



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna University of Technology

# Masterarbeit

## Abgaswärmerückgewinnung eines Haubenglühofens

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider  
E 302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik  
Forschungsbereich Thermodynamik und Wärmetechnik

eingereicht an der  
Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Krause Georg  
066 445 / 0627845  
Stockerauerstrasse 42/3/13  
AT-2104 Spillern

Wien, im Juni 2013

---

Unterschrift

# Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Ermittlung einer wirtschaftlichen Abwärmenutzung der Wärme des Abgases eines alternierend betriebenen Haubenglühofens.

Zunächst wurde eine Literaturstudie über bekannte Möglichkeiten zur Abwärmenutzung getätigt. Auf Basis dieses Wissens wurden mehrere Anlagenkonzepte entwickelt.

Zudem wurden relevante Konzepte analytisch betrachtet und hinsichtlich ihrer möglichen Nutzung bewertet. Weiters fand eine thermodynamische Auslegung der Anlagenkomponenten statt ohne Rücksicht auf Investitionskosten.

Dazu wurden Berechnungsmethoden nach dem VDI-Wärmeatlas verwendet. Die konzeptiven Lösungen wurden anschließend nacheinander einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung unterzogen.

Auf Grundlage der ökonomischen Ergebnisse wurden zuletzt Teilkomponenten der Konzeptanlage in einem dreidimensionalen Konstruktionsprogramm modelliert und dargestellt. Als Abschluss dieser Arbeit wurden noch empfohlene Vorgangsweisen beschrieben.

# Abstract

This master-thesis was performed with a view to determine economic waste heat recovery of an alternating operated batch-type annealing furnace.

First of all a literature study of known possibilities for waste heat recovery was done. With this base of knowledge it was able to employ several concepts of layout charts for the waste heat recovery.

Important concepts have been analytically examined and in case of their probably usage evaluated. The next step was the thermodynamic design of the different layout components without the respect for the investment costs.

Therefore computational procedures from VDI-Heat Atlas were used. The concepted solutions of the waste heat recovery were then analyzed with respect to economics.

As a result of the economic analysis a few components of the waste heat recovery were drawn with a three-dimensional design program. As a conclusion of this master-thesis a few recommendations were given.

# Danksagungen

Ich möchte mich an erster Stelle beim Institut und bei der Firma Voith bedanken, welche mir die Möglichkeit zur Abhaltung der folgenden Masterarbeit gab. Diese Masterarbeit gab mir einen vertiefenden Einblick in thermodynamische Speichertechnologien, die für die Auslegung der Anlage entscheidend waren.

Während des Auslegungsprozesses tauchten immer wieder Fragen bezüglich der praktischen Anwendung der Wärmespeicherung auf, die mittels Recherche gelöst wurden. Hierbei sei der Firma Handl Othmar ein recht herzlicher Dank ausgesprochen.

Es ist mir auch ein großes Anliegen meinem Betreuer, Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. Markus Haider, zu danken, der mich laufend unterstützt und bei jedwedem Problem zur Seite gestanden ist. Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. Markus Haider darf ich für die vielen informationsreichen Gespräche danken.

Bei der Firma Voith bedanke ich mich für das entgegengebrachte Vertrauen und den zahlreichen Informationen die diese Masterarbeit erst möglich gemacht haben.

Herrn Othmar Handl von der Firma Handl Othmar Ges.m.b.H. möchte ich sein ausgesprochenes Bemühen gut sprechen.

Krause Georg  
Spillern, im Februar 2013

# Variablen und Abkürzungen

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\rho_s$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte des Speichermaterials
$c_s$	[J/kg*K]	spezifische Wärmekapazität des Speichermaterials
$\lambda_s$	[W/m*K]	Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials
$a$	[m <sup>2</sup> /s]	Temperaturleitfähigkeit des Speichermaterials
$M_{1dot}$	[kg/s]	Massenstrom des Abgases
$M_{2dot}$	[kg/s]	Massenstrom der Luft
$t_1$	[h]	Ladezeit des Speichers
$t_2$	[h]	Entladezeit des Speichers
$\delta_s$	[m]	Schichtdicke des Speichermaterials
$c_{p1}$	[kJ/kg*K]	spezifische Wärmekapazität des Abgases
$c_{p2}$	[kJ/kg*K]	spezifische Wärmekapazität der Luft
$W_{1dot}$	[J/s*K]	Wärmekapazitätsstrom des Abgases
$W_{2dot}$	[J/s*K]	Wärmekapazitätsstrom der Luft
$C_{per}$	[J/K]	durchschnittliche Wärmekapazität beider Gasströme
$T_{1strich}$	[°C]	Eingangstemperatur in den Speicher beim Laden
$T_{2strich}$	[°C]	Eingangstemperatur in den Speicher beim Entladen
$T_{2_2strich}$	[°C]	Austrittstemperatur aus dem Speicher beim Entladen
$T_{1_2strich}$	[°C]	Austrittstemperatur aus dem Speicher beim Laden
$\alpha_1$	[W/m <sup>2</sup> *K]	Wärmeübertragungskoeffizient des Abgases
$\alpha_2$	[W/m <sup>2</sup> *K]	Wärmeübertragungskoeffizient der Luft
$\phi$	[-]	Funktion aus [18] Kapitel N1 Fig.11
$k_0$	[W/m <sup>2</sup> *K]	Wärmedurchgangskoeffizient für stationäre Regeneratoren

$k$	$[W/m^2 \cdot K]$	tatsächlicher Wärmedurchgangskoeffizient des Speichers
$\Delta T_m$	$[^\circ C]$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
$A_{speicher}$	$[m^2]$	Oberfläche des Speichermaterials
$V_s$	$[m^3]$	Volumen des Speichermaterials
$\Lambda$	$[-]$	reduzierte Regeneratorlänge
$\Pi$	$[-]$	reduzierte Regeneratorzeit
$\vartheta_m$	$[^\circ C]$	mittlere Temperatur der Gasströme durch den Wärmespeicher
$p_{norm}$	$[bar]$	Druck nach Standardbedingungen
$R_{universal}$	$[J/mol \cdot K]$	universelle Gaskonstante
$M_{Luft}$	$[g/mol]$	Molekularmasse von Luft
$M_{CO_2}$	$[g/mol]$	Molekularmasse von Kohlenstoffdioxid
$M_{H_2O}$	$[g/mol]$	Molekularmasse von Wasser
$M_{Ar}$	$[g/mol]$	Molekularmasse von Argon
$M_{O_2}$	$[g/mol]$	Molekularmasse von Sauerstoff
$M_{N_2}$	$[g/mol]$	Molekularmasse von Stickstoff
$\sigma_{black}$	$[W/m^2 \cdot K^4]$	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\epsilon_{speicher}$	$[-]$	Emmissionsgrad des Speichermaterials
$x_G$	$[kmol/kmol \text{ Brennstoff}]$	Molanteile des Abgases
$\xi_{CO_2}$	$[kg \text{ CO}_2/kg \text{ Brennstoff}]$	Massenanteil $CO_2$ des Abgases
$\xi_{H_2O}$	$[kg \text{ H}_2O/kg \text{ Brennstoff}]$	Massenanteil $H_2O$ des Abgases
$\lambda_p$	$[W/m \cdot K]$	Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials der Natursteinschüttung
$\rho_p$	$[kg/m^3]$	Dichte des Speichermaterials der Natursteinschüttung
$c_p$	$[J/kg \cdot K]$	spezifische Wärmekapazität des Speichermaterials der Natursteinschüttung
$d$	$[mm]$	durchschnittlicher Durchmesser der Natursteinschüttung
$\rho_f$	$[kg/m^3]$	Dichte der Luft bei $\vartheta_m$
$c_f$	$[kJ/kg \cdot K]$	spezifische Wärmekapazität bei $\vartheta_m$
$\lambda_f$	$[W/m \cdot K]$	Dichte der Luft bei $\vartheta_m$
$\nu_f$	$[m^2/s]$	kinematische Zähigkeit der Luft bei $\vartheta_m$

Pr	[-]	Prandtlzahl der Luft bei $\vartheta_m$
D	[m]	Durchmesser des Speicherbehälters
$A_{tube}$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche des Speicherbehälters
$\psi_{unendl}$	[-]	Porösität einer unendlich erweiterten regellosen Natursteinschüttung
$\psi$	[-]	Porösität der Natursteinschüttung
$k_p$	[-]	reduzierter Wärmedurchgangskoeffizient der Partikel
$k_g$	[-]	reduzierter Wärmedurchgangskoeffizient des Gases
$k_c$	[-]	reduzierter Wärmedurchgangskoeffizient des Kerns der Einheitszelle
$k_{rad}$	[-]	reduzierter Wärmedurchgangskoeffizient der thermischen Strahlung
$k_{bed}$	[-]	reduzierter Wärmedurchgangskoeffizient der Natursteinschüttung
$C_f$	[-]	Formfaktor
$\varphi$	[m <sup>2</sup> ]	Abflachungskoeffizient
$C_{air}$	[-]	molarmassenbezogene Größe
$\gamma_f$	[-]	Akkommodationskoeffizient
$l_f$	[m]	modifizierter freier Weg der Gasmoleküle
B	[-]	Deformationsparameter
$N_{speicher}$	[-]	Speicherkonstante
$\lambda_{bed}$	[W/m*K]	Wärmeleitfähigkeit der Natursteinschüttung
$Re_\psi$	[-]	Reynoldszahl des Speichers mit Natursteinschüttung
$Nu_{lam}$	[-]	laminare Nusseltzahl der Natursteinschüttung
$Nu_{turb}$	[-]	turbulente Nusseltzahl der Natursteinschüttung
$Nu_{sphere}$	[-]	Nusseltzahl einer Kugel
Nu	[-]	Nusseltzahl des Wärmespeichers
$f_a$	[-]	Formfaktor
$P_{ij}; i=1,2; j=\lambda,\eta,G$	[-]	Konstanten zur Berechnung der Abgasgrößen

$\lambda_{LT}$	[W/m*K]	Wärmeleitfähigkeit der trockenen Luft bei $\vartheta_m$
$\eta_{LT}$	[Pa*s]	dynamische Zähigkeit der trockenen Luft bei $\vartheta_m$
$h_{GLT}$	[kJ/kg]	Enthalpie der trockenen Luft bei $\vartheta_m$
$\lambda_G$	[W/m*K]	Wärmeleitfähigkeit des Abgases bei $\vartheta_m$
$\eta_G$	[Pa*s]	dynamische Zähigkeit des Abgases bei $\vartheta_m$
$h_G$	[kJ/kg]	Enthalpie des Abgases bei $\vartheta_m$
$c_{pG}$	[kJ/kg*K]	spezifische Wärmekapazität des Abgases bei $\vartheta_m$
$Pr_G$	[-]	Prandtl-Zahl des Abgases bei $\vartheta_m$
$Re_{\psi G}$	[-]	Reynoldszahl des Abgases bei $\vartheta_m$
$Nu_{Glam}$	[-]	laminare Nusseltzahl des Abgases bei $\vartheta_m$
$Nu_{Gturb}$	[-]	turbulente Nusseltzahl des Abgases bei $\vartheta_m$
$Nu_{sphere}$	[-]	Nusseltzahl einer Kugel für das Abgas bei $\vartheta_m$
$Nu_G$	[-]	Nusseltzahl für das Abgas bei $\vartheta_m$
$\eta_f$	[Pa*s]	dynamische Zähigkeit des Fluids
$m_G$	[kg/s]	Abgasmassenstrom
$d_{Loch}$	[mm]	Innendurchmesser des Strömungskanals der Formsteine
$l_{speicher}$	[m]	Höhe des Speichermasse
$\zeta_{ein}$	[-]	Widerstandsbeiwert für scharfkantigen Einlauf
$\zeta_{aus}$	[-]	Widerstandsbeiwert für scharfkantigen Austritt
$\Delta_p$	[bar]	Druckverlust
$A_{Loch}$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche des Abgasrohres
$w_{\psi}$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit im Wärmespeicher
$Re_{Speicher}$	[-]	Reynoldszahl des Speichers
$\zeta$	[-]	Rohrreibungskoeffizient
$d_s$	[mm]	Sauter-Durchmesser
$\Delta_L$	[m]	Höhe des Natursteinbettes
$w_{superficial}$	[m/s]	Oberflächengeschwindigkeit
$p_{static}$	[bar]	statischer Druck



$Re_{bed}$	[-]	Reynoldszahl des Natursteinbettes
$\xi$	[-]	Porositätsfaktor
Eu	[-]	Eulerzahl
$w_1$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt des Speichers

## Abkürzungen

IK	Investitionskosten
ORC	Organic Rankine Cycle
GuD	Gas- und Dampfturbinenprozess
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
Eco	Economiser
MK	Mischkammer

# Inhaltsverzeichnis

Variablen und Abkürzungen	V
Abbildungsverzeichnis	XII
Tabellenverzeichnis	XIV
1 Motivation	2
2 Einleitung	3
3 Speichertechnologien	4
3.1 Warmwasserspeicher . . . . .	4
3.1.1 Druck- Wasserspeicher . . . . .	4
3.1.2 Atmosphärischer Wasserspeicher . . . . .	7
3.2 Latent/Sensible Wärmespeicher . . . . .	8
3.3 Ruths Speicher . . . . .	12
3.4 Festbett-Speicher . . . . .	14
3.4.1 Festbett-Speicher mit Schüttgut . . . . .	15
3.4.2 Festbett-Speicher mit Formsteinen . . . . .	17
3.5 Betonspeicher . . . . .	19
4 Speicherwahl	22
5 Rippenrohrbündel	24
6 ORC-Prozess	26
6.1 ORC-Kreisprozess . . . . .	29
6.2 Arbeitsmedien . . . . .	32
6.3 Arbeitsdruck des ORC-Prozesses . . . . .	34
6.4 Einsatzgebiete des ORC-Prozesses und erreichbare Wirkungsgrade . . . . .	35
7 Konzepte zur Abwärmenutzung	37

8	Auslegung der Anlagenkomponenten	46
8.1	Thermodynamische Auslegung des Wärmespeichers . . . . .	46
8.2	Auslegung des Rippenrohrwärmetauschers . . . . .	71
8.3	Bestimmung des Druckverlustes der Anlage . . . . .	73
9	Wirtschaftlichkeit	81
10	Konstruktion	97
11	Zusammenfassung	99
	Literaturverzeichnis	100
A	Ofenzeichnungen	102
B	Konstanten zur Berechnung der Fluidparameter	108
C	Berechnung der Rippenrohrbündel	110

# Abbildungsverzeichnis

3.1	Konzept des Warmwasserspeichers; Quelle:[13]	5
3.2	Schema eines Druckwasserspeichers; Quelle:[13]	7
3.3	Atmosphärischer Wasserspeicher; Quelle:[8]	8
3.4	TS-Diagramm; Quelle:[10]	9
3.5	Prinzip-Skizze des latenten Wärmespeichers; Quelle:[10]	10
3.6	Prinzip des Ladens bzw. Entladens des latenten Speichers; Quelle:[1]	11
3.7	Konzept eines sensiblen Sandwärmespeichers; Quelle:[10]	12
3.8	CFD Berechnung SandTES Wärmetauscher; Quelle:[10]	12
3.9	Ruths Speicher; Quelle:[19]	14
3.10	Formsteine von Regeneratoren; Quelle:[18]	15
3.11	keramische Formsteine von Winderhitzern; Quelle:[18]	16
3.12	Festbett-Speicher mit Schüttung; Quelle:[15]	17
3.13	Schema Schüttungsspeicher; Quelle:[15]	17
3.14	zeitlicher Temperaturverlauf beim Laden; Quelle:[15]	18
3.15	Regenerator mit Formsteinen; Quelle:[18]	19
3.16	Entwurfslösung eines Festbett-Speichers; Quelle:[11]	20
3.17	Betonspeicher; Quelle:[2]	21
4.1	Kamin des Glühofens; Quelle: [4]	22
4.2	Schema einer Abgaswärmerückgewinnung; Quelle: eigene Darstellung	23
5.1	Rippenrohr (links); Anordnung (rechts); Quelle:[6]	24
5.2	Umlenkung des Rauchgasmassenstroms bei Rippenrohren; Quelle:[16]	25
6.1	kompakte ORC-Anlage; Quelle:[14]	27
6.2	Turbine einer ORC-Anlage; Quelle:[14]	28
6.3	Schema eines ORC-Prozesses; Quelle:[7]	29
6.4	ORC-Schema mit Regenerator; Quelle:[20]	30
6.5	T-s-Diagramm eines ORC-Prozesses mit nicht retrogradem Fluid, mit Regenerator und Überhitzer; Quelle:[20]	31
6.6	ORC-Prozess einer Niedertemperaturwärmequelle mit nicht retrogradem Fluid; Quelle:[20]	32
6.7	ORC-Prozess mit einem retrograden Arbeitsmittel und Überhitzung; Quelle:[20]	33
6.8	ORC-Prozess mit einem retrograden Arbeitsmittel; Quelle:[20]	34

6.9	maximale Nutzleistung über Turbineneintrittstemperatur verschiedener Arbeitsmittel für den ORC-Prozess; Quelle:[20] . . . . .	35
6.10	maximale Nutzleistung bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken verschiedener Arbeitsmittel von ORC-Prozessen; Quelle:[20] . . . . .	36
7.1	idealisierte Temperaturverlauf eines Glühprozesses des Haubenglühofens; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	37
7.2	Vergleich des tatsächlichen mit dem idealisierten Temperaturverlauf des Ofens; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	38
7.3	Konzept einer Abwärmanlage mithilfe eines Rippenrohrbündels; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	41
7.4	Konzept mit Rippenrohrbündel und Speicher; Quelle: eigene Darstellung .	43
7.5	Konzept mit gleichzeitiger Verwendung von Rippenrohrbündel und Speicher; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	44
7.6	Konzept für ORC-Anlage; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	45
8.1	verwendeter Formstein;Quelle:[18] . . . . .	47
8.2	Diagramm zur Berechnung des k-Wertes; Quelle:[18] . . . . .	72
8.3	Speicherkonzept zur Berechnung des Druckverlustes; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	80
10.1	Konstruktion des Wärmespeichers; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	97
10.2	konstruiertes Rippenrohrbündel ohne Verkleidung; Quelle: eigene Darstellung	98

# Tabellenverzeichnis

6.1	Arbeitsmittel von ORC-Prozessen; Quelle:[3] . . . . .	32
8.1	Volumina der berechneten Speicher; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	71
8.2	Daten der Rohrbündel; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	73
8.3	Druckverluste der Wärmespeicher; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	74
9.1	Wirtschaftlichkeitsberechnung; Quelle: eigene Darstellung . . . . .	82

# Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe, dass alle Stellen der Arbeit, die wörtlich oder sinngemäß aus anderen Quellen übernommen wurden, als solche kenntlich gemacht und dass die Arbeit in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegt wurde.

Ort, Datum

Unterschrift

# 1 Motivation

In der jüngsten Zeit wird vermehrt auf den Ausbau der Wärmerückgewinnung gesetzt, wodurch die bei einem industriellen Prozess entwickelte Abwärme wirtschaftlich genutzt werden soll.

Die Wärme wird dabei zur Gewinnung von Prozessdampf, Fernwärme oder elektrischer Energie eingesetzt. Häufig wird zudem die Abwärme im Prozess selbst genutzt um die Effizienz zu steigern.

Eine solche Nutzung der Abwärme hat in der Regel eine Ressourceneinsparung zufolge, wird aber in manchen Fällen aufgrund des wirtschaftlichen Aufwandes nicht durchgeführt zudem sind die erzeugte Abwärme und die Nutzungsmöglichkeiten zeitlich voneinander getrennt weshalb eine wirtschaftliche Nutzung oftmals nicht möglich wird.

Wärmespeicher sind in der Lage diese Lücke zu schließen und eine Abwärmenutzung in Situationen zu ermöglichen in denen sie zuvor keine wirtschaftlichen Vorteile erbracht hätte.

Die grundsätzliche Motivation der großtechnischen Wärmespeicherung ist es eine Wirkungsgradverbesserung zu erreichen und so zufolge in weiterer Hinsicht Ressourcen einzusparen. Die Wärmespeicherung wird heutzutage in vielen Bereichen der Technik eingesetzt und gewinnt immer mehr an Bedeutung. So kommt es durch vermehrten Einsatz von erneuerbaren Energiequellen wie z.B.: Wind- oder Solarenergie zu einem vermehrten Bedarf an Speichern. Die zuvor genannten Energiequellen sind sehr stark fluktuierend, durch Energiespeicher können Spitzenlasten, welche nicht vom Netz aufgenommen werden können, gespeichert und anschließend bei Bedarf wieder ins Netz eingespeichert werden.



## 2 Einleitung

Die Firma Voith Hydro betreibt einen Haubenglühofen zur Wärmebehandlung von geschweißten Turbinenlaufrädern. Mithilfe dieser Wärmebehandlung, dem sogenannten Spannungsarmglühen, werden die zuvor durch Schweißen in die Konstruktion gebrachten Spannungen abgebaut und auf einen erträglichen Wert abgesenkt.

Der Haubenglühofen wird fluktuierend über das Jahr hinweg betrieben. Zudem ist durch die unterschiedliche Beladung des Ofens eine unterschiedlich lange Betriebszeit des Ofens gegeben. Der Ofen erzeugt innerhalb der Haltezeit eine Abgastemperatur von ca. 580°C über ca. 4 Stunden hinweg. Die Abwärme im Abgas wird über den Abgaskamin ins Freie geleitet und keiner weiteren Verwendung zugeführt.

Die energetisch ungenützte Abwärme soll zur Erzeugung von Fernwärme und/oder elektrischer Energie genutzt werden um Ressourcenschonender agieren zu können.

Dabei wird aufgrund der fluktuierend erzeugten Abwärme ein Kombi-Prozess-Betrieb mit einem Wärmespeicher angestrebt, um den Verbrauch und die Erzeugung der Wärme zu trennen und somit einen wirtschaftlichen Betrieb zu gewährleisten.

Es sind dabei die verschiedensten Wärmespeichertechnologien einsetzbar, wie z.B.: die Warmwasserspeicher-, Feststoffspeicher-, Salzspeichertechnologie. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sowie die Vor- und Nachteile der verschiedenen Möglichkeiten soll uns Aufschluss über die Erfolgversprechendste aller Varianten geben.

Es sollen geringe Investitionskosten bei größtmöglichem Speicherwirkungsgrad und Speicherdauer erzielt werden um den relativ großen Fluktuationen des Ofenbetriebs entgegen zu steuern und eine annähernd konstante Wärmebereitstellung zu erzielen.

Diese Aufgabe ist schwierig, da jeder Eingriff in einen Prozess einen Mehraufwand induziert.

# 3 Speichertechnologien

Aufbauend auf das vorige Kapitel sollen die verschiedenen relevanten Speichertechnologien betrachtet werden. Dabei soll eine plausible Entscheidungsgrundlage für eine bestimmte Technologie geschaffen werden um die weitere Anlage auslegen zu können. Aus dem großen Pool an Wärmespeichertechnologien werden nur diejenigen in Betracht gezogen, welche zum jetzigen Zeitpunkt in der Anlage verwirklicht werden können, ohne weiteren Forschungsaufwand zu betreiben.

Der gedankliche Schwerpunkt liegt dabei auf den zu entrichtenden Kosten pro Kilowatt Speichervolumen.

In Anbetracht der Lage des Speichers soll auf sicherheitstechnische Belange und auf die verschiedenen Möglichkeiten zur Speicherung der Abwärme näher eingegangen werden. Der Speicher ist in der Nähe des Ofens in einer Fabrikhalle positioniert. Die arbeitende Belegschaft darf keinen Gefahren ausgesetzt werden.

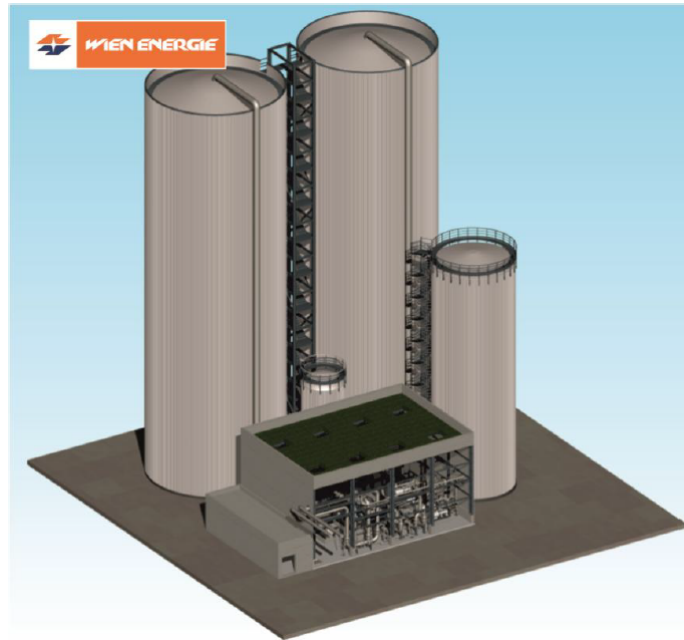
Die heutigen Speichertechnologien finden in den unterschiedlichsten Bereichen Anwendung. In den nachfolgenden Kapiteln werden die verschiedenen in Frage kommenden Technologien beschrieben und die Gründe für die getroffene Speichertechnologie erläutert.

## 3.1 Warmwasserspeicher

### 3.1.1 Druck- Wasserspeicher

Warmwasserspeicher werden schon Jahrzehnte lang zur Brauchwasserspeicherung im Haushalt eingesetzt, dabei werden kleintechnisch geringe Mengen Wasser auf ca. 60°C für den Warmwassergebrauch eines Ein- oder Mehrfamilienhauses gespeichert [13].

In neuester Zeit wird das System auch großtechnisch in Fernwärmenetzen eingesetzt um die Erzeugung und den Verbrauch von Wärme zeitlich entkoppeln zu können, wodurch das System flexibler gestaltet wird. Die anfallende Wärme, welche durch die einspeisenden Anlagen bei optimalem Betrieb erzeugt wird, kann durch ein intelligentes Lastaufteilungsprogramm gespeichert und später zur Abdeckung von Verbrauchsspitzen herangezogen werden [13].



**Abbildung 3.1:** Konzept des Warmwasserspeichers; Quelle:[13]

Nicht nur die Flexibilität des Systems erhöht sich, auch der Einsatz erdgas- und erdölbeheizten Fernheizwerke reduziert sich. Zudem wird der Einsatz von hocheffizienten KWK-Anlagen im ressourcenschonendsten Betriebspunkt optimiert [13].

Infolgedessen können fossile Primärenergieträger eingespart und die CO<sub>2</sub>-Emission reduziert werden. Im Anschluss wird eine Druck-Warmwasserspeicheranlage des Wiener Fernwärmenetzes beschrieben, um die Funktionsweise näher zu erläutern [13].

Bei dem Speicher handelt es sich, um ein unter Druck stehendes System aus zwei fast baugleichen Behältern, die Wasser in flüssiger Phase bei ca. 150°C speichern können und mit geringem Verlust wieder ins Netz abgeben können. Zusätzlich zu den beiden Behältern besteht das System aus einer Druckvorlage, einem Ausgleichsbehälter inklusive Ausgleichspumpen, dem Pumpenhaus in dem sich die Ein- und Ausgangsstation befinden und dem Elektrogebäude [13].

Bei der Implementierung des Speichers ergeben sich einige Besonderheiten auf die es acht zu geben heißt [13].

Anhand der Abbildung 3.2 soll die Funktionsweise des Warmwasserspeichers näher erläutert werden [13].

Im Vor- bzw. Rücklauf des Fernwärmenetzes muss aufgrund der Druckniveaus gegenüber dem Speichermedium ein Druckausgleich geschehen, welcher über die Eingangsstation (Regelventile) und der Ausgangsstation (Pumpen) geschieht. Über die Ein- und Ausgangsstation kann der Speicher be- und entladen werden. Der Temperaturunterschied zwischen den Beladungszuständen führt zu einem cirka sieben prozentigem Dichteunterschied. Da jedoch das Volumen der Speicherbehälter konstant bleibt muss, um den Massenstrom im Netz konstant zu halten, der Überschuss in den Ausgleichsbehälter geleitet werden [13].

Um den Druck im System zu halten ist ein Druckvorhaltesystem vorgesehen. Beim Laden des Speichers wird Wasser mit einer Temperatur von ca. 150°C über die Eingangsstation in den Wärmespeicher geleitet und gleichzeitig kaltes Wasser mit derselben Masse mittels Ausgangsstation aus dem System in das Netz gepumpt. Der überschüssige Massenstrom, welcher sich durch den Temperaturunterschied einstellt, wird über ein Entlastungsventil in den Ausgleichsbehälter übergeführt [13].

Beim Entladen des Speichers wird kaltes Wasser über die Eingangsstation in den Wärmespeicher eingespeist und gespeichertes warmes Wasser mit derselben Masse mittels der Ausgangsstation in das Netz gepumpt. Das sich zwischen dem kalten und warmen Wasser ergebende Massenstromdefizit wird vom Ausgleichsbehälter in den Speicher eingebracht [13].

Beim Wasserspeicher sind zur effizienten Nutzung häufige rasch aufeinanderfolgende Lade- und Entladevorgänge notwendig [13].

Ein Verdampfen des Wassers, sei es auch nur teilweise, muss unter allen Umständen unterbunden werden da der enorme Volumszuwachs bei der Phasenänderung im geschlossenen System zu einem erhöhten Druckanstieg führt, wodurch es zur Zerstörung des Speichers und Gefährdung von Mitarbeitern kommen kann [13].

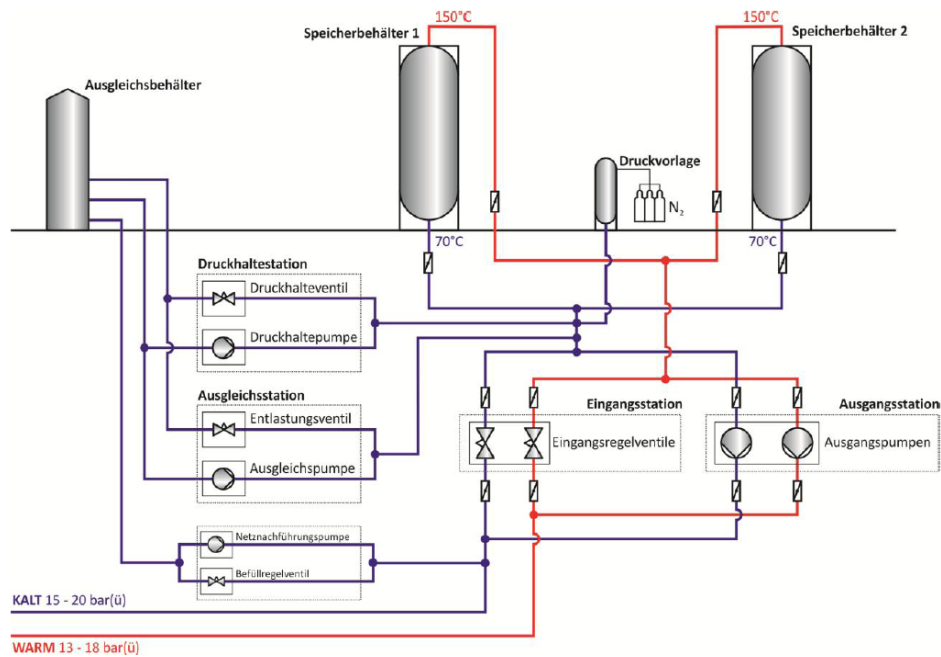


Abbildung 3.2: Schema eines Druckwasserspeichers; Quelle:[13]

### 3.1.2 Atmosphärischer Wasserspeicher

Ein atmosphärischer Wasserspeicher wird unter Umgebungsdruck betrieben. Er besteht aus einem Stahlbehälter welcher durch eine Trennschicht in zwei Teilbehälter unterteilt ist. Der Behälter verfügt im oberen Bereich über ein Dampfkissen, welches das Eindringen von Luft verhindern soll [8].

Die Funktionsweise des Speichers ist denkbar einfach. Beim Laden des Speichers wird heißes Wasser mit geringer Strömungsgeschwindigkeit im oberen Bereich zugeführt. Das heiße Wasser verdrängt das kalte Wasser bis der Speicher vollständig gefüllt ist und die Trennplatte am unteren Bereich angelangt ist. Beim Entladen des Speichers dreht sich der Kreislauf um und kaltes Wasser wird im unteren Bereich eingespeist wodurch das heiße Wasser verdrängt wird.

Abbildung 3.3 zeigt das Prinzip eines atmosphärischen Wasserspeichers.

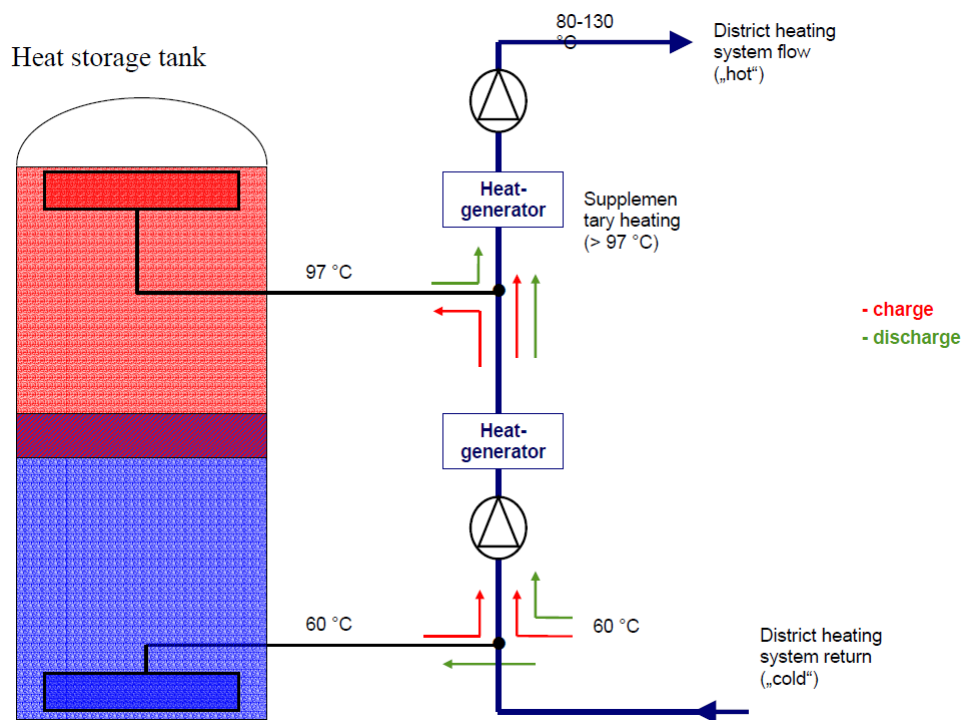


Abbildung 3.3: Atmosphärischer Wasserspeicher; Quelle:[8]

### 3.2 Latent/Sensible Wärmespeicher

Wärmespeicher welche latente und sensible Wärme speichern sind Stand der Technik und befinden sich kurz vor dem Markteintritt. Bei den Systemen wird die latente Wärme durch den Phasenwechsel eines Mediums, meist Salze, und die sensible Wärme durch z.B.: herkömmliche Salzspeicher gespeichert. Infolge der Trennung in zwei Speichereinheiten kann das Pinch- Point- Problem<sup>1</sup> minimiert werden. Als Folge ergibt sich ein sehr hoher exergetischer Wirkungsgrad [10].

Der Druck des Wassers/Dampfs muss beim Laden bzw. Entladen verändert werden um die Sättigungstemperatur zu variieren, dadurch kann der Wärmefluss zwischen Speichermedium und Wasser/Dampf eingestellt werden. Anhand Abbildung 3.4 lässt sich die Problematik des Wärmeübergangs deutlicher erkennen [10].

Laut dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik ist die Übertragung von Wärme ohne äußere Einwirkungen nur von einem Körper höherer zu einem mit niedriger Temperatur

<sup>1</sup> Temperaturunterschied zwischen Wasser/Dampf und Speichermedium

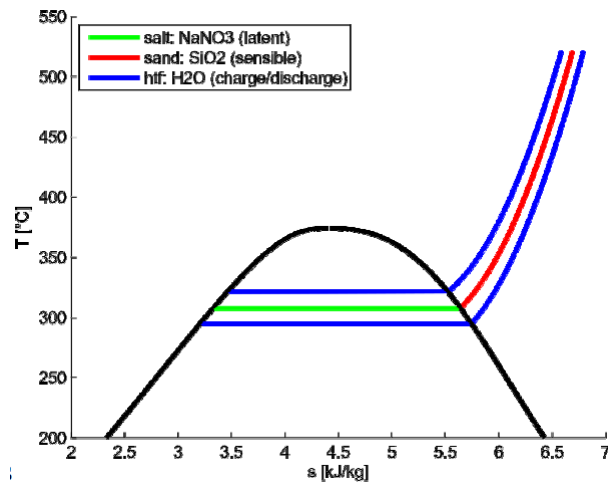


Abbildung 3.4: TS-Diagramm; Quelle:[10]

möglich. Da die Schmelztemperatur des Speichermediums konstant bleibt muss die Sättigungstemperatur des Wassers/Dampfes zum Laden bzw. Entladen variiert werden [10].

Beim Laden des latenten Speichers liegt sie oberhalb der Schmelztemperatur des Salzes. Beim Entladen ist die Temperaturverteilung umgekehrt [10].

Die exakte Funktionsweise des latenten Wärmespeichers lässt sich anhand der Abbildung 3.5 erklären [10].

Das System besteht aus einem Behälter gefüllt mit Salz, Rippenrohren, einer Trommel, einer Mischkammer, zwei Kontrollventilen um den Druck beim Beladen und Entladen zu ändern und einer Zirkulationspumpe [10].

Im Ladezyklus strömt leicht überhitzter Dampf über das Ventil in das System. Er wird anschließend in der Mischkammer mit dem Wasser aus dem Fallrohr vermischt. Das zwei-phases-Gemisch strömt darauffolgend durch den Wärmetauscher in dem der Dampf kondensiert und das Salz geschmolzen wird. Während des Vorgangs wird vollständige Kondensation vorausgesetzt wodurch Wasser in flüssiger Phase in die Trommel gelangt [10].

Beim Entladevorgang gelangt unterkühltes Wasser in die Trommel in der es mit Dampf aus dem latenten Wärmespeicher vermischt wird. Das gesättigte Wasser fließt anschließend das Fallrohr hinab und wird im latenten Wärmespeicher zum Teil verdampft.

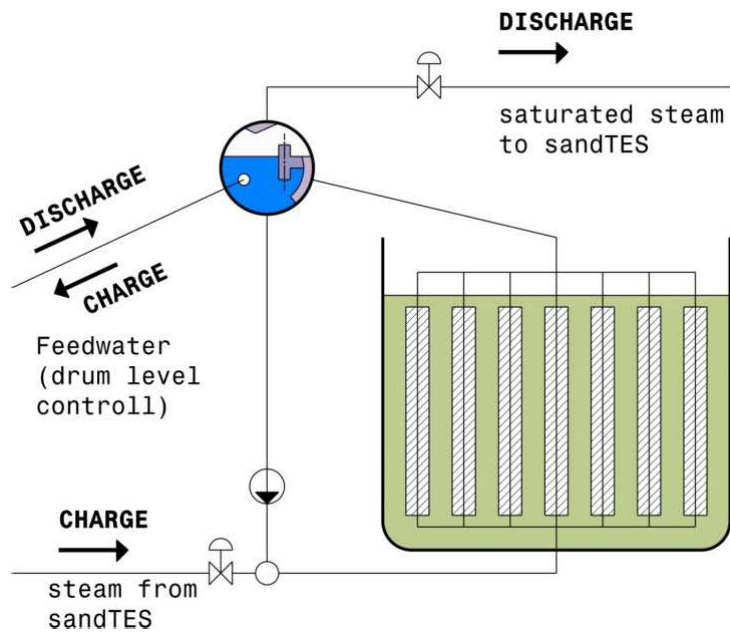


Abbildung 3.5: Prinzip-Skizze des latenten Wärmespeichers; Quelle:[10]

Das zweiphasige Gemisch tritt in die Trommel ein und wird durch einen Zyklon getrennt. Der gesättigte Dampf wird dann in den Wärmespeicher zur Überhitzung geleitet [10].



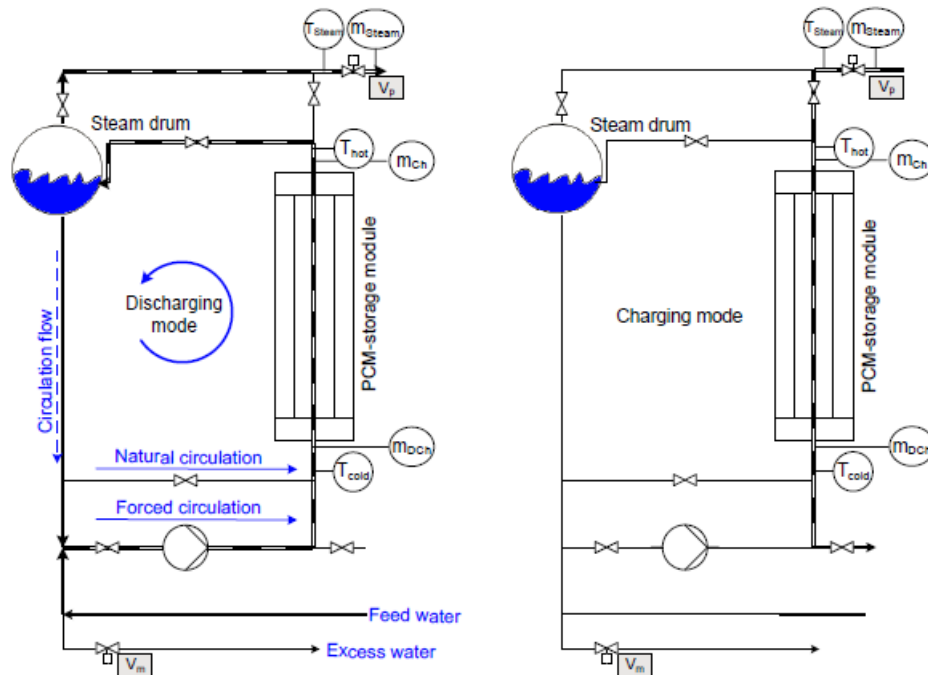


Abbildung 3.6: Prinzip des Ladens bzw. Entladens des latenten Speichers; Quelle:[1]

Als sensible Wärmespeicher zur Überhitzung des Dampfes werden Salzspeicher und in jüngster Zeit neue Konzepte basierend auf Sand eingesetzt. Bei den Systemen handelt es sich im Wesentlichen aus zwei gleichvolumigen Behältern. Einer der beiden Behälter ist mit Salz oder Sand befüllt. Das andere Behältnis ist leer [10].

Beim Beladen des sensiblen Speichers wird das Salz bzw. der Sand über einen Wärmetauscher vom befüllten zum leeren Behälter geleitet, bis dieser zur Gänze aufgefüllt ist. Dabei wird dem Speichermedium über den Wärmetauscher Energie in Form von Wärme zugeführt [10].

Die Energie stammt dabei z.B. aus dem Thermoöl einer Solaranlage. Wärmetauscher für das Speichermedium Sand fluidisieren diesen und leiten ihn um ein Rohrbündel in dem das energiereiche Thermoöl strömt und seine Wärme an den Sand abgibt [10].

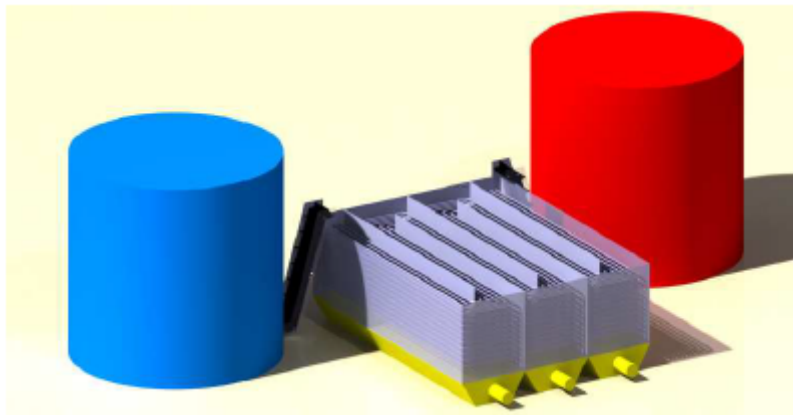


Abbildung 3.7: Konzept eines sensiblen Sandwärmespeichers; Quelle:[10]

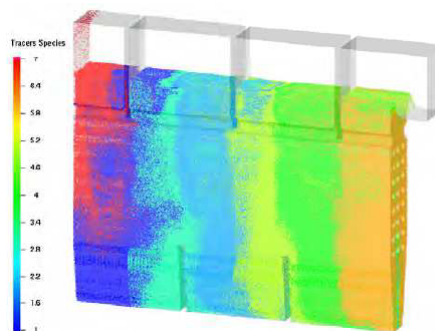


Abbildung 3.8: CFD Berechnung SandTES Wärmetauscher; Quelle:[10]

### 3.3 Ruths Speicher

Die direkte Speicherung von gesättigtem Dampf ist unwirtschaftlich aufgrund der niedrigen Energiedichte. Der Ruths Speicher nutzt unter Druck stehendes gesättigtes Wasser um sensible Wärme zu speichern [19].

Der Speicher besteht aus einem Druckbehälter und mehreren Ventilen zur Druckregulierung. Der Speicher bedient sich der hohen spezifischen Wärmekapazität von flüssigem Wasser. Beim Laden des Speichers wird Dampf unter Druck gesetzt und somit kondensiert. Das Speichervolumen ergibt sich durch das Behältervolumen. Die Kapazität des Speichers ist hinsichtlich Wirtschaftlichkeitsaspekten limitiert, da die benötigte Wanddicke des Druckbehälters laut Kesselformel (3.1) proportional mit dem Durchmesser

zunimmt[19].

$$e_{cs} = \frac{p_c d_{os}}{(2f_s - p_c)v + 2p_c} \quad (3.1)$$

$p_c$ ...Berechnungsdruck

$d_{os}$ ...Aussendurchmesser des Grundkörpers

$f_s$ ...zulässige Spannung

$v$ ...Verschwächungsbeiwert

$e_{cs}$ ...erforderliche Wanddicke, ohne Zuschläge

Beim Entladen wird der Druck im Behälter abgesenkt sodass sich wiederum Dampf bildet. Dabei beeinflusst der Sattedampfdruck die entstehende Sattedampfmenge auf zwei verschiedene Arten [19]:

- Bei höherem Druck nimmt die Druckabhängigkeit der Sattedampftemperatur ab, wodurch die Änderung der sensiblen Energie im Volumen des flüssigen Wassers kleiner wird.
- Die Dichte des gesättigten flüssigen Wassers nimmt bei niedrigeren Drücken ab, wodurch sich eine geringere volumetrische Energiedichte ergibt.

Andererseits ist die massespezifische Energie zur Verdampfung kleiner bei höheren Drücken [19].

Es sind schnelle Lade- bzw. Entladezyklen möglich, da Wasser gleichzeitig als Speicher- und Arbeitsmittel verwendet wird [19].

Die spezifische volumetrische Speicherleistung hängt von dem Druckunterschied beim Be- und Entladen ab. Durchschnittlich ergeben sich 20-30 kWh/m<sup>3</sup>. Die Masse des Volumens im Speicher wird beim Laden durch die Zugabe von gesättigtem Wasser geregelt [19].

Ein Ruths Speicher kann auch indirekt durch einen Wärmetauscher, welcher sich im Volumen des gesättigten Wassers befindet, beladen werden. Mithilfe dieser Beladungsmöglichkeit können auch andere Medien als Wasser eingesetzt werden, ebenso kann Wärme von Quellen niedrigeren Drucks genutzt werden [19].

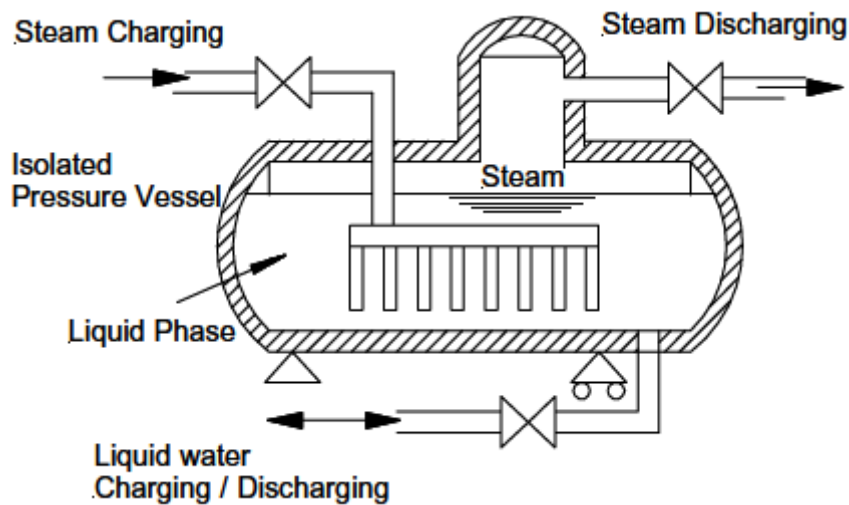


Abbildung 3.9: Ruths Speicher; Quelle:[19]

### 3.4 Festbett-Speicher

Die Technologie der Festbett-Speicher leitet sich von Hochtemperatur-Regeneratoren ab, welche z.B. schon erfolgreich in der Metall- oder Glasindustrie verwendet werden um Heißluft bereitzustellen. Der Speicheraufbau besteht im Wesentlichen aus einem wärmeisolierten Behälter und dem Inventar. Das Speichermaterial bestimmt die Kosten der Komponenten, die Geometrien und die Anordnung sind ausschlaggebend für die Speicherleistung und die thermische Ausnutzung des Speicherinventars [11].

In der Metallindustrie gelangen hauptsächlich Winderhitzer zur Heißluftbereitstellung für Hochöfen zum Einsatz [11].

Bei Abwärmeprozessen sowie bei z.B. GuD Anlagen sind die benötigten Be- und Entladezeiten solcher Regeneratoren erheblich länger und das Temperaturniveau liegt deutlich niedriger. Aufgrund dessen sind die benötigten Speichervolumen erheblich größer [11].

Für Regeneratoren werden meist Formsteine mit angepasstem Design oder Schüttungen aus Natursteinen verwendet. Die Formsteine bestehen vorwiegend aus ziegelartigem Werkstoff. Bei Winderhitzern werden im Gegensatz dazu teure keramische Werkstoffe in meist bienenwabenartiger Form eingesetzt. Aufgrund der hohen Einsatztemperaturen müssen teurere wärmestabile Materialien eingesetzt werden [11].

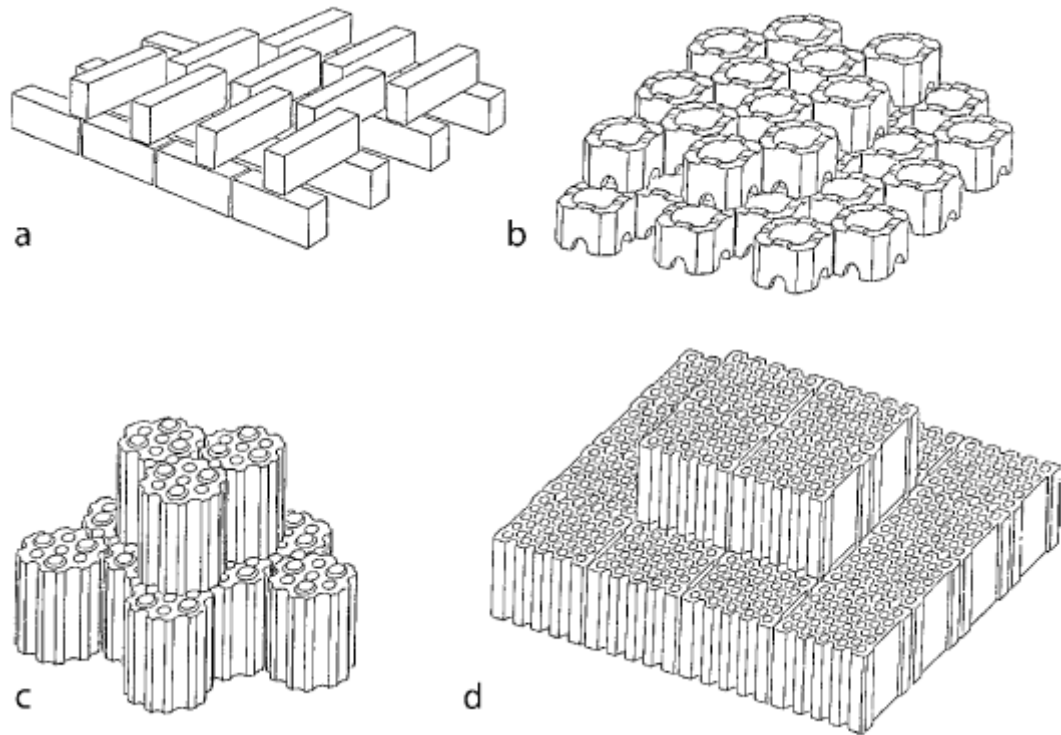


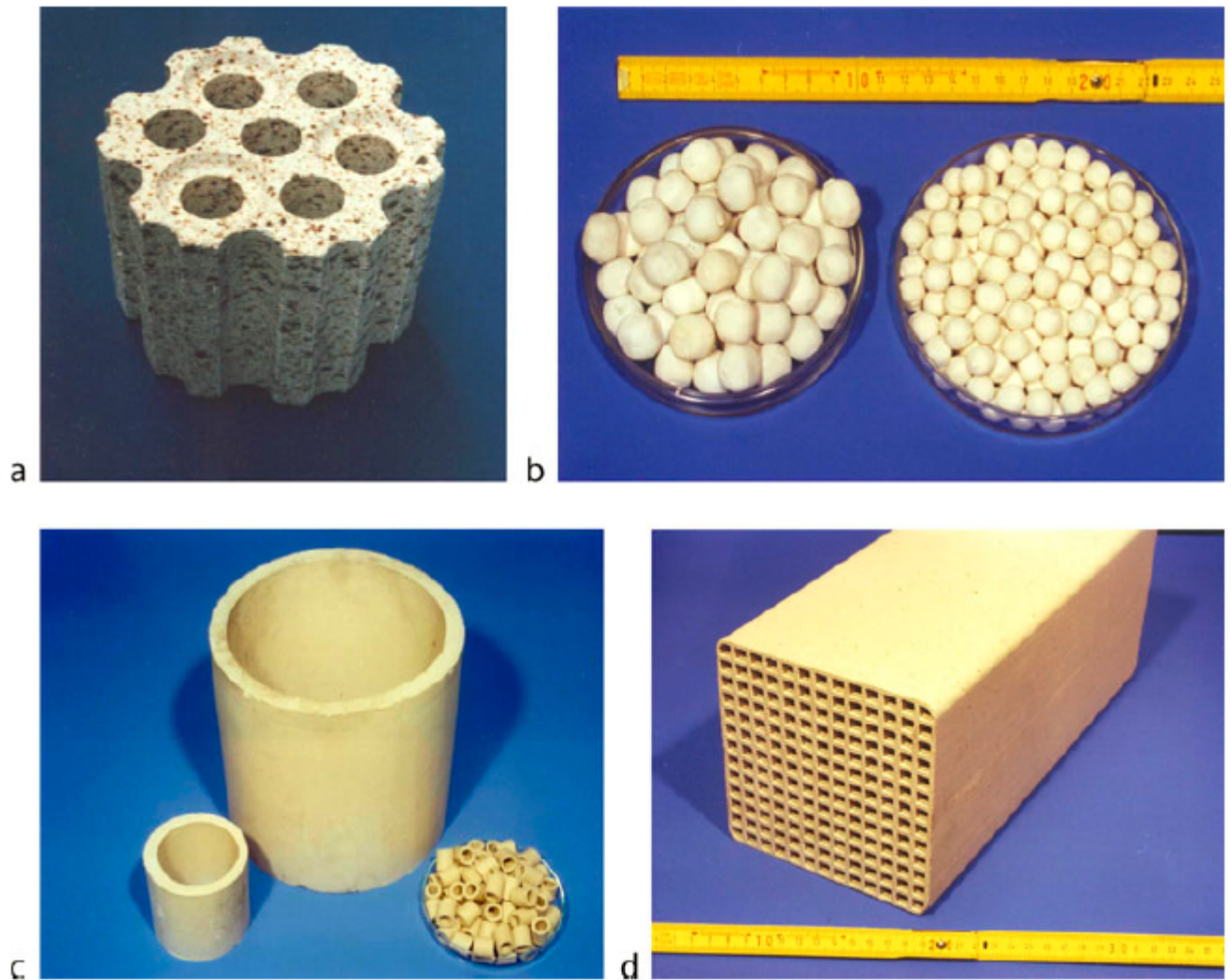
Abbildung 3.10: Formsteine von Regeneratoren: Quelle:[18]

### 3.4.1 Festbett-Speicher mit Schüttgut

Schüttgut als Wärmespeichermaterial ist besonders preiswert. Im Gegensatz zu Formsteinen wird ein größerer Druckverlust erwartet und auch größere Belastungen der Wärmespeicherwände (Setzungsvorgänge). Diesen Anforderungen muss konstruktiv Rechnung getragen werden. Ein Lösungsansatz liegt in einer konischen Bauweise für die Errichtung des Speicherbehälters. Abbildung 3.12 zeigt einen Regenerator mit Schüttgut. Er ist konstruktiv aus Stahlbetonplatten, kreisförmig und konisch angeordnet, aufgebaut und im Erdreich versenkt ist [15].

Bei der Verwendung von Beton ist aufgrund des Quarz-Sprunges die Maximaltemperatur auf ca. 550°C beschränkt.

Der Wärmespeicher in Abbildung 3.12 besteht aus einem isolierten Betonbehälter welcher mit 25 m<sup>3</sup> Natursteinen (Quarzit, Kalkstein, ...) gefüllt ist. Der durchschnittliche Durchmesser der Steine beträgt 30 mm. Aus bereits vorher betrachteten konstruktiven Gründen hat der Speicher die Form eines abgeschnittenen Kegels mit einem zwölfseitigen



**Abbildung 3.11:** keramische Formsteine von Winderhitzern; Quelle:[18]

Querschnitt [15].

Abbildung 3.13 zeigt den schematischen Aufbau des Speichers und die konstruktiven Besonderheiten [15].

Beim Laden des Speichers strömt erhitzte Luft von oben nach unten durch den Behälter. Die Luft tritt dabei mittig am oberen Deckel ein durchströmt die Natursteinschüttung und gibt dabei die thermische Energie an die Speichermasse ab. Am unteren Ende des Behälters angelangt verlässt die nun abgekühlte Luft den Speicher über eine Leitung, welche über ein Metallgitter freigehalten wird [15].



Abbildung 3.12: Festbett-Speicher mit Schüttung; Quelle:[15]

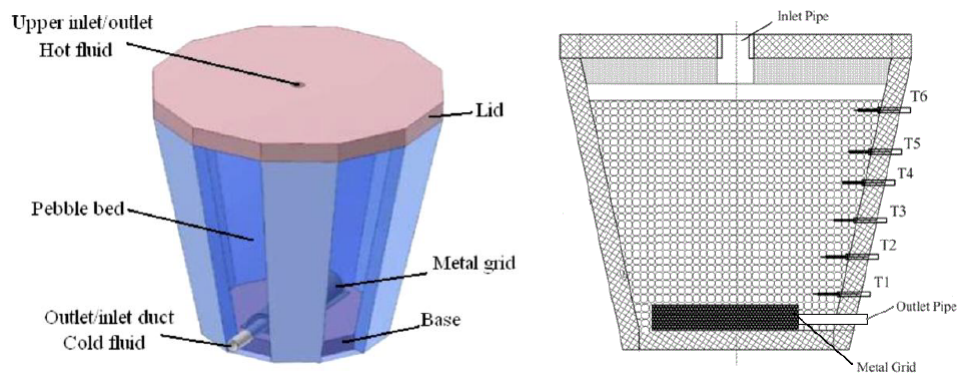


Abbildung 3.13: Schema Schüttungsspeicher; Quelle:[15]

Die zeitliche Temperaturfolge des Speichers beim Laden ist in Abbildung 3.14 zu sehen [15].

Der Rauchgasseitige Druckverlust ist bei Festbett-Speichern mit Schüttungen größer. Der Verlust kann aber reduziert werden indem die Strömungsgeschwindigkeit im Speicher reduziert wird. Dies wird durch die Vergrößerung des Querschnitts erreicht. Bisher liegen noch wenige Erfahrungen mit Schüttgutspeichern vor [15].

### 3.4.2 Festbett-Speicher mit Formsteinen

Wie in Kapitel 3.4 bereits beschrieben besteht das Speichermaterial bei solch einer Speicherart aus Formsteinen. Die Formsteine können konstruktiv angepasst werden um den Druckverlust und das Dehnverhalten einstellen zu können. Für Formsteine liegen im Gegensatz zu Natursteinschüttungen Langzeiterfahrungen bezüglich der Stabilität der

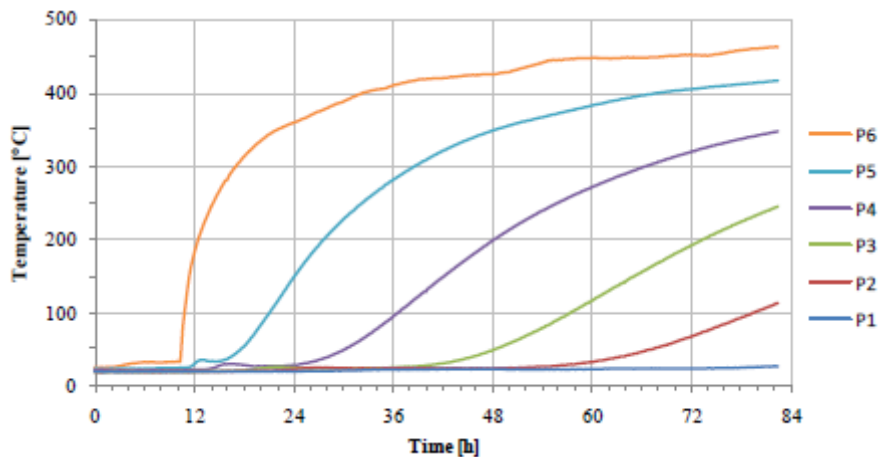


Abbildung 3.14: zeitlicher Temperaturverlauf beim Laden; Quelle:[15]

verwendeten Materialien vor. Der große Nachteil von Formsteinen im Vergleich zu Schüttungen ist, dass sie teurer sind [11].

Abbildung 3.15 zeigt ein mögliches Konzept eines Festbett-Speichers mit Formsteinen [11].

Dabei wird beim Laden des Speichers heißes Abgas von oben nach unten durch die Formsteine geleitet, wodurch die Wärme konvektiv an das Inventarmaterial abgegeben wird und gleichzeitig das Abgas abgekühlt wird [11].

Beim Ausspeichern wird Luft genutzt und über das heiße Inventarmaterial von unten nach oben geführt wodurch sich die Luft erwärmt und die Formsteine abkühlen.[11]

Das Volumen des Festbett-Speichers ergibt sich durch folgende Randbedingungen [11].

- Wahl des Speicherinventars
- zugelassener rauchgasseitiger Druckverlust
- Grenztemperatur beim Ausspeichern

Bei großen Speicherleistungen ist ein modularer Aufbau mit mehreren Behältern denkbar. Abbildung 3.16 zeigt eine Entwurflösung eines Festbett-Speichers [11].

Wichtig für das Design des Speichers ist die minimal erlaubte Ausspeichertemperatur. Beim Entladen des Speichers bleibt die Ausspeichertemperatur lange Zeit konstant. Zum Ende des Ausspeichervorgangs verschiebt sich die Übergangszone von kalter zu heißer Seite langsam zum oberen Ende des Speichers und die Temperatur nimmt ab. Je größer die



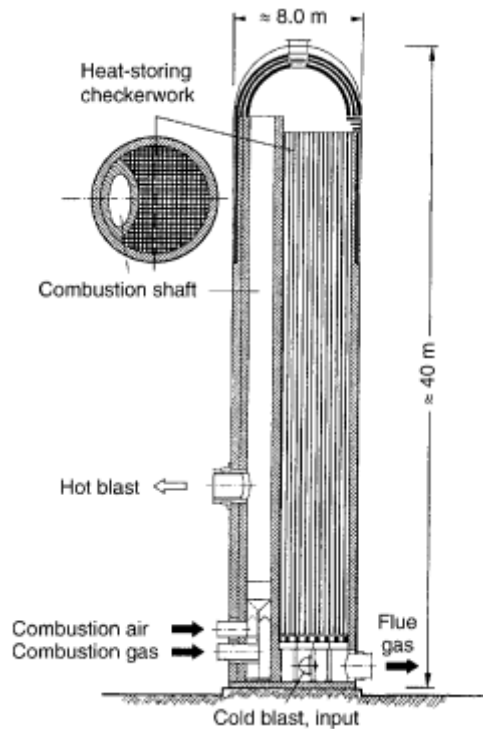


Abbildung 3.15: Regenerator mit Formsteinen; Quelle:[18]

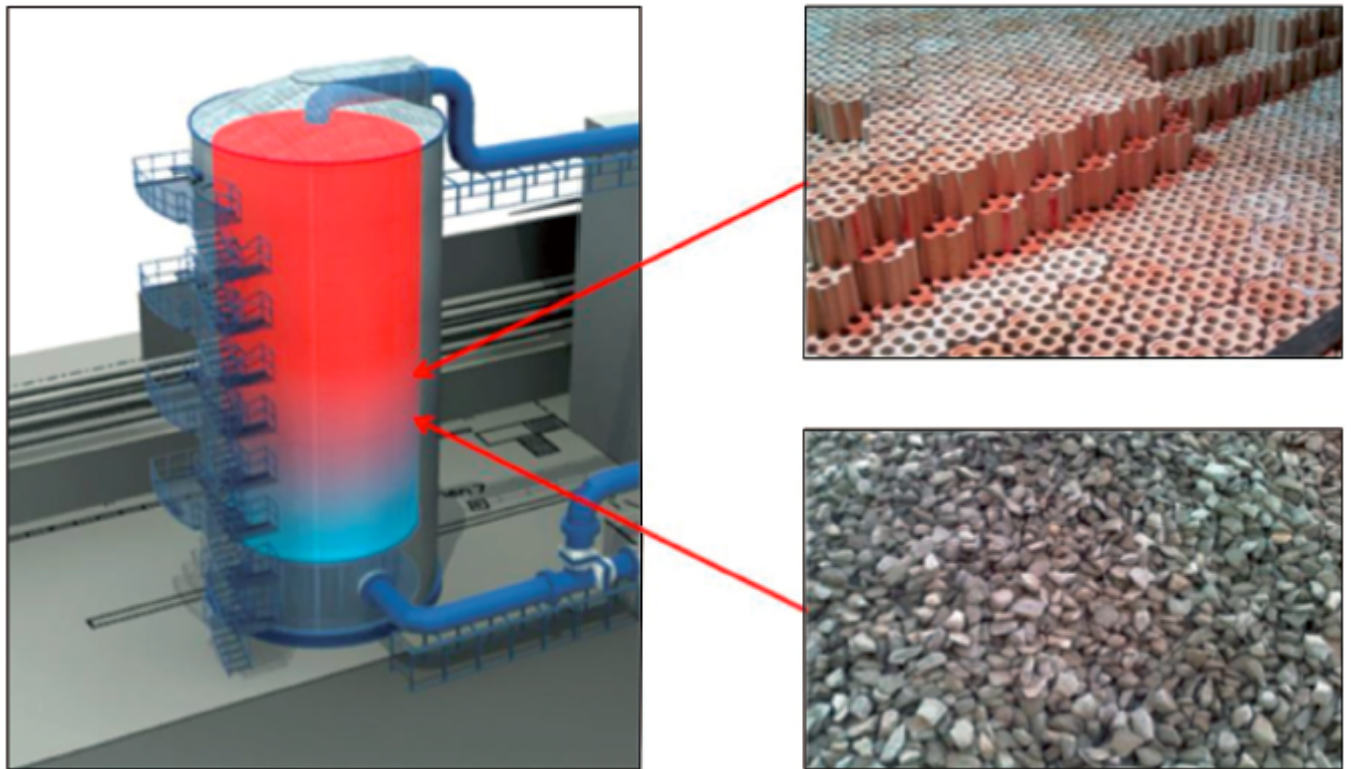
zulässige Temperaturabsenkung ist, desto kleiner kann der Wärmespeicher dimensioniert werden [11].

Um eine größere Temperaturabsenkung möglich zu machen kann zusätzlich nach dem Speicher eine Zusatzfeuerung installiert werden [11].

### 3.5 Betonspeicher

Der Betonspeicher ist ein sensibler Wärmespeicher. Die Speicher sind meist modular aufgebaut und bestehen aus Rohrregistern welche mit Beton umschlossen sind. An den Beton werden hohe Anforderungen gestellt [2]:

- Hohe spez. Wärmekapazität
- Hohe Wärmeleitfähigkeit
- Thermische Langzeitstabilität
- Thermische Ausdehnung ähnlich dem Rohrregister



**Abbildung 3.16:** Entwurfslösung eines Festbett-Speichers; Quelle:[11]

- Gute Handhabung bei der Herstellung
- Geringe Kosten
- Gute Verfügbarkeit der Komponenten

Der große Nachteil von Betonspeichern ist die geringe mögliche Einsatztemperatur von ca.  $400^{\circ}\text{C}$ , da bei zu hoher Temperaturerzeugung zwischen Rohrregister und Beton Risse und Zwischenräume entstehen und der Wärmeübergang erheblich verschlechtert wird [2].

Für höhere Einsatztemperaturen sind neue Betonspeichermaterialien zu entwickeln. Auch die Alterung des Betons aufgrund des zyklischen Betriebes des Speichers ist weiter zu untersuchen. Die Festigkeitsabnahme nach Langzeitzyklisierung beträgt durchschnittlich 30-40% [2].



Beton - Feststoffspeicher  
Testspeicher PSA, Almeria  
4 Module zu jeweils 25 kW, 80 kWh  
Testbetrieb 2004/2005



Beton – Feststoffspeicher  
Testspeicher DLR, Stuttgart  
100 kW, 400 kWh  
Testbetrieb 2006

Abbildung 3.17: Betonspeicher; Quelle:[2]

# 4 Speicherwahl

Abbildung 4.2 zeigt ein mögliches Anlagenschema zur Speicherung der Abgaswärme. Die Abgaswärme kann dabei in verschiedenster Weise genutzt werden.

Das Schema bietet verschiedenste Möglichkeiten die Anlage zu betreiben. Zum Einen kann die Abgaswärme genutzt werden, um den Wärmespeicher zu beladen, zum Anderen kann gleichzeitig oder getrennt von der Beladung des Speichers die Abgaswärme in einem ORC-Prozess oder direkt zur Fernwärmeerzeugung eingesetzt werden. Zusätzlich zu den genannten Varianten ist ein Bypass installiert, welcher direkt in den Kamin mündet, um bei etwaigen Schäden, Stillstandszeiten oder Reparaturen einen Betrieb des Ofens zu gewährleisten.

Je nach Bedarf kann somit variabel die Abgaswärme eingesetzt werden und bei Stillstandszeiten des Ofens die gespeicherte Wärme wieder genutzt werden.

Die Wahl des Wärmespeichers ergibt sich aufgrund der Rahmenbedingungen der bereitgestellten Wärme. Die Abgaswärme des Glühofens während eines Glühvorgangs beträgt ca. 800 kW bei einem durchschnittlichen Temperaturniveau von ca. 300°C. Der Glühofen wird über 4 Erdgasbrenner betrieben. Das verbrannte Erdgas wird beim Glühprozess kaum verschmutzt. Das Abgas verlässt den Ofen über einen rechteckigen Kanal und wird über eine Esse, welche dem Abgas

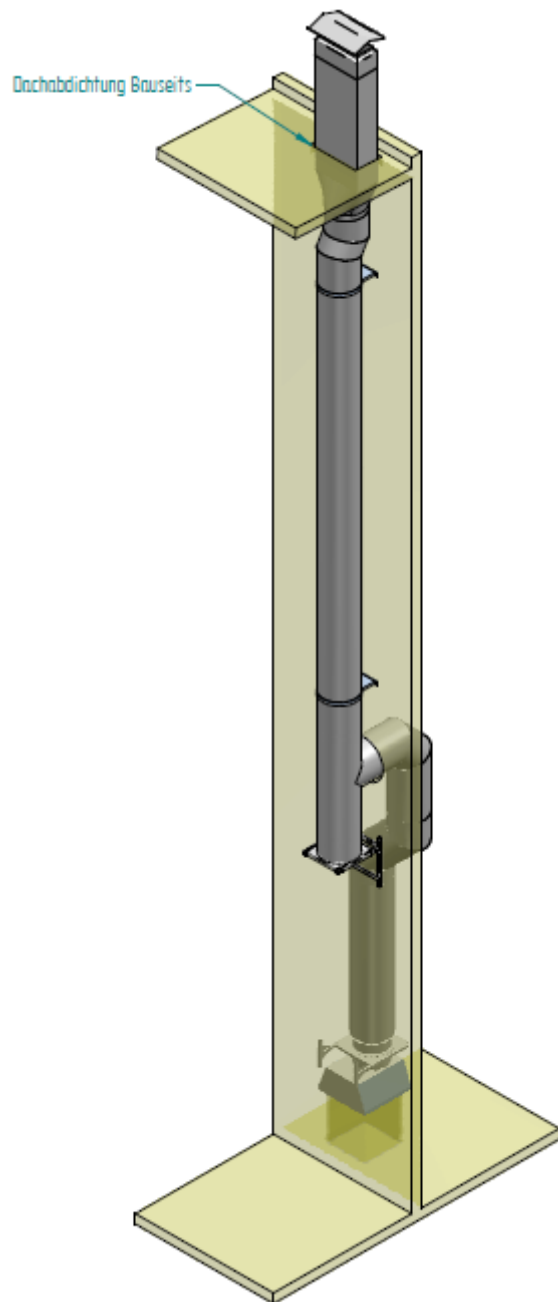
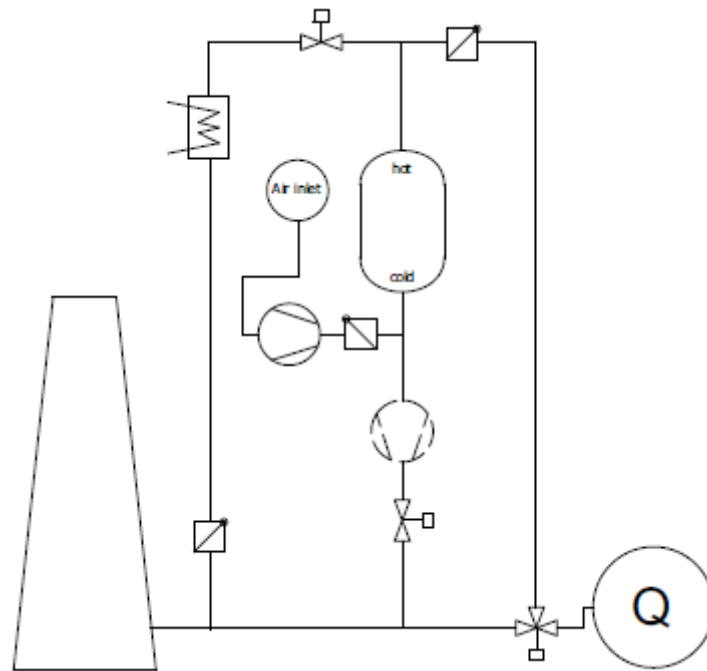


Abbildung 4.1: Kamin des Glühofens; Quelle: [4]



**Abbildung 4.2:** Schema einer Abgaswärmerückgewinnung; Quelle: eigene Darstellung

Frischlufft beimengt, in den Kamin geleitet. Die Esse, zu sehen in Anhang A, kühlt den Abgasmassenstrom durch die Beimengung von Frischluft, dadurch wird der nachträglich angeordnete Kamin geringeren Temperaturen ausgesetzt.

Das Abgas ist zudem drucklos und chemisch nicht aggressiv. Der Glühofen, welcher als Abgaswärmequelle dient, wird eingesetzt um großvolumige Turbinenräder spannungsarm zu glühen. Der Glühofen wird taktend je nach Fertigstellung von Turbinenrädern betrieben. Dabei kommen Stillstandszeiten von einigen Tagen bis zu einigen Wochen zustande. Die Volllaststunden der Abwärmanlage wären ohne Wärmespeicher an die des Ofens gebunden. Über den Wärmespeicher muss dadurch eine maximal erweiterte Volllaststundenanzahl bei geringsten Kosten angestrebt werden.

Aufgrund der beschriebenen Rahmenbedingungen und an Anleitungen zu [12], wurde sich für einen Festbett-Speicher entschieden. Dabei stehen Naturschüttungen sowie Formsteine zur Auswahl. Wie in den Kapiteln 3.4.1 und 3.4.2 beschrieben sind Formsteine teurer als Natursteinschüttungen. Aufgrund mangelnder Langzeiterfahrungen wurde zugunsten von Formsteinen entschieden.

# 5 Rippenrohrbündel

Zur Nutzung der Abwärme steht ein innerbetriebliches Fernwärmenetz zur Verfügung, welches eine Rücklauf­temperatur von  $60^{\circ}\text{C}$  und eine Vorlauf­temperatur von  $90^{\circ}\text{C}$  aufweist. Im Netz herrscht ein Druck von 3 bar und ein Massenstrom von ca.  $9\text{ kg/s}$ . Mit diesen wasserseitigen Rahmenbedingungen wurde ein Rippenrohrbündel ausgelegt, welches alternativ durch die Abwärme des Wärmespeichers oder direkt durch Abgas gespeist wird und die Wärme an das Fernwärmenetz überträgt.

Rippenrohre werden in vielen Industriezweigen wie z.B.: Metall-, Chemie-, oder Energieindustrie eingesetzt. Rippenrohre weisen eine hohe Effizienz bei der Wärmeübertragung auf. Durch die Nutzung von Rippenrohren können kompakte Wärmetauscher konstruiert werden. Die Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche durch aufgeschweißte Rippen auf den Rohren ergeben eine erhöhte Materialeffizienz.[6]

Der große Nachteil von Rippenrohren ist, dass sie nur bei Abgasen mit sehr geringem Verschmutzungsgrad eingesetzt werden können. Ist der Staubanteil zu groß so kommt es zu einem „Verbacken“ der Wärmetauscherfläche. Dabei kommt es zur Verlegung der Zwischenräume der auf den Rohren aufgeschweißten Rippen mit unverbranntem, Asche, etc. wodurch sich die effektive Wärmetauscherfläche erheblich reduziert. Der Wärmeübergang durch die aufgebackenen Schichten wird extrem verschlechtert. Als Folge wird die angestrebte Ausgangstemperatur aus dem Wärmetauscher nicht mehr erreicht.

Eine Reinigung der Rippenrohre während des Betriebes könnte eventuell den Einsatzbereich von Rippenrohren weiter ausdehnen, doch derzeit gibt es noch keine wirtschaftlich attraktive Lösung für dieses Problem.

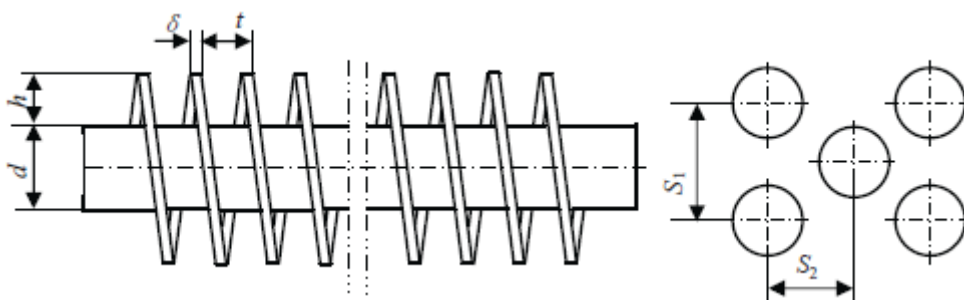
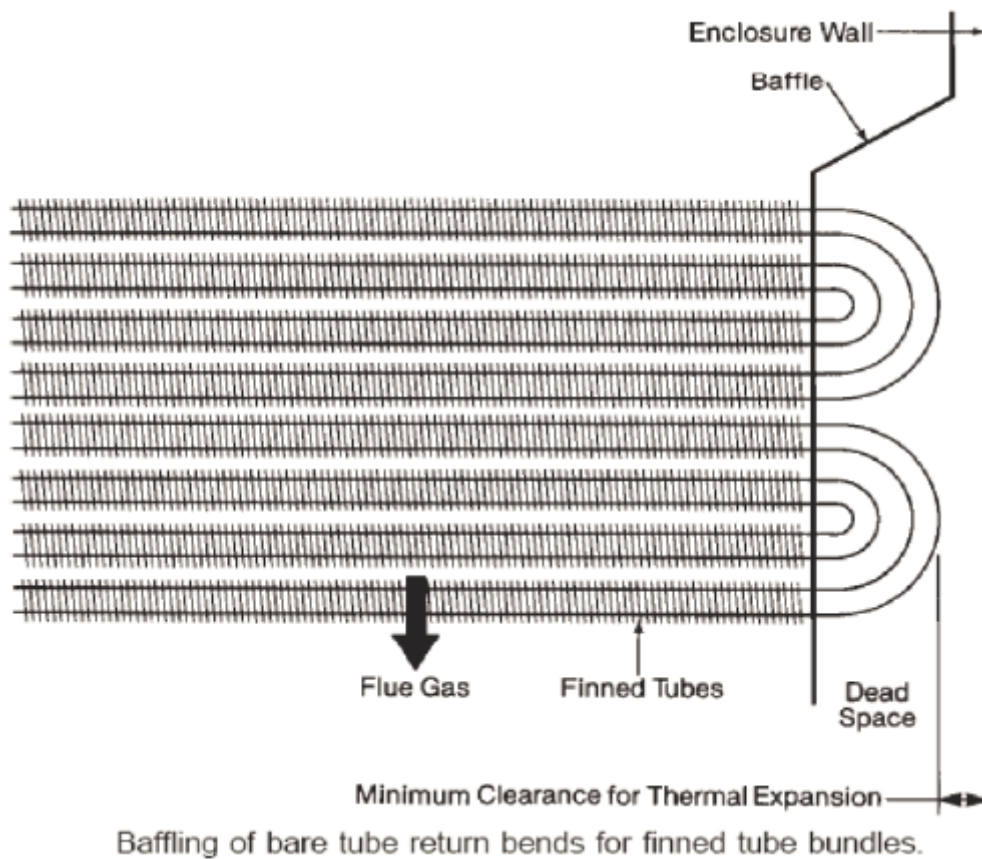


Abbildung 5.1: Rippenrohr (links); Anordnung (rechts); Quelle:[6]

Rippenrohre werden bevorzugt aufgrund der entfallenden Reinigung während des Betriebes durch z.B. Dampfblasen versetzt angeordnet. Die versetzte Anordnung braucht etwas weniger Fläche (ca. 15/



**Abbildung 5.2:** Umlenkung des Rauchgasmassenstroms bei Rippenrohren;  
Quelle:[16]

Die Berechnungen der Rippenrohrbündel sind dem Anhang C zu entnehmen.

## 6 ORC-Prozess

Durch steigende Energiepreise wird die Abwärmenutzung von Energieprozessen immer attraktiver, da es dadurch nicht nur zur Verminderung von Kosten kommt, sondern auch zur Einsparung von fossilen Energieträgern zur Steigerung des Anlagenwirkungsgrades sowie zu Verminderten CO<sub>2</sub>-Emissionen. Derzeit wird ein großer Forschungsaufwand zur gezielten Abwärmenutzung betrieben, auch wenn die Wirtschaftlichkeit, aufgrund im Vergleich geringer Preise fossiler Energieträger, noch nicht gegeben ist [3].

Die Abwärme kann wie in Kapitel 5 beschrieben zum Betreiben eines Fernwärmenetzes oder zur Stromerzeugung genutzt werden. Die Verstromung der Abwärme kann mit verschiedenen Prozessen wie dem Dampfkraft-, ORC-, oder Kalinaprozess verwirklicht werden. Welches Verfahren geeignet ist hängt vom Temperaturniveau der Abwärmequelle ab. Bei einem hohen Temperaturniveau von ca. 450°C-600°C, hinter Gasturbinen sind heute schon längst Dampfkraftprozesse Stand der Technik und erlauben Gesamtwirkungsgrade von 50-60%. Bei einem niedrigen Temperaturniveau bei kleinen Leistungen sind Dampfkraftprozesse ineffizient. Zur Nutzung von Niedertemperaturwärme wurde der ORC- bzw. Kalinaprozess entwickelt. Der Kalinaprozess weist einen höheren Wirkungsgrad als der ORC-Prozess auf. Er konnte sich nicht durchsetzen da der Prozess ein Ammoniak-Wasser-Gemisch als Arbeitsmedium verwendet. Ammoniak ist toxisch und erfordert bei der Nutzung aufwendige sicherungstechnische Maßnahmen [3].

Durch den ORC-Prozess ergeben sich folgende Vorteile [3]:

- niedrige Verdampfungstemperaturen bei technisch beherrschbaren Drücken
- Höhere Leistungsausbeute bei niederen Temperaturen als Dampfkraftprozess
- Geringe Betriebskosten
- kleiner einfacher Aufbau im Gegensatz zum Dampfkraftprozess
- hohe Zuverlässigkeit



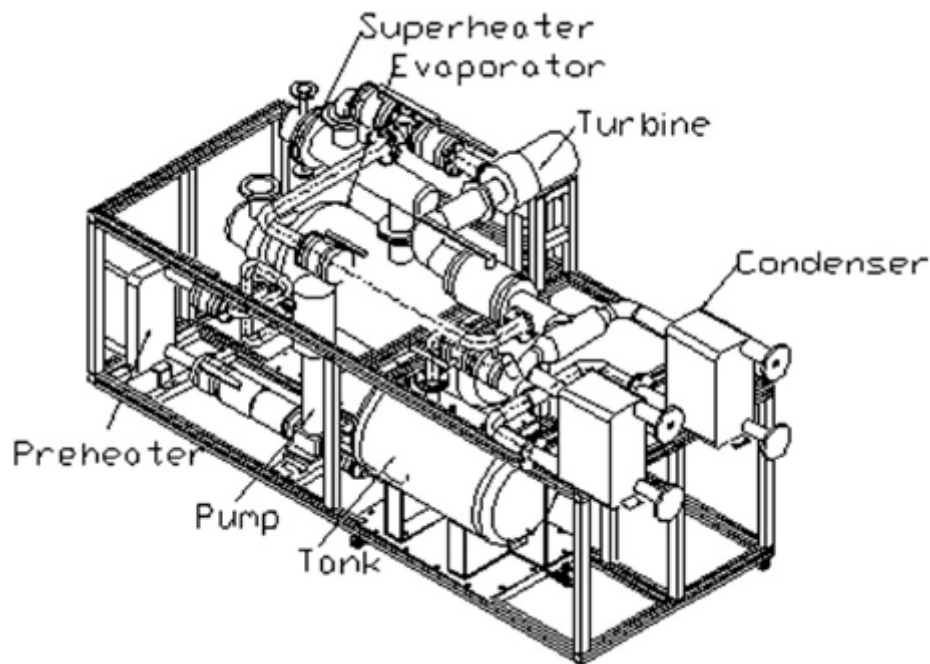
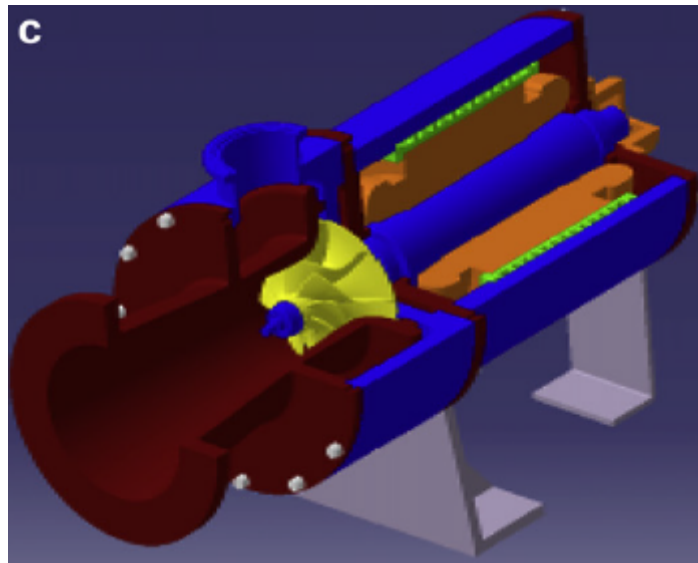


Abbildung 6.1: kompakte ORC-Anlage; Quelle:[14]

Bei der Abwärmenutzung steht die Energie praktisch umsonst zur Verfügung wodurch hierbei das Augenmerk auf die maximale Leistungsausbeute gelegt wird, anstatt wie bei Kohlekraftwerken üblich einen maximalen Brennstoffwirkungsgrad zu erzielen. Die maximale Leistungsausbeute wird wiederum durch den Säuretaupunkt und die verfügbare Kühlwassereintrittstemperatur begrenzt [3].

Beim Organic Rankine Cycle bzw. ORC- Prozess werden organische Arbeitsmittel verwendet. In Abbildung 6.3 sind die Hauptkomponenten des Prozesses zu sehen. Das Arbeitsmittel wird durch eine Pumpe auf ein höheres Druckniveau gebracht und durchläuft anschließend einen Regenerator oder einen Economiser zur Vorwärmung. Mithilfe eines Regenerators wird Wärme des entspannten Arbeitsmittels nach der Turbine verschoben und für die Vorwärmung anstelle des Economisers genutzt. Economiser werden meist anstelle von Regeneratoren eingesetzt wenn die Abwärmequelle bei einem höheren Temperaturniveau bereitsteht. Nach der Vorwärmung wird das Arbeitsmittel durch eine extern zur Verfügung stehende Wärmequelle mittels eines Wärmetauschers verdampft und nachträglich im Überhitzer über die Verdampfungstemperatur hinaus erhitzt. Bei niedrigen Temperaturniveaus der Wärmequelle entfällt wie schon beschrieben der Economiser, welcher durch den Regenerator ersetzt wird. Das Arbeitsmittel wird in diesem Fall auch nicht überhitzt und erreicht lediglich die Siedetemperatur [9].



**Abbildung 6.2:** Turbine einer ORC-Anlage; Quelle:[14]

Im Anschluss an die Verdampfung und etwaige Überhitzung wird das Arbeitsmittel in einer Turbine, welche einen Generator antreibt, entspannt. Nach einem etwaigen Wärmeaustausch mit dem flüssigen Arbeitsmittel wird es im Kondensator vollständig kondensiert. Bei höheren Temperaturniveaus kann die Abwärme des Kondensators für ein Fernwärmenetz genutzt werden. Aus sicherheitstechnischen Gründen muss aber auf jedenfall eine eigenständige Kühlung sichergestellt werden [9].

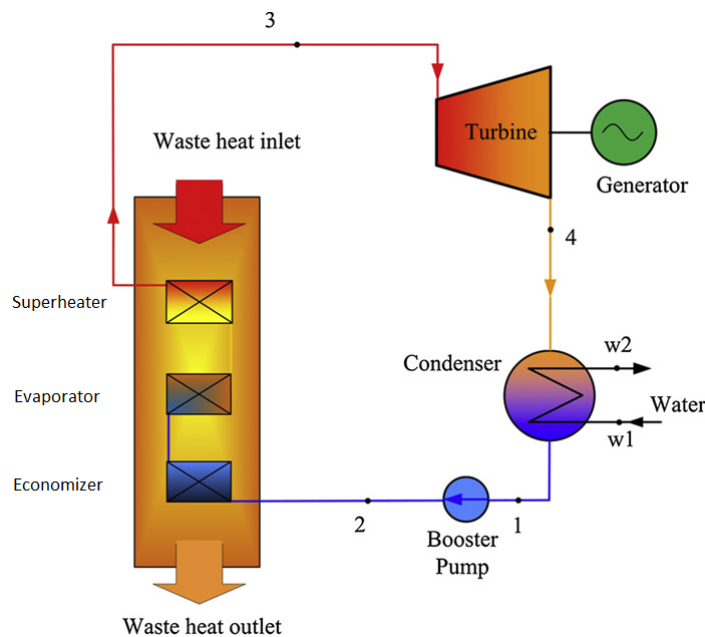
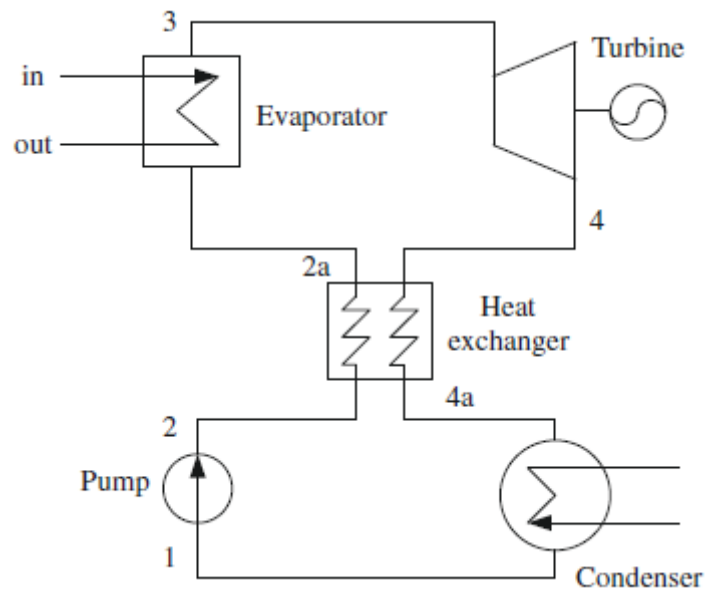


Abbildung 6.3: Schema eines ORC-Prozesses; Quelle:[7]

## 6.1 ORC-Kreisprozess

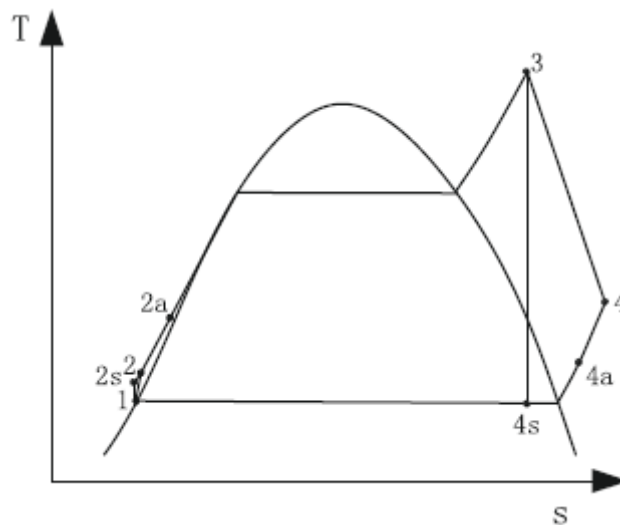
Der ORC-Prozess ist ein Kreisprozess mit folgenden Arbeitsschritten:vgl.[9]

- Der Druck des Arbeitsmittels wird über eine Pumpe erhöht. (Punkt 1-2 in Abbildung 6.4 und 6.5)
- Nach der Druckerhöhung kommt es zu einem Wärmeaustausch mit dem noch überhitzten Medium welches die Turbine verlässt. (Punkt 2-2a in Abbildung 6.4 und 6.5)
- Das Arbeitsmittel wird bei der Durchströmung des Verdampfers und eines etwaigen Überhitzers isobar erwärmt. (Punkt 2a-3 in Abbildung 6.4 und 6.5)
- In der Turbine wird das nun gasförmige Arbeitsmedium entspannt wodurch Arbeit geleistet wird. (Punkt 3-4 in Abbildung 6.4 und 6.5)
- Durch den Wärmeaustausch im Regenerator wird das Arbeitsmittel auf den Zustand 4a abgekühlt. (Punkt 4-4a in Abbildung 6.4 und 6.5)
- Der Kreisprozess schließt sich indem das Medium nun im Kondensator vollständig isobar kondensiert wird. (Punkt 4a-1 in Abbildung 6.4 und 6.5)



**Abbildung 6.4:** ORC-Schema mit Regenerator; Quelle:[20]

Bei Niedertemperaturanwendungen wird der Prozess meist modifiziert, zu sehen laut T-s-Diagramm in Abbildung 6.6. Im ORC-Prozess werden meist sogenannte retrograde Fluide verwendet, die bei Expansion von Satttdampf nie im Zweiphasengebiet enden. Da das Temperaturniveau der Überhitzung geringer ist wird das Druckniveau zur Verdampfung bzw. Überhitzung angehoben. Aufgrund dessen kommt es zu einer besseren Angleichung an den Carnot-Prozess wodurch sich ein höherer Wirkungsgrad erwarten lässt. Bei solch einer Auslegung wird in das Zwei-Phasen-Gebiet entspannt wodurch es in der Turbine zur Tropfenbildung kommt und im Folgenden bei nicht fachgerechter Auswahl der Turbine durch Erosion ein Versagen der Anlage eintreten würde. Die Kosten für solche Turbinen sind weitaus höher, zudem weisen sie einen schlechteren Turbinenwirkungsgrad auf. Ein weiterer Nachteil dieser Auslegung ist die Tatsache, dass kein Regenerator verwendet werden kann, aufgrund fehlender Temperaturdifferenzen [9].

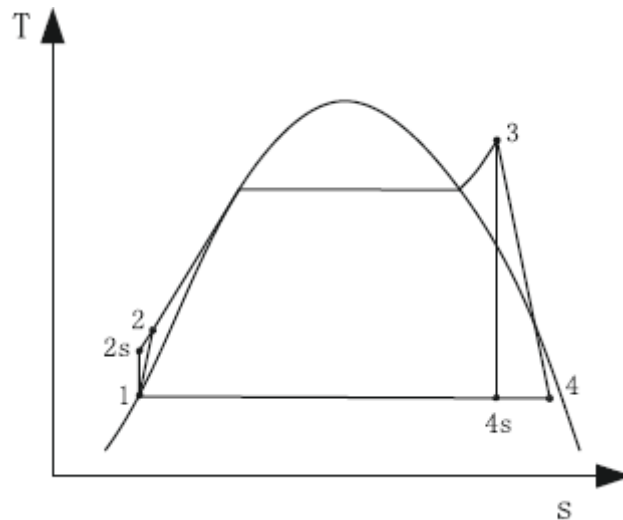


**Abbildung 6.5:** T-s-Diagramm eines ORC-Prozesses mit nicht retrogradem Fluid, mit Regenerator und Überhitzer; Quelle:[20]

Bei mehreren Arbeitsmitteln wie Butan, R11, Isobutan ist ein Abfallen der Entropie im überkritischen Bereich bei sinkender Temperatur zu bemerken. Ein solches Verhalten wird als retrograd bezeichnet. Retrograde Fluide werden vorwiegend bei Niedertemperaturanwendungen eingesetzt. Der ORC-Prozess mit einem Retrograden Arbeitsmittel ist anhand eines T-s-Diagramms in Abbildung 6.7 zu sehen.vgl.[9]

Der große Vorteil von retrograden Fluiden ist, dass keine Überhitzung stattfinden muss um ein Entspannen ins Zwei-Phasen-Gebiet zu verhindern, zu sehen in Abbildung 6.8.vgl.[9]

Retrograde Fluide werden speziell bei Niedertemperaturanwendungen eingesetzt um Einsparungen zu ermöglichen. Da kein Überhitzen notwendig ist wird die gesamte Wärmeenergie der Wärmequelle zum Verdampfen des Arbeitsmittels eingesetzt, dadurch kann der Druck des Systems gesteigert werden wodurch sich eine größere Leistungsausbeute ergibt. Das Arbeitsmedium wird dabei nur bis zur Sattdampfkurve erhitzt. Die Angleichung des Prozesses an den Carnotprozess lässt größere Wirkungsgrade erwarten [9].



**Abbildung 6.6:** ORC-Prozess einer Niedertemperaturwärmequelle mit nicht retrogradem Fluid; Quelle:[20]

## 6.2 Arbeitsmedien

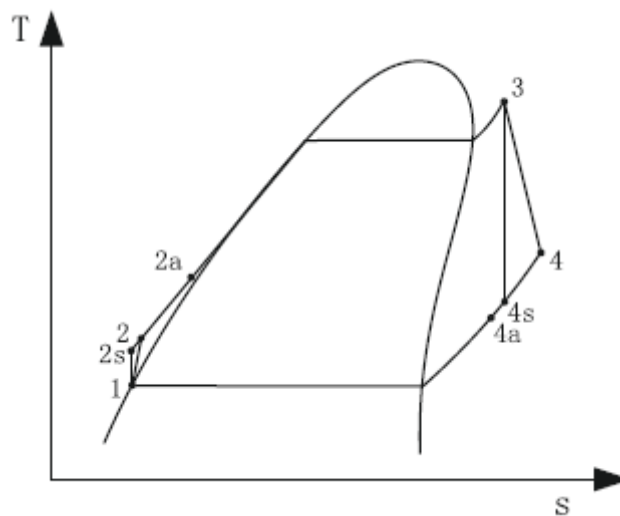
Das erste Auslegungskriterium eines ORC-Prozesses ist das Arbeitsmedium. Die größten Unterschiede bezüglich Wasser sind die niedriger gelegenen kritischen Punkte, die thermo-physikalischen Eigenschaften und die geringere Verdampfungsenthalpie. Die niedrigen kritischen Punkte und die ebenfalls geringe Verdampfungsenthalpie machen den Prozess erst thermodynamisch möglich und wirtschaftlich. In Tabelle 6.1 sind Daten der wichtigsten Arbeitsmittel für ORC-Prozesse ersichtlich [3].

	Molare Masse [kg/kmol]	$T_{krit}$ [K]	$p_{krit}$ [bar]
<b>Isopentan</b>	72.149	460.39	33.696
<b>Isobutan</b>	58.122	407.81	36.29
<b>R245 fa</b>	134.03	427.29	36.4
<b>Pentan</b>	72.149	469.7	33.7
<b>Wasser</b>	18.015	647.1	220.64

**Tabelle 6.1:** Arbeitsmittel von ORC-Prozessen; Quelle:[3]

Bei ORC-Arbeitsmedien wird zwischen nassen, trockenen und isentropen unterschieden, je nachdem welches Medium verwendet wird ergibt sich eine negative, positive oder nahezu senkrechte Steigung der Sattdampfkurve [3].

Organische Arbeitsmittel stammen aus der Gruppe der Paraffine, Aromate, heterozy-



**Abbildung 6.7:** ORC-Prozess mit einem retrograden Arbeitsmittel und Überhitzung;  
Quelle:[20]

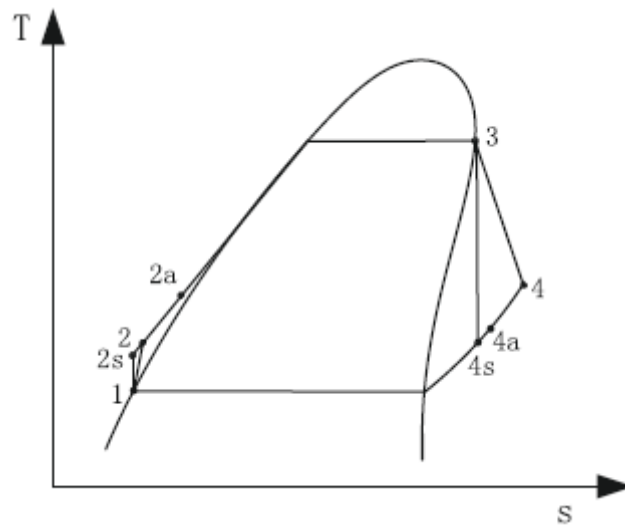
klischen Verbindungen oder Alkohole. Man kann die Medien als Reinstoff oder Gemische verwenden, wobei ein Gemisch den Vorteil einer nicht isothermen Verdampfung bietet und somit eine bessere Anpassung an die Wärmequelle stattfinden kann [3].

Bei Verwendung eines retrograden Arbeitsmittels kommt zusätzlich noch hinzu, dass beim Entspannen keine Überschreitung der Taulinie stattfindet und somit keine Erosion der Turbine aufgrund eines Tropfenschlages auftreten kann wie schon in Kapitel 6.1 beschrieben wurde. Die Auswahl des Arbeitsmittels hängt nicht nur von den thermophysikalischen Eigenschaften ab, sondern auch vom Sicherheitsaspekt sowie vom Einfluss auf die Umwelt [3].

Meist werden die Arbeitsmittel nach den Kosten und den zur Verfügung stehenden Temperaturniveaus ausgewählt. Einer der bedeutendsten Anforderungen des Arbeitsmittels ist seine thermische Stabilität bei den höchsten vorkommenden Temperaturen und die Verträglichkeit mit den eingesetzten Werkstoffen [9].

Weitere Anforderungen an das Arbeitsmittel sind [9]:

- Unbrennbarkeit
- Apathogen
- Verträglichkeit mit verwendeten Werkstoffen



**Abbildung 6.8:** ORC-Prozess mit einem retrograden Arbeitsmittel; Quelle:[20]

- Verträglichkeit mit Werkstoffen in der Umgebung (im Falle von Leckagen)
- Thermodynamische Eignung
- Verfügbarkeit
- Geringe Kosten

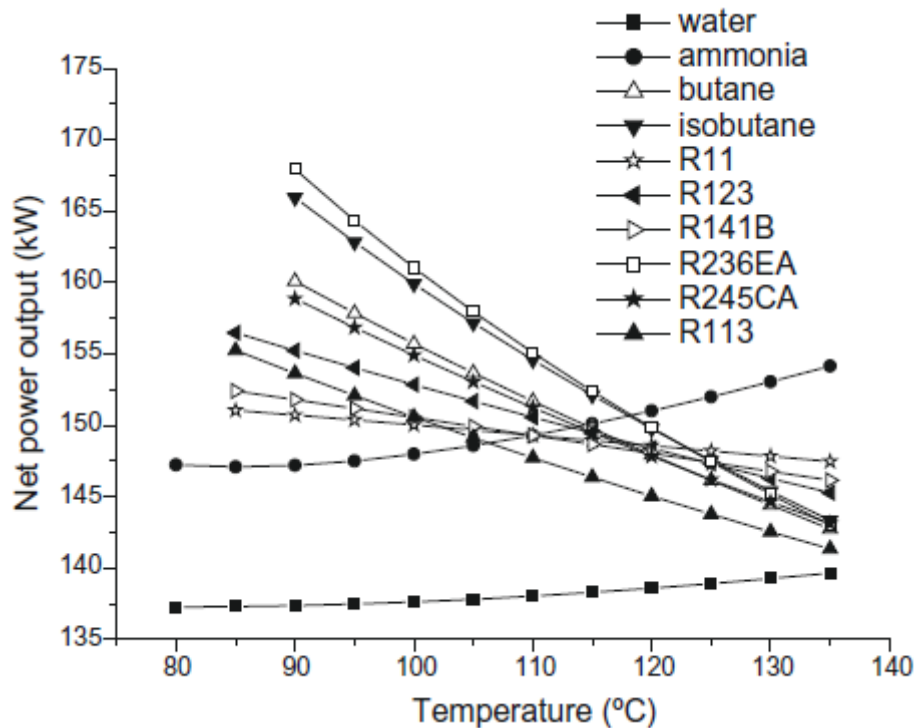
Eine Übersicht möglicher maximaler Netzleistungen unterschiedlicher Arbeitsmittel des ORC-Prozesses bei definierten Turbineneintrittstemperaturen ist in Abbildung 6.9 zu sehen, dabei wird der Betriebsdruck der verschiedenen Arbeitsmittel optimal eingestellt, siehe Abbildung 6.10, und konstant gehalten[9].

### 6.3 Arbeitsdruck des ORC-Prozesses

Der Arbeitsdruck des Prozesses ergibt sich aufgrund des Temperaturniveaus der verwendeten Wärmequelle und des verwendeten Arbeitsmittels. Eine sehr wichtige Rolle spielt dabei die maximal erreichbare Temperatur am Turbineneintritt. Die erzielbare Nutzleistungen unterschiedlicher Arbeitsdrücke bei konstanter Turbineneintrittstemperatur ist in Abbildung 6.10 ersichtlich [9].

Abbildung 6.10 zeigt zudem das eine Leistungserhöhung durch eine Druckerhöhung bis zu einem gewissen Maximum, abhängig vom Arbeitsmittel, realisiert werden kann, wodurch





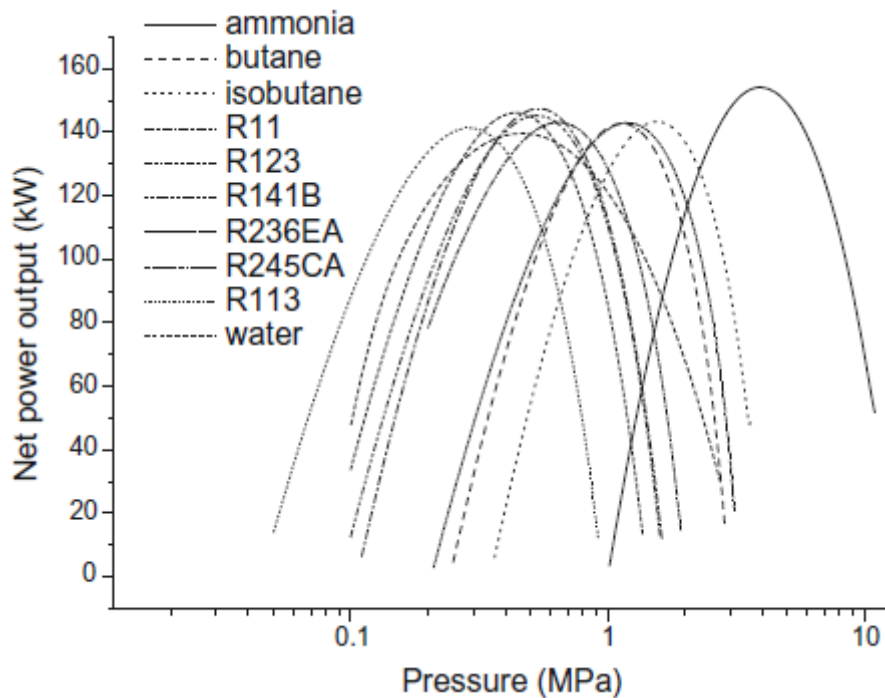
**Abbildung 6.9:** maximale Nutzleistung über Turbineneintrittstemperatur verschiedener Arbeitsmittel für den ORC-Prozess; Quelle:[20]

aber die Pumpenarbeit zunimmt und der elektrische Eigenbedarf ansteigt. Dies führt zu einem Absinken des Wirkungsgrades. Es muss ein Optimum zwischen gesteigerter Leistung und zunehmendem elektrischen Eigenbedarf gefunden werden um den maximalen Wirkungsgrad zu erzielen. Die einzelnen Arbeitsmittel weisen bei einem bestimmten Druck das Maximum an Leistungsausbeute auf. Demnach muss nach Vorgabe eines bestimmten Betriebsdrucks das Arbeitsmittel mit maximaler Netzeinspeiseleistung gewählt werden um die größtmögliche Leistungsausbeute zu erzielen [9].

## 6.4 Einsatzgebiete des ORC-Prozesses und erreichbare Wirkungsgrade

Industriell wird der ORC-Prozess bei Temperaturen von 80°C-200°C eingesetzt. Kommerziell erhältliche Anlagen verfügen über Ausgangsleistungen von ca. 10-2700kW [9].

Noch wird der ORC-Prozess mit Wärmequellen der Geothermie oder in Verbindung mit



**Abbildung 6.10:** maximale Nutzleistung bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken verschiedener Arbeitsmittel von ORC-Prozessen; Quelle:[20]

Solaranlagen eingesetzt. Biomasseanlagen setzen den Prozess ein um die Betriebskosten bei Kleinanlagen zu senken, da das Dampfkesselgesetz umgangen werden kann (Beaufsichtigungspflicht). Das in Lienz befindliche Biomasse-Blockheizkraftwerk betreibt z.B. erfolgreich eine ORC-Anlage [9].

Derzeit werden Anwendungsfälle für sehr niedrige Temperaturniveaus erforscht um den Wirkungsgrad zu erhöhen. Bei Anwendungsfällen um ca. 145°C liegen die erzielbaren Wirkungsgrade bei ca. 11%-13% [9].

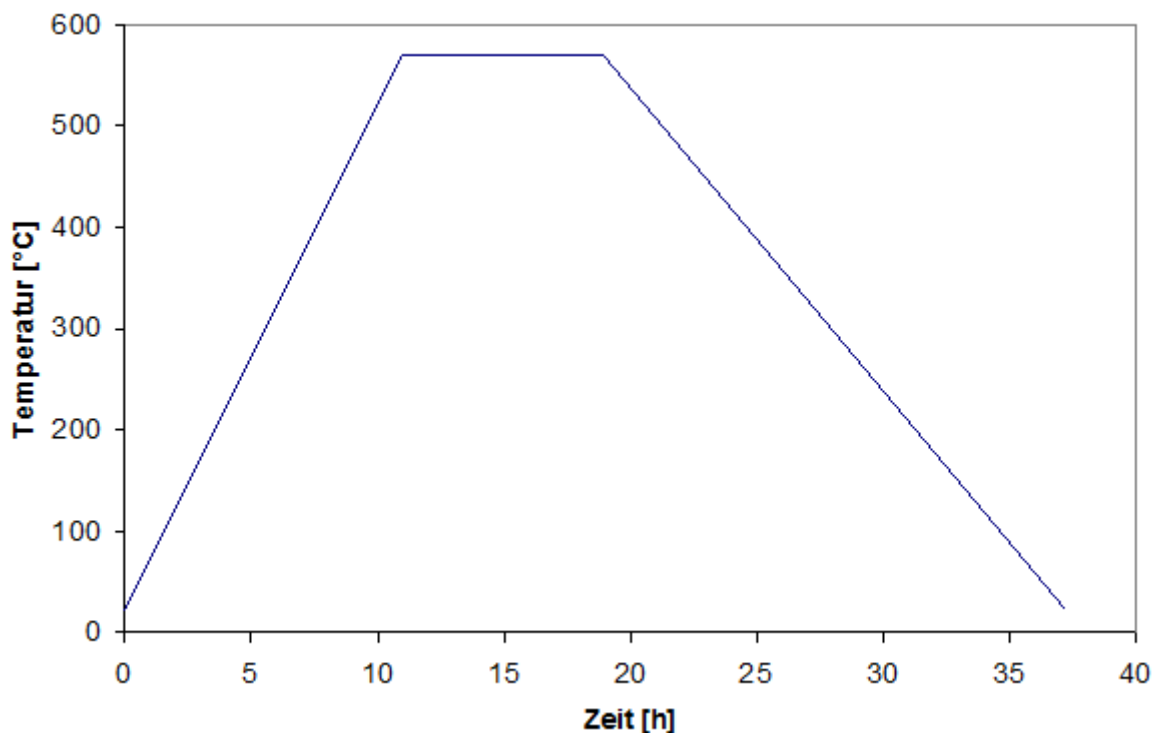
Je niedriger die Temperatur der Wärmequelle, desto mehr nehmen die Verluste im Bezug zur erbrachten Leistung zu und somit sinkt der Wirkungsgrad bei fallenden Temperaturniveaus. Zusätzlich steigen die Investitionskosten [9].

# 7 Konzepte zur Abwärmenutzung

Die Verfügbare Wärme steht in Form von Abwärme eines Haubenglühofens bereit auf einem Durchschnittlichen Temperaturniveau von  $300^{\circ}\text{C}$ . Der Haubenglühofen wird zyklisch über das Jahr hinweg betrieben. Mithilfe des Ofens werden zuvor gefertigte Turbinenlaufräder spannungsarm gegläht. Die Glühung ist notwendig da durch Fertigungstechnische Maßnahmen Eigenspannungen in das Bauteil eingebracht wurden, welche vor dem Betrieb der Bauteile abgebaut werden müssen.

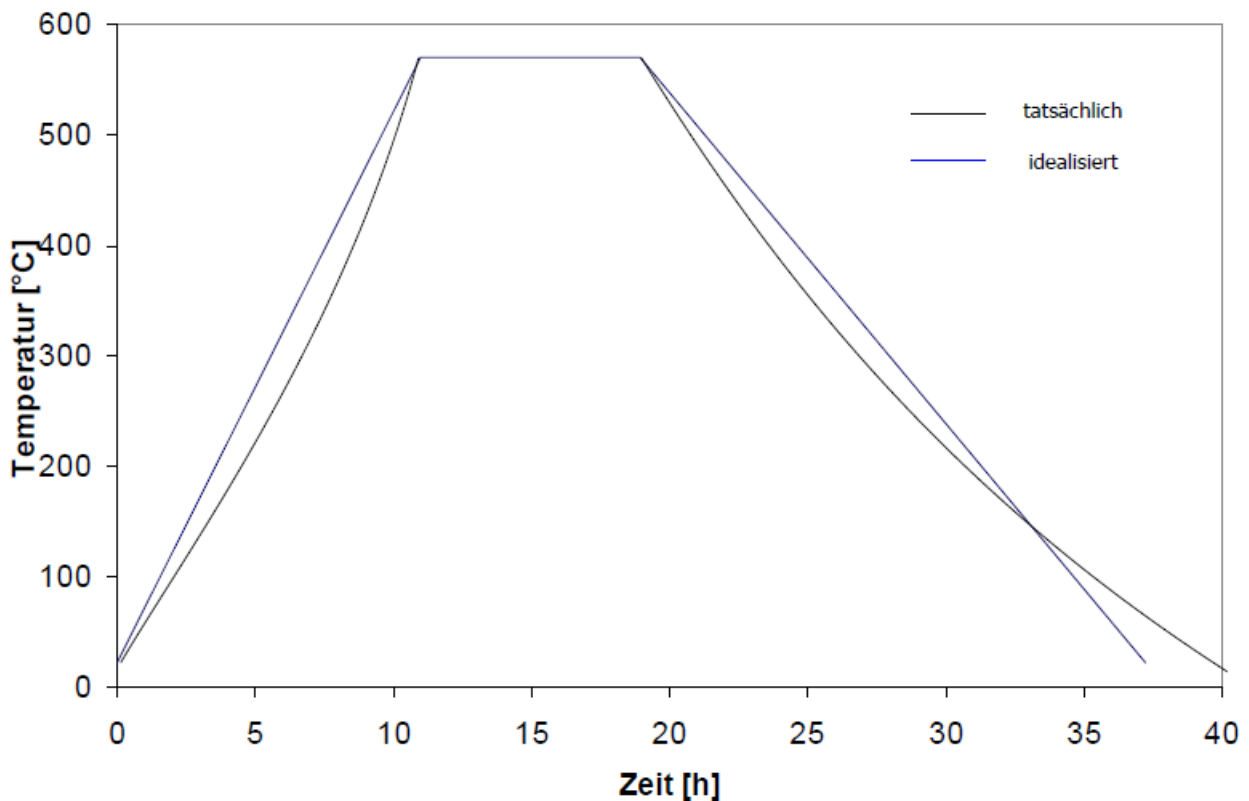
Der Haubenglühofen ist ca. 1250 Stunden im Jahr in Betrieb. Dies ergibt eine durchschnittliche Auslastung von ca. 14% innerhalb eines Jahres. Der Glühprozess wird durch drei Phasen verwirklicht:

- Erwärmung von Raumtemperatur bis  $570^{\circ}\text{C}$  mit  $50^{\circ}\text{C}/\text{h}$
- Halten der Temperatur auf  $570^{\circ}\text{C}$  für 1-10 Stunden
- Abkühlen von  $570^{\circ}\text{C}$  auf Raumtemperatur mit  $30^{\circ}\text{C}/\text{h}$



**Abbildung 7.1:** idealisierter Temperaturverlauf eines Glühprozesses des Haubenglühofens; Quelle: eigene Darstellung

Aufgrund des alternierenden Betriebes des Ofens und der unterschiedlich langen Betriebszeiten ist es schwierig eine passende Abwärmanlage auszulegen. Es sind daher viele Betriebsmodi der Abwärmanlage zu berücksichtigen, um auf die sich ständig wechselnden Betriebszeiten und Stillstandszeiten vorbereitet zu sein und entsprechend reagieren zu können. Aufgrund der Steuerung des Ofens ist das tatsächliche Temperaturprofil vom idealisierten abweichend, zu sehen in Abbildung 7.2.



**Abbildung 7.2:** Vergleich des tatsächlichen mit dem idealisierten Temperaturverlauf des Ofens; Quelle: eigene Darstellung

Um den fluktuierenden Betriebszeiten des Ofens entgegen zu steuern und Lastspitzen zu glätten wurde die Integration eines Wärmespeichers in die Anlage in Betracht gezogen. Der Wärmespeicher hat die Eigenschaft eines Zwischenspeichers. Er speichert Energie in Form von Wärme und kann diese je nach Bedarf in einem individuell gewünschten Intervall bei einem ausgelegten Temperaturniveau wieder abgeben. Auf diese Weise wird die Volllaststundenanzahl der Anlage erhöht und die Wirtschaftlichkeit verbessert.

Die Abwärme kann im vorliegenden Industriebetrieb auf mehrere Arten genutzt werden:

- Wärmebereitstellung für ein innerbetriebliches Fernwärmenetz
- Stromerzeugung über eine ORC-Anlage

Mithilfe des Wärmespeichers kann die Volllaststundenanzahl der Abwärmeanlage auf das doppelte bis dreifache erhöht werden. Die Verwendung der Abwärme für wärmetechnische Zwecke stellt den energetisch günstigsten Fall dar. Zuzufolge dieser Abwärmenutzung muss die Energie nicht umgewandelt werden und kann direkt z.B. durch Wärmeübertrager, welche einen hohen Wirkungsgrad aufweisen, in einem Fernwärmenetz verwendet werden. Da die Nutzung der Abwärme für das Fernwärmenetz jedoch saisonal bedingt nur in den Wintermonaten möglich ist reduziert sich die Volllaststundenanzahl der Anlage und die Wirtschaftlichkeit nimmt ab.

Die Auslastung der Anlage könnte durch das Einsetzen einer ORC-Anlage auf ein Maximum erhöht werden. Die ORC-Anlage nutzt dabei die Abwärme des Ofens um elektrische Energie herzustellen. Aufgrund des niedrigen Wirkungsgrades der Verstromung der Abwärme von ca. 15% muss eine maximale Auslastung der Anlage erreicht werden um die Wirtschaftlichkeit zu wahren.

In Kombination mit dem ORC-Prozess kann aufgrund des Temperaturniveaus der Abwärmequelle von ca. 300°C das Fernwärmenetz in den Wintermonaten betrieben werden, wodurch sich eine zusätzliche Einsparung in Form von fossilen Energieträgern ergibt und die Wirtschaftlichkeit gesteigert wird.

Es sind denkbar viele Konzepte zur Nutzung der Abwärme denkbar. Es seien nun folgend die relevantesten beschrieben.

Wie in Kapitel 4 beschrieben ist der Ofen über eine Esse mit dem Kamin verbunden. Die Esse mengt dem Abgasstrom Luft zu wodurch sich die Temperatur verringert und der Kamin geringerer thermischer Belastung ausgesetzt ist.

Die Beigemengte Luftmenge wird dabei nicht geregelt und ergibt sich aufgrund der Dichteunterschiede der vorherrschenden Temperaturen außerhalb und innerhalb des Kamins. Die Verwendung einer Esse hat zudem noch den Vorteil, dass der Ofen ohne etwaige Störende Strömungseinflüsse des Kamins betrieben wird.

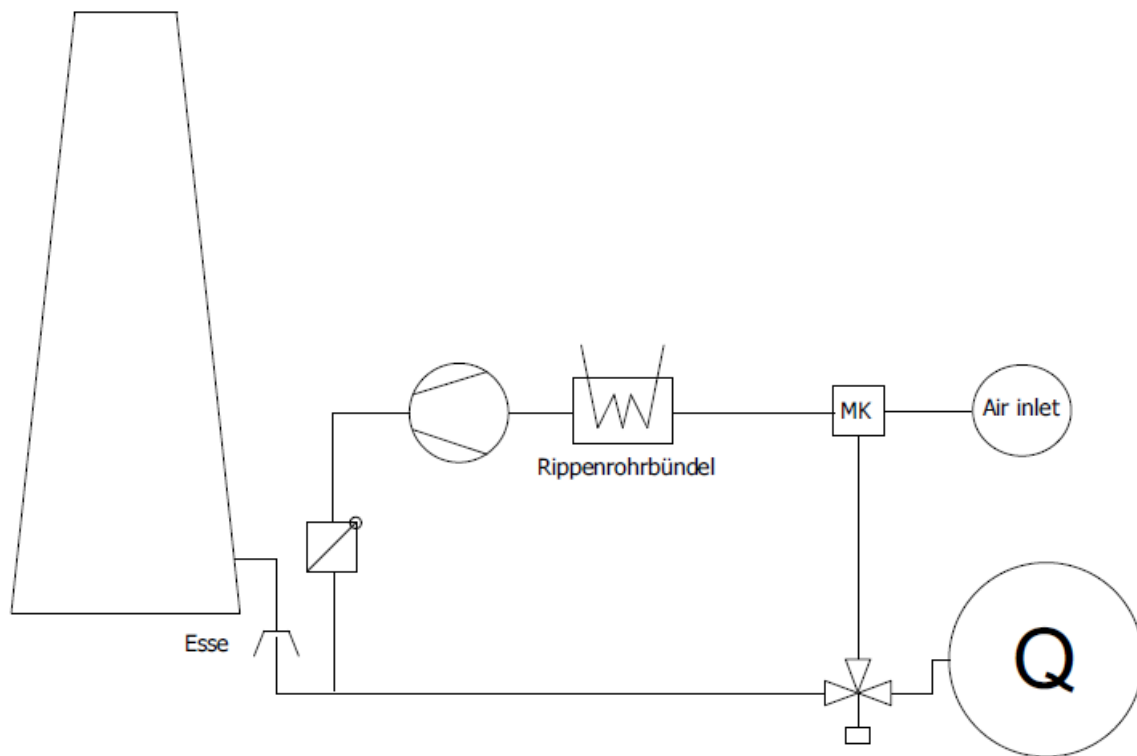
Für eine Abwärmetechnische Nutzung ist die Esse jedoch unbrauchbar, da sie das Temperaturniveau der Abwärme herabsetzt. Es wird daher empfohlen anstatt der Esse eine direkte Verbindung mit der Abwärmanlage zu schaffen.

Ein erstes mögliches Konzept könnte die alleinige Nutzung der Abwärme zur Wärmebereitstellung für das innerbetriebliche Fernwärmenetz sein. Hierbei bietet sich die Verwendung eines Rippenrohrbündels zum Wärmeaustausch zwischen dem Abgas und dem Warmwasser an. Die Temperatursteigerung beim Anfahren und Abfahren des Ofens führen zu einer unterschiedlichen Wärmeeinbringung in das Bündel, wodurch sich die Anforderung einer Steuerung ergibt um die Vorlauftemperatur des Warmwassers sicherzustellen. Es bieten sich hierbei zwei Möglichkeiten an:

- Steuerung des Abgasmassenstroms und/oder Abgastemperatur oder
- Steuerung des Wassermassenstroms im Fernwärmenetz.

Um Steuerungstechnische und regelnde Eingriffe in das Fernwärmenetz zu unterbinden und aus sicherheitstechnischen Gesichtspunkten ist die abgasseitige Steuerung der Wasserseitigen vorzuziehen. Ein mögliches Schaltkonzept einer solchen Variante ist in Abbildung 7.3 zu sehen. Dabei kann die Wärmemenge über das Rippenrohrbündel über Drosselklappen, einen Ventilator, sowie eine Mischkammer geregelt werden. Beim Anfahrvorgang des Ofens bis ca. 300°C kann die entstehende Wärme zum erwärmen des Bündels auf Betriebstemperatur benützt werden. Über 300°C wird die maximale Temperatur in einer Mischkammer, in der eine definierte Luftmenge beigefügt wird, konstant gehalten. Der Ventilator wird zum Ausgleich des Druckverlustes eingesetzt, glättet aber auch fluktuierende Massenstromschwankungen mithilfe einer Strömungsgeschwindigkeitsanpassung. Die Drosselklappen dienen der Bypassregelung des Rippenrohrbündels und Steuern den Zufluss des Abgases zum Bündel.

Der Nachteil dieser Anordnung ist die geringe Flexibilität, so kann Wärme nur in das Fernwärmenetz eingespeist werden, solange der Ofen in Betrieb ist. Abhilfe könnte die Nutzung eines Wärmespeichers bringen in dem die ganze Wärmemenge eines Glühprozesses gespeichert und nachträglich bei einem weitaus geringeren konstanten Temperaturniveau abgegeben werden kann wodurch sich die Betriebszeit der Anlage erhöhen würde. Denkbar wäre eine Einspeicherung der Wärmemenge des Ofens bis zur Abkühlung, da ab diesem Zeitpunkt die Temperatur des Abgases wieder abnimmt und ein Speicherverlust eintreten würde. Durch den Einsatz eines Speichers könnten die Betriebsstunden der Anlage auf



**Abbildung 7.3:** Konzept einer Abwärmanlage mithilfe eines Rippenrohrbündels;  
Quelle: eigene Darstellung

mehr als das doppelte gesteigert werden und die Flexibilität erhöht werden, wodurch die zeitliche Entkoppelung zum Ofenbetrieb vergrößert würde.

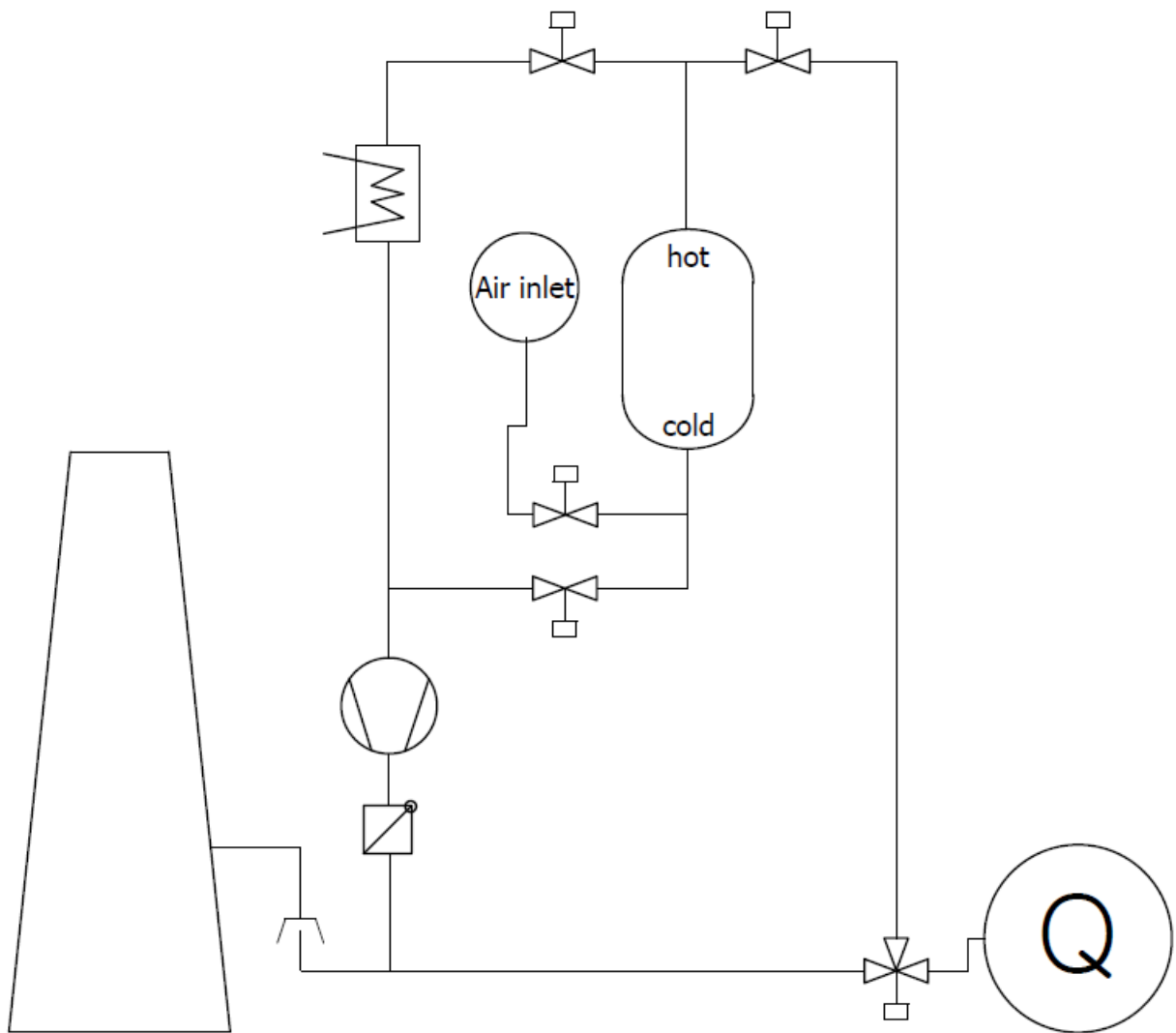
Denkbar wäre auch eine gleichzeitige Nutzung eines Teilmassenstroms während dem Laden des Speichers zur Warmwasserbereitung, zu sehen in Abbildung 7.5. Weiters denkbar wären auch mehrere modular aufgebaute Speicher wenn die Stillstandszeiten mehrmals im Jahr geringer sind als die Ausspeicherzeit eines großvolumigen Speichers. Die Ladezeit würde sich demnach auf die Anzahl der Speicher aufteilen. Bei einem Entfall des gleichzeitigen Betriebes des Rippenrohrbündels könnte schon während des Ofenbetriebes mit dem Ausspeichern begonnen werden.

Der Betrieb einer ORC-Anlage kann zu einer volljährigen Nutzung der Abwärme beitragen. Gleichzeitig kann die Abwärme des Kondensators in den Wintermonaten zur Wärmebereitstellung für das Fernwärmenetz dienen. Die ORC-Anlage benötigt eine Maximierung der Betriebsstunden um die Wirtschaftlichkeit zu gewährleisten. Ein mögliches Anlagenschema ist in Abbildung 7.6 zu sehen. Für die maximale Erweiterung der Betriebsstunden ist ein sehr großer Wärmespeicher nötig, was wiederum einen großen Investi-

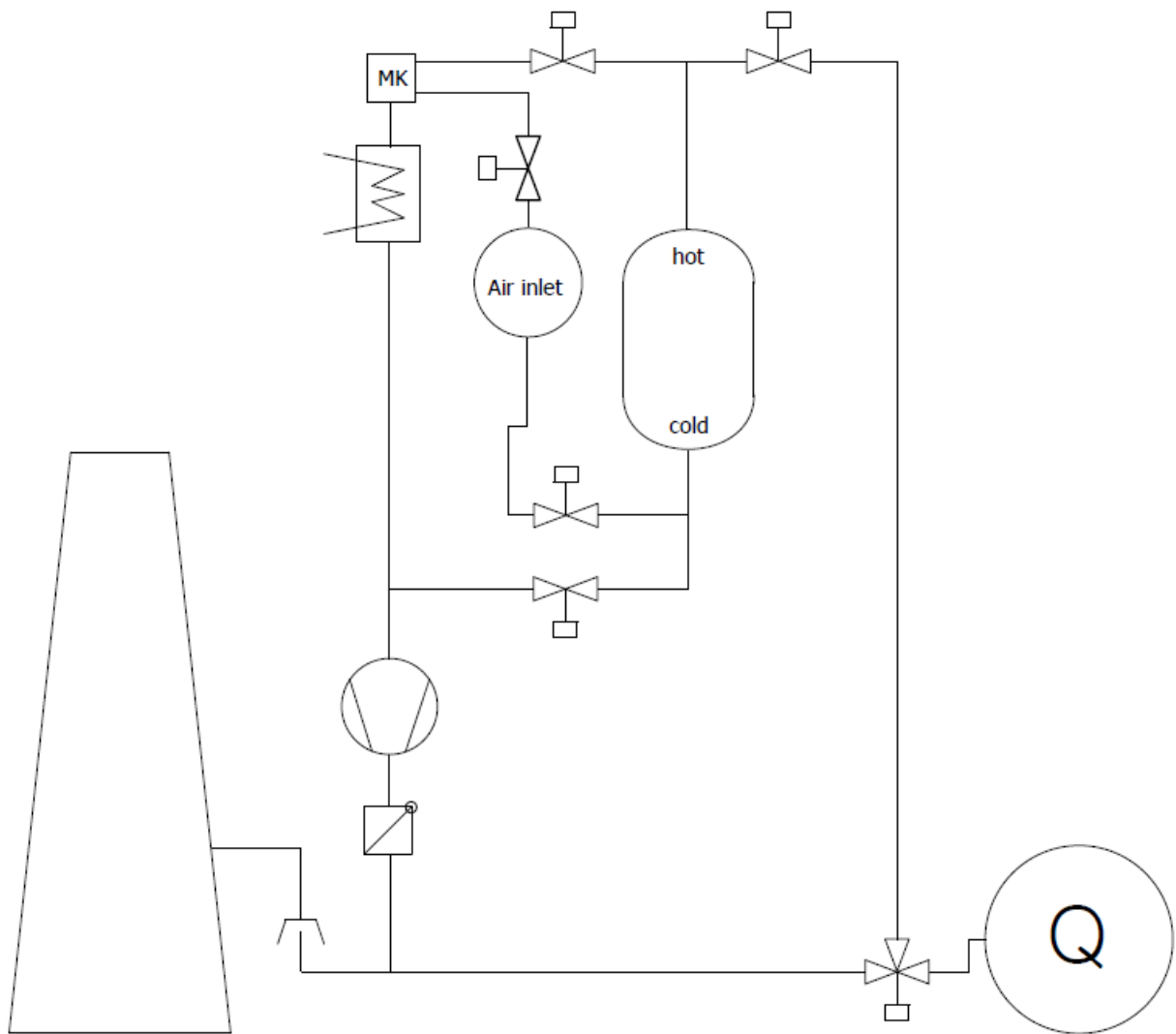
tionsaufwand mit sich zieht. Zu klären gilt es, ob die Erweiterung der Betriebsstunden diesen rechtfertigen kann.

Aufbauend auf diesen Abwärmekonzepten werden das Konzept in Abbildung 7.5 und 7.6 aufgrund der großen Variabilität näher betrachtet und auf Wirtschaftlichkeit überprüft, zudem werden die Komponenten beispielhaft konstruiert.

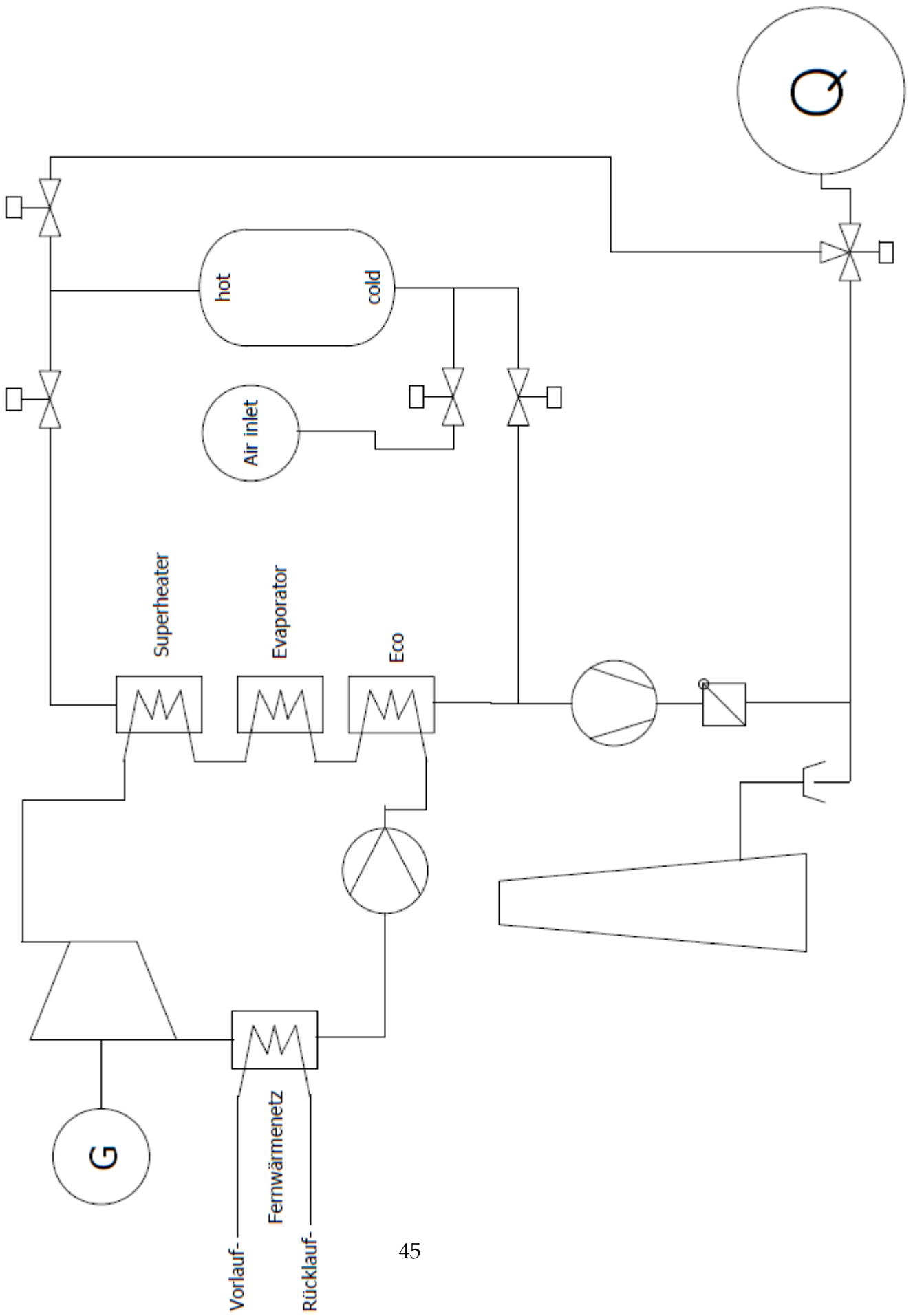




**Abbildung 7.4:** Konzept mit Rippenrohrbündel und Speicher; Quelle: eigene Darstellung



**Abbildung 7.5:** Konzept mit gleichzeitiger Verwendung von Rippenrohrbündel und Speicher; Quelle: eigene Darstellung



# 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Wie in Kapitel 7 beschrieben wurden mehrere Schemata zur Abwärmenutzung betrachtet. Die Konzepte in Abbildung 7.5 und 7.6 weisen aufgrund ihrer Variabilität und Einfachheit das größte Potential auf. Im folgenden Kapitel soll nun die thermodynamische Auslegung der Anlagenkomponenten beschrieben werden.

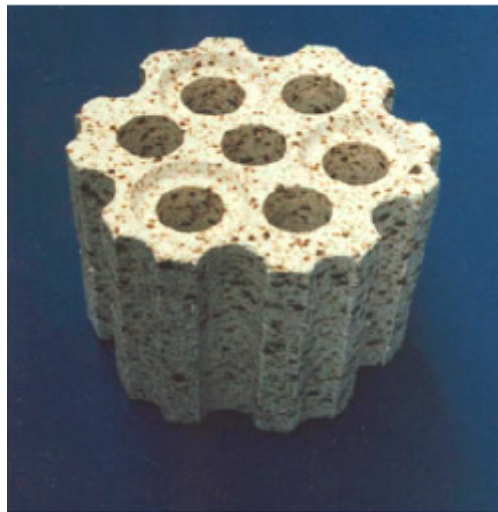
## 8.1 Thermodynamische Auslegung des Wärmespeichers

Wie in Kapitel 3.4.2 bereits geschildert ergibt sich das notwendige Speichervolumen aufgrund folgender Faktoren:

- Wahl des Speicherinventars
- zugelassener rauchgasseitiger Druckverlust
- Grenztemperatur beim Ausspeichern

Der Druckverlust der Anlage spielt im konkreten Fall keine auslegungstechnische Rolle für den Wärmespeicher er ist vielmehr für die Auswahl des Saugzuges relevant um einen Betrieb der Anlage zu gewährleisten. Die Temperatur beim Ausspeichern soll je nach Anwendungskonzept annähernd konstant über die Entladezeit gehalten werden. Als Speicherinventar werden zwei alternative Anwendungen untersucht:

- Formsteine zu sehen in Abbildung 8.1
- Natursteinschüttungen mit einem durchschnittlichen Partikeldurchmesser von 64mm



**Abbildung 8.1:** verwendeter Formstein;Quelle:[18]

Die Speichervolumina und die Speicherflächen der Speicher wurden mithilfe des iterativen Verfahrens für Regeneratoren laut [18] Kapitel N1 durchgeführt. Die Berechnungen wurden über das Berechnungsprogramm Mathcad modelliert. Den nächsten Seiten ist die Berechnung des Festbett-Speichers mit Formsteinen zu entnehmen. Das verwendete Formsteinmaterial wurde mit Ziegelstein angenommen. Dieses Material stellt für großvolumige Festbett-Speicher mit Formsteinen eine kostengünstige Lösung dar. Außerdem ist die Fertigung der Formsteine aus dem Ziegelmaterial relativ einfach durchzuführen.

Die Auslegung des Wärmespeichers zum Betrieb eines Rippenrohrbündels zur Wärmebereitstellung für das Fernwärmenetz ist in den nachfolgenden Seiten dargelegt:

Die Berechnung zeigt zunächst die überschlägige Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten  $k_0$ , welcher anschließend iterativ durch die Parameter der reduzierten Regeneratorlänge  $\Lambda$  und der reduzierten Regeneratorzeit  $\Pi$  angepasst wird. Dazu wurde das Diagramm, zu sehen in Abbildung 8.2 verwendet.

Die Auslegung und Berechnung des Speichers wurde mit einer mittleren Temperatur von  $350^\circ\text{C}$  durchgeführt, dadurch wird die mittlere Temperatur während eines Glühprozesses geringfügig überschätzt. Dies führt zu einem kleineren Speichervolumen als jenes welches mit der durchschnittlich mittleren Speichertemperatur ermittelt werden würde. Aufgrund des steigenden Wärmeübergangskoeffizienten bei höheren Temperaturen sinkt das benötigte Speichervolumen. Da die Zunahme des  $k$ -Wertes bei höheren Temperatu-

ren stärker ausgeprägt ist aber dennoch das Speichervolumen nicht unterschätzt werden darf wurde die mittlere Durchschnittstemperatur gering zur Auslegung des Speichers überschätzt.

Die Austrittstemperatur wird mit  $120^{\circ}\text{C}$  ca.  $30^{\circ}\text{C}$  oberhalb der Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz angenommen um die Fläche des Rippenrohrbündels, welches als Wärmeübertrager fungiert, geringer ausfallen zu lassen und somit Materialkosten zu sparen.

Die Ladezeit des Speichers wurde mit durchschnittlichen 18 Stunden angenommen. Bei der Ermittlung der Zeit zum Beladen des Speichers wurde der Durchschnitt der Stundenanzahl der Glühprozesse innerhalb eines Jahres herangezogen. Um keine Verluste bei der Abkühlphase zu erhalten fließt der Anteil an Stunden während der Abkühlphase nicht in die Berechnung mit ein.

Die Entladezeit ergibt sich durch die gewünschte Abgastemperatur von ca.  $60^{\circ}\text{C}$ .

Die Wärmeübergangskoeffizienten wurden mithilfe der Leerrohrgeschwindigkeiten, der sich daraus ergebenden Massenstromdichte, und den Fluidparametern für Luft und Abgas bei jeweils durchschnittlichen Temperaturen errechnet.

Die Schichtdicke  $\delta_s$  ist als die Stegbreite zwischen den Strömungskanälen der Formsteine zu verstehen.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [18] verwiesen.

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Angaben zum verwendeten Speichermaterial (Brick) sowie zum Abgas (Index 1) und Luft (Index 2):

$$\rho_s := 1800 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_s := 1200 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \lambda_s := 1 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad a := \frac{\lambda_s}{\rho_s \cdot c_s} = 4.63 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$M_{1\text{dot}} := 1.1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad M_{2\text{dot}} := 1.3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad t_1 := 18 \cdot \text{h} \quad \delta_s := 0.03 \cdot \text{m}$$

$$c_{p1} := 1.1 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{p2} := 1 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad t_2 := 49.5 \cdot \text{h}$$

Berechnung:

$$W_{1\text{dot}} := M_{1\text{dot}} \cdot c_{p1} \quad W_{1\text{dot}} = 1.21 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

$$W_{2\text{dot}} := M_{2\text{dot}} \cdot c_{p2} \quad W_{2\text{dot}} = 1.3 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

$$C_{\text{per}} := \frac{1}{2} \cdot (W_{1\text{dot}} \cdot t_1 + W_{2\text{dot}} \cdot t_2) \quad C_{\text{per}} = 1.55 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{K}}$$

Eingangstemperatur in den Speicher beim Laden:

$$T_{1\text{strich}} := 350^\circ\text{C}$$

Eingangstemperatur in den Speicher beim Entladen:

$$T_{2\text{strich}} := 22^\circ\text{C}$$

k-Wert Berechnung:

$$\frac{\delta_s^2}{2 \cdot a} \cdot \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) = 0.02 \quad \alpha_1 := 31 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \alpha_2 := 22 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Von N1 Fig.11:

$$\phi := 0.125$$

$$\frac{\delta_s}{\lambda_s} \cdot \phi = 3.75 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$k_0 := \frac{1}{(t_1 + t_2) \left[ \frac{1}{\alpha_1 \cdot t_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot t_2} + \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \cdot \frac{\delta_s}{\lambda_s} \cdot \phi \right]} = 4.947 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Temperaturberechnung:

$$T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}} = \frac{W_{2\text{dot}} \cdot t_2}{W_{1\text{dot}} \cdot t_1} \cdot (T_{2\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}})$$

gewünschte Austrittstemperatur:

$$T_{2\_2\text{strich}} := 120^\circ\text{C}$$

Austrittstemperatur des Abgases:

$$T_{1\_2\text{strich}} := T_{1\text{strich}} - \frac{W_{2\text{dot}} \cdot t_2}{W_{1\text{dot}} \cdot t_1} \cdot (T_{2\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}}) = 60.455 \cdot ^\circ\text{C}$$

mittlere Temperatur:

$$\Delta T_m := \frac{(T_{1\text{strich}} - T_{2\_2\text{strich}}) - (T_{1\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}})}{\ln \left( \frac{T_{1\text{strich}} - T_{2\_2\text{strich}}}{T_{1\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}}} \right)} = 107.092 \cdot ^\circ\text{C}$$

Berechnung der benötigten Fläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_{1\text{dot}} \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 176.335 \text{ m}^2$$



## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Volumen des Speichers:

$$V_s := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 2.645 \cdot \text{m}^3$$

Iteration:

Korrektur des k-Wertes:

$$\Lambda := 2 \cdot \frac{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 2.735$$

$$\Pi := 2 \cdot \frac{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 74.211$$

mit diesen Werten von Fig.11 aus N1 erhält man:

$$k := k_0 \cdot 0.05 = 0.247 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 3.527 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korregiertes Speichervolumen:

$$V_s := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 52.9 \cdot \text{m}^3$$

$$\Lambda_{\text{korr}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 2.735$$

$$\Pi_{\text{korr}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 3.711$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

mit diesen Werten von Fig.11 aus N1 erhält man:

$$k_{\text{kor}} := k \cdot 0.78 = 0.193 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 4.521 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korrigiertes Speichervolumen:

$$V_{\text{kor}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 67.821 \cdot \text{m}^3$$

Korrektur:

$$A_{\text{kor}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 2.735$$

$$\Pi_{\text{kor}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 2.894$$

$$k_{\text{kor}} := k \cdot 0.81 = 0.156 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 5.582 \times 10^3 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{speicher}} = 5.582 \times 10^3 \cdot \text{m}^2$$

Korrigiertes Speichervolumen:

$$V_{\text{kor}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 83.73 \cdot \text{m}^3$$

$$V_s = 83.73 \cdot \text{m}^3$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Korrektur:

$$\Lambda_{\text{korv}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 2.735$$

$$\Pi_{\text{korv}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 2.344$$

Mit diesen Werten bleibt  $k$  annähernd konstant.

Ladezeit:  $t_1 = 18 \cdot \text{h}$

Entladezeit:  $t_2 = 49.5 \cdot \text{h}$

Die Berechnung eines Speichers für die ORC Anlage ist in den nachfolgenden Seiten dargestellt:

Die Berechnung unterscheidet sich zur vorangegangenen durch die gewünschte Austrittstemperatur. Durch die Steigerung der Temperatur auf 200°C wird die Entladezeit verringert und das notwendige Speichervolumen erhöht sich.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [18] verwiesen.

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Angaben zum verwendeten Speichermaterial (Brick) sowie zum Abgas(Index 1) und Luft (Index 2):

$$\rho_s := 1800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_s := 1200 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \lambda_s := 1 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad a := \frac{\lambda_s}{\rho_s \cdot c_s} = 4.63 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$M_{1\text{dot}} := 1.1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad M_{2\text{dot}} := 1.3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad t_1 := 18 \text{ h} \quad \delta_s := 0.03 \text{ m}$$

$$c_{p1} := 1.1 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad c_{p2} := 1 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad t_2 := 27.3 \text{ h}$$

Berechnung:

$$W_{1\text{dot}} := M_{1\text{dot}} \cdot c_{p1} \quad W_{1\text{dot}} = 1.21 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

$$W_{2\text{dot}} := M_{2\text{dot}} \cdot c_{p2} \quad W_{2\text{dot}} = 1.3 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

$$C_{\text{per}} := \frac{1}{2} \cdot (W_{1\text{dot}} \cdot t_1 + W_{2\text{dot}} \cdot t_2) \quad C_{\text{per}} = 1.031 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{K}}$$

Eingangstemperatur in den Speicher beim Laden:

$$T_{1\text{strich}} := 350^\circ\text{C}$$

Eingangstemperatur in den Speicher beim Entladen:

$$T_{2\text{strich}} := 22^\circ\text{C}$$

k-Wert Berechnung:

$$\frac{\delta_s^2}{2 \cdot a} \cdot \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) = 0.025 \quad \alpha_1 := 31 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \alpha_2 := 22 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Von N1 Fig.11:

$$\phi := 0.125$$

$$\frac{\delta_s}{\lambda_s} \cdot \phi = 3.75 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

$$k_0 := \frac{1}{(t_1 + t_2) \left[ \frac{1}{\alpha_1 \cdot t_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot t_2} + \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \cdot \frac{\delta_s}{\lambda_s} \cdot \phi \right]} = 5.805 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Temperaturberechnung:

$$T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}} = \frac{W_{2\text{dot}} \cdot t_2}{W_{1\text{dot}} \cdot t_1} \cdot (T_{2\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}})$$

gewünschte Austrittstemperatur:

$$T_{2\_2\text{strich}} := 200^\circ\text{C}$$

Austrittstemperatur des Abgases:

$$T_{1\_2\text{strich}} := T_{1\text{strich}} - \frac{W_{2\text{dot}} \cdot t_2}{W_{1\text{dot}} \cdot t_1} \cdot (T_{2\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}}) = 59.953 \cdot ^\circ\text{C}$$

mittlere Temperatur:

$$\Delta T_m := \frac{(T_{1\text{strich}} - T_{2\_2\text{strich}}) - (T_{1\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}})}{\ln \left( \frac{T_{1\text{strich}} - T_{2\_2\text{strich}}}{T_{1\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}}} \right)} = 81.531 \cdot ^\circ\text{C}$$

Berechnung der benötigten Fläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_{1\text{dot}} \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 294.651 \text{ m}^2$$

Volumen des Speichers:

$$V_s := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 4.42 \cdot \text{m}^3$$

Iteration:

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Korrektur des k-Wertes:

$$\Lambda := 2 \cdot \frac{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi := 2 \cdot \frac{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 58.436$$

mit diesen Werten von Fig.11 aus N1 erhält man:

$$k := k_0 \cdot 0.05 = 0.29 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_{1\text{dot}t_1} \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 5.893 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korregiertes Speichervolumen:

$$V_{\text{speicher}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 88.395 \cdot \text{m}^3$$

$$\Lambda_{\text{korr}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi_{\text{korr}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 2.922$$

mit diesen Werten von Fig.11 aus N1 erhält man:

$$k := k_0 \cdot 0.89 = 0.258 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 6.621 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korregiertes Speichervolumen:

$$V_{\text{speicher}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 99.32 \cdot \text{m}^3$$

Korrektur:

$$A_{\text{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi_{\text{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 2.6$$

$$k := k \cdot 0.91 = 0.235 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 7.276 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korregiertes Speichervolumen:

$$V_{\text{speicher}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 109.143 \cdot \text{m}^3$$



## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Korrektur:

$$\underline{A_{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\underline{\Pi_{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 2.366$$

$$\underline{k} := k \cdot 0.93 = 0.219 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korrigierte Speicherfläche:

$$\underline{A_{\text{speicher}}} := \frac{W_{1\text{dot}t_1} \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 7.824 \times 10^3 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{speicher}} = 7.824 \times 10^3 \cdot \text{m}^2$$

Korrigiertes Speichervolumen:

$$\underline{V_{\text{speicher}}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{2} \cdot \delta_s = 117.358 \cdot \text{m}^3$$

$$V_s = 117.358 \cdot \text{m}^3$$

Korrektur:

$$\underline{A_{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\underline{\Pi_{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_s \cdot c_s} = 2.201$$

Mit diesen Werten bleibt k annähernd konstant.

Ladezeit:  $t_1 = 18 \cdot \text{h}$

Entladezeit:  $t_2 = 27.3 \cdot \text{h}$

Für den wirtschaftlichen Betrieb einer ORC-Anlage ist neben der Volllaststundenmaximierung noch die Minimierung der Investitionskosten der Anlage erforderlich.

Durch die Verwendung eines Wärmespeichers mit Natursteinschüttung werden die Kosten der Anlage gesenkt, da die spezifischen Investitionskosten laut [12] geringer sind.

Die Berechnung des Festbett-Speichers mit Natursteinschüttung ergibt sich wie folgt:

Im ersten Teil der Berechnung wird die Wärmeübergangszahl und der Wärmeübergangskoeffizient des Bettes beim Laden und Entladen des Speichers laut [18] Kapitel G9 und M7 ermittelt. Anschließend wird mit den Daten des Speichermaterials laut [18] Kapitel N1 wiederum der Regenerator ausgelegt.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [18] verwiesen.

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Angaben zum verwendeten Speichermaterial (Brick) sowie zum Abgas (Index 1) und Luft (Index 2):

$$\begin{array}{llll}
 M_{1\text{dot}} := 1.1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} & M_{2\text{dot}} := 1.3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} & t_1 := 18 \cdot \text{h} & \vartheta_m := 158^\circ\text{C} \\
 c_{p1} := 1.1 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & c_{p2} := 1 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & t_2 := 27.3 \cdot \text{h} & p_{\text{norm}} := 1.01325 \cdot \text{bar}
 \end{array}$$

$$R_{\text{universal}} := 8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \quad M_{\text{Luft}} := 28.9583 \frac{\text{gr}}{\text{mol}} \quad \sigma_{\text{black}} := 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

$$\varepsilon_{\text{speicher}} := 0.9 \quad M_{\text{CO}_2} := 44 \cdot \frac{\text{gr}}{\text{mol}} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} := 18 \cdot \frac{\text{gr}}{\text{mol}} \quad M_{\text{Ar}} := 40 \cdot \frac{\text{gr}}{\text{mol}}$$

$$M_{\text{O}_2} := 32 \cdot \frac{\text{gr}}{\text{mol}} \quad M_{\text{N}_2} := 28 \cdot \frac{\text{gr}}{\text{mol}}$$

Rauchgaszusammensetzung:  $x_G := \begin{pmatrix} 0.018 \\ 0.06 \\ 0.01 \\ 0.18 \\ 0.732 \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{CO}_2 \\ \text{H}_2\text{O} \\ \text{Ar} \\ \text{O}_2 \\ \text{N}_2 \end{matrix}$

$$\xi_{\text{CO}_2} := \frac{x_{G_0} \cdot M_{\text{CO}_2}}{x_{G_0} \cdot M_{\text{CO}_2} + x_{G_1} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + x_{G_2} \cdot M_{\text{Ar}} + x_{G_3} \cdot M_{\text{O}_2} + x_{G_4} \cdot M_{\text{N}_2}} = 0.028 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$\xi_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{x_{G_1} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}{x_{G_0} \cdot M_{\text{CO}_2} + x_{G_1} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + x_{G_2} \cdot M_{\text{Ar}} + x_{G_3} \cdot M_{\text{O}_2} + x_{G_4} \cdot M_{\text{N}_2}} = 0.038 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Wärmespeichermaterial:

$$\lambda_p := 1.2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad c_p := 774.51 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \rho_p := 3000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \psi_{\text{unendl}} := 0.4$$

$$d := 64 \text{mm} \quad a := \frac{\lambda_p}{c_p \cdot \rho_p} = 5.165 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Fluidparameter:

$$\rho_f := 0.8428 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_f := 1.016 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \lambda_f := 0.034336 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad \nu_f := 280.1 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\text{Pr} := 0.6986$$

Speicherdaten:  $D := 5 \cdot \text{m}$  ...Leerrohrdurchmesser

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Berechnung:

Leerrohr- Querschnitt:  $A_{\text{tube}} := \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 19.635 \text{ m}^2$

Durchschnittliche Leerrohrgeschw.:  $u_0 := \frac{M_{\text{I dot}}}{A_{\text{tube}} \cdot \rho_f} = 0.066 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Reynoldszahl:  $Re_0 := \frac{u_0 \cdot d}{\nu_f} = 151.882$

Pecletzahl:  $Pe_0 := \frac{u_0 \cdot \rho_f \cdot c_f \cdot d}{\lambda_f} = 106.093$

Porosität:  $\psi_{\text{unendl}} = 0.4 \quad \frac{D}{d} = 78.125$

$$\psi := \psi_{\text{unendl}} + (1 - \psi_{\text{unendl}}) \cdot \frac{0.480}{\frac{D}{d}} = 0.404$$

$$k_p := \frac{\lambda_p}{\lambda_f} = 34.949$$

Realgeschw.:  $u_\psi := \frac{u_0}{1 - \psi} = 0.111 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Aus VDI-Wärmeatlas Kapitel D6.3 Tabelle1:  $C_f := 1.4 \quad \varphi := 0.0077$

Aus VDI-Wärmeatlas Kapitel M6:  $C_{\text{air}} := 2.8 \quad \gamma_f := \frac{1}{e \left( \frac{\frac{1000 \cdot \text{K}}{\vartheta_m} + 1}{0.6 \cdot C_{\text{air}}} \right) + 1} = 0.883$

$$l_f := 2 \cdot \frac{2 - \gamma_f}{\gamma_f} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{universal}} \cdot \vartheta_m}{M_{\text{Luft}}}} \cdot \frac{\lambda_f}{p_{\text{norm}} \cdot \left( 2 \cdot c_f - \frac{R_{\text{universal}}}{M_{\text{Luft}}} \right)} = 2.625 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$k_g := \left[ 1 + \left( \frac{l_f}{d} \right) \right]^{-1} = 1$$

$$k_{\text{rad}} := \frac{4 \cdot \sigma_{\text{black}}}{\left( \frac{2}{\epsilon_{\text{speicher}}} \right) - 1} \cdot \vartheta_m^3 \cdot \frac{d}{\lambda_f} = 1.364$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

$$B := C_f \cdot \left[ \frac{(1 - \psi)}{\psi} \right]^9 = 2.16$$

$$N_{\text{speicher}} := \frac{1}{k_g} \cdot \left( 1 + \frac{k_{\text{rad}} - B \cdot k_g}{k_p} \right) - B \cdot \left( \frac{1}{k_g} - 1 \right) \cdot \left( 1 + \frac{k_{\text{rad}}}{k_p} \right) = 0.977$$

$$k_c := \frac{2}{N_{\text{speicher}}} \cdot \left[ \frac{B \cdot (k_p + k_{\text{rad}} - 1)}{N_{\text{speicher}}^2 \cdot k_g \cdot k_p} \cdot \ln \left[ \frac{k_p + k_{\text{rad}}}{B \cdot \left[ k_g + (1 - k_g) \cdot (k_p + k_{\text{rad}}) \right]} \right] \dots \right] = 9.578$$

$$\left[ + \frac{B + 1}{2 \cdot B} \cdot \left[ \frac{k_{\text{rad}}}{k_g} - B \cdot \left( 1 + \frac{1 - k_g}{k_g} \cdot k_{\text{rad}} \right) \right] - \frac{B - 1}{N_{\text{speicher}} \cdot k_g} \right]$$

$$k_{\text{bed}} := (1 - \sqrt{1 - \psi}) \cdot \psi \cdot \left[ \left( \psi - 1 + k_g^{-1} \right)^{-1} + k_{\text{rad}} \right] + \sqrt{1 - \psi} \cdot [\varphi \cdot k_p + (1 - \varphi) \cdot k_c] = 7.9$$

$$\lambda_{\text{bed}} := k_{\text{bed}} \cdot \lambda_f = 0.271 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

Wärmeübertragungskoeffizient:

$$Re_{\psi} := \frac{u_0 \cdot d}{\nu_f \cdot \psi} = 376.237$$

$$Nu_{\text{lam}} := 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi}} \cdot \sqrt[3]{Pr} = 11.428$$

$$Nu_{\text{turb}} := \frac{0.037 \cdot Re_{\psi}^{0.8} \cdot Pr}{2.443 \cdot Re_{\psi}^{-0.1} \cdot \left( \frac{2}{Pr^3} - 1 \right)} = -10.344$$

$$Nu_{\text{sphere}} := 2 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2} = 17.414$$

$$f_a := 1 + 1.5 \cdot (1 - \psi) = 1.894$$

$$Nu := f_a \cdot Nu_{\text{sphere}} = 32.991$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

$$\alpha_2 := \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_f}{d} = 17.7 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Wärmeübertragungskoeffizient Abgasseitig:

$$P_{1\lambda} := \left[ a_{1\lambda} + b_{1\lambda} \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + c_{1\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_{1\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_{1\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 \right] \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$P_{2\lambda} := \left[ a_{2\lambda} + b_{2\lambda} \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + c_{2\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_{2\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_{2\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 \right] \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_{\text{LT}} := \left[ a_{00\lambda} + b_{00\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right) + c_{00\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_{00\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_{00\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 + f_{00\lambda} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^5 \right] \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_{\text{G}} := \lambda_{\text{LT}} + P_{1\lambda} \cdot \xi_{\text{H}_2\text{O}} + P_{2\lambda} \cdot \xi_{\text{CO}_2} \qquad \lambda_{\text{G}} = 0.035 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$P_{1\eta} := \left[ a_{1\eta} + b_{1\eta} \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + c_{1\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_{1\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_{1\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 \right] \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$P_{2\eta} := \left[ a_{2\eta} + b_{2\eta} \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + c_{2\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_{2\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_{2\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 \right] \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\eta_{\text{LT}} := \left[ a_{00\eta} + b_{00\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right) + c_{00\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_{00\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_{00\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 + f_{00\eta} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^5 \right] \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\eta_{\text{G}} := \eta_{\text{LT}} + P_{1\eta} \cdot \xi_{\text{H}_2\text{O}} + P_{2\eta} \cdot \xi_{\text{CO}_2} \qquad \eta_{\text{G}} = 23.43 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$P_{1\text{G}} := \left[ a_1 + b_1 \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + c_1 \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_1 \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_1 \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 \right] \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{2\text{G}} := \left[ a_2 + b_2 \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + c_2 \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + d_2 \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + e_2 \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 \right] \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{G\_LT}} := \left[ a_{00} \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} + \frac{b_{00}}{2} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^2 + \frac{c_{00}}{3} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^3 + \frac{d_{00}}{4} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^4 + \frac{e_{00}}{5} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^5 + \frac{f_{00}}{6} \cdot \left( \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \right)^6 \right] \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{G}} := h_{\text{G\_LT}} + (P_{1\text{G}} \cdot \xi_{\text{H}_2\text{O}} + P_{2\text{G}} \cdot \xi_{\text{CO}_2}) \cdot \frac{\vartheta_m}{^\circ\text{C}} \qquad h_{\text{G}} = 164.94 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$c_{\text{pG}} := \frac{h_{\text{G}}}{\vartheta_m} \qquad c_{\text{pG}} = 1.044 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Prandtl-Zahl: 
$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta_G \cdot c_{pG}}{\lambda_G}$$

$$\text{Pr}_G := \frac{\eta_G \cdot c_{pG}}{\lambda_G} = 0.7$$

Reynoldszahl: Annäherung  $\rho_G := \rho_f$

$$\text{Re}_{\psi G} := \frac{u_0 \cdot d \cdot \rho_G}{\eta_G \cdot \psi} = 379.082$$

$$\text{Nu}_{\text{Glam}} := 0.664 \cdot \sqrt{\text{Re}_{\psi G}} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}_G} = 11.481$$

$$\text{Nu}_{\text{Gturb}} := \frac{0.037 \cdot \text{Re}_{\psi G}^{0.8} \cdot \text{Pr}_G}{2.443 \cdot \text{Re}_{\psi G}^{-0.1} \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot \text{Pr}_G - 1 \right)} = -10.509$$

$$\text{Nu}_{\text{Gsphere}} := 2 + \sqrt{\text{Nu}_{\text{Glam}}^2 + \text{Nu}_{\text{Gturb}}^2} = 17.565$$

$$\text{Nu}_G := f_a \cdot \text{Nu}_{\text{Gsphere}} = 33.276$$

$$\alpha_1 := \frac{\text{Nu}_G \cdot \lambda_G}{d} = 18.156 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Berechnung des Wärmespeichers:

$$W_{1\text{dot}} := M_{1\text{dot}} \cdot c_{p1}$$

$$W_{1\text{dot}} = 1.21 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

$$W_{2\text{dot}} := M_{2\text{dot}} \cdot c_{p2}$$

$$W_{2\text{dot}} = 1.3 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

$$C_{\text{per}} := \frac{1}{2} \cdot (W_{1\text{dot}} \cdot t_1 + W_{2\text{dot}} \cdot t_2)$$

$$C_{\text{per}} = 1.031 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{K}}$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Eingangstemperatur in den Speicher beim Laden:

$$T_{1\text{strich}} := 350^\circ\text{C}$$

Eingangstemperatur in den Speicher beim Entladen:

$$T_{2\text{strich}} := 22^\circ\text{C}$$

k-Wert Berechnung:

$$\frac{d^2}{2 \cdot a} \cdot \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) = 0.102$$

Von N1 Fig.11:

$$\phi := 0.125$$

$$\frac{d}{\lambda_p} \cdot \phi = 6.667 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$k_0 := \frac{1}{(t_1 + t_2) \left[ \frac{1}{\alpha_1 \cdot t_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot t_2} + \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \cdot \frac{d}{\lambda_p} \cdot \phi \right]} = 3.843 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$



## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Temperaturberechnung:

$$T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}} = \frac{W_{2\text{dot}} \cdot t_2}{W_{1\text{dot}} \cdot t_1} \cdot (T_{2\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}})$$

gewünschte Austrittstemperatur:

$$T_{2\_2\text{strich}} := 200^\circ\text{C}$$

Austrittstemperatur des Abgases:

$$T_{1\_2\text{strich}} := T_{1\text{strich}} - \frac{W_{2\text{dot}} \cdot t_2}{W_{1\text{dot}} \cdot t_1} \cdot (T_{2\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}}) = 59.953 \cdot ^\circ\text{C}$$

mittlere Temperatur:

$$\Delta T_m := \frac{(T_{1\text{strich}} - T_{2\_2\text{strich}}) - (T_{1\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}})}{\ln\left(\frac{T_{1\text{strich}} - T_{2\_2\text{strich}}}{T_{1\_2\text{strich}} - T_{2\text{strich}}}\right)} = 81.531 \cdot ^\circ\text{C}$$

Berechnung der benötigten Fläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_{1\text{dot}} \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 445.055 \text{ m}^2$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Volumen des Speichers:

$$V_s := \frac{A_{\text{speicher}}}{6} \cdot d = 4.747 \cdot \text{m}^3$$

Iteration:

Korrektur des k-Wertes:

$$\Lambda := 2 \cdot \frac{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi := 2 \cdot \frac{k_0 \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_p \cdot c_p} = 50.576$$

mit diesen Werten von Fig.11 aus N1 erhält man:

$$k := k_0 \cdot 0.05 = 0.192 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 8.901 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korregiertes Speichervolumen:

$$V_s := \frac{A_{\text{speicher}}}{6} \cdot d = 94.945 \cdot \text{m}^3$$

$$\Lambda_{\text{korr}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi_{\text{korr}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_p \cdot c_p} = 2.529$$

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

mit diesen Werten von Fig.11 aus N1 erhält man:

$$k := k \cdot 0.91 = 0.175 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_{1\text{dot}} \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 9.781 \times 10^3 \text{ m}^2$$

Korrigiertes Speichervolumen:

$$V := \frac{A_{\text{speicher}}}{6} \cdot d = 104.335 \cdot \text{m}^3$$

Korrektur:

$$A_{\text{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi_{\text{korw}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_p \cdot c_p} = 2.301$$

$$k := k \cdot 0.93 = 0.163 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_{1\text{dot}} \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 1.052 \times 10^4 \text{ m}^2$$

Korrigiertes Speichervolumen:

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

$$V_{\text{speicher}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{6} \cdot d = 112.188 \cdot \text{m}^3$$

Korrektur:

$$A_{\text{korvv}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi_{\text{korvv}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_p \cdot c_p} = 2.14$$

$$k := k \cdot 0.94 = 0.153 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Korregierte Speicherfläche:

$$A_{\text{speicher}} := \frac{W_1 \cdot t_1 \cdot (T_{1\text{strich}} - T_{1\_2\text{strich}})}{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot \Delta T_m} = 1.119 \times 10^4 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{speicher}} = 1.119 \times 10^4 \cdot \text{m}^2$$

Korregiertes Speichervolumen:

$$V_{\text{speicher}} := \frac{A_{\text{speicher}}}{6} \cdot d = 119.349 \cdot \text{m}^3$$

$$V_s = 119.349 \cdot \text{m}^3$$

Korrektur:

$$A_{\text{korvv}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{C_{\text{per}}} = 5.412$$

$$\Pi_{\text{korvv}} := 2 \cdot \frac{k \cdot (t_1 + t_2) \cdot A_{\text{speicher}}}{V_s \cdot \rho_p \cdot c_p} = 2.012$$

Mit diesen Werten bleibt k annähernd konstant.

Ladezeit:  $t_1 = 18 \cdot \text{h}$

Entladezeit:  $t_2 = 27.3 \cdot \text{h}$

Die Speichervolumina für die beiden Anwendungsfälle eines Rohrbündels oder einer ORC-Anlage sind somit grob festgelegt zu:

Speichervariante	Speicher 1	Speicher 2	Speicher 3
Abwärmekonzept	Rippenrohrbündel	ORC-Anlage	ORC-Anlage
Speicherinventarmaterial	Formsteine	Formsteine	Natursteinschüttung
benötigtes Speichervolumen	85 m <sup>3</sup>	120 m <sup>3</sup>	120 m <sup>3</sup>
w <sub>1</sub>	0,304 m/s	0,257 m/s	0,111 m/s
Speicherdurchmesser D	5 m	5 m	5 m
Speicherhöhe H	7,215 m	10,186	10,186
Druckverlust $\Delta_p$	14 mbar	17 mbar	0,272 mbar
Rippenrohrbündel	Formsteine	85 m <sup>3</sup>	0,304 m/s
ORC-Anlage	Formsteine	120 m <sup>3</sup>	0,257 m/s
ORC-Anlage	Natursteinschüttung	120 m <sup>3</sup>	0,111 m/s

Tabelle 8.1: Volumina der berechneten Speicher; Quelle: eigene Darstellung

## 8.2 Auslegung des Rippenrohrwärmetauschers

Der Rippenrohrwärmetauscher wird beim Entladen des Wärmespeichers konstant mit 120°C und einem Massenstrom von 1,3 kg/s versorgt. Der Wärmetauscher hat beim Entladen des Speichers dafür Sorge zu tragen, dass die Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz ständig unverändert bleibt. Das innerbetriebliche Fernwärmenetz weist folgende Daten auf:

- Vorlauftemperatur = 90°C
- Rücklauftemperatur = 60°C
- durchschnittlicher Wasser-Massenstrom = 9 kg/s
- Druck = 3 bar

Mithilfe dieser Eingangsdaten und den rauchgasseitigen Daten aus der Wärmespeicherberechnung in Kapitel 8.1 konnte ein Rippenrohrbündel mithilfe eines Mathcad-Tools

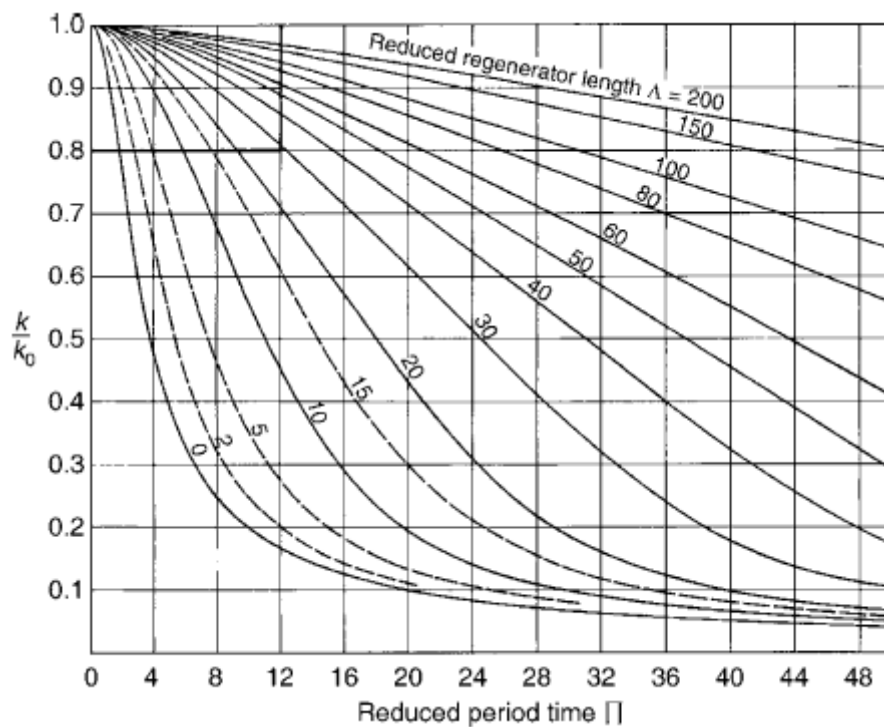


Abbildung 8.2: Diagramm zur Berechnung des k-Wertes; Quelle:[18]

welches vom Institut zur Verfügung gestellt wurde berechnet werden. Dabei wird die Berechnungsmethode des Rippenrohrbündels zur Ermittlung der erforderlichen Wärmeübertragungsfläche nach ESCOA angewandt. Die Berechnung ergab ein benötigtes Bündel mit 27 Rohrreihen und 15 parallelen Rohren. Aufgrund des praktisch unverschmutzten Betriebsgases (Luft) wurde eine versetzte Anordnung des Bündels gewählt. Um die benötigte Leistung des Ventilators (rauchgasseitig) bzw. der Pumpe (wasserseitig) bestimmen zu können wurde zusätzlich der Druckverlust auf der Wasser- bzw. Rauchgasseite berechnet.

Die Berechnung ist in Anhang C zu finden.

Um ein einfacheres Konzept nach 7.3 zu verwirklichen wurde ebenfalls noch ein Rippenrohrbündel bei einer konstanten Abgastemperatur von  $300^{\circ}\text{C}$  ausgelegt. Die Berechnung hierfür ist ebenfalls in Anhang C zu finden. Es wird dabei angenommen, dass die Abgastemperatur während des Ofenbetriebs durch eine Mischkammer konstant auf  $300^{\circ}\text{C}$  geregelt wird.

	Rippenrohrbündel für Rauchgasbetrieb	Rippenrohrbündel für Luftbetrieb
$l_{Rohr}$	4 m	4 m
$n_{quer}$	11	15
$n_{Ings}$	15	27
$A_{WT}$	785,8 m <sup>2</sup>	1928,8 m <sup>2</sup>
$\Delta p_G$	0,219 mbar	1,78 mbar
$\Delta p_w$	0,5 bar	0,891 bar

**Tabelle 8.2:** Daten der Rohrbündel; Quelle: eigene Darstellung

### 8.3 Bestimmung des Druckverlustes der Anlage

Um die Funktion der Anlage zu gewährleisten und um keine Beeinträchtigung der Ofensteuerung zu erhalten ist die Installation eines zusätzlichen Abgasgebläses von Nöten. Die Installation der Abwärmanlage impliziert einen zusätzlichen Druckverlust, welcher durch einen Ventilator ausgeglichen werden muss um einen Betrieb der Anlage zu gewährleisten. Würde kein Saugzug im System installiert, so könnte das Abgas durch Undichtigkeiten an ungewünschten Stellen austreten oder der Glühprozess im Ofen könnte behindert werden.

Der Druckverlust der Anlage setzt sich je nach Konzept Additiv aus folgenden Teilwiderständen zusammen:

- Druckverlust des Wärmespeichers
- Druckverlust der Rohrleitungen
- Druckverlust der ORC-Anlage bzw. des Rippenrohrbündels

Zusammenfassung der berechneten Druckverluste der Wärmespeicher (WSP):

	$\Delta p$
WSP mit Natursteinschüttung 120m <sup>3</sup>	0,272 mbar
WSP mit Formsteinen 85m <sup>3</sup>	14 mbar
WSP mit Formsteinen für ORC 120m <sup>3</sup>	17 mbar

**Tabelle 8.3:** Druckverluste der Wärmespeicher; Quelle: eigene Darstellung

Der Unterschied zwischen den Druckverlusten der Wärmespeicher mit Formsteinen und der des Wärmespeichers mit Natursteinschüttung ist aufgrund der hohen Anzahl der rohrartigen Durchführungen durch die Formsteine und der höheren Strömungsgeschwindigkeit zurückzuführen. Der betragsmäßige Unterschied des Druckverlustes der Wärmespeichermaterialien kann aufgrund der Tatsache, dass sich die Berechnung des Druckverlustes des Speichers mit Natursteinschüttung auf einen vielfach größeren hydraulischen Durchmesser stützt, als dies bei dem Wärmespeicher mit Formsteinen der Fall ist, erklärt werden.

Der Druckverlust des Wärmespeichers mit Natursteinschüttung wurde nach [18] Kapitel L1.6 berechnet und ergibt sich wie folgt:

Die Daten des Fluids wurden für Luft bei einer mittleren Temperatur von 110°C angenommen, da sich hierbei der größte Druckverlust ergibt. Der Druckverlust des Speichers kann durch das Aufteilen des Speichervolumens auf zwei idente Speicher um die Hälfte reduziert werden es werden aber zusätzliche Rauchgasklappen notwendig. Es wurde eine durchschnittliche Strömungsgeschwindigkeit angenommen durch die sich der Abgasmassenstrom im Rohrsystem ergibt. Die Porosität ergibt sich durch die Berechnung im Kapitel 8.1.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [18] verwiesen.



## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Druckverlustberechnung des Wärmespeichers mit Natursteinschüttung:

Angaben:  $d_s := 64\text{mm}$   $\Delta L := 10.186\text{m}$

$$\rho_f := 0.909812 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\nu_f := 245.85210^{-7} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$w_{\text{superficial}} := 0.111 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$p_{\text{static}} := 1 \cdot \text{bar}$$

$$\psi_{\text{bed}} := 0.402$$

Berechnung:

$$\text{Re}_{\text{bed}} := \frac{w_{\text{superficial}} \cdot d_s}{\psi_{\text{bed}} \cdot \nu_f} = 718.792$$

$$\frac{r_0}{\delta} = \xi$$

$$\xi := \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1 - \psi_{\text{bed}}}} - 1 \right)^{-1} = 7.837$$

$$\text{Eu} := \frac{24}{\text{Re}_{\text{bed}}} \cdot \left[ 1 + 0.692 \cdot (\xi + 0.5 \cdot \xi^2) \right] + \frac{4}{\sqrt{\text{Re}_{\text{bed}}}} \cdot (1 + 0.12 \cdot \xi^{1.5}) + (0.4 + 0.891 \cdot \xi \cdot \text{Re}_{\text{bed}}^{-0.1}) = 5.483$$

$$\Delta p := \frac{3 \Delta L \cdot \rho_f \cdot w_{\text{superficial}}^2 \cdot \text{Eu} \cdot (1 - \psi_{\text{bed}})}{4 \cdot d_s \cdot \psi_{\text{bed}}^2} = 2.715 \times 10^{-4} \cdot \text{bar}$$

Der Druckverlust des Wärmespeichers mit Formsteinen wurde aufgrund der Konstruktion durch eine Reihenschaltung eines Sammlers, vertikaler Rohre und eines weiteren Sammlers überschlägig ermittelt. Um das Prinzip besser zu erläutern sei auf Abbildung 8.3 verwiesen. Die Daten für das Fluid wurden ebenfalls für Abgas bei Maximaltemperatur von 570°C angenommen, da sich hierbei der berechnet größte Druckverlust ergibt.

Der angenäherte Druckverlust wurde nach [18] Kapitel L1.2 folgendermaßen berechnet:

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [18] verwiesen.

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Druckverlustberechnung des Wärmespeichers mit Formsteinen:

$$\text{Angaben: } \rho_f := 0.40821 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Anzahl der Strömungskanäle im Speicher:

$$\eta_f := 37.0226 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$n_{\text{Loch}} := 2721$$

$$m_G := 1.3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$d_{\text{Loch}} := 70 \text{ mm}$$

$$l_{\text{Speicher}} := 7.215 \cdot \text{m}$$

$$\zeta_{\text{ein}} := 0.5 \quad \text{Nach VDI-Wärmeatlas Lc2 für scharfkantigen Einlauf in ein Rohrbündel}$$

$$\zeta_{\text{aus}} := 1$$

$$\Delta p = \left( \zeta \cdot \frac{l_{\text{Speicher}}}{d_{\text{Loch}}} \cdot n_{\text{Loch}} + \zeta_{\text{ein}} + \zeta_{\text{aus}} \right) \cdot \frac{\rho_f \cdot w_{\psi}^2}{2}$$

$$A_{\text{Loch}} := \frac{d_{\text{Loch}}^2 \cdot \pi}{4} = 3.848 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$w_{\psi} := \frac{m_G}{A_{\text{Loch}} \cdot \rho_f \cdot n_{\text{Loch}}} = 0.304 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re}_{\text{Speicher}} := \frac{w_{\psi} \cdot \rho_f \cdot d_{\text{Loch}}}{\eta_f} = 234.725$$

daraus ergibt sich laut VDI-Wärmeatlas Kapitel L1.2:

$$\zeta := \frac{64}{\text{Re}_{\text{Speicher}}} = 0.273$$

$$\Delta p := \left( \zeta \cdot \frac{l_{\text{Speicher}}}{d_{\text{Loch}}} \cdot n_{\text{Loch}} + \zeta_{\text{ein}} + \zeta_{\text{aus}} \right) \cdot \frac{\rho_f \cdot w_{\psi}^2}{2} = 0.014 \text{ bar}$$

Aufgrund des benötigten größeren Speichervolumens für die Maximierung der Betriebsstunden einer installierten ORC-Anlage ergibt sich folgender Druckverlust bei der Verwendung eines Wärmespeichers mit Formsteinen:

Die Berechnung unterscheidet sich lediglich in der Höhe der Speicher, wodurch sich ein höherer Druckverlust ergibt, welcher aber durch den Betrieb zweier identisch gleicher Wärmespeicher mit der Hälfte des benötigten Speichervolumens reduziert werden kann.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [18] verwiesen.

## 8 Auslegung der Anlagenkomponenten

Druckverlustberechnung des Wärmespeichers mit Formsteinen:

Angaben:  $\rho_f := 0.40821 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Anzahl der Strömungskanäle im Speicher:

$$n_{\text{Loch}} := 2721$$

$$\eta_f := 37.0226 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$m_G := 1.1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$d_{\text{Loch}} := 70 \text{ mm}$$

$$l_{\text{Speicher}} := 10.186 \cdot \text{m}$$

$$\zeta_{\text{ein}} := 0.5 \quad \text{Nach VDI-Wärmeatlas Lc2 für scharfkantigen Einlauf in ein Rohrbündel}$$

$$\zeta_{\text{aus}} := 1$$

$$\Delta p = \left( \zeta \cdot \frac{l_{\text{Speicher}}}{d_{\text{Loch}}} \cdot n_{\text{Loch}} + \zeta_{\text{ein}} + \zeta_{\text{aus}} \right) \cdot \frac{\rho_f \cdot w_{\psi}^2}{2}$$

$$A_{\text{Loch}} := \frac{d_{\text{Loch}}^2 \cdot \pi}{4} = 3.848 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

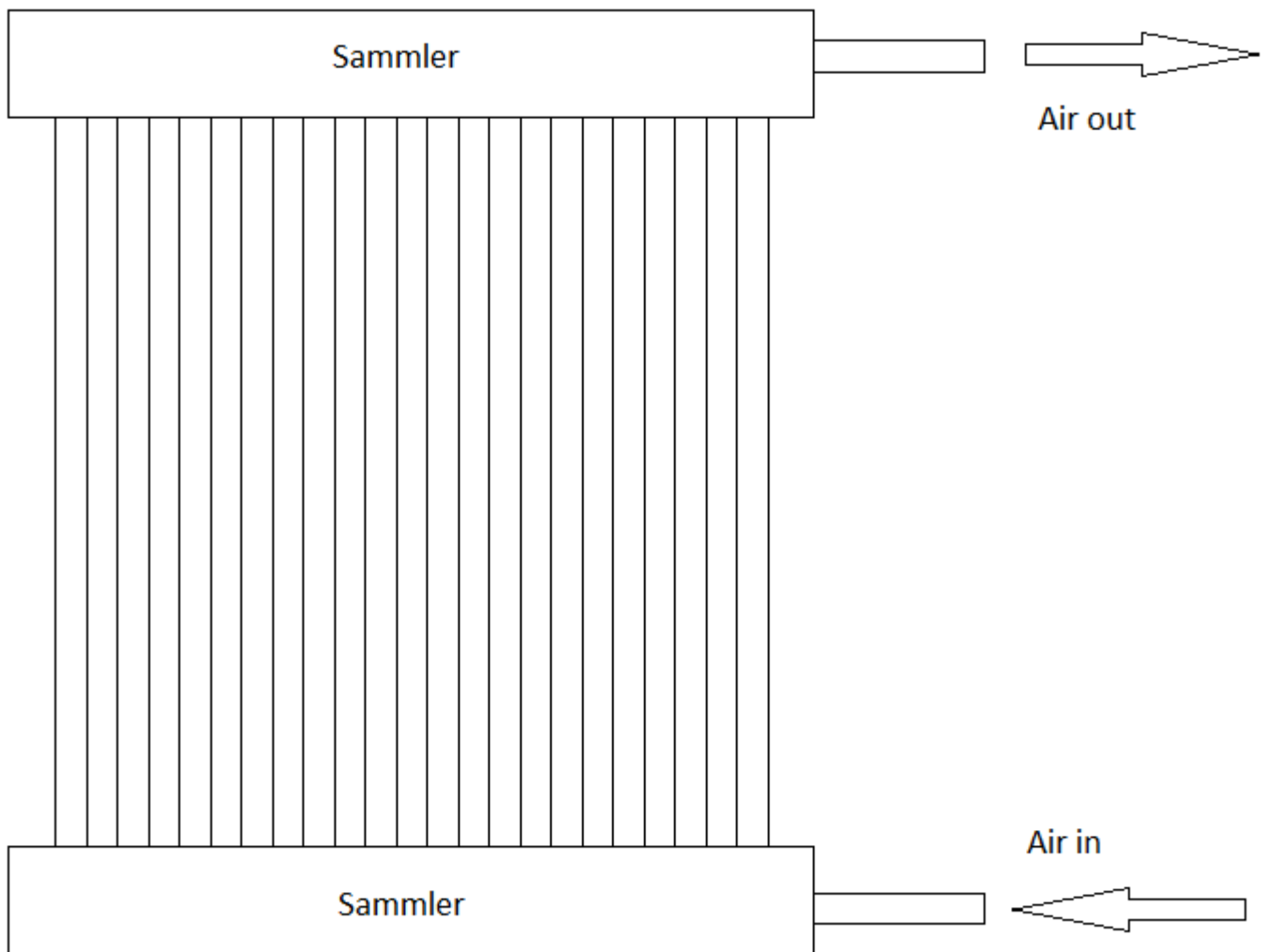
$$w_{\psi} := \frac{m_G}{A_{\text{Loch}} \cdot \rho_f \cdot n_{\text{Loch}}} = 0.257 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re}_{\text{Speicher}} := \frac{w_{\psi} \cdot \rho_f \cdot d_{\text{Loch}}}{\eta_f} = 198.614$$

daraus ergibt sich laut VDI-Wärmeatlas Kapitel L1.2:

$$\zeta := \frac{64}{\text{Re}_{\text{Speicher}}} = 0.322$$

$$\Delta p := \left( \zeta \cdot \frac{l_{\text{Speicher}}}{d_{\text{Loch}}} \cdot n_{\text{Loch}} + \zeta_{\text{ein}} + \zeta_{\text{aus}} \right) \cdot \frac{\rho_f \cdot w_{\psi}^2}{2} = 0.017 \text{ bar}$$



**Abbildung 8.3:** Speicherkonzept zur Berechnung des Druckverlustes; Quelle: eigene Darstellung

# 9 Wirtschaftlichkeit

Die Wirtschaftlichkeitsanalyse der beiden Anlagenkonzepte, welche sich als erwartungsvoll ergaben, wurde an Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2067 durchgeführt. Wirtschaftlichkeitsberechnungen sind sowohl statisch als auch dynamisch durchführbar. Bei der dynamischen Berechnung wird die Preissteigerung über die Jahre hinweg berücksichtigt.

Um die Wirtschaftlichkeit von Investitionen zu überprüfen können verschiedene Methoden angewendet werden. Zur Vollständigkeit halber sollen einige genannt werden:

- auf Basis des Kapitalwertes
- auf Basis der Annuität
- auf Basis des internen Zinssatzes
- auf Basis der Amortisation
- auf Basis eines vollständigen Finanzplans

In dieser Arbeit wird die Annuitätsmethode verwendet. Das Annuitätsverfahren erlaubt es einmalige Investitionen und laufende Zahlungen wie z.B. Instandhaltungskosten über einen Annuitätsfaktor  $a$  während eines Betrachtungszeitraumes zusammenzufassen. Dabei werden die Kosten in laufende und einmalige Kosten unterteilt.

Eine Wirtschaftlichkeit ist dann gegeben, wenn pro Periode die Annuität der Investition (des Capex) vom Betrag her kleiner ist als die Differenz zwischen Bruttoersparnis und Opex.

Die Wirtschaftlichkeitsberechnungen (WB) der beiden Systeme wurden dynamisch durchgeführt und sind den folgenden Seiten zu entnehmen.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse ist der folgenden Tabelle zu entnehmen, wobei sich die verschiedenen Varianten wie folgt erklären:

- Variante 1 ... Wärmespeicher mit Rippenrohrbündel
- Variante 2 ... Wärmespeicher mit Rippenrohrbündel und ORC
- Variante 3 ... Rippenrohrbündel mit Mischkammer

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Periode	20 Jahre	20 Jahre	20 Jahre
Zins	6%	6%	6%
Capex	93600 Euro	181500 Euro	40950 Euro
Opex (pro Periode)	2280,04 Euro	5676,366 Euro	997.631 Euro
Jährliche Brutto-Ersparnis	6008 Euro	10100 Euro	5259 Euro
Jährliche Netto-Ersparnis	3727,96 Euro	4423,634 Euro	4261,369 Euro
Annuität	-6007 Euro	-15680 Euro	1,913 Euro
Kapitalwert	-58340 Euro	-152300 Euro	18,581 Euro

**Tabelle 9.1:** Wirtschaftlichkeitsberechnung; Quelle: eigene Darstellung

Es wurde ein thermischer Wirkungsgrad von 80% und ein elektrischer Wirkungsgrad von 15% für die Berechnung angenommen. Für die Wirtschaftlichkeitsberechnung der ORC-Anlage wurde aufgrund der Ausspeicherleistung des Wärmespeichers mit 230kW für den Betrieb einer thermischen Anlage mit 130kW gerechnet. Für die Investitionskosten der ORC-Anlage wurden spezifische Investitionskosten von 2500 Euro/kWelektisch angenommen. Die Investitionskosten des Speichers wurden zu 60000 Euro für die Thermische Nutzung der Abwärme bzw. zu 60000 Euro für die Nutzung einer ORC-Anlage angenommen. Die Investitionskosten des Rohrbündelwärmetauschers wurden zu 15600 Euro angedacht. Die Kosten der Speicher wurden durch die Annahme mittlerer spezifischer Investitionskosten nach [12] errechnet. Die Kosten für die Instandsetzung, die Installation, den Betrieb und die Verbrauchskosten der jeweiligen Anlage wurden prozentual von den Investitionskosten der Anlage nach [17] abgeschätzt. Der Kalkulatorische Zinssatz wurde mit 6% festgelegt. Der Betrachtungszeitraum der Investition wurde mit 15 Jahren festgelegt. Eine Nutzungsdauer der Anlage ist nach [17] zu 20 Jahren festgelegt worden.

Die Betriebsstunden der Anlage innerhalb eines Jahres ergeben sich jeweils aus den durch den Speicher erweiterten Betriebsstunden des Ofens in einem Jahr. Dabei wird die Abkühlphase des Ofens nicht berücksichtigt, da dadurch die gespeicherte Wärme wieder abnehmen würde. Es ergibt sich eine durchschnittliche Anzahl an Betriebsstunden des Ofens von ca. 674. Beim Betrieb einer ORC-Anlage ergibt sich eine 1,5- fache und beim Betrieb einer thermischen Anlage eine 2,75- fache Erhöhung der Betriebsstunden. Da die Wärme im Fernwärmenetz nur in den Wintermonaten benötigt wird können nur ca. 7/12 der Betriebsstunden zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit der thermischen Anlage



herangezogen werden. Preissteigerungsfaktoren wurden durch die Annahme von Kapitalgebundenen, Verbrauchsgebundenen bzw. Betriebsgebundenen Zahlungen laut [17] festgelegt und berechnet. Wie man sieht sind beide Varianten aus wirtschaftlicher Sicht nicht profitabel. Der Betrieb einer ORC-Anlage wäre bei einer jährlichen Betriebsstundenanzahl des Ofens von 2380 Stunden rentabel. Eine thermische Anlage nach dem Konzept laut Abbildung 7.4 wäre bei 2000 jährlichen Betriebsstunden des Ofens wirtschaftlich. Hierbei wird wiederum die Stundenanzahl der Abkühlphase aufgrund Wärmespeicherverluste nicht betrachtet.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [17] verwiesen.

## 9 Wirtschaftlichkeit

Abwärme:  $Q_{abw} := 230 \cdot \text{kW}$

Wirkungsgrad elektrisch:  $\eta_{\text{elektrisch}} := 15\%$

Wirkungsgrad thermisch:  $\eta_{\text{thermisch}} := 80\%$

Nutzbare Energie (elektrisch):  $E_{\text{nutz\_elektrisch}} := Q_{abw} \cdot \eta_{\text{elektrisch}} = 34.5 \cdot \text{kW}$

Nutzbare Energie (thermisch):  $E_{\text{nutz\_thermisch}} := Q_{abw} \cdot \eta_{\text{thermisch}} = 184 \cdot \text{kW}$

Investitionskosten Speicher:  $IK_{\text{Speicher}} := 60000 \cdot \text{€}$

Spezifische Investitionskosten ORC-Anlage:  $IK_{\text{ORC\_spez}} := 2500 \cdot \frac{\text{€}}{\text{kW}}$

Investitionskosten ORC-Anlage:  $IK_{\text{ORC}} := IK_{\text{ORC\_spez}} \cdot E_{\text{nutz\_elektrisch}}$   
 $IK_{\text{ORC}} = 8.625 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Kalkulatorischer Zinssatz q:  $q := 1.06$

Betrachtungszeitraum T:  $T_B := 15 \cdot \text{Jahr}$

Nutzungsdauer der Anlage  $T_N$ :  $T_N := 20 \cdot \text{Jahr}$

Volllaststunden  
Betrachtungszeitraum 2011-2012:  $h_{\text{Voll}} := 1022 \cdot \text{h}$   
 $h_{\text{Vollthermisch}} := 596 \cdot \text{h}$

Installationskosten thermisch:  $IK_{\text{install\_thermisch}} := 30\% \cdot IK_{\text{Speicher}} = 1.8 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Installationskosten elektrisch:  $IK_{\text{install\_elektrisch}} := 20\% \cdot IK_{\text{ORC}} = 1.725 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Verbrauchskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{VerbK}_{\text{therm}} := 0.5\%$

Verbrauchskostenpauschale elektrisch von IK:  $\text{VerbK}_{\text{elektr}} := 1\%$

Instandsetzungskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{InstandK}_{\text{therm}} := 1\%$

Instandsetzungskostenpauschale elektrisch von IK:  $\text{InstandK}_{\text{elektr}} := 2\%$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Betriebskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{BetriebK}_{\text{therm}} := 1.5\%$

Betriebskostenpauschale elektrisch von IK:  $\text{BetriebK}_{\text{elektr}} := 2\%$

Gaspreis/Strompreis:  $\text{Preis}_{\text{Gas}} := 4.45 \cdot \frac{\text{Cent}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$        $\text{Preis}_{\text{Strom}} := 10 \frac{\text{Cent}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$

Kapitalgebundene Zahlungen r1:  $r_1 := 1.027$

Verbrauchsgebundene Zahlungen r2:  $r_2 := 1.03$

Betriebsgebundene Zahlungen r3:  $r_3 := 1.033$

Annuitätsfaktor: 
$$a := \frac{q - 1}{1 - q} \cdot \frac{-T_B}{\text{Jahr}} = 0.103$$

Annuität der kapitalgebundenen Auszahlungen thermisch:

Investitionskosten thermisch:  $A_0 := \text{IK}_{\text{Speicher}} + \text{IK}_{\text{install\_thermisch}} = 7.8 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Instandsetzungskosten laut Pauschale:  $A_1 := A_0 \cdot \text{InstandK}_{\text{therm}} = 780 \cdot \text{€}$

Preisstärgerungsfaktor: 
$$b_1 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}{q - r_1} = 11.447$$

Restwert nach dem Betrachtungszeitraum der thermischen Anlage:

$$R_{W,\text{therm}} := A_0 \cdot \left( \frac{T_N - T_B}{T_N} \right) \cdot \frac{1}{q^{\left( \frac{T_B}{\text{Jahr}} \right)}} = 8.137 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität:  $A_{\text{kapital}} := (A_0 - R_{W,\text{therm}}) \cdot a + A_1 \cdot b_1 \cdot a = 8.113 \times 10^3 \cdot \text{€}$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Annuität der verbrauchsgebundenen Auszahlungen:

Verbrauchskosten (Betriebsmittel):  $A_2 := A_0 \cdot \text{VerbK}_{\text{therm}} = 390 \cdot \text{€}$

Preissteigerungsfaktor: 
$$b_2 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}{q - r_2} = 11.664$$

Annuität:  $A_{\text{Verbr}} := A_2 \cdot b_2 \cdot a = 468.366 \cdot \text{€}$

Annuität der betriebsgebundenen Auszahlungen:

Betriebskosten (Wartung/Bedienung):  $A_3 := A_0 \cdot \text{BetriebK}_{\text{therm}} = 1.17 \times 10^3 \cdot \text{€}$

Preissteigerungsfaktor: 
$$b_3 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}{q - r_3} = 11.886$$

Annuität:  $A_{\text{Betrieb}} := A_3 \cdot b_3 \cdot a = 1.432 \times 10^3 \cdot \text{€}$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Annuität der kapitalgebundenen Auszahlungen elektrisch:

Investitionskosten elektrisch:  $A_{0\_elektr} := IK_{ORC} + IK_{install\_elektrisch} = 1.035 \times 10^5 \cdot \text{€}$

Instandsetzungskosten laut Pauschale:  $A_{1\_elektr} := A_{0\_elektr} \cdot InstandK_{elektr} = 2.07 \times 10^3 \cdot \text{€}$

Preissteigerungsfaktor:  $b_1 := \frac{1 - \left(\frac{r_1}{q}\right)^{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}}{q - r_1} = 11.447$

Restwert nach dem Betrachtungszeitraum der thermischen Anlage:

$R_{W\_elektr} := A_{0\_elektr} \cdot \left(\frac{T_N - T_B}{T_N}\right) \cdot \frac{1}{q \left(\frac{T_B}{\text{Jahr}}\right)} = 1.08 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Annuität:  $A_{kapital\_elektr} := (A_{0\_elektr} - R_{W\_elektr}) \cdot a + A_{1\_elektr} \cdot b_1 \cdot a = 1.198 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Annuität der verbrauchsgebundenen Auszahlungen:

Verbrauchskosten (Betriebsmittel):  $A_{2\_elektr} := A_{0\_elektr} \cdot VerbK_{elektr} = 1.035 \times 10^3 \cdot \text{€}$

Preissteigerungsfaktor:  $b_2 := \frac{1 - \left(\frac{r_2}{q}\right)^{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}}{q - r_2} = 11.664$

Annuität:  $A_{Verbr\_elektr} := A_{2\_elektr} \cdot b_2 \cdot a = 1.243 \times 10^3 \cdot \text{€}$

Annuität der betriebsgebundenen Auszahlungen:

Betriebskosten (Wartung/Bedienung):  $A_{3\_elektr} := A_{0\_elektr} \cdot BetriebK_{elektr} = 2.07 \times 10^3 \cdot \text{€}$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Preissteigerungsfaktor:

$$b_3 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}{q - r_3} = 11.886$$

Annuität:

$$A_{\text{Betrieb\_elektr}} := A_{3\_elektr} \cdot b_3 \cdot a = 2.533 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität der Einzahlungen:

Gaskostenersparnis:

$$E_{1\_elektr} := \text{Preis}_{\text{Strom}} \cdot E_{\text{nutz\_elektrisch}} \cdot h_{\text{Voll}} \dots + \text{Preis}_{\text{Gas}} \cdot E_{\text{nutz\_thermisch}} \cdot h_{\text{Vollthermisch}} = 8.406 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität:

$$A_{\text{NE\_elektr}} := E_{1\_elektr} \cdot b_2 \cdot a = 1.01 \times 10^4 \cdot \text{€}$$

Gesamtannuität:

$$A_{\text{N\_elektr}} := (A_{\text{NE\_elektr}}) - \left( A_{\text{kapital\_elektr}} + A_{\text{Verbr\_elektr}} \dots + A_{\text{kapital}} + A_{\text{Verbr}} + A_{\text{Betrieb}} + A_{\text{Betrieb\_elektr}} \right) = -1.568 \times 10^4 \cdot \text{€}$$

Kapitalwert C0:

$$C_0 := \frac{A_{\text{N\_elektr}}}{a} = -1.523 \times 10^5 \text{ €}$$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Abwärme:  $Q_{abw} := 130 \text{ kW}$

Wirkungsgrad thermisch:  $\eta_{\text{thermisch}} := 80\%$

Nutzbare Energie (thermisch):  $E_{\text{nutz\_thermisch}} := Q_{abw} \cdot \eta_{\text{thermisch}} = 104 \text{ kW}$

Investitionskosten Wärmetauscher:  $IK_{\text{WT}} := 12000 \text{ €}$

Investitionskosten Speicher:  $IK_{\text{Speicher}} := 60000 \text{ €}$

Kalkulatorischer Zinssatz q:  $q := 1.06$

Betrachtungszeitraum T:  $T_{\text{B}} := 15 \text{ Jahr}$

Nutzungsdauer der Anlage  $T_{\text{N}}$ :  $T_{\text{N}} := 20 \text{ Jahr}$

Volllaststunden  
Betrachtungszeitraum 2011-2012:  $h_{\text{Vollthermisch}} := 1081 \text{ h}$

Installationskosten thermisch:  $IK_{\text{install\_thermisch}} := 30\% \cdot (IK_{\text{WT}} + IK_{\text{Speicher}}) = 2.16 \times 10^4 \text{ €}$

Verbrauchskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{Verb}K_{\text{therm}} := 0.5\%$

Instandsetzungskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{Instand}K_{\text{therm}} := 1\%$

Betriebskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{Betrieb}K_{\text{therm}} := 1.5\%$

Gaspreis:  $\text{Preis}_{\text{Gas}} := 4.45 \cdot \frac{\text{Cent}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$

Kapitalgebundene Zahlungen r1:  $r_1 := 1.027$

Verbrauchsgebundene Zahlungen r2:  $r_2 := 1.03$

Betriebsgebundene Zahlungen r3:  $r_3 := 1.033$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Annuitätsfaktor: 
$$a := \frac{q - 1}{\frac{-T_B}{1 - q}} = 0.103$$

Annuität der kapitalgebundenen Auszahlungen thermisch:

Investitionskosten thermisch: 
$$A_0 := IK_{\text{Speicher}} + IK_{\text{WT}} + IK_{\text{install\_thermisch}} = 9.36 \times 10^4 \cdot \text{€}$$

Instandsetzungskosten laut Pauschale: 
$$A_1 := A_0 \cdot \text{InstandK}_{\text{therm}} = 936 \cdot \text{€}$$

Preissteigerungsfaktor: 
$$b_1 := \frac{\frac{T_B}{1 - \left(\frac{r_1}{q}\right)^{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}}{q - r_1}} = 11.447$$

Restwert nach dem Betrachtungszeitraum der thermischen Anlage:

$$R_{W,\text{therm}} := A_0 \cdot \left(\frac{T_N - T_B}{T_N}\right) \cdot \frac{1}{q^{\left(\frac{T_B}{\text{Jahr}}\right)}} = 9.764 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität: 
$$A_{\text{kapital}} := (A_0 - R_{W,\text{therm}}) \cdot a + A_1 \cdot b_1 \cdot a = 9.735 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität der verbrauchsgebundenen Auszahlungen:

Verbrauchskosten (Betriebsmittel): 
$$A_2 := A_0 \cdot \text{VerbK}_{\text{therm}} = 468 \cdot \text{€}$$

Preissteigerungsfaktor: 
$$b_2 := \frac{\frac{T_B}{1 - \left(\frac{r_2}{q}\right)^{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}}{q - r_2}} = 11.664$$

Annuität: 
$$A_{\text{Verbr}} := A_2 \cdot b_2 \cdot a = 562.04 \cdot \text{€}$$



## 9 Wirtschaftlichkeit

Annuität der betriebsgebundenen Auszahlungen:

Betriebskosten (Wartung/Bedienung):

$$A_3 := A_0 \cdot \text{BetriebK}_{\text{therm}} = 1.404 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Preissteigerungsfaktor:

$$b_3 := \frac{1 - \left(\frac{r_3}{q}\right)^{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}}{q - r_3} = 11.886$$

Annuität:

$$A_{\text{Betrieb}} := A_3 \cdot b_3 \cdot a = 1.718 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität der Einzahlungen:

Gaskostenersparnis:

$$E_1 := \text{Preis}_{\text{Gas}} \cdot E_{\text{nutz\_thermisch}} \cdot h_{\text{Vollthermisch}} = 5.003 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität:

$$A_{\text{NE}} := E_1 \cdot b_2 \cdot a = 6.008 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Gesamtannuität:

$$A_N := A_{\text{NE}} - (A_{\text{kapital}} + A_{\text{Verbr}} + A_{\text{Betrieb}}) = -6.007 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Kapitalwert C0:

$$C_0 := \frac{A_N}{a} = -5.834 \times 10^4 \cdot \text{€}$$

Aufgrund der unwirtschaftlichen Konzepte wurde noch eine weitere Variante ohne einen Wärmespeicher nach Abbildung 7.3 betrachtet:

Hierbei unterscheidet sich die Berechnung lediglich in der Zahl der Volllaststunden und der Abwärmeleistung. Die Abwärmeleistung wurde mit durchschnittlichen 300kW angenommen. Die Volllaststunden ergeben sich durch die Betrachtung der Betriebsstunden des Ofens innerhalb eines Jahres in der die Betriebstemperatur  $\geq 300^{\circ}\text{C}$  ist.

Für eine ausführliche Erklärung der Rechenmethode und der verwendeten Formelzeichen wird auf [17] verwiesen.

## 9 Wirtschaftlichkeit

Abwärme:  $Q_{abw} := 300 \cdot \text{kW}$

Wirkungsgrad thermisch:  $\eta_{\text{thermisch}} := 80\%$

Nutzbare Energie (thermisch):  $E_{\text{nutz\_thermisch}} := Q_{abw} \cdot \eta_{\text{thermisch}} = 240 \cdot \text{kW}$

Investitionskosten Wärmetauscher:  $IK := 31500 \cdot \text{€}$

Kalkulatorischer Zinssatz q:  $q := 1.06$

Betrachtungszeitraum T:  $T_B := 15 \cdot \text{Jahr}$

Nutzungsdauer der Anlage  $T_N$ :  $T_N := 20 \cdot \text{Jahr}$

Volllaststunden  
Betrachtungszeitraum 2011-2012:  $h_{\text{Vollthermisch}} := 410 \cdot \text{h}$

Installationskosten thermisch:  $IK_{\text{install\_thermisch}} := 30\% \cdot IK = 9.45 \times 10^3 \cdot \text{€}$

Verbrauchskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{Verb}K_{\text{therm}} := 0.5\%$

Instandsetzungskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{Instand}K_{\text{therm}} := 1\%$

Betriebskostenpauschale thermisch von IK:  $\text{Betrieb}K_{\text{therm}} := 1.5\%$

Gaspreis:  $\text{Preis}_{\text{Gas}} := 4.45 \cdot \frac{\text{Cent}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Kapitalgebundene Zahlungen r1:  $r_1 := 1.027$

Verbrauchsgebundene Zahlungen r2:  $r_2 := 1.03$

Betriebsgebundene Zahlungen r3:  $r_3 := 1.033$

Annuitätsfaktor: 
$$a := \frac{q - 1}{1 - q} \cdot \frac{-T_B}{\text{Jahr}} = 0.103$$

Annuität der kapitalgebundenen Auszahlungen thermisch:

Investitionskosten thermisch:  $A_0 := IK + IK_{\text{install\_thermisch}} = 4.095 \times 10^4 \cdot \text{€}$

Instandsetzungskosten laut Pauschale:  $A_1 := A_0 \cdot \text{InstandK}_{\text{therm}} = 409.5 \cdot \text{€}$

Preissteigerungsfaktor: 
$$b_1 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}{q - r_1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{r_1}{q}\right)^{\text{Jahr}}}{1 - \left(\frac{r_1}{q}\right)} = 11.447$$

Restwert nach dem Betrachtungszeitraum der thermischen Anlage:

$$R_{W.\text{therm}} := A_0 \cdot \left(\frac{T_N - T_B}{T_N}\right) \cdot \frac{1}{\left(\frac{T_B}{\text{Jahr}}\right)^q} = 4.272 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität:  $A_{\text{kapital}} := (A_0 - R_{W.\text{therm}}) \cdot a + A_1 \cdot b_1 \cdot a = 4.259 \times 10^3 \cdot \text{€}$

Annuität der verbrauchsgebundenen Auszahlungen:

Verbrauchskosten (Betriebsmittel):  $A_2 := A_0 \cdot \text{VerbK}_{\text{therm}} = 204.75 \cdot \text{€}$

Preissteigerungsfaktor: 
$$b_2 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}}}{q - r_2} \cdot \frac{1 - \left(\frac{r_2}{q}\right)^{\text{Jahr}}}{1 - \left(\frac{r_2}{q}\right)} = 11.664$$

## 9 Wirtschaftlichkeit

Annuität:  $A_{\text{Verbr}} := A_2 \cdot b_2 \cdot a = 245.892 \cdot \text{€}$

Annuität der betriebsgebundenen Auszahlungen:

Betriebskosten (Wartung/Bedienung):

$$A_3 := A_0 \cdot \text{BetriebK}_{\text{therm}} = 614.25 \cdot \text{€}$$

Preissteigerungsfaktor:

$$b_3 := \frac{\frac{T_B}{\text{Jahr}} \cdot \left(1 - \left(\frac{r_3}{q}\right)^{\text{Jahr}}\right)}{q - r_3} = 11.886$$

Annuität:  $A_{\text{Betrieb}} := A_3 \cdot b_3 \cdot a = 751.739 \cdot \text{€}$

Annuität der Einzahlungen:

Gaskostensparnis:

$$E_1 := \text{Preis}_{\text{Gas}} \cdot E_{\text{nutz\_thermisch}} \cdot h_{\text{Vollthermisch}} = 4.379 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Annuität:

$$A_{\text{NE}} := E_1 \cdot b_2 \cdot a = 5.259 \times 10^3 \cdot \text{€}$$

Gesamtannuität:

$$A_N := A_{\text{NE}} - (A_{\text{kapital}} + A_{\text{Verbr}} + A_{\text{Betrieb}}) = 1.913 \cdot \text{€}$$

Kapitalwert C0:

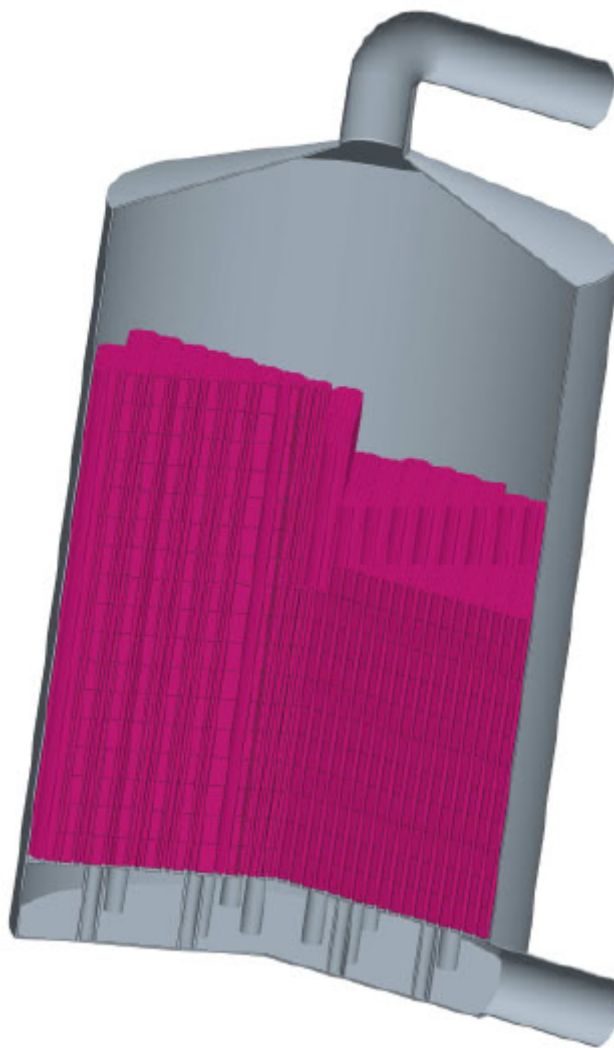
$$C_0 := \frac{A_N}{a} = 18.581 \text{ €}$$

Sollten die Investitionskosten der gesamten Anlage ca. 30000 Euro nicht übersteigen so kann von einer wirtschaftlichen Investition ausgegangen werden.

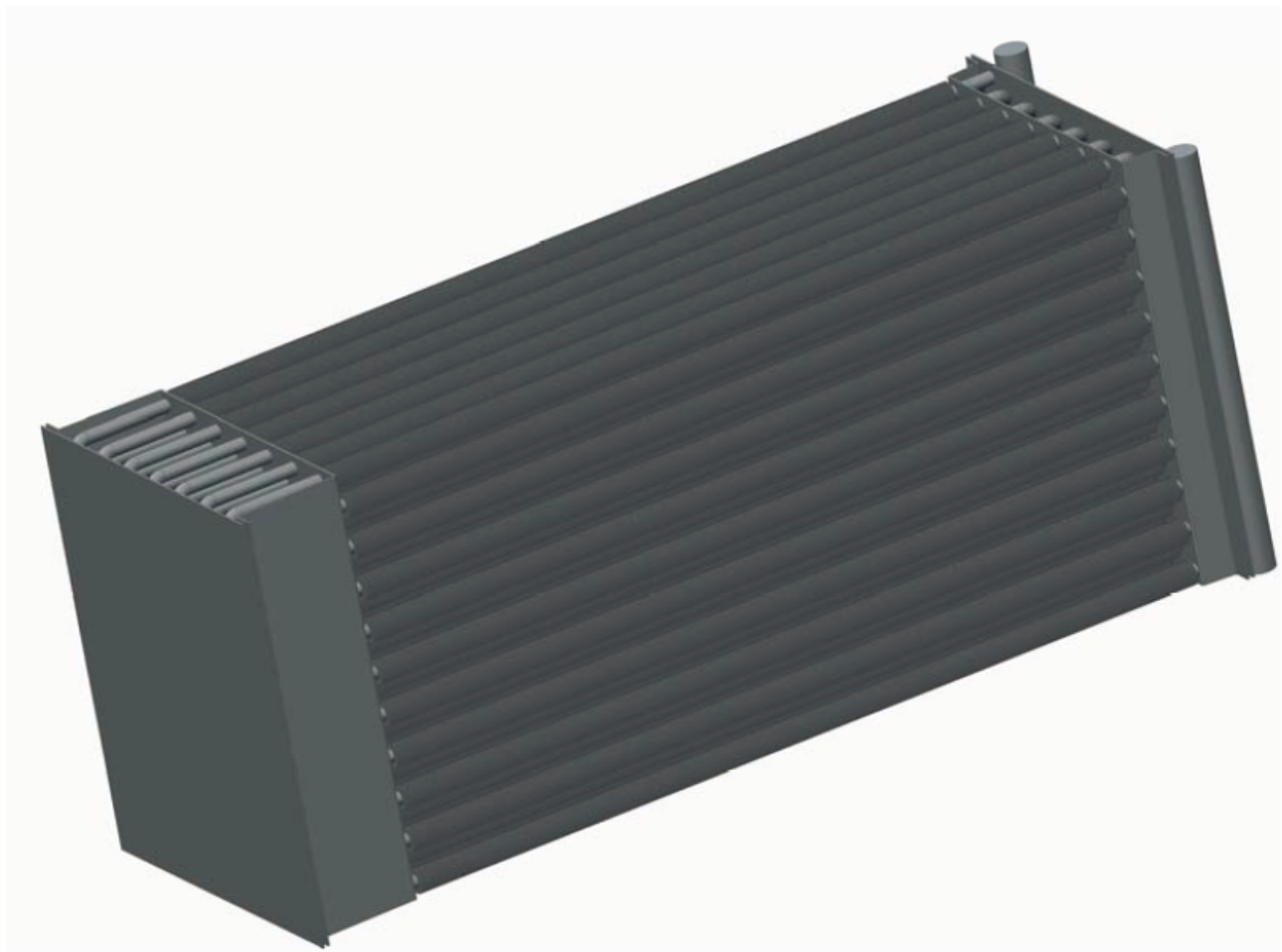
# 10 Konstruktion

Im Zuge der Vollständigkeit wurde das Rippenrohrbündel und der Festbett-Wärmespeicher mit Formsteinen in einem 3D-CAD Programm modelliert.

In Abbildung 10.1 ist der gedachte Wärmespeicher mit Formsteinen in einem Schnitt zu sehen. Der Wärmespeicher mit Formsteinen ist aufgrund der größeren Erfahrungen während des Betriebes und in der Fertigung jenen mit Natursteinschüttungen vorzuziehen.



**Abbildung 10.1:** Konstruktion des Wärmespeichers; Quelle: eigene Darstellung



**Abbildung 10.2:** konstruiertes Rippenrohrbündel ohne Verkleidung; Quelle: eigene Darstellung

Ein Modell des berechneten Rippenrohrbündels, ausgelegt für eine einfache Abwärmanlage ohne Speicher, ist beispielhaft in Abbildung 10.2 zu sehen. Es stellt ohne die Erweiterung der Betriebsstunden des Ofens die einzig rentable Möglichkeit zur Abwärmenutzung dar.



# 11 Zusammenfassung

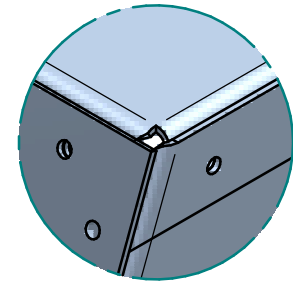
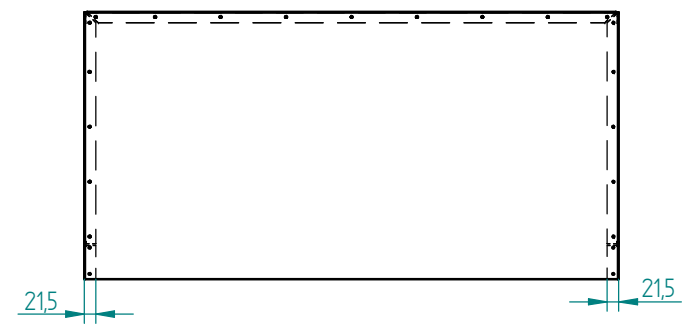
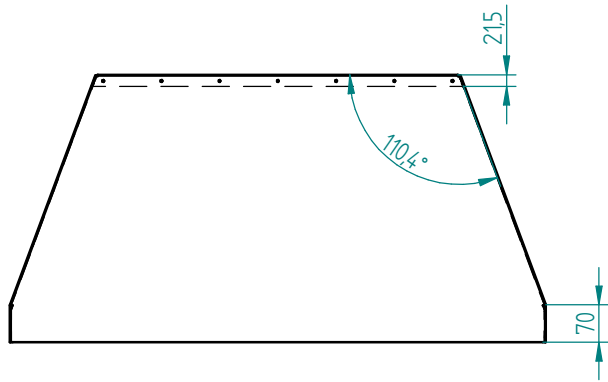
Die Nutzung der Abwärme des Haubenglühofens ist aufgrund der geringen Auslastung wirtschaftlich schwierig zu verwirklichen. Die Nutzung der Abwärme in Form der Wärmebereitstellung für das innerbetriebliche Fernwärmenetz stellt die energetisch günstigste Möglichkeit dar, da hierbei der Wirkungsgrad der Anlage am größten ist. Da das Fernwärmenetz jedoch nur in den Wintermonaten benötigt wird kann die Wirtschaftlichkeit der einfachsten Anlage mit einem bypassbetriebenen Rippenrohrbündel im Abgaskamin bei konstant geregelter Abgastemperatur nur bis zur maximalen Investition von ca. 30000 Euro gewährleistet werden. Die Abgastemperatur sowie der Massenstrom muss dabei durch eine Mischkammer bzw. einem Gebläse konstant gehalten werden, wodurch aber wiederum durch regelungstechnische Maßnahmen die Kosten der Anlage steigen. Die Nutzung von Wärmespeicher wäre für den Betrieb einer ORC-Anlage ideal, da diese das ganze Jahr hinweg betrieben werden kann und zusätzlich in den Wintermonaten durch den Kondensator der Anlage Wärme für das Fernwärmenetz bereitgestellt werden kann. Sollten die Betriebsstunden des Ofens auf 2380 Stunden ausgedehnt werden wird die Installation einer ORC-Anlage mit einem Speicher zur Abwärmenutzung empfohlen. Die Abwärmenutzung zur Wärmebereitstellung für das Fernwärmenetz mit einem Wärmespeicher ist erst ab einer Betriebsstundenanzahl von 2000 Stunden rentabel.

# Literaturverzeichnis

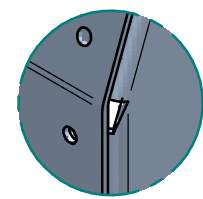
- [1] Doerte Laing, et.al. High Temperature PCM Storage for DSG Solar Thermal Power Plants Tested in Various Operating Modes of Water/Steam Flow. In *Solar PACES Conference*, Marrakesch (Marokko), September 11-14.
- [2] Doerte Laing, et.al. Speichertechnik nicht nur für Solarenergie. In *4.Solartagung „Klimaschutz durch Sonnenenergie“*, Rheinland-Pfalz (Deutschland), September 11.
- [3] Erich Opitz. Auslegung von ORC-und Dampfkraftprozessen zur Abwärmenutzung. Master's thesis, Technische Universität Wien, 2011.
- [4] Hobatherm Edelstahlkamine & Anlagenbau GmbH.
- [5] Ing. Alfred Iby - Technisches Büro für Maschinenbau und Gießereitechnik.
- [6] He FaJiang, et.al. Experimental Investigation of Heat Transfer and Flowing Resistance for Air Flow Cross over Spiral Finned Tube Heat Exchanger. *Energy Procedia*, 17:741–749, 2012.
- [7] Jiangfeng Wang, et.al. Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source. *Energy*, 49:356–365, 2013.
- [8] Johann Gimmelsberger. EFFICIENT ENERGY SUPPLY (ELECTRICITY AND DISTRICT HEAT) FOR THE CITY OF LINZ. Technical report, Linz Strom GmbH, o.J.
- [9] Karl-Heinz Pichler. Nutzung von Niedertemperaturwärmeenergie zur Energieoptimierung eines Industriestandortes. Master's thesis, Technische Universität Wien, 2010.
- [10] Karl Schwaiger, et.al. THERMAL STORAGE OF SUPERHEATED STEAM IN A COMBINED SENSIBLE/LATENT TES. In *Solar PACES Conference*, Marrakesch (Marokko), September 11-14.
- [11] Knut Stahl. et.al. Entwicklung eines Hochtemperatur-Wärmespeichers zur Flexibilisierung von GuD-Kraftwerken. In *44.Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, Dresden (Deutschland), Oktober.
- [12] Markus Haider. Thermische Speicherung auf Basis sensibler und latenter Wärme (Schwerpunkt: Fernwärme und Kraftwerkstechnik). In *VDI-Konferenz Speicher*, November 2012.
- [13] PK/Steiner. Projekt:Wärmespeicher. Technical report, Wien Energie, 2012.

- [14] Seok Hun Kang. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. *Energy*, 41:514–524, 2012.
- [15] Simone A. Zavattoni, et.al. Effective Thermal Conductivity and Axial Porosity Distribution of a rock-bed TES system: CFD modeling and experimental validation. In *Solar PACES Conference*, Marrakesch (Marokko), September 11-14.
- [16] Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider. Wärmetechnische Anlagen 1, 2012. Technische Universität Wien.
- [17] VDI-Richtlinie 2067 Blatt 1-40: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen-Grundlagen und Kostenberechnung, 2012.
- [18] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Ingenieurwesen (GVC). *VDI-Wärmeatlas*. Springer, 2010.
- [19] Wolf-Dieter Steinmann, et.al. Buffer storage for direct steam generation. *Solar Energy*, 80:1277–1282, 2006.
- [20] Yiping Dai, et.al. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 50:576–528, 2009.

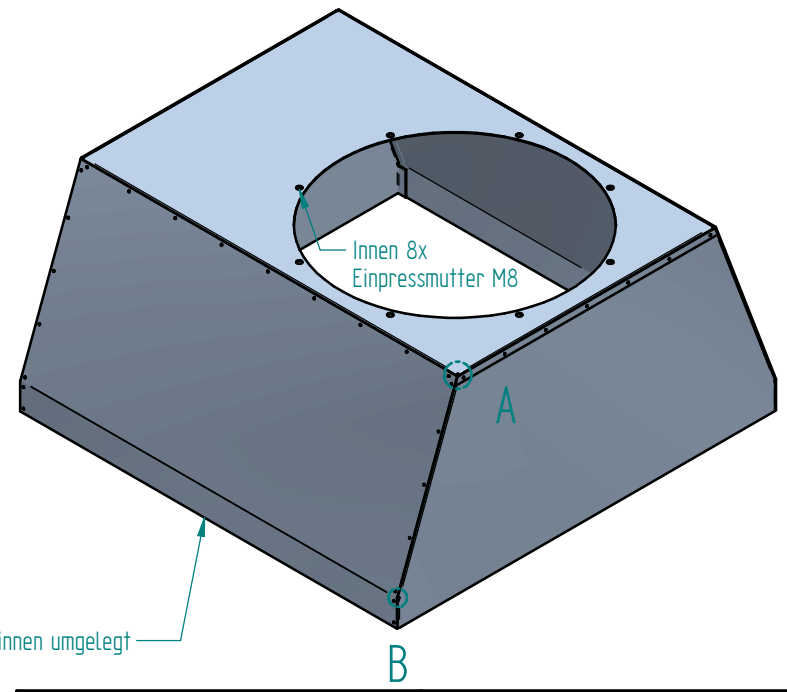
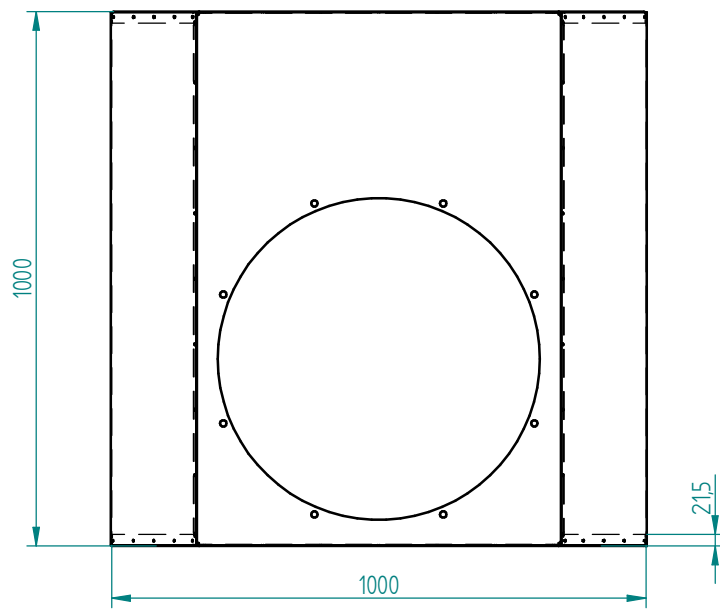
# A Ofenzeichnungen



EINZELHEIT A



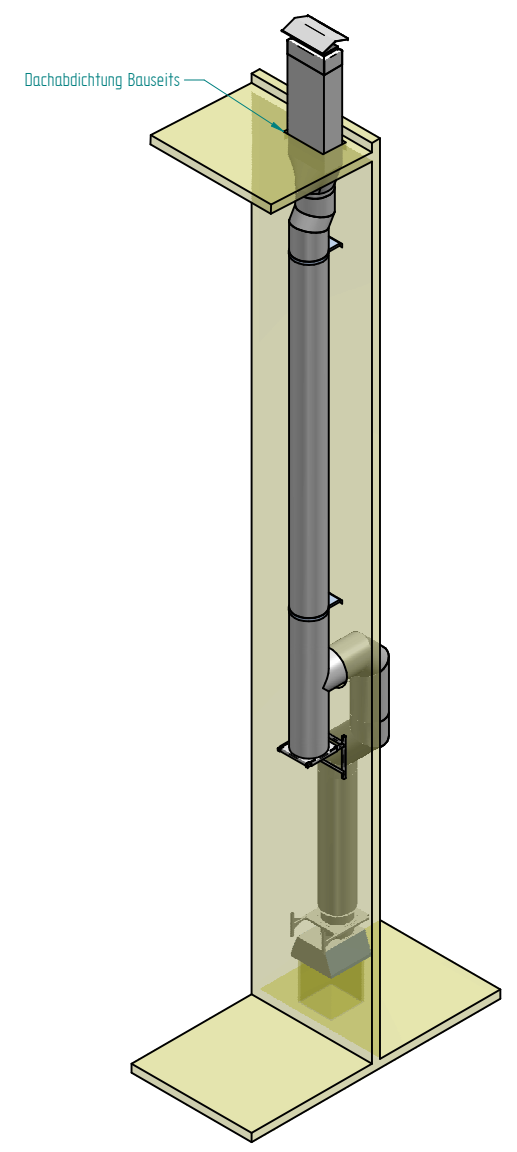
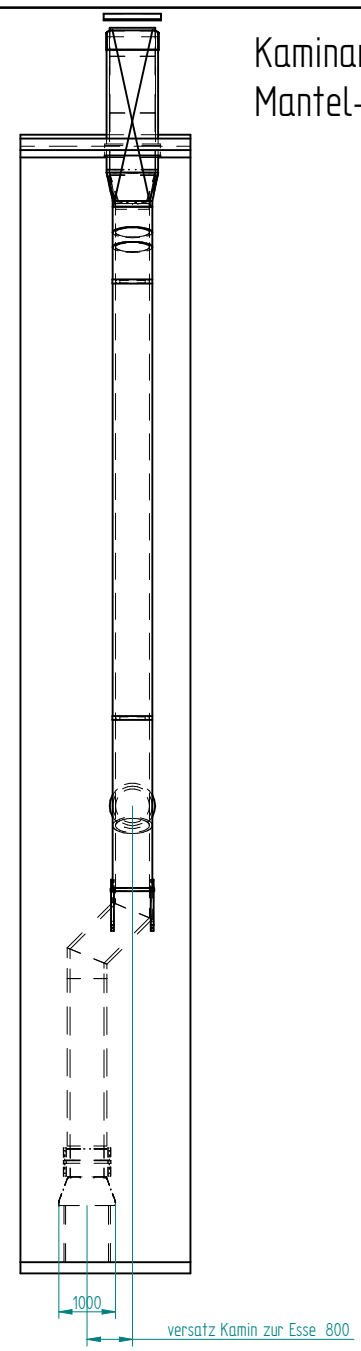
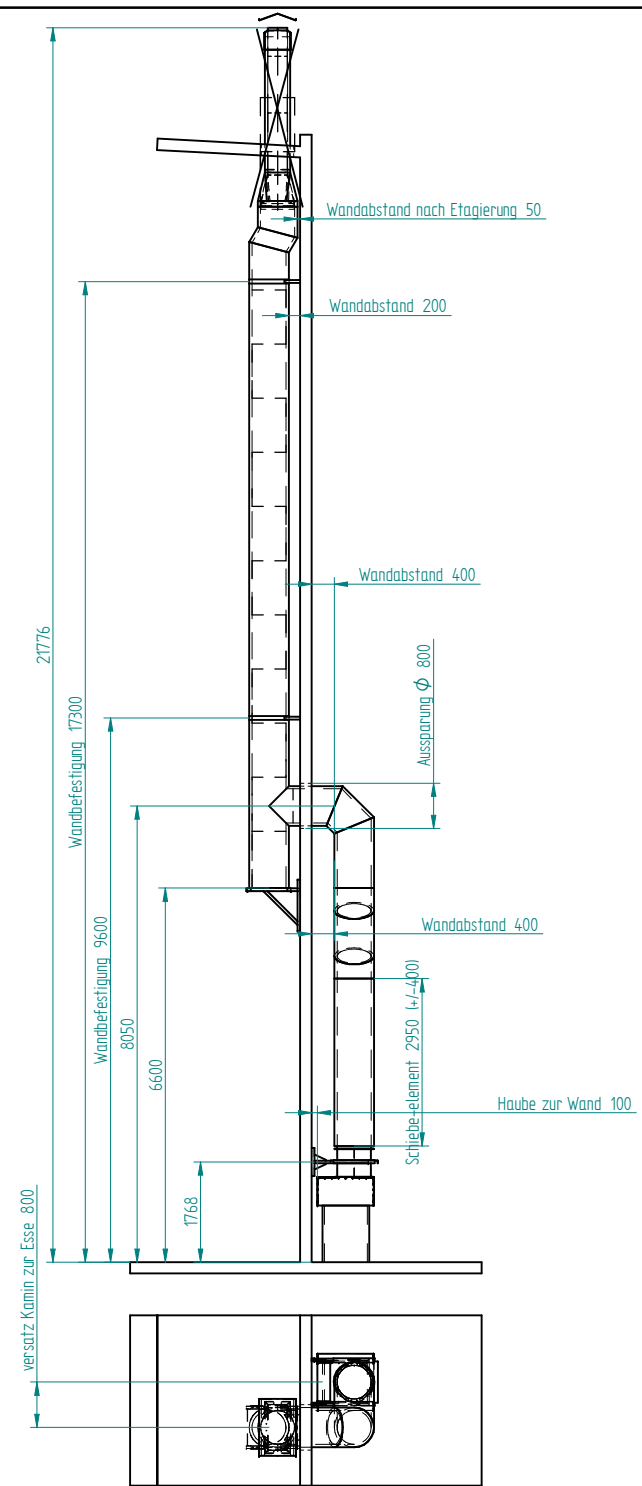
EINZELHEIT B



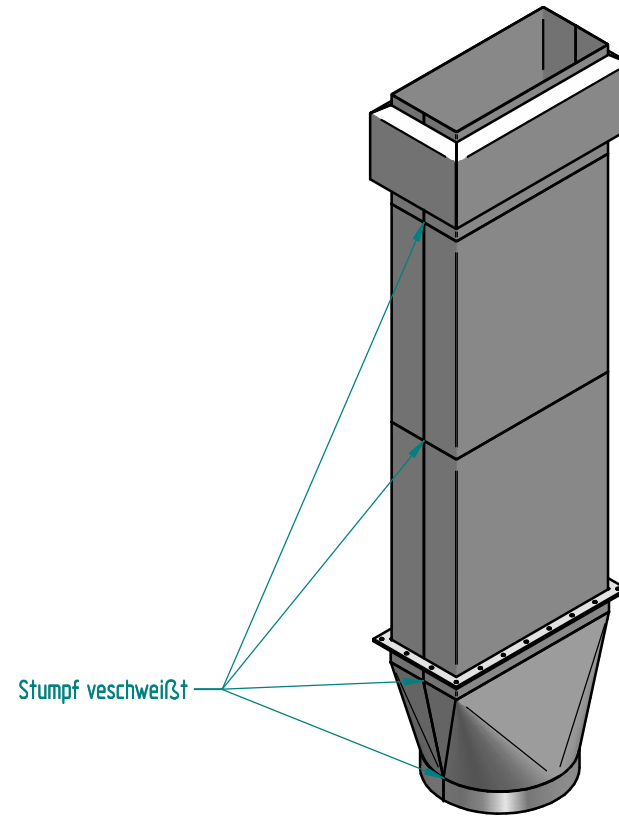
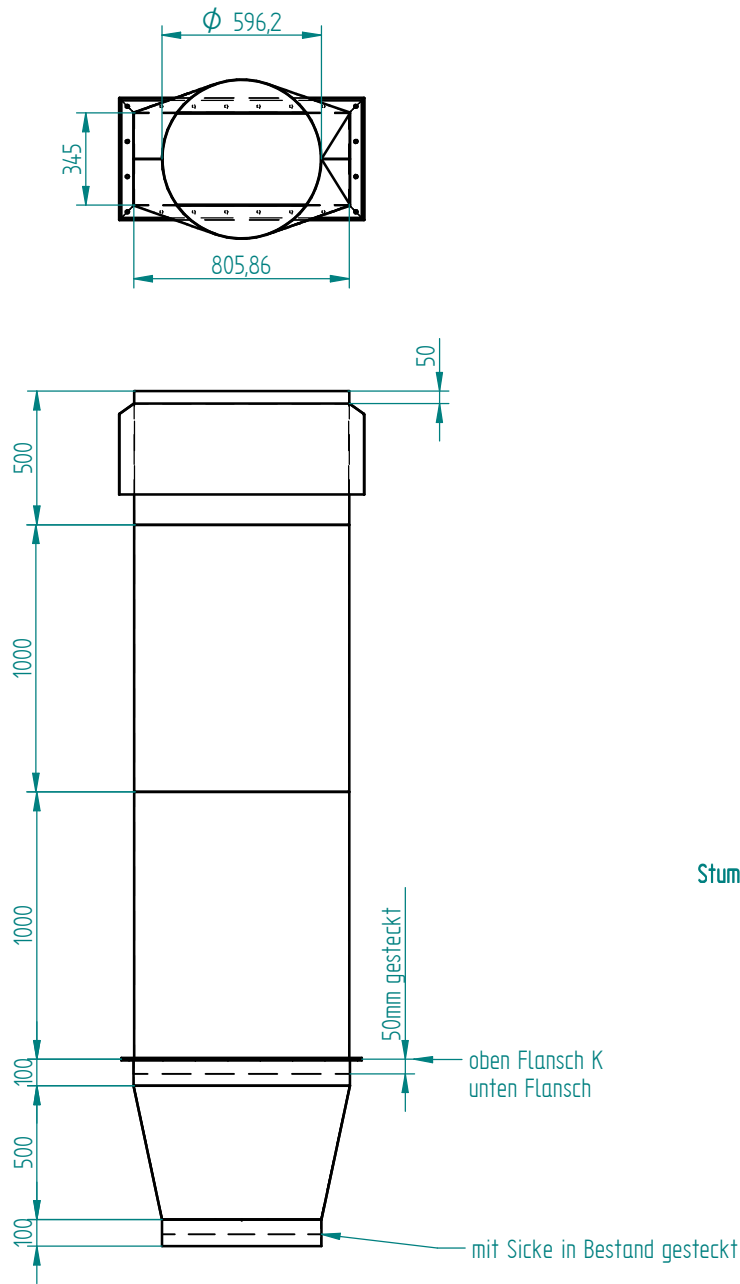
Zuletzt gedruckt am 13.12.2010 von avor1

Projektname:		Porr-Voith-Glühofen		2	29.11.2012	avor1
				1	29.11.2012	avor1
Ind		Letzte Änderung			Datum	Name
Benennung:				<b>HOBATHERM</b>		
Blatt1				Edelstahlkamine & Anlagenbau GmbH		
Gez	13.12.2010	avor1	Allgemeintoleranzen: Mech. Bearbeitung nach DIN ISO 2768-mk Blechzuschnitte nach ISO 9013-1AG Stanz- und Kantteile DIN 6930-m Werkstückkanten nach DIN 6784	Fertiggewicht: 28,261 kg		
Gepr	13.12.2010			Zeichnungsnr: AN-1001097-03		
Maßst:		Für diese technische Unterlage gelten die in der Vorlage vor. Auch für den Fall der Fälschung oder Fälschungsmöglichkeit der Zeichnung durch diese technische Unterlage werden wir nicht haftbar gemacht. Sie darf durch den Empfänger oder Dritte auch nicht in anderer Weise mitzuzuschicken verwendet werden.		Blatt 1 von 1	Format A3	Werkstoff Name?Materialstärke

# Kaminanlage DN600 Iso50 Mantel- Alu-glatt D=700



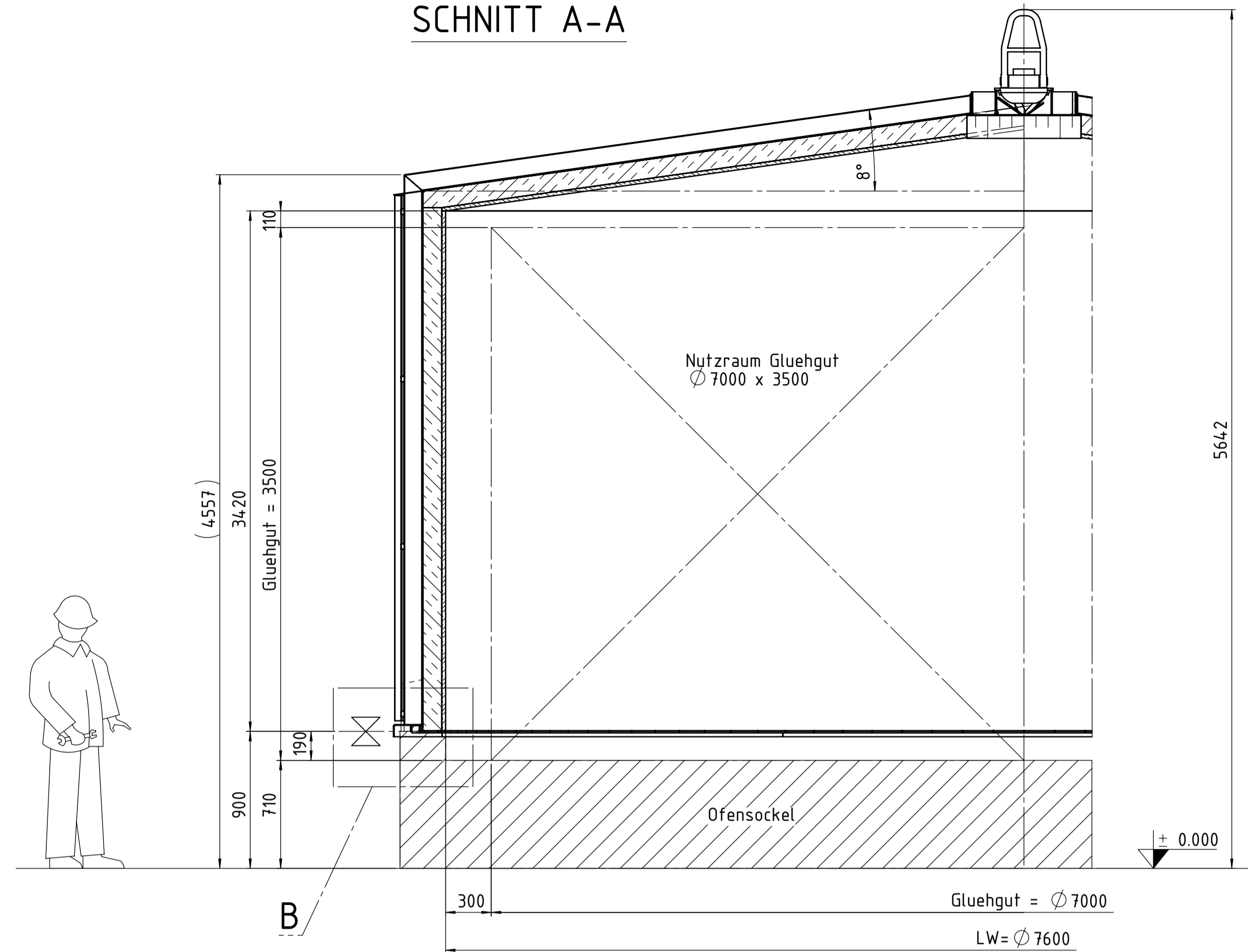
Projektname: <b>Voith</b>		2	03.12.2012	Awar1
Benennung: <b>Blatt1</b>		1	03.12.2012	Awar1
Gez 03.12.2012 awr1		ind Letzte Änderung		Datum Name
Gepr 03.12.2012		<b>HOBATHERM</b> Edelstahlkamine & Anlagenbau GmbH		
Maßst:		Fertigtgewicht: Zeichnung: <b>AN-1001097-01</b>		
Zuletzt geändert am 03.12.2012 von Awr1		Blatt 1 von 1		Format <b>A2</b> werkstoff Name?Materialstärke



Zuletzt gedruckt am 23.12.2010 von avor1

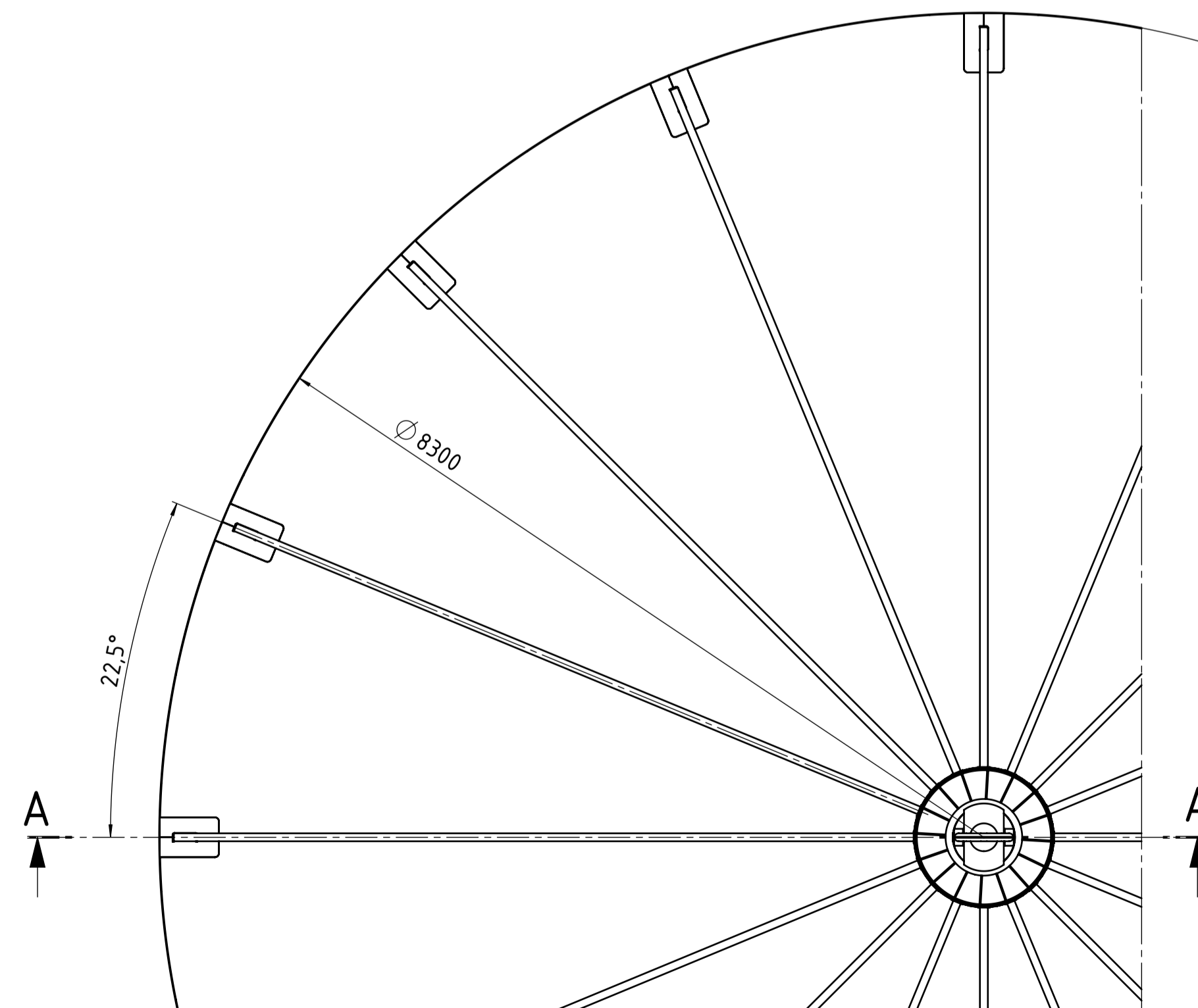
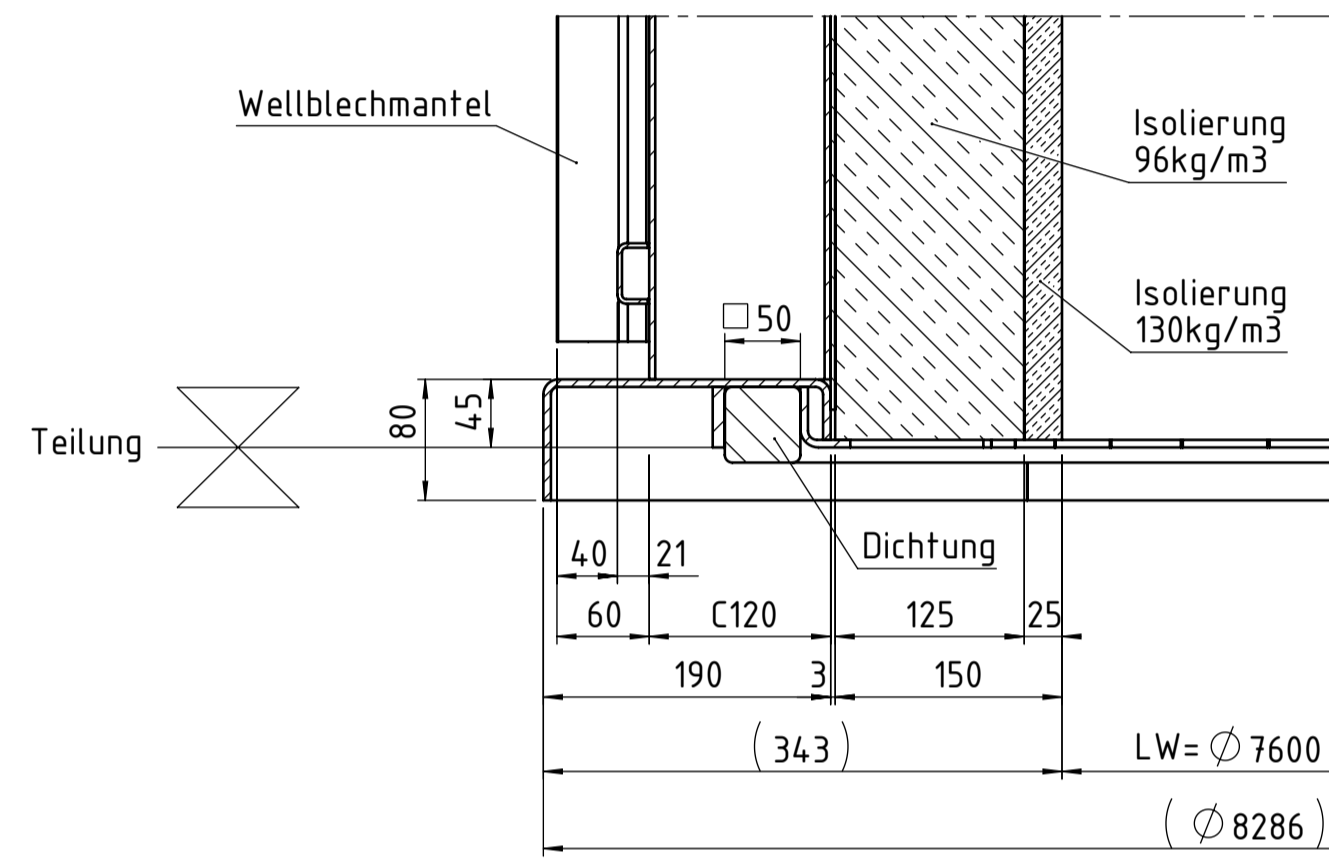
Projektname:		Voith- Kaminmündung		2	11.01.2011	avor1
Benennung:		Blatt1		1	11.01.2011	avor1
Gez		23.12.2010	avor1	Ind	Letzte Änderung	Datum
Gepr		23.12.2010		Name		
Maßst:				<b>HOBATHERM</b> Edelstahlkamine & Anlagenbau GmbH		
Allgemeintoleranzen:		Mech. Bearbeitung nach DIN ISO 2768-mk Blechzuschnitte nach ISO 9013-1A5 Stanz- und Kantteile DIN 6930-m Werkstückkanten nach DIN 6784		Fertiggewicht: 105,013 kg		
Für diese technische Unterlage bestehen wir uns keine Ver- auch für den Fall der Fälschung oder Gefährdungs- malerhaftung. Ihre eigene vorläufige Zustimmung darf diese technische Unterlage weder vervielfältigt noch Dritten zugänglich gemacht werden. Sie darf durch den Empfänger oder Dritte auch nicht in anderer Weise mitzwecklich verwendet werden.		Zeichnungsnr:		AN-1001097-02		
Blatt 1 von 1		Format	A3	Werkstoff		
		Name? Materialstärke				

# SCHNITT A-A



# DETAIL B

M1:5

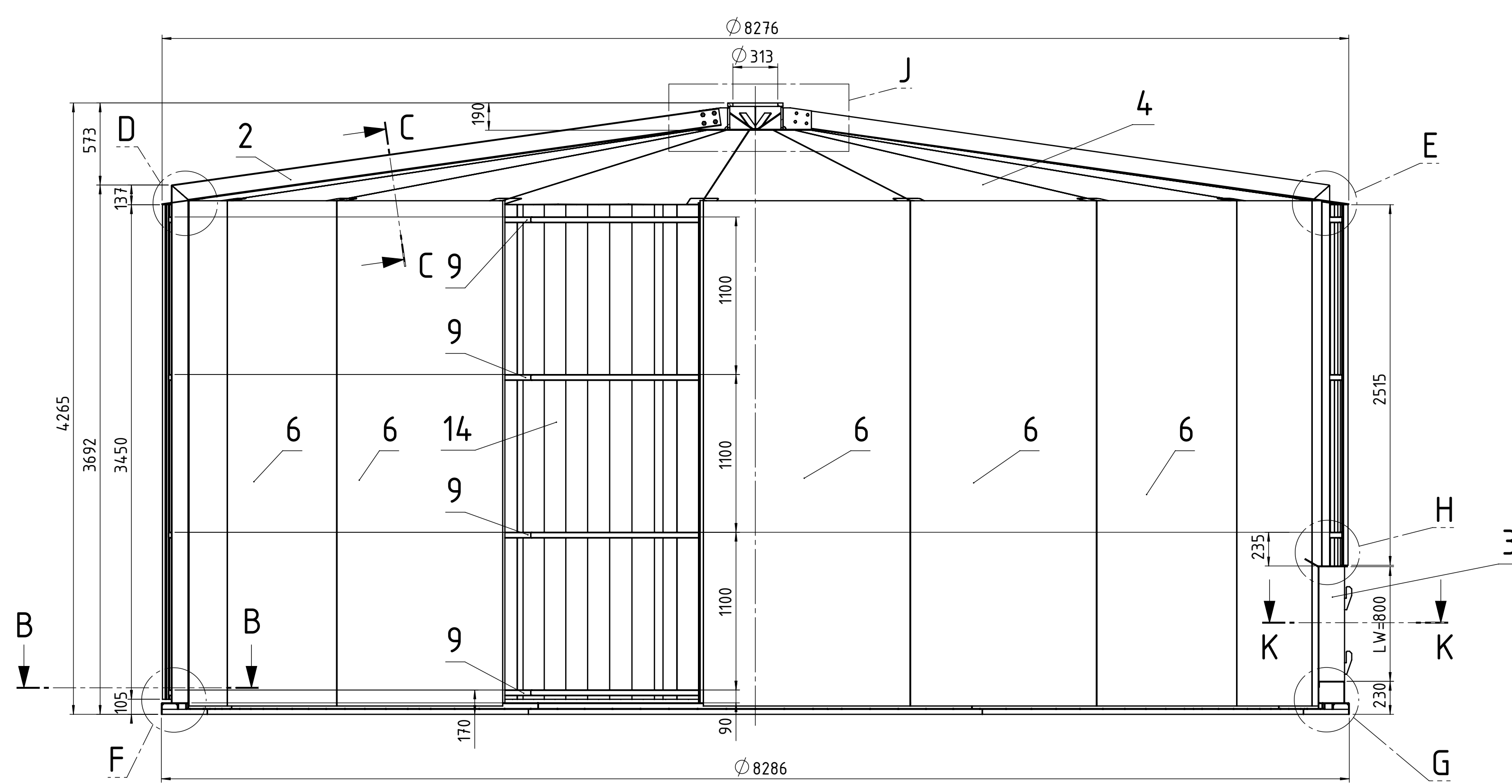


Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768  
 Laengen und Winkel Tot.Kl.: m  
 Form und Lage Tot.Kl.: K

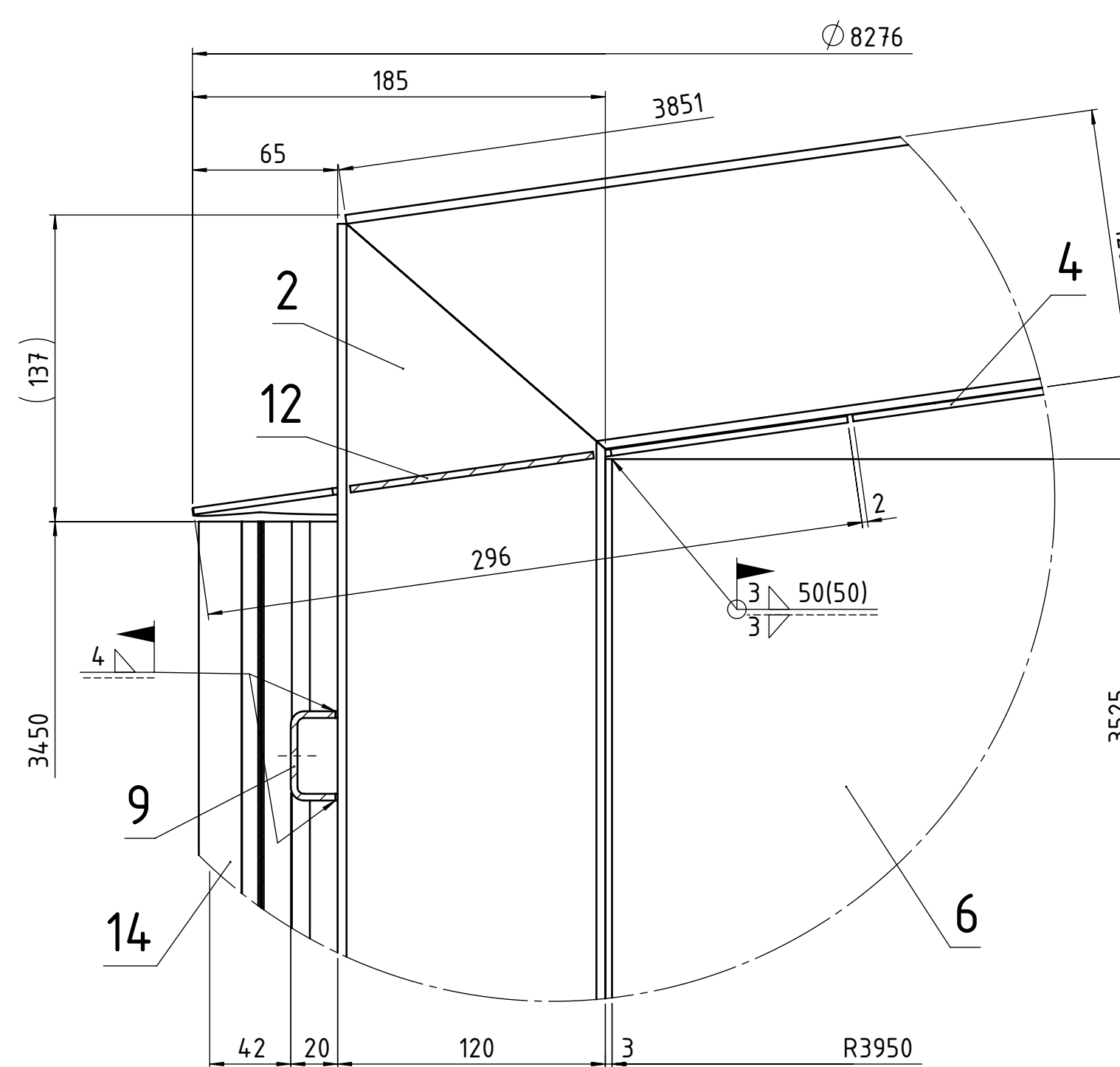
Nummer:		Datum:		Name:		Änderung:	
No.:	Date:	Date:	Date:	Name:	Name:	Revisio:	Revisio:
			29.09.2010	IBY			
			29.09.2010				
Masse:	8000 kg	Maßstab:	M1:25	Werkstoff:			
Skala:		Skala:		Material:			
Benennung:				Titel:			
Gluehofenhaube				Layout			
Projekt:				Projekt:			
Techn. Büro für Maschinenbau und Gießereitechnik				Techn. Büro für Maschinenbau und Gießereitechnik			
Alfred IBY				Alfred IBY			
Parking 2				Parking 2			
A-8712 Niklasdorf				A-8712 Niklasdorf			
Zeichnungs-Nr.:				Drawing No.:			
Layout 29092010				Layout 29092010			



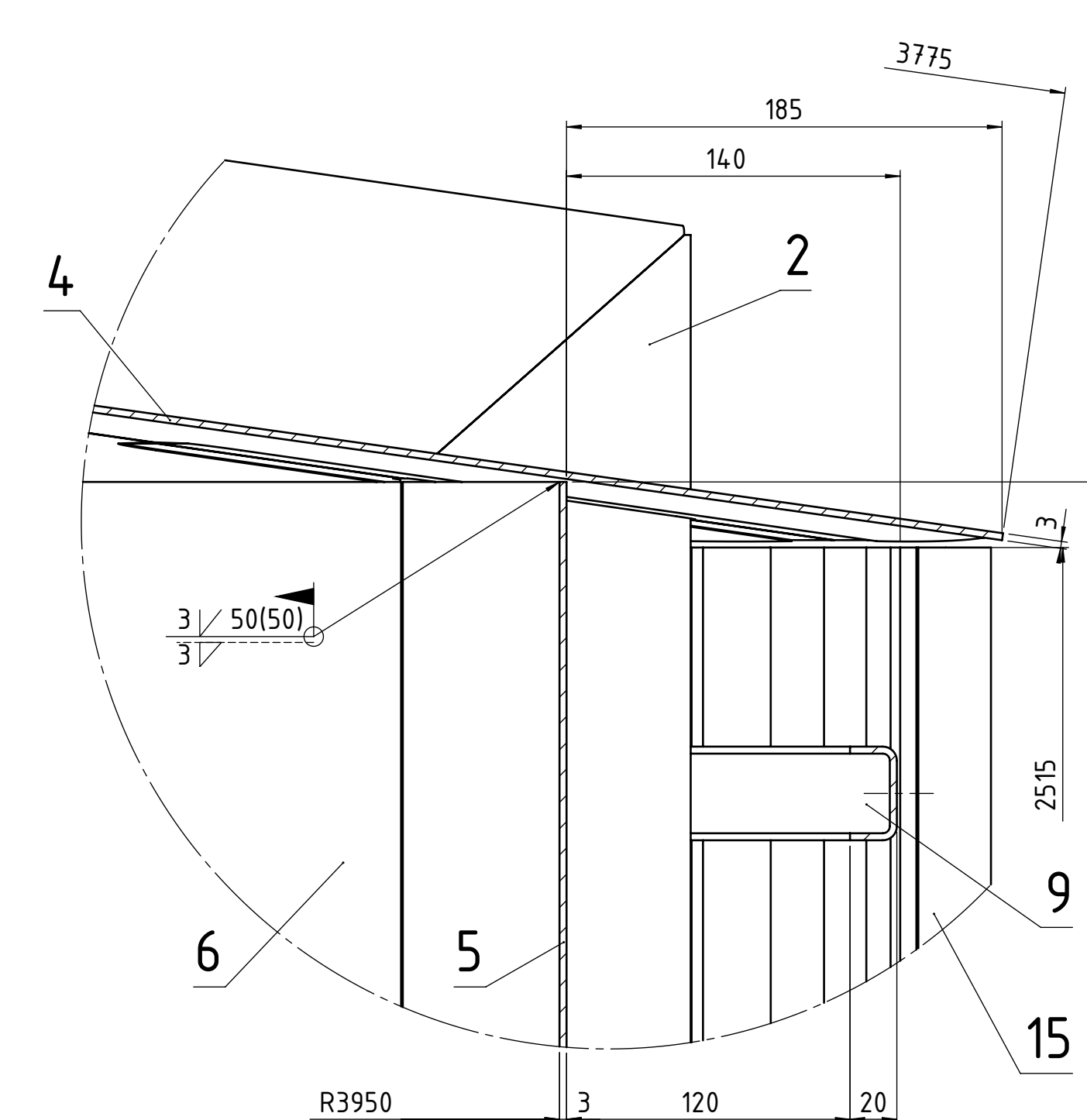
SCHNITT A-A



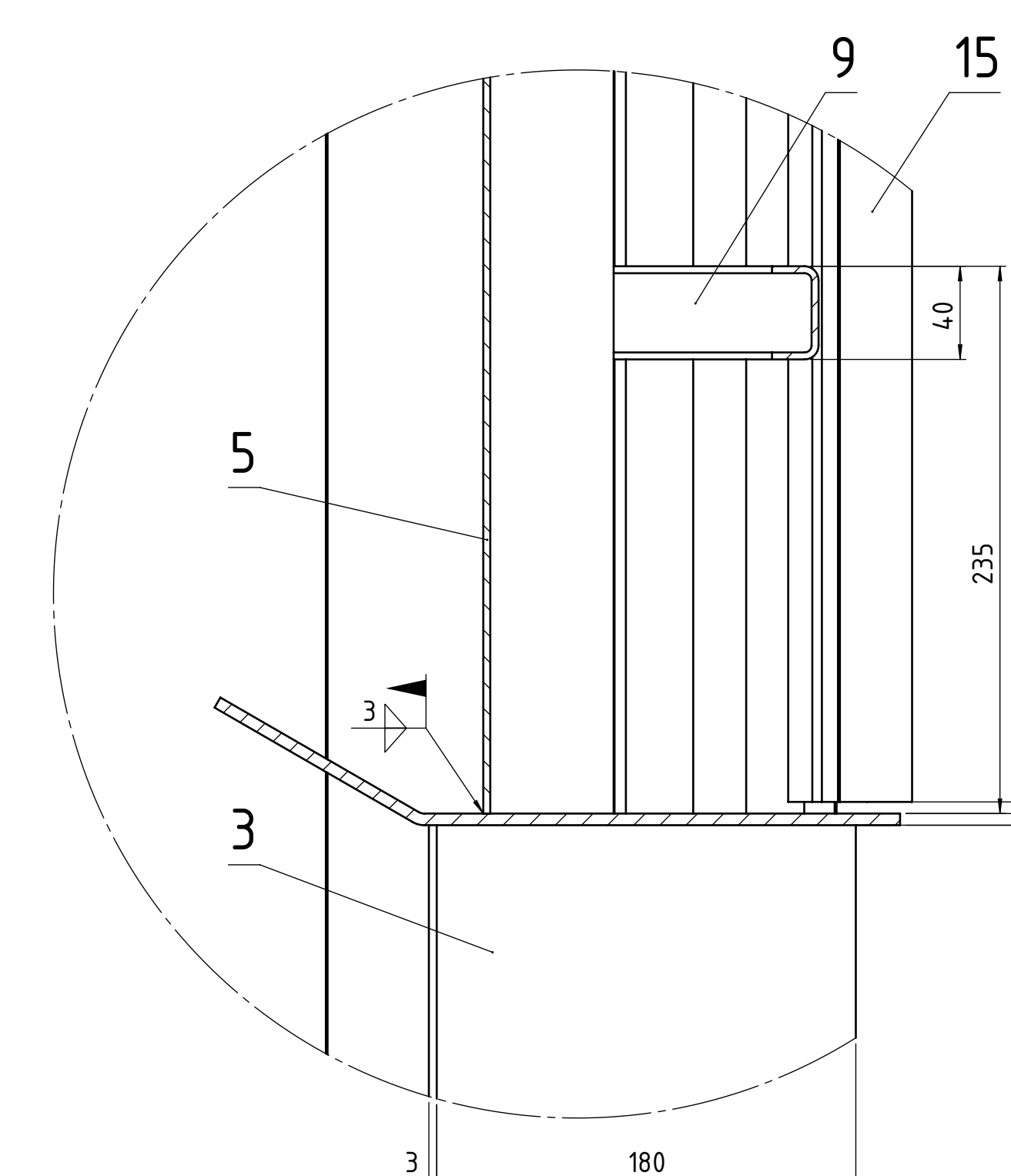
DETAIL D  
M1:2,5



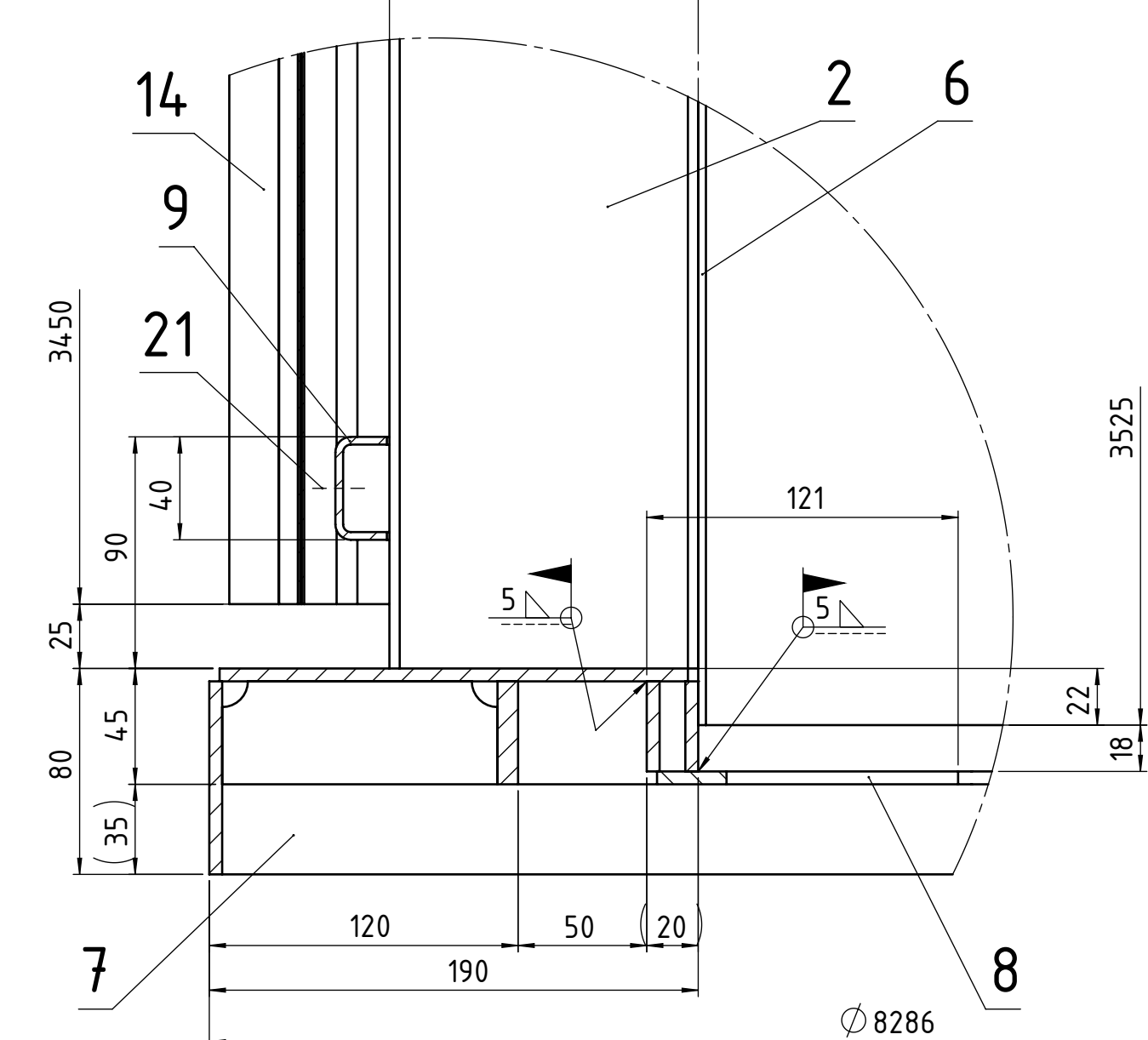
DETAIL E  
M1:2,5



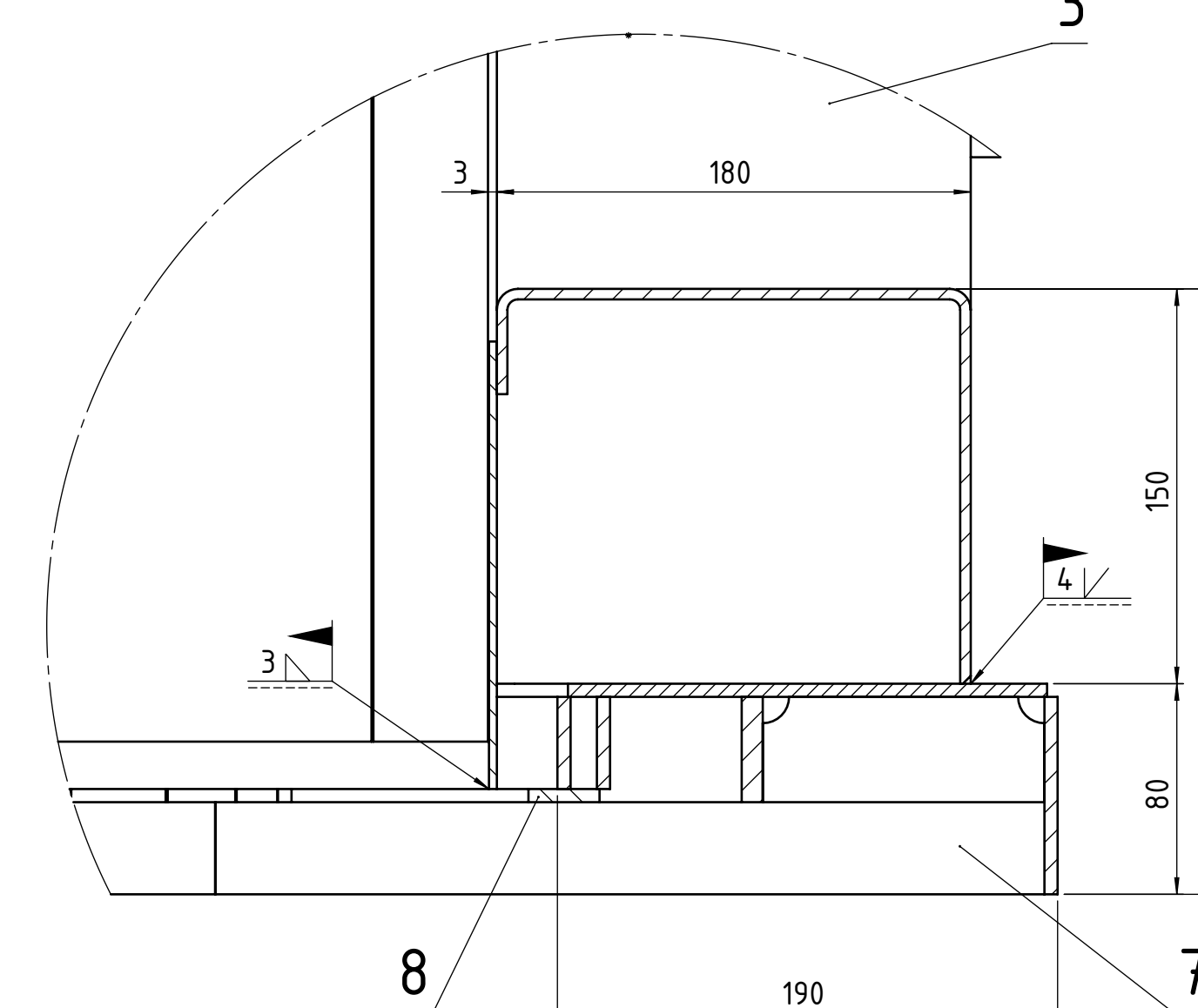
DETAIL H  
M1:2,5



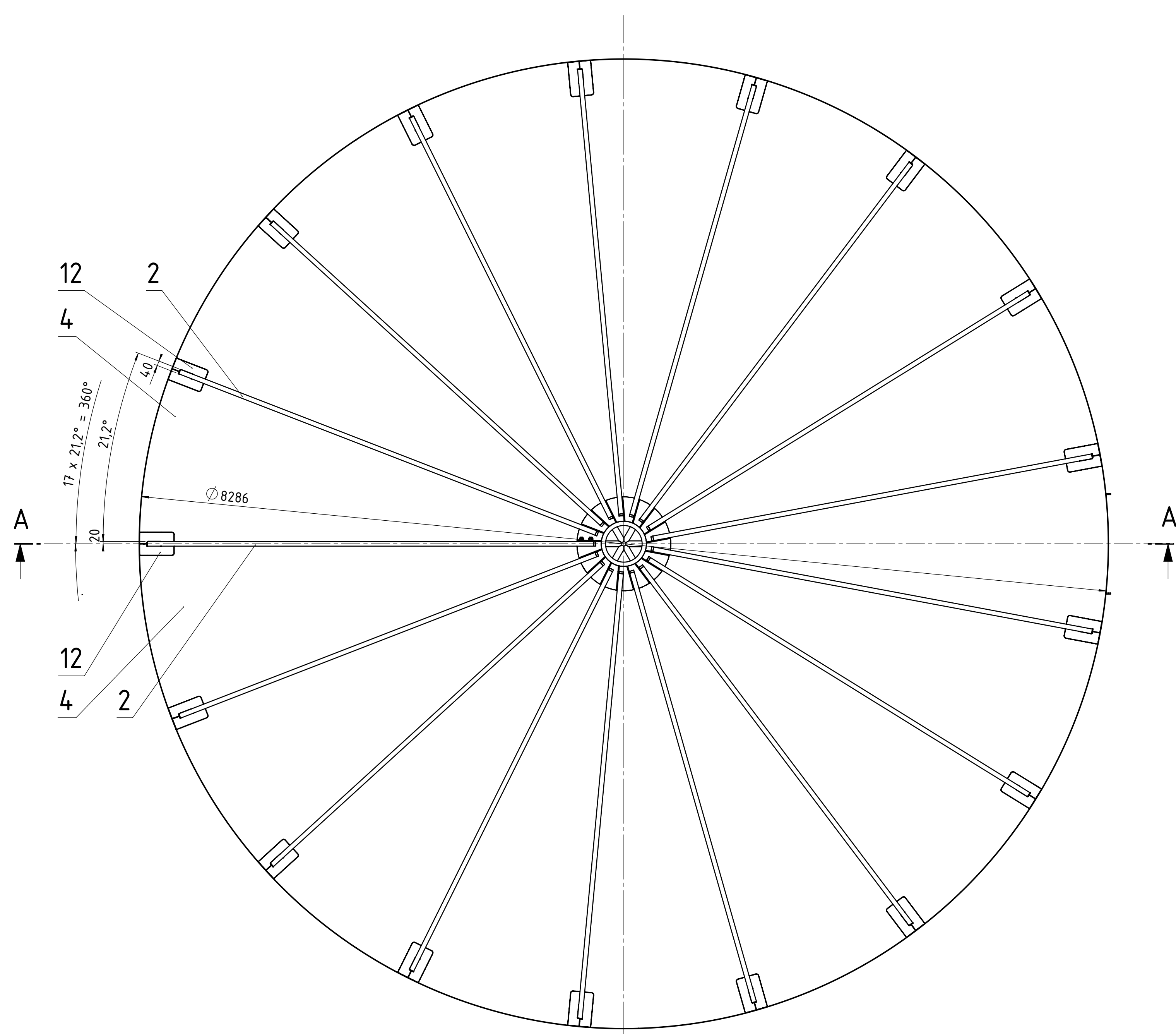
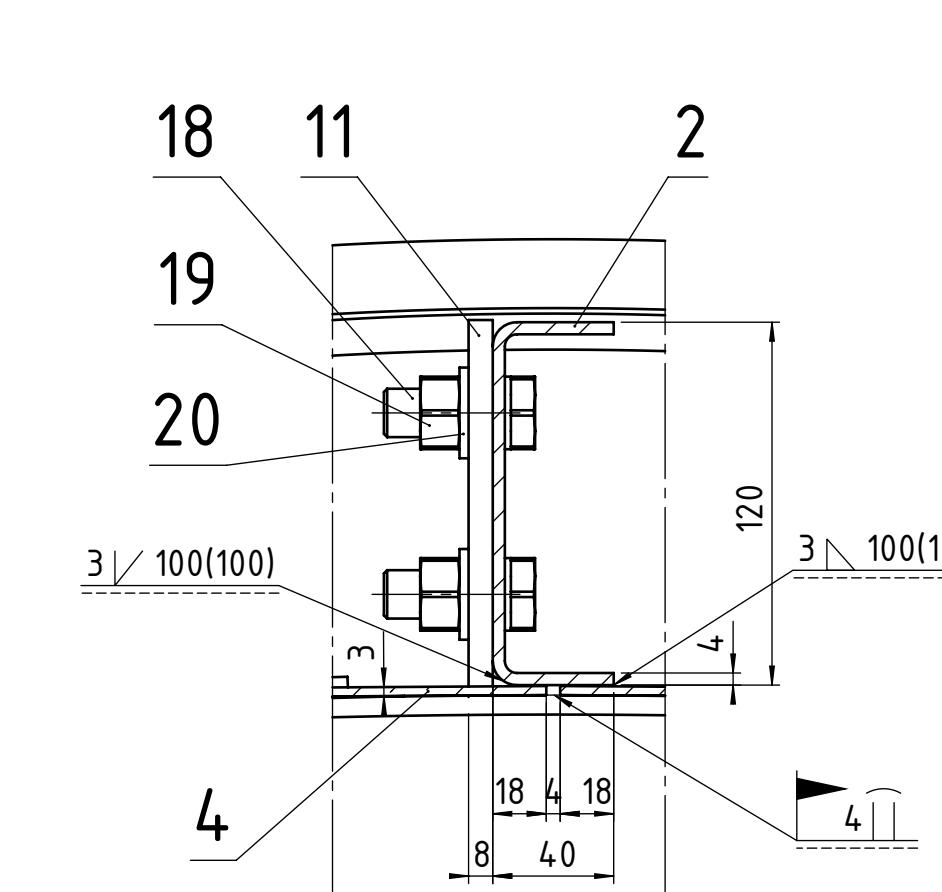
DETAIL F  
M1:2,5



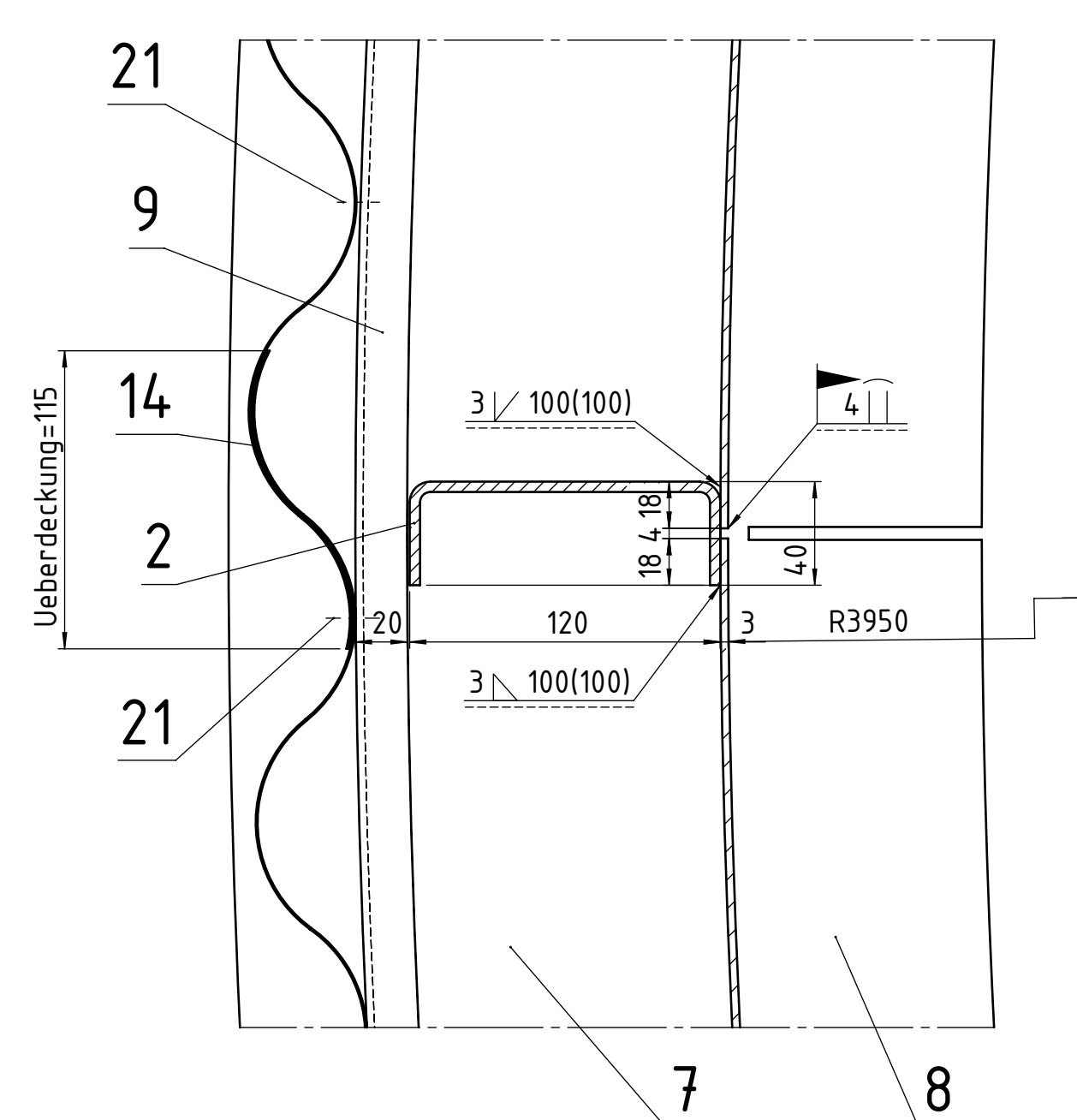
DETAIL G  
M1:2,5



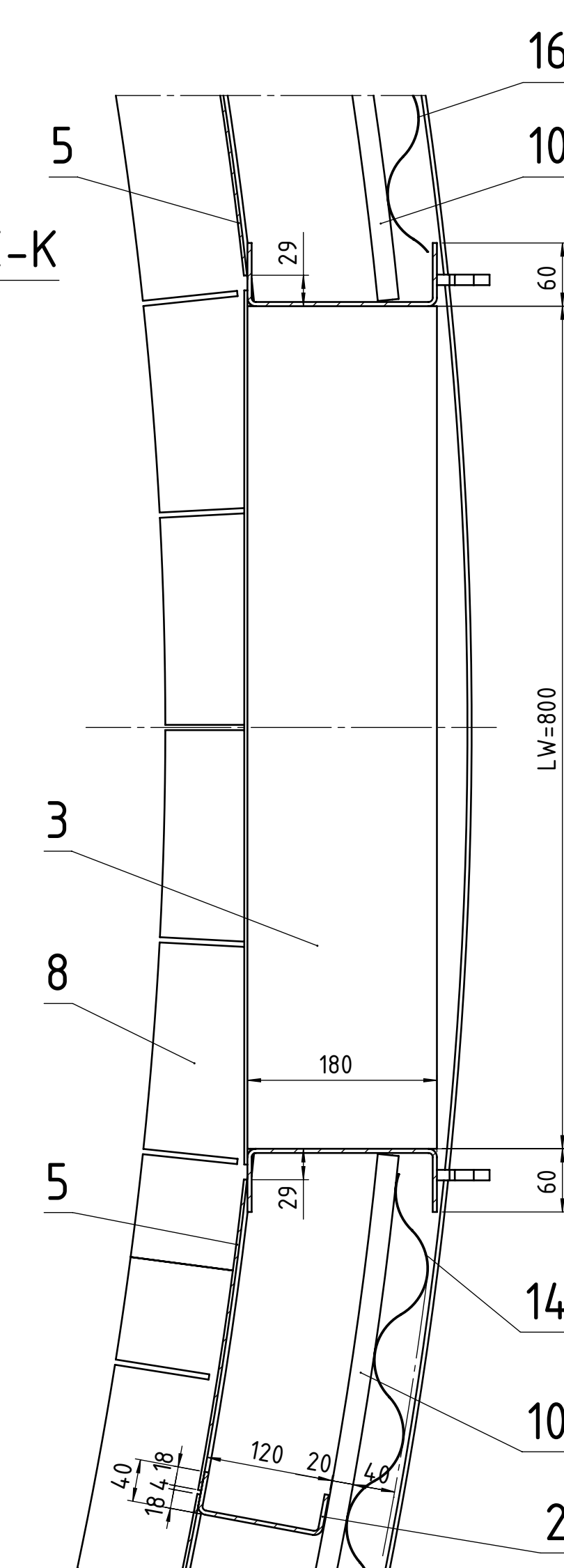
SCHNITT C-C  
M1:2,5



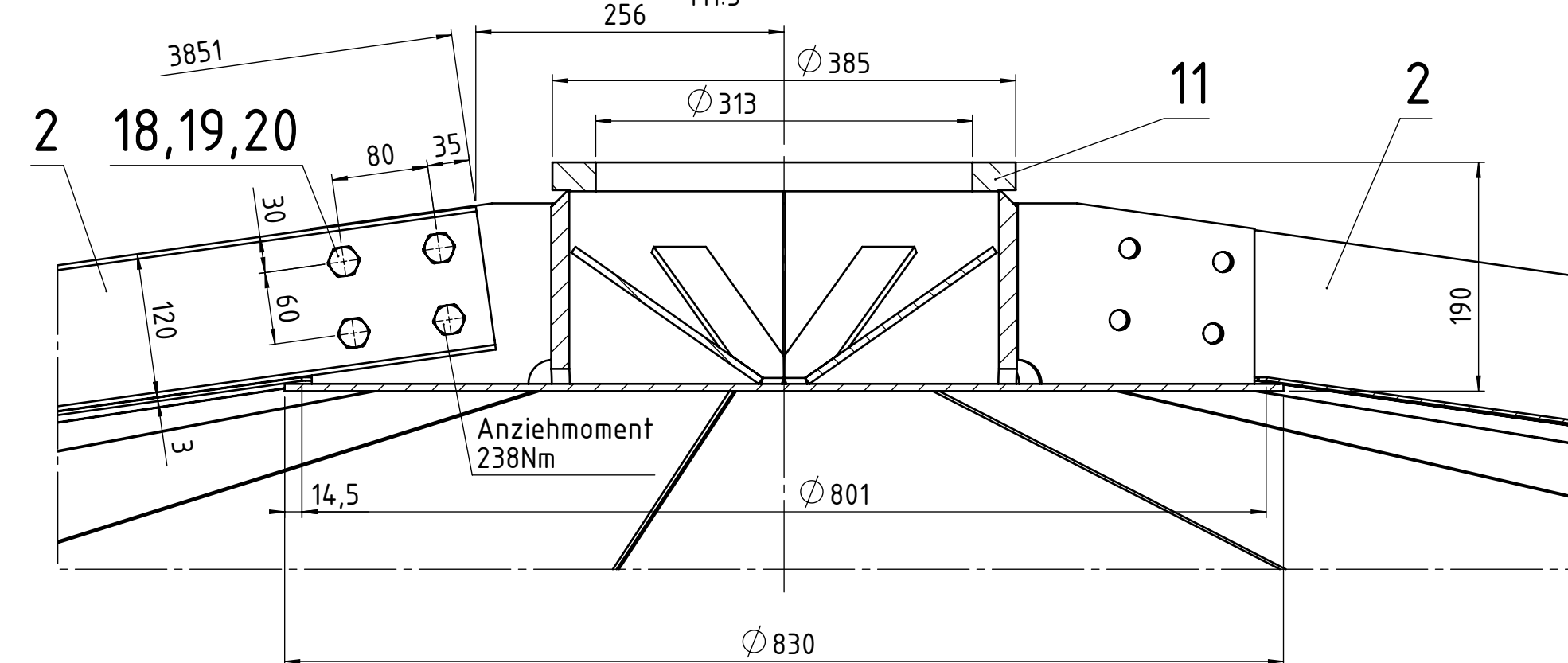
SCHNITT B-B  
M1:2,5



SCHNITT K-K  
M1:5



DETAIL J  
M1:5



Pos	Stk	Zeichng Nr.	Benennung	Dimension	Länge	Werkstoff	Norm	Bemerkung
21	700		Bohrschraube	K/VZ4,8x13		St	DIN7504	
20	68		Scheibe	17		St	DIN125	
19	68		Sechskantmutter	M16		10	DIN934	
18	68		Sechskantschraube	M16 x 40		10,9	DIN933	
16	1	01.01.00.00	Weilblech	WP42/160	0,7x1075x3450	Al		Hoesch Baustysteme
15	1	01.01.00.00	Weilblech	WP42/160	0,7x1075x3000	Al		Hoesch Baustysteme
14	25	01.01.00.00	Weilblech	WP42/160	0,7x1075x3450	Al		Hoesch Baustysteme
12	17	01.01.12.00	Deckung					
11	1	01.01.11.00	Mittelstueck					
10	2	01.01.10.00	Wandprofil					
9	31	01.01.09.00	Wandprofil					
8	8	01.01.08.00	Bodenprofil					
7	8	01.01.07.00	Bodenprofil					
6	16	01.01.06.00	Mantelblech					
5	1	01.01.05.00	Mantelblech					
4	17	01.01.04.00	Dachsegment					
3	1	01.01.03.00	Tuerrahmen					
2	17	01.01.02.00	Rippe					

a 08112010 IBY Freigabe Fertigung  
 Schaeffer-Bleckmann Apparate- und Service GmbH  
 Max Tendler-Strasse 19 A - 8700 LOEBEN  
 Tel: (+43) 3842 45507 Fax: (+43) 3842 45507-99 E-Mail: office@b-fiedler.at  
 SBA Gluehofen  
 P06-10  
 Ofenhaube  
 Schweißkonstruktion  
 01.01.00.00-1 a

# **B Konstanten zur Berechnung der Fluidparameter**

$a_{00\eta} := 0.171423710^2$	$a_{1\eta} := -0.912445810$	$a_{2\eta} := -0.426776810$
$b_{00\eta} := 0.463604010^{-1}$	$b_{1\eta} := 0.456489310^{-2}$	$b_{2\eta} := 0.409427410^{-3}$
$c_{00\eta} := -0.274583610^{-4}$	$c_{1\eta} := 0.219888910^{-4}$	$c_{2\eta} := -0.512535710^{-5}$
$d_{00\eta} := 0.181123510^{-7}$	$d_{1\eta} := -0.189123510^{-7}$	$d_{2\eta} := 0.738556010^{-8}$
$e_{00\eta} := -0.674497010^{-11}$	$e_{1\eta} := 0.513889510^{-11}$	$e_{2\eta} := -0.343972310^{-11}$
$f_{00\eta} := 0.102774710^{-14}$		
$a_{00} := 0.100417310$	$a_1 := 0.8554535$	$a_2 := -0.1002311$
$b_{00} := 0.191921010^{-4}$	$b_1 := 0.203600510^{-3}$	$b_2 := 0.766186410^{-3}$
$c_{00} := 0.588348310^{-6}$	$c_1 := 0.458308210^{-6}$	$c_2 := -0.925962210^{-6}$
$d_{00} := -0.701118410^{-9}$	$d_1 := -0.279808010^{-9}$	$d_2 := 0.529349610^{-9}$
$e_{00} := 0.330952510^{-12}$	$e_1 := 0.563441310^{-13}$	$e_2 := -0.109357310^{-12}$
$f_{00} := -0.567387610^{-16}$		
$a_{00\lambda} := 0.249858310^{-1}$	$a_{1\lambda} := -0.108311310^{-1}$	$a_{2\lambda} := -0.803581710^{-2}$
$b_{00\lambda} := 0.653536710^{-4}$	$b_{1\lambda} := 0.559682210^{-4}$	$b_{2\lambda} := 0.110672010^{-4}$
$c_{00\lambda} := -0.769084310^{-8}$	$c_{1\lambda} := 0.741350210^{-7}$	$c_{2\lambda} := -0.839725510^{-8}$
$d_{00\lambda} := -0.192424810^{-11}$	$d_{1\lambda} := -0.590139510^{-10}$	$d_{2\lambda} := 0.113022910^{-10}$
$e_{00\lambda} := 0.160998010^{-14}$	$e_{1\lambda} := 0.196174510^{-13}$	$e_{2\lambda} := -0.573126410^{-14}$
$f_{00\lambda} := -0.2864430 \cdot 10^{-18}$		

# C Berechnung der Rippenrohrbündel



## Berechnung des versetzten Rippenrohrwärmetauschers

**Effektive Rohrlänge: 4 m**

**Rohrdurchmesser/Wanddicke: 33,7 mm\* 3,2mm**

**Rippenabmessungen: 236 Rippen pro m, 1,2mm stark, Höhe: 15,9mm,  
Segmentbreite: 4,5mm**

**Maximaler rauchgasseitiger Druckverlust: 100Pa (Frischlufbetrieb)**

**Druckverlustbereich wasserseitig: 0,5 bis 3 bar**

**Bündelanordnung (Basis: ~20mm Abstand zw. Rippen (RR)):**

**RR versetzt :  $tq=110\text{mm}$ ,  $tl=60\text{mm}$**

**Berechnungsmethode nach Escoa**

**Rauchgasdaten:**

Rauchgasmassenstrom:  $m_G := 20 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Rauchgaseintrittstemperatur:  $\vartheta_{1G} := 120^\circ\text{C}$

mittlere Rauchgastemperatur zur Stoffwertberechnung:  $\vartheta_{mG} := 120 \cdot ^\circ\text{C}$

Rauchgasdruck:  $p_G := 101325 \cdot \text{Pa}$

Rauchgaszusammensetzung:  $x_G := \begin{pmatrix} 0.018 \\ 0.06 \\ 0.01 \\ 0.18 \\ 0.732 \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{CO}_2 \\ \text{H}_2\text{O} \\ \text{Ar} \\ \text{O}_2 \\ \text{N}_2 \end{matrix}$   $\xi_{\text{CO}_2} := 0.028$   
 $\xi_{\text{H}_2\text{O}} := 0.036$

### Wasserseitige Daten:

Wassermassenstrom:  $m_W := 9 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Wassereintrittstemperatur:  $\vartheta_{1W} := 60 \cdot ^\circ\text{C}$

Wasseraustrittstemperatur:  $\vartheta_{2W} := 90 \cdot ^\circ\text{C}$

Wasserdruck:  $p_W := 3 \cdot \text{bar}$

mittlere Wassertemperatur zur Stoffwertberechnung:  $\vartheta_{mW} := \frac{\vartheta_{1W} + \vartheta_{2W}}{2}$   $\vartheta_{mW} = 75 \cdot ^\circ\text{C}$

### Rohrmaterial des Wärmetauschers:

Werkstoff: St 37.8

### Wärmetauscherdaten:

Rohraußendurchmesser:  $d_a := 33.7 \cdot \text{mm}$

Rohrwandstärke:  $s_W := 3.2 \cdot \text{mm}$

Rohrlänge:  $l_R := 4 \cdot \text{m}$

Anzahl der Rippen pro Meter:  $n_R := 236 \cdot \frac{1}{\text{m}}$

Rippendicke:  $s_R := 1.2 \cdot \text{mm}$

Rippenhöhe:  $h_R := 15.9 \cdot \text{mm}$

Segmentbreite:  $s_B := 4.5 \cdot \text{mm}$

Kanalabmessungen:

Kanalbreite

$b_{WT} := l_R$   $b_{WT} = 4 \cdot \text{m}$

## Rohrteilung:

Rippenrohr versetzt:

Querteilung:  $t_{q\_RR\_versetzt} := 110 \cdot \text{mm}$

Längsteilung:  $t_{l\_RR\_versetzt} := 60 \cdot \text{mm}$

## Berechnung des Wärmetauschers:

Rohrinnendurchmesser:

$$d_i := d_a - 2 \cdot s_w$$

$$d_i = 27.3 \cdot \text{mm}$$

### Stoffwerte Wasser:

Dichte:

$$\rho_w := 974.945 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_w = 974.945 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

spez. Enthalpie:

$$h_{w50^\circ\text{C}} := 209.76 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad x_{w1} := 50 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{w100^\circ\text{C}} := 419.4 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad x_{1w} := 100 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{w75^\circ\text{C}} := 314.35 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad x_{w2} := 75 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{1w} := h_{w50^\circ\text{C}} + \frac{h_{w75^\circ\text{C}} - h_{w50^\circ\text{C}}}{x_{w2} - x_{w1}} \cdot (\vartheta_{1w} - x_{w1})$$

$$h_{2w} := h_{w75^\circ\text{C}} + \frac{h_{w100^\circ\text{C}} - h_{w75^\circ\text{C}}}{x_{1w} - x_{w2}} \cdot (\vartheta_{2w} - x_{w2})$$

$$h_{1w} = 251.596 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2w} = 377.38 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeleitfähigkeit:

$$\lambda_w := 0.6636 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_w = 0.6636 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Prandtl-Zahl:

$$\text{Pr}_W := 2.386$$

$$\text{Pr}_W = 2.386$$

dyn. Viskosität:

$$\eta_W := 377.75 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\eta_W = 0.00038 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

**Stoffwerte Rauchgas:**

Wärmeleitfähigkeit:

$$\lambda_{Gm} := 32.9864 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\lambda_{Gm} = 0.03299 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Gaskonstante des Rauchgases:

$$R_{Gm} := 0.2869 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$R_{Gm} = 0.2869 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

dyn.amische Viskosität:

$$\eta_{Gm} := 22.7608 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

$$\eta_{Gm} = 22.7608 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

Dichte:

$$\rho_{Gm} := 0.886344 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{Gm} = 0.88634 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

spez. Wärmekapazität:

$$c_{pGm} := 1.0142 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$c_{pGm} = 1.0142 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Prandtl-Zahl:

$$\text{Pr}_{Gm} := \frac{\eta_{Gm} \cdot c_{pGm}}{\lambda_{Gm}}$$

$$\text{Pr}_{Gm} = 0.6998$$



spez. Enthalpie des Rauchgases am Wärmetauschereintritt:

$$h_{1G} := 95.906 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{1G} = 95.906 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Stoffwerte Werkstoff:**

$$\lambda_R(T_m) := \left( 58.4 - 2.21 \cdot 10^{-2} \cdot T_m - 2.33 \cdot 10^{-5} \cdot T_m^2 \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

## Berechnung des gaseitigen Austrittstemperatur aus dem Wärmetauscher:

Im Wärmetauscher ausgetauschte Wärme:

$$Q_{WT} := m_W \cdot (h_{2W} - h_{1W})$$

$$Q_{WT} = 1132.056 \cdot \text{kW}$$

spez. Enthalpie am gaseitigen Wärmetauscheraustritt:

$$h_{2G} := h_{1G} - \frac{Q_{WT}}{m_G}$$

$$h_{2G} = 39.3032 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Berechnung der Rauchgasaustrittstemperatur aus den Daten der Wasserdampf tabel:

$$\vartheta_1 := 50 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$x_{w2} := 50.39 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_2 := 75 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$x_{w1} := 25.18 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\vartheta_{2G} := \vartheta_1 + \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{x_{w2} - x_{w1}} \cdot (h_{2G} - x_{w1})$$

$$\vartheta_{2G} = 64.00555 \cdot ^\circ\text{C}$$

## Berechnung des Produktes kA des Wärmetauschers:

mittlere logarithmische Temperaturdifferenz:

$$\Delta\vartheta_{\log} := \frac{(\vartheta_{1G} - \vartheta_{2W}) - (\vartheta_{2G} - \vartheta_{1W})}{\ln\left[\frac{\vartheta_{1G} - \vartheta_{2W}}{(\vartheta_{2G} - \vartheta_{1W})}\right]}$$

$$\Delta\vartheta_{\log} = 12.90998 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$kA_{\text{erf}} := \frac{Q_{WT}}{\Delta\vartheta_{\log}}$$

$$kA_{\text{erf}} = 87.68844 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

## Ermittlung der Kanalabmessung:

**Massenstromdichte im Wärmetauscherrohr gewählt:**

$$m_{W\_Flux} := 1000 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Querschnittsfläche des Rohres:

$$A_R := \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A_R = 0.00059 \cdot \text{m}^2$$

Anzahl der parallelen Rohre:

$$n_{\text{para}} := \frac{m_W}{m_{W\_Flux} \cdot A_R}$$

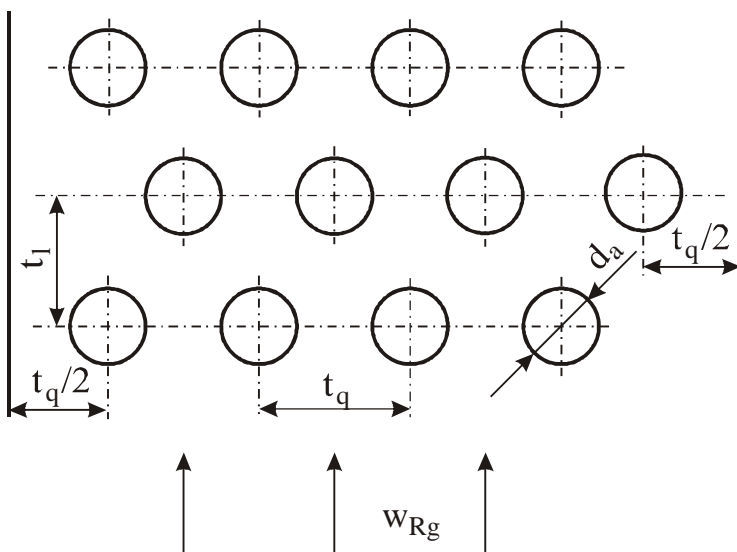
$$n_{\text{para}} = 15.37543$$

$$n_{\text{para}} := 15$$

gewählt.

Tiefe des Rauchgaskanals

versetztes Rohrbündel



Kanalhöhe (quer zur Achse der Verdampferrohre)

$$h_{WT} := n_{para} \cdot t_{q\_RR\_versetzt} + \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{2} \quad h_{WT} = 1.705 \cdot m$$

Anzahl der Rohrreihen gewählt:  $n_{Reihe} := 10$

## Berechnung des wasserseitigen Druckverlustes:

mittlere Rohrrauigkeit  $k_{mW}$  mit 0.03 mm gewählt.

$$k_{mW} := 0.03 \cdot mm$$

Ermittlung des Widerstandsbeiwertes für die Rohrreibung:

Reynolds-Zahl

$$Re_W := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{para}} \quad Re_W = 74078.8529$$

$Re_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

$$\lambda_{RW} := \frac{1}{\left(1.14 - 2 \cdot \log\left(\frac{k_{mW}}{d_i}\right)\right)^2} \quad \lambda_{RW} = 0.02007$$

$$\zeta_{W\_Reib} := \lambda_{RW} \cdot \frac{l_R}{d_i} \quad \zeta_{W\_Reib} = 2.9412$$

Eintrittswiderstandsbeiwert vom Sammler in das Rohrbündel:

$$\zeta_{W\_ein} := 0.5 \quad \text{Nach VDI-Wärmeatlas Lc2 für scharfkantigen Einlauf in ein Rohrbündel}$$

Austrittswiderstandsbeiwert vom Rohrbündel in den Sammler:

$$\zeta_{W\_aus} := 1$$

Widerstandsbeiwert für 180° Krümmer:

$$\zeta_{W\_Kr} := 0.23 \quad \text{aus FDBR Handbuch 9.1.2.3 Bild 9.1.2 für } R/d_i = 1.5$$

$$\zeta_{W\_ges} := n_{Reihe} \cdot \zeta_{W\_Reib} + (n_{Reihe} - 1) \cdot \zeta_{W\_Kr} + \zeta_{W\_ein} + \zeta_{W\_aus} \quad \zeta_{W\_ges} = 32.98195$$

Druckverlust Eco-Eintritt-Austritt:

$$\Delta p_{W\_verlust} := \zeta_{W\_ges} \cdot \frac{m_{W\_Flux}^2}{\rho_W} \quad \Delta p_{W\_verlust} = 0.3383 \cdot bar$$

## Ermittlung des gaseitigen Druckverlustes:

Berechnung des Druckverlustes nach ESCOA für versetzte Rippenrohranordnung

Berechnung der benötigten Flächen für das segmentierte Rippenrohr:

innere Kreisringoberfläche pro Meter Länge

$$A_{\text{innen}} := \pi \cdot d_i$$

$$A_{\text{innen}} = 0.08577 \cdot \text{m}$$

$$A_w := \pi \cdot (d_a - s_w)$$

$$A_w = 0.09582 \cdot \text{m}$$

Äußerer Rippendurchmesser:

$$d_f := d_a + 2 \cdot h_R$$

$$d_f = 0.0655 \cdot \text{m}$$

Rippenteilung:

$$s_f := \left( \frac{1}{n_R} \right) - s_R$$

$$s_f = 0.00304 \cdot \text{m}$$

nicht von den Rippen eingenommene äußere Rohroberfläche pro Meter Rohr

$$A_{\text{po}} := \pi \cdot d_a \cdot (1 - n_R \cdot s_R)$$

$$A_{\text{po}} = 0.07589 \cdot \text{m}$$

Umrechnungsfaktor

$$\text{Fakt} := \left( 25.4 \cdot \frac{0.2}{1000} \right) \cdot \text{m}$$

$$\text{Fakt} = 0.00508 \cdot \text{m}$$

Rippenoberfläche pro Meter Rohr

$$A_{\text{fo}} := 2 \cdot \text{Fakt} \cdot \pi \cdot n_R \cdot (d_a + \text{Fakt}) + \pi \cdot n_R \cdot (d_a + \text{Fakt}) \cdot \frac{[2 \cdot (h_R - \text{Fakt}) \cdot (s_B + s_R) + s_B \cdot s_R]}{s_B}$$

$$A_{\text{fo}} = 1.11474 \cdot \text{m}$$

Gesamte äußere Oberfläche pro Meter Rohr:

$$A_o := A_{\text{po}} + A_{\text{fo}}$$

$$A_o = 1.19063 \cdot \text{m}$$

Vom Rippenrohr projizierte Fläche

$$A_c := d_a + 2 \cdot h_R \cdot s_R \cdot n_R$$

$$A_c = 0.04271 \cdot \text{m}$$

Netto freie Fläche zwischen einer Rohrreihe:

$$A_n := h_{\text{WT}} \cdot l_R - A_c \cdot l_R \cdot n_{\text{para}}$$

$$A_n = 4.25765 \cdot \text{m}^2$$

Reynolds-Zahl:

$$\text{Re}_{\text{G\_vers}} := \frac{m_G \cdot d_a}{A_n \cdot \eta_{\text{Gm}}}$$

$$\text{Re}_{\text{G\_vers}} = 6955.0774$$

Druckabfalkoeffizienten:

$$C_2 := 0.07 + 8.0 \cdot \text{Re}_{G\_vers}^{-0.45} \quad C_2 = 0.2193$$

$$C_4 := 0.11 \left[ 0.05 \cdot \left( \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{d_a} \right) \right]^{-0.7} \cdot \left( \frac{h_R}{s_f} \right)^{0.23} \quad C_4 = 0.70441$$

$$C_6 := 1.1 + \left( 1.8 - 2.1 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}^2} \right) \cdot e^{-2.0 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)} - \left( 0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}^2} \right) \cdot e^{-0.6 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)} \quad C_6 = 1.20002$$

Flächenverhältnis

$$\beta_{rip} := \left( \frac{A_n}{h_{WT} \cdot l_R} \right)^2 \quad \beta_{rip} = 0.38974$$

Faktor:

$$\text{Fakt}_{a\_rip} := \left( \frac{1 + \beta_{rip}}{4 \cdot n_{Reihe}} \right) \cdot \frac{\vartheta_{1G} - \vartheta_{2G}}{\vartheta_{mG}} \quad \text{Fakt}_{a\_rip} = 0.01621$$

Druckverlust über das versetzte Rippenrohrbündel:

$$\Delta_p := \left[ C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left( \frac{d_f}{d_a} \right)^{0.5} + \text{Fakt}_{a\_rip} \right] \cdot \frac{m_G^2}{\rho_{Gm} \cdot A_n^2} \cdot n_{Reihe} \quad \Delta_p = 68.37494 \cdot \text{Pa}$$

## Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

### Wärmeübergangszahl bei voll ausgebildeter Strömung durch Rohre:

Querschnittsfläche des Rohres:

$$A_R := \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} \quad A_R = 0.00059 \cdot \text{m}^2$$

Reynolds-Zahl

$$\text{Re}_W := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{para}} \quad \text{Re}_W = 74078.8529$$

$\text{Re}_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

Druckverlustbeiwert:

$$\xi := (1.8 \cdot \log(\text{Re}_W) - 1.5)^{-2}$$

$$\xi = 0.01894$$

Nusselt-Zahl:

$$\text{Nu}_W := \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \text{Re}_W \cdot \text{Pr}_W}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( \frac{2}{\text{Pr}_W} - 1 \right)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l_R} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

$$\text{Nu}_W = 291.89644$$

Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_{i,W} := \frac{\text{Nu}_W \cdot \lambda_W}{d_i}$$

$$\alpha_{i,W} = 7095.32874 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

## Berechnung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

$$C_{3\_vers} := 0.55 + 0.45 \cdot \exp\left(-0.35 \cdot \frac{h_R}{s_f}\right)$$

$$C_{3\_vers} = 0.62203$$

$$C_{5\_vers} := 0.7 + \left(0.7 - 0.8 \cdot \exp\left(-0.15 \cdot n_{\text{Reihe}}^2\right)\right) \cdot \exp\left(-1 \cdot \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}}\right)$$

$$C_{5\_vers} = 1.1057$$

Mittlere äußere Oberflächentemperatur des Kernrohres:

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} := \vartheta_{mW} + 0.05 \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{mW})$$

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} = 77.25 \text{ K}$$

konstanter Teil der Nusselkorrelation:

$$\text{Nu}_{o\_vers} := 0.25 \cdot C_{3\_vers} \cdot C_{5\_vers} \cdot \text{Re}_{G\_vers}^{0.65} \cdot \text{Pr}_{Gm}^{\frac{1}{3}} \cdot \sqrt{\frac{d_f}{d_a}}$$

$$\text{Nu}_{o\_vers} = 66.91366$$

reduzierte Rippenhöhe:

$$h_{\text{ripp\_red}} := h_R + \frac{s_R}{2}$$

$$h_{\text{ripp\_red}} = 0.0165 \text{ m}$$

Faktor für Rippenwirkungsgrad:

$$\text{Fakt}_m := 2 \cdot \frac{(s_R + s_B)}{s_R \cdot s_B}$$

$$\text{Fakt}_m = 2111.11111 \cdot \frac{1}{\text{m}}$$

### Startwerte für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl:

mittlere Rippentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} := \frac{\vartheta_{mW}}{^{\circ}\text{C}} + 0.3 \cdot \left( \frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{mW}}{^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} = 88.5$$

$$\text{Nu}_{\text{vers}} := 30 \quad \alpha_{\text{ripp\_vers}} := 70 \quad E_{\text{Ripp}} := 0.8$$

$$m_{\text{Ripp}} := 0.94 \quad X_{\text{Ripp}} := 0.8$$

Vorgabe

Nusseltkorrelation:

$$\text{Nu}_{\text{vers}} = \text{Nu}_{o\_vers} \cdot \left( \frac{\frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} + 273.15}{\vartheta_{\text{Ripp}_m} + 273.15}} \right)^{0.25}$$

wahre konvektive Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_{\text{ripp\_vers}} = \frac{\text{Nu}_{\text{vers}} \cdot \lambda_{\text{Gm}} \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}{\frac{d_a}{\text{m}}}$$

$$m_{\text{Ripp}} = \frac{h_{\text{ripp\_red}}}{\text{m}} \cdot \sqrt{\frac{\alpha_{\text{ripp\_vers}} \cdot \text{Fakt}_m \cdot \text{m}}{\lambda_{\text{R}}(\vartheta_{\text{Ripp}_m} + 273.15) \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}}$$

$$X_{\text{Ripp}} = \frac{\tanh(m_{\text{Ripp}})}{m_{\text{Ripp}}}$$

$$E_{\text{Ripp}} = X_{\text{Ripp}} \cdot (0.9 + 0.1 \cdot X_{\text{Ripp}})$$

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} = \frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} - E_{\text{Ripp}} \cdot \left( \frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{\text{Wand}_m}}{^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$\text{VEC} := \text{Suchen}(\text{Nu}_{\text{vers}}, \alpha_{\text{ripp\_vers}}, m_{\text{Ripp}}, X_{\text{Ripp}}, E_{\text{Ripp}}, \vartheta_{\text{Ripp}_m})$$

$$\text{VEC} = \begin{pmatrix} 68.41151 \\ 66.96289 \\ 0.9008 \\ 0.79561 \\ 0.77935 \\ 86.6827 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} := \text{VEC}_1 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} = 66.96289 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} := \text{VEC}_4$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} = 0.77935$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} := \text{VEC}_5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} = 86.6827 \cdot ^\circ\text{C}$$

Scheinbare Wärmeübergangszahl für das Rippenrohr:

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} := \alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} \cdot \frac{(\eta_{\text{Ripp\_vers}} \cdot A_{\text{fo}} + A_{\text{po}})}{A_{\text{o}}}$$

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} = 53.12942 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

### Wärmedurchgangszahl für das versetzte Rippenrohrbündel:

$$k_{\text{RR\_vers}} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{RR\_vers}}} + \left( \frac{d_{\text{a}}}{2 \cdot \lambda_{\text{R}} \left( \frac{\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}}}{^\circ\text{C}} + 273.15 \right)} \cdot \ln \left( \frac{d_{\text{a}}}{d_{\text{i}}} \right) + \frac{d_{\text{a}}}{d_{\text{i}}} \cdot \frac{1}{\alpha_{\text{i\_W}}} \right) \cdot \frac{A_{\text{o}}}{d_{\text{a}} \cdot \pi}}$$

$$k_{\text{RR\_vers}} = 46.2536 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$A_{\text{WT\_ges}} := A_{\text{o}} \cdot l_{\text{R}} \cdot n_{\text{Reihe}} \cdot n_{\text{para}}$$

$$A_{\text{WT\_ges}} = 714.37631 \cdot \text{m}^2$$

$$kA_{\text{WT\_tat}} := A_{\text{WT\_ges}} \cdot k_{\text{RR\_vers}}$$

$$kA_{\text{WT\_tat}} = 33.04248 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$kA_{\text{erf}} = 87.68844 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

Der ermittelte  $kA_{\text{WT\_tat}}$  - Wert ist deutlich niedriger als der erforderliche  $kA_{\text{erf}}$  Wert. Die Berechnung muss daher mit neuen Werten wiederholt werden.



**Abschätzen der erforderlichen Rohre für den Wärmetauscher:**

$$A_{WT\_neu} := \frac{kA_{erf}}{k_{RR\_vers}}$$

$$A_{WT\_neu} = 1895.81875 \cdot m^2$$

$$n_{Rohre\_ges} := \frac{A_{WT\_neu}}{A_o \cdot l_R}$$

$$n_{Rohre\_ges} = 398.07145$$

$$n_{Reihe\_neu} := \frac{n_{Rohre\_ges}}{n_{para}}$$

$$n_{Reihe\_neu} = 26.5381$$

# Erneute Iteration über den Wärmetauscher:

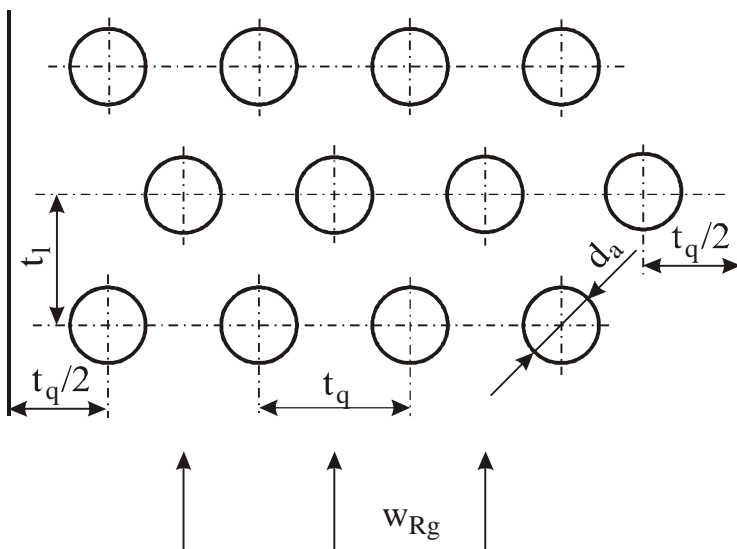
**Ermittlung der Kanalabmessung:**

Anzahl der parallelen Rohre:

$n_{para} := 15$  gewählt.

Tiefe des Rauchgaskanals

**versetztes Rohrbündel**



Kanalhöhe (quer zur Achse der Verdampferrohre)

$$h_{WT} := n_{para} \cdot t_{q\_RR\_versetzt} + \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{2}$$

$$h_{WT} = 1.705 \cdot m$$

**Anzahl der Rohrreihen gewählt:**  $n_{Reihe} := 27$

## Berechnung des wasserseitigen Druckverlustes:

Ermittlung des Widerstandsbeiwertes für die Rohrreibung:

Reynolds-Zahl

$$Re_W := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{para}}$$

$$Re_W = 74078.8529$$

$Re_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

$$\lambda_{RW} := \frac{1}{\left(1.14 - 2 \cdot \log\left(\frac{k_{mW}}{d_i}\right)\right)^2}$$

$$\lambda_{RW} = 0.02007$$

$$\zeta_{W\_Reib} := \lambda_{RW} \cdot \frac{l_R}{d_i}$$

$$\zeta_{W\_Reib} = 2.9412$$

Eintrittswiderstandsbeiwert vom Sammler in das Rohrbündel:

$$\zeta_{W\_ein} := 0.5 \quad \text{Nach VDI-Wärmeatlas Lc2 für scharfkantigen Einlauf in ein Rohrbündel}$$

Austrittswiderstandsbeiwert vom Rohrbündel in den Sammler:

$$\zeta_{W\_aus} := 1$$

Widerstandsbeiwert für 180° Krümmer:

$$\zeta_{W\_Kr} := 0.23 \quad \text{aus FDBR Handbuch 9.1.2.3 Bild 9.1.2 für } R/d_i = 1.5$$

$$\zeta_{W\_ges} := n_{Reihe} \cdot \zeta_{W\_Reib} + (n_{Reihe} - 1) \cdot \zeta_{W\_Kr} + \zeta_{W\_ein} + \zeta_{W\_aus}$$

$$\zeta_{W\_ges} = 86.89227$$

Druckverlust Eco-Eintritt-Austritt:

$$\Delta p_{W\_verlust} := \zeta_{W\_ges} \cdot \frac{m_{W\_Flux}^2}{\rho_W}$$

$$\Delta p_{W\_verlust} = 0.89125 \cdot \text{bar}$$

## Ermittlung des gaseitigen Druckverlustes:

Berechnung des Druckverlustes nach ESCOA für versetzte Rippenrohranordnung

Netto freie Fläche zwischen einer Rohrreihe:

$$A_n := h_{WT} \cdot l_R - A_c \cdot l_R \cdot n_{para}$$

$$A_n = 4.25765 \cdot m^2$$

Reynolds-Zahl:

$$Re_{G\_vers} := \frac{m_G \cdot d_a}{A_n \cdot \eta_{Gm}}$$

$$Re_{G\_vers} = 6955.0774$$

Druckabfalkoeffizienten:

$$C_2 := 0.07 + 8.0 \cdot Re_{G\_vers}^{-0.45}$$

$$C_2 = 0.2193$$

$$C_4 := 0.11 \left[ 0.05 \cdot \left( \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{d_a} \right) \right]^{-0.7} \cdot \left( \frac{h_R}{s_f} \right)^{0.23}$$

$$C_4 = 0.70441$$

$$C_6 := 1.1 + \left( 1.8 - 2.1 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}^2} \right) \cdot e^{-2.0 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)} - \left( 0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}^2} \right) \cdot e^{-0.6 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)}$$

$$C_6 = 1.20002$$

Flächenverhältnis

$$\beta_{rip} := \left( \frac{A_n}{h_{WT} \cdot l_R} \right)^2$$

$$\beta_{rip} = 0.38974$$

$$Fakt_{a\_rip} := \left( \frac{1 + \beta_{rip}}{4 \cdot n_{Reihe}} \right) \cdot \frac{\vartheta_{1G} - \vartheta_{2G}}{\vartheta_{mG}}$$

$$Fakt_{a\_rip} = 0.006$$

Druckverlust über das versetzte Rippenrohrbündel:

$$\Delta_p := \left[ C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left( \frac{d_f}{d_a} \right)^{0.5} + Fakt_{a\_rip} \right] \cdot \frac{m_G^2}{\rho_{Gm} \cdot A_n^2} \cdot n_{Reihe}$$

$$\Delta_p = 177.751111 \cdot Pa$$

## Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

### Wärmeübergangszahl bei voll ausgebildeter Strömung durch Rohre:

Querschnittsfläche des Rohres:

$$A_{R,W} := \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A_R = 0.00059 \cdot \text{m}^2$$

Reynolds-Zahl

$$Re_{W,W} := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{\text{para}}}$$

$$Re_W = 74078.8529$$

$Re_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

Druckverlustbeiwert:

$$\xi := (1.8 \cdot \log(Re_W) - 1.5)^{-2}$$

$$\xi = 0.01894$$

Nusselt-Zahl:

$$Nu_{W,W} := \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re_W \cdot Pr_W}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( Pr_W^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l_R} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

$$Nu_W = 291.89644$$

Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_{i,W,W} := \frac{Nu_W \cdot \lambda_W}{d_i}$$

$$\alpha_{i,W} = 7095.32874 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

## Berechnung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

$$C_{3,\text{vers},W} := 0.55 + 0.45 \cdot \exp\left(-0.35 \cdot \frac{h_R}{s_f}\right)$$

$$C_{3,\text{vers}} = 0.62203$$

$$C_{5,\text{vers},W} := 0.7 + \left(0.7 - 0.8 \cdot \exp\left(-0.15 \cdot n_{\text{Reihe}}^2\right)\right) \cdot \exp\left(-1 \cdot \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}}\right)$$

$$C_{5,\text{vers}} = 1.1057$$

Mittlere äußere Oberflächentemperatur des Kernrohres:

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} := \vartheta_{mW} + 0.05 \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{mW})$$

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} = 77.25 \text{ K}$$

konstanter Teil der Nusselkorrelation:

$$\text{Nu}_{o\_vers} := 0.25 \cdot C_{3\_vers} \cdot C_{5\_vers} \cdot \text{Re}_{G\_vers}^{0.65} \cdot \text{Pr}_{Gm}^{\frac{1}{3}} \cdot \sqrt{\frac{d_f}{d_a}}$$

$$\text{Nu}_{o\_vers} = 66.91366$$

reduzierte Rippenhöhe:

$$h_{\text{ripp\_red}} := h_R + \frac{s_R}{2}$$

$$h_{\text{ripp\_red}} = 0.0165 \cdot \text{m}$$

Faktor für Rippenwirkungsgrad:

$$\text{Fakt}_m := 2 \cdot \frac{(s_R + s_B)}{s_R \cdot s_B}$$

$$\text{Fakt}_m = 2111.11111 \cdot \frac{1}{\text{m}}$$

### Startwerte für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl:

mittlere Rippentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} := \frac{\vartheta_{mW}}{^{\circ}\text{C}} + 0.3 \cdot \left( \frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{mW}}{^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} = 88.5$$

$$\text{Nu}_{vers} := 30$$

$$\alpha_{\text{ripp}_vers} := 70$$

$$E_{\text{ripp}_vers} := 0.8$$

$$m_{\text{ripp}_vers} := 0.94$$

$$X_{\text{ripp}_vers} := 0.8$$

Vorgabe

Nusselkorrelation:

$$\text{Nu}_{vers} = \text{Nu}_{o\_vers} \cdot \left( \frac{\frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} + 273.15}{\vartheta_{\text{Ripp}_m} + 273.15} \right)^{0.25}$$

wahre konvektive Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_{\text{ripp}_vers} = \frac{\text{Nu}_{vers} \cdot \lambda_{Gm} \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}{\frac{d_a}{\text{m}}}$$

$$m_{\text{Ripp}} = \frac{h_{\text{ripp\_red}}}{m} \cdot \sqrt{\alpha_{\text{ripp\_vers}} \cdot \frac{\text{Fakt}_m \cdot m}{\lambda_R (\vartheta_{\text{Ripp\_m}} + 273.15) \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}}$$

Rippenwirkungsgrad:

$$X_{\text{Ripp}} = \frac{\tanh(m_{\text{Ripp}})}{m_{\text{Ripp}}}$$

korrigierter Rippenwirkungsgrad:

$$E_{\text{Ripp}} = X_{\text{Ripp}} \cdot (0.9 + 0.1 \cdot X_{\text{Ripp}})$$

mittlere Rippentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m}} = \frac{\vartheta_{\text{mG}}}{^{\circ}\text{C}} - E_{\text{Ripp}} \cdot \left( \frac{\vartheta_{\text{mG}}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{\text{Wand\_m}}}{^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$\text{VEC} := \text{Suchen}(\text{Nu}_{\text{vers}}, \alpha_{\text{ripp\_vers}}, m_{\text{Ripp}}, X_{\text{Ripp}}, E_{\text{Ripp}}, \vartheta_{\text{Ripp\_m}})$$

$$\text{VEC} = \begin{pmatrix} 68.41152 \\ 66.9629 \\ 0.9008 \\ 0.79561 \\ 0.77935 \\ 86.6827 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} := \text{VEC}_1 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} = 66.9629 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} := \text{VEC}_4$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} = 0.77935$$

$$m_{\text{Ripp\_vers}} := \text{VEC}_3$$

$$m_{\text{Ripp\_vers}} = 0.79561$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} := \text{VEC}_5 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} = 86.6827 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Scheinbare Wärmeübergangszahl für das Rippenrohr:

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} := \alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} \cdot \frac{(\eta_{\text{Ripp\_vers}} \cdot A_{\text{fo}} + A_{\text{po}})}{A_{\text{o}}}$$

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} = 53.12943 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

oder

$$\alpha_{RR\_vers} := \alpha_{ripp\_konv\_vers} \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \eta_{Ripp\_vers} \right) \cdot \frac{A_{fo}}{A_o} \right]$$

$$\alpha_{RR\_vers} = 53.12943 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

## Wärmedurchgangszahl für das versetzte Rippenrohrbündel:

$$k_{RR\_vers} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{RR\_vers}} + \left( \frac{d_a}{2 \cdot \lambda_R \left( \frac{\vartheta_{Ripp\_m\_vers}}{^{\circ}C} + 273.15 \right)} \cdot \ln \left( \frac{d_a}{d_i} \right) + \frac{d_a}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_{i\_w}} \right) \cdot \frac{A_o}{d_a \cdot \pi}}$$

$$k_{RR\_vers} = 46.2536 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

gesamte Wärmetauscheroberfläche:

$$A_{WT\_ges} := A_o \cdot l_R \cdot n_{Reihe} \cdot n_{para}$$

$$A_{WT\_ges} = 1928.81604 \cdot m^2$$

tatsächlich vorhandenes kA:

$$kA_{WT\_tat} := A_{WT\_ges} \cdot k_{RR\_vers}$$

$$kA_{WT\_tat} = 89.21469 \cdot \frac{kW}{K}$$

erforderliches kA:

$$kA_{erf} = 87.68844 \cdot \frac{kW}{K}$$

## mittlere Rippenspitzentemperatur:

totaler innerer Wärmewiderstand bezogen auf die gesamte äußere Oberfläche:

$$R_{io} := \frac{1}{\alpha_{i\_w}} \cdot \frac{A_o}{d_i \cdot \pi}$$

$$R_{io} = 0.00196 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

mittlere Rohrwandtemperatur:

$$\vartheta_{Wand\_m} := \vartheta_{mW} + \frac{R_{io} \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{mW})}{R_{io} + \frac{1}{\alpha_{RR\_vers}}}$$

$$\vartheta_{Wand\_m} = 79.2373 \cdot ^{\circ}C$$

$$\theta_m := 1 - \left( \frac{1}{\cosh(m_{Ripp\_vers})} \right)$$

$$\theta_m = 0.25012$$

mittlere Rippenspitzentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp\_vers\_spitze}} := \vartheta_{\text{Wand\_m}} + \theta_m \cdot (\vartheta_{\text{mG}} - \vartheta_{\text{Wand\_m}})$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_vers\_spitze}} = 89.43299 \cdot ^\circ\text{C}$$

**maximale Rippenspitzentemperatur:**

totaler innerer Wärmewiderstand bezogen auf die gesamte äußere Oberfläche:

$$R_{\text{io}} := \frac{1}{\alpha_{\text{i\_W}}} \cdot \frac{A_o}{d_i \cdot \pi}$$

$$R_{\text{io}} = 0.00196 \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

mittlere Rohrwandtemperatur:

$$\vartheta_{\text{Wand\_max}} := \vartheta_{2\text{W}} + \frac{R_{\text{io}} \cdot (\vartheta_{1\text{G}} - \vartheta_{2\text{W}})}{R_{\text{io}} + \frac{1}{\alpha_{\text{RR\_vers}}}}$$

$$\vartheta_{\text{Wand\_max}} = 92.82486 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\theta_m := 1 - \left( \frac{1}{\cosh(m_{\text{Ripp\_vers}})} \right)$$

$$\theta_m = 0.25012$$

mittlere Rippenspitzentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp\_vers\_spitze\_max}} := \vartheta_{\text{Wand\_max}} + \theta_m \cdot (\vartheta_{1\text{G}} - \vartheta_{\text{Wand\_max}})$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_vers\_spitze\_max}} = 99.62199 \cdot ^\circ\text{C}$$

**Geschw. im engsten Querschnitt:**

$$w_{\text{eng\_vers}} := \frac{m_G}{A_n \cdot \rho_{\text{Gm}}}$$

$$w_{\text{eng\_vers}} = 5.29977 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$





## Berechnung des versetzten Rippenrohrwärmetauschers ohne Wärmespeicher

**Effektive Rohrlänge: 4 m**

**Rohrdurchmesser/Wanddicke: 33,7 mm\* 3,2mm**

**Rippenabmessungen: 236 Rippen pro m, 1,2mm stark, Höhe: 15,9mm,  
Segmentbreite: 4,5mm**

**Bündelanordnung (Basis: ~20mm Abstand zw. Rippen (RR)):**

**RR versetzt :  $t_q=110\text{mm}$ ,  $t_l=60\text{mm}$**

**Berechnungsmethode nach Escoa**

**Rauchgasdaten:**

Rauchgasmassenstrom:  $m_G := 4.5 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Rauchgaseintrittstemperatur:  $\vartheta_{1G} := 300 \cdot ^\circ\text{C}$

mittlere Rauchgastemperatur zur Stoffwertberechnung:  $\vartheta_{mG} := 300 \cdot ^\circ\text{C}$

Rauchgasdruck:  $p_G := 101325 \cdot \text{Pa}$

Rauchgaszusammensetzung:  $x_G := \begin{pmatrix} 0.018 \\ 0.06 \\ 0.01 \\ 0.18 \\ 0.732 \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{CO}_2 \\ \text{H}_2\text{O} \\ \text{Ar} \\ \text{O}_2 \\ \text{N}_2 \end{matrix}$   $\xi_{\text{CO}_2} := 0.028$   
 $\xi_{\text{H}_2\text{O}} := 0.036$

### Wasserseitige Daten:

Wassermassenstrom:  $m_W := 9 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Wassereintrittstemperatur:  $\vartheta_{1W} := 60 \cdot ^\circ\text{C}$

Wasseraustrittstemperatur:  $\vartheta_{2W} := 90 \cdot ^\circ\text{C}$

Wasserdruck:  $p_W := 3 \cdot \text{bar}$

mittlere Wassertemperatur zur Stoffwertberechnung:  $\vartheta_{mW} := \frac{\vartheta_{1W} + \vartheta_{2W}}{2}$   $\vartheta_{mW} = 75 \cdot ^\circ\text{C}$

### Rohrmaterial des Wärmetauschers:

Werkstoff: St 37.8

### Wärmetauscherdaten:

Rohraußendurchmesser:  $d_a := 33.7 \cdot \text{mm}$

Rohrwandstärke:  $s_W := 3.2 \cdot \text{mm}$

Rohrlänge:  $l_R := 4 \cdot \text{m}$

Anzahl der Rippen pro Meter:  $n_R := 236 \cdot \frac{1}{\text{m}}$

Rippendicke:  $s_R := 1.2 \cdot \text{mm}$

Rippenhöhe:  $h_R := 15.9 \cdot \text{mm}$

Segmentbreite:  $s_B := 4.5 \cdot \text{mm}$

Kanalabmessungen:

Kanalbreite

$b_{WT} := l_R$   $b_{WT} = 4 \cdot \text{m}$

## Rohrteilung:

Rippenrohr versetzt:

Querteilung:  $t_{q\_RR\_versetzt} := 110 \cdot \text{mm}$

Längsteilung:  $t_{l\_RR\_versetzt} := 60 \cdot \text{mm}$

## Berechnung des Wärmetauschers:

Rohrinnendurchmesser:

$$d_i := d_a - 2 \cdot s_w$$

$$d_i = 27.3 \cdot \text{mm}$$

### Stoffwerte Wasser:

Dichte:

$$\rho_w := 975.03 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_w = 975.03 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

spez. Enthalpie:

$$h_{w50^\circ\text{C}} := 209.76 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x_{w1} := 50 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{w100^\circ\text{C}} := 419.4 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x_{1w} := 100 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{w75^\circ\text{C}} := 314.35 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x_{w2} := 75 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{1w} := h_{w50^\circ\text{C}} + \frac{h_{w75^\circ\text{C}} - h_{w50^\circ\text{C}}}{x_{w2} - x_{w1}} \cdot (\vartheta_{1w} - x_{w1})$$

$$h_{2w} := h_{w75^\circ\text{C}} + \frac{h_{w100^\circ\text{C}} - h_{w75^\circ\text{C}}}{x_{1w} - x_{w2}} \cdot (\vartheta_{2w} - x_{w2})$$

$$h_{1w} = 251.596 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2w} = 377.38 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeleitfähigkeit:

$$\lambda_w := 0.6637 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_w = 0.6637 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Prandtl-Zahl:

$$\text{Pr}_W := 2.386$$

$$\text{Pr}_W = 2.386$$

dyn. Viskosität:

$$\eta_W := 377.8 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\eta_W = 0.00038 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

**Stoffwerte Rauchgas:**

Wärmeleitfähigkeit:

→ Verweis: V:\sek\stud\itw-iva\WTA\_GRDZ\_2007\Waermetauscher\Waermeleitfaehigk\_Gasgemisch.mcd

$$\lambda_{Gm} := \lambda_{LT} + P_{1\lambda} \cdot \xi_{H2O} + P_{2\lambda} \cdot \xi_{CO2}$$

$$\lambda_{Gm} = 0.04412 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Gaskonstante des Rauchgases:

$$R_{Gm} := \left( 0.2869 - 0.0746 \cdot x_{G_0} + 0.1746 \cdot x_{G_1} \right) \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$R_{Gm} = 0.29603 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

dyn.amische Viskosität:

→ Verweis: V:\sek\stud\itw-iva\WTA\_GRDZ\_2007\Waermetauscher\Dyn\_Viskos\_Rauchg.mcd

$$\eta_{Gm} := \eta_{LT} + P_{1\eta} \cdot \xi_{H2O} + P_{2\eta} \cdot \xi_{CO2}$$

$$\eta_{Gm} = 28.66714 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa}\cdot\text{s}$$

Dichte:

$$\rho_{Gm} := \frac{p_G}{R_{Gm} \cdot (\vartheta_{mG} + 273.15 \cdot ^\circ\text{C})}$$

$$\rho_{Gm} = 0.59718 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

spez. Wärmekapazität:

→ Verweis: V:\sek\stud\itw-iva\WTA\_GRDZ\_2007\Waermetauscher\spz\_Waermekap\_Rauchgas\_Rev1.mcd

$$c_{pGm} := \frac{h_{1G}}{\vartheta_{mG}}$$

$$c_{pGm} = 1.05638 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Prandtl-Zahl:

$$\text{Pr}_{\text{Gm}} := \frac{\eta_{\text{Gm}} \cdot c_{\text{pGm}}}{\lambda_{\text{Gm}}}$$

$$\text{Pr}_{\text{Gm}} = 0.68643$$

spez. Enthalpie des Rauchgases am Wärmetauschereintritt:

→ Verweis: V:\sek\stud\itw-lva\WTA\_GRDZ\_2007\Waermetauscher\spz\_enthalpie.mcd

$$h_{1\text{G}} = 316.91368 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Stoffwerte Werkstoff:**

$$\lambda_{\text{R}}(T_{\text{m}}) := \left( 58.4 - 2.21 \cdot 10^{-2} \cdot T_{\text{m}} - 2.33 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{m}}^2 \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

## Berechnung der gaseitigen Austrittstemperatur aus dem Wärmetauscher:

Im Wärmetauscher ausgetauschte Wärme:

$$Q_{\text{WT}} := m_{\text{W}} \cdot (h_{2\text{W}} - h_{1\text{W}})$$

$$Q_{\text{WT}} = 1132.056 \cdot \text{kW}$$

spez. Enthalpie am gaseitigen Wärmetauscheraustritt:

$$h_{2\text{G}} := h_{1\text{G}} - \frac{Q_{\text{WT}}}{m_{\text{G}}}$$

$$h_{2\text{G}} = 65.34568 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Berechnung der Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Wärmetauscher:

$$\text{Startwert: } \vartheta_{2\text{Gstart}} := 120 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{funcQ}(\vartheta_{2\text{G\_it}}) := \frac{h_{2\text{G}}}{\text{cpm}_{\text{RG}}(\vartheta_{2\text{G\_it}})} - \frac{\vartheta_{2\text{G\_it}}}{^\circ\text{C}}$$

$$\vartheta_{2\text{G}} := \text{wurzel}(\text{funcQ}(\vartheta_{2\text{Gstart}}), \vartheta_{2\text{Gstart}})$$

$$\vartheta_{2\text{G}} = 63.11841 \cdot ^\circ\text{C}$$

Kontrolle:

$$h_{\text{G\_Kont}} := h_{\text{Rauchgas}}(\vartheta_{2\text{G}})$$

$$h_{\text{G\_Kont}} = 65.34568 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

## Berechnung des Produktes kA des Wärmetauschers:

mittlere logarithmische Temperaturdifferenz:

$$\Delta\vartheta_{\log} := \frac{(\vartheta_{1G} - \vartheta_{2W}) - (\vartheta_{2G} - \vartheta_{1W})}{\ln \left[ \frac{\vartheta_{1G} - \vartheta_{2W}}{(\vartheta_{2G} - \vartheta_{1W})} \right]}$$

$$\Delta\vartheta_{\log} = 49.14303 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$kA_{\text{erf}} := \frac{Q_{\text{WT}}}{\Delta\vartheta_{\log}}$$

$$kA_{\text{erf}} = 23.03594 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

## Ermittlung der Kanalabmessung:

**Massenstromdichte im Wärmetauscherrohr gewählt:**

$$m_{\text{W\_Flux}} := 1000 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Querschnittsfläche des Rohres:

$$A_{\text{R}} := \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A_{\text{R}} = 0.00059 \cdot \text{m}^2$$

Anzahl der parallelen Rohre:

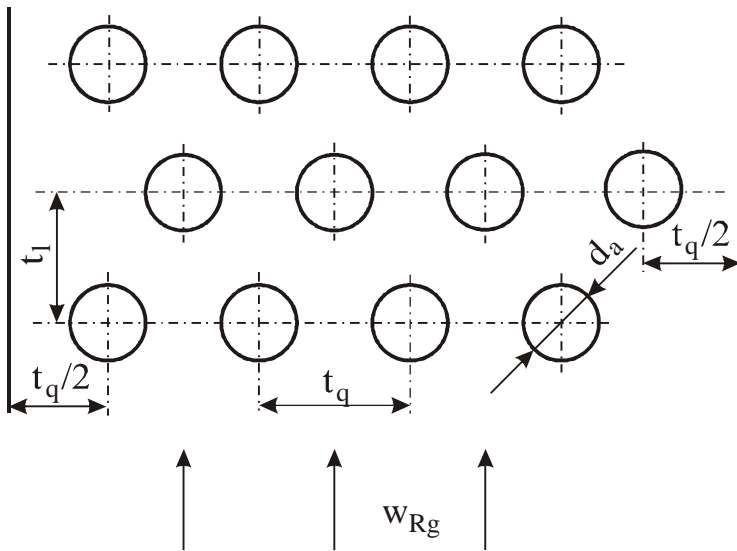
$$n_{\text{para}} := \frac{m_{\text{W}}}{m_{\text{W\_Flux}} \cdot A_{\text{R}}}$$

$$n_{\text{para}} = 15.37543$$

$n_{\text{para}} := 10$  gewählt.

Tiefe des Rauchgaskanals

## versetztes Rohrbündel



Kanalhöhe (quer zur Achse der Verdampferrohre)

$$h_{WT} := n_{\text{para}} \cdot t_{q\_RR\_versetzt} + \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{2}$$

$$h_{WT} = 1.155 \cdot m$$

Anzahl der Rohrreihen gewählt:  $n_{\text{Reihe}} := 10$

## Berechnung des wasserseitigen Druckverlustes:

mittlere Rohrrauigkeit  $k_{mW}$  mit 0.03 mm gewählt.

$$k_{mW} := 0.03 \cdot \text{mm}$$

Ermittlung des Widerstandsbeiwertes für die Rohrreibung:

Reynolds-Zahl

$$\text{Re}_W := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{\text{para}}}$$

$$\text{Re}_W = 1.111 \times 10^5$$

$\text{Re}_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

$$\lambda_{RW} := \frac{1}{\left(1.14 - 2 \cdot \log\left(\frac{k_{mW}}{d_i}\right)\right)^2}$$

$$\lambda_{RW} = 0.02007$$

$$\zeta_{W\_Reib} := \lambda_{RW} \cdot \frac{l_R}{d_i}$$

$$\zeta_{W\_Reib} = 2.9412$$

Eintrittswiderstandsbeiwert vom Sammler in das Rohrbündel:

$\zeta_{W\_ein} := 0.5$  Nach VDI-Wärmeatlas Lc2 für scharfkantigen Einlauf in ein Rohrbündel

Austrittswiderstandsbeiwert vom Rohrbündel in den Sammler:

$$\zeta_{W\_aus} := 1$$

Widerstandsbeiwert für 180° Krümmer:

$$\zeta_{W\_Kr} := 0.23 \quad \text{aus FDBR Handbuch 9.1.2.3 Bild 9.1.2 für } R/d_i = 1.5$$

$$\zeta_{W\_ges} := n_{Reihe} \cdot \zeta_{W\_Reib} + (n_{Reihe} - 1) \cdot \zeta_{W\_Kr} + \zeta_{W\_ein} + \zeta_{W\_aus} \quad \zeta_{W\_ges} = 32.98195$$

Druckverlust Eco-Eintritt-Austritt:

$$\Delta p_{W\_verlust} := \zeta_{W\_ges} \cdot \frac{m_{W\_Flux}^2}{\rho_W} \quad \Delta p_{W\_verlust} = 0.33827 \cdot \text{bar}$$

## Ermittlung des gasseitigen Druckverlustes:

Berechnung des Druckverlustes nach ESCOA für versetzte Rippenrohranordnung

Berechnung der benötigten Flächen für das segmentierte Rippenrohr:

innere Kreisringoberfläche pro Meter Länge

$$A_{innen} := \pi \cdot d_i \quad A_{innen} = 0.08577 \cdot \text{m}$$

$$A_w := \pi \cdot (d_a - s_w) \quad A_w = 0.09582 \cdot \text{m}$$

Äußerer Rippendurchmesser:

$$d_f := d_a + 2 \cdot h_R \quad d_f = 0.0655 \cdot \text{m}$$

Rippenteilung:

$$s_f := \left( \frac{1}{n_R} \right) - s_R \quad s_f = 0.00304 \cdot \text{m}$$

nicht von den Rippen eingenommene äußere Rohroberfläche pro Meter Rohr

$$A_{po} := \pi \cdot d_a \cdot (1 - n_R \cdot s_R) \quad A_{po} = 0.07589 \cdot \text{m}$$

Umrechnungsfaktor

$$\text{Fakt} := \left( 25.4 \cdot \frac{0.2}{1000} \right) \cdot \text{m} \quad \text{Fakt} = 0.00508 \cdot \text{m}$$

Rippenoberfläche pro Meter Rohr



$$A_{fo} := 2 \cdot \text{Fakt} \cdot \pi \cdot n_R \cdot (d_a + \text{Fakt}) + \pi \cdot n_R \cdot (d_a + \text{Fakt}) \cdot \frac{[2 \cdot (h_R - \text{Fakt}) \cdot (s_B + s_R) + s_B \cdot s_R]}{s_B} \quad A_{fo} = 1.11474 \cdot \text{m}$$

Gesamte äußere Oberfläche pro Meter Rohr:

$$A_o := A_{po} + A_{fo} \quad A_o = 1.19063 \cdot \text{m}$$

Vom Rippenrohr projizierte Fläche

$$A_c := d_a + 2 \cdot h_R \cdot s_R \cdot n_R \quad A_c = 0.04271 \cdot \text{m}$$

Netto freie Fläche zwischen einer Rohrreihe:

$$A_n := h_{WT} \cdot l_R - A_c \cdot l_R \cdot n_{para} \quad A_n = 2.91177 \cdot \text{m}^2$$

Reynolds-Zahl:

$$\text{Re}_{G\_vers} := \frac{m_G \cdot d_a}{A_n \cdot \eta_{Gm}} \quad \text{Re}_{G\_vers} = 1816.77434$$

Druckabfalkoeffizienten:

$$C_2 := 0.07 + 8.0 \cdot \text{Re}_{G\_vers}^{-0.45} \quad C_2 = 0.34315$$

$$C_4 := 0.11 \left[ 0.05 \cdot \left( \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{d_a} \right) \right]^{-0.7} \cdot \left( \frac{h_R}{s_f} \right)^{0.23} \quad C_4 = 0.70441$$

$$C_6 := 1.1 + \left( 1.8 - 2.1 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}} \right)^2 \cdot e^{-2.0 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)} - \left( 0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}} \right)^2 \cdot e^{-0.6 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)}$$

$$C_6 = 1.20002$$

Flächenverhältnis

$$\beta_{rip} := \left( \frac{A_n}{h_{WT} \cdot l_R} \right)^2 \quad \beta_{rip} = 0.39722$$

Faktor:

$$\text{Fakt}_{a\_rip} := \left( \frac{1 + \beta_{rip}}{4 \cdot n_{Reihe}} \right) \cdot \frac{\vartheta_{1G} - \vartheta_{2G}}{\vartheta_{mG}} \quad \text{Fakt}_{a\_rip} = 0.02758$$

Druckverlust über das versetzte Rippenrohrbündel:

$$\Delta_p := \left[ C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left( \frac{d_f}{d_a} \right)^{0.5} + \text{Fakt}_{a\_rip} \right] \cdot \frac{m_G^2}{\rho_{Gm} \cdot A_n^2} \cdot n_{\text{Reihe}} \quad \Delta_p = 17.2769 \cdot \text{Pa}$$

## Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

### Wärmeübergangszahl bei voll ausgebildeter Strömung durch Rohre:

Querschnittsfläche des Rohres:

$$A_{R, \text{www}} := \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} \quad A_R = 0.00059 \cdot \text{m}^2$$

Reynolds-Zahl

$$Re_{W, \text{www}} := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{\text{para}}} \quad Re_W = 1.111 \times 10^5$$

$Re_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

Druckverlustbeiwert:

$$\xi := (1.8 \cdot \log(Re_W) - 1.5)^{-2} \quad \xi = 0.01739$$

Nusselt-Zahl:

$$Nu_W := \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re_W \cdot Pr_W}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( Pr_W^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l_R} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad Nu_W = 407.52744$$

Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_{i, W} := \frac{Nu_W \cdot \lambda_W}{d_i} \quad \alpha_{i, W} = 9907.5445 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

## Berechnung des gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

$$C_{3\_vers} := 0.55 + 0.45 \cdot \exp\left(-0.35 \cdot \frac{h_R}{s_f}\right) \quad C_{3\_vers} = 0.62203$$

$$C_{5\_vers} := 0.7 + \left(0.7 - 0.8 \cdot \exp(-0.15 \cdot n_{\text{Reihe}}^2)\right) \cdot \exp\left(-1 \cdot \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}}\right)$$

$$C_{5\_vers} = 1.1057$$

Mittlere äußere Oberflächentemperatur des Kernrohres:

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} := \vartheta_{mW} + 0.05 \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{mW})$$

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} = 86.25 \text{ K}$$

konstanter Teil der Nusselkorrelation:

$$Nu_{o\_vers} := 0.25 \cdot C_{3\_vers} \cdot C_{5\_vers} \cdot Re_{G\_vers}^{0.65} \cdot Pr_{Gm}^{\frac{1}{3}} \cdot \sqrt{\frac{d_f}{d_a}}$$

$$Nu_{o\_vers} = 27.78245$$

reduzierte Rippenhöhe:

$$h_{\text{ripp\_red}} := h_R + \frac{s_R}{2}$$

$$h_{\text{ripp\_red}} = 0.0165 \cdot m$$

Faktor für Rippenwirkungsgrad:

$$Fakt_m := 2 \cdot \frac{(s_R + s_B)}{s_R \cdot s_B}$$

$$Fakt_m = 2111.11111 \cdot \frac{1}{m}$$

### Startwerte für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl:

mittlere Rippentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} := \frac{\vartheta_{mW}}{^{\circ}\text{C}} + 0.3 \cdot \left(\frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{mW}}{^{\circ}\text{C}}\right)$$

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} = 142.5$$

$$Nu_{\text{vers}} := 30 \quad \alpha_{\text{ripp\_vers}} := 70 \quad E_{\text{Ripp}} := 0.8$$

$$m_{\text{Ripp}} := 0.94 \quad X_{\text{Ripp}} := 0.8$$

Vorgabe

Nusselkorrelation:

$$Nu_{\text{vers}} = Nu_{o\_vers} \cdot \left(\frac{\frac{\vartheta_{mG}}{^{\circ}\text{C}} + 273.15}{\vartheta_{\text{Ripp}_m} + 273.15}\right)^{0.25}$$

wahre konvektive Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_{\text{ripp\_vers}} = \frac{\text{Nu}_{\text{vers}} \cdot \lambda_{\text{Gm}} \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}{\frac{d_a}{\text{m}}}$$

$$m_{\text{Ripp}} = \frac{h_{\text{ripp\_red}}}{\text{m}} \cdot \sqrt{\alpha_{\text{ripp\_vers}} \cdot \frac{\text{Fakt}_m \cdot \text{m}}{\lambda_{\text{R}}(\vartheta_{\text{Ripp\_m}} + 273.15) \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}}$$

$$X_{\text{Ripp}} = \frac{\tanh(m_{\text{Ripp}})}{m_{\text{Ripp}}}$$

$$E_{\text{Ripp}} = X_{\text{Ripp}} \cdot (0.9 + 0.1 \cdot X_{\text{Ripp}})$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m}} = \frac{\vartheta_{\text{mG}}}{^{\circ}\text{C}} - E_{\text{Ripp}} \cdot \left( \frac{\vartheta_{\text{mG}}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{\text{Wand\_m}}}{^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$\text{VEC} := \text{Suchen}(\text{Nu}_{\text{vers}}, \alpha_{\text{ripp\_vers}}, m_{\text{Ripp}}, X_{\text{Ripp}}, E_{\text{Ripp}}, \vartheta_{\text{Ripp\_m}})$$

$$\text{VEC} = \begin{pmatrix} 30.55916 \\ 40.00555 \\ 0.70566 \\ 0.86153 \\ 0.8496 \\ 118.3979 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} := \text{VEC}_1 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} = 40.00555 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} := \text{VEC}_4$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} = 0.8496$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} := \text{VEC}_5 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} = 118.3979 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Scheinbare Wärmeübergangszahl für das Rippenrohr:

$$\alpha_{RR\_vers} := \alpha_{ripp\_konv\_vers} \cdot \frac{(\eta_{Ripp\_vers} \cdot A_{fo} + A_{po})}{A_o}$$

$$\alpha_{RR\_vers} = 34.37223 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

## Wärmedurchgangszahl für das versetzte Rippenrohrbündel:

$$k_{RR\_vers} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{RR\_vers}} + \left( \frac{d_a}{2 \cdot \lambda_R \left( \frac{\vartheta_{Ripp\_m\_vers}}{^{\circ}C} + 273.15 \right)} \cdot \ln \left( \frac{d_a}{d_i} \right) + \frac{d_a}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_{i\_w}} \right) \cdot \frac{A_o}{d_a \cdot \pi}}$$

$$k_{RR\_vers} = 31.88902 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{WT\_ges} := A_o \cdot l_R \cdot n_{Reihe} \cdot n_{para}$$

$$A_{WT\_ges} = 476.25087 \cdot m^2$$

$$kA_{WT\_tat} := A_{WT\_ges} \cdot k_{RR\_vers}$$

$$kA_{WT\_tat} = 15.18717 \cdot \frac{kW}{K}$$

$$kA_{erf} = 23.03594 \cdot \frac{kW}{K}$$

Der ermittelte  $kA_{WT\_tat}$  - Wert ist deutlich niedriger als der erforderliche  $kA_{erf}$  Wert. Die Berechnung muss daher mit neuen Werten wiederholt werden.

## Abschätzen der erforderlichen Rohre für den Wärmetauscher:

$$A_{WT\_neu} := \frac{kA_{erf}}{k_{RR\_vers}}$$

$$A_{WT\_neu} = 722.37859 \cdot m^2$$

$$n_{Rohre\_ges} := \frac{A_{WT\_neu}}{A_o \cdot l_R}$$

$$n_{Rohre\_ges} = 151.68027$$

$$n_{Reihe\_neu} := \frac{n_{Rohre\_ges}}{n_{para}}$$

$$n_{Reihe\_neu} = 15.16803$$

# Erneute Iteration über den Wärmetauscher:

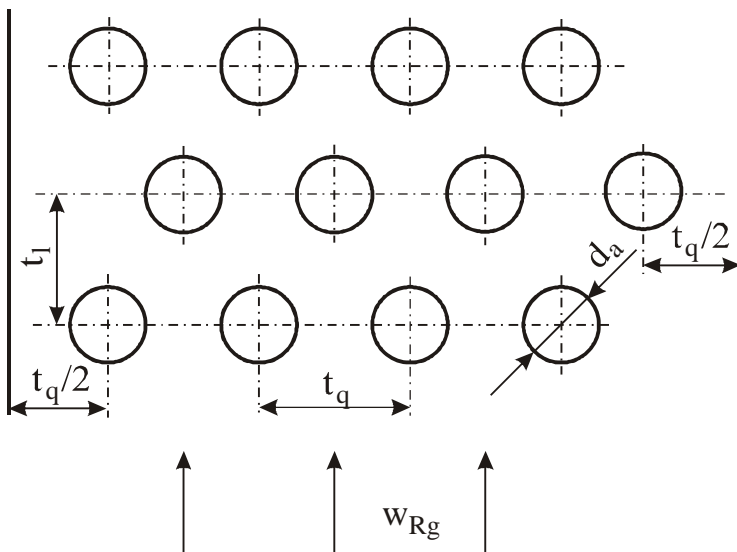
## Ermittlung der Kanalabmessung:

Anzahl der parallelen Rohre:

$$n_{para} := 11 \quad \text{gewählt.}$$

Tiefe des Rauchgaskanals

## versetztes Rohrbündel



Kanalhöhe (quer zur Achse der Verdampferrohre)

$$h_{WT} := n_{para} \cdot t_{q\_RR\_versetzt} + \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{2}$$

$$h_{WT} = 1.265 \cdot m$$

Anzahl der Rohrreihen gewählt:

$$n_{Reihe} := 15$$

## Berechnung des wasserseitigen Druckverlustes:

Ermittlung des Widerstandsbeiwertes für die Rohrreibung:

Reynolds-Zahl

$$Re_W := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{para}}$$

$$Re_W = 1.01 \times 10^5$$

$Re_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

$$\lambda_{RW} := \frac{1}{\left(1.14 - 2 \cdot \log\left(\frac{k_{mW}}{d_i}\right)\right)^2}$$

$$\lambda_{RW} = 0.02007$$

$$\zeta_{W\_Reib} := \lambda_{RW} \cdot \frac{l_R}{d_i}$$

$$\zeta_{W\_Reib} = 2.9412$$

Eintrittswiderstandsbeiwert vom Sammler in das Rohrbündel:

$$\zeta_{W_{\text{ein}}} := 0.5 \quad \text{Nach VDI-Wärmeatlas Lc2 für scharfkantigen Einlauf in ein Rohrbündel}$$

Austrittswiderstandsbeiwert vom Rohrbündel in den Sammler:

$$\zeta_{W_{\text{aus}}} := 1$$

Widerstandsbeiwert für 180° Krümmer:

$$\zeta_{W_{\text{Kr}}} := 0.23 \quad \text{aus FDBR Handbuch 9.1.2.3 Bild 9.1.2 für } R/d_i = 1.5$$

$$\zeta_{W_{\text{ges}}} := n_{\text{Reihe}} \cdot \zeta_{W_{\text{Reib}}} + (n_{\text{Reihe}} - 1) \cdot \zeta_{W_{\text{Kr}}} + \zeta_{W_{\text{ein}}} + \zeta_{W_{\text{aus}}} \quad \zeta_{W_{\text{ges}}} = 48.83793$$

Druckverlust Eco-Eintritt-Austritt:

$$\Delta p_{W_{\text{verlust}}} := \zeta_{W_{\text{ges}}} \cdot \frac{m_{W_{\text{Flux}}}^2}{\rho_W}$$

$$\Delta p_{W_{\text{verlust}}} = 0.50089 \cdot \text{bar}$$

## Ermittlung des gaseitigen Druckverlustes:

Berechnung des Druckverlustes nach ESCOA für versetzte Rippenrohranordnung

Netto freie Fläche zwischen einer Rohrreihe:

$$A_n := h_{WT} \cdot l_R - A_c \cdot l_R \cdot n_{\text{para}}$$

$$A_n = 3.18095 \cdot \text{m}^2$$

Reynolds-Zahl:

$$Re_{G_{\text{vers}}} := \frac{m_G \cdot d_a}{A_n \cdot \eta_{Gm}}$$

$$Re_{G_{\text{vers}}} = 1663.03589$$

Druckabfalkoeffizienten:

$$C_2 := 0.07 + 8.0 \cdot Re_{G_{\text{vers}}}^{-0.45}$$

$$C_2 = 0.35424$$

$$C_4 := 0.11 \left[ 0.05 \cdot \left( \frac{t_{q\_RR\_versetzt}}{d_a} \right) \right]^{-0.7} \cdot \left( \frac{h_R}{s_f} \right)^{0.23}$$

$C_4 = 0.70441$

$$C_6 := 1.1 + \left( 1.8 - 2.1 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}^2} \right) \cdot e^{-2.0 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)} - \left( 0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.15 \cdot n_{Reihe}^2} \right) \cdot e^{-0.6 \cdot \left( \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}} \right)}$$

$C_6 = 1.20002$

Flächenverhältnis

$$\beta_{rip} := \left( \frac{A_n}{h_{WT} \cdot l_R} \right)^2$$

$\beta_{rip} = 0.3952$

$$Fakt_{a\_rip} := \left( \frac{1 + \beta_{rip}}{4 \cdot n_{Reihe}} \right) \cdot \frac{\vartheta_{1G} - \vartheta_{2G}}{\vartheta_{mG}}$$

$Fakt_{a\_rip} = 0.01836$

Druckverlust über das versetzte Rippenrohrbündel:

$$\Delta_p := \left[ C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left( \frac{d_f}{d_a} \right)^{0.5} + Fakt_{a\_rip} \right] \cdot \frac{m_G^2}{\rho_{Gm} \cdot A_n^2} \cdot n_{Reihe}$$

$\Delta_p = 21.90825 \cdot Pa$

## Berechnung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

### Wärmeübergangszahl bei voll ausgebildeter Strömung durch Rohre:

Querschnittsfläche des Rohres:

$$A_R := \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$$

$A_R = 0.00059 \cdot m^2$

Reynolds-Zahl

$$Re_W := \frac{m_W \cdot d_i}{A_R \cdot \eta_W \cdot n_{para}}$$

$Re_W = 1.01 \times 10^5$

$Re_W > 2300 \implies$  turbulente Strömung

Druckverlustbeiwert:



$$\xi := (1.8 \cdot \log(\text{Re}_W) - 1.5)^{-2}$$

$$\xi = 0.01774$$

Nusselt-Zahl:

$$\text{Nu}_W := \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \text{Re}_W \cdot \text{Pr}_W}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( \text{Pr}_W^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l_R} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

$$\text{Nu}_W = 376.68231$$

Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_{i,W} := \frac{\text{Nu}_W \cdot \lambda_W}{d_i}$$

$$\alpha_{i,W} = 9157.65759 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

## Berechnung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

$$C_{3\_vers} := 0.55 + 0.45 \cdot \exp\left(-0.35 \cdot \frac{h_R}{s_f}\right)$$

$$C_{3\_vers} = 0.62203$$

$$C_{5\_vers} := 0.7 + \left(0.7 - 0.8 \cdot \exp\left(-0.15 \cdot n_{\text{Reihe}}^2\right)\right) \cdot \exp\left(-1 \cdot \frac{t_{l\_RR\_versetzt}}{t_{q\_RR\_versetzt}}\right)$$

$$C_{5\_vers} = 1.1057$$

Mittlere äußere Oberflächentemperatur des Kernrohres:

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} := \vartheta_{mW} + 0.05 \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{mW})$$

$$\vartheta_{\text{Wand}_m} = 86.25 \text{ K}$$

konstanter Teil der Nusselkorrelation:

$$\text{Nu}_{o\_vers} := 0.25 \cdot C_{3\_vers} \cdot C_{5\_vers} \cdot \text{Re}_{G\_vers}^{0.65} \cdot \text{Pr}_{Gm}^{\frac{1}{3}} \cdot \sqrt{\frac{d_f}{d_a}}$$

$$\text{Nu}_{o\_vers} = 26.23077$$

reduzierte Rippenhöhe:

$$h_{\text{ripp\_red}} := h_R + \frac{s_R}{2}$$

$$h_{\text{ripp\_red}} = 0.0165 \cdot \text{m}$$

Faktor für Rippenwirkungsgrad:

$$\text{Fakt}_m := 2 \cdot \frac{(s_R + s_B)}{s_R \cdot s_B}$$

$$\text{Fakt}_m = 2111.11111 \cdot \frac{1}{m}$$

### Startwerte für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl:

mittlere Rippentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} := \frac{\vartheta_{mW}}{^\circ\text{C}} + 0.3 \cdot \left( \frac{\vartheta_{mG}}{^\circ\text{C}} - \frac{\vartheta_{mW}}{^\circ\text{C}} \right)$$

$$\vartheta_{\text{Ripp}_m} = 142.5$$

$$\text{Nu}_{\text{vers}} := 30$$

$$\alpha_{\text{ripp\_vers}} := 70$$

$$E_{\text{ripp}} := 0.8$$

$$m_{\text{ripp}} := 0.94$$

$$X_{\text{ripp}} := 0.8$$

Vorgabe

Nusseltkorrelation:

$$\text{Nu}_{\text{vers}} = \text{Nu}_{o\_vers} \cdot \left( \frac{\frac{\vartheta_{mG}}{^\circ\text{C}} + 273.15}{\vartheta_{\text{Ripp}_m} + 273.15} \right)^{0.25}$$

wahre konvektive Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_{\text{ripp\_vers}} = \frac{\text{Nu}_{\text{vers}} \cdot \lambda_{\text{Gm}} \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}{\frac{d_a}{\text{m}}}$$

$$m_{\text{ripp}} = \frac{h_{\text{ripp\_red}}}{\text{m}} \cdot \sqrt{\frac{\text{Fakt}_m \cdot \text{m}}{\lambda_R (\vartheta_{\text{Ripp}_m} + 273.15) \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}}$$

Rippenwirkungsgrad:

$$X_{\text{ripp}} = \frac{\tanh(m_{\text{ripp}})}{m_{\text{ripp}}}$$

korrigierter Rippenwirkungsgrad:

$$E_{\text{ripp}} = X_{\text{ripp}} \cdot (0.9 + 0.1 \cdot X_{\text{ripp}})$$

mittlere Rippentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m}} = \frac{\vartheta_{\text{mG}}}{^{\circ}\text{C}} - E_{\text{Ripp}} \cdot \left( \frac{\vartheta_{\text{mG}}}{^{\circ}\text{C}} - \frac{\vartheta_{\text{Wand\_m}}}{^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$\text{VEC} := \text{Suchen}(\text{Nu}_{\text{vers}}, \alpha_{\text{ripp\_vers}}, m_{\text{Ripp}}, X_{\text{Ripp}}, E_{\text{Ripp}}, \vartheta_{\text{Ripp\_m}})$$

$$\text{VEC} = \begin{pmatrix} 28.88015 \\ 37.80753 \\ 0.68555 \\ 0.86808 \\ 0.85663 \\ 116.8949 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} := \text{VEC}_1 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} = 37.80753 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} := \text{VEC}_4$$

$$\eta_{\text{Ripp\_vers}} = 0.85663$$

$$m_{\text{Ripp\_vers}} := \text{VEC}_3$$

$$m_{\text{Ripp\_vers}} = 0.86808$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} := \text{VEC}_5 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}} = 116.8949 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Scheinbare Wärmeübergangszahl für das Rippenrohr:

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} := \alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} \cdot \frac{(\eta_{\text{Ripp\_vers}} \cdot A_{\text{fo}} + A_{\text{po}})}{A_{\text{o}}}$$

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} = 32.73263 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

oder

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} := \alpha_{\text{ripp\_konv\_vers}} \cdot \left[ 1 - (1 - \eta_{\text{Ripp\_vers}}) \cdot \frac{A_{\text{fo}}}{A_{\text{o}}} \right]$$

$$\alpha_{\text{RR\_vers}} = 32.73263 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**Wärmedurchgangszahl für das versetzte Rippenrohrbündel:**

$$k_{\text{RR\_vers}} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{RR\_vers}}} + \left( \frac{d_{\text{a}}}{2 \cdot \lambda_{\text{R}} \left( \frac{\vartheta_{\text{Ripp\_m\_vers}}}{^{\circ}\text{C}} + 273.15 \right)} \cdot \ln \left( \frac{d_{\text{a}}}{d_{\text{i}}} \right) + \frac{d_{\text{a}}}{d_{\text{i}}} \cdot \frac{1}{\alpha_{\text{i\_W}}} \right) \cdot \frac{A_{\text{o}}}{d_{\text{a}} \cdot \pi}}$$

$$k_{\text{RR\_vers}} = 30.36775 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

gesamte Wärmetauscheroberfläche:

$$A_{WT\_ges} := A_o \cdot l_R \cdot n_{Reihe} \cdot n_{para}$$

$$A_{WT\_ges} = 785.81394 \cdot m^2$$

tatsächlich vorhandenes kA:

$$kA_{WT\_tat} := A_{WT\_ges} \cdot k_{RR\_vers}$$

$$kA_{WT\_tat} = 23.8634 \cdot \frac{kW}{K}$$

erforderliches kA:

$$kA_{erf} = 23.03594 \cdot \frac{kW}{K}$$

**mittlere Rippenspitzentemperatur:**

totaler innerer Wärmewiderstand bezogen auf die gesamte äußere Oberfläche:

$$R_{io} := \frac{1}{\alpha_{i\_W}} \cdot \frac{A_o}{d_i \cdot \pi}$$

$$R_{io} = 0.00152 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

mittlere Rohrwandtemperatur:

$$\vartheta_{Wand\_m} := \vartheta_{mW} + \frac{R_{io} \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{mW})}{R_{io} + \frac{1}{\alpha_{RR\_vers}}}$$

$$\vartheta_{Wand\_m} = 85.63678 \cdot ^\circ C$$

$$\theta_m := 1 - \left( \frac{1}{\cosh(m_{Ripp\_vers})} \right)$$

$$\theta_m = 0.28625$$

mittlere Rippenspitzentemperatur:

$$\vartheta_{Ripp\_vers\_spitze} := \vartheta_{Wand\_m} + \theta_m \cdot (\vartheta_{mG} - \vartheta_{Wand\_m})$$

$$\vartheta_{Ripp\_vers\_spitze} = 146.99794 \cdot ^\circ C$$

**maximale Rippenspitzentemperatur:**

totaler innerer Wärmewiderstand bezogen auf die gesamte äußere Oberfläche:

$$R_{io} := \frac{1}{\alpha_{i\_W}} \cdot \frac{A_o}{d_i \cdot \pi}$$

$$R_{io} = 0.00152 \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

mittlere Rohrwandtemperatur:

$$\vartheta_{\text{Wand\_max}} := \vartheta_{2W} + \frac{R_{\text{io}} \cdot (\vartheta_{1G} - \vartheta_{2W})}{R_{\text{io}} + \frac{1}{\alpha_{\text{RR\_vers}}}}$$

$$\vartheta_{\text{Wand\_max}} = 99.92766 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\theta_m := 1 - \left( \frac{1}{\cosh(m_{\text{Ripp\_vers}})} \right)$$

$$\theta_m = 0.28625$$

mittlere Rippenspitzentemperatur:

$$\vartheta_{\text{Ripp\_vers\_spitze\_max}} := \vartheta_{\text{Wand\_max}} + \theta_m \cdot (\vartheta_{1G} - \vartheta_{\text{Wand\_max}})$$

$$\vartheta_{\text{Ripp\_vers\_spitze\_max}} = 157.19808 \cdot ^\circ\text{C}$$

**Geschw. im engsten Querschnitt:**

$$w_{\text{eng\_vers}} := \frac{m_G}{A_n \cdot \rho_{Gm}}$$

$$w_{\text{eng\_vers}} = 2.36891 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$