

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

10/09/2016

Projekttitlel:

s-CO₂-Prozesse zur Abwärmenutzung
(SuCritDioCyc)

Projektnummer:

848889

Energieforschungsprogramm - 1. Ausschreibung

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

Ausschreibung	1. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/04/2015
Projektende	31/03/2016
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	12 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	TU Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik
AnsprechpartnerIn	Andreas WERNER
Postadresse	Getreidemarkt 9, 1060 Wien, Österreich
Telefon	+43 58801 302314
Fax	+43 58801 30299
E-mail	andreas.werner@tuwien.ac.at
Website	-

SuCritDioCyc

s-CO₂-Prozesse zur Abwärmenutzung

AutorInnen:

Andreas Werner, Gregor Klemencic
TU Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Inhaltliche Darstellung.....	7
3.1	Stand der Technik von sCO ₂ -Prozessen:.....	7
3.2	Konfiguration von CO ₂ -Kreisläufen	10
3.3	Neueste Entwicklungen im Bereich der Turbomaschinen:	11
3.4	Auslegung eines Verdichters aufgrund vorliegender Betriebsparameter	11
3.5	Wärmetauscherauslegung:.....	14
3.6	Analyse von Varianten und Prozesssimulation:	15
3.7	Prozessintegration des sCO ₂ -Prozesses	18
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	19
5	Ausblick und Empfehlungen.....	21
6	Literaturverzeichnis.....	23
7	Anhang	24
8	Kontaktdaten	26

2 Einleitung

Aufgabenstellung:

Abwärmenutzung, insbesondere durch Verstromung, ist heute ein wichtiges Thema zur Energieeffizienzsteigerung und Treibhausgasreduktion. Energierückgewinnungsanlagen, die nach dem Prinzip der Wärmekraftmaschine funktionieren, wie Dampfkraft- und ORC-Prozesse, Stirlingmotoren usw. wurden hierfür entwickelt und stehen teilweise schon seit geraumer Zeit zur Verfügung. Trotzdem ist die breite Umsetzung der Abwärmenutzung durch Verstromung in der Industrie erst im Anfangsstadium. Der (s)CO₂-Prozess kann dazu beitragen die Elektrizitätserzeugung aus Abwärme zu vereinfachen (wesentlich kleinere Abmessungen der Maschinen, nicht brennbares Arbeitsmedium...).

Das vorgeschlagene Konzept basiert auf einem geschlossenen Gasturbinenkreislauf mit superkritischem CO₂ als Arbeitsmedium oder auf dem superkritischen Clausius Rankine-Prozess, bei dem von einer Kondensation des Arbeitsmediums ausgegangen wird. Diese Innovation zielt auf höhere Stromausbeute, Einfachheit und Kosteneffizienz. Es darf erwartet werden, dass diese Technologie auch in anderen Anwendungsfeldern zum Einsatz kommen wird, derzeit laufen weltweit intensive Bemühungen diesem Prozess zum Durchbruch zu verhelfen.

Thermodynamische Variantenstudien und Optimierungen unter Mitwirkung des Zementwerk-Betreibers sollen zu belastbaren Auslegungen und Vorteilen führen und den Bedarf der weitergehenden industriellen Forschung festlegen.

Angestrebt werden Erkenntnisse über das validierte Design-Konzept für den beschriebenen Prozess, gesicherte Aussagen über Effizienzsteigerung und Wirtschaftlichkeit, sowie über die Beschaffbarkeit der Komponenten. Konkrete Rahmenbedingungen für weitere industrielle Forschung und letztlich über die sinnvolle Vermarktung runden das Ergebnis ab.

Dieses Sondierungsprojekt dient als Vorbereitung weiterführender Projekte welche die Errichtung einer sCO₂-Versuchsanlage betreffen. Der Industriepartner „Zementwerk Hatschek“ gehört zur Rohrdorfer Gruppe, einem sehr innovativen Zementhersteller, der europaweit das erste Abwärmekraftwerk in Kombination mit dem Zementherstellungsprozess betreibt.

Schwerpunkte des Projektes:

Folgende Schwerpunkte sind zu nennen:

- Vergleich unterschiedlicher Abwärmenutzungskonzepte
- Simulation und Prozessintegration der verschiedenen Konzepte
- Vergleich der Varianten

Einordnung in das Programm:

Das Projekt liefert Beiträge zum Themenfeld 2: „Energieeffizienz und Energieeinsparungen“ und hier im Speziellen zum Subschwerpunkt 2.1: Energieeffizienz in Industrie und Gewerbe.

Verwendete Methoden:

Die wichtigsten Methoden sind Modellbildung und Simulation vereint mit Überlegungen zu Prozessintegration

Aufbau der Arbeit:

Ausgehend von einer Recherche zum Stand der Technik erfolgte eine thermodynamische Auslegung der Hauptkomponenten des Kreislaufs (Verdichter/Turbine, und Wärmetauscher). In weiterer Folge wurden verschiedene Varianten der (s)CO₂-Kreisläufe mit dem Clausius Rankine- und ORC-Prozess verglichen. Fragen der Prozessintegration wurden geklärt und eine Bewertung der verschiedenen Prozesse erfolgte.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Stand der Technik von sCO₂-Prozessen:

Der superkritische CO₂ (sCO₂)-Kreislauf hat eine lange Geschichte. Die Gebrüder Sulzer [Sulzer, 1948] meldeten 1948 ein Patent an, welches auf der Erforschung eines Kreisprozesses teilweiser Kondensation des CO₂ beruhte. Die Vorteile des CO₂ als Arbeitsmedium wurden schnell erkannt und deswegen wurde der Prozess in den 60-er und 70-er Jahren stark weiterentwickelt. Die wichtigsten Vertreter waren Gokhstein und Verhivker in der Sowjetunion, Angelino in Italien, Feher in den USA und Sulzer Brown-Boveri in der Schweiz. Der Prozess wurde jedoch nie industriell umgesetzt. In den letzten 15 Jahren wurden vermehrt Arbeiten veröffentlicht, die sich mit dem sCO₂-Kreislauf in Kombination mit Kernreaktoren [Dostal, 2004] und in Kombination mit Solaranwendungen [Iverson, 2013] beschäftigen. Seit 2007 wird eine Fachkonferenz unter dem Namen „Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium“ abgehalten, die sich ausschließlich mit sCO₂-Kreisläufen beschäftigt. Dass diese Technologie ein hohes Innovations- und Zukunftspotential besitzt, zeigt sich auch darin, dass sich die Gasturbinenkonferenz ASME TurboExpo in dem Bereich „Cycle Innovations“ diesem Kreisprozess widmet. Einige Forschungseinrichtungen betreiben mittlerweile schon erfolgreich sCO₂-Testanlagen, wie zum Beispiel die Sandia National Laboratories und das Southwest Research Institute in den USA, das CNNC key Laboratory on Nuclear Reactors in China oder SINTEF Energy Research in Norwegen.

Im Gegensatz zu den Arbeitsmedien Luft und Helium, die in geschlossenen Gasturbinenanlagen eingesetzt werden und als ideale Gase angenommen werden, zeichnet sich CO₂ durch sein ausgeprägtes Realgasverhalten vor allem im Bereich des kritischen Punkts aus. Dadurch sind vergleichsweise hohe thermische Wirkungsgrade, selbst bei niedrigen zur Verfügung stehenden Temperaturquellen, möglich. Der Hauptvorteil gegenüber den anderen Arbeitsmedien ist die stark reduzierte Verdichterarbeit, die benötigt wird. Ein anderer wichtiger Punkt ist die Lage des kritischen Punkts (bei ca. 31°C und 73.8bar), der auch die Kühlung durch Wasser bei Umgebungstemperatur ermöglicht. Die Vorteile des CO₂ als Arbeitsmedium und eines sCO₂-Kreislaufs können wie folgt zusammengefasst werden:

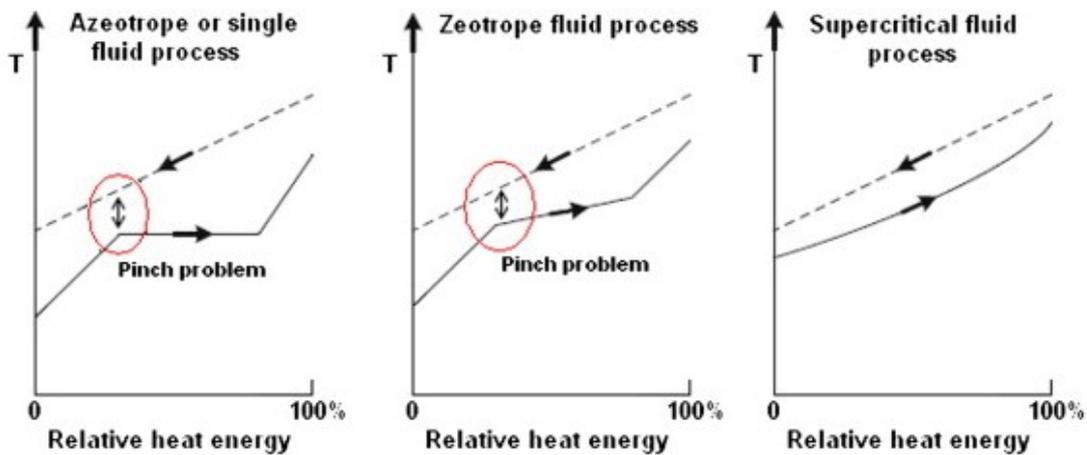


Abbildung 1: Schematische Übersicht der Temperaturvariationen zwischen der Wärmequelle (--) und dem Arbeitsmedium (—) im Gegenstrom für verschiedene Typen von Arbeitsmedien [Velez, 2011].

Energieforschungsprogramm - 1. Ausschreibung

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

- Hohe thermische Wirkungsgrade bei niedrigen Temperaturen der Abwärmequellenerzielbar.
- Vorteilhaftes Gliding-Verhalten für die Wärmeübertragung, was zu geringeren Exergieverlusten führt, siehe Abbildung 1.
- Kostengünstiges und ausreichend verfügbares Arbeitsmedium.
- Nicht toxisch oder brennbar.
- Günstige Lage des kritischen Punkts, niedrige kritische Temperatur, siehe Abbildung 2.
- Hohe Energiedichte.
- Geringe Oberflächenspannung (vermeidet Kavitation).
- Die thermodynamischen Stoffdaten von CO₂ sind gut erforscht.
- Die Betriebsbedingungen ermöglichen kleinere Komponenten, siehe Abbildung 3.

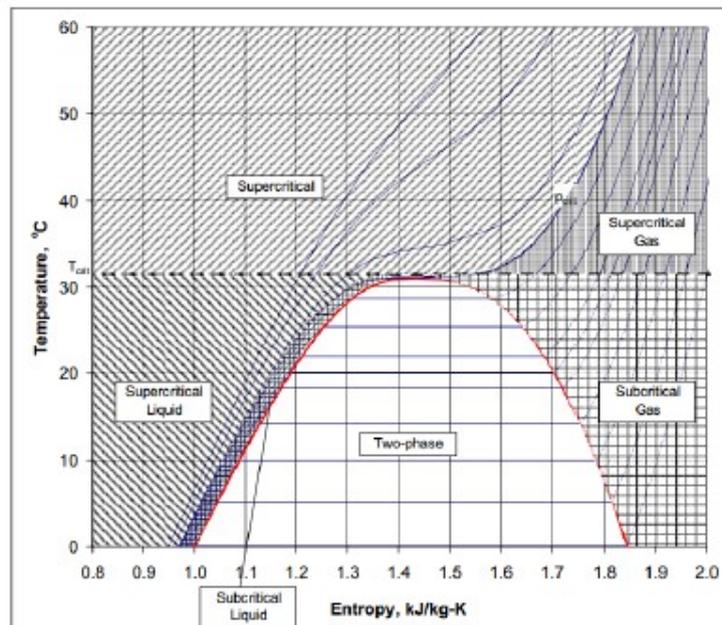


Abbildung 2: T-s Diagramm von Kohlendioxid, ersichtlich sind die Phasen in der Nähe des kritischen Punkts [Argonne, 2007].

Dieser Größenunterschied ist auf den hohen Betriebsdruck und die dadurch entstehende Dichte zurückzuführen. Die Dichten der Arbeitsmedien Wasser, Helium und Kohlendioxid bei Betriebsbedingungen vor dem Eintritt in die Turbine sind in der folgenden Tabelle angegeben.

Arbeitsmedium	Wasser	Helium	Kohlendioxid
Dichte [kg/m ³]	28,047	3,74	133,28

- Wegen des günstigen Realgasverhaltens ist eine geringere Verdichterarbeit beim Brayton-Cycle notwendig.

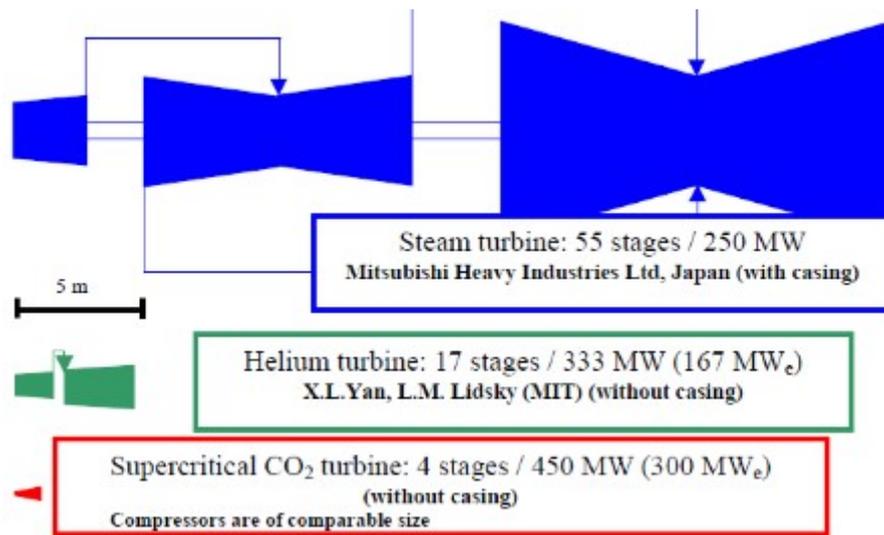


Abbildung 3: Größenvergleich einer Dampf-, Helium- und sCO₂-Turbine [Dostal, 2004].

Der letzte Punkt ist von besonderer Bedeutung. Allgemein ist die spezifische technische Arbeit einer Zustandsänderung von (1) nach (2):

$$w = \int_{p1}^{p2} v dp = \int_{p1}^{p2} Z(p, T) RT \frac{dp}{p}$$

mit v als spezifischem Volumen, p als Druck, T als Temperatur und R als spezielle Gaskonstante. Die Größe $Z \leq 1$ wird als Realgasfaktor bezeichnet. Für ein ideales Gas ist $Z = 1$ und wie aus der obigen Formel ersichtlich, ist es von Vorteil, wenn der Expander im Gasturbinenprozess möglichst nahe an Idealgasbedingungen arbeitet. Andererseits sollte der Verdichter mit einem Medium arbeiten, dessen Realgasfaktor möglichst klein ist. Dieses Verhalten wird durch die Verwendung von CO₂ ausgenutzt, weil sich im Expansionsbereich (wo hohe Temperaturen und Drücke herrschen) der Realgasfaktor dem eines idealen Gases annähert und in der Nähe des kritischen Punkts verdichtet wird, wo der Realgasfaktor ca. $Z = 0.25$ beträgt. Dieser Effekt ist in Abbildung 4 ersichtlich.

3.2 Konfiguration von CO₂-Kreisläufen

Der einfache geschlossene Gasturbinenprozess, oder Brayton Cycle, besteht aus einem Verdichter, einer Turbine, einem Rekuperator, einer Wärmequelle und einer Wärmesenke. Simulationen zeigen, dass diese Konfiguration für einen CO₂-Kreislau bereits thermische Wirkungsgrade im Bereich von ca. 40% bei einer Wärmequelle von 500°C aufweist. Zahlreiche Verbesserungen wurden von Dostal [Dostal, 2004] vorgeschlagen. Der Kreislauf, der den höchsten Wirkungsgrad liefert, der sogenannte „re-compression Cycle“, verspricht thermische Wirkungsgrade bis ungefähr 45%. Dieser Kreislauf verwendet eine zusätzliche Kompressionsstufe und zwei Rekuperatoren, einen der bei niedrigen Temperaturen arbeitet und einen der bei höheren Temperaturen zum Einsatz kommt. Der Prozess ist in Abbildung 5 dargestellt.

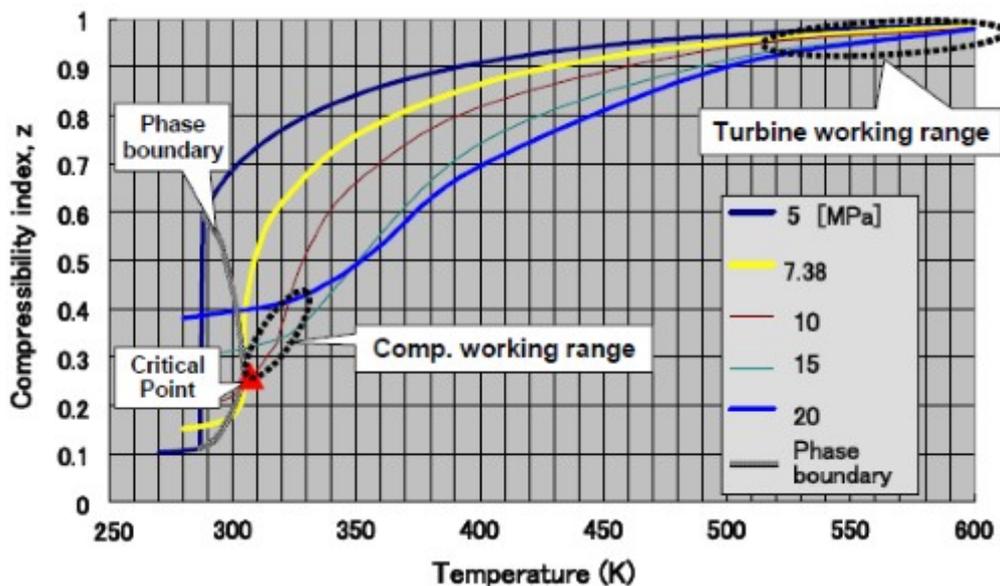


Abbildung 4: Z-T Diagramm des Turbinen und Verdichter Arbeitsbereichs [Haisuike, 2010].

Dieser Kreislauf verwendet eine weitere Eigenschaft von CO₂, nämlich die starke Druckabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität (c_p) des Arbeitsmediums bei Temperaturen unter ca. 150°C. Diese c_p -Schwankung führt im normalen Brayton-Kreislauf zu einem Pinchpoint-Problem im Wärmetauscher. Dieses Problem wird durch den re-compression-Kreislauf stark gemildert. Ein Teil des Massenstroms wird bei Punkt 8 von Abbildung 5 abgespalten und auf das höhere Druckniveau verdichtet. Das hat zur Folge, dass auf Grund des geringeren Massenstroms der Niedertemperatur-Rekuperator (LTR) einen besseren Wirkungsgrad aufweist. Folglich kann im Hochtemperatur-Rekuperator das Medium auf eine höhere Temperatur erwärmt werden, was bedeutet, dass die eingebrachte Wärme des Reaktors sinkt und der thermische Wirkungsgrad des Systems verbessert wird. Ein weiterer Ansatz zur Verbesserung des Gesamtprozesses bei einem re-compression-Kreislauf ist die Verwendung der Wärme von 8-1 in Abbildung 5 als Wärmequelle für einen ORC Prozess. Bei Akbari [Akbari, 2013] wird z.B. Isopentane für den ORC verwendet. Die berechnete Exergieeffizienz ist gegenüber dem normalen re-compression-Kreislauf um ca. 12% höher.

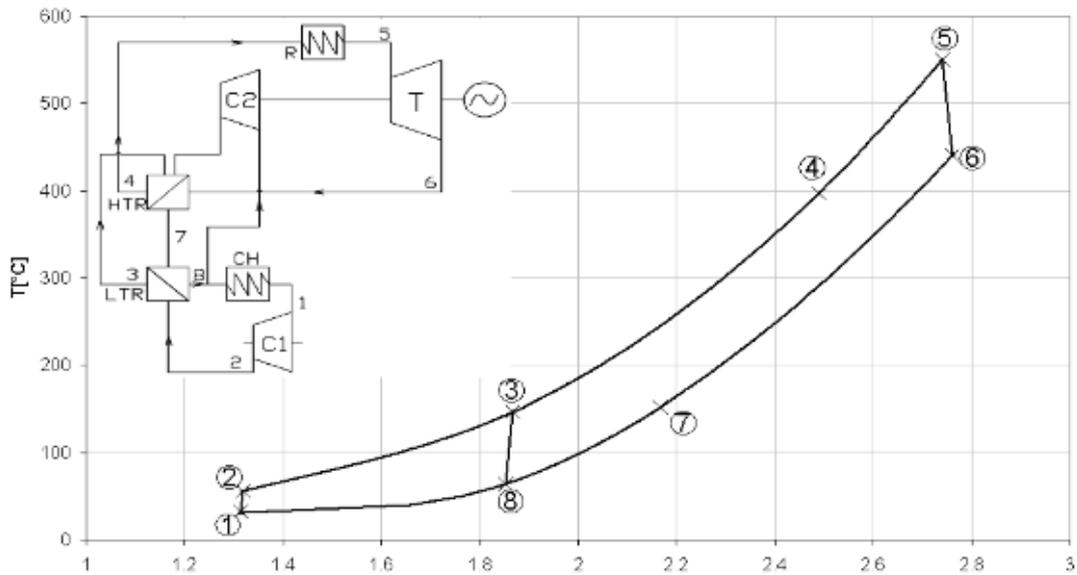


Abbildung 5: Der re-compression-Kreislauf [Dostal, 2004].

3.3 Neueste Entwicklungen im Bereich der Turbomaschinen:

sCO₂ Turbomaschinen kommen derzeit nur in Versuchsanlagen zum Einsatz. Ein Verdichter mit einem maximalen Austrittsdruck von 250 bar wird von der Firma MAN [Metz, 2015] entwickelt. Ein Verdichter und eine Turbine von Barber-Nichols, Inc mit einer Leistung von 100kWe werden von Bechtel Marine Propulsion Corporation [Clementoni, 2015] für einen Prüfstand in Pennsylvania eingesetzt. Echogen Power Systems entwickelt eine sCO₂ Wärmekraftmaschine die eine Leistung von 1MW verspricht [Held, 2014]. Kommerziell verfügbar sind derartige Maschinen nach dem Infostand des Antragstellers nicht.

3.4 Auslegung eines Verdichters aufgrund vorliegender Betriebsparameter

Aufbauend auf einer Kreisprozessrechnung wurde die Turbokomponente Verdichter für einen sCO₂-Cycle mit einer Leistung von 300 kW ausgelegt. Im Zementwerk Hatschek fällt eine beträchtliche Menge an Abwärme bei einer Temperatur von 170 °C an. Diese Abwärme soll mittels eines sCO₂- Cycle genutzt werden, um einen Teil des elektrischen Bedarfes der Anlage zu decken. Die Temperatur der Abwärme stellt dabei die Turbineneintrittstemperatur dar, weil Verluste über den Wärmetauscher nicht berücksichtigt wurden. Für eine möglichst geringe Verdichtearbeit wurde der Verdichtereintrittszustand in die Nähe des kritischen Punktes gelegt. Die Verdichtereintrittstemperatur wird etwas höher gewählt (32 °C), um nicht Gefahr zu laufen, die Phasengrenze zu unterschreiten.

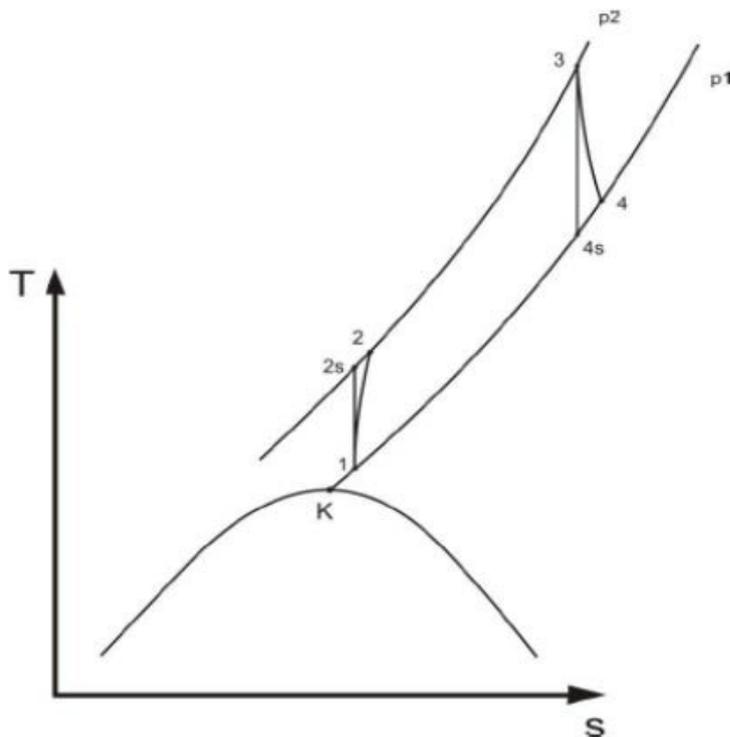


Abbildung 6: Schematisches T- s- Diagramm.

Punkt	Druck p [bar]	Temperatur [°C]	Enthalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/kg*K]
1	73,8	32	380,74	1,593
2s	184,5	88,58	407,58	1,593
2	184,5	89,6	410,9	1,6
3	184,5	170	560,65	1,978
4s	73,8	85,78	505,71	1,978
4	73,8	88,7	509,56	1,989

Tabelle 1: Zustandsgrößen in den einzelnen Punkten.

Durch das geringe Temperaturniveau der Wärmezufuhr ergibt sich ohnehin ein geringer thermischer Wirkungsgrad, wodurch man bei der Nutzung von Niedertemperaturabwärme den Kreisprozess für eine maximale spezifische Nutzarbeit auslegt. Es ergab sich für die gegebenen Randbedingungen eine maximale spezifische Nutzarbeit bei einem Druckverhältnis π_v von 2,5. Die Ausgangsdaten für die Auslegung des Verdichters sind in Abbildung 6 zu sehen. Durch Verwendung des Cordier-Diagramms wurde ersichtlich, dass die Verwendung eines einstufigen Radialverdichters die besten Ergebnisse bezüglich optimalem Wirkungsgrad bringt. In Tabelle 2 und 3 sind schließlich die Ergebnisse (Abmessungen des Verdichters, kinematische Größen) zu sehen. Aus diesen Ergebnissen folgte, dass der Radialverdichter als geschlossenes Rad (mit Deckscheibe) und rückwärtsgekrümmten Schaufeln ausgeführt werden kann. Auch die relativ geringe Umfangsgeschwindigkeit lässt diese Ausführungsart zu. Es wurden keine Leitschaufeln für den Verdichter berechnet, sondern ein Spiralgehäuse mit kreisförmigem Querschnitt festgelegt.

Energieforschungsprogramm - 1. Ausschreibung

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

Geforderte elektrische Leistung:	$P = 300\text{kW}$
Verdichterdruckverhältnis:	$\pi_V = 2.5$
spezifische Verdichterarbeit:	$\Delta h_V = 30.157 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
spezifische Nutzarbeit:	$w_{\text{Nutz}} = 20.937 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
Dichte am Eintritt:	$\rho_1 = 308.67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Dichte am Austritt:	$\rho_2 = 491.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Isentrope Verdichterarbeit:	$\Delta h_s = 26.84 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Zusammenstellung: Ausgangsdaten zur Auslegung

Durchmesser D_1	80 mm	Absolutgeschwindigkeit c_{m1}, c_1	67,33 m/s
Durchmesser D_2	40 mm	Absolutgeschwindigkeit c_{m2}	34,03 m/s
Eintrittsbreite b_1	9 mm	Absolutgeschwindigkeit c_2	146,71 m/s
Eintrittsbreite b_2	4 mm	Eintrittswinkel α_1	90°
Schaufeleintrittswinkel β_1	30°	Austrittswinkel α_2	14°
Schaufelaustrittswinkel β_2	40°	Relativgeschwindigkeit w_1	127,06 m/s
Schaufelblechstärke s_1	2 mm	Relativgeschwindigkeit w_2	76,68 m/s
Schaufelblechstärke s_2	2 mm	Umfangsgeschwindigkeit u_1	105,71 m/s
Verengungsfaktor k_1 [-]	1,64	Umfangsgeschwindigkeit u_2	211,50 m/s
Verengungsfaktor k_2 [-]	1,19	Tatsächlicher Eintrittswinkel β_1	32°
Schaufelzahl z [-]	13	Tatsächlicher Austrittswinkel β_2	26°
		Drehzahl n	49868 U/min

Tabelle 2: Geometrische Größen des Radialverdichters, **Tabelle 3:** Kinematische Größen des Radialverdichters

3.5 Wärmetauscherlegung:

Die thermodynamische Berechnung und Auslegung von sCO₂ Wärmetauschern wurde im Softwarepaket EES (Engineering Equation Solver) konzipiert. In der erstellten Benutzeroberfläche, ist es möglich die Fluide innerhalb und außerhalb der Rohre zu wählen und deren Temperatur, Druck und Massenströme zu bestimmen. Es besteht auch die Möglichkeit mit einem Gasmisch zu rechnen. Dafür werden die Volumenanteile der einzelnen Komponenten bei Normbedingungen benötigt. Zusätzlich ist eine Dimensionierung des Wärmetauschers erforderlich, dafür müssen unter anderem die Rohrabmessungen, der Wärmedurchgangskoeffizient am Rohr, die Rohrrauigkeit und die Anzahl der Rohre angegeben werden.

Nachdem die Berechnung durchgeführt wird, werden unter anderem die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal und im Rohr, der berechnete k-Wert, die berechnete und die benötigte Wärmetauscherfläche wiedergegeben. Zusätzlich wird eine Abschnittsberechnung vollzogen, die den übertragenen Gesamtwärmestrom in Abschnitte unterteilt und für jeden Abschnitt die benötigte Fläche und Temperaturen berechnet bei konstantem k-Wert.

3.6 Analyse von Varianten und Prozesssimulation:

Für die Abwärmenutzung im Mitteltemperaturbereich mussten die bereits existierenden Varianten und Grundkonzepte von sCO₂-Kreisläufen [Dostal, 2004] angepasst werden, da diese ursprünglich für viel höhere Temperaturniveaus entwickelt wurden. Abbildung 7 zeigt das Anlagenschaltbild und T,s-Diagramm eines einfachen sCO₂-Brayton Cycle's mit Rekuperator.

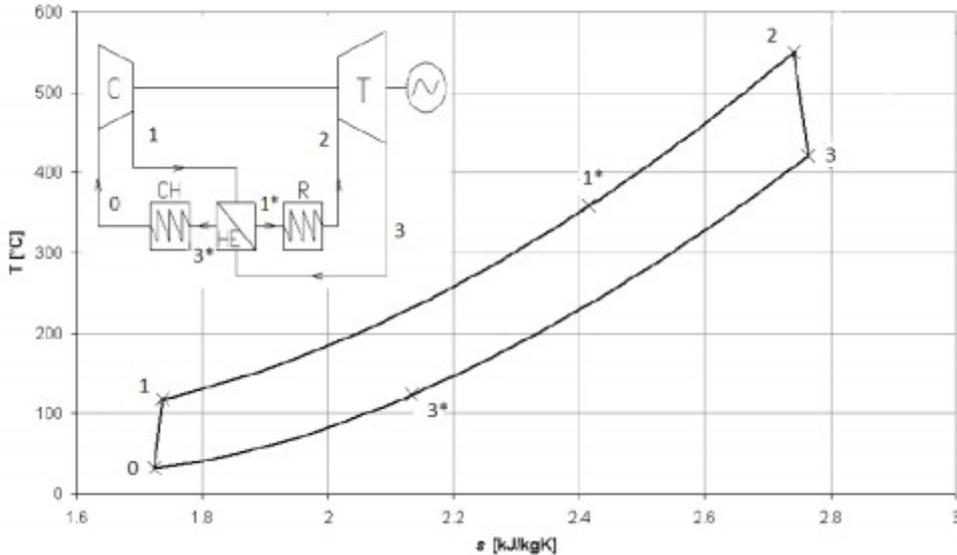


Abbildung 7: Schaltbild und T,s-Diagramm eines einfachen sCO₂-BC mit Rekuperator [Dostal, 2004]

Die Abhängigkeit der spezifischen Nutzarbeit w_{Nutz} und des thermischen Wirkungsgrads η_{th} vom Verdichterverhältnis π_V bei verschiedenen Turbineneinlasstemperaturen ϑ_{Tin} ist in Abbildung 8 dargestellt. Der Verdichtereintritt ist durch $p_0 = 73.8\text{bar}$ und $\vartheta_0 = 34^\circ\text{C}$ definiert. Aus der Grafik geht hervor, dass für jede Turbineneinlasstemperatur ein optimales Verdichterverhältnis $\pi_{V\text{opt}}$ existiert, bei dem die spezifische Nutzarbeit oder der thermische Wirkungsgrad gegen ein Maximum streben. Dieses optimale Verdichterverhältnis ist für w_{Nutz} und η_{th} nicht identisch, sondern weicht voneinander ab.

Eine Erweiterung des einfachen sCO₂-BC ist der Recompression-Cycle. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass bevor das CO₂ in den Kühler eintritt, der Massenstrom aufgespalten wird. Der abgezweigte Teil wird in den "Recompression"-Verdichter (C2) geleitet und dem ursprünglichen Massenstrom, der den Kühler und den Verdichter (C1) passiert, nach dem Niederdruck-Rekuperator (LTR) wieder zugeführt. Im Hochtemperatur-Rekuperator (HTR) wird das CO₂ weiter erwärmt (vgl. Abbildung 5). Beide Teilmassenströme sollten vor dem Mischen den gleichen Druck und annähernd die gleiche Temperatur besitzen. Mit diesem System wird ein besseres Wärmeübertragungsverhalten im LTR gewährleistet. Das Ziel dieser Konfiguration ist, den Effekt der unterschiedlichen spezifischen Wärmekapazität des CO₂ im Temperaturbereich unter ca. 150°C auf der Hoch- und Niederdruckseite zu verringern und somit sowohl den Rekuperatorwirkungsgrad als auch den thermischen Wirkungsgrad des Systems zu erhöhen. Im Vergleich zum einfachen sCO₂-BC wird ein besserer thermischer Wirkungsgrad erzielt, die spezifische Nutzarbeit ist jedoch geringer.

Energieforschungsprogramm - 1. Ausschreibung

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

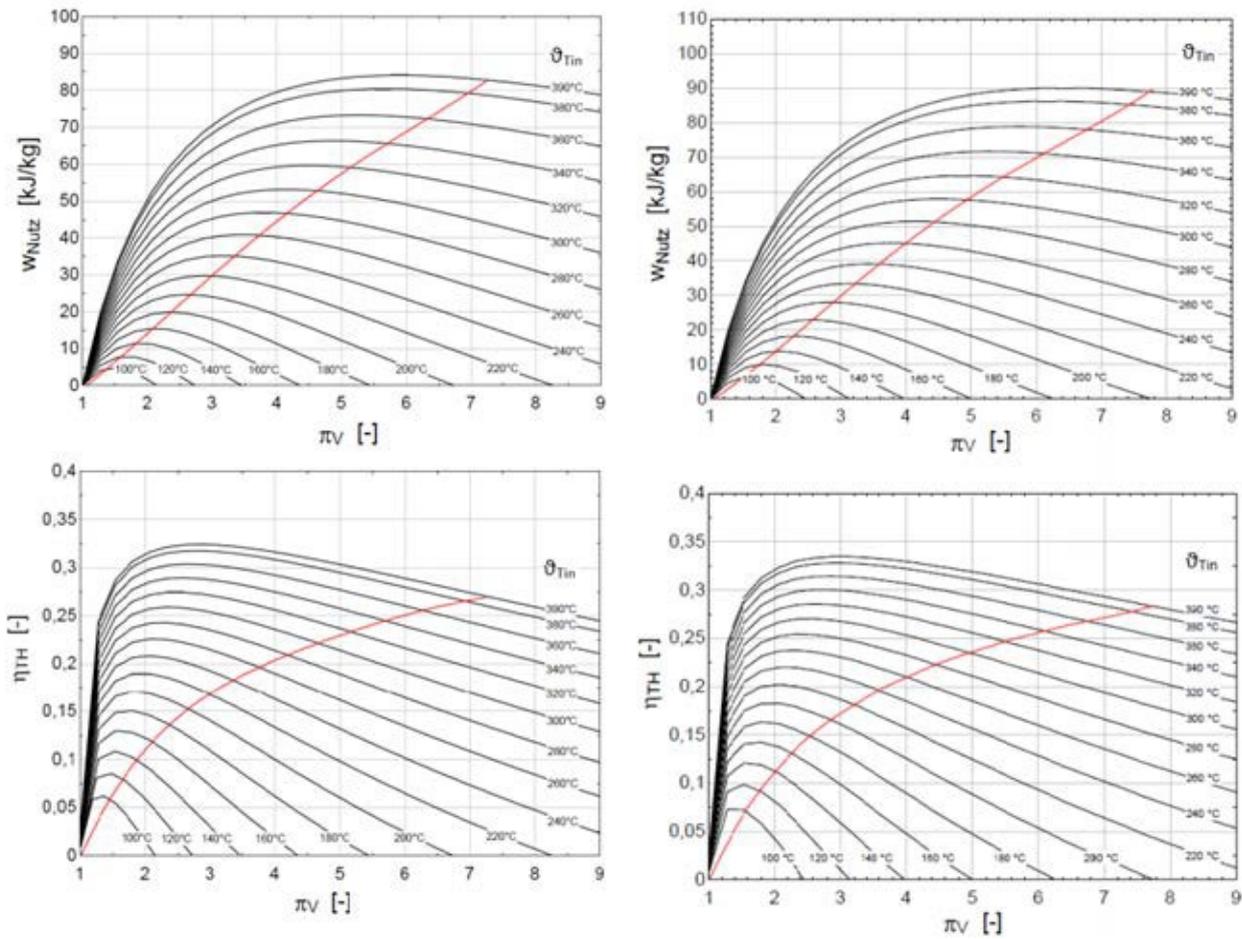


Abbildung 8: w_{Nutz} und η_{th} in Abhängigkeit von π_v eines sCO₂-BC (links) und eines tCO₂-BC (rechts).

Die anderen Varianten des sCO₂-BC, der Pre-Compression-Cycle, der Split-Expansion-Cycle und der Partial-Cooling-Cycle, sind auf Grund ihrer Komplexität und des betrachteten Temperaturbereichs für die vorliegende Anwendung ungünstig.

Beim tCO₂-BC liegt der Verdichtereintritt auf der Taulinie im unterkritischen Bereich. Das Schaltbild entspricht, wie schon beim sCO₂-BC, einer geschlossenen Gasturbinenanlage mit Rekuperator (vgl. Abbildung 9). Der Kreisprozess durchläuft sowohl den über- als auch den unterkritischen Bereich, man spricht dabei von einem transkritischen Kreisprozess. Abbildung 10 zeigt w_{Nutz} und η_{th} in Abhängigkeit von π_v bei verschiedenen Turbineneinlasstemperaturen θ_{Tin} eines tCO₂-BC. Die rote Linie stellt erneut die Begrenzungslinie für den Einsatz eines Rekuperators dar. Der Verdichtereintritt ist durch $p_0 = 64.34 \text{ bar}$ und $\theta_0 = 25^\circ\text{C}$ auf der Taulinie festgelegt. Ist das obere Druckniveau p_1 beim sCO₂-BC und tCO₂-BC gleich, dann weist der tCO₂-BC etwas höhere spezifische Nutzarbeiten und thermischen Wirkungsgrade auf. Dies liegt an der ausgewählten Konfiguration und der Nähe zum kritischen Punkt. Daher ist die spezifische Arbeit des Verdichters geringer, verglichen zum sCO₂-BC. Man erhält zum Beispiel bei $\theta_{Tin} = 390^\circ\text{C}$ um ca. 7% mehr spezifische Nutzarbeit verglichen mit dem sCO₂-BC.

Der tCO₂-RC ist ein sogenannter Kondensations-Kreisprozess ähnlich wie der Wasserdampfkraft-Prozess. Das Arbeitsmedium CO₂ durchläuft hier das Zweiphasengebiet im Kühler und kondensiert vollständig, im Gegensatz zu den beiden Brayton-Kreisläufen. Abbildung 9 zeigt ein T, s-Diagramm eines einfachen tCO₂-RC. Anstelle eines Verdichters kommt hier eine Pumpe zum Einsatz. Der

Energieforschungsprogramm - 1. Ausschreibung

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

Pumpeneintritt (Punkt 0) liegt beim tCO_2 -RC auf der Siedelinie im unterkritischen Bereich (flüssige Phase).

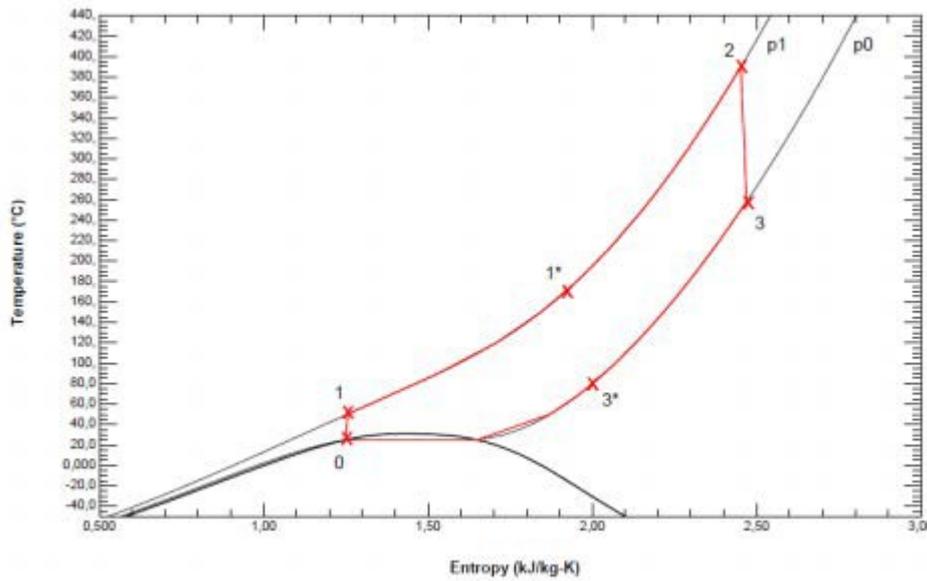


Abbildung 9: T,s-Diagramm eines einfachen tCO_2 -RC.

Das CO_2 liegt am Pumpeneintritt in flüssiger Form vor, dadurch ist aufgrund der hohen Dichte und des daraus resultierenden kleineren Realgasfaktors Z die spezifische Pumpenarbeit w_p deutlich geringer als die spezifische Verdichterarbeit bei den Brayton-Kreisläufen. Somit kann man aus dem tCO_2 -RC bei gleichen Randbedingungen deutlich mehr spezifische Nutzarbeit, verglichen zu den CO_2 -BC, generieren. Abbildung 10 zeigt die spezifische Nutzarbeit und den thermischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit von π_v bei verschiedenen $\vartheta_{T,in}$ eines tCO_2 -RC. Der Pumpeneintritt ist durch $p_0 = 64.34\text{bar}$ und $\vartheta_0 = 25^\circ\text{C}$ auf der Siedelinie festgelegt. Verglichen mit den beiden CO_2 -BC verschieben sich die optimalen Verdichterdruckverhältnisse $\pi_{V,opt}$, bei denen w_{Nutz} und η_{th} ein Maximum aufweisen, nach rechts. Das Verdichterdruckverhältnis ist durch die Werkstofffestigkeiten der Komponenten sowie der Leitungen begrenzt, sodass bei höheren Turbineneinlasstemperaturen $\pi_{V,opt}$ nicht erreicht wird.

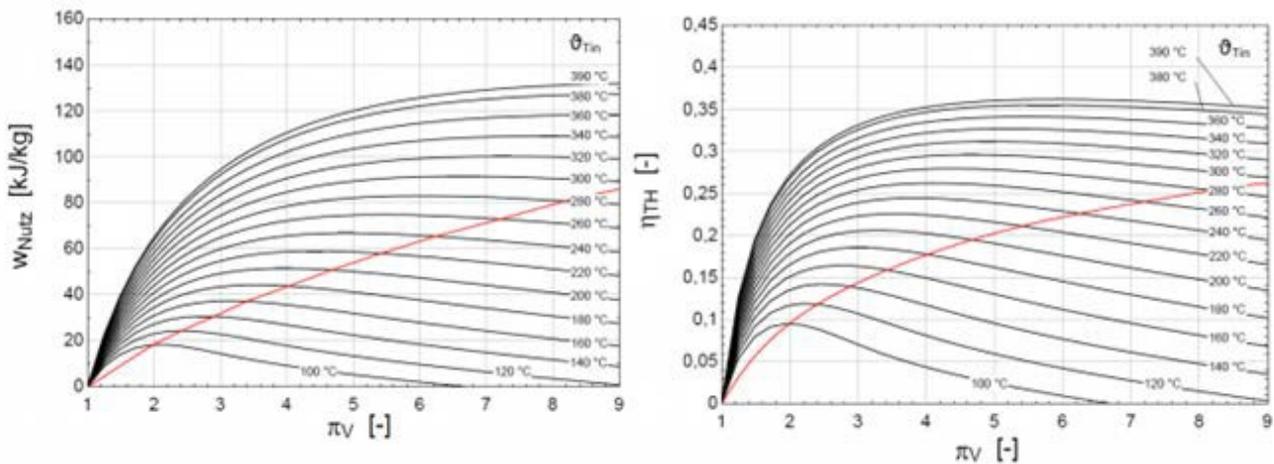


Abbildung 10: w_{Nutz} und η_{th} in Abhängigkeit von π_v eines tCO_2 -RC.

3.7 Prozessintegration des sCO₂-Prozesses:

Die folgende Abbildung 11 zeigt die möglichen Abwärmenutzungsstellen im untersuchten Zementwerk. Erste Abwärmequelle (rot eingekreiser Wärmetauscher) ist das Drehrohrabgas im Zustand nach den Zyklonvorwärmern – (ggf.) der Rohmehlmühle und dem Heißgasfilter – die Temperatur beträgt dort 295 °C. Die zweite Abwärmequelle ist die Kühlluft aus dem Rostkühler am linken Ende des Drehrohrs, hier wurde vor allem die Mittenluft mit einer Temperatur von ca. 410°C verwendet.

Die dritte Abwärmequelle ist das Drehrohrabgas im Zustand nach dem Chlorid-Bypass; wegen des geringen Massenstroms wurde diese Quelle aber nicht zur Abwärmenutzung herangezogen. Für diese Quellen wurden ein Vergleich zwischen Wasserdampfkraftprozess, ORC- und (s)CO₂-Prozessen (Brayton-Cycle trans- und superkritisch) sowie Rankine-Cycle (transkritisch) durchgeführt. Die Ergebnisse wurden in [Klemencic et al., 2016] präsentiert.

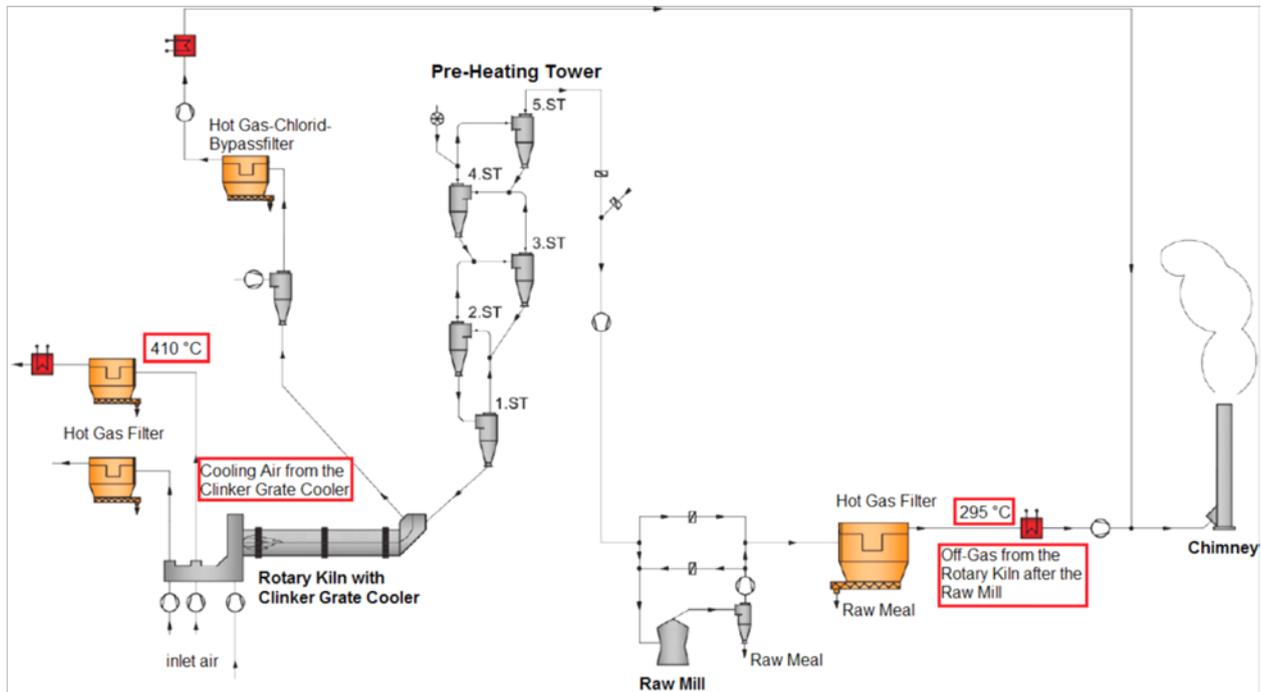


Abbildung 11: Schema des untersuchten Zementwerks

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Vergleich von verschiedenen Abwärmenutzungsprozessen:

Die folgende Abbildung 12 zeigt die Simulationsresultate für produzierte elektrische Leistung, zugeführte Wärme und den thermischen Wirkungsgrad der verschiedenen untersuchten Abwärmenutzungsprozesse. Dabei liefert der tCO₂-Rankine-Prozess die höchste elektrische Leistung aller untersuchten Kreisläufe. Die Ursache dafür liegt in der niedrigen Speisepumpenarbeit. Der tCO₂-Rankine-Prozess produziert eine elektrische Leistung von 5192 kW, das ist 897 kW mehr als der tCO₂-Brayton-Cycle und 1185 kW mehr als der sCO₂-Brayton-Cycle. Der ORC (3915 kW) und der Wasserdampfkraftprozess (3297 kW) liegen damit unter den bestehenden Annahmen deutlich unter der Leistung der CO₂-Prozesse.

Allerdings ist der hohe Kühlwasserbedarf des tCO₂-Rankine-Prozesses nachteilig. Bei einer Wassereintrittstemperatur von 12 °C ist ein Kühlwassermassenstrom von 420 kg/s erforderlich. Im Vergleich dazu benötigt der tCO₂-Brayton-Cycle 130 kg/s und der sCO₂-Brayton-Cycle 70 kg/s an Kühlwasser. Eine mögliche Lösung beim tCO₂-Rankine-Prozess könnte sein, einen eigenen Kühlkreislauf vorzusehen, was aber technische und ökonomische Nachteile bringt.

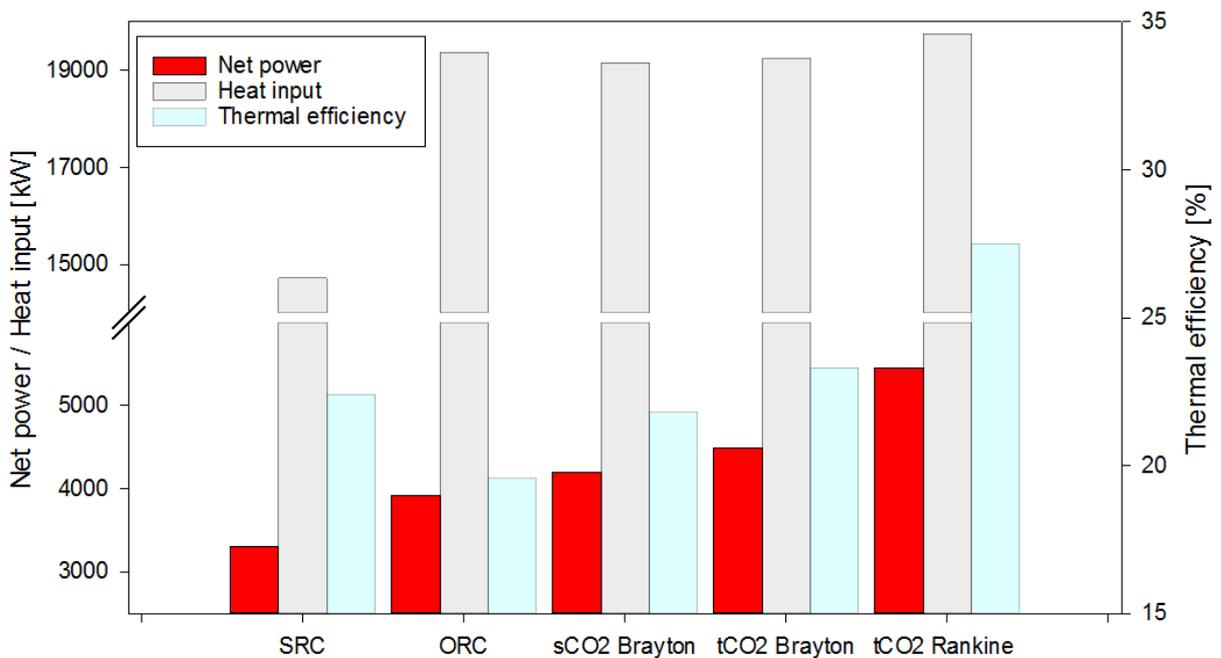


Abbildung 12: Vergleich unterschiedlicher Prozesse zur Abwärmenutzung

Vergleicht man die aufgenommenen Wärmeleistungen sieht man, dass der SRC im Vergleich zu den anderen Prozessen den geringsten Wärmestrom aufnimmt. Das liegt an der Auswahl des Prozesses und am Arbeitsmedium – ggf. könnte durch eine Anpassung des Zweidruckprozesses durch Variation des Zwischendrucks hier eine Verbesserung erzielt werden.

In Abb. 14 wird auch der thermische Wirkungsgrad der verschiedenen Prozesse verglichen. Der Vergleich zeigt, dass der tCO₂-Rankine-Prozess mit 26,3 % den höchsten Wert erreicht. Der der tCO₂-Brayton-Cycle erreicht 22,3 % und der ORC 20,6 %.

Eine weitere Bewertung der Resultate erfolgt mittels der Effektivität der Abwärmenutzung und dem Abwärmenutzungsgrad, vgl. Abbildung 13. Man erkennt, dass die sCO₂-Prozesse unter den gegebenen Randbedingungen günstiger als ORC- und Wasserdampfkraftprozess sind – ORC und sCO₂-Brayton-Cycle erreichen bei diesem Prozess allerdings sehr ähnliche Werte.

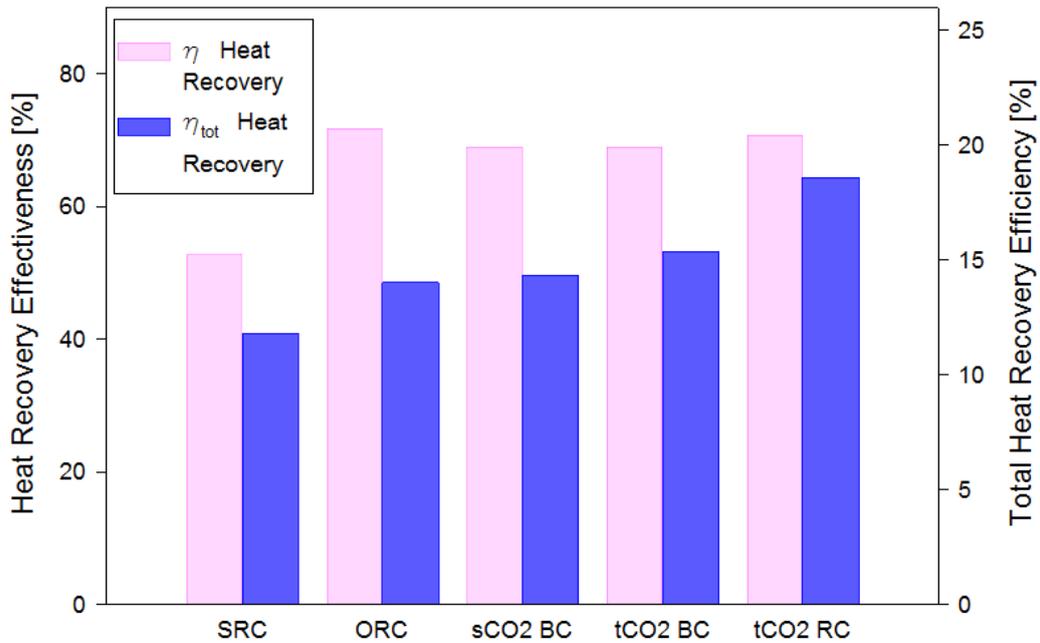


Abbildung 13: Vergleich unterschiedlicher Prozesse zur Abwärmenutzung

5 Ausblick und Empfehlungen

Im Zuge der Arbeiten wurde ein Abwärmenutzungskonzept für das Zementwerk Gmunden in Österreich entwickelt und analysiert.

Das Ziel war der Vergleich von existierenden Systemen mit dem sCO₂-Prozess, dessen Analyse in seinen verschiedenen Varianten die Grundlage der Arbeiten im vorliegenden Projekt ist.

Der tCO₂-Rankine-Prozess ist im durchgeführten Vergleich jener mit dem höchsten Wirkungsgrad (26,3 %) und der höchsten Nettoleistung (5192 kW). Nachteilig ist bei dieser Variante der hohe Kühlwasserbedarf.

Der tCO₂-Brayton-Cycle (geschlossener Gasturbinenprozess) arbeitet im vorliegenden Vergleich exakt zwischen den gleichen Druckniveaus wie der tCO₂-Rankine-Prozess. Allerdings sind bei diesem der thermische Wirkungsgrad (22,3 %) und die produzierte Nutzleistung geringer (P = 4195 kW).

Im Unterschied dazu besitzt der sCO₂-Brayton-Cycle aufgrund der geringeren Druckdifferenz und der etwas höheren Verdichterarbeit einen niedrigeren thermischen Wirkungsgrad (20,8 %) und eine geringere Nettoleistung (4007 kW).

Alle CO₂-Prozesse zeigen bei den gewählten Einstellungen Vorteile gegenüber dem Wasserdampfkraft- und ORC-Prozess.

Weltweit wird am sCO₂-Prozess mit wachsendem Interesse geforscht, der Schwerpunkt der Arbeiten liegt in den USA, die Forschungsaktivitäten haben sich mittlerweile aber auf Europa und Asien ausgeweitet.

Die verschiedenen (s)CO₂-Prozessvarianten (sCO₂-Brayton-Cycle, tCO₂-Brayton-Cycle, tCO₂-Rankine-Cycle) haben, dem jeweiligen Anwendungsfall entsprechend, verschiedene Vor- und Nachteile.

- Der sCO₂-Brayton-Cycle liegt mit seiner niedrigsten Prozess-Betriebstemperatur über der kritischen Temperatur von CO₂ ($T_K=31\text{ °C}$). Damit ist eine Wärmeabfuhr an die Umgebung meist problemlos möglich, weil die Temperaturdifferenz zwischen der niedrigsten Prozessstemperatur und der Umgebungstemperatur groß genug ist, sodass die Abwärme bei vernünftig großer Wärmetauscherfläche abgeführt werden kann. Der Realgasfaktor $Z=pV/(RT)$ ist nahe dem kritischen Punkt wesentlich kleiner als 1 (z. B. in der Größenordnung von 0,2-0,3), sodass die Verdichterarbeit im Vergleich zu einem Prozess mit idealem Gas als Arbeitsmedium um ca. 70 % niedriger ist. Da die Turbine des Prozesses nach der Wärmezufuhr im Idealgasgebiet von CO₂ arbeitet wird die Arbeitsabgabe nicht durch Realgaseffekte beeinflusst. Problematisch ist, dass Verdichter für solche Aufgaben noch in Entwicklung sind – einige Versuchsmaschinen existieren weltweit. Problematisch für den Betrieb eines solchen Verdichters ist die Nähe zum kritischen Punkt, wo die Stoffeigenschaften stark schwanken, was bei der Verdichterauslegung bzw. beim Verdichterbetrieb berücksichtigt werden muss.
- Der tCO₂-Brayton-Cycle liegt mit seinem Eintrittszustand in den Verdichter im unterkritischen Bereich. Wenn die Temperatur der Wärmesenke (Umgebung, Vorhandensein von Kühlwasser) dies gestattet ergibt sich gegenüber dem zuvor genannten superkritischen Prozess eine höhere Leistungsausbeute und ein höherer thermischer Wirkungsgrad.
- Der tCO₂-Rankine-Cycle bietet bezüglich Leistungsausbeute und thermischem Wirkungsgrad die besten Möglichkeiten, da die Temperatur der Wärmeabfuhr niedrig ist. Das bedeutet aber auch, dass eine entsprechende Kühlquelle niedriger Temperatur vorhanden sein muss, was bei vielen Abwärmenutzungsprozessen als limitierend gilt. Auch die Verwendung einer Pumpe anstatt eines Verdichters spricht für den tCO₂-Rankine-Prozess, da Pumpen leichter verfügbar sind und ein

wesentlich geringeres Risiko beim Betrieb im Vergleich zu einem Verdichter, der nahe dem kritischen Punkt betrieben werden muss, besteht.

Für die weitere Entwicklung und Markteinführung von sCO₂-Systemen sind folgende Schritte erforderlich:

- Erforschung von CO₂ als Arbeitsmedium in wärmetechnischen Prozessen mit besonderer Berücksichtigung des Verhaltens der Stoffwerte nahe dem kritischen Punkt (z. B. Schwankungen der spezifischen Wärmekapazität)
- Entwicklung von geeigneten Maschinen (Verdichter und Turbine), wobei der Schwerpunkt beim Verdichter liegt.
- Entwicklung von Betriebsführungskonzepten zum An- und Abfahren

Künftige Perspektiven aus Sicht der Projektpartner:

Die Projektpartner bedanken sich bei KLIEN und FFG für die Genehmigung des Folgeprojektes:

- „CO₂ als Arbeitsmedium in der Energierückgewinnung, sCO₂-Phase 1“ (FFG, Projektnummer 853568, Laufzeit vom 01.03.2016-28.02.2019) in dem eine sCO₂-Versuchsanlage errichtet und aufbauend auf dem Sondierungsprojekt SuCritDioCyc die Eignung von sCO₂ für die Abwärmenutzung in Zusammenarbeit mit Industriepartnern analysiert wird.
- Um das Thema CO₂ als Arbeitsmedium in wärmetechnischen Systemen zu vertiefen wird vom 29.09.16-30.09.16 das „1st European Seminar on Supercritical CO₂ (sCO₂) Power Systems an der TU Wien veranstaltet. Abhängig vom Erfolg dieser Veranstaltung soll diese Tagung künftig wechselweise an der Universität Duisburg, der Universität Stuttgart, sowie an den Technischen Universitäten Dresden und Wien abgehalten werden.

6 Literaturverzeichnis

- [Akbari, 2014] Thermo-economic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle. *Energy*, 78: 501-512, (2014).
- [Argonne, 2007] Performance improvement options for the supercritical carbon dioxide brayton cycle. Nuclear Engineering Division, Argonne national laboratory, (2007).
- [Clementoni, 2015] Off-nominal component performance in a supercritical carbon dioxide brayton cycle. ASME Turbo Expo, Montreal (2015).
- [Dostal, 2004] A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. PhD Tesis, MIT, (2004).
- [Flegkas, 2015] Simulation of Supercritical Carbon Dioxide Cycles for Electrothermal Energy Storage. TU Wien, Diplomarbeit, Inst. f. Energietechnik und Thermodynamik, 2015.
- [Hasuike, 2010] Test plan and preliminary test results of a bench scale closed cycle gas turbine with supercritical CO₂. ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, (2010).
- [Held, 2014] Initial test results of a megawatt-class supercritical CO₂ heat engine. The 4th International Symposium – Supercritical CO₂ Power Cycles, Pittsburgh (2014).
- [Iverson, 2013] Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy. *Applied Energy*, 111: 957-970, (2013).
- [Klemencic et al., 2016] Comparison of Conventional and CO₂ Power Generation Cycles für Waste Heat Recovery. 5th Int. sCO₂ Power Cycle Symposium, March 29th-31st, 2016, San Antonio USA.
- [Kobler, 2014] Verstromung von Abwärme aus Zementdrehrohröfen mittels CO₂-Prozessen. TU Wien, Diplomarbeit, Inst. f. Energietechnik und Thermodynamik, 2014.
- [Metz, 2015] CO₂ research rig for advanced compressors (CORA). ASME Turbo Expo, Montreal (2015).
- [Radulovic, 2015] Wärmeübergang von superkritischem CO₂ anhand eines Beispiels in der Zementindustrie. Masterarbeit, Inst. f. Energietechnik und Thermodynamik, 2015.
- [Sulzer, 1948] Verfahren zur Erzeugung von Arbeit aus Wärme. Swiss Patent 269 599, (1948).
- [Velez, 2011] Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle. *Energy*, 36: 5479-5507, (2011).
- [Zhiwen, 2012] Supercritical carbon dioxide power cycle configuration for use in concentrating solar power systems

7 Anhang:

Im Folgenden die Cover_Seite des Papers, das von den Projektpartnern beim 5th International sCO₂ Power Cycle Symposiums (March, 29th-31st 2016, San Antonio TX, USA) präsentiert wurde:

The 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles
March 29-31, 2016, San Antonio, Texas

COMPARISON OF CONVENTIONAL AND CO₂ POWER GENERATION CYCLES FOR WASTE HEAT

RECOVERY

Gregor Klemencic

Vienna University of Technology
Vienna, Austria

Andreas Werner

Vienna University of Technology
Vienna, Austria

Helmut Leibinger

Rohrdorfer Gruppe
Gmunden, Austria

Stylios Flegkas

Vienna University of Technology
Vienna, Austria

Markus Haider

Vienna University of Technology
Vienna, Austria



Gregor Klemencic

Gregor Klemencic studied mechanical engineering at the Technical University of Vienna and works now as a Ph.D. candidate at the Institute for Energy Systems and Thermodynamics. His main research field is numerical process simulation of different energy systems.



Stylios Flegkas

Stylios received his M.Sc. in Mechanical Engineering from the Technical University of Vienna. He currently works as a research assistant and Ph.D. candidate. His primary research areas are thermochemical energy storage, fluidized bed reactors, electrothermal energy storage and CO₂ power cycles.

Energieforschungsprogramm - 1. Ausschreibung

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



Andreas Werner

Andreas studied process engineering at Technical University of Vienna. PhD-thesis finished in 1996, (Title: A Contribution to Modelling of Coal Combustion in Circulating Fluidized Beds). Habilitation in 2002 about solids distribution in fluidized beds. Main fields of research: Simulation of combustion processes, dynamic simulation of fluid based energy distribution networks (gas, district heating), energy efficiency of industrial systems, thermochemical energy storage.



Markus Haider

Prof. Dr. Markus Haider joined TU Wien in 2006 after a 13 year industrial career in the energy industry (France, Germany, USA). After studying mechanical engineering at TU Wien, he joined CNIM group, a leading French provider of turnkey industrial solutions. After 10 years in CNIM, he joined GE Energy in Belfort France. His current research focus is on power plant systems, modelling of reactive multiphase systems and on thermal energy storage.



Helmut Leibinger

Dr. Helmut Leibinger is the head of the Department Plant and Process Engineering at Rohrdorfer Zement, Germany. In this role, amongst others, he is responsible for continuous optimization of the cement production process, as well as development and implementation of novel technologies in the plants. He began his career in 1999 at Scheuch GmbH and gained broad experience in the areas of process engineering, project management and proposal engineering globally. In 2006 he joined Rohrdorfer Zement, where he led the installation and operation of the first waste-heat-recovery plant in an European cement plant. Helmut earned his M.S. in Process Engineering and his Ph.D. in Mechanical Engineering from TU Vienna.

ABSTRACT

A theoretical analysis of waste heat recovery in a cement plant was performed. Conventional power generation cycles, namely the steam Rankine cycle (SRC) and the organic Rankine cycle (ORC) were compared with novel carbon dioxide (CO₂) cycles. Particularly three cases were investigated, the supercritical CO₂ Brayton-cycle (sCO₂-BC), the transcritical CO₂ Brayton-cycle (tCO₂-BC) and the transcritical Rankine-cycle (tCO₂-RC). Simulations showed that the SRC (3297kW) and the ORC (3915kW) generate less power than the CO₂ cycles. The tCO₂-RC yielded the maximum net power output (5445kW) while the tCO₂-BC generates more power (4488kW) than the sCO₂-BC (4197kW) because in this case the expansion is limited by the critical pressure of the CO₂.

8 Kontaktdaten

ProjektleiterIn:

Ao. Prof. Dr. Andreas WERNER

Getreidemarkt 9

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

A-1060 Wien

Österreich

Tel. Nr.: +43 58801 302314

Fax Nr.: +43 58801 30299

andreas.werner@tuwien.ac.at

<http://www.iet.tuwien.ac.at/>

Projektpartner:

Zementwerk Hatschek

A-4810 Gmunden

Österreich