



Kevin WIMMER, BSc

Thermodynamischer Vergleich des Graz Cycle mit dem NET Power Cycle in Voll- und Teillast

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer und Beurteiler

Sanz, Wolfgang, Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.
Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Graz, im Oktober 2018

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Thermodynamischer Vergleich des Graz Cycle mit dem NET Power Cycle in Voll- und Teillast

Autor: Kevin Wimmer

1. Stichwort: oxy-combustion
2. Stichwort: CO₂-Abscheidung
3. Stichwort: Teillastverhalten

Der Graz Cycle und der NET Power Cycle sind zwei vielversprechende oxy-combustion Prozesse, bei denen nahezu kein CO₂ emittiert wird. In den thermodynamischen Simulationen dieser Arbeit werden die beiden Kreisläufe mit Erdgas betrieben. Das Ziel dabei ist die Untersuchung und der Vergleich der beiden Kreisläufe unter Volllast und Teillast.

Für die Simulation werden beide Kreisläufe im Programm IPSEpro modelliert. Um eine gute Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird besonders darauf geachtet, für beide Prozesse gleiche Randbedingungen und Annahmen zu schaffen.

Mithilfe von Werten aus der Literatur wird jeweils ein Ausgangsfall erstellt, mit dem die wesentlichen Unterschiede der beiden Kreisläufe aufgezeigt werden. In weiterer Folge wird dieser Ausgangsfall durch Variieren einiger Prozessgrößen sowie durch Verwendung des IPSEpro-PSOptimize-Moduls optimiert. Für den optimierten Fall zeigt der Graz Cycle in Volllast mit einer Net efficiency von 53,22% einen leichten Vorteil gegenüber dem Net Cycle mit 52,72%.

Des Weiteren werden die Auswirkungen unterschiedlicher Annahmen (Wirkungsgrade, Druckverluste, minimale Kreislauftemperatur) auf die beiden Kreisläufe betrachtet.

Im letzten Teil der Arbeit werden beide Kreisläufe in Teillast modelliert und für den Bereich 100% bis 30% Last analysiert. Dabei zeigt sich, dass der NET Power Cycle und der Graz Cycle im Bereich 80-90% Last eine ähnliche Net efficiency aufweisen. Unter 80% Last weist der NET Power Cycle im Vergleich zum Graz Cycle eine bessere Net efficiency auf, wobei der Unterschied zwischen den beiden Kreisläufen mit abnehmender Last größer wird.

ABSTRACT

Title: Thermodynamic comparison of the Graz Cycle with the NET Power cycle operated under full and part load

Author: Kevin Wimmer

1st keyword: oxy-combustion

2nd keyword: CO₂-capture

3rd keyword: part-load behavior

The Graz Cycle and the NET Power cycle are two promising oxy-combustion cycles with a CO₂ capture rate of nearly 100%. In the thermodynamic simulations of this thesis both cycles are run with natural gas. The goal is the analysis and comparison of both cycles under full load and part load.

The simulation of both cycles is done with the program IPSEpro. Particular attention is paid to provide the same boundary conditions and assumptions for both processes to ensure a correct comparison.

With the base cases, which are created using values from literature, the main differences between both cycles are demonstrated. Furthermore, the base cases are optimized through a variation of several process variables as well as by using the IPSEpro PSOptimize module. The optimized cases show a small advantage for the Graz Cycle with a net efficiency of 53,22% compared to a net efficiency of 52,72% for the NET Power cycle.

Moreover, the impact of several assumptions (efficiencies, pressure losses, minimal cycle temperature) on both cycles is investigated.

In the last part of this work both cycles are modeled and analyzed in IPSEpro for part load operation in the range of 100-30% load. For a load range between 80% and 90% the NET Power cycle and the Graz Cycle show similar net efficiencies. Below 80% load the NET Power cycle has better net efficiencies than the Graz Cycle, whereas the difference between the two cycles increases with decreasing load.

DANKSAGUNG

Zuallererst möchte ich meiner Familie danken, die ohne Zweifel immer zu mir hält, mich unterstützt und mir natürlich auch das Studium ermöglicht hat.

Ebenso gebührt meiner Freundin ein großer Dank, da sie genauso immer für mich da ist und mir eine sehr große Stütze ist.

Des Weiteren danke ich all meinen Freunden, die mich durch mein Studium begleitet und mich einerseits fachlich unterstützt haben und mir vor allem durch alle gemeinsamen Aktivitäten rund ums Studium eine sehr schöne Zeit beschert haben.

Außerdem bedanke ich mich sehr herzlich für die angenehme Zusammenarbeit mit meinem Betreuer Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Sanz, der sich in den Besprechungen immer sehr viel Zeit für meine Fragen und Anliegen genommen hat, was nicht selbstverständlich ist.

INHALTSVERZEICHNIS

1 EINLEITUNG	1
1.1 Der Klimawandel und seine möglichen Folgen.....	2
1.2 Entwicklung des primären Energieverbrauchs und der damit verbundenen CO ₂ -Emissionen.....	3
1.3 Energieverbrauch und Energieträger in der Stromerzeugung.....	5
2 CARBON CAPTURE AND STORAGE	7
2.1 Technologien zur CO ₂ Abtrennung in der Stromerzeugung.....	8
2.1.1 Pre-Combustion Carbon Capture	8
2.1.2 Post-Combustion Carbon Capture.....	8
2.1.3 Oxy-Combustion Carbon Capture	9
2.2 Transport des CO ₂	9
2.3 Speicherung des CO ₂	9
3 BESCHREIBUNG DER BEIDEN KREISLÄUFE	11
3.1 NET Power Cycle.....	11
3.2 Graz Cycle.....	13
4 MODELLIERUNG DER BEIDEN KREISLÄUFE IN IPSEPRO	15
4.1 Rahmenbedingungen und Annahmen für beide Kreisläufe	15
4.1.1 Rahmenbedingungen	15
4.1.2 Annahmen.....	18
4.2 IPSEpro Modell des NET Power Cycle.....	20
4.2.1 Adaptierung aufgrund von Problemen mit den Stoffdaten.....	21
4.2.2 Wärmetauscher Modell	22
4.2.3 ASU Modell	24
4.2.4 Brennstoffverdichtung	24
4.2.5 CO ₂ Reinigung und Verdichtung.....	24
4.2.6 Ermittlung der Stufenanzahl für die Turbine	25
4.2.7 Weitere Bauteile und Annahmen	26
4.3 IPSEpro Modell des Graz Cycle.....	26
4.3.1 Wärmetauscher Modell	28
4.3.2 ASU Modell	29
4.3.3 CO ₂ Reinigung und Verdichtung.....	29
4.3.4 Weitere Bauteile und Annahmen	29
5 UNTERSUCHUNG DER BEIDEN KREISLÄUFE UNTER VOLLLAST	31
5.1 Ausgangsfall.....	31
5.1.1 Angenommene Parameter für den Ausgangsfall	31
5.1.2 Ermittlung der Wirkungsgrade	31
5.1.3 Ergebnisse für den Ausgangsfall	32
5.2 Optimierung.....	39
5.2.1 Variation ausgewählter Parameter	39
5.2.2 Optimierung mit IPSEpro-PSOptimize-Modul	46

5.3 Vergleich nach Optimierung	51
5.3.1 Untersuchung des NET Power Cycle bei konservativerer Turbinenauslegung	54
5.3.2 Untersuchung des Graz Cycle bei geänderten isentropen Wirkungsgraden für die Kompressoren C1/C2 bzw. C3/C4.....	54
5.4 Auswirkung von geänderten Rahmenbedingungen auf die Net efficiency	54
<u>6 UNTERSUCHUNG DER BEIDEN KREISLÄUFE UNTER TEILLAST</u>	<u>56</u>
6.1 Teillastregelung	56
6.1.1 Regelung von Dampfturbinen.....	56
6.1.2 Regelung von Gasturbinen.....	56
6.2 Teillastmodellierung	57
6.2.1 Turbine.....	58
6.2.2 Kompressor und Pumpe.....	58
6.2.3 Wärmetauscher.....	58
6.3 Modellierung des NET Power Cycle in Teillast	59
6.4 Modellierung des Graz Cycle in Teillast	60
6.5 Vergleich der beiden Kreisläufe in Teillast	61
6.5.1 Vergleich der Net efficiency	61
6.5.2 Änderung wichtiger Prozessgrößen.....	62
6.5.3 Änderung diverser Massenströme.....	63
6.5.4 Vergleich diverser Leistungen	65
6.5.5 Änderung von NC und GC in Teillast im T-s-Diagramm	65
6.5.6 Teillastverhalten bei konstanten isentropen Wirkungsgraden	67
<u>7 SCHLUSSFOLGERUNGEN</u>	<u>68</u>
<u>LITERATURVERZEICHNIS</u>	<u>70</u>
<u>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</u>	<u>72</u>

1 Einleitung

Beim Graz Cycle (GC) und beim NET Power Cycle (NC) handelt es sich um zwei Konzepte für fossile Kraftwerke, bei denen nahezu kein Kohlendioxid (CO_2) freigesetzt wird. Außerdem weisen beide Konzepte vielversprechende Wirkungsgrade auf. In diesem Abschnitt soll primär aufgezeigt werden, worin die Motivation für solche Kraftwerkskonzepte liegt.

Erst vor kurzem wurde ein Bericht der Amerikanischen Meteorologischen Gesellschaft (AMS) und der Nationalen Meeres und Atmosphärenbehörde (NOAA) veröffentlicht, der alarmierende Daten zur globalen Klimaerwärmung zeigt.

Die Emissionen der drei schädlichsten Treibhausgase CO_2 , Methan und Lachgas haben einen neuen Höchstwert erreicht. Außerdem stieg die weltweite Kohlendioxidkonzentration mit 405 parts per million (ppm) auf den höchsten je gemessenen Wert. Das heißeste Jahr seit Beginn der Wetteraufzeichnungen war 2016, 2017 lag nur knapp dahinter. Die zehn heißesten Jahre der Aufzeichnungen fanden alle seit 1998 statt, die vier wärmsten davon seit 2014 [1].

Die Folgen des Klimawandels sind Hitzeperioden, zunehmend extreme Wetterereignisse, schmelzende Polareiskappen und Hochgebirgsgletscher, die zu einem Anstieg des Meeresspiegels führen. Außerdem besteht die Befürchtung, dass durch die Erwärmung weitere Treibhausgase freigesetzt werden, zum Beispiel durch das Auftauen der Permafrostböden in der Antarktis.

Laut einer vom Potsdam-Institut für Klimaforschung (PIK) und von Climate Analytics erstellten Studie steuern wir auf eine Erderwärmung von vier Grad Celsius bis zum Ende des Jahrhunderts zu. Dies hat laut der Studie Risiken außerhalb der Erfahrung unserer Zivilisation zur Folge, wie Hitzewellen, Anstieg des Meeresspiegels und Missernten, welche die Sicherstellung der globalen Ernährung gefährden [2].

Die Gefahren des Klimawandels zu beschränken ist eine der größten gesellschaftlichen Herausforderungen für die Zukunft. Im Vordergrund steht dabei die Reduktion des CO_2 -Ausstoßes.

Kohlendioxid entsteht hauptsächlich bei der Verbrennung der fossilen Energieträger Kohle, Erdöl und Erdgas. Um diese Emissionen zu senken, gibt es aus technologischer Sicht vor allem vier Optionen:

- Erhöhung der Energieeffizienz
- Nutzung erneuerbarer Energien
- CO_2 -Abtrennung und Speicherung (englisch Carbon Capture and Storage (CCS)) bzw. CO_2 -Nutzung (Carbon Capture and Reuse (CCR))
- Nutzung der Kernenergie zur Stromerzeugung [2]

Der GC und der NC sind Kraftwerkskonzepte, die unter den Begriff CCS fallen. Bei dieser Technologie wird das bei fossil betriebenen Kraftwerken auftretende CO_2 von den anderen Stoffen separiert. Das nun vorliegende CO_2 wird danach zu einem Ort der weiteren Verwendung transportiert, wo es entweder genutzt oder gespeichert wird. Dadurch fallen kaum CO_2 -Emissionen an. Eine genauere Beschreibung der CCS-Technologien erfolgt in Kapitel 2.

Die CCS-Technologie ist deshalb interessant, da eine Energieversorgung rein durch erneuerbare Energien nicht von heute auf morgen realisierbar ist, auch deshalb, weil die Bevölkerung und der globale Energieverbrauch weiterhin zunehmen werden. Um auch die Zuverlässigkeit der Energieversorgung gewährleisten zu können, werden fossile Energieträger in den nächsten Jahrzehnten weiterhin eine Rolle spielen. Mit der CCS-Technologie können dabei die CO_2 -Emissionen trotzdem geringgehalten werden.

In den folgenden Abschnitten sollen die hier kurz erwähnten Themenbereiche Klimawandel, Entwicklung des Energiebedarfs und Entwicklung des CO_2 -Ausstoßes, mit besonderem Augenmerk auf die Stromerzeugung, noch genauer dargestellt werden.

1.1 Der Klimawandel und seine möglichen Folgen

Zwischen den Jahren 1000 und 1850 war die globale CO₂-Konzentration annähernd konstant. Messungen von Luft aus Eisbohrkernanalysen ergaben, dass 1750 die globale CO₂-Konzentration bei durchschnittlich 278 ppm lag [3].

Wie in Abbildung 1 ersichtlich, ist die CO₂-Konzentration in der Atmosphäre seit den späten 1950er Jahren von rund 315 ppm auf über 400 ppm im Jahr 2018 gestiegen. CO₂ ist mit einem Anteil von 76% an den globalen Treibhausgasemissionen im Jahr 2010 der Hauptverursacher der globalen Erwärmung. 90% der CO₂-Emissionen entfallen auf die Verbrennung fossiler Brennstoffe (vor allem Kohle) [2]. Diese Verbrennung fossiler Brennstoffe ist auch die Hauptursache für den Anstieg der CO₂-Konzentration in der Atmosphäre [3].

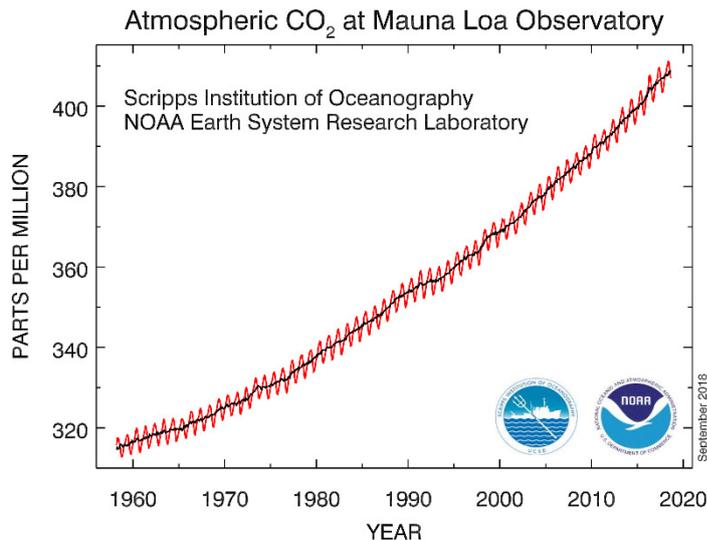


Abbildung 1: Entwicklung der durchschnittlichen globalen CO₂-Konzentration in der Atmosphäre [4]

Der Bericht des United Nations Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) aus dem Jahr 2007 hält aufgrund der Beobachtungen der gestiegenen durchschnittlichen globalen Luft- und Meerestemperatur, der steigenden Meeresspiegel und des weit verbreiteten Schmelzens von Meereis fest, dass der Klimawandel eindeutig mit der menschlichen Aktivität zusammenhängt [5]. Ein Bericht des IPCC aus dem Jahr 2013 zeigt die Entwicklung der eben erwähnten und weiterer Indikatoren für den Klimawandel (siehe Abbildung 2).

Die Klimamodelle sagen in Folge des Temperaturanstiegs eine deutliche Zunahme von Dürre- und Hitzeperioden, Starkregenereignissen sowie Stürmen voraus [2]. Der fünfte Sachstandsbericht des IPCC hält fest:

„Anhaltende hohe Emissionen würden zu meist negativen Folgen für Biodiversität, Ökosystemdienstleistungen und wirtschaftliche Entwicklung führen und die Risiken für Lebensgrundlagen, Ernährungssicherung und die menschliche Sicherheit erhöhen [6].“

Bereits jetzt sind durch die Zunahme der globalen Mitteltemperatur im 20. Jahrhundert Änderungen in vielen Ökosystemen erkennbar. Um die Folgen des Klimawandels beherrschen zu können, muss nach Meinung vieler Wissenschaftler die Zunahme der globalen Mitteltemperatur auf maximal 2°C gegenüber dem Wert vor der Industrialisierung begrenzt werden. Ansonsten ist es wahrscheinlich, dass sogenannte Kipppunkte erreicht werden, die irreversible Änderungen auf das Klima zur Folge haben. Die daraus resultierenden Folgen lassen sich zum jetzigen Zeitpunkt praktisch nicht abschätzen [2].

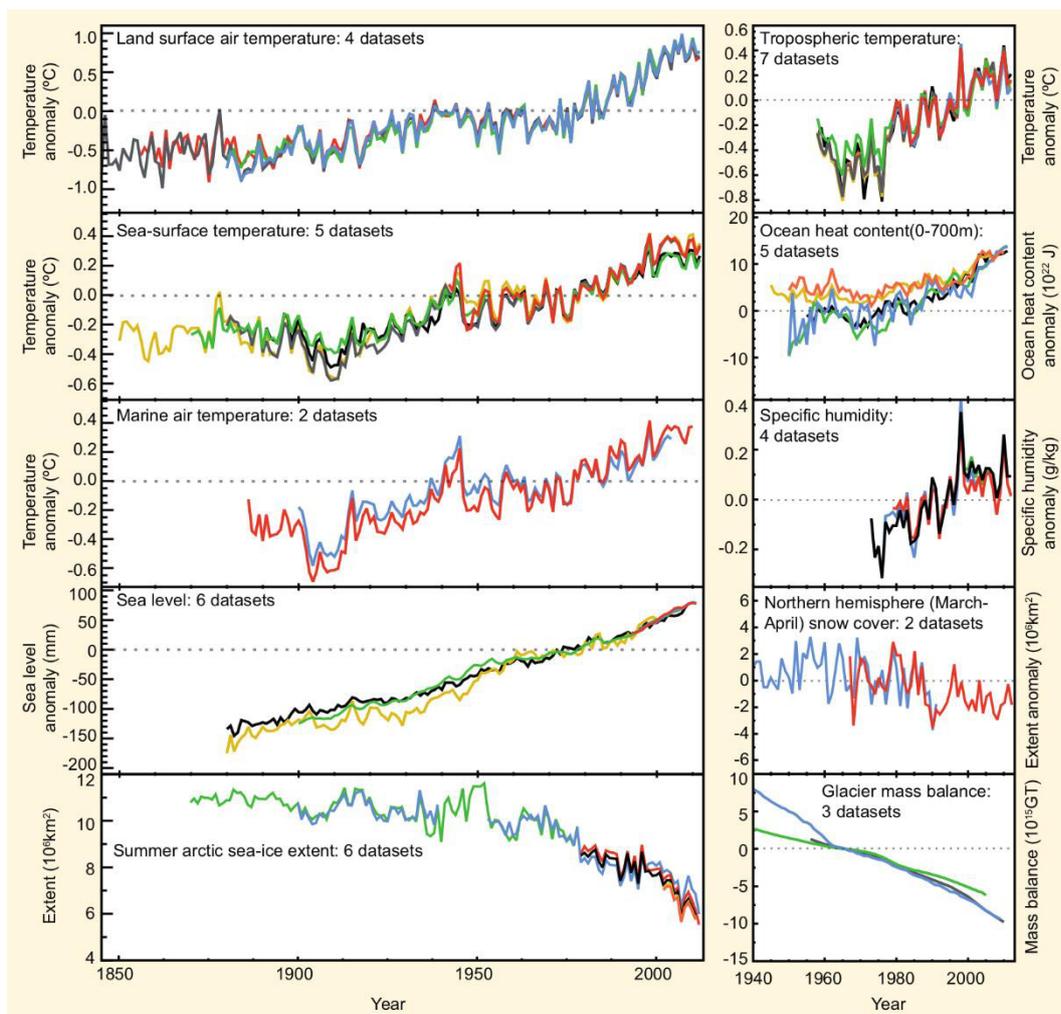


Abbildung 2: Entwicklung mehrerer Indikatoren eines sich verändernden Klimas [3]

1.2 Entwicklung des primären Energieverbrauchs und der damit verbundenen CO₂-Emissionen

Für das Jahr 2030 wird eine weltweite Bevölkerung von 8 Milliarden Menschen erwartet, was eine Verdopplung der Anzahl von Menschen seit dem Jahr 1980 bedeutet. Um dieser großen Anzahl an Menschen einen guten Lebensstandard bieten zu können, erscheint ein durchschnittliches Wirtschaftswachstum von 2 bis 3% pro Jahr notwendig. Damit einher geht auch ein Anstieg der benötigten Energie, der jedoch durch eine verbesserte Energieeffizienz geringer ausfällt [7].

Die Entwicklung des primären Energiebedarfs und der damit verbundene CO₂-Ausstoß soll mithilfe von Daten aus dem „World Energy Outlook 2016 (WEO 2016)“ der „International Energy Agency (IEA)“ dargestellt werden. In diesem Bericht wurden die Entwicklungen für 3 Szenarien erarbeitet: New Policies Scenario, Current Policies Scenario, 450 Szenario.

Das New Policies Scenario basiert auf der Einschätzung von Regierungsplänen und -ankündigungen, wie sich ihre Energiesektoren in den nächsten Jahrzehnten entwickeln werden. Das Current Policies Scenario zeigt die Entwicklung der Energieversorgung ohne Ausführung neuer Richtlinien und Maßnahmen außer den schon jetzt unterstützten. Beim 450 Szenario handelt es sich um ein Szenario, in dem Maßnahmen so getroffen werden, dass die Temperaturzunahme bis zum Jahr 2100 auf 2 Grad im Vergleich zum vorindustriellen Zeitalter beschränkt wird [8].

Wie schon erwähnt hängt die Zunahme des primären Energiebedarfs auch mit dem Wirtschaftswachstum zusammen. Im WEO 2016 wird für alle 3 Szenarien von einem

durchschnittlichen jährlichen Weltwirtschaftswachstum von 3-4% bis 2040 ausgegangen. Der primäre Energiebedarf und die damit verbundenen CO₂-Emissionen variieren stark je nach Szenario. Der primäre Energiebedarf steigt beim Current Policies Szenario um 43%, beim New Policies Szenario um 31% und beim 450 Szenario um 9%. Die damit verbundenen CO₂-Emissionen steigen beim Current Policies Szenario um 36%, beim New Policies Szenario um 13% und verringern sich beim 450 Szenario um 43%. (siehe Abbildung 3 und Abbildung 4) [8].

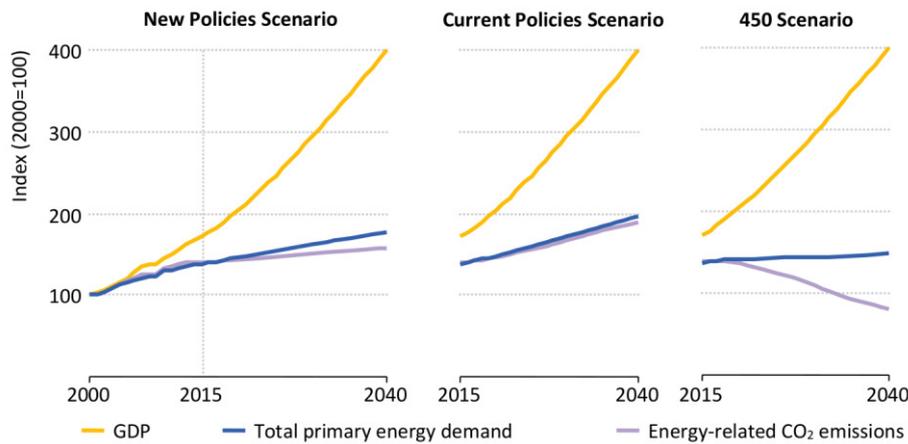


Abbildung 3: Entwicklung des Bruttoinlandsprodukts (gross domestic product (GDP)), des primären Energiebedarfs sowie der damit verbundenen CO₂-Emissionen in Prozent, für jedes Szenario dargestellt [8]

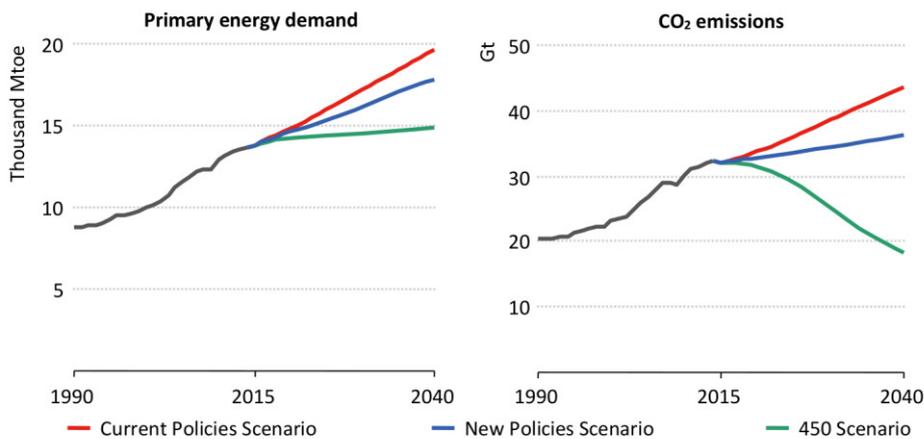


Abbildung 4: Entwicklung des primären Energiebedarfs (in Millionen Tonnen Öleinheit (Mtoe)) sowie der damit verbundenen CO₂-Emissionen (in Gigatonnen (Gt)) (vergleichsweise Darstellung der Szenarien) [8]

Interessant ist, dass die Entwicklung der CO₂-Emissionen seit den 1970er Jahren in verschiedenen Teilen der Erde sehr unterschiedlich verlaufen ist. Bis 1990 gab es eine klare Aufteilung in Industrieländer mit hohen Emissionen und Entwicklungsländer mit niedrigen Emissionen. In den letzten 20 Jahren ist aber der CO₂-Ausstoß in den großen Schwellenländern stark gestiegen [2].

Bei einem Blick auf die Emissionen pro Kopf zeigt sich, dass in den OECD-Ländern (Organisation for Economic Co-operation and Development, entspricht den entwickelten Ländern) dieser Wert im Jahr 2005 deutlich höher lag als in den Nicht-OECD-Ländern (Entwicklungsländer). Für das Jahr 2030 zeigen die Prognosen, dass die Emissionen pro Kopf in den OECD-Ländern sinken. Jedoch steigen die CO₂-Emissionen pro Kopf in den Nicht-OECD-Ländern und die Anzahl der dort lebenden Menschen nimmt ebenfalls zu, wodurch die CO₂-Emissionen gesamt deutlich zunehmen werden (siehe Abbildung 5) [7].

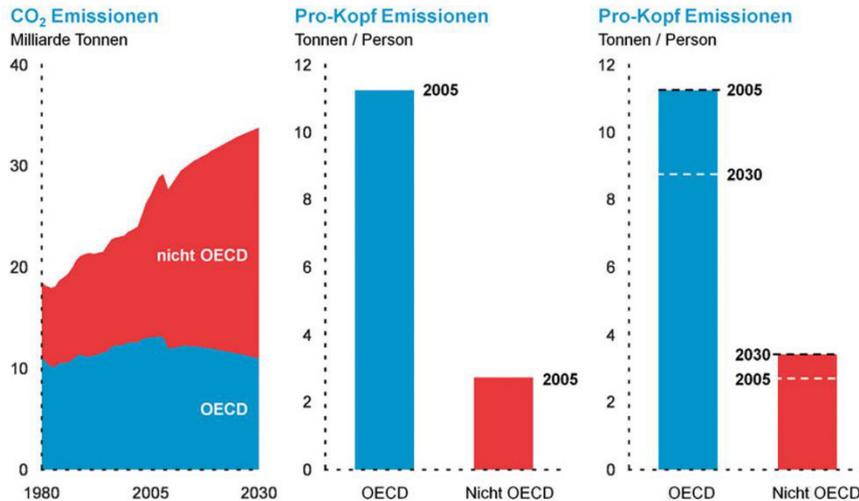


Abbildung 5: Globale CO₂ Emissionen 1980–2030 (links), pro Kopf Emissionen 2005 (Mitte) und 2030 (rechts) auf Basis einer Energieprognose von ExxonMobil [7]

1.3 Energieverbrauch und Energieträger in der Stromerzeugung

Da es sich beim GC und beim NC um Kraftwerkskonzepte handelt, mit denen CO₂-Emissionen großteils vermieden werden können, werden hier die Menge der erzeugten elektrischen Energie, die dafür verwendeten Energieträger und die damit verbundenen CO₂-Emissionen genauer untersucht.

Um die Bedeutung des Stromsektors besser einschätzen zu können, wird hier der Anteil des Stromverbrauchs am Endenergieverbrauch dargestellt. Im Jahr 2015 lag dieser Anteil bei 18,5% (siehe Abbildung 6)

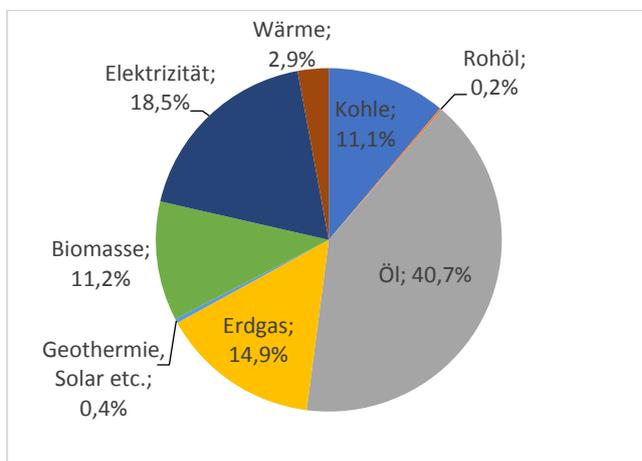


Abbildung 6: Aufteilung des Endenergieverbrauchs nach Energieträgern im Jahr 2015, eigene Darstellung [9]

Der Anteil des Stromverbrauchs nimmt in allen Sektoren stetig zu. Da der Anteil des Dienstleistungssektors in der weltweiten Wirtschaft zunimmt, wird dadurch auch der Stromverbrauch vermehrt zunehmen. Steigende Einkommen in den Entwicklungsländern werden wahrscheinlich auch zu einer größeren Nachfrage an Energiedienstleistungen, wie Kühl- und Klimageräten, Beleuchtungen und digitalen Geräten führen [8]. Diese Entwicklungen zeigen auch die in Kapitel 1.2 beschriebenen Szenarien für die Stromerzeugung. Je nach Szenario wird die Stromerzeugung von rund 24000 Terawattstunden (TWh) im Jahr 2014 auf ca. 34000 bis 42500 TWh im Jahr 2040 zunehmen (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: Weltweite Stromerzeugung je nach Szenario (TWh) [8]

			New Policies		Current Policies		450 Scenario	
Jahr	2000	2014	2025	2040	2025	2040	2025	2040
TWh	15476	23809	29540	39047	30886	42511	27688	34092

Das bedeutet natürlich auch, dass ohne Veränderungen in der Stromerzeugung die CO₂-Emissionen dementsprechend zunehmen würden. Einen guten Einblick gibt hier Abbildung 7. Hier sind zwar die CO₂-Emissionen für die Strom- und Wärmeerzeugung dargestellt, aber es ist trotzdem sehr gut ersichtlich, wie sich die CO₂-Emissionen je nach Szenario entwickeln und dass hier sehr viel Potential für eine Verringerung der CO₂-Emissionen vorhanden ist.

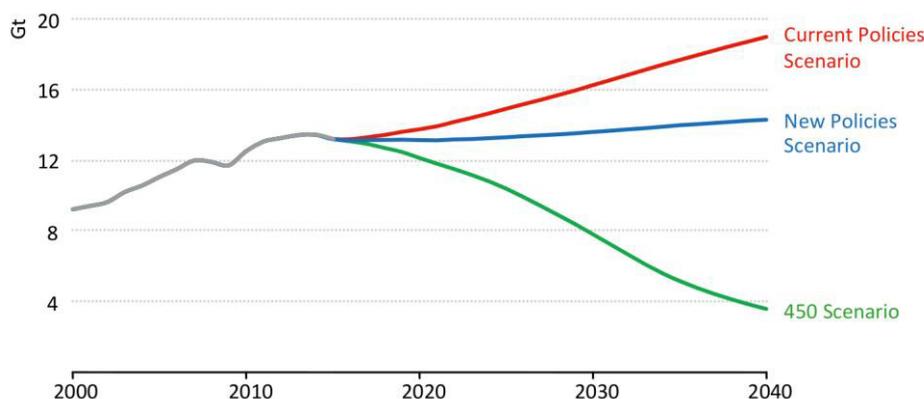


Abbildung 7: Weltweite CO₂-Emissionen in Gigatonnen (Gt) durch Verbrennung fossiler Brennstoffe für Strom- und Wärmeerzeugung je nach Szenario [8]

Wie dieses Potential realisiert werden könnte, zeigt der Strommix des 450 Szenario für das Jahr 2040 im Vergleich zum Jahr 2014 (Abbildung 8).

In diesem Szenario würden die erneuerbaren Energien den Großteil der Energie liefern. Gemeinsam mit der CCS-Technologie würden sie dafür sorgen, dass der Anteil der fossilen Brennstoffe (ohne CCS) auf 16% zurückgeht, was mit einer deutlichen Reduktion der CO₂-Emissionen (Abbildung 7) verbunden wäre. Die CCS-Technologie kann also z.B. in Form des GC oder des NC einen Anteil für eine nachhaltigere Stromerzeugung liefern und so dazu beitragen, dass die Folgen des Klimawandels begrenzt werden.

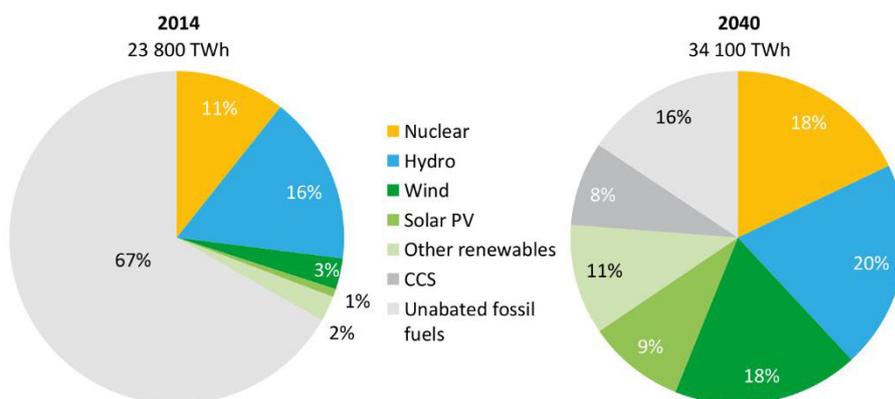


Abbildung 8: Entwicklung des Strommixes für das 450 Szenario [8]

„Als Fazit lässt sich ziehen, dass wir alle Energieträger brauchen. Wir benötigen einen integrierten Ansatz für unsere Energielosungen [...]. Integration läuft über Technologien, um die Nachfrage zu reduzieren, die Effizienz zu steigern, die Versorgungsbasis auszubauen. Wir brauchen alle Energieträger kurz-, mittel- und langfristig, und müssen intelligent damit umgehen, damit wir am Ende des Tages Emissionen senken und langfristig eine nachhaltigere und umweltfreundlichere Energieversorgung aufbauen können [7].“

2 Carbon Capture and Storage

Bei Carbon Capture and Storage (CCS) handelt es sich um eine Gruppe von Technologien und Verfahren, die es ermöglichen, CO₂ aus der Verbrennung fossiler Brennstoffe oder aus Industrieprozessen abzuscheiden und unterirdisch zu speichern [10].

Die Hauptschritte einer CCS- bzw. CCR-Prozesskette (Carbon Capture and Re-Use/Recycling) sind (siehe Abbildung 9):

- Abtrennung des CO₂ aus dem Rauchgas bzw. Abtrennung des Kohlenstoffs aus dem Brennstoff über eine vorgeschaltete Vergasung
- Aufbereitung und Transport des CO₂ zu einem Ort der weiteren Verwendung
- Speicherung bzw. Nutzung des CO₂ [2]

Als letzter Prozessschritt ist die Speicherung des CO₂ vorgesehen. Es besteht aber auch die Alternative, das CO₂ zu nutzen. Zwar ist die derzeitige Einsatzmenge von CO₂ im Vergleich zur anfallenden Menge aus der Energieerzeugung gering, jedoch könnte die Weiterverwendung von CO₂, Carbon Capture Reuse (CCR), an Bedeutung gewinnen [2].

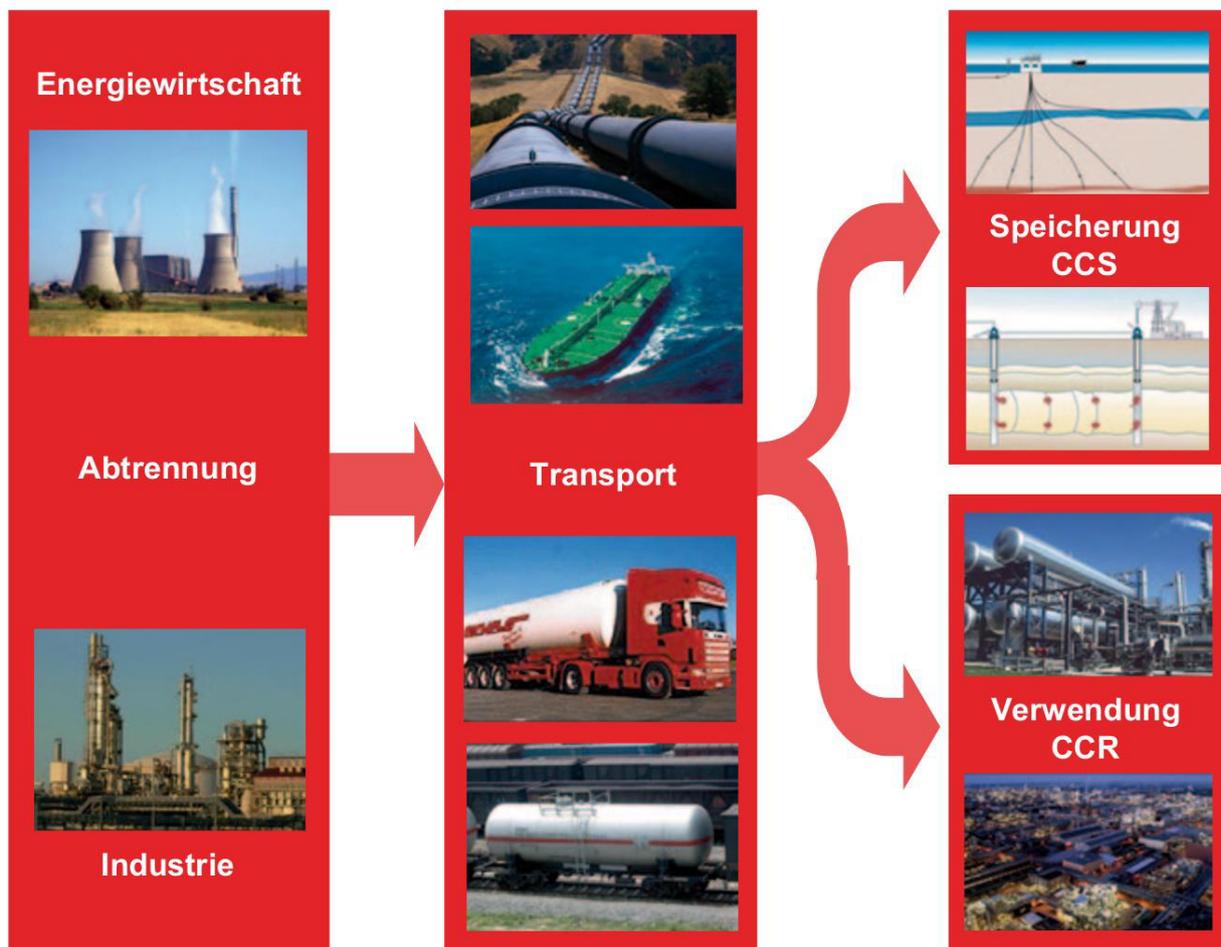


Abbildung 9: Carbon Capture and Storage (CCS)-Prozesskette [2]

2.1 Technologien zur CO₂ Abtrennung in der Stromerzeugung

Der grundlegende chemische Prozess zur Erzeugung von Strom aus kohlenstoffbasiertem Brennstoff ist die exotherme Oxidation von Kohlenstoff und anderen brennbaren Komponenten. Da CO₂ in der oxidativen Reaktionskette der Endpunkt mit der niedrigsten Energie ist, ist seine Produktion in diesem Prozess unvermeidlich. Die Beseitigung des CO₂ aus den Kraftwerksemissionen erfordert daher entweder:

- Dekarbonisierung des Brennstoffs vor der Verbrennung (Pre-Combustion Carbon Capture)
- Abtrennung über eine Sauerstoffverbrennung (Oxy-Combustion Carbon Capture)
- Abtrennung von CO₂ aus den Produkten der Verbrennung (Post-Combustion Carbon Capture) [11]

Eine vereinfachte Übersicht über die Schemata dieser Verfahren bietet Abbildung 10.

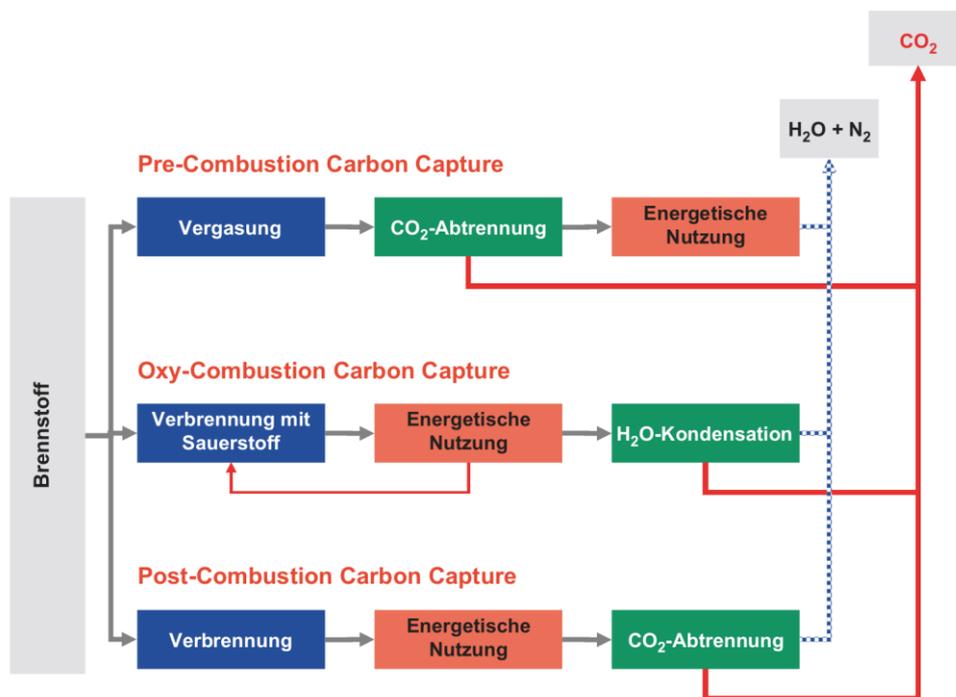


Abbildung 10: Vereinfachte Schemata der drei verschiedenen CO₂-Abtrennverfahren [2]

2.1.1 Pre-Combustion Carbon Capture

Bei dem Verfahren „Pre-Combustion Carbon Capture“ wird kohlenstoffhaltiger Brennstoff in ein Synthesegas umgewandelt. Dies erfolgt durch Zugabe von Sauerstoff und Wasserdampf bei Temperaturen von 800°C bis 1700°C und unter hohem Druck in einem Vergasungsreaktor. Man erhält dabei Kohlegas, das hauptsächlich aus Kohlenmonoxid und Wasserstoff besteht. Durch weitere Reinigungs- und Aufbereitungsschritte und unter Zugabe von Wasserdampf entsteht CO₂ und Wasserstoff. Nun wird das CO₂ mit nassen Gaswäschen abgetrennt. Dabei wird das CO₂ mit einem Flüssigkeitsstrom in Kontakt gebracht und dieser nimmt das CO₂ auf. Somit bleibt nur noch Wasserstoff im Kreislauf übrig. Alternativ kann Wasserstoff über Membranen separiert werden. Der so erhaltene Wasserstoff dient in Gas- und Dampfturbinen zur Stromerzeugung, als Brennstoff in Brennstoffzellen oder auch als Erdgasersatz [2].

2.1.2 Post-Combustion Carbon Capture

Hier wird das CO₂ aus dem Rauchgas, das bei der Verbrennung von fossilen Brennstoffen mit Luft entstanden ist, abgetrennt. Die Reinigung erfolgt, indem das CO₂ aus dem Rauchgas an ein Waschmittel gebunden wird. Durch Erhitzung des Waschmittels gibt dieses das CO₂ wieder ab,

wodurch das Waschmittel wieder dem Kreislauf zugeführt werden kann. Andere Verfahren sind die trockene Adsorption, bei der sich das CO₂ an Feststoffen anlagert oder Membrantechnologien, bei denen die Abtrennung des Gasgemisches über eine Membran stattfindet [2].

2.1.3 Oxy-Combustion Carbon Capture

Bei der oxy-combustion wird der Brennstoff mit nahezu reinem Sauerstoff verbrannt. Das dabei entstehende Rauchgas besteht zum Großteil aus CO₂ und Wasserdampf. Durch Kühlung des Rauchgases kondensiert der Wasserdampf und kann somit abgeschieden werden. Im Rauchgas enthaltene nicht kondensierte Gase, wie zum Beispiel Stickstoff, können zusätzliche Abtrennverfahren erfordern, ehe das verbleibende CO₂ zur Speicherung befördert werden kann. Durch die Verbrennung mit reinem Sauerstoff entstehen sehr hohe Verbrennungstemperaturen, welche aber durch Rezirkulation von CO₂/H₂O-reichem Rauchgas in die Brennkammer reduziert werden können [12].

Die Sauerstofferzeugung erfolgt dabei, aufgrund der großen Mengen an benötigtem hochreinem Sauerstoff, durch eine kryogene „air separation unit“ (ASU). Das stark vereinfachte Prinzip dahinter ist, dass durch Abkühlen der Luft auf ca. -190°C der Sauerstoff in der Luft flüssig wird und abgetrennt werden kann.

2.2 Transport des CO₂

Eine wichtige Rolle bei der CCS-Technologie spielt auch der Transport des abgetrennten CO₂. Gerade deshalb, weil die möglichen CO₂-Speicherstätten eine große Distanz zu den CO₂-erzeugenden Kraftwerken aufweisen können [2].

Kommerziell wird heutzutage CO₂ in Tanks, Pipelines oder Schiffen in flüssigem oder gasförmigem Zustand transportiert [12].

Um große Mengen von CO₂ über große Entfernungen sicher und wirtschaftlich zu transportieren, eignen sich Pipelines. Das separierte CO₂ aus dem Kraftwerk kann dadurch kontinuierlich, ohne Zwischenspeicherung beim Erzeuger, zum Speicherort weitergeleitet werden. Für Erdgas zählt der Pipeline-Transport schon zu einer weltweit eingesetzten Technologie und auch beim Pipeline-Transport von CO₂ gibt es bereits Erfahrungen [2].

Bei Umgebungstemperaturen und Umgebungsdrücken ist CO₂ gasförmig mit einer Dichte höher als jene von Luft. Um das CO₂ in einer Pipeline effizient transportieren zu können, muss es auf einen flüssigen Zustand verdichtet und gekühlt werden. Der Transport bei geringen Dichten (in gasförmigem Zustand) ist aufgrund des großen Volumens, das bewegt werden muss, ineffizient. Um einen flüssigen Zustand des CO₂ in einer Pipeline zu gewährleisten, wird ein Mindestdruck von 86 bar bei einer Temperatur von 4°C empfohlen [13].

2.3 Speicherung des CO₂

Für die langfristige Speicherung von großen Mengen CO₂ ist die geologische Speicherung am wahrscheinlichsten. Nach dem heutigen Stand gibt es dafür drei relevante Optionen:

- Saline Aquifere
- Erschöpfte Erdöl- und Erdgaslagerstätten
- Tiefe, nicht abbaubare Kohleflöze

Bei den ersten beiden handelt es sich um volumetrische Speicherung im Porenraum eines Speichergesteins. Die dritte Option basiert auf sorptiven Speichermechanismen in Kohle. Das Speicherpotenzial in den Porenspeichern ist nach heutigem Wissensstand deutlich höher als jenes der tiefen Kohleflöze [2].

Für CO₂-Speicher sind folgende Eigenschaften notwendig:

- Es muss eine hohe Speicherkapazität durch ein ausreichend porös-permeables Speichergestein mit weiter Erstreckung gegeben sein
- Das Speichergestein muss von einem undurchlässigen Barrieregestein überdeckt sein, sodass das CO₂ nicht aus dem Speicher entweichen kann
- Das Speichergestein sollte eine Mindestdiefe von etwa 800 m aufweisen, damit das CO₂ im Speicher eine hohe Dichte besitzt [2]

Der letzte Punkt ist wichtig, damit sich das CO₂ aufgrund der vorherrschenden Temperaturen und Drücke im überkritischen Zustand befindet. Damit weist es eine hohe Dichte auf und kann effizient gespeichert werden [2].

Nach der Injektion des CO₂ ins Speichergestein steigt es aufgrund der geringeren spezifischen Dichte als die des im Porenraum vorhandenen Formationswassers nach oben. Dies erfolgt, bis es auf ein undurchlässiges Barrieregestein trifft. Das CO₂ sammelt sich unterhalb des Barrieregesteins und füllt die Poren des Speichergesteins aus. Außerdem löst sich ein Teil des CO₂ im Formationswasser oder reagiert mit Inhaltsstoffen des Formationswassers und bildet Minerale. Somit tragen physikalische und chemische Mechanismen zu einer dauerhaften und sicheren Speicherung von CO₂ bei [2].

Das größte Speicherpotenzial aller bekannten geologischen Speicheroptionen weisen saline Aquifere auf. Diese kommen weltweit häufig vor. Bei salinen Aquiferen handelt es sich um porös-permeable Gesteinsschichten im tiefen Untergrund, wobei die Porenräume mit salzhaltigem Formationswasser gefüllt sind.

Es ist zu beachten, dass es durch Störungen, Klüfte oder Altbohrungen zu Schwachstellen im Barrieregestein kommen kann. Außerdem muss darauf geachtet werden, dass das CO₂ mit dem Speichergestein sowie den im Speicher vorhandenen Fluiden harmonisiert. Es könnten sonst Reaktionen auftreten, die zu einer Reduktion der Porosität und der Permeabilität oder aber zu einer Zersetzung des Speichergesteins führen [2].

Als weitere Speicheroption gelten erschöpfte Erdöl- und Erdgaslagerstätten. Ein großer Vorteil ist hierbei, dass die Deckschichten schon über geologische Zeiträume hinweg Flüssigkeiten und Gase sicher gespeichert haben. Außerdem ist die Beschaffenheit des Untergrunds durch die Verwendung als Lagerstätte schon weitgehend bekannt.

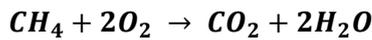
Das Prinzip ist, dass die erschöpften Lagerstätten so mit CO₂ aufgefüllt werden, dass die ursprünglichen Druckbedingungen wiederhergestellt werden.

Eine zusätzliche Möglichkeit ist die Förderung von sonst nicht gewinnbaren Kohlenwasserstoffmengen aus erschöpften Lagerstätten durch Injektion von CO₂ [2].

3 Beschreibung der beiden Kreisläufe

3.1 NET Power Cycle

Beim NET Power Cycle (NC) handelt es sich um einen „oxy-combustion cycle“. In der Brennkammer wird Erdgas mit reinem O₂ (Sauerstoff) verbrannt. (Der NC kann auch mit anderen Brennstoffen wie z.B. Kohle betrieben werden, in dieser Arbeit wird aber nur die Variante mit Erdgas untersucht). Die vereinfachte chemische Reaktion dafür lautet:



Gl.3-1

Durch diese Art der Verbrennung und durch die später folgende Wasserabscheidung besteht das Arbeitsmedium zum größten Teil aus CO₂. Weiters sind noch Anteile von H₂O (Wasser), O₂, N₂ (Stickstoff) und Ar (Argon) enthalten.

Im Folgenden wird der Aufbau des NC beginnend bei der Brennkammer beschrieben (siehe Abbildung 11).

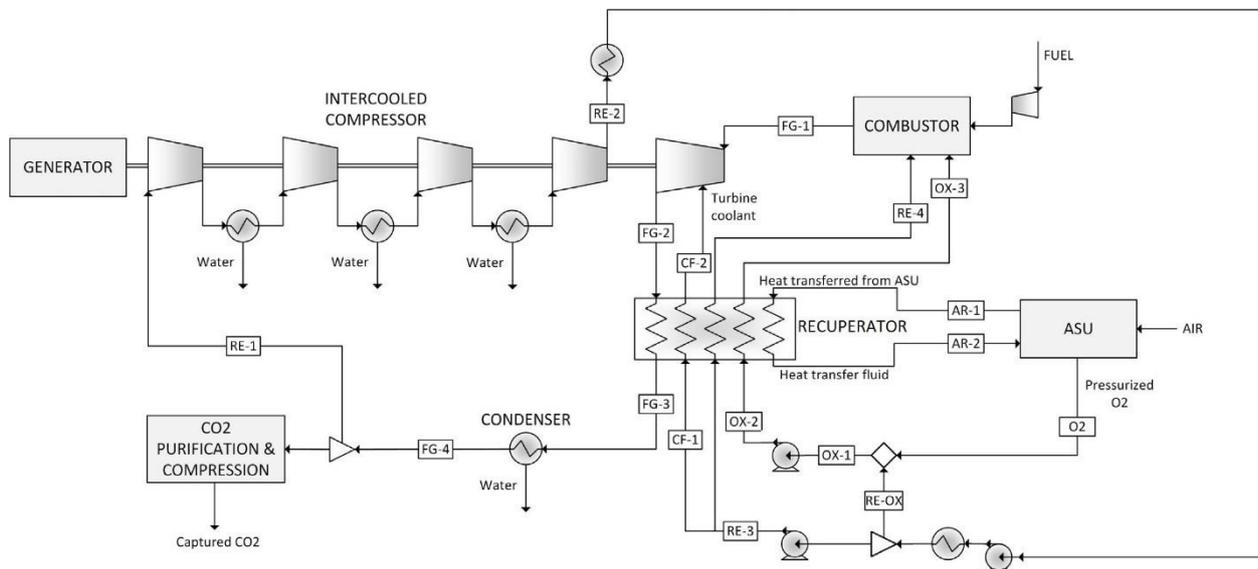


Abbildung 11: Schema des NET Power Cycle, modifiziert übernommen aus [14]

In die Brennkammer strömen der Brennstoff (Erdgas) und zwei recycelte CO₂-Ströme (RE-4, OX-3). Die beiden CO₂-Ströme werden dabei vor der Brennkammer und vor dem Rekuperator bei 120bar in einen „recycle“ Strom (RE-3) und in einen „oxidant“ Strom (RE-OX) aufgeteilt. Der „recycle“ Strom wird daraufhin auf ca. 300bar verdichtet, im Rekuperator auf ca. 720°C erhitzt und der Brennkammer zugeführt (RE-4). Ein kleiner Anteil, der zur Turbinenkühlung dient, wird vom „recycle“ Strom noch vor dem Rekuperator abgezweigt (CF-1). Der „oxidant“ Strom wird zuerst mit Sauerstoff von 99,5-prozentiger Reinheit (Volumsprozent) und 120 bar aus einer „air separation unit (ASU)“ vermischt. Danach wird er ebenfalls auf ca. 300bar verdichtet, im Rekuperator auf ca. 720°C erhitzt (OX-3) und der Brennkammer zur Verbrennung des Erdgases mit dem Sauerstoff zugeführt. Die Vermischung des CO₂ mit dem Sauerstoff findet schon vor der Verbrennung statt, da der Hauptwärmetauscher der ASU mit einem Druck von ca. 120 bar limitiert ist. Durch den „recycle“ und den „oxidant“ Strom kann die Temperatur in der Brennkammer in Grenzen gehalten werden.

Nach der Brennkammer ergeben sich Temperaturen von über 1100°C und Drücke um die 300bar. Mit diesem Zustand strömt das Arbeitsmedium durch eine gekühlte Turbine. Die Kühlung erfolgt dabei durch einen Teil des „recycle“ Stroms (CF-2), der jedoch dem Rekuperator schon bei einer deutlich niedrigeren Temperatur entnommen wird. Das Arbeitsmedium verlässt die Turbine bei Temperaturen um die 800°C und Drücken um 35bar und tritt daraufhin in den Mehrstrom-

Rekuperator ein (FG-2). Die verbliebene Wärme wird dabei genutzt, um den „recycle“, den Kühl- und den „oxidant“ Strom zu erhitzen.

Außerdem wird auch Wärme aus der ASU im Rekuperator genutzt. Der Hauptkompressor der ASU kann Luft mit 270°C erzeugen, wenn er nicht zwischengekühlt wird. Obwohl das den Leistungsverbrauch der ASU erhöht, kann dadurch die Kreislaufeffizienz, laut den Kreislaufentwicklern, insgesamt gesehen erhöht werden [15].

Das Arbeitsmedium kühlt nach dem Rekuperator auf ca. 50°C ab. Durch einen Kondensator wird das Medium weiter gekühlt, sodass ein Anteil des H₂O kondensiert und separiert werden kann. Dadurch steigt auch die CO₂-Konzentration und nahezu reines CO₂ kann dem Kreislauf an dieser Stelle entnommen werden (FG-4). Die Menge ergibt sich dabei aus einer Kohlenstoffmassenbilanz mit dem Kohlenstoff aus dem Brennstoff.

Der restliche Strom wird nun durch 4 gekühlte Kompressoren auf einen Druck von 80bar verdichtet und noch einmal abgekühlt. Die weitere Verdichtung auf den Druck in der Brennkammer erfolgt dann mit Pumpen, da das Medium nun flüssig bzw. überkritisch ist.

Zum besseren Verständnis der vorliegenden Zustände wird der Prozess auch anhand eines Log-p-h-Diagramms (logarithmisches Druck-Enthalpie-Diagramm) gezeigt und erklärt (Abbildung 12). Da das Arbeitsmedium, wie schon oben erwähnt, zum größten Teil aus CO₂ besteht, kann der Prozess näherungsweise durch reines CO₂ dargestellt werden.

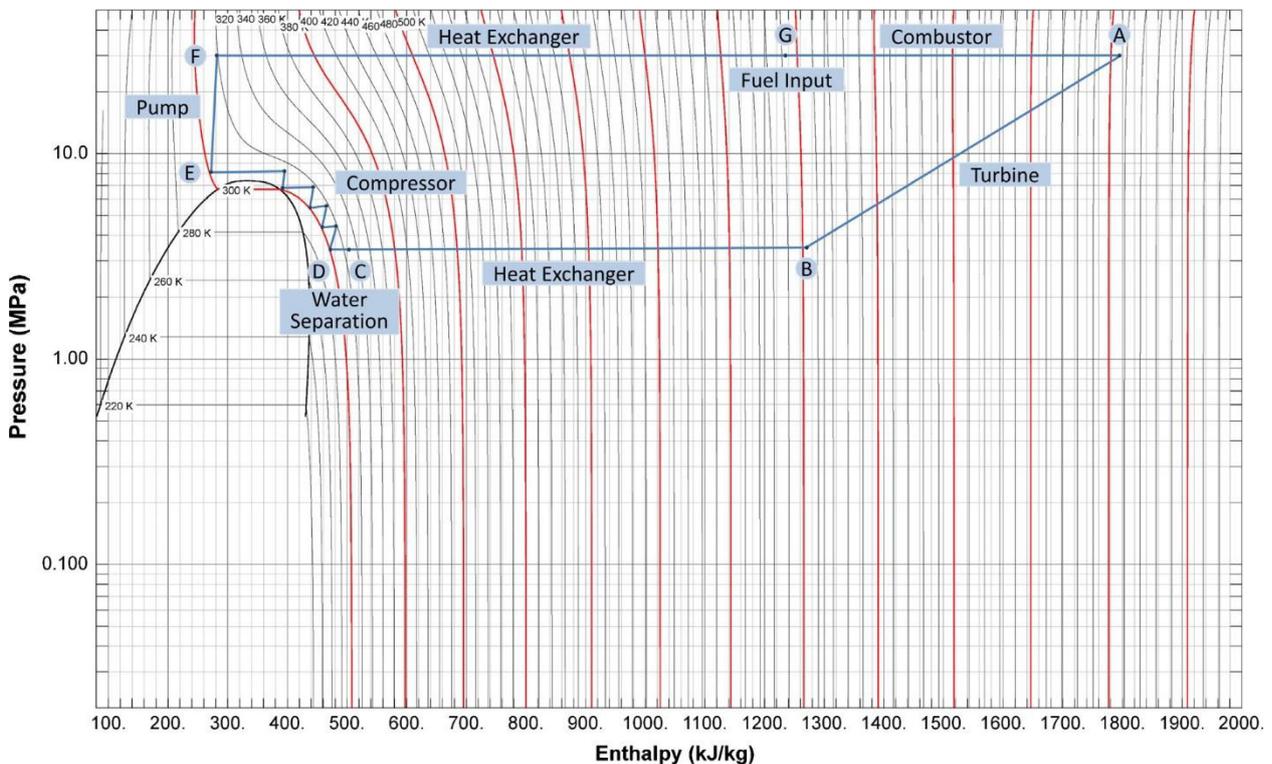


Abbildung 12: Log-p-h-Diagramm des NET Power Cycle unter der Annahme von reinem CO₂ als Arbeitsmedium [14]

Der NC unterscheidet sich von konventionellen Gasturbinen unter anderem dadurch, dass das Rauchgas nach der Turbine nicht austritt, sondern zum größten Teil im Kreis geführt wird. Zum abgegebenen Wärmestrom des Arbeitsmediums nach der Turbine (Punkt B nach C) (dieser enthält auch Wärme aus der Kondensation des Wassers, die bei ca. 150°C beginnt (in Abbildung 12 wegen des reinen CO₂ nicht ersichtlich)) kommt noch der Wärmestrom aus der ASU hinzu. Die ASU produziert Luft mit 270°C, die im Rekuperator auf ca. 55°C gekühlt wird. Die Summe dieser Wärmeströme erwärmt das Fluid nach der Verdichtung von Punkt F nach G.

Nach der Wärmeabgabe (Punkt C) wird das Arbeitsmedium durch einen Kondensator weiter abgekühlt und Wasser abgeschieden. Daraufauf folgt wird das Fluid von Punkt D nach E mittels

Zwischenkühlung im gasförmigen Zustand verdichtet. Durch die Zwischenkühlung ergibt sich eine geringere Leistung für die Kompressoren.

Interessant für diesen Kreislauf ist der kritische Punkt von CO_2 , der bei rund 31°C und $73,8\text{ bar}$ liegt. Dadurch kann ein Teil der Verdichtung im überkritischen Bereich durch Pumpen bewerkstelligt werden (Punkt E nach F). Der Vorteil davon ist, dass das Fluid bei diesen Bedingungen die Dichte einer Flüssigkeit und die Zähigkeit eines Gases aufweist. Diese geringe Zähigkeit wirkt sich bei der Verdichtung positiv auf die benötigte Leistung aus.

Der Wärmestrom von G nach A entsteht durch die Verbrennung des Erdgases mit dem Sauerstoff. Von Punkt A nach B erfolgt die Expansion in der Turbine.

3.2 Graz Cycle

Der Graz Cycle (GC) ist ebenfalls ein „oxy-combustion cycle“. Wie schon beim NC findet auch hier in der Brennkammer eine Verbrennung von Erdgas mit reinem Sauerstoff statt (andere Brennstoffe wie z.B. Kohle sind ebenfalls möglich). Die vereinfachte chemische Reaktion kann aus *Gl.3-1* entnommen werden.

Im Gegensatz zum NET Power Cycle besteht beim GC das Arbeitsmedium nach der Brennkammer zum größten Teil aus H_2O . Dieser Unterschied ergibt sich, da beim GC der Großteil des H_2O im Kreis geführt und nur ein sehr geringer Teil abgeschieden wird.

Das Schema des GC ist in Abbildung 13 dargestellt. Das Rauchgas verlässt die Brennkammer mit einer Temperatur um 1400°C und einem Druck von 40bar . Danach wird das Medium in der gekühlten „High Temperature Turbine (HTT)“ auf 1bar entspannt und durchläuft daraufhin einen Wärmetauscher „Heat Recovery Steam Generator (HRSG)“. In diesem wird das Rauchgas gekühlt und die Wärme auf einen Wasser- bzw. Wasserdampfstrom übertragen.

Nach dem HRSG wird das Rauchgas aufgeteilt. Ein Teil wird durch eine gekühlte Verdichtung mit den Kompressoren C1/C2 wieder auf den Brennkammerdruck gebracht und diesem als Kühlung zugeführt. Der andere Teil strömt in die „Low Pressure Turbine (LPT)“, wo er auf ca. $0,04\text{bar}$ entspannt wird. Durch eine weitere Abkühlung im Kondensator kondensiert ein großer Teil des im Rauchgas enthaltenen Wassers aus und kann separiert werden.

Der gasförmige Anteil des Abgases (in Abbildung 13 rot dargestellt) besteht zum Großteil aus CO_2 und wird mittels einer gekühlten Kompression und weiterer Wasserabscheidung auf Umgebungsdruck verdichtet und kann danach weiterverwendet oder gespeichert werden.

Das auskondensierte Wasser (blau dargestellt) durchläuft einen Entgaser und wird danach durch den HRSG vorgewärmt, verdampft und überhitzt. Somit verlässt überhitzter Wasserdampf den HRSG, der daraufhin die „High Pressure Turbine (HPT)“ durchströmt und auf Brennkammerdruck entspannt wird. Ein Teil dieses Stroms dient der HTT zur Kühlung, der restliche Teil strömt in die Brennkammer und dient auch hier zur Kühlung.

Zum besseren Verständnis des Prozesses ist in Abbildung 14 ein T-s-Diagramm des GC dargestellt. Hier ist jedoch zu beachten, dass die Sättigungskurve für reines Wasser und nicht für das Gemisch eingezeichnet ist.

Hier ist gut ersichtlich, dass durch die Ausführung des GC dem Prozess Wärme bei sehr hohen Temperaturen zugeführt wird und die Expansion bis zu sehr niedrigen Drücken und Temperaturen stattfindet. Dem Prinzip von Carnot entsprechend führt dies zu hohen thermodynamischen Wirkungsgraden.

Außerdem wird nur ein Teil des Massenstroms durch den Kondensator (blau), in dem die Wärme aus dem Kreislauf abgegeben wird, geschickt. Der andere Teil wird gekühlt und nach der Kompression (grün) wieder der Brennkammer zugeführt, wodurch die Wärme im Kreislauf behalten wird.

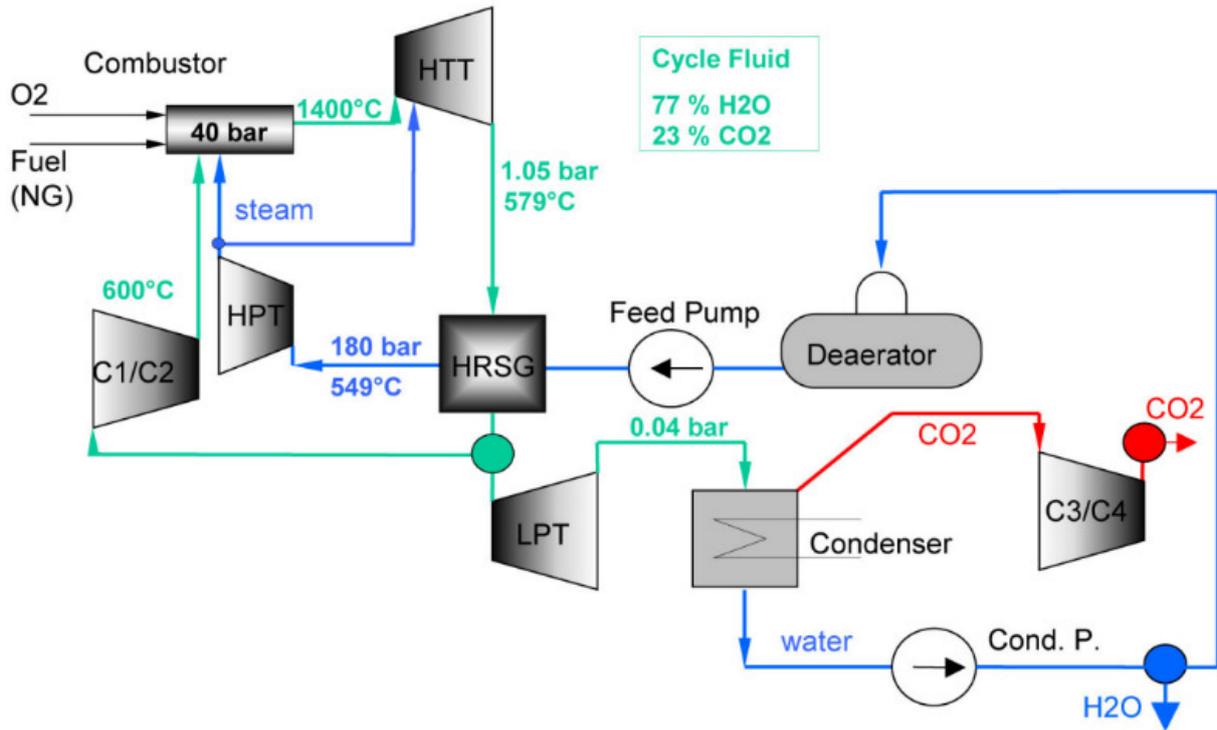


Abbildung 13: Schema des Graz Cycle [16]

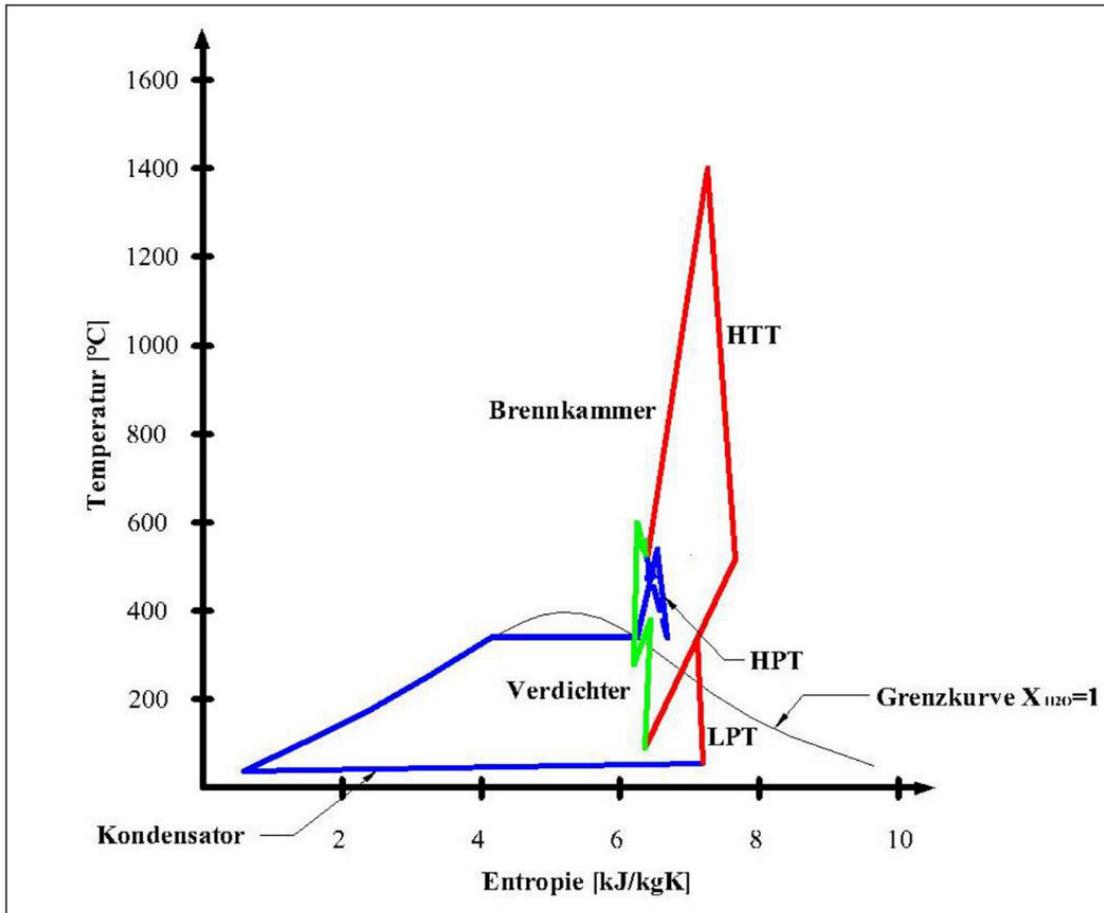


Abbildung 14: T-s-Diagramm des Graz Cycle [17]

4 Modellierung der beiden Kreisläufe in IPSEpro

Zur Simulation der beiden Kreisläufe wurde das Programm IPSEpro von SIMTECH Simulation Technology [18] verwendet. Dabei handelt es sich um eine Software zur Modellierung, Analyse und Simulation von Prozessmodellen in der Energietechnik [19].

4.1 Rahmenbedingungen und Annahmen für beide Kreisläufe

Für einen aussagekräftigen Vergleich müssen für beide Kreisläufe einerseits die gleichen Rahmenbedingungen vorliegen sowie gleiche Modelle verwendet werden und andererseits sinnvolle und vergleichbare Annahmen getroffen werden.

4.1.1 Rahmenbedingungen

○ Anlieferungszustand des Brennstoffs

Bei dem Brennstoff handelt es sich um Erdgas. Die Zusammensetzung in Volumsprozenten (Vol%) sowie der Anlieferungszustand des Erdgases sind in Tabelle 2 beschrieben.

Tabelle 2: Zusammensetzung des Erdgases und Anlieferungszustand

Methan (Vol%)	89
Ethan (Vol%)	7
Propan (Vol%)	1,11
CO ₂ (Vol%)	2
N ₂ (Vol%)	0,89
Unterer Heizwert H _u (MJ/kg)	46,502
Temperatur (°C)	15
Druck (bar)	70

○ Kühlwassertemperatur

Es wurde wie in der Untersuchung von [20] angenommen, dass eine Kühlwassertemperatur von 15°C verfügbar ist und die Ströme der Kreisläufe damit auf minimal 26°C gekühlt werden können.

○ Modell der CO₂-Reinigung und Verdichtung (Compression and Purification Unit (CPU))

Der abzuführende CO₂-Strom der Kreisläufe wird zu Pipelines transportiert. Basierend auf Informationen aus [20] sind folgende Bedingungen für den Transport und die unterirdische Speicherung des CO₂ einzuhalten (siehe Tabelle 3).

Tabelle 3: Vorgaben für das abzutransportierende CO₂

Abgabestatus des CO ₂	
Druck (bar)	110
Maximale Temperatur (°C)	30
Maximale Verunreinigungen des CO ₂ in Vol% bzw. ppm	
H ₂	4%
N ₂ /Ar	4%
CO (Kohlenmonoxid)	0,2%
H ₂ O	50 ppm
O ₂	100 ppm
H ₂ S (Schwefelwasserstoff)	20 ppm
SO _x (Schwefeloxide)	100 ppm
NO _x (Stickoxide)	100 ppm

Um die benötigte Leistung für die CPU des abzuführenden CO₂-Stroms zu ermitteln, wurden die Daten aus dem Bericht „Oxy-Combustion Turbine Power Plants“ [20] verwendet. In diesem Bericht wurde der Reinigungs- und Verdichtungsprozess, unter Einhaltung der zuvor genannten Kriterien für jeweils beide Kreisläufe modelliert. Außerdem wird in diesem Bericht eine CO₂-Auffangrate von 90% gefordert und eingehalten.

○ ASU Modell

Die ASU lag außerhalb der Systemgrenzen in der Modellierung der beiden Kreisläufe. Sie wurde durch Werte aus der Literatur für den jeweiligen Zustand und für die jeweilige Zusammensetzung des Sauerstoffstroms miteingerechnet. (siehe Kapitel 4.2.3 und 4.3.2)

○ Gekühltes Turbinenmodell

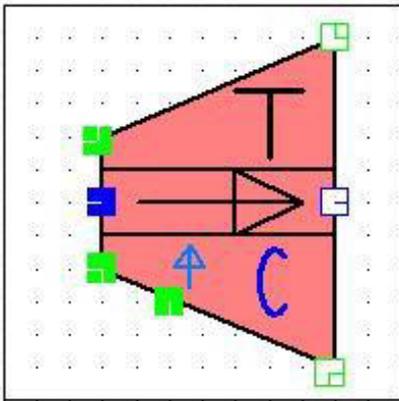


Abbildung 15: Gekühlte Turbine

Das gekühlte Turbinenmodell wurde am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz entwickelt und wird hier kurz erklärt.

Das Modell berechnet den benötigten Massenstrom zur Kühlung selbstständig und berücksichtigt die vom Kühlmedium erzeugte Leistung. Die zulässige Metalltemperatur (t_{Metall}) der Schaufeloberfläche wird mit 860°C angenommen. Um diesen Wert einhalten zu können, werden die Schaufeln mit einer Filmkühlung gekühlt. Außerdem werden die Schaufeln auch von innen durch das Kühlmedium in den Kühlkanälen gekühlt. Dabei wurde angenommen, dass eine Mindesttemperaturdifferenz von 150°C zwischen Oberflächentemperatur und Kühlmedium bei Austritt in die Hauptströmung nicht unterschritten werden darf. Das heißt, dass das Kühlmedium mit maximal

710°C aus der Schaufel austritt und damit noch ausreichend Kühlwirkung für die Filmkühlung vorhanden ist [17].

Der Kühlmassenstrom (\dot{m}_k) berechnet sich aus Gl. 4-1 [17]:

$$\dot{m}_k = \dot{m}_1 * \frac{(h_1 - h_{2a}) * \left(\frac{t_1 + t_{2a}}{2} - t_{Metall}\right)}{\vartheta * (h_{k(t_{Metall} - \Delta t_{Kühlung})} - h_{k(t_k)})} \quad \text{Gl. 4-1}$$

mit

$$\vartheta = \frac{t_1 - t_{2a}}{f_A * n_{St} * St * \frac{1}{\sin(\beta_2)}} \quad \text{Gl. 4-2}$$

und mit

$$St = \frac{\alpha * v}{c_{pGas} * w_2} \quad \text{Gl. 4-3}$$

Die verwendeten thermodynamischen Größen sind in Tabelle 4 erklärt:

Tabelle 4: Thermodynamische Größen des gekühlten Turbinenmodells

\dot{m}_1	Eintretender Massenstrom in Turbine
h_1	Spezifische Enthalpie des eintretenden Stroms
h_{2a}	Spezifische Enthalpie des austretenden Stroms ungekühlt
t_1	Temperatur des eintretenden Stroms
t_{2a}	Temperatur des austretenden Stroms ungekühlt
$h_{k(t_{Metall} - \Delta t_{Kühlung})}$	Spezifische Enthalpie des Kühlstroms am Schaufelaustritt
$h_{k(t_k)}$	Spezifische Enthalpie am Eintritt des Kühlstroms

Außerdem geht noch der Wärmewiderstand (ϑ) der Schaufel in den Massenstrom des Kühlmediums ein. Der Wärmewiderstand setzt sich aus einer Temperaturdifferenz sowie dem Verhältnis der Schaufeloberfläche zur axialen Durchtrittsfläche (f_A), dem Sinus des Winkels β_2 (in Abbildung 16 definiert), der Stanton Zahl (St) und der Stufenzahl (n_{St}) zusammen.

Die Stanton Zahl wird aus dem Wärmeübergangskoeffizienten (α), dem spezifischen Volumen (v), der spezifischen Wärmekapazität des Hauptmediums (cp_{Gas}) und einer charakteristischen Geschwindigkeit (w_2) gebildet [17].

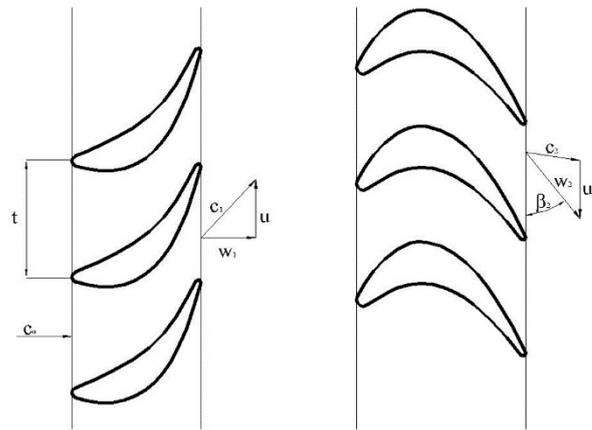


Abbildung 16: Definition des Winkels β_2 [13]

Der Kühldampf expandiert ebenfalls nach dem Austritt aus den gekühlten Schaufeln und erzeugt deshalb auch Leistung. Daher wurde angenommen, dass der Kühldampfmassenstromanteil k_{Stat} bei den Leitschaufeln ausgeblasen wird und dieser Anteil über die Laufschaufel expandiert. Der restliche Kühldampfmassenstrom der Stufe, der aus den Laufschaufeln austritt, wird für diese Stufe als „verloren“ betrachtet und leistet erst in der nächsten Stufe Arbeit.

Für die Ermittlung der Leistung des Kühldampfes, der an der Expansion teilnimmt (k_{Stat}), wurde dieser dem Hauptstrom vor Beginn der Stufe beigemischt. Dabei wird die Annahme getroffen, dass der Kühldampfdruck gleich dem Druck am Stufeneintritt ist. Der restliche Kühldampf wird am Austritt der Stufe beigemischt [17].

Sollte das Turbinenmodell mehrere Stufen umfassen, erfolgt die Berechnung folgendermaßen [17]:

1. Es wird eine lineare Abnahme des Kühlmassenstroms über die einzelnen Stufen angenommen. Bei zwei Stufen würde die erste Stufe $\frac{3}{4}$ und die 2. Stufe $\frac{1}{4}$ des Kühldampfes erhalten. Bei 3 Stufen sieht das Verhältnis 5:3:1 aus, usw.
2. Der Kühlmassenanteil im Stator k_{Stat} ist für jede Stufe gleich.
3. Das Enthalpiegefälle ist in jeder Stufe gleich.
4. Damit ergibt sich der Anteil des an der Expansion teilnehmenden Kühlmassenstroms über eine geometrische Reihe zu folgendem Wert:

$$f_{power} = \frac{k_{stat} - 1 + \frac{(n_{St} + 1) * (4 * n_{St} - 1)}{6 * n_{St}}}{n_{St}} \quad Gl. 4-4$$

Für die Simulation der beiden Kreisläufe wurden folgende Parameter für das Modell der gekühlten Gasturbine verwendet:

Tabelle 5: Verwendete Parameter für das gekühlte Turbinenmodell

Variable	Bedeutung	Wert
β_2	Austrittswinkel	20°
k_{Stat}	Kühlmassenanteil Stator	0,5
$\Delta T_{Kühlung}$	Temperaturdifferenz bei Schaufelaustritt zwischen Metalltemperatur und Kühlstromtemperatur	150°C
f_A	Flächenverhältnis von Beschaukelung/Durchtrittsfläche	3
n_{St}	Stufenanzahl	1 (HTT 1.Teil) 2 (HTT 2.Teil) 6 (NC Turbine)
St	Stanton Zahl	0,004
t_{Metall}	Maximal zulässige Metalltemperatur der Schaufel	860°C

○ Stoffdaten

Die in IPSEpro hinterlegte Programmierung der Stoffdaten wurde ebenfalls am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der TU Graz entwickelt. Die physikalischen Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf werden dabei mit der IAPWS_IF97 Formulierung [21] berechnet. CO₂ wird als reales Gas modelliert, basierend auf empirischen Korrelationen von REFPROP [22]. Die in geringen Anteilen vorkommenden Stoffe O₂, N₂ und Ar werden als ideales Gas gerechnet. Auch die Mischungen werden wie Mischungen idealer Gase gerechnet.

○ Brennkammer

Die Verbrennung wurde als vollständig ablaufende chemische Bruttoreaktion gerechnet. Das bedeutet, dass die Edukte vollständig zu den Produkten reagieren. Diese Annahme trifft weitgehend für rasch ablaufende Reaktionen zu wie etwa die vollständige Verbrennung mit Luftüberschuss [23].

Die Verbrennung findet mit einem 3%igen Sauerstoffüberschuss im Vergleich zum stöchiometrischen Wert statt.

Die Feuerungsverluste wurden mit 0,25% der zugeführten Wärme, berechnet mit dem unteren Heizwert des Brennstoffs, berücksichtigt.

4.1.2 Annahmen

○ Wirkungsgrade

Vergleichbare Annahmen für die Wirkungsgrade für die jeweiligen Komponenten der beiden Kreisläufe wurden getroffen und sind in *Tabelle 6* zusammengefasst. Hier ist zu erwähnen, dass die Kühlungsverluste der gekühlten Turbinen in den Wirkungsgraden berücksichtigt sind.

Tabelle 6: Annahmen für die Wirkungsgrade

	NC	GC
Isentroper Wirkungsgrad Kompressoren η_s	0,88	
Isentroper Wirkungsgrad Kompressoren auf 1bar C3/C4 η_s		0,88
Isentroper Wirkungsgrad Kompressoren von 1 auf 35bar η_s		0,85
Isentroper Wirkungsgrad Kompressoren C1/C2 η_s		0,85
Isentroper Wirkungsgrad überkritische Pumpen η_s	0,85	
Isentroper Wirkungsgrad Pumpen η_s		0,85
Isentroper Wirkungsgrad Turbine η_s	0,90	
Isentroper Wirkungsgrad HTT η_s		0,90
Isentroper Wirkungsgrad HPT η_s		0,90
Isentroper Wirkungsgrad LPT η_s		0,88
Polytroper Wirkungsgrad Erdgaskompressor η_{pol}	0,85	
Polytroper Wirkungsgrad O ₂ Kompressor η_{pol}		0,85
Mechanischer Wirkungsgrad η_m	0,99	0,99
Generatorwirkungsgrad η_{gen}	0,985	0,985
Transformatorwirkungsgrad η_{tr}	0,997	0,997

○ Druckverluste

Auch für die Druckverluste wurde darauf geachtet, dass vergleichbare Annahmen für beide Kreisläufe getroffen wurden. Diese sind in *Tabelle 7* dargestellt. Die Prozentwerte beziehen sich dabei immer auf den Druck des eintretenden Stroms.

Für den HRSG des GC wurde dabei ein Gesamtdruckverlust von 0,5% für die heiße Seite und 5% für die kalte Seite angenommen. Der HRSG besteht aus 2 Vorwärmern (VW1, VW2), einem Verdampfer (VD) und 2 Überhitzern (ÜH1, ÜH2). Für die kalte Seite dieser 5

Wärmetauscher ergibt sich damit jeweils ein Druckverlust von 1% bezogen auf den Druck vor dem HRSG. Da auf der heißen Seite der ÜH1 extra angenommen wurde, weil er außerhalb des HRSG liegt, teilen sich die 0,5% Druckverlust auf die restlichen 4 Wärmetauscher mit jeweils 0,125% auf (wiederum bezogen auf den Druck vor dem HRSG).

Tabelle 7: Annahmen für die Druckverluste

	NC	GC
Rekuperator kalte Seite	1%	
Rekuperator warme Seite Turbinenausstrittsstrom ASU-Luftstrom	2% 0,2bar	
VW1		0,125%
VW2		0,125%
VD		0,125%
ÜH2		0,125%
HRSG heiße Seite (gesamt)		0,5%
VW1		1%
VW2		1%
VD		1%
ÜH1		1%
ÜH2		1%
HRSG kalte Seite (gesamt)		5%
ÜH1 heiße Seite		2%
Entgaser heiße Seite		0,125%
Entgaser kalte Seite		1%
Frischdampfleitung		5 bar
Brennkammer	2%	
Kondensator	1%	
Zwischenkühler	2%	

○ Grädigkeiten für Rekuperator und HRSG

Der minimal zulässige Temperaturunterschied (pinch-point) im Rekuperator und im HRSG wurde mit 5°C festgelegt. Außerdem wurde jeweils eine minimale Temperaturdifferenz am Auslass der kalten Ströme des Rekuperators bzw. der Überhitzer des HRSG mit 20°C gewählt. Diese Annahmen sind notwendig, damit die benötigten Wärmetauscherflächen nicht zu groß werden.

Die Einhaltung dieser minimalen Temperaturdifferenzen wird mit Q-T-Diagrammen überprüft (siehe Kapitel 5.1 und 5.3).

○ Zusatzverluste (durch das Kühlungssystem und die Anlagenperipherie)

Die Zusatzverluste wurden wie in [16] mit 0,35% der zugeführten Wärme, berechnet mit dem unteren Heizwert des Brennstoffs, angenommen.

4.2 IPSEpro Modell des NET Power Cycle

Das IPSEpro Modell des NC ist in Abbildung 17 ersichtlich. Auf den Aufbau und auf Besonderheiten dieses Modells wird in den folgenden Kapiteln eingegangen.

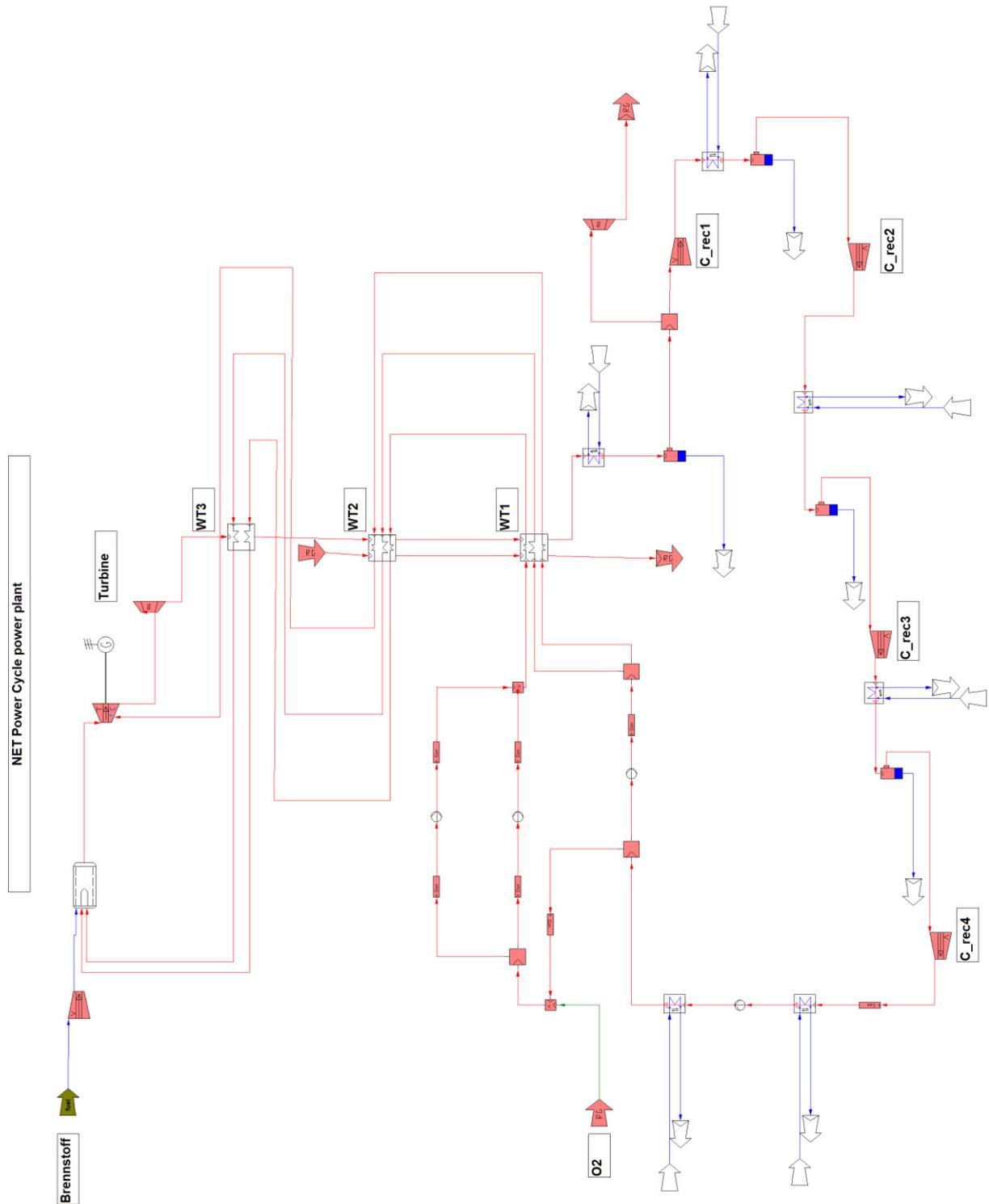


Abbildung 17: NET Power Cycle Modell in IPSEpro

4.2.1 Adaptierung aufgrund von Problemen mit den Stoffdaten

Bei der Erstellung des NC in IPSEpro wurde festgestellt, dass es bei der Verwendung der in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Stoffdaten zu Fehlern im Bereich der Pumpen kommt. Ein Vergleich mit dem Programm REFPROP zeigte, dass die verwendeten Stoffdaten nach dem letzten Kompressor bis zum Eintritt in den Rekuperator keine richtigen Ergebnisse lieferten.

Deshalb wurde für diesen Bereich und dieses Problem eine Lösung erarbeitet (siehe Abbildung 18).

Nach dem letzten Kompressor wurde das Rauchgas, das zu ca. 98,5% (Massenanteile) aus CO₂ bestand, im Konverter durch einen reinen CO₂ Strom ersetzt. Die Temperatur, der Druck und der Massenstrom blieben gleich. Die 1. Pumpe und die „recycle“ Strom Pumpe (Rec_Pumpe) wurden mit diesem reinen CO₂ Strom gerechnet. Nach der „recycle“ Strom Pumpe wurde der reine CO₂-Strom wieder in die ursprüngliche Rauchgaszusammensetzung zurückkonvertiert. Vor der Beimischung des Sauerstoffs wurde das reine CO₂ ebenfalls zurückkonvertiert. Um auch für die „oxidant“ Strom Pumpen das Problem der Stoffdaten zu umgehen wurde nach der Beimischung dieser Strom, entsprechend den Massenanteilen, in einen reinen CO₂ Strom und einen Strom, der O₂ und die restlichen Stoffe enthält, aufgeteilt. Diese beiden Ströme wurden dann durch die „oxidant“ Strom Pumpen (Oxi_Pumpe1 und Oxi_Pumpe2) verdichtet und danach wieder zurückkonvertiert.

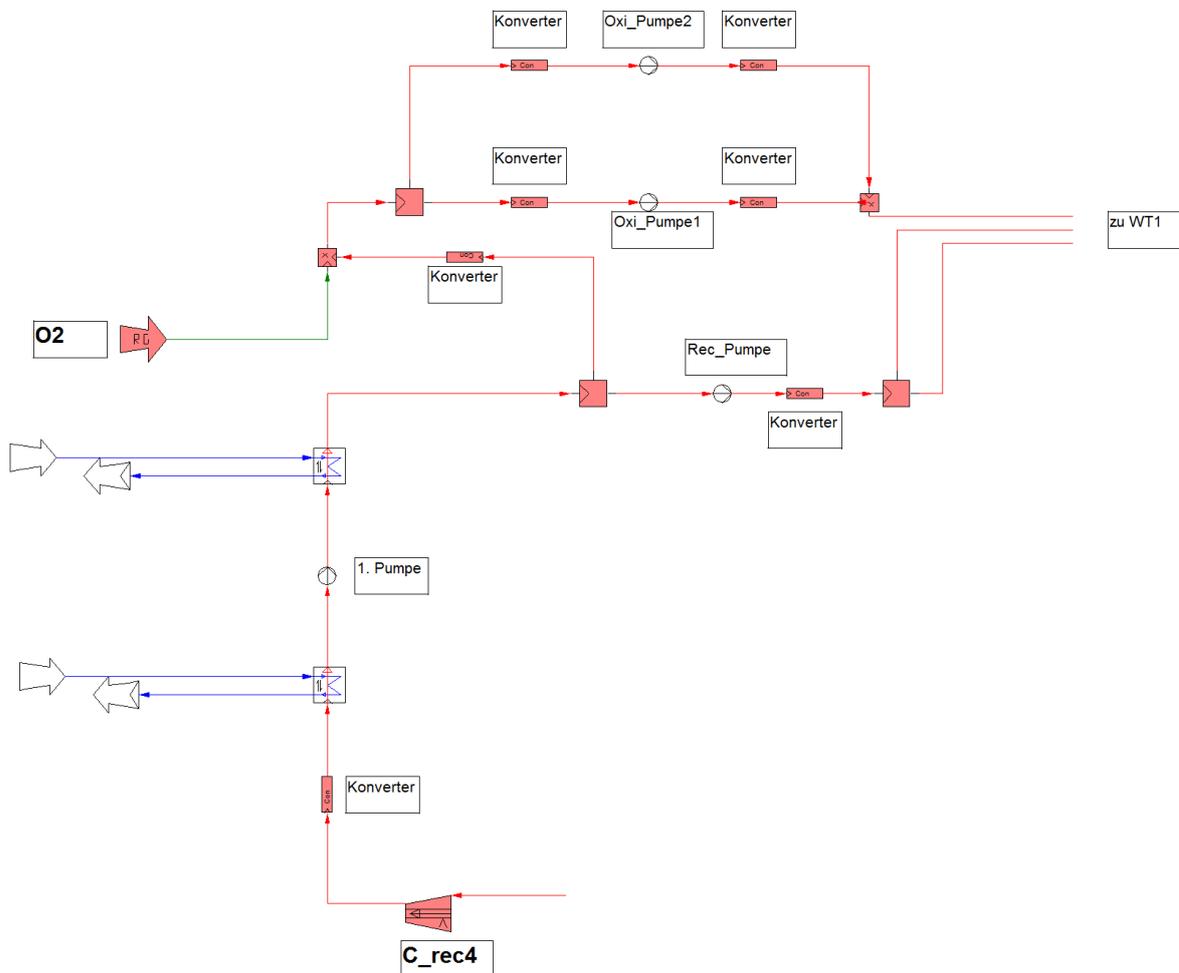


Abbildung 18: Adaptierung des NET Power Cycle

Für eine ausgewählte Variation des NC wurden die in IPSEpro erhaltenen Werte mit dieser Adaptierung den berechneten Werten aus REFPROP für den ursprünglichen Aufbau gegenübergestellt (siehe Tabelle 8). Daraus lässt sich erkennen, dass die Abweichungen der jeweiligen Austrittstemperaturen aus den Pumpen (nach der Zurückkonvertierung) nicht größer

als 2,7°C sind. Die Gesamtleistung der Pumpen weicht um 0,52MW (=1,1%) ab. Daher wird dieser Lösungsansatz als hinreichend genau angesehen.

Tabelle 8: Vergleich von IPSEpro mit Adaption und REFPROP mit ursprünglichem Aufbau

$\eta_s=0,85$	p [bar]	t [°C]		P [MW]	
		IPSEpro mit Adaption	REFPROP mit ursprünglichem Aufbau	IPSEpro mit Adaption	REFPROP mit ursprünglichem Aufbau
vor 1.Pumpe	80	26	26	8,34	8,91
nach 1. Pumpe	122,4	32,84	34,41		
vor recycle Pumpe	120	26	26	18,83	19,35
nach recycle Pumpe	304,6	45,00	46,51		
vor oxidant Pumpe	120	16,37	16,37	19,30	17,69
nach oxidant Pumpe	304,6	41,84	44,48		
Pumpleistung gesamt				46,47	45,95

4.2.2 Wärmetauscher Modell

Im Rekuperator wird Wärme vom Turbinenaustrittsstrom sowie vom ASU-Luftstrom auf den „recycle“ Strom, den Turbinenkühlungsstrom sowie den „oxidant“ Strom übertragen. Es gehen somit 2 warme und 3 kalte Ströme in den Rekuperator (siehe Abbildung 19).

Die Temperatur des Turbinenaustrittsstroms liegt um 750°C, die des ASU Luftstroms deutlich niedriger bei 275°C. Der pinch-point im Rekuperator tritt an jener Stelle auf, wo im Turbinenaustrittsstrom Wasser zu kondensieren beginnt. Aus diesen beiden Gründen wird das Modell des Rekuperators aus 3 Wärmetauschern zusammengesetzt.

Der 1.Wärmetauscher (WT1) besteht aus 2 heißen Strömen (Turbinenaustrittsstrom und Luftstrom der ASU) und 3 kalten Strömen („recycle“ und „oxidant“ Strom sowie Turbinenkühlungsstrom). Die minimale Temperaturdifferenz am Eintritt der kalten Ströme liegt bei 5°C. Die Temperaturdifferenz am Austritt der kalten Ströme ist mit 5°C definiert (hier beginnt beim Turbinenaustrittsstrom Wasser zu kondensieren). Die Temperaturdifferenzen im Rekuperator lassen sich aus dem Q-T-Diagramm in Abbildung 20 ablesen. Um die Krümmungen der Ströme im Q-T-Diagramm zu erfassen, wurde jeder Wärmetauscher auf der x-Achse (übertragene Wärme) in 10 gleiche Abschnitte unterteilt und an diesen Punkten wurde die Temperatur ausgewertet.

Den 2.Wärmetauscher (WT2) durchströmen dieselben Ströme wie zuvor. Am Austritt der kalten Ströme wurde eine Temperaturdifferenz von 20°C vorgegeben.

Beim 3. Wärmetauscher (WT3) handelt es sich um einen Wärmetauscher mit einem heißen Strom (Turbinenaustrittsstrom) und zwei kalten Strömen („recycle“ und „oxidant“ Strom). Die Temperaturdifferenz am Austritt der kalten Ströme ist auch mit 20°C vorgegeben.

Die Austrittstemperatur des Turbinenaustrittsstroms aus dem 1.Wärmetauscher ergibt sich letztendlich durch die Energiebilanz des gesamten Rekuperators.

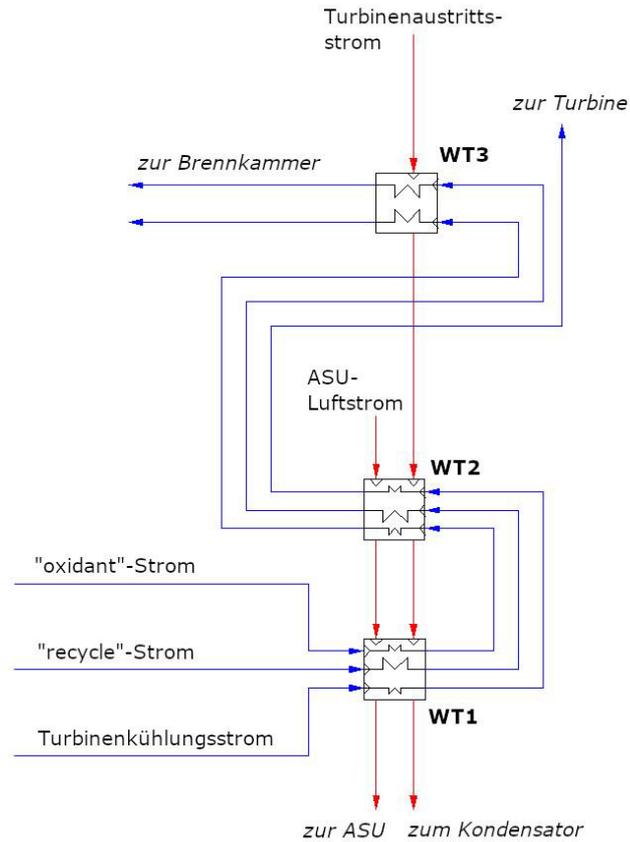


Abbildung 19: Modell des Rekuperators

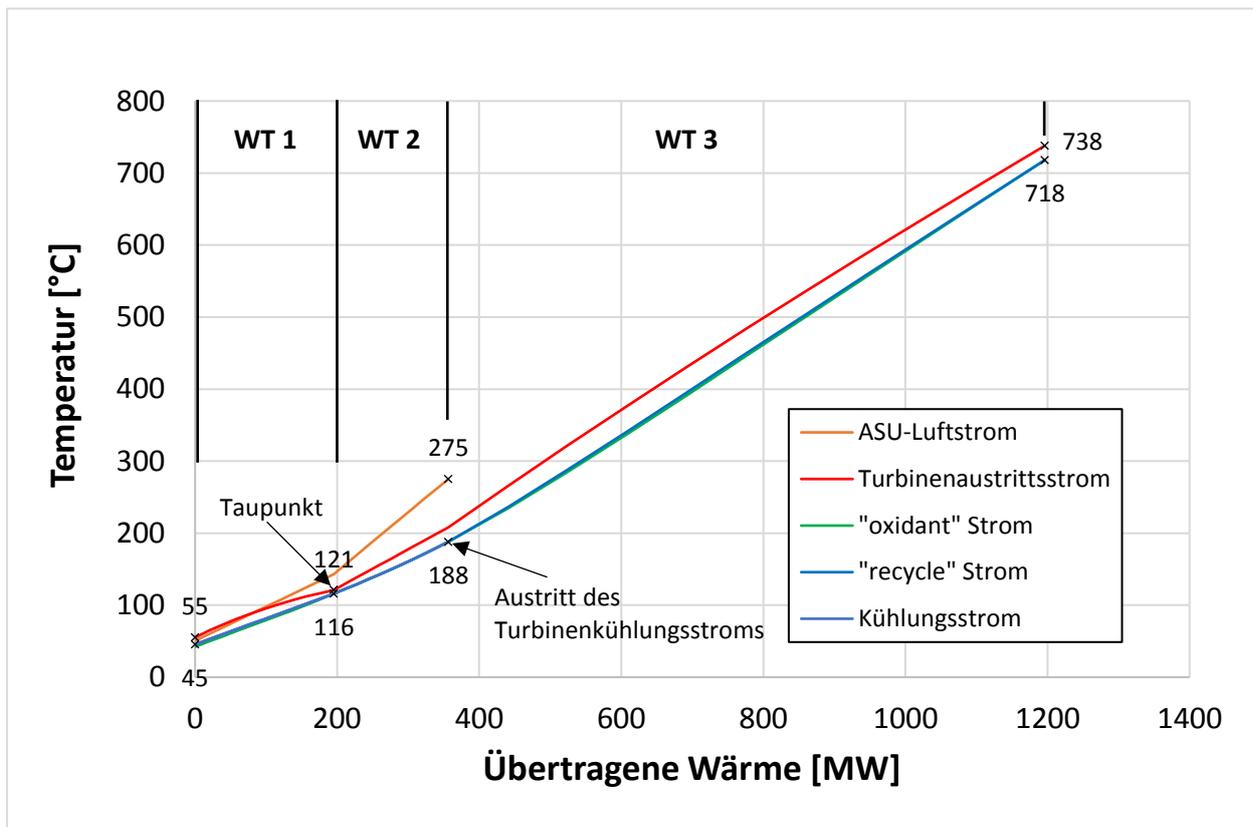


Abbildung 20: Exemplarisches Q-T-Diagramm des NET Power Cycle; die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander

4.2.3 ASU Modell

Die ASU erzeugt für den NC einen Sauerstoffstrom mit 99,5% Reinheit (Volumenprozent). Der Zustand dieses Stroms liegt bei 120bar und 15°C. Um Sauerstoff mit diesen Bedingungen zur Verfügung zu stellen und gleichzeitig die Abwärme für den Rekuperator zu liefern, werden laut [20] 1391kJ/kg_{Sauerstoffstrom} benötigt. Dieser Wert multipliziert mit dem Massenstrom des Sauerstoffs wird für die Sauerstofferzeugung berücksichtigt.

4.2.4 Brennstoffverdichtung

Die Verdichtung des Brennstoffs erfolgt von 70bar und 15°C auf den Druck in der Brennkammer. Für den Wirkungsgrad des Brennstoffkompressors wurde der Wert aus [14] herangezogen. Da hier jedoch ein polytroper Wirkungsgrad von 0,85 gegeben ist und das IPSEpro Modell des Kompressors einen isentropen Wirkungsgrad benötigt, musste der polytrope in einen isentropen Wirkungsgrad umgerechnet werden. Die Vorgehensweise wird hier kurz erklärt.

Der isentrope Wirkungsgrad für den Kompressor ist definiert als:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{\int_{T_1}^{T_{2s}} c_p dT}{\int_{T_1}^{T_2} c_p dT} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Wenn nun vorausgesetzt wird, dass das durchströmende Medium ein ideales Gas ist, ist die spezifische Wärmekapazität c_p nur mehr von der Temperatur abhängig. Wenn nun auch noch angenommen wird, dass die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten von T_1 bis T_{2s} bzw. T_1 bis T_2 gleich sind, ergibt sich:

$$\eta_s = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{Gl. 4-6}$$

Mithilfe des Isentropen- (κ) und Polytrophenexponenten (n) wird Gl. 4-6 zu [24]:

$$\eta_s = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} \quad \text{Gl. 4-7}$$

Außerdem gilt für den polytrophen Wirkungsgrad (η_p) [25]:

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa} * \frac{1}{\eta_p} = \frac{n - 1}{n} \quad \text{Gl. 4-8}$$

Nun lässt sich der isentrope Wirkungsgrad durch den polytrophen Wirkungsgrad ausdrücken:

$$\eta_s = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa} * \frac{1}{\eta_p}} - 1} \quad \text{Gl. 4-9}$$

Der Isentropenexponent wurde mithilfe des Programms REFPROP für den Brennstoff bei den jeweils vorliegenden Temperaturen und Drücken ermittelt. Somit sind alle Werte vorhanden, um den polytrophen in einen isentropen Wirkungsgrad überzuführen. Dabei ergibt sich ein isentroper Wirkungsgrad von 0,81.

4.2.5 CO₂ Reinigung und Verdichtung

Die Berechnung für die notwendige Leistung für die CO₂ Reinigung und Verdichtung (Compression and Purification unit (CPU)) auf 110bar basiert auf dem Modell aus [20]. Der abgeschiedene CO₂ Strom aus dem NC tritt in dieses Modell mit 33bar und 29°C ein. Da im IPSEpro Modell der Prozess der CPU außerhalb der Systemgrenzen liegt, wird der genaue Aufbau hier nicht näher beschrieben. Für die Reinigung und Verdichtung auf 110bar ergibt sich aus [20] eine Arbeit von 139,5kJ/kg.

Hier ist noch zu erwähnen, dass in [20] der CPU ein Wärmestrom zugeführt wird, der dem NC vom Turbinenausstrittsstrom entnommen wird. Dieser Wärmestrom dient in der CPU zur Erwärmung des Inertgases vor dem Expander. Diese Wärmestromentnahme wurde vernachlässigt, wobei es sich um kleine Leistungen handelt.

4.2.6 Ermittlung der Stufenanzahl für die Turbine

Da sich die Stufenanzahl der Turbine direkt auf den Kühlmassenstrom auswirkt und sich deshalb durch unterschiedliche Stufenanzahlen die gesamten Kreislaufdaten erheblich verändern, muss die Turbine vorausgelegt werden.

Die unterschiedlichen gekühlten Stufenanzahlen führen auch zu unterschiedlichen Austrittstemperaturen aus der Turbine, weshalb die Turbinenvorauslegung ein iterativer Prozess ist. In einem ersten Schritt wurden die notwendigen thermodynamischen Daten für die Turbinenauslegung mit der Annahme einer Stufe, die gekühlt wird, ermittelt. Weiters mussten Annahmen für die Drehzahl, die Druckziffer, den Reaktionsgrad, das Verhältnis des Durchmessers in der Mitte der Schaufel zur Länge der Schaufel am Eintritt $((d_m/l)_{\text{ein}})$ sowie am Austritt $((d_m/l)_{\text{aus}})$ und den Winkel zwischen der Absolut- und Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt in den Rotor (α_{ein}) getroffen werden (siehe Tabelle 9).

Tabelle 9: Notwendige Daten für die Turbinenauslegung (gelb hinterlegte Daten wurden angenommen)

\dot{V}_{ein} [m ³ /s]	13,10
\dot{V}_{aus} [m ³ /s]	81,91
Enthalpiegefälle[kJ/kg]	488,7
Drehzahl [upm]	3000
Druckziffer	5
Reaktionsgrad	0,5
α_{ein} [deg]	20
$(d_m/l)_{\text{ein}}$	9
$(d_m/l)_{\text{aus}}$	5

Die Annahmen wurden so getroffen, dass die Turbine möglichst wenig Stufen benötigt, da, wie später gezeigt wird (Kapitel 5.3.1), der Wirkungsgrad des Kreislaufs mit steigender Stufenanzahl und damit steigendem Kühlmassenstrom erheblich abnimmt. Das bedeutet aber auch, dass vor allem die Annahme der Druckziffer sehr hoch ist und es fraglich ist, ob damit der isentrope Wirkungsgrad von 0,9 erreicht werden kann. Für die getroffenen Annahmen ergeben sich für die Turbine 9 Stufen.

Nun muss noch geklärt werden, wie viele Stufen gekühlt werden und wie viele ungekühlt sind. Der gekühlte Teil und der ungekühlte Teil der Turbine sollten so aufgeteilt werden, dass das Enthalpiegefälle pro Stufe in etwa gleich ist. Dabei ist darauf zu achten, dass das Enthalpiegefälle, das rein durch den Kühlmassenstrom verursacht wird, herausgerechnet werden sollte. Dies geschieht, damit nur das Enthalpiegefälle, das von der Turbine erzeugt wird, in die Überlegung der Aufteilung hineinfließt.

Für ein gleichmäßiges Enthalpiegefälle pro Stufe wurde eine Aufteilung von 6 gekühlten und 3 ungekühlten Stufen angenommen. Dadurch konnte im Modell des NC der Druck am Auslass des gekühlten Turbinenteils (860°C) mit 77bar ermittelt werden.

Die weitere Vorgehensweise ist in Abbildung 21 dargestellt. Dabei wurde die Turbine separat betrachtet. Das Enthalpiegefälle des ersten Turbinenteils (gekühlter Teil) wurde als ungekühlte Turbine berechnet, damit der Einfluss des Kühlmassenstroms wegfällt. Für den ungekühlten zweiten Teil wurde der Eintritt mit 860°C und wiederum 77bar festgelegt. Aus diesem Modell ergeben sich die in Tabelle 10 zusammengefassten Enthalpiegefälle und Enthalpiegefälle pro Stufe. Es zeigt sich, dass die Aufteilung passend ist, da das Enthalpiegefälle pro Stufe annähernd gleich ist.

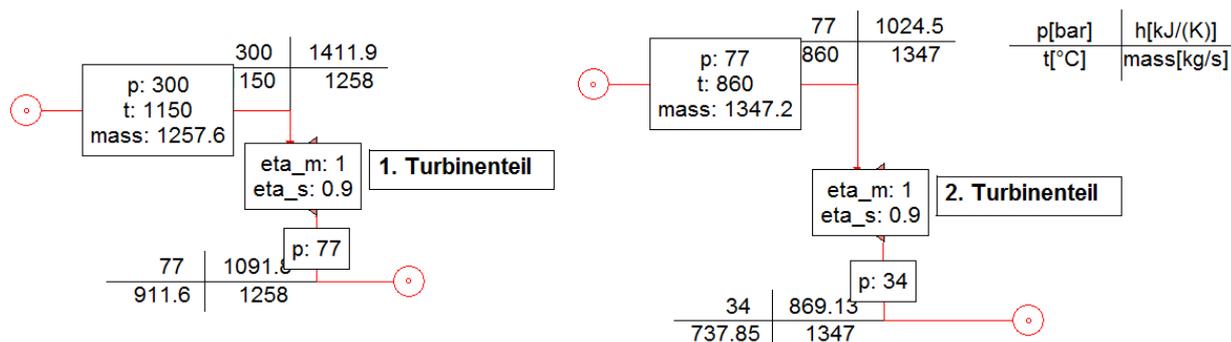


Abbildung 21: Aufteilung der Stufen auf gekühlten und ungekühlten Teil der Turbine

Tabelle 10: Aufteilung der Stufen auf den gekühlten und ungekühlten Teil der Turbine

	Enthalpiegefälle [kJ/kg]	Stufen	Enthalpiegefälle pro Stufe [kJ/kg]
1. Turbinenteil (Gekühlter Teil)	320,1	6	53,4
2. Turbinenteil (Ungekühlter Teil)	155,4	3	51,8

Zuletzt wurde mit den nun erhaltenen Daten (Volumenstrom am Eintritt und Austritt sowie das Enthalpiegefälle des Hauptmassenstroms) die Vorauslegung erneut durchgeführt. Da hierbei das Resultat wiederum 9 Stufen war, konnte der iterative Prozess als abgeschlossen angesehen werden.

Aufgrund dieser Vorauslegung ergeben sich für die Turbine folgende Daten:

Tabelle 11: Aus Turbinenvorauslegung erhaltene Daten

	Einlass	Auslass
d_m [m]	0,709	1,080
l [m]	0,079	0,216
d_{innen} [m]	0,630	0,864
c_{ax} [m/s]	70,944	108,059
u [m/s]	111,382	169,651
Stufenzahl	9,236	

d_{innen} = Durchmesser an der Innenseite der Schaufel
 c_{ax} = Axialanteil der Absolutgeschwindigkeit
 u = Umfangsgeschwindigkeit

Es wurde auch noch eine zweite konservativere Auslegung durchgeführt. Dabei wurde für die Druckziffer ein Wert von 4 statt 5 angenommen. Dadurch ergeben sich insgesamt 10 Stufen, die sich in 7 gekühlte und 3 ungekühlte Stufen aufteilen. Das heißt, dass der gekühlte Teil der Turbine eine Stufe mehr hätte. Welche weiteren Auswirkungen das auf den NC hätte, wird in Kapitel 5.3.1 diskutiert.

4.2.7 Weitere Bauteile und Annahmen

Durch die Zwischenkühlung zwischen den Kompressoren kann es zur Auskondensation von Wasser kommen. Um die Kompressorschaukeln vor Beschädigung durch Wassertropfen zu schützen, befindet sich vor jedem Kompressor ein Wasserabscheider, der die Tropfen sammelt und abführt. Der darauffolgende Eintritt in die erste Pumpe ist wie in [14] mit 80bar und 26°C festgelegt. Für den „oxidant“ Strom wird ebenfalls wie in [14] ein Volumensanteil von 13,34% O₂ angenommen.

4.3 IPSEpro Modell des Graz Cycle

Das IPSEpro Modell des GC ist in Abbildung 22 dargestellt. Die Unterschiede zur Beschreibung des GC aus Kapitel 3.2 sollen im Folgenden kurz erörtert werden.

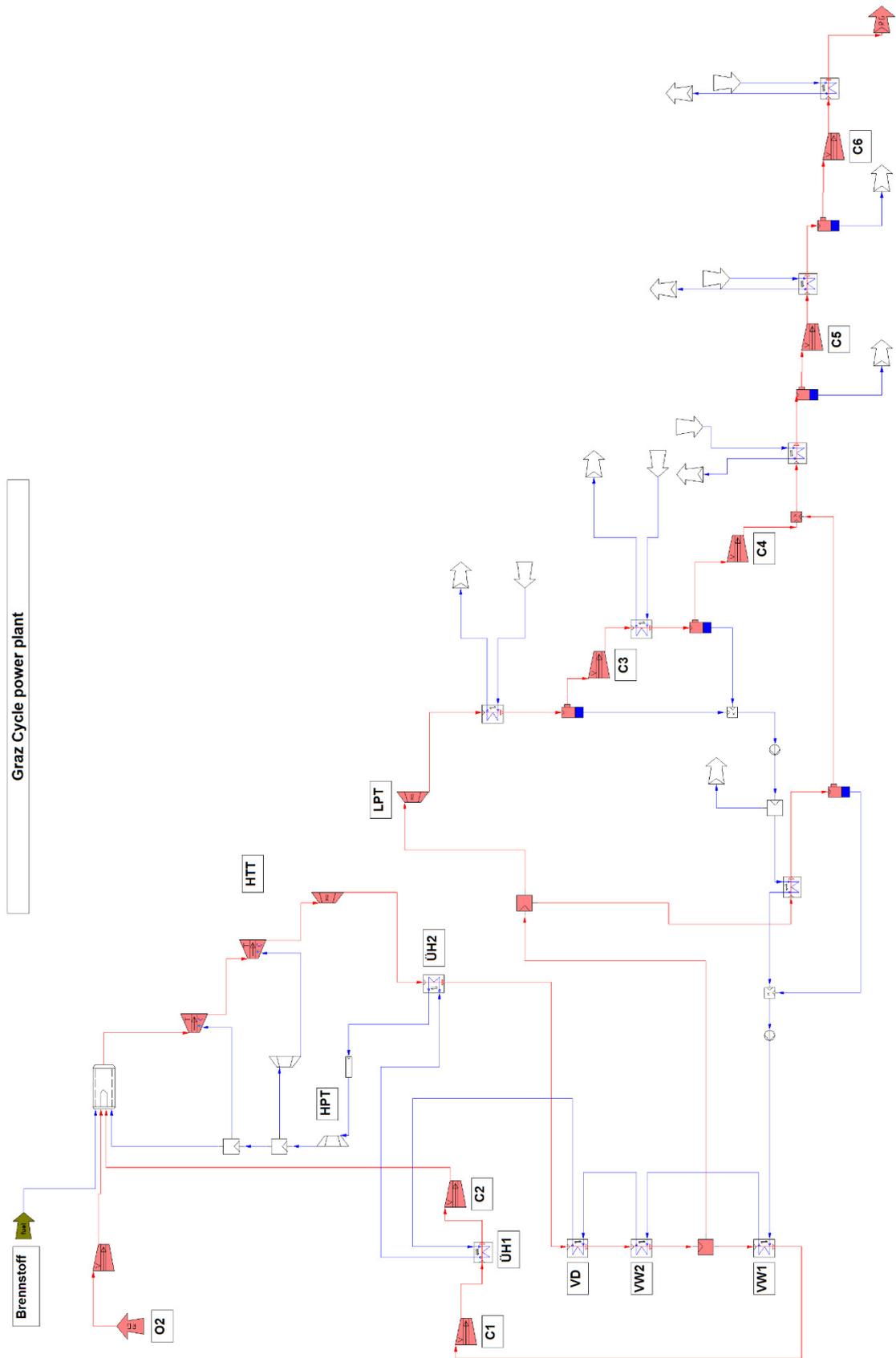


Abbildung 22: Graz Cycle Modell in IPSEpro

Es ist ersichtlich, dass sich die HTT aus 3 einzelnen Turbinen zusammensetzt, wobei 2 davon gekühlt sind. Der 1. Teil der HTT Turbine treibt die Kompressoren C1 und C2 an. Weiters gibt der nach dem HRSG abgezweigte und rückgeführte Strom nochmals direkt nach der Abzweigung und nach dem ersten Kompressor Wärme an den Wasserstrom ab. Durch den Wärmestrom nach dem ersten Kompressor wird der gesättigte Dampf zu überhitztem Dampf erwärmt. Vor der LPT wird ein Teil des Arbeitsmediums entnommen, das in den Entgaser (hier ein Oberflächenwärmetauscher wegen des CO₂-Anteils) strömt. Nach der HPT gibt es noch eine zweite Turbine, die den Kühlmassenstrom für die zweite HTT weiter entspannt und abkühlt. Das ASU-Modell sowie die CO₂-Reinigung und Verdichtung werden in den Kapiteln 4.3.2 und 4.3.3 erklärt.

4.3.1 Wärmetauscher Modell

Der HRSG des GC besteht aus 2 Vorwärmern (VW1 und VW2), einem Verdampfer (VD) sowie 2 Überhitzern (ÜH1 und ÜH2) (siehe Abbildung 23). Es wird Wärme vom warmen Rauchgas aus der HTT auf das kalte Wasser aus der Speisewasserpumpe übertragen.

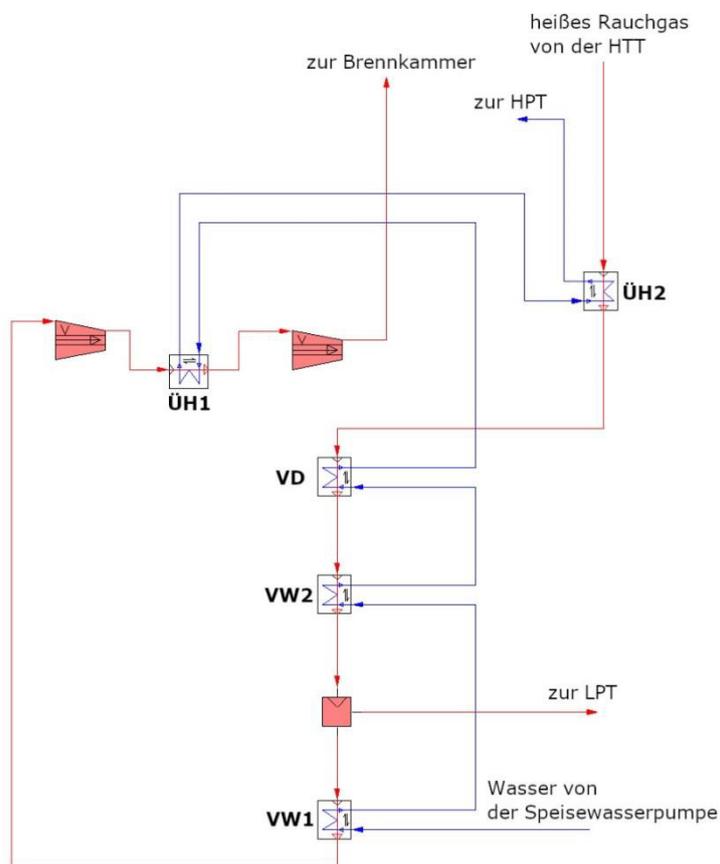


Abbildung 23: Aufbau des HRSG des Graz Cycle

Der ÜH1 wird auf der warmen Seite zur Kompressorzwischenkühlung genutzt. Die restlichen Wärmetauscher werden auf der heißen Seite vom Rauchgas der HTT durchströmt, wobei vor dem VW1 ein Teil des Stromes abgezweigt wird und zur LPT geht. Das Wasser von der Speisewasserpumpe durchläuft alle 5 Wärmetauscher wie bei einem gewöhnlichen Dampfprozess und tritt als überhitzter Dampf aus.

Die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt der Wärmetauscher wurden so gewählt, dass im VW1, VW2 und VD die minimale Temperaturdifferenz (pinch point) bei 5°C liegt und im ÜH1 und ÜH2 bei 20°C (siehe Abbildung 24). Der pinch point von 5°C tritt dabei am Eintritt des Wasserstroms in den VW1 auf, innerhalb des VW2 werden die 5°C nicht unterschritten.

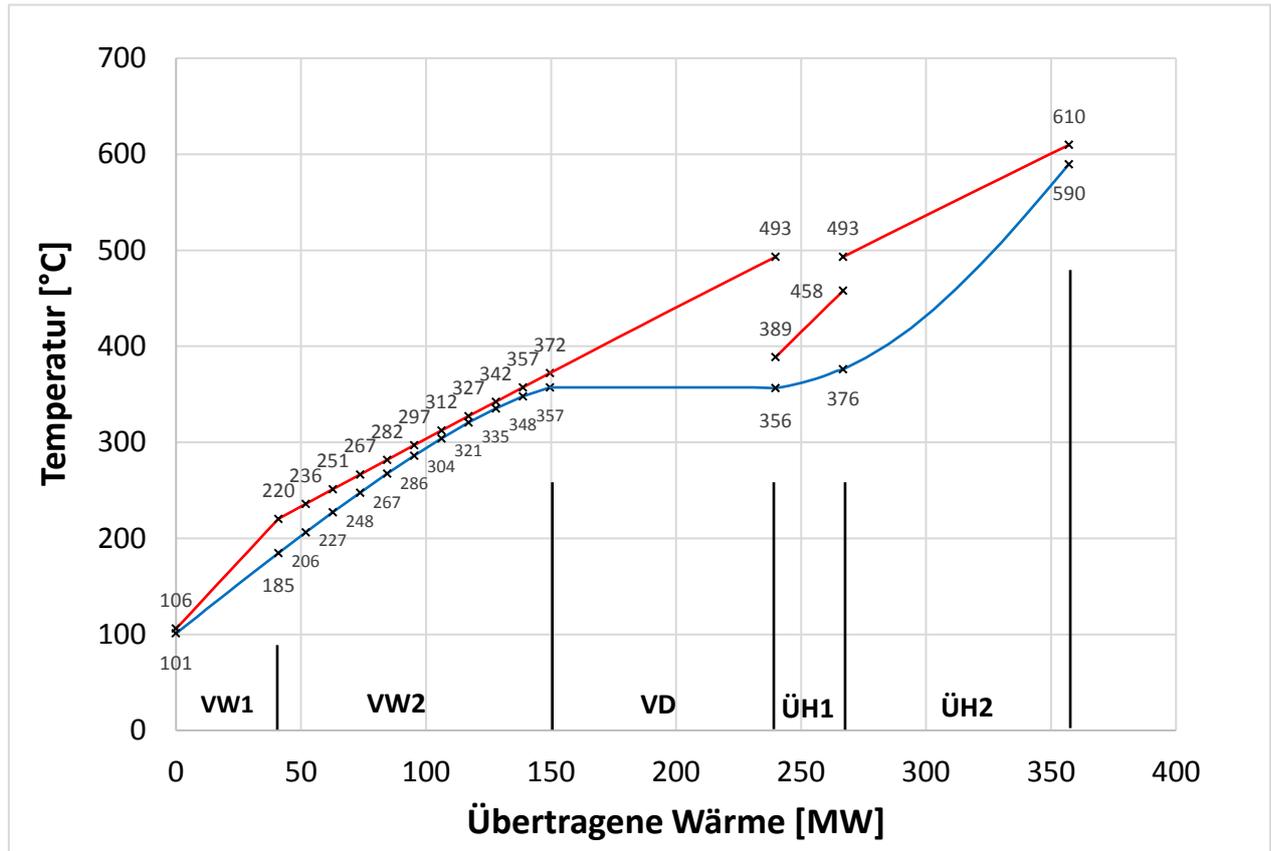


Abbildung 24: Exemplarisches Q-T-Diagramm Graz Cycle;
rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom (in ÜH1), blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom

4.3.2 ASU Modell

Die ASU erzeugt Sauerstoff mit 97% Reinheit (Volumsprozent) bei 16bar und 15°C. Nach [20] ergibt sich für diesen Sauerstoffanteil ein Maximum in der Net efficiency wobei $1049 \text{ kJ/kg}_{\text{Sauerstoffstrom}}$ benötigt werden. In [20] sowie in dieser Arbeit wird keine Abwärme aus der ASU für den Prozess genutzt. Hier könnte noch ein Verbesserungspotential für den GC bestehen. Nach der ASU wird der Sauerstoffstrom mit Abwärme aus der CPU vorerwärmt, sodass durch den folgenden Kompressor eine Temperatur von 150°C und der Brennkammerdruck erreicht werden. Dabei wurde der polytrope Wirkungsgrad von 0,85, wie in Kapitel 4.2.4, in einen isentropen Wirkungsgrad von 0,828 umgerechnet.

4.3.3 CO₂ Reinigung und Verdichtung

Nach dem Kondensator wird das CO₂ von ca. 0,05bar in den Kompressoren C3 und C4 auf 1 bar verdichtet. Für die spätere Wirkungsgradberechnung wird diese Leistung noch zum Kreislauf gezählt.

Die CO₂ Verdichtung und Reinigung startet ab 1 bar. Durch die zwei Kompressoren C5 und C6 wird der CO₂ Strom auf 34,5bar verdichtet und anschließend auf 28°C gekühlt. Für die Reinigung und weitere Verdichtung auf 110bar wurde wieder das Modell aus [20] herangezogen. Daraus lässt sich eine spezifische Arbeit von $114,5 \text{ kJ/kg}$ errechnen.

Wie bei der Modellierung des NC wurde auch hier ein Wärmestrom, der dem GC entzogen und der CPU zugeführt wird, vernachlässigt, wobei es sich wiederum um eine geringe Leistung handelt. Dieser Wärmestrom dient in der CPU zur Erwärmung des Inertgases vor dem Expander.

4.3.4 Weitere Bauteile und Annahmen

Das Erdgas für die Verbrennung wird wie der Sauerstoffstrom aus der ASU durch Wärme aus der CPU vorerwärmt und tritt mit 100°C in die Brennkammer ein.

Der erste Teil der HTT dient zum Antrieb der Kompressoren C1/C2 und muss deshalb die gleiche Leistung liefern wie die beiden Kompressoren benötigen. Der erste Teil der HTT besteht aus einer gekühlten Stufe, der zweite Teil der HTT aus zwei gekühlten Stufen. Der Austritt aus dem letzten Teil der HTT liegt knapp über 1bar, damit im HRSG leichter Überdruck herrscht und dieser somit nicht zu viel Leckage hat. Außerdem benötigt auch der Entgaser einen Druck über 1 bar. Das auskondensierte Wasser aus dem Kondensator wird vor dem Entgaser durch eine Pumpe auf 1bar gebracht.

Die Austrittstemperatur aus dem Kompressor C2 ist auf 600°C beschränkt, um die Belastungen für das Material des Kompressors nicht zu hoch werden zu lassen.

Der Druck für den Kondensator ist stark von der minimal möglichen Kreislaufumtemperatur abhängig. Wenn die minimale Kreislaufumtemperatur angehoben wird, muss auch der Kondensatordruck erhöht werden. Ansonsten wird weniger Wasser abgeschieden und somit steigen der Massenstrom und die Leistung in den Kompressoren, die das Gemisch wieder auf 34,5bar verdichten, stark an.

Die Leitung vor der HPT (Frischdampfleitung) wurde mit einem Druckverlust von 5bar und einem Temperaturverlust von 5°C beaufschlagt.

5 Untersuchung der beiden Kreisläufe unter Volllast

In diesem Kapitel werden die beiden Kreisläufe für den Volllastfall mit 400 Megawatt (MW) Leistung genauer untersucht und miteinander verglichen.

5.1 Ausgangsfall

Für beide Kreisläufe wurde zuerst ein Ausgangsfall erstellt und untersucht. Für den NC wurden dabei die Kreislauf Eckdaten aus [14] herangezogen. In weiterer Folge wurde dieser Ausgangsfall für beide Kreisläufe optimiert (siehe Kapitel 5.2).

5.1.1 Angenommene Parameter für den Ausgangsfall

Für den NC sind die wichtigsten Parameter für den Ausgangsfall, außer die schon in Kapitel 4 diskutierten, in Tabelle 12 zusammengefasst dargestellt. Für den GC sind diese Parameter in Tabelle 13 ersichtlich.

Tabelle 12: Wichtigste Parameter NET Power Cycle

Parameter	Einheit	Wert
Turbineneinlasstemperatur	°C	1150
Turbineneinlassdruck	bar	300
Turbinenauslassdruck	bar	34
Druck vor 1.Pumpe	bar	80
Druck vor 2.Pumpe	bar	120

Tabelle 13: Wichtigste Parameter Graz Cycle

Parameter	Einheit	Wert
HTT Einlasstemperatur	°C	1400
HTT Einlassdruck	bar	40
HTT Auslassdruck	bar	1,05
Druck nach Kompressor C1	bar	13,7
Kondensatordruck	bar	0,07
Druck nach 2. Kompressor der CO ₂ -Verdichtung	bar	1
HPT Einlassdruck	bar	170

5.1.2 Ermittlung der Wirkungsgrade

Für den Vergleich der beiden Kreisläufe wurden 4 verschiedene Wirkungsgrade bestimmt. Wie diese zustande kommen, wird in den folgenden Gleichungen erklärt.

Wirkungsgrad des thermodynamischen Prozesses für den NC und den GC („Thermal cycle efficiency“):

$$\eta_{1,NC} = \frac{P_T - \sum P_{C,rec} - \sum P_P - P_{C,Brst}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$\eta_{1,GC} = \frac{\sum P_T - \sum_{i=1}^{i=4} P_{C,i} - \sum P_P}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Dabei werden von der Turbinenleistung (P_T) die Leistungen für die Kompressoren ($P_{C,rec}$ beim NC bzw. P_C beim GC) sowie die Pumpenleistungen (P_P) abgezogen. Beim NC wird noch zusätzlich die Kompressionsleistung für den Brennstoff ($P_{C,Brst}$) abgezogen. Die Kompressoren C5 und C6 des GC sind in diesem Wirkungsgrad nicht enthalten, da diese Leistungen zur CO₂ Verdichtung und Reinigung hinzugezählt werden. Bei \dot{Q}_{zu} handelt es sich um die zugeführte Brennstoffwärme, berechnet mit dem unteren Heizwert.

Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der mechanischen- und elektrischen- sowie der Zusatzverluste („Net electrical cycle efficiency“):

$$\eta_{2,NC} = \frac{(P_T * \eta_m - \frac{\sum P_{C,rec}}{\eta_m}) * \eta_{Gen} * \eta_{Tr} - \frac{\sum P_P}{\eta_m} - \frac{P_{C,Brst}}{\eta_m} - P_{Zusatz}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-3}$$

$$\eta_{2,GC} = \frac{(\sum P_T * \eta_m - \frac{P_{C1+2}}{\eta_m}) * \eta_{Gen} * \eta_{Tr} - \frac{P_{C3+4}}{\eta_m} - \frac{\sum P_P}{\eta_m} - P_{Zusatz}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Da beim NC die „recycle“-Kompressoren mit der Turbine bzw. beim GC die Kompressoren C1 und C2 mit den Turbinen auf einer gemeinsamen Welle liegen, wird hier die Differenz der beiden mit dem Generator- (η_{Gen}) und dem Transformatorwirkungsgrad (η_{Tr}) multipliziert. Außerdem werden noch die Zusatzverluste P_{Zusatz} berücksichtigt.

Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der mechanischen- und elektrischen- sowie der Zusatzverluste und der Leistung für die Sauerstofferzeugung (P_{ASU}) und -kompression

$$\eta_{3,NC} = \frac{(P_T * \eta_m - \frac{\sum P_{C,rec}}{\eta_m}) * \eta_{Gen} * \eta_{Tr} - \frac{\sum P_P}{\eta_m} - \frac{P_{C,Brst}}{\eta_m} - P_{Zusatz} - P_{ASU}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-5}$$

$$\eta_{3,GC} = \frac{(\sum P_T * \eta_m - \frac{P_{C1+2}}{\eta_m}) * \eta_{Gen} * \eta_{Tr} - \frac{P_{C3+4}}{\eta_m} - \frac{\sum P_P}{\eta_m} - P_{Zusatz} - \frac{P_{C,ASU}}{\eta_m} - P_{ASU}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-6}$$

Für den GC fällt hier noch die zusätzliche Leistung $P_{C,ASU}$ an, da der Sauerstoffstrom nach der ASU noch von 16 auf 40,8bar verdichtet wird.

Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der mechanischen- und elektrischen- sowie der Zusatzverluste, der Leistung für die Sauerstofferzeugung und -kompression und der Leistung für die CO₂ Kompression und Reinigung (P_{CPU}) („Net efficiency“)

$$\eta_{4,NC} = \frac{(P_T * \eta_m - \frac{\sum P_{C,rec}}{\eta_m}) * \eta_{Gen} * \eta_{Tr} - \frac{\sum P_P}{\eta_m} - \frac{P_{C,Brst}}{\eta_m} - P_{Zusatz} - P_{ASU} - P_{CPU}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-7}$$

$$\eta_{4,GC} = \frac{(\sum P_T * \eta_m - \frac{P_{C1+2}}{\eta_m}) * \eta_{Gen} * \eta_{Tr} - \frac{P_{C3+4}}{\eta_m} - \frac{\sum P_P}{\eta_m} - P_{Zusatz} - \frac{P_{C,ASU}}{\eta_m} - P_{ASU} - P_{CPU} - \frac{P_{C5+6}}{\eta_m}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \text{Gl. 5-8}$$

Da beim GC vor der CPU noch der abzuführende CO₂ Strom von 1bar auf 34,5bar verdichtet werden muss, fällt hier noch eine zusätzliche Kompressionsleistung (P_{C5+6}) an.

5.1.3 Ergebnisse für den Ausgangsfall

Mit den gewählten Parametern ergeben sich die in Tabelle 14 aufbereiteten Leistungen und Wirkungsgrade für den NC und den GC. In diesem Abschnitt sollen aber nur die Unterschiede der beiden Kreisläufe herausgearbeitet werden. Der Vergleich der Wirkungsgrade erfolgt später in Kapitel 5.3, da ein aussagekräftiger Vergleich dieser Werte erst nach der Optimierung der beiden Kreisläufe möglich ist.

Bei Betrachtung der beiden Prozesse fällt auf, dass im GC die Kompressorleistung höher ist als im NC. Die hohe Kompressorleistung im GC ist auf die Kompressoren C1 und C2 zurückzuführen. Dadurch, dass aber auch die Turbinenleistung im GC höher ist, gleicht sich die erhöhte Kompressorleistung annähernd wieder aus.

Im NC fällt noch eine zusätzliche Leistung an, da das Erdgas noch vom Anlieferzustand von 70bar auf rund 300bar verdichtet werden muss. Im GC ist keine zusätzliche Verdichtung notwendig. Für die O₂ Erzeugung und Kompression ist im GC weniger Leistung notwendig. Beim NC wird dafür der O₂ mit 120bar (im GC zum Vergleich 40,8bar) zugeführt und zusätzlich kann entstandene Wärme vom Prozess der ASU (ca. 63MW) für den NC genutzt werden.

Auffällig ist auch noch, dass die Leistung des NC bei der Reinigung und Verdichtung des CO₂ deutlich unter der des GC liegt. Dies lässt sich hauptsächlich dadurch erklären, dass beim NC der CO₂ Strom von rund 33bar und beim GC von rund 1bar auf 110bar verdichtet wird. Für die Parameter des Ausgangsfalls ergibt sich eine leicht bessere Net efficiency für den NC mit 52,36% gegenüber dem GC mit 51,87%.

Tabelle 14: Leistungen und Wirkungsgrade des NC und des GC für den Ausgangsfall

	NC	GC
Zugeführte Brennstoffwärme [MW]	763,93	771,13
Turbinenleistung [MW]	619,09	738,34
HTT [MW]		627,35
HPT [MW]		48,02
LPT [MW]		62,97
Kompressoren und Pumpen [MW]	103,26	222,76
Kompressor C1 und C2 [MW]		206,31
Brennstoffkompressor [MW]	4,69	0,00
Wellenleistung [MW] ohne mechanische Verluste	511,15	515,58
Thermal cycle efficiency [%]	66,91%	66,86%
Elektrische Leistung [MW] inklusive mechanischer-, elektrischer- und Zusatzverluste	491,23	493,86
Net electrical cycle efficiency [%]	64,30%	64,04%
O ₂ Erzeugung & Kompression [MW]	85,06	74,23
Wirkungsgrad inklusive O₂-Versorgung [%]	53,17%	54,41%
CO ₂ Kompression und Reinigung [MW]	6,16	19,42
Net power output [MW]	400,00	400,00
Net efficiency η_{net} [%]	52,36%	51,87%

Das zum NC gehörende Q-T-Diagramm des Rekuperators ist in Abbildung 25 dargestellt. Mit diesem Diagramm lässt sich gut nachvollziehen, ob die geforderten Grädigkeiten eingehalten werden. Die Austrittstemperaturdifferenz beträgt 20°C und der pinch-point liegt mit 5°C beim Taupunkt des Turbinenaustrittsstroms. Für den Turbinenaustrittsstrom ergibt sich nach dem Rekuperator eine Temperatur von 55°C. Der Turbinenkühlungsstrom verlässt den Rekuperator mit 188°C. Der ASU-Luftstrom tritt mit 275°C ein und verlässt den Rekuperator mit 50°C.

Beim Q-T-Diagramm des HRSG des GC (siehe Abbildung 26) ist ersichtlich, dass der pinch-point im VW2 auftritt. Durch die Aufteilung des Wärmetauschers in 10 Punkte ist erkennbar, dass die geforderte minimale Temperaturdifferenz von 5°C nicht unterschritten wird. Am Eintritt des HRSG beträgt die Temperaturdifferenz 5°C, am Austritt 20°C.

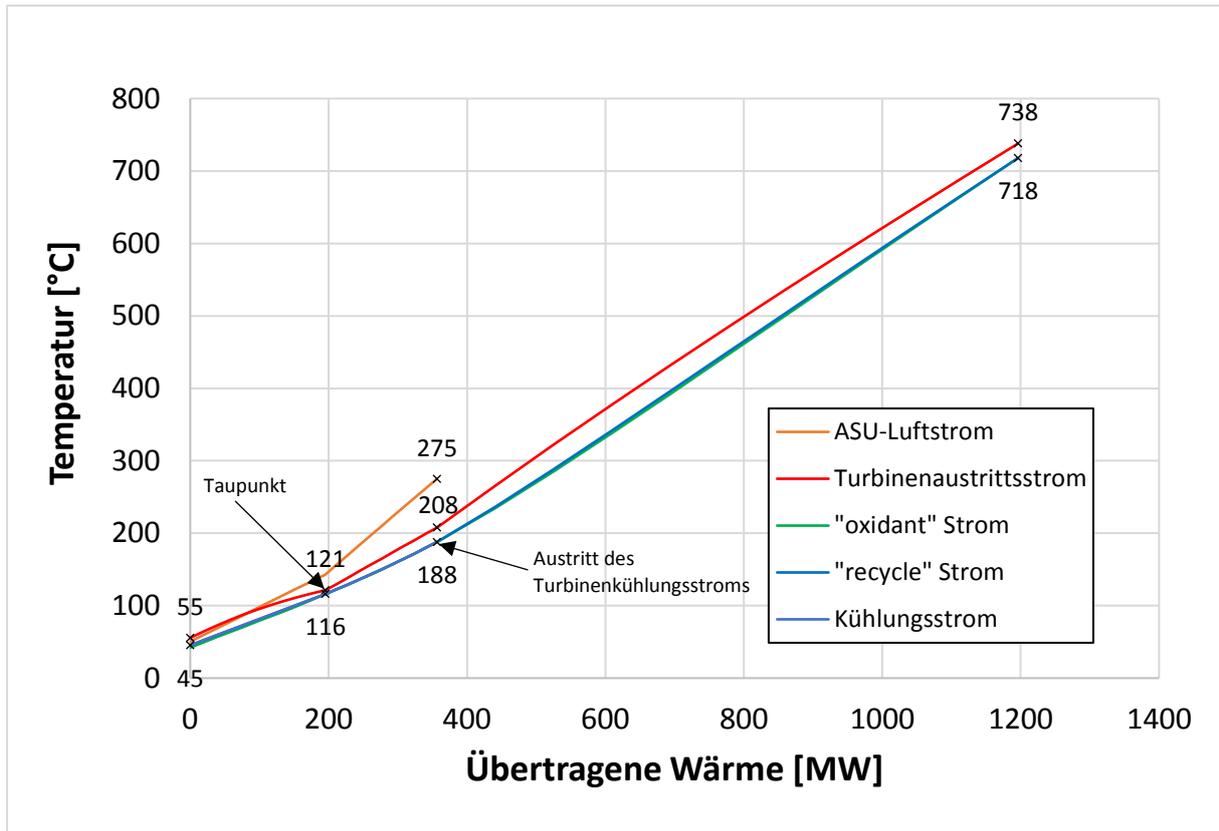


Abbildung 25: Q-T-Diagramm des NET Power Cycle für den Ausgangsfall; die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander

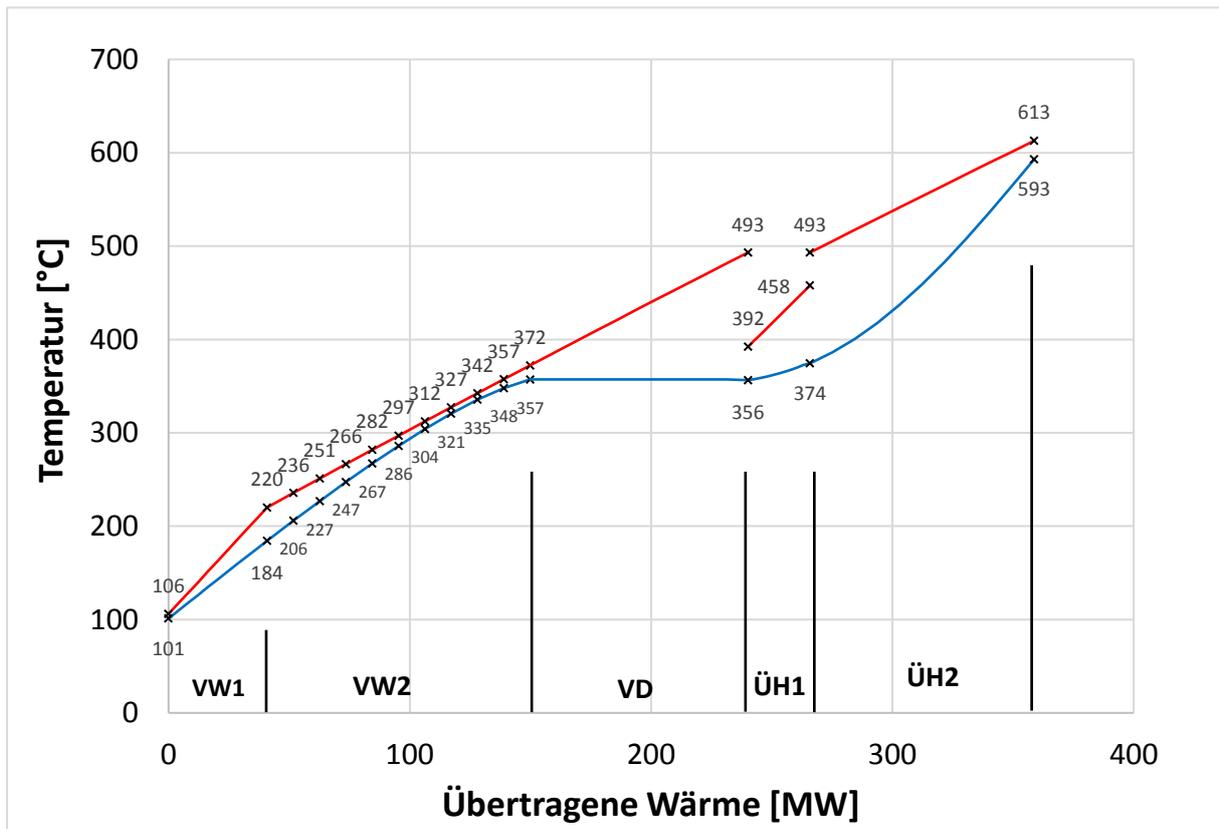


Abbildung 26: Q-T-Diagramm des Graz Cycle für den Ausgangsfall; rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom (in ÜH1), blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom

Bei der Betrachtung der Wärmetauscher fällt schon auf, dass beim NC viel höhere Wärmeströme im Rekuperator übertragen werden als beim GC im HRSG. Die beiden Kreisläufe sind aus thermodynamischer Sicht sehr unterschiedlich. Mithilfe der in Tabelle 15 zusammengefassten Daten sollen die Unterschiede aufgezeigt und in weiterer Folge diskutiert werden.

Tabelle 15: Wichtige Kreislaufdaten von NC und GC

	Einheit	NC	GC
Zusammensetzung nach Brennkammer			
Ar	[kg/kg]	0,51	0,86
CO ₂	[kg/kg]	95,94	23,77
H ₂ O	[kg/kg]	2,67	74,45
N ₂	[kg/kg]	0,73	0,43
O ₂	[kg/kg]	0,14	0,49
Massenstrom nach der Brennkammer	[kg/s]	1257,60	378,79
Volumenstrom nach der Brennkammer	[m ³ /s]	12,48	62,29
Brennkammerdruck	[bar]	300	40
HPT Einlassdruck	[bar]		170
Brennkammertemperatur	[°C]	1150	1400
Turbinenauslassdruck	[bar]	34	
HTT	[bar]		1,05
LPT	[bar]		0,07
HPT	[bar]		40,8
Turbinendruckverhältnis	[-]	8,82	
HTT	[-]		38,10
LPT	[-]		15
(HTT mal LPT)	[-]		571,50
HPT	[-]		4,17
Rekuperator bzw. HRSG			
Übertragene Wärme	[MW]	1196	359
Druck kalte Seite	[bar]	309	184
Druck warme Seite	[bar]	34	1,05
Kühlmassenstrom Turbine bzw. HTT	[kg/s]	89,58	24,16
Temperatur Kühlmassenstrom	[°C]	187,80	366,94
Verhältnis Kühlmassenstrom zu Massenstrom Turbineneintritt	[%]	7,1	6,4
zugeführter O ₂ Strom	[kg/s]	61,15	64,38
abgeführtes Wasser	[kg/s]	33,43	33,65
abgeführter CO ₂ Strom	[kg/s]	44,15	47,31
Zusammensetzung des abgeführten CO ₂ Stroms			
Ar	[kg/kg]	0,53	3,37
CO ₂	[kg/kg]	98,56	92,82
H ₂ O	[kg/kg]	0,01	0,23
N ₂	[kg/kg]	0,75	1,67
O ₂	[kg/kg]	0,15	1,90
Menge CO ₂ im abzuführenden CO ₂ -Strom	[kg/s]	43,52	43,92
Verwendete Wärme aus ASU	[MW]	63,17	

Der wichtigste Unterschied ist die Zusammensetzung des Rauchgases. Beim NC ist der dominierende Anteil das CO_2 , beim GC besteht im Gegensatz dazu das Rauchgas zum größten Teil aus H_2O . Außerdem besitzt der GC auch noch einen Teil, der mit reinem Wasser betrieben wird. Somit ergeben sich ganz unterschiedliche Eigenschaften für die Fluide und auch die unterschiedlichen Kreislauffeckdaten. Der NC arbeitet im überkritischen und gasförmigen Gebiet, der GC im gasförmigen und im Zweiphasengebiet.

Die Brennkammer des NC arbeitet mit deutlich höheren Drücken, während beim GC die Brennkammertemperatur deutlich höher liegt.

Das Rauchgas wird im GC deutlich mehr entspannt, was sich bei einem Blick auf das Turbinendruckverhältnis (HTT mal LPT) zeigt. Beim GC beträgt es 571,50 zu 8,82 beim NC. Um auf gleiche Leistungen zu kommen, muss dafür im NC der Massenstrom nach der Brennkammer deutlich höher sein als im GC. (ca. 3,3-mal so hoch)

Im Rekuperator sind die Druckunterschiede noch höher als im HRSG, außerdem wird auch deutlich mehr Wärme übertragen und die Temperaturen liegen bei über 700°C . Diese Umstände machen den Rekuperator zu einer herausfordernden und kritischen Komponente.

Das Verhältnis des Kühlmassenstroms zum Gesamtmassenstrom, der in die Turbine bzw. HTT eintritt, ist beim NC um 0,7%-Punkte höher als beim GC und auch die Temperatur liegt beim NC deutlich niedriger ($187,8^\circ\text{C}$ zu $366,9^\circ\text{C}$). Dieses höhere Kühlmassenstromverhältnis ist unter anderem eine Folge der größeren Anzahl an gekühlten Stufen (NC: 6 gekühlte Stufen, GC: 3 gekühlte Stufen). Diese folgt wiederum vor allem aus der niedrigeren Drehzahl der Turbine des NC gegenüber dem ersten Teil der HTT des GC (NC Turbine: 3000 upm, GC: HTT erster Teil: 8500 upm, HTT 2. und 3. Teil: 3000 upm). Dies ist deshalb interessant, da ein erhöhter Kühlmassenstrom bei gleichzeitig niedrigerer Temperatur, bei einer Betrachtung des Carnot-Prozesses, zu schlechteren thermodynamischen Wirkungsgraden führt, da die Wärmezufuhr bei durchschnittlich niedrigeren Temperaturen stattfindet. Jedoch sei hier auch erwähnt, dass es sich um zwei sehr komplexe Kreisläufe handelt und viele unterschiedliche Einflüsse Auswirkungen auf den Wirkungsgrad haben. Vor allem wirkt sich bei einer thermodynamischen Betrachtung die unterschiedliche Zusammensetzung der Medien des NC und des GC stark aus.

Die zugeführten und abgeführten Massenströme (O_2 Strom, Wasser, CO_2 Strom) sind sehr ähnlich. Auch das abgeführte CO_2 aus dem Kreislauf ist mit $43,52\text{kg/s}$ (NC) zu $43,92\text{kg/s}$ (GC) annähernd gleich.

Ein wesentlicher Unterschied ist noch, wie oben schon diskutiert, dass beim NC Wärme aus der ASU genützt wird.

In den T-s-Diagrammen der beiden Kreisläufe lassen sich einige der beschriebenen Unterschiede noch einmal gut erkennen (Abbildung 27). Hier ist zu erwähnen, dass es sich bei den Satttdampfkurven beim NC um die Satttdampfkurve von CO_2 und beim GC um die Satttdampfkurve von H_2O handelt. Außerdem sind die Diagramme stark vereinfacht, da Ströme mit unterschiedlichen Zusammensetzungen auftreten, aber diese trotzdem im gleichen Diagramm abgebildet sind. Die beiden Sprünge beim NC ergeben sich durch die in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Konvertierungen der Stoffstromzusammensetzungen.

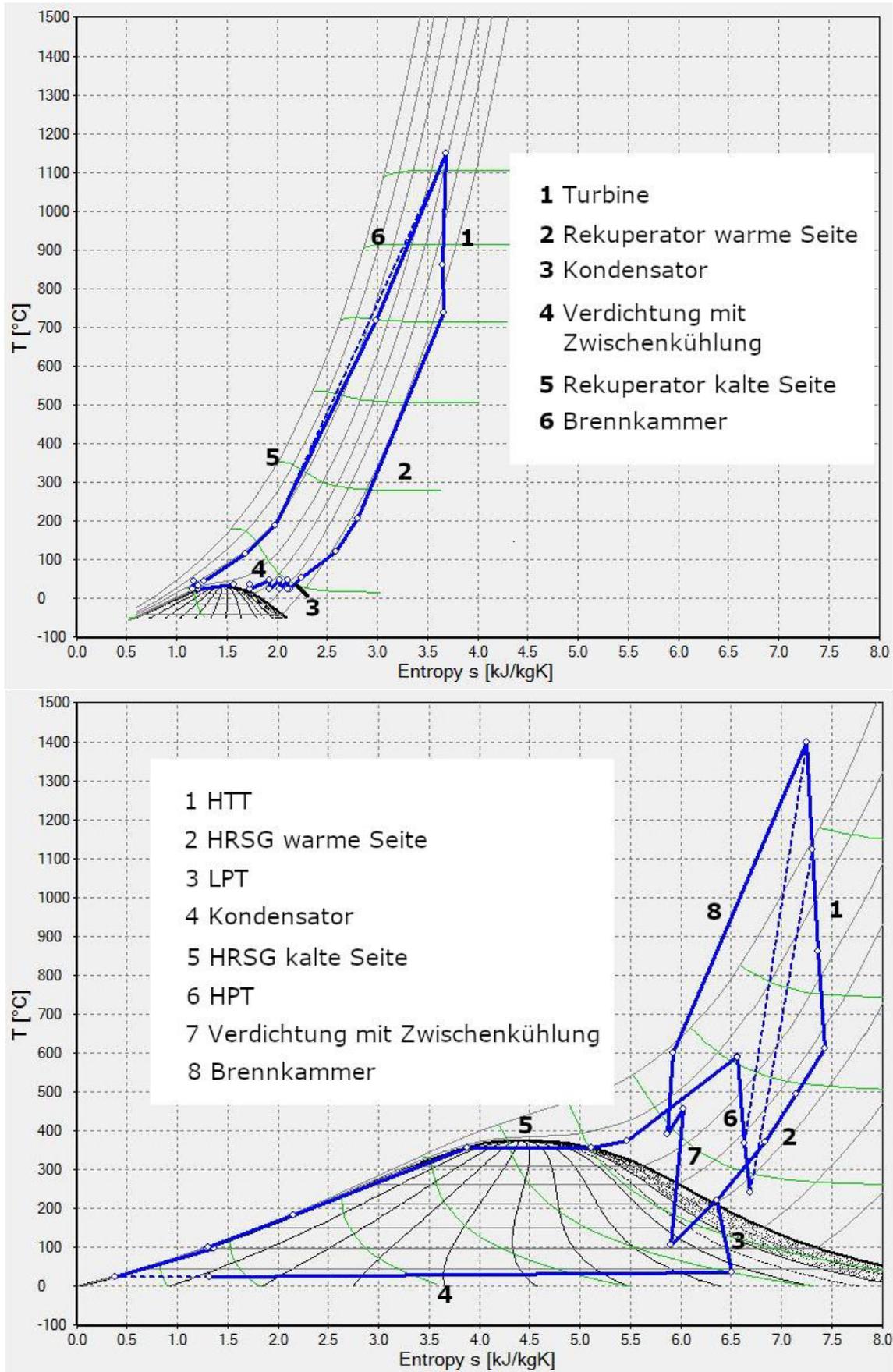


Abbildung 27: T-s-Diagramm des NET Power Cycle (oben) und des Graz Cycle (unten)

5.1.3.1 Vergleich der Resultate des NC-Ausgangsfall es dieser Arbeit mit den Resultaten von [14]

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse für den NC mit den Resultaten aus [14] verglichen und es wird aufgezeigt, wodurch Unterschiede zustande kommen. Grundsätzlich wurden für beide Fälle die gleichen Kreislauffeckdaten benutzt.

In [14] wird eine Net electrical efficiency inklusive O₂-Versorgung mit 54,58% angegeben. Bei der IPSEpro Simulation lag dieser Wert bei 53,17%.

Für die Unterschiede in den Werten konnten 3 Faktoren ausfindig gemacht werden:

- Die isentropen Wirkungsgrade der Turbine und der Kompressoren sowie die Druckverluste wurden in dieser Arbeit für die Vergleichbarkeit mit dem GC geringfügig anders angenommen (siehe Tabelle 6 und Tabelle 7). Dadurch verbessert sich aber die Net electrical efficiency inklusive O₂-Versorgung in dieser Arbeit im Vergleich zu [14] um ca. 0,15%-Punkte.
- In [14] wurde ein mechanischer Wirkungsgrad von 0,98 berücksichtigt. In dieser Arbeit beträgt der mechanische Wirkungsgrad 0,99 und zusätzlich wurden noch ein Generatorwirkungsgrad mit 0,985 und ein Transformatorwirkungsgrad mit 0,997 berücksichtigt. Diese Annahmen bewirken in dieser Arbeit eine Reduktion der Net electrical efficiency inklusive O₂-Versorgung um etwa 0,35%-Punkte.
- Die oben angeführten Punkte erklären nur einen Unterschied im Wirkungsgrad von 0,2%, womit noch rund 1,2% übrigbleiben. Diese lassen sich hauptsächlich durch die unterschiedlichen Stoffdaten erklären.

Da die Auswirkung der Stoffdaten so stark ist, soll darauf näher eingegangen werden. In [14] wurden die Peng-Robinson Zustandsgleichungen verwendet. REFPROP verwendet das „Kunz and Wagner model for hydrocarbon mixtures“ [26]. Die verwendeten Stoffdaten für IPSEpro sind in Kapitel 4.1.1 beschrieben.

Es wurde für die Kreislauffeckdaten des Ausgangsfall es des NC einmal nur die Turbine mit Kühlung und einmal nur die Kompression mit denselben Daten wie in [14] für IPSEpro und für REFPROP-Stoffdaten gerechnet (siehe Tabelle 16). Außerdem wurde die Turbine noch für eine zweite Variante aus [14] (Case P250-T725) untersucht.

Dabei zeigt sich, dass in [14] deutlich höhere Leistungen für die Turbine erzielt werden als mit IPSEpro und in REFPROP, obwohl die Ströme mit der gleichen Zusammensetzung, Temperatur und dem gleichen Druck wie in [14] in die Turbine strömen und aus ihr austreten. Dieser Unterschied lässt sich nur dadurch erklären, dass die unterschiedlichen Stoffdaten zu unterschiedlichen spezifischen Enthalpien vor und nach der Turbine führen. Die Kompressor- und Pumpleistung ist zwar im Ausgangsfall dafür in IPSEpro und in REFPROP geringer, aber wenn man diese von der Turbinenleistung abzieht, bleibt noch immer ein deutlicher Unterschied.

Da sich für die gesamte Betrachtung des Ausgangsfall es durch die unterschiedlichen Stoffdaten auch unterschiedliche Massenströme ergeben, wirkt sich dieser Einfluss nicht ganz so stark aus, aber trotzdem kann ein Großteil der 1,2%-Punkte Differenz darauf zurückgeführt werden.

Die wichtigsten Kreislaufdaten des Ausgangsfall es dieser Arbeit und aus [14] sind in Tabelle 17 gegenübergestellt.

Tabelle 16: Vergleich der Turbinen, Kompressor- und Pumpleistung für unterschiedliche Stoffdaten

Ausgangsfall	Massenstrom [kg/s]	Temperatur [°C]	Druck [bar]
Turbineneinlass	1271,00	1150,00	300,00
Turbinenauslass	1370,40	741,18	34,00
Turbinenkühlungsstrom	99,40	183,00	300,00
	[14]	IPSEpro	REFPROP
Turbinenleistung [MW]	622,42	600,94	595,19
Kompressor- und Pumpenleistung [MW]	111,15	106,78	105,17
Turbine minus Kompr. und Pumpe [MW]	511,27	494,16	490,02

Case P250-T725	Massenstrom [kg/s]	Temperatur [°C]	Druck [bar]
Turbineneinlass	1288,09	1131,05	245,81
Turbinenauslass	1373,37	725,00	26,11
Turbinenkühlungsstrom	85,28	142,10	247,37
	[14]	IPSEpro	REFPROP
Turbinenleistung (ohne η_m) [MW]	629,14	621,26	622,05

Tabelle 17: Vergleich der wichtigsten Kreislaufdaten des Ausgangsfalls von dieser Arbeit und von [14]

	IPSEpro	[14]
Turbinenauslasstemperatur (°C)	737,91	741,20
Temperatur "recycle" Strom nach Rekuperator (°C)	717,91	721,20
Temperatur Kühlungsstrom nach Rekuperator (°C)	187,80	183,00
Temperatur Turbinenaustrittsstrom nach Rekuperator (°C)	55,04	62,10
Temperatur "recycle" Strom vor Rekuperator (°C)	45,39	54,20
Turbineneinlass Massenstrom (kg/s)	1264,80	1271,00
Turbinenkühlungsmassenstrom (kg/s)	90,10	99,40
total recycle flow rate (kg/s)	1338,38	1353,90

5.2 Optimierung

Um die optimalen Parameter der beiden Prozesse zu finden, wurden in einem ersten Schritt diverse Parameter der beiden Kreisläufe genauer betrachtet. Es wurde so vorgegangen, dass der Ausgangsfall hergenommen wurde und jeweils ein Parameter über einen gewissen Bereich variiert und dabei jeweils die Net efficiency ermittelt wurde.

Dies ist jedoch nur eine Vorabüberlegung, um die Auswirkungen der Parameter besser einschätzen zu können und den Bereich der Parameter für eine weitere Optimierungsrechnung einzuschränken. Da die Parameter stark interagieren, wird im nächsten Schritt eine Optimierungsrechnung mit dem IPSEpro-PSOptimize-Modul, bei dem mehrere Parameter freigegeben werden, durchgeführt (siehe Kapitel 5.2.2)

5.2.1 Variation ausgewählter Parameter

5.2.1.1 Untersuchung des NET Power Cycle

Für den NC wurden die Parameter Turbineneinlassdruck, Turbinenauslassdruck und Brennkammerspitzen­temperatur untersucht.

Der Turbineneinlassdruck wurde in einem Bereich von 240 bis 360bar variiert. Für den Ausgangsfall ergibt sich dabei ein Maximum der Net efficiency zwischen 320 und 340bar. Über den Bereich von 300-360bar ist die Änderung jedoch gering (0,16%-Punkte) (siehe Abbildung 28).

Interessant ist, dass bei 340 und 360bar die Temperaturdifferenz am Austritt aus dem Rekuperator von 20°C nicht mehr eingehalten werden kann sondern größer wird. Gleichzeitig steigt auch am Eintritt die Temperaturdifferenz zwischen dem „recycle“ Strom und dem Turbinenaustrittsstrom (siehe Abbildung 29). Das bedeutet, dass die zur Verfügung stehende Wärme im Turbinenaustrittsstrom weniger genutzt werden kann. Dies erklärt auch, warum der Wirkungsgrad in diesem Bereich bei steigendem Druck nicht weiter ansteigt bzw. sogar sinkt.

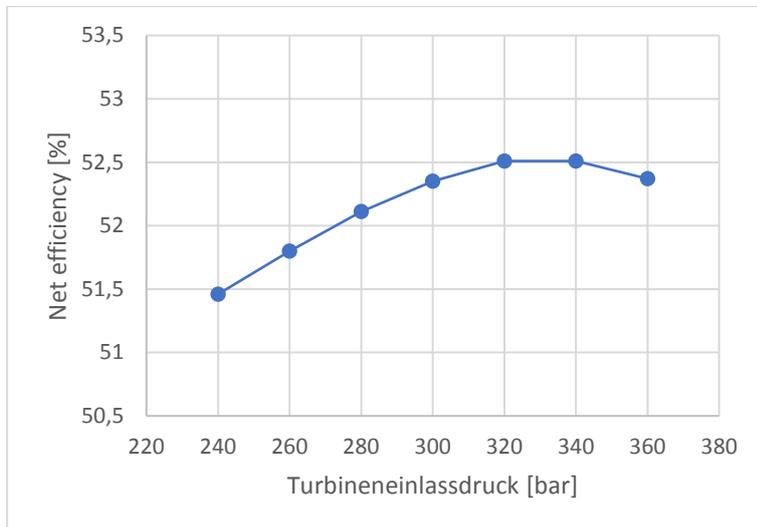


Abbildung 28: Auswirkung des Turbineneinlassdrucks auf die Net efficiency

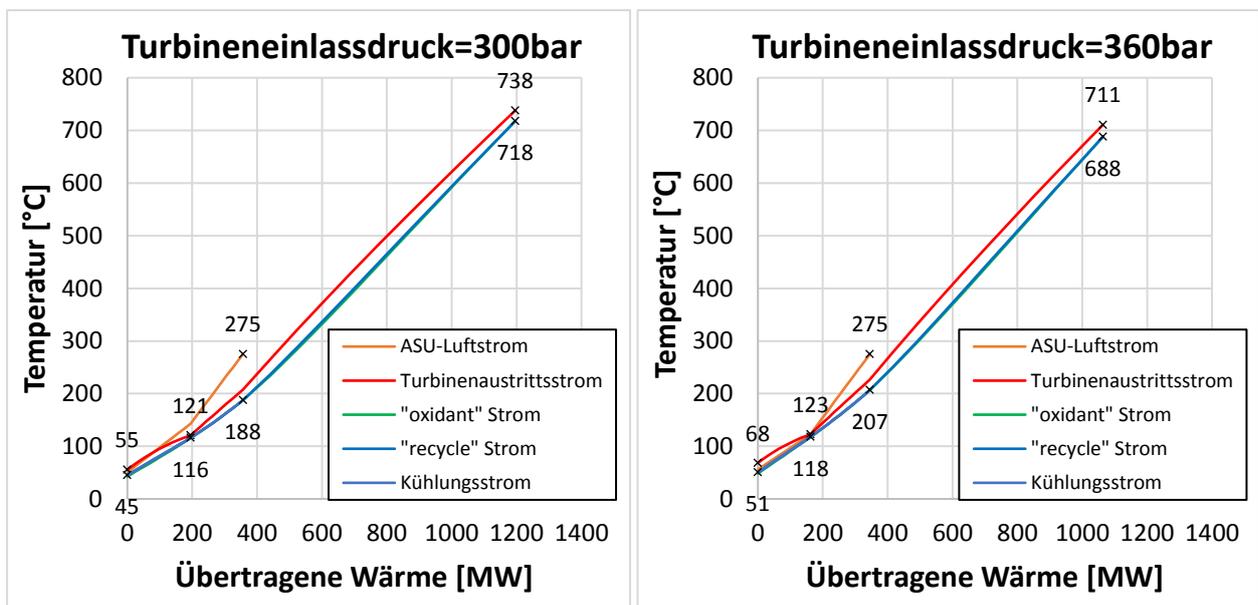


Abbildung 29: Q-T-Diagramm für einen Turbineneinlassdruck von 300bar (links) und 360bar (rechts); Die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander

Für den Turbinenauslassdruck wurde die Betrachtung zwischen 28 und 42bar durchgeführt. Bei steigenden Turbinenauslassdrücken sinkt zwar die spezifische Turbinenarbeit, aber gleichzeitig sinkt auch die spezifische Kompressorarbeit. Der Turbinenauslassdruck hat weiters eine Auswirkung darauf, mit welchem Druck der abgeschiedene CO₂-Strom in die CPU eintritt. Höhere Drücke sind vorteilhaft für die spätere Verdichtung auf 110bar. Um diesen Effekt abzubilden, wurde so modelliert, dass der abzuschiedende CO₂ Strom eine Turbine durchströmt, die den Strom auf 33bar entspannt (Eintrittsdruck in die CPU).

Die Änderungen der Net efficiency sind im untersuchten Bereich gering (0,18%-Punkte) (Abbildung 30). Wichtig zu erwähnen ist jedoch, dass hier die Druckverhältnisse der „recycle“-

Kompressoren einen starken Einfluss haben und bei unterschiedlichen Auslassdrücken angepasst werden sollten.

Da die Druckverhältnisse der Kompressoren untereinander aber auch mit dem Turbinenauslassdruck stark interagieren, wurde dies später mit dem IPSEpro-PSOptimize-Modul untersucht.

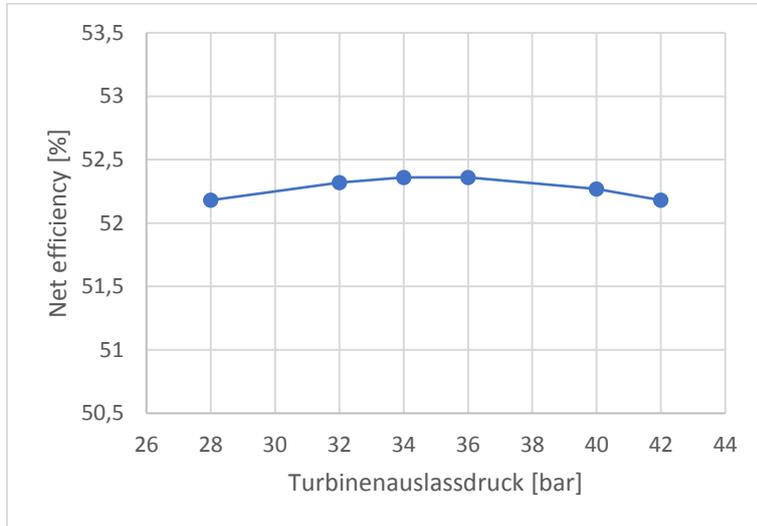


Abbildung 30: Auswirkung des Turbinenauslassdrucks auf die Net efficiency

Bei der Variation der Brennkammeraustrittstemperatur zeigen sich stärkere Wirkungsgradänderungen (siehe Abbildung 31). Das Maximum wurde erreicht, indem die Brennkammeraustrittstemperatur freigegeben wurde und im Rekuperator beim ersten Wärmetauscher am Austritt der kalten Ströme zum ASU-Luftstrom eine Temperaturdifferenz von 5°C vorgegeben wurde (siehe Abbildung 32). Durch diese Einstellungen liegt auch die Temperaturdifferenz des Turbinenausstrittstroms zum „recycle“ Strom am Eintritt der kalten Ströme in den Rekuperator bei nur knapp über 5°C, was bedeutet, dass die Abwärme fast optimal weitergenutzt wird. Beim Ausgangsfall liegt diese Temperaturdifferenz zum Vergleich bei rund 10°C.

Links und rechts dieses beschriebenen Punktes nimmt der Wirkungsgrad stark ab.

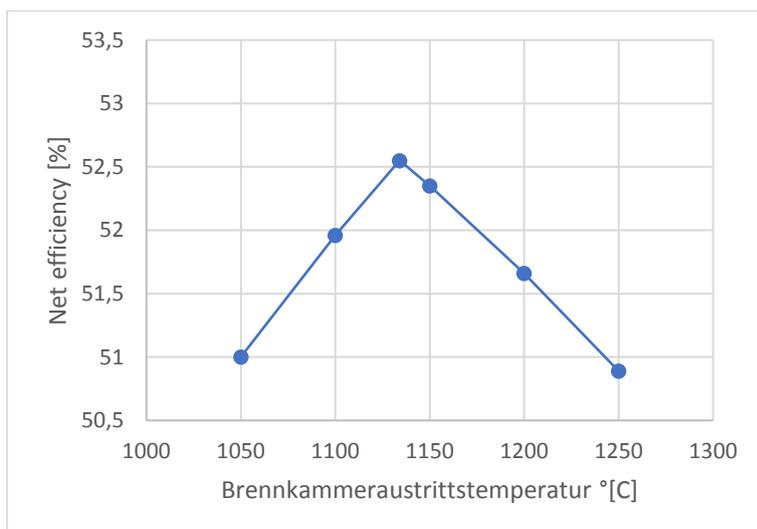


Abbildung 31: Auswirkung der Brennkammeraustrittstemperatur auf die Net efficiency

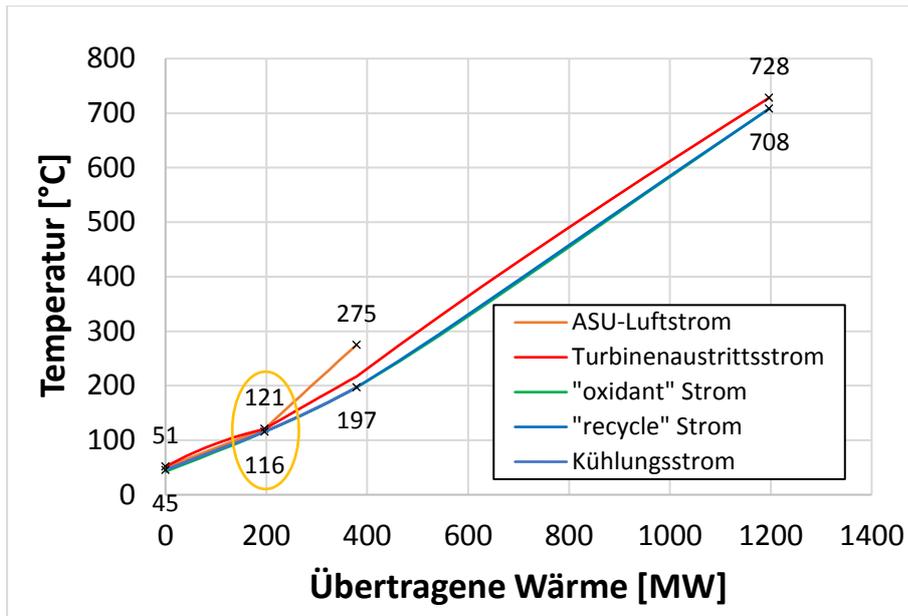


Abbildung 32: Q-T-Diagramm für optimale Brennkammeraustrittstemperatur; die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander

5.2.1.2 Untersuchung des Graz Cycle

Für den GC wurden die Parameter Brennkammeraustrittstemperatur, Brennkammerdruck, HPT Eintrittstemperatur, HPT Eintrittsdruck, Kondensatordruck, Zwischenstufendruck Kompressor C1/C2, Zwischenstufendruck Kompressor C3/C4 und Zwischenstufendruck Kompressor C5/C6 untersucht.

Bei der Variation der Brennkammeraustrittstemperatur zeigt sich deutlich, dass der Wirkungsgrad mit höheren Temperaturen ansteigt (Abbildung 33). Dies lässt sich damit erklären, dass dadurch die Wärme bei durchschnittlich höheren Temperaturen zugeführt wird und dies nach dem Carnot-Prozess zu besseren Wirkungsgraden führt.

Die maximal erlaubte Temperatur wurde dabei mit 1500°C beschränkt.

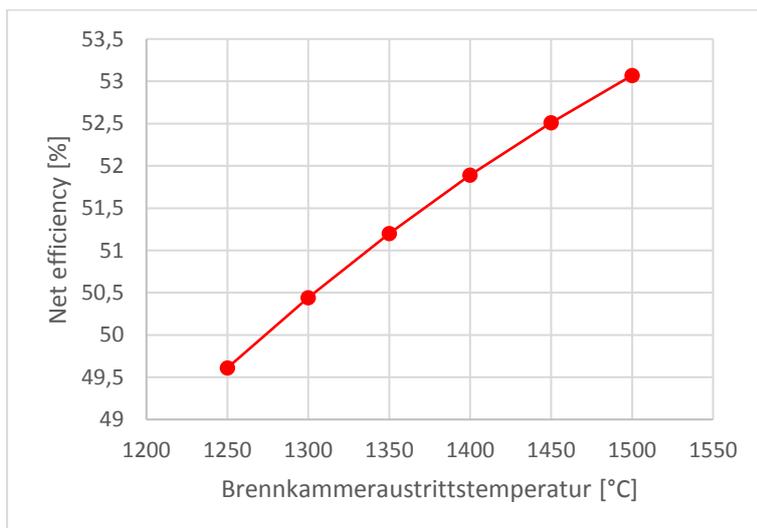


Abbildung 33: Auswirkung der Brennkammeraustrittstemperatur auf die Net efficiency

Auch beim Brennkammerdruck ist zu beobachten, dass höhere Drücke einen höheren Wirkungsgrad bewirken (Abbildung 34). Jedoch ist hier die Auswirkung bei Weitem nicht so stark wie bei der Brennkammeraustrittstemperatur, da bei höheren Drücken auch die Kompressoren

C1 und C2 sowie die Pumpen mehr Leistung verrichten müssen. Der Maximaldruck wurde hier mit 50bar beschränkt.

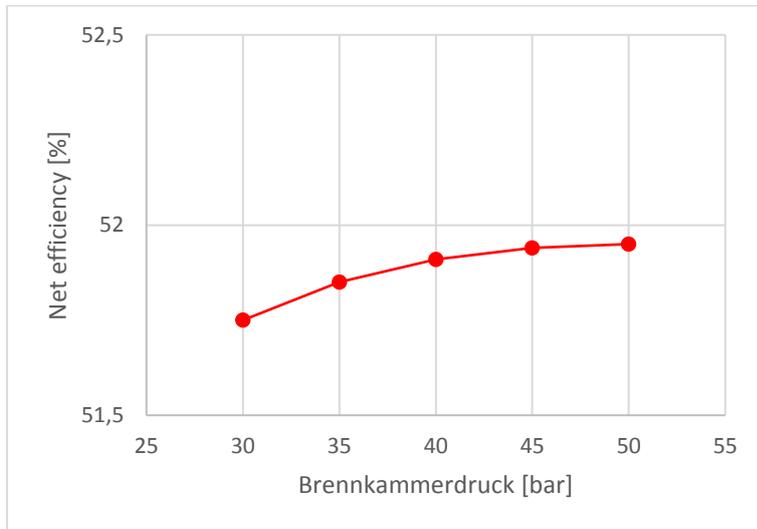


Abbildung 34: Auswirkung des Brennkammerdrucks auf die Net efficiency

Bei der HPT-Eintrittstemperatur zeigt sich wiederum der Trend, dass höhere Temperaturen zu einem besseren Wirkungsgrad führen (Abbildung 35). Bei niedrigeren HPT-Eintrittstemperaturen ergibt sich am Austritt aus dem HRSG eine deutlich größere Temperaturdifferenz als 20°C und somit wird nicht das ganze Potential des HRSG ausgeschöpft (siehe Abbildung 36).

Die niedrigeren HPT-Eintrittstemperaturen bewirken also wie zuvor bei der Brennkammeraustrittstemperatur niedrigere Wirkungsgrade. Ein Teil dieser Auswirkung wird jedoch dadurch kompensiert, dass der Massenstrom für die Kompressoren C1 und C2 sinkt und damit für die beiden Kompressoren weniger Leistung notwendig ist.

Aus Materialgründen liegt bei der HPT-Eintrittstemperatur eine Grenze von 600°C vor. Da jedoch am Austritt aus dem HRSG eine Temperaturdifferenz von minimal 20°C vom Wasserdampfstrom zum HTT-Austrittsström vorliegen muss und danach die Temperatur noch um 5°C in der Frischdampfleitung sinkt, werden für den Ausgangsfall nur maximal rund 588°C für die HPT-Eintrittstemperatur erreicht (siehe auch Abbildung 35).

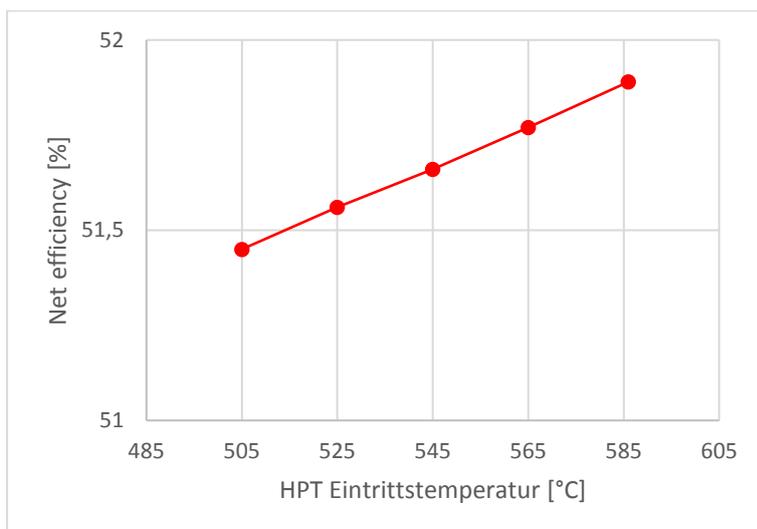


Abbildung 35: Auswirkung der HPT-Eintrittstemperatur auf die Net efficiency

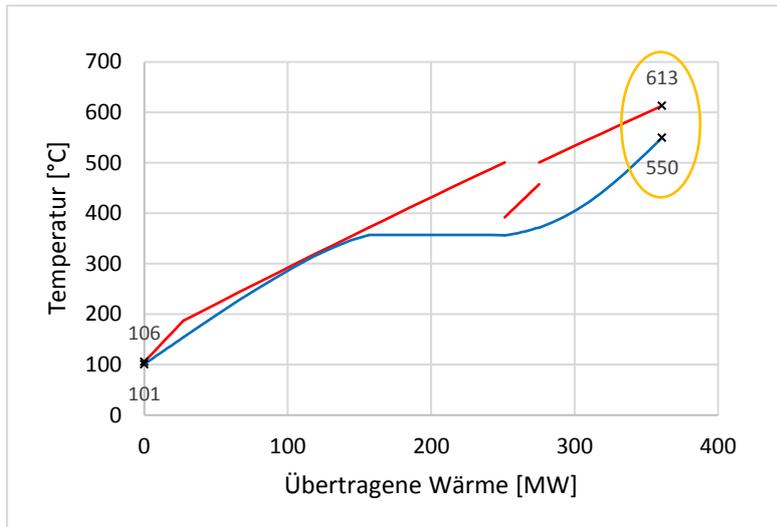


Abbildung 36: Q-T-Diagramm für HPT-Eintrittstemperatur von 545°C; rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom, blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom

Höhere HPT-Einlassdrücke führen auch zu höheren Wirkungsgraden (Abbildung 37). Da es sich hier um einen unterkritischen Prozess handelt, wurde ein Druck von 170bar als Maximaldruck gewählt.

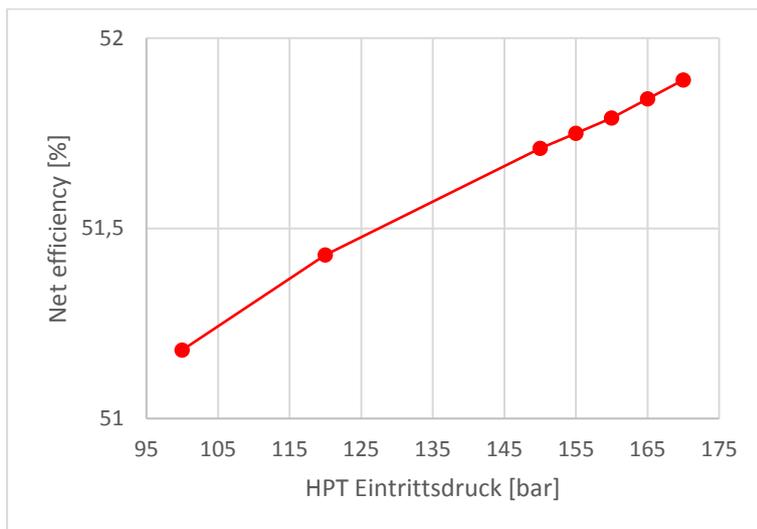


Abbildung 37: Auswirkung des HPT-Eintrittsdrucks auf die Net efficiency

Beim Druck zwischen den Kompressoren C1 und C2 verhält es sich so, dass der Wirkungsgrad bei geringeren Drücken geringfügig steigt (Abbildung 38). Der Kompressor C1 hat im Ausgangsfall ein deutlich höheres Druckverhältnis als der Kompressor C2. Wenn der Druck zwischen den beiden Kompressoren gesenkt wird, nimmt dieser Unterschied ab.

Bei niedrigeren Drücken am Auslass vom Kompressor C1 sinkt auch die Temperatur am Auslass von C1. Wenn jedoch der Druck zu tief abgesenkt wird, können am Auslass der warmen Seite des ÜH1 die 20°C Temperaturdifferenz nicht mehr eingehalten werden. Dies wäre nur möglich, wenn auch gleichzeitig der HPT-Einlassdruck gesenkt wird, was aber insgesamt zu Verschlechterungen des Wirkungsgrads führt.

Wenn die 20°C Temperaturdifferenz anstatt des Drucks vorgegeben werden, ergibt sich der beste Wirkungsgrad bei einem Druck von 12,72bar.

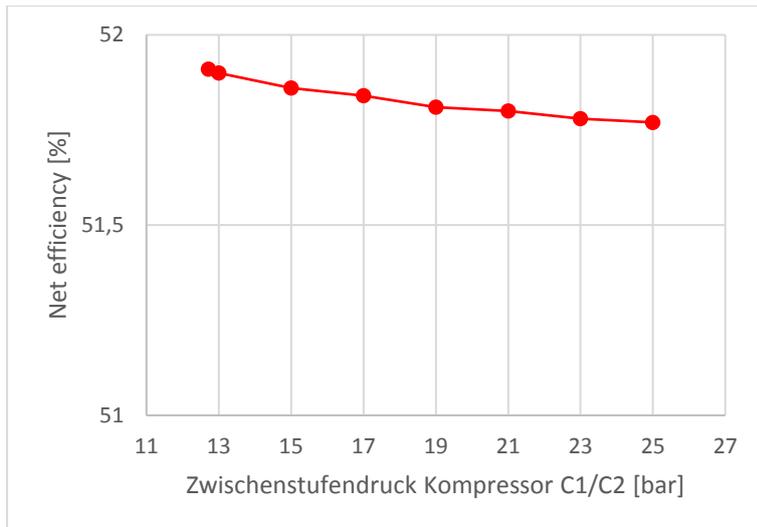


Abbildung 38: Auswirkung des Zwischenstufendrucks der Kompressoren C1/C2 auf die Net efficiency

Der Kondensatordruck muss auf die minimale Kreislaufumtemperatur aufgrund des Kühlwassers abgestimmt werden, um optimale Wirkungsgrade zu erzielen.

Bei einer vorgegebenen minimalen Kreislaufumtemperatur ergibt sich, dass bei steigendem Kondensatordruck mehr Wasser abgeschieden wird. Dies hat zur Folge, dass mehr Wasser im Kreislauf verbleibt und der Massenstrom des abgeführten CO₂ Stroms geringer ist. Das bedeutet, dass die Leistung, die für die CO₂-Verdichtung auf 110bar notwendig ist, abnimmt. Jedoch ist auch zu beachten, dass höhere Kondensatordrücke zu geringeren Leistungen in der LPT führen. Deshalb ergibt sich für 26°C als minimale Kreislaufumtemperatur (15°C Kühlwassertemperatur und 11°C Temperaturdifferenz im Kondensator) ein Maximum zwischen 0,06 und 0,07bar (siehe Abbildung 39).

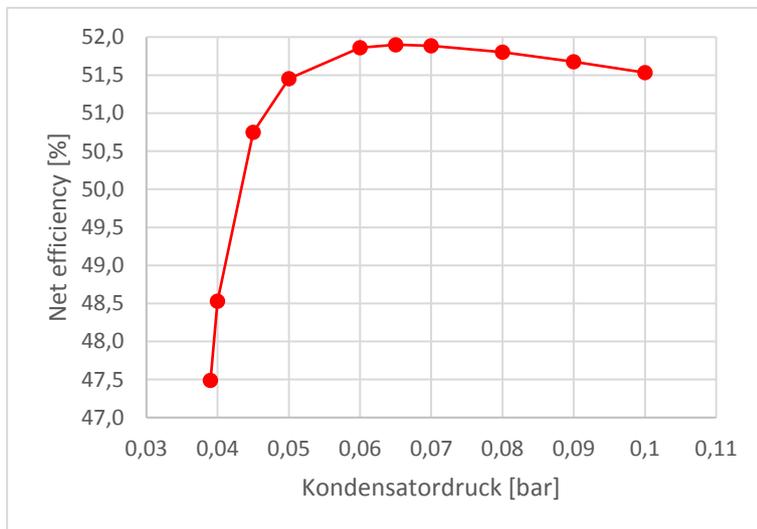


Abbildung 39: Auswirkung des Kondensatordrucks auf die Net efficiency

Beim Druck zwischen den Kompressoren C3 und C4, die den CO₂-Strom auf 1 bar verdichten, zeigt sich ein Wirkungsgradmaximum zwischen 0,15 und 0,25bar (Abbildung 40).

Beim Druck zwischen den Kompressoren C5 und C6, die den CO₂-Strom von 1bar auf 34,5bar verdichten, ist die Kurve noch deutlich flacher und ein Wirkungsgradmaximum liegt zwischen 6 und 8bar (Abbildung 41).

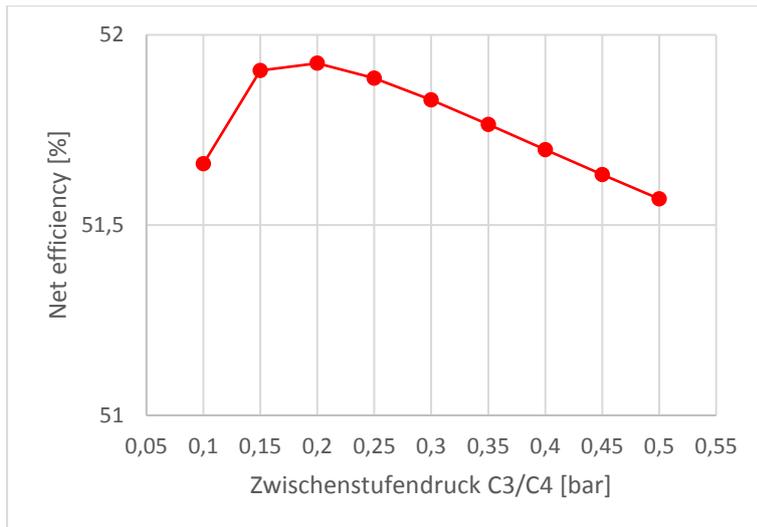


Abbildung 40: Auswirkung des Zwischenstufendrucks der Kompressoren C3/C4 auf die Net efficiency

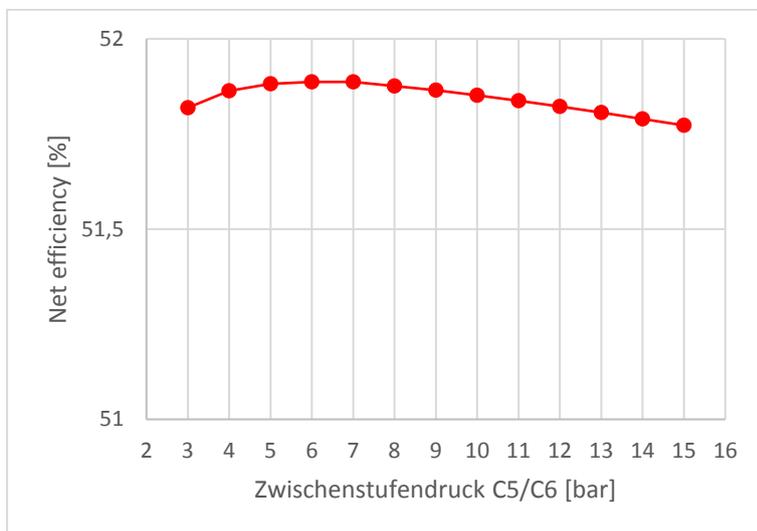


Abbildung 41: Auswirkung des Zwischenstufendrucks der Kompressoren C5/C6 auf die Net efficiency

5.2.2 Optimierung mit IPSEpro-PSOptimize-Modul

Da, wie schon erwähnt, die Parameter sich gegenseitig stark beeinflussen, wurde in einem nächsten Schritt der Kreislauf mit dem IPSEpro-PSOptimize-Modul untersucht.

Hier ist es möglich, für mehrere Parameter Bereiche zu definieren, in denen ein Lösungsalgorithmus dann ein Maximum für eine vorgegebene Funktion sucht. Bei der Funktion handelt es sich in diesem Fall um die Net efficiency.

Die untersuchten Parameter und die Parameterbereiche wurden durch die Analyse aus Kapitel 5.2.1 bzw. beim NC auch durch die Analysen aus [14] gewählt und sind Tabelle 18 und Tabelle 19 zu entnehmen.

Für den NC ist noch zu erwähnen, dass beim Recycle-Kompressor 3 (C_rec3) die Dampffziffer von CO₂ mit 1,001 festgelegt wurde, da ansonsten bei der Optimierung der Eintritt zum Kompressor im Zweiphasengebiet gelegen wäre.

Da sich für den GC gezeigt hat, dass für die Parameter Brennkammeraustrittstemperatur, Brennkammerdruck, HPT-Eintrittstemperatur und HPT-Eintrittsdruck das Wirkungsgradmaximum beim jeweils größtmöglichen Wert liegt, wurden diese Werte vorgegeben. Bei der HPT-Eintrittstemperatur ergibt sich die höchste Temperatur erzielen, indem man die Temperaturdifferenz am Auslass der kalten Seite aus dem ÜH2 mit 20°C festlegt. Beim

Zwischenstufendruck C1/C2 ergibt sich der beste Wert (gleichzeitig minimal möglicher Druck), wenn die Temperaturdifferenz am Einlass der kalten Seite des ÜH1 mit 20°C vorgegeben wird.

Tabelle 18: Parameter und Parameterbereiche des NC für die Optimierung

Parameter	Parameterbereich
Turbineneinlassdruck	290-360bar
Turbinenauslassdruck	28-50bar
Brennkammeraustrittstemperatur	1050-1250°C
Druckverhältnis Recycle-Kompressor 1 und 2	1,05-1,5

Tabelle 19: Parameter und Parameterbereiche des GC für die Optimierung

Parameter	Parameterbereich
Brennkammeraustrittstemperatur	1500°C
Brennkammerdruck	50bar
HPT-Eintrittstemperatur	Maximal mögliche Temperatur (Grenze 600°C)
HPT-Eintrittsdruck	170bar
C1/C2 Zwischenstufendruck	Minimal möglicher Druck
Kondensatordruck	0,05-0,07bar
C3 Druckverhältnis	2-6
C5 Druckverhältnis	4-8

Die Auswirkungen der Optimierung auf den NC sind in Tabelle 20 dargestellt. Es konnte eine Net efficiency-Steigerung von 0,36%-Punkten erzielt werden. Der bessere Wirkungsgrad führt dazu, dass für die Erzeugung von 400MW weniger Brennstoffleistung notwendig ist. Es sinkt zwar die Turbinenleistung, diese wird aber fast komplett durch die geringere Leistung der Kompressoren kompensiert. Diese beiden Leistungsänderungen lassen sich durch die niedrigere Brennkammeraustrittstemperatur (Abnahme Turbinenleistung) und durch den höheren Turbinenauslassdruck (Abnahme Turbinen- und Kompressorleistung) erklären. Außerdem bewirken die optimierten Druckverhältnisse in den Kompressoren auch eine Abnahme der benötigten Leistung. Deutlich wird die Zunahme des Wirkungsgrades auch, wenn man die abgeführten Wärmen über die Systemgrenzen betrachtet. Wenn bei gleicher Leistungszufuhr in den Kreislauf weniger Leistung über die Systemgrenzen abgeführt wird, muss dies zu einer Wirkungsgradsteigerung führen. Die zu- und abgeführte Leistung durch die Ströme des zugeführten Sauerstoffs bzw. des abgeführten Wassers und des abgeführten CO₂-Stroms sind beim optimierten- und Ausgangsfall in etwa gleich groß. Jedoch wird beim optimierten Fall weniger Wärme nach außen abgegeben (siehe Tabelle 20), was die Wirkungsgradzunahme erklärt. Diese geringere Abgabe an Wärme erklärt sich dadurch, dass einerseits die Eintrittstemperatur in den Kondensator geringer ist (die Abwärmenutzung im Rekuperator ist besser (siehe Abbildung 42)) und andererseits nach den Kompressoren weniger zwischengekühlt werden muss.

Tabelle 20: Wichtige Kreislaufdaten des NC vor und nach der Optimierung

	Ausgangsfall	Optimiert
Turbineneinlassdruck [bar]	300,00	317,94
Turbinenauslassdruck [bar]	34,00	46,44
Brennkammeraustrittstemperatur [°C]	1150,00	1120,44
Recycle-Kompressor 1 Druckverhältnis	1,3	1,255
Recycle-Kompressor 2 Druckverhältnis	1,3	1,133
Net power output [MW]	400	400
Net efficiency [%]	52,36	52,72
Zugeführte Brennstoffleistung [MW]	763,94	758,79
Turbinenleistung [MW]	619,10	607,32
Kompressoren und Pumpen [MW]	103,26	92,59
O ₂ -Versorgung [MW]	85,06	84,48

CO ₂ Kompression und Reinigung [MW]	6,16	5,56
abgeführte Wärme an Kühlwasser [MW]	365,66	358,61
Turbinenauslasstemperatur (°C)	737,91	755,51
Temperatur "recycle" Strom nach Rekuperator (°C)	717,91	735,51
Temperatur Kühlungsstrom nach Rekuperator (°C)	187,80	204,72
Temperatur Turbinenaustrittsstrom nach Rekuperator (°C)	55,04	52,29
Temperatur "recycle" Strom vor Rekuperator (°C)	45,39	47,01
Turbineneinlass Massenstrom (kg/s)	1257,60	1402,45
Turbinenkühlungsmassenstrom (kg/s)	89,58	92,55

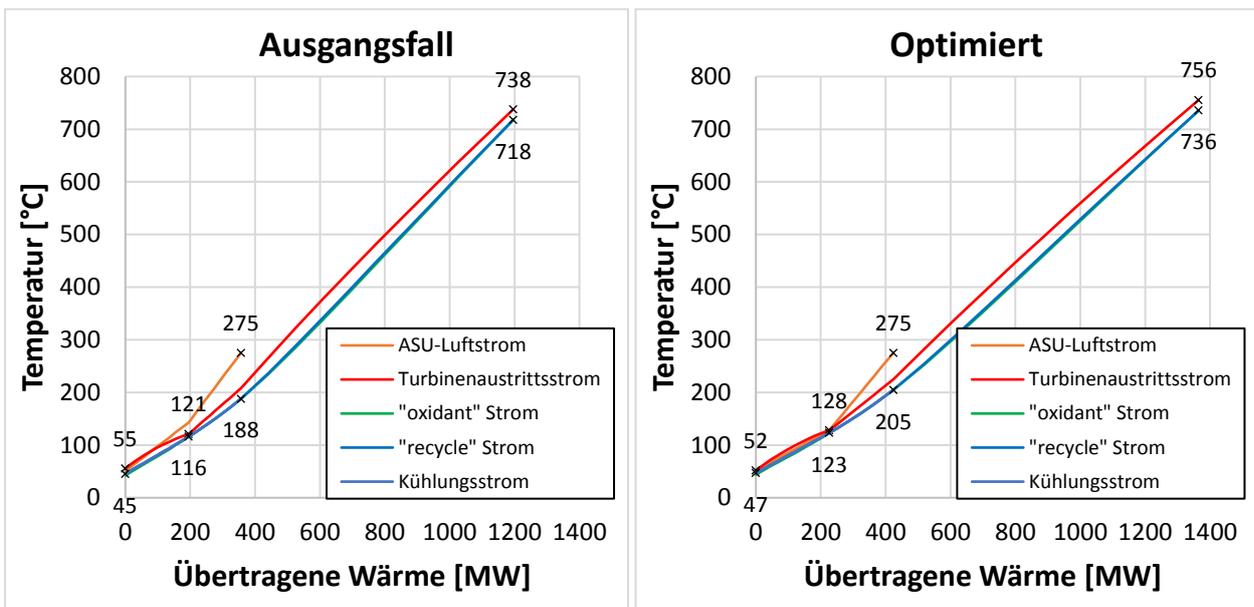


Abbildung 42: Q-T-Diagramm des NC für den Ausgangsfall (links) und nach der Optimierung (rechts); Die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander

Für den GC lassen sich teilweise ähnliche Auswirkungen der Optimierung erkennen (siehe Tabelle 21). Die Wirkungsgradsteigerung beträgt hier 1,35%-Punkte und lässt sich hauptsächlich durch die höhere Brennkammeraustrittstemperatur erklären (ca. 1,1%-Punkte). Die höhere Brennkammeraustrittstemperatur führt auch zu einem Anstieg der Temperatur des Rauchgases am Eintritt in den HRSG. Dies wiederum bewirkt, dass mit 599°C die Eintrittstemperatur der HPT nahezu der maximal möglichen Temperatur von 600°C entspricht, was sich auch positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Durch den besseren Wirkungsgrad ist auch wieder weniger Brennstoffleistung notwendig. Ebenso ist weniger Turbinenleistung notwendig, um 400MW Leistung zu erzeugen, da auch die Kompressorleistungen geringer sind. Die Abnahmen kommen durch die geringeren Massenströme zustande (Abnahme von 378,79kg/s zu 331,65kg/s im optimierten Fall beim Massenstrom nach der Brennkammer). Bei der Turbine wird dies teilweise durch die höhere Eintrittstemperatur und den höheren Eintrittsdruck kompensiert. Auch beim GC wird beim optimierten Fall weniger Wärme nach außen abgegeben, da weniger Masse durch den Kondensator bzw. durch die Zwischenkühler strömt.

Tabelle 21: Wichtige Kreislaufdaten des GC vor und nach der Optimierung

	Ausgangsfall	Optimiert
Brennkammeraustrittstemperatur [°C]	1400,00	1500,00
Brennkammerdruck [bar]	40,00	50,00
HPT-Eintrittstemperatur [°C]	587,82	599,15
HPT-Eintrittsdruck [bar]	170,00	170,00
C1/C2 Zwischenstufendruck	13,70	15,57
Kondensatordruck	0,0700	0,0605
C3 Druckverhältnis	3,61	2,48
C5 Druckverhältnis	5,86	6,67
Net power output [MW]	400,00	400,00
Net efficiency [%]	51,87	53,22
Zugeführte Brennstoffleistung [MW]	771,13	751,57
Turbinenleistung [MW]	738,34	714,43
HTT [MW]	627,35	612,77
HPT [MW]	48,02	41,55
LPT [MW]	62,97	60,11
Kompressoren und Pumpen [MW]	222,76	200,37
Kompressor C1 und C2 [MW]	206,31	182,59
abgeführte Wärme an Kühlwasser [MW]	358,42	337,70
O ₂ -Versorgung [MW]	74,23	73,68
CO ₂ Kompression und Reinigung [MW]	19,42	18,98
Massenstrom nach der Brennkammer [kg/s]	378,79	331,65
Turbinenkühlmassenstrom (kg/s)	24,16	30,14
Kompressor C1/C2 Massenstrom [kg/s]	206,45	171,51
Wasserdampf Massenstrom [kg/s]	115,54	111,31

Abbildung 43 zeigt den Vergleich des Q-T-Diagramms des HRSG des Ausgangsfalls mit dem optimierten Fall. Dabei ist die höhere Austrittstemperatur des Wasserdampfstroms aus dem HRSG gut erkennbar.

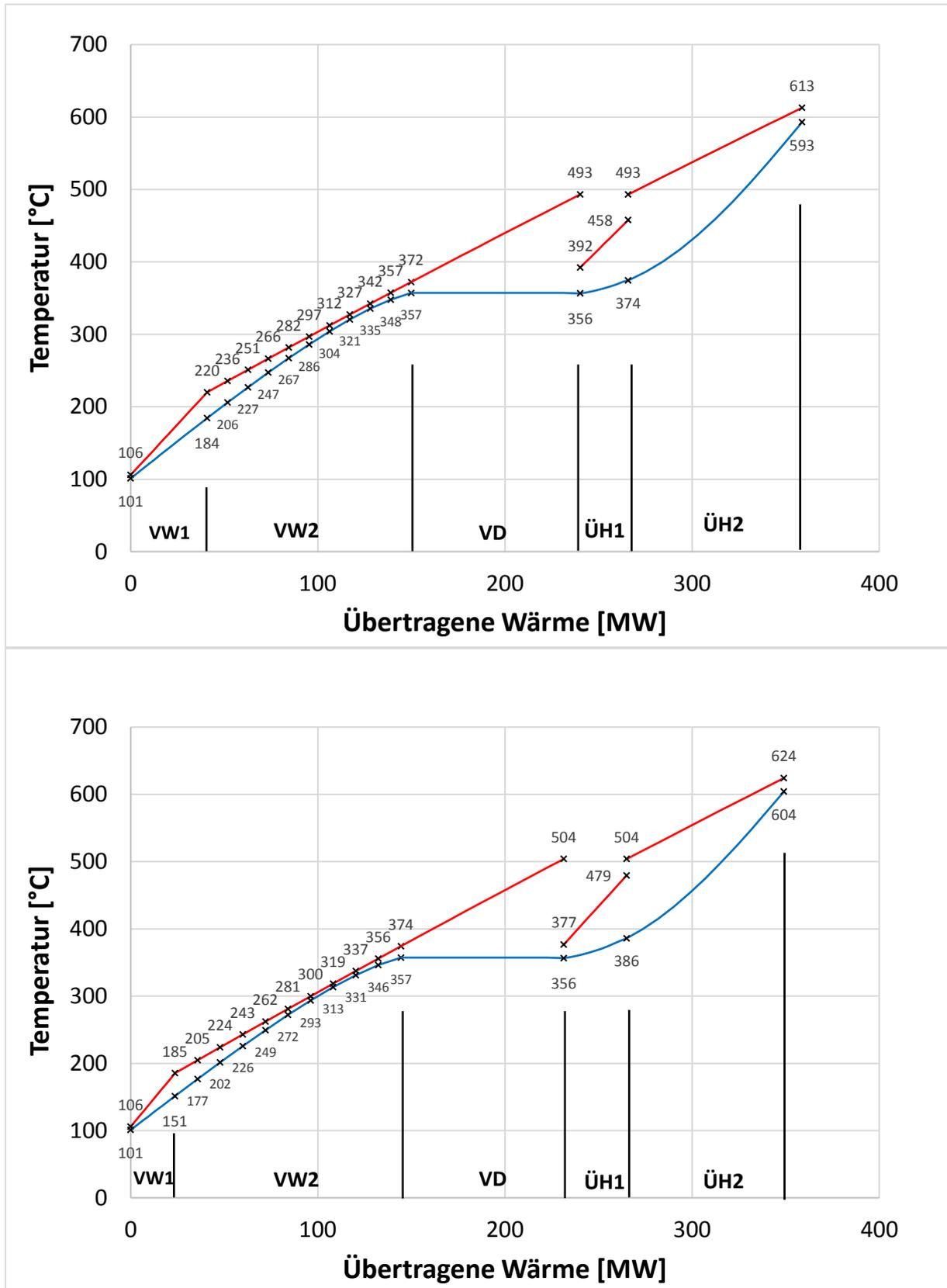


Abbildung 43: Q-T-Diagramm des GC für den Ausgangsfall (oben) und nach der Optimierung (unten); rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom (in ÜH1), blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom

5.3 Vergleich nach Optimierung

Nach der Optimierung der beiden Kreisläufe zeigt der Vergleich, dass die Net efficiency beim GC mit 53,22% um 0,50%-Punkte höher liegt als beim NC mit 52,72%.

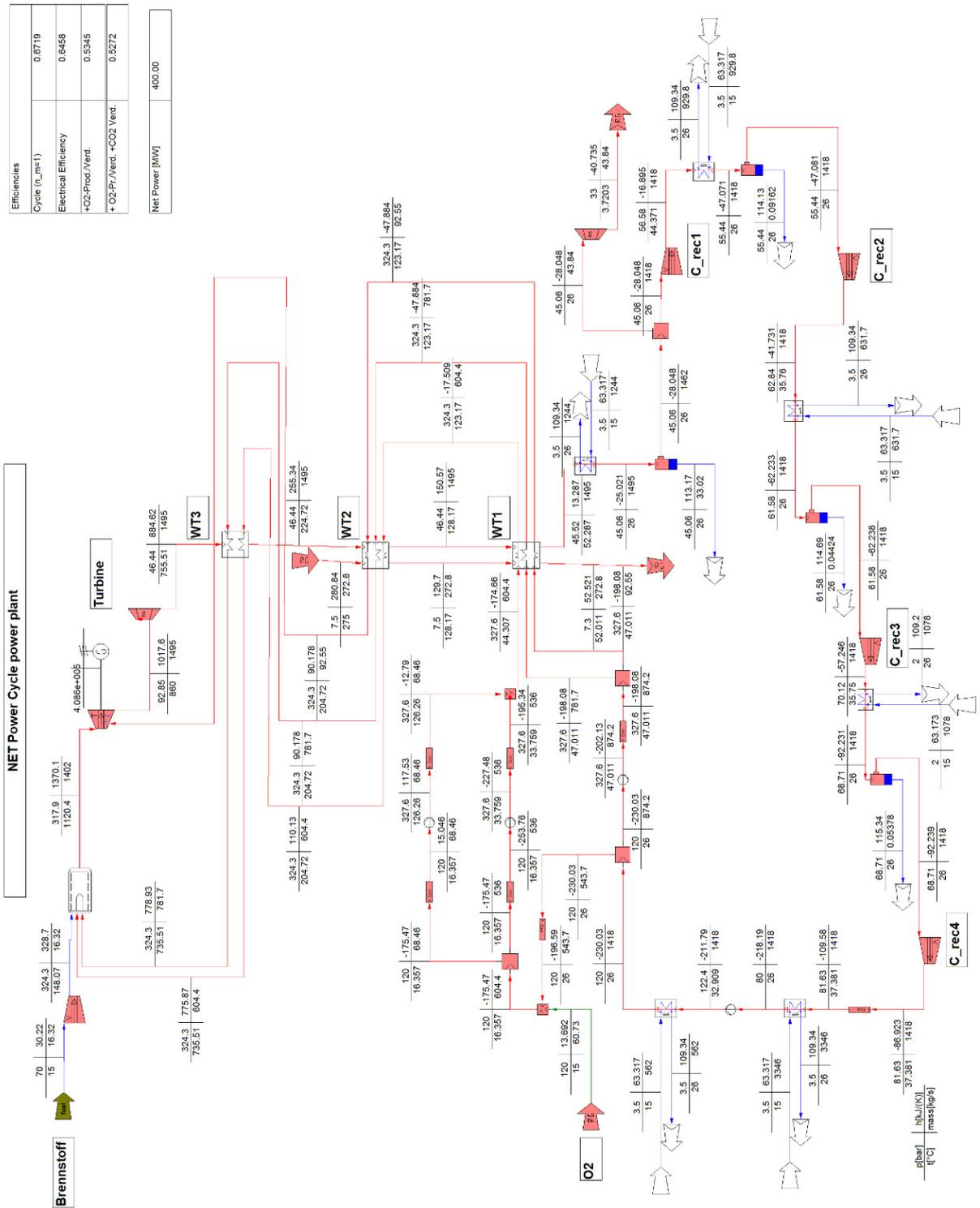
Aufgrund des höheren Wirkungsgrads wird beim GC um ca. 7MW weniger Brennstoffleistung für die Erzeugung von 400MW benötigt. Der Wirkungsgrad des thermodynamischen Prozesses ist ebenfalls für den GC, mit 68,40% zu 67,19% für den NC, besser. Dadurch, dass der GC aber mehr Turbinen- und Kompressorleistung aufweist, wirkt sich hier der mechanische Wirkungsgrad stärker aus und bei der Net electrical cycle efficiency beträgt der Unterschied nur mehr 1,00%-Punkt. Für den NC wird dann, wie schon in Kapitel 5.1.3 erläutert, mehr Leistung für die Erzeugung des Sauerstoffs und weniger Leistung für die Reinigung und Verdichtung des CO₂ benötigt.

Die grundlegenden Unterschiede der beiden Kreisläufe wurden schon in Kapitel 5.1.3 diskutiert.

Tabelle 22: Leistungen und Wirkungsgrade für NC und GC nach der Optimierung

	NC	GC
Zugeführte Brennstoffwärme [MW]	758,79	751,57
Turbinenleistung [MW]	607,32	714,43
Kompressoren und Pumpen [MW]	92,59	200,37
Brennstoffkompressor [MW]	4,87	0,00
Wellenleistung [MW] ohne mechanische Verluste	509,86	514,06
Thermal cycle efficiency [%]	67,19%	68,40%
Elektrische Leistung [MW] inklusive mechanischer-, elektrischer- und Zusatzverluste	490,04	492,87
Net electrical cycle efficiency [%]	64,58%	65,58%
O ₂ Erzeugung & Kompression [MW]	84,48	73,68
Wirkungsgrad inklusive O₂-Versorgung [%]	53,45%	55,77%
CO ₂ Kompression und Reinigung [MW]	5,56	18,98
Net power output [MW]	400,00	400,00
Net efficiency η_{net} [%]	52,72%	53,22%

Die IPSEpro Modelle der beiden optimierten Kreisläufe mit den Daten aller Ströme sind in Abbildung 44 und Abbildung 45 dargestellt.



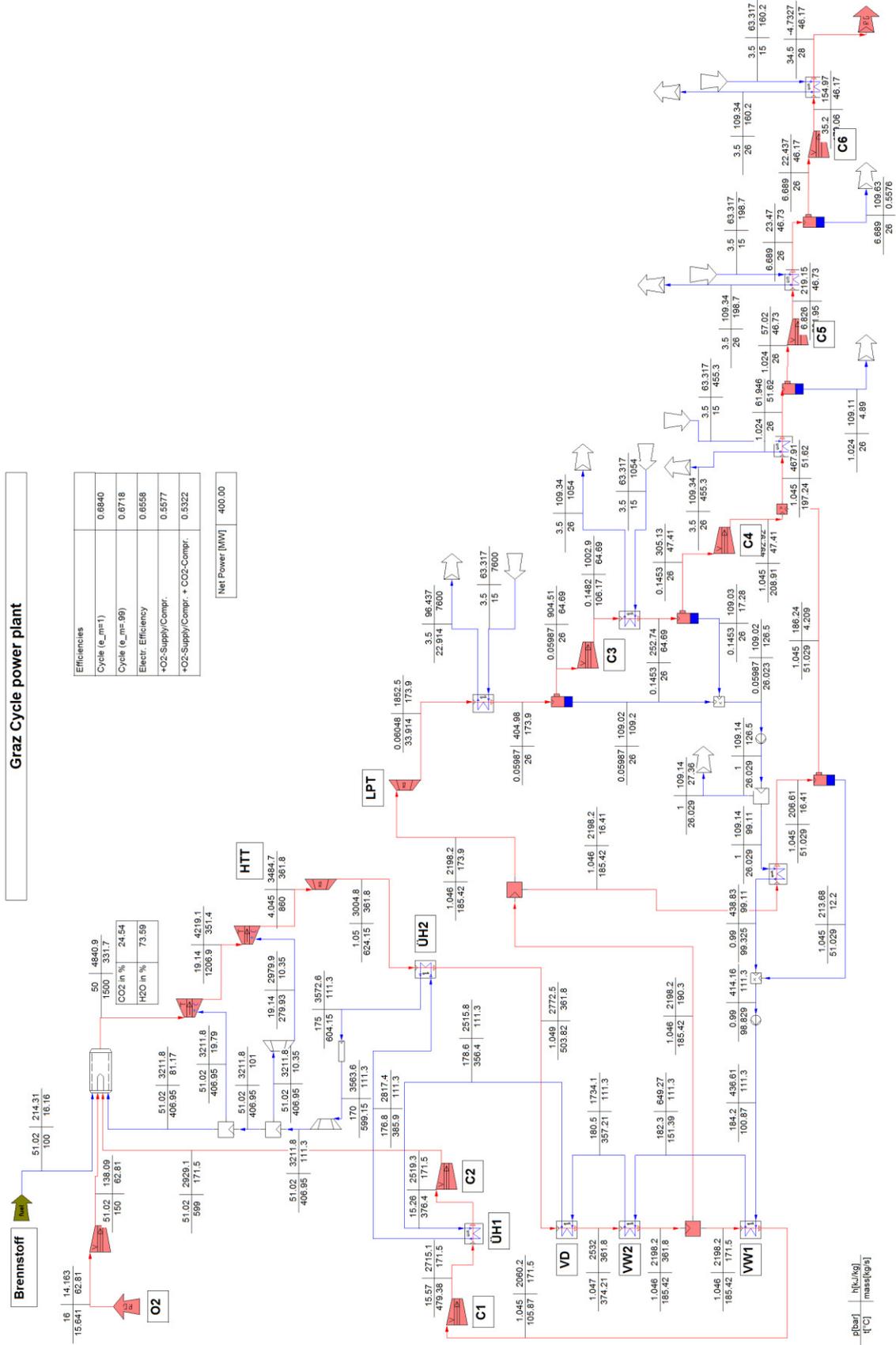


Abbildung 45: IPSEpro Modell des Graz Cycle nach der Optimierung

5.3.1 Untersuchung des NET Power Cycle bei konservativerer Turbinenauslegung

Da die Anzahl der gekühlten Stufen einen erheblichen Einfluss auf die Net efficiency des NC hat (wie schon in Kapitel 4.2.6 erwähnt), soll nun gezeigt werden, wie sich diese bei einer konservativeren Auslegung der Turbine ändert. Die konservativere Auslegung aus Kapitel 4.2.6 hat 10 Turbinenstufen, aufgeteilt auf 7 gekühlte und 3 ungekühlte, ergeben, also eine gekühlte Stufe mehr als zuvor. Mit diesen Daten wurde der NC noch einmal gerechnet und optimiert.

Der Kühlmassenstrom nimmt aufgrund dieser Annahmen von 92,55kg/s auf 101,98kg/s zu. Die Net efficiency sinkt durch die Erhöhung der Anzahl an gekühlten Stufen um eine Stufe um 0,66% auf 52,06%. Damit zeigt sich, dass die Anzahl der gekühlten Stufen und die zugrundeliegende Turbinenvorauslegung einen erheblichen Einfluss auf die Net efficiency haben, der keinesfalls unterschätzt werden darf.

5.3.2 Untersuchung des Graz Cycle bei geänderten isentropen Wirkungsgraden für die Kompressoren C1/C2 bzw. C3/C4

In Kapitel 4.1.2 wurde für die Kompressoren C1/C2 ein isentroper Wirkungsgrad von 0,85 und für die Kompressoren C3/C4 ein isentroper Wirkungsgrad von 0,88 angenommen. Da es sich jedoch bei den Kompressoren C1/C2 um deutlich größere Maschinen handelt als bei den Kompressoren C3/C4 ist eine umgekehrte Annahme der Wirkungsgrade sinnvoller, also 0,88 für C1/C2 und 0,85 für C3/C4.

Für diese Annahmen wurde der Graz Cycle nochmals optimiert und eine Net efficiency von 53,47% erhalten. Da die Kompressoren C1/C2 deutlich mehr Leistung aufweisen als C3/C4 steigt durch die geänderten Vorgaben die Net efficiency. Damit ist bei dieser sinnvolleren Annahme der isentropen Wirkungsgrade die Net efficiency des Graz Cycle gegenüber der ursprünglichen Annahme um 0,25%-Punkte besser (53,47% zu 53,22%).

In weiterer Folge wurde jedoch die Untersuchung des Graz Cycle mit den ursprünglichen Annahmen für die isentropen Wirkungsgrade der Kompressoren C1/C2 (0,85) sowie C3/C4 (0,88) fortgeführt.

5.4 Auswirkung von geänderten Rahmenbedingungen auf die Net efficiency

Da für die isentropen und polytropen Wirkungsgrade der Maschinen, die Druckverluste in den Wärmetauschern und der Brennkammer und die minimalen Kreislauftemperaturen Annahmen gemacht wurden, wird in diesem Abschnitt die Auswirkung der beiden Kreisläufe auf geänderte Annahmen untersucht.

Hierbei wurde wie folgt verfahren: Einmal wurden die isentropen Wirkungsgrade der Maschinen, einmal die Druckverluste und einmal die minimalen Kreislauftemperaturen geändert und danach wurde noch einmal eine Optimierung des Kreislaufs mit dem IPSEpro-PSOptimize-Modul, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, durchgeführt.

Für den Fall der schlechteren Wirkungsgrade wurden dabei die isentropen Wirkungsgrade der Maschinen um 5%-Punkte gesenkt.

Beim Fall der höheren Druckverluste wurden doppelt so hohe Druckverluste in den Wärmetauschern und der Brennkammer angenommen.

Um kühlere Regionen, wo Kühlwasser mit einer niedrigeren Temperatur zur Verfügung steht, abzubilden, wurde für den Fall der geänderten minimalen Kreislauftemperaturen die Kühlwassertemperatur mit 10°C und damit die minimale Kreislauftemperatur mit 21°C festgelegt. Die Ergebnisse für diese Fälle sind in Abbildung 46 dargestellt.

Schlechtere Wirkungsgrade wirken sich beim GC deutlich stärker aus als beim NC. Für diesen Fall ergibt sich für den NC sogar eine höhere Net efficiency als für den GC (50,29% zu 50,15%). Die Auswirkung ist beim GC deshalb größer, da dieser mehr Turbinen- und mehr Kompressor- und Pumpenleistung aufweist.

Für die Annahme höherer Druckverluste zeigt sich ein umgekehrtes Bild. Diese wirken sich beim NC mit 1,36%-Punkten an Einbußen deutlich stärker aus als beim GC (0,29% Einbuße). Beim NC steigen durch die höheren Druckverluste die Leistungen in den „recycle“-Kompressoren und

Pumpen stark an. Beim GC wirkt sich der Druckverlust hauptsächlich im Wasserstrom aus, da jedoch die Pumpenleistungen hier gering sind, lässt sich auch die geringe Auswirkung erklären. Eine niedrigere minimale Kreislaufumtemperatur führt beim NC zu 0,24% und beim GC zu 0,48% besseren Wirkungsgraden. Die Zunahme beim NC folgt aus der besseren Zwischenkühlung der Kompressoren. Beim GC ist es so, dass durch die niedrigere minimale Kreislaufumtemperatur auch der Kondensatordruck sinkt und damit die LPT das Fluid stärker entspannen kann und mehr Leistung erzeugt.

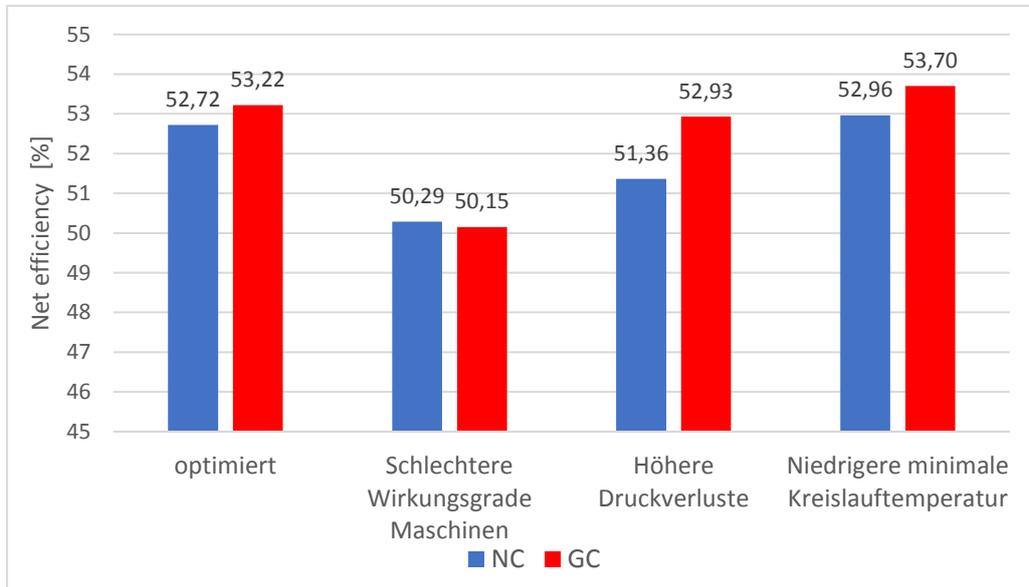


Abbildung 46: Auswirkung von geänderten Rahmenbedingungen auf die Net efficiency

6 Untersuchung der beiden Kreisläufe unter Teillast

Durch wechselnde Lastanforderungen des Netzes müssen Kraftwerke teilweise auch in Teillast betrieben werden. Wichtig ist dabei, dass auch in Teillast gute Wirkungsgrade erzielt werden. Einen großen Einfluss darauf hat das Teillastregelungskonzept des Kraftwerks. Gängige Regelungsarten werden in Kapitel 6.1 beschrieben.

6.1 Teillastregelung

Da der NC aus einer Gasturbine besteht und der GC aus einer Gasturbine und einer Dampfturbine, werden hier zuerst die Teillastregelungskonzepte von Dampfkraftwerken und von Gaskraftwerken beschrieben.

6.1.1 Regelung von Dampfturbinen

Zur Steuerung von Dampfkraftwerken eignen sich folgende Konzepte [27]:

- Drosselregelung
- Massenstromregelung
- Gleitdruckregelung

Bei der Drosselregelung wird der Frischdampfdruck gedrosselt, wodurch der Druck und der Massenstrom sinken. Die Massenstromregelung funktioniert so, dass der Dampfstrom vor der Hochdruckturbine um deren Beschaufelung segmentweise aufgeteilt wird. Der Strömungsquerschnitt dieser Segmente ist dabei jeweils einstell- bzw. abstellbar. Jedoch sind diese beiden Regelungsarten mit größeren Verlusten verbunden [27].

Deshalb hat sich ihrer geringen Verluste wegen die Gleitdruckregelung durchgesetzt. Der Frischdampfdruck und der Massenstrom können über die Drehzahl der Speisewasserpumpe geändert werden [27].

Diese Art der Regelung wird auch beim Dampfkreislauf des GC verwendet.

6.1.2 Regelung von Gasturbinen

Die abgegebene Leistung einer Gasturbine kann über die wesentlichen Eingriffsparameter Ansaugmassenstrom und Turbineneintrittstemperatur (TET) geregelt werden.

Bei abnehmender Last wird zuerst der Ansaugmassenstrom mittels Verdichterleitrieherverstellung des Kompressors reduziert. Die Turbineneintrittstemperatur wird dabei zunächst konstant gehalten, um hohe Wirkungsgrade zu erzielen. Da durch diese Maßnahme das Druckverhältnis in der Turbine sinkt und die Turbineneintrittstemperatur konstant bleibt, führt dies zu einer Zunahme der Turbinenaustrittstemperatur (siehe dafür exemplarisch Abbildung 47). Die maximal erlaubte Turbinenaustrittstemperatur kann durch Materialgrenzen der Gasturbine oder des nachgeschalteten Dampfkessels begrenzt sein. Wird diese Temperatur erreicht, muss bei weiterer Lastreduktion auch die Turbineneintrittstemperatur gesenkt werden, damit die Turbinenaustrittstemperatur nicht weiter ansteigt. Dies wird durch die Reduktion des Brennstoffmassenstroms erzielt [28].

Heute kommen Gasturbinen hauptsächlich in Kombikraftwerken zum Einsatz. Damit der Dampfprozess des Kraftwerks auch in Teillast in einem thermodynamisch günstigen Zustand betrieben werden kann, empfiehlt es sich, die Turbinenaustrittstemperatur hoch zu halten, damit auch die Frischdampf Temperatur hoch bleibt. Dies wird, wie oben beschrieben, durch die Verdichterleitrieherverstellung ermöglicht.

Abbildung 48 zeigt den Verlauf der wichtigsten Prozessparameter über der relativen Last der Gasturbine für ein Teillastbetriebskonzept, wie es z.B. bei der Alstom-Gasturbine GT13E2 angewendet wird [28]. Die Turbineneintrittstemperatur wird bis ca. 80% Last konstant gehalten, danach bis ca. 60% Last leicht und mit noch weiter abnehmender Last stärker abgesenkt. Die Regelung erfolgt mittels Einstellen des Ansaugmassenstroms durch eine entsprechende Vorleitrieherverstellung.

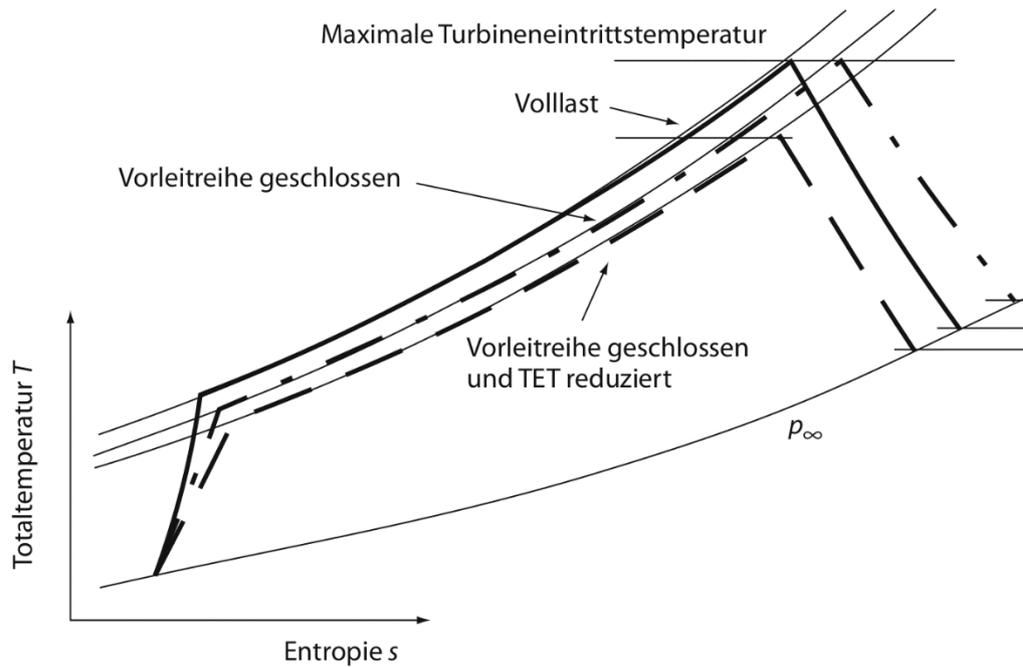


Abbildung 47: T-s-Diagramm für den Teillastbetrieb einer Gasturbine [28]

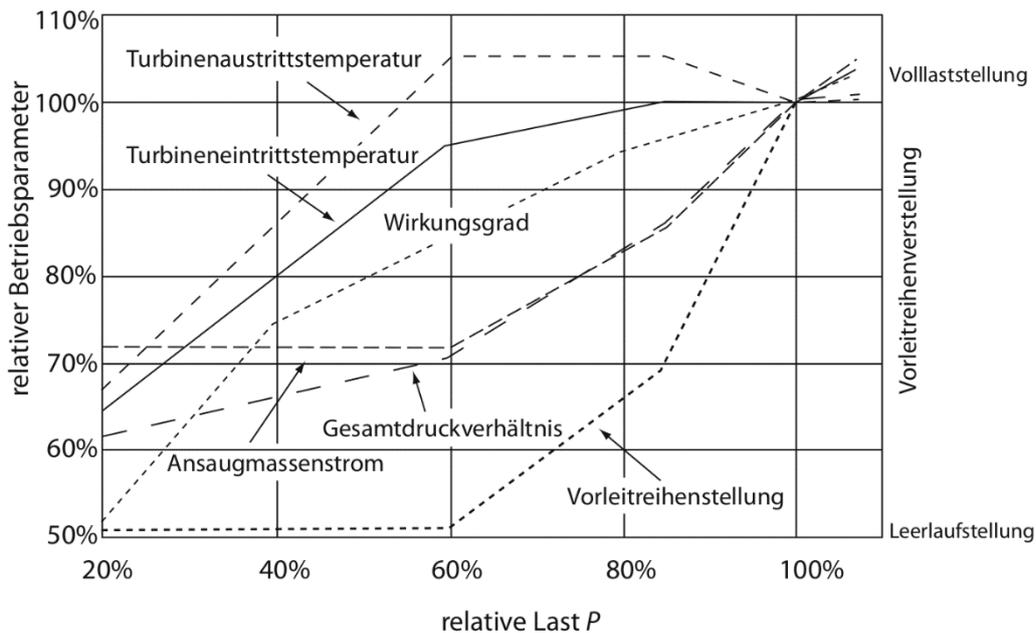


Abbildung 48: Typische Abhängigkeit der Betriebsparameter einer stationären Gasturbine in Teillast [28]

6.2 Teillastmodellierung

Die Teillast der beiden Kreisläufe wurde von 100% bis 30% Last in Schritten von 10% betrachtet.

Zur Vereinfachung wurden der Verbrennungsdruckverlust sowie der Verbrennungswärmeverlust, mechanische und elektrische Wirkungsgrade und die Zusatzverluste als konstant angenommen. Ebenfalls wurden die notwendigen spezifischen Arbeiten der ASU und der CPU als konstant angenommen, da es hier zu wenige Erfahrungen über das Teillastverhalten gibt.

6.2.1 Turbine

Bei Teillast ändert sich der zugeführte Massenstrom zur Turbine. Dies hat aber ebenso eine Auswirkung auf die Drücke und Temperaturen in der Turbine. Die Änderungen des Massenstroms, des Eintritts- und Austrittsdrucks sowie der Eintrittstemperatur von Vollast auf Teillast werden durch das Kegelgesetz, auch Dampfkegel nach Stodala, beschrieben [29]:

$$m_f * \sqrt{\frac{p_{f0}^2 - p_{d0}^2}{T_{f0}}} = m_{f0} * \sqrt{\frac{p_f^2 - p_d^2}{T_f}} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Die Indizes stehen für: „f“ für „feed“ (Eintritt) und „d“ für „drain“ (Austritt), sowie der Index „0“ für die Vollast.

Für den isentropen Wirkungsgrad wurde ein einfacher Ansatz gewählt, der den Zusammenhang zwischen zugeführter Masse und Wirkungsgrad beschreibt:

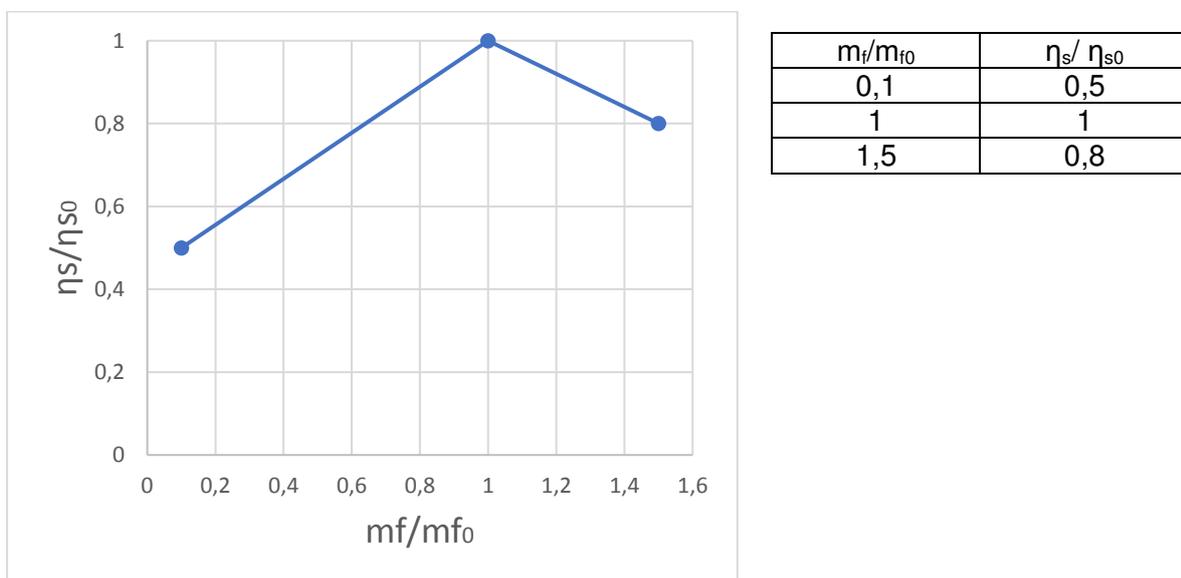


Abbildung 49: Isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Eintrittsmassenstroms

6.2.2 Kompressor und Pumpe

Für die Kompressoren wird vorausgesetzt, dass eine Leitschaufelverstellung bzw. eine Leitschaufelverstellung und Drehzahlregelung möglich sind. Dies ermöglicht ein variables Anfahren von Betriebspunkten im Verdichterkennfeld. Für die Pumpen wird angenommen, dass sie drehzahlregelbar sind, wodurch verschiedene Betriebspunkte realisiert werden können, ohne dass dabei allzu hohe Verluste auftreten. Im Gegensatz zur Turbine wird deshalb bei den Kompressoren und Pumpen somit keine zusätzliche Gleichung zur Beschreibung der Zusammenhänge der thermischen Zustandsgrößen mit dem Massenstrom verwendet.

Lediglich die Änderung des isentropen Wirkungsgrads über dem Massenstrom wurde mit der gleichen Annahme wie bei der Turbine beschrieben.

6.2.3 Wärmetauscher

Bei den Wärmetauschern ändern sich in Teillast der Druckverlust und die Wärmedurchgangszahl. Die beiden Änderungen kommen durch geänderte Massenströme zustande, die in weiterer Folge zu geänderten Geschwindigkeiten führen. Die Zusammenhänge für den Druckverlust und die Wärmedurchgangszahl mal Wärmeübertragungsfläche ($htcarea$) in Teillast sind in Gl. 6-2 und Gl. 6-3 beschrieben [30].

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2 \quad \text{Gl. 6-2}$$

$$\frac{htcarea}{htcarea_0} = \left(\frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot0}}\right)^{0,58} \quad \text{Gl. 6-3}$$

6.3 Modellierung des NET Power Cycle in Teillast

Im Teillastbetrieb des NC wurden die in Kapitel 6.2 beschriebenen Modelle verwendet. Für die drei Wärmetauscher des Rekuperators konnte für die Teillast jedoch nur die Teillastbeziehung für den Druckverlust berücksichtigt werden. Bei Verwenden der Teillastbeziehung für $htcarea$ (Gl. 6-3) traten unrealistische Temperaturdifferenzen am Austritt des warmen Stroms von WT1 auf. Diese ließen sich weder durch zusätzliche Drosseln noch durch zusätzliche Wassereinspritzungen beheben.

Eine Beobachtung, die dabei gemacht wurde, war, dass beim WT1 am Eintritt der warmen Seite die Temperaturdifferenz des Wärmetauschers zunahm und am Austritt so stark abnahm, dass sie schon bei unter $0,1^\circ\text{C}$ lag. Dies kann im Wärmetauschermodell in der Simulation deshalb passieren, da die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz (eine Gleichung des Wärmetauschermodells) für den beschriebenen Fall trotz dieser $0,1^\circ\text{C}$ am Austritt durch die stark zunehmende Temperaturdifferenz am Eintritt kaum sinkt.

Um die ermittelte Lösung (ohne die Teillastbeziehung für $htcarea$ bei den Wärmetauschern des Rekuperators) besser einschätzen zu können, wurden für die drei Wärmetauscher des Rekuperators die $htcarea$ -Werte näher betrachtet. Zuerst wurden die aus der Teillastsimulation erhaltenen Werte gesammelt ($htc_area_simulation$). Dem gegenübergestellt wurden die $htcarea$ -Werte, die man durch Anwenden der Teillastbeziehung mit Gl. 6-3 erhält ($htc_area_berechnet$). Exemplarisch dafür ist der $htcarea$ -Wert des „recycle“ Stroms zum Turbinenaustrittsstrom des zweiten Wärmetauschers in Abbildung 50 dargestellt.

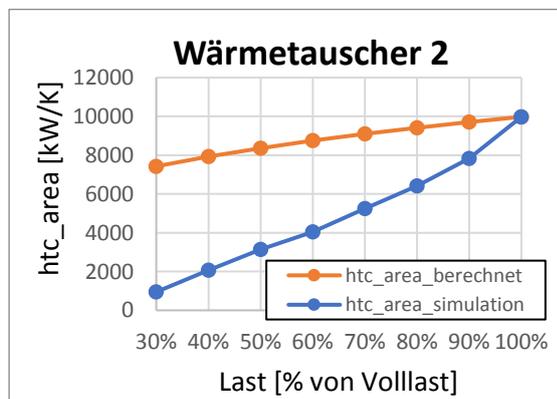


Abbildung 50: Vergleich des Wertes $htcarea$ aus der Simulation und mit Berechnung

Es zeigt sich, dass alle Teillast- $htcarea$ -Werte der Simulation geringer sind als die berechneten Werte. Das bedeutet, dass zumindest keine höheren und damit physikalisch unmöglichen $htcarea$ -Werte in der Simulation auftreten. Außerdem wirken sich die schlechteren $htcarea$ -Werte der Simulation so aus, dass die Temperaturdifferenzen an Aus- und Eintritt der Wärmetauscher höher liegen als bei Anwendung der Teillastbeziehung. Das wiederum führt dazu, dass der heiße Turbinenaustrittsstrom weniger abgekühlt wird und der Wirkungsgrad dadurch schlechter ist. Durch Anwendung der berechneten $htcarea$ -Werte würde die Temperatur des Turbinenaustrittsstroms nach Verlassen des Rekuperators gegenüber der Simulation aber nur um wenige Grad sinken. Damit kann auch gesagt werden, dass die Auswirkung auf den Wirkungsgrad nicht allzu hoch ist.

Somit lässt sich zusammenfassend sagen, dass die erhaltene Lösung keine physikalisch unmöglichen htc_{area} -Werte liefert, jedoch den Wirkungsgrad des NC in Teillast etwas unterschätzt, und hier Verbesserungsbedarf bei weiteren Untersuchungen besteht.

Bei sinkender Last erhöht sich die Turbinenaustrittstemperatur beim NC. Da dies zu mechanischen Problemen an den letzten Stufen der Turbine sowie am Eintritt des Rekuperators führen kann, wurde diese Temperatur mit 850°C begrenzt.

6.4 Modellierung des Graz Cycle in Teillast

Für den Teillastbetrieb des GC wurden die in Kapitel 6.2 beschriebenen Modelle verwendet. Um weiterhin den Austrittsdruck aus der LPT, der auch für den Anteil an abgeschiedenem Wasser verantwortlich ist, einstellen zu können, wurde vor der LPT eine Drossel eingebaut.

Vor der HPT wurde ebenfalls eine Drossel eingebaut, um einen weiteren Freiheitsgrad zur Verfügung zu haben, mit dem entweder die Brennkammeraustrittstemperatur oder die HPT-Eintrittstemperatur festgelegt werden kann.

Durch die Verwendung der Teillastmodelle sind weniger Freiheitsgrade im System vorhanden. Dadurch ergibt sich, dass die Leistung der Kompressoren C1 und C2 nicht mehr gleich der Leistung des ersten Teils der HTT ist. Es entsteht eine Differenz, die aber durch einen Zusatzmotor ausgeglichen werden kann.

Als Erstes wurde bei der Berechnung der Teillast versucht, die Brennkammeraustrittstemperatur konstant bei 1500°C zu halten, da die Beibehaltung einer hohen Spitzentemperatur vorteilhaft für den Wirkungsgrad ist (siehe auch Kapitel 6.1). Dabei steigt jedoch am Einlass der HPT die Temperatur (HPT- T_{ein}) mit fortschreitender Lastabnahme. Die Temperatur steigt dabei über die maximal zulässige Temperatur (T_{max}) von 600°C (siehe Abbildung 51).

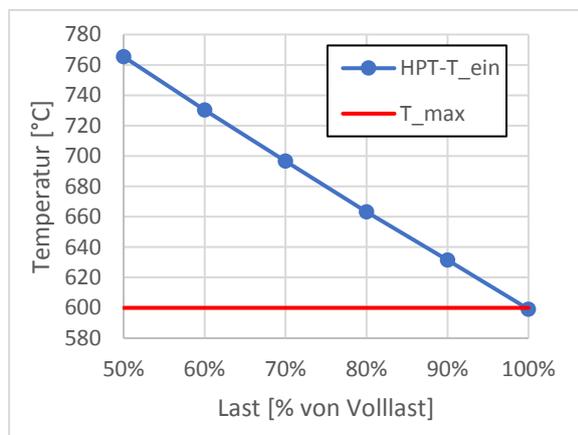


Abbildung 51: Zunahme von HPT- Einlasstemperatur bei fixierter Brennkammeraustrittstemperatur von 1500°C

Die Erklärung dafür ist, dass durch die Leistungsabnahme weniger Brennstoffmasse zugeführt wird und dadurch auch die weiteren Massenströme im Kreislauf abnehmen. Daraus resultiert eine Abnahme des isentropen Wirkungsgrads der Maschinen. Bei einer Gesamtleistung von z.B. 90% müssen die Massenströme in den Turbinen im Verhältnis zur Volllast über 90% liegen, um die Wirkungsgradabnahme zu kompensieren.

Eine Betrachtung der Verschiebungen der Massenströme, die in die Brennkammer fließen, zeigt, dass der Massenstrom nach der HPT bei rund 99,6%, der Massenstrom nach dem Kompressor C2 bei 89,9%, der Sauerstoffmassenstrom und der Brennstoffmassenstrom bei rund 93,4% im Vergleich zur Volllast liegen. Somit wirkt sich nun der HPT-Strom stärker auf die Brennkammeraustrittstemperatur aus als in Volllast. Damit nun noch immer eine Temperatur von 1500°C erreicht werden kann, muss die Temperatur des HPT-Stroms zunehmen.

Damit die maximale Temperatur von 600°C vor der HPT eingehalten werden kann, wurden drei Varianten untersucht:

Die erste und einfachste Variante ist die Brennkammeraustrittstemperatur freizugeben und dafür die Temperatur vor der HPT mit 600°C zu begrenzen. Mithilfe dieser Maßnahme konnte die Teillast untersucht werden, ohne dass weitere Probleme auftraten.

Bei der zweiten und dritten Variante wurde hingegen die Brennkammeraustrittstemperatur auf 1500°C fixiert.

Um bei der zweiten Variante die geforderte Temperatur am HPT-Eintritt einhalten zu können, wurde kaltes Wasser vor der HPT eingespritzt. Die Idee der dritten Variante war es, die überschüssige Wärme vor der HPT abzuführen und vor der LPT wieder zuzuführen.

Im Vergleich zur ersten Variante traten bei diesen beiden Varianten aber deutlich schlechtere Wirkungsgrade auf (siehe Abbildung 52 rechts). Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei Variante zwei und drei der Massenstrom im Kondensator unter Teillast deutlich weniger abnimmt als bei der ersten Variante (siehe Abbildung 52 links). Dies hat auch eine höhere Wärmeabgabe im Kondensator zur Folge (siehe Abbildung 52 Mitte). Dieser Effekt wirkt sich so stark aus, dass die ersten Variante die besten Wirkungsgrade erzielt, obwohl hier die maximale Temperatur (Brennkammeraustrittstemperatur) des Kreislaufts mit zunehmender Teillast abnimmt.

Somit werden in weiterer Folge die Ergebnisse der ersten Variante betrachtet.

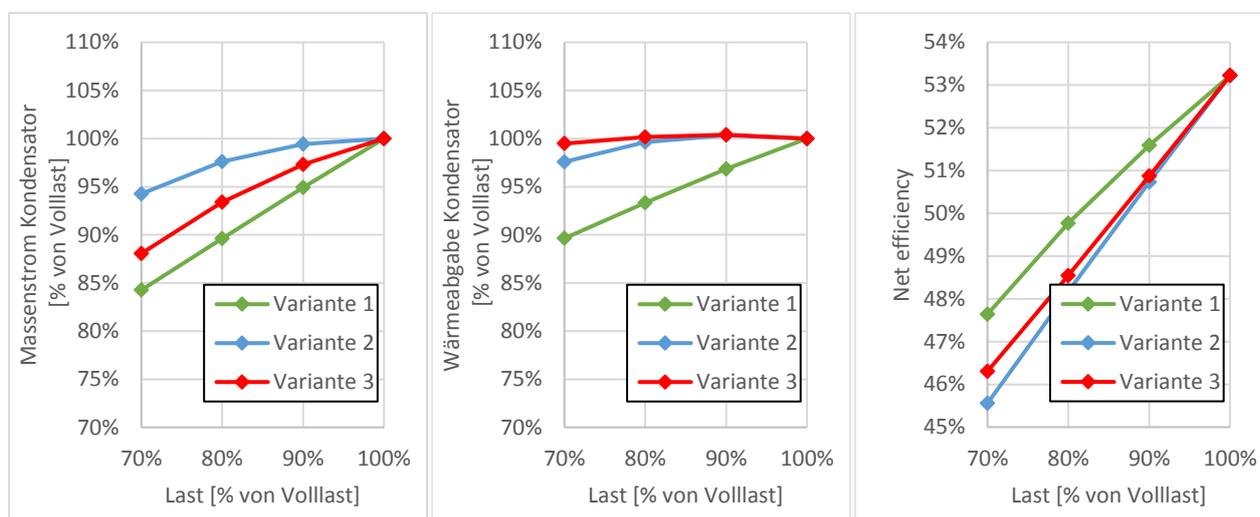


Abbildung 52: Massenstrom und Wärmeabgabe im Kondensator sowie Net efficiency für die 3 Varianten unter Teillast

6.5 Vergleich der beiden Kreisläufe in Teillast

In diesem Abschnitt werden die erhaltenen Ergebnisse für das Teillastverhalten des NET Power Cycle und des Graz Cycle sowie ein Vergleich der beiden präsentiert. Des Weiteren wird näher darauf eingegangen, wie sich die beiden Kreisläufe im Teillastverhalten unterscheiden.

6.5.1 Vergleich der Net efficiency

Unter Vollast wies der GC bezüglich der Net efficiency leichte Vorteile gegenüber dem NC auf (53,22% zu 52,72%). In Teillast zeigt sich jedoch, dass die Wirkungsgradabnahme des NC niedriger ist als jene des GC (siehe dazu Abbildung 53). Bei 90% Last ist die Net efficiency des GC nur mehr um 0,17%-Punkte besser. Danach wirkt sich die stärkere Abnahme beim GC aus und bei 50% Last ist der Wirkungsgrad des NC schon um 1,85%-Punkte besser. Bis 30% Last steigt dieser Unterschied auf 3,23%-Punkte an.

Zusammenfassend lässt sich beim Vergleich der Net efficiency sagen, dass der GC unter Vollast leicht zu bevorzugen ist. Von 90% bis 80% Last sind beide Kreisläufe nahezu gleich effizient. Bei vermehrtem Einsatz im weiteren Teillastbereich (also ab 70% abwärts) weist der NC mit fortschreitender Lastabnahme höhere Wirkungsgrade auf und hat hier einen erkennbaren Vorteil.

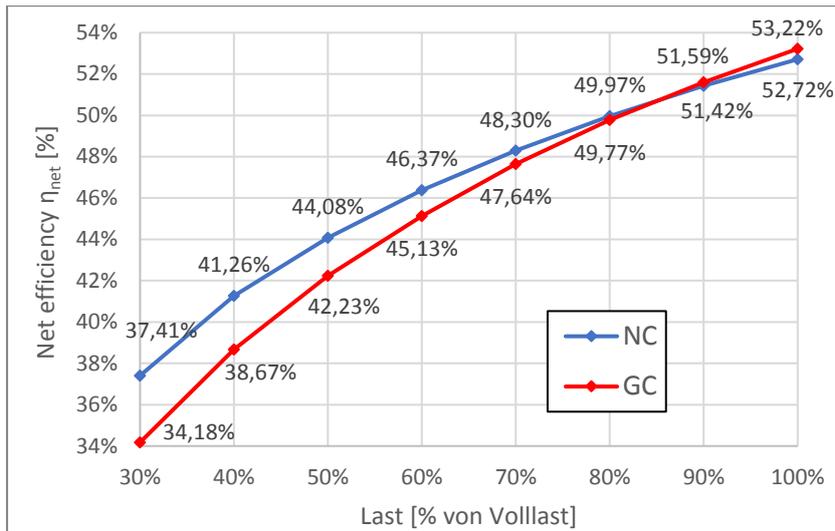


Abbildung 53: Vergleich der Net efficiency in Teillast

Wodurch die stärkere Abnahme der Net efficiency des GC gegenüber dem NC zustande kommt, soll in den nächsten Kapiteln untersucht werden. Außerdem werden die Veränderungen einiger Prozessgrößen, Massenströme und Zusammensetzungen und diverser Leistungen unter Teillast genauer betrachtet.

6.5.2 Änderung wichtiger Prozessgrößen

Aus Abbildung 54 lässt sich für den NC und den GC das Teillastregelungskonzept erkennen.

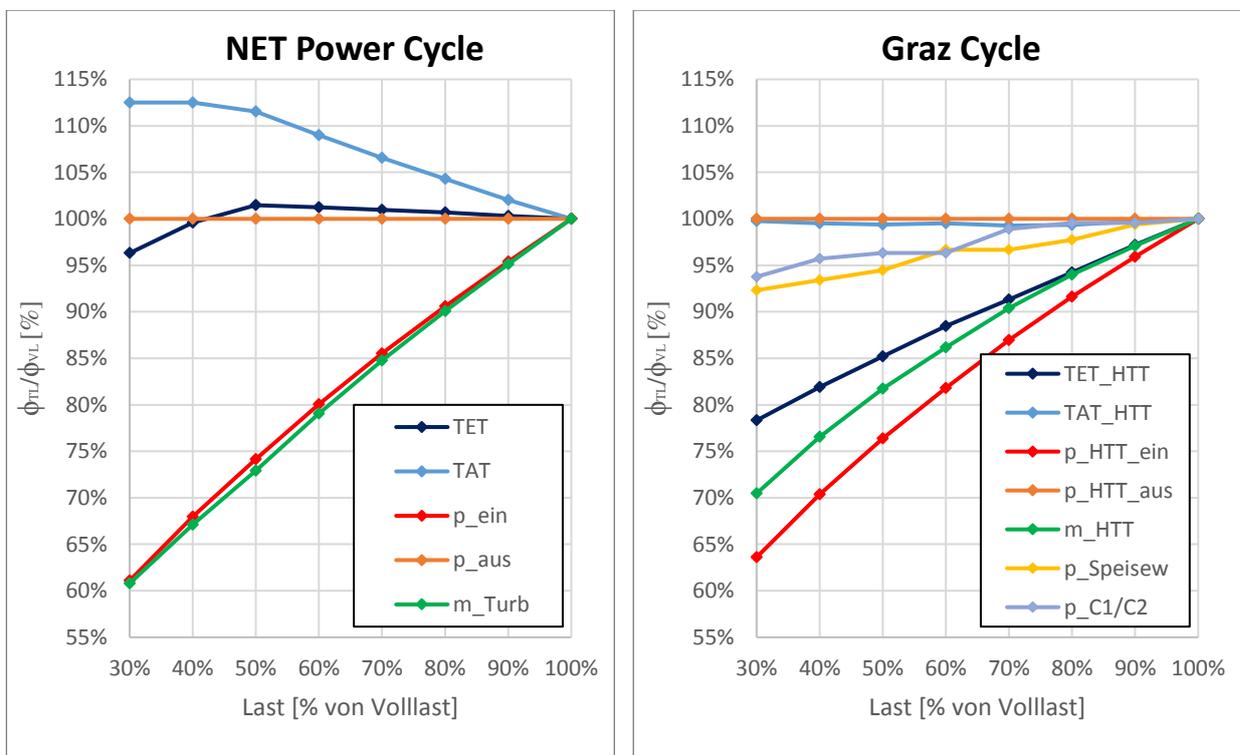


Abbildung 54: Normalisierte Darstellung wichtiger Prozessgrößen in Teillast

Beim NC nimmt der Turbineneintrittsmassenstrom mit fortschreitender Lastsenkung ab. Damit geht ein niedrigerer Turbineneintrittsdruck einher. Der Turbinenauslassdruck wurde wie bei konventionellen Teillastregelungen konstant gehalten. Da beim NC die Turbineneintrittstemperatur (TET) unter Vollast nur bei 1120°C liegt, muss diese nicht konstant gehalten werden, sondern kann in Teillast ansteigen. Dies geschieht auch bis 50% Last geringfügig (um 1,47% auf

1136,9°C). Bei weiterer Lastsenkung muss die TET sinken, damit für die Turbinenauslasstemperatur (TAT) die maximal erlaubten 850°C nicht überschritten werden.

Für den GC sieht das Teillastregelungskonzept anders aus. Wie schon in Kapitel 6.4 beschrieben, kann die Turbineneintrittstemperatur der HTT (TET_HTT, entspricht der Brennkammeraustrittstemperatur) nicht auf 1500°C gehalten werden und muss gesenkt werden. Die Temperatursenkung ist für den Wirkungsgrad nachteilig, aber dafür sind die Temperaturen in Teillast zumindest schonender für die HTT. Wie auch beim NC wird der HTT-Eintrittsmassenstrom (m_{HTT}) gesenkt, der wiederum mit einer Druckabnahme am Turbineneintritt verbunden ist. Wie beim NC wird auch beim GC der Turbinenausstrittsdruck (p_{HTT_aus}) konstant gehalten. Durch die Senkung der TET und des konstanten Austrittsdrucks bleibt auch die HTT-TAT nahezu konstant. Weiters ersichtlich sind noch das Verhalten des Speisewasserdrucks der HPT ($p_{Speisew}$) und des Drucks zwischen den Kompressoren C1 und C2 ($p_{C1/C2}$).

Das Verhalten der Turbineneintrittstemperaturen in Teillast (beim NC kann sie sogar lange leicht höher als in Vollast gehalten werden, beim GC muss sie deutlich gesenkt werden) lässt sich als ein Grund für die stärkere Wirkungsgradabnahme des GC gegenüber dem NC in Teillast festmachen.

6.5.3 Änderung diverser Massenströme

Die Darstellung der Massenströme des NC über der Last zeigt, dass der Brennstoffmassenstrom stärker abnimmt als der Turbineneintrittsmassenstrom (siehe Abbildung 55). Eine Erklärung dafür ist, dass in der Turbine mit Verringerung der Last das Druckverhältnis abnimmt. Alleine dadurch nimmt schon die Turbinenleistung ab und der Massenstrom, der durch die Turbine fließt, muss nicht mehr so stark abnehmen. Gleichzeitig können auch der „recycle“ und der „oxidant“ Strom im Rekuperator durch die erhöhte Turbinenauslasstemperatur auf höhere Temperaturen aufgeheizt werden, was wiederum bedeutet, dass durch die Brennkammer eine geringere Temperaturdifferenz bzw. spezifische Enthalpiedifferenz überwunden werden muss.

Der Massenstrom des „oxidant“ Stroms hat wegen des konstant gehaltenen Sauerstoffüberschusses in der Brennkammer den selben Verlauf wie der Brennstoffmassenstrom. Damit nun der im Vergleich dazu höhere relative Turbineneintrittsmassenstrom zustande kommt, zeigt sich beim „recycle“ Strom die geringste Massenstromabnahme.

Die Zusammensetzung des Rauchgases im Kondensator bleibt beim NC annähernd konstant (siehe Abbildung 56, zur Vereinfachung wurden hier die Anteile von Argon, Stickstoff und Sauerstoff nicht dargestellt).

Beim GC ist ebenfalls die Massenstromabnahme am HTT-Eintritt geringer als die des Brennstoffmassenstroms. Hier ist auch zu beobachten, dass das Druckverhältnis in der Turbine sinkt und in der Brennkammer durch die niedrigere Spitzentemperatur eine geringere spezifische Enthalpiedifferenz überwunden werden muss.

Der Massenstrom der LPT wird durch die Menge des abzuscheidenden CO₂ bestimmt, was bedeutet, dass er im gleichen Maße abnehmen sollte wie der Brennstoffmassenstrom. Die Abnahme ist jedoch geringer, da mit abnehmender Last auch der CO₂-Anteil im Rauchgas abnimmt (siehe Abbildung 56). Die Änderung der Stoffzusammensetzung ist für die Simulation nicht vorteilhaft, da sich dadurch auch die Stoffdaten und z.B. die Wärmeübergangszahlen ändern und dies mit den vereinfachten Teillastbeziehungen nicht erfasst werden kann. Dies kann zu Abweichungen der Simulation zur Realität führen.

Der HPT-Massenstrom stellt sich aufgrund der aufzunehmenden Wärme im HRSG ein und nimmt etwas stärker ab als der HTT-Massenstrom. Diese stärkere Abnahme und die stärkere Abnahme des Brennstoffmassenstroms wird durch eine geringere Abnahme des Kompressorstroms (C1/C2) gegenüber dem HTT-Massenstrom kompensiert.

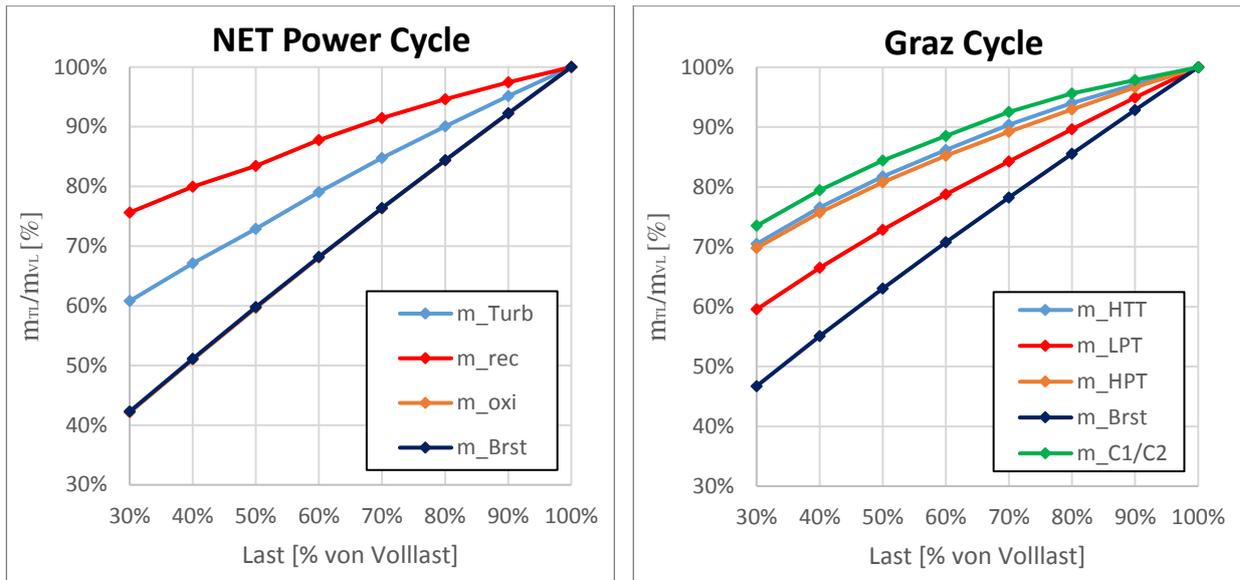


Abbildung 55: Änderung diverser Massenströme des NC und GC in Teillast

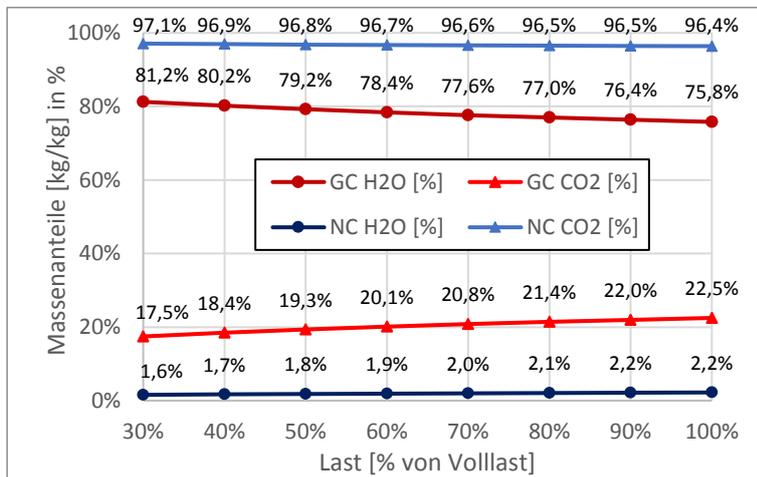


Abbildung 56: Veränderung der Rauchgaszusammensetzung im Kondensator

Betrachtet man beim GC das Verhältnis des LPT-Massenstroms mit dem Kompressor-massenstrom (C1/C2), dann zeigt sich, dass bei geringerer Last verhältnismäßig weniger Masse durch den Kreislaufteil mit der LPT läuft (siehe Abbildung 57).

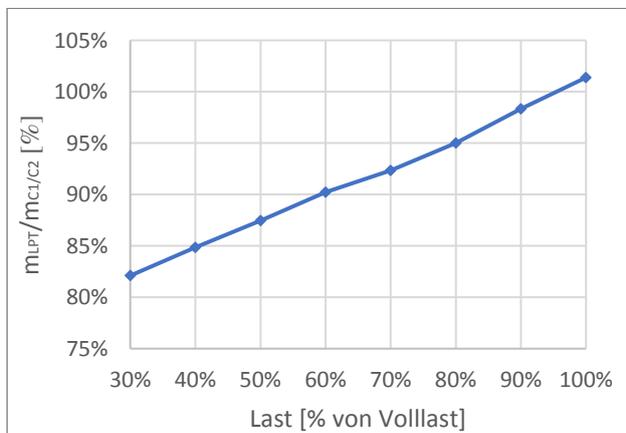


Abbildung 57: Veränderung des Verhältnisses des LPT-Massenstroms zum Kompressormassenstrom (C1/C2)

6.5.4 Vergleich diverser Leistungen

Aufgrund der besseren Net efficiency muss bei geringerer Last im NC auch weniger Brennstoffwärme im Vergleich zum GC zugeführt werden (siehe Abbildung 58). Die Leistungen der Turbine sowie der Kompressoren und Pumpen nehmen beim GC und NC annähernd gleich ab, obwohl beim NC weniger Wärme zugeführt wird. Dies ist eine Folge des besseren Wirkungsgrads bzw. der geringeren abgeführten Wärme.

Bei einer genaueren Betrachtung der Leistungen der Turbine sowie der Kompressoren und der Pumpen zeigt sich, dass beide beim GC um einiges höher liegen als beim NC. Da in Teillast die isentropen Wirkungsgrade dieser Maschinen sinken, wirkt sich das (wie auch schon in Kapitel 5.4 diskutiert) wegen der höheren Leistungen beim GC stärker aus als beim NC. Dies ist ebenfalls ein Grund für das schlechtere Teillastverhalten des GC gegenüber dem NC.

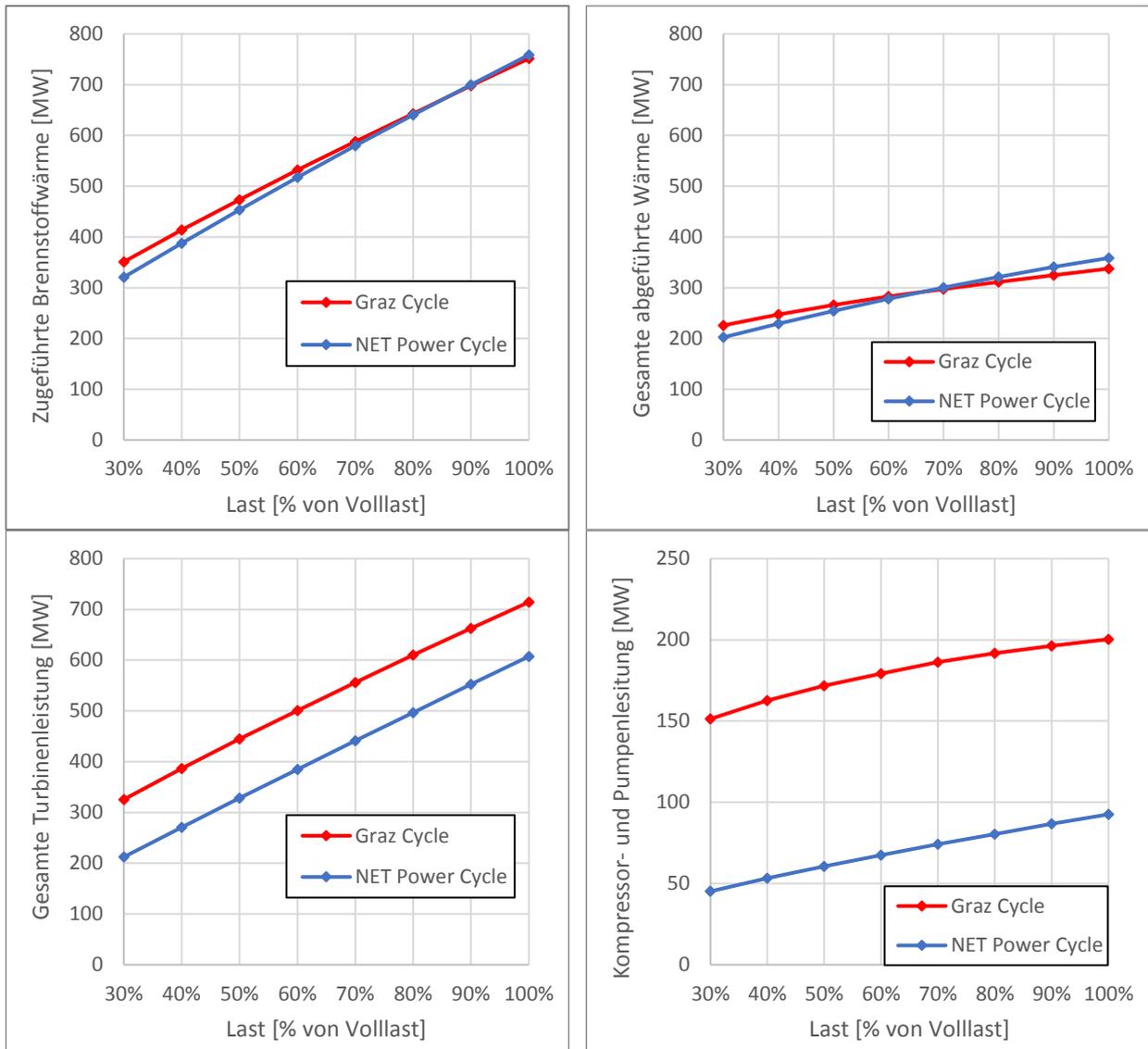


Abbildung 58: Vergleich der zugeführten und abgeführten Wärme sowie der Turbinenleistungen und Kompressor- und Pumpenleistungen unter Teillast

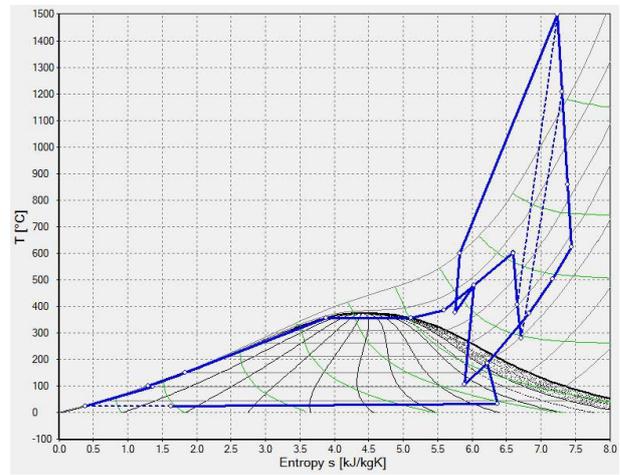
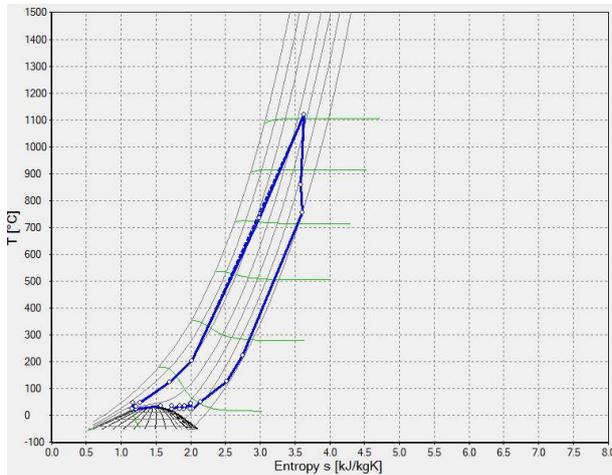
6.5.5 Änderung von NC und GC in Teillast im T-s-Diagramm

Abbildung 59 zeigt auf der linken Seite die Veränderungen im T-s-Diagramm des NC unter Teillast und auf der rechten Seite die Veränderungen des GC unter Teillast.

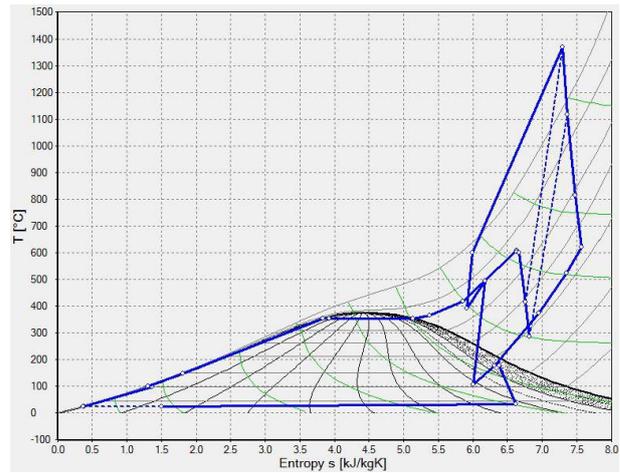
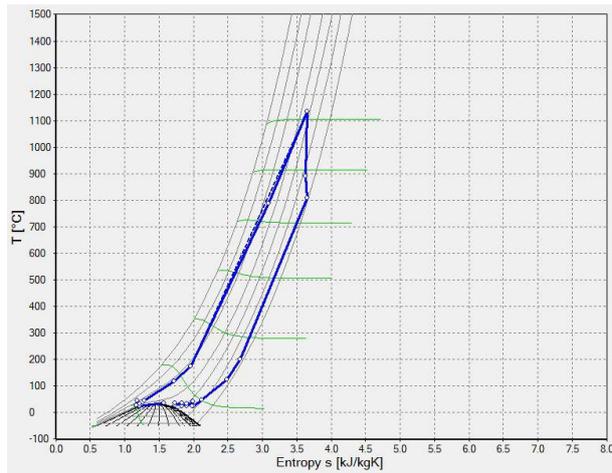
Beim NC lässt sich die angesprochene zuerst stattfindende Zunahme der TET bei 70% Last, sowie die Zunahme der TAT bis auf 850°C bei 30% Last erkennen. Auch die notwendige Senkung der TET bei 30% Last ist zu sehen. Außerdem ist auch die mit geringerer Last zunehmende Austrittstemperatur des „recycle“ und „oxidant“ Stroms aus dem Rekuperator ersichtlich.

Beim GC ist deutlich die Abnahme der HTT_TET mit abnehmender Last erkennbar. Der schlechtere isentrope Wirkungsgrad der HTT-Turbinen ist dadurch ersichtlich, dass der HTT- sowie der LPT-Turbinenaustrittspunkt deutlich weiter rechts bei niedrigerer Last liegen. Der Austrittspunkt des Verdampfers liegt bei niedrigeren Lasten schon im leicht überhitzten Bereich. Bei 30% Last sind auch die Drosseln vor der HPT sowie der LPT gut erkennbar.

100% Last



70% Last



30% Last

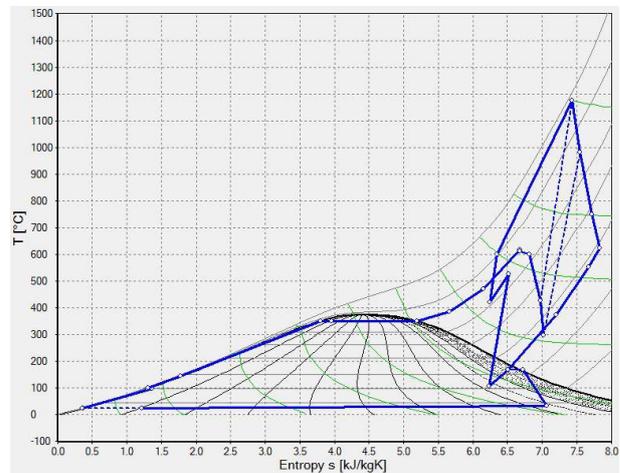
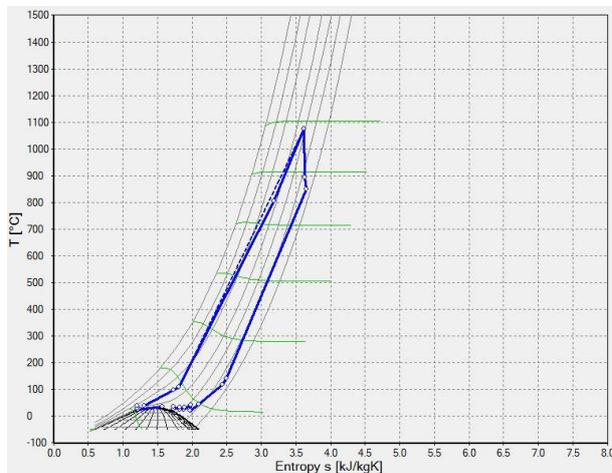


Abbildung 59: T-s-Diagramm von NC und GC unter 100%, 70% und 30% Last

6.5.6 Teillastverhalten bei konstanten isentropen Wirkungsgraden

Um besser einschätzen zu können, wie sehr sich die Abnahme des isentropen Wirkungsgrads der Maschinen unter Teillast auf die Net efficiency auswirkt, wurden die beiden Kreisläufe auch mit konstanten isentropen Wirkungsgraden betrachtet. Dies ist auch deshalb wichtig, um die Bedeutung der Annahme der Änderung der isentropen Wirkungsgrade über dem Massenstrom besser beurteilen und gegebenenfalls bei weiteren Untersuchungen hier Verbesserungen einbauen zu können.

Beim Blick auf die Ergebnisse für diese Simulationen im Vergleich zur Simulation mit abnehmenden isentropen Wirkungsgraden lassen sich zwei interessante Entwicklungen feststellen (siehe Abbildung 60).

Die abnehmenden isentropen Wirkungsgrade in Teillast haben einen sehr starken Einfluss auf die Net efficiency beider Kreisläufe. Bei 50%-Last ist die Net efficiency des NC für konstante isentrope Wirkungsgrade um 5,76%-Punkte höher als für abnehmende isentrope Wirkungsgrade (44,08% zu 49,84%). Beim GC beträgt der Unterschied sogar 10,34%-Punkte (49,01% zu 38,67%).

Außerdem fällt auf, dass bei dieser Betrachtung die Net efficiency des GC auch in Teillast besser ist als die des NC. Durchschnittlich beträgt dieser Unterschied zwischen 100% und 40%-Last 0,39% Punkte.

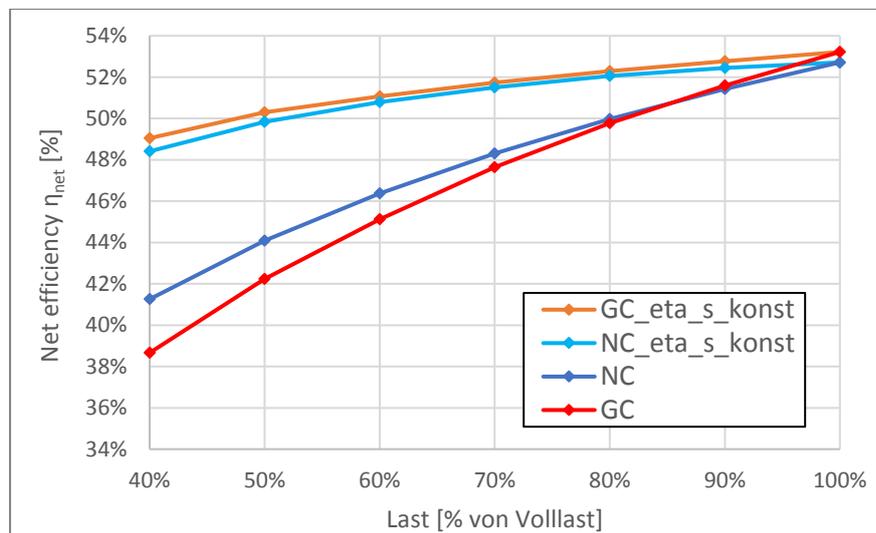


Abbildung 60: Ergebnisse für die Net efficiency bei konstanten isentropen Wirkungsgraden in Teillast im Vergleich zu abnehmenden isentropen Wirkungsgraden

Dieses Ergebnis unterstreicht auch die Aussage aus Kapitel 6.5.4, dass sich beim GC die Änderungen der isentropen Wirkungsgrade in Teillast stärker auswirken als beim NC, was hauptsächlich für das schlechtere Verhalten des GC in Teillast verantwortlich ist.

Bei der Abhängigkeit des isentropen Wirkungsgrads vom eintretenden Massenstrom aus Kapitel 6.2 handelt es sich um eine grobe Annahme. Die jetzige Betrachtung hat gezeigt, wie stark der Einfluss des abnehmenden isentropen Wirkungsgrads ist. Eine optimistischere Annahme dieser Kurve (Abbildung 49) würde sich auf den GC positiver auswirken und den Unterschied im Teillastverhalten der beiden Kreisläufe geringer ausfallen lassen.

Aufgrund des starken Einflusses des isentropen Wirkungsgrades kann hier die Aussage getroffen werden, dass für diese Kurve bei weiteren Untersuchungen eine genauere Annahme getroffen werden sollte.

7 Schlussfolgerungen

In dieser Arbeit wurden die beiden nahezu CO₂-freien und vielversprechenden Kreisläufe NET Power Cycle (NC) und Graz Cycle (GC) in Volllast sowie in Teillast untersucht und verglichen.

Um eine gute Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurde stark darauf geachtet, dass für beide Kreisläufe vergleichbare Rahmenbedingungen (Brennstoff, Kühlwassertemperatur, CO₂-Verdichtungs- und Kompressions- (CPU)-Modell, Air separation unit (ASU)-Modell, Stoffdaten, Maschinenmodelle, und Brennkammermodell) und Annahmen (Wirkungsgrade, Druckverluste, Grädigkeiten und Zusatzverluste) getroffen wurden.

Bei der Modellierung des NC traten Probleme mit den Stoffdaten auf, weswegen hier eine geringe Adaption im Kreislaufmodell vorgenommen werden musste. Die Auswirkung dieser Adaption wurde untersucht und konnte als gering bewertet werden. Für die Auslegung der Stufenanzahl der Turbine des NC wurden optimistische Werte angenommen, womit sich eine Stufenanzahl von 9 Stufen ergab.

Bei der Untersuchung der beiden Kreisläufe unter Volllast wurde von einem Ausgangsfall ausgegangen, wobei die Werte dafür der Literatur entnommen wurden. Anhand dieses Ausgangsfalls wurden die grundlegenden Unterschiede der beiden Kreisläufe aufgezeigt.

- Vor allem weisen NC und GC sehr unterschiedliche Zusammensetzungen des Rauchgases auf. Beim NC dominiert CO₂ (rund 96% Massenanteil), beim GC H₂O (rund 74% Massenanteil).
- Der NC arbeitet im überkritischen und gasförmigen Bereich, der GC im gasförmigen Bereich und im Zweiphasengebiet.
- Die maximale Temperatur ist beim NC deutlich niedriger als beim GC (ungefähr 1150°C zu 1400°C), dafür ist der maximale Druck beim NC höher als beim GC (300bar zu 40bar).
- Der Massenstrom nach der Brennkammer ist beim NC mehr als dreimal so hoch wie beim GC und auch im Rekuperator des NC wird mehr als dreimal so viel Wärme wie im Heat-Recovery-Steam-Generator des GC übertragen.
- Beim NC kann ein Teil der Abwärme aus der ASU genutzt werden.

Beim Vergleich der Simulation des Ausgangsfalls des NC in IPSEpro mit den Werten aus der Literatur zeigen sich Abweichungen in der Net electric efficiency inklusive O₂-Versorgung. Interessant dabei ist, dass die unterschiedlichen Stoffdaten, die in der Simulation bzw. in der Literatur verwendet wurden, für einen erheblichen Anteil dieser Abweichung verantwortlich gemacht werden können. Hier besteht weiterer Bedarf an Untersuchungen, welche Stoffdaten für die Untersuchung der beiden Kreisläufe am geeignetsten sind.

In einem weiteren Schritt wurden die beiden Kreisläufe mithilfe der Betrachtung der Auswirkung einzelner Prozessgrößen sowie mithilfe des IPSEpro-PSOptimize-Moduls hinsichtlich der Net efficiency optimiert. Dabei konnten folgende Ergebnisse gewonnen werden:

- Im optimierten Fall unter Volllast ist die Net efficiency des GC mit 53,22% besser als die des NC mit 52,72%.
- Wird die Turbine des NC konservativer (mit 10 Stufen) ausgelegt, sinkt die Net efficiency auf 52,06%. Damit zeigt sich, dass die Stufenanzahl der Turbine eine starke Auswirkung hat.
- Werden beim GC die isentropen Wirkungsgrade der Kompressoren C1/C2 mit 0,88 statt mit 0,85 und die isentropen Wirkungsgrade der Kompressoren C3/C4 dafür mit 0,85 statt 0,88 angenommen, steigt die Net efficiency des GC um 0,25%-Punkte auf 53,47%.
- Schlechtere Wirkungsgrade (minus 5 Prozent beim isentropem Wirkungsgrad der Maschinen) wirken sich beim GC stärker aus als beim NC. Hier weist der NC sogar eine bessere Net efficiency als der GC auf (50,29% zu 50,15%)
- Ein erhöhter Druckverlust (doppelt so hohe Druckverluste in den Wärmetauschern und der Brennkammer) sind für den NC kritischer. Hier ist der GC mit 52,93% Net efficiency deutlich besser als der NC mit 51,36%.

- Eine Senkung der minimalen Kreislauftemperatur von 26°C auf 21°C wirkt sich beim GC etwas positiver als beim NC aus. Die Net efficiency beträgt beim GC 53,70%, beim NC 52,96%.

Für die Modellierung der Teillast wurden Teillastmodelle für die Turbinen, die Kompressoren, die Pumpen und die Wärmetauscher verwendet.

Für die ASU und die CPU wurde aus Mangel an Erfahrungswerten die gleiche Modellierung wie in Vollast verwendet. Für den Rekuperator des NC musste ein vereinfachtes Teillastmodell verwendet werden, da sonst unrealistische Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern aufgetreten wären.

Die Untersuchung der Teillast lieferte folgende Ergebnisse:

- Im Bereich von 90% und 80% Last unterscheiden sich die Net efficiencies des NC und GC kaum (weniger als 0,2%).
- Mit weiter abnehmender Last zeigt der NC bessere Net efficiencies als der GC.
- Bei 50% Last weist der NC eine Net efficiency von 44,08% auf, der GC dahingegen nur 42,23%. Bei 30% Last ist der Unterschied noch größer: NC 37,41%, GC 34,18%.

Zwei Gründe konnten für die stärkere Abnahme der Net efficiency des GC gegenüber dem NC ausgemacht werden:

- Die maximale Kreislauftemperatur kann beim GC bei einer Lastminderung von Vollast weg nicht konstant gehalten werden und muss sofort gesenkt werden. Hingegen steigt beim NC die maximale Kreislauftemperatur sogar bis 50% Last leicht an, bevor sie gesenkt werden muss.
- Eine noch stärkere Auswirkung hat, dass der GC höhere Leistungen bei den Turbinen wie auch bei den Kompressoren und Pumpen als der NC aufweist. Dadurch wirkt sich die Abnahme des isentropen Wirkungsgrads in Teillast beim GC stärker aus als beim NC.

Wenn der isentrope Wirkungsgrad der Maschinen als konstant angenommen wird, zeigt der GC zwischen 40% und 100% Last sogar um durchschnittlich 0,39% bessere Net efficiencies als der NC.

Aus den letzten beiden Aussagen lässt sich schließen, dass das Verhalten des isentropen Wirkungsgrads in Teillast eine sehr starke Auswirkung auf die Net efficiency und damit auch auf einen Vergleich der Net efficiency des NC und GC hat. Da es sich bei der Kurve, welche für die Modellierung dieses Verhaltens herangezogen wurde, um eine einfache Annahme handelt, sollte für weitere Untersuchungen das Verhalten des isentropen Wirkungsgrads in Teillast genauer untersucht und modelliert werden. Weitere Verbesserungen der Teillastuntersuchung könnten weiters durch Implementieren der vollständigen Teillastmodelle für den Rekuperator des NC sowie durch das Erstellen eines Teillastmodells für ASU und CPU erzielt werden.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] HNA (2018): <https://www.hna.de/welt/alarmierender-bericht-ausstoss-von-treibhausgasen-2017-auf-rekordniveau-zr-10083452.html>, [Online]. [Zugriff am 03. 08. 2018].
- [2] M. Fishedick, K. Görner und M. Thomeczek (Hrsg.), CO₂: Abtrennung, Speicherung, Nutzung, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2015.
- [3] Hartmann, D. L., A. M. G. Klein Tank, M. Rusticucci, L. V. Alexander, S. Brönnimann, Y. Charabi, F. J. Dentener, E. J. Dlugokencky, D. R. Easterling, A. Kaplan, B. J. Soden, P. W. Thorne, M. Wild und P. M. Zhai, „2013: Observations: Atmosphere and Surface,“ in *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*, [Stocker, T.F., D. Qin, G.-K. Plattner, M. Tignor, S.K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P.M. Midgley (eds.)], Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [4] ESRL (2018): https://www.esrl.noaa.gov/gmd/webdata/ccgg/trends/CO2_data_mlo.png, [Online]. [Zugriff am 28. 09. 2018].
- [5] M. M. Maroto-Valer (Ed.), Developments and innovation in carbon dioxide (CO₂) capture and storage technology. Volume 1: Carbon dioxide (CO₂) capture, transport and industrial applications, Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010.
- [6] Deutsche IPCC-Koordinierungsstelle (2018), Kernbotschaften des Fünften Sachstandsberichts des IPCC. Klimaänderung 2014: Synthesebericht. [online], https://www.de-ipcc.de/media/content/Kernbotschaften%20IPCC%20AR5%20SYR_neu_1804.pdf [12.09.2018].
- [7] P. Kausch, M. Bertau, J. Gutzmer und J. Matschullat (Hrsg.), Energie und Rohstoffe, Heidelberg: Spektrum Akademischer Verlag, 2011.
- [8] International Energy Agency (2016), World Energy Outlook 2016. [online], <https://webstore.iea.org/download/direct/202?fileName=WEO2016.pdf>.
- [9] IEA (2018): <https://www.iea.org/statistics/?country=WORLD&year=2015&category=Key%20indicators&indicator=TFCbySource&mode=chart&categoryBrowse=false&dataTable=BALANCES&showDataTable=true>, [Online]. [Zugriff am 12. 09. 2018].
- [10] IEA (2018): <https://www.iea.org/topics/carbon-capture-and-storage>, [Online]. [Zugriff am 17. 09. 2018].
- [11] S. A. Rackley, *Carbon Capture and Storage*, Burlington, USA: Butterworth-Heinemann, 2010.
- [12] B. Metz, O. Davidson, H. de Coninck, M. Loos und L. Meyer, IPCC Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage. Prepared by Working Group III of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 2005.
- [13] E. S. Rubin, M. B. Berkenpas, H. C. Frey, C. Chen, S. T. McCoy und C. J. Zaremsky, „Technical Documentation: Integrated Gasification Combined Cycle Systems (IGCC) with Carbon Capture and Storage (CCS),“ *Paper 76, Department of Engineering and Public Policy, Carnegie Institute of Technology*, 2007.
- [14] R. Scaccabarozzi, M. Gatti und E. Martelli, „Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET Power oxy-combustion cycle,“ *Applied Energy*, pp. 505-526, 2016.
- [15] R. J. Allam, M. R. Palmer, G. W. Brown, J. E. Fetvedt, D. A. Freed und H. Nomoto, et al., „High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide,“ *Energy Proc*, pp. 1135-49, 2013.
- [16] W. Sanz, H. Jericha, F. Luckel, E. Göttlich und F. Heitmeir, „A further step towards a Graz Cycle Power Plant for CO₂ Capture,“ ASME Paper GT2005-68456, ASME Turbo Expo 2005, Reno-Tahoe, USA, 2005.

- [17] F. Luckel, Weiterentwicklung des Graz Cycle und der Vergleich mit anderen CO₂-Rückhaltekzepten, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2004.
- [18] SimTech Simulation Technology, "IpsEpro Overview", <http://www.simtechnology.com/IPSEpro>, 2003.
- [19] Institut für Wärmetechnik, Numerische Verfahren in der Energietechnik. Teil1. Skriptum zur Lehrveranstaltung "Numerische Verfahren in der Energietechnik" an der Technischen Universität Graz, 2013.
- [20] IEAGHG, „Oxy-Combustion Turbine Power Plants,“ 2015/05, August 2015.
- [21] W. Wagner und A. Kruse, *Properties of Water and Steam*, Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 1998.
- [22] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber und M. O. McLinden, *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program*, Gaithersburg, 2018.
- [23] Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Höhere Thermodynamik. Skriptum zur Vorlesung "Höhere Thermodynamik" an der Technischen Universität Graz, 2014.
- [24] Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Thermodynamik. Skriptum zur Vorlesung "Thermodynamik" an der Technischen Universität Graz, 2011.
- [25] Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, THERMISCHE TURBOMASCHINEN. Skriptum zur Lehrveranstaltung "Thermische Turbomaschinen" an der Technischen Universität Graz, 1994.
- [26] O. Kunz, R. Klimeck, W. Wagner und M. Jaeschke, *The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures. GERG Technical Monograph 15. Fortschr.-Ber. VDI*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2007.
- [27] R. Zahoransky (Hrsg.), H.-J. Allelein, E. Bollin, H. Oehler, U. Schelling und H. Schwarz, *Energietechnik. Systeme zur Energieumwandlung. Kompaktwissen für Studium und Beruf*, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2013.
- [28] C. Lechner und J. Seume (Hrsg.), *Stationäre Gasturbinen*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [29] A. Stodola, *Die Dampfturbinen*, Berlin: Springer Verlag, 1903.
- [30] SimTech Simulation Technology, *APP_Lib_GT - Advanced Power Plant Library with Gas Turbine Library. Version 10.1*, 2016.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Entwicklung der durchschnittlichen globalen CO ₂ -Konzentration in der Atmosphäre [4]	2
Abbildung 2: Entwicklung mehrerer Indikatoren eines sich verändernden Klimas [3].....	3
Abbildung 3: Entwicklung des Bruttoinlandsprodukts (gross domestic product (GDP)), des primären Energiebedarfs sowie der damit verbundenen CO ₂ -Emissionen in Prozent, für jedes Szenario dargestellt [8]	4
Abbildung 4: Entwicklung des primären Energiebedarfs (in Millionen Tonnen Öleinheit (Mtoe)) sowie der damit verbundenen CO ₂ -Emissionen (in Gigatonnen (Gt)) (vergleichsweise Darstellung der Szenarien) [8]	4
Abbildung 5: Globale CO ₂ Emissionen 1980–2030 (links), pro Kopf Emissionen 2005 (Mitte) und 2030 (rechts) auf Basis einer Energieprognose von ExxonMobil [7].....	5
Abbildung 6: Aufteilung des Endenergieverbrauchs nach Energieträgern im Jahr 2015, eigene Darstellung [9].....	5
Abbildung 7: Weltweite CO ₂ -Emissionen in Gigatonnen (Gt) durch Verbrennung fossiler Brennstoffe für Strom- und Wärmeerzeugung je nach Szenario [8]	6
Abbildung 8: Entwicklung des Strommixes für das 450 Szenario [8].....	6
Abbildung 9: Carbon Capture and Storage (CCS)-Prozesskette [2].....	7
Abbildung 10: Vereinfachte Schemata der drei verschiedenen CO ₂ -Abtrennverfahren [2].....	8
Abbildung 11: Schema des NET Power Cycle, modifiziert übernommen aus [14].....	11
Abbildung 12: Log-p-h-Diagramm des NET Power Cycle unter der Annahme von reinem CO ₂ als Arbeitsmedium [14]	12
Abbildung 13: Schema des Graz Cycle [16]	14
Abbildung 14: T-s-Diagramm des Graz Cycle [17].....	14
Abbildung 15: Gekühlte Turbine	16
Abbildung 16: Definition des Winkels β_2 [13]	17
Abbildung 17: NET Power Cycle Modell in IPSEpro	20
Abbildung 18: Adaptierung des NET Power Cycle.....	21
Abbildung 19: Modell des Rekuperators.....	23
Abbildung 20: Exemplarisches Q-T-Diagramm des NET Power Cycle; die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander	23
Abbildung 21: Aufteilung der Stufen auf gekühlten und ungekühlten Teil der Turbine	26
Abbildung 22: Graz Cycle Modell in IPSEpro.....	27
Abbildung 23: Aufbau des HRSG des Graz Cycle	28
Abbildung 24: Exemplarisches Q-T-Diagramm Graz Cycle; rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom (in ÜH1), blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom.....	29
Abbildung 25: Q-T-Diagramm des NET Power Cycle für den Ausgangsfall; die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander.....	34
Abbildung 26: Q-T-Diagramm des Graz Cycle für den Ausgangsfall; rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom (in ÜH1), blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom.....	34
Abbildung 27: T-s-Diagramm des NET Power Cycle (oben) und des Graz Cycle (unten)	37
Abbildung 28: Auswirkung des Turbineneinlassdrucks auf die Net efficiency	40
Abbildung 29: Q-T-Diagramm für einen Turbineneinlassdruck von 300bar (links) und 360bar (rechts); Die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander	40
Abbildung 30: Auswirkung des Turbinenauslassdrucks auf die Net efficiency	41
Abbildung 31: Auswirkung der Brennkammeraustrittstemperatur auf die Net efficiency	41
Abbildung 32: Q-T-Diagramm für optimale Brennkammeraustrittstemperatur; die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander.....	42
Abbildung 33: Auswirkung der Brennkammeraustrittstemperatur auf die Net efficiency	42
Abbildung 34: Auswirkung des Brennkammerdrucks auf die Net efficiency	43
Abbildung 35: Auswirkung der HPT-Eintrittstemperatur auf die Net efficiency	43
Abbildung 36: Q-T-Diagramm für HTP-Eintrittstemperatur von 545°C; rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom, blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom	44

Abbildung 37: Auswirkung des HPT-Eintrittsdrucks auf die Net efficiency	44
Abbildung 38: Auswirkung des Zwischenstufendrucks der Kompressoren C1/C2 auf die Net efficiency	45
Abbildung 39: Auswirkung des Kondensatordrucks auf die Net efficiency	45
Abbildung 40: Auswirkung des Zwischenstufendrucks der Kompressoren C3/C4 auf die Net efficiency	46
Abbildung 41: Auswirkung des Zwischenstufendrucks der Kompressoren C5/C6 auf die Net efficiency	46
Abbildung 42: Q-T-Diagramm des NC für den Ausgangsfall (links) und nach der Optimierung (rechts); Die Linien für „oxidant“ Strom, „recycle Strom“ und Kühlungsstrom liegen übereinander	48
Abbildung 43: Q-T-Diagramm des GC für den Ausgangsfall (oben) und nach der Optimierung (unten); rot=Rauchgasstrom bzw. Kompressorstrom (in ÜH1), blau= Wasser- bzw. Wasserdampfstrom	50
Abbildung 44: IPSEpro Modell des NET Power Cycle nach der Optimierung	52
Abbildung 45: IPSEpro Modell des Graz Cycle nach der Optimierung	53
Abbildung 46: Auswirkung von geänderten Rahmenbedingungen auf die Net efficiency	55
Abbildung 47: T-s-Diagramm für den Teillastbetrieb einer Gasturbine [28]	57
Abbildung 48: Typische Abhängigkeit der Betriebsparameter einer stationären Gasturbine in Teillast [28]	57
Abbildung 49: Isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Eintrittsmassenstroms	58
Abbildung 50: Vergleich des Wertes htc_{area} aus der Simulation und mit Berechnung	59
Abbildung 51: Zunahme von HPT- Einlasstemperatur bei fixierter Brennkammeraustrittstemperatur von 1500°C	60
Abbildung 52: Massenstrom und Wärmeabgabe im Kondensator sowie Net efficiency für die 3 Varianten unter Teillast	61
Abbildung 53: Vergleich der Net efficiency in Teillast	62
Abbildung 54: Normalisierte Darstellung wichtiger Prozessgrößen in Teillast	62
Abbildung 55: Änderung diverser Massenströme des NC und GC in Teillast	64
Abbildung 56: Veränderung der Rauchgaszusammensetzung im Kondensator	64
Abbildung 57: Veränderung des Verhältnisses des LPT-Massenstroms zum Kompressormassenstrom (C1/C2)	64
Abbildung 58: Vergleich der zugeführten und abgeführten Wärme sowie der Turbinenleistungen und Kompressor- und Pumpenleistungen unter Teillast	65
Abbildung 59: T-s-Diagramm von NC und GC unter 100%, 70% und 30% Last	66
Abbildung 60: Ergebnisse für die Net efficiency bei konstanten isentropen Wirkungsgraden in Teillast im Vergleich zu abnehmenden isentropen Wirkungsgraden	67