)		97.0		
Gesamtwärmestrom $Q$ (W) bei einer Rohrlänge von 1 m		97.0		
Taupunkttemperatur bei 60.0 % Luftfeuchtigkeit $t_{\text{tau}}$ (°C)		-25.5		
Keine Tauwasserbildung				
<b>Temperaturen:</b>				
Durchmesser mm	Temperatur °C	Material - Medium	Wärmeleitfähigkeit W/(m <sup>2</sup> *K)	Materialdicke mm
	390.0	Flüssigkeit		
43.1	389.5			
		Eingabewert	0.0800	200.0
443.1	-19.3			
	-20.0	Umgebungsluft		
Zuschlagsfaktor auf den Wärmedurchlasswiderstand für Rohraufhängung und Praxiszuschlag 0.909				

Abbildung A.3: Ergebnisse aus der Berechnung nach [SFN16]

# Isometrische Ansichten

Die Thermalölverrohrung wurde nach der Montage vermessen, und die skizzierten Isometrien entsprechend bemast.

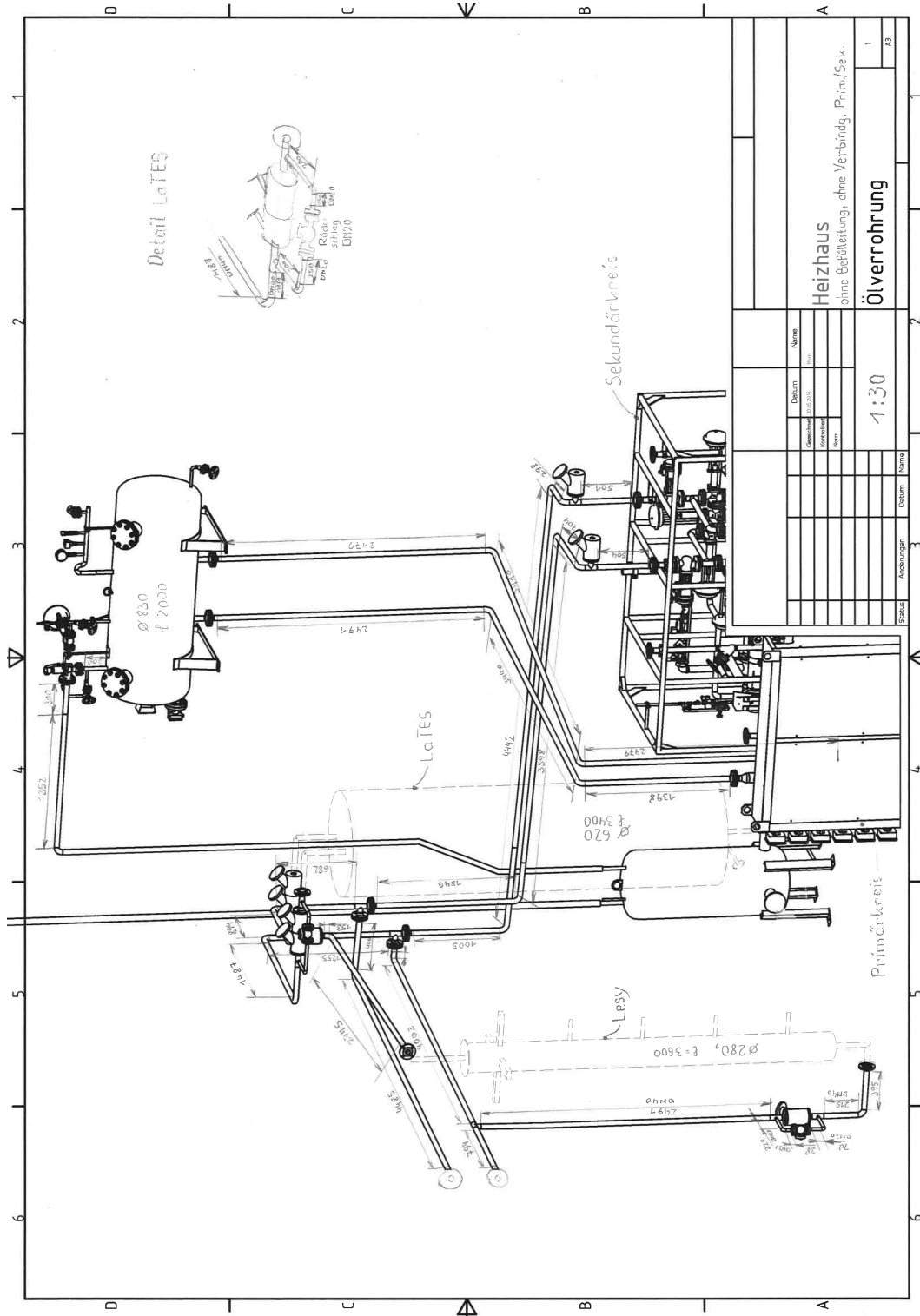


Abbildung A.4: Isometrische Ansicht der Verrohrung im Heizhaus

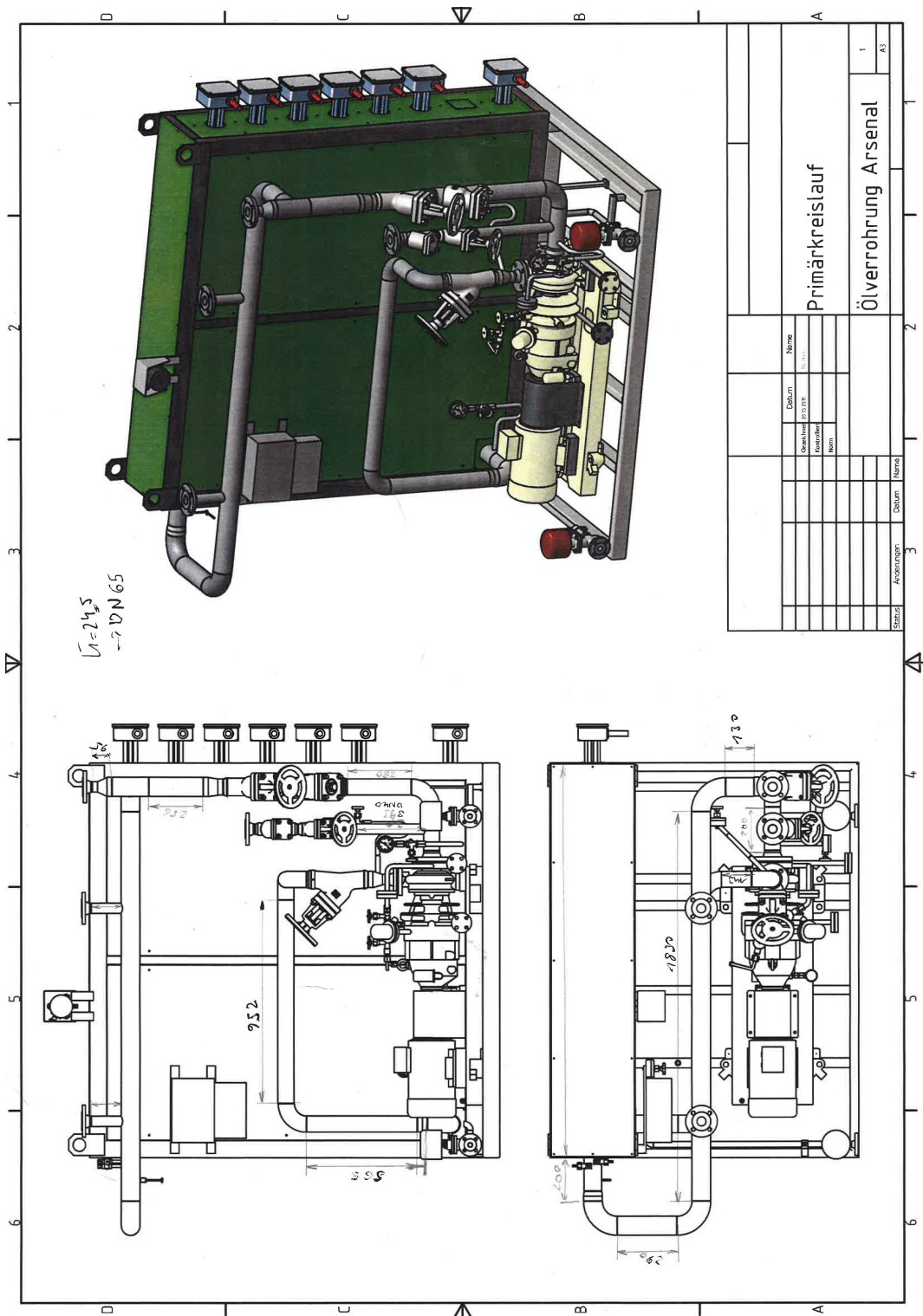
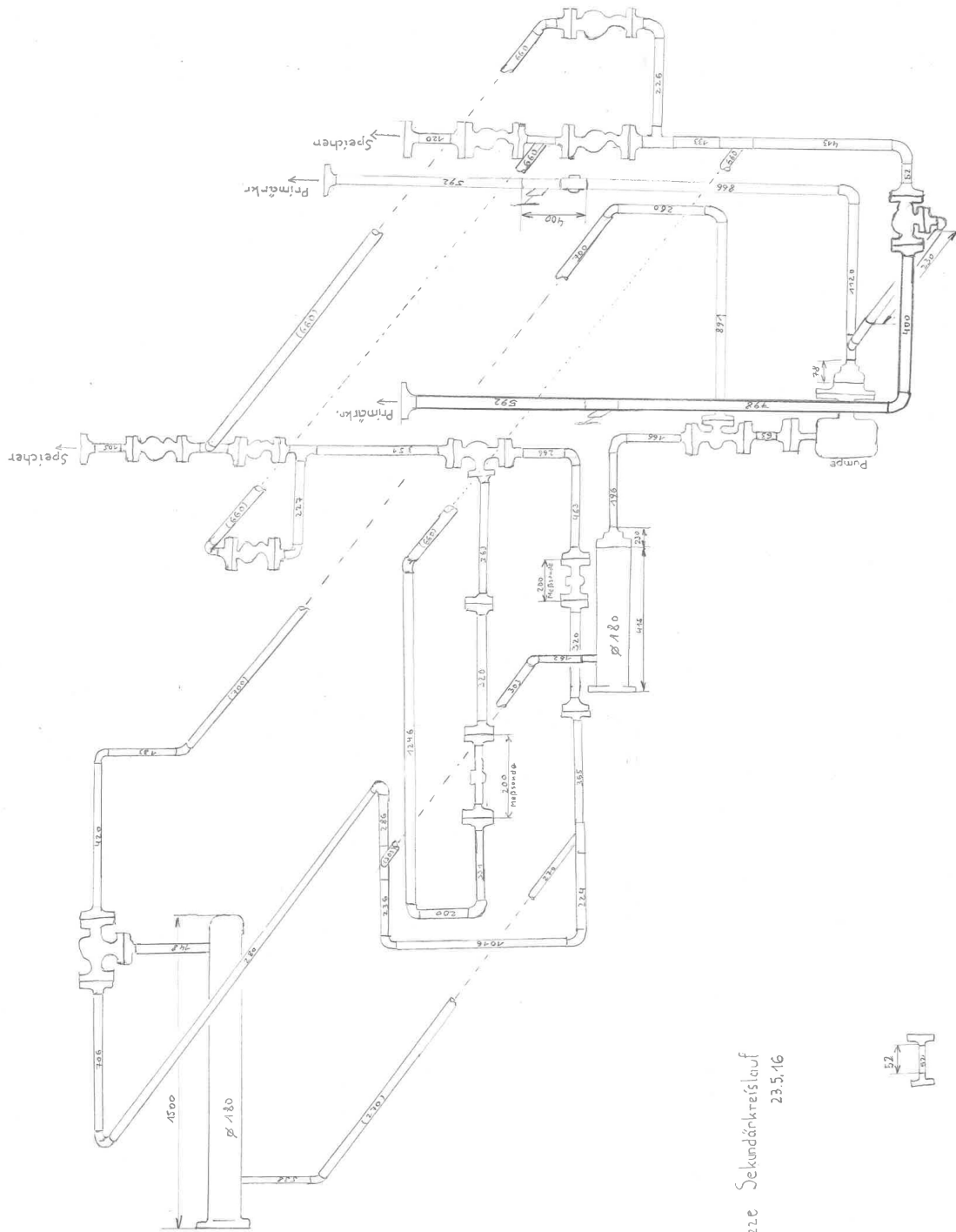


Abbildung A.5: Isometrische Ansicht des Primärkreislaufs





Rohrskizze Sekundärkreislauf  
Th. Hirt  
23.5.16

Abbildung A.6: Isometrische Ansicht des Sekundärkreislaufs

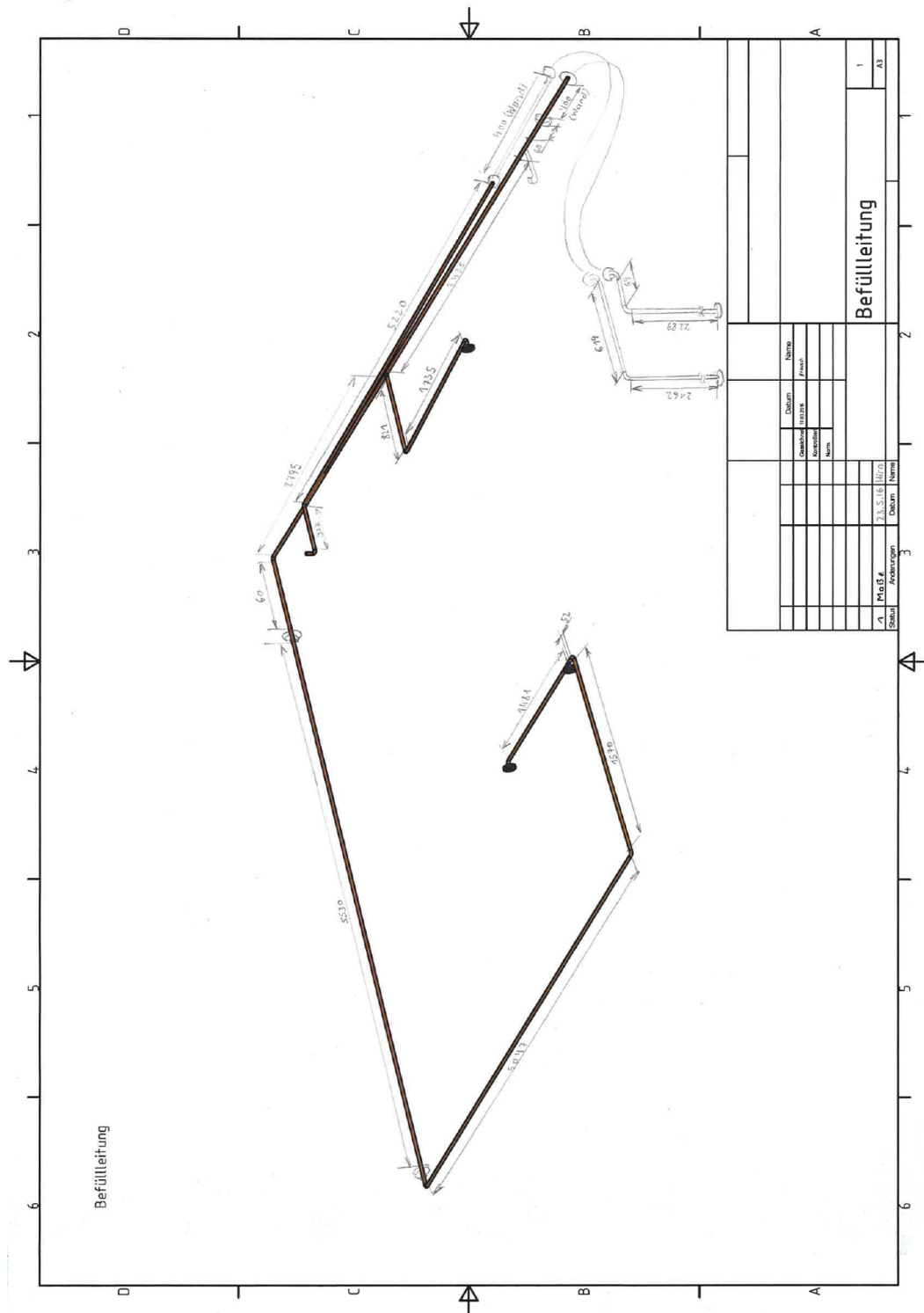


Abbildung A.7: Isometrische Ansicht der Befüllleitung





## Daten zur Anlagenkomponenten

Für die Berechnung der Wärmeverluste soll, ähnlich der Übersichtstabelle 3.5, ein Überblick über die maßgeblichen Rohrlängen bzw. Behälteroberflächen gegeben werden. Besonders für die Auftragsvergabe der Isolierung ist diese Zusammenstellung der Längen bzw. Flächen in Tabelle A.1 interessant, zumal sich so auch ein Überblick über die Kostenanteile der Isolierung der einzelnen Komponenten ergibt.

**Tabelle A.1:** Übersicht Rohrlängen und Behälteroberflächen

Element		Rohrlänge bzw. Oberfläche <sup>12</sup>		
		0mm	100mm	200mm
Primär-/ Sekundär- kreislauf	Primärkreis	9m Rohr, 14m Heizstäbe (isoliert)		
	Sekundärkreis	30m Rohr (incl. Wärmeübertrager)		
	Verbindung	10,5m Rohr		
	Verteilung bis <	14m Rohr		
Ausdehnungs- behälter	Rohre zum Beh.	16,9m Rohr		
	Beh. (Zylinder)	6,6m <sup>2</sup>	8,5m <sup>2</sup>	10,6m <sup>2</sup>
LATES (315°C)	Rohre < bis LATES	9,7m Rohr		
	LATES	7,1m <sup>2</sup>	9,8m <sup>2</sup>	14,2m <sup>2</sup>
LESY (315°C)	Rohre < bis LESY	14,2m Rohr		
	LESY	3,1m <sup>2</sup>	5,6m <sup>2</sup>	8,1m <sup>2</sup>
SandTES	Rohre < bis SandTES	Rohr 10,5 m innen, 41,1 m außen		
	Silo (jeweils)	19,8m <sup>2</sup>	23m <sup>2</sup>	26,4m <sup>2</sup>
	Luftverrohrg. zu	76,3m Rohr		
	Luftverrohrg. ab	52,5m Rohr		
	<i>SandTES</i> WÜ	62,57m <sup>2</sup>	77,5m <sup>2</sup>	92,9m <sup>2</sup>
Regenerator	Rohre < bis Reg.	Rohr 26,1 m innen, 64,7 m außen		
	Regenerator (jeweils)	2,3m <sup>2</sup>	3,5m <sup>2</sup>	5m <sup>2</sup>

<sup>12</sup>Rohrlängen incl. Einbaulänge von Armaturen, jedoch ohne Korrekturfaktor (Zuschlag für Halterungen etc). Bei Behältern wird die Außenoberfläche der Isolierung angegeben.

# Prüfprotokolle Röntgenprüfung (Thermalölrohre)

## PRÜFBERICHT / Test report



### Durchstrahlungsprüfung RT / Radiographic test

Bericht-Nr. / Report no: <b>PZ/16/Z/0897/MAF</b>		TUV Auftrags-Nr.: <b>2016-EAT-AE-ADV-EX-105</b>	
Auftraggeber: <b>TU WIEN Institut für Energietechnik und Thermodynamik</b>		Auftrags-Nr.: <b>---</b>	
Projekt: <b>Arsenal Objekt 219</b>		Zeichnungs-Nr.: <b>---</b>	
Bauteil: <b>Rundnähte</b>		Werkstoff: <b>P 235 GH</b>	
Prüfumfang: <b>100% der vorgegebenen Nähte</b>		Schweißverfahren: <b>141</b>	
Prüfvorschrift: <b>ÖNORM EN ISO 17636-1</b>		Nahtform: <b>v</b>	
Prüfanweisung: <b>QAA WP-003</b>		Wärmebehandlung: <input type="checkbox"/> ja / yes <input checked="" type="checkbox"/> nein / no	
Strahlenquelle: <b>Se 75</b>	Aktivität: <b>60 Ci</b>	Verstärkerfolien: <b>Pb</b>	vorne/front: <b>0,027 mm</b>
Röhrenspannung: <b>---</b> kV	Röhrenstrom: <b>---</b> mA	Schwärzung: <b>&gt; 2,3</b>	hinten/back: <b>---</b>
Strahlerabstand: <b>490 mm</b>	Brennfleck: <b>3x3 mm</b>	Bildgüteprüfkörper: <b>Fe10EN</b>	<input checked="" type="checkbox"/> filmnah / film side <input type="checkbox"/> filmfern / source side
Belichtungszeit: <b>3,0 min</b>	Markierung: <b>---</b>	Filmverarbeitung: Typ: <b>Carestream</b>	<input checked="" type="checkbox"/> maschinell / automatic <input type="checkbox"/> manuell / manual
Aufnahmeanordnung: <b>11</b>	Bild-Nr. / Picture no: <b>11</b>	Prüfklasse: <b>A <input type="checkbox"/> B <input checked="" type="checkbox"/></b>	Beurteilung nach: <input type="checkbox"/> AD 2000-Merkblatt HP 5/3 <input type="checkbox"/> EN ISO 10042 / 10675-2 <input checked="" type="checkbox"/> EN ISO 5817 / 10675-1
Dimension $\varnothing$ / DN: <b>48,3</b>		Unregelmäßigkeit nach / Imperfections acc. to EN ISO 6520-1	
Wanddicke in mm / Wall thickness: <b>2,6</b>		Beurteilung Classification	
Schweißer / Welder: <b>I 82</b>		zulässig / accepted	
BZ / No. of image quality: <b>14</b>		nicht zulässig / not accepted	
Filmbezeichnung / Film identification no.: <b>TU Wien</b>			
		2011	2016
		3012	3011
		401	402
		101	102
		501/1/2	5013
		507	504
		515	515
		600	600
		304	304
		Aa	Ab
		Ba	Bb
		C	D
		Ea	Eb
		F	Fb
		Kv	Wu
		Rü	Nü
		FF	FF
		H	H
48,3 2,6 I 82 14 47/P1 N71 1			
" " " " " 2			
26,9 2,3 " " " 47/P2 N71.1 1		x	x
" " " " " 2		x	
48,3 2,6 " " " 70A/P3 N111 1			
" " " " " 2			
26,9 2,3 " " " 72/P4 N110.1 1		x	
" " " " " 2		x	
" " " " " 72/P5 N110.2 1		x	
" " " " " 2		x	
" " " " " 50/P6 N71.5 1			
" " " " " 2			
48,3 2,6 " " " 52/P7 N75 1		x	
" " " " " 2		x	
" " " " " 51/P8 N74 1			
" " " " " 2			
" " " " " 51/P9 N73 1			
" " " " " 2		x	x
" " " " " 75/P10 N112 1			
" " " " " 2		x	

Das Prüfergebnis stellt den Zustand des Prüfobjektes zum Zeitpunkt der Prüfung dar, / The test result shows the state of the test object at the time of examination.

**Durchgeführt / examined by:** TÜV Austria Services GmbH, Walter PICHA / Manfred FISCHER  
**Befundet / interpreted by:** TÜV Austria Services GmbH, Ing. Manfred FISCHER  
**Abnahme / approved by:**

Datum: 31.03.2016  
Datum: 31.03.2016  
Datum:

PRÜFBERICHT / Test report



Durchstrahlungsprüfung RT / Radiographic test

Table with columns: Bericht-Nr. / Report no., TÜV Auftrags-Nr., TÜV Order no., Direction Ø / DN, Wanddicke in mm, Schweißer / Welder, BZ, Filmbezeichnung, Film identification no., Unregelmäßigkeit nach / Imperfections acc. to EN ISO 6520-1, Beurteilung / Classification.

- Odnungsnummern bzw. Abkürzungen nach / No, resp. symbols acc. to, EN ISO 6520-1; 2011 - Aa Poren / Gas porosity; 2016 - Ab Schlauchporen / Worm hole; 3012 - Ba Schlackeneinschlüsse / Slag inclusion; 3011 - Bb Schlackenlinien / Slag line; 401 - C Binfdefehler / Lack of fusion; 402 - D ungenügende Durchschweißung / Lack of penetration; 101 - Ea Längsrisse / Long crack; 102 - Eb Querrisse / Transv crack; 5011/12 - F Einbrandkerben / undercut; 5013 - Fb Wurzelkerben / Root undercut; 507 - Kv Kantensersatz / Edge misalignment; 504 - WÜ Wurzelüberhöhung / Root reinf; 515 - Rü Wurzelrückfall / Root concavity; 502 - NÜ Nahtüberhöhung / excess weld metal; 600 - FF Filmfehler / Film defect; 304 - H Fremdmetalleinschluss / Metallic inclusion

Bemerkungen/Remarks:

Table with columns: Durchgeführt / examined by, Befundet / interpreted by, Abnahme / approved by, Datum / Date.

Das Prüfergebnis stellt den Zustand des Prüfobjektes zum Zeitpunkt der Prüfung dar. / The test result shows the state of the test object at the time of examination.

QFM-TPH-095
Revision: 00 vom 18.02.2016
Seite/page: 2 / 2

TÜV AUSTRIA SERVICES GMBH
Auszugsweise Vervielfältigung nur mit Genehmigung der TÜV AUSTRIA SERVICES GMBH gestattet.
Alle Prüf-, Inspektions- und Überwachungstätigkeiten erfolgen gemäß QM System der TÜV AUSTRIA SERVICES GMBH.

Deutschstraße 10
1230 Wien / Austria
Tel.: +43(0)1-61091-6631
E-Mail: tph@tuv.at



## Datenblätter

### Druckregler *SMC* AR30-F03BG-A

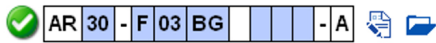
» All Products » Luftaufbereitung » Regler » AR-A

AR10-40-A, Wartungsgeräte (neue FRL) in Modulbauweise, Regler



**NEW**

Das Bild kann von dem konfigurierten Produkt abweichen.  
Für eine genaue Abbildung klicken Sie auf die 3D-Vorschau.



Produktkonfiguration Lagerhaltige Produkte

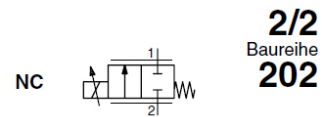
✓ Größe	30
✓ Gewinde	F (G)
✓ Anschlussgröße	03 (3/8)
✓ Zubehörteil	BG (B + G)
✓ Einstelldruck	0,05 bis 0,7 MPa Einstellung
✓ Entlüftungsmechanismus/Durchflussrichtung/Knopf	Keine
✓ Druckeinheit	Typenschild und Manometer in SI-Einheiten: MPa



# Proportionalventil ASCO Posiflow

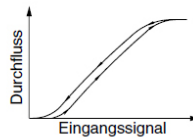


## PROPORTIONALVENTIL POSIFLOW direkt betätigt 1/8



### MERKMALE

- Variabler Durchfluss proportional zum Regelsignal.
- Kein Mindestbetriebsdruck erforderlich.
- Die Ventile können ohne Beeinträchtigung der Funktion in jeder beliebigen Einbaulage montiert werden.
- Das Ventil entspricht den geltenden EU-Richtlinien.



### ALLGEMEINES

Differenzdruck Siehe "KENNDATEN" [1 bar = 100 kPa]  
 Max. Viskosität 50 cSt (mm<sup>2</sup>/s)

Medium (*)	Temperaturbereich	Dichtwerkstoff (*)
Luft, Gas, Wasser, Öl	-0°C bis 50°C	FPM (Fluorkautschuk)

### MEDIUMBERÜHRTE TEILE

(\*) Die Beständigkeit der mediumberührten Teile gegenüber den verwendeten Medien ist zu überprüfen.

	Messinggehäuse	Edelstahlgehäuse
Gehäuse	Messing	AISI 303
Führungsrohr	Edelstahl	Edelstahl
Magnetanker und Gegenanker	Edelstahl	Edelstahl
Federn	Edelstahl	Edelstahl
Gleitring	PTFE	PTFE
Ventilsitz	Messing	Edelstahl
Dichtungen	FPM	FPM
Sitzdichtung	FPM	FPM
Remanenzscheibe	Edelstahl	Edelstahl

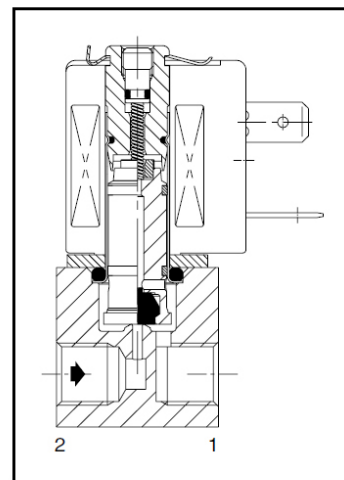
### ELEKTRISCHE DATEN

Isolationsklasse (Magnet) F  
 Elektrischer Anschluss Leitungsdose (Kabel-Ø 6-8 mm)  
 DIN 43650, 11 mm, Industriestandard B  
 IEC 335  
 Schutzart IP65 (EN 60529)  
 Spannungen DC (=) : 24V (Andere Spannungen auf Anfrage.)

Vorsatz	Stromaufnahme (mA)	Nennleistung			Umgebungs- temperatur (Magnet) (2)	Ersatz- magnet =	Typ (1)
		Anzug (VA)	Halten (VA)	warm/kalt = (W)			
SC	100 - 450	-	-	8,6 / 6,3	0 bis 40	24 V DC	01

Regelbereich 0 - 24 V DC  
 24 V DC Pulsweitenmodulation (400 Hz)

Durchfluss-  
regulierungswertes (2) Hysterese < 5%; Reproduzierbarkeit < 1%;  
 Ansprechempfindlichkeit < 1%



### KENNDATEN

An- schluss	Nenn- weite	Durchfluss- koeffizient Kv	Betriebsdruckdifferenz (bar)						Magnet- leistung (W)	Artikel-Nr.		Optionen			
			max.							Messing	Edelstahl	EPDM	PTFE	-	
			min.	Vakuum	Luft (*)	Wasser (*)	Öl (*)	Öl (*)							
G	(mm)	(m <sup>3</sup> /h) (l/min)													
NC - Normal geschlossen															
1/8	1,2	0,05	0,7	0	1	8	5	5	6,3	SCG202A201V	SCG202A205V	E	T	-	
	1,6	0,07	1,1	0	1	6	4	4	6,3	SCG202A202V	SCG202A206V	E	T	-	
	2,4	0,13	2,2	0	1	4	3	3	6,3	SCG202A203V	SCG202A207V	E	T	-	
	3,2	0,18	2,9	0	1	2,5	2,5	2,5	6,3	SCG202A204V	SCG202A208V	E	T	-	

(1) Siehe Maßzeichnungen auf der folgenden Seite.

(2) Maximaler Wert in Prozent bei 24 V DC-Spannungsversorgung und Pulsweitenmodulation (400 Hz), Versorgung bei konstanter Druckdifferenz ΔP.

## Rekuperator GEA (Übersicht über die Auslegung)



### Technical Data Sheet REKULUVO

**Project-No.:** P02734.12  
**Customer:** Uni Wien  
**Code name:** Versuchsanlage Neu  
**Design for Type:** Type: C-1-0,106-2738-SS06-6W  
 13.11.2014  
 Rev: 0

		Unit	Design		
F L U E G A S S I D E	Flow rate	Nm³/h	397		
	Mass flow	kg/s	0		
	N <sub>2</sub>	Mol%	69,12		
	O <sub>2</sub>	Mol%	18,61		
	CO <sub>2</sub>	Mol%	10,39		
	H <sub>2</sub> O	Mol%	1,00		
	SO <sub>2</sub>	ppm	0,00		
	Ar	Mol%	0,89		
	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> -Dew point	°C	-		
	Water Dew point	°C	7		
	Operating pressure inlet	mbar	970		
	Pressure drop, clean plates	mbar	8		
	Calculated pressure outlet	mbar	962		
Temperature inlet	°C	380			
Temperature outlet	°C	80			
Total Heat exchanged	kW	47			
A I R S I D E	Flow rate	Nm³/h	397		
	Mass flow	kg/s	0		
	Mass flow through HE	kg/s	0		
	Bypass flow	kg/h	0		
	Recirculation	kg/h	0		
	N <sub>2</sub>	Mol%	69,12		
	O <sub>2</sub>	Mol%	18,61		
	CO <sub>2</sub>	Mol%	10,39		
	H <sub>2</sub> O	Mol%	1,00		
	Ar	Mol%	0,89		
	Operating pressure inlet	mbar	1.040		
	Pressure drop, clean plates	mbar	7		
	Calculated pressure outlet	mbar	1.033		
Temperature HE inlet	°C	25			
Temperature HE outlet	°C	329			
M	Heating surface	m²	46		
E	<b>Material</b>				
C	Plate Material		SS 304		
H	Casing	-	Stainless Steel		
A	Thickness	mm	>5		
N	Lower hood	-	-		
I	Thickness	mm	-		
C	Upper hood	-	-		
A	Thickness	mm	-		
L	<b>Duct connections</b>		<b>Inlet</b>	<b>Outlet</b>	
D	Hot gas, length / width	mm	refer to attached drawing	refer to attached drawing	
A	Cold gas, length / width	mm	refer to attached drawing	refer to attached drawing	
T	<b>Mechanical design</b>				
A	Design Pressure Air / Flue gas	mbar	+ 60 / -60		
T	Design temperature	°C	450		
A	Min. Metal Temperature (Cold Side)	°C	40		
	Total weight excl. hoods approx.	to	1		

Rev. 0: first issue dated 13.11.2014

## Kompressor KAESER

# KAESER-Aircenter

### Typ: Aircenter SK 22 (Ilg.)

#### mit dem weltweit anerkannten SIGMA PROFIL

Der Aircenter SK 22 bietet mehr als die Möglichkeit, Druckluft auf minimaler Stellfläche effizient zu erzeugen, aufzubereiten und zu speichern: zukunftsweisende Technik mit hohem Anwendernutzen in modernem Design, das Prinzip "plug & work" in neuer Definition. Alle Anlagenkomponenten - Schraubenkompressor, Kältetrockner und untergebauter Druckluftbehälter - sind von einem Gehäuse umschlossen und bilden auch optisch ein harmonisches Ganzes. Bei der Konzeption standen Energieeffizienz, Wartungsfreundlichkeit, Langlebigkeit und optimale Abstimmung aller Bauteile im Vordergrund.

**Technische Daten** (Leistungsparameter bei **8,0 bar Betriebsüberdruck**, bezogen auf die Gesamtanlage, inkl. Lüfter. Nach ISO 1217:2009 Annex C.)

<b>Effektive Liefermenge bei 8,0 bar (ü)</b>	<b>2,00 m³/min</b>
<b>Elektr. Leistungsaufnahme der Gesamtanlage bei 8,0 bar (ü)</b>	<b>14,1 kW</b>
<b>Max. Überdruck</b>	<b>8,00 bar</b>
Wirkungsgrad Antriebsmotor Vollast	91,2 %
Nennleistung Antriebsmotor	11,0 kW
Drehzahl Antriebsmotor	2960 1/min
Schutzart Antriebsmotor	IP 55
Elektrische Versorgung	400V / 3 / 50Hz
Druckluftaustrittstemp. über Umgebungstemperatur (bei +20°C, 30% rel. Feuchte)	6 K
Schalldruckpegel	66 dB(A)
Max. nutzbare Warmluftmenge	2500 m³/h

Technische Änderungen vorbehalten.

**Technische Daten - Typ: Aircenter SK 22**

Druckverlust Kältetrockner	0,20 bar
Drucktaupunkt bei Umgebungstemperatur +20°C, rel. Feuchte 30%	3 °C
Kältemittel	R 134a
Druckluftbehälter mit Innenbeschichtung	350 l
Anschluss Druckluft	G 1
Füllmenge Kühlöl	7,0 l
Kühlölsorte Kompressor	SIGMA FLUID MOL
Abmessungen (B x T x H)	750 mm x 1335 mm x 1880 mm
Masse	579 kg

Technische Änderungen vorbehalten.

**mögliche Optionen**

Verschraubbare Maschinenfüsse

Teillast-Regelung

ausgestattet mit Wärmerückgewinnung

Filter

Kühlölsorte Kompressor

**Projektierungshinweis:**

Beachten Sie bitte, dass für Ihre Projektierung weitere Druckluftaufbereitungskomponenten erforderlich sein können. Die Druckluft enthält immer eine bestimmte Menge an Feststoffen/Staub, Feuchtigkeit und einen Restölgehalt (Kohlenwasserstoffe in Aerosol/Dampfform). Je nach Anwendung ist ein gewisser Aufbereitungsgrad erforderlich (siehe ISO 8573). Gerne beraten wir Sie hierbei.

## Tiger LACK Ferro 3000



### Produktbeschreibung:

Rostschutzgrund- und Deckfarbe auf Kunstharzbasis für innen und außen. Ohne Grundierung direkt auf Eisen, Zink, Alu, Kupfer, Messing etc. = ein Anstrichmaterial für alle Untergründe Seidenmatt, dauerelastisch, poren dicht.

### Anwendung:

Für Blechdächer, Garagentore, Zäune, Fenstergitter, Eisenkonstruktionen, Dachrinnen, Rohrleitungen, Blechverkleidungen, Handläufe etc.

### Verarbeitung:

Spritzen, Streichen und Rollen

### Oberfläche:

seidenmatt ca. 20%

### Dichte:

je nach Farbton 1,2 – 1,4 g/cm<sup>3</sup>

### Viskosität:

ca. 120“ 4 mm.

### Verdünnung:

Spritzen:  
Mit bis zu 10% TIGER Universalverdünnung 20/0030 verdünnen.  
Streichen od. Rollen:  
Mit bis zu 5% TIGER Terptin Extra verdünnen.

### Trocknung:

siehe Verarbeitungsrichtlinien

### Theoretische Ergiebigkeit:

1 Liter reicht je nach Auftragsart und Schichtstärke für ca. 10m<sup>2</sup> pro Anstrich.

### Lagerung:

kühl und trocken lagern

## FERRO 3000

Spezial Rostschutz auf Kunstharzbasis  
„Bestens geeignet für Blechdächer“



## Untergrundvorbehandlung

Der Untergrund muss sauber, trocken, staub- und fettfrei sein. Dachflächen sind zusätzlich mit einem beheizten Hochdruckreiniger zu reinigen.

Auf gut haftenden Altanstrichen einen Testanstrich durchführen. Schlecht haftende Altanstriche restlos entfernen. Verrostete Flächen mechanisch mit geeigneten Geräten gründlich reinigen (metallisch blank). Weißrost auf verzinkten Oberflächen muss entfernt werden und Buntmetalle sind anzuschleifen.

Für die Verarbeitung hat grundsätzlich die DIN EN ISO 12944 Gültigkeit.

## Verarbeitungsrichtlinien

VOR GEBRAUCH GUT AUFRÜHREN!

Ein optimaler Rostschutz ist generell dort erzielbar, wo Regenwasser und Tau vom Anstrichobjekt gut ablaufen können. Die Verarbeitung erfolgt durch Streichen, Rollen oder Spritzen. Bei Eisen und Stahl sind mind. 3 Anstriche (mind. 160 µm Trockenfilmschichtstärke) notwendig. **Auf Zink, Alu, Kupfer, Messing etc. ist in der Regel nur ein Anstrich erforderlich.**

### TROCKNUNG:

Bei einer Temperatur von ca. + 20 ° C und 55 % relativer Luftfeuchtigkeit in 3-5 Stunden überstreichbar (Nass in Nass – Technik). Wird innerhalb dieser Zeit nicht überlackiert, so ist eine Trocknungszeit von mind. 24 Stunden vor einem weiteren Anstrich einzuhalten. Die Trockenzeiten zwischen den Anstrichen sind genau zu beachten, da es sonst zu Runzelbildung oder Hochziehen des Lackes kommen kann. Witterungseinflüsse können die Trockenzeiten verändern. **Die endgültige Haftung zum Untergrund wird erst nach einigen Tagen erreicht.**

Arbeitsgeräte sofort nach Gebrauch mit Tiger-Terptin extra oder Tiger-Universal-Verdünnung reinigen.

## Farbtöne

Um Farbtongleichheit zu erzielen, achten Sie bitte auf gleichlautende Chargennummern, ansonsten Zusammenleeren mehrerer Gebinde in ein Gefäß.

Version:

04-14



# Literaturverzeichnis

- [VDI13] *VDI-Wärmeatlas*. Verein Deutscher Ingenieure, 11. bearbeitete und erweiterte Auflage, 2013.
- [War13] A. Hauer, S. Hiebler, M. Reuss. *Wärmespeicher*. 5. Auflage, 2013.
- [Aer15] Aerzener Maschinenfabrik GmbH. *Drehkolbengebläse GM 10 S*. Datenblatt, 2015.
- [Amm12] AMMAG Ges.m.b.H. *Behälter für Latent-Wärmespeicher*. Technische Zeichnung, 2012.
- [ISO-12241] DIN EN ISO 12241. *Wärmedämmung an haus- und betriebstechnischen Anlagen. Berechnungsregeln*, 2008.
- [Frag15] FRAGOL GmbH + Co. KG. *Therminol VP-1. Wärmeträgerflüssigkeit 12 °C bis 400 °C*, Produktinformation, 2015.
- [Frau16] J. Frauscher. *Aufbau und Inbetriebnahme einer Versuchsanlage zur Hochtemperatur Sand-Wärmespeicherung*. Diplomarbeit, TU Wien, 2016.
- [GEA14] GEA Ecoflex GmbH. *Versuchs-Wärmetauscher*. Technische Zeichnung Nr. 593-12-001, 2014.
- [GEA14-2] GEA Ecoflex GmbH. *Versuchs-Wärmetauscher*. Datenblatt, 2014.
- [Ham13] M. Hämmerle. *Zusammenstellung Regenerator*. Technische Zeichnung, 2013.
- [Ham16] M. Hämmerle. *Videomitschnitt bei Fluidisierungsversuchen*, 2016.
- [HTT15] HTT energy GmbH. *Wärmeträgerölerhitzer, elektrisch beheizt*. Betriebs- und Montageanleitung, 2015.
- [IET13] Institut für Energietechnik und Thermodynamik. *Angewandte Thermodynamik*. Skriptum zur Vorlesung, 5. Auflage 2012.

- [KAE15] KAESER Kompressoren Ges.m.b.H. *KAESER-Aircenter SK 22*. Technisches Datenblatt, 2015.
- [Klei16] Karl Klein Ventilatorenbau GmbH. *Technische Einführung*, abgerufen am 11.7.2016.  
URL <http://www.karl-klein.de/technische-einfuehrung/>
- [Kun77] D. Kunii und O. Levenspiel. *Fluidization Engineering*. R. E. Krieger Publishing Company, 1977.
- [Pent13] Pentair. *Pyrotenax. Mineralisierte Edelmantel-Heizkabel*, Datenblatt, 2013.
- [Pent15] Pentair. *Selbstregelndes Heizband*, Datenblatt, 2015.
- [Pro12] A. Prötsch. *Auslegung und Inbetriebnahme einer Latentwärmespeicherversuchsanlage*. Diplomarbeit, TU Wien, 2012.
- [Bac13] S. Bachinger, A. Niederer. *Active Fluidisation Storage sandTES. Fluidisierungsverhalten von Quarzsand in Simulation und Experiment*. Bachelorarbeit, 2013.
- [Schw16] K. Schwaiger. *Interne Mitteilung vom 16. Juni 2016*.
- [SFN16] Schweizer FN. *Formelsammlung und Berechnung*. Online-Tool. Abgerufen am 10. Juli 2016.  
URL [http://www.schweizer-fn.de/berechnung/waerme/rohrisol/rohrisol\\_start.php](http://www.schweizer-fn.de/berechnung/waerme/rohrisol/rohrisol_start.php)
- [Ste16] P. Steiner. *Spezifikation für die Isolierung von Wärmespeicher-Versuchsanlagen*. Technischer Bericht, TU Wien, 2016.
- [Suv16] Suvis - Ingenieurgesellschaft für Mehrphasenströmung mbH. *Der Gaszyklon*. Abgerufen am 11.7.2016.  
URL [suvis-gmbh.de/abscheider/gaszyklon/](http://suvis-gmbh.de/abscheider/gaszyklon/)
- [Urs13] G. Urschitz. *Latentwärmespeicher-Einrohr-System (LESY). Auslegung, Konstruktion, Montage sowie Messungen*. Diplomarbeit, TU Wien, 2013.
- [Vat16] Vattenfall GmbH. *Kraftwerk Moorburg. Daten und Fakten*, Abgerufen am 23.7.2016.  
URL [https://corporate.vattenfall.de/globalassets/faktenblatt\\_moorburg.pdf](https://corporate.vattenfall.de/globalassets/faktenblatt_moorburg.pdf)
- [VDI-2055] VDI 2055 Blatt 1. *Wärme- und Kälteschutz von betriebstechnischen Anlagen in der Industrie und in der Technischen Gebäudeausrüstung*, Verband Deutscher Ingenieure, 2008.



- [Walt16] H. Walter. *Interne Mitteilung vom 21. Juli 2016.*
- [Walt14] H. Walter. *Fortschrittliche Energieanlagen. Speichertechnologien.* Vorlesungsunterlagen, 2014.
- [Wos14] G. Wossog (Herausgeber). *Handbuch Rohrleitungsbau. Band II: Berechnung.* 3. Auflage, 2014.