

# NEUE ENERGIEN 2020

Publizierbarer Endbericht

**Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

**Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

31.08.2013

## STORC - Speicherunterstützte Verstromung von diskontinuierlicher Abwärme mit einer ORC-Anlage bei der voestalpine Tubulars GmbH & Co KG

Projektnummer: 829862

## Neue Energien 2020 - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	4. Ausschreibung NEUE ENERGIEN 2020
Projektstart	01.03.2011 bis
Projektende	31.08.2013
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	30 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	voestalpine Tubulars GmbH & Co KG
AnsprechpartnerIn	DI Helfried Wernigg
Postadresse	Alpinestrasse 17 A-8652 Kindberg-Aumuehl
Telefon	43/50304/23-324
Fax	43/3865/2215-68324
E-mail	helfried.wernigg@vatubulars.com
Website	www.vatubulars.com

# STORC - Speicherunterstützte Verstromung von diskontinuierlicher Abwärme mit einer ORC-Anlage bei der voestalpine Tubulars GmbH & Co KG

**AutorInnen:**

voestalpine Tubulars GmbH & Co KG: DI Helfried Wernigg, Ing. Heinz Teuschl, Helmut Halbwedl, Martin Jereb, Hannes Karner

STENUM GmbH: DI (FH) Christina Krenn, DI Dr. Johannes Fresner

BIOS Bioenergiesysteme GmbH: DI Alfred Hammerschmid, DI (FH) Raimund Stumptner

TU Graz, Institut für Prozess- und Partikeltechnik: DI Dr. Robert Scharler

## 1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis .....	4
2	Einleitung .....	5
3	Inhaltliche Darstellung .....	6
3.1	Ermittlung des Abwärmepotenzials .....	6
3.2	Erstellung des Anlagenkonzepts und Auslegung der Systemkomponenten.....	8
3.3	Evaluierung von Hochtemperatur-Wärmespeichertechnologien .....	20
3.4	Instationäre CFD-Simulation des Hochtemperatur-Wärmespeichers mit diskontinuierlicher Beladung .....	23
3.5	Risikoanalyse .....	29
3.6	Ökologische und Ökonomische Bewertung .....	34
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen .....	40
4.1	Ermittlung des Abwärmepotenzials .....	40
4.2	Erstellung des Anlagenkonzeptes und Auslegung der Systemkomponenten.....	40
4.3	Evaluierung von Hochtemperatur-Wärmespeichertechnologien .....	41
4.4	Instationäre CFD-Simulation des Hochtemperatur-Wärmespeichers mit diskontinuierlicher Beladung .....	41
4.5	Risikoanalyse .....	42
4.6	Ökologische und Ökonomische Bewertung .....	42
5	Ausblick und Empfehlungen.....	43
6	Literaturverzeichnis .....	44
7	Anhang .....	46
7.1	Abbildungsverzeichnis.....	46
7.2	Tabellenverzeichnis.....	47
8	Kontaktdaten.....	48

## 2 Einleitung

Das Projekt STORC - Speicherunterstützte Verstromung von diskontinuierlicher Abwärme mit einer ORC-Anlage bei der voestalpine Tubulars GmbH & Co KG ist eine Technische Durchführbarkeitsstudie zur Vorbereitung eines Demonstrationsprojekts und ist dem Themenfeld: 3.3 „Energieeffizienz in Industrie und Gewerbe“ bzw. dem Themenpunkt 3.3.5 „Systemintegration von Prozessen“ zuzuordnen.

### Aufgabenstellung

Im Nahtlosrohrwalzwerk werden vier erdgasbefeuerte Öfen im Produktionsprozess eingesetzt. Das Ofenabgas wird über drei Kamine abgeführt.

In Summe werden 14 Mio. Nm<sup>3</sup> Erdgas im Jahr in diesem Werksbereich eingesetzt. Am Drehherdofen und am Nachwärmofen ist der Erdgaseinsatz am höchsten. In Zukunft ist eine Leistungssteigerung am Nachwärmofen zu erwarten. Der Dornstangen- und der Vorwärmofen werden sehr diskontinuierlich betrieben und es muss im Rahmen dieser Arbeit geprüft werden, ob die Abwärme zur Verstromung sinnvoll genutzt werden kann.

Der zeitliche Verlauf der thermischen Leistung im Ofenabgas unterliegt, aufgrund des Fertigungsprogramms, des diskontinuierlichen Beschickens der Öfen und des Warmhaltebetriebes zwischen den einzelnen Chargen, an allen Öfen starken Schwankungen. Aufgrund der Diskontinuität der anfallenden Abwärme schien der Einsatz eines Speichers Vorteile zu bringen.

### Zielsetzung

- Schaffung einer Datenbasis
- Erstellung eines Anlagenkonzeptes zur Verstromung von Abwärme und Auslegung der Systemkomponenten
- Evaluierung von Hochtemperatur-Wärmespeichertechnologien
- Erstellung und Validierung eines Berechnungsmodells für Wärmespeicher mit diskontinuierlicher Beladung
- Durchführung einer Risikoanalyse und Ausarbeitung von Vorschlägen zu deren Bewältigung
- Ökologische und ökonomische Bewertung des Anlagenkonzeptes

### Aufbau und Methodik

Zur Erreichung der Projektziele wurden folgende Arbeitspakete definiert:

- Datenbasis und Abwärmepotenzial
- Erstellung eines Anlagenkonzeptes zur Nachverstromung von Abwärme und Auslegung der Systemkomponenten
- Evaluierung von Hochtemperatur-Wärmespeichertechnologien
- Instationäre CFD-Simulation des Hochtemperatur-Wärmespeicherns mit diskontinuierlicher Beladung
- Risikoanalyse
- Ökologische und ökonomische Bewertung
- Projektmanagement

## 3 Inhaltliche Darstellung

### 3.1 Ermittlung des Abwärmepotenzials

Die Datenerhebung wurde in Form von Messungen und Auswertungen aus der Betriebsdatenerfassung (Erdgaseinsatz, Abgastemperatur usw. als 10 Minuten-Mittelwerte) und in Form von eigenen Messungen (Abgasvolumenstrom und Restsauerstoff im Abgas) durchgeführt.

Für die Plausibilitätskontrolle und die Beurteilung unterschiedlicher Betriebsauslastungen, des Misch- und Falschlufteintrages und des geplanten Umbaus der Verbrennungszone 1 beim Drehherdofen auf Regenerativbrenner wurde ein detailliertes Berechnungsmodell (Verbrennungsrechnungen inklusive Energiebilanzierung), basierend auf den Erdgas- und Verbrennungsluftmengen und Abgastemperaturen der ausgewerteten Messdaten, erstellt. Das Ergebnis der Datenauswertung und Analyse war eine realitätsnahe Simulation eines zeitlichen Verlaufs der Abgasvolumenströme und Abgastemperaturen der verschiedenen Wärmequellen in Abhängigkeit von Erdgaseinsatz, um das Potenzial der Wärmerückgewinnung und dessen Nutzbarkeit in einer Verstromungsanlage definieren zu können und die Datenbasis für die Anlagenkonzeption zu schaffen.

Bei der Potenzialermittlung sämtlicher Öfen bzw. nutzbarer Abwärmequellen des Nahtlosrohrwerkes wurde von einer durchschnittlichen Abgaszusammensetzung bei konstanter bzw. idealisierter Abkühlung der Abgasströme ausgegangen. Die Abwärmepotenziale wurden unter Berücksichtigung einer praktikablen Wärmetauschergrädigkeit von 40 °C (Wärmeträgerein- zu Abgasaustritt) für eine idealisierte Abkühlung einerseits auf 160 °C im Falle von Hochtemperatur-ORC-Anlage mit organischem Wärmeträger und andererseits auf 100 °C im Falle von Niedertemperatur-ORC-Anlage mit Druckheißwasser als Wärmeträger ermittelt.

Die Potenzialermittlung zeigte, dass das Hauptpotenzial der Wärmerückgewinnung zur speicherunterstützten Verstromung mit rund 64–72 % im Abgasstrom des Drehherdofens der Zone 4-7 gegeben ist, was einerseits durch den höheren Abgasvolumenstrom und andererseits durch die höhere Abgastemperatur im Vergleich zu den übrigen Abwärmequellen bedingt ist.

Wesentlicher Bestandteil der Datenauswertung und Analyse war der zeitliche Verlauf des Abwärmefalles, der die Basis für die Gesamtenergiebilanzierung und das Anlagenkonzept der Nachverstromungsanlage darstellte.

Die Schwankungen der errechneten Nutzwärmeleistungen, bezogen auf die durchschnittliche Leistung, betragen im Extremfall beim Vorwärmofen rund -100 % bis +250 % und im Minimalfall bei der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 rund -75 % bis +120 % und verdeutlichen den Bedarf einer Vergleichsmäßigung durch einen Wärmespeicher, um bei einer effizienten Verstromung in einer ORC-Anlage möglichst viel Abwärme nutzen zu können. Die Wärmespeicherung bzw. der dadurch bewirkte Lastenausgleich stellte somit einen Kernbereich bei der Erstellung des Anlagenkonzeptes dar.

Bei einer ersten ökonomischen Bewertung der verschiedenen Abwärmequellen, ausgehend vom Hauptabwärmepotenzial des Drehherdofens Zone 4-7, zeigte sich, dass eine zusätzliche Nutzung anderer Abwärmequellen keinen Vorteil bringt weshalb für die weiterführende Anlagenkonzeption und ökonomische Betrachtung nur von der Nutzung der Hauptabwärmequelle DHO Z 4-7 ausgegangen wurde.

Aufgrund diverser Optimierungsmaßnahmen beim Drehherdofen (DHO) im Jahr 2012 und der durchgeführten Versuche betreffend O<sub>2</sub>-Anreicherung der Verbrennungsluft erfolgte 2013 eine neuerliche Messdatenauswertung, woraus folgende Erkenntnisse gezogen wurden:

- Aus den Regenerativbrennerzonen (Zone 2+3) konnte noch mehr Abgas zur Vorwärmung der Verbrennungsluft abgezogen werden, wodurch sich der Wirkungsgrad in den Verbrennungszonen steigern ließ, jedoch das nutzbare Abwärmepotenzial verringert wurde.
- Durch den reduzierten Abgasvolumenstrom in der Konvektivzone nach Umbau auf Regenerativbrenner in der Zone 1 wird sich der Energieeintrag in die Stahlblöcke erhöhen, wodurch mit einem mittleren Abfall der Abgastemperatur von ca. 60 °C und somit Verringerung des Abwärmepotenzials zu rechnen ist.
- Beim Rekuperator (REKU) scheint ein Falschlufteintrag gegeben zu sein. Dies wurde auch durch Messungen der O<sub>2</sub>-Gehalte vor und nach REKU bestätigt. Ferner scheint, entsprechend einer Energiebilanz über den REKU, eine Undichtheit im Verbrennungsluftsystem gegeben zu sein. Durch diese Undichtheit erhöht sich zwar der Abgasvolumenstrom, jedoch sinken die Temperatur und damit das nutzbare Wärmepotenzial.

Da die Undichtheit und dessen Behebbarkeit beim Rekuperator nicht eindeutig bewertet werden konnte, wurde bei der Anlagenkonzeption, Ermittlung der effektiven Nutzwärme und ökonomischen Bewertung von folgenden Betrachtungsfällen ausgegangen:

**BEST CASE:** Es bestehen kein Falschlufteintrag beim Rekuperator und keine Undichtheit im Verbrennungsluftsystem.

**WORST CASE:** Es bestehen ein Falschlufteintrag beim Rekuperator und ein undichtes Verbrennungsluftsystem. Der Falschlufteintrag wurde gemäß durchgeführter Kontrollmessungen in Form einer Erhöhung des O<sub>2</sub>-Gehalts von 2,5 Vol% berücksichtigt. Die Undichtheit im Verbrennungsluftsystem wurde mit 10 % definiert.

Um die Wärmeleistungen der Wärmerückgewinnung in Abhängigkeit des Erdgaseinsatzes bestimmen zu können, wurden entsprechend den Erkenntnissen der Datenauswertung 2013 Trendverläufe für die nutzbare Abgasmenge und Abgastemperatur in Abhängigkeit der eingesetzten Erdgasmengen errechnet, welche als Basis für die detaillierte Anlagenkonzeption und ökonomische Betrachtung herangezogen wurden.

Für das Referenzjahr 2008 und das optimierte Anlagenkonzept wurde entsprechend den stündlich aufgezeichneten Erdgasmengen und Ergebnissen der Datenauswertung (Trendverläufe) das definitive Abwärmepotenzial ermittelt, welches in Abhängigkeit von Betrachtungsfall (worst/best case) bis zu 16 GWh/a beträgt und zu 96 % in einer Verstromungsanlage mit rund 6.000 Volllaststunden genutzt werden kann.

## 3.2 Erstellung des Anlagenkonzepts und Auslegung der Systemkomponenten

Ausgehend von den Analyse- und Berechnungsergebnissen aus dem AP1 wurde für die thermische Nutzung und Verstromung der Abwärme ein grundlegendes Anlagenkonzept erstellt, das vereinfacht in Abbildung 1 abgebildet wurde. Die konzipierte Abwärmenutzungsanlage (AWN) umfasst als Hauptsystemkomponenten den Abgaswärmetauscher, einen Wärmespeicher und das Kraft-Wärmekopplungs-Modul (Organic-Rankine-Cycle-Prozess). Für den Wärmetransport dient ein Wärmeträgersystem, wobei zwischen Erzeuger- und Verbraucherkreis mit dem Wärmespeicher als Bindeglied unterschieden wurde.

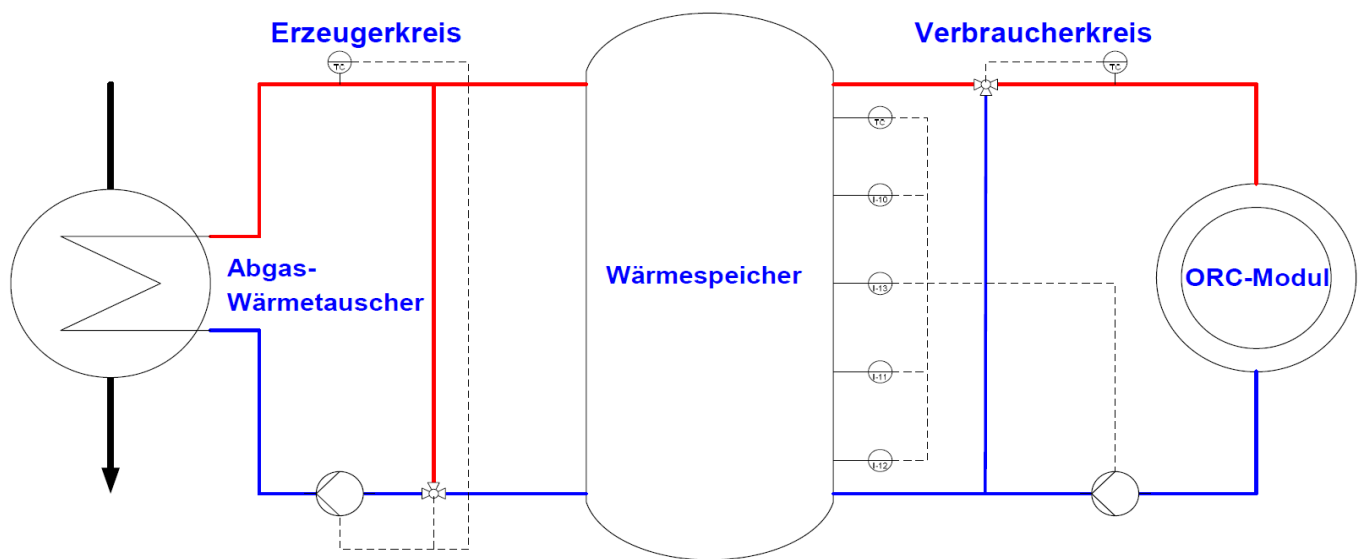


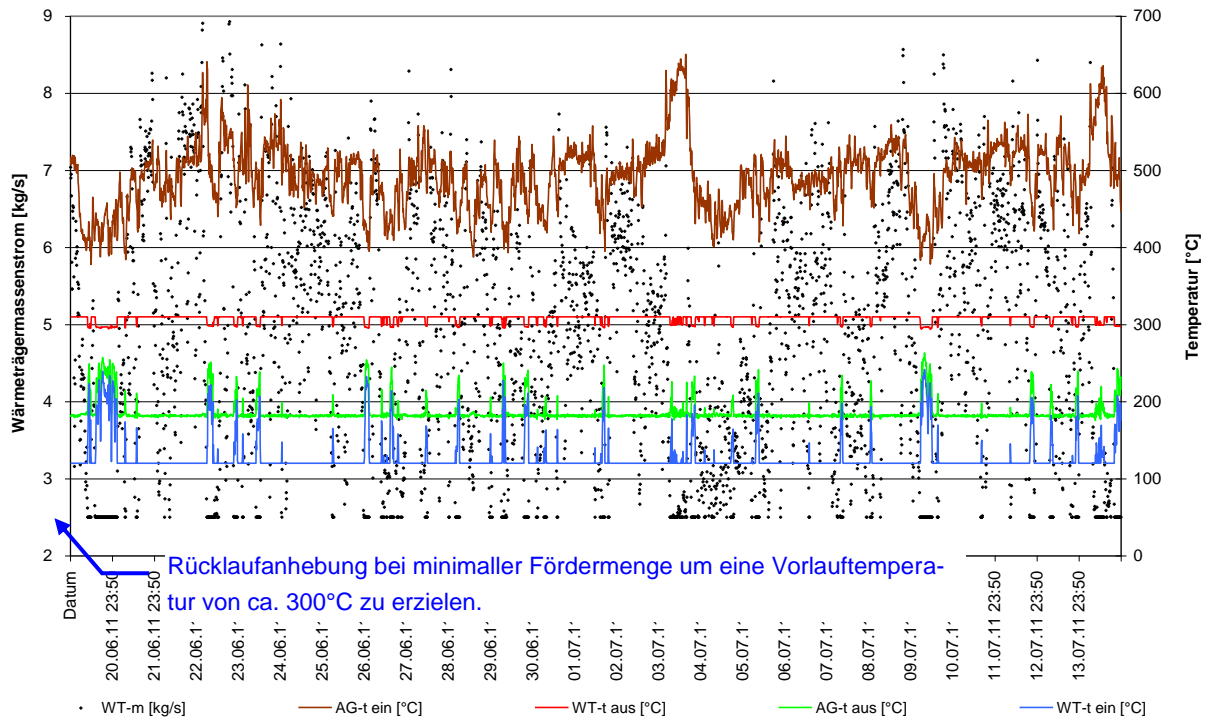
Abbildung 1: Vereinfachtes Anlagenschema der Abwärmenutzungsanlage

Betreffend die Verstromung der Nutzwärme verschiedener Abwärmequellen wurden vorab zwei grundlegende ORC-Anlagentypen in Betracht gezogen, wobei aufgrund der nicht gegebenen Nutzungsmöglichkeiten der Kondensationswärme das Hauptaugenmerk auf einer möglichst hohen Stromproduktion lag und daher sogenannte „Heat Recovery Units“ in Betracht gezogen wurden, bei denen die Kondensationsenergie über ein Kühlsystem abzuführen ist. Beim ersten Typ handelt es sich um „Hochtemperatur-ORC-Anlagen“ mit Thermoöl als Wärmeträger, die mit hohen Wärmeträgertemperaturen (240–300 °C) betrieben werden und dadurch höhere elektrische Wirkungsgrade erzielen. Beim anderen Typ handelt es sich um „Niedertemperatur-ORC-Anlagen“ mit Heißdruckwasser als Wärmeträger (120–150 °C), bei welchen das Abgas zwar weiter abgekühlt und somit mehr Abwärme genutzt werden kann, jedoch der elektrische Wirkungsgrad deutlich niedriger ist.

Basierend auf den Abgasmengen und Abgastemperaturen der verschiedenen Abwärmequellen im Auswertungszeitraum 2011 und den Wärmeträgerein- und -austrittstemperaturen in Abhängigkeit vom ORC-Anlagentyp (Hoch- bzw. Niedertemperatur) erfolgte im ersten Schritt eine grobe Wärmetauscherauslegung für jede Abwärmequelle. Ausgehend von der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 wurden für jeden ausgewerteten Abgasstrom- und Temperaturwert bei konstanter Wärmeträgereintrittstemperatur (Austrittstemperatur der ORC-Anlage) innerhalb des Auswertungszeitraums die thermische Wärmeleistung bei definierter Wärmetauscherfläche errechnet, wobei der Massenstrom des Wärmeträgers unter



Berücksichtigung einer minimalen Fördermenge (Drehzahlregelung der Umwälzpumpe in Abhängigkeit der Temperatur) so gewählt wurde, dass die gewünschte Austrittstemperatur erreicht wird. Um auch bei minimaler Last keine zu niedrige Wärmeträgertemperatur und damit Durchmischung des Wärmespeichers zu erwirken, wurde eine Beimischschaltung zur Rücklaufanhebung vorgesehen und bei der Ermittlung der Wärmetauscherleistungen berücksichtigt. Die Berechnungsergebnisse betreffend Abgas- und Wärmeträgertemperaturen im Zusammenhang mit dem Wärmeträgermassenstrom wurden beispielhaft für den Wärmetauscher der Hauptabwärmequelle in Abbildung 2 dargestellt.



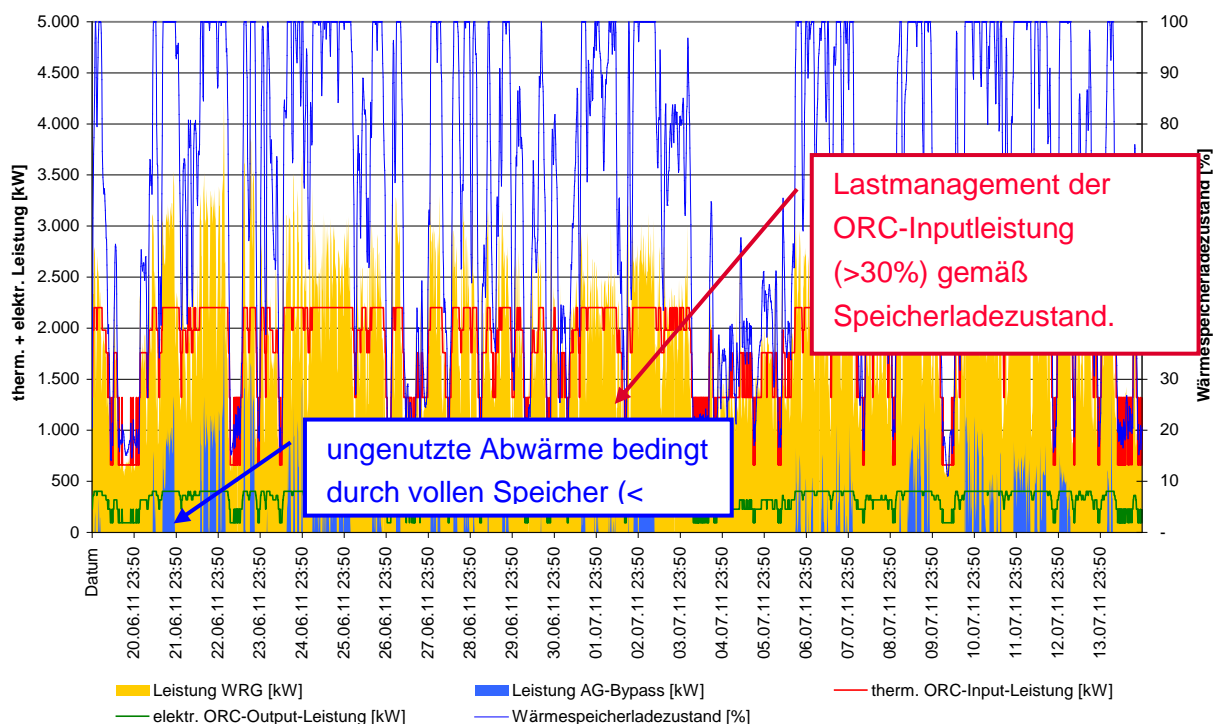
**Abbildung 2: Verlauf der Abgas- und Wärmeträgertemperaturen und des Wärmeträgermassenstroms beim Wärmetauscher im Abgasstrom DHO Zone 4-7**

Erläuterungen: WT... Wärmeträger, AG... Abgas, t .... Temperatur, m ... Massenstrom

Im Anschluss wurde untersucht, welche Wärmespeichertechnologien prinzipiell geeignet sind, um die auftretenden Lastschwankungen zu glätten und eine Verstromung bei möglichst hohen Jahresvolllaststunden und Jahresnutzungsgraden zu erzielen. Dabei zeigte sich, dass sensible flüssige Speichersysteme für die gegebene Anwendung einen Vorteil gegenüber anderen Speichersystemen aufweisen (siehe Kapitel 3.3). Da eine gänzliche Glättung der Lastspitzen über den gesamten Auswertungszeitraum aufgrund des diskontinuierlichen Wärmeanfalls ein immens großes Speichervolumen erfordern würde wurde von einem Lastmanagement der ORC-Anlage in Abhängigkeit des Speicherladezustandes ausgegangen und die Speichergröße soweit reduziert, dass kein ORC-Stillstand aufgrund zu geringer Wärmeleistung erwirkt wurde, wobei vereinzelte Leistungsspitzen aufgrund des vollen Wärmespeichers ungenutzt blieben. Basierend auf den zeitlich simulierten Wärmeleistungen des Abgaswärmetauschers und einer ORC-Anlage im mittleren Leistungsbereich (2 MW), wurden für die Nutzung der verschiedenen Abwärmequellen die minimal erforderlichen Pufferspeichergrößen ermittelt, bei denen ein lastgeregelter unterbrechungsfreier ORC-Betrieb bis zur minimalen Inputleistung (25-30 %) noch gewährleistet ist und der Anteil an ungenutzter Wärme (abgasseitige Bypassung bei vollem Speicher) nicht über 10 % liegt.

Für die speicherunterstützte Verstromung der Hauptwärmequelle DHO Zone 4-7 mit einer Hochtemperatur-ORC-Anlage und Thermoöl als Wärmeträger wurde z.B. das erforderliche Speichervolumen mit 20 m<sup>3</sup> definiert.

Ferner wurden für einen wirtschaftlichen Grobvergleich, basierend auf technischen Nennleistungsdaten von ORC-Anlagen, unter Berücksichtigung des Wirkungsgradverlaufs in Abhängigkeit des Lastzustandes, die produzierbaren elektrischen Leistungen ermittelt. Der Verlauf der thermischen und elektrischen Leistungen und des Wärmespeicherladezustandes wurde beispielsweise im Auswertungszeitraum für die Abwärmequelle DHO Zone 4-7 in Abbildung 3 dargestellt.



**Abbildung 3: Verlauf der thermischen und elektrischen Leistungen und des Wärmespeicherladezustands bei Verstromung der Abgasquelle DHO Z4-7**

Erläuterungen: WRG... Wärmerückgewinnung, ORC... Organic-Rankine-Cycle; AG-Bypass ...ungenutzte Wärmeleistung, die bei vollem Wärmespeicher nicht genutzt und rauchgasseitig abgeführt werden muss.

Diese Betrachtung wurde für alle nutzbaren Abwärmequellen durchgeführt, wobei hinsichtlich Anlagenkonzept und wirtschaftlichem Grobvergleich von der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 ausgegangen wurde und untersucht wurde, ob eine zusätzliche Nutzung der übrigen Abwärmequellen einen wirtschaftlichen Vorteil bringt. Der Vorwärmofen (VWO) wurde aufgrund der unregelmäßigen Betriebsweise, der extremen Lastschwankungen und dem niedrigen Abwärmepotenzial dabei nicht berücksichtigt.

Aufgrund der verhältnismäßig niedrigen Wärmepotenziale der anderen Abwärmequellen bei zum Teil niedrigeren Abgastemperaturen zeigte sich im wirtschaftlichen Grobvergleich dass eine Nutzung weiterer Abwärmequellen neben der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 keinen wirtschaftlichen Vorteil bringt. Weiters zeigte sich, dass Hochtemperatur-ORC-Anlagen aufgrund des höheren elektrischen Wirkungsgrades ein ökonomisch besseres Ergebnis erzielen.

Daher erfolgte hinsichtlich der detaillierten Anlagenkonzeption und instationären CFD-Simulation (AP4) des Wärmespeichers eine Konzentration auf die Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7, bei einer Nachverstromung über eine ORC-Anlage mit Thermoöl (240-310 °C) als Wärmeträger.

Die detaillierte und optimierte Anlagenkonzeption erfolgte, basierend auf den Ergebnissen der Datenauswertung 2013, für die Verstromung der Abgaswärme vom Drehherdofen Zone 4-7. Die konzipierte Abwärmenutzungsanlage (AWN) zur Nachverstromung der Abwärme umfasst als Hauptsystemkomponenten einen Abgaswärmetauscher, einen Wärmespeicher, das ORC-Modul und ein druckloses Wärmeträgersystem mit Thermoöl. Die anfallende Kühl- bzw. Kondensationsenergie kann über die betriebsinterne Nasskühlturmanlage abgeführt werden, weshalb es nur einer hydraulischen Einbindung in das bestehende System bedarf. Das optimierte Gesamtanlage- bzw. R&I-Schema wurde in Abbildung 4 dargestellt.

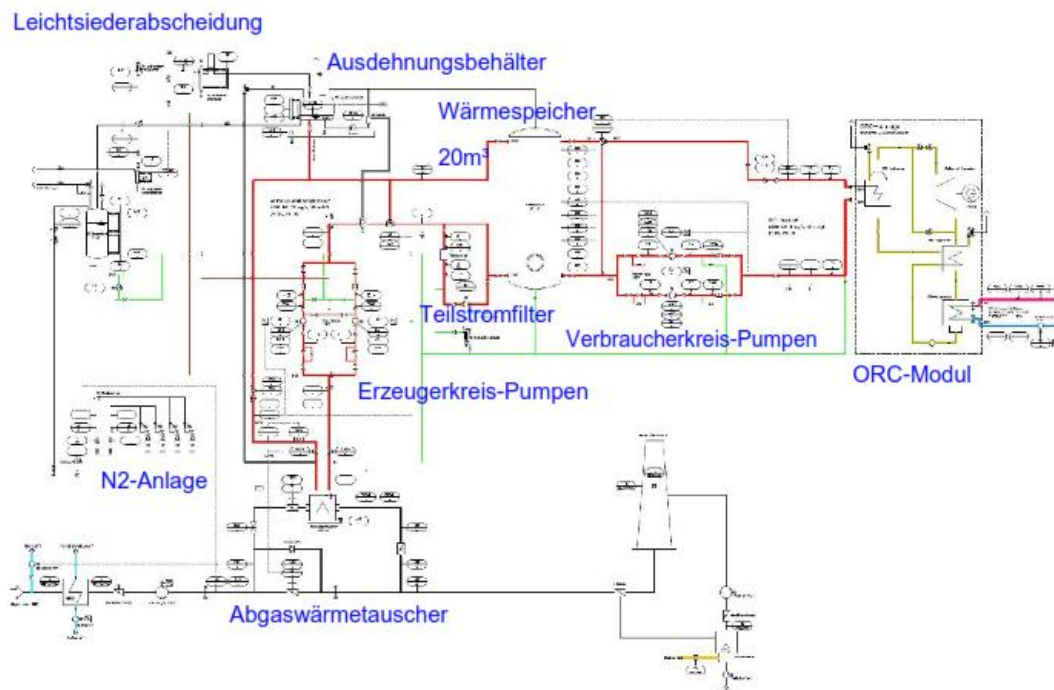


Abbildung 4: Anlagenschema (R&I) der Abwärmenutzungsanlage zur Verstromung der Abwärme vom DHO Zone 4-7

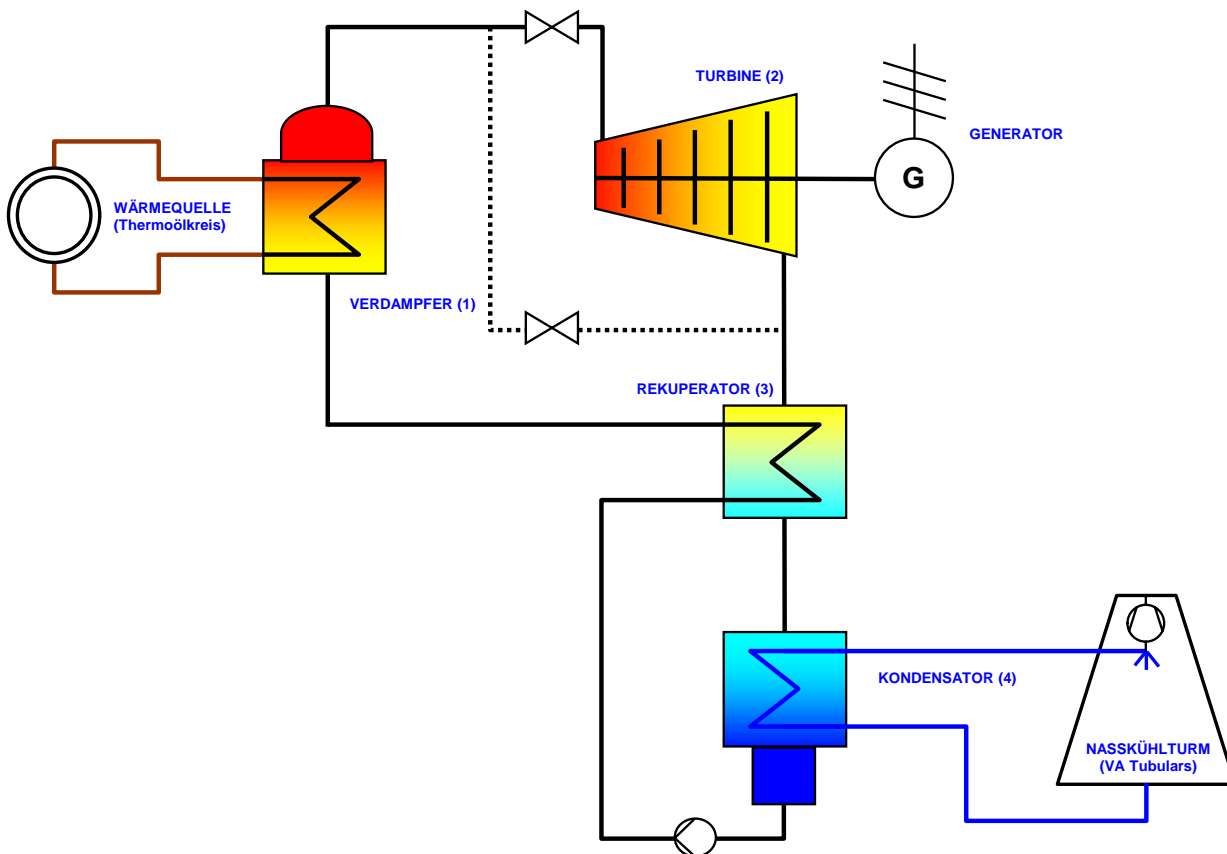
Die Auslegung der einzelnen Systemkomponenten der AWN-Anlage erfolgte nach dem Stand der Technik unter Berücksichtigung der relevanten Gesetze, Normen und Richtlinien und folgender Kriterien:

## ORC-Modul

Ausgehend von der mittleren nutzbaren Wärmeleistung wurde am Markt ein geeignetes ORC-Modul mit einer thermischen Inputleistung im Bereich von 2 MW gesucht. Die wesentlichsten technischen Daten des konzipierten ORC-Moduls wurden in Tabelle 1 zusammengefasst und dessen Kreislaufprozess in Abbildung 5 dargestellt.

**Tabelle 1: Technische Daten des angepassten ORC-Moduls Turboden 6 HR**

ORC-Anlage		
thermische Input-Nennleistung	kW	2.500
elektrischer Eigenbedarf bei Nennleistung	kW	30
elektrische Generatorleistung	kW	475
Kühl- / Kondensatorleistung	kW	2.013
Abwärmeleistung	kW	42
Wärmeträgereintrittstemperatur	°C	285 / 120
Arbeitsmitteltemperatur	°C	200 / 45
Kühlmitteltemperatur	°C	38 / 25
Schalleistungspegel (1 m Entfernung)	dB(A)	95
Leergewicht	t	36
Betriebsgewicht	t	40



**Abbildung 5: Schematische Darstellung und ts-Diagramm des ORC-Kreislaufprozesses**

Beim ORC-Modul handelt es sich um Kraft-Wärme-Kopplungsanlage die nach dem Clausius-Rankine-Kreisprozess arbeitet und Abwärme aus dem Abgas zur Erzeugung von Strom nutzt. Im Unterschied zu herkömmlichen Wasser-Dampf-Prozessen werden bei ORC-Anlagen organische Arbeitsmedien (Kohlenwasserstoffe) eingesetzt, da diese Arbeitsmedien günstigere Verdampfungseigenschaften bei tieferen Temperaturen und Drücken besitzen.

Über die Energiezufuhr des Thermoöls wird das organische Arbeitsmittel erhitzt und verdampft und im Anschluss in einer Turbine entspannt, welche an einen Generator zu Stromerzeugung gekoppelt ist. Der Abdampf wird über einen Rekuperator geführt und abgekühlt, wobei die Kühlwärme zur Vorwärmung des Arbeitsmittels herangezogen wird. Die Verflüssigung des Arbeitsmittels erfolgt in einem Kondensator, welcher mit betriebsinternem Kühlwasser beaufschlagt wird.

Bei der konzipierten ORC-Anlage lässt sich bei Nennlast ein elektrischer Brutto-Wirkungsgrad von ca. 19 % erzielen. Wirkungsgrade >20 % können nur durch Überhitzung des Arbeitsmittels erzielt werden, wobei Arbeitsmittel eingesetzt werden, die bei hohe Drücken verdampfen. Bedingt durch den hohen Druck und die erhöhten Fertigungskosten werden derartige Anlagen jedoch erst ab einer elektrischen Leistung > 1 MW gefertigt.

### **Abgaswärmetauscher**

Ein wesentliches Kriterium für die Auslegung des Wärmetauschers war der zulässige Druckverlust bei gegebenem Abgasventilator, weshalb der Wärmetauscher für den maximalen Abgasvolumenstrom von rund 33.000 Nm<sup>3</sup>/h (worst case) vorab für Abgastemperaturen von 485/160 °C und Wärmeträger-temperaturen von 310/120 °C als Glattrohrbündelwärmetauscher mit 8 Wärmetauscherbündel á 100 m<sup>2</sup> dimensioniert wurde. Als Material für das Wärmetauscherrohr wurde warmfester Stahl P235GH (max. 480°C) und für den Mantel 13CrMo4-5 (max. 570 °C) definiert.

Als zulässiger Druckverlust bei maximalem Abgasvolumenstrom wurden rund 200 Pa entsprechend der Abgasventilator Kennlinie und unter Berücksichtigung der geänderten Rahmenbedingungen (reduzierter Abgasvolumenstrom durch den Umbau auf Regenerativbrenner in der Zone 1) ermittelt.

Betreffend Wärmetauscherrohr und Rohrteilung wurde als Optimum, bei dem das günstigste Verhältnis zwischen Wärmeübergangskoeffizienten (k-Wert) und Druckverlust gegeben ist, ein 20x2 mm Rohr mit einer Teilung von 35 x 30 mm definiert. Um die Auswirkungen der Teillast auf den k-Wert bewerten zu können, erfolgten Berechnungen für reduzierte Abgasvolumenströme. Im Zuge der Anlagenoptimierung wurde anhand der zeitlich simulierten Energiebilanzierung inkl. wirtschaftlicher Bewertung, basierend auf Abgasdaten im Auswertungszeitraum 2011, untersucht, ob einerseits eine reduzierte Wärmeträgervorlauf-temperatur im Erzeugerkreis und andererseits eine kleinere oder größere Wärmetauscherfläche einen Vorteil bringt.

Wärmeträgertemperatur: Durch eine reduzierte Thermoöltemperatur verringert sich zwar die Speicherkapazität des Wärmespeichers, im Gegenzug erhöht sich jedoch aufgrund der höheren Temperaturspreizung die Wärmeleistung beim Wärmetauscher. Die Bewertung erfolgte unter Vorsehung einer Reserve von 5 °C zur Solleintrittstemperatur in die ORC-Anlage (285 °C) für einen Temperaturbereich zwischen 290 °C und 310 °C. Dabei zeigte sich, dass eine erhöhte Wärmeträgervorlauf-temperatur bzw. Speicherkapazität keinen Vorteil bringt und somit eine Temperatur von 290 °C ausreichend ist und als Optimum erachtet werden kann.

Wärmetauscherfläche: Bei der Variation Rohrbündelanzahl bzw. Wärmetauscherfläche im Bereich von 600–1.100 m<sup>2</sup> zeigte sich, dass das wirtschaftliche Optimum bei 800 m<sup>2</sup> gegeben ist und somit eine Erhöhung oder Reduktion keinen Vorteil bringt.

Entsprechend den Ergebnissen der Anlagenoptimierung wurde der Designpoint für den Abgaswärmetauscher, wie in Tabelle 2 und Abbildung 6 dargestellt, definiert. Die abgasseitige Einbindung des Wärmetauschers (siehe Abbildung 7) kann in die unterirdisch Richtung Esse verlaufende Abgasleitung erfolgen und umfasst Absperrschieber, Abgasklappen und einen Bypass mit Berstscheibe, um einen gesicherten Betrieb des Drehherdofens zu gewähren.

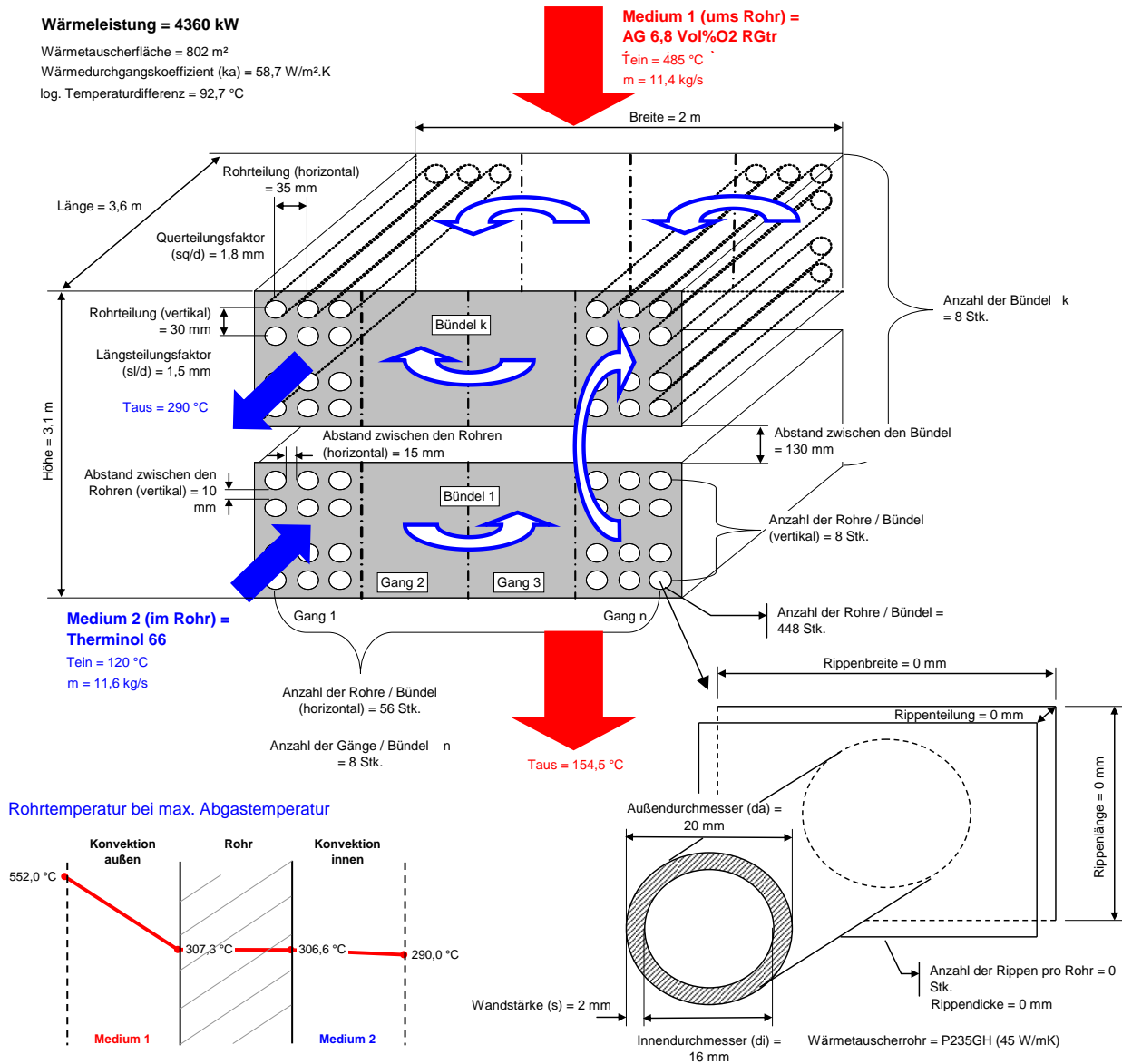
**Tabelle 2: Technische Daten des Abgaswärmetauschers**

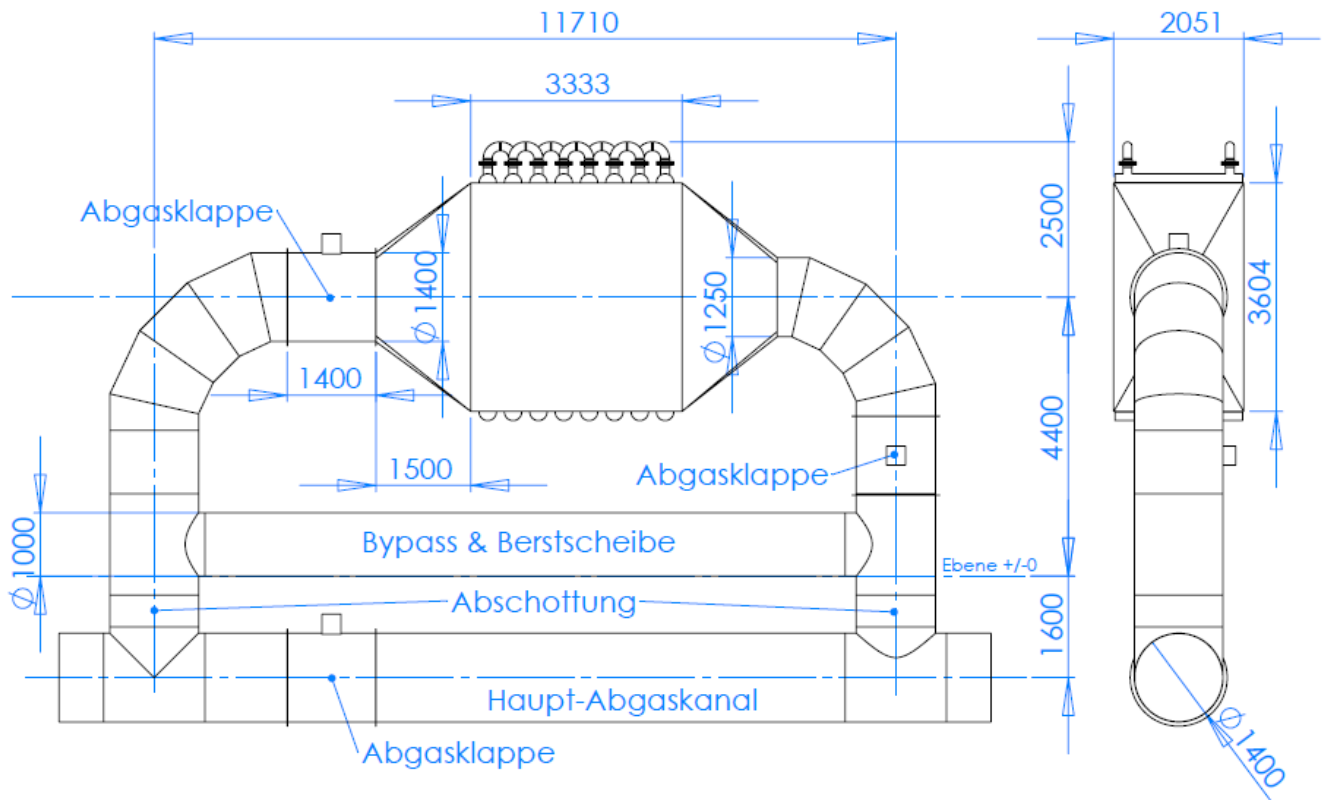
<b>Wärmerückgewinnung (WRG)</b>		
Wärmetauscherfläche	m <sup>2</sup>	800
Wärmeleistung	kW	4.360
Abgastemperaturen	°C	485 / 155
Wärmeträgertemperaturen	°C	290 / 120
Abgasvolumenstrom	Nm <sup>3</sup> /h	33.000
Wärmeträgervolumenstrom	kg/s	11,4
max. Abgastemperatur	°C	552
max. Betriebsdruck (Abgas)	mbar(ü)	20
max. Betriebsdruck (Wärmeträger)	bar(ü)	10
Wärmedämmung (Steinwolle)	mm	150
Abstrahl- bzw. Wärmeverlustleistung	kW	5
Leergewicht	t	15
Betriebsgewicht	t	17



# Neue Energien 2020 - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG





**Abbildung 7: Abgasseitige Einbindung des Wärmetauschers**

## Wärmespeicher

Der Wärmespeicher wurde als Lastenausgleichsspeicher konzipiert, um bei den gegebenen Lastschwankungen der Wärmerückgewinnung einen kontinuierlichen Betrieb der ORC-Anlage zu gewährleisten. Unter Berücksichtigung einer sinnvollen Teillastfähigkeit der ORC-Anlage (> 25 %) und einem Lastmanagement in Abhängigkeit der Speicherladung wurde anhand einer zeitlich simulierten Energiebilanzierung, basierend auf Abgasdaten im Auswertungszeitraum 2011, ein erforderliches Mindestvolumen von 20 m<sup>3</sup> ermittelt.

Im Zuge der Anlagenoptimierung inkl. wirtschaftlicher Bewertung wurde untersucht, ob ein größeres Speichervolumen einen wirtschaftlichen Vorteil bringt. Energetisch gesehen ist bei einem größeren Speichervolumen ein Vorteil gegeben, da mehr Abwärme genutzt und verstromt werden kann. Durch die hohen Wärmeträgerkosten (EUR 4-5/l) liegt jedoch bei einem größeren Speichervolumen ein klarer wirtschaftlicher Nachteil vor, weshalb das Speichervolumen so klein als möglich sein sollte.

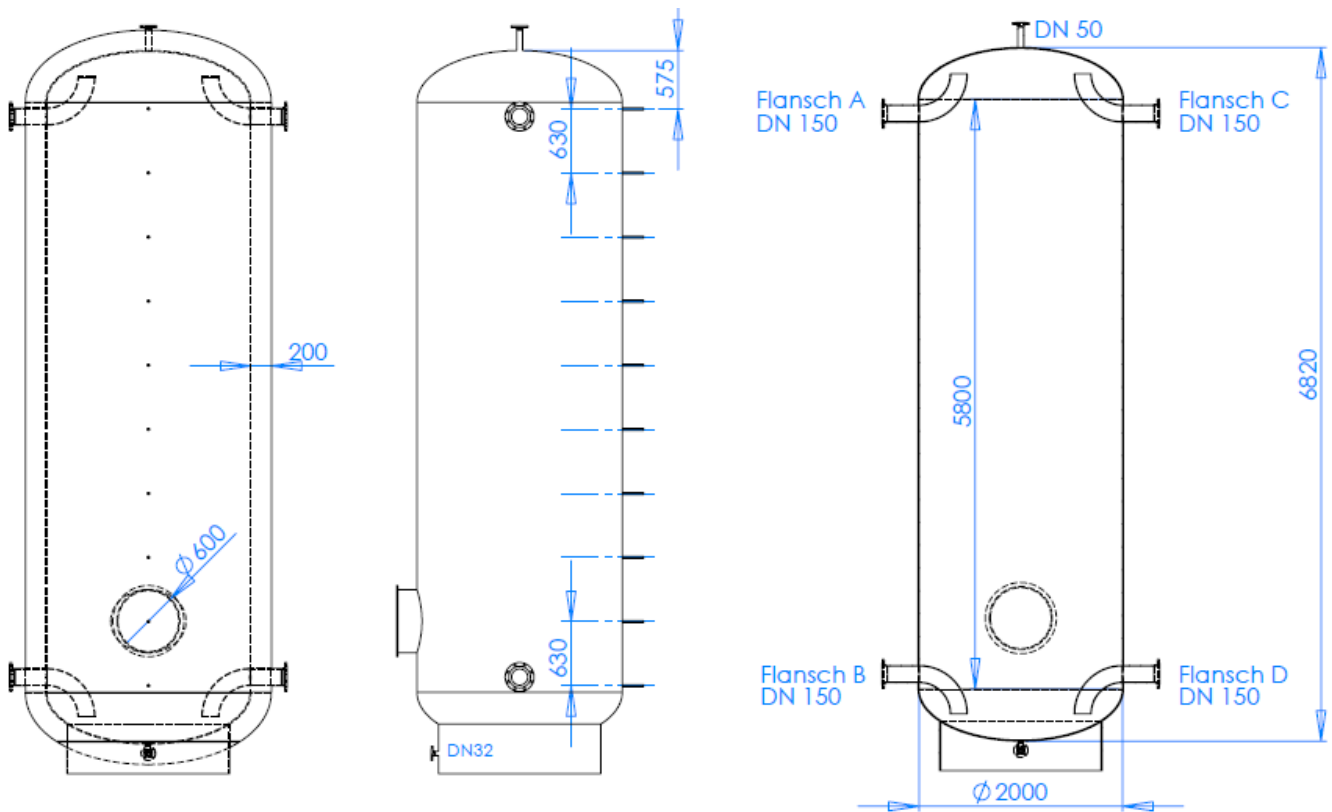
Bedingt durch die Wärmeträgertemperaturen ist der Speicher aus warmfestem Stahl zu fertigen. Beim Speicherdesign (siehe Abbildung 8) wurde von handelsüblichen Dimensionen und einem optimierten Höhen-Breitenverhältnis von 3,5:1 ausgegangen. Als optimale Wärmedämmung wurde Steinwolle mit 200 mm Stärke definiert. Für das Lastmanagement wurden 10 Temperaturfühler vorgesehen, die gleichmäßig in Bezug auf das Speichervolumen platziert wurden und dessen Tauchhülsen ca. 30 cm in den Speicher ragen.

Die wesentlichsten technischen Eckdaten wurden in Tabelle 3 zusammengefasst. Weitere Informationen sind den Ergebnissen der CFD-Simulation (siehe Kapitel 3.4) zu entnehmen.



**Tabelle 3: Technische Daten des Wärmespeichers**

Wärmespeicher		
Speichergröße	m <sup>3</sup>	20
max. Speicherkapazität	kWh	1.840
Wärmeträgertemperaturen	°C	290 / 120
max. Ladeleistung	kW	3.554
max. Entladeleistung	kW	2.500
Ladevolllaststunden	min	31
Endladevolllaststunden	min	44
Wärmedämmung (Steinwolle)	mm	200
Abstrahl- bzw. Wärmeverlustleistung	kW	2
max. Betriebsdruck (Wärmeträger)	bar(ü)	<0,5
Leergewicht	t	3
Betriebsgewicht	t	23



**Abbildung 8: Wärmespeicher - Design**

### **Wärmeträgersystem / Nebenanlagen**

Das konzipierte Wärmeträgersystem umfasst einen Erzeuger- und Verbraucherkreis mit dem Wärmespeicher als Bindeglied, den Ausdehnungs- und Sammelbehälter, eine Teilstromfilteranlage, ein Leichtsiederabscheidesystem und alle sonstige Nebenanlagen, wie Pumpen, Armaturen udgl. (siehe Abbildung 4).

Das Wärmeträgersystem mit ca. 26 m<sup>3</sup> Inhalt erfordert einen Ausdehnungsbehälter mit ca. 5.000 Litern. Um die Anlage (bis auf den Wärmespeicher) bei Wartungsarbeiten entleeren zu können, wurde ein Sammelbehälter mit 6.000 Liter vorgesehen.

Da organische Wärmeträger ab einer Temperatur von 80 °C mit Sauerstoff aus der Luft reagieren, was zu teerartigen Zerfallsprodukten und einer Änderung der physikalischen und chemischen Eigenschaften führt, wurde ein Stickstoffüberlagerungssystem vorgesehen.

Die Teilstromfilteranlage dient der Ausscheidung von festen Teilchen, die im Laufe der Zeit durch Abrieb von Rohrwänden, Pumpen und Armaturen sowie Oxidations- und Reaktionsprodukten anfallen und die Betriebssicherheit beeinträchtigen.

In Abhängigkeit der Temperatur kommt es zu teilweiseem Zerfall der Kohlenwasserstoffketten, was zur Bildung von Leichtsiidern führt. Bei den gegebenen Temperaturen ist mit einer Zersetzungsrate von 5 bis 10 % pro Jahr zu rechnen. Leichtsiider reduzieren den Flammpunkt des Wärmeträgers und können zur Kavitation bei Pumpen führen, was die Betriebssicherheit gefährdet und weshalb ein Leichtsiideraustragssystem, bestehend aus Separator, Kondensator und Sammelbehälter, konzipiert wurde.

Um einen gesicherten Betrieb zu gewähren, wurde weiters ein redundanter Betrieb der Umwälzpumpen vorgesehen. Die Dimensionierung der Pumpen erfolgte basierend auf hydraulischen Berechnungen gemäß den Ergebnissen der Massen- und Energiebilanz.

### **Anlagendisposition**

Die geplante Aufstellung der verschiedenen Anlagenkomponenten kann Abbildung 9 entnommen werden. Der Abgaswärmetauscher wurde neben der Produktionshalle direkt über der unterirdisch verlaufenden Hauptabgasleitung im Freien positioniert. Als Aufstellungsort der übrigen Komponenten (Wärmespeicher, ORC-Anlage,...) wurde ein eigenes Betriebsgebäude am Betriebsgelände konzipiert, welches aus einem Technikkeller, einem darüber liegenden ORC-Raum und einer überdachten Vertiefung auf Höhe Technikkeller besteht. Die hydraulische Verbindung zwischen Abgaswärmetauscher und Betriebsgebäude erfolgt mit einer Rohrleitung, welche unter dem Dach des bestehenden Stahlblocklagers geführt werden.

# Neue Energien 2020 - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

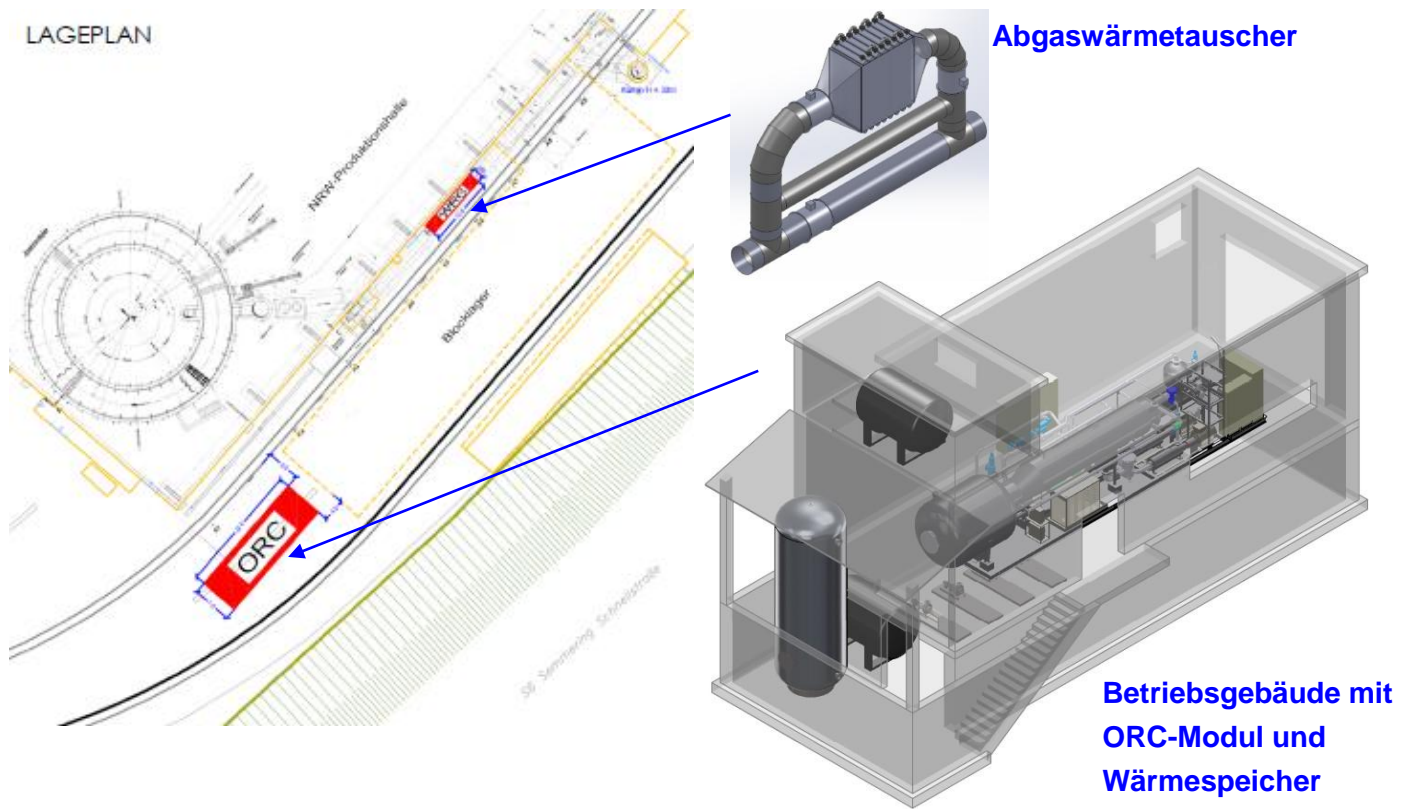
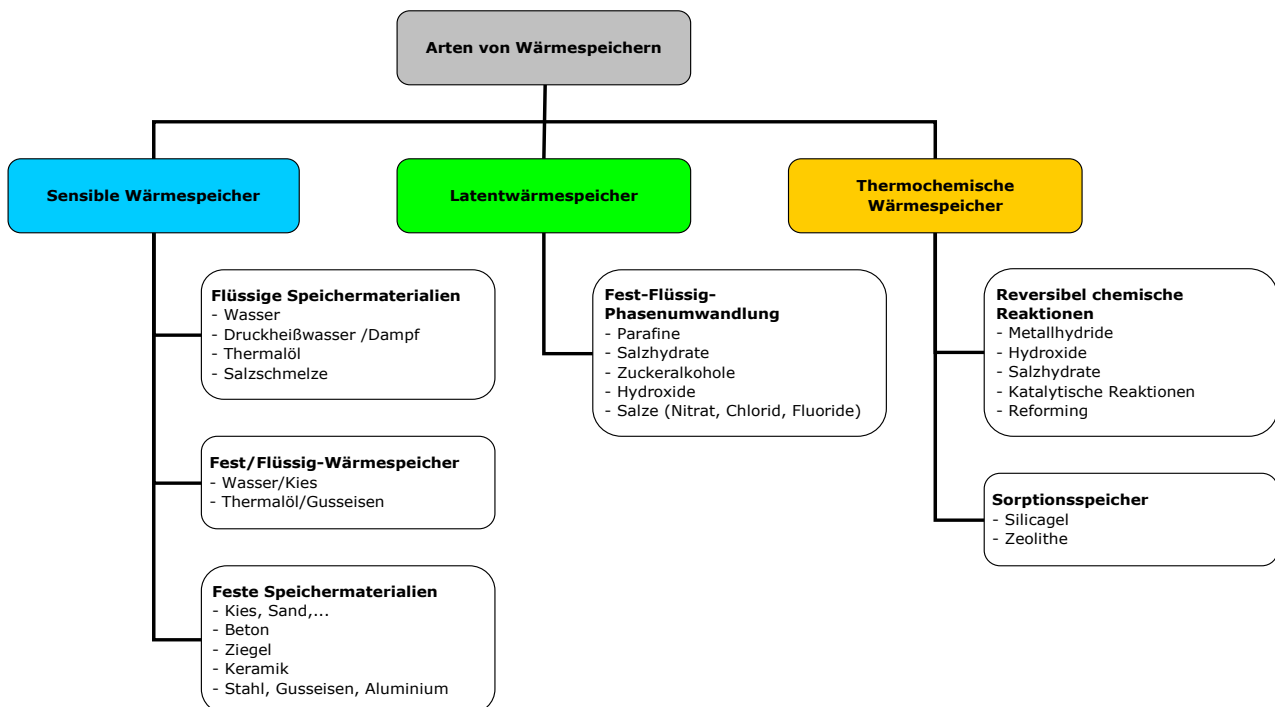


Abbildung 9: Disposition der Anlagenkomponenten

## 3.3 Evaluierung von Hochtemperatur-Wärmespeichertechnologien

Auf Basis evaluierten Abwärmeströme wurden die für die Auswahl einer Speichertechnologie relevanten Anforderungskriterien hinsichtlich Wärmeträgermedium, Druck, Temperatur, Wärmespeicherkapazität, Belade- und Entladeleistung definiert. Diese dienen als Grundlage für die Auswahl eines geeigneten Hochtemperatur-Kurzzeitwärmespeichers.

Entsprechend der durchgeführten Datenrecherche und dem Marktscreening stehen zur Wärmespeicherung in Abhängigkeit des jeweiligen Anwendungsgebietes sehr unterschiedliche Speicherkonzepte zur Verfügung, die entsprechend Technologie, Speicherdauer, Temperaturniveau und Speichermedium eingeteilt werden können (siehe Abbildung 10).



**Abbildung 10: Überblick über die Wärmespeicherarten**

Die sensiblen Wärmespeicher werden am häufigsten zur Wärmespeicherung angewandt. Bei sensiblen Wärmespeichern steigt durch die Wärmezufuhr zu einem Speichermedium (z.B. Feststoff, Flüssigkeit) die Temperatur und sensible (fühlbare) Wärme wird gespeichert (z.B. Warmwasserspeicher). Wird der Feststoff oder die Flüssigkeit wieder abgekühlt, sinkt die Temperatur und die gespeicherte Wärme wird wieder frei.

In Latentwärmespeichern wird die zugeführte Wärme neben sensibler Wärme auch in Form von latenter Wärme gespeichert. Wird ein Feststoff bis zur Schmelztemperatur erwärmt und darüber hinaus Wärme zugeführt, beginnt der Festkörper zu schmelzen, während die Temperatur nicht weiter steigt (isotherme Phasenumwandlung). Die für die Zustandsänderung erforderliche Wärme (Schmelzwärme) nennt man latente (verborgene) Wärme. Erst wenn die Phasenumwandlung abgeschlossen ist, findet eine weitere Temperaturerhöhung und Speicherung von sensibler Wärme statt. Durch das Abkühlen des geschmolzenen Materials sinkt die Temperatur wieder bis zur Erstarrungstemperatur.

Durch weiteres Abkühlen wird das zuvor geschmolzene Material wieder in den festen Zustand übergeführt. Dabei wird die für das Schmelzen benötigte Wärme (latente Wärme) bei konstant bleibender Temperatur wieder frei (reversible Zustandsänderung).

Thermochemische Wärmespeicher basieren auf der Wärmespeicherung mittels einer chemischen Reaktion. Bei einer chemischen Reaktion ergibt sich eine Differenz zwischen der Enthalpie der Ausgangsstoffe (Edukte) und der bei der Reaktion entstehenden Reaktionsprodukte. Diese Enthalpiedifferenz nennt man Reaktionswärme. Wird während der chemischen Reaktion Wärme freigesetzt (negative Reaktionsenthalpie), spricht man von einer exothermen Reaktion. Im Fall einer Energieaufnahme während der Reaktion (positive Reaktionsenthalpie) wird von einer endothermen Reaktion gesprochen.

Im technischen und wirtschaftlichen Vergleich der unterschiedlichen Speichertechnologien, bezogen auf das gegenständliche Projekt, zeigte sich ein eindeutiger Vorteil zugunsten sensibler Flüssigkeitsspeicher, was sich wie folgt begründen lässt:

### **Sensibler Wärmespeicher**

Das grundlegende Anlagenkonzept wurde für einen sensiblen Flüssigkeitsspeicher erstellt und sowohl für Thermoöl als Wärmeträger als auch Druckheißwasser bewertet.

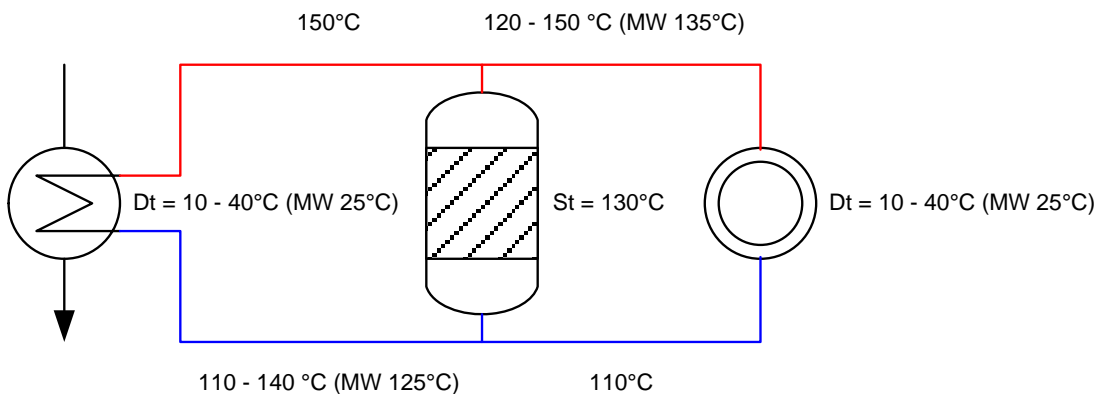
Bei den definierten Mediumstemperaturen weist Thermoöl eine mittlere spezifische Wärmekapazität von rund 2,25 kJ/kg.K auf, was deutlich unter jener von Wasser mit rund 4,2 kJ/kg.K liegt, jedoch aufgrund der erzielbaren hohen Temperaturspreizung wettgemacht werden kann. So kann mit Thermoöl bei einer Spreizung von 190°C (310/120 °C) eine Energiedichte von rund 100 kWh/m<sup>3</sup> bzw. 428 kJ/kg im Speicher erzielt werden. Im Vergleich dazu würde ein Heißdruckwasserspeicher bei einer Temperaturspreizung von 60 °C (140/80 °C), trotz der höheren spezifischen Wärmekapazität, eine Energiedichte von rund 70 kWh/m<sup>3</sup> aufweisen. Bezogen auf die Investitionskosten für den Speicherbehälter und unter Berücksichtigung der Kosten für das Speichermedium, betragen die spezifischen Speicherkosten beim gegenständlichen Projekt für einen Thermoölwärmespeicher ca. EUR 50–60,-/kWh und einen Heißdruckwasserspeicher ca. EUR 15/kWh.

Bei sensiblen Fest/Flüssigwärmespeichern (z.B. Thermoöl-Speicher mit Füllkörpern aus Gusseisen oder Keramik) oder Wärmespeichern mit festen Speichermedien (z.B. Betonspeicher mit Heizschlangen zur Wärmeübertragung vom Wärmeträger zum Speichermedium) würde prinzipiell der Vorteil bestehen, dass sich das erforderliche Wärmeträgervolumen reduziert und dafür kostengünstiger feste Speichermedien mit hoher Energiedichte zum Einsatz kommen. Ein Nachteil ist jedoch durch die Grädigkeit beim Wärmeübertrag vom Wärmeträger zum Speichermedium und umgekehrt gegeben, welcher die verfügbare Speicherkapazität und das verfügbare Temperaturniveau reduziert. Bei den in AP2 angegebenen Mediumstemperaturen und einer Grädigkeit von 10 °C würde z.B. Beton eine Energiedichte von 119 kWh/m<sup>3</sup> und Gusseisen 144 kWh/m<sup>3</sup> aufweisen. Da im Vergleich zum Thermoöl als Speichermedium bei Festkörpern keine gravierende Erhöhung der Energiedichte gegeben ist und ferner der Nachteil der doppelten Grädigkeit besteht, bot der Fest/Flüssigwärmespeicher beim gegenständlichen Projekt keinen Vorteil.

## Latentwärmespeicher

Latentwärmespeicher weisen aufgrund der Schmelzenthalpie in Abhängigkeit vom Speichermedium generell eine hohe Energiedichte auf. Dieser Vorteil kann jedoch nur voll genutzt werden, wenn die Wärmeträgertemperaturen (Vor-/Rücklauf) im Bereich der Schmelztemperatur des Speichermediums liegen. Ferner ist bei Latentwärmespeichern die doppelte Grädigkeit über den Wärmetauscher und das unbestimmte Verhältnis von latenter und sensibler Wärmemenge bei einem kontinuierlichen Lade- und Entladezyklus zu berücksichtigen.

Beim gegenständlichen Projekt könnten nur Speichermedien mit einem Schmelzpunkt im unteren Temperaturbereich 100–150 °C eingesetzt werden, um das Abgas auf 140–170 °C abzukühlen und eine Niedertemperatur-ORC-Anlage noch betreiben zu können. Abgesehen von den nicht vorhandenen Erfahrungen bezüglich dem Einsatz von Latentwärmespeichern zur kontinuierlichen Kurzzeitspeicherung von Wärme und der Einschränkung hinsichtlich Temperaturspreizung, um den Vorteil der hohen Energiedichte voll auszunutzen, wurde dennoch ein Vergleich zu einem sensiblen Heißwasserspeicher getätigt.



**Abbildung 11: Skizze für Latentwärmespeichersystem für die Nachverstromung des Abgasstroms beim gegenständlichen Projekt**

Als Speichermedien wären z.B. folgende Materialien geeignet:

- Salzmischung PlusICE H134 (ST = 134 °C, SE = 221 kJ/kg; cp = ca. 2,5 kJ/kg.K; P = EUR 7-12,-/kg)
- Polywax 3000 (ST = 129 °C, SE = 260 kJ/kg, cp = ca. 2 kJ/kg.K; P = EUR 7,5/kg)
- Salzmischung Hitec XL (ST = 120 °C, SE = ca. 80 kJ/kg; cp = ca. 1,5 kJ/kg.K; P = EUR 1,-/kg)

*Erläuterung: ST... Schmelztemperatur, SE... Schmelzenthalpie, cp... spez. Wärmekapazität, P... Preis*

Unter Berücksichtigung der sensiblen Energie (dt ca. 25 °C) wären für die Speicherung von 2 MWh folgende Speichermassen erforderlich:

- Salzmischung PlusICE H134 (280 kJ/kg) => Speichermasse = rd. 26 t
- Polywax 3000 (rd. 310 kJ/kg) => Speichermasse = rd. 23 t
- Salzmischung Hitec XL (rd. 120 kJ/kg) => Speichermasse = rd. 60 t

Abgesehen davon, dass Latentwärmespeicher hinsichtlich der Speichervolumen bzw. Speichermassen beim gegenständlichen Projekt keinen Vorteil bringen, ist auch bzgl. der Kosten ein klarer Vorteil zugunsten eines sensiblen Flüssigkeitswärmespeichers gegeben. Allein die Kosten für das Speichermedium würden bei einer Speicherkapazität von 2 MWh im Bereich von rund EUR 30–90,-/kWh liegen.



## Thermochemische Speicher

Bei thermochemischen Speichern handelt es sich um eine Methode der Langzeitenergiespeicherung bei hoher Energiedichte, welche bedingt durch die Reaktionsgeschwindigkeit nicht für einen kurzzeitigen Be- und Entladezyklus geeignet sind. Aufgrund des gegebenen Temperaturniveaus wäre, wenn überhaupt, nur eine Sorptionsspeicher (Zeolithe, Arbeitstemperatur 100–300 °C, Energiedichte ca. 970 kWh/kg) denkbar, wobei neben einer hohen Ladetemperatur eine Niedertemperatursenke zum Entladen erforderlich wäre, was nur bei Niedertemperatur-ORC gegeben ist. Außerdem bedingen diese Systeme hohe Investitionskosten, weshalb im Zuge dieses Projektes keine weitere Betrachtung erfolgte.

## Schlussfolgerung

Solange beim Wärmeträger bzw. im Abgasstrom eine hohe Enthalpiedifferenz genutzt werden kann, hat der sensible Flüssigkeitsspeicher einen technischen und wirtschaftlichen Vorteil gegenüber anderen Speichersystemen. Daher ist auch bei diesem Projekt ein sensibler Flüssigkeitswärmespeicher als geeignete Speichertechnologie gewählt worden.

## 3.4 Instationäre CFD-Simulation des Hochtemperatur-Wärmespeichers mit diskontinuierlicher Beladung

Die Simulationsarbeiten wurden vom Institut für Prozess und Partikeltechnik (IPPT) der Technischen Universität Graz durchgeführt.

### Validierung des CFD-Modells für Pufferspeicher

Um ein zuverlässiges CFD-Modell zur Beschreibung der Strömung und Wärmeverteilung in Pufferspeichern zu definieren, wurde ein mit Wasser betriebener Pufferspeicher mit einem Volumen von 420 m<sup>3</sup> betrachtet. Zu dieser in Betrieb befindlichen Anlage gibt es Messdaten der Betriebsbedingungen sowie der Temperaturverteilung im Speicher. Als Validierungsfall wurde ein drei Stunden dauernder Entladungsvorgang des Speichers herangezogen, bei dem die zeitliche Entwicklung der Temperaturniveaus mit den simulierten Werten verglichen wurde.

Es wurden drei verschiedene Strömungsmodelle miteinander verglichen:

- Laminares Strömungsmodell (keine Modellierung von turbulenten Fluktuationen)
- k- $\omega$  SST Turbulenz-Modell
- Low-Reynolds k-  $\epsilon$  Turbulenz-Modell

Ein Vergleich des Temperaturprofils im Pufferspeicher mit den gemessenen Temperaturwerten nach 0,5 Stunden zeigt, dass die Beschreibung von Strömung und Wärmeverteilung mit dem k- $\omega$  SST Modell stark von den Messdaten abweicht. Die laminare Simulation und die Simulation mit dem Low-Reynolds k- $\epsilon$  Modell stimmen mit den Daten gut überein. Der Grund liegt darin, dass die Wärmeverteilung aufgrund der turbulenten Dissipation vom k- $\omega$  SST Modell überschätzt wird. Durch die stärkere Vermischung von Strömung und Wärme in diesem Modell ist das Temperaturprofil über die Höhe weniger steil, und die thermische Schichtung daher nicht so stark ausgeprägt.

Die Ergebnisse des laminaren Ansatzes sowie des Low-Reynolds k-  $\epsilon$  Modells unterscheiden sich kaum und zeigen beide gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Temperaturprofil. Die Simulation des Pufferspeichers mit rein laminarer Strömung ist vom numerischen Standpunkt her aufwändiger, als die

Simulation mit einem Turbulenzmodell, da im laminaren Fall kleinere Zeitschritte benötigt werden (0,1 – 1 s im Vergleich zu 1 – 3 s bei den Turbulenzmodellen). Außerdem können mit dem laminaren Ansatz etwaige Strömungsbereiche mit Turbulenzeffekten nicht zuverlässig modelliert werden, da die entstehenden Verwirbelungen nur mit sehr kleinen Zeitschritten bzw. einem sehr feinen Berechnungsgitter erfasst werden können. Daher wurde der gesamte Entladevorgang nur mit dem Low-Reynolds  $k$ - $\epsilon$  Modell nachsimuliert.

Der Vergleich der zeitlichen Entwicklung der höhenabhängigen Temperaturverteilung mit den Messwerten zeigt über die ganze Entladung hinweg eine relativ gute Übereinstimmung (siehe Abbildung 12). Die aus der Simulation berechnete Dicke der thermischen Grenzschicht bleibt über den betrachteten Zeitraum näherungsweise konstant, liegt aber mit 1,5 – 2 m über der gemessenen Dicke von 0,7 – 1,5 m. Die Struktur der thermischen Schichtung ist im Verlauf der Speicherentladung stabil, und über die Grenzschicht hinweg findet nur ein geringer Austausch von Wärme statt (kaum Beiträge der turbulenten Dissipation bei gleichzeitig sehr niedrigen Geschwindigkeiten).

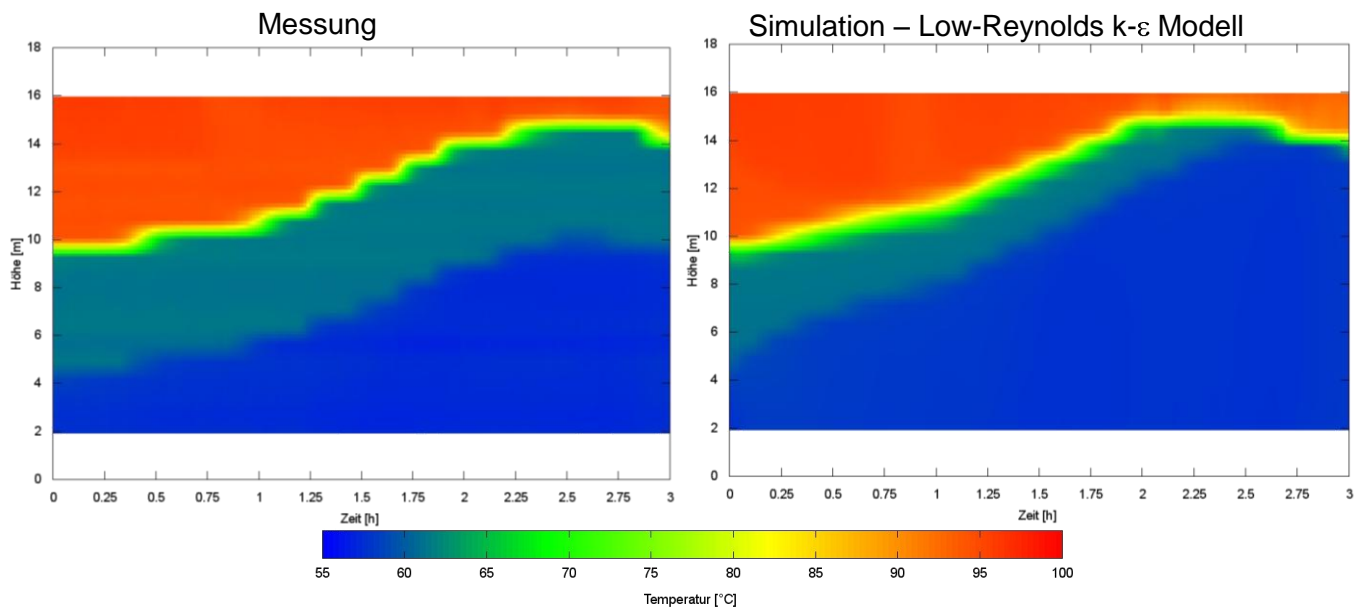
Für die Simulation der Strömung und Wärmeverteilung in einem Pufferspeicher ist daher das Low-Reynolds  $k$ - $\epsilon$  Modell gut geeignet, da es eine stabile thermische Schichtung vorhersagt, und auch die Temperaturniveaus im Validierungsfall eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten zeigen. Damit konnte ein verlässliches CFD-Berechnungsmodell für Wärmespeicher mit diskontinuierlichen Beladeströmen definiert werden.

### **CFD-Simulation des Thermoöl-Pufferspeichers**

Die Geometrie des Pufferspeichers, der im Projekt STORC zum Ausgleich der Leistungsschwankungen der Abwärme der betrachteten Anlage eingesetzt werden soll, wurde wie in Kapitel 3.2 folgendermaßen festgelegt:

- Speichervolumen: 20 m<sup>3</sup>
- Verhältnis Durchmesser: Höhe 0,31
- Betriebsmedium: Thermoöl (Therminol66)

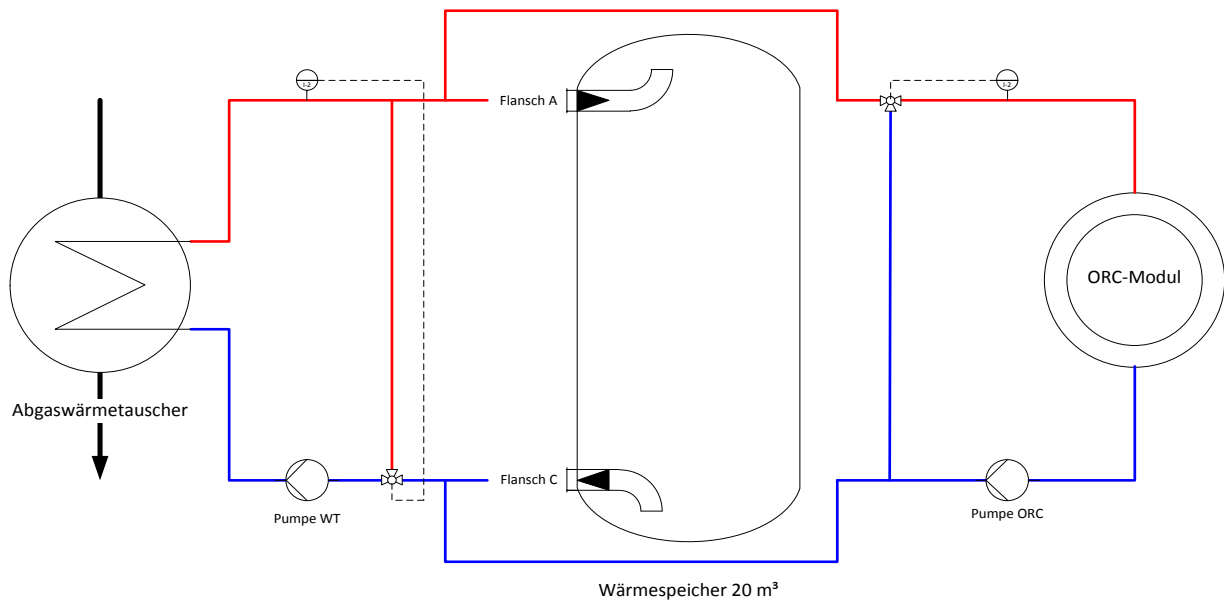




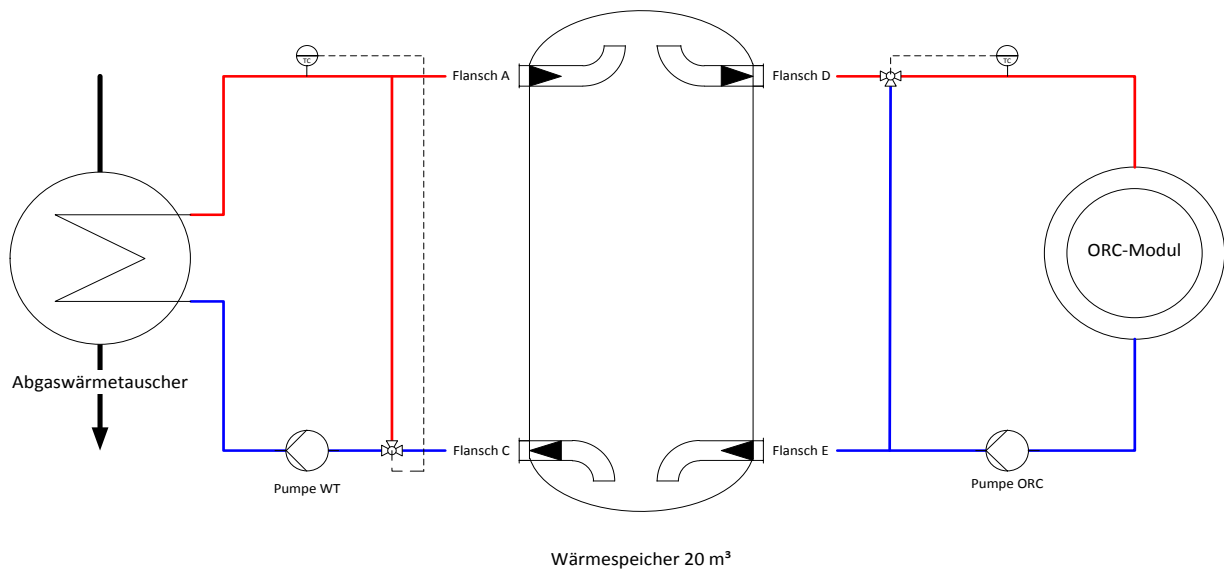
**Abbildung 12: Zeitliche Entwicklung der höhenabhängigen Temperaturverteilung [°C] im Pufferspeicher – Vergleich der Messdaten (links) mit den Simulationsergebnissen (rechts)**

Für den Betrieb des Speichers wurden zwei Basiskonzepte ausgearbeitet:

- Schema 1 (siehe Abbildung 13): Der Abgaswärmetauscher und der ORC sind direkt über eine Leitung verbunden. Wenn der Abgaswärmetauscher mehr Leistung zur Verfügung stellt, als für den Betrieb des ORC erforderlich ist, wird der überschüssige Wärmestrom in den Pufferspeicher geleitet, der dadurch beladen wird. Liegt die Leistung des Wärmetauschers unter der für den ORC benötigten Leistung, wird die Differenz aus dem Speicher bezogen und dieser dadurch wieder entladen. Der Speicher hat einen Ein- und einen Auslass, in denen sich die Strömungsrichtung je nach Be- bzw. Entladung ändert.
- Schema 2 (siehe Abbildung 14): Die gesamten Massen- bzw. Wärmeströme des Wärmetauschers und des ORC werden über den Puffer geleitet. Der Speicher hat daher zwei Einlässe und zwei Auslässe, in denen die Strömungsrichtungen über Be- und Entladung gleich bleiben.



**Abbildungung 13: Betriebsschema 1 für den Lastenausgleichsspeicher (vereinfacht).**

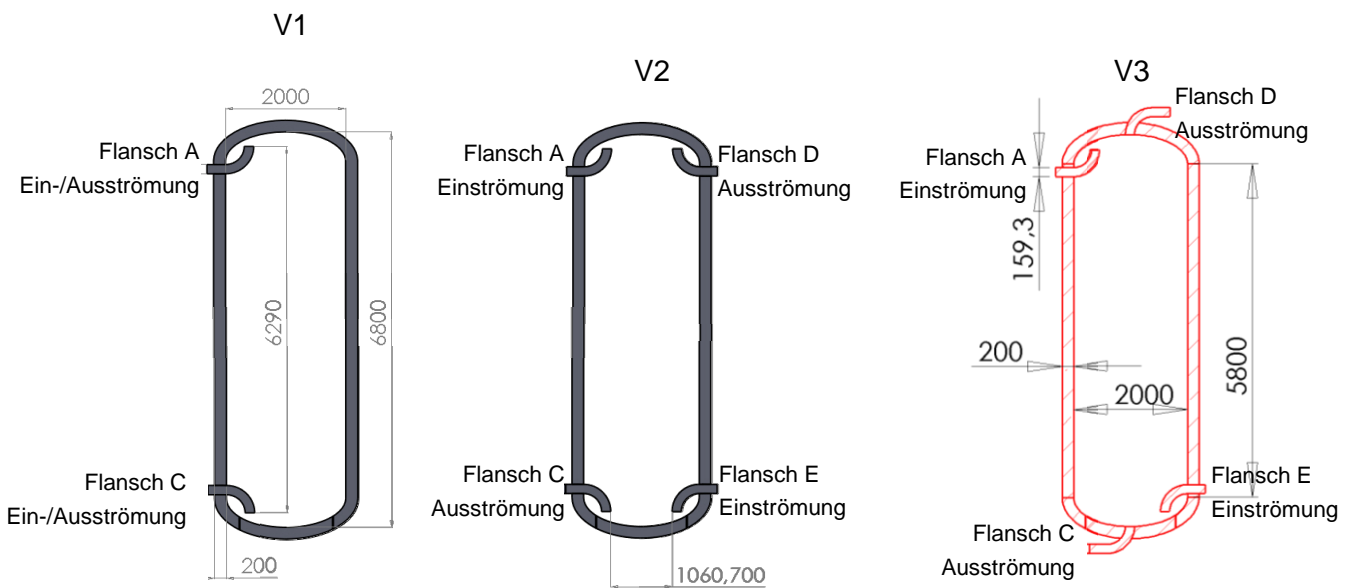


**Abbildungung 14: Betriebsschema 2 für den Lastenausgleichsspeicher (vereinfacht).**

Aus den im Vorfeld im Rahmen von AP1 ermittelten Leistungsprofilen wurden in einer durchgeführten Vor-Simulation die über den Speicher geführten Wärme- bzw. Massenströme für beide Varianten berechnet, wobei die Be- bzw. Entladeleistung des Speichers (und damit der über den Speicher geführte Gesamtmassenstrom) für beide Varianten gleich war.

Für die CFD-Simulation wurden folgende Randbedingungen definiert:

- Über den Speicher geführte Massenströme basierend auf den Daten aus dem Zeitraum 2011/07/09 – 2011/07/10
- Temperatur des Thermoöls aus dem Wärmetauscher: 310 °C
- Rücklauftemperatur des ORC: 120 °C



**Abbildung 15: Geometrie der drei simulierten Varianten des Thermoöl-Pufferspeichers. Die Hauptabmessungen des Speichers sind bei allen Varianten identisch (siehe auch Abbildung 8)**

Es wurde ein kompletter Betriebszyklus betrachtet, in dem der Speicher zunächst entladen und danach wieder vollständig beladen wird. Dieser Zyklus dauert 21 h.

Betrachtet wurden drei geometrische Varianten (siehe Abbildung 15):

- V1: Der Speicher besitzt einen Ein- und einen Auslass und arbeitet nach Schema 1.
- V2: Der Speicher arbeitet nach Schema 2 und besitzt zwei Ein- und zwei Auslässe.
- V3: Geometrische Variation von V2, in der die Anschlussrohre von Flansch C und D um 180 ° gedreht und nach oben bzw. unten versetzt wurden, um so eine bessere Ausnutzung des Speichers zu erreichen.

Im Vergleich zu V1 ist die Schichtung bei V2 und V3 deutlicher ausgeprägt (d.h. die thermische Grenzschicht ist schmäler, siehe Abbildung 16). Für das Lastmanagement bedeutet das einen Vorteil, da eine enge Grenzschicht eine zuverlässigere Bestimmung des Füllgrades des Speichers mittels Temperatursensoren erlaubt (hierfür wird das mittels Thermoelementen in diskreten Schritten über die ganze Höhe aufgenommene Temperaturprofil betrachtet).

Bei V3 ist im Vergleich zu V2 durch die empfohlenen Änderungen in der Anordnung der Ein- und Auslässe eine bessere Ausnutzung des Speichers möglich. Das zeigt sich bei geringer Beladung darin, dass die heiße Austrittstemperatur an Flansch D (Vorlauftemperatur des ORC) im Vergleich zu V2 und V1 wesentlich weniger abfällt (siehe Abbildung 17; minimale Temperatur 303 °C bei V3, 289 °C bei V2 und 269 °C bei V1). Ein starker Temperaturabfall an Flansch D führt zu einem kurzfristigen Leistungseinbruch des ORC. Im Normalbetrieb wird eine solche Situation zwar durch die Lastregelung möglichst vermieden, kann aber aufgrund der Reaktionszeit des Systems (Pumpen) auf starke Änderungen in der Leistung nicht ganz ausgeschlossen werden. In diesem Fall gewährleistet V3 im Gegensatz zu V2 und V1 einen weitgehend stabilen Betrieb des ORC. Die kalte Austrittstemperatur aus dem Speicher (an Flansch C) steigt bei V1 bei zunehmender Speicherbeladung stark an. Dadurch wird die Effizienz des Rauchgaswärmetauschers wegen der geringeren Temperaturdifferenz verringert. Dieser Temperaturan-

stieg ist bei V2 und V3 nicht so stark ausgeprägt, wobei die Austrittstemperaturen bei V3 niedriger liegen als bei V2. Die durch die Änderungen bei V3 mögliche bessere Ausnutzung des Speichers wirkt sich positiv auf den Energieinhalt aus, so dass dieser bei V3 über weite Teile des betrachteten Betriebszyklus größer ist als bei V2. Bei der Be- bzw. Entladeleistung zeigen sich Unterschiede zwischen den Varianten nur in der Phase der geringsten Beladung (7-8 Stunden nach Beginn des Zyklus). Hier weist V3 eine größere Entladeleistung (d.h. vom ORC nutzbare Leistung) auf als V2, da zu dieser Zeit die Austrittstemperatur bei V3 deutlich weniger absinkt als von V2.

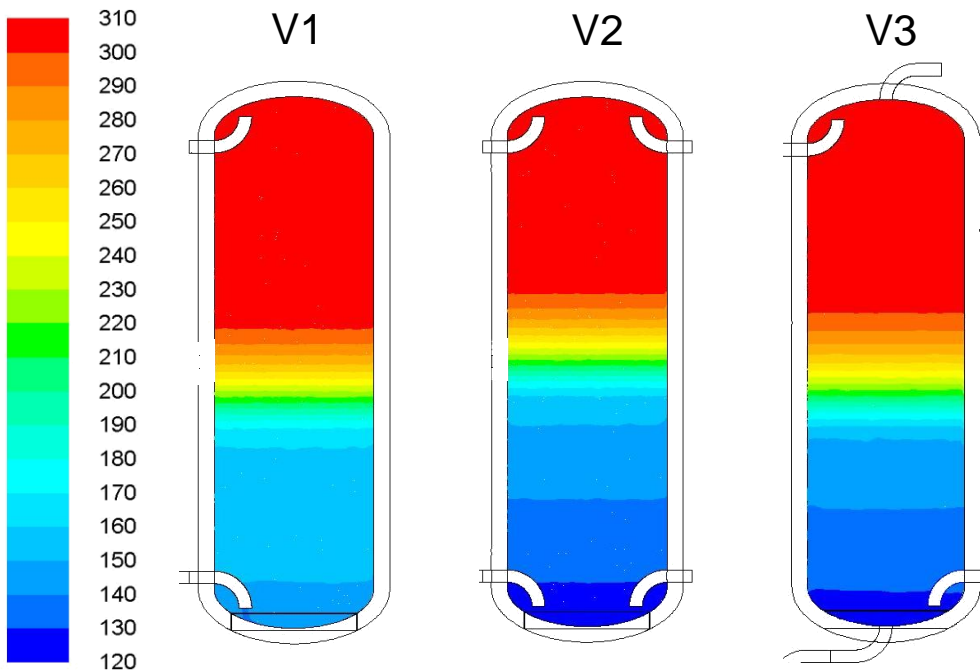


Abbildung 16: Temperaturverteilung [°C] im vertikalen Längsschnitt durch den Pufferspeicher in der Ebene der Ein- und Auslässe für die Varianten V1 (links), V2 (Mitte) und V3 (rechts).

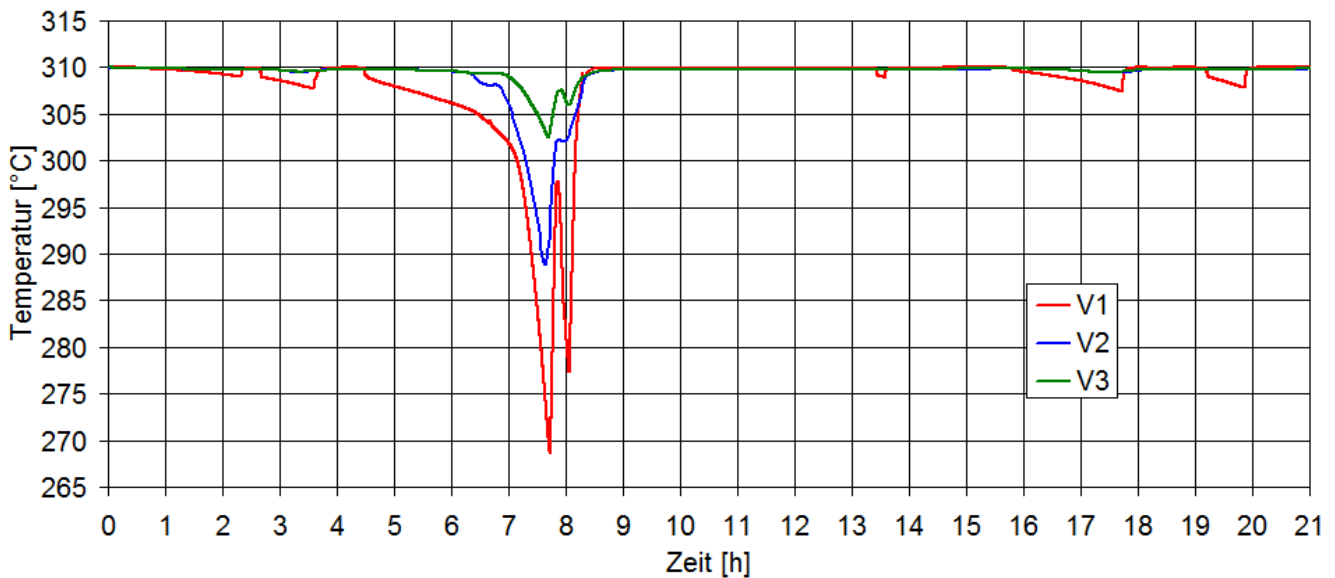


Abbildung 17: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen am heißen Auslass aus dem Pufferspeicher (V1: Flansch A, V2 und V3: Flansch D).

### 3.5 Risikoanalyse

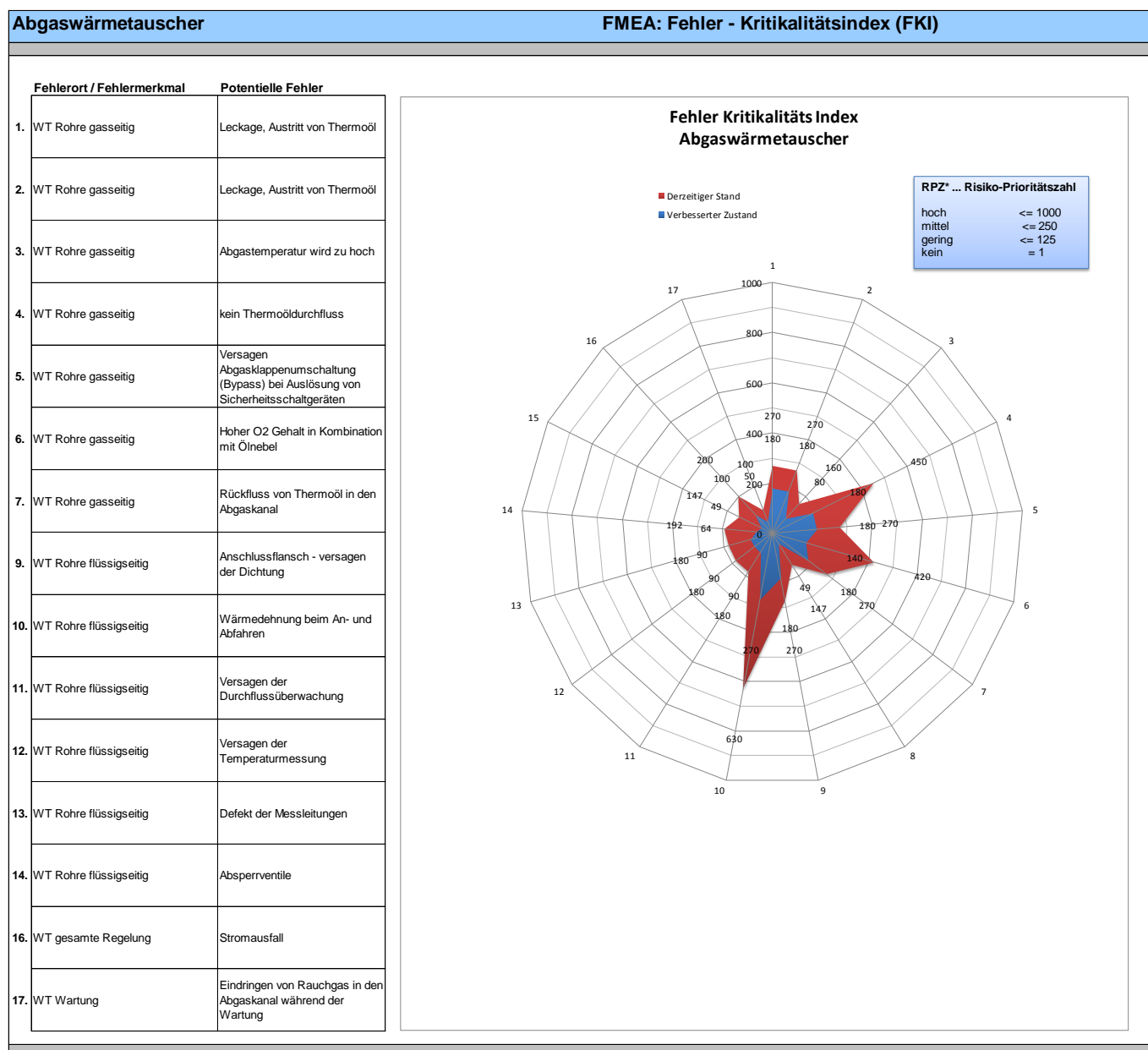
Die Risikoanalyse wurde gemäß ÖNORM ISO 31000:2010 durchgeführt und gliedert sich in Risikobeurteilung, welche aus Risikoidentifikation, Risikoanalyse und Risikobewertung besteht, und Risikobewältigung.

Im Rahmen der Risikoanalyse wurde die Risikobeurteilung, basierend auf dem entwickelten Anlagenkonzept, für die wesentlichen Komponenten (Abgaswärmetauscher, Pumpen Wärmetauscher und Pumpen ORC, Behälter – beinhaltet Speicher und Ausdehnungsbehälter, ORC-Anlage, Abscheider und Stickstoffversorgung) durchgeführt. Die Risiken wurden für die einzelnen Anlagenkomponenten aufgelistet, analysiert und bewertet.

Im Rahmen der Risikoanalyse wurden die potenziellen Fehler und Fehlerfolgen sowie deren Ursachen aufgelistet und in Bezug auf die Auftretenswahrscheinlichkeit, die Bedeutung des Fehlers und der Entdeckungswahrscheinlichkeit beurteilt. Schließlich wurde mit der Risikoprioritätszahl (RPZ) das Maß für das Risiko festgelegt. Je höher die RPZ desto höher das Risiko. Die RPZ ergibt sich aus der Multiplikation der jeweiligen Bewertungspunkte für Auftreten, Bedeutung und Entdeckung des Fehlers. Diese Berechnung wurde für alle Fehlerursachen durchgeführt.

In den nachfolgenden Abbildungen wird das Ergebnis der Risikoanalyse bei der Ausgangssituation und nach der Berücksichtigung von Verbesserungsmaßnahmen dargestellt.

In Abbildung 18 wird das Ergebnis der Risikobeurteilung, anhand der ermittelten Risikoprioritätszahlen, des Wärmetauschers dargestellt.



**Abbildung 18: Risikoprioritätszahlen für den Abgaswärmetauscher**

In Abbildung 19 wird das Ergebnis der Risikobeurteilung, anhand der ermittelten Risikoprioritätszahlen, Wärmetauscherpumpen dargestellt.

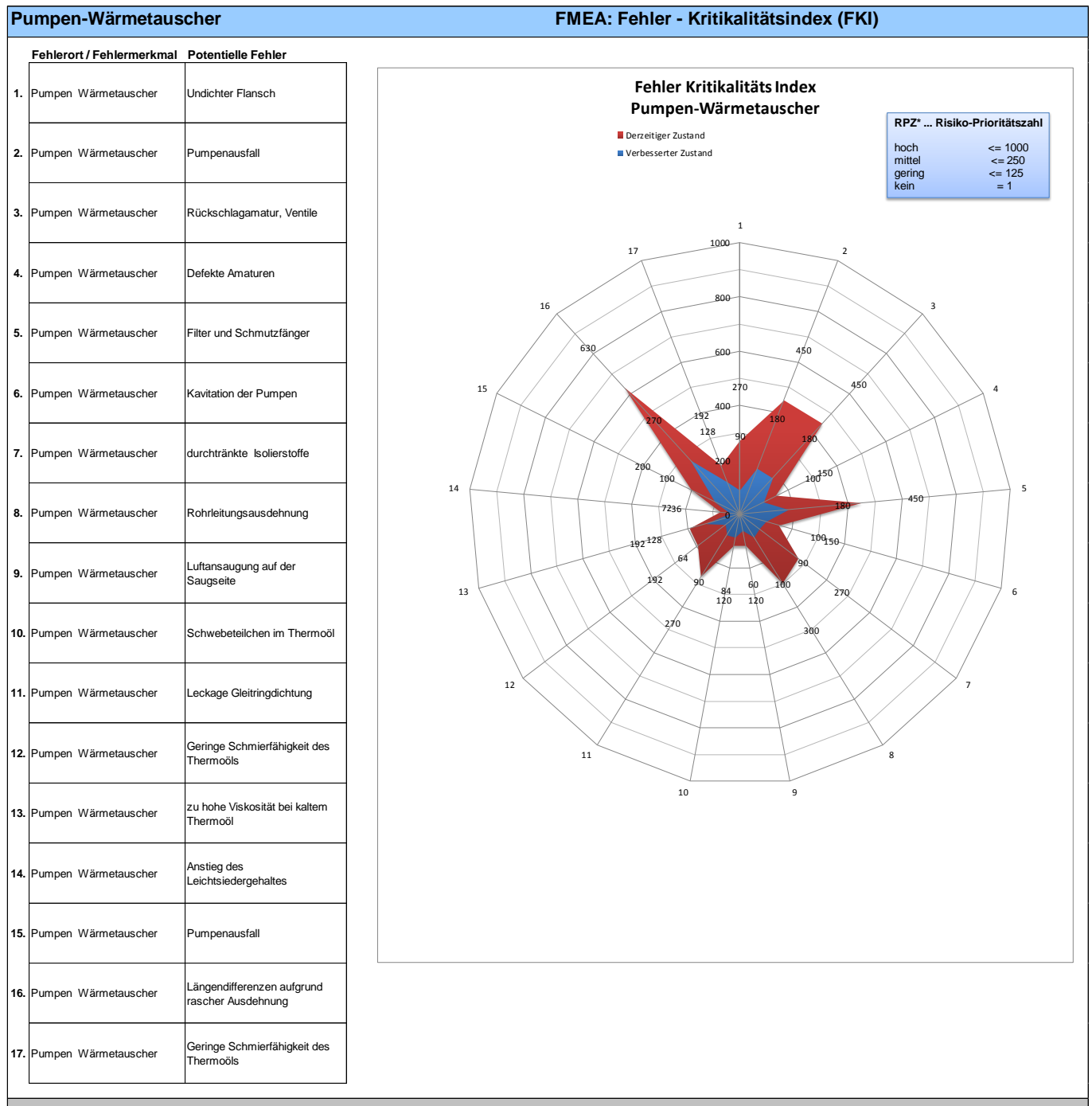
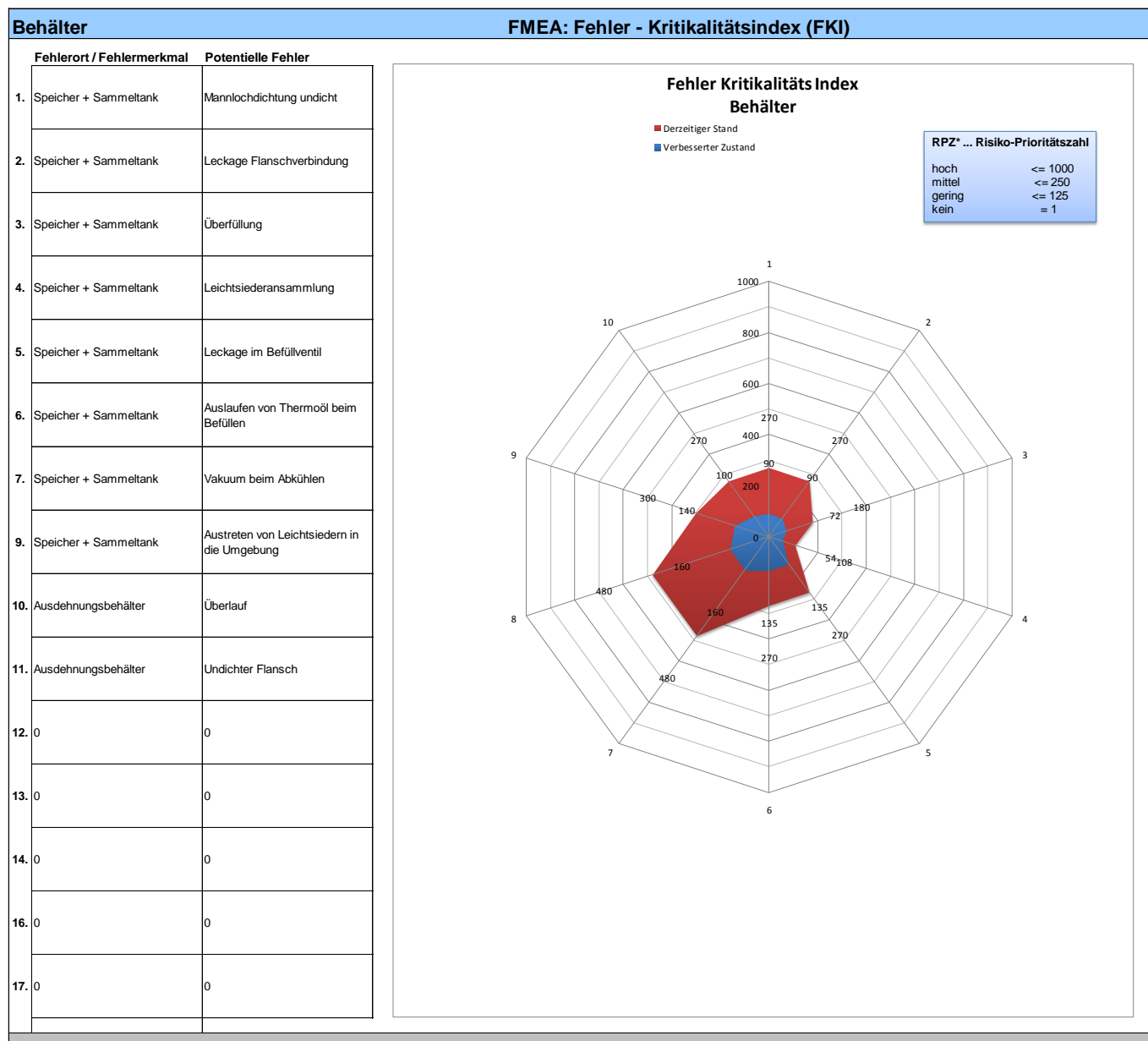


Abbildung 19: Risikoprioritätszahlen für Wärmetauscherpumpen

In Abbildung 20 wird das Ergebnis der Risikobeurteilung, anhand der ermittelten Risikoprioritätszahlen, der Behälter dargestellt.



**Abbildung 20: Risikoprioritätszahlen Behälter**

In Abbildung 21 wird das Ergebnis der Risikobeurteilung, anhand der ermittelten Risikoprioritätszahlen, der Pumpengruppe zur ORC-Anlage dargestellt.



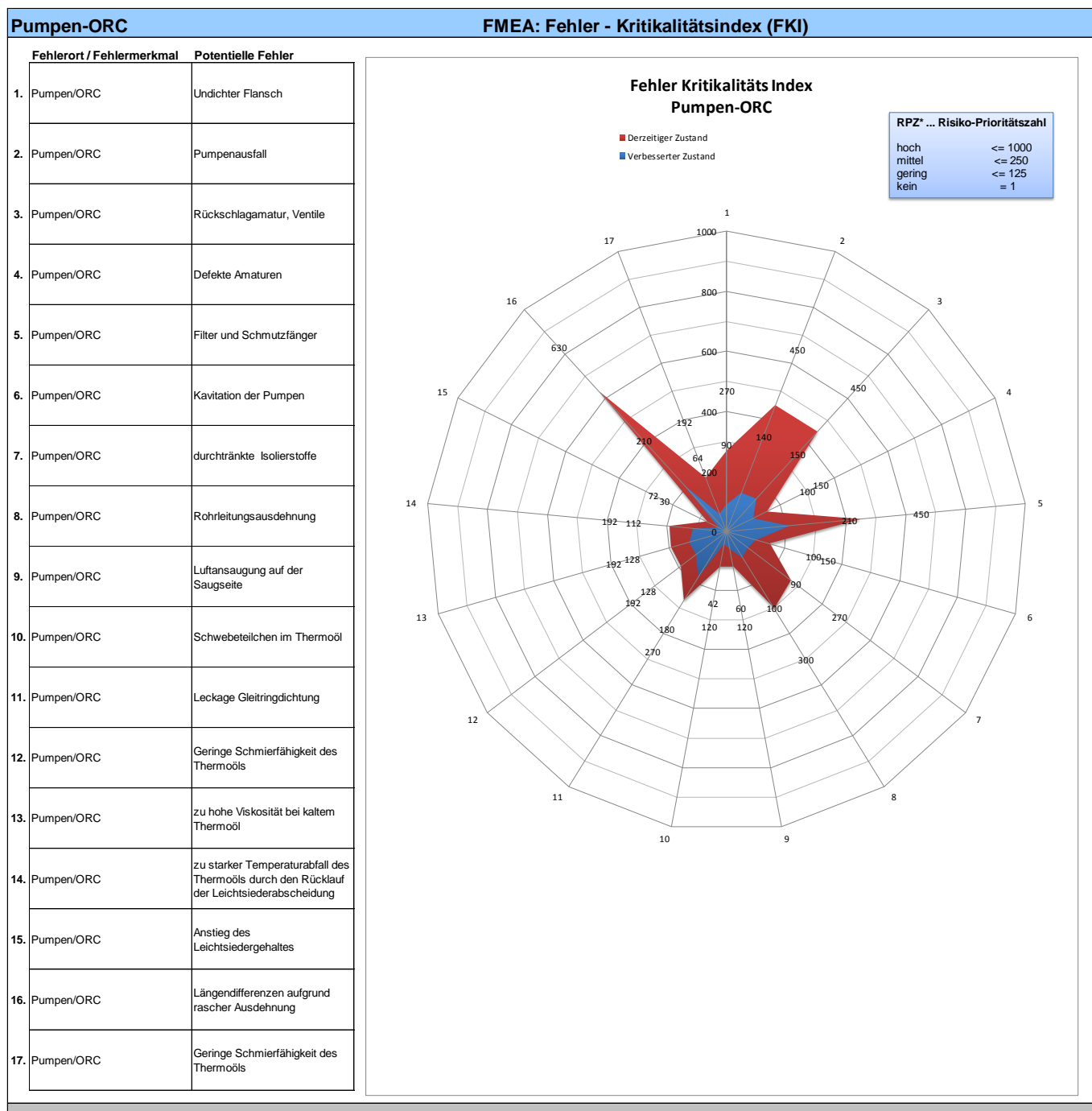


Abbildung 21: Risikoprioritätszahlen Pumpengruppe ORC-Anlage

In Abbildung 22 wird das Ergebnis der Risikobeurteilung, anhand der ermittelten Risikoprioritätszahlen, der ORC-Anlage dargestellt.

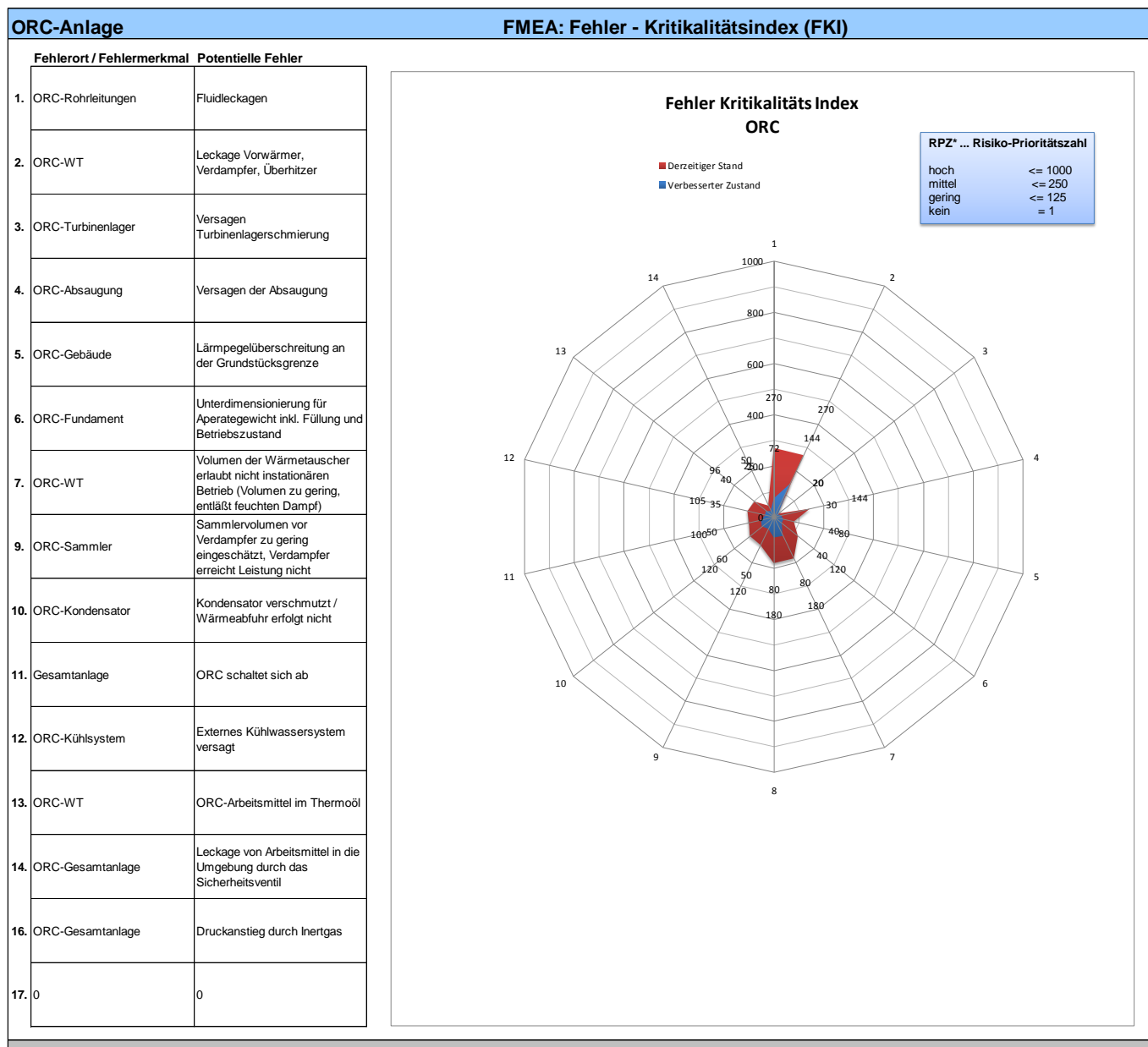


Abbildung 22: Risikoprioritätszahlen ORC-Anlage

## 3.6 Ökologische und Ökonomische Bewertung

### Ökologische Bewertung

Die ökologische Gesamtbewertung über die CO<sub>2</sub>-Potenziale hinaus in allen Umweltmedien (Luft, Wasser, Boden) wurde für die konzipierte Abwärmenutzungsanlage in Anlehnung an das UVPG durchgeführt.

#### Art und Menge der zu erwartenden Rückstände und Emissionen

##### a.) Schallemission & Erschütterungen

Da die Anlage auf Industriegelände direkt neben der Schnellstraße S6 errichtet werden sollte, wurden nur eingeschränkte Lärmschutzmaßnahmen (Schalldämpfer, Schallschutzkulissen) bei den Zu- und Ab-

luftöffnungen vorgesehen, um den Grenzwert von 70 dBA in 1 m Entfernung vom Gebäude (Grenzwert gem. Kataster für Umweltschutz und -kontrolle) einzuhalten. Die ORC-Anlage verzeichnet einen schwingungsarmen Betrieb und wird auf vibrationsdämpfenden Elementen aufgestellt, wodurch keine relevanten Bodenerschütterungen zu verzeichnen sind.

### b.) Wärme

Die Wärme- und Abstrahlverluste der ORC-Anlage inklusive Generator werden über ein Belüftungssystem an die Umgebung abzuführen. Die Kondensationsenergie der ORC-Anlage wird über die betriebsinterne Nasskühlturmanlage abgeführt. In Summe werden rund 11 GWh/a Wärme an die Umgebung abgeführt. Dabei handelt es sich jedoch nicht um zusätzliche Wärmeemissionen, da diese Energiemengen nur den nicht genutzten Anteil der gegebenen Abgaswärmemenge darstellen.

### c.) Sonstige Emissionen

Abgesehen von Stickstoff mit einem geringen Anteil an Thermoölleichtsiedern, werden im Normalbetrieb keine Flüssigkeiten und Dämpfe der verschiedenen Medien freigesetzt.

Im Thermoöl befindliche Leichtsieder und Zersetzungsprodukte werden über das vorgesehene Leichtsiederabscheidesystem mit Hilfe von Stickstoff ausgeschleust und in einem Behälter gesammelt.

Austretende Dämpfe der ORC-Anlage im Falle von Leckagen oder Ansprechen der Sicherheitsventile werden gesichert über Dach in einen ex-geschützten Bereich abgeführt. Flüchtige Siloxane verdampfen jedoch in der Atmosphäre, werden schnell abgebaut und verbleiben nicht im Boden oder Wasser.

Unter Anlagenkomponenten mit Flanschverbindungen befinden sich Auffangwannen um im Falle von Leckagen oder bei Wartungsarbeiten die austretenden Flüssigkeiten aufzufangen. Der unter dem ORC-Raum befindliche Technikeller wurde in öl- und wasserdichte Ausführung konzipiert, wodurch im Falle von großen Leckagen das Eindringen der Medien ins Erdreich gesichert wird.

Für eine rasche Brandbekämpfung wurde eine Brandmeldeanlage vorgesehen, die gewährt dass im Brandfalle eine rasche und gesicherte Brandbekämpfung der betriebsinternen Feuerwehr erfolgen kann.

### Immissionszunahme

Da beim gegenständlichen Vorhaben keine zusätzlichen Brennstoffe verfeuert werden und kein zusätzlicher Energiebedarf erforderlich ist, besteht auch keine Immissionszunahmen.

Im Gegenteil, durch die Verstromung der Abgaswärme von rund 13 GWh/a können unter Berücksichtigung des Eigenbedarfs netto bis rund 2,4 GWh/a Strom erzeugt werden, was bei einem Emissionsfaktor von 370 t CO<sub>2</sub> pro GWhel. (gem. Berechnungsgrundlagen für die betriebliche Umweltförderung der KPC) einer Reduktion von rund 890 t/a entspricht.

### Energiebedarf, aufgeschlüsselt nach Energieträgern

Das gegenständliche Vorhaben verursacht keinen zusätzlichen Energiebedarf, da nur vorhandene Abwärme aus einem Abgasstrom genutzt wird und der Eigenstrombedarf über die Stromproduktion der ORC-Anlage gedeckt wird (siehe Energiebilanz Tabelle 4).

**Tabelle 4: Energiebilanz der AWN-Anlage**

<b>Energiebilanz</b>		
<b>Wärmeträgersystem inkl. Speicher</b>		
Nutzwärme (Abgas)	MWh/a	14.926
Wärmeverluste	MWh/a	20
<b>ORC-Anlage</b>		
INPUT-Energie (ORC-Anlage)	MWh/a	14.906
Stromproduktion brutto (ORC-Anlage)	MWh/a	2.753
Kühl- / Kondensationsenergie	MWh/a	12.057
Wärmeverluste	MWh/a	96
Eingestrombedarf Gesamtanlage	MWh/a	322
<b>Nettostromproduktion</b>	<b>MWh/a</b>	<b>2.431</b>

### Bestandsdauer des Vorhabens und Maßnahmen zur Nachsorge

Solange die Produktion im Nahtlosrohrwerk der VA Tubulars besteht, kann das gegenständliche Vorhaben bestehen. Die technische Nutzungsdauer der Gesamtanlage beträgt gemäß Erfahrungen zwischen 15 und 20 Jahren. Um einen sicheren Betrieb der Anlage über den gesamten Nutzungszeitraum zu gewährleisten, sind jährliche Wartungs- und Revisionsarbeiten durchzuführen, bei denen die Systemhauptkomponenten einer sicherheitstechnischen Untersuchung (gem. Druckgeräteüberwachungsverordnung DGÜW-V) unterzogen werden.

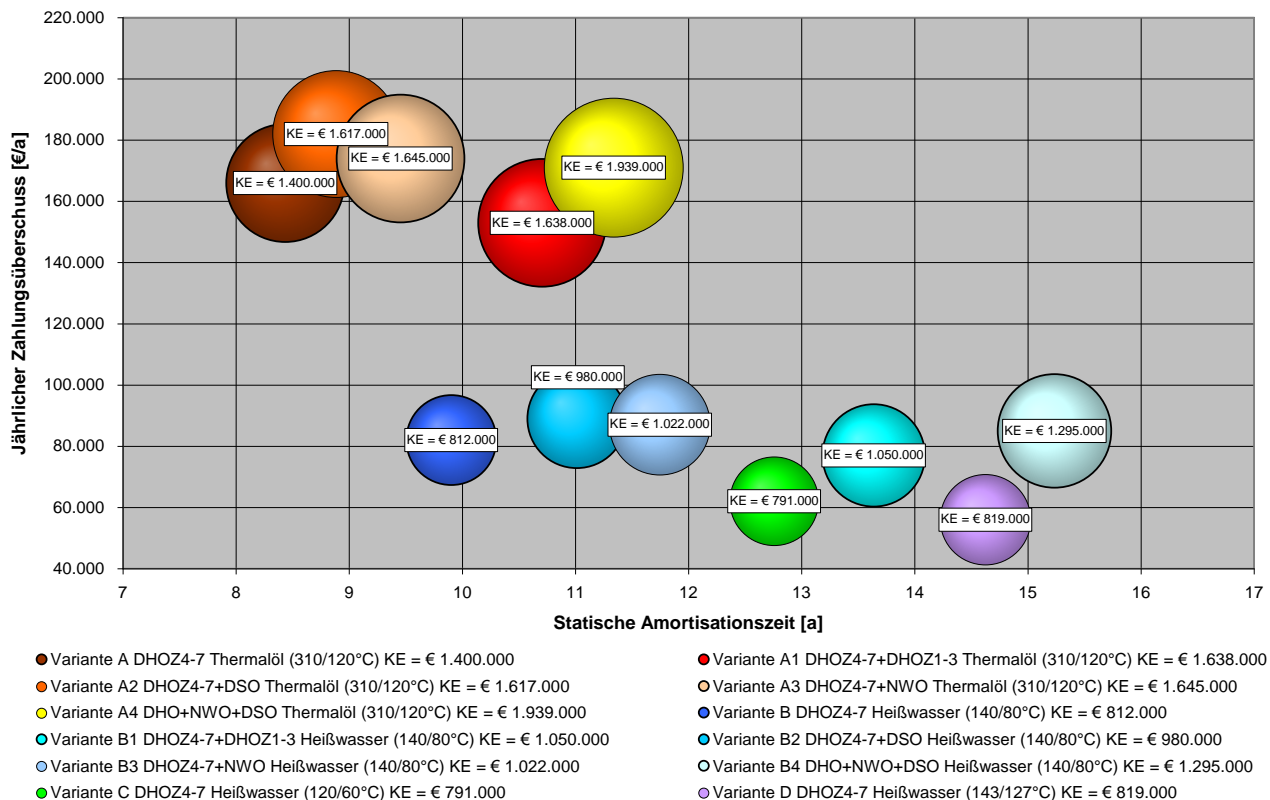
### Beeinträchtigung der Umwelt

Errichtung und der Betrieb der AWN-Anlage führen zu keiner erhöhten oder permanenten Beeinträchtigung der Umwelt. Betreffend Lärmemissionen werden die vorgesehen Grenzwerte eingehalten und betreffend flüssiger und gasförmiger Emissionen besteht keine Beeinträchtigung für Mensch und Umwelt, da im Störfall austretende Flüssigkeiten aufgefangen werden und die freigesetzten Dämpfe rasch abgebaut werden und nicht in Luft, Boden oder Grundwasser verbleiben.

### **Ökonomische Bewertung**

Für die Einschränkung der Anlagenkonzeption auf eine ökonomisch sinnvolle Nutzung der unterschiedlichen Abwärmequellen zur Nachverstromung wurde vorab, in einem groben wirtschaftlichen Variantenvergleich, untersucht, welcher ORC-Anlagentyp (Hoch- bzw. Niedertemperatur) das beste wirtschaftliche Ergebnis erzielt und ob eine zusätzliche Nutzung von anderen Abwärmequellen neben der Hauptwärmequelle DHO Zone 4-7 einen wirtschaftlichen Vorteil bringt.

Der getätigte wirtschaftliche Variantenvergleich erfolgte dabei in Form einer statischen Amortisationsrechnung. Die jährlichen Zahlungsüberschüsse wurden, resultierend aus den Ergebnissen der Energiebilanzierung und gemäß den wirtschaftlichen Rahmenbedingungen und dem erforderlichen Kapitaleinsatz für die Systemhauptkomponenten gemäß Erfahrungswerten und Richtpreisofferten und unter Berücksichtigung einer 30%-igen Förderung, ermittelt (siehe Abbildung 23).



**Abbildung 23: Kapitaleinsatz / Zahlungsüberschüsse / Amortisationszeit für die speicherunterstützte Verstromung unterschiedlicher Abwärmequellen und ORC-Anlagentypen**

**Erläuterungen:** **Variante A:** ORC-Anlage mit einer el. Netto-Nennleistung von 400 kW und Thermoöl als Wärmeträger (310/120 °C); A1 – A3 Nachverstromung der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 + eine zusätzliche Abwärmequelle (DSO / DHO Z1-3 / NWO); A4 ... alle Abwärmequellen bis auf den VWO

**Variante B:** ORC-Anlage mit einer el. Netto-Nennleistung von 252 kW und Heißdruckwasser als Wärmeträger (140/80 °C); B1 – B3 Nachverstromung der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 + eine zusätzliche Abwärmequelle (DSO / DHO Z1-3 / NWO); B4 ... alle Abwärmequellen bis auf den VWO

**Variante C:** ORC-Anlage mit einer el. Netto-Nennleistung von 258 kW und Heißdruckwasser als Wärmeträger (120/60 °C)

**Variante D:** 2 ORC-Anlagen mit einer el. Netto-Nennleistung von je 108 kW und Heißdruckwasser als Wärmeträger (143/127 °C)

**KE ...** Kapitaleinsatz für die Systemhauptkomponenten unter Berücksichtigung einer 30%-igen Förderung

**Wirtschaftliche Rahmenbedingungen:** Stromvergütungstarif = EUR 90/MWh; CO<sub>2</sub>-Zertifikatshandel EUR 15/t; Instandhaltungs- und sonstige Kosten = 2,5 % v. Investitionskosten; Personalkosten = EUR 10.000/a

Der getätigte Variantenvergleich zeigte, dass Hochtemperatur-ORC-Anlagen mit Thermoöl als Wärmeträger einen höheren elektrischen Wirkungsgrad und dadurch einen wirtschaftlichen Vorteil gegenüber Niedertemperatur-ORC-Anlagen haben und dass die Verstromung einer zusätzlichen Abwärmequelle neben der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 keinen wirtschaftlichen Vorteil bringt.

Aus diesem Grund wurde für die weiteren Betrachtungen bzw. die Anlagendetailplanung und instationäre CFD-Simulation des Wärmespeichers von einem Anlagenkonzept für die Nachverstromung der Hauptabwärmequelle DHO Zone 4-7 bei Einsatz von Thermoöl als Wärmeträger ausgegangen.

## Ökonomische Bewertung der konzipierten Anlage zur Verstromung der Abwärme vom Drehherdofen Zone 4-7

In die ökonomische Bewertung der konzipierten und optimierten Anlage flossen alle ermittelten technischen Aspekte und Ergebnisse der Arbeitspakete 1 bis 5 ein. Die Bewertung beider Betrachtungsfälle (worst und best case) in Form einer statischen Amortisationsrechnung wurde als ausreichend erachtet, weshalb keine dynamische Betrachtung inklusive Sensitivitätsanalyse erfolgte.

Die statische Amortisationsrechnung erfolgte basierend auf folgenden wirtschaftlichen Basisdaten:

### Investitionskosten / Kapitaleinsatz

Die Investitionskosten für die konzipierte AWN-Anlage wurden betreffend der Systemhauptkomponenten (ORC-Modul, Wärmerückgewinnung inkl. Einbindung und Wärmespeicher) gemäß eingeholter Angebote definiert. Kosten für Baumeisterarbeiten und sonstige Anlagentechnik wurden, basierend auf den zur Verfügung stehenden und gut abgesicherten Erfahrungsdaten, ermittelt. Die erforderlichen Planungskosten wurden mit ca. 9 % abgeschätzt. Die ermittelten Investitionskosten für die Gesamtanlage belaufen sich auf rund 2,8 Mio. Euro und wurden in Tabelle 5 aufgelistet.

**Tabelle 5: Investitionskosten der konzipierten Abwärmenutzungsanlage**

<b>INVESTITIONSKOSTEN</b>	<b>EUR</b>
Baumeisterarbeiten	300.000
Wärmerückgewinnungsanlage	256.000
Abgasleitungen & Kamininnenrohr	310.000
Wärmespeicher inkl. Wärmeträger	120.000
ORC-Modul	1.037.000
Hydraulik-Installationen	340.000
ORC-Raumbelüftung	15.000
E- & EMSR-Technik	203.000
Planung	230.000
<b>Gesamtkosten</b>	<b>2.811.000</b>
<i>Betriebliche Umweltförderung im Inland</i>	<i>380.000</i>
<b>Kapitaleinsatz (Eigen- / Fremdkapital)</b>	<b>2.431.000</b>

Für die geplante Anlage könnte, entsprechend ersten Abklärungen mit der Kommunalkredit Public Consulting (KPC), prinzipiell eine Umweltförderung im Inland (Fördermappe „Energiesparen“) beantragt werden, was jedoch noch einer detaillierten Prüfung seitens der KPC bedarf. Die Förderquote bei dieser Förderung beträgt 30 % bzw. maximal EUR 450,- pro eingesparte Tonne CO<sub>2</sub>. Bei einer Nettostromproduktion der Gesamtanlage von 2.431 MWh/a (best case) und dem zugrunde gelegten Emissionsfaktor von 0,37 kg/kWh<sub>el</sub> würde dies einer Fördersumme von rund EUR 380.000,- bzw. einem Fördersatz von ca. 13,5 % entsprechen.

Bei der wirtschaftlichen Bewertung wurde die Umweltförderung berücksichtigt und somit für die statische Amortisationsrechnung von einem Kapitaleinsatz in Höhe von EUR 2.431.000,- ausgegangen.

### Kosten und Erlöse

Die betriebs- und verbrauchsgebundenen Kosten wurden mit EUR 66.000,-/a berücksichtigt und umfassen Instandhaltungs- und Personalkosten sowie sonstige Kosten.

Die jährlichen Instandhaltungskosten wurden gemäß Erfahrungswerten mit 2 % der Anlagenkosten (exkl. Planungskosten) definiert.

Der Betrieb der Abwärmenutzungsanlage erfolgt vollautomatisch. Für regelmäßige Kontrolltätigkeiten wurde ein zusätzlicher Personalaufwand von 250 h/a definiert und mit einem Stundensatz von EUR 50,-/h berücksichtigt.

Sonstige Kosten (Versicherung, etc.) wurden mit 0,5 % der Gesamtinvestitionen berücksichtigt.

Da es sich beim erzeugten Strom nicht um Ökostrom im Sinne des Ökostromgesetzes handelt, resultieren die Erlöse ausschließlich aus der betriebsinternen Nutzung der erzeugten Strommenge bzw. Substitution des externen Strombezugs. Gemäß Angaben der voestalpine Tubulars GmbH & Co KG wurde bei der wirtschaftlichen Betrachtung die Stromproduktion mit einem Tarif von EUR 70,-/MWh<sub>el</sub> bewertet.

Erlöse aus einem CO<sub>2</sub>-Zertifikatshandel wurden nicht berücksichtigt, da ein derartiger Handel laut KPC nicht parallel zur Umweltförderung betrieben werden kann und bei gegebenen Handelspreisen ein klarer Vorteil zugunsten der Umweltförderung besteht.

Entsprechend der erzeugten Netto-Strommenge gemäß Energiebilanz der Gesamtanlage betragen die erzielbaren Erlöse im worst case rund EUR 148.200,-/a ( $P_{el} = 2.117$  MWh/a) und im best case rund EUR 170.200,-/a ( $P_{el} = 2.431$  MWh/a).

### Statische Amortisationszeit

Resultierend aus den ermittelten Kosten und Erlösen ergaben sich jährliche Zahlungsüberschüsse von rund EUR 82.000,-/a im worst case und EUR 104.000,-/a im best case. Bezogen auf den Kapitaleinsatz von EUR 2.431.000,- ist somit eine statische Amortisationszeit in Abhängigkeit des Betrachtungsfalls zwischen 23 und 30 Jahren gegeben, was als nicht zufriedenstellend erachtet werden musste.

### **Schlussfolgerung**

Bedingt durch die ausschließlich Nutzung der Abgaswärme zur Stromproduktion mit einem Gesamtnutzungsgrad von rund 16 % kann bei gegebener Anlagenauslastung und Anlagendimension, einem Stromtarif von EUR 70,-/MWh und den gegebenen Förderbedingungen nur eine statische Amortisationszeit zwischen 23-30 Jahren erzielt werden, was für eine positive wirtschaftliche Beurteilung unzureichend ist.

Um eine statische Amortisation zumindest innerhalb der Nutzungsdauer von 15 Jahren zu erzielen, müsste eine der folgenden Voraussetzungen oder eine Kombination daraus gegeben sein:

- Stromvergütung > EUR 110,-/MWh
- Förderung > 56 %
- Stromproduktion > 3,3 GWh/a (bei einer Anlagenauslastung von rund 7.300 Volllaststunden)



## 4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

### 4.1 Ermittlung des Abwärmepotenzials

Das Ergebnis der Mess- und Betriebsdatenauswertung und Analyse der Abwärmequellen war eine realitätsnahe Simulation eines zeitlichen Verlaufs der Abgasvolumenströme und Abgastemperaturen der verschiedenen Wärmequellen in Abhängigkeit vom Erdgaseinsatz, um das Potenzial der Wärmerückgewinnung und dessen Nutzbarkeit in einer Verstromungsanlage (ORC-Anlage) definieren zu können und die Datenbasis für die Anlagenkonzeption bzw. Dimensionierung der einzelnen Komponenten zu schaffen.

Bei der Potenzialermittlung wurden sämtliche Öfen bzw. nutzbaren Abwärmequellen des Nahtlosrohrwerkes untersucht und für die Einschränkung des technischen Anlagenkonzeptes vorab einer groben ökonomischen Betrachtung unterzogen, mit dem Ergebnis, dass das Hauptpotenzial beim Drehherdofen Zone 4-7 gegeben ist und eine zusätzliche Nutzung anderer Abwärmequellen keinen wirtschaftlichen Vorteil bringt.

Die ermittelten extremen und diskontinuierlichen Schwankungen im Abwärmeeinfall, welche in Form von Gang- und Dauerkurven dargestellt wurden, stellten für die Anlagenkonzeption und Energiebilanzierung einen wesentlichen Bestandteil dar.

Aufgrund diverser Optimierungsmaßnahmen am Drehherdofen erfolgte 2013 neuerlich eine umfangreiche Datenauswertung und Analyse, wobei relevante Einschränkungen, betreffend das Abwärmepotenzial im Abgasstrom vom DHO Zone 4-7, verzeichnet werden mussten.

Für das Referenzjahr 2008 und das optimierte Anlagenkonzept wurde schlussendlich, entsprechend den aufgezeichneten Erdgasmengen und basierend auf Ergebnissen der Datenauswertung, ein Abwärmepotenzial bis zu rund 16 GWh/a ermittelt.

### 4.2 Erstellung des Anlagenkonzeptes und Auslegung der Systemkomponenten

Ausgehend von den Analyse- und Berechnungsergebnissen aus dem AP1 wurde für die thermische Nutzung und Verstromung der Abwärme ein grundlegendes Anlagenkonzept erstellt, welches als Systemhauptkomponenten den Abgaswärmetauscher, einen Wärmespeicher und die Verstromungsanlage umfasst.

Aufgrund der extremen und diskontinuierlichen Schwankungen im Abwärmeeinfall war die Integration eines Wärmespeichers in Kombination mit einem Lastmanagement der Verstromungsanlage unabdingbar, um einen möglichst hohen Anteil des anfallenden Abwärmepotenzials in der Verstromungsanlage nutzen zu können. Eine völlige Vergleichmäßigung der Lastschwankungen und dadurch gute Auslastung der ORC-Anlage konnte bei den gegebenen Lastschwankungen nicht erwirkt werden, da dies ein immens großes und unwirtschaftliches Speichervolumen bedingen würde.



Die Gesamtanlage wurde entsprechend dem Stand der Technik unter Einhaltung relevanter Gesetze, Normen und technischer Richtlinien für die Nutzung der Abwärme vom Drehherdofen Zone 4-7 konzipiert, wobei eine größen- und leistungsmäßige Optimierung sämtlicher Systemkomponenten, basierend auf den errechneten bzw. simulierten Stoff- und Energieströmen, erfolgte.

Die optimierte Anlage umfasst als Systemhauptkomponenten einen Abgaswärmetauscher mit einer thermischen Nennleistung von 4,4 MW, einen Pufferspeicher mit 20 m<sup>3</sup> und eine ORC-Anlage mit einer thermischen Input-Leistung von 2,5 MW und elektrischen Generatorleistung von 475 kW.

Mit der konzipierten und optimierten Abwärmenutzungsanlage zur Nachverstromung kann das im AP 1 ermittelte Abwärmepotenzial von maximal 16 GWh/a zu 96 % in der ORC-Anlage genutzt werden, wobei netto rund 2,4 GWh/a Strom erzeugt werden.

### **4.3 Evaluierung von Hochtemperatur-Wärmespeichertechnologien**

Im Vergleich und bei der Bewertung der in einer Datenrecherche und einem Marktscreening erhobenen Wärmespeichertechnologien zeigte sich, dass für dieses Projekt bzw. Anlagenkonzept ein sensibler Flüssigkeitswärmespeicher einen technischen und wirtschaftlichen Vorteil gegenüber anderen Speichersystemen bringt. Somit konnte eine klare Entscheidung betreffend der Auswahl der Speichertechnologie zugunsten eines Flüssigkeitsspeichers mit Thermoöl getroffen und das Anlagenkonzept für die Wärmespeicherung erstellt werden, welches entsprechend den Ergebnissen der CFD-Simulation noch optimiert wurde.

### **4.4 Instationäre CFD-Simulation des Hochtemperatur-Wärmespeicherns mit diskontinuierlicher Beladung**

Es konnte im Rahmen des Projekts mit Erfolg ein detailliertes CFD-Berechnungsmodell für die dreidimensionale und instationäre Wärmespeicher-Simulation mit diskontinuierlichen Beladeströmen entwickelt und mittels Messdaten für einen Warmwasser-Pufferspeicher validiert werden. Dieses Modell wurde in weiterer Folge auf den im gegenständlichen Projekt definierten Thermoöl-Pufferspeicher angewendet. Es wurden von BIOS zwei Betriebssysteme, mit je einem Ein- und Auslass sowie mit je zwei Ein- und Auslässen, definiert. Für jedes Schema wurde in einem ersten Schritt eine Variante des Pufferspeichers mittels CFD-Simulationen für einen repräsentativen Betriebszyklus (definiert von BIOS im Rahmen des AP2) untersucht. Dabei zeigte sich, dass die Variante mit jeweils zwei Ein- und Auslässen zu bevorzugen ist, weil sie im Vergleich zur anderen Variante eine engere thermische Grenzschicht aufweist, was in Bezug auf ein effizientes Lastmanagement einen wesentlichen Vorteil darstellt. Um zusätzlich die Ausnutzung des Speichers (d.h. den Energieinhalt) zu maximieren, sowie eine noch stabilere Austrittstemperatur (Vorlauftemperatur des ORC) zu gewährleisten, wurde eine weitere Variante (V3) nach dem zweiten Betriebssystem definiert. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Optimierung, sowohl in Bezug auf die Austrittstemperatur als auch auf die thermische Schichtung, erfolgreich war, womit Variante V3 zur Umsetzung empfohlen werden kann.

### **4.5 Risikoanalyse**

Im Rahmen der Risikoanalyse wurde die Risikobeurteilung, basierend auf dem entwickelten Anlagenkonzept, für die wesentlichen Komponenten durchgeführt. Die Risiken wurden für die einzelnen Anlagenkomponenten aufgelistet, analysiert und bewertet. Im Rahmen der Risikoanalyse wurden die potenziellen Fehler und Fehlerfolgen sowie deren Ursachen aufgelistet und in Bezug auf die Auftretenswahrscheinlichkeit, die Bedeutung des Fehlers und der Entdeckungswahrscheinlichkeit beurteilt. Es wurden Empfehlungen für Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet und Verbesserungsmaßnahmen im Anlagenkonzept berücksichtigt und neuerlich anhand der Bewertungskriterien bewertet.

### **4.6 Ökologische und Ökonomische Bewertung**

Anhand der Ergebnisse aus den Arbeitspaketen 1 bis 5 wurde die konzipierte Anlage ökologisch und ökonomisch mit folgendem Ergebnis bewertet:

Errichtung und Betrieb der konzipierten Abwärmenutzungsanlage zur Verstromung führen zu keiner erhöhten Beeinträchtigung der Umwelt sondern ermöglichen eine CO<sub>2</sub>-Einsparung von bis zu 890 t/a.

Bedingt durch die ausschließliche Nutzung der Abgaswärme zur Stromproduktion mit einem Gesamtnutzungsgrad von rund 16 % kann bei gegebener Anlagenauslastung und Anlagendimension, einer Stromvergütung von EUR 70,-/MWh und den gegebenen Förderbedingungen nur eine statische Amortisationszeit zwischen 23-30 Jahren erzielt werden, was für eine positive wirtschaftliche Beurteilung unzureichend ist.

### **5 Ausblick und Empfehlungen**

Die weiterführenden Forschungsarbeiten sind aufgrund der im Rahmen des Projekts ermittelten langen Amortisationszeiten darin zu sehen, wie man die verwendeten Anlagenkomponenten kostengünstiger herstellen kann bzw. in welchen Bereichen weitere Kosteneinsparungen erzielt werden können, ohne dass dabei nachteilige Auswirkungen auf die betriebliche Sicherheit zu erwarten sind.

Ein wesentlicher Punkt ist, dass die Abwärmenutzung bei Neuinstallationen bereits in die Planung mitaufgenommen und berücksichtigt wird.

Zukünftige Entwicklungsarbeiten könnten z.B. die Direktnutzung von Abgasen in ORC-Anlagen ohne Wärmeträger- bzw. Zwischenkreis sein, was sich insbesondere bei gleichmäßigem Abwärmeeinfall als technisch und wirtschaftlich aufgrund reduzierter Investitions- und Betriebskosten interessant gestalten könnte.

Das erarbeitete instationäre Wärmespeicherberechnungsmodell ist auch für andere Wärmespeichertechnologien, wie z.B. Latentwärmespeicher, geeignet und kann zu deren Evaluierung eingesetzt werden.

### 6 Literaturverzeichnis

- Dreißigacker V.: Strömungs-Ungleichverteilung in Hochtemperatur-Wärmespeichern für den Kraftwerkseinsatz, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. in der Helmholtz-Gemeinschaft, 26.09.2008
- Drescher U., Brüggemann D.: Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, Abstract, Applied Thermal Engineering 27 (2007), 223-228
- Gil A., Medrano M., Martorell I., La'zaro A., Dolado P., Zalba B., Cabeza L.: State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modelization, Elsevier, (2010) 31–55
- Heiner M.: Wärmespeicher auf Satzbasis, K-UTEC AG Salt Technologies , 14. April 2010
- Huppmann G., Weichselgartner J., Schmidt G., Duré G., Öchslein W., Raasch E.: Abwärmenutzung in der Industrie unter Verwendung des organischen Rankine Kreisprozesses (ORC), Bundesministerium für Forschung und Technologie, Oktober 1985
- Jahn K., Eikmeier B., Ludewig H., Eilmes S.: Entwicklung der Energieversorgung in Norddeutschland, Bremer Energie Institut
- Kenisarin M.: High-temperature phase change materials for thermal energy storage, Elsevier, (2010) 955–970
- Kley C., Koch H., Pfeil M.: Nachhaltige Sanierung einer Grund- und Hauptschule mit Integration in eine solare Nahwärme mit Langzeitwärmespeicher, 3. Internationales Anwenderforum, 26./27. 03.2009 im Kloster Banz, Bad Staffelstein
- Legmann H.: Recovery of industrial heat in the cement industry, Abstract, By Means of the ORC Process, Ormat Industries Ltd. 2002
- Medrano M., Gil A., Martorell I., Potau X., Cabeza L.: State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2—Case studies, Elsevier, (2010) 56–72
- Müller-Steinhagen H.: Grundlagen thermischer Energiespeicher, Institut für Technische Thermodynamik Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 25. September 2008
- Neupert U., Euting T., Kretschmer T., Notthoff C., Ruhlig K., Weimert B.: Energiespeicher Technische Grundlagen und energiewirtschaftliches Potenzial, Fraunhofer IRB Verlag, 2009
- Ohl, M.; Blesl, M.; Fahl U.: Ganzheitliche Bewertung innovativer thermischer Energiespeicherkonzepte für Baden-Württemberg auf Basis branchen- und betriebsspezifischer Wärmebedarfsstrukturen, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, Universität Stuttgart
- Pfeifer H., Nacke B., Bernecke F.: Praxishandbuch Thermoprosesstechnik, Vulkan Verlag, 2008
- Sattler C., Tamme R.: Thermochemische Energiespeicher, DLR – Institut für Technische Thermodynamik, 10. Februar 2009
- Solarice: Thermischer Energiespeicher mit NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O Absorptionskälteanlage, Trantner, 14. April 2010
- Steinmann, W., Fink J., (2009): EVA Thermische Energiespeicher zur Verstromung diskontinuierlicher Abwärme Teil 1, Zwischenbericht anlässlich des Statuskolloquiums des BWPLUS am 4. und 5. März 2009 im Forschungszentrum Karlsruhe, Förderkennzeichen: BWE27006+BWE27007
- Tamme R., Bauer T., Hahne E.: Heat Storage Media, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2009

## Neue Energien 2020 - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- Tamme R., Laing D., Zunft S.: Thermische Energiespeicher für den Kraftwerksbereich und die Prozessindustrie, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
- Tamme R.: Speicherung für Hochtemperaturwärme, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, FVS • LZE Themen 2005
- Tamme R.: Speicherung für Hochtemperaturwärme, FVS • LZE, Themen 2005
- Tamme R.: Thermische Energiespeicher, 2009
- Wei D., Lu X., Lu Z., Gu J.: Performance analysis and optimisation of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery, Abstract, Energy Conversion and Management 48 (2007), 1113-1119

## 7 Anhang

### 7.1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Vereinfachtes Anlagenschema der Abwärmenutzungsanlage .....	8
Abbildung 2: Verlauf der Abgas- und Wärmeträgertemperaturen und des Wärmeträgermassenstroms beim Wärmetauscher im Abgasstrom DHO Zone 4-7 .....	9
Abbildung 3: Verlauf der thermischen und elektrischen Leistungen und des Wärmespeicherladezustands bei Verstromung der Abgasquelle DHO Z4-7 .....	10
Abbildung 4: Anlagenschema (R&I) der Abwärmenutzungsanlage zur Verstromung der Abwärme vom DHO Zone 4-7 .....	11
Abbildung 5: Schematische Darstellung und ts-Diagramm des ORC-Kreislaufprozesses.....	12
Abbildung 6: Abgaswärmetauscher – Design .....	15
Abbildung 7: Abgasseitige Einbindung des Wärmetauschers .....	16
Abbildung 8: Wärmespeicher - Design .....	17
Abbildung 9: Disposition der Anlagenkomponenten.....	19
Abbildung 10: Überblick über die Wärmespeicherarten .....	20
Abbildung 11: Skizze für Latentwärmespeichersystem für die Nachverstromung des Abgasstroms beim gegenständlichen Projekt.....	22
Abbildung 12: Zeitliche Entwicklung der höhenabhängigen Temperaturverteilung [°C] im Pufferspeicher – Vergleich der Messdaten (links) mit den Simulationsergebnissen (rechts) .....	25
Abbildung 13: Betriebsschema 1 für den Lastenausgleichsspeicher (vereinfacht).....	26
Abbildung 14: Betriebsschema 2 für den Lastenausgleichsspeicher (vereinfacht).....	26
Abbildung 15: Geometrie der drei simulierten Varianten des Thermoöl-Pufferspeichers. Die Hauptabmessungen des Speichers sind bei allen Varianten identisch (siehe auch Abbildung 8).....	27
Abbildung 16: Temperaturverteilung [°C] im vertikalen Längsschnitt durch den Pufferspeicher in der Ebene der Ein- und Auslässe für die Varianten V1 (links), V2 (Mitte) und V3 (rechts). .....	28
Abbildung 17: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen am heißen Auslass aus dem Pufferspeicher (V1: Flansch A, V2 und V3: Flansch D). .....	28
Abbildung 18: Risikoprioritätszahlen für den Abgaswärmetauscher .....	30
Abbildung 19: Risikoprioritätszahlen für Wärmetauscherpumpen .....	31
Abbildung 20: Risikoprioritätszahlen Behälter.....	32
Abbildung 21: Risikoprioritätszahlen Pumpengruppe ORC-Anlage.....	33
Abbildung 22: Risikoprioritätszahlen ORC-Anlage.....	34
Abbildung 23: Kapitaleinsatz / Zahlungsüberschüsse / Amortisationszeit für die speicherunterstützte Verstromung unterschiedlicher Abwärmequellen und ORC-Anlagentypen .....	37

## 7.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Daten des angepassten ORC-Moduls Turboden 6 HR.....	12
Tabelle 2: Technische Daten des Abgaswärmetauschers .....	14
Tabelle 3: Technische Daten des Wärmespeichers .....	17
Tabelle 4: Energiebilanz der AWN-Anlage.....	36
Tabelle 5: Investitionskosten der konzipierten Abwärmenutzungsanlage.....	38

### **8 Kontaktdaten**

#### **Konsortialführer**

**voestalpine Tubulars GmbH & Co KG**

DI Helfried Wernigg

Telefon: +43/50304/23-324

E-Mail: [helfried.wernigg@vatubulars.com](mailto:helfried.wernigg@vatubulars.com)

#### **Kooperationspartner**

**STENUM GmbH**

DI (FH) Christina Krenn

Telefon: +43/316/367156-70

E-Mail: [christina.krenn@stenum.at](mailto:christina.krenn@stenum.at)

**BIOS BIOENERGIESYSTEME GmbH**

DI Alfred Hammerschmid

Telefon: + 43/316/481300 - 72

E-mail: [hammerschmid@bios-bioenergy.at](mailto:hammerschmid@bios-bioenergy.at)

**TU Graz, Institut für Prozess- und Partikeltechnik**

Prof. Univ.-Doz. DI Dr. Ingwald Obernberger

Telefon: + 43/316/481300 – 12

E-Mail: [ingwald.obernberger@tugraz.at](mailto:ingwald.obernberger@tugraz.at)