

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

30/06/2022

Projekttitlel:

**StirliQ - Erforschung eines langsamdrehenden
Expansions-Stirling-Generators mit
überkritischem Fluid als Arbeits- &
Schmiermedium**

Projektnummer: 871685

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

Ausschreibung	5. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/04/2019
Projektende	31/03/2022
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	36 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	4ward Energy Research GmbH
AnsprechpartnerIn	Markus Rabensteiner
Postadresse	Reininghausstraße 13A, 8020 Graz
Telefon	+43 664 88251830
Fax	
E-mail	markus.rabensteiner@4wardenergy.at
Website	www.4wardenergy.at

StirliQ

Erforschung eines langsamdrehenden Expansions-Stirling-Generators mit überkritischem Fluid als
Arbeits- & Schmiermedium

AutorInnen:

Markus Rabensteiner (4ward Energy Research GmbH)

Günther Holzer (Prozess Optimal CAP GmbH)

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
2.1	Aufgabenstellung	5
2.2	Schwerpunkte des Projekts	5
2.3	Einordnung in das Programm	6
2.3.1	Adressierte Themenfelder des Programms	6
2.3.2	Adressierte Programm- bzw. Ausschreibungsziele	6
2.4	Verwendete Methoden	6
2.5	Aufbau der Arbeit	7
3	Inhaltliche Darstellung	8
3.1	Grundlagen der StirliQ-Technologie	8
3.1.1	Einsatzgebiet	8
3.1.2	Beschreibung des thermodynamischen Prozesses	9
3.1.3	Generatortechnik	18
3.1.4	Getriebetechnik	32
3.2	Auslegung des StirliQ-Prozesses	34
3.2.1	Arbeitsmedien	35
3.3	Dynamik der StirliQ-Technologie	45
3.4	Simulation des StirliQ-Motors	48
3.4.1	Mathematische Modellierung des StirliQ-Motors	48
3.4.2	Erforschung grundlegender Prozessparameter für ein vordefiniertes Abwärmepotential ...	50
3.4.3	Berechnungen und Simulationen des StirliQ-Motors in einer realen Einsatzumgebung	54
3.4.4	Soft-Sensoren-Modell	62
3.5	Labortechnische Untersuchung des StirliQ-Motors	63
3.5.1	1. StirliQ-Laboranlage	63
3.5.2	Inbetriebnahme der 1. StirliQ-Laboranlage	75
3.5.3	2. StirliQ-Laboranlage	78
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	88
4.1.1	V1: Temperaturspreizung 30°C – 70°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar	88
4.1.2	V2: Temperaturspreizung 30°C – 60°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar	90
4.1.3	V3: Temperaturspreizung 30°C – 50°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar	92
4.1.4	V4: Temperaturspreizung 30°C – 90°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar	93
4.1.5	V5: Temperaturspreizung 30°C – 90°C / Druck bei 30°C= 217 bar	95
5	Ausblick und Empfehlungen	97
5.1	Schlussfolgerungen	98
6	Literaturverzeichnis	99
7	Anhang	101
8	Kontaktdaten	101

2 Einleitung

2.1 Aufgabenstellung

Prioritäres Ziel des Projekts ist die planmäßige Erforschung eines nahezu wartungsfreien, langsamdrehenden Expansions-Generators, dem sogenannten StirliQ-Motor, welcher durch Verwendung eines überkritischen Fluids als Arbeits- und Schmiermittel eine Absenkung des möglichen Temperaturniveaus der Abwärmequelle ermöglicht und daher zur Erzeugung von elektrischer Energie (Kraft) aus industrieller Abwärme von unter 100 °C wirtschaftlich eingesetzt werden kann.

2.2 Schwerpunkte des Projekts

Damit die StirliQ-Technologie als KWK-Anlage in dem beabsichtigten industriellen Leistungsbereich und der einfachen Bauweise realisiert werden kann, müssen folgende Problemstellungen gelöst werden:

- Definition der grundsätzlichen Geometrie des Expansionsraums und des Wärmeeintrages. Die Baugröße des StirliQ-Motors hängt wesentlich von der Optimierung der Prozessbedingungen ab. Dafür ist es notwendig, Strömungszustände innerhalb des Generators exakt zu definieren und zu optimieren.
- Das sinnvolle Gleichgewicht zwischen dem Druckverlust der beiden Fluide (überkritisches Arbeitsmedium und Wärmeübertragungsmedium) sowie der Apparategröße muss exakt definiert werden, um den Wirkungsgrad des StirliQ-Motors zu maximieren. Hierfür ist eine geeignete Methode zu entwickeln.
- Definition des überkritischen Arbeitsmediums und des damit einhergehenden Werkstoffes des Wärmetauschers. Die Qualitätskriterien für ein geeignetes Arbeitsmedium sind ein hoher Wärmeausdehnungskoeffizient bei moderater Kompressibilität, hoher Flamm- und Zündpunkt, keine Toxizität, keine Aggressivität hinsichtlich der verwendeten Werkstoffe sowie der Beschaffungspreis. Neben einer Vielzahl von Reinstoffen, welche auf die eben genannten Eigenschaften untersucht werden sollen, sind auch Stoffgemische für den Einsatz als Arbeitsmedium im StirliQ-Motor zu verifizieren.
- Es sind konstruktive Aufgaben notwendig, damit die Druck-Volumen-Temperatursteuerung automatisch auf das optimale Expansionsverhältnis des Einsatzbereiches im industriellen Leistungsbereich mit einer Genauigkeit von $\pm 4 \%$ erzielt wird.
- Die Dichtheit des Motors ist für die kompakte Bauweise wesentlich und ist neben der Drehzahl, der Temperatur und der Fertigungsgenauigkeit im großen Maße von konstruktiven Maßnahmen abhängig. Daher sollen die bestehenden Dichtungsspalten des Motors wesentlich besser abgedichtet werden. Die Erforschung von geeigneten Dichtungsmöglichkeiten ist dabei notwendig. So könnten verschiedene Werkstoffpaarungen eingesetzt werden, deren Wärmeausdehnungskoeffizienten sich so zueinander verhalten, dass bei Betriebstemperatur der kleinste Dichtungsspalt besteht (z.B. durch die Paarung Keramik und Sphäroguss).
- Funktionsnachweise der Technologie (geeignete Wahl des Arbeitsmediums, optimale Gestaltung des Expansionsapparates, sinnvolles Gleichgewicht zwischen dem Druckverlust der beiden Fluide

(überkritisches Arbeitsmedium & Öl und Wärmeübertragungsmedium), Steuerung, Dichtheit etc.)

- Motor-Integration in das angestrebte Industrie- bzw. Energiesystem

Das Projekt soll darauf abzielen, dass mit dieser Technologie grundsätzlich spezifische Stromgestehungskosten unter der Netzparität erzielbar sind. Schließlich sollen auch Handlungsempfehlungen über Weiterentwicklungs- und Verbesserungsmöglichkeiten, Barrieren sowie Probleme abgeleitet werden.

In dem zugrundeliegenden Projekt steht somit die technische Erforschung eines neuartigen StirliQ-Motors zur industriellen Abwärmenutzung im Fokus, damit die Technologie von TRL 2 (ausgearbeitetes Technologiekonzept) auf TRL 4 (Funktionsnachweis der Technologie im Labor) erhöht werden kann.

Geplante Ergebnisse sind:

- Funktionsnachweis für die Realisierung und Integration der StirliQ-Technologie.
- Erforschte Komponenten und erforschtes Steuerprogramm
- Wissen über die notwendigen Schnittstellen zwischen den eingesetzten Komponenten / Technologien und dem übergeordneten Industriesystem
- Handlungsempfehlungen

2.3 Einordnung in das Programm

2.3.1 Adressierte Themenfelder des Programms

- **Themenfeld 3: Industrielle Energiesysteme**
 - **Subthema:** Hocheffizienter Umgang mit elektrischer Energie auf der Verbraucherseite (Optimierung der dezentralen Strom-, Wärme und Kälteerzeugung: neue Anlagen-, Generatoren- und Thermoelektrik-Konzepte)
- **Weiteres Themenfeld 5: Umwandlungs- und Speichertechnologien**
 - **Weiteres Subthema 5.1: Bioenergie (hochinnovative Systeme)**

2.3.2 Adressierte Programm- bzw. Ausschreibungsziele

- **Ziel 1:** Grand Challenges: Energieforschung im Zentrum großer gesellschaftlicher Herausforderungen
- **Ziel 2:** Österreichs Technologieführerschaft schafft Zugang zu internationalen Märkten
- **Ziel 3:** Energieforschung und Innovation als Beschäftigungsmotor für den Standort Österreich

2.4 Verwendete Methoden

Das Projekt StirliQ besteht aus 5 Arbeitspaketen. In den folgenden Kapiteln werden die verwendeten Methoden in diesen Arbeitspaketen vorgestellt.

Arbeitspaket 1 | Projektmanagement

Einsatz von Projektmanagementwerkzeugen: Projektstartprozess, Projektdokumentation, Projektkoordination, Projektcontrollingprozess, Projektabschlussprozess, lückenlose und umfassende Dokumentation.

Arbeitspaket 2 | Technische Anforderungen an die StirliQ-Technologie

Umfassende Recherchen hinsichtlich relevanter Rahmenbedingungen und Anforderungen; Durchführung von (Experten)befragungen; Untersuchung unterschiedlicher Arbeitsmedien bzgl. stoffspezifischer Kriterien.

Arbeitspaket 3 | Berechnungen und Simulationen zum Einsatzgebiet der StirliQ-Technologie

- Simulation verschiedener typischer Anwender
- Anwendungstaugliche Modellierungsarbeiten (Simulation eines *StirliQ*-Motors)
- Frühzeitige Diagnose & Reaktion auf mögliche Probleme zur Fehlfunktionsvermeidung über Sensitivitätsanalysen
- Iterative Überarbeitungs- und Adaptionsschleifen zur Optimierung des Systems

Arbeitspaket 4 | StirliQ-Laborbetrieb

- Unter Einbezug der Ergebnisse aus den vorhergehenden Arbeitspaketen sowie durch einen intensiven Diskurs im Projektteam wird eine für den Funktionsnachweis geeignete Laboranlage entwickelt und gebaut
- Es werden statistisch signifikante Versuchsserien geplant und durchgeführt
- Die Ergebnisse werden laufend ausgewertet, analysiert und aufbereitet
- Durch ständige Interaktion zwischen den Partnern erfolgt eine laufende Evaluierung und ggf. Überarbeitung / Adaption des Versuchsaufbaus und -designs

Arbeitspaket 5 | Finale Evaluierung und Ableitung von Handlungsempfehlungen/ Schlussfolgerungen (inklusive Dissemination)

- Unter Einbezug der Vorergebnisse sowie durch einen intensiven Diskurs im Projektteam werden die System-Integrationsvoraussetzungen des *StirliQ*-Motors erarbeitet.
- Aufbereitung und Konsolidierung der Ergebnisse.
- Durch eine ganzheitliche Betrachtung soll eine Systembilanzierung für unterschiedliche Anwendungsfälle und entwickelte Komponenten möglich sein.
- Interne Evaluierung innerhalb des Projektteams
- Abhaltung eines Ergebnisworkshops zusammen mit Experten
- Erarbeiten eines Projektresümees.
- Auf Basis der Ergebnisse werden Empfehlungen für die (Weiter)entwicklung des *StirliQ*-Motors erarbeitet.
- Laufende Dissemination

2.5 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 3 wird zunächst in den Unterkapiteln 3.1 bis 3.3 die der *StirliQ*-Technologie zugrundeliegenden Gegebenheiten diskutiert. Das ist zum einen der thermodynamische Prozess an sich. Zum anderen werden die Grundlagen der Generator- und Getriebetechnik zusammengefasst, welche für den *StirliQ*-Motor wichtig sind. Danach erfolgt die Auslegung des *StirliQ*-Motors in Vorstudien. Danach wird in Kapitel

3.4 die Simulation des StirliQ-Motors im Detail erklärt. Schließlich werden in Kapitel 3.5 noch die zwei StirliQ-Laboranlagen vorgestellt.

In Kapitel 4 werden anschließend die Ergebnisse vorgestellt, bevor in Kapitel 5 der Leserin bzw. dem Leser ein Ausblick gegeben wird.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Grundlagen der StirliQ-Technologie

Der StirliQ-Motor wird seit dem Frühjahr 2016 mittels techn. Machbarkeitsstudie, Plausibilitätsrechnungen und Simulationen verifiziert und erforscht. Die besondere technische Neuheit der StirliQ-Technologie ist, dass diese Technologie im Gegensatz zum herkömmlichen Stirling-Motor weder mit einem gasförmigen noch mit einem flüssigen, sondern mit einem überkritischen Fluid als Arbeitsmedium arbeitet (Abb. 3-1). Bisherige Untersuchungen basieren auf CO₂ als Arbeitsmedium. CO₂ wurde bereits im überkritischen Zustand in einem Stirling-Motor untersucht, aber unter viel höheren Temperaturen von 200 bis 300 °C.¹

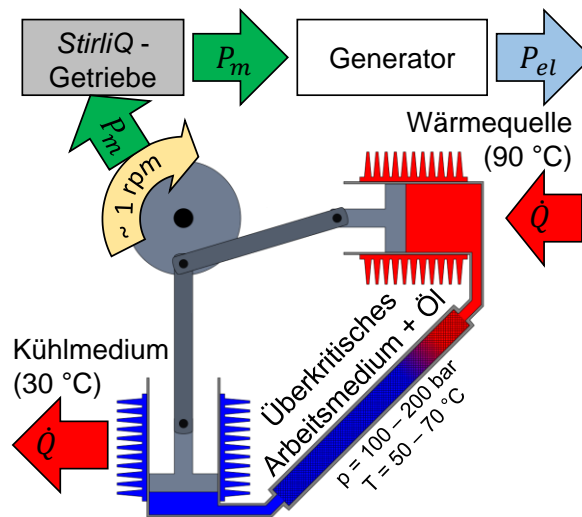


Abb. 3-1: Konzept der StirliQ-Technologie in der α-Konfiguration

3.1.1 Einsatzgebiet

In Abb. 3-2 werden verschiedene KWK-Technologien hinsichtlich ihres elektrischen Wirkungsgrades und ihrer elektrischen Leistung geordnet. Der geplante Einsatzbereich der StirliQ-Technologie ist mit einem grünen Feld dargestellt. Dieser Leistungsbereich wurde in einer zuvor durchgeführten Machbarkeitsstudie festgelegt und erstreckt sich von wenigen kW_{el} bis ca. 10 MW_{el}. Der Leistungsbereich von gängigen Stirling-Motoren reicht bis knapp 100 kW_{el}.² Es gibt aber auch Einzelanwendungen, die in den MW-Bereich gehen. Der elektrische Wirkungsgrad befindet sich aufgrund des angedachten Temperaturbereiches von unter 100 °C im unteren Bereich. Doch es sei darauf hingewiesen, dass bislang nur die ORC-Turbine in

¹ Alberti, F., Crema, L., 2014. Design of a new medium-temperature Stirling engine for distributed cogeneration applications. Energy Procedia 57, 321 – 330, [Link](#)

² Thrän, D., 2006. Kraft-Wärme-Kopplung auf der Basis von Biomasse – Rahmenbedingungen und Technologien im Überblick. Technologieforum zu Biomasseverstromung, Wartenberg, Deutschland, 11. Mai 2006

diesem Temperaturbereich arbeiten kann und der ORC-Prozess hierbei auch nur einen elektrischen Wirkungsgrad von ca. 10 % aufweist.³ Die Stirling-Technologie versteht sich daher als ergänzende und nicht konkurrierende Technologie zum ORC-Prozess, welche zusätzlich bzw. in Kombination verwendet werden kann, da sie in diesem Temperaturbereich wirtschaftlicher betrieben werden kann als die ORC-Technologie.

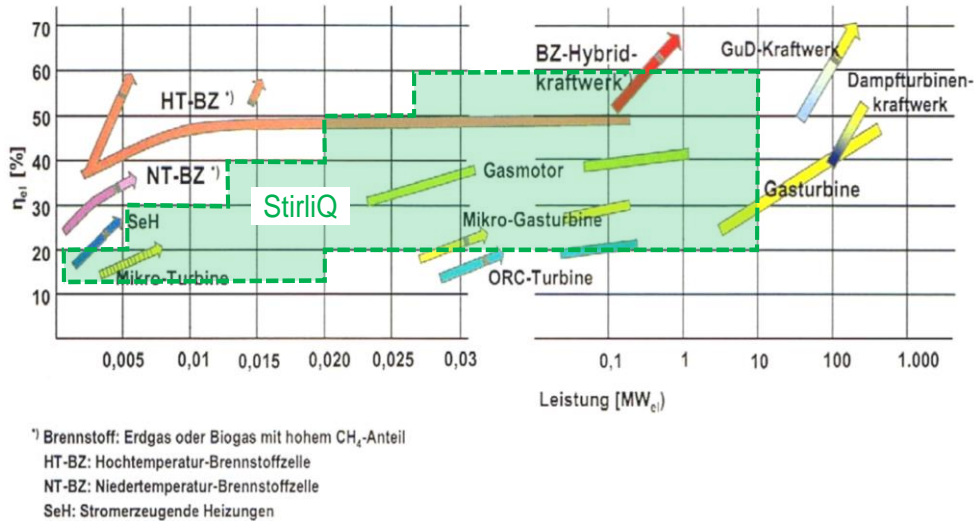


Abb. 3-2: Elektrischer Wirkungsgrad und Leistungsbereich verschiedener KWK-Technologien⁴

3.1.2 Beschreibung des thermodynamischen Prozesses

Zustandsgleichungen sind in der Lage, verlässlich das Phasenverhalten von Reinstoffen nicht nur in flüssigen und dampfförmigen Zustand zu beschreiben, sondern ebenso im überkritischen Zustand. Stoffdaten von CO₂ im überkritischen Zustand sind ausreichend erforscht. Die Simulation der Stirling-Technologie kann deshalb als belastbar betrachtet werden. Für die Auslegung von Stirling-Motoren ist die Beale-Nummer B_n eine wichtige Kennzahl (vgl. Gl. 3-1). Werte für B_n liegen im Normalfall zwischen 0,11 und 0,15.⁵

$$B_n = \frac{W_o}{p \cdot V \cdot f} \rightarrow W_o = B_n \cdot p \cdot V \cdot f \tag{Gl. 3-1}$$

Die Betrachtung von B_n macht von Anfang an deutlich, dass durch Erhöhung des Ladedrucks p oder der Arbeitsfrequenz f eine hohe Verdichtungsleistung W_o (Reduzierung des Hubvolumens V) erreicht werden kann.¹ Eine hohe f hat den Nachteil, dass sich die Reibungsverluste erhöhen. Untersuchungen an Motoren für den mittleren Temperaturbereich zeigen, dass der Entwurf eines langsam laufenden Motors unter erhöhtem Ladedruck der richtige Weg ist, um einen guten Wirkungsgrad zu erreichen und mechanische Verluste zu reduzieren.⁶

³ Amt der Oberösterreichischen Landesregierung – Direktion Umwelt und Wasserwirtschaft – Abteilung Umweltschutz, 2008. Industrielle Abwärmenutzung – Beispiele & Technologien. [Link](#)
⁴ Görner, K., 2010. Mikro-KWK: Von Stirling bis Dachs- Eine Marktübersicht. Forum: Kraftwerkstechnik – Kraft-Wärme-Kopplung, 2. Februar 2010, Essen, [Link](#)
⁵ Roldan, C., Pieretti, P., Rojas-Solórzano, L., 2010. Conceptual and basic design of a Stirling engine prototype for electrical power generation using solar energy. ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, Volume 2, Phoenix, Arizona, USA, May 17–22, 2010, [Link](#)
⁶ Kim, Y., Chun, W., Chen, K., 2017. Thermal-flow analysis of a simple LTD (Low-Temperature-Differential) heat engine. Energies, 10, 567, [Link](#)

Die Umwandlung von Wärmeenergie in mechanische Energie erfolgt ebenfalls durch Volumsexpansion sowie -kontraktion, allerdings mit sehr geringem Verschleiß durch besonders langsame Kolbenbewegungen in einem Ölbad und hohem Druck zwischen 100 und 200 bar. Das Arbeitsmedium ist chemisch inert und mit Schmiermittel übersättigt (vgl. dazu Abb. 3-4c) und dient somit gleichzeitig als Schmiermittel.

3.1.2.1 Eigenschaften überkritischer Arbeitsmedien

Um die Vorteile eines überkritischen Fluids auch nutzen zu können, muss der Betriebspunkt genügend weit vom kritischen Punkt und von der Spinodale (Bereich des Phasenübergangs) platziert werden, da in der sogenannten Widom-Region es zu Anomalitäten von physikalischen Größen wie der scheinreduzierten isothermen Kompressibilität c_r (Abb. 3-3a) und der isothermen Kompressibilität (Abb. 3-3b) kommt.^{7,8} In dieser Region kann die Kompressibilität hoch sein.⁹

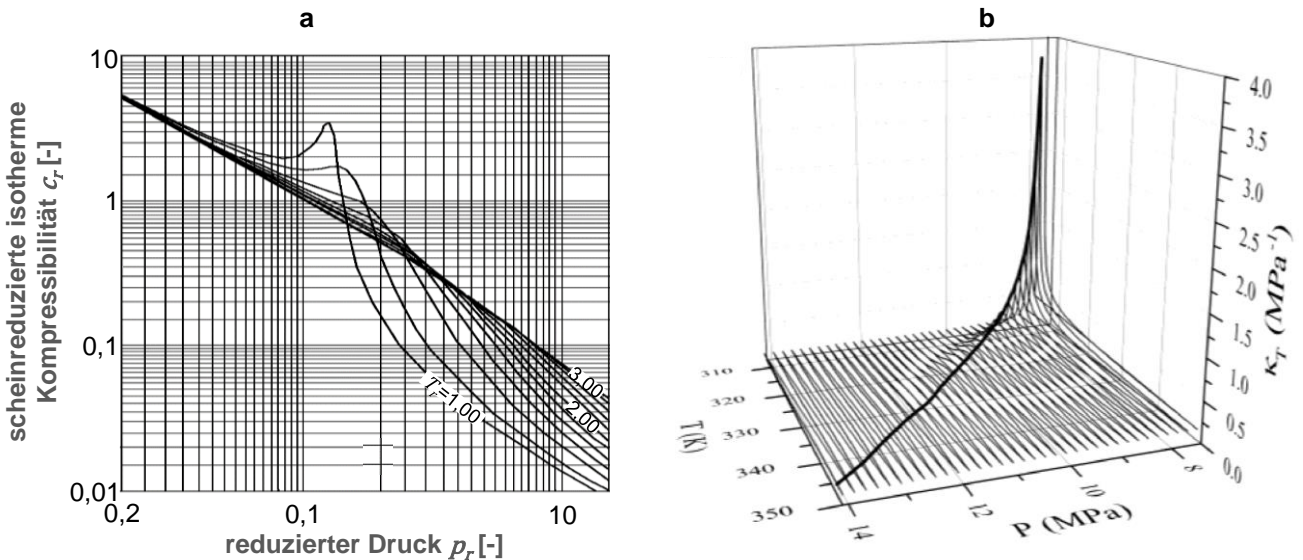


Abb. 3-3: Scheinreduzierte isotherme Kompressibilität* c_r in Abhängigkeit vom reduzierten Druck p_r und der reduzierten Temperatur** T_r eines unbekanntes Gases¹⁰ (a) Isotherme Kompressibilität** κ_T von überkritischem CO₂ in Abhängigkeit von T und p in der Widom-Region⁸ (b)

* c_r ist definiert durch: $c_r = 1/p_r - 1/Z \cdot [\partial \rho / \partial p_r]_{T_r}$. Z (Realgas- oder Kompressibilitätsfaktor) ist definiert durch: $Z = (p \cdot V) / (R \cdot T)$
 ** Reduzierte Zustandsgrößen (dimensionslos) beziehen sich auf die Zustandsgrößen am kritischen Punkt z.B.: $p_r = p/p_c$, $T_r = T/T_c$
 *** κ_T ist definiert durch: $\kappa_T = -1/V \cdot [\partial V / \partial p]_T$

Als Arbeitsmedium werden im StirliQ-Motor überkritische Fluide eingesetzt, welche einen möglichst hohen isobaren Wärmeausdehnungskoeffizienten β bei einer minimalen Kompressibilität aufweisen. Bei der Verwendung von einem überkritischem Arbeitsmedium, kann der Wirkungsgrad wesentlich erhöht werden. β (Abb. 3-4a) ist im Arbeitsbereich des StirliQ-Motors hoch. Dagegen sinkt die Kompressibilität des Arbeitsmediums in diesem Bereich (Abb. 3-4b).

⁷ Han, S., Yu, C.C., 2012. Widom line and noise-power spectral analysis of a supercritical fluid. Physical Review 85, [Link](#)
⁸ Imre, A., Ramboz, C., Kraska, T., Deiters, U.K., 2015. Anomalous fluid properties of carbon dioxide in the supercritical region – Application to geological CO₂ storage and related hazards. Environmental Earth Sciences, Springer, 2015, 73, 4373-4384, [Link](#)
⁹ Kim, S., Johnston, K.P., 1987. Clustering in supercritical fluid mixtures. AIChE Journal, 33 (10), 1603-1611, [Link](#)
¹⁰ Mattar, L., Brar, G.S., Aziz, K., 1975. Compressibility of Natural Gases. The Journal of Canadian Petroleum Technology 14 (4), [Link](#)

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

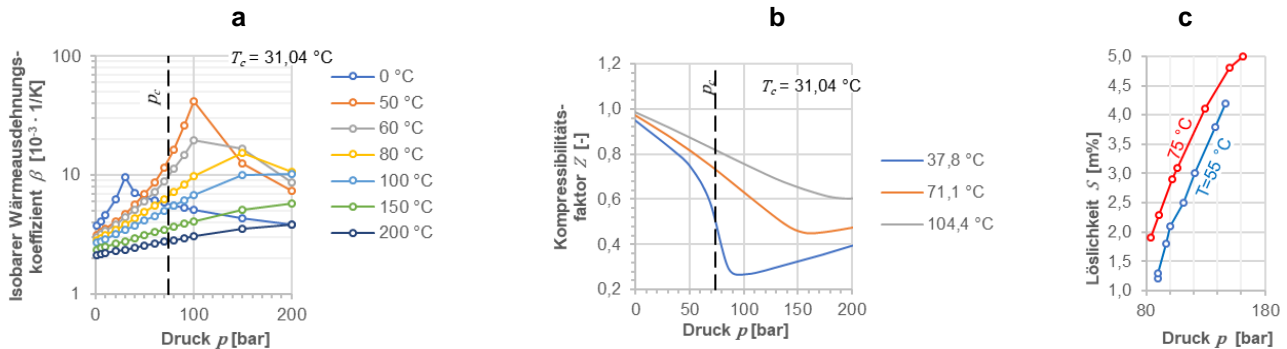


Abb. 3-4: β^{11} (a) und Z^{12} (b) von CO₂ in Abhängigkeit von Temperatur und Druck; Löslichkeit von Öl (Jiangsu-Öl) in überkritischem CO₂¹³ (c)

Um die Standzeitprobleme eines klassischen Stirling-Motors zu vermeiden, muss die Kompressibilität des Arbeitsmediums beim Arbeitspunkt ein Minimum erreichen (vgl. Abb. 3-4b) was eine minimale Kolbenhubgeschwindigkeit zur Folge hat (je inkompressibler das Arbeitsmedium ist, desto kürzer wird der Kolbenweg für die Übertragung der gleichen Leistung). Diese Eigenschaft würden flüssige Arbeitsmedien zwar erfüllen, doch diese haben ein kleines Verhältnis zwischen β und der spezifischen Wärmekapazität (überkritisches CO₂: $\beta/c_p > 10^{-3} [kg/K]$, flüssiges Wasser: $\beta/c_p < 2 \cdot 10^{-4} [kg/K]$), was eine hohe Wärmestromdichte in Relation zur erzeugten Volumenänderungsarbeit zur Folge hätte. Es wären große und unwirtschaftliche Apparate notwendig. Diese Zusammenhänge wurden bereits in der oben erwähnten Machbarkeitsstudie erörtert und mittels Prozesssimulation bestätigt.

Um die bekannten Standzeitprobleme des Stirling-Motors zu überwinden und die erforderliche Wärmestromdichte eines Flüssigmediums zu reduzieren, führte der Ansatz mit einem überkritischen Fluid als Arbeitsmedium zum Erfolg. Überkritische Gase (Supercritical Fluids, SF) sind dichte Gase oberhalb des kritischen Drucks. Sowohl der kritische Druck als auch die kritische Temperatur sind überschritten. Diese Gase können durch die Erhöhung des Drucks nicht verflüssigt werden (vgl. dazu das p-T-Diagramm in Abb. 3-5 für CO₂).

¹¹ Verein Deutscher Ingenieure, 2006. VDI Wärmeatlas 2006. Springer Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-540-25504-8

¹² Adisoemarta, P., Frailey S.M., 2004. Measurement of Z-factors for carbon dioxide sequestration. AIChE Annual Meeting, Austin, USA, 7. – 12. November 2004. [Link](#)

¹³ Liu, Z.M., Yang, G.Y., Lu, Y., Han, B.X., Yan, H.K., 1999. Phase equilibria of the CO₂-Jiangsu crude oil system and precipitation of heavy components induced by supercritical CO₂. Journal of Supercritical Fluids 16, 27-31. [Link](#)

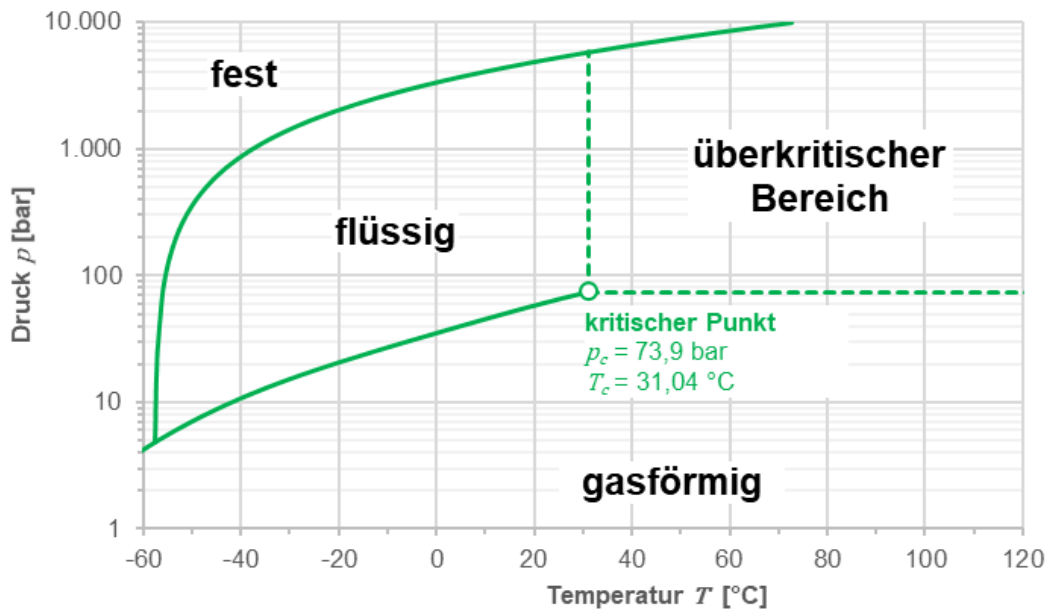


Abb. 3-5: p - T -Diagramm von CO₂¹⁴

Überkritische Gase sind stets einphasig. Eine Phasengrenze kann erst beobachtet werden, wenn das überkritische Gas mit einem beliebigen Stoff gesättigt ist und weitere Mengen dieses Stoffes zugegeben werden. Trotz der dann auftretenden Zweiphasigkeit wird in diesen Fällen von überkritischen Gasen gesprochen, wobei zwischen der „Gasphase“ und der „Flüssigphase“, also Flüssigkeit mit gelöstem Gas, unterschieden wird. Diese Übersättigung wird bei der Stirling-Technologie zur Schmierung des Arbeitskolbens sowie zur Erhöhung der Apparatedichtheit ausgenutzt. Diese zwei Phasen können durch Erhöhung von Druck und Temperatur wieder in die Einphasigkeit gebracht werden (vgl. Abb. 3-4c), was aufgrund der Schmierfunktion bei der Stirling-Technologie im Betrieb unterbleiben muss.

Die Prozessbedingungen im Expansionsraum (p und T) bestimmen die Kompressibilität, β , die Viskosität, den Wärmeleitkoeffizienten sowie c_p . Vor allem der Druck im Expansionsraum (Temperatur wird durch die Wärmequelle vorgegeben) ermöglicht die stufenlose Optimierung des Arbeitsmediums hinsichtlich dessen Eigenschaften. Die langsame Kolbenhubgeschwindigkeit bedingt durch die geringe Kompressibilität des Arbeitsmediums ermöglicht eine Kolbenführung im Ölbad, wodurch der Stirling-Motor praktisch verschleißfrei arbeiten kann und relevante Dichtungsspalte ausschließlich Flüssigkeitsdichtheit aufweisen müssen.

Durch den Einsatz von überkritischen Arbeitsmedien können die positiven Auswirkungen von Realgas-Effekten ausgeschöpft werden, so wie die Abnahme von c_p bei höheren Drücken (siehe Abb. 3-6 anhand von überkritischem CO₂) oder die sehr hohe reziproke isotherme Kompressibilität $(dp/dp)_T$ (siehe Abb. 3-4b).

¹⁴ Witkowski, A., Majkut, M., 2012. The impact of CO₂ compression systems on the compressor power required for a pulverized coal-fired power plant in post-combustion carbon dioxide sequestration. The Archive of Mechanical Engineering, Volume 59(3), pp. 343-360.

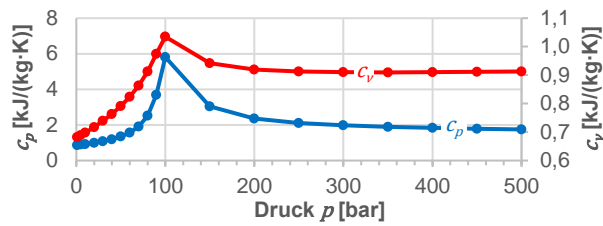


Abb. 3-6: Spezifische Wärmekapazität c_p und c_v von CO_2 in Abhängigkeit vom Druck¹¹

Diese Effekte sind in der Nähe des kritischen Punktes ausgeprägter. Der Wirkungsgrad sinkt jedoch bei reduzierten Drücken $p_r > 1$ auf Grund von thermodynamischen Verlusten im Regenerator (Invernizzi 2010) wie in Abb. 3-7b und Abb. 3-8a zu erkennen ist. Da der Regenerator nicht ideal arbeitet, besteht eine minimale Temperaturdifferenz welche größer Null ist. Daher kann ε_H als Indikator für den Regeneratorwirkungsgrad verwendet werden. Bei einer weiteren Erhöhung des maximalen Systemdruckes p_{max} verlieren diese Verluste aber an Bedeutung und der Wirkungsgrad steigt wieder. Dies kann durch den Leistungsparameter W^* beschrieben werden (Gl. 3-2).¹⁵

$$W^* = \frac{W}{p_{max} \cdot V_T} \tag{Gl. 3-2}$$

In Gl. 3-2 ist W die Arbeit eines Zyklus in Joule. V_T ist das Gesamtvolumen und wird im Falle einer Zweikolbenmaschine folgendermaßen berechnet: $V_T = V_{clc} + V_{swc} + V_K + V_R + V_H + V_{cle} + V_{swe}$ (V_{clc} ...Kompression-Totvolumen, V_{swc} ...Kompression-Hubvolumen, V_K ...Vol. des Kühlers, V_R ...Vol. des Regenerators, V_H ...Vol. des Erhitzers, V_{cle} ...Expansion-Totvolumen, V_{swe} ...Expansion-Hubvolumen)

Während der Leistungsparameter W^* bei der Verwendung von idealen Gasen beinahe druckunabhängig ist, und bei ungefähr 0,035 liegt, kann dieser bei der Verwendung von Gasen (z.B. CO_2 , C_2H_6), welche bei der kritischen Temperatur T_c einen hohen Realgasfaktor besitzen, enorm gesteigert werden. Bei überkritischen Arbeitsmedien kann W^* , unter optimalen Betriebsbedingungen, bis 1,1 angehoben werden, was einer Steigerung von etwa 200 % gleichkommt. Das führt zu den optimalen Betriebsbedingungen von $T_{min} \approx T_c$ und $p_{max} \approx (5,5 \text{ bis } 6) \cdot p_c$. In Abb. 3-7a sind diese Zusammenhänge abgebildet.

Die Druckabhängigkeit der Wärmekapazität ist für den guten Prozesswirkungsgrad verantwortlich (vgl. dazu Abb. 3-6), während die sehr hohe reziproke isotherme Kompressibilität $(dp/dp)_T$ der Grund für den hohen W^* ist.

¹⁵ Invernizzi, C.M., 2010. Stirling engines using working fluids with strong real gas effects. Applied Thermal Engineering 30, 1703-1710, [Link](#)
Seite 13 von 102

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

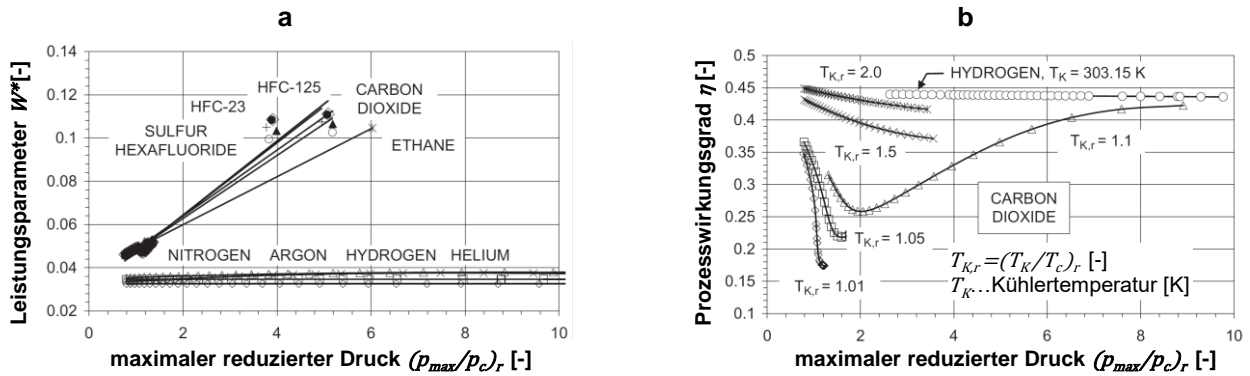


Abb. 3-7: Effekt der Steigerung des maximalen Arbeitsdruckes auf W^* (a) und den Prozesswirkungsgrad η (b) am Beispiel einiger verschiedener Arbeitsmedien

In Abb. 3-8b ist der StirlingQ-Kreisprozess in einem dimensionslosen pV -Diagramm für CO_2 aufgetragen. Vor allem der Kreisprozess (1) mit einem hohen Prozessdruck hat enorme Vorteile gegenüber einem Prozess mit H_2 . Während der Prozesswirkungsgrad für beide Prozesse ähnlich ist ($\eta \approx 0,45$), ist der Leistungsparameter W^* vom H_2 -Prozess mit 0,035 deutlich niedriger.¹⁵

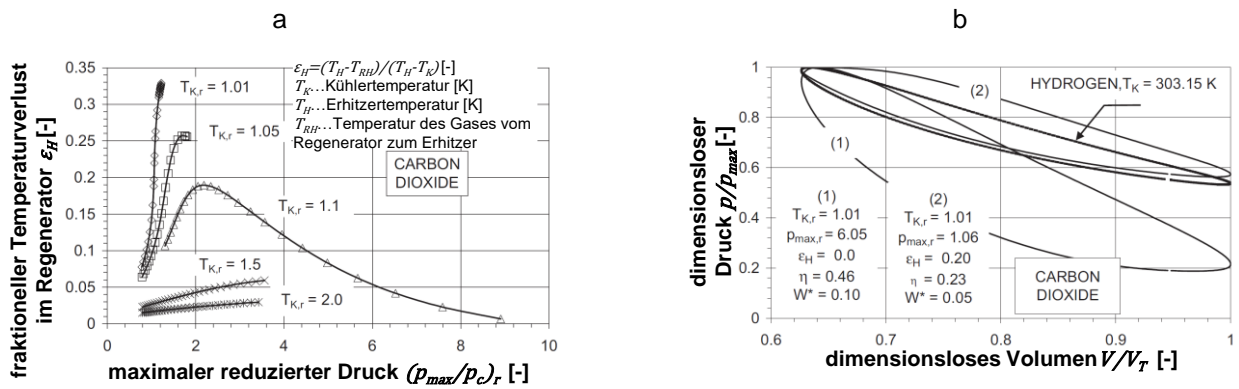


Abb. 3-8: Effekt der Steigerung des maximalen Arbeitsdruckes auf den fraktionierten Temperaturverlust im Regenerator ϵ_H für CO_2 ¹⁵ (a); Stirling-Kreisprozesse im dimensionslosen pV -Diagramm für CO_2 und H_2 ¹⁵ (b)

Im Gegensatz zu bereits intensiv untersuchten KWK-Konzepten mit Stirling-Motoren hat der hier entwickelte Liquid-Expansion-Generator keine Standzeitprobleme, wobei die mechanischen Verluste nur ca. 2 % der Generatorwirkungsgrade betragen. Dies resultiert aus einer gänzlich unterschiedlichen Arbeitsweise zwischen Stirling-Motor und StirlingQ-Motor. Der StirlingQ-Motor ist daher im Verhältnis zu Vergleichstechnologien besonders effizient, da langsame Kolbenbewegungen im Ölbad in Verbindung mit einem überkritischen Fluid als Arbeits- und Schmiermedium nur geringe Verluste verursachen.

Praktisch verschleißfreier Betrieb im Ölbad: Die üblichen Stirling-Motoren arbeiten im Motorteil völlig trocken d.h. es gibt keinen Ölnebel im Arbeitsgas. Der Grund für den vollkommenen Trockenlauf ist die Rußbildung auf den Erhitzerflächen was wiederum die Wärmeübertragung massiv beeinflusst. Durch relativ teure Stopfbuchsen auf dem Arbeitskolben hält man den Arbeitsraum trocken. Bei der StirlingQ-Technologie ist die Oberflächentemperatur (max. 100 °C) am Erhitzer so niedrig, dass es zu keiner Rußbildung kommen kann. Dadurch darf wieder Ölnebel in den Arbeitsraum gelangen. Da nun Öl im Arbeitsraum vorliegt und dieses sich in den Dichtungsspalten sammelt, müssen die Dichtungsspalte nur flüssigkeitsdicht sein. Dies und langsame Kolbenhubgeschwindigkeit, bedingt durch die geringe

Kompressibilität des Arbeitsmediums, ermöglicht eine Kolbenführung im Ölbad, wodurch der *StirliQ*-Motor praktisch verschleißfrei arbeiten kann und relevante Dichtungsspalte ausschließlich Flüssigkeitsdichtheit aufweisen müssen. Für die Gewährleistung der Schmierung muss Druck und Temperatur im Arbeitsraum angepasst werden (vgl. Abb. 3-5b), so dass das überkritische Arbeitsmedium mit dem Öl übersättigt ist und dieses in der flüssigen Phase im Arbeitsraum vorliegt. Inwiefern ein Ölkreislauf mit Ölrückführung erforderlich ist, muss im vorliegenden Projekt untersucht werden. Die Querkräfte, die durch die Schiefstellung am Pleuel entstehen, sollen durch einen Anlenkhebel minimiert werden.¹⁶ Teflonbandagen am Arbeitskolben übernehmen die restlichen Querkräfte.

3.1.2.2 Vorauslegung des *StirliQ*-Motors

Im Rahmen der Machbarkeitsstudie konnte bereits ein theoretischer Arbeitspunkt für die *StirliQ*-Technologie auf Basis von CO₂ gefunden werden und mittels Simulation (Aspen Hysis™) die prinzipielle Funktionsweise bestätigt werden (eine Verbesserung dazu soll im vorliegenden Projekt erforscht werden). Im Zuge der Machbarkeitsstudie wurden auf Basis der Technologiebeschreibung und des Arbeitsmediums (CO₂) die Prozessbedingungen für die *StirliQ*-Technologie vordefiniert (vgl. Tab. 3-1). Dabei wurde auf Basis von p und T eine Ausdehnung des Mediums berechnet. Dies stellt den Hubraum des Arbeitszylinders dar. Das Arbeitsvolumen ist das Volumen des Arbeitsmediums vor der Expansion.

Tab. 3-1: Prozessbedingungen der *StirliQ*-Technologie laut der Machbarkeitsstudie

T_kalt_AM [°C]	T_warm_AM [°C]	Arbeitsvol. [l]	Zykluszeit [min]	Hubraum [l]	T_kalt_KM [°C]	T_warm_WQ [°C]
50	70	20	1	5,5	30	90

Auf Basis der erarbeiteten Prozessbedingungen erfolgte auch eine Bilanzierung des *StirliQ*-Kreisprozesses. Die Bilanzierung stellt in weiterer Folge eine Grundlage für die Konzeptionierung des Expansionsapparates dar. In Abb. 3-9 ist dazu der Kreisprozess im p-v-Diagramm am Beispiel von überkritischem CO₂ zu sehen.

¹⁶ www.sterling-und-mehr.de, abgerufen am 29.06.2022

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

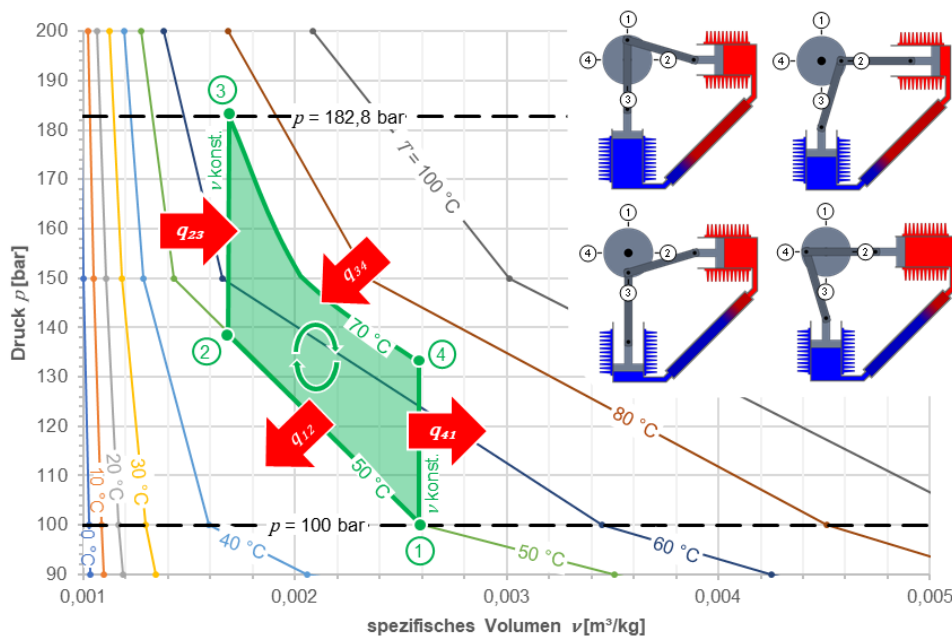


Abb. 3-9: StirlingQ-Kreisprozesses im p-v-Diagramm

Die abgegebene technische spezifische Arbeit w_t ist die umschlossene Fläche im $p-v$ -Diagramm. Die zu- oder abgeführte Wärmemenge bzw. die spezifische Volumenänderungsarbeit der einzelnen Prozessschritte können den Gleichungen Gl. 3-3 bis Gl. 3-6 entnommen werden. w_t wird nach Gl. 3-7 berechnet.

$$q_{12} = w_{zu} = R \cdot T_{12} \cdot \ln \frac{v_1}{v_2} \quad \text{Gl. 3-3} \quad q_{23} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad \text{Gl. 3-4}$$

$$q_{34} = w_{ab} = R \cdot T_{34} \cdot \ln \frac{v_4}{v_3} \quad \text{Gl. 3-5} \quad q_{41} = c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad \text{Gl. 3-6}$$

$$w_t = q_{34} - |q_{12}| \quad \text{Gl. 3-7}$$

In Abb. 3-10 ist der gleiche StirlingQ-Kreisprozess für CO₂ im T-s-Diagramm zu sehen.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

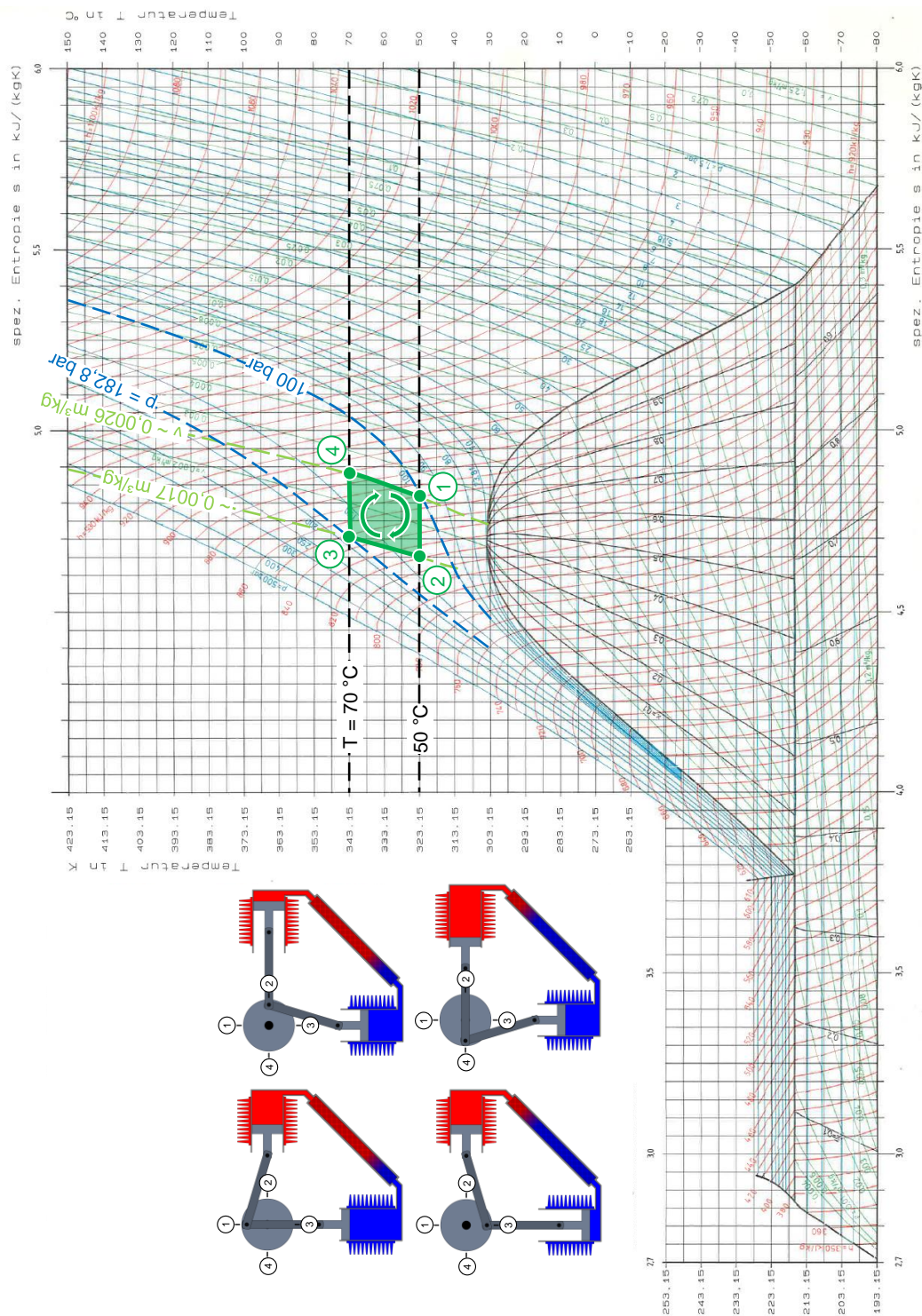


Abb. 3-10: Stirling-Kreisprozess mit CO₂ als Arbeitsmedium im T-s-Diagramm

In Abb. 3-11 werden die Ergebnisse der Bilanzierung und ein Ausschnitt der Simulation dieses Stirling-Kreisprozesses in Aspen Hysis™ gezeigt. Es wurde ein Stirling-Motor mit einer Wellenleistung von etwa 1 kW untersucht. Für die angenommenen Temperaturverhältnisse (90 und 28 °C) beträgt der Carnot-Wirkungsgrad 17,07 %. Laut der Simulation kann mit dieser Technologie ein elektrischer Wirkungsgrad von 12,30 % (72,05 % des Carnot-Wirkungsgrades) erreicht werden. Somit kann diese Technologie mit der ORC-Technologie konkurrieren, welche in diesem Temperaturbereich einen elektrischen Wirkungsgrad von etwa 10 % erreichen kann.³

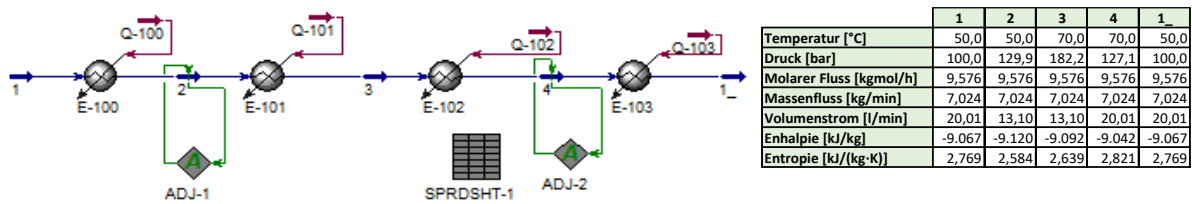


Abb. 3-11: Bilanzierungsergebnisse des Stirling-Prozesses in Aspen Hysys™

Die Ergebnisse der Bilanzierung sind noch einmal in Tab. 3-2 aufgelistet.

Tab. 3-2: Ergebnisübersicht der Bilanzierung des Stirling-Prozesses

Wärmeleistung [kW]	\dot{V}_{kalt} [l/min]	\dot{V}_{warm} [l/min]	ΔV eines Arbeitszykluses bei konst. p [l]	p_{min} [bar]	p_{max} [bar]	Leistung [kW]	el. Wirkungsgrad [%]
2,941	20	26,9	6,9	100	182,2	0,362	12,3

Wie aus den bisher verfügbaren Ergebnissen ersichtlich ist, sind die Ergebnisse sehr vielversprechend. Der langsame Kolbenhub und das überkritische Arbeitsmedium ermöglichen bereits bei einem niedrigen Temperaturniveau wesentlich höhere Wirkungsgrade als Vergleichstechnologien. Weiters ist die Technologie sehr einfach und günstig realisierbar sowie besonders wartungsfrei.

3.1.3 Generatortechnik

Dieses Kapitel nimmt verstärkt Bezug auf Windkraftanlagen, bei der die Generatoren ähnliche Einsatzbedingungen vorfinden. Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten der Getriebeauslegung. Im ersten Fall wird nur eine kleine Übersetzung eingebaut, oder überhaupt kein Getriebe. Das führt dazu, dass der Generator mit einer niedrigen Drehzahl aber mit einem hohen Drehmoment arbeiten muss. Je geringer die Drehzahl des Generators ist, desto mehr Polpaare müssen vorhanden sein, um Wechselstrom mit einer Frequenz von 50 Hz zu liefern. Die Schwankung des Drehmoments wird dabei noch nicht berücksichtigt. Die große Anzahl an Polpaaren führt zu großen Generatordurchmessern. Langsamlaufende Vielpolgeneratoren werden in Kombination mit Wasserturbinen eingesetzt. Bei Windrädern zum Vergleich wird diese Technik kaum eingesetzt

Im zweiten Fall wird die Drehzahl des Stirling-Motors mit einem Getriebe erheblich erhöht. In der Windkrafttechnik werden bei kleineren Leistungen (einige hundert KW) Riemen- oder Kettengetriebe eingesetzt.¹⁷ In der Windkrafttechnik werden vorwiegend dreistufige Getriebe vorgesehen. Beim Stirling-Motor sind die Drehzahlen aber noch geringer, dass sicher von einem vierstufigen Getriebe ausgegangen werden kann. Bei Kettengetrieben können mit einer Stufe bei kleinen Kettengeschwindigkeiten zum Beispiel nur Übersetzungen von 10 erreicht werden.¹⁸

Bedenken hinsichtlich der Lebensdauer der komplexen, mehrstufigen Getriebe einerseits und die hohen Kosten für einen direkt angetriebenen Generator andererseits, haben eine zunehmende Anzahl von Herstellern in der Windkrafttechnik dazu bewogen, eine Kompromisslösung zwischen beiden Extremen zu suchen. Diese besteht in einer sogenannten „mittelschnellaufenden“ Kombination von Getriebe und Generator. Diese Konzeption vermeidet den Einbau eines dreistufigen Getriebes. Der elektrische Generator wird über ein leichteres und einfacheres, zwei- oder einstufiges Getriebe angetrieben.

¹⁷ Kernforschungsanlage Jülich GmbH, 1981. Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen. [Link](#)

¹⁸ Wittel, H., et al., 2017. Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung (23. Auflage), 685

Allerdings läuft dann der Generator mit einer niedrigeren Drehzahl als der synchronen Drehzahl für das Netz und muss entsprechend auch mit einem höheren Drehmoment ausgelegt werden. Das Drehzahlniveau für den Generator beträgt in der Regel (in der Windkrafttechnik) 400 bis 500 U/min bei einem zweistufigen und bei ca. 150 U/min bei einem einstufigen Getriebe. Der Generator wird allerdings schwerer und teurer als ein schnellaufender Generator.

Getriebelose Enercon-Windkraftanlagen verfügen zum Beispiel über einen direkt vom Rotor angetriebenen „Vielpol-“ oder „Ringgenerator“ mit konventioneller elektrischer Erregung. Der Synchrongenerator wird mit einem nachgeschalteten Frequenzumrichter, der einen Gleichstrom-Zwischenkreis enthält, mit dem Netz verbunden. Damit braucht der Generator nicht auf die Netzfrequenz von 50 Hz ausgelegt werden, so dass die erforderliche Polzahl und damit der Durchmesser des Generatorsystems in erträglichen Grenzen bleibt.

Die Nachteile, speziell dieser getriebelosen Bauart mit elektrischem erregten Ringgenerator, sind aber nicht zu übersehen. Der elektrische Generator ist eine aufwendige Sonderentwicklung. Sein hohes Gewicht und der vergleichsweise große Durchmesser führen insgesamt zu Anlagengewichten, die deutlich höher liegen als bei konventionellen Getriebeanlagen.

Die getriebelose Bauart hat in den letzten Jahren durch den Einsatz von Generatoren mit Permanentmagnet-Erregung weiteren Vorschub bekommen. Generatoren mit Permanentmagneten sind heute kostengünstiger als noch vor Jahren und wesentlich kompakter in ihren Abmessungen als der elektrisch erregte Ringgenerator.

3.1.3.1 Drehzahlfeste Generatoren mit direkter Netzkopplung

a) Synchrongenerator mit direkter Netzkopplung

Die direkte Ankopplung eines Synchrongenerators an ein frequenzstarres Netz stellt vom Standpunkt des dynamischen Verhaltens am Netz den „härtesten“ Fall dar und ist insofern ein Extremfall unter den technischen Möglichkeiten.

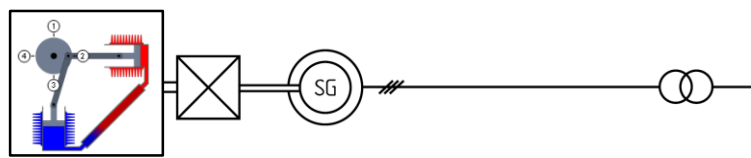


Abb. 3-12: Synchrongenerator mit direkter Netzkopplung

Die Vorteile dieser Lösung liegen in ihrer Einfachheit und der Verträglichkeit mit der heute üblichen Generatortechnik für die Speisung von Drehstromnetzen. Darüber hinaus kann über die Gleichstromerregung des Läufers die Blindleistung sehr einfach geregelt werden. Der Inselbetrieb eines Synchrongenerators ist ohne zusätzliche Einrichtungen (Kompensation) möglich. Diesen Vorzügen stehen jedoch eine Reihe schwerwiegender Nachteile gegenüber. Zum Ausgleich der dynamischen Belastungen des Generators durch den Rotor des StirliQ-Motors sind nur sehr geringe Polradwinkel möglich. Bei großen Laststößen besteht die Gefahr des Kippens. Als Reaktion selbst auf kleinere Lastspitzen (z.B. Netzfrequenzschwankungen) neigt der Synchrongenerator zu Schwingungen, die nur sehr schwach gedämpft sind.

Im Schwingungsverhalten der Anlage müssen die Eigenfrequenzen „Generator-Netz“ unbedingt berücksichtigt werden. Darüber hinaus ergeben sich Schwierigkeiten bei der Netzsynchronisierung, so

dass aufwendige automatische Synchronisierungseinrichtungen erforderlich sind. Die Härte der direkten Netzkopplung bedingt eine stark ungleichmäßige Leistungsabgabe der Anlage. Jede Schwankung der vom Rotor aufgenommenen Leistung wird ungeglättet in das Netz weitergegeben.

Neben dem schwierigen Betriebsverhalten äußert sich die direkte Netzkopplung eines Synchrongenerators in hohen dynamischen Belastungen für den mechanischen Triebstrang. Der Einsatz eines Synchrongenerators ist deshalb nur mit einer konstruktiv aufwendigen Elastizität und Dämpfung im mechanischen Triebstrang erfolgreich zu verwirklichen. Torsionselastisch aufgehängte Getriebe oder besser noch hydrodynamische Kupplungen sind dazu erforderlich. Angesichts der Fortschritte der drehzahlvariablen Generatorsysteme ist die direkte Netzkopplung eines Synchrongenerators heute keine ernsthafte technische Alternative mehr.

b) Asynchrongenerator mit direkter Netzkopplung

Kleine Asynchrongeneratoren verfügen über vergleichsweise hohe Nennschlupfwerte, womit die Härte der Netzankopplung gemildert wird. Ein Asynchrongenerator mit kleiner Leistung kann deshalb ohne aufwendige Synchronisierungsmaßnahmen im Bereich seiner Synchrondrehzahl unerregt auf das Netz geschaltet werden.

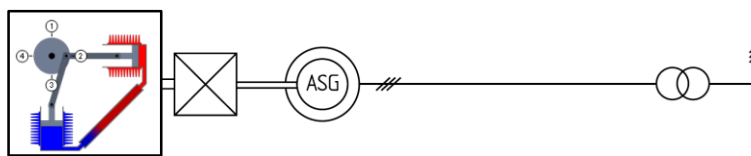


Abb. 3-13: Asynchrongenerator mit direkter Netzkopplung

Bei größeren Asynchrongeneratoren ohne besondere Vorrichtungen ist der „Netzaufschaltstoß“ jedoch in den meisten Fällen unerwünscht. Die neueren Anlagen verfügen deshalb über eine sog. Sanftaufschaltung. Nach Erreichen der Synchrondrehzahl des Generators wird dieser zunächst über einen Thyristorsteller mit einer Phasenanschnittsteuerung zugeschaltet. Diese begrenzt den Anlaufstrom auf etwa das 1,5-fache des Nennstroms. Erst nach 1 bis 2 Sekunden wird der Thyristorsteller durch das Netzschütz überbrückt. Die Phasenanschnittsteuerung verursacht allerdings kurzzeitig eine relativ starke Oberwelle der 5. Ordnung.

Der Blindleistungsbedarf eines Asynchrongenerators ist leistungsabhängig. Von einem für den Leerlauf notwendigen Magnetisierungsstrom steigt der Blindstrom mit zunehmender Wirkleistung an. Entsprechend den Erfordernissen sind deshalb verschiedene Stufen für eine mehr oder weniger vollständige Blindleistungskompensation notwendig. Die fest angeschlossenen Grunderregerkapazitäten (Kondensatoren) können nur eine statische Kompensation für einen oder mehrere Betriebspunkte leisten. Die Differenzbeträge müssen aus dem Netz bezogen werden.

Soll der Blindleistungsbedarf so gering wie möglich gehalten werden, können mit einer sogenannten Leerlaufkompensation weitere Verbesserungen erzielt werden. In besonderen Fällen (Inselbetrieb) ist der Einsatz eines rotierenden Phasenschiebers - einer Synchronmaschine mit Spannungs- bzw. Blindleistungsregelung - möglich.

Die Verwendung von direkt netzgekoppelten Asynchrongeneratoren ist bei großen Anlagen im Megawatt-Leistungsbereich heute nichtmehr üblich. Große Asynchrongeneratoren werden zugunsten eines hohen Wirkungsgrades für geringen Nennschlupf ausgelegt.

Ein solcher Generator verhält sich hinsichtlich seiner Netzankoppelung nicht viel anders als ein Synchrongenerator. Leistungsschwankungen werden fast genauso ungeglättet an das Netz weitergegeben wie beim Synchrongenerator. Das Schwingungsverhalten ist zwar unproblematischer, die dynamischen Belastungen für die Anlage sind jedoch ebenfalls hoch.

Eine Verbesserung ist nur über einen höheren Nennschlupf zu erreichen. Dieser steht allerdings im Konflikt zum Wirkungsgrad, dem Generatorgewicht und den Kosten. Dennoch steht der Nennschlupf des Asynchrongenerators bis zu einem gewissen Maß zur technischen Disposition. Eine Vergrößerung des Schlupfes ist auf verschiedenen Wegen möglich. Die naheliegende Möglichkeit ist die Auslegung des Läufers auf höhere Schlupfwerte.

Ein Nachteil von Asynchrongeneratoren mit höherem Schlupf, der nicht übersehen werden darf, ist das Problem der Wärmeabfuhr. Die Generatorkühlung und damit die gesamte Kühlluftführung im Maschinenhaus muss auf einen höheren Luftdurchsatz ausgelegt werden.

c) Asynchrongenerator mit variablem Schlupf

Der Schlupf des Asynchrongenerators bietet auch die Möglichkeit, eine größere Drehzahlnachgiebigkeit zu realisieren. Dazu werden externe Widerstände in den Läuferstromkreis geschaltet. Normalerweise ist hierzu ein Schleifringläufer notwendig. Die externen Widerstände werden nur bei höherer Belastung zugeschaltet, um den gewünschten Schlupf zu bewirken. Die Verwendung von externen Widerständen schafft außerdem etwas einfachere Verhältnisse für die Generatorkühlung.

Die neueren Anlagen der Firma Vestas verfügen zum Beispiel über eine derartige dynamische Schlupfregelung, die unter der Bezeichnung „Optislip“ angeboten wird (Abb. 3-14). In den Läuferkreis des Asynchrongenerators werden die Widerstände „sanft“ aufgeschaltet und so bei turbulenten Verhältnissen eine Drehzahlnachgiebigkeit erreicht (ca. 10 %). Als Besonderheit werden mitrotierende Rotorwiderstände einschließlich der Regeleinheit auf der Welle des Generators eingesetzt. Auf diese Weise entfällt die Notwendigkeit eines Schleifringläufers (Bauart Weier).

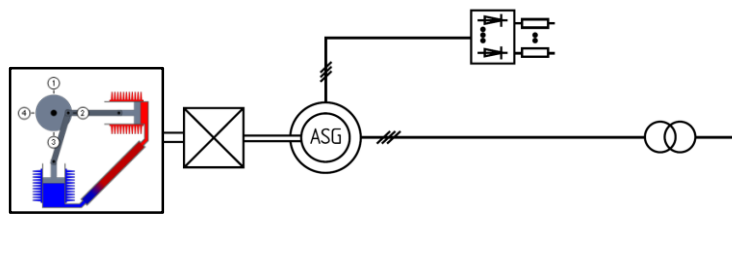


Abb. 3-14: Netzgekoppelter Asynchrongenerator mit externen Widerständen im Läuferkreis zur Schlupfsteuerung

Ganz allgemein stellt sich bei diesen Lösungen jedoch die Frage, ob der hiermit verbundene Bauaufwand nicht so groß wird, dass der Einsatz eines drehzahlvariablen Generators mit Frequenzumrichter die wirtschaftlichere Lösung darstellt. Außerdem ist der Leistungsverlust zu beachten. Der durchschnittliche elektrische Wirkungsgradverlust im Betrieb ist zwar deutlich geringer als im Maximalpunkt, aber dennoch im Bereich von durchschnittlich 2 bis 3 %.

d) Drehzahlgestufte Generatorsysteme

Zur besseren Anpassung der Stirlinq-Motordrehzahl an die vorhandene Wärmeleistung kann die Abstufung der Motordrehzahl ins Auge gefasst werden. Im Allgemeinen wird man zwei feste Drehzahlen wählen, von

denen die niedrigere bei Teillastzuständen, also bei geringeren Wärmeleistungen gefahren wird. Diese Drehzahlstufung ist zwar kein Ersatz für eine Drehzahlvariabilität, da sie im Gegensatz zu dieser keine Verbesserung der dynamischen Eigenschaften einschließt. Andererseits kann die Energielieferung des Motors auch mit zwei festen Drehzahlen etwas erhöht und die Geräuschemission im Teillastbetrieb verringert werden. Zur Realisierung einer abgestuften Motordrehzahl stehen auf der elektrischen Seite verschiedene Möglichkeiten offen.

Doppelgenerator

Ältere Windkraftanlagen sind oftmals mit zwei Generatoren ausgerüstet, von denen der kleinere mit niedrigerer Drehzahl bei geringeren Windgeschwindigkeiten zum Einsatz kommt. Man erreicht damit neben der günstigeren Rotordrehzahl eine Verbesserung des elektrischen Wirkungsgrades bei Teillast und einen günstigeren Leistungsfaktor aufgrund des geringeren Blindleistungsbedarfs des kleineren Generators. Um den schlechten Wirkungsgrad des vergleichsweise großen Generators bei Teillast nicht hinnehmen zu müssen, wird ein zweiter, kleinerer Generator hinzugefügt.

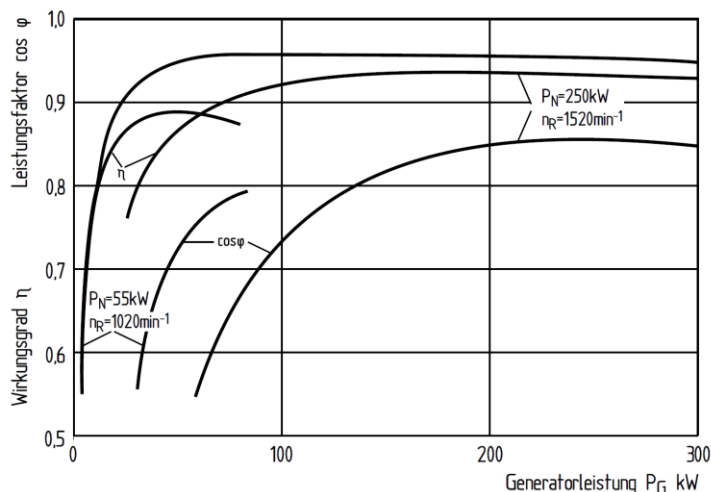


Abb. 3-15: Elektrischer Wirkungsgrad und Leistungsfaktor mit zwei Asynchrongeneratoren¹⁹

Nachteilig ist natürlich der höhere Aufwand, nicht nur für die zwei Generatoren und das aufwendigere Getriebe, sondern auch im Hinblick auf Regelung und Betriebsführung. Für größere aerodynamisch regelbare Anlagen ist der Einsatz von zwei Generatoren allenfalls zu rechtfertigen, wenn schwierige Inselnetzsituationen zu bewältigen sind. Bei Anlagen im Megawatt-Leistungsbereich ist weder der Abfall des Teillastwirkungsgrades so gravierend noch der Blindleistungsbedarf im Verhältnis so ungünstig, dass sich der Aufwand für einen Doppelgenerator lohnen dürfte.

Polumschaltbarer Generator

Eine prinzipiell einfache Lösung ist die Verwendung eines polumschaltbaren Asynchrongenerators. Diese Generatoren besitzen zwei elektrisch voneinander getrennte Wicklungen im Stator mit unterschiedlichen Polzahlen. Üblich sind Paarungen von 4 und 6 Polen oder 6 und 8 Polen. Entsprechend verhält sich die Drehzahlstufung 66,66 % zu 100 % oder 75 % zu 100 %. Diese Generatoren sind deutlich teurer, außerdem liegt der Wirkungsgrad im Betrieb mit der niedrigeren Drehzahl etwas niedriger (Abb. 3-16). Die

¹⁹ Petersen, H.: The 29.3 m-Diameter Danish Wind Turbine for Two-Speed Operation, Rated at 265/60 kW: Fourth International Symposium on Wind Energy Systems, 21.–24. September 1982, Stockholm

Vorteile eines drehzahlgestuften Betriebs sind deshalb auch mit polumschaltbaren Generatoren nicht in jedem Fall überzeugend.

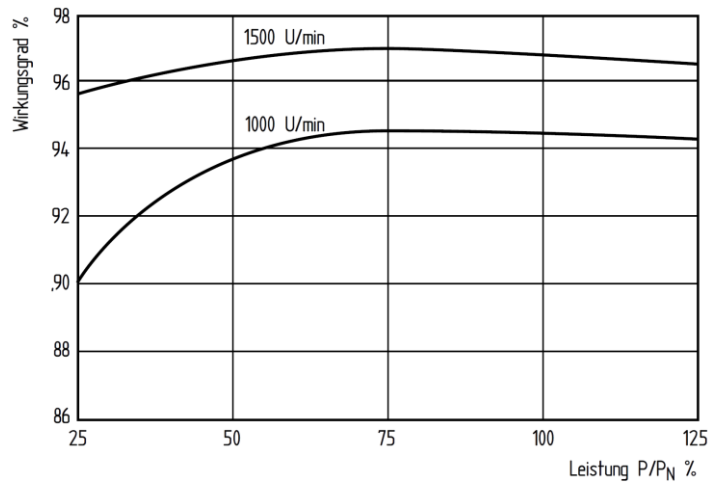


Abb. 3-16: Elektrischer Wirkungsgradverlauf eines polumschaltbaren Asynchrongenerators (Nennleistung 750 kW)²⁰

3.1.3.2 Drehzahlvariable Generatorsysteme mit Frequenzumrichter

Ein regelbarer, drehzahlvariabler Betrieb eines StirliQ-Motors ist nur mit einem elektrischen Generator möglich, der mit einem nachgeschalteten Frequenzumrichter betrieben wird. Ein Wechselstromgenerator, der mit variabler Drehzahl läuft, erzeugt zwangsläufig Wechselstrom von veränderlicher Frequenz. Diese kann nur über einen Frequenzumrichter auf die geforderte konstante Netzfrequenz gebracht werden. Die Konzeption drehzahlvariabler Generator mit Umrichter ermöglicht neben einer erheblichen Verringerung der dynamischen Belastungen eine Betriebsführung des StirliQ-Motors, die dessen spezifischen Eigenarten besser gerecht wird als der drehzahlfeste Betrieb. Für den Einsatz in Windkraftanlagen sind Generator-Umrichter-Systeme grundsätzlich attraktiv und werden in zunehmendem Maße verwendet.

Die konventionelle Generortechnik liefert hierfür wenige Vorbilder. Der Antrieb durch Dampfturbinen oder Dieselmotoren erfordert keine drehzahlvariablen Generatoren. Lediglich für einige besondere Anwendungsfälle sind drehzahlvariable Generatorsysteme in Gebrauch. Auf großen Seeschiffen werden seit etwa einem Jahrzehnt drehzahlvariable Synchrongeneratoren, die von der Schiffswelle angetrieben werden, mit Frequenzumformern eingesetzt.²¹ Die Verwendung dieser „Wellengeneratoren“ auf Schiffen hat vor allem wirtschaftliche Gründe. Wird der Generator von der Schiffswelle und somit vom Hauptdieselmotor des Schiffs angetrieben, so wird die elektrische Energie durch billiges Schweröl erzeugt. Die Drehzahl der Schiffswelle ist aber, vor allem bei Schiffen ohne Verstellschraube, Schwankungen unterworfen, so dass der erzeugte Drehstrom mit variabler Frequenz über einen Frequenzumrichter auf eine konstante Frequenz zur Speisung des Bordnetzes gebracht werden muss.

In der elektrischen Antriebstechnik werden dagegen für vielerlei Zwecke drehzahlvariable regelbare Antriebsmotoren benötigt, die ohne Umrichtertechnik nicht realisierbar sind. Diese Konzeption bildete in

²⁰ Weier Electric GmbH, 2001. Generator Systems for Wind Turbines. Firmenprospekt

²¹ Feustel, J., 1984. A Medium Large Wind Power Plant for the New Diesel-Powered Energy Supply System of Helgoland. European Wind Energy Conference, Hamburg

einigen Fällen den Ausgangspunkt zur Entwicklung der drehzahlvariablen Generatorsysteme für Windkraftanlagen.

Die Realisierung eines drehzahlvariablen Generatorsystems ist sowohl auf der Basis eines Synchrongenerators als auch unter Verwendung eines Asynchrongenerators möglich. Während beim Synchrongenerator der gesamte erzeugte Strom mit einem sog. Vollumrichter umgerichtet werden muss, bietet der Asynchrongenerator neben der Vollumrichtung auch den Schlupf als Ansatzpunkt. Bei gewollt großem Schlupf kann die Verlustenergie (Schlupfleistung) über geeignete Umrichter wieder dem Leistungsfluss aus dem Stator zugeführt bzw. überlagert werden. Damit braucht nur ein Teil der erzeugten elektrischen Leistung über den Frequenzumrichter geschickt werden. Die Realisierung erfordert allerdings einen Schleifringläufer, der mit höheren Kosten und Wartungsaufwand verbunden ist.

Drehzahlvariable Generatorsysteme sind heute für große Windkraftanlagen die bevorzugte Konzeption. Der Frequenzumrichter wird damit für eine Windkraftanlage mit variabler Rotordrehzahl zu einer wesentlichen, systembestimmenden Komponente. Aus diesem Grund ist die Beschäftigung mit einigen grundlegenden Begriffen der Stromrichtertechnik sowie den Eigenschaften der verschiedenen Bauarten von Frequenzumrichtern unerlässlich.

a) Frequenzumrichter

Technologie

Die moderne Umrichtertechnik beruht auf der Verwendung von Halbleiterbauelementen. Diese werden als sogenannte Stromrichterventile benutzt, die den elektrischen Strom nur in einer Richtung durchlassen. Sie werden periodisch abwechselnd in den elektrisch leitenden und nicht leitenden Zustand versetzt und haben daher auch die Funktion von Schaltern. Die Schaltvorgänge laufen sehr schnell, im Mikrosekunden-Bereich ab, da keine mechanischen Vorgänge dazu nötig sind. Im einfachsten Fall erfüllen Dioden die Funktionen eines Stromrichterventiles. Sie sind in einer Richtung dauernd leitfähig und sperren den Strom in der Gegenrichtung. Sie können aber nicht von außen gesteuert werden. Umrichter auf der Basis von einfachen Dioden kommen für größere Leistungen nicht infrage und spielen deshalb in der Leistungselektronik keine Rolle.

Bei steuerbaren Stromrichterventilen, sog. Thyristoren, kann der Zeitpunkt der Leitfähigkeit bestimmt werden. Dieser Vorgang wird als "Zündung" bezeichnet. Thyristoren werden in verschiedenen Bauformen, die über unterschiedliche Steuerungsmöglichkeiten verfügen hergestellt, zum Beispiel als sog. Gate-Turn-Off (GTO) oder Integrated-Gate-Commutated-Transistors (IGCT). Mit der Einführung der Thyristor-Technologie kam der Durchbruch der Umrichtertechnik in der Leistungselektronik für viele Anwendungsbereiche. Auch im Megawatt-Leistungsbereich wurde die Frequenzumrichtung ohne große Verluste möglich.

Die Umrichter älterer Anlagen wurden auf Thyristorbasis verwirklicht. Diese Umrichter benötigen Blindstrom aus dem Netz, so dass entsprechende Kompensationseinrichtungen erforderlich wurden. Auch die erzeugten Oberwellen mussten mit relativ aufwendigen Filtern so weit als möglich unterdrückt werden um die Netzeinspeisung ohne allzu große Probleme zu ermöglichen. Das Problem der Oberwellen bestand insbesondere bei älteren Wechselrichtern, die noch mit einer 6-pulsigen Betriebsweise arbeiteten. Die sog. Pulszahl wird durch die Stromübergänge (Kommutierungen) von einem auf ein anderes Stromrichterventil innerhalb einer Periode bestimmt. Sie ist eine wesentliche Kenngröße von Stromrichterschaltungen. Moderne Umrichter arbeiten mit einer 12-pulsigen Schaltung bei

Drehstromsystemen. Damit wird eine wesentlich bessere Annäherung an die Sinusform des Wechselstroms erreicht und Oberwellen werden weitgehend vermieden.

Die jüngste Entwicklungsstufe der Stromrichtertechnik ist durch die Verwendung von Transistoren gekennzeichnet. Transistoren benötigen praktisch keine Blindleistung und verfügen über noch bessere Schaltmöglichkeiten. Als sog. Insulated-Gate-Bipolar-Transistors, IGBT-Umrichter, repräsentieren sie den heutigen "Stand der Technik". Diese Umrichter haben die GTO-Umrichter praktisch schon verdrängt und sind deshalb auch bei Windkraftanlagen zunehmend zu finden.

Bauarten

Umrichter werden unabhängig von den verwendeten Halbleiterbauelementen in verschiedenen Bauformen realisiert. Sog. Direktumrichter wählen mit Hilfe von Stromrichterventilen bestimmte Spannungsabschnitte aus den drei Phasen aus und setzen diese neu zusammen, so dass daraus eine neue Frequenz entsteht. Diese Bauart ist nur bis zu einem begrenzten Frequenzverhältnis anwendbar und erfordert einen hohen Aufwand an Halbleiterelementen und Steuerungstechnik. Diese Umrichter spielen heute keine Rolle mehr in der Windenergie-technik.

Umrichter mit einem Gleichstromzwischenkreis bestehen aus einem Gleichrichter, der die eingespeiste Frequenz im Gleichstrom umwandelt und einem Wechselrichter der die gewünschte Frequenz erzeugt. Die Frequenzregelung der Wechselrichter auf der Netzseite erfolgt durch die vorgegebene Netzfrequenz (netzgeführte Frequenzumrichter). Im elektrischen Inselbetrieb sind selbstgeführte Frequenzumrichter erforderlich, die allerdings erheblich aufwendiger und teurer sind. Diese Zwischenkreis-Umrichter sind vielfach regelbar und entkoppeln die vom Generator erzeugte Frequenz vollständig von der Netzfrequenz. Für Windkraftanlagen werden deshalb heute fast ausschließlich Umrichter-Systeme mit Gleichstrom- oder Spannungszwischenkreis eingesetzt. Die Frequenzumrichter auf Transistorbasis werden mit einem Spannungszwischenkreis realisiert. Außerdem arbeiten sie mit einem Pulsmodulationsverfahren, namentlich der Pulsweitenmodulation (PWM), womit eine nahezu perfekte Annäherung an die ideale Sinusform der umgeformten Frequenz erreicht wird. IGBT-Umrichter mit Pulsweitenmodulation in 12-pulsiger Ausführung stellen somit die vorläufig letzte Stufe der Umrichtertechnik dar.

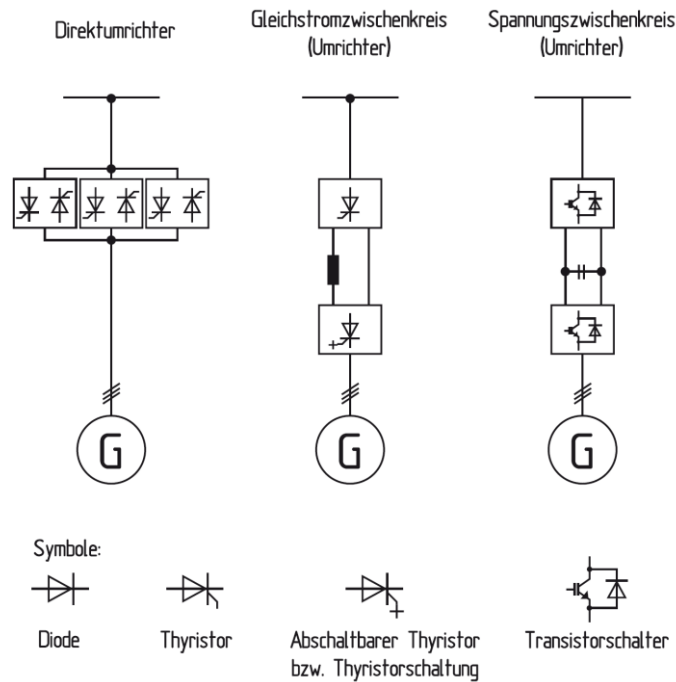


Abb. 3-17: Bauarten von Umrichtersystemen²²

b) Generator mit Vollumrichter

Die konsequenteste Lösung für ein drehzahlvariables Generatorsystem ist die Frequenzumrichtung des gesamten vom Generator erzeugten Stroms mit einem sog. „Vollumrichter“. Dieser arbeitet, wie im vorigen Kapitel dargestellt, in der Regel mit einem Gleichstromzwischenkreis das heißt mit einer Hintereinanderschaltung von Gleich- und Wechselrichter (Abb. 3-18).

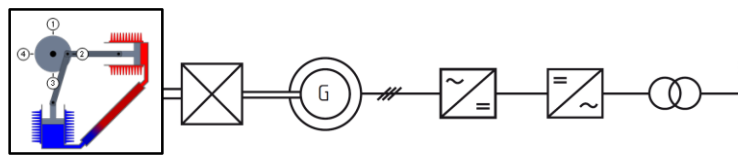


Abb. 3-18: Generator mit Vollumrichter

Mit dieser Konzeption wird ein großer Drehzahlbereich möglich, da der Gleichstromzwischenkreis eine völlige Entkopplung der Rotor- und damit der Generatordrehzahl von der Netzfrequenz bewirkt. Der große Drehzahlbereich gestattet einen effektiven Betrieb des StirliQ-Motors, so dass bei entsprechender Auslegung eine spürbare Erhöhung der Energielieferung erreicht werden kann. Grundsätzlich kann diese Konzeption mit jeder Art von Generator realisiert werden, das heißt mit einem Synchron- oder Asynchrongenerator oder auch mit einem Generator mit elektrischer oder Permanentmagnet-Erregung. Der wesentliche Einwand gegen das System „Generator mit Vollumrichter“ war anfangs, neben den hohen Kosten, der schlechte elektrische Gesamtwirkungsgrad. Weil die gesamte elektrische Leistung über den Umrichter fließt, war der Wirkungsgrad deutlich geringer als bei direkt netzgekoppelten Generatoren. Die moderne Umrichtertechnik hat diesen Einwand jedoch weitgehend gegenstandslos werden lassen. Heute werden Umrichter verwendet, deren Verluste außerordentlich gering sind, so dass der

²² Schörner, J., et. al., 2001. Stand und Entwicklung des Antriebstranges von Windkraftanlagen. Windkraft Journal, 6/2001

Gesamtwirkungsgrad kaum geringer ausfällt als z.B. beim doppelt gespeisten Asynchrongenerator. Auch sind die bei älteren Wechselrichtern störenden Oberwellen mit den pulsweitenmodulierten Wechselrichtern heute fast vollständig eliminiert.

Die Verwendung von Vollumrichtern wird auch durch die in den letzten Jahren gestellten technischen Anforderungen für den Netzparallel im Verbundnetz favorisiert. Insbesondere in Deutschland, mit einer relativ großen Anzahl von Windkraftanlagen im Verbundnetz, steigen die Anforderungen an die Regelbarkeit der Windkraftanlagen, zum Beispiel in Bezug auf den $\cos \phi$, stetig an.

Ein gewisser Nachteil ist jedoch bis heute die höheren Kosten. Da der Umrichter auf die volle Leistung ausgelegt werden muss, im Gegensatz zum „Teilumrichter“ beim doppelt gespeisten Asynchrongenerator, ist ein Generatorsystem mit Vollumrichter teurer.

Synchrongenerator mit Vollumrichter

In den meisten Fällen wird heute ein Synchrongenerator mit einem Vollumrichter kombiniert, insbesondere wenn es sich um einen direkt angetriebenen Generator handelt. Die gute Regelbarkeit des Synchrongenerators bietet auch in der Kombination mit einem Umrichter einige Vorteile, während die problematischen dynamischen Eigenschaften des Synchrongenerators bei direkter Netzkopplung vollständig eliminiert werden.

Die Regelung des Generatormoments erfolgt über die Steuerung des Gleichstromzwischenkreises. Hierbei kann es allerdings zu unerwünschten niederfrequenten Schwebungen im Gleichstromzwischenkreis kommen. Manche Generatoren, zum Beispiel auch die Wellengeneratoren auf Schiffen, verfügen deshalb über Synchrongeneratoren ohne Dämpferwicklung um eine trägheitsärmere Regelung des Systems zu ermöglichen.

Asynchrongenerator mit Vollumrichter

In den letzten Jahren setzen einige Hersteller in der Windkrafttechnik auch Asynchrongeneratoren in Verbindung mit einem Vollumrichter ein. Ein Asynchrongenerator ist kostengünstiger und gilt im Betrieb als besonders robust. Die etwas eingeschränkten Regelungsmöglichkeiten können durch eine entsprechende Auslegung des Umrichters ausgeglichen werden, so dass die heutigen Netzanforderungen auch damit erfüllbar sind. Allerdings muss der Asynchrongenerator über eine spezielle Vorrichtung verfügen, um seine Erregung zu ermöglichen, da er nicht mehr direkt mit dem Netz verbunden ist.

c) Asynchrongenerator mit übersynchroner Stromrichter-kaskade

Eine andere Möglichkeit der Realisierung eines drehzahlvariablen Generators ist, wie bereits erwähnt, die Beeinflussung des Schlupfes beim Asynchrongenerator. Gelingt es, die normalerweise verlorene Schlupfleistung des Läufers zu nutzen, so kann ein relativ großer Drehzahlbereich ohne wesentliche Verluste gefahren werden. Zur Rückspeisung ist ein einfacher Zwischenkreis, bestehend aus einem ungesteuerten Gleichrichter und einem netzgeführten Wechselrichter, erforderlich (Abb. 3-19). Mit diesem Verfahren kann allerdings nur Leistung vom Läufer über die Stromrichter an das Netz abgegeben werden, ein umgekehrter Leistungsfluss ist wegen der ungesteuerten Gleichrichter nicht möglich. Der Generator kann deshalb nur im übersynchronen Bereich betrieben werden. Über die Vorgabe des Zwischenkreisstroms kann das elektrische Moment beeinflusst werden. Diese Bauart ist in der elektrischen Antriebstechnik als untersynchrone Stromrichter-kaskade bekannt und wird für drehzahlgeregelte Antriebsmotoren eingesetzt. In der Bauart als Generator ergibt sich eine übersynchrone Kaskade.

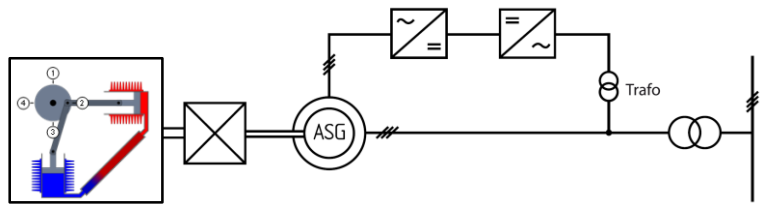


Abb. 3-19: Übersynchrone Stromrichter-kaskade für den drehzahlvariablen Betrieb eines Asynchronengenerators

Ein wesentlicher Nachteil der bisher realisierten übersynchronen Stromrichter-kaskade war der hohe Blindleistungsbedarf. Der Blindleistungsbedarf des Wechselrichters kann durch die Einschränkung des Drehzahlbereichs begrenzt werden. Der wirtschaftliche Drehzahlbereich schränkte sich somit auf etwa 100 bis 130 % der Nenndrehzahl ein. Ein weiterer Nachteil der älteren bisher ausgeführten Systeme waren die relativ großen Anteile unerwünschter Oberschwingungen, die in das Netz weitergegeben wurden.

Für die übersynchrone Stromrichter-kaskade gilt natürlich das Gleiche wie für die Konzeption Synchrongenerator mit Frequenzumrichter. Mit moderner Umrichtertechnik lassen sich diese Nachteile vermeiden.

d) Doppeltgespeister Asynchronengenerator

Im Gegensatz zur übersynchronen Stromrichter-kaskade wird die Schlupfleistung des Asynchronengenerators nicht nur in das Netz gespeist, sondern auch umgekehrt der Läufer vom Netz aus gespeist. Auf diese Weise war sowohl über- wie auch ein untersynchroner Betrieb des Generators möglich.

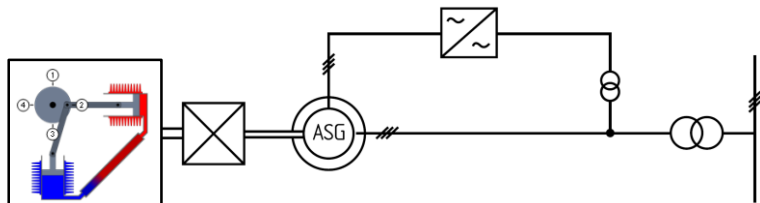


Abb. 3-20: Doppeltgespeister Asynchronengenerator mit Direktumrichter

Mit Hilfe einer geeigneten Regelung wird die vom Umrichter erzeugte Frequenz der Frequenz des Läuferdrehfeldes überlagert, so dass die abgegebene überlagerte Frequenz unabhängig von der Läuferdrehzahl konstant bleibt. Der Drehzahlbereich wird durch die Frequenz bestimmt, die den Läufer speist. Da bei der sogenannten Versuchsanlage Growian als Frequenzwandler ein Direktumrichter eingesetzt wurde, war der Frequenzhub auf ca. $\pm 40\%$ der Nenndrehzahl begrenzt. Da außerdem die Umrichterleistung mit dem Drehzahlbereich steigt, wurde bei Growian ein wesentlich kleinerer Bereich gewählt. Der gewählte Drehzahlbereich von $\pm 15\%$ war in erster Linie als „Drehzahlelastizität“ gedacht, um die dynamischen Maschinenbeanspruchungen zu verringern.

Der doppeltgespeiste Asynchronengenerator konnte im über- oder untersynchronen Drehzahlbereich sowohl motorisch als auch generatorisch betrieben werden. Im normalen Betriebsbereich verhielt er sich wie eine Synchronmaschine. Durch Steuern des Wechselstroms im Läuferkreis nach Betrag und Phase konnte jeder beliebige Blind- und Wirkstrom eingestellt werden, das heißt, der Generator konnte mit beliebigem Leistungsfaktor betrieben werden.

Aus den dargestellten Zusammenhängen wird deutlich, dass diese Generatorkonzeption einen besonderen Regelungsaufwand erfordert. Dieser schlägt sich insbesondere beim Schalt- und

Regelungsaufwand für den Frequenzumrichter nieder. Auf der anderen Seite vereinigt der geregelte doppeltgespeiste Asynchrongenerator in sich die betrieblichen Vorteile der Synchron- und Asynchronmaschine. Er bietet neben dem drehzahlvariablen Betrieb den besonderen Vorteil einer getrennten Wirk- und Blindleistungsregelung. Ein weiterer Vorteil des doppeltgespeisten Generators ist damit verbunden, dass nur etwa ein Drittel der Generatornennleistung über den Läuferstromkreis fließt, das heißt über den Frequenzumformer. Der Umrichter wird damit wesentlich kleiner als zum Beispiel beim drehzahlvariablen Synchrongenerator mit der Umrichtung der gesamten Leistung. Auf diese Weise verringern sich die Kosten und der Wirkungsgradverlust durch den Umrichter.

Auf der anderen Seite bedeutet die „Teilumrichtung“ der erzeugten Leistung aber auch eine Beschränkung hinsichtlich der geforderten Netzparameter. Der $\cos\phi$ kann nur in engen Grenzen geregelt werden, ohne einen wirtschaftlich nachteiligen technischen Aufwand in Kauf nehmen zu müssen. Windkraftanlagen mit doppeltgespeistem Asynchrongenerator haben deshalb — zu mindestens in Deutschland — unter gewissen Netzbedingungen Probleme diese zu erfüllen.

Der doppelt gespeiste Asynchrongenerator wurde in den letzten Jahren weiterentwickelt und vereinfacht. Er wird heute von nahezu allen namhaften Herstellern als serienfertiges Generatorsystem angeboten und in vielen großen Windkraftanlagen eingesetzt. Anstelle des Direktumrichters wird heute ein sog. Kaskadenumrichter mit Gleichstromzwischenkreis verwendet, der hinsichtlich der Regelbarkeit und in Bezug auf den Drehzahlbereich einem Direktumrichter überlegen ist (Abb. 3-21).

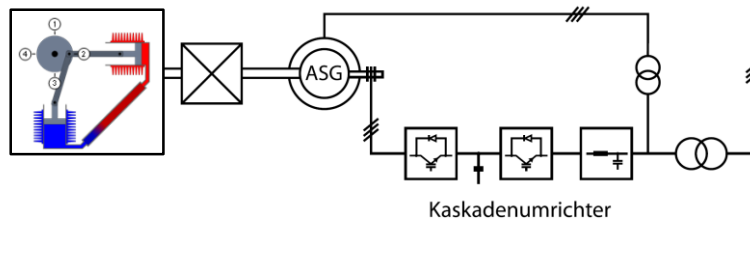


Abb. 3-21: Doppeltgespeister Asynchrongenerator mit Kaskadenumrichter

3.1.3.3 Direkt vom StirliQ-Motor angetriebene Generatoren

Direkt vom Rotor - ohne Übersetzungsgetriebe - angetriebene Generatoren gewinnen bei Windkraftanlagen an Bedeutung. Der „getriebelose“ Triebstrang genießt bei vielen Herstellern und Betreibern im Hinblick auf die Zuverlässigkeit ein besonderes Vertrauen. Die Einfachheit des Triebstranges ist in der Tat bestechend.

Andererseits stellt der langsam laufende Generator eine sehr spezielle Bauart dar, die sehr eng mit der Gesamtkonzeption des mechanischen Triebstranges nicht nur verbunden ist, sondern ein integraler Bestandteil des Triebstranges und der statischen Konzeption des Maschinenhauses bildet. Elektrische Generatoren aus serienmäßiger Produktion, die auch in anderen Anwendungsbereichen eingesetzt werden, stehen deshalb nicht zur Verfügung.

Vor diesem Hintergrund ist eine eingehendere Beschäftigung mit der Bauart des direktgetriebenen Generators und seiner Funktion unerlässlich. Vom funktionellen, elektrischen Standpunkt aus gesehen, stellt der langsam laufende Generator keine eigenständige Konzeption dar. Grundsätzlich kann er als Synchron- oder Asynchrongenerator gebaut werden und drehzahlfest oder auch drehzahlvariabel betrieben werden. Der drehzahlfeste Betrieb würde jedoch bei großen Anlagen und damit bei niedrigerer

Motordrehzahl zu einer großen Anzahl von Polen und damit zu einem extrem großen Durchmesser führen, um die synchrone Netzfrequenz von 50 Hz zu erreichen. Die heute eingesetzten direktgetriebenen Generatorsysteme sind deshalb nahezu ausnahmslos drehzahlvariable Synchrongeneratoren mit Vollumrichter (Abb. 3-22).

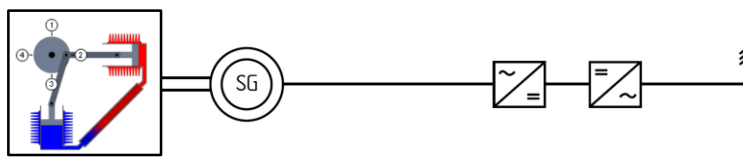


Abb. 3-22: Direkt vom Rotor angetriebener, drehzahlvariabler Synchrongenerator mit nachgeschaltetem Frequenzumrichter

Es muss zwischen folgenden Technologien unterschieden werden:

- Synchrongenerator mit elektrischer Erregung
- Generator mit Permanentmagnet-Erregung

3.1.3.4 Systeme mit Gleichstromgeneratoren

a) Technologie

Der Anker des Gleichstromgenerators rotiert in einem magnetischen Gleichfeld, das von der stromdurchflossenen Erregerwicklung im feststehenden Teil (Ständer) der Maschine erzeugt wird. In den Teilspulen der Ankerwicklung werden dadurch Wechselspannungen induziert, die mit sog. Bürsten abgenommen werden. Wie beim Gleichstrommotor wird diese im Anker induzierte Wechselspannung mit Hilfe eines Stromwenders (Kommutator, Kollektor) gleichgerichtet, so dass die Maschine nach außen Gleichstrom liefert, obwohl der Strom in den einzelnen Ankerleitern ständig seine Richtung wechselt. Die Erregung des Magnetfeldes kann einer fremden Spannungsquelle entnommen werden (Fremderregung), oder die Maschine kann ihren Erregerstrom selbst liefern (Selbsterregung, dynamoelektrisches Prinzip). Wird im letzteren Fall die Erregerwicklung mit der Ankerwicklung in Reihe geschaltet (Hauptschlusserregung), so ist der Erregerstrom gleichzeitig der Belastungsstrom des Generators. In diesem Falle ist das Feld und damit die Spannung der Maschine, die dem Produkt aus Drehzahl und Feld proportional ist, stark von der Belastung abhängig. Diese Schaltung wird daher selten angewendet. Gebräuchlicher dagegen ist die Nebenschlusserregung, bei der die Erregerwicklung parallel zu den Bürsten liegt und daher eine praktisch konstante Spannung erhält. Die hierbei noch geringe Spannungsänderung bei Belastung gleicht man oft durch eine zusätzliche Reihenschlusswicklung mit wenigen Windungen auf den Erregerpolen aus (Verbundgenerator, Compoundgenerator, Doppelschlussmaschine).²³

Mit dem Gleichstromgenerator wird nicht wirklich eine Gleichspannung erzeugt. In Wirklichkeit hängt der Spannungsverlauf von der Anzahl der Spulen auf dem Anker ab (vgl. Abb. 3-23).

²³ www.spektrum.de, abgerufen am 29.06.2022

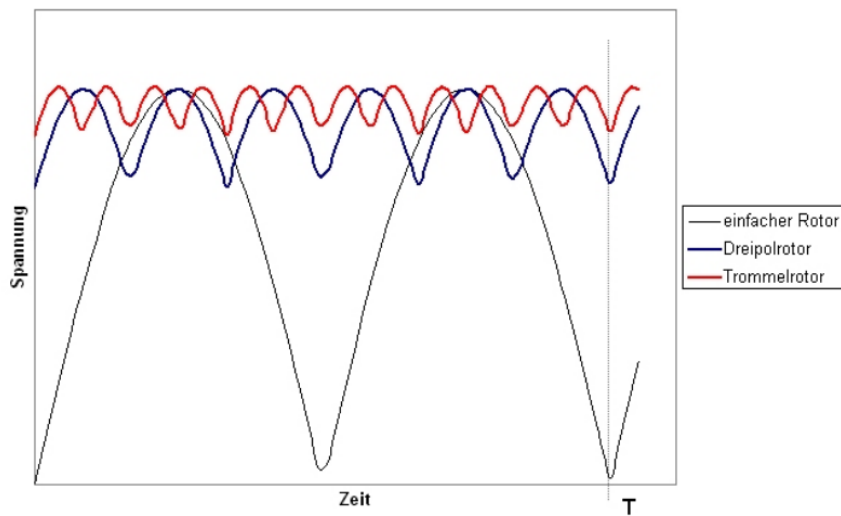


Abb. 3-23: Beispielhafter Spannungsverlauf eines Gleichstromgenerators²⁴

b) Aufbau des Prototypen mit einer handelsüblichen Lichtmaschine

Man könnte die Lichtmaschine von PKWs verwenden. Heutige Lichtmaschinen sind normalerweise Drehstromgeneratoren. Bis in die 1970er Jahre wurden Lichtmaschinen als Gleichstromgeneratoren ausgeführt. Diese Lichtstrommaschinen haben aber normalerweise eine hohe Drehzahl (>1.500 U/min). In Abhängigkeit der Generatorkennlinie und der Generatordrehzahl wird bei konstanter Spannung ein Laststrom erzeugt.

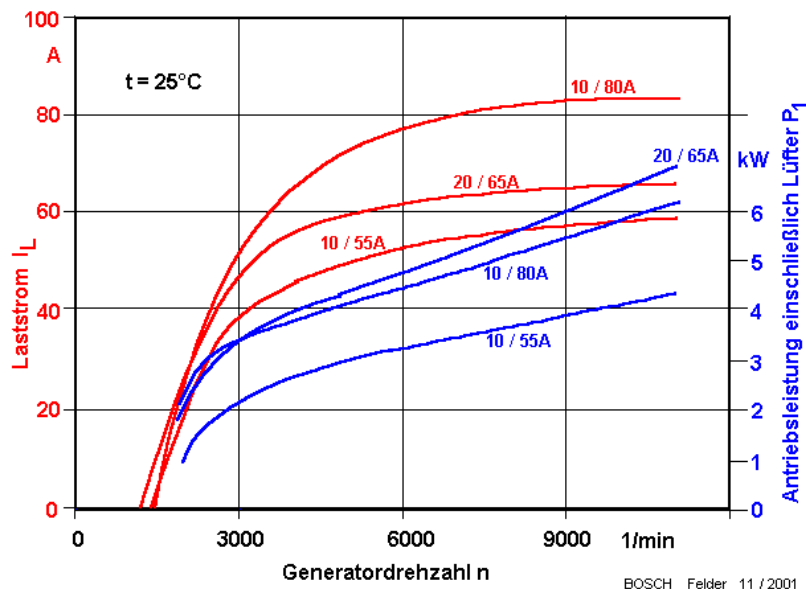


Abb. 3-24: Kennlinien der Generatoren-Baureihe N1 – 28V²⁵

²⁴ Fösel, A., Michler, T., 2018. Gleichstromgenerator und Gleichstrommotor. Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, [Link](#)
²⁵ www.fahrzeug-elektrik.de, abgerufen am 29.06.2022

3.1.4 Getriebetechnik

3.1.4.1 Stirnradgetriebe

Aufgrund ihrer kleinen Übersetzung (< 6) kommen Stirnradgetriebe für den StirliQ-Motor nicht in Frage.

3.1.4.2 Planetengetriebe

Umlaufgetriebe mit Zahnrädern, auch Planetengetriebe genannt, können vielfältig in der Technik eingesetzt werden. In der Antriebstechnik kommen Planetengetriebe hauptsächlich in Kfz-Automatikgetrieben sowie in Fahrradnabenschaltungen vor. Hier können mit einer geringen Anzahl von Getriebestufen relativ viele Gänge realisiert werden. Im industriellen Bereich werden Planetengetriebe z.B. als Windkraftgetriebe oder in Robotern für die Handhabungstechnik eingesetzt. Grundsätzlich besitzen Planetengetriebe eine sehr kompakte und platzsparende Bauweise. Je nach Konzeption lassen sich auch extrem hohe Übersetzungen von mehr als 1000 in einer Getriebestufe realisieren.¹⁸

Mögliche Getriebe für den Laborbetrieb:

- Framo Morat GmbH & Co. KG²⁶

3.1.4.3 Kettengetriebe

a) Theorie

Kettengetriebe übertragen formschlüssig und schlupflos Leistungen bis 200 kW je Einzelkette mit niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten zwischen parallelen Wellen, bei mehr als zwei Wellen auch gegenläufig. Leistungen bis über 500 kW sind mit Mehrfachketten (ausgeführt bis 12-fach, überwiegend bis 3fach) möglich. Bei kleinen Zähnezahlen des kleineren Kettenrads wird die Drehübertragung wegen des rhythmisch veränderlichen Kettenab- bzw. -auflauforts, des sog. Polygoneffekts, ungleichmäßig. Daraus folgen periodisch schwankende Trumgeschwindigkeiten, Anregung von Schwingungen und Geräuschen bei höheren Kettengeschwindigkeiten. Es gibt aber auch Ketten, welche keinen Polygoneffekt aufweisen.²⁷

b) Mögliche Umsetzung beim Prototyp

Auslegung nach einer Leistungskennlinie (Abb. 3-25). 1 kW elektrisch bei einer Drehzahl von 1 U/min bedeutet, dass ein Drehmoment von 9.549 Nm am StirliQ-Motor abgegeben wird. Mit den Getriebe- und Generatorverlusten kann von einem Drehmoment von 10.000 Nm ausgegangen werden. Übersetzungen ins Schnellere mit Kettenrädern (kleines Rad getrieben) sind ungünstig und sollten daher möglichst vermieden werden.¹⁸ In der Windkrafttechnik kommen aber Kettengetriebe bei kleineren Leistungen wohl zum Einsatz.²⁸ Mit häufig verwendeten Kettenrädern sind die Übersetzungen beschränkt. Normal ist die Übersetzung kleiner als 7. Bei niedrigen Kettengeschwindigkeiten sind Übersetzungen von 10 möglich. Geht man davon aus, dass die erste Stufe ein Übersetzungsverhältnis von 10 hat, so dreht sich das kleine Kettenrad mit etwa 10 U/min.

²⁶ www.de.framo-morat.com, abgerufen am 29.06.2022

²⁷ Korse, T., Sopouch, M., 2004. Eine neue Steuerkette ohne Polygoneffekt. MTZ worldwide 5/2005 volume 65, [Link](#)

²⁸ Hau, E., 2014. Windkraftanlagen – Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit (5. neu bearbeitete Auflage), Seite 323

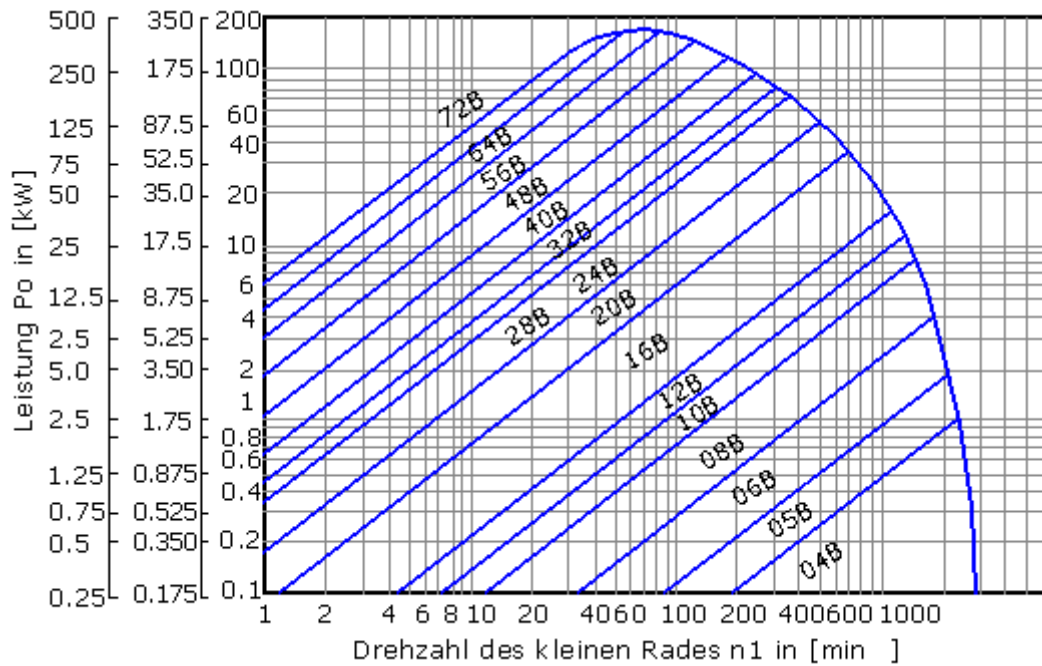
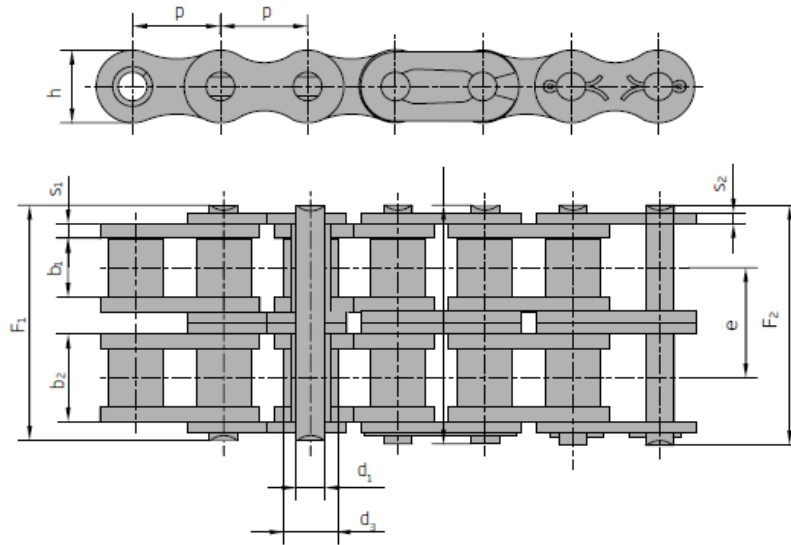


Abb. 3-25: Leistungsdiagramm von verschiedenen Rollenketten²⁹

Für die erste Stufe wurde eine Duplexkette 20B vorgesehen. Die zweite Stufe hat wieder ein Übersetzungsverhältnis von 10. Demnach hat das kleine Kettenrad der zweiten Stufe eine Drehzahl von etwa 100 U/min. Für die 2. Stufe reicht eine Duplexkette 16B. Aufgrund der Tatsache, dass die Kettengeschwindigkeit immer höher wird. Wird die 3. Stufe nur mehr mit einem Übersetzungsverhältnis von 7 ausgelegt. Das bedeutet, dass das kleine Kettenrad der dritten Stufe mit einer Drehzahl von 700 U/min dreht. Für die dritte Stufe reicht demnach eine Duplexkette 8B. Mit der dritten Stufe wurde nun eine Drehzahl erreicht, mit der auch Synchron- und Asynchrongeneratoren in der Windkrafttechnik betrieben werden. Will man mit einer gewöhnlichen Gleichstrom-Lichtmaschine für den Prototypen arbeiten, dann muss eine vierte Getriebestufe vorgesehen werden. Ob diese vierte Stufe ebenfalls mit einem Kettengetriebe durchgeführt werden kann, müsste geprüft werden.

²⁹ www.inggo.com, abgerufen am 29.06.2022



ISO	Art. Nr. Part No. No. d'Art.	p mm	d ₃ mm max.	b ₁ mm min.	d ₁ mm max.	h mm max.	e mm	b ₂ mm max.	F ₁ mm max.	F ₂ mm	s ₁ mm	s ₂ mm	f cm ²	F _B N min.	q kg/m
05 B-2	80904	8,00	5,00	3,00	2,31	7,10	5,64	4,77	14,30	17,40	0,75	0,75	0,20	7800	0,36
06 B-2	80934	9,525	6,35	5,72	3,28	8,20	10,24	8,53	23,80	27,10	1,30	1,30	0,56	16900	0,78
08 B-2	80989	12,70	8,51	7,75	4,45	11,80	13,92	11,30	31,00	34,90	1,60	1,60	1,01	32000	1,35
10 B-2	81042	15,875	10,16	9,65	5,08	14,70	16,59	13,28	36,20	40,30	1,60	1,60	1,34	44500	1,85
12 B-2	81100	19,05	12,06	11,68	5,72	16,10	19,46	15,62	42,20	46,80	1,80	1,80	1,79	57800	2,5
16 B-2	81187	25,40	15,88	17,02	8,28	21,00	31,88	25,40	68,00	73,40	4,00	3,00	4,21	106000	5,4
20 B-2	81596	31,75	19,05	19,56	10,19	26,40	36,45	29,01	79,00	85,10	4,50	3,50	5,91	170000	7,2
24 B-2	81648	38,10	25,40	25,40	14,63	33,40	48,36	37,90	101,00	107,60	5,50	5,00	11,09	280000	13,5
28 B-2	81671	44,45	27,94	30,99	15,90	37,00	59,56	46,50	124,00	131,40	7,00	6,00	14,79	360000	16,6
32 B-2	81689	50,80	29,21	30,99	17,81	42,20	58,55	45,50	126,00	133,90	7,00	6,00	16,21	450000	21
40 B-2	81711	63,50	39,37	38,10	22,89	52,90	72,29	55,70	154,00	164,00	8,00	8,00	25,50	630000	32
48 B-2	81737	76,20	48,26	45,72	29,24	63,80	91,21	70,50	190,00	200,00	12,00	10,00	41,23	1000000	50
56 B-2	133321	88,90	53,98	53,34	34,32	77,80	106,60	81,30	221,00	232,00	13,00	12,00	55,80	1600000	70
64 B-2	93570	101,60	63,50	60,96	39,40	90,10	119,89	92,00	250,00	263,00	14,00	13,00	72,50	2000000	120
72 B-2	327816	114,30	72,39	68,58	44,50	103,60	136,27	103,80	283,00	297,00	17,00	15,00	92,40	2500000	160

Abb. 3-26: Abmessungen der Duplexkette³⁰

3.2 Auslegung des StirliQ-Prozesses

Die Auslegung des StirliQ-Prozesses ergab, dass weder die α -, β - oder γ -Konfiguration in Frage kommt, da nicht das Arbeitsmedium zwischen kalter und warmer Seite wechselt, sondern die kalte und warme Stelle ihre Position ändert. Eine weitere Begründung dafür warum keine dieser Konfiguration beim StirliQ-Motor angewendet wird, ist, dass aufgrund der hohen Drücke im System und des Langsamlaufes bei den Standardkonfigurationen vermutlich sehr große Schwungmassen benötigt werden würden, welche auch die Getriebeverluste des großen Übersetzungsverhältnisses bewerkstelligen müssten. Das kann man

³⁰ www.koebo.com, abgerufen am 29.06.2022

umgehen, indem man auf eine Leistungswelle zwei Stirling-Systeme mit zeitversetzten Arbeitszyklen schaltet. Damit kommt die Welle nie zum Stillstand. Diese Aussage ist qualitativ richtig, aber quantifizieren kann man dies erst in der 2. Projektphase.

Um den Stirling-Process besser verstehen zu können, sind in Abb. 3-27 die einzelnen Arbeitsschritte abgebildet.

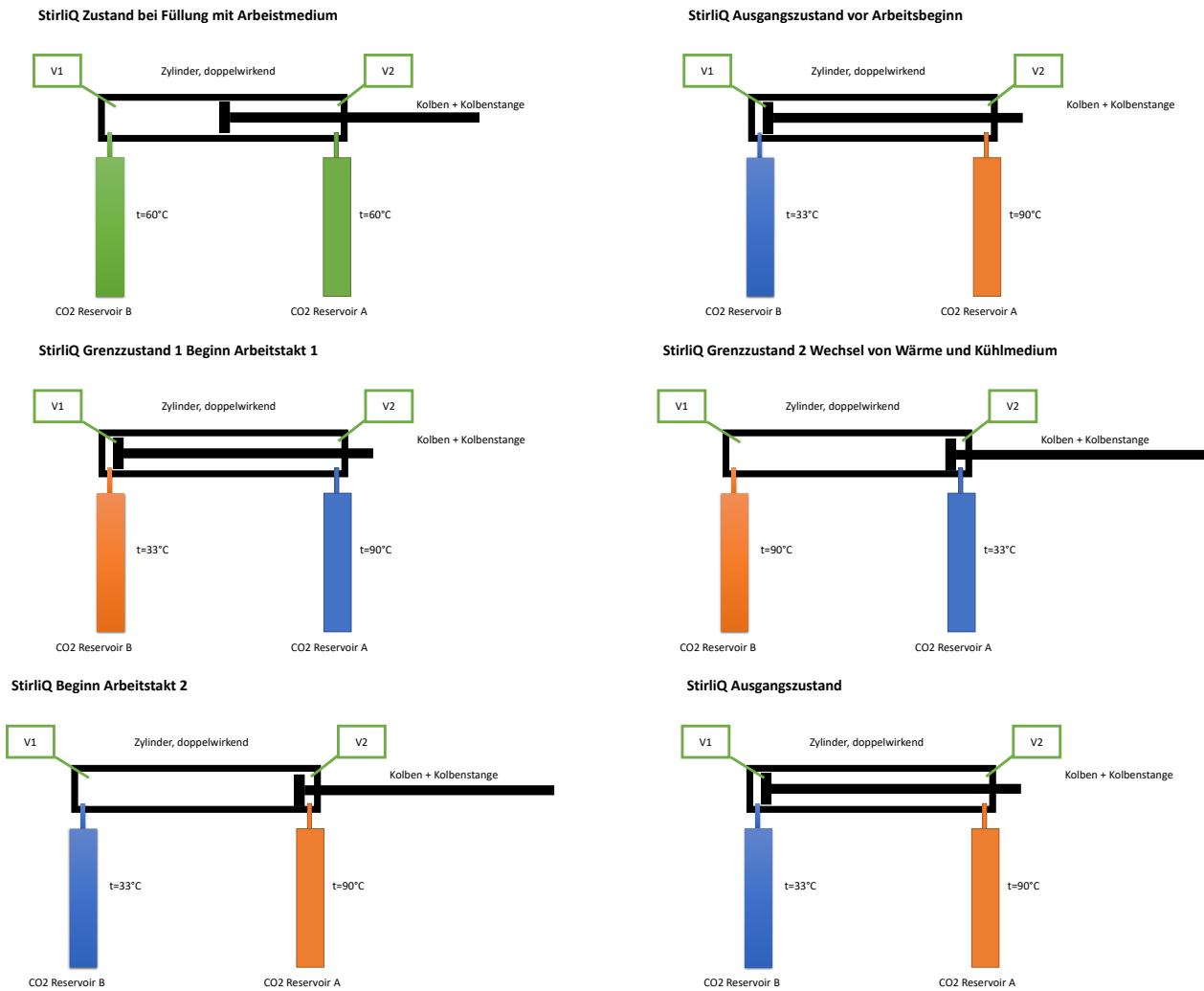


Abb. 3-27: Arbeitsschritte des Stirling-Motors

3.2.1 Arbeitsmedien

Mit Hilfe modernster Prozesssimulations-Software (Aspen Hysis™) wurden die grundlegenden Prozessparameter für ein vordefiniertes Abwärmepotential erarbeitet.

3.2.1.1 Vordefinierte Abwärmepotential

Grundsätzlich besitzt die erforschte Stirling-Technologie über die Abwärmenutzung hinaus hohes Potential als KWK, da der idealisierte Prozess-Wirkungsgrad des Stirling-Processes dem des Carnot Prozess entspricht. Um in diesem Projekt eine Vergleichbarkeit von Prozessparametern zu erreichen, wird als Abwärmepotential durchgehend ein Temperaturniveau von 90°C betrachtet und das Niveau des Kühlmediums mit 30°C definiert.

Der Ansatz des langsamlaufenden StirliQ-Prozesses setzt eine geringe Kompressibilität des Arbeitsmediums voraus. Diese Eigenschaft würden zwar Flüssigkeiten vorweisen, jedoch führt die hohe spezifische Wärmekapazität von Flüssigkeiten zu großen Wärmeleistungen sowie zu großen Apparategrößen. Der wesentliche Vorteil von überkritischen Fluiden ist, dass die Arbeitsmedien hinsichtlich spezifischer Wärmekapazität, thermischer Ausdehnung und Kompressibilität unter Variation des Betriebsdruckes optimierbar ist. Ein wesentliches Kriterium ist hier der Quotient zwischen thermischer Ausdehnung und spezifischer Wärmekapazität, um die Apparategrößen zu optimieren. Der Anteil an Volumsänderungsarbeit pro eingebrachter Wärmemenge steigt mit steigendem Quotienten. Diesbezüglich wurden die drei Arbeitsmedien CO₂, Stickstoff und Luft im überkritischen Zustand mittels Simulation untersucht.

3.2.1.2 Kritischer Punkt

In Tab. 3-3 sind Daten am kritischen Punkt für die relevanten Medien ersichtlich.

Tab. 3-3: Kritische Daten von CO₂, Stickstoff und Luft

	Kritische Daten		
	CO ₂	N ₂	Luft
Temperatur [°C]	30,950	-146,956	-140,700
Druck [bar]	73,700	33,940	37,740
Volume [m ³ /kgmole]	0,094	0,090	0,091
Azentrischer Faktor	0,240	0,040	0,000

In den folgenden Kapiteln wird die spezifische Wärmekapazität, die Kompressibilität und die thermische Ausdehnung der relevanten Arbeitsmedien untersucht.

3.2.1.3 Relevante Stoffdaten von CO₂

Kompressibilität, spezifischer Wärmeausdehnungskoeffizient und spezifische Wärmekapazität von CO₂ sind in Abb. 3-28 bis Abb. 3-30 zu sehen.

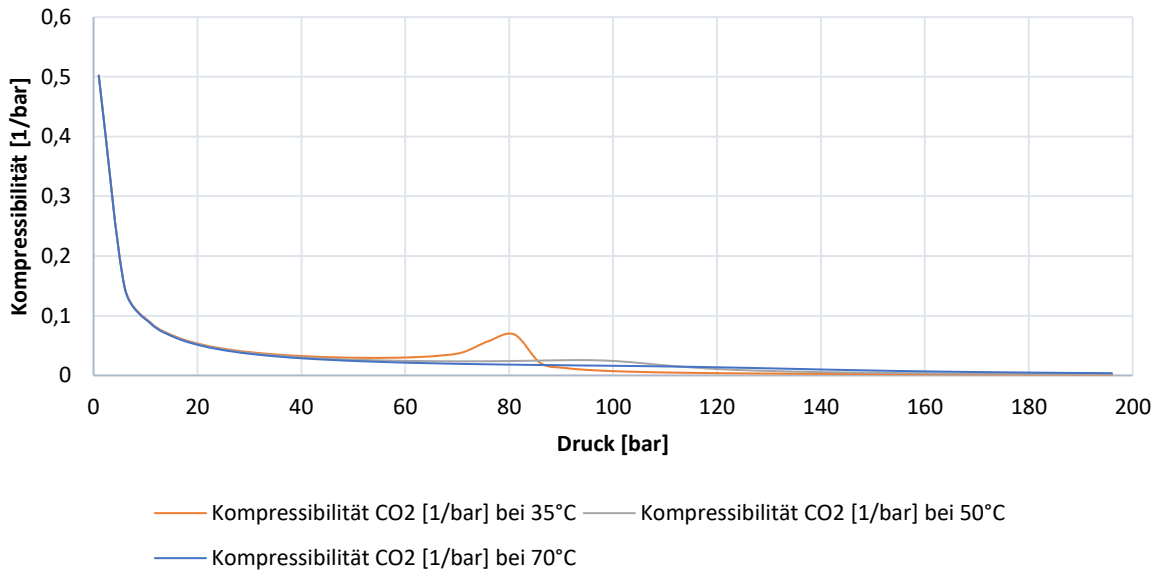


Abb. 3-28: Kompressibilität von CO₂ in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur

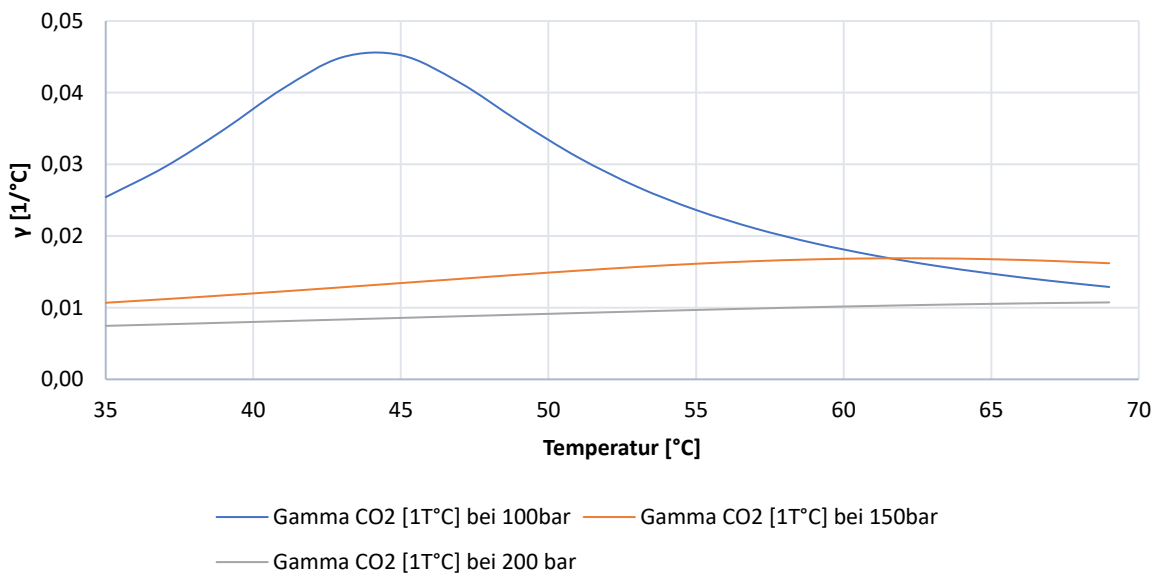


Abb. 3-29: Spezifischer Wärmeausdehnungskoeffizient von CO₂ in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

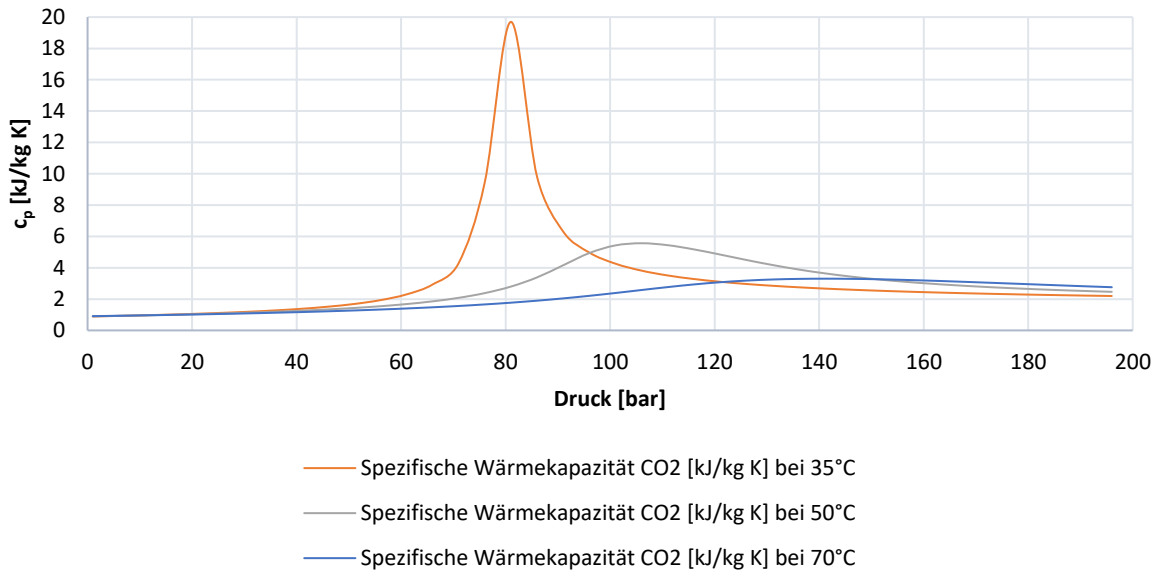


Abb. 3-30: Spezifische Wärmekapazität von CO₂ in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Um die Apparategröße bezogen auf den Leistungsbereich des Stirling-Prozesses zu minimieren, gilt es den Quotienten zwischen thermischer Ausdehnung und spezifischer Wärme zu maximieren (vgl. dazu Abb. 3-31 und Abb. 3-32).

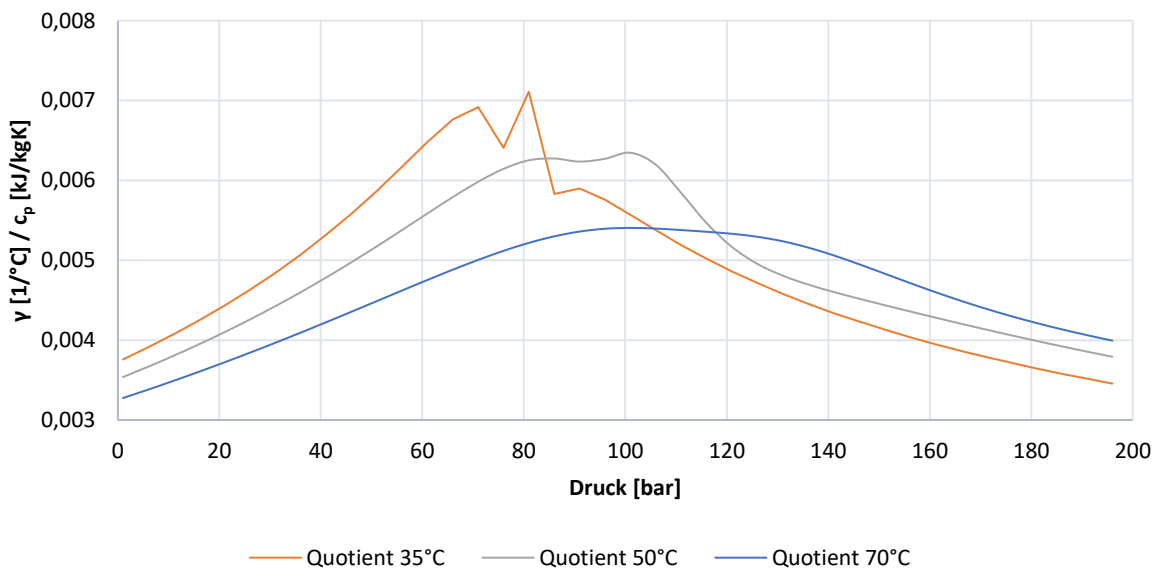


Abb. 3-31: Quotient zwischen spez. Wärmeausdehnungskoeffizient [1/°C] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] in Abhängigkeit des Druckes für CO₂

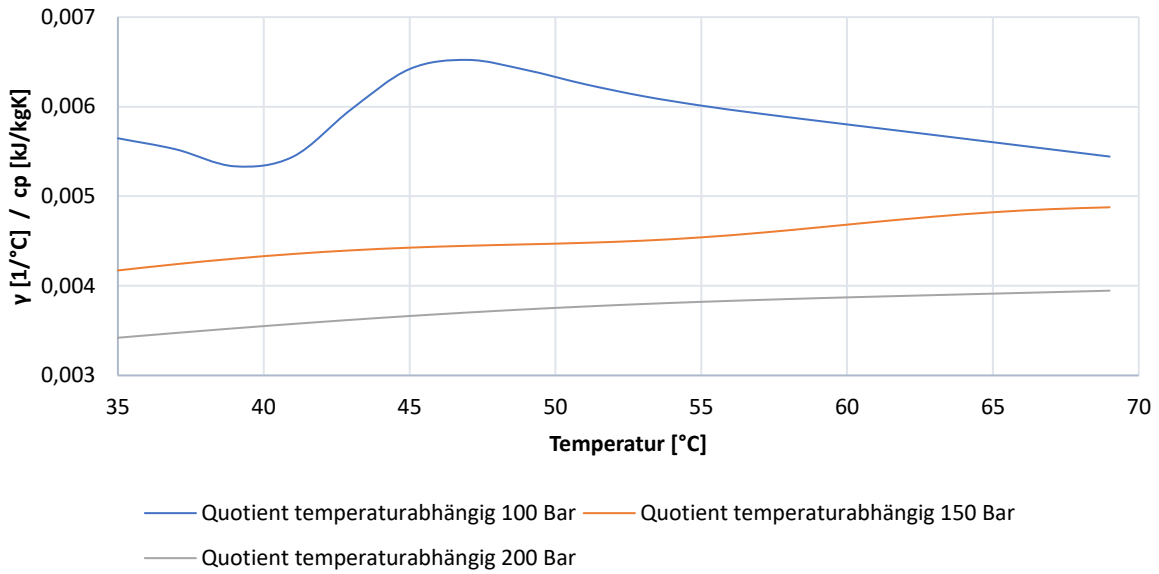


Abb. 3-32: Quotient zwischen Wärmeausdehnungskoeffizient [$1/^\circ\text{C}$] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] in Abhängigkeit der Temperatur für CO_2

3.2.1.4 Relevante Stoffdaten von Stickstoff

Kompressibilität, spezifischer Wärmeausdehnungskoeffizient und spezifische Wärmekapazität von N_2 sind in Abb. 3-33 bis Abb. 3-35 zu sehen.

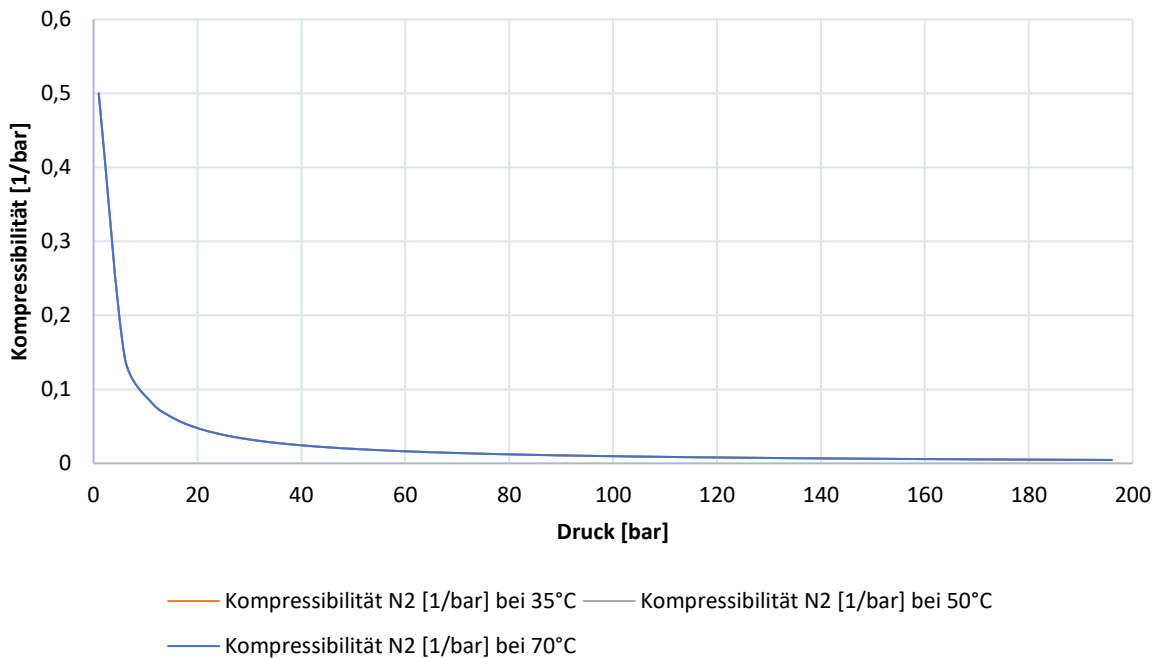


Abb. 3-33: Kompressibilität von N_2 in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur

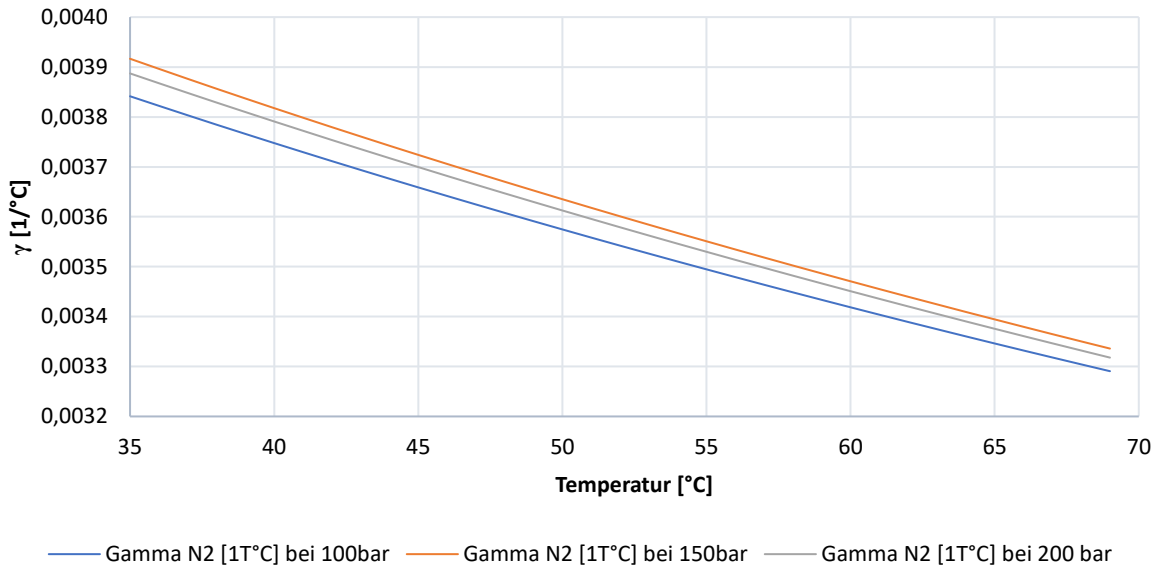


Abb. 3-34: Spez. Wärmeausdehnungskoeffizient von N₂ in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

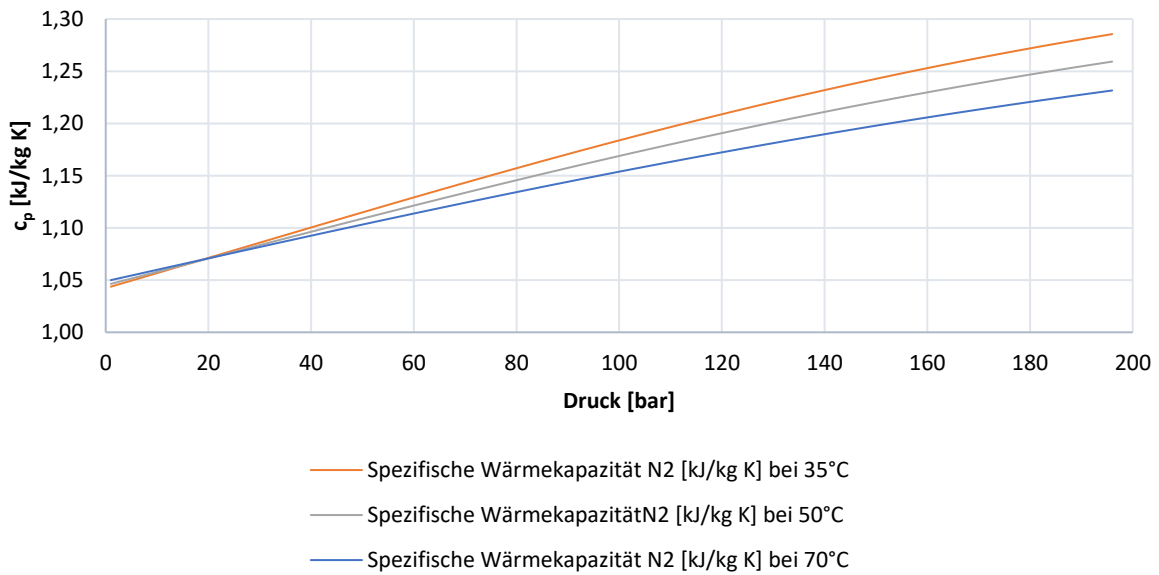


Abb. 3-35: Spez. Wärmekapazität von N₂ in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Um die Apparategröße bezogen auf den Leistungsbereich des StirliQ-Prozesses zu minimieren, gilt es den Quotienten zwischen thermischer Ausdehnung und spezifischer Wärme zu maximieren (vgl. dazu Abb. 3-36 und Abb. 3-37).

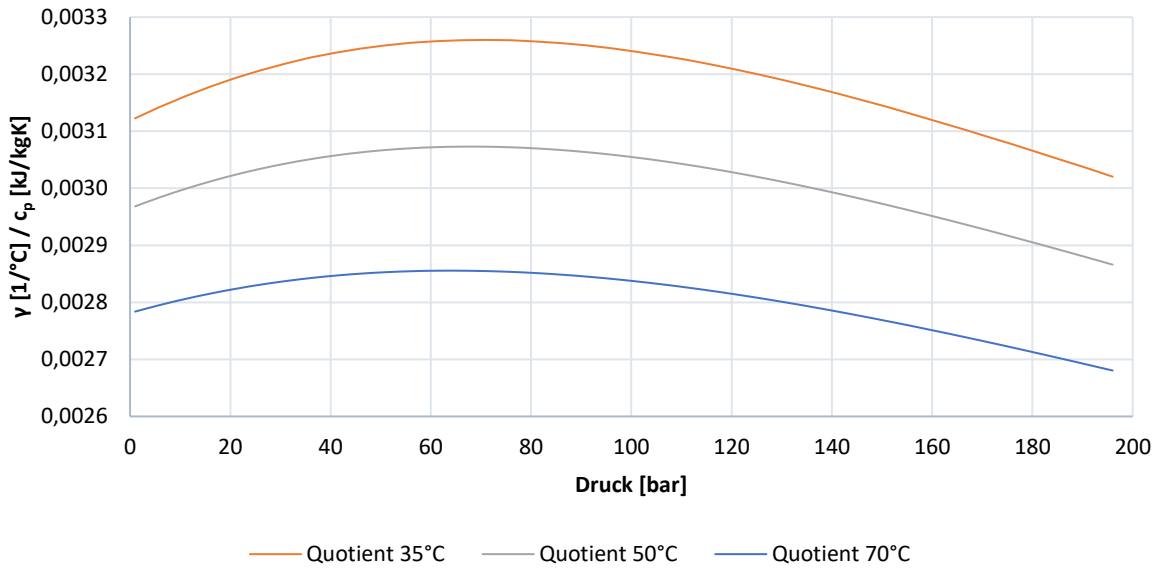


Abb. 3-36: Quotient zwischen Wärmeausdehnungskoeffizient [1/°C] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] in Abhängigkeit des Druckes für N₂

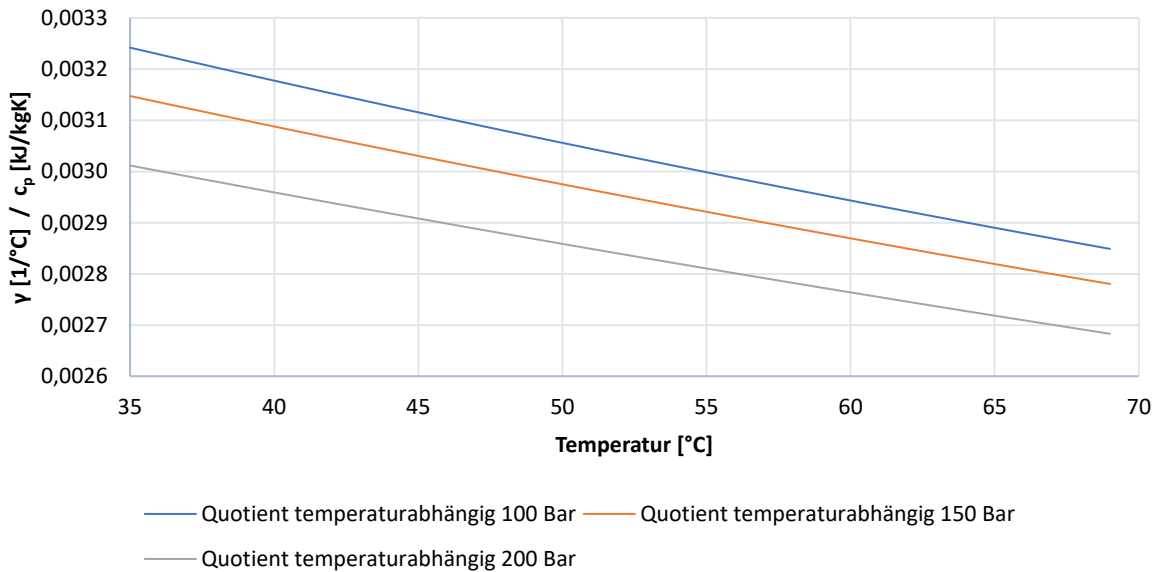


Abb. 3-37: Quotient zwischen Wärmeausdehnungskoeffizient [1/°C] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] in Abhängigkeit der Temperatur für N₂

3.2.1.5 Relevante Stoffdaten von Luft

Kompressibilität, spezifischer Wärmeausdehnungskoeffizient und spezifische Wärmekapazität von Luft sind in Abb. 3-38 bis Abb. 3-40 zu sehen.

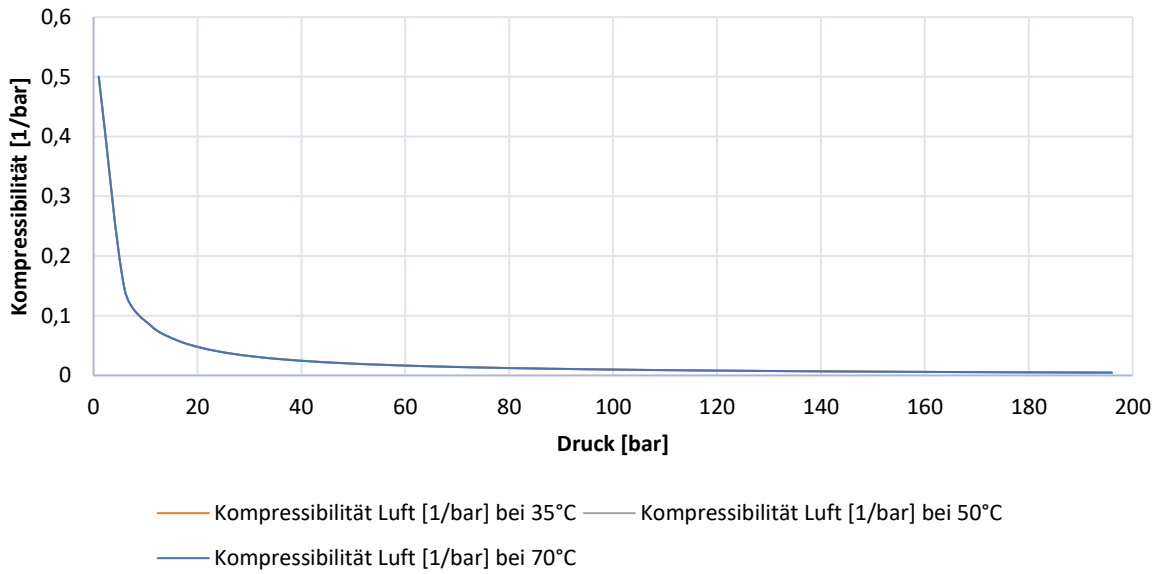


Abb. 3-38: Kompressibilität von Luft in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur

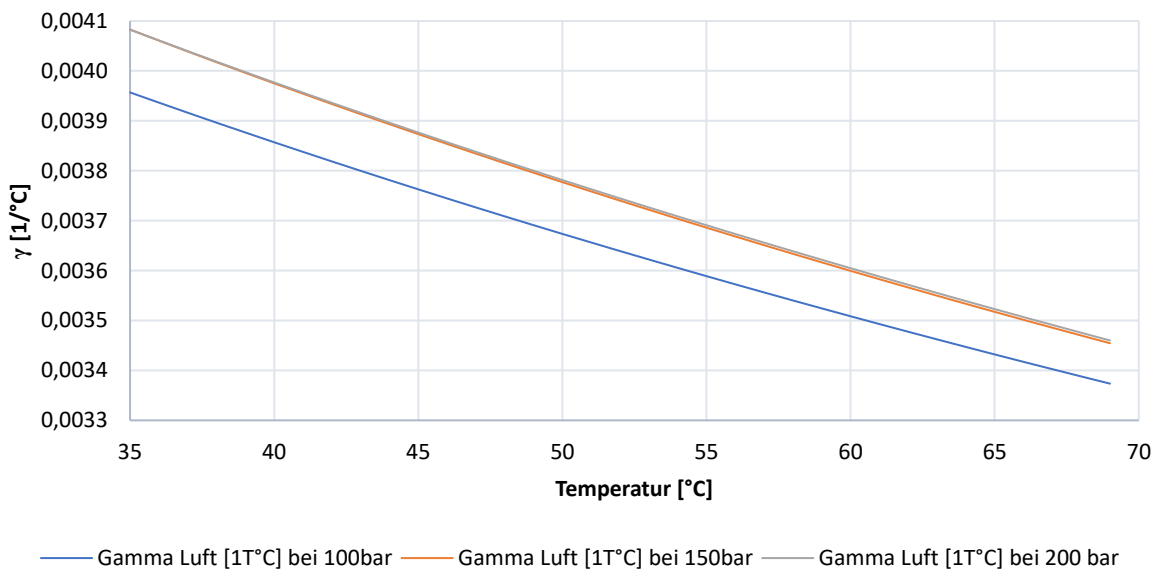


Abb. 3-39: Spezifischer Wärmeausdehnungskoeffizient von Luft in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

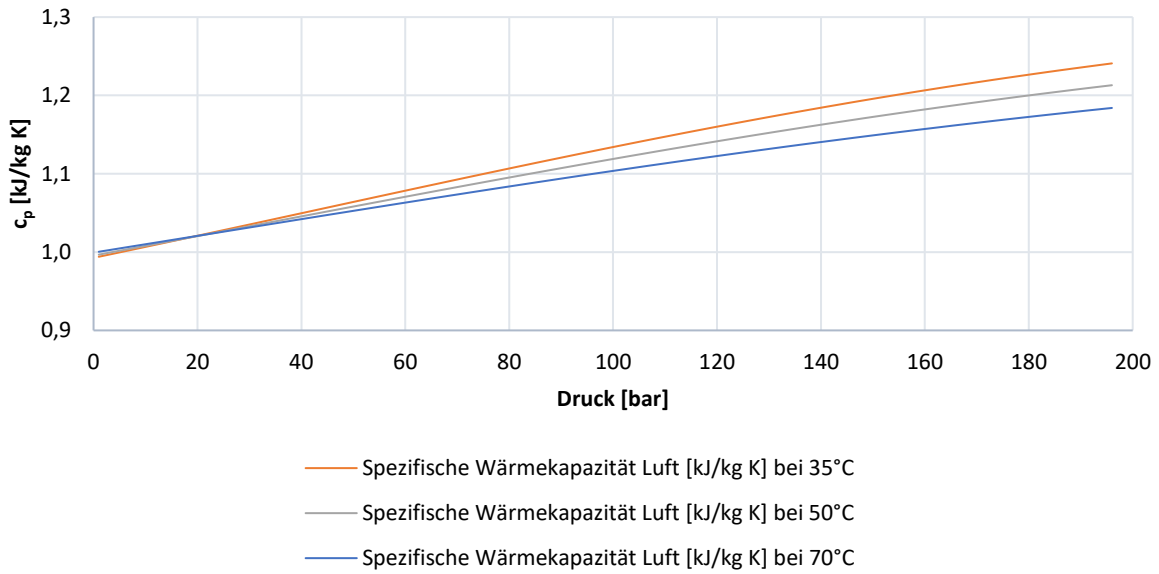


Abb. 3-40: Spezifischer Wärmekapazität von Luft in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Um die Apparategröße bezogen auf den Leistungsbereich des Stirlinq-Prozesses zu minimieren, gilt es den Quotienten zwischen thermischer Ausdehnung und spezifischer Wärme zu maximieren (vgl. dazu Abb. 3-41 und Abb. 3-42).

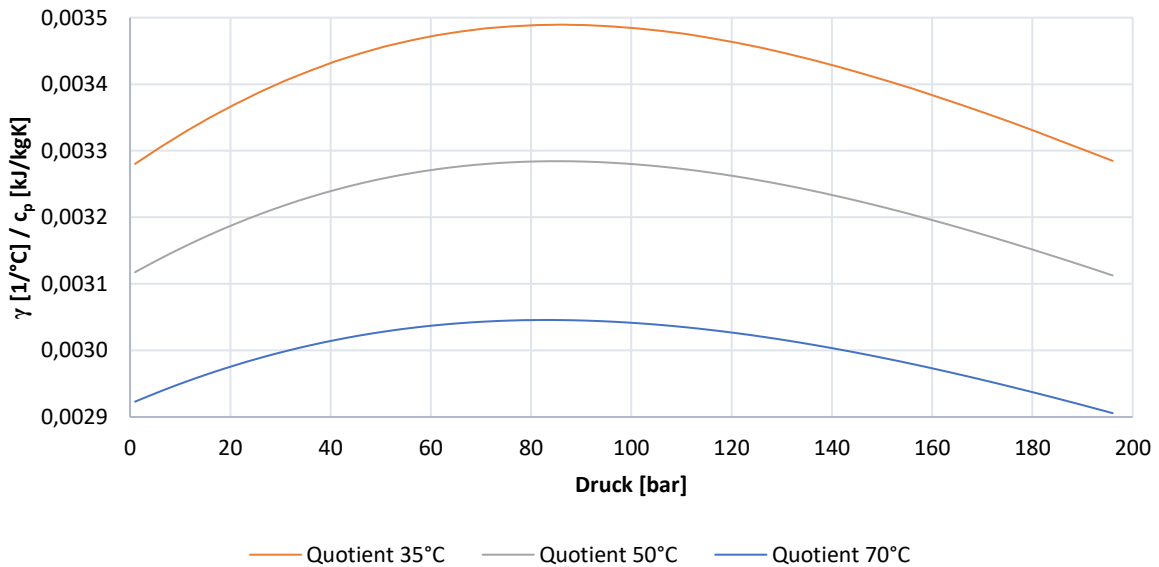


Abb. 3-41: Quotient zwischen Wärmeausdehnungskoeffizient [1/°C] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] in Abhängigkeit des Druckes für Luft

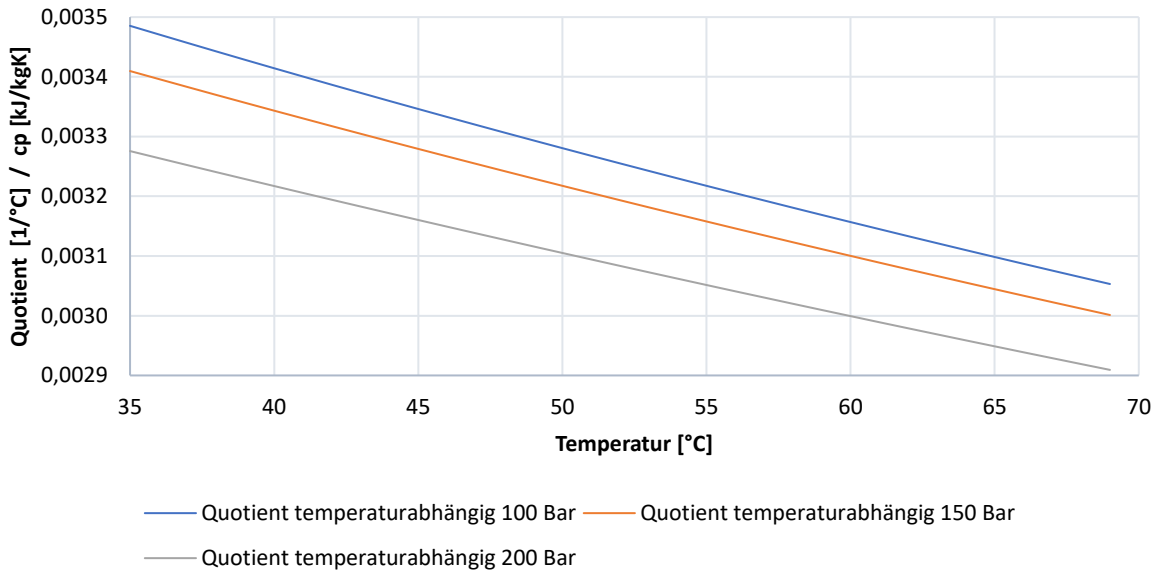


Abb. 3-42: Quotient zwischen Wärmeausdehnungskoeffizient [1/°C] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] in Abhängigkeit der Temperatur für Luft

3.2.1.6 Vergleich der Arbeitsmedien

Abb. 3-43 ist ersichtlich, dass CO₂ im Vergleich zu Stickstoff und Luft die größte thermische Ausdehnung relativ zur spezifischen Wärmekapazität besitzt. Die Anwendungssimulationen für den StirliQ-Prozess werden in Folge mit dem Arbeitsmedium CO₂ durchgeführt.

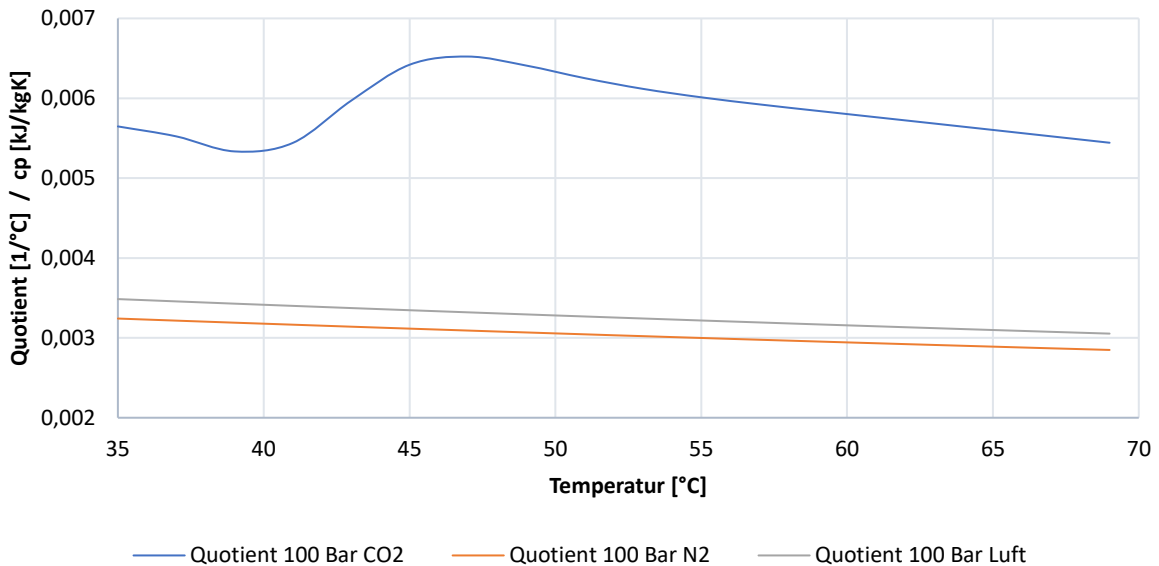


Abb. 3-43: Quotientenvergleich zwischen spez. Wärmeausdehnung [1/°C] und spez. Wärmekapazität [kJ/kgK] für CO₂, N₂ und Luft

Abb. 3-44 zeigt den Verlauf der Volumsänderungsarbeit in Zusammenhang mit der zugeführten Energie für 2 unterschiedliche Temperaturen des Kühlmediums in Abhängigkeit des Druckes zu Beginn der Expansion. Dieser Zusammenhang dient zur effektiven Auslegung des „Startdruckes“ zum Zeitpunkt Null vor Beginn der Energiezufuhr in den Arbeitszylinder.

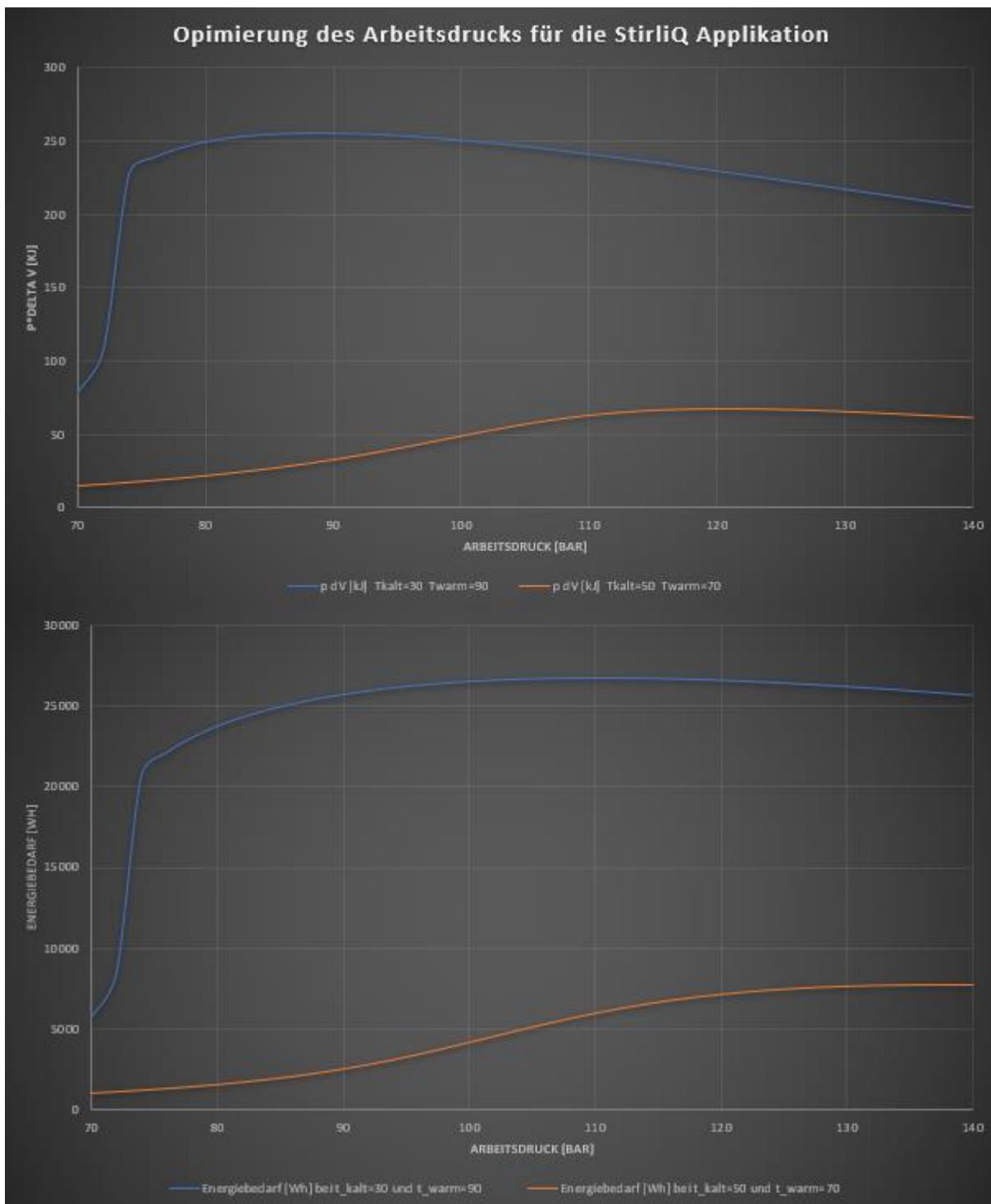


Abb. 3-44: Optimierung des Arbeitsdruckes unter vorgegebener Arbeitstemperatur für CO₂

3.3 Dynamik der StirliQ-Technologie

Grundsätzlich kann der StirliQ-Motor zur Stromerzeugung mit einem Generator beliebiger Bauart ausgerüstet werden. Die Forderung nach netzverträglichem elektrischem Strom kann heute mit Hilfe

nachgeschalteter Frequenzumrichter erfüllt werden, auch wenn der Generator zunächst Wechselstrom von unzureichender Qualität liefert oder Gleichstrom erzeugt.

Gleichstromerzeugende Generatoren haben den Vorteil, mit variabler Drehzahl betrieben werden zu können. Auf der anderen Seite sind Gleichstromgeneratoren größerer Leistung heute nicht mehr üblich. Eine Reihe weiterer Gründe spricht gegen Gleichstromgeneratoren. Sie verfügen über einen wartungsintensiven Kommutator und sind vergleichsweise teuer. In der Windkrafttechnik werden sie nur in sehr kleinen Anlagen, welche nur zum Batterieaufladen eingesetzt, verwendet. Die heutigen Windkraftanlagen verfügen über wechselstromerzeugende Drehstromgeneratoren, wie sie auch in konventionellen Kraftwerken üblich sind.²⁸

Elektrische Drehstrommaschinen können, von der physikalisch-elektrischen Wirkungsweise aus betrachtet, als Synchron- oder Asynchronläufer gebaut werden. Beide Maschinen besitzen denselben prinzipiellen Aufbau, was die Drehstromwicklung des Ständers betrifft. Der Unterschied liegt in der Art und Weise, wie im rotierenden Läufer das elektrische Feld erzeugt wird.²⁸

Der StirliQ-Motor wird auf der Motorachse im Mittel eine Drehzahl von 1 rpm aufweisen. Dabei kommt es nicht zu einem gleichmäßigen Drehmoment an der Antriebswelle. In der Literatur befinden sich einige Ansätze dazu wie die Winkelgeschwindigkeit des Stirling-Motors von dem aktuellen Kurbelwinkel abhängt.^{31,32} Für den StirliQ-Motor gilt ebenso, dass das Drehmoment auf die Antriebswelle pulsierend ist. Jedoch resultiert die Pulsierung in der StirliQ-Konfiguration auf einer sich über den Verdichtungsprozess veränderlichen thermischen Ausdehnung sowie einer veränderlichen Wärmekapazität des Mediums sowie des sinkenden treibenden Temperaturgefälles im Wärmetauscher während eines Arbeitszyklus. Hier wirkt die mit dem Druck sinkende spezifische Wärmekapazität gegenüber dem kleiner werdenden Temperaturgradienten im Wärmetauscher ausgleichend (siehe Abb. 3-45).

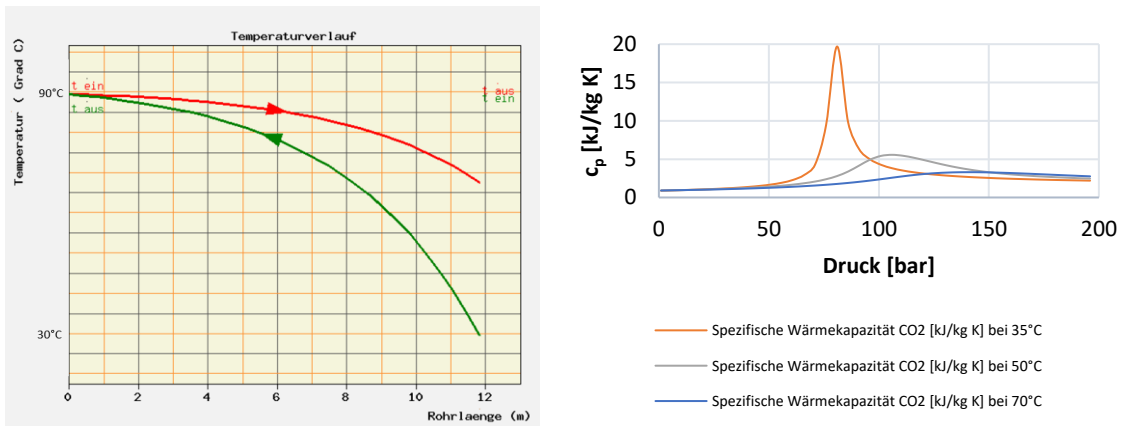


Abb. 3-45: Temperaturgradient im Wärmetauscher und spezifische Wärmekapazität von CO₂

Die wärmetechnische Auslegung des-StirliQ Motors erfolgte auf der Basis einer Expansionszeit des Kolbens von 20 Sekunden. Es wurde eine Gesamtdrehzahl von 1 Umdrehung pro Minute zugrunde gelegt. In diesem Zyklus erfolgt Expansion, Lastwechsel und Kompression. Diese Randbedingungen korrelieren mit den berechneten Druck Niveaus im Zylinder bzw. Wärmetauscher des StirliQ-Motors. Durch den

³¹ Sikora, M., Vlach, R., 2009. Dynamic model of stirling engine crank mechanism with connected electric generator. Applied and Computational Mechanics 3, 185-194
³² Byl, M., 2002. Stirling engine. [Link](#)

dadurch resultierenden Langsamlauf sind auch die Reibungskräfte zwischen Kolben und Zylinder vernachlässigbar, nicht jedoch die Wärmeverluste nach außen.

Im Gegensatz zum Stirling-Motor treten die größten Reibungskräfte bei einem Stirling-Motor zwischen Kolben und Zylinder auf. Die Reibungsverluste in den Lagern sind vernachlässigbar. Die Reibungskräfte zwischen Kolben und Zylinder setzen sich aus zwei Komponenten zusammen. Die erste Komponente der Reibungskräfte entsteht durch die vorgespannten Kolbenringe. Diese Reibungskräfte treten zwischen den Kolbenringen und den Zylinderflächen auf. Diese Kräfte wurden in der Literatur als konstant betrachtet (unabhängig von dem Kolbenwinkel). Die zweite Komponente der Reibungskräfte entsteht durch externe Kräfte am Kolben. Das heißt, dass diese zweite Komponente von den Kolbenstangenkräften abhängt. Durch den Gasdruck, der Stangengeometrie und der Kolbenbeschleunigung kann die Kolbenstangenkraft berechnet werden.

Reibungskräfte wirken immer gegen die Kolbenbewegung. Diese Reibungskräfte können auch in Bezug auf die Kurbelwelle als Reibungsmomente angesehen werden. In Abb. 3-46 sind diese Reibungskräfte und Reibungsmomente für eine Kurbelumkehrung zu sehen. Es ist offensichtlich, dass diese Reibungskräfte minimal sind, wenn der Druck des Arbeitsgases und der Druck des Gases im Kurbelgehäuse die gleichen Werte erreichen (die Kräfte der Kolbenstangen sind in diesem Moment sehr gering).

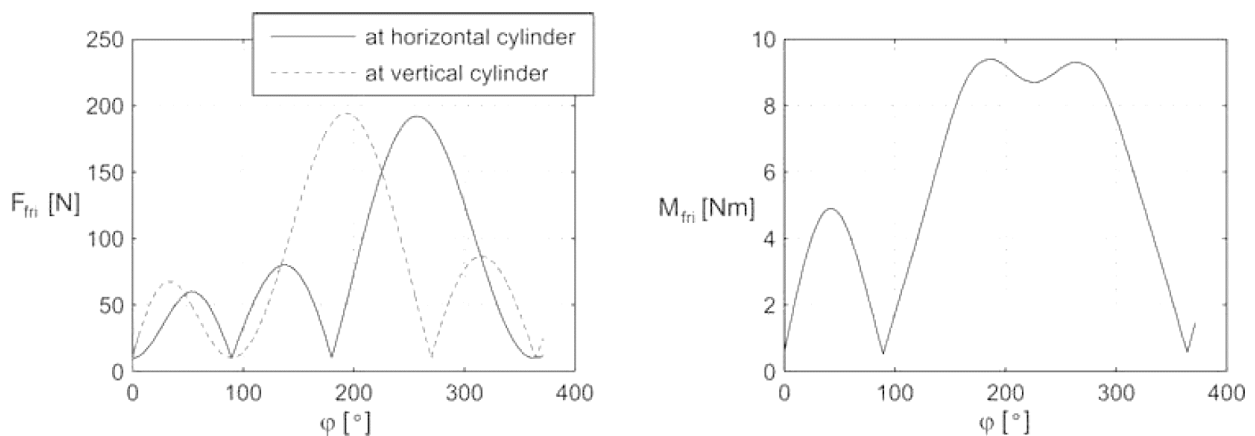


Abb. 3-46: Reibungskräfte und Reibungsdrehmoment in Abhängigkeit von dem Kurbelwinkel³¹

Die Winkelgeschwindigkeit ergibt sich in Abhängigkeit des ohmschen Widerstandes nach Abb. 3-47.

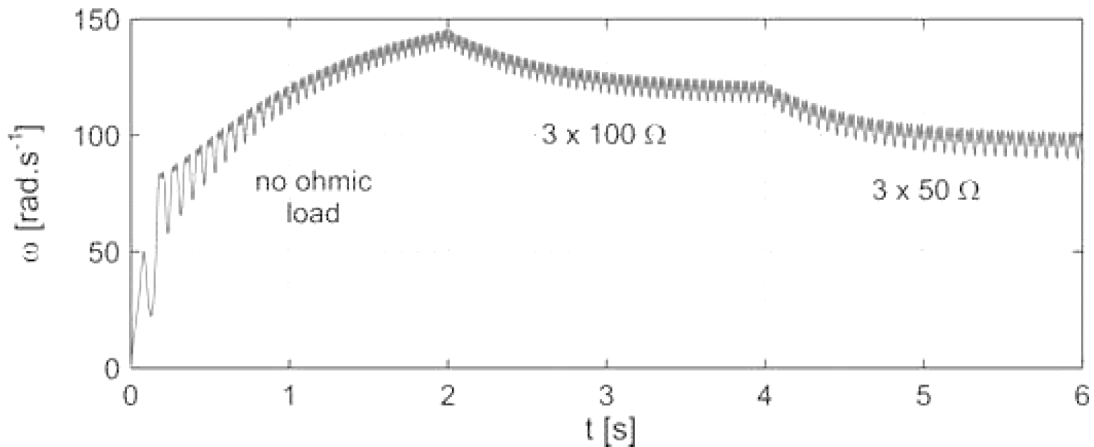


Abb. 3-47: Winkelgeschwindigkeit des Stirling-Motors in Abhängigkeit von der Zeit und des ohmschen Widerstandes

3.4 Simulation des StirliQ-Motors

3.4.1 Mathematische Modellierung des StirliQ-Motors

In diesem Kapitel wird die mathematische Modellierung des StirliQ-Prozesses aus thermodynamischer Sicht durchgeführt.

Die Zustände realer Gase lassen sich mit sogenannten realen Zustandsgleichungen berechnen. Aktivitätskoeffizientenmodelle scheiden aus, da diese mit der Annäherung an den kritischen Punkt von Fluiden ihre Gültigkeit verlieren und sich das Arbeitsmedium beim StirliQ-Prozess im überkritischen Zustand befindet. Für die Beschreibung des StirliQ-Prozesses wurde die Zustandsgleichung „Peng Robinson“ verwendet, welche sich von der Van der Waals Gleichung ableitet, welche in Gl. 3-8 in der Leiden-Form zu sehen ist.

$$p = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a}{V^2} \tag{Gl. 3-8}$$

In der Van der Waals Gleichung ist b das starre Eigenvolumen der Gasmoleküle und a der Anziehungskoeffizient der Moleküle untereinander. Gerade letzteres ist ein äußerst simpler Ansatz zur Beschreibung der komplexen zwischenmolekularen Kräfte und gilt nur für geringe Dichte, also nicht für Flüssigkeiten. Der Wert b ist offensichtlich temperaturabhängig, da die Moleküle umso näher zusammenstoßen, je höher die Temperatur ist. Dies ist in der Van der Waals Gleichung nicht berücksichtigt.

Zur Ermittlung der Parameter a und b betrachtet man den kritischen Punkt und bildet die 1. und 2. Ableitung dp/dV und setzt diese gleich 0. Am kritischen Punkt hat die Isotherme eine horizontale Wendetangente, wie in Abb. 3-48 zu sehen. Dort gilt $V = V_c$ und $T = T_c$ sowie $p = p_c$.

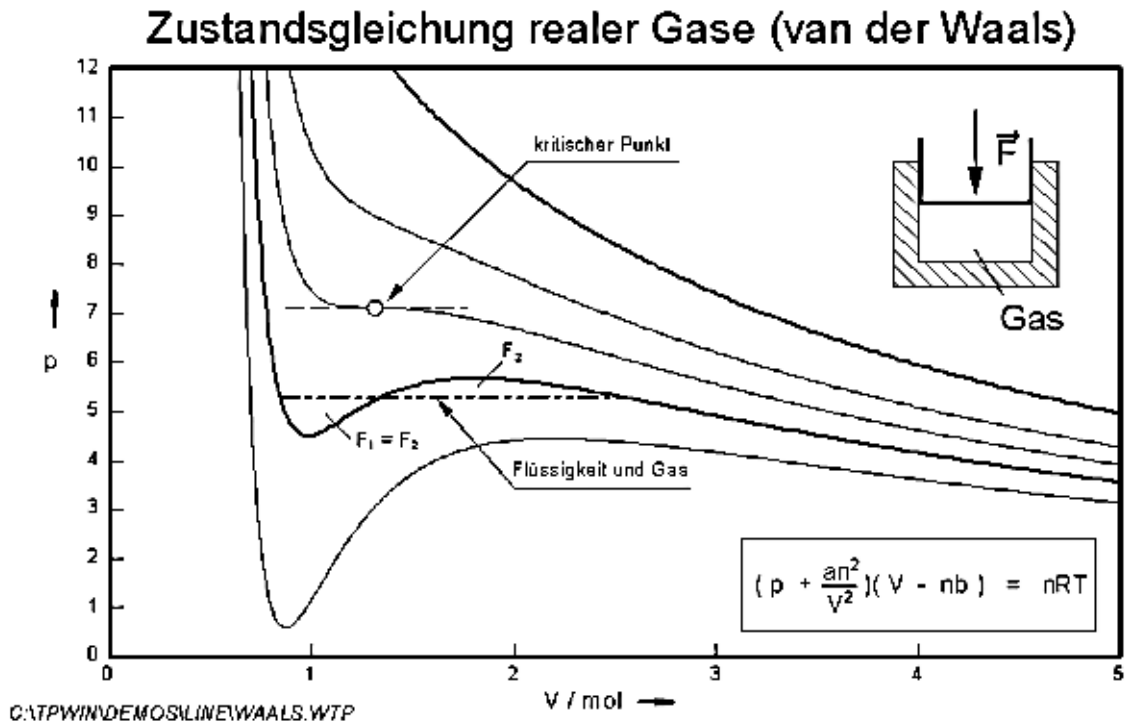


Abb. 3-48: Verlauf der Isothermen im p-V-Diagramm

Die erste Ableitung der Van der Waals Gleichung ist in Gl. 3-9 zu sehen.

$$\frac{dp}{dV} = \frac{2 \cdot a}{V^3} - \frac{R \cdot T_c}{(V_c - b)^2} = 0 \tag{Gl. 3-9}$$

Die zweite Ableitung der Van der Waals Gleichung ist in Gl. 3-10 zu sehen.

$$\frac{d^2p}{dV^2} = \frac{2 \cdot R \cdot T_c}{(V_c - b)^3} - \frac{6 \cdot a}{V_c^4} = 0 \tag{Gl. 3-10}$$

Durch Division von Gl. 3-9 und Gl. 3-10 erhält man Gl. 3-11.

$$b = \frac{V_c}{3} \tag{Gl. 3-11}$$

Gl. 3-11 kann wiederum in Gl. 3-9 eingesetzt werden. Dadurch erhält man die Parameter a (Gl. 3-12) und b (Gl. 3-13) aus den kritischen Daten.

$$a = \frac{27}{64} \cdot \frac{R^2 \cdot T_c^2}{p_c} \tag{Gl. 3-12}$$

$$b = \frac{1}{8} \cdot \frac{R \cdot T_c}{p_c} \tag{Gl. 3-13}$$

Der Arbeitsbereich des Stirling-Prozesses befindet sich oberhalb des kritischen Punktes, wodurch im Prozess keine Phasenübergänge stattfinden.

Der Kompressibilitätsfaktor Z berechnet sich nach Gl. 3-14.

$$Z = p \cdot V \cdot R \cdot T \tag{Gl. 3-14}$$

Am kritischen Punkt gilt mit den kritischen Daten $V = V_c$, $T = T_c$ und $p = p_c$ Gl. 3-15.

$$Z_c = s = \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T_c} \tag{Gl. 3-15}$$

Mit der Van der Waals Gleichung erhält man Gl. 3-16.

$$Z = \frac{V}{V - b} = \frac{a}{R \cdot T \cdot V} \quad \text{Gl. 3-16}$$

Weiterentwicklungen der Van der Waals Gleichungen für Realgase sind z.B. SRK (Soave Redlich-Kwong) sowie die Peng Robinson Gleichung. Für die Simulation des StirliQ-Prozesses wurde die Peng Robinson (Peng & Robinson 1976) Gleichung verwendet. Diese Gleichung enthält wie jene von Redlich-Kwong-Soave einen zusätzlichen Korrespondenzfaktor und stellt eine erhebliche Verbesserung gegenüber der Van-der-Waals-Gleichung dar. Sie beschreibt wie diese sowohl Gasphase als auch Flüssigphase mit demselben Parametersatz. Mit dem Maxwell-Kriterium (Gl. 3-20) sind zudem auch das Zweiphasengebiet und die Dampfdruckkurve berechenbar.

In Gl. 3-17 ist die Peng Robinson Gleichung zu sehen.

$$p = \frac{R \cdot T}{V_m - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V_m^2 + 2 \cdot b \cdot V_m - b^2} \quad \text{Gl. 3-17}$$

In Gl. 3-18 sind Gl. 3-19 wird der dazugehörige Kohäsionsdruck a und das Kovolumen b berechnet

$$a = \frac{0,457235 \cdot R^2 \cdot T_c^2}{p_c} \quad \text{Gl. 3-18}$$

$$b = \frac{0,077796 \cdot R \cdot T_c}{p_c} \quad \text{Gl. 3-19}$$

$$\alpha = [1 + (0,37464 + 1,5226 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2) \cdot (1 - T_r^{0,5})]^2 \quad \text{Gl. 3-20}$$

Ist der Azentrische Faktor ω größer als 0,49 dann lautet das Maxwell Kriterium nach Gl. 3-21.

$$\alpha = [1 + (0,379642 + (1,48503 - (1,164423 - 1,016666 \cdot \omega) \cdot \omega) \cdot \omega) \cdot (1 - T_r^{0,5})]^2 \quad \text{Gl. 3-21}$$

3.4.2 Erforschung grundlegender Prozessparameter für ein vordefiniertes Abwärmepotential

Die Modellierung wird als Designwerkzeug des beabsichtigten Systems verwendet (sehr kosteneffiziente Methode, teure Materialkosten können gespart werden, Fehlentwicklungen werden vermieden).

Auf Basis einer polytropen Zustandsänderung wurden die Prozessparameter des StirliQ-Prozesses basierend auf einem vordefinierten Abwärme Potential untersucht. Die geleistete Arbeit wurde mittels Entropieänderung bei den beiden festgelegten Temperaturniveaus $T_{34} = 90^\circ\text{C}$ und $T_{12} = 33^\circ\text{C}$ berechnet (vgl. Abb. 3-49).

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

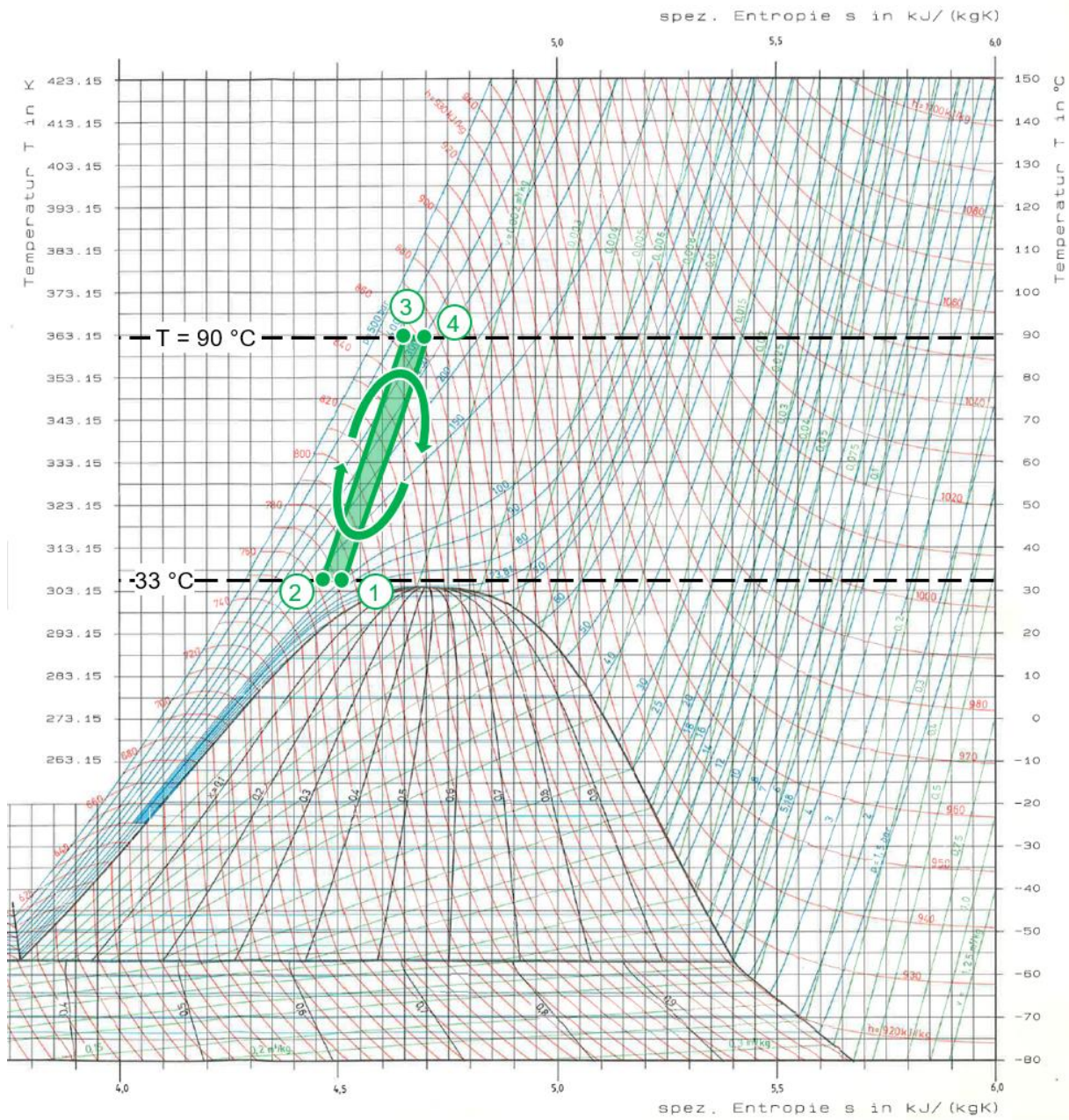


Abb. 3-49: Stirling-Prozess im T-s-Diagramm

In Abb. 3-50 ist das Prozessflussbild zu diesem Prozess in Aspen Hysys™ zu sehen.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

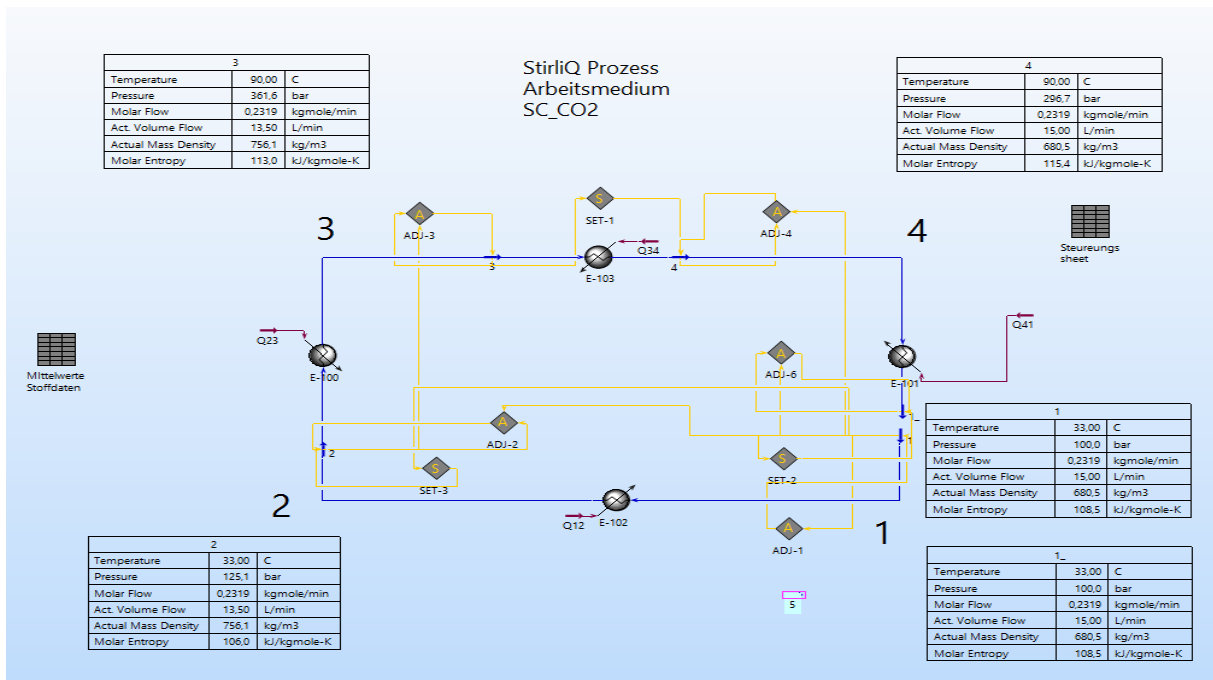


Abb. 3-50: Prozessfließbild für die Berechnung des optimalen Betriebsdruckes

Abb. 3-51 zeigt für ein Arbeitsvolumen von 10 Litern des Stirling-Motors den Verlauf der technischen Leistung sowie den technischen Wirkungsgrad des Prozesses. Es ist ersichtlich, dass sich der optimale kalte Arbeitsdruck am kritischen Punkt befindet. CO₂ besitzt einen kritischen Druck von 73,7 bar. Praktisch sollte für den Betrieb ein Startdruck etwas über dem kritischen Druck gewählt werden, da die Effizienz der Stirling-Technologie unterhalb des kritischen Punktes radikal sinkt. Für die in Abb. 3-51 dargestellten Prozessparameter ist ein maximaler technischer Wirkungsgrad von 13,7% erreichbar. Für die beiden dargestellten Temperaturniveaus von 90 und 30°C beträgt der Carnot-Wirkungsgrad 16,52%. Somit ist bei diesem moderaten Temperaturniveau im Abwärmebereich fast 83% des Carnot-Wirkungsgrades prozesstechnisch erreichbar, wobei hierbei noch kein Generator und Getriebeverlust berücksichtigt wurden. Die Reibungsverluste des Stirling-Motors im Bereich der Kompression und Expansion scheinen aufgrund des Langsamlaufes in Relation zu Generator- und Getriebeverluste vernachlässigbar.

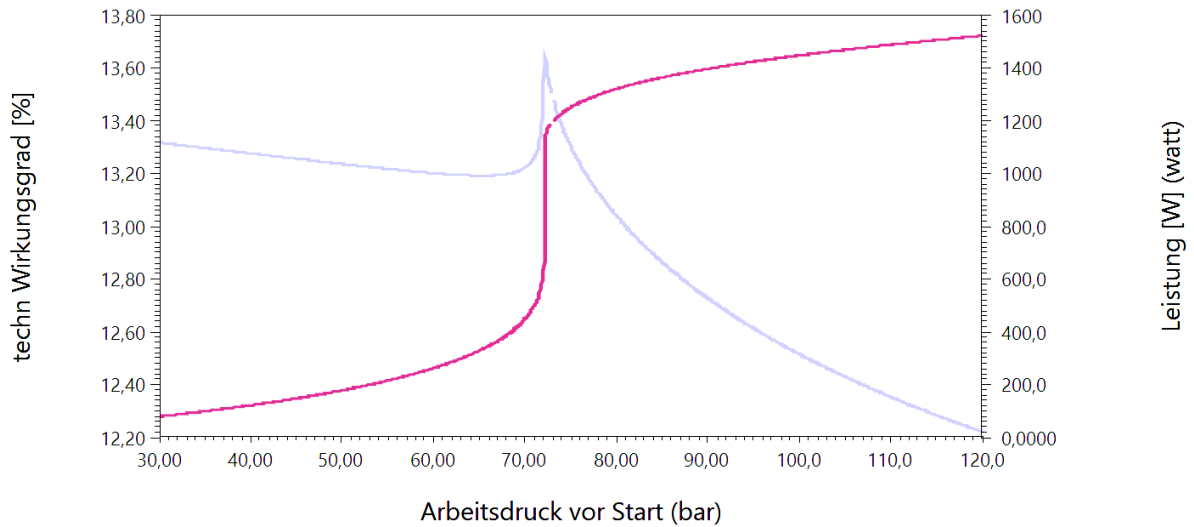


Abb. 3-51: Leistung und techn. Wirkungsgrad in Abhängigkeit des kalten Betriebsdruckes bei $t_{kalt} = 30^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 90^{\circ}\text{C}$

Abb. 3-52 zeigt die abgeführte Leistung und den technischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit des kalten Betriebsdruckes. Der Carnot-Wirkungsgrad bei einem Temperaturniveau von $t_{kalt} = 50^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 70^{\circ}\text{C}$ beträgt lediglich 5,82%. Im Vergleich zu Abb. 3-51 ist erkennbar, dass der technische Wirkungsgrad am kritischen Punkt mit 4,33% ein Verhältnis von 74% des Carnot-Wirkungsgrades erreicht und der Prozess einerseits aufgrund der geringen übertragbaren Gesamtleistung eine erheblich größere Anlagendimensionierung bedarf. Daraus kann für die praktische Anwendung abgeleitet werden, dass aufgrund des realen Kompressionsverhaltens von CO_2 die Temperatur des Kühlmedium bzw. das Temperaturniveau des kalten Betriebsdruckes des Kühlmediums eine wichtige Auslegungsgröße darstellt.

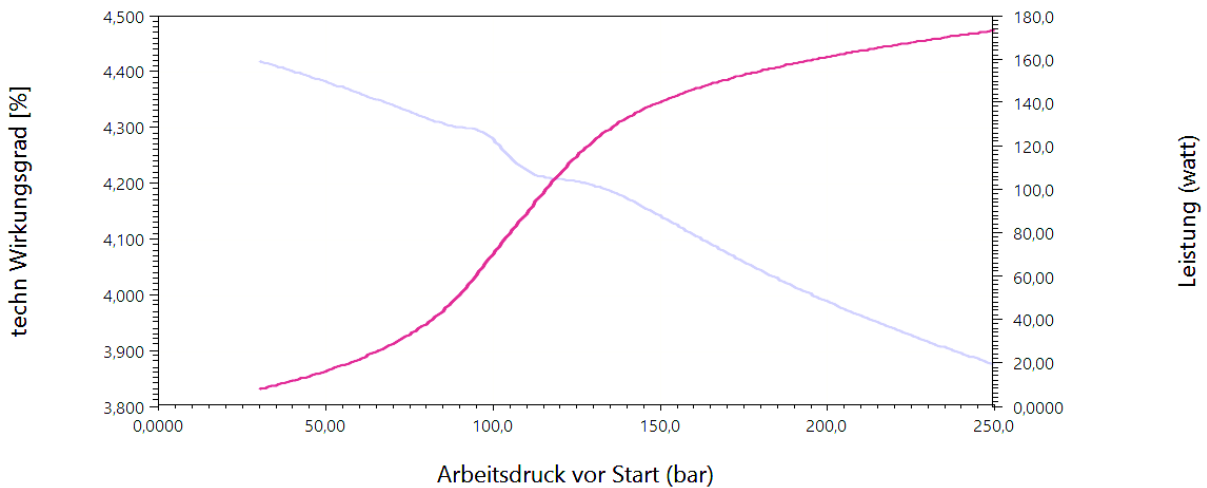


Abb. 3-52: Leistung und techn. Wirkungsgrad in Abhängigkeit des kalten Betriebsdruckes bei $t_{kalt} = 50^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 70^{\circ}\text{C}$

In Abb. 3-53 sind die Ergebnisse für $t_{kalt} = 30^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 70^{\circ}\text{C}$ zu sehen.

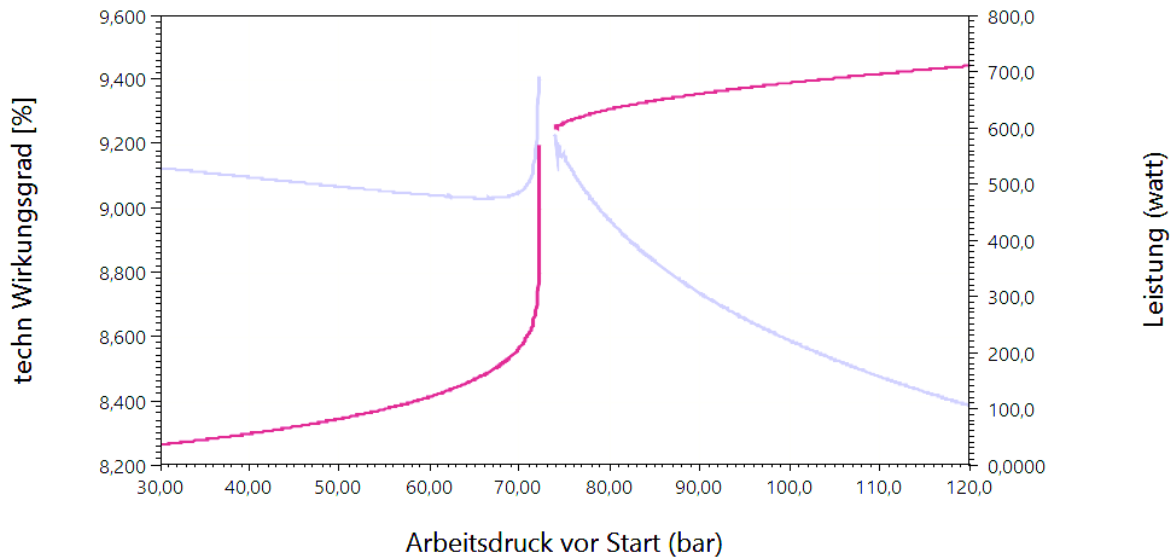


Abb. 3-53: Leistung und techn. Wirkungsgrad in Abhängigkeit des kalten Betriebsdruckes bei $t_{kalt} = 30^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 70^{\circ}\text{C}$

Abb. 3-54 zeigt, dass die StiriQ-Technologie nicht nur für Abwärmenutzung Potential hat, da sich der technische Wirkungsgrad bei $t_{kalt} = 30^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 150^{\circ}\text{C}$ bereit bei 88,5% des Carnot-Wirkungsgrades befindet.

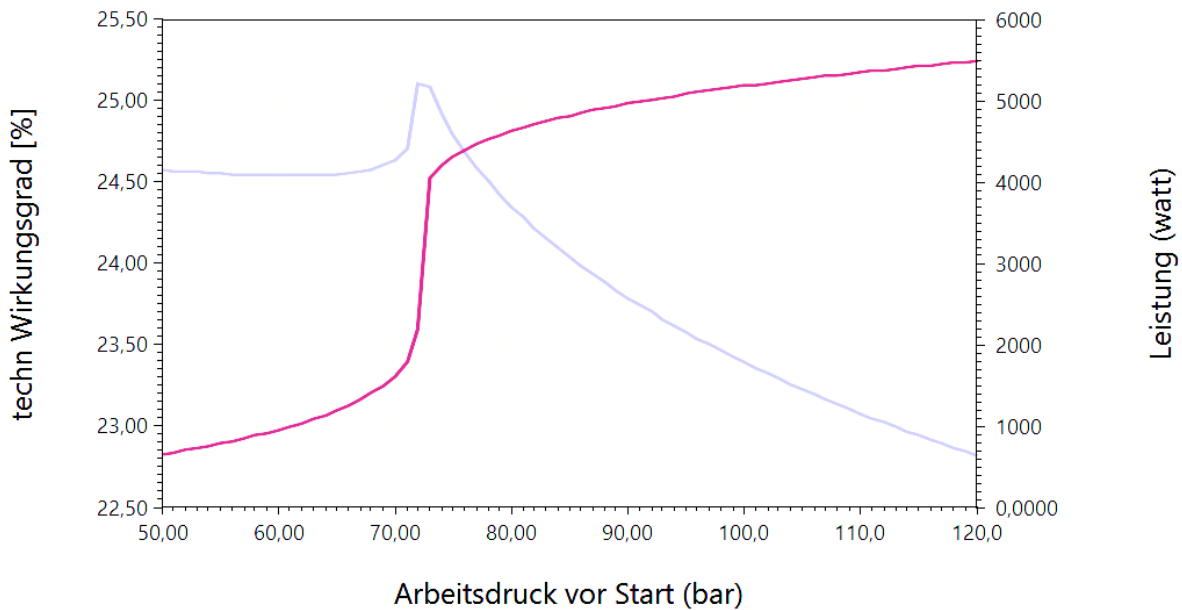


Abb. 3-54: Leistung und techn. Wirkungsgrad in Abhängigkeit des kalten Betriebsdruckes bei $t_{kalt} = 30^{\circ}\text{C}$ und $t_{warm} = 150^{\circ}\text{C}$

3.4.3 Berechnungen und Simulationen des StiriQ-Motors in einer realen Einsatzumgebung

In diesem Kapitel werden folgende Punkte behandelt:

- Mit spezieller Simulationssoftware sollen die grundlegenden leistungs- und temperaturabhängigen Dimensionen des Wärmeaustauschers abgeschätzt werden.

- Dieser Arbeitsschritt sollte die Erkenntnis liefern, bei welchen thermodynamischen Bedingungen der StirliQ-Motor arbeitet, welche Dimensionen der Motor baulich ca. einnehmen wird und welches Arbeitsmedium geeignet ist.
- Des Weiteren soll auch der Regenerator ausgelegt werden.

3.4.3.1 Einsatzumgebung

Der StirliQ-Motor wird für eine reale Einsatzumgebung in Verbindung mit einem Wärmequelle/Pufferspeicher-Konzept exemplarisch simuliert und optimiert. Der Zweck des StirliQ-Motors in dieser Einsatzumgebung ist, zu jedem Zeitpunkt, an dem Wärme gebraucht wird, in Abhängigkeit des technischen Wirkungsgrades Strom zu erzeugen. Der Vorteil liegt dabei im vorhandenen Abwärmekonzept. Im Beispiel einer Biomassefeuerung bei Wohngebäuden mit Fußbodenheizung kann eine Vorlauftemperatur des Heizkessels mit 90°C angenommen werden. Die Rücklauftemperatur aus den Fußbodenheizkreisen kann mit $< 30^{\circ}\text{C}$ angenommen werden. Beide Ströme werden in den Pufferspeicher geführt, welcher eine natürliche Temperatschichtung aufweist. Dadurch kann mit den beiden Temperaturniveaus von $t_{warm} = 90^{\circ}\text{C}$ und $t_{kalt} = 30^{\circ}\text{C}$ die aus dem Kreisprozess des StirliQ-Motors abzuführende Wärme direkt als Nutzwärme verwendet werden. Ein Schema des StirliQ-Motors unter realen Einsatzbedingungen ist in Abb. 3-55 zu sehen.

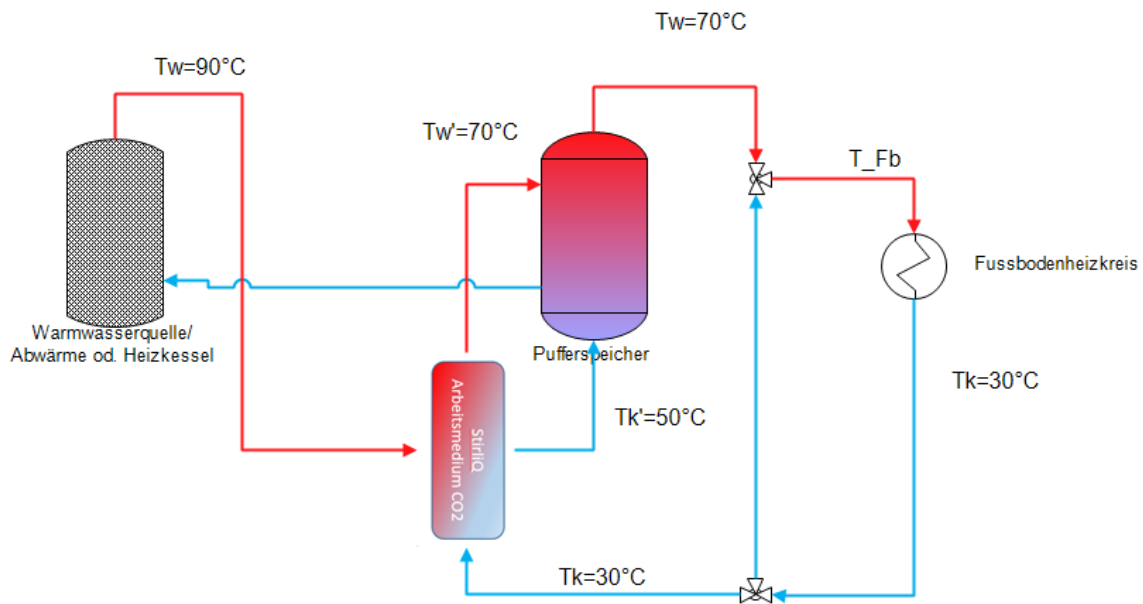


Abb. 3-55: Schema einer realen Einsatzumgebung des StirliQ-Motors

3.4.3.2 Wärmeüberträger

a) Wärmetauscherberechnung

Um die Einfachheit des StirliQ-Prozesses auch apparatetechnisch darzustellen, wurde für die beiden Wärmeübertrager des StirliQ-Prozesses ein Doppelrohr-Wärmetauscher gewählt. Dadurch ist es möglich, die Hochdruckkomponenten mit Standard Materialien ($d_i = 10\text{ mm}$ Hochdruck Rohre / Rohrwendel) darzustellen.

Dazu wurden für die Ermittlung gewichteter Mittelwerte für die Dichte, spezifische Wärmekapazität und thermische Leitfähigkeit von CO₂ reale Daten errechnet. Die Charakteristik der Temperaturdifferenz ist beim Gegenstromwärmetauscher von der spezifischen Wärmekapazität und dem Massenstrom der Fluide abhängig (vgl. dazu Abb. 3-56).

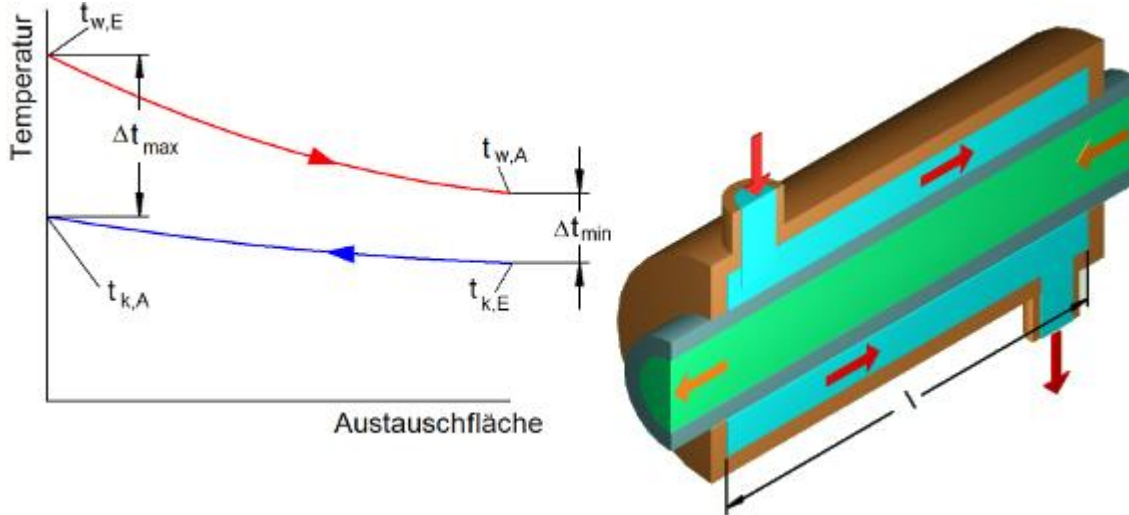


Abb. 3-56: Charakteristik eines Doppelrohrwärmetauschers im Gegenstrombetrieb

Bei Gleich- und Gegenstromwärmetauschern wird mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta t_{m,log}$ gerechnet (Gl. 3-22). Für Kreuzstromwärmetauscher oder andere Wärmetauscherarten muss die Temperaturdifferenz mit einem Korrekturfaktor beaufschlagt werden.

$$\Delta t_{m,log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \tag{Gl. 3-22}$$

$\Delta t_{m,log}$ mittlere logarithmische Temperaturdifferenz [K]

Δt_{max} max. Temperaturdifferenz [K]

Δt_{min} min. Temperaturdifferenz [K]

Wenn $\Delta t_{max} = \Delta t_{min}$ dann ist $\Delta t_{m,log} = \Delta t_{max}$

Der Wärmeübergangskoeffizient k wird auf die Außenfläche des Rohrs bezogen. Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten ist von den Stoffdaten des Fluids sowie von den Strömungsverhältnissen an der Wärmeübergangsoberfläche abhängig (vgl. dazu Gl. 3-23 und Abb. 3-57).

$$k = \frac{1}{\frac{d_a}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda_R} \cdot \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_a}} \tag{Gl. 3-23}$$

k Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m²*K)]

d_a Außendurchmesser [m]

d_i Innendurchmesser [m]

α_i Wärmeübergangskoeffizient Innenseite [W/(m²*K)]

α_a Wärmeübergangskoeffizient Außenseite [W/(m²*K)]

λ_R Wärmeleitfähigkeit Rohrwerkstoff [W/(m*K)]

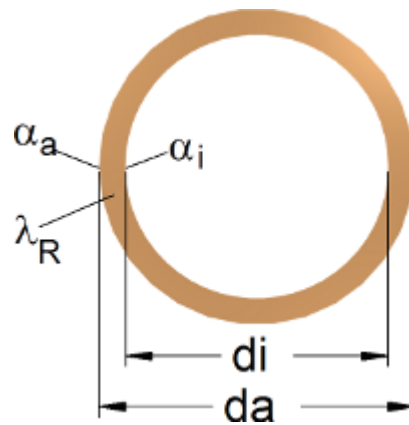


Abb. 3-57: Erklärung der Variablen aus Gl. 3-23

b) Aufheizphase / Warme Seite

In Tab. 3-3 sind alle relevanten Betriebsparameter des StirliQ-Wärmetauschers zu sehen.

Tab. 3-4: Betriebsparameter des StirliQ-Wärmetauschers für die warme Seite

Wärmetauscher Ausführung	Gegenstrom	
Wärmestrom - Q - (kW)	10.0	
Abmessungen	Innenrohr	Außenrohr
Außendurchmesser - Da - (mm)	12.0	
Innendurchmesser - Di - (mm)	10.0	15.0
	kalte Seite Innenrohr	warme Seite Außenrohr
Volumenstrom - V - (m³/h)	0.459	0.401
Strömungsgeschwindigkeit - v - (m/s)	1.62	1.75
Strömungsbereich	Turbulent	Turbulent
Bezugsdurchmesser - L - (m)	0.01000	0.00300
Temperatur Eintritt - te - (°C)	30.0	92.0
Temperatur Austritt - ta - (°C)	90.0	70.0
Temperatur Differenz - Δt - (°C)	60.0	22.0
Logarithmische Temperatur Differenz - Δt log - (°C)	12.7	
Medium	Eingabewerte	Wasser
Medium Bezugstemperatur - tm - (°C)		81.0
Dichte - ρ - (kg/m³)	677.0	971.2
spez. Wärmekapazität - cp - (J/(kg*K))	1932.0	4196.4
Wärmeleitfähigkeit - λ - (W/(m*K))	0.0197	0.667
dynamische Viskosität - η - (kg/(m*s))	0.0000455	0.000349
Rohrmaterial		
Materialart	Kupfer	
Wärmeleitfähigkeit - λ - (W/(m*K))	380.0	
Ergebnisse		
Reynolds Zahl - Re - (-)	241401.7	14645.8
Prandtl Zahl - Pr - (-)	4.46	2.19
Nußelt Zahl - Nu - (-)	1048.4	68.9
Wärmeübergangszahl - α - (W/(m²*K)) [1]	2065.3	15327.1
Wärmedurchgangskoeffizient - k - (W/(m²*K))	1768.8	
Wärmeaustauschfläche - A - (m²)	0.446	
Rohrlänge - l - (m)	11.8	

Der Temperaturverlauf des StirliQ-Wärmetauschers auf der warmen Seite im Gegenstrombetrieb ist in Abb. 3-58 zu sehen.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

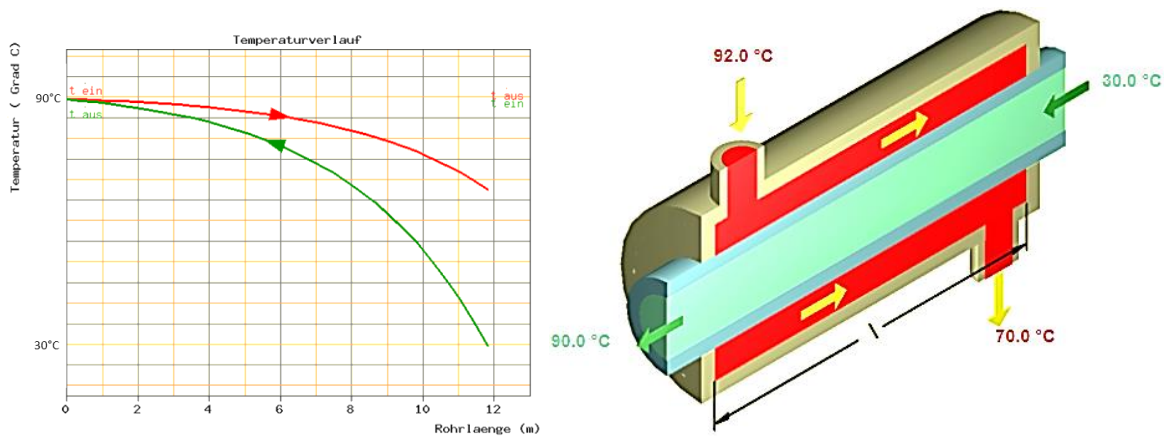


Abb. 3-58: Temperaturverlauf des StirliQ-Wärmetauschers auf der warmen Seite im Gegenstrombetrieb

c) Abkühlphase / kalte Seite

In Tab. 3-5 sind alle relevanten Betriebsparameter des StirliQ-Wärmetauschers für die kalte Seite zu sehen.

Tab. 3-5: Betriebsparameter des StirliQ-Wärmetauschers für die kalte Seite

WärmetauscherAusführung	Gegenstrom	
	3.00	
Wärmestrom - Q - (kW)		
Abmessungen	Außenrohr	Innenrohr
Außendurchmesser - Da - (mm)		12.0
Innendurchmesser - Di - (mm)	15.0	10.0
	kalte Seite Außenrohr	warme Seite Innenrohr
Volumenstrom - V - (m³/h)	0.130	0.145
Strömungsgeschwindigkeit - v - (m/s)	0.569	0.512
Strömungsbereich	Turbulent	Turbulent
Bezugsdurchmesser - L - (m)	0.00300	0.01000
Temperatur Eintritt - te - (°C)	30.0	90.0
Temperatur Austritt - ta - (°C)	50.0	33.0
Temperatur Differenz - Δt - (°C)	20.0	57.0
Logarithmische Temperatur Differenz - Δt log - (°C)	14.3	
Medium	Wasser	Eingabewerte
Medium Bezugstemperatur - tm - (°C)	40.0	
Dichte - ρ - (kg/m³)	992.2	677.0
spez. Wärmekapazität - cp - (J/(kg*K))	4178.1	1932.0
Wärmeleitfähigkeit - λ - (W/(m*K))	0.629	0.0197
dynamische Viskosität - η - (kg/(m*s))	0.000652	0.0000455
Rohrmaterial		
Materialart	Kupfer	
Wärmeleitfähigkeit - λ - (W/(m*K))	380.0	
Ergebnisse		
Reynolds Zahl - Re - (-)	2598.3	76232.1
Prandtl Zahl - Pr - (-)	4.33	4.46
Nußelt Zahl - Nu - (-)	16.2	392.2
Wärmeübergangszahl - α - (W/(m²*K)) [1]	3392.1	772.7
Wärmedurchgangskoeffizient - k - (W/(m²*K))	540.3	
Wärmeaustauschfläche - A - (m²)	0.389	
Rohrlänge - l - (m)	10.3	

Der Temperaturverlauf des StirliQ-Wärmetauschers auf der kalten Seite im Gegenstrombetrieb ist in Abb. 3-59 zu sehen.

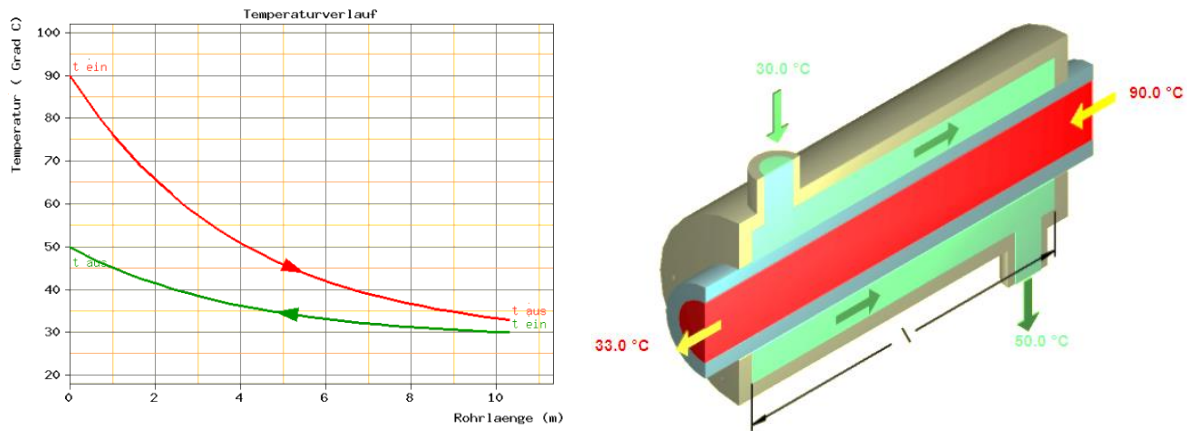


Abb. 3-59: Temperaturverlauf des StirliQ-Wärmetauschers auf der kalten Seite im Gegenstrombetrieb

3.4.3.3 Arbeitskolben

Für die Nutzung der Volumsänderungsarbeit dient im StirliQ-Motor ein doppelwirkender Hydraulikkolben. Eine technische Zeichnung dieses Hydraulikkolbens ist in Abb. 3-60 zu sehen. Technische Daten und Werkstoffe der einzelnen Komponenten sind in Tab. 3-6 aufgelistet.

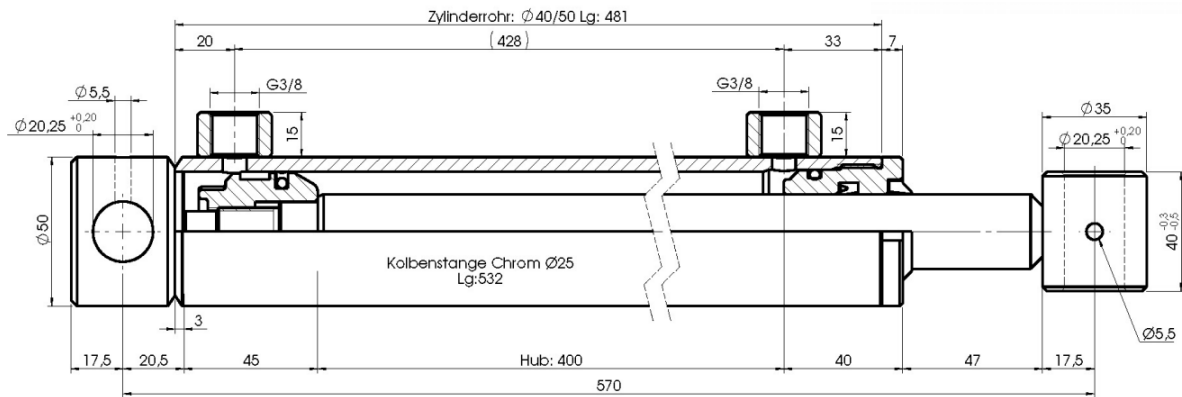


Abb. 3-60: Technische Zeichnung des verwendeten Hydraulikkolbens

Tab. 3-6: Daten des verwendeten Hydraulikkolbens

Technische Daten	
Hub	400 mm
Kolbendurchmesser	40 mm
Stangendurchmesser	25 mm
Druckkraft	25,1 kN (etwa 2,5 Tonnen) bei 200 bar
Zugkraft	15,3 kN (etwa 1,5 Tonnen) bei 200 bar
Max. Hubgeschwindigkeit	0,5 m/s
Max. Betriebsdruck	200 bar
Prüfdruck:	300 bar
Temperaturbereich	-30°C bis +90°C
Werkstoffe	
Stange	CK45 verchromt f7 Ra < 0,2; Chromschicht min. 20 µm; Korrosionsbeständigkeit: 209 Stunden; NSS ISO 9227 Klasse 9 (ISO 4540) Vickershärte 900 HV
Rohr	ST 52.3 BK DIN 2393/C Toleranz H9 Ra < 0,8 µm
Führung	Stahl 38 MF5 mit Salzbadnitrierung
Kolben	Stahl C35R
Dichtung der Stange	Polyurethan – Kompaktlippendichtung + Abstreifer
Dichtung des Kolbens	Polyurethan – Kompaktlippendichtung + Nitril-Dichtring

3.4.3.4 Aufbau des StirliQ-Motors

Abb. 3-61 zeigt eine StirliQ-Einheit. Durch den Wechsel des Heiz- und Kühlmediums bei jedem Arbeitszyklus kommt es am Totpunkt zum Stillstand. Eine StirliQ-Einheit liefert somit eine pulsierende Leistungskurve. Diese lässt sich durch die serielle Schaltung mehrerer StirliQ-Einheiten auf einer Welle und einem zeitlichen Versatz des Energiewechsels abflachen.

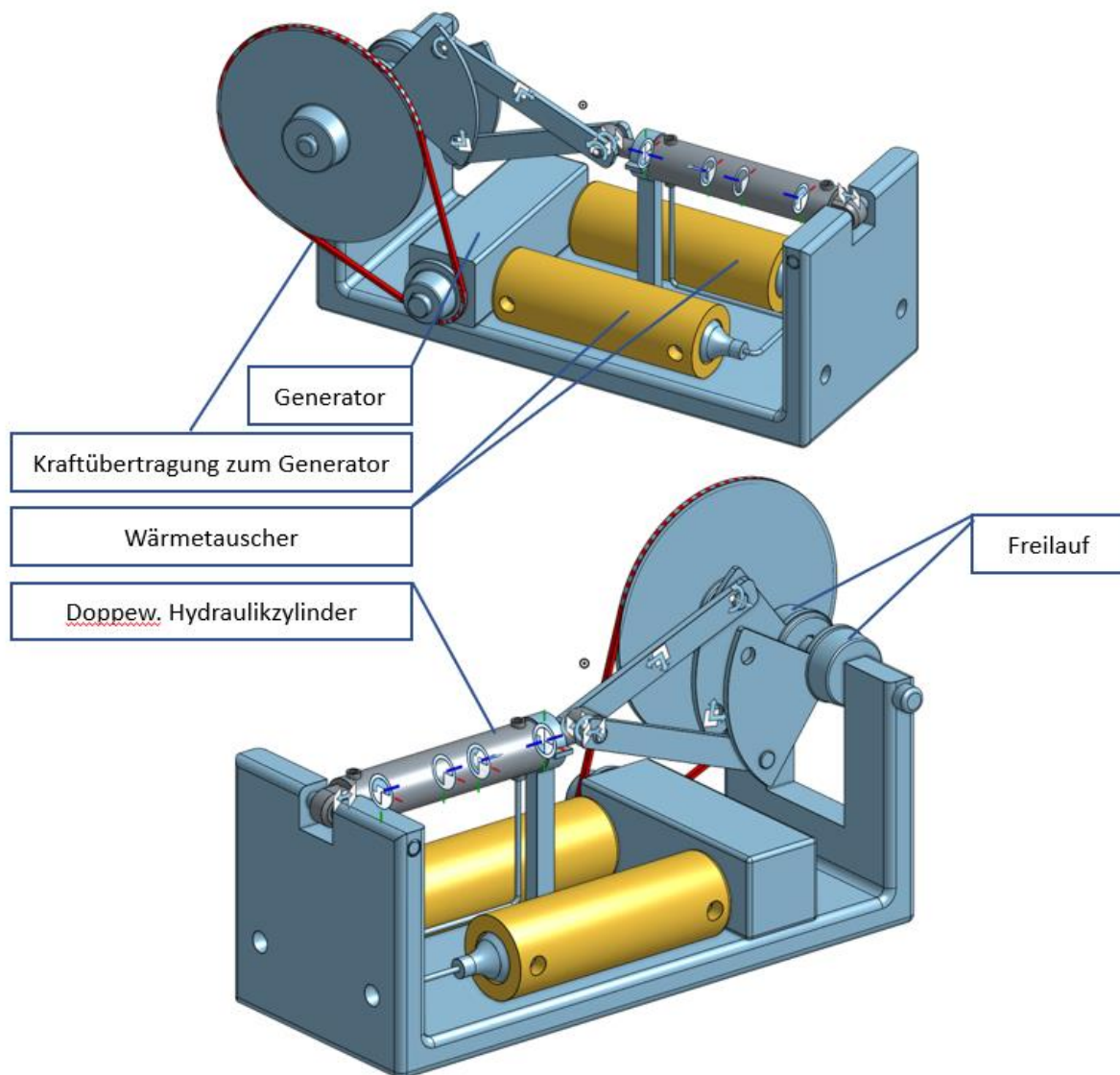


Abb. 3-61: Funktionsprinzip des StirlingQ-Motors anhand einer 3D-CAD-Zeichnung

Eine Besonderheit des StirlingQ-Motors ist, dass nicht das Arbeitsmedium zwischen der warmen und der kalten Energiequelle ausgetauscht wird, sondern dass die Energiequellen ihre Position wechseln (siehe Abb. 3-62). Dadurch ist theoretisch auch ein diskontinuierlicher Betrieb möglich – wodurch man sich den Eckpunkten des Kreisprozesses im T-s- bzw. p-v-Diagramm nähert und rein theoretisch auch dem Carnot-Wirkungsgrad.

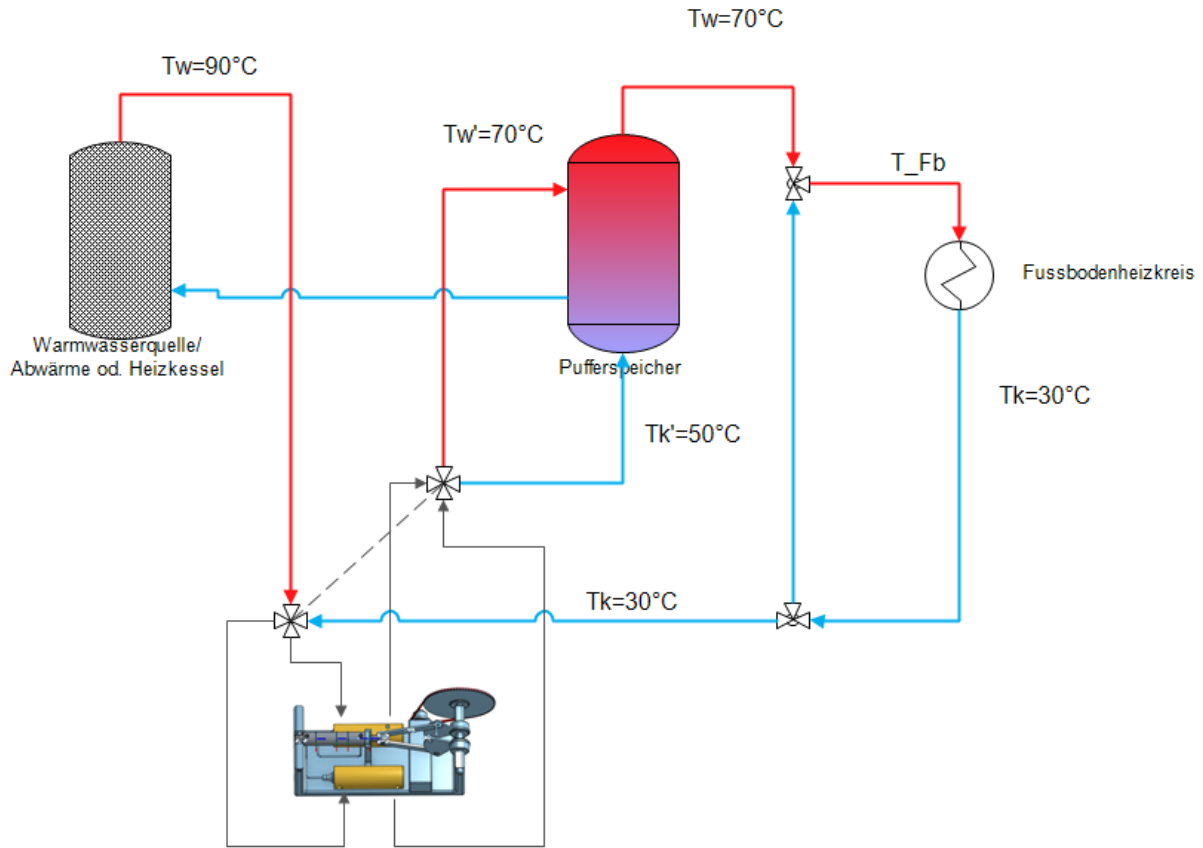


Abb. 3-62: Prinzipskizze der System-Integration des Stirling-Motors

3.4.4 Soft-Sensoren-Modell

Durch den Einsatz von Membranspeichern wird das Hydrauliksystem vom eigentlichen Arbeitsmedium getrennt. Durch die weitgehende Inkompressibilität des Hydrauliköls relativ zum Arbeitsmedium CO_2 kann mit ausreichender Genauigkeit die Volumsänderungsarbeit ausschließlich im CO_2 -System betrachtet werden. Dies erleichtert den Ansatz für eine Soft-Sensorik im Laborbetrieb. Das Arbeitsmedium des Stirling-Prozesses besteht somit aus dem Reinstoff CO_2 . Das PVT-Verhalten reduziert sich bei bekanntem Anlagenvolumen auf ein PT-Verhalten. Da das Volumen der Laboranlage in jedem Zustand bekannt ist, liefert jede Druck- oder Temperaturmessung die Information des thermodynamischen Zustandes im System, unter der Voraussetzung, dass die CO_2 -Masse im System bekannt ist. Da für die Validierung des Prozesses im Labor die Prozesszustände des Arbeitsmediums maßgeblicher sind als Energiebilanzen mit überlagerten Wärmeverlusten, ist bei bekanntem Volumen eine Druckmessung von besonderer Bedeutung, da sich daraus die entsprechende Prozess Temperatur mit hoher Genauigkeit errechnen lässt. Somit kann man durch die Druckmessung auf die mittlere Systemtemperatur schließen. Temperaturmessungen unterliegen hingegen vermehrt örtlichen Effekten, sodass eine Abweichung zwischen gemessener Temperatur und der thermodynamisch korrekten mittleren Systemtemperatur wahrscheinlich ist.

Auch nur mit wenigen realen Messpunkten liefert der Soft-Sensor-Ansatz für die Laboranlage in Verbindung mit einem Simulationsmodell Informationen nahezu aller Prozesszustände. Das Soft-Sensor-

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

Modell dient einerseits zur Prozessdatenerfassung im Laborbetrieb und gleichzeitig als Optimierungsmodell auf Basis der gewonnenen Prozessdaten.

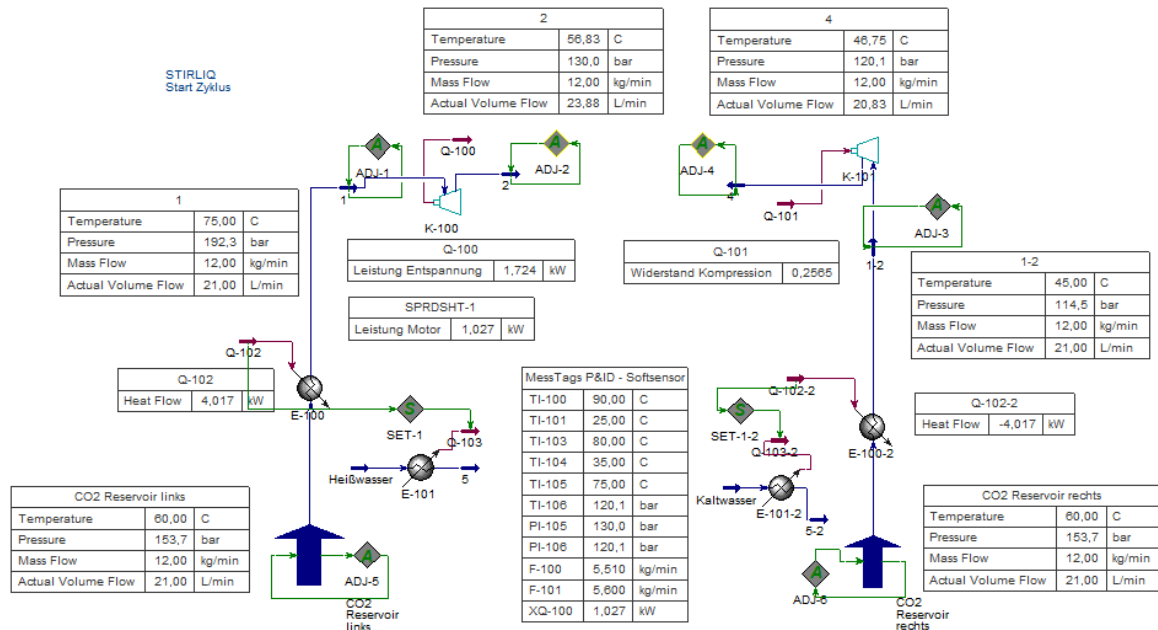


Abb. 3-63: Soft-Sensor-Modell in Aspen Hysis™

3.5 Labortechnische Untersuchung des Stirling-Motors

3.5.1 1. Stirling-Laboranlage

3.5.1.1 Vereinfachung des Stirling-Prozesses für die Laboranlage

Für die Umsetzung des Stirling-Prozesses im Labor wurde als Basis ein P&ID (Piping and Instrumentation Diagram (engl.) → Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema) entwickelt und darauf aufbauend alle Einzelkomponenten einem Basic Engineering unterzogen. Ein Konstruktionsziel für die Umsetzung des Stirling-Konzeptes ist unter anderem, eine investitionsarme Anlagentechnik zu entwickeln, um die Technologie wirtschaftlich für möglichst geringe Abwärmepotentiale einsetzen zu können. Bei der detaillierten Planung der Laboranlage gelang eine weitere wesentliche Vereinfachung von Prozesskomponenten, welche eine verlässliche Umsetzung des Laborbetriebes ermöglicht und zudem die Stirling-Technologie mit vergleichsweise billigen Standardkomponenten verfügbar macht.

Eine wesentliche Vereinfachung in der anlagentechnischen Umsetzung des Stirling-Prozesses (Abb. 3-64) im Vergleich zum Basiskonzept (vgl. dazu Abb. 3-1) ist, dass die Hydraulikzylinder durch hydraulische Hochdruck-Membranspeicher in Verbindung mit einem Hydraulikmotor ersetzt wurden. Dies löst einerseits die Aufgabenstellung der Zylinderdichtung und andererseits ist in dieser Konfiguration kein aufwendiges Getriebe notwendig, da der Hydraulikmotor im Übersetzungsverhältnis 1:2 direkt auf den Generator geschaltet wird.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

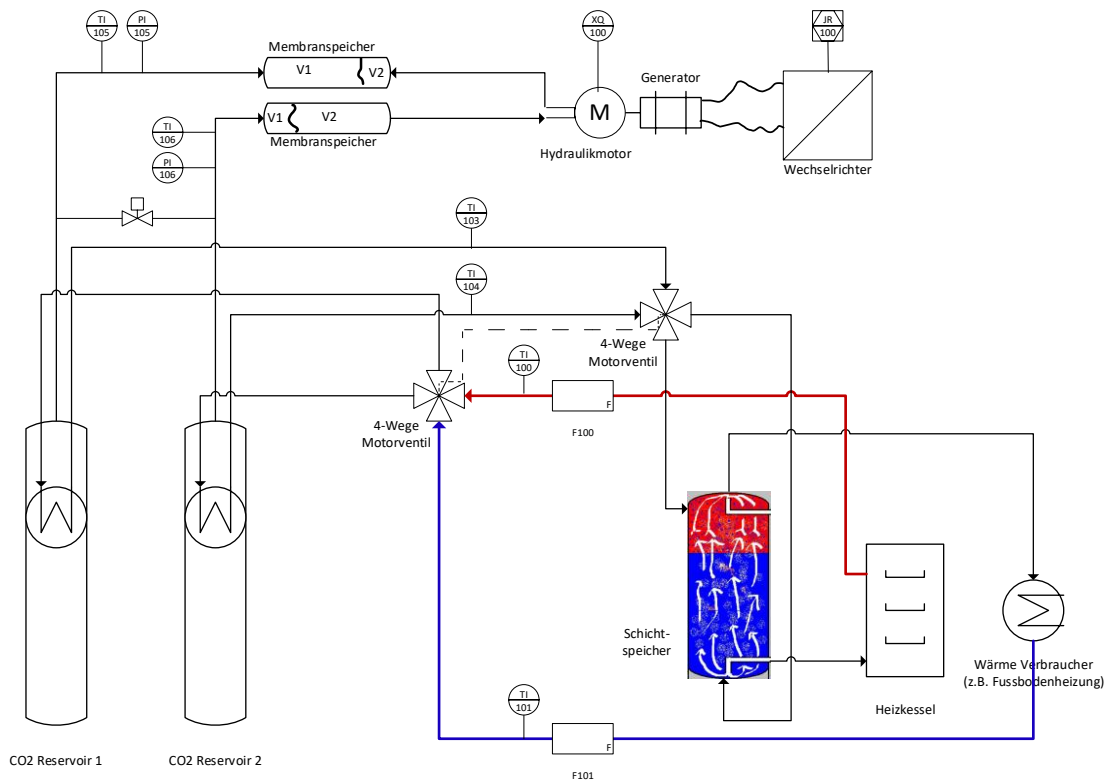


Abb. 3-64: P&ID des StirlingQ-Prozesses in der Praxis

Diese Vereinfachung bringt mit sich, dass anders als bei dem Basiskonzept die Örtlichkeit der Wärmequelle und Senke mit jedem Arbeitsschritt wechselt. Dieser Wechsel von Wärmequelle und Wärmesenke wird durch das Ansteuern von 2 4-Wege Mischventilen erreicht. Im rechten unteren Bereich von Abb. 3-64 ist die eigentliche Wärmequelle abgebildet. Dabei handelt es sich um einen konventionellen Heizkessel der einen Schichtspeicher lädt. Dieser Schichtspeicher wiederum versorgt einen fiktiven Wärmeabnehmer. Der Rücklauf dieses Wärmeabnehmers ist die Wärmesenke des StirlingQ-Motors. Da man für den StirlingQ-Prozess für die Wärmesenke eine Temperatur unter 30°C benötigt, kommen für diese Art der Verschaltung keine hochtemperaturremittierenden Wärmeverbraucher, wie zum Beispiel Radiatoren in Frage, welche eine hohe Rücklauftemperatur aufweisen.

Das Umschalten durch die 2 4-Wege Mischventile ist im Detail in Abb. 3-65 und Abb. 3-66 zu sehen. In Abb. 3-65 sind die 2 4-Wege Mischventile so geschaltet, dass der Vorlauf vom Heizkessel kommend, das CO₂-Reservoir 2 auf etwa 90°C erwärmt. Das CO₂-Reservoir 1 wird im gleichen Arbeitsschritt vom Rücklauf des Heizungssystems auf etwa 30°C gekühlt. Die zwei Kolben in den Membranspeichern bewegen sich in die gezeigten Richtungen. Bei der Umschaltung wird nun aus der ursprünglichen Wärmequelle die Wärmesenke, und umgekehrt. Dadurch erfolgt der 2. Arbeitsschritt und die Kolben in den Membranspeichern bewegen sich in die entgegengesetzte Richtung.

Für die Messtechnik wurde ein Hybridansatz gewählt. Mit wenigen Messpunkten von Druck und Temperatur wurden in Verbindung mit einem Soft-Sensor-Konzept unter Verwendung einer Open Source-Simulationssoftware eine effektive Prozessverfolgung ermöglicht.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

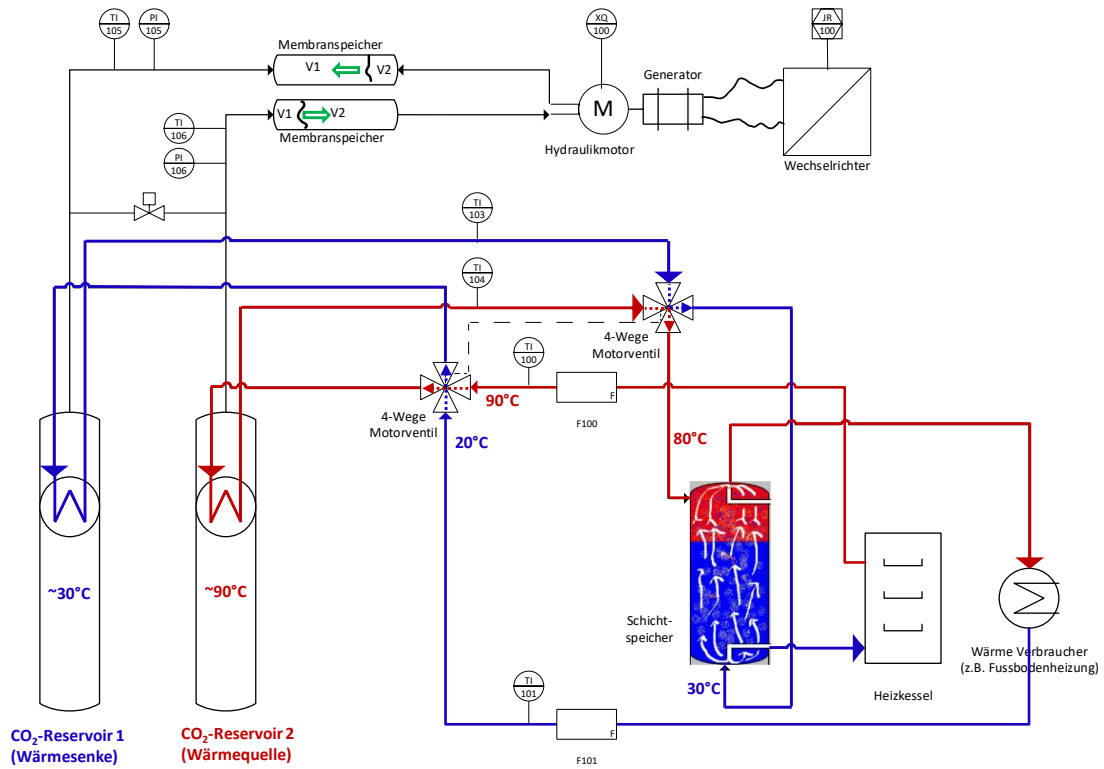


Abb. 3-65: Arbeitszyklus 1 mit CO₂-Reservoir 1 als Wärmesenke

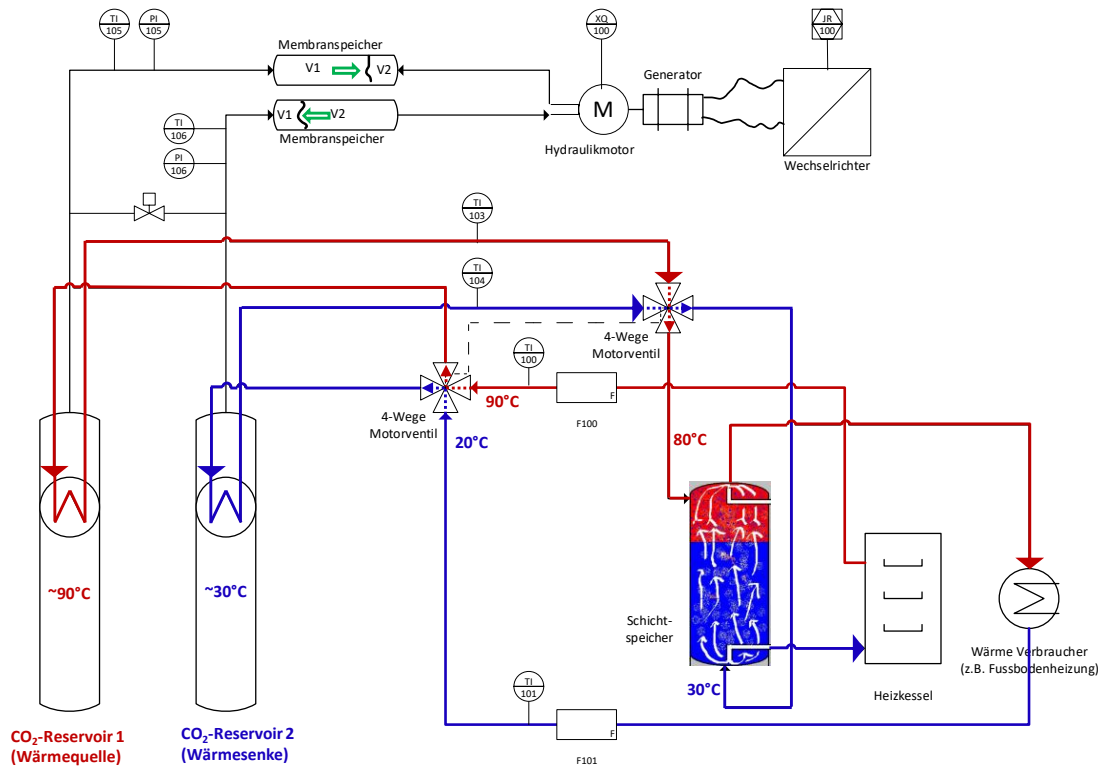


Abb. 3-66: Arbeitszyklus 2 mit CO₂-Reservoir 1 als Wärmequelle

3.5.1.2 Hydraulikmotor

Das Basic Engineering wurde nach dem Bottom-Up-Prinzip basierend auf dem Kennfeld des Hydraulikmotors und der Wellenleistung am Generator durchgeführt. Für die Laboranlage wurde ein Hydraulikmotor des Unternehmens M+S Hydraulic PLC. mit der Bezeichnung MMS 8 bezogen. Das Schluckvolumen dieses Motors beträgt 8 cm³/U.



Abb. 3-67: Hydraulikmotor MMS 8³³

In Abb. 3-68 ist grau hinterlegt der mögliche Arbeitsbereich in Dauerbelastung im Kennlinienfeld des Hydraulikmotors zu sehen. Der Standardbetriebspunkt wurde bei 70 bar und einer Leistungsabgabe von 0,25 kW festgelegt.

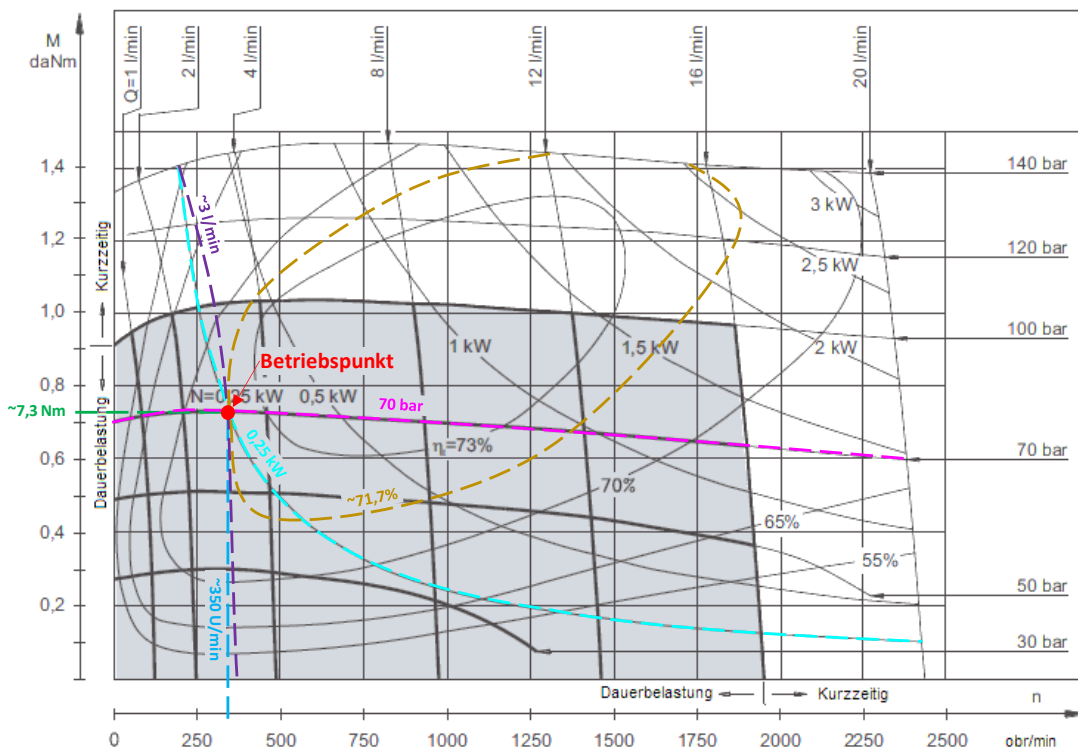


Abb. 3-68: Betriebspunkt der StirliQ-Laboranlage im Kennfeld des Hydraulikmotors³³

In Tab. 3-7 ist der Betriebsbereich der Hydraulikmotors im StirliQ-Prozess zu sehen.

³³ www.hydrotechnik24.de, abgerufen am 21.09.2021

Tab. 3-7: Leistungsdaten des Hydraulikmotors

Nennleistung	250-1000 W
Durchschnittliche Druckdifferenz*	70-100 bar
Drehzahl	250-1000 /min
Drehmoment	0,7-1 Nm
Durchfluss	2-8 l/min
Wirkungsgrad	70-73%

* zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite

Auf der Hydraulikseite wurde in der Laboranlage zunächst kein 4-Wege Mischventil vorgesehen, da die Performance des Hydraulikmotors in beiden Richtungen gleich ist. Der Richtungswechsel des Hydraulikmotors nach einem Arbeitszyklus wird für die Laboranlage akzeptiert. Für zukünftige Anwendungen sieht man eine hydraulische Gleichrichterschaltung mit 4 Rückschlagventilen vor (vgl. dazu Abb. 3-69). Damit erfolgt die Richtungsumkehr der beiden Membranspeicher automatisch.

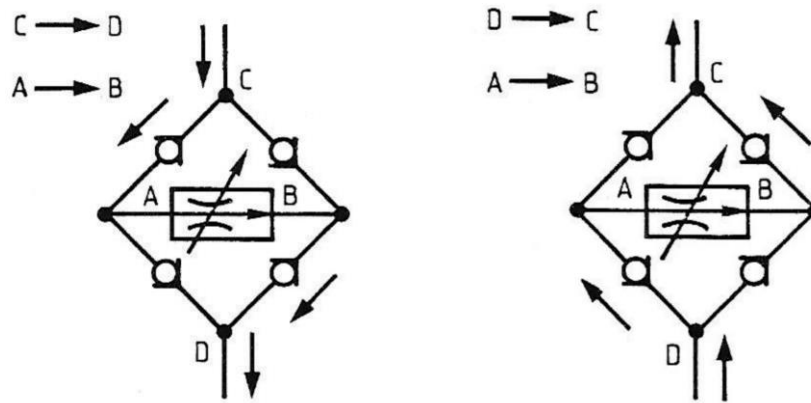


Abb. 3-69: Hydraulische Gleichrichterschaltung³⁴

3.5.1.3 CO₂-Reservoirs

a) Betriebspunkte in den CO₂-Reservoirs

Fasst man die Prozessschritte Erwärmung/Kompression sowie Abkühlung/Expansion zusammen, errechnen sich die beiden Grenzbetriebspunkte der beiden CO₂-Reservoirs wie in Abb. 3-70 zu sehen. Hierbei wird nicht der gesamte rechtsdrehende Kreisprozess abgebildet, sondern im Wesentlichen nur die Grenzbetriebspunkte, deren vertikale Lage im Diagramm durch die Temperaturen der Wärmequelle und -senke vorgegeben sind. Auf welchen Isochoren sich der Kreisprozess befindet, muss in den weiteren labortechnischen Arbeiten untersucht werden.

³⁴ Gribi Hydraulics AG, 2021. Hydraulik -Kurs H2. www.pb-sb.ch, abgerufen am 21.09.2021

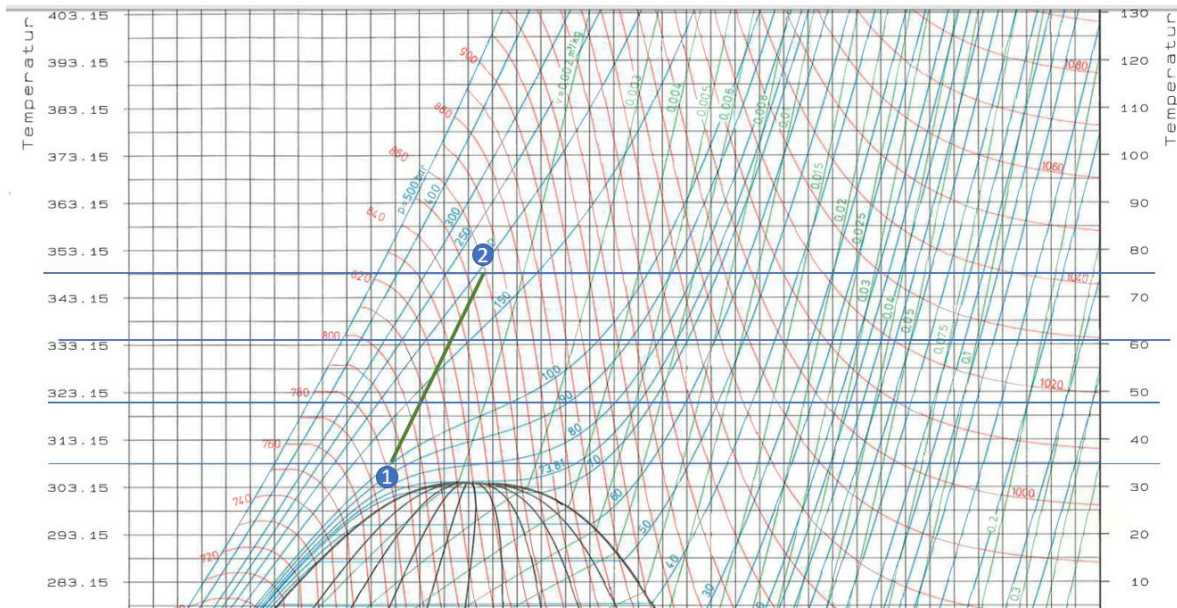


Abb. 3-70: Grenzbetriebspunkte der beiden CO₂-Reservoirs der 1. StirliQ-Laboranlage

Das Arbeitsvolumen eines Arbeitszyklus des StirliQ-Prozesses in der Laborkonfiguration beträgt 3 Liter. Dies entspricht dem Arbeitsvolumen eines Membranspeichers (vgl. dazu Kapitel 3.5.1.5). Danach werden die Wärmeträgermedien vertauscht und es beginnt der Gegenzyklus. Die Zyklusdauer ist von dem Verhältnis der in den CO₂-Reservoirs eingebrachten Leistung und dem Volumen der einzelnen CO₂-Reservoirs abhängig. Die CO₂-Reservoirs bestehen aus Hochdruck-Composite-Flaschen mit innenliegendem Rohrwendel, welche vom Wärmeträgermedium durchflossen werden. Dadurch, dass die Wärmeträger von Zyklus zu Zyklus die Seite der CO₂-Reservoirs wechseln (und nicht das Arbeitsmedium, wie bei herkömmlichen Stirling-Motoren), ist es wesentlich, dass Inert-Massen minimiert werden. Dies wird durch die isolierenden Hochdruck-Composite-Flaschen bewerkstelligt. Um zwischen den Betriebspunkten in Abb. 3-70 eine Expansion von 3 Litern darzustellen, ist ein CO₂-Volumen von 20 Liter jeweils auf der Hoch- und Niederdruckseite erforderlich. Dieser Wert stammt aus der Simulation (siehe Deliverable 3.1 & 3.2), wurde mit der Zustandsgleichung von Peng-Robinson berechnet und ist mit den gewählten Start- und Endtemperaturen direkt in Verbindung. Die beiden CO₂-Reservoirs sind mit jeweils 13 kg CO₂ befüllt. Die Heizleistung der Rohrwendel im Heizbetrieb in den CO₂-Reservoirs wurde auf Basis eines Wärmedurchgangskoeffizienten (k) von 250 W/m²K berechnet. Die logarithmische Temperaturdifferenz ergibt sich aus einer mittleren Temperatur des CO₂-Reservoirs von 55°C und einer Vorlauftemperatur von 90°C sowie einer Rücklauftemperatur von 80°C für das CO₂-Reservoir, das gerade die Wärmequelle ist, und einer Vorlauftemperatur von 20°C sowie einer Rücklauftemperatur von 30°C für das CO₂-Reservoir, das gerade die Wärmesenke ist (vgl. dazu Abb. 3-71). Diese Temperaturen sind auch in Abb. 3-65 und Abb. 3-66 zu sehen.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

Abmessungen der CO2 Reservoirs

$$d_{res} := 208 \text{ mm} \quad l_{res} := 575 \cdot 2 \text{ mm} \quad s_{res} := 20 \text{ mm}$$

Innenvolumen der CO2 Reservoirs

$$V_{res} := \frac{(d_{res} - 2 \cdot s_{res})^2 \cdot \pi}{4} \cdot (l_{res} - 2 \cdot s_{res}) = 24,6055 \text{ L}$$

$$d_{i_{res}} := d_{res} - 2 \cdot s_{res} = 168 \text{ mm} \quad l_{i_{res}} := l_{res} - 2 \cdot s_{res} = 1110 \text{ mm}$$

$$t_{r_{ein}} := 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{r_{aus}} := 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{co2_{w1}} := 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{co2_{w2}} := 75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{co2_m} := \frac{t_{co2_{w1}} + t_{co2_{w2}}}{2} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ein_w} := \frac{(t_{r_{ein}} - t_{co2_m})}{K} = 35$$

$$\Delta t_{aus_w} := \frac{(t_{r_{aus}} - t_{co2_m})}{K} = 25$$

Logarithmische Temperaturdifferenz

$$LMDT_{heizen} := \left(\frac{\Delta t_{aus_w} - \Delta t_{ein_w}}{\ln(\Delta t_{aus_w}) - \ln(\Delta t_{ein_w})} \right) = 29,7201$$

Gewählter Wendeldurchmesser: $d_w := 150 \text{ mm}$

Rohrdurchmesser Rohrwendel: $d_{rohr} := 10 \text{ mm} \quad d_{rohr_i} := 8 \text{ mm}$

Anzahl der Windungen: $n := \frac{l_{i_{res}} - 50 \text{ mm}}{d_{rohr}} = 106$

Länge Wendelrohr: $l_w := d_w \cdot \pi \cdot n = 49,9513 \text{ m}$

Rohroberfläche: $A_w := d_{rohr} \cdot \pi \cdot l_w = 1,5693 \text{ m}^2$

Volumsverlust CO2: $V_w := \frac{d_{rohr}^2 \cdot \pi \cdot l_w}{4} = 3,9232 \text{ L}$

Wendel Wärmedurchgang: $k_w := 250 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$

$$P_w := k_w \cdot A_w \cdot LMDT_{heizen} \quad K = 11659,7072 \text{ W}$$

Abb. 3-71: Bestimmung der Rohrwendelleistung in den CO₂-Reservoirs

Das Simulationsmodell des Stirling-Motors soll durch die Messungen an der Laboranlage grundsätzlich validiert werden (TRL Level 4). Ein Setup mit 2 CO₂-Reservoirs ermöglicht dies bereits und erlaubt zudem eine operative Optimierung des Prozesses. Würde man die Anzahl der CO₂-Reservoirs erhöhen, würde sich bei zeitlich versetzter Zyklusführung die Wellenleistung harmonisieren. Um die Umschaltfrequenz zu minimieren, sollte die Stirling-Konfiguration mit 2 CO₂-Reservoirs bei maximaler Druckdifferenz das gesamte Arbeitsvolumen der Membranspeicher entsprechen. Um dies zu gewährleisten, müssen die Prozessbedingungen für jede Einsatzumgebung angepasst werden. Dafür ist es notwendig, die CO₂-Volumina und vor allem die Arbeitstemperatur des Stirling-Motors an die vorhandene Wärmequelle und -senke so anzupassen, dass die pro Arbeitszyklus zugeführte Wärme der abgeführten Wärme entspricht. In diese Bilanz müssen neben der Erwärmung/Abkühlung des CO₂s zusätzlich die durch Kompression entstehende Wärme auf der „kalten Seite“ sowie die durch die Expansion auftretende Abkühlung auf der „warmen Seite“ berücksichtigt und somit zu- bzw. abgeführt werden.

Um dies gewährleisten zu können, wird bei der Laboranlage auf der „warmen“ und „kalten“ Seite der Durchfluss der Wassermenge durch die Wärmetauscher in den CO₂-Reservoirs vereinheitlicht. Die minimale Temperaturspannung zwischen dem Arbeitsmedium und der Wärme/bzw. Kältequelle wird ebenfalls beidseitig mit 15°C definiert. Dies ermöglicht einen möglichst gleichmäßigen Energietransfer in das CO₂-Reservoirs oder daraus, wodurch die Druckdifferenz maximiert wird. Ein energetisch „unsymmetrischer“ Betrieb wäre nicht vorteilhaft, da die Gesamtmenge des Arbeitsmediums durch das Volumen der Membranspeicher pro Zyklus begrenzt ist und so während des Zyklus nicht die maximale Druckdifferenz über den Hydraulikmotor gegeben ist. Dies wird, wie zuvor beschrieben, durch eine möglichst symmetrische Wärmezufuhr/-abfuhr in Bezug auf den thermischen Arbeitsbereich des Stirling-Prozesses erreicht.

Der Arbeitsbereich des Stirling-Motors in der Laboranlage ist in Abb. 3-72 zu sehen.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

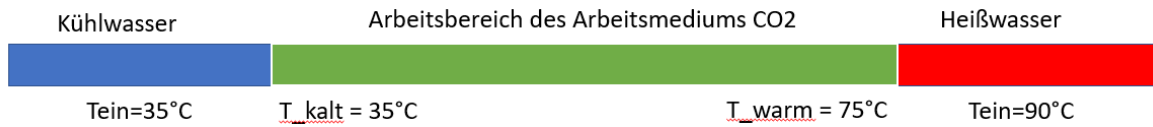


Abb. 3-72: Arbeitsbereich des Stirling-Motors in der Laboranlage

Maßgeblich für eine symmetrische Wärmezu- bzw. abfuhr ist die gleiche logarithmische Temperaturdifferenz zwischen dem Arbeitsmedium und den Wärmeüberträgermedien – unter der oben beschriebenen Voraussetzung, dass die Wärmetauscher in den CO₂-Reservoirs geometrisch ident sind und mit den gleichen Wassermengen betrieben werden.

$$t_{r_ein} := 90 \text{ °C} \quad t_{r_aus} := 80 \text{ °C} \quad t_{co2_w1} := 35 \text{ °C} \quad t_{co2_w2} := 75 \text{ °C}$$

$$t_{co2_m} := \frac{t_{co2_w1} + t_{co2_w2}}{2} = 55 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{ein_w} := \frac{(t_{r_ein} - t_{co2_m})}{K} = 35 \qquad \Delta t_{aus_w} := \frac{(t_{r_aus} - t_{co2_m})}{K} = 25$$

$$LMDT_{heizen} := \left(\frac{\Delta t_{aus_w} - \Delta t_{ein_w}}{\ln(\Delta t_{aus_w}) - \ln(\Delta t_{ein_w})} \right) = 29,7201$$

Abb. 3-73: Logarithmische Temperaturdifferenz im beheizten CO₂-Reservoir

$$t_{r_ein} := 20 \text{ °C} \quad t_{r_aus} := 30 \text{ °C} \quad t_{co2_w1} := 35 \text{ °C} \quad t_{co2_w2} := 75 \text{ °C}$$

$$t_{co2_m} := \frac{t_{co2_w1} + t_{co2_w2}}{2} = 55 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{ein_w} := \frac{(t_{r_ein} - t_{co2_m})}{K} = -35 \qquad \Delta t_{aus_w} := \frac{(t_{r_aus} - t_{co2_m})}{K} = -25$$

$$LMDT_{heizen} := \left(\frac{\Delta t_{aus_w} - \Delta t_{ein_w}}{\ln(\Delta t_{aus_w}) - \ln(\Delta t_{ein_w})} \right) = -29,7201$$

Abb. 3-74: Logarithmische Temperaturdifferenz im gekühlten CO₂-Reservoir

Das Ventil zwischen den CO₂-Reservoirs ist grundsätzlich geschlossen. Für die Erstbefüllung wird es geöffnet, um beide CO₂-Reservoirs gleichmäßig befüllen zu können. Allerdings könnte man auch den Restdruck am Ende jedes Zyklus durch kurze Öffnung abbauen und so die Totzeit verkürzen.

b) Rohwendel in den CO₂-Reservoirs

Für das Material der Rohrwendel im Inneren der CO₂-Reservoirs wird in der Laboranlage ein Kupfer/Nickel/Ferrit-Rohr (Kunifer) verwendet. Die Leitungen mit einem Außendurchmesser von 10 mm lassen sich von Hand oder in engen Radien mit einem Biegewerkzeug verformen. Die Druckfestigkeit einer 10 mm Kunifer-Leitung beträgt nach DIN 74234 550 bar.

Die Masse des Rohrwendel wird pro Arbeitszyklus erwärmt bzw. abgekühlt und ist von der eingebrachten Nettowärmeleistung zu subtrahieren. Die Berechnung der Wärmeleistung durch die Inertmasse des Rohrwendels erfolgt nach Abb. 3-75.

$$zyklusdauer := 1 \text{ min}$$

$$c_{p_{rohr}} := 0,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad \rho_{KUNIFER} := 6779,1429 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_{Rohrmasse} := \left(d_{rohr}^2 - d_{rohr_i}^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot l_w = 0,0014 \text{ m}^3$$

$$P_{inert} := c_{p_{rohr}} \cdot \left(\rho_{KUNIFER} \cdot V_{Rohrmasse} \right) \cdot \left(t_{co2_w2} - t_{co2_w1} \right) \cdot \frac{1}{zyklusdauer} = 2553,1886 \text{ W}$$

Abb. 3-75: Berechnung der Wärmeleistung durch die Inertmasse des Rohrwendels

3.5.1.4 Wärmequelle & -senke

Bei der Laboranlage ist besonders darauf zu achten, dass das Volumen des Wärmeträgermediums (Wasser) des Heizungskreislaufes was sich zwischen den CO₂-Reservoirs und den 4-Wege Mischventilen befindet, möglichst klein ausgeführt wird, da beim Umschalten gezwungener Maßen die Schichtung im Speicher kurzzeitig gestört wird. Je kleiner dieses Volumen ist, desto kürzer ist diese Zeitspanne der Störung. Demnach kommt es beim Umschalten zwar zu keinen energetischen, aber zu exergetischen Verlusten.

Die Rohwendel in den CO₂-Reservoirs verursachen einen Druckverlust welcher simulationstechnisch ermittelt wurde (vgl. dazu das Schema in Abb. 3-76).

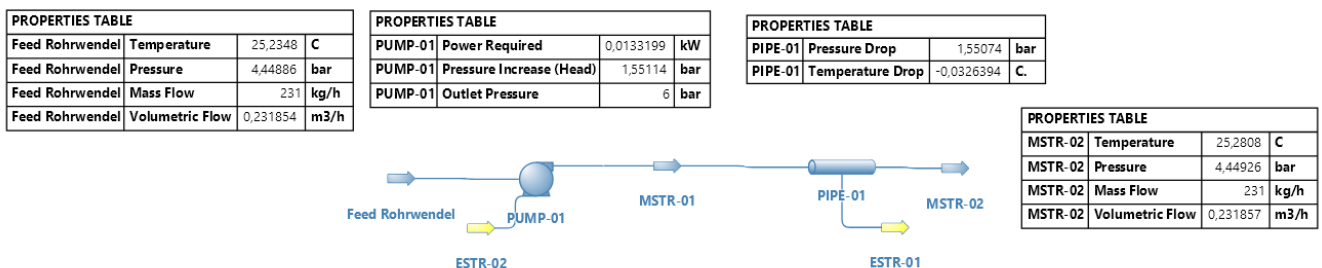


Abb. 3-76: Berechnung der Pumpenleistung für die Wärmetauscher

Die zur Überwindung des Druckverlusts benötigte Pumpleistung beträgt für die Laboranlage 53,2 W (vgl. dazu Tab. 3-8).

Tab. 3-8: Pumpleistung Laboranlage

Anzahl der Rohrwendel gesamt	2
Erforderliche Pumpleistung pro Rohrwendel	26,6 W
Gesamte Pumpleistung	53,2 W

3.5.1.5 Membranspeicher

Die eingesetzten Membranspeicher in der StirliQ-Laboranlage sind Standardkomponenten ohne den Bedarf einer individuellen Fertigung. Für ein Arbeitsvolumen von 3 Liter wurden 2 Speicher vom Typ HMS der Firma Hytec eingesetzt, welche als Standard grundsätzlich nach der Europäischen Druckgeräterichtlinie 2014/68/EU hergestellt, geprüft und dokumentiert sind. Eine Skizze dieses Membranspeichers ist in Abb. 3-77 zu sehen.

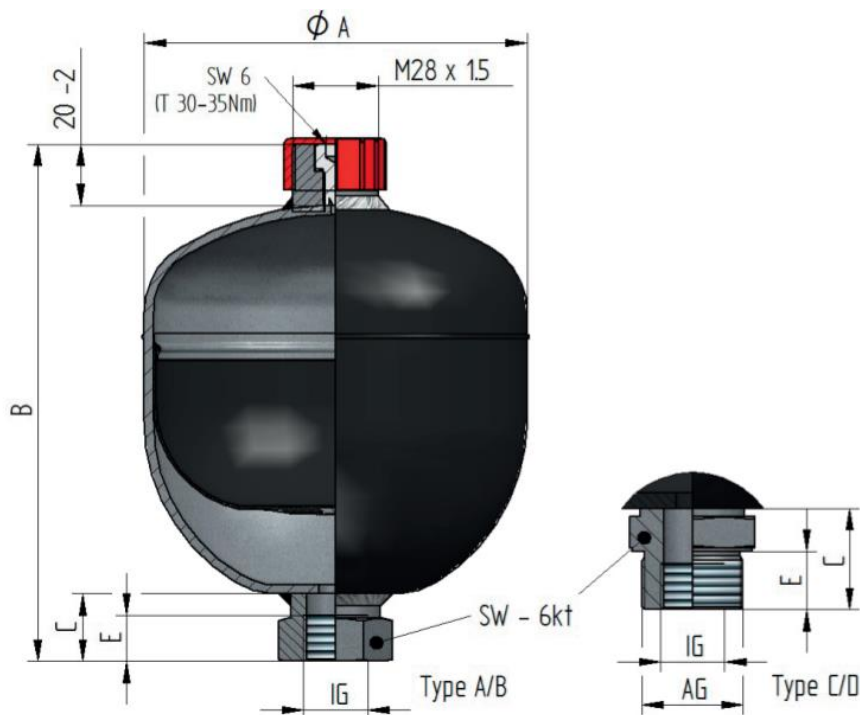


Abb. 3-77: Skizze des Membranspeichers³⁵

Wichtige Kennzahlen des Modells HMS-35-250-1001 sind in Tab. 3-9 aufgelistet und beziehen sich teilweise auf die Skizze in Abb. 3-77

Tab. 3-9: Kennzahlen des verwendeten Membranspeichers³⁵

Nennvolumen	3,5 l	
Zulässiger Betriebsdruck	250 bar	
Ölanschluss	D	G3/4"
	SW	41
	C	22
	E	17
ØA	174 mm	
B	318 mm	
Gewicht ca.	12,1 kg	
P0:P2*	1:4	

* max. zulässiges Druckverhältnis

³⁵ www.hytec-hydraulic.de, abgerufen am 21.09.2021

Da bei der Inbetriebnahme bzw. Demontage der gasseitigen Verrohrungen die gasseitige Vorspannung der Membranzylinder entfällt, bedarf es folgenden Anwendungshinweisen, um die Membranspeicher nicht zu beschädigen:

- ! Die Gesamtmenge des Hydrauliköls im Ölkreislauf darf nicht größer sein als die Summe des Arbeitsvolumens eines Membranzylinders, des Rohrleitungsvolumens und des Flüssigvolumens des Hydraulikmotors

Dadurch wird gewährleistet, dass die Membran nicht durch eine ölseitige Überdehnung beschädigt wird. Bei gasseitigem Überdruck kann dies aus konstruktiven Gründen nicht durch Überdehnung beschädigt werden.

3.5.1.6 4-Wege Mischventile

Die bei jedem Zyklus alternierende Verschaltung von Heiß- und Kühlwasser erfolgt mittels 4-Wege-Ventil (Abb. 3-79). Für die Laboranlage wird nur ein Ventil benötigt, da die Warmwasserquelle mittels Gas-Durchlauferhitzer simuliert wird und als Kühlwasserquelle Kaltwasser verwendet wird (Abb. 3-78).

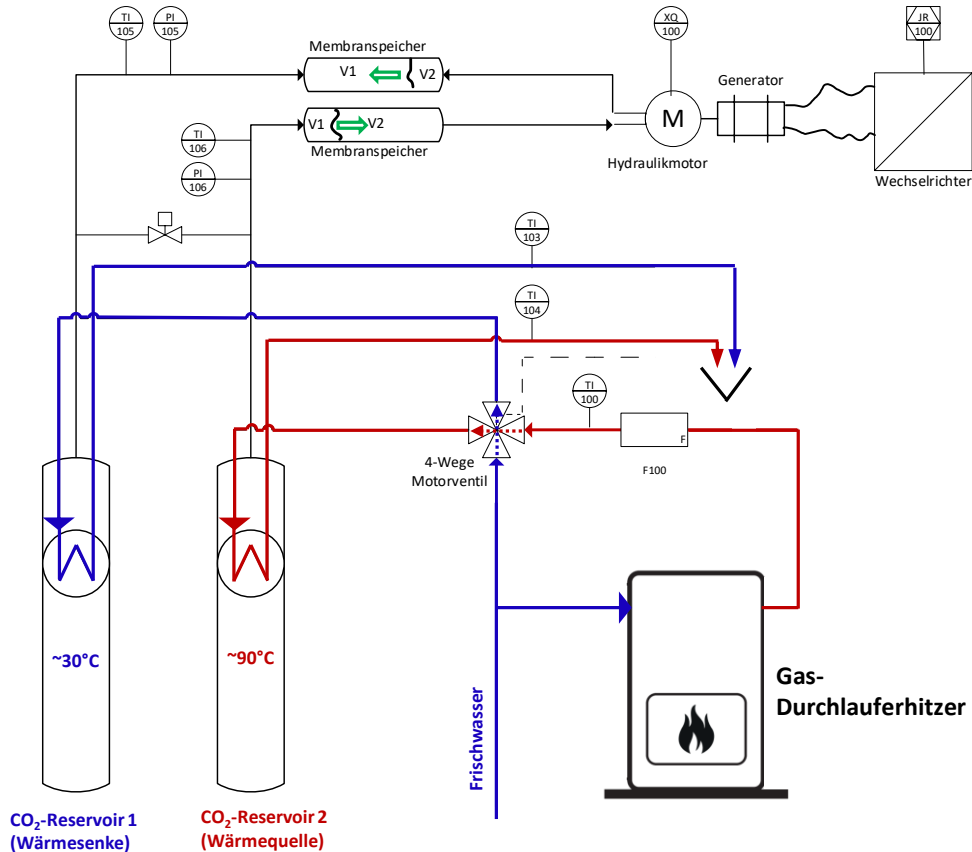


Abb. 3-78: Prozessschema der ersten Stirling-Laboranlage

Das 4-Wege Mischventil wird für die ersten Labortests per Hand betrieben und in weiterer Folge mit einem Stellmotor bestückt. Eine Regelstrategie wird mit Hilfe der Laborergebnisse sowie mit Hilfe der Simulation entwickelt.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

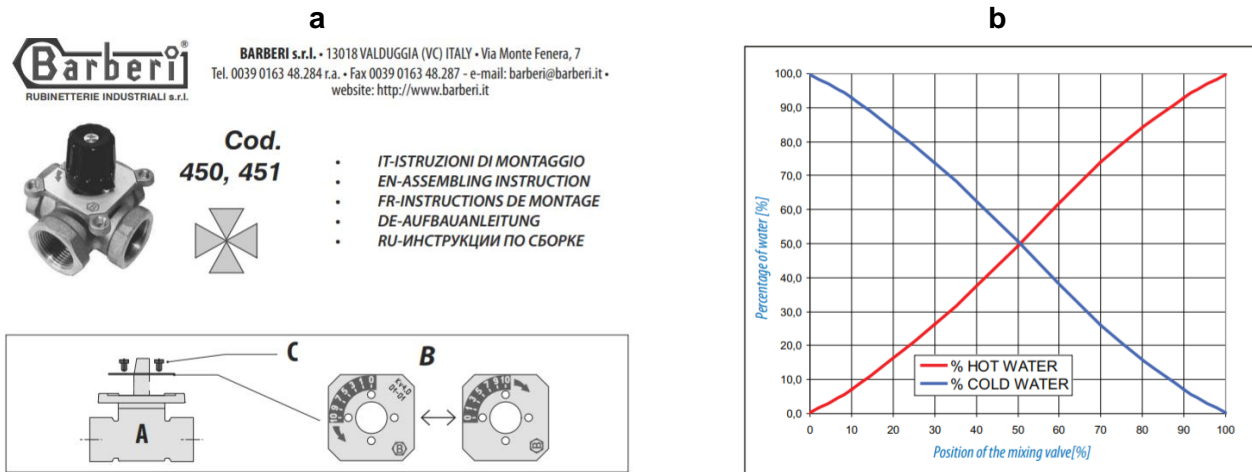


Abb. 3-79: 4-Wege Mischventil³⁶ (a); Austausch der Wärmeträgermedien nach jedem Arbeitszyklus³⁷ (b)

3.5.1.7 Stromgenerator

Der in der Laboranlage verwendete Stromgenerator ist in Abb. 3-80 zu sehen.

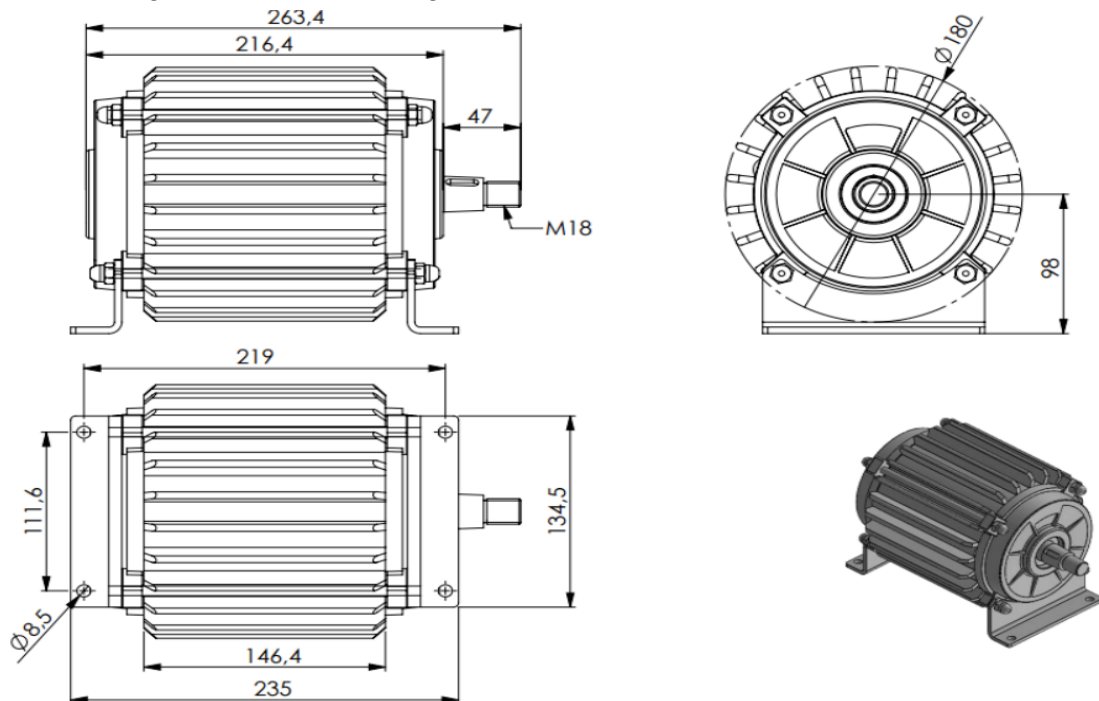


Abb. 3-80: Abmessungen des Stromgenerators³⁸

Relevante technische Daten dieses Stromgenerators sind in Tab. 3-10 aufgelistet.

³⁶ Barberi Rubinetterie Industriali s.r.l., 2021. Aufbauanleitung. www.termo.md, abgerufen am 21.09.2021

³⁷ Barberi Rubinetterie Industriali s.r.l., 2021. Motorizable rotary mixing valves. www.barberi.it, abgerufen am 21.09.2021

³⁸ www.amazon.de, abgerufen am 21.09.2021

Tab. 3-10: Daten Stromgenerator³⁹

Marke / Type	IstaBreeze® / I-2000
Bauart	bürstenlos, Permanentmagnet
Achsausrichtung	vertikal oder horizontal
Stromart	AC
Nennstrom	31-40 A
Nennleistung	1800-2000 W

3.5.2 Inbetriebnahme der 1. StirliQ-Laboranlage

Für die Validierung des StirliQ-Prozesses im Labor wurde der Ansatz verfolgt, auf Basis eines modularen Aufbaus unter der vorrangigen Verwendung von Standardkomponenten ein möglichst investitionsarmes Setup zu entwickeln. Durch diesen Ansatz wird das Ziel verfolgt, einerseits die Wirtschaftlichkeit der Abwärmenutzung im Niedertemperaturbereich zu erhöhen und andererseits eine KWK-Technologie auch im kleinen Leistungsbereich wirtschaftlich interessant zu machen. Als Arbeitsmedium wurde CO₂ von der Firma Linde mit einer Reinheit von 99,9% verwendet. Die Installation der Komponenten erfolgte entsprechend des P&IDs (siehe Abb. 3-78). Ein Foto der Laboranlage ist in Abb. 3-81 zu sehen.

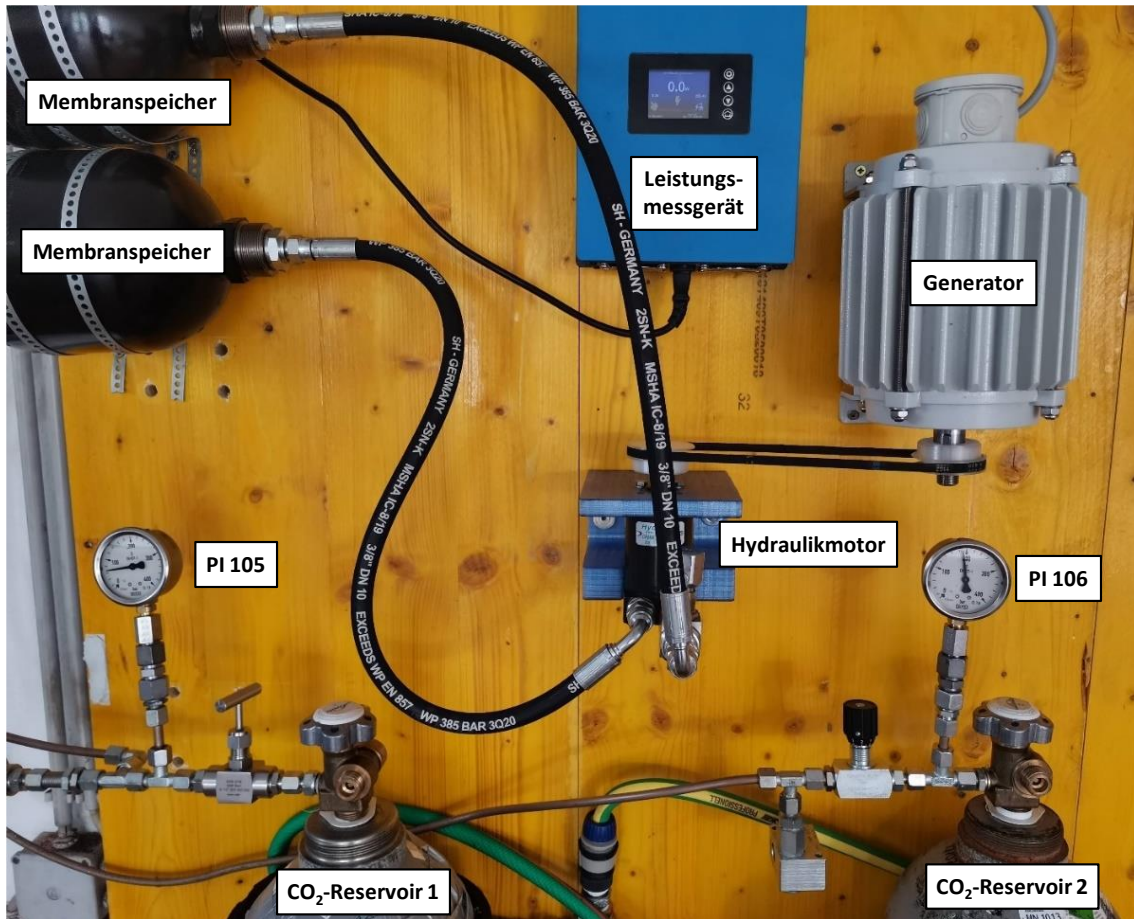


Abb. 3-81: Erste StirliQ-Laboranlage

³⁹ IstaBreeze® Germany GmbH, 2018. IstaBreeze® Wind Turbines – Original-Betriebsanleitung. www.altinelenerji.net, abgerufen am 21.09.2021
Seite 75 von 102

3.5.2.1 Erstbefüllung

Für die Erstinbetriebnahme wird im ersten Schritt der Ölkreislauf mit 2,1 Liter Hydrauliköl befüllt. Dies wird mittels Handkolbenpumpe durchgeführt. Diese Füllmenge liegt deutlich unter dem Arbeitsvolumen eines Membranspeichers (3 Liter), wodurch eine Beschädigung der Membran mit Sicherheit verhindert wird. Die Füllmenge bzw. das Arbeitsvolumen wird im Rahmen der weiteren Laborversuche erhöht und optimiert. Im zweiten Schritt wird der CO₂-Kreislauf befüllt. Dafür wird jedes CO₂-Reservoir mit exakt 12 kg CO₂ gefüllt und danach an das System angeschlossen. Bei geöffnetem Ventil VLV-100 (welches sich zwischen den beiden CO₂-Reservoirs befindet) werden die CO₂-Reservoirs nun auf das System geschaltet. Nun positionieren sich die beiden Membranspeicher in Mittelstellung und erzeugen keinen Druckgradienten über den Hydraulikmotor. Um die benötigte CO₂-Menge in Abhängigkeit der Betriebsparameter exakt in das System zu komprimieren, werden die CO₂-Reservoirs auf Flaschenwaagen gestellt. Die Befüllung des CO₂-Systems erfolgt mittels eines Kolbenkompressors. Die Komprimierung führt während des Füllvorgangs zur Erwärmung, weshalb es durch örtliche Temperaturschwankungen nicht verlässlich ist, über Druckmessungen die exakte CO₂-Masse im System zu bestimmen.

3.5.2.2 Aufheizvorgang

Nach dem Befüllen der StirliQ-Laboranlage mit den Arbeitsmedien werden die Wärmetauscher der CO₂-Reservoirs mit Kalt- und Warmwasser versorgt, wobei das 4-Wege Mischventil so eingestellt wird, dass beide CO₂-Reservoirs mit derselben Vorlauftemperatur (60°C) versorgt werden. Diese Konfiguration wird für eine Stunde aufrechterhalten, um die beiden Arbeitsmedien in den jeweiligen Kreisläufen gleich zu verteilen. Nach Erreichen des Startzustandes (Öl- sowie CO₂-Kreislauf befinden sich im Gleichgewicht bei ca. 60°C und 154 bar) wird das Ventil VLV-100 geschlossen.

3.5.2.3 Erster Arbeitszyklus

Im ersten Arbeitszyklus werden vom Gleichgewichtszustand ausgehend das 4-Wege Mischventil auf Normalbetrieb umgeschaltet. Dabei wird der Wärmetauscher des CO₂-Reservoirs 2 mit Heißwasser (90°C) und der Wärmetauscher des CO₂-Reservoirs 1 mit Kaltwasser (25°C) beschickt (vgl. dazu Abb. 3-65). Dabei bleibt das Ventil VLV-101 vorerst geschlossen. Dadurch können die Dichtheit sowie die Prozessparameter überprüft werden.

In Abb. 3-82 sind die Prozesszustände vor Beginn des kontinuierlichen Betriebs ersichtlich (1. Arbeitszyklus). Die Druckdifferenz zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite beträgt 78 bar. Mittels der eingebrachten CO₂-Menge in das System wird diese Druckdifferenz in den weiteren Laborversuchen optimiert. Ein Betrieb bei höherem Druck reduziert die Kompressibilität des CO₂-Arbeitsmediums. Dies ist einerseits auf der Hochdruckseite erwünscht, wirkt sich jedoch auf der Niederdruckseite durch einen erhöhten Anstieg des Gegendrucks während eines jeden Arbeitszyklus aus. Je nach Einsatzbedingungen existiert also ein Optimum an der CO₂-Menge im System – bei definiertem Arbeitsvolumen.

des gesamten Zyklusverlaufs werden damit interpoliert. Darauf basierend werden die Menge der Arbeitsmedien für die Einsatzumgebung sowie die Schaltzeitpunkte und Temperaturspreizungen optimiert. Hier ist es besonders wichtig, die errechnete symmetrische Betriebsweise der Arbeitszyklen empirisch zu verifizieren und in Folge mit Hilfe des Soft-Sensor-Modells die CO₂-Menge im System zu optimieren. Leistung und Temperaturniveau der vorhandenen Wärmequelle liefert indirekt die Optimierungsgrundlage für die CO₂-Menge im System – bei gegebenem Arbeitsvolumen. Die CO₂-Menge im System bestimmt den Arbeitsdruck des StirliQ-Prozesses, welcher wiederum im großen Maße die Kompressibilität des Arbeitsmediums beeinflusst. Diese Parameter werden in der verbleibenden Projektlaufzeit mit Hilfe der Laboranlage und des Soft-Sensor-Modells optimiert.

3.5.3 2. StirliQ-Laboranlage

3.5.3.1 Modifikationen

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus der ersten Laboranlage wurde diese komplett überdacht und neu aufgebaut. Der schematische Aufbau dieser Laboranlage ist in Abb. 3-84 zu sehen.

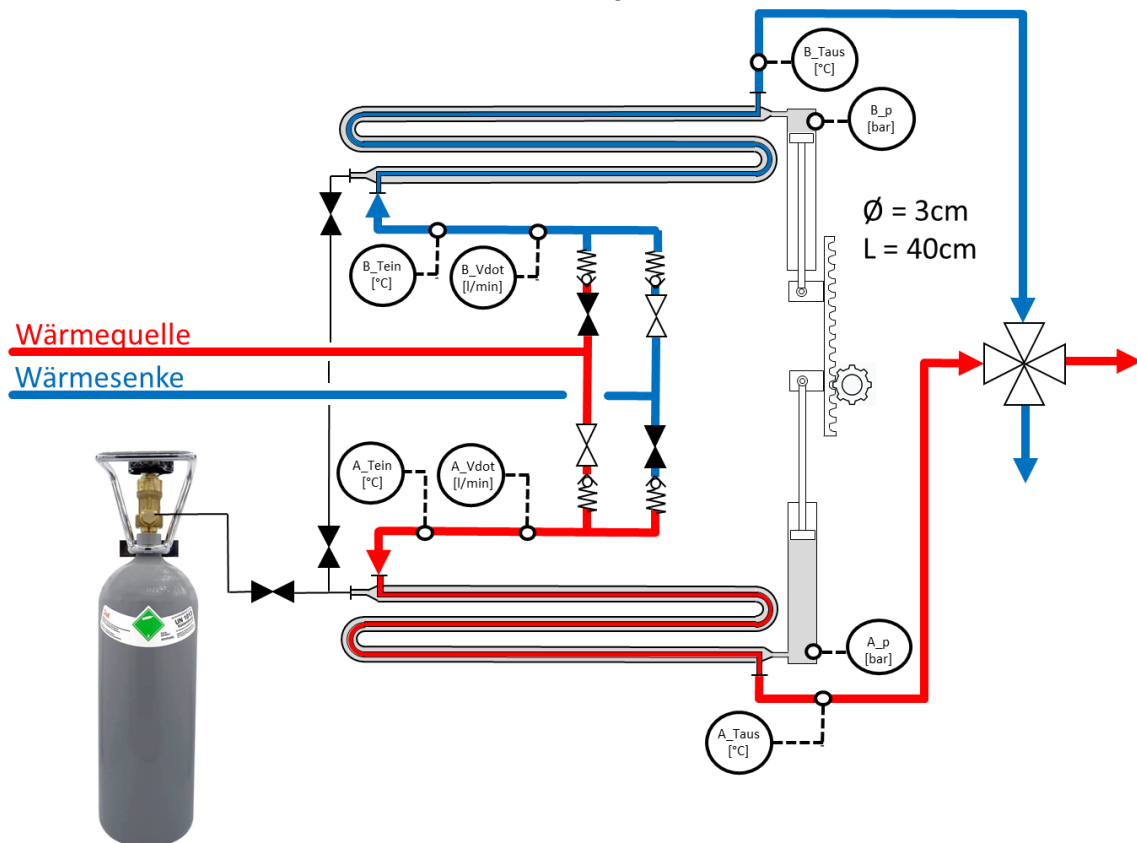


Abb. 3-84: Schema der zweiten Laboranlage

In Abb. 3-85 sind Fotos dieser Laboranlage zu sehen.

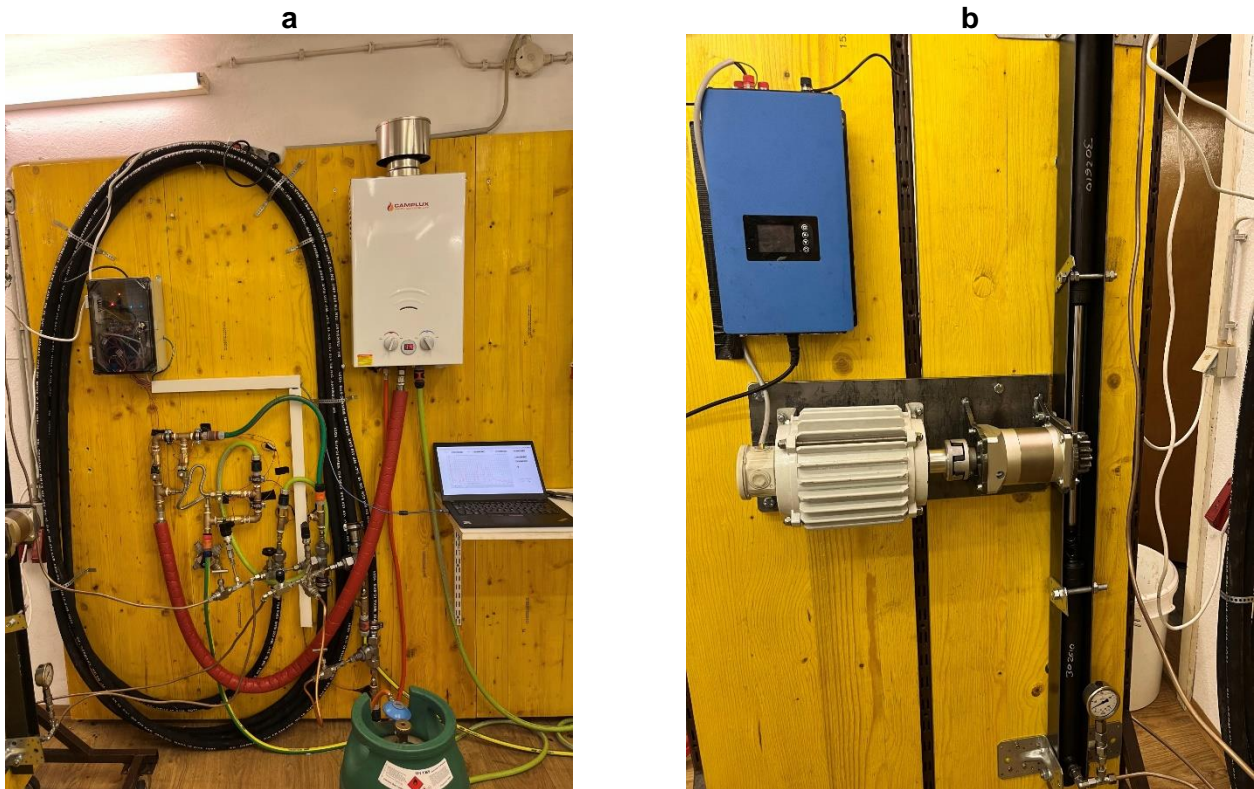


Abb. 3-85: Wärmemanagement und CO₂-Reservoirs (a) und Hydraulikzylinder, Zahnstange, mechanisches Getriebe und Generator (b) der 2. StirliQ-Laboranlage

Folgende Änderungen wurden durchgeführt:

- **4 Magnetventile mit Rückschlagklappen anstatt eines 4-Wege-Mischventils**

Während der Versuche an der ersten Laboranlage, war zu erkennen, dass die 4-Wege-Ventile in den jeweiligen Endstellungen nicht vollkommen schließen. Dadurch kam es zu Kurzschlussströmen zwischen Wärme- und Kühlmedium. Aus diesem Grund wurden diese Ventile durch vier Magnetventile mit dahinterliegenden Rückschlagklappen ersetzt. Dadurch wurde ein sauberes Umschalten der Prozesszyklen ermöglicht, welches aus dem PLS gesteuert wird.

- **Hydraulikschläuche als CO₂-Reservoirs mit innenliegendem wassergeführtem Rohr anstatt von Composite-Flaschen mit innenliegenden Rohrwendeln**

Da der StirliQ-Prozess für den Einsatz im Bereich der Restwärmenutzung geringste Investitionskosten darstellen soll, wurde versucht, Standardkomponenten zu testen, welche am Markt verfügbar sind. Handelsübliche Composite-Flaschen im Bereich der benötigten Volumina besitzen DN20-Gewindestutzen, welche die Implementierung von Rohrwendeln unmöglich machte. Die Konfiguration als Doppelrohrwärmetauscher mit Hydraulikschläuchen ermöglichte einen sicheren Laborbetrieb bei geringen Materialkosten und hat keinerlei negative Auswirkungen auf den Testbetrieb des StirliQ-Prozesses (vgl. dazu Tab. 3-11). Für eine Serienproduktion ist der Einsatz von Composite Flaschen trotzdem eine Option.

Tab. 3-11: Verwendete Komponenten für die CO₂-Reservoirs

Hydraulikschlauch	4SH-19 HD-Schlauch, Innendurchmesser 25mm, Länge 4m
Innenliegendes Rohr	Hochdruckleitung KUNIFER, Außendurchmesser 8mm, Länge 4m

Das CO₂-Volumen eines CO₂-Reservoirs wird in Gl. 3-24 berechnet.

$$\frac{(25^2 - 8^2) * \pi}{4} * 10^{-4} * 40 = 1,71 \text{ Liter}$$

Gl. 3-24

- **Hydraulikzylinder anstatt eines Membranspeichers**

Der Einsatz eines Hydraulikmotors in Verbindung mit einem Membranspeicher hat sich nicht bewährt, da selbst Motoren, welche ohne Leck betrieben werden können, einen Gehäusedruck aufgebaut haben, der zum Blockieren der Motorwelle geführt hat. Hier wäre zwar Potential vorhanden, mit Herstellern von Hydraulikmotoren Komponenten zu entwickeln, welche für den Einsatz unter StirliQ-Bedingungen geeignet sind, dies war jedoch im Umfang dieses Projektes nicht umsetzbar. Dieses Problem konnte durch den Einsatz von Hydraulikzylindern gelöst werden (vgl. dazu Abb. 3-86 und Abb. 3-87), welche sich für die Messung der Leistungsdaten gut eignen und bezüglich des Arbeitsmediums (überkritisches CO₂) absolute Dichtheit zeigen. Da der Einsatz von Hydraulikzylindern zu einer translatorischen Bewegung führt und nicht zu einer Rotationsbewegung wie beim Hydraulikmotor, wurde diese mittels der Kombination einer Zahnstange und eines Ritzels in eine Rotationsbewegung umgewandelt. Der StirliQ-Prozess konnte dadurch wie geplant im Labor getestet werden.

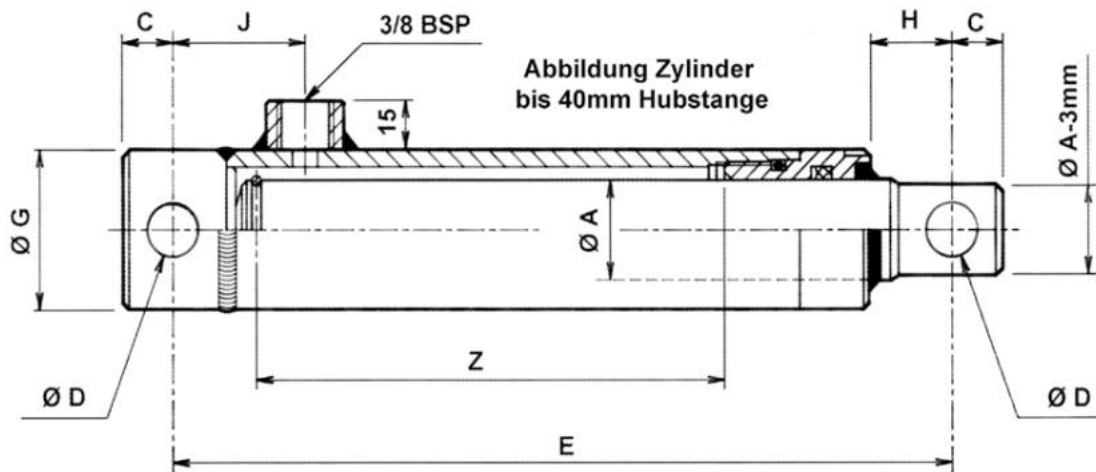


Abb. 3-86: Grafik des verwendeten Hydraulikzylinders⁴⁰

⁴⁰ www.fk-soehnechen.de, abgerufen am 27.06.2021

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

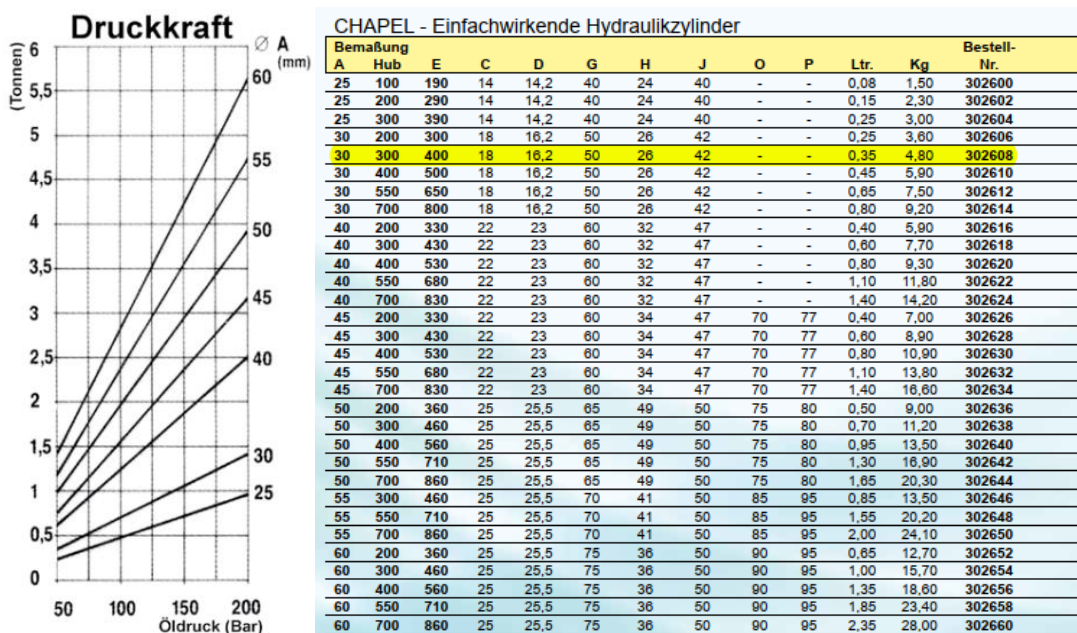


Abb. 3-87: Technische Daten des verwendeten Hydraulikzylinders³³

- Zahnstange und mechanisches Getriebe anstatt eines Hydraulikmotors

Siehe voriger Absatz

- Änderung des Getriebes

Aufgrund der zuvor genannten Modifikationen an der Laboranlage musste auch das Getriebe angepasst werden. Es wurde nun ein Planetengetriebe mit einem Umsetzungsverhältnis von 1:50 verwendet. Die technischen Daten sind Abb. 3-88 zu entnehmen.

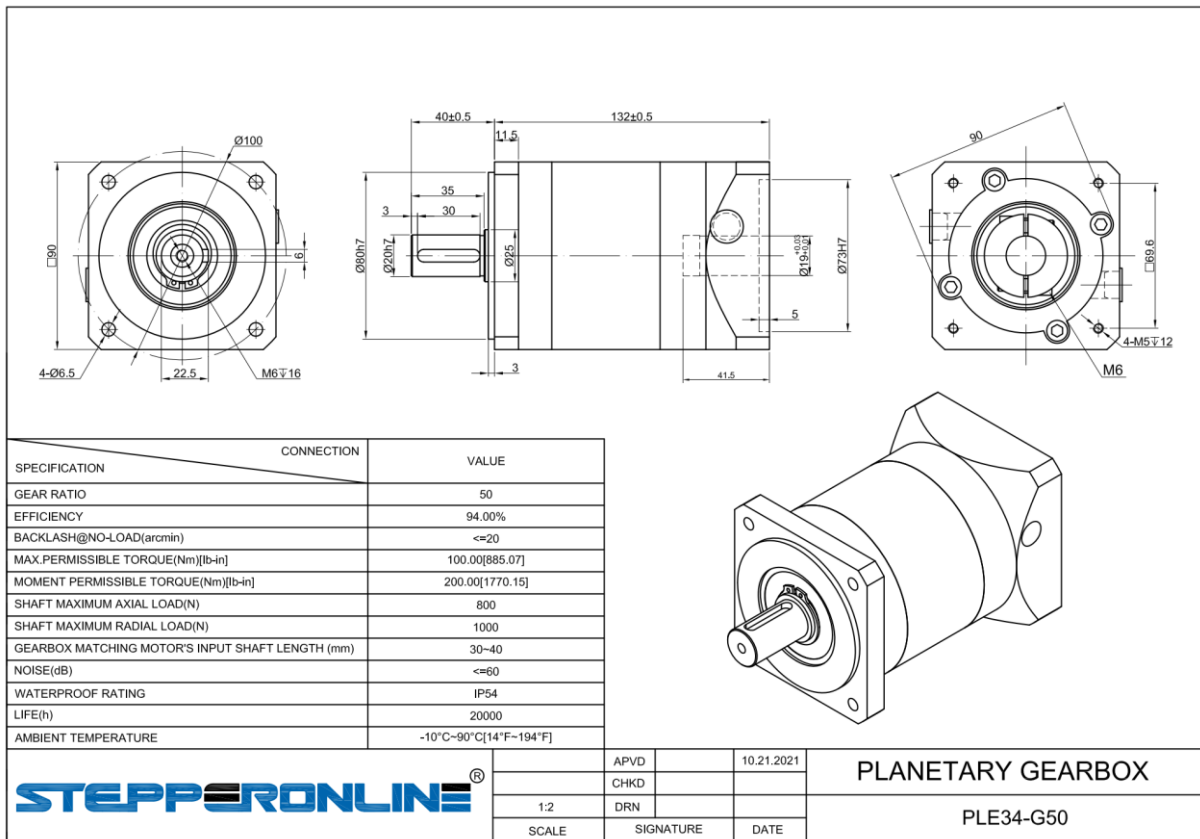


Abb. 3-88: Technische Daten des verwendeten Planetengetriebes⁴¹

3.5.3.2 Messtechnik und Prozessleitsystem

In Abb. 3-89 ist das Regelschema sowie die Konfiguration des Prozessleitsystem (PLS) der finalen StirlinQ-Laboranlage zu sehen. Für die Ansteuerung der Anlage sowie für die Datenaufzeichnung wurde das USB-Messlabor Labjack U12 mit folgenden Hardwareanschlüssen verwendet.

- 8 single-ended oder 4 differentielle 12 bit Analog-Eingänge
- ±10 V Eingangsbereich. PGA mit Verstärkung 1, 2, 4, 5, 8, 10, 16, 20 V/V
- Bis zu 8 kS/s (Burst) oder 1,2 kS/s (Stream)
- Unterstützt Software-, Hardware-getimte Erfassung, Erfassung mit Trigger.
- 2 Analog-Ausgänge, 10 bit
- 20 Digital-I/O-Kanäle (<50 Hz)
- 32 bit Zähler. Watchdog-Time

Es wurden 4 PT-100-Sensoren inklusive Messumformer (0-10V) für die Temperaturmessungen direkt an den Ein- und Ausgängen der Doppelrohrwärmetauscher (CO₂-Reservoirs) verbaut. Neben 2 manuellen Manometern wurden 2 Drucksensoren inklusiv Messumwandler (0-10V) verbaut. Druck- und Temperaturmessungen wurden über die Analogeingänge der Messlabor-Hardware zum PLS übertragen. Für die beiden Wasser-Durchflussmessungen wurden Halleffekt-Sensoren verbaut, welche mittels digitaler Eingänge des Messlabors ein Signal pro Umdrehung an die PLS-Software übermitteln. Ein

⁴¹ www.stepperonline.com, abgerufen am 27.06.2022

Software-seitiger Frequenzzähler liefert auf Basis der Kalibrierkurve der Sensoren die Wasserdurchflüsse der beiden Doppelrohrwärmetauscher. In Verbindung mit den 4 Temperatursensoren werden daraus die zugeführten und abgeführten Wärmemengen errechnet.

Das Softwarepaket Profilab Expert in der Version 4.0 wurde für die Programmierung des Prozessleitsystems sowie für die Erstellung der Operator-Oberfläche verwendet.

Im Laborbetrieb wurde bei den 4-Wege Ventilen bei Ventil-Endstellung ein Kurzschlussstrom festgestellt, weshalb sie durch 4 Magnetventile (20V) ersetzt wurden. Diese werden über Schaltrelais aus dem Prozessleitsystem gesteuert und ermöglichen saubere Umschaltvorgänge und verhindern das Auftreten von Kurzschlussströmen.

Die Umschaltzeitpunkte der Prozesszyklen wurden für den Laborbetrieb auf Basis der Wasser-Temperaturspreizung zwischen Doppelrohr Ein- und Austritt korreliert und würden im Dauerbetrieb mittels Positions-Kontaktschalter der Hydraulikzylinder umgesetzt. Dadurch entfällt die Kalibrierung der Umschaltzeitpunkte für unterschiedliche Prozessbedingungen.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

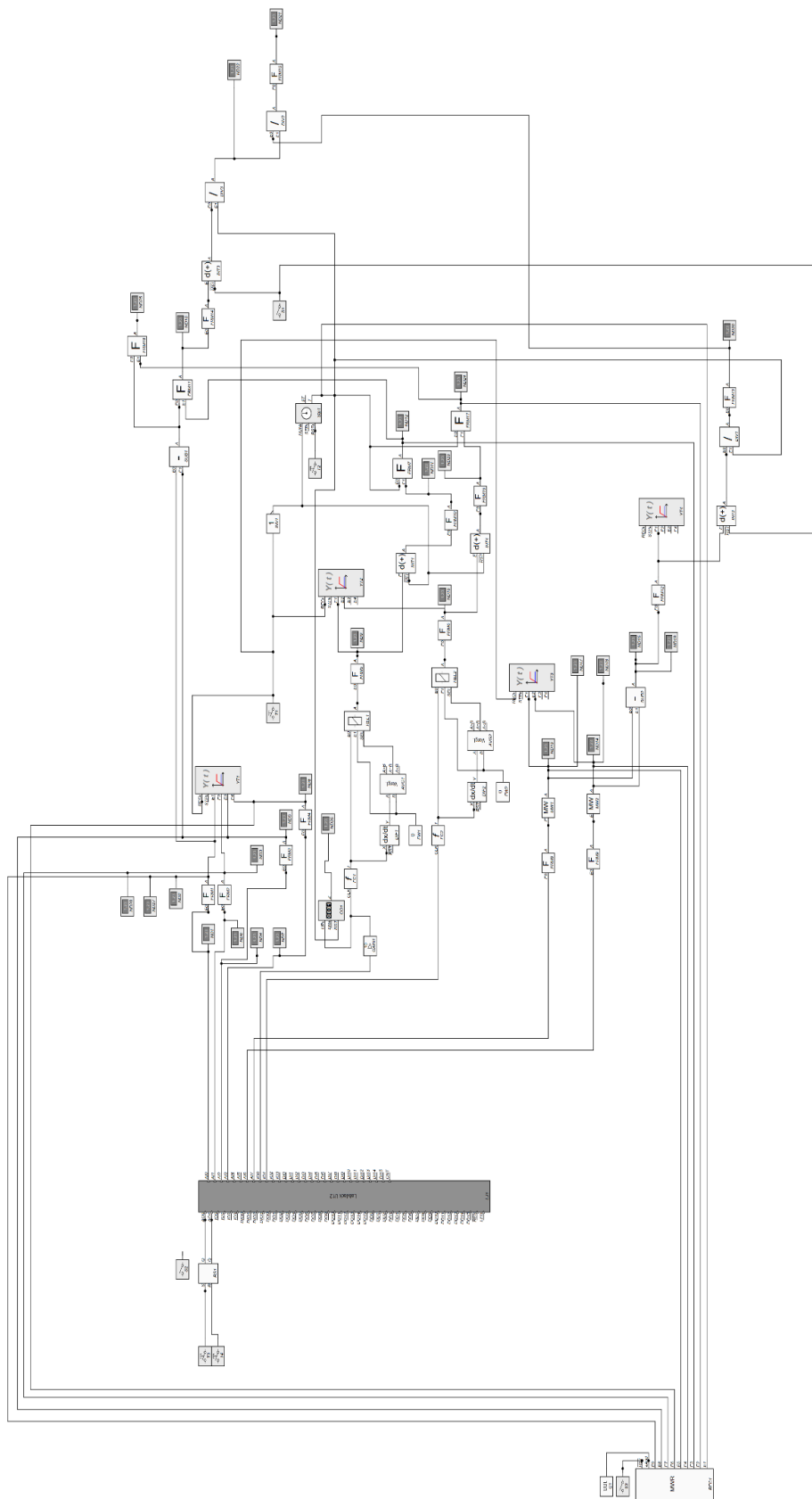


Abb. 3-89: Regelschema Prozessleitsystem

In Tab. 3-12 sind die Logikbauteile für das PLS zu sehen.

Tab. 3-12: Stückliste der Logikbauteile für das PLS

3x	Schalter	logisch
4x	Taster	logisch
1x	Inverter	
1x	RS-FlipFlop	
1x	Taktgenerator	0,1s...1000s
2x	Frequenzzähler	
18x	Formel	universell
2x	Subtrahierer	
3x	Dividierer	
4x	Integrierer	
2x	Differenzierer	
2x	Mittelwert	
2x	Relais	
1x	Zähler	
28x	Numerisches Display	
1x	Stoppuhr	
1x	LabJack U12	
4x	Y(t)-Schreiber	
1x	Messwert-Rekorder	
2x	Analog-Vergleicher	
1x	Verstärkung	
2x	Festwert	

In Abb. 3-90 ist die Benutzeroberfläche des PLS zu sehen. „System A“ und „System B“ sind die beiden unterschiedlichen wasserseitigen Wärmeträgermedien. Von jeder Wasserseite wird die Ein- und Austrittstemperatur sowie der Volumenstrom gemessen. Durch diese Messungen können die entnommenen Wärmemengen direkt berechnet werden. Weiters wird auch noch der Druck in den beiden CO₂-Reservoirs mitgeloggt. Alle Messwerte werden auf der Benutzeroberfläche auch grafisch dargestellt.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

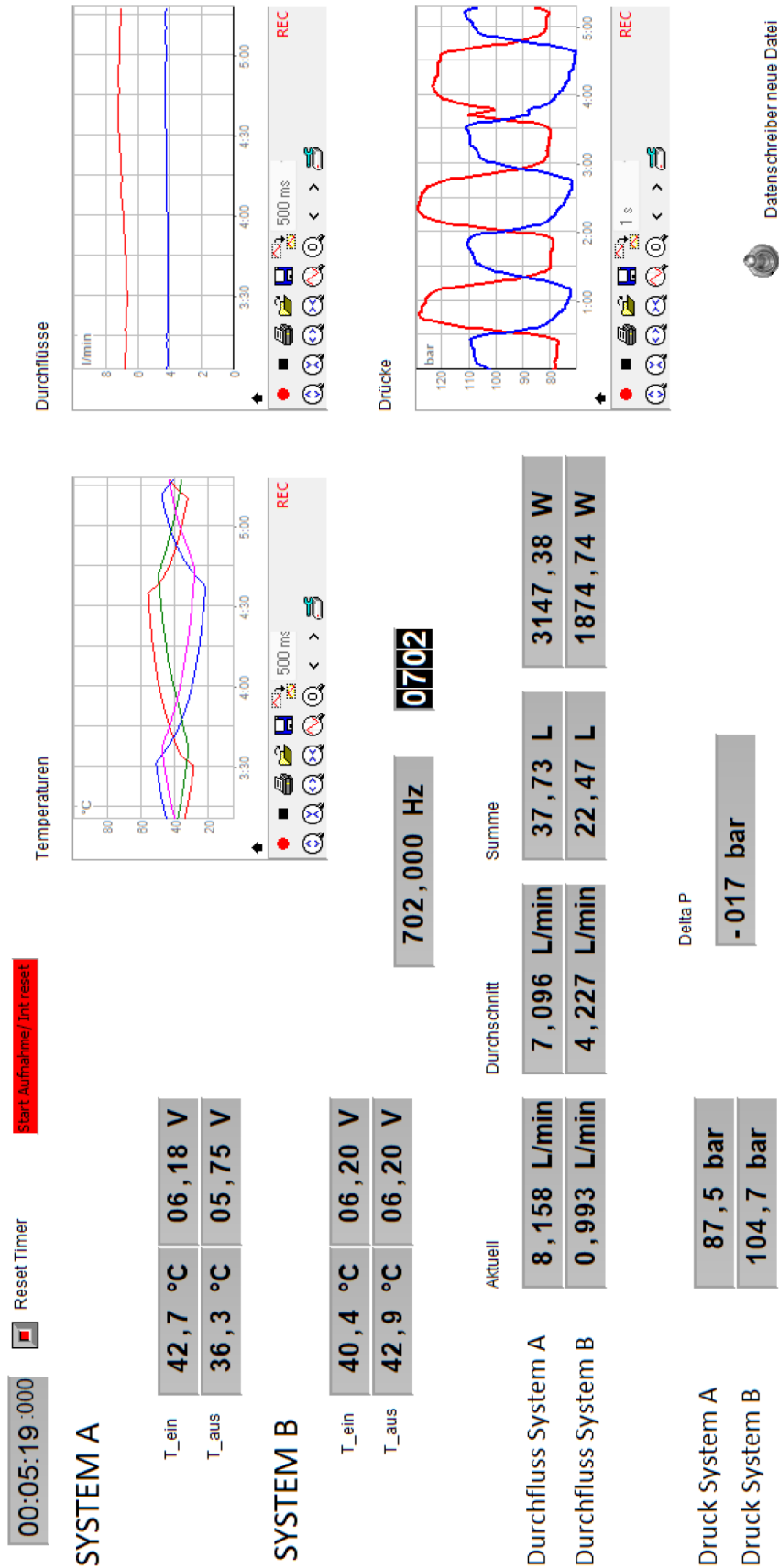


Abb. 3-90: Benutzeroberfläche Prozessleitsystem

3.5.3.3 Vorbereitung der Laboranlage

a) Überprüfung der Prozessgrenzen

Mittels Simulation bzw. T-s-Diagramm werden die Prozessgrenzen überprüft, um bei maximaler Vorlauftemperatur den im geschlossenen System möglichen Maximaldruck zu überprüfen. Dies dient der Absicherung des Versuches im Fall einer Störung.

Abb. 3-91 zeigt im Falle des Blockierens eines Hydraulikzylinders und der daraus folgenden isochoren Erwärmung des Systems den maximal resultierenden Systemdruck. In diesem Beispiel wurde ein Systemdruck bei 32°C von 90 bar angenommen sowie eine maximale Vorlauftemperatur von 70°C. Im Fall einer Störung (Blockade eines Hydraulikzylinders) könnte im System ein Maximaldruck von 240 bar auftreten, was für keine der verbauten Komponenten eine Überschreitung des Nenndrucks bedeutet. Im Betrieb reduziert sich der Maximaldruck, da während des Wärmeintrages sich das Systemvolumen um den Kolbenhub vergrößert.

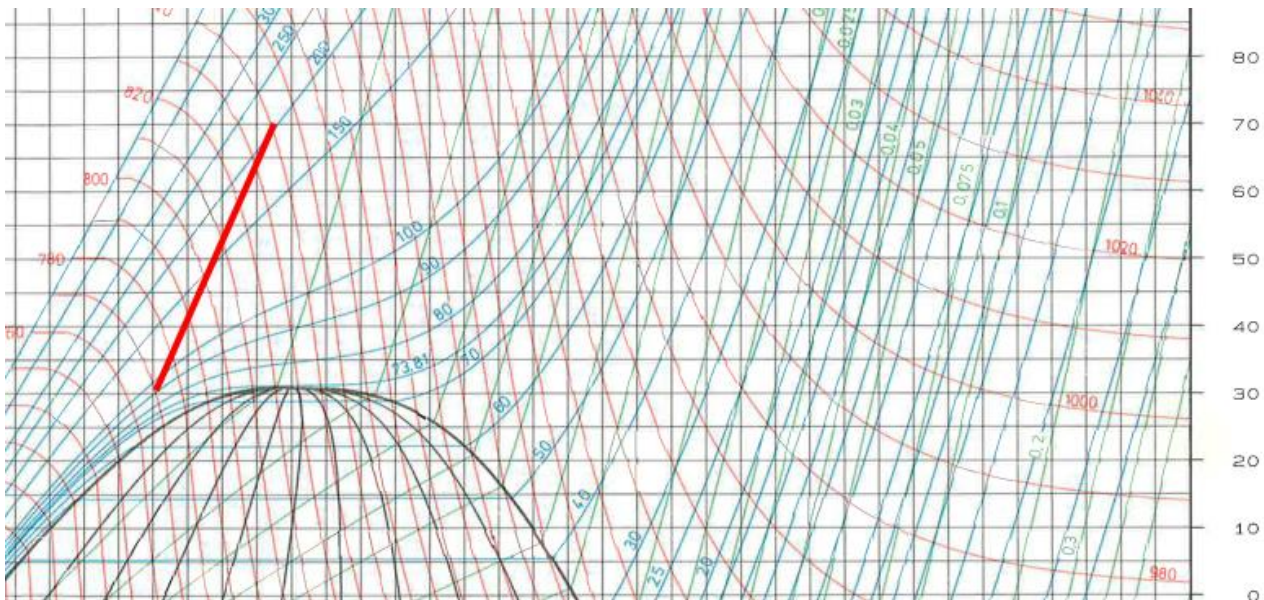


Abb. 3-91: Beispiel: Sicherheitscheck max. Betriebsdruck, $p_{32^\circ\text{C}} = 90\text{bar}$, $T_{\text{max}} = 70^\circ\text{C}$

b) Herstellung der Startbedingungen eines Versuchszyklus

Die Versuchsanlage wird zunächst bei mittlerer Kolbenstellung der Hydraulikzylinder mit 40 bar CO₂-Flaschendruck befüllt, während die Bypass-Leitung zwischen den beiden CO₂-Reservoirs geöffnet ist. Die erste Dichtheitsprüfung erfolgt, indem die Befüllleitung geschlossen wird und die Anlage 15 Minuten auf Flaschendruck gehalten wird. Nach erster Überprüfung der Dichtheit werden die beiden CO₂-Reservoirs mit dem Wärmeträgermedium beschickt (Warmwasser bei Starttemperatur). Im nächsten Schritt wird die Befüllleitung geöffnet und das CO₂-System mittels Kolbenkompressor auf Arbeitsdruck komprimiert, während die Systemtemperatur durch den Doppelrohrwärmetauscher konstant gehalten wird. Nach Erreichen des Arbeitsdruckes folgt die zweite Dichtheitsprüfung. Nun wird die Bypassleitung zwischen den beiden CO₂-Reservoirs geschlossen. Damit wird bewerkstelligt, dass sich in beiden CO₂-Reservoirs die gleiche Menge an CO₂ befinden.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

In den folgenden 5 Unterkapiteln werden die Ergebnisse von 5 ausgewählten Messreihen vorgestellt. Bei diesen Messreihen wurde zum einen die Temperatur der Wärmequelle (50°C – 90°C) variiert, zum anderen wurden auch verschiedene CO₂-Druckniveaus (93,5 bar und 217 bar – am kältesten Betriebspunkt bei ca. 32°C) miteinander verglichen. Die beiden Druckniveaus wurden einmal nahe am kritischen Punkte gewählt (ca. 93,5 bar) und zur Gegenüberstellung bei einem höheren, deutlich über dem kritischen Punkt liegendem Betriebspunkt gewählt. Einige Messungen konnten nicht direkt an der StirliQ-Laboranlage gemessen werden (z.B. Temperatur in den CO₂-Reservoirs). Hierzu bediente man sich einem innovativen Soft-Sensoren-Modell, welches in Aspen Hysis™ implementiert wurde. Anders als in den bisherigen Simulationen, wurde die finale Laboranlage mit all ihren Abmessungen und Trägheiten abgebildet, so dass es dadurch möglich ist, eine Vielzahl an verlässlichen Messergebnissen in kürzester Zeit produzieren zu können. Für die aufwendigen Sensitivitätsanalysen war diese Vorgangsweise sehr vorteilhaft.

4.1.1 V1: Temperaturspreizung 30°C – 70°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar

Die Wärmequelle hat eine Temperatur von 70°C, die Wärmesenke eine Temperatur von 30°C. Der CO₂-Druck bei 30°C beträgt 93,5 bar.

In Abb. 4-1 ist der Druckverlauf in beiden CO₂-Reservoirs für einen Arbeitszyklus zu sehen. Die absoluten Wärmeströme auf beiden Seiten der Anlage jeweils zwischen der Wasser- und CO₂-Seite sind in Abb. 4-2 zu sehen. In Abb. 4-3 sind schließlich die berechneten Temperaturverläufe in den zwei CO₂-Reservoirs zu sehen, welche dem Soft-Sensoren-Modell aus Aspen Hysis™ entnommen wurden.

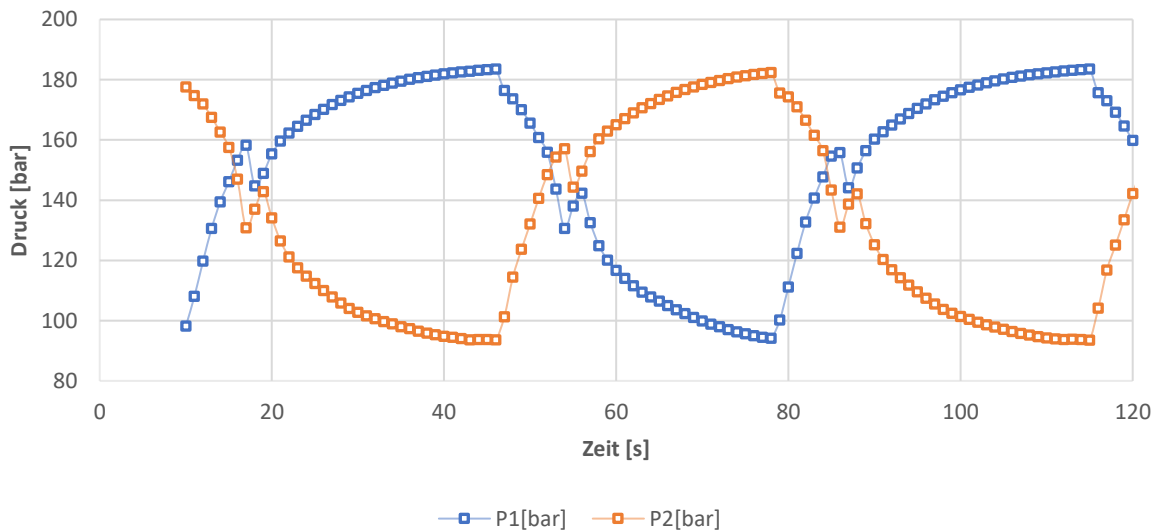


Abb. 4-1: Druckverlauf in den CO₂-Reservoirs | V1

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

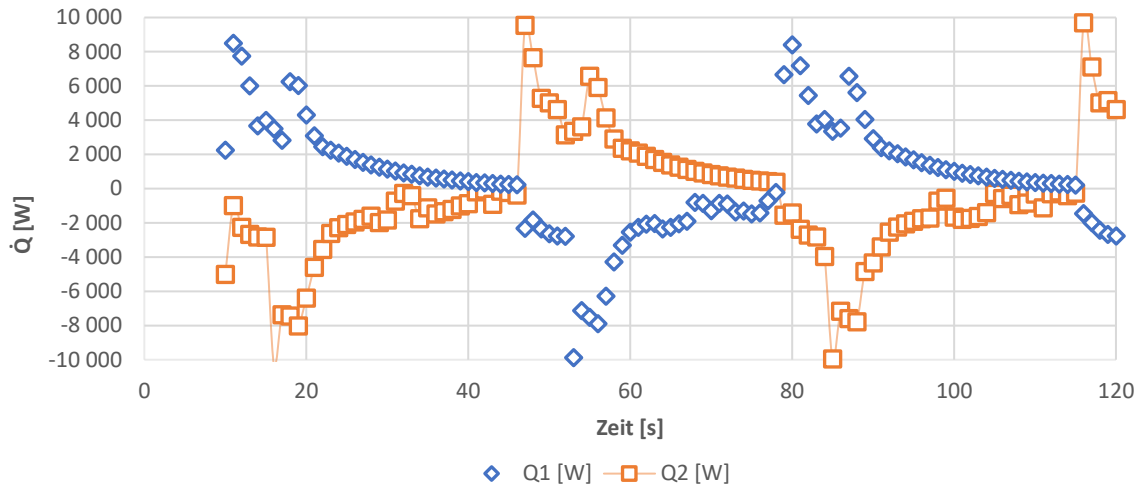


Abb. 4-2: Wärmeströme | V1

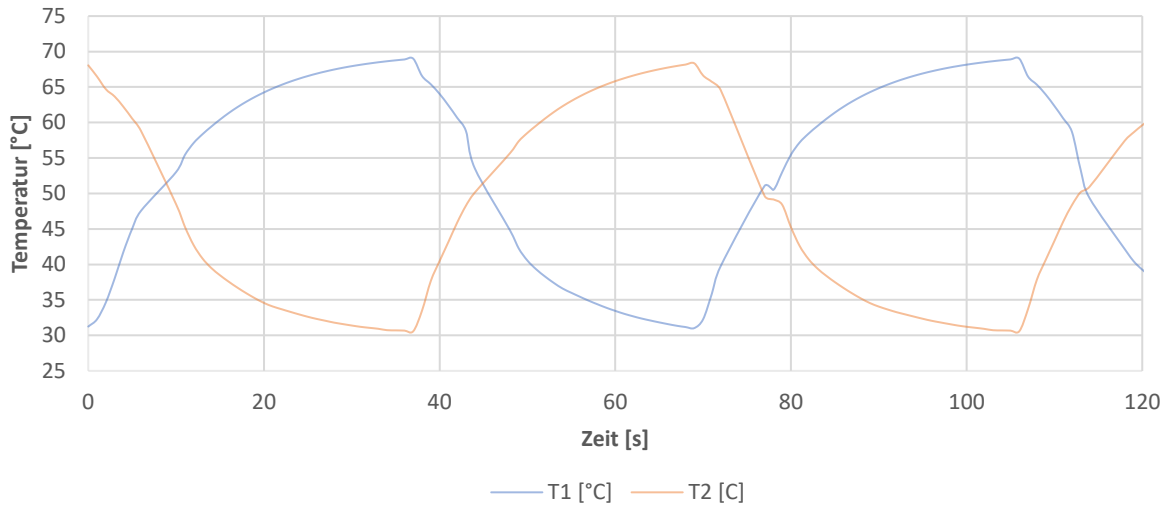


Abb. 4-3: Temperaturverlauf in den CO₂-Reservoirs | V1

Tab. 4-1 gibt eine Leistungsübersicht.

Tab. 4-1: Leistungsübersicht | V1

Leistungsübersicht	
Vorlauftemperatur	70,00 °C
Kühltemperatur	30,00 °C
P_min	93,55 bar
P_max	183,52 bar
T_CO2_min	30,59 °C
T_CO2_max	69,00 °C
Mechanische Leistung	114,92 W
Heizleistung	2333,14 W
Wärmerückgewinnung	2108,96 W
Carnot Wirkungsgrad	12%
Wirkungsgrad	4,93%
Wirkungsgrad rel. zu Carnot	42,26%

4.1.2 V2: Temperaturspreizung 30°C – 60°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar

Die Wärmequelle hat eine Temperatur von 60°C, die Wärmesenke eine Temperatur von 30°C. Der CO₂-Druck bei 30°C beträgt 93,5 bar.

In Abb. 4-4 ist der Druckverlauf in beiden CO₂-Reservoirs für einen Arbeitszyklus zu sehen. Die absoluten Wärmeströme auf beiden Seiten der Anlage jeweils zwischen der Wasser- und CO₂-Seite sind in Abb. 4-5 zu sehen. In Abb. 4-6 sind schließlich die berechneten Temperaturverläufe in den zwei CO₂-Reservoirs zu sehen, welche dem Soft-Sensoren-Modell aus Aspen Hysis™ entnommen wurden.

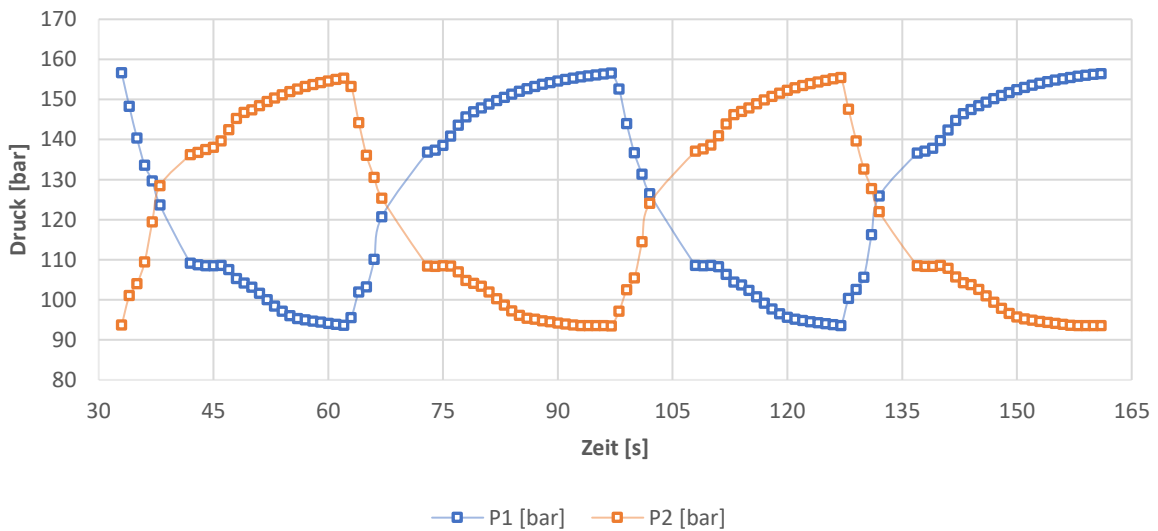


Abb. 4-4: Druckverlauf in den CO₂-Reservoirs | V2

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

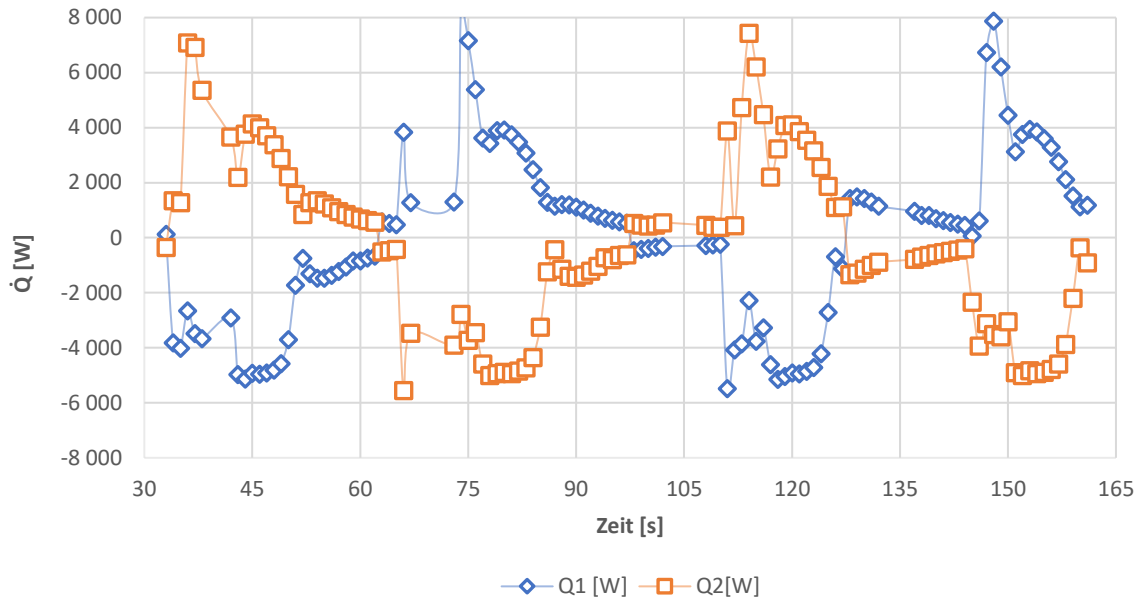


Abb. 4-5: Wärmeströme | V2

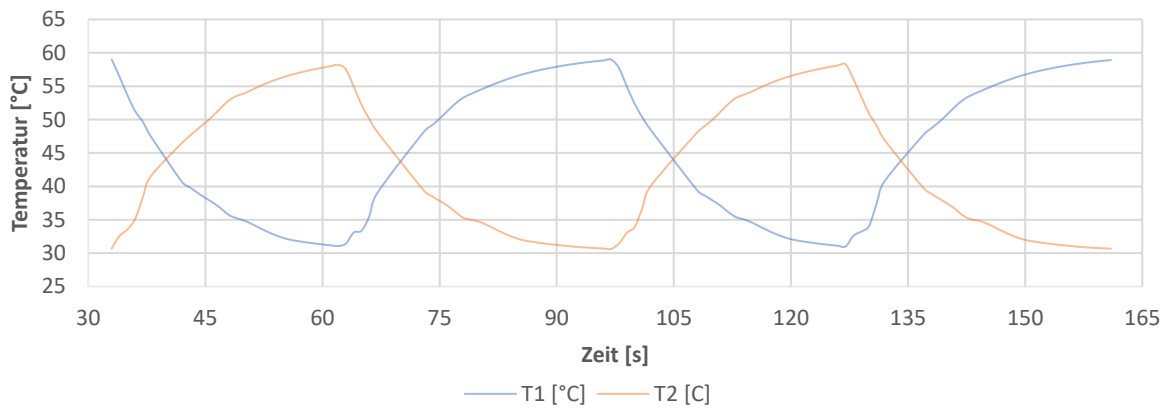


Abb. 4-6: Temperaturverlauf in den CO₂-Reservoirs | V2

Tab. 4-2 gibt eine Leistungsübersicht.

Tab. 4-2: Leistungsübersicht | V2

Leistungsübersicht	
Vorlauftemperatur	60,00 °C
Kühltemperatur	30,00 °C
P_min	93,48 bar
P_max	156,62 bar
T_CO2_min	30,63 °C
T_CO2_max	59,01 °C
Mechanische Leistung	80,98 W
Heizleistung	1792,94 W
Wärmerückgewinnung	1634,64 W
Carnot Wirkungsgrad	9%
Wirkungsgrad	4,52%
Wirkungsgrad rel. zu Carnot	50,16%

4.1.3 V3: Temperaturspreizung 30°C – 50°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar

Die Wärmequelle hat eine Temperatur von 50°C, die Wärmesenke eine Temperatur von 30°C. Der CO₂-Druck bei 30°C beträgt 93,5 bar.

In Abb. 4-7 ist der Druckverlauf in beiden CO₂-Reservoirs für einen Arbeitszyklus zu sehen. Die absoluten Wärmeströme auf beiden Seiten der Anlage jeweils zwischen der Wasser- und CO₂-Seite sind in Abb. 4-8 zu sehen. In Abb. 4-9 sind schließlich die berechneten Temperaturverläufe in den zwei CO₂-Reservoirs zu sehen, welche dem Soft-Sensoren-Modell aus Aspen Hysis™ entnommen wurden.

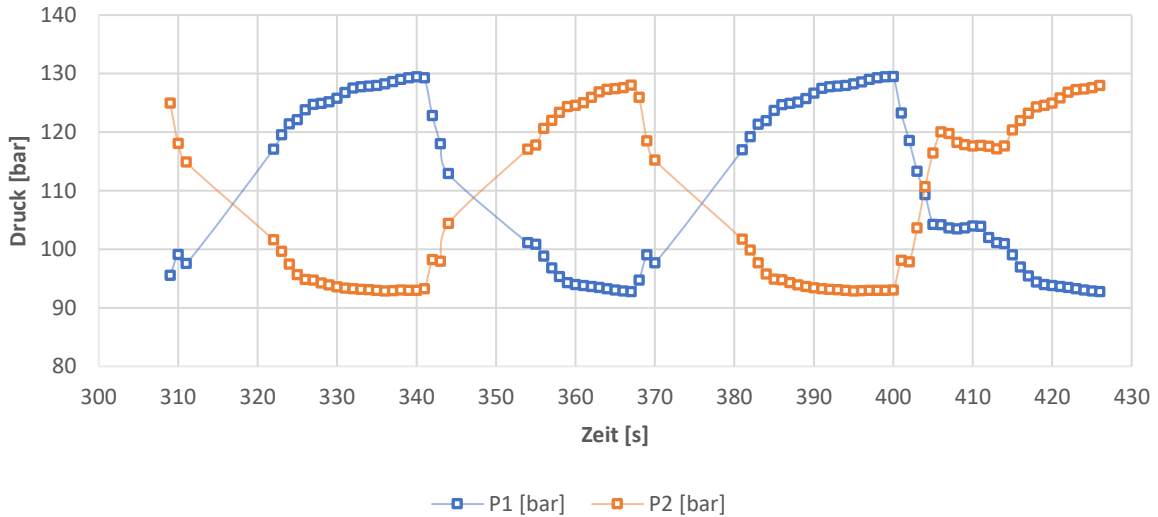


Abb. 4-7: Druckverlauf in den CO₂-Reservoirs | V3

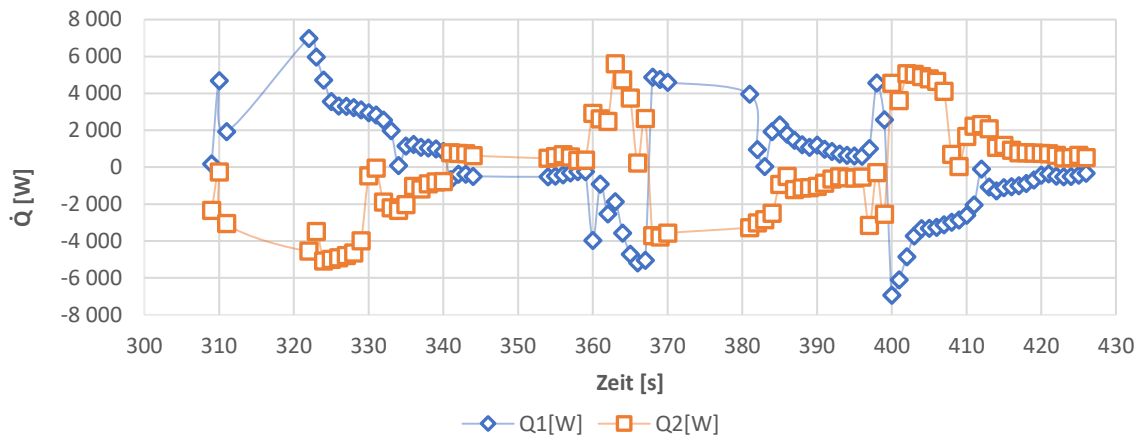


Abb. 4-8: Wärmeströme | V3

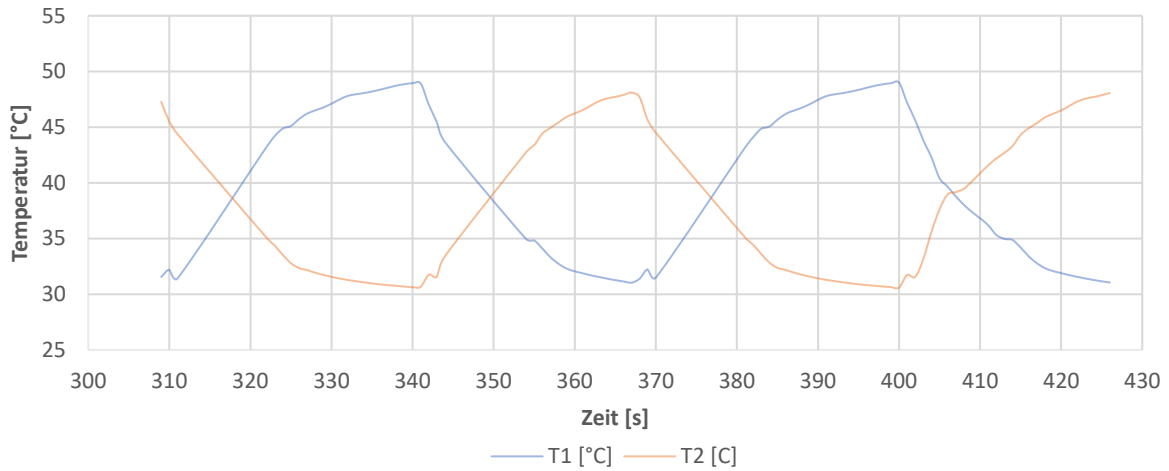


Abb. 4-9: Temperaturverlauf in den CO₂-Reservoirs | V3

Tab. 4-3 gibt eine Leistungsübersicht.

Tab. 4-3: Leistungsübersicht | V3

Leistungsübersicht	
Vorlauftemperatur	50,00 °C
Kühltemperatur	30,00 °C
P_min	92,71 bar
P_max	129,46 bar
T_CO2_min	30,60 °C
T_CO2_max	49,00 °C
Mechanische Leistung	44,37 W
Heizleistung	1112,15 W
Wärmerückgewinnung	1025,18 W
Carnot Wirkungsgrad	6,2%
Wirkungsgrad	4,0%
Wirkungsgrad rel. zu Carnot	64,5%

4.1.4 V4: Temperaturspreizung 30°C – 90°C / Druck bei 30°C= 93,5 bar

Die Wärmequelle hat eine Temperatur von 90°C, die Wärmesenke eine Temperatur von 30°C. Der CO₂-Druck bei 30°C beträgt 93,5 bar.

In Abb. 4-10 ist der Druckverlauf in beiden CO₂-Reservoirs für einen Arbeitszyklus zu sehen. Die absoluten Wärmeströme auf beiden Seiten der Anlage jeweils zwischen der Wasser- und CO₂-Seite sind in Abb. 4-11 zu sehen. In Abb. 4-12 sind schließlich die berechneten Temperaturverläufe in den zwei CO₂-Reservoirs zu sehen, welche dem Soft-Sensoren-Modell aus Aspen Hysis™ entnommen wurden.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

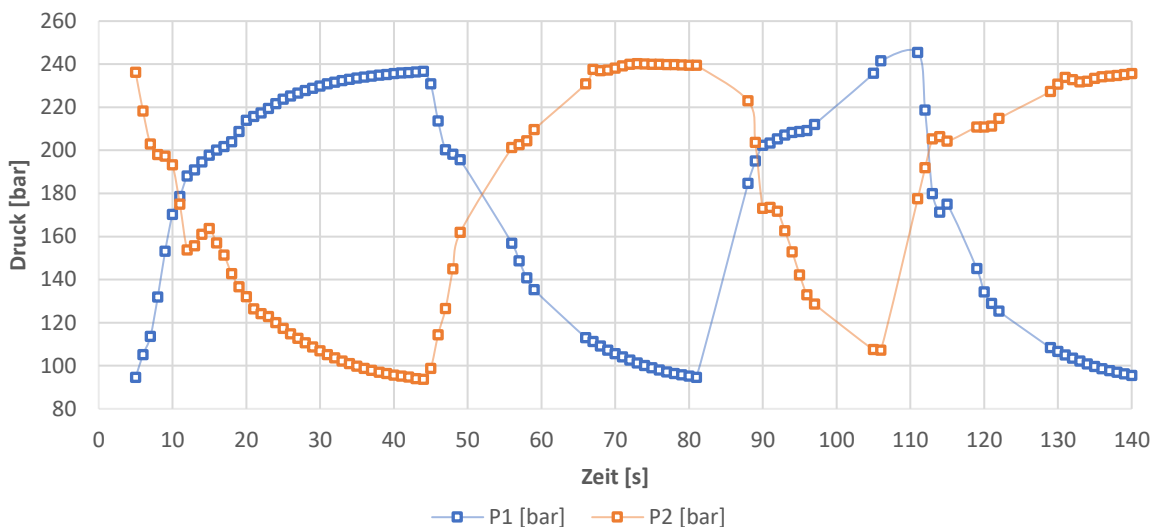


Abb. 4-10: Druckverlauf in den CO₂-Reservoirs | V4

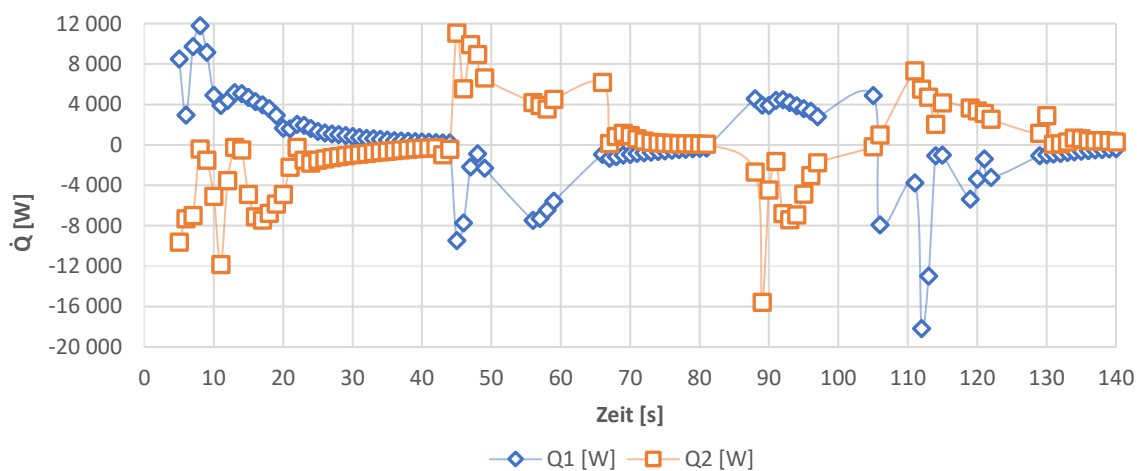


Abb. 4-11: Wärmeströme | V4

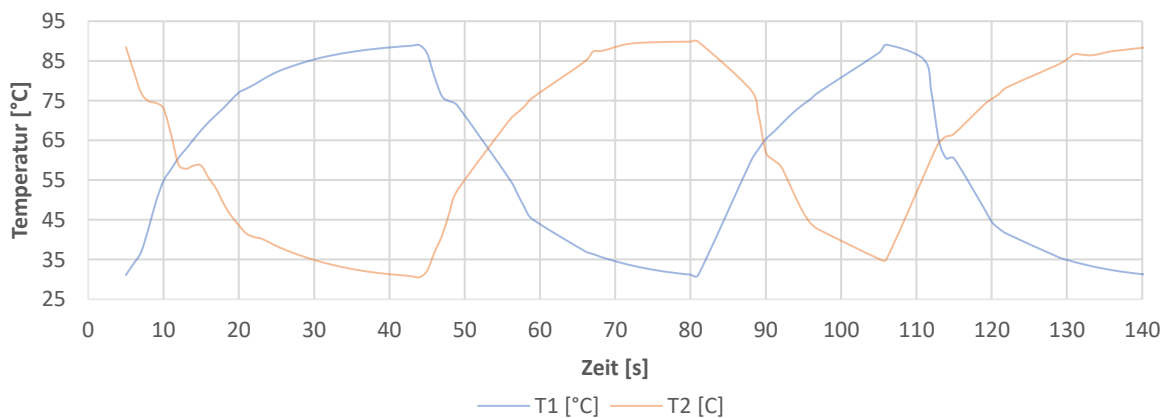


Abb. 4-12: Temperaturverlauf in den CO₂-Reservoirs | V4

Tab. 4-4 gibt eine Leistungsübersicht.

Tab. 4-4: Leistungsübersicht | V4

Leistungsübersicht	
Vorlauftemperatur	90,00 °C
Kühltemperatur	30,00 °C
P_min	93,62 bar
P_max	245,45 bar
T_CO2_min	30,56 °C
T_CO2_max	89,87 °C
Mechanische Leistung	206,02 W
Heizleistung	3542,20 W
Wärmerückgewinnung	3142,15 W
Carnot Wirkungsgrad	16,5%
Wirkungsgrad	5,8%
Wirkungsgrad rel. zu Carnot	35,2%

4.1.5 V5: Temperaturspreizung 30°C – 90°C / Druck bei 30°C= 217 bar

Die Wärmequelle hat eine Temperatur von 90°C, die Wärmesenke eine Temperatur von 30°C. Der CO₂-Druck bei 30°C beträgt 217 bar.

In Abb. 4-13 ist der Druckverlauf in beiden CO₂-Reservoirs für einen Arbeitszyklus zu sehen. Die absoluten Wärmeströme auf beiden Seiten der Anlage jeweils zwischen der Wasser- und CO₂-Seite sind in Abb. 4-14 zu sehen. In Abb. 4-15 sind schließlich die berechneten Temperaturverläufe in den zwei CO₂-Reservoirs zu sehen, welche dem Soft-Sensoren-Modell aus Aspen Hysis™ entnommen wurden.

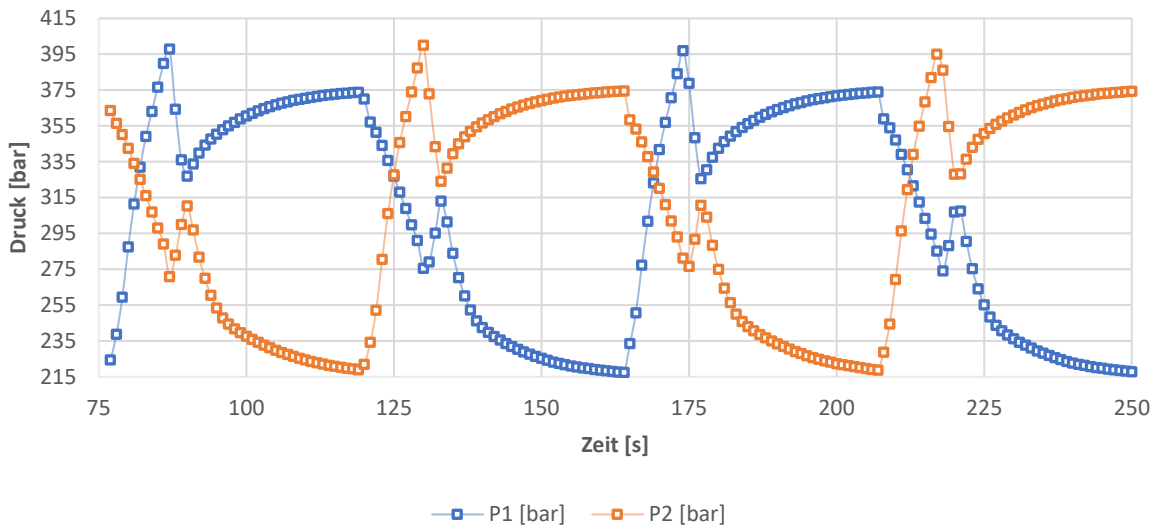


Abb. 4-13: Druckverlauf in den CO₂-Reservoirs | V5

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

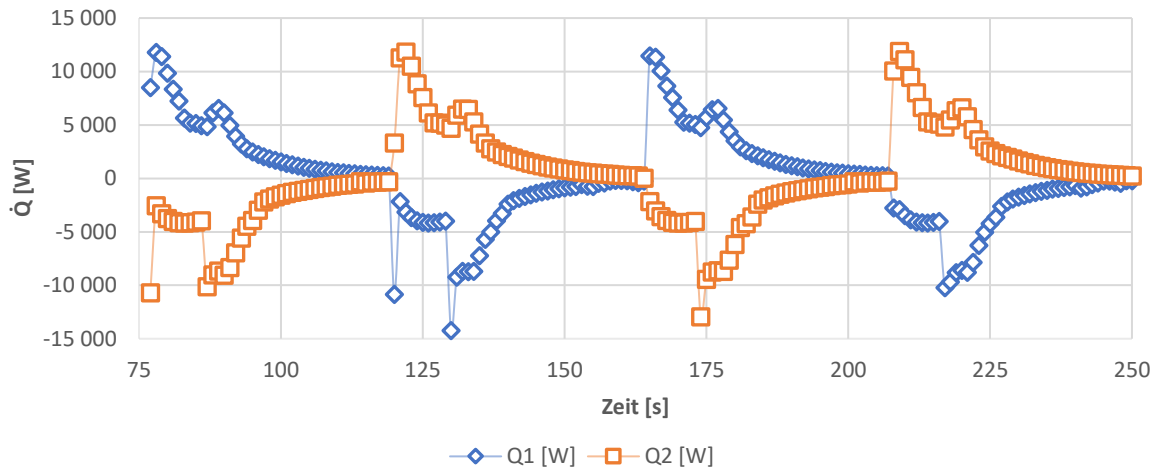


Abb. 4-14: Wärmeströme | V5

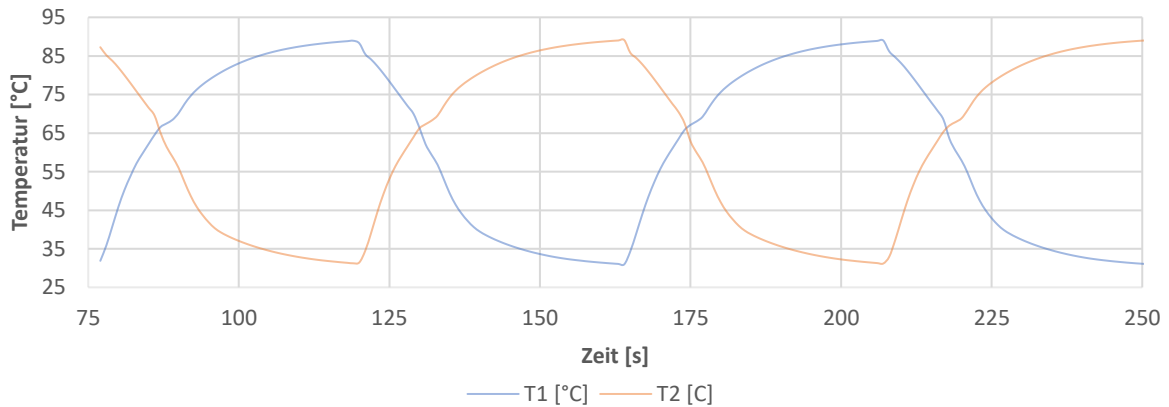


Abb. 4-15: Temperaturverlauf in den CO₂-Reservoirs | V4

Tab. 4-5 gibt eine Leistungsübersicht.

Tab. 4-5: Leistungsübersicht | V5

Leistungsübersicht	
Vorlauftemperatur	90,00 °C
Kühltemperatur	30,00 °C
P_min	217,22 bar
P_max	399,90 bar
T_CO2_min	30,98 °C
T_CO2_max	89,09 °C
Mechanische Leistung	340,00 W
Heizleistung	4890,77 W
Wärmerückgewinnung	4234,40 W
Carnot Wirkungsgrad	16,5%
Wirkungsgrad	7,0%
Wirkungsgrad rel. zu Carnot	42,1%

5 Ausblick und Empfehlungen

Die Ermittlung der realistischen Prozessdaten mit Hilfe der StirliQ-Laboranlage hat gezeigt, dass es im praktischen Betrieb nicht möglich ist, den Carnot-Wirkungsgrad zu erreichen. Dies ist einerseits einem polytropen Wirkungsgrad geschuldet und andererseits den Totzeiten zwischen den Umschaltzyklen.

Es konnte gezeigt werden, dass sich das Verhältnis zwischen Anlagenwirkungsgrad und Carnot-Wirkungsgrad mit kleiner werdenden Temperaturspreizungen (somit bei kleinen Carnot-Wirkungsgraden) vergrößert (siehe Tab. 5-1). In Abb. 5-1 ist der Wirkungsgradverlauf der StirliQ-Laboranlage grafisch dargestellt.

Tab. 5-1: Wirkungsgrade der Versuchsreihen

Versuchsreihe	Eta_carnot %	Eta %	Eta / Eta_carnot	Start-druck [bar]	End-Druck [bar]	Start-Temperatur [°C]	End-Temperatur [°C]
V1	12%	4,9%	42%	93,55	183,52	30,59	69,00
V2	9%	4,5%	50%	93,48	156,62	30,63	59,01
V3	6%	4,0%	64%	92,71	129,46	30,60	49,00
V3	17%	5,8%	35%	93,62	245,45	30,56	89,87
V5	17%	7,0%	42%	217,22	399,90	30,98	89,09

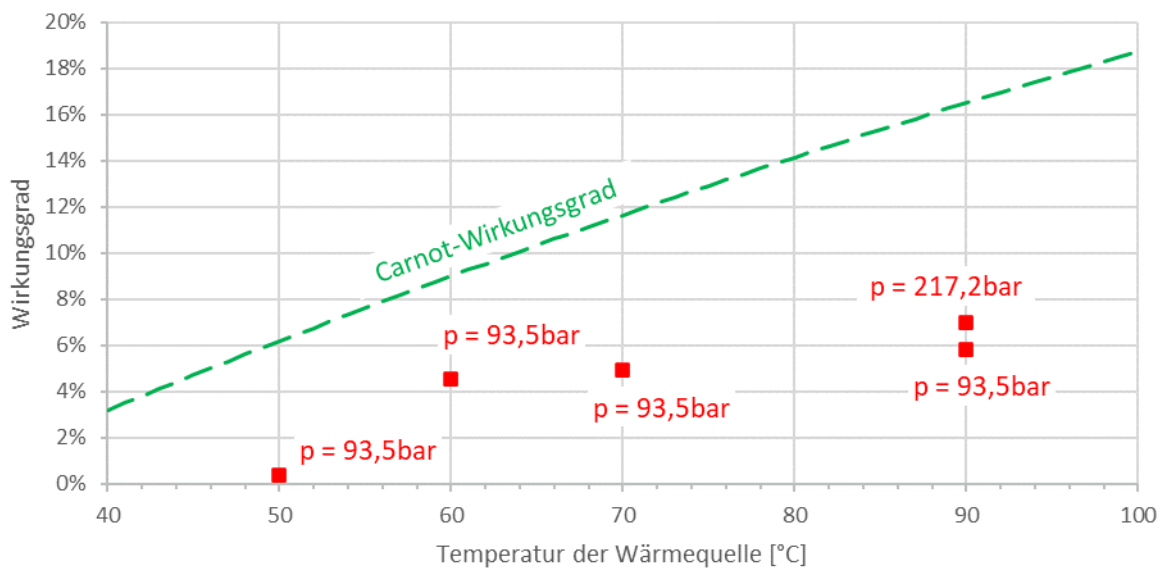


Abb. 5-1: Wirkungsgrad der StirliQ-Laboranlage

Die Versuchsdaten bestätigen, dass der effizienteste Startpunkt des StirliQ-Prozesses knapp über dem kritischen Punkt liegt. Wie im T-s-Diagramm (Abb. 5-2) erkennbar, verlaufen die Isobaren engmaschig und nahezu waagrecht, während die senkrechten Dichtelinien einen schnellen Druckanstieg bei Temperaturerhöhung zeigen.

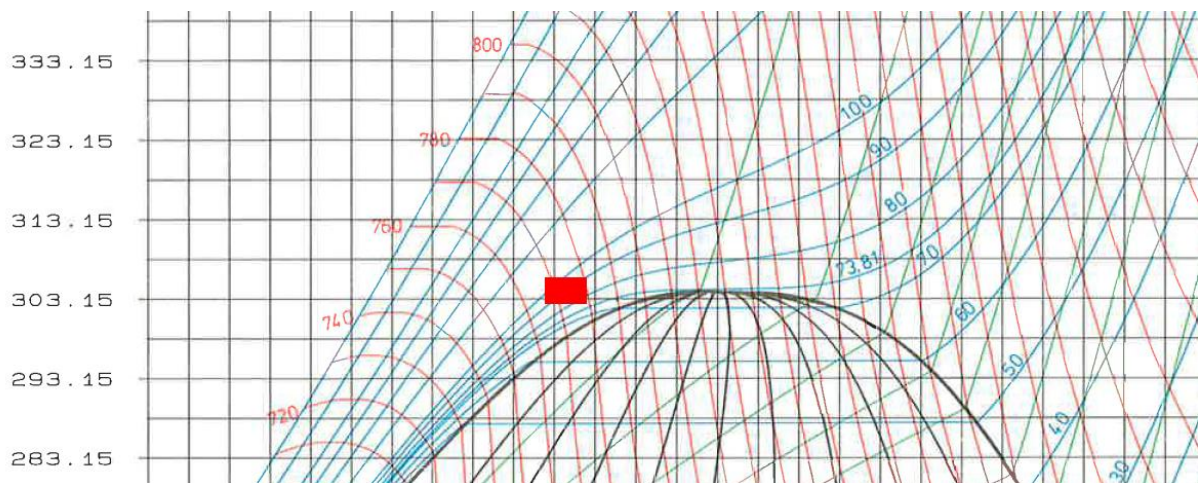


Abb. 5-2: Ausschnitt aus dem T-s-Diagramm von CO₂ mit dem effizientesten Startpunkt

5.1 Schlussfolgerungen

Es konnte gezeigt werden, dass das PVT-Verhalten von CO₂ mittels einer modifizierten Peng-Robinson-Zustandsgleichung in der Nähe des kritischen Punktes gut simuliert werden kann. Dies wurde überprüft, indem ein CO₂-Reservoir mit bekanntem Volumen und bekanntem CO₂-Inhalt unter Verwendung eines analogen Manometers überprüft wurde. Der Druckanstieg bei Erwärmung kann mittels modifizierter Peng-Robinson Zustandsgleichung wiedergegeben werden. Da es sich um einen Reinstoff handelt und somit keine Komponentenwechselwirkungen in der Simulation berücksichtigt werden müssen, kann man von einer treffsicheren physikalischen Berechnung der CO₂-Zustandsdaten ausgehen.

Temperatur- und Druckmessungen sind exakt, wobei die Druckmessungen in Echtzeit möglich sind und man bei den Temperaturmessungen eine gewisse Trägheit akzeptieren muss. Durch den Einsatz von umströmten Tauchhülsen wurde versucht diese Trägheit zu minimieren. Die Durchflussmessungen zeigen gewisse Schwankungen. Diese konnten durch den Einsatz eines Soft-Sensor-Modells korrigiert werden. Da das PVT-Verhalten mit guter Genauigkeit berechnet werden kann, korreliert der Druckanstieg mit der Temperatur. Daraus lässt sich eine theoretisch zugeführte Wärmemenge aus der Simulation berechnen. Diese wird in Verbindung mit den gemessenen Temperaturen herangezogen, um die Durchflussmessungen zu überprüfen.

Die Ergebnisse sind gut skalierbar. Es wurden Standardkomponenten verbaut, die einerseits in ihrer Dimension gut skalierbar sind und andererseits auch modular in der Anzahl erweitert werden können.

Im Hochtemperaturbereich könnte es materialtechnische Grenzen geben bzw. einen signifikanten Kostenanstieg. Theoretisch ist der Einsatz der StirliQ-Technologie auch im Hochtemperaturbereich denkbar. Dies würde den Carnot-Wirkungsgrad erhöhen – allerdings auch die materialtechnischen Anforderungen an den Hochtemperatur-Wärmetauscher.

[1] Kostenoptimierung

Einerseits ist in der Serienfertigung Einsparungspotential vorhanden, andererseits kann die Konfiguration der StirliQ-Technologie mit modifizierten Hydraulikmotoren weiter verfolgt werden. Hier würde es einer Entwicklungsarbeit seitens der Hersteller bedürfen. Dadurch könnte das gesamte Getriebe eingespart werden.

[2] Wirkungsgradsteigerung

Der thermodynamische Wirkungsgrad wird durch die Totzeiten zwischen den Zyklen nicht vollständig ausgenutzt. Dem könnte man durch den Parallelbetrieb von mehreren Einheiten mit zeitversetzten Schaltzyklen entgegenwirken. Durch die Minimierung der Totzeiten bei den Zykluswechseln kann der Wirkungsgrad des StirliQ-Motors erheblich gesteigert werden.

Der Wegfall der Totzeiten bei der ursprünglich geplanten Alpha- oder Beta-Ausführung wäre zwar ein Vorteil, aber der Bedarf sehr großer Schwungmassen durch den Langsamlauf im Bereich der Expansions- und Kompressionsvolumina ein erheblicher Nachteil.

Die Entwicklung eines geeigneten Hydraulikmotors wäre eine potentielle Verbesserung, da dadurch das Übersetzungsgetriebe vollständig entfallen würde.

[3] Langzeitlaufstabilität

Der Einsatz von Hydraulikzylindern lässt hinsichtlich der Dichtheit einen gewissen Wartungsaufwand erwarten. Die Weiterentwicklung mit Hydraulikmotoren hätte großes Potential hinsichtlich eines nahezu wartungsfreien Betriebes.

[4] StirliQ-Demonstrationsanlage

Das Interesse an der Umsetzung in einer Demoanlage ist sehr groß. Seitens eines Heizwerkbetreibers gibt es eine konkrete Anfrage. Hier wurde der Einsatz folgendermaßen diskutiert: Die Wärmeversorgung kommt aus dem Vorlauf des Fernwärmeheizwerkes (ca. 85°C). Als Kühlmedium wird der Rücklauf zum Fernwärmeheizwerk (ca. 43°C) verwendet. Dadurch gibt es ein geschlossenes Wärmekonzept ohne Abwärme, da diese zur Rücklaufanhebung dient und die Kühlenergie direkt zur Reduktion der notwendigen Heizleistung genutzt würde. Somit würde unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten jede eingesetzte thermische Kilowattstunde in mechanische Leistung umgewandelt. Somit wäre ein sehr hoher Wirkungsgrad von 100% minus Generator- und Getriebeverluste zu erwarten, da der thermodynamische Wirkungsgrad sich nicht auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt, sondern nur auf die Anlagengröße.

[5] Leistungsregelung

Die StirliQ-Technologie besticht durch ihre Einfachheit im Betrieb. Es ist keinerlei Leistungsregelung notwendig, da der Prozess selbstständig durch die Beschickung mit den Wärmeträgermedien startet. Wird die Wellenleistung wie in diesem Projekt zum Betrieb eines Stromgenerators verwendet, dann kommen handelsübliche Regelungssysteme ausgangsseitig zum Einsatz. Hier sind alle etablierten Anwendungen denkbar, wie Netzeinspeisung mittels Wechselrichter, Speicherung mittels Laderegler, usw...

6 Literaturverzeichnis

Adisoemarta, P., Frailey S.M., 2004. Measurement of Z-factors for carbon dioxide sequestration. AIChE Annual Meeting, Austin, USA, 7. – 12. November 2004. [Link](#)

Alberti, F., Crema, L., 2014. Design of a new medium-temperature Stirling engine for distributed cogeneration applications. Energy Procedia 57, 321 – 330, [Link](#)

Amt der Oberösterreichischen Landesregierung – Direktion Umwelt und Wasserwirtschaft – Abteilung Umweltschutz, 2008. Industrielle Abwärmenutzung – Beispiele & Technologien. [Link](#)

- Barberi Rubinetterie Industriali s.r.l., 2021. Aufbauanleitung. www.termo.md, abgerufen am 21.09.2021
- Barberi Rubinetterie Industriali s.r.l., 2021. Motorizable rotary mixing valves. www.barberi.it, abgerufen am 21.09.2021
- Byl, M., 2002. Stirling engine. [Link](#)
- Feustel, J., 1984. A Medium Large Wind Power Plant for the New Diesel-Powered Energy Supply System of Helgoland. European Wind Energy Conference, Hamburg
- Fösel, A., Michler, T., 2018. Gleichstromgenerator und Gleichstrommotor. Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, [Link](#)
- Görner, K., 2010. Mikro-KWK: Von Stirling bis Dachs- Eine Marktübersicht. Forum: Kraftwerkstechnik – Kraft-Wärme-Kopplung, 2. Februar 2010, Essen, [Link](#)
- Gribi Hydraulics AG, 2021. Hydraulik -Kurs H2. www.pb-sb.ch, abgerufen am 21.09.2021
- Han, S., Yu, C.C., 2012. Widom line and noise-power spectral analysis of a supercritical fluid. *Physical Review* 85, [Link](#)
- Hau, E., 2014. Windkraftanlagen – Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit (5. neu bearbeitete Auflage), Seite 323
- Imre, A., Ramboz, C., Kraska, T., Deiters, U.K., 2015. Anomalous fluid properties of carbon dioxide in the supercritical region – Application to geological CO₂ storage and related hazards. *Environmental Earth Sciences*, Springer, 2015, 73, 4373-4384, [Link](#)
- Invernizzi, C.M., 2010. Stirling engines using working fluids with strong real gas effects. *Applied Thermal Engineering* 30, 1703-1710, [Link](#)
- IstaBreeze® Germany GmbH, 2018. IstaBreeze® Wind Turbines – Original-Betriebsanleitung. www.altinelenerji.net, abgerufen am 21.09.2021
- Kernforschungsanlage Jülich GmbH, 1981. Bau, Test und Entwicklung großer Windenergieanlagen. [Link](#)
- Kim, S., Johnston, K.P., 1987. Clustering in supercritical fluid mixtures. *AIChE Journal*, 33 (10), 1603-1611, [Link](#)
- Kim, Y., Chun, W., Chen, K., 2017. Thermal-flow analysis of a simple LTD (Low-Temperature-Differential) heat engine. *Energies*, 10, 567, [Link](#)
- Korse, T., Sopouch, M., 2004. Eine neue Steuerkette ohne Polygoneffekt. *MTZ worldwide* 5/2005 volume 65, [Link](#)
- Liu, Z.M., Yang, G.Y., Lu, Y., Han, B.X., Yan, H.K., 1999. Phase equilibria of the CO₂-Jiangsu crude oil system and precipitation of heavy components induced by supercritical CO₂. *Journal of Supercritical Fluids* 16, 27-31. [Link](#)
- Mattar, L., Brar, G.S., Aziz, K., 1975. Compressibility of Natural Gases. *The Journal of Canadian Petroleum Technology* 14 (4), [Link](#)
- Petersen, H.: The 29.3 m-Diameter Danish Wind Turbine for Two-Speed Operation, Rated at 265/60 kW: Fourth International Symposium on Wind Energy Systems, 21.–24. September 1982, Stockholm
- Roldan, C., Pieretti, P., Rojas-Solórzano, L., 2010. Conceptual and basic design of a Stirling engine prototype for electrical power generation using solar energy. ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, Volume 2, Phoenix, Arizona, USA, May 17–22, 2010, [Link](#)
- Schörner, J., et. al., 2001. Stand und Entwicklung des Antriebsstranges von Windkraftanlagen. *Windkraft Journal*, 6/2001

- Sikora, M., Vlach, R., 2009. Dynamic model of stirling engine crank mechanism with connected electric generator. Applied and Computational Mechanics 3, 185-194
- Thrän, D., 2006. Kraft-Wärme-Kopplung auf der Basis von Biomasse – Rahmenbedingungen und Technologien im Überblick. Technologieforum zu Biomasseverstromung, Wartenberg, Deutschland, 11. Mai 2006
- Verein Deutscher Ingenieure, 2006. VDI Wärmetatlas 2006. Springer Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-540-25504-8
- Weier Electric GmbH, 2001. Generator Systems for Wind Turbines. Firmenprospekt
- Witkowski, A. , Majkut, M., 2012. The impact of CO₂ compression systems on the compressor power required for a pulverized coal-fired power plant in post-combustion carbon dioxide sequestration. The Archive of Mechanical Engineering, Volume 59(3), pp. 343-360.
- Wittel, H., et al., 2017. Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung (23. Auflage), 685

Internetquellen

- www.amazon.de, abgerufen am 21.09.2021
- www.de.framo-morat.com, abgerufen am 29.06.2022
- www.fahrzeug-elektrik.de, abgerufen am 29.06.2022
- www.fk-soehnechen.de, abgerufen am 27.06.2021
- www.hydrotechnik24.de, abgerufen am 21.09.2021
- www.hytec-hydraulic.de, abgerufen am 21.09.2021
- www.inggo.com, abgerufen am 29.06.2022
- www.koebo.com, abgerufen am 29.06.2022
- www.spektrum.de, abgerufen am 29.06.2022
- www.stepperonline.com, abgerufen am 27.06.2022
- www.sterling-und-mehr.de, abgerufen am 29.06.2022

7 Anhang

8 Kontaktdaten

Dr. Markus Rabensteiner
4ward Energy Research GmbH
Reininghausstraße 13A, 8020 Graz
markus.rabensteiner@4wardenergy.at
+43 664 88251830
www.4wardenergy.at

DI. Günther Holzer
Prozess Optimal CAP GmbH
Impulszentrum 1, 8250 Voralpe

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

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

holzer@prozess-optimal.at

+43 676 9712486

www.prozess-optimal.at