



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für  
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

**Bundesamt für Energie BFE**  
Sektion Energieforschung und Cleantech

Schlussbericht vom 11. Mai 2026

---

# CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit integriertem Energie-Transfer-System ETS

---



Quelle: Transgourmet Schweiz



**Datum:** 11.05.2026

**Ort:** Bern

**Subventionsgeberin:**

Bundesamt für Energie BFE  
Sektion Energieforschung und Cleantech  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Subventionsempfänger/innen:**

Frigo-Consulting AG  
Feldstrasse 30, CH-3073 Gümligen  
[www.frigoconsulting.ch](http://www.frigoconsulting.ch)

Transgourmet Schweiz AG  
Lochackerweg 5, 3302 Moosseedorf  
[www.transgourmet.ch](http://www.transgourmet.ch)

**Autor/in:**

Erik Wiedenmann, Frigo-Consulting, [e.wiedenmann@frigoconsulting.ch](mailto:e.wiedenmann@frigoconsulting.ch)  
Jonas Schönenberger, Frigo-Consulting, [j.schoenenberger@frigoconsulting.ch](mailto:j.schoenenberger@frigoconsulting.ch)

**BFE-Projektbegleitung:**

Men Wirz, [men.wirz@bfe.admin.ch](mailto:men.wirz@bfe.admin.ch)  
Stephan Renz, [info@renzconsulting.ch](mailto:info@renzconsulting.ch)

**BFE-Vertragsnummer:** SI/502435-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich die Autorenschaft dieses Berichts verantwortlich. Die Autorenschaft bestätigt, dass die dargestellten Ergebnisse und Schlussfolgerungen auf dem zum Zeitpunkt der Erstellung verfügbaren Kenntnisstand beruhen. Die Ermittlung erfolgt nach anerkannten Regeln des Fachgebiets und nach bestem Wissen. Sofern Inhalte dieses Berichts verwendet werden oder darauf basierende Entscheidungen getroffen werden, übernimmt die Autorenschaft keine Haftung für direkte oder indirekte Schäden, die aus der Verwendung der Inhalte entstehen.



## Zusammenfassung

Im Rahmen eines Pilot- und Demonstrationsprojekts des Bundesamts für Energie (BFE) wurde ein neu entwickeltes Energie-Transfer-System (ETS) in die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage des Prodega-Markts in Dietikon integriert. Das ETS wurde eigens für diese Anwendung konzipiert, gefertigt und im Zuge einer Anlagenmodernisierung vor Ort in die neue CO<sub>2</sub>-Kälteanlage eingebunden. Nach Abschluss der Installation gingen die Kälteanlage und das ETS im Herbst 2022 in Betrieb. Das ETS reduziert das Temperatur-Niveau der Abwärme der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage und wandelt diese Reduktion über einen Rankine-Kreisprozess in zusätzliche Kälteleistung um. Dadurch wird die Kälteanlage entlastet, Exergieverluste werden reduziert und der Stromverbrauch des Gesamtsystems gesenkt.

Anhand dieser ersten Feldanlage konnte gezeigt werden, dass die Integration eines ETS in eine CO<sub>2</sub>-Kälteanlage technisch machbar ist und das System grundsätzlich funktioniert. Es gelang, die hochwertige Abwärme der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage zu nutzen, bevor diese auf einem tieferen Temperatur-Niveau an die Gebäudeheizung oder die Aussenluft abgegeben wurde. Ein wesentlicher Erfolgsfaktor dabei war der Nachweis, dass das Temperatur-Niveau der Abwärme auch nach Durchlauf des ETS noch hoch genug für die Beheizung des Gebäudes ist. Somit kann das ETS wie prognostiziert, auch im Winterhalbjahr während der Heizperiode, durchgehend betrieben werden und währenddessen zu einem effizienteren Betrieb vom Gesamt-System beitragen. Darüber hinaus lässt sich daraus ableiten, dass das Konzept des ETS auch in Kombination mit CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen zu einem effizienteren Gesamt-System beitragen kann, was einen positiven Einfluss auf die Anwendungsfälle dieser Technologie hat.

Nach rund 4 000 Betriebsstunden zeichnete sich ab, dass die eingesetzte Plunger-Pumpe offener Bauart relevante Leckagen aufwies und erstmals revidiert werden musste. Die bis dahin gewonnenen, positiven Betriebserfahrungen mit dem ETS führten dazu, dass ein Pumpenhersteller gewonnen werden konnte, eine halbhermetische Radial-Pumpe speziell für die ETS-Anwendung zu entwickeln. Das Besondere an dieser Pumpe ist ihre saugseitige Druckbeständigkeit von 130 bar(a), die eine leicht veränderte Einbindung in das ETS ermöglicht. Seit Herbst 2024 ist die neu-entwickelte Radial-Pumpe in einem Folgeprojekt, ausserhalb des ursprünglichen P&D-Projektumfangs, erfolgreich im Einsatz. Die bisherigen Betriebserfahrungen mit der angepassten Systemkonfiguration sind vielversprechend.

Die zu Projektbeginn erwartete Effizienzsteigerung von 8 %, bezogen auf ein Betriebsjahr mit Plunger-Pumpe, konnte mit dem neuen Konzept der Radial-Pumpe übertroffen werden. Unter Berücksichtigung der energetisch relevanten Faktoren ergibt sich eine Netto-Effizienzsteigerung von 9 bis 11 %, inklusive des Strombedarfs der Pumpe. Zusätzlich bietet das Konzept mit der Radial-Pumpe weitere Vorteile in Bezug auf reduzierte Pulsationen, geringere Geräuschemissionen sowie eine vereinfachte Systemintegration. Daher liegt der Schwerpunkt der aktuellen Auswertung auf dem Folgeprojekt mit Radial-Pumpe. Basierend auf aktuellem Kenntnisstand, ist davon auszugehen, dass bei CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen oder CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen mit Nennkälteleistungen grösser 250 bis 300 kWt ein sinnvolles Kosten-Nutzen-Verhältnis vom Gesamtsystem resultiert.

### Take-Home-Messages

1. Das Grundprinzip des ETS funktioniert und steigert die Effizienz von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen zwischen 9 bis 11 % über das Jahr.
2. Die neu entwickelte Radial-Pumpe mit einer Druckbeständigkeit von 130 bar(a) vereinfacht die Einbindung ins ETS und erschliesst weitere Anwendungsfelder.
3. Das ETS-Konzept ist skalierbar und eröffnet neue Anwendungen (Wärmepumpen) ab Kälteleistungen von etwa 250 bis 300 kWt.



## Résumé

Dans le cadre d'un projet pilote et de démonstration de l'Office fédéral de l'énergie (OFEN), un système de transfert d'énergie (ETS) nouvellement développé a été intégré dans l'installation frigorifique au CO<sub>2</sub> du magasin Prodega à Dietikon. L'ETS a été spécialement conçu et fabriqué pour cette application, puis intégré sur site dans la nouvelle installation au CO<sub>2</sub> lors d'une modernisation. Une fois l'installation terminée, le système frigorifique et l'ETS ont été mis en service à l'automne 2022. L'ETS abaisse le niveau de température de la chaleur résiduelle de l'installation frigorifique au CO<sub>2</sub> et convertit cette réduction en puissance frigorifique supplémentaire via un cycle de Rankine. Cela permet de soulager l'installation frigorifique, de réduire les pertes d'exergie et de diminuer la consommation électrique totale du système.

Cette première installation sur le terrain a démontré que l'intégration d'un ETS dans une installation frigorifique au CO<sub>2</sub> est techniquement réalisable et que le système fonctionne comme prévu. Il a été possible d'utiliser la chaleur résiduelle de haute qualité du système au CO<sub>2</sub> avant qu'elle ne soit transférée à un niveau de température plus bas au chauffage du bâtiment ou à l'air extérieur. Un facteur clé de réussite a été la démonstration que la température de la chaleur résiduelle, même après passage dans l'ETS, restait suffisamment élevée pour le chauffage du bâtiment. L'ETS peut donc être exploité en continu pendant la période de chauffage hivernale et contribuer à un fonctionnement plus efficace du système global. Par ailleurs, cela montre que le concept ETS peut également améliorer l'efficacité globale lorsqu'il est combiné avec des pompes à chaleur au CO<sub>2</sub>, ce qui élargit les possibilités d'application de cette technologie.

Après environ 4 000 heures de fonctionnement, il est apparu que la pompe à plongeur utilisée, de conception ouverte, présentait des fuites importantes et nécessitait une première révision. Les expériences positives accumulées avec l'ETS ont permis de convaincre un fabricant de développer une pompe radiale semi hermétique spécialement destinée à l'application ETS. Cette pompe se distingue par sa résistance à la pression côté aspiration de 130 bar(a), permettant une intégration légèrement modifiée dans l'ETS. Depuis l'automne 2024, cette nouvelle pompe radiale est utilisée avec succès dans un projet de suivi, en dehors du cadre initial du projet P&D. Les expériences d'exploitation recueillies jusqu'à présent avec la configuration adaptée sont prometteuses.

Le gain d'efficacité initialement attendu de 8 % pour une année de fonctionnement avec la pompe à plongeur a été dépassé grâce au nouveau concept de pompe radiale. En incluant tous les facteurs énergétiques pertinents, le gain net d'efficacité atteint 9 à 11 %, consommation électrique de la pompe comprise. De plus, la pompe radiale offre des avantages supplémentaires tels que la réduction des pulsations, une diminution des émissions sonores et une intégration simplifiée. C'est pourquoi l'évaluation actuelle se concentre sur le projet de suivi équipé de la pompe radiale. Selon l'état actuel des connaissances, les installations frigorifiques ou pompes à chaleur au CO<sub>2</sub> d'une puissance frigorifique nominale supérieure à 250 à 300 kWt présentent un rapport coût bénéfice avantageux pour le système global.

### Messages clés (Take-Home-Messages)

1. Le principe de base de l'ETS fonctionne et améliore l'efficacité des installations frigorifiques au CO<sub>2</sub> de 9 à 11 % sur l'année.
2. La nouvelle pompe radiale développée, avec une résistance à la pression de 130 bar(a), simplifie l'intégration dans l'ETS et ouvre de nouveaux domaines d'application.
3. Le concept ETS est scalable et ouvre de nouvelles applications (pompes à chaleur) dès 250 à 300 kWt de puissance frigorifique.



## Summary

As part of a pilot and demonstration project by the Swiss Federal Office of Energy (SFOE), a newly developed Energy Transfer System (ETS) was integrated into the CO<sub>2</sub> refrigeration system of the Prodega store in Dietikon. The ETS was specifically designed and manufactured for this application and incorporated into the new CO<sub>2</sub> refrigeration system on site during a system modernization. After installation was completed, the refrigeration system and the ETS were commissioned in autumn 2022. The ETS lowers the temperature level of the waste heat from the CO<sub>2</sub> refrigeration system and converts this reduction into additional cooling capacity via a Rankine cycle. This relieves the refrigeration system, reduces exergy losses, and decreases the overall power consumption of the system.

This first field installation demonstrated that integrating an ETS into a CO<sub>2</sub> refrigeration system is technically feasible and that the system functions as intended. It was possible to utilize the high-quality waste heat from the CO<sub>2</sub> refrigeration system before it was released at a lower temperature level to the building heating system or the outdoor air. A key success factor was the demonstration that the temperature level of the waste heat, even after passing through the ETS, remained sufficiently high to heat the building. This means that the ETS can, as predicted, be operated continuously during the winter heating season and contribute to a more efficient operation of the overall system. Furthermore, this shows that the ETS concept can also improve overall system efficiency when combined with CO<sub>2</sub> heat pumps, thereby positively influencing the potential applications of this technology.

After around 4 000 operating hours, it became apparent that the open design plunger pump used exhibited significant leakage and required its first overhaul. The positive operational experience with the ETS up to that point made it possible to engage a pump manufacturer to develop a semi hermetic radial pump specifically for the ETS application. The special feature of this pump is its suction side pressure resistance of 130 bar(a), which enables a slightly modified integration into the ETS. Since autumn 2024, the newly developed radial pump has been in successful operation in a follow up project outside the original P&D project scope. The operational experience gained so far with the adapted system configuration is promising.

The efficiency increase of 8% expected at the beginning of the project—based on one year of operation with the plunger pump—was exceeded with the new radial pump concept. Taking into account the energy relevant factors, the net efficiency increase amounts to 9 to 11%, including the pump's power consumption. Additionally, the radial pump concept offers further advantages such as reduced pulsations, lower noise emissions, and simplified system integration. Therefore, the current evaluation focuses on the follow up project with the radial pump. Based on current knowledge, CO<sub>2</sub> refrigeration systems or CO<sub>2</sub> heat pumps with nominal cooling capacities above 250 to 300 kWt are expected to achieve a meaningful cost benefit ratio for the overall system.

### Take Home Messages

1. The basic ETS principle works and increases the efficiency of CO<sub>2</sub> refrigeration systems by 9 to 11 % over the year.
2. The newly developed radial pump, with a pressure resistance of 130 bar(a), simplifies integration into the ETS and opens up additional application areas.
3. The ETS concept is scalable and opens new applications (heat pumps) starting from about 250 to 300 kWt cooling capacity.



# Inhaltsverzeichnis

|                                                              |           |
|--------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Zusammenfassung.....</b>                                  | <b>3</b>  |
| <b>Résumé.....</b>                                           | <b>4</b>  |
| <b>Summary .....</b>                                         | <b>5</b>  |
| <b>Inhaltsverzeichnis .....</b>                              | <b>6</b>  |
| <b>Abkürzungsverzeichnis und Begriffsdefinitionen .....</b>  | <b>9</b>  |
| <b>1 Einleitung .....</b>                                    | <b>11</b> |
| 1.1 Hintergrund und Motivation des Projekts .....            | 11        |
| 1.2 Projektziele .....                                       | 12        |
| 1.2.1 Integration.....                                       | 12        |
| 1.2.2 Abwärme.....                                           | 12        |
| 1.2.3 Unterkühlung .....                                     | 12        |
| 1.2.4 Gebäudeheizung .....                                   | 12        |
| 1.2.5 Regelung .....                                         | 13        |
| 1.2.6 Effizienz ETS .....                                    | 13        |
| 1.2.7 Effizienz Gesamtanlage.....                            | 13        |
| 1.2.8 Energieeinsparung .....                                | 13        |
| 1.2.9 Verbesserungspotential.....                            | 13        |
| 1.2.10 Anwendungspotential .....                             | 13        |
| 1.3 Abgrenzung und Projektion auf andere Anwendungen.....    | 13        |
| <b>2 Durchgeführte Arbeiten – Vorgehen und Methodik.....</b> | <b>15</b> |
| 2.1 Grundlagen vor Projektstart.....                         | 15        |
| 2.2 Konzeptevaluation .....                                  | 15        |
| 2.3 Ausführungsplanung.....                                  | 15        |
| 2.4 Umsetzung.....                                           | 16        |
| 2.5 Inbetriebnahme und Einregulierung .....                  | 16        |
| 2.6 Betriebsoptimierung und -Auswertung .....                | 17        |
| 2.7 Weiterentwicklung von Pumpe und Konzept.....             | 17        |
| 2.8 Erkenntnisse .....                                       | 17        |
| <b>3 Ausgangslage und Grundlagen .....</b>                   | <b>18</b> |
| 3.1 Anwendung.....                                           | 18        |
| 3.2 Standard CO2-Kälteanlage .....                           | 19        |
| 3.3 Rankine-Kreisprozess .....                               | 20        |
| 3.4 Transformation .....                                     | 21        |
| 3.5 Anbindung.....                                           | 23        |
| 3.5.1 Kaskadierte Wärmeabgabe .....                          | 25        |



|          |                                                             |           |
|----------|-------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.5.2    | Parallele Wärmeabgabe .....                                 | 26        |
| 3.5.3    | Integrierte Wärmeabgabe .....                               | 27        |
| 3.5.4    | Zwischenfazit Anbindung .....                               | 28        |
| <b>4</b> | <b>Konzeptevaluation .....</b>                              | <b>29</b> |
| 4.1      | Anbindung .....                                             | 29        |
| 4.2      | Einbindung CO <sub>2</sub> -Pumpe .....                     | 29        |
| 4.2.1    | Flüssigkeit ab Hochdruck .....                              | 31        |
| 4.2.2    | Flüssigkeit ab Mitteldruck .....                            | 32        |
| 4.2.3    | Entscheid Pumpentyp und Einbindung .....                    | 32        |
| 4.3      | Wärmequellen .....                                          | 33        |
| 4.3.1    | Option A .....                                              | 33        |
| 4.3.2    | Option B .....                                              | 33        |
| 4.3.3    | Option C .....                                              | 34        |
| 4.3.4    | Option D .....                                              | 34        |
| 4.3.5    | Option E .....                                              | 34        |
| 4.3.6    | Entscheid Wärmequellen .....                                | 34        |
| 4.4      | Konzeptentscheid .....                                      | 34        |
| <b>5</b> | <b>Mess-, Steuer- und Regelkonzept .....</b>                | <b>38</b> |
| 5.1      | Betriebszustände .....                                      | 38        |
| 5.2      | Betriebszustand «ein» .....                                 | 38        |
| 5.3      | Messdaten, -Erfassung und -Verarbeitung .....               | 40        |
| <b>6</b> | <b>Betriebserfahrung und Systemoptimierung .....</b>        | <b>41</b> |
| 6.1      | Allgemeine Beobachtungen .....                              | 41        |
| 6.1.1    | Beobachtungen zur Regelung .....                            | 42        |
| 6.1.2    | Beobachtungen zur Einbindung der Pumpe ab Mitteldruck ..... | 42        |
| 6.1.3    | Kompensation des Flashgas-Nachteils .....                   | 42        |
| 6.2      | Winterbetrieb .....                                         | 42        |
| 6.3      | Sommerbetrieb .....                                         | 43        |
| 6.4      | Pumpe .....                                                 | 44        |
| 6.4.1    | Allgemeine Beobachtungen .....                              | 44        |
| 6.4.2    | Leckage .....                                               | 44        |
| 6.5      | Heissgas-Ejektor .....                                      | 46        |
| 6.5.1    | Hebedruck / Druckdifferenz .....                            | 46        |
| 6.6      | Unterkühler .....                                           | 47        |
| 6.7      | Fazit .....                                                 | 48        |
| <b>7</b> | <b>Betriebserfahrung mit Radial-Pumpe .....</b>             | <b>49</b> |
| 7.1      | Halbhermetische Radial-Pumpe .....                          | 50        |
| 7.1.1    | Phasentrenner .....                                         | 51        |



|           |                                                                    |           |
|-----------|--------------------------------------------------------------------|-----------|
| 7.2       | Heissgas-Ejektor .....                                             | 52        |
| 7.2.1     | Hochdruck-Sollwert und -Regelung.....                              | 53        |
| 7.3       | Unterkühler .....                                                  | 54        |
| 7.4       | Fazit .....                                                        | 56        |
| <b>8</b>  | <b>Weitere Anwendungen.....</b>                                    | <b>57</b> |
| 8.1       | Ausgangslage mit/ohne ETS.....                                     | 58        |
| 8.2       | Nachverdichtung.....                                               | 59        |
| 8.3       | Kombination ETS und Nachverdichtung .....                          | 61        |
| <b>9</b>  | <b>Systemvergleich .....</b>                                       | <b>62</b> |
| 9.1       | Klimadaten Dietikon.....                                           | 62        |
| 9.2       | Coefficient of Performance COP .....                               | 64        |
| 9.3       | Überlagerung Klima, Last und COP .....                             | 66        |
| <b>10</b> | <b>Beurteilung / Überprüfung der Projektziele .....</b>            | <b>68</b> |
| 10.1      | Projektziele .....                                                 | 68        |
| 10.1.1    | Integration.....                                                   | 68        |
| 10.1.2    | Abwärme.....                                                       | 68        |
| 10.1.3    | Unterkühlung .....                                                 | 68        |
| 10.1.4    | Gebäudeheizung .....                                               | 69        |
| 10.1.5    | Regelung .....                                                     | 69        |
| 10.1.6    | Effizienz ETS .....                                                | 69        |
| 10.1.7    | Effizienz Gesamtanlage.....                                        | 70        |
| 10.1.8    | Energieeinsparung .....                                            | 70        |
| 10.1.9    | Verbesserungspotential.....                                        | 70        |
| 10.1.10   | Anwendungspotential .....                                          | 70        |
| <b>11</b> | <b>Weiteres Vorgehen.....</b>                                      | <b>71</b> |
| <b>12</b> | <b>Nationale und internationale Zusammenarbeit .....</b>           | <b>71</b> |
| 12.1      | EuroShop Düsseldorf 2023 .....                                     | 71        |
| 12.2      | Tagung des deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins DKV ..... | 72        |
| 12.3      | BFE-Wärmepumpen-Tagung, Bern.....                                  | 72        |
| <b>13</b> | <b>Literaturverzeichnis .....</b>                                  | <b>72</b> |



## Abkürzungsverzeichnis und Begriffsdefinitionen

|                              |                                                                                                                                                                                                                                                                              |
|------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Abwärme                      | Überschüssige Wärme resultierend aus der Kühlung, welche zur gegebenen Zeit nicht anderweitig genutzt wird.                                                                                                                                                                  |
| Abwärmenutzung               | Abwärme resultierend aus der Kühlung, welche zur gegebenen Zeit genutzt wird. Gängige Nutzungen sind Aufbereitung von Warmwasser, Gebäudeheizung oder beliebige Wärmesenken (Drittverbraucher). In diesem Bericht schematisch meist nur mit einem Wärmetauscher dargestellt. |
| BFE                          | Bundesamt für Energie.                                                                                                                                                                                                                                                       |
| BWW                          | Brauchwarmwasser                                                                                                                                                                                                                                                             |
| CO <sub>2</sub>              | Kohlendioxid als Kältemittel, auch bekannt unter R744.                                                                                                                                                                                                                       |
| CO <sub>2</sub> -Kälteanlage | Transkritische CO <sub>2</sub> -Booster-Kälteanlage für Plus- und Minuskühlung, ausgestattet mit Ejektoren und Parallelverdichtung und Abwärmenutzung für die Gebäudeheizung.                                                                                                |
| DKV                          | Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein.                                                                                                                                                                                                                                |
| Ejektor(en)                  | Wenn nicht explizit anders erwähnt, dann bezieht sich der Begriff Ejektoren auf die Heissgas-Ejektoren des ETS, nicht zu verwechseln mit den Ejektoren der CO <sub>2</sub> -Kälteanlage.                                                                                     |
| ETS                          | Energie-Transfer-System.                                                                                                                                                                                                                                                     |
| Heissgas-Ejektor(en)         | Ejektoren vom Energie-Transfer-System, nicht zu verwechseln mit den Ejektoren der CO <sub>2</sub> -Kälteanlage.                                                                                                                                                              |
| Hochdruck                    | Hochdruck von CO <sub>2</sub> - Kälteanlage (herkömmliche Bezeichnung).                                                                                                                                                                                                      |
| Hydraulisch getrennt         | Die Fluide können sich nicht vermischen.                                                                                                                                                                                                                                     |
| Hydraulisch verbunden        | Die Fluide können sich vermischen.                                                                                                                                                                                                                                           |
| Kältemittel                  | Die Untersuchungen im Rahmen dieses Pilot- und Demonstrationsprojektes basieren auf dem Kältemittel CO <sub>2</sub> (R744). Dies sowohl in der CO <sub>2</sub> -Kälteanlage als auch im ETS. Gewisse zusammenhänge lassen sich auf andere Fluide übertragen.                 |
| kWe                          | Elektrische Leistung: Kilowatt elektrisch.                                                                                                                                                                                                                                   |
| kWt                          | Thermische Leistung: Kilowatt thermisch.                                                                                                                                                                                                                                     |
| kWhe                         | Elektrische Energie: Kilowattstunden elektrisch.                                                                                                                                                                                                                             |
| kWht                         | Thermische Energie: Kilowattstunden thermisch.                                                                                                                                                                                                                               |
| Log-p-h-Diagramm             | Logarithmisches Druck Enthalpie Diagramm. Wird häufig in der Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik eingesetzt um thermodynamische Kreisprozesse von Kältemitteln übersichtlich darzustellen und zu analysieren.                                                              |
| LT                           | Low Temperature, Minuskühlung, Tiefkühlung.                                                                                                                                                                                                                                  |
| Mitteldruck                  | Mitteldruck von CO <sub>2</sub> -Kälteanlage (herkömmliche Bezeichnung).                                                                                                                                                                                                     |
| MT                           | Medium Temperature, Pluskühlung, Normalkühlung.                                                                                                                                                                                                                              |
| Nachkühlung                  | Siehe Unterkühlung                                                                                                                                                                                                                                                           |



|                             |                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
|-----------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Organic Rankine Cycle (ORC) | Kreisprozess mit einem (organischen) Fluid zur Umwandlung von Wärme in Strom. Im Durchlaufen des Kreisprozesses wird das Fluid verdampft und wieder verflüssigt.                                                                                                                          |
| Plunger-Pumpe               | Kolben-Pumpe mit Plunger-Kolben, Verdränger-Pumpe, das Fördermedium wird durch eine mechanische Bewegung in einem abgeschlossenen Raum zwangsweise verdrängt, Druckhub und Drehzahl resp. Fördervolumen unabhängig voneinander.                                                           |
| PS                          | Maximal zulässiger Druck.                                                                                                                                                                                                                                                                 |
| PWW                         | Pumpenwarmwasser für Gebäudeheizung                                                                                                                                                                                                                                                       |
| R744                        | Kohlendioxid als Kältemittel, auch bekannt unter CO <sub>2</sub> .                                                                                                                                                                                                                        |
| Radial-Pumpe                | Kreisel-Pumpe, Strömungspumpe, die Energieübertragung erfolgt über die Bewegung (Impuls) eines rotierenden Laufrads auf das Medium. Das Medium wird durch die Drehbewegung beschleunigt und durch Druckanstieg gefördert, Druckhub und Drehzahl resp. Fördervolumen abhängig voneinander. |
| Rankine-Kreisprozess        | Kreisprozess mit einem Fluid zur Umwandlung von Wärme in Strom. Im Durchlaufen des Kreisprozesses wird das Fluid verdampft und wieder verflüssigt.                                                                                                                                        |
| Saug- / Verdampfungsdruck   | Saugdruck der Ejektoren des ETS.                                                                                                                                                                                                                                                          |
| T <sub>a</sub>              | Aussentemperatur in °C                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| T <sub>gc</sub>             | Gaskühler-Austrittstemperatur in °C, es kann je nach Betriebsart auch der Wärmetauscher für PWW gemeint sein                                                                                                                                                                              |
| T <sub>o</sub>              | Verdampfungstemperatur in °C                                                                                                                                                                                                                                                              |
| Treibdruck                  | Entspricht dem Hochdruck des ETS. Nicht zu verwechseln mit dem Hochdruck der CO <sub>2</sub> -Kälteanlage.                                                                                                                                                                                |
| TRL                         | Rücklauftemperatur TRL in °C                                                                                                                                                                                                                                                              |
| TVL                         | Vorlauftemperatur in °C                                                                                                                                                                                                                                                                   |
| Unterkühlung                | Zusätzliche Wärmeabgabe nach der Verflüssigung resultierend aus der Wärmeabgabe im Gaskühler und/oder Wärmetauscher für Abwärmennutzung. Im transkritischen Betrieb wird die Unterkühlung häufig als Nachkühlung bezeichnet.                                                              |



# 1 Einleitung

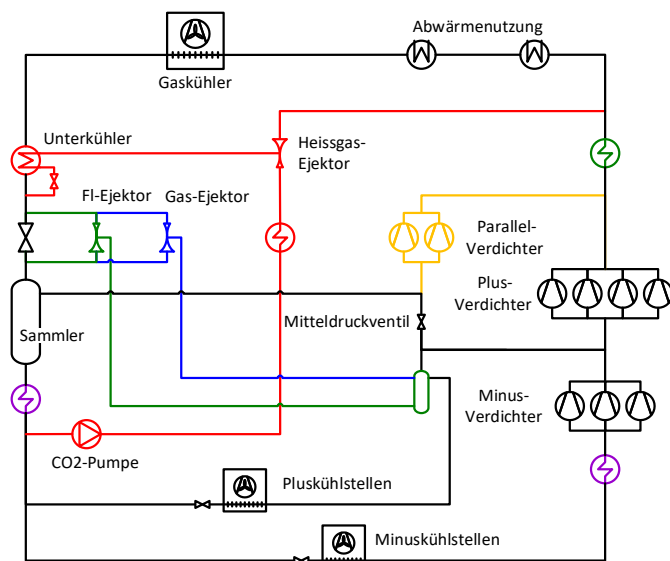
Dieses Kapitel beschreibt die Relevanz, die Motivation sowie die Zielsetzung des Projekts zur Weiterentwicklung von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Anschließend werden die im Projekt zu klärenden Fragestellungen definiert und der fachliche Fokus gegenüber anderen potenziellen Anwendungen abgegrenzt.

## 1.1 Hintergrund und Motivation des Projekts

Grosse Kälteanlagen verursachen in der Schweiz einen erheblichen Strombedarf. Gemäss dem Bericht *«Elektrizitätsbedarf fürs Kühlen in der Schweiz»* des Bundesamts für Energie aus dem Jahr 2012 beträgt dieser rund 1.3 TWh pro Jahr. Dies entspricht etwa 2 % des gesamten Stromverbrauchs. Zusätzlich sind zahlreiche Kälteanlagen noch mit klimaschädlichen Kältemitteln befüllt. Im Gegensatz dazu kommt im Schweizer Supermarktbereich seit mehreren Jahren standardmässig das natürliche Kältemittel CO<sub>2</sub> zum Einsatz. CO<sub>2</sub> wird seit etwa dem Jahr 2006 breit in diesen Anwendungen verwendet. Seit diesem Zeitpunkt findet eine gezielte Wiederetablierung von CO<sub>2</sub> als Kältemittel statt. Die CO<sub>2</sub>-Kältesysteme werden seither kontinuierlich weiterentwickelt. Der Schwerpunkt liegt auf der Erhöhung der Zuverlässigkeit und der Verbesserung der Energieeffizienz. Wichtige Meilensteine dieser Entwicklung sind die Einführung der Parallelverdichtung, deren Kombination mit Ejektoren sowie die Teilflutung von Kühlstellen. Abbildung 1 zeigt die zentralen energetischen Entwicklungsschritte der CO<sub>2</sub>-Technologie zwischen 2006 und 2022 in Anwendungen des Detailhandels und der Industrie. Verschiedene Studien sowie Pilot- und Demonstrationsprojekte in Zusammenarbeit mit dem Bundesamt für Energie fördern diese Entwicklung. Trotz dieser Fortschritte verursachen Kälteanlagen in Supermärkten und Cash-and-Carry-Märkten weiterhin einen wesentlichen Anteil des Strombedarfs. Der Grund dafür ist der durchgehende Betrieb der Anlagen. Sie stellen dadurch eine dauerhafte Bandlast dar. Eine weitere energetische Optimierung solcher Kälteanlagen ist daher erforderlich. (1) (2)

Dieses Pilot- und Demonstrationsprojekt zielt darauf ab, die Exergieverluste bei der Wärmeabgabe von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen zu reduzieren. Die Abwärme dieser Anlagen erreicht Temperaturen von teils über 100 °C und weist ein hohes exergetisches Potential auf. In der Praxis wird diese Wärme jedoch häufig an die Aussenluft oder an die Gebäudeheizung abgegeben und dabei auf etwa 40 °C abgekühlt. Ein Grossteil der Exergie bleibt ungenutzt. Ein minimaler Exergieverlust entsteht, wenn die Wärmeabgabe nur geringfügig oberhalb der Senktemperatur erfolgt. Zur Reduktion der Exergieverluste kommt in diesem Projekt eine neue Technologie zum Einsatz. Ein Heissgas-Ejektor nutzt die hohen Temperaturen und wandelt einen Teil der Exergie in zusätzliche Kälteleistung um. Diese zusätzliche Kälteleistung dient der internen Unterkühlung und Entlastung der Kälteanlage. Die abgegebene Wärmemenge bleibt dabei weitgehend konstant. Das Temperaturniveau der Abwärme sinkt jedoch. Dadurch reduzieren sich die Exergieverluste des Gesamtsystems. Das Projektteam beschäftigt sich seit mehreren Jahren intensiv mit der Nutzung dieser hochwertigen Abwärme. In diesem Rahmen werden unterschiedliche Integrationsmöglichkeiten berechnet und geprüft.

Die Bezeichnung Energie-Transfer-System (ETS) beschreibt dieses Konzept der Umwandlung von Exergieverluste in nutzbare Unterkühlung. Im Rahmen dieses Pilot- und Demonstrationsprojekts kommt das ETS erstmals in einer Feldanlage zum Einsatz.



### Größenordnung der Effizienzsteigerung im Vergleich zu Standard CO2-Booster:

|                           |     |
|---------------------------|-----|
| Parallelverdichtung       | 5 % |
| Flüssigejektor            | 8 % |
| Gasejektor                | 7 % |
| Teilgeflutete Tiefkühlung | 5 % |
| Energie-Transfer-System   | 8 % |

**Effizienzsteigerung Total 33 %**

Abbildung 1: Energetische Entwicklungsschritte der CO<sub>2</sub>-Technologie zwischen 2006 und 2022 in Retail- und Industriellen Anwendungen.

## 1.2 Projektziele

Das übergeordnete Ziel dieses Projekts ist die Transformation hochwertiger Abwärme in nutzbare Kälte. Die erzeugte Kälte entlastet die Kälteanlage und reduziert den elektrischen Strombedarf des Gesamtsystems. Zur besseren Verständlichkeit wird dieses Ziel in mehrere Subziele unterteilt. Diese sind als Fragestellungen formuliert. Sie werden im weiteren Verlauf des Projekts und des Berichts aufgegriffen und beantwortet. Wenn möglich erfolgt die Bewertung sowohl für die konkrete Anwendung dieses Projekts als auch für ähnliche oder vergleichbare Anwendungen.

### 1.2.1 Integration

Ist es möglich, ein ETS mit heute verfügbaren Komponenten in eine transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlage zu integrieren? Im Vorfeld des Projekts erfolgt eine grobe Prüfung der Komponentenverfügbarkeit. Eine detaillierte technische Auslegung findet zu diesem Zeitpunkt jedoch noch nicht statt.

### 1.2.2 Abwärme

Reicht die hochwertige Abwärme der transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage aus, um den Betrieb des ETS zu ermöglichen? Basierend auf Berechnungen einzelner Betriebspunkte wird die verfügbare Abwärme im Vorfeld als ausreichend eingeschätzt.

### 1.2.3 Unterkühlung

Resultiert durch den Betrieb des ETS eine messbare Unterkühlung oder Entlastung der Kälteanlage? Vorabrechnungen einzelner Betriebspunkte zeigen eine potenzielle Unterkühlung von bis zu 6 K.

### 1.2.4 Gebäudeheizung

Ist das Temperaturniveau der Abwärme nach dem ETS weiterhin ausreichend für die Gebäudeheizung? Auf Grundlage der bestehenden Heizungsanlage und getroffener Annahmen wird der Einfluss des Systems auf die Gebäudeheizung im Vorfeld als vernachlässigbar beurteilt.



#### 1.2.5 Regelung

Welche Regelparameter und Regelstrategien eignen sich für einen stabilen Betrieb des ETS? Vor Projektbeginn werden verschiedene Regelansätze erarbeitet, die im Verlauf des Projekts zu einem Regelkonzept weiterentwickelt werden.

#### 1.2.6 Effizienz ETS

Wie hoch ist der gemessene Leistungszahlwert des ETS? Im Vorfeld des Projekts wird im optimalen Betriebspunkt von einer maximalen Leistungszahl von 8.0 ausgegangen. Die Leistungszahl beschreibt das Verhältnis der gewonnenen Kälteleistung zum zusätzlichen elektrischen Strombedarf des Systems.

#### 1.2.7 Effizienz Gesamtanlage

Wie verändert sich die Effizienz des Gesamtsystems aus Kälteanlage und Energie-Transfer-System? Eine Hochrechnung vor Projektstart prognostiziert für die spezifische Anwendung eine Effizienzsteigerung von rund 8 %.

#### 1.2.8 Energieeinsparung

Wie viel elektrische Energie kann durch den Einsatz des ETS eingespart werden? Vor Projektbeginn wird eine jährliche Einsparung von etwa 40 000 kWh abgeschätzt.

#### 1.2.9 Verbesserungspotential

Welche Anpassungen sind bei einer zukünftigen Umsetzung sinnvoll, und welche Wirkung ist davon zu erwarten? Aufgrund der Systemkomplexität ist davon auszugehen, dass Betriebserfahrungen wertvolle Erkenntnisse für weitere Anwendungen liefern.

#### 1.2.10 Anwendungspotential

Ergeben sich aus der Umsetzung dieses Projekts neue Potentiale für weitere Anwendungen? Bereits vor Projektbeginn werden mehrere zusätzliche Anwendungsmöglichkeiten identifiziert.

### 1.3 Abgrenzung und Projektion auf andere Anwendungen

Dieses Pilot- und Demonstrationsprojekt sowie der zugehörige Bericht fokussieren auf die Kombination einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit einem ETS. Dieser Fokus ergibt sich aus der zunehmenden Verbreitung von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen sowie deren hohen Heissgas-Temperaturen. Diese führen zu erhöhten Exergieverlusten.

Die in diesem Bericht dargestellten Überlegungen und Anwendungen zu CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen und ETS lassen sich weitgehend auf andere Kälteanlagen, Wärmepumpen oder vergleichbare thermodynamische Prozesse übertragen. Voraussetzung ist eine angepasste Terminologie sowie eine entsprechende thermodynamische Interpretation. Je nach System und Anwendung kann es sinnvoll sein, den Begriff «Abwärme» allgemein als «Wärme» zu verwenden. Sofern nicht explizit anders vermerkt, bezieht sich die Darstellung in diesem Bericht auf die Anwendung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage in Kombination mit einem ETS. Weitere mögliche Anwendungen werden nicht vertieft behandelt.

Das Projekt fokussiert auf die Umwandlung von Hochtemperatur-Abwärme in nutzbare Kälteleistung. Diese Kälteleistung dient der Entlastung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. Die Umwandlung von Hochtemperatur-Abwärme in elektrische Energie ist nicht Gegenstand dieses Projekts. Konzepte wie der Organic Rankine Cycle werden nicht untersucht, auch wenn einzelne Erkenntnisse grundsätzlich übertragbar sind.



Die betrachteten Temperatur- und Druckniveaus beziehen sich auf die in diesem Bericht beschriebene objektspezifische CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. Der maximale Systemdruck beträgt dabei  $PS \leq 130 \text{ bar(a)}$ . In einzelnen Textstellen oder Abbildungen sind Temperaturen, Drücke oder deren Differenzen explizit angegeben oder implizit dargestellt. Diese Werte repräsentieren energetisch relevante Betriebspunkte. Das System kann sich jedoch auch in anderen Betriebspunkten befinden. Die grundlegenden Zusammenhänge lassen sich auf Anwendungen mit anderen Temperatur- und Druckniveaus übertragen.

Als Arbeitsmedium für das ETS kommt in diesem Projekt CO<sub>2</sub> zum Einsatz. Der Hauptgrund liegt in den Vorteilen bei der Integration in die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. Grundsätzlich ist es jedoch möglich, das ETS mit alternativen Arbeitsmedien zu betreiben. Abhängig vom gewählten Medium können sich andere Vorteile ergeben, beispielsweise eine höhere Effizienz.

Der Bericht konzentriert sich auf den energetisch relevanten Betrieb des Systems. Komponenten mit ausschliesslicher Funktion für die Betriebssicherheit werden nicht grundsätzlich beschrieben oder dargestellt. In der realen Umsetzung wird das ETS mit zusätzlichen Komponenten integriert. Diese ermöglichen einen unabhängigen Betrieb der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage bei einer Störung des ETS. Mit zunehmender Betriebserfahrung kann der Umfang dieser zusätzlichen Komponenten in Folgeprojekten reduziert werden.

Zur Vereinfachung bezieht sich die Darstellung im Bericht in der Regel auf einzelne Komponenten. Je nach Anwendung können jedoch mehrere gleichartige Komponenten parallel betrieben werden. Dies kann zur Erhöhung der Nennleistung, zur Verbesserung des Teillastverhaltens oder zur Steigerung der Betriebssicherheit beitragen.

Zusätzliche Komponenten werden eingesetzt, um unterschiedliche Betriebsarten zu untersuchen und eine detaillierte messtechnische Erfassung zu ermöglichen. Diese Komponenten werden im Bericht nur dann erwähnt oder dargestellt, wenn sie für den jeweiligen Zusammenhang relevant sind. Andernfalls beschränkt sich die Darstellung auf die energetisch wesentlichen Komponenten und Grössen.



## 2 Durchgeführte Arbeiten – Vorgehen und Methodik

Dieses Kapitel beschreibt die im Projektverlauf durchgeführten Arbeiten in chronologischer Reihenfolge. Es gibt eine kompakte Übersicht über den Projektverlauf sowie über ausgewählte, relevante Merkmale der einzelnen Arbeitsschritte.

### 2.1 Grundlagen vor Projektstart

Vor dem eigentlichen Projektstart als BFE-Pilot- und Demonstrationsprojekt wurden verschiedene Grundlagen geprüft. Diese umfassten technische Abklärungen sowie Abschätzungen zum Potential des in diesem Projekt detailliert beschriebenen und entwickelten Konzepts. Die Bewertung orientierte sich an Erfahrungswerten aus bereits realisierten CO<sub>2</sub>-Kältesystemen mit vergleichbarer Anwendung und Leistungsgrösse. Ein Teil dieser Abklärungen bildete die Grundlage für den Antrag beim Bundesamt für Energie zur Durchführung eines Pilot- und Demonstrationsprojekts.

### 2.2 Konzeptevaluation

Das Grundkonzept des ETS stand zum Zeitpunkt des Projektstarts fest. In einem nächsten Schritt wurden verschiedene Ausführungsvarianten systematisch gegenübergestellt. Ziel war es, eine Übersicht über mögliche Varianten und deren Kombinationen zu erhalten. Darauf aufbauend wurde eine Entscheidungsgrundlage für die Auswahl einer geeigneten Ausführungsvariante für die Umsetzung erarbeitet.

Bei der Bewertung wurden mehrere Faktoren berücksichtigt. Dazu zählten Betriebssicherheit, Verfügbarkeit, Effizienz, Kosten und Systemkomplexität. Die Entwicklung vom Grundkonzept zur effektiv umgesetzten Variante wird in Kapitel 3 und Kapitel 4 detailliert beschrieben.

### 2.3 Ausführungsplanung

Die Auslegung und Berechnung des ETS erfolgten auf der Basis einer konventionellen Auslegung der Kälteanlage. Die Komponenten des ETS, insbesondere Wärmetauscher, Ventile und Leitungen, wurden entsprechend auf die Kälteanlage abgestimmt. Es wurde davon ausgegangen, dass eine enge Abstimmung der beiden Teilsysteme von grundlegender Bedeutung ist.

Eine besondere Herausforderung stellte die Auswahl eines geeigneten Herstellers für die CO<sub>2</sub>-Pumpe dar. Die Pumpe musste die definierten Anforderungen und Betriebsbereiche erfüllen und in der erforderlichen Baugrösse verfügbar sein. Eine weitere Schlüsselkomponente war der Heissgas-Ejektor. Dieser wurde speziell entwickelt und auf die häufig zu erwartenden Betriebsbedingungen ausgelegt, um über einen Grossteil der Betriebsstunden eine möglichst hohe Saugwirkung zu erreichen.

Ein weiterer zentraler Schritt in der Konzipierung war die Erarbeitung des Regelkonzepts. Dieses stellte den sicheren Betrieb der Kälteanlage und des ETS in allen relevanten Betriebssituationen sicher. Ergänzend dazu wurde ein Messkonzept erstellt. Dieses definierte das Vorgehen zur Auswertung des ETS sowie die relevanten Bezugsgrössen. Zusätzlich erforderliche Sensoren wurden darin ebenfalls festgelegt.



## 2.4 Umsetzung

Bei der Umsetzung bestand eine zentrale Herausforderung darin, die Entwicklung des ETS mit der zeitgleich neu installierten CO<sub>2</sub>-Kälteanlage abzustimmen. Dies betraf einerseits die terminliche Koordination der Arbeiten. Andererseits erforderte es eine enge technische Abstimmung sowie die Prüfung der Voraussetzungen und Schnittstellen zwischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage und ETS.

Durch ein gezieltes Projektmanagement konnten die zeitlichen Abläufe eingehalten werden. Gleichzeitig wurde eine hohe Ausführungsqualität sichergestellt. Der Bau der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage sowie des ETS erfolgte durch denselben Kälteanlagenbauer. Die Umsetzung des Gesamtsystems wurde durch Frigo-Consulting fachlich begleitet.

Eine weitere Herausforderung ergab sich aus der begrenzten Verfügbarkeit einzelner Komponenten. Diese war auf globale Verzögerungen in den Lieferketten sowie auf ein insgesamt knappes Marktangebot zurückzuführen. Die terminkritische Lieferung und Inbetriebnahme der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage konnten dennoch sichergestellt werden. Dazu wurde die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage priorisiert realisiert und in Betrieb genommen. Das ETS wurde erst in einem zweiten Schritt geliefert und integriert.

Auf eine detaillierte Beschreibung der baulichen Umsetzung wird im weiteren Verlauf dieses Berichts verzichtet. Die Umsetzung ist aus thermodynamischer Sicht nicht von zentraler Relevanz.



Abbildung 2: Einbringung des ETS in den Maschinenraum, an den endgültigen Standort.

## 2.5 Inbetriebnahme und Einregulierung

Nach der Einbringung des ETS wurde dieses mit der bereits in Betrieb befindenden CO<sub>2</sub>-Kälteanlage verbunden und thermisch isoliert. Die Inbetriebnahme erfolgte nach einer umfassenden Prüfung aller Komponenten hinsichtlich ihrer steuerungstechnischen Funktion. Dabei wurde insbesondere die korrekte Ansteuerung sämtlicher Komponenten überprüft.

In einem weiteren Schritt wurde das System schrittweise hochgefahren, um einen stabilen Betrieb zu erreichen. Für einzelne Komponenten wurden unterschiedliche Regelstrategien erarbeitet und in der



Steuerung implementiert. Im Rahmen der Inbetriebnahme wurden die vielversprechendsten Regelstrategien evaluiert. Gleichzeitig erfolgte die Optimierung der relevanten Regelparameter sowie die Einregulierung des Gesamtsystems.

Auf eine detaillierte Beschreibung der Inbetriebnahme und der Einregulierung wird im weiteren Verlauf dieses Berichts verzichtet. Diese Aspekte sind aus thermodynamischer Sicht nicht von zentraler Relevanz.

## 2.6 Betriebsoptimierung und -Auswertung

Im Anschluss an die Inbetriebnahme und die Einregulierung im Herbst 2022 folgte eine Phase mit fortgesetzter Betriebsoptimierung. In dieser Phase wurden Messdaten für die spätere Auswertung aufgezeichnet. Im Frühling 2023 zeigte sich, dass die im ETS eingesetzte Plunger-Pumpe relevante Leckagen gegenüber der Atmosphäre aufwies.

Die Plunger-Pumpe musste nach rund 4 000 Betriebsstunden erstmals revidiert werden. Diese Revision führte zu einer Verzögerung bei der weiteren Aufzeichnung der Messdaten sowie bei deren detaillierter Auswertung.

## 2.7 Weiterentwicklung von Pumpe und Konzept

Basierend auf den positiven und vielversprechenden Betriebserfahrungen des ETS mit der eingesetzten Plunger-Pumpe konnte ein Pumpenhersteller dafür gewonnen werden, eine halbhermetische Radial-Pumpe speziell für die ETS-Anwendung zu entwickeln. Eine Besonderheit der neuentwickelten Radial-Pumpe war deren saugseitige Druckbeständigkeit bis 130 bar(a).

Diese Eigenschaft ermöglichte eine leicht veränderte Einbindung der Pumpe in das ETS im Vergleich zur ersten Feldanlage. Die neu entwickelte Radial-Pumpe wird seit Herbst 2024 in einem Folgeprojekt betrieben. Dieses Projekt lag ausserhalb des eigentlichen Umfangs des Pilot- und Demonstrationsprojekts. Bis zum Zeitpunkt der Berichterstellung wurden keine durch die halbhermetische Radial-Pumpe verursachten Leckagen festgestellt.

## 2.8 Erkenntnisse

Das Konzept des Folgeprojekts, basierend auf der neu entwickelten Radial-Pumpe, erwies sich als vielversprechender als die Ausführung mit Plunger-Pumpe. Aus diesem Grund wurde der Fokus der Betriebsauswertung auf das Folgeprojekt gelegt. Die entsprechenden Ergebnisse wurden in diesen Schlussbericht integriert.

Abschliessend wurden aus allen Projektphasen und Entwicklungsschritten umfassende Erfahrungen gewonnen. Diese umfassten theoretische Betrachtungen, praktische Umsetzung sowie deren Kombination. Auf Basis dieser Erfahrungen wurden die relevanten Aspekte zusammengeführt. Daraus wurden Vorschläge zur Weiterentwicklung der ETS-Technologie abgeleitet und erläutert.



## 3 Ausgangslage und Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Ausgangslage und die relevanten Grundlagen erläutert. Zu Beginn werden die Anforderungen seitens des Gebäudes sowie der zugehörigen Anwendung dargestellt. Anschliessend wird der Stand der CO<sub>2</sub>-Kältetechnik beschrieben, wie er bei solchen Anwendungen standardmässig eingesetzt wird.

Darauf aufbauend werden die Grundlagen des Rankine-Prozesses erläutert. Zudem wird dessen Transformation für die Anwendung in Kombination mit CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen beschrieben. Abschliessend werden mögliche Kombinationen aus CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen und ETS dargestellt.

### 3.1 Anwendung

Die Transgourmet Schweiz AG betreibt in der Schweiz mehr als 30 Prodega-Märkte im Cash-and-Carry-Format. Der Prodega-Markt Dietikon wird im Jahr 1997 als Neubau eröffnet. Bereits zum Zeitpunkt der Eröffnung nimmt der Markt eine Vorreiterrolle ein. Er ist der erste Markt mit einem begehbaren Kühlschrank.

Im sogenannten Coolway präsentiert das Unternehmen Frischeprodukte wie Gemüse oder Salat. Gleichzeitig dient der Coolway als Zugang zu den Kühl- und Tiefkühlprodukten. Durch den vorgekühlten Coolway reduziert sich der Wärmeeintrag in die angrenzenden Kühl- und Tiefkühlbereiche deutlich. Dies trägt zu einer merklichen Energieeinsparung bei. Das Coolway-Konzept bewährte sich in den folgenden Jahren und wurde schrittweise auch in weiteren Prodega-Märkten umgesetzt.

Der heutige Prodega-Markt Dietikon verfügt über eine Verkaufsfläche von rund 4 800 m<sup>2</sup>. Davon werden etwa 800 m<sup>2</sup> als Coolway auf eine Temperatur von rund +14 °C gekühlt. Die Kühl- und Tiefkühlräume weisen eine Fläche von rund 600 m<sup>2</sup> auf. Sie werden auf etwa +1 °C beziehungsweise -23 °C betrieben.

Im Rahmen einer umfassenden Erneuerung wird im Jahr 2022 das gesamte Kältesystem ersetzt. Das neue System setzt vollständig auf das natürliche Kältemittel CO<sub>2</sub>, das sich im Lebensmittelbereich als Standard etabliert hat. Zusätzlich kommt im Prodega-Markt Dietikon erstmals ein ETS zum Einsatz. Damit nimmt die Transgourmet Schweiz AG erneut eine Pionierrolle ein, und der Standort Dietikon positioniert sich nochmals als technologisch führend. (3)

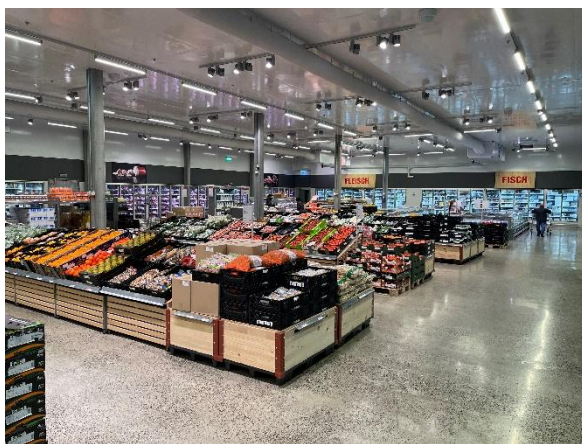


Abbildung 3: Im Coolway werden die Frischeprodukte bei +14°C präsentiert und er dient als Zugang zu den Kühl- und Tiefkühlprodukten.



Abbildung 4: Verkaufsfläche nicht gekühlter Produkte.



## 3.2 Standard CO<sub>2</sub>-Kälteanlage

Bei Anwendungen wie in Kapitel 3.1 beschrieben setzt die Transgourmet Schweiz AG standardmässig eine transkritische CO<sub>2</sub>-Booster-Kälteanlage ein. Die Anlage deckt die Plus- und Minuskühlung ab. Sie ist mit Ejektoren, Parallelverdichtung sowie einer Abwärmenutzung für die Gebäudeheizung ausgestattet. Das in den Minuskühlstellen verdampfte CO<sub>2</sub> wird zunächst über die Minus-Verdichter verdichtet. Anschliessend gelangt es in die Saugleitung der Pluskühlstellen. Dort wird es gemeinsam mit dem in den Pluskühlstellen verdampften CO<sub>2</sub> sowie gegebenenfalls anfallendem Flash-Gas auf Mitteldruck zusammengeführt. Die weitere Verdichtung auf Hochdruck erfolgt über die Plus-Verdichter.

Nach der Verdichtung wird die Wärme in erster Priorität an die Gebäudeheizung abgegeben. Überschüssige Wärme wird anschliessend an die Aussenluft abgeführt. Die Druckentspannung von Hoch- auf Mitteldruck erfolgt im Ejektor, der die Funktion des Hochdruckventils übernimmt. Durch diese Entspannung entsteht im Ejektor eine Saugwirkung. Diese wird genutzt, um gegebenenfalls vorhandene Flüssigkeit im Sauggas sowie einen Teil des Sauggases der Plus-Verdichter auf Mitteldruck zu fördern. Von dort gelangt die Flüssigkeit zurück zu den Kühlstellen. Das Gas wird entweder zusammen mit dem Flash-Gas über die Parallelverdichter auf Hochdruck verdichtet oder über das Mitteldruckventil in die Saugleitung der Plus-Verdichter geführt.

Die Plus- und Minuskühlstellen werden mit einer geringen Überhitzung von etwa 0 bis 2 K betrieben. Der Betrieb erfolgt damit teilgeflutet. Der beschriebene Prozess entspricht dem heutigen Stand der Technik für CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Abbildung 5 zeigt ein vereinfachtes Prinzipschema einer solchen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. In dieser Darstellung wird bewusst auf die separate Darstellung der Parallelverdichter sowie der Ejektor-Saugleitung verzichtet. Diese Aspekte sind für die nachfolgenden Abbildungen im Zusammenhang mit dem ETS nicht relevant. Vereinfachte Darstellungen zur Einbindung von Parallelverdichtern und Ejektoren sind in Abbildung 1 dargestellt. Relevante Kenndaten der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage, beispielsweise zu Leistungen oder Temperaturen, werden im weiteren Verlauf dieses Kapitels aufgeführt. Die in diesem Kapitel beschriebene Standard-CO<sub>2</sub>-Kälteanlage dient im weiteren Verlauf dieses Berichts als Referenzsystem für energetische Vergleiche, sofern nicht explizit anders angegeben. (1) (2) (4)

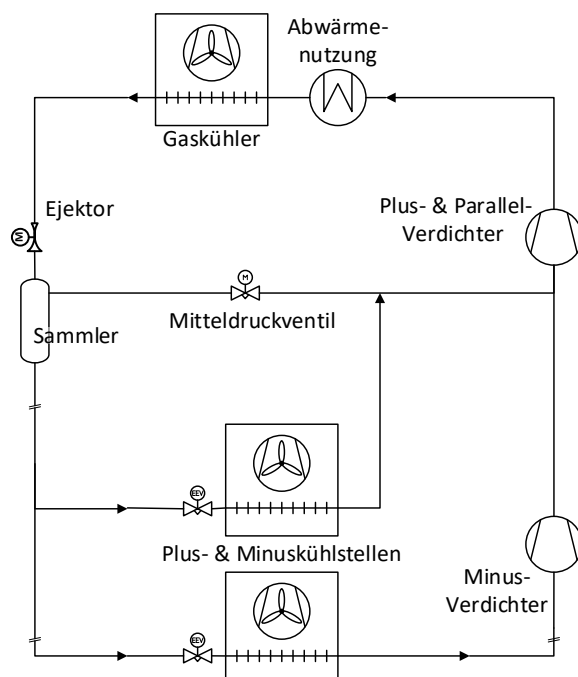


Abbildung 5: Vereinfachtes Schema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage, ohne detaillierter Darstellung von Parallelverdichter und Ejektor Saugleitung.



Die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage dient als Basissystem und wird durch die folgenden Eigenschaften beschrieben:

- Transkritische CO<sub>2</sub>-Booster Kälteanlage für Plus- und Minuskühlung
- Abwärmenutzung für Gebäudeheizung
- Ejektoren in Kombination mit Parallelverdichtung
- Nennleistung Minuskühlung (LT): 62 kWt @ To: -28°C, Tc: -5°C (MT)
- Nennleistung Pluskühlung (MT): 128 kWt @ To: -5°C, Ta: +36°C, Tgc: +38°C
- Nennleistung Abwärmenutzung: 142 kWt @ TRL/TVL: +27°C/+42°C



Abbildung 6: CO<sub>2</sub>-Booster Kälteanlage mit Abwärmenutzung, Ejektoren und Parallelverdichtung für Plus- und Minuskühlung nach dem heutigen Stand der Technik.

### 3.3 Rankine-Kreisprozess

Die Grundlage für die in diesem Projekt untersuchte Effizienzsteigerung beziehungsweise die Reduktion von Exergieverluste basiert auf dem Rankine-Kreisprozess. Der Rankine-Kreisprozess beschreibt einen Dampfprozess, wie er beispielsweise in thermischen Kraftwerken eingesetzt wird. Abbildung 7 stellt einen solchen Kreisprozess in vereinfachter Form dar.

Der wesentliche Zweck dieses rechtslaufenden Kreisprozesses besteht darin, eine Temperaturdifferenz in nutzbare Arbeit umzuwandeln. Diese Arbeit kann in unterschiedlichen Formen auftreten. In thermischen Kraftwerken wird sie typischerweise genutzt, um über kinetische Energie elektrische Energie zu erzeugen.

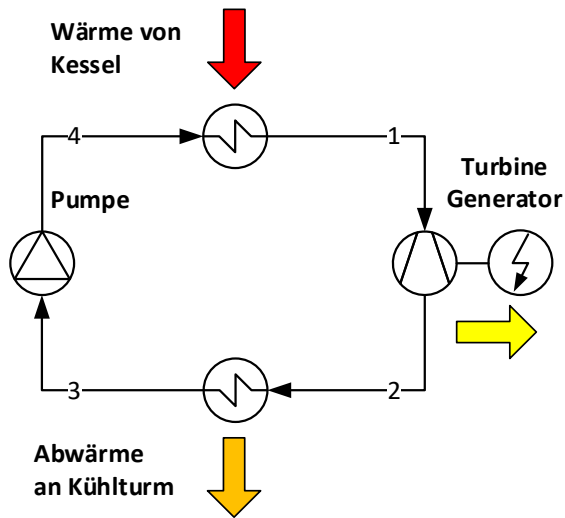


Abbildung 7: Vereinfachtes Prinzipschema des Rankine Kreisprozesses.

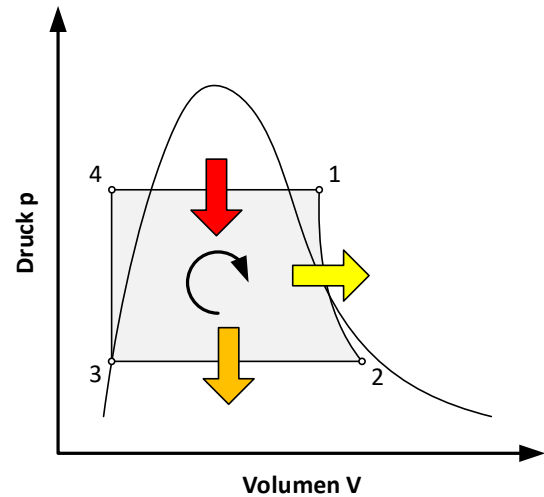


Abbildung 8: Darstellung des Rankine Kreisprozesses im p-v-Diagramm.

Abbildung 7 stellt die wesentlichen Komponenten eines Rankine-Kreisprozesses dar. Der rechtslaufende Kreislauf mit Druckerhöhung durch die Pumpe, anschliessender Erwärmung, Expansion und Wärmeabgabe ist klar erkennbar. Abbildung 8 zeigt denselben rechtslaufenden Kreislauf in einem Druck-Volumen-Diagramm.

Der Nutzen dieses Prozesses entsteht dadurch, dass die Druckerhöhung einer Flüssigkeit in der Pumpe nur einen geringen Energiebedarf erfordert. Demgegenüber setzt die Expansion derselben Stoffmenge im gasförmigen Zustand in der Turbine deutlich mehr Energie frei. Die zwischen Punkt 4 und Punkt 1 zugeführte Wärme wird abzüglich der durch die Turbine entzogenen Arbeit zwischen Punkt 2 und Punkt 3 wieder abgegeben. Der wesentliche Unterschied liegt im deutlich tieferen Temperaturniveau der Wärmeabgabe.

### 3.4 Transformation

In thermischen Kraftwerken besteht das Ziel in der Regel darin, die erzeugte Arbeit über kinetische Energie in elektrische Energie umzuwandeln. Beim ETS wird hingegen gezielt eine Saugwirkung erzeugt. Diese Saugwirkung treibt einen Kältekreis an und bewirkt eine Unterkühlung im System.

Um hochwertige Wärme aus der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage nicht in elektrischen Strom, sondern in eine thermische Unterkühlung umzuwandeln, erfolgt eine Transformation des in Abbildung 7 beziehungsweise Abbildung 9 dargestellten rechtslaufenden Rankine-Kreisprozesses. Zum einen wird in diesem Projekt CO<sub>2</sub> als Arbeitsmedium verwendet und nicht Wasser. Zum anderen ersetzt ein Ejektor die Funktion von Turbine und Generator.

Abbildung 9 zeigt einen herkömmlichen Rankine-Kreisprozess, wie er beispielsweise in thermischen Kraftwerken eingesetzt wird. Abbildung 10 zeigt einen Rankine-Kreisprozess, wie er im Rahmen dieses Projekts für die Anwendung im ETS umgesetzt wird.

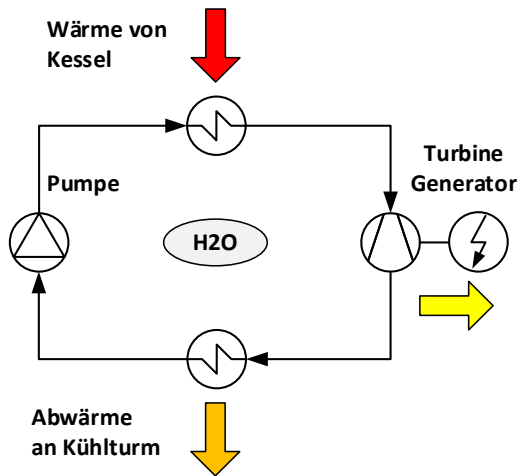


Abbildung 9: Vereinfachtes Prinzipschema des Rankine Kreisprozesses.

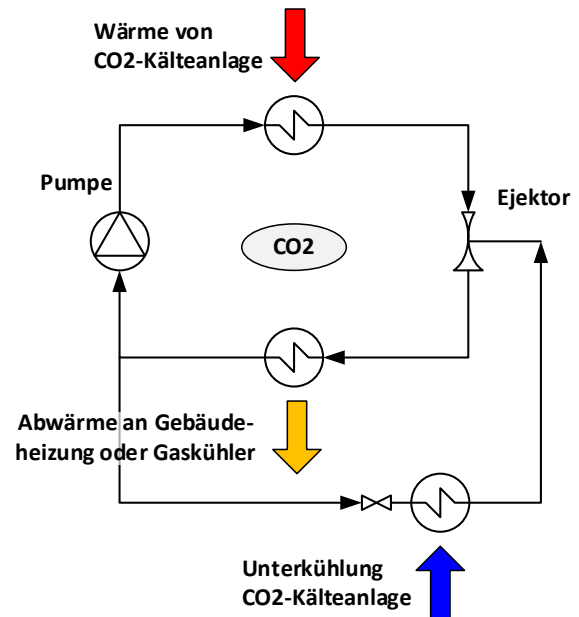


Abbildung 10: Vereinfachtes Prinzipschema des Rankine Kreisprozesses nach der Transformation.

Der Einsatz von CO<sub>2</sub> als Arbeitsmedium im Rankine-Kreisprozess des ETS ist Teil der grundlegenden Konzeptidee und wird seit Projektbeginn priorisiert. Die Vorselektion von CO<sub>2</sub> als Arbeitsmedium basiert insbesondere auf den daraus resultierenden Vorteilen bei der Integration in die vorgesehene CO<sub>2</sub>-Kälteanlage gemäss Kapitel 3.2.. Es werden keine Untersuchungen durchgeführt, welches Arbeitsmedium die höchstmögliche Effizienz verspricht. Im nachfolgenden Kapitel 3.5 werden Kombinations- und Integrationsmöglichkeiten detailliert erläutert. Dadurch werden die Vorteile des Arbeitsmediums CO<sub>2</sub> weiter verdeutlicht.

Analog zur Wahl des Arbeitsmediums stellt auch der Einsatz von Ejektoren als Expansionstechnologie einen zentralen Bestandteil der Konzeptidee dar und wird vor Projektbeginn priorisiert. Die Vorselektion basiert hauptsächlich auf den positiven Erfahrungen mit der Ejektor-Technologie in Kombination mit CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Die Auswahl erfolgt nicht auf Grundlage energetischer Vergleiche unterschiedlicher Expansionstechnologien hinsichtlich maximaler Effizienz. Dies gilt sowohl für den Rankine-Kreisprozess als auch für das Gesamtsystem.

Grundsätzlich ist es möglich, die Expansion im Rankine-Kreisprozess mithilfe unterschiedlicher Expansionstechnologien zu realisieren. Abhängig von der gewählten Technologie ist jedoch eine angepasste Integration des ETS in die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage erforderlich.

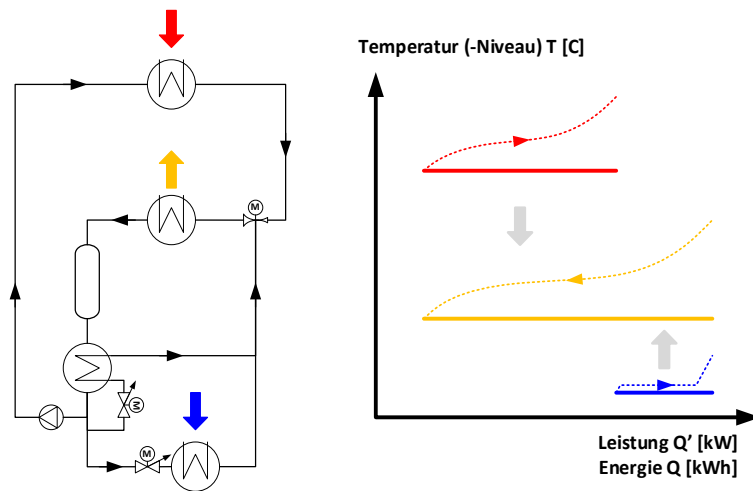


Abbildung 11: Das ETS als eigenständiger Kreisprozess, mit welchem mittels beliebiger (Hochtemperatur-) Abwärme nützliche Kälte aufbereitet werden kann (links). Das Diagramm rechts stellt schematisch die jeweiligen Temperatur-Niveau der Wärmequellen und -senken dar.

Wird der Heissgas-Ejektor im ETS durch eine beliebige Expansionsmaschine ersetzt und diese zum Antrieb eines Generators genutzt, entspricht das System im Grundsatz wieder einem herkömmlichen Rankine-Kreisprozess zur Stromerzeugung auf Basis von CO<sub>2</sub>. In weiterentwickelter Form und für spezifische Anwendungen mit angepassten Arbeitsmedien ist dieser Prozess auch als Organic Rankine Cycle bekannt. Die Umwandlung von Hochtemperatur-Abwärme in elektrische Energie stellt jedoch keinen Schwerpunkt dieses Pilot- und Demonstrationsprojekts dar. Entsprechende Anwendungen werden im Rahmen dieses Projekts nicht untersucht.

### 3.5 Anbindung

Dank der im vorhergehenden Kapitel 3.4 beschriebenen Transformation des herkömmlichen Rankine-Kreisprozesses lässt sich mit dem Arbeitsmedium CO<sub>2</sub> aus hochwertiger Wärme eine Kühlwirkung in Form einer Unterkühlung erzeugen. Eine erfolgreiche praktische Umsetzung setzt voraus, dass alle dafür erforderlichen Komponenten die resultierenden Betriebsanforderungen erfüllen und am Markt verfügbar sind.

Auf dieser Grundlage erfolgt die Anbindung des ETS an die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage gemäss Abbildung 12 entweder über separate, hydraulisch getrennte Kreisläufe oder über einen hydraulisch integrierten Kreislauf. Bei einer Anbindung mit getrennten Kreisläufen kann zusätzlich zwischen einer kaskadierten Wärmeabgabe und einer parallelen Wärmeabgabe unterschieden werden.

Theoretisch ist auch bei einer integrierten Anbindung eine parallele Wärmeabgabe möglich, wie die gestrichelte Verbindung in Abbildung 12 zeigt. Wie in den folgenden Unterkapiteln erläutert wird, geht dabei jedoch ein wesentlicher Vorteil der integrierten Anbindung verloren.

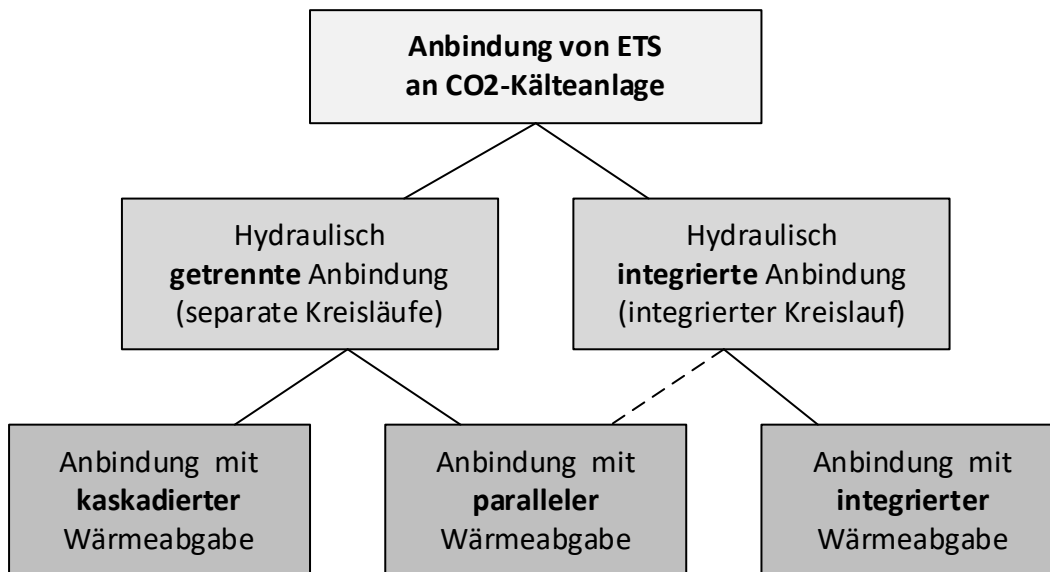


Abbildung 12: Übersicht verschiedener Arten der Anbindung des ETS.

Bei Anbindungen mit getrennten Kreisläufen ist es möglich, ein anderes Arbeitsmedium als CO<sub>2</sub> beziehungsweise als das in der Kälteanlage verwendete Kältemittel einzusetzen. Bei einer Anbindung mit integriertem Kreislauf müssen die Kälteanlage und das ETS zwingend mit demselben Kältemittel betrieben werden. Dies gilt ebenfalls für die Wahl eines allfälligen Öls im Kältemittel beziehungsweise im Arbeitsmedium für Verdichter, Pumpe und weitere Komponenten.

Getrennte Anbindungen eignen sich unter anderem, wenn ein ETS an zwei oder mehrere CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen angebunden wird, ohne die einzelnen Kältekreisläufe miteinander zu verbinden. Bei mehreren CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen sind auch Kombinationen unterschiedlicher Anbindungsarten möglich. Beispielsweise erfolgt die Anbindung des ETS an eine erste CO<sub>2</sub>-Kälteanlage integriert, während weitere CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen über separate Wärmetauscher angebunden werden.

Der Ansatz einer getrennten Anbindung kommt auch dann zum Einsatz, wenn anstelle der Abwärme einer weiteren CO<sub>2</sub>-Kälteanlage externe Abwärme als Treibwärme für das ETS genutzt wird. In solchen Anwendungen können getrennte oder kombinierte Anordnungen vorgesehen werden.

Ergänzend zu diesen Anbindungsarten ist auch eine Teil-Anbindung möglich. Dabei wird beispielsweise nur die Wärme einer weiteren CO<sub>2</sub>-Kälteanlage oder einer externen Wärmequelle zur Versorgung des ETS genutzt, während die erzeugte Unterkühlung nur einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage zugeführt wird. Umgekehrt ist auch eine Konfiguration denkbar, bei der die Treibwärme aus einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage oder einer externen Wärmequelle stammt und die Unterkühlung mehreren CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen zugutekommt.

Zusammenfassend eignen sich getrennte Anbindungen insbesondere dann, wenn im ETS ein anderes Arbeitsmedium als das Kältemittel der Kälteanlage eingesetzt werden soll oder wenn die Kreisläufe aus systemtechnischen Gründen nicht integriert werden können. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn die Wärme mehrerer CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen ein gemeinsames ETS antreibt. Bestehen keine solchen Einschränkungen, bietet eine integrierte Anbindung des ETS an die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage Vorteile in Bezug auf Installationsaufwand und Kosten. Die jeweiligen Vor- und Nachteile der verschiedenen Anbindungsarten werden in den folgenden Unterkapiteln erläutert.



### 3.5.1 Kaskadierte Wärmeabgabe

Abbildung 13 stellt die kaskadierte Wärmeabgabe in vereinfachter Form dar. Der Fokus liegt dabei auf energetischen Betrachtungen, ohne auf zusätzlich erforderliche Komponenten einzugehen, die beispielsweise für einen sicheren Betrieb notwendig sind.

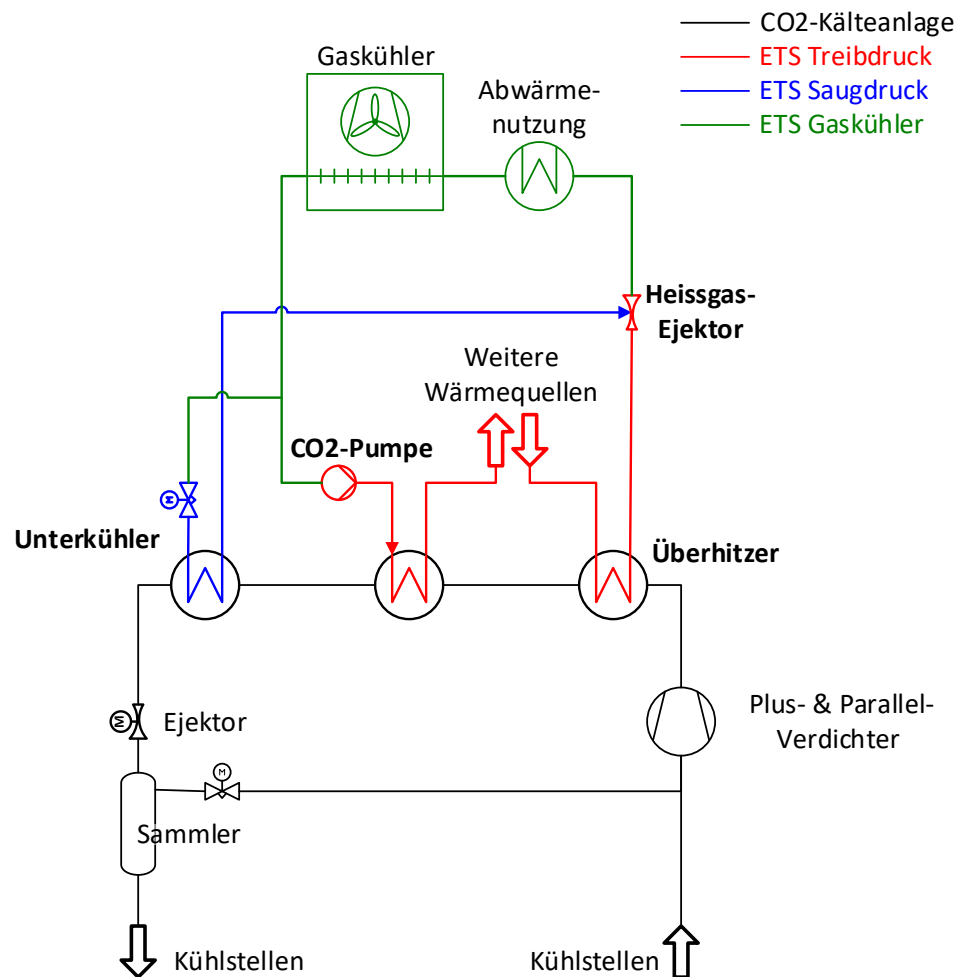


Abbildung 13: Vereinfachte Darstellung der ETS-Integration mit kaskadierter Wärmeabgabe.

Energetisch betrachtet weist die kaskadierte Wärmeabgabe Nachteile gegenüber Anbindungen mit paralleler Wärmeabgabe sowie gegenüber der integrierten Wärmeabgabe auf. Der Grund liegt im zusätzlichen Wärmeübergang zwischen der CO2-Kälteanlage und der Umgebungstemperatur beziehungsweise der Gebäudeheizung. Dies führt zu einer höheren Senkentemperatur der CO2-Kälteanlage, was mit bekannten energetischen Nachteilen verbunden ist.

Zusätzlich sind weitere Massnahmen erforderlich, um die Verlagerung von CO2 im ETS-Kreislauf sowie das Druckniveau zu regeln. Ebenso ist sicherzustellen, dass am Eintritt der Pumpe ausreichend unterkühlte Flüssigkeit zur Verfügung steht. Die Verfügbarkeit geeigneter Pumpen am Markt, die die erforderlichen Betriebsanforderungen erfüllen, ist bei dieser Anbindungsart im Vergleich zur integrierten Anbindung eingeschränkt.

Ein Vorteil gegenüber der Anbindung mit paralleler Wärmeabgabe besteht darin, dass ähnlich wie bei der integrierten Anbindung lediglich ein Wärmetauscher für die Abwärmee-nutzung erforderlich ist. Zudem wird nur ein Gaskühler mit den zugehörigen Leitungen benötigt.



### 3.5.2 Parallele Wärmeabgabe

Abbildung 14 stellt die parallele Wärmeabgabe in vereinfachter Form dar. Der Fokus liegt auf energetischen Betrachtungen, ohne auf zusätzlich erforderliche Komponenten einzugehen, die beispielsweise für einen sicheren Betrieb notwendig sind.

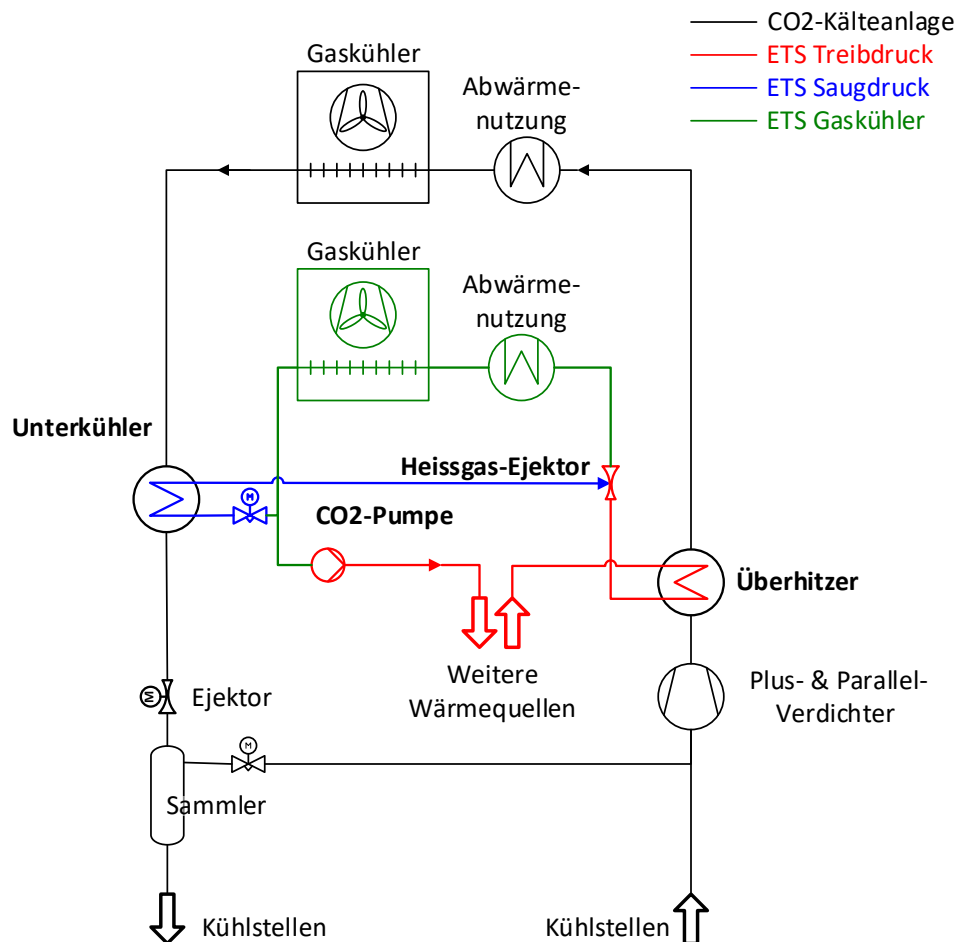


Abbildung 14: Vereinfachte Darstellung der ETS-Integration mit paralleler Wärmeabgabe.

Energetisch betrachtet ist die parallele Wärmeabgabe gegenüber der Anbindung mit kaskadierter Wärmeabgabe vorteilhaft. Unter der Annahme, dass die parallele Wärmeabgabe ebenfalls mit CO<sub>2</sub> betrieben wird, ist sie energetisch in etwa gleichwertig mit der integrierten Wärmeabgabe. Es ist davon auszugehen, dass alternative Arbeitsmedien für diese spezifische ETS-Anwendung eine höhere Effizienz ermöglichen können. Die hydraulische Trennung der beiden Kreisläufe bringt jedoch zusätzliche systemtechnische Nachteile mit sich.

Ähnlich wie bei der kaskadierten Wärmeabgabe sind zusätzliche Massnahmen erforderlich, um die Verlagerung von CO<sub>2</sub> im ETS-Kreislauf sowie das Druckniveau zu regeln. Zudem muss am Eintritt der Pumpe eine ausreichend unterkühlte Flüssigkeit sichergestellt werden. Die Verfügbarkeit geeigneter Pumpen am Markt, welche die geforderten Betriebsanforderungen erfüllen, ist im Vergleich zur integrierten Anbindung eingeschränkt.

Im Vergleich zu den beiden anderen Anbindungsvarianten sind bei der parallelen Wärmeabgabe zusätzliche, separate Wärmetauscher erforderlich. Diese dienen einerseits der Abwärmee-nutzung und andererseits der Funktion des Gaskühlers.



### 3.5.3 Integrierte Wärmeabgabe

Abbildung 15 stellt die integrierte Wärmeabgabe in vereinfachter Form dar. Der Fokus liegt auf energetischen Betrachtungen, ohne auf zusätzlich erforderliche Komponenten einzugehen, die beispielsweise für einen sicheren Betrieb notwendig sind.

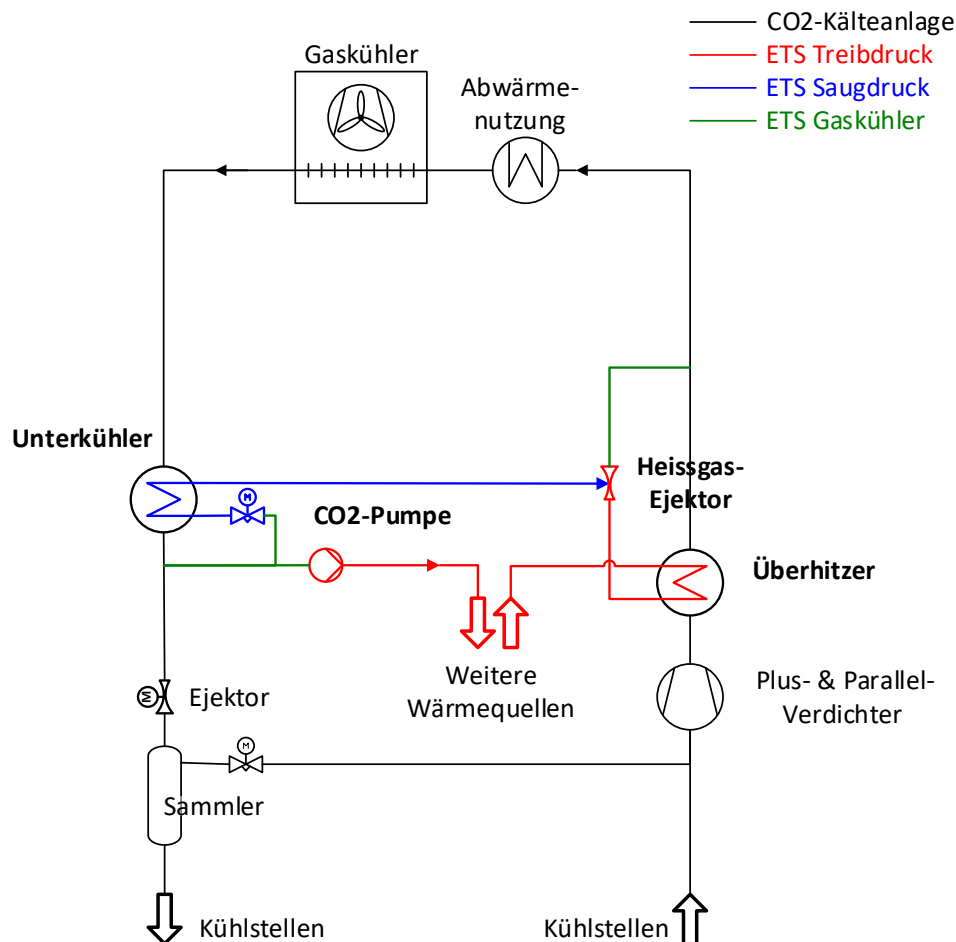


Abbildung 15: Vereinfachte Darstellung der ETS-Integration mit kombinierter Wärmeabgabe.

Energetisch betrachtet zählt die integrierte Wärmeabgabe zusammen mit der parallelen Wärmeabgabe zu den effizientesten Anbindungsvarianten. Dies gilt unter der Annahme, dass auch die parallele Wärmeabgabe mit CO<sub>2</sub> betrieben wird. Unter bestimmten Voraussetzungen kann die Effizienz hydraulisch getrennter Kreisläufe durch den Einsatz alternativer Arbeitsmedien gegenüber CO<sub>2</sub> weiter gesteigert werden. Die hydraulische Trennung der beiden Kreisläufe bringt jedoch zusätzliche systemtechnische Nachteile mit sich.

Neben dem energetischen Vorteil gegenüber der kaskadierten Wärmeabgabe überwiegen bei der integrierten Wärmeabgabe weitere Vorteile. Dazu zählen der vereinfachte Umgang mit Kältemittelverlagerungen sowie eine reduzierte Komplexität der Regelungstechnik. Zudem ist im Vergleich zur parallelen Wärmeabgabe nur ein Wärmetauscher für die Abwärmee-nutzung erforderlich. Ebenso genügt ein einzelner Gaskühler.

Darüber hinaus ist die Verfügbarkeit geeigneter Pumpen am Markt, welche die Betriebsanforderungen der integrierten Anbindung erfüllen, grösser als bei Anbindungen mit hydraulisch getrennten Kreisläufen.



### 3.5.4 Zwischenfazit Anbindung

Die nachfolgende Tabelle 1 fasst die relevanten Vor- und Nachteile der verschiedenen ETS-Anbindungen zusammen. Es zeigt sich, dass die Vorteile insgesamt zugunsten der Anbindung mit integriertem hydraulischem Kreislauf beziehungsweise mit integrierter Wärmeabgabe fallen.

Tabelle 1: Zusammenfassung der Vor- und Nachteile der gegenübergestellten Varianten zur ETS-Integration.

|                                                                                     | Anbindung mit kaskadierter Wärmeabgabe | Anbindung mit paralleler Wärmeabgabe | Anbindung mit integrierter Wärmeabgabe |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------------|
| Effizienz mit Arbeitsmedium CO <sub>2</sub>                                         | -                                      | +                                    | +                                      |
| Regelungstechnik                                                                    | -                                      | -                                    | +                                      |
| Kältemittelverlagerung                                                              | -                                      | -                                    | +                                      |
| Verfügbarkeit von Pumpen unter Berücksichtigung von Betriebsanforderungen           | -                                      | -                                    | +                                      |
| Flüssigkeitsunterkühlung Pumpe                                                      | -                                      | -                                    | +                                      |
| Anzahl Wärmetauscher für Abwärmennutzung                                            | +                                      | -                                    | +                                      |
| Anzahl Gaskühler                                                                    | +                                      | -                                    | +                                      |
| Systemkomplexität                                                                   | -                                      | -                                    | +                                      |
| Wartung und Unterhalt mit gleichem Arbeitsmedium wie Kälteanlage (CO <sub>2</sub> ) | +                                      | +                                    | +                                      |
| Effizienz mit alternativen Arbeitsmedien                                            | +                                      | ++                                   | -                                      |
| Wartung und Unterhalt mit alternativen Arbeitsmedium                                | +                                      | +                                    | +                                      |



## 4 Konzeptevaluation

Im Verlauf der bisherigen ETS-Entwicklung bis zum aktuellen Projektstand ergeben sich verschiedene Ausführungsvarianten sowie deren Kombinationen. Dieses Kapitel erläutert den Prozess der Konzeptevaluation relevanter Merkmale des ETS im Detail. Die Konzeptevaluation berücksichtigt die gegebenen Rahmenbedingungen sowie die (Vor-)Entscheidung aus Kapitel 1 bis 3. Diese Aspekte definieren den Handlungsspielraum der Konzeptevaluation. Der Fokus dieses Kapitels liegt insbesondere auf der Integration der CO<sub>2</sub>-Pumpe sowie auf der Abnahme der Abwärme der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage.

### 4.1 Anbindung

Für die in Kapitel 3.1 beschriebene Anwendung sowie die daraus resultierenden Kälteleistungen für Plus- und Minuskühlung kommt eine CO<sub>2</sub>-Kälteanlage gemäss Kapitel 3.2 zum Einsatz. Weitere externe Wärmequellen stehen nicht zur Verfügung und sind auch nicht vorgesehen. Auf Basis dieser Ausgangslage sowie der in Kapitel 3.5 hergeleiteten Vor- und Nachteile der verschiedenen Arten der Anbindung des ETS an die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage, fällt die Entscheidung bei dieser ersten Feldanlage auf eine Anbindung mit integrierter Wärmeabgabe. Die wesentlichen Vorteile dieser Anbindungsart sind in Tabelle 1 in Kapitel 3.5 zusammengefasst.

Zusätzlich wird die Wahl der Anbindung zum Zeitpunkt der Projektausarbeitung im Jahr 2022 massgeblich durch die Verfügbarkeit geeigneter CO<sub>2</sub>-Pumpen am Markt beeinflusst. Ebenso hat sie einen massgeblichen Einfluss auf die Kosten der erforderlichen CO<sub>2</sub>-Pumpe. Zu diesem Zeitpunkt ist es ausschliesslich mit einer integrierten Anbindung realistisch, einen wirtschaftlichen Betrieb des ETS mit vertretbarer Amortisationszeit zu erreichen.

Die Verfügbarkeit geeigneter Pumpen stellt daher neben den weiteren Vorteilen der integrierten Anbindung gemäss Kapitel 3.5 einen entscheidenden Faktor für diese Wahl dar. Die unterschiedlichen technischen Anforderungen, die sich aus der jeweiligen Art der Anbindung ergeben, werden im folgenden Kapitel 4.2 erläutert.

### 4.2 Einbindung CO<sub>2</sub>-Pumpe

Die CO<sub>2</sub>-Pumpe stellt eine zentrale Schlüsselkomponente des ETS dar. Die am Markt verfügbare Auswahl an CO<sub>2</sub>-Pumpen ist klein. Sie ist nicht mit der Vielfalt an Pumpen für Wasseranwendungen vergleichbar. Zusätzlich sind für den Einsatz als ETS-Pumpe spezifische und unübliche Betriebsanforderungen zu erfüllen. Diese Anforderungen schränken die Auswahl weiter ein. Darüber hinaus ist zu berücksichtigen, dass das ETS ausschliesslich durch Energieeinsparungen eine wirtschaftlich sinnvolle Payback-Zeit erreichen soll. Daraus ergibt sich ein relevantes und einschränkendes Kostendach für die CO<sub>2</sub>-Pumpe.

Basierend auf der in Kapitel 4.1 hergeleiteten Wahl einer integrierten Anbindung des ETS an die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage ergeben sich für die Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe im Wesentlichen zwei Varianten. Diese unterscheiden sich hauptsächlich durch die Zuleitung der Pumpe beziehungsweise durch das Druckniveau, aus dem die Flüssigkeit auf den erforderlichen Treibdruck gefördert wird. In der ersten Variante wird die Flüssigkeit nach dem Gaskühler und nach dem Unterkühler entnommen. In diesem Fall erfolgt die Förderung vom Hochdruckniveau der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage auf den Treibdruck des ETS. In der zweiten Variante erfolgt die Entnahme der Flüssigkeit aus dem Kältemittelsammler. Die Förderung erfolgt dabei vom Mitteldruckniveau der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage auf den Treibdruck. Die Abbildung 16 bis 18 stellen die beiden betrachteten Varianten der Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe schematisch dar.

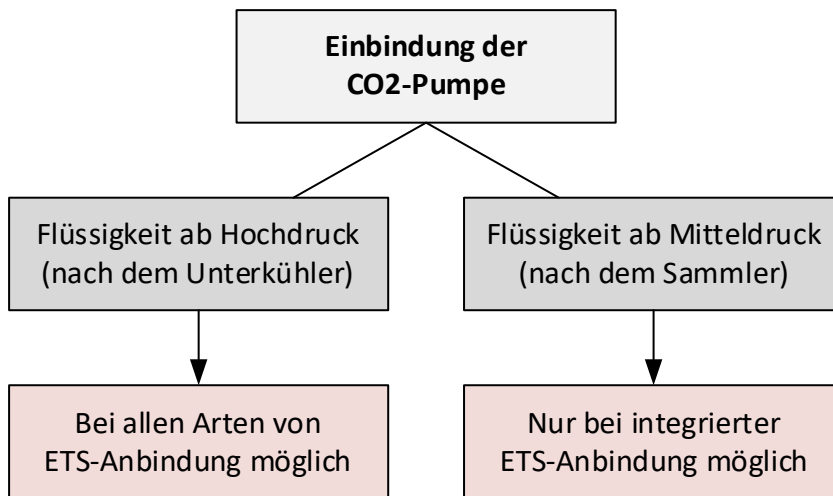


Abbildung 16: Mögliche Varianten der Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe.

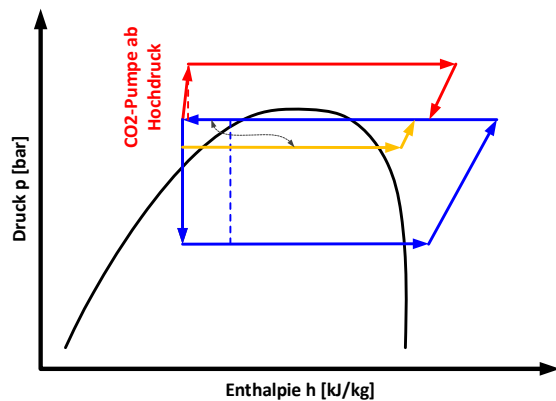


Abbildung 17: Vereinfachte Darstellung im Log-p-h-Diagramm der Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe ab Hochdruck.

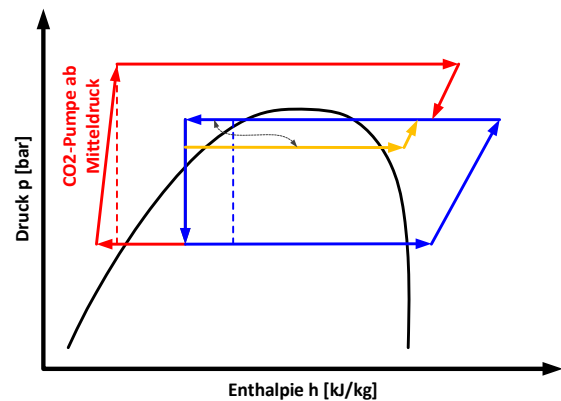


Abbildung 18: Vereinfachte Darstellung im Log-p-h-Diagramm der Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe ab Mitteldruck.



In Abbildung 19 ist die Zuleitung der Flüssigkeit zur Pumpe ab Mitteldruck durchgezogen dargestellt. Die Zuleitung ab Hochdruck ist gestrichelt gekennzeichnet. Die verschiedenen Optionen A bis E werden im Kapitel 4.3 erläutert.

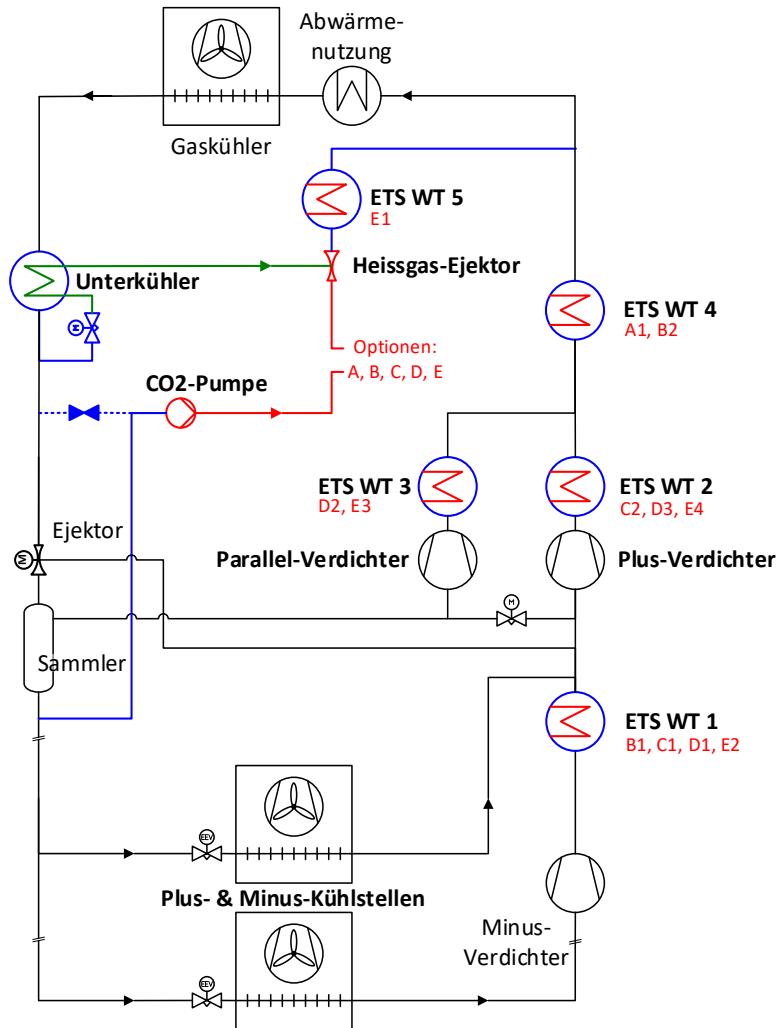


Abbildung 19: Unterschiede der Einbindung der CO2-Pumpe, dargestellt im Prinzipschema. Zuleitung zu CO2-Pumpe ab Mitteldruck (ausgezogen), ab Hochdruck (gestrichelt).

#### 4.2.1 Flüssigkeit ab Hochdruck

Wie aus den gegenübergestellten Log-p-h-Diagrammen in Abbildung 17 und Abbildung 18 ersichtlich ist, ergibt sich bei der Einbindung der CO2-Pumpe ab Hochdruck eine geringere zu überwindende Druckdifferenz. Dies gilt für sämtliche ETS-Betriebspunkte über das gesamte Jahr hinweg.

Unabhängig von der Pumpenbauart, beispielsweise Plunger-Pumpe oder Radial-Pumpe, wird davon ausgegangen, dass die Förderung eines definierten Massenstroms auf den erforderlichen Treibdruck bei der Variante ab Hochdruck eine geringere elektrische Leistungsaufnahme erfordert als bei der Variante ab Mitteldrucksammler. Diese Annahme basiert darauf, dass die zu überwindende Druckdifferenz eine wesentliche Einflussgrösse für die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe darstellt.

Der Einfluss weiterer Parameter, wie der Dichte am Pumpeneintritt, der Steigung der Isentropen-Linien der beiden Varianten oder anderer Effekte, wird im Rahmen dieser Betrachtung als vernachlässigbar angenommen. Daraus folgt, dass die Einbindung der CO2-Pumpe ab Hochdruck aus energetischer Sicht gegenüber der Einbindung ab Mitteldruck zu bevorzugen ist.



#### 4.2.2 Flüssigkeit ab Mitteldruck

Die Beweggründe, dennoch eine Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe ab Mitteldruck in Betracht zu ziehen, liegen weniger in thermodynamischen oder energetischen Aspekten. Sie ergeben sich vielmehr aus betriebstechnischen Überlegungen. Zum betrachteten Zeitpunkt lässt sich keine am Markt verfügbare Pumpe identifizieren, die für den Betrieb ab Hochdruck zugelassen ist und deren Kosten in einem sinnvollen Verhältnis zu den Gesamtkosten stehen.

Die limitierenden Faktoren betreffen hauptsächlich die Druckbeständigkeit der Saugseite von Pumpen, insbesondere der Gehäuse. Zusätzlich schränken die Einsatzgrenzen der Motoren, deren Kühlung, die Dichtungen sowie die Schmierung den möglichen Betriebsbereich während des ETS-Betriebs ein.

Die einzige CO<sub>2</sub>-Pumpe, die zu diesem Zeitpunkt am Markt verfügbar ist und die genannten Kriterien erfüllt, ist gemäss Herstellerspezifikation ausschliesslich für den Betrieb ab Mitteldruck zugelassen. Es handelt sich um eine Plunger-Pumpe offener Bauart. Ein wesentlicher Vorteil dieser Bauweise besteht darin, dass das Getriebeöl der Pumpe vom Kältemittelkreislauf getrennt ist. Eine Vermischung unterschiedlicher Ölsorten aus Pumpe und Verdichtern im Kältemittel ist zwingend zu vermeiden.

In Rücksprache mit dem Hersteller bestehen darüber hinaus keine grundsätzlichen Einwände gegen einen Betrieb der Pumpe ab Hochdruck. Einschränkungen ergeben sich jedoch aus der fehlenden Betriebserfahrung sowie aus mutmasslich erhöhten Leckageraten der Pumpe gegenüber der Atmosphäre.

Einen weiteren wesentlichen Vorteil der Einbindung ab Mitteldruck stellt der Mitteldrucksammler dar. Dieser vorhandene Behälter stellt sicher, dass der Pumpe kontinuierlich Flüssigkeit ohne Gaseinschlüsse zugeführt wird. Umgekehrt ist zu berücksichtigen, dass bei einer Zuführung von Flüssigkeit in den Mitteldrucksammler aus dem Hochdruckniveau ein Anteil Flashgas entsteht. Dieses Flashgas stellt einen zusätzlichen energetischen Nachteil gegenüber einer direkten Einbindung ab Hochdruck dar.

Der beschriebene energetische Nachteil durch zusätzliches Flashgas lässt sich, wie im späteren Verlauf dieses Berichts erläutert, durch den Einsatz eines zusätzlichen Wärmetauschers kompensieren. Diese Erkenntnisse ergeben sich erst aus den Betriebserfahrungen und sind zum Zeitpunkt der Konzeptevaluation noch nicht bekannt.

#### 4.2.3 Entscheid Pumpentyp und Einbindung

Aufgrund der genannten Randbedingungen hinsichtlich Verfügbarkeit und Einsatzgrenzen wird für diese erste Feldanlage eine Plunger-Pumpe offener Bauart vorgesehen. Die Einbindung erfolgt ab Mitteldruck. Zusätzlich besteht die Option, die Einbindung manuell auf Hochdruck umzustellen. Gemäss Angaben des Pumpenherstellers sprechen keine grundsätzlichen technischen Gründe gegen einen Betrieb der Pumpe ab Hochdruck. Einschränkungen ergeben sich ausschliesslich aus der fehlenden Betriebserfahrung sowie aus mutmasslich erhöhten Leckageraten der Pumpe gegenüber der Atmosphäre.

Bei der eingesetzten Plunger-Pumpe handelt es sich um eine Verdränger-Pumpe. Ihr Regelverhalten ist vergleichbar mit dem eines Hubkolbenverdichters. Die Drehzahl der Pumpe und damit der geförderte Massen- beziehungsweise Volumenstrom sind weitgehend unabhängig vom erzeugten Druckhub. Diese Eigenschaft bietet zusätzliche Flexibilität für die erste Feldanlage. Dadurch lassen sich unterschiedliche Betriebspunkte des ETS gezielt und flexibel einstellen.



## 4.3 Wärmequellen

Um möglichst viele Exergie in eine nutzbare Unterkühlung umzuwandeln und die Saugwirkung des Heissgas-Ejektors zu maximieren, werden zwei Einflussgrössen als entscheidend betrachtet. Dies sind einerseits die verfügbare thermische Leistung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage und andererseits die Treibtemperatur am Eintritt des Heissgas-Ejektors. Die maximal verfügbare Leistung sowie die Temperatur hängen vom jeweiligen Betriebspunkt der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage ab. Aus Sicht des ETS gelten diese Grössen als vorgegeben und sind nur begrenzt beeinflussbar.

Die Anordnung, Anzahl und Dimensionierung der Wärmetauscher zwischen der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage als Wärmequelle und dem ETS als Wärmesenke beeinflussen die dem ETS effektiv zur Verfügung stehende thermische Leistung sowie die erreichbare Treibtemperatur in einem bestimmten Betriebspunkt. Unter der Annahme, dass ausschliesslich Wärme aus der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage zur Versorgung des ETS genutzt wird und keine externen Wärmequellen zur Verfügung stehen, stellt die Heissgas-Temperatur der Verdichter die maximal erreichbare Treibtemperatur für den Heissgas-Ejektor dar.

Abbildung 19 zeigt verschiedene in Betracht gezogene Wärmequellen der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage sowie mehrere Varianten der Einbindung und Reihenfolge der Wärmetauscher. Diese Varianten sind mit A bis E bezeichnet. Die Durchströmung der Wärmetauscher erfolgt jeweils in der angegebenen Nummernreihenfolge. Variante A besteht beispielsweise aus einem einzelnen Wärmetauscher A1. Variante E umfasst vier Wärmetauscher E1 bis E4, die aus Sicht des Treibfluids nacheinander durchströmt werden.

Aus rein thermodynamischer Sicht ist es sinnvoll, möglichst viele Wärmequellen zu nutzen und diese gemäss steigender Temperatur anzuordnen. Dieses Vorgehen dient der Reduktion von Exergieverluste, da grosse Temperaturdifferenzen über einzelne Wärmetauscher vermieden werden. In Abbildung 19 entspricht diesem Ansatz die Variante E. Mit zunehmender Anzahl eingesetzter Wärmetauscher nimmt jedoch der energetische Grenznutzen ab, während die Investitionskosten steigen. Aus diesem Grund kann eine reduzierte Anzahl an Wärmetauschern technisch und wirtschaftlich sinnvoll sein.

Die in Abbildung 19 dargestellten Varianten A bis E stellen keine abschliessende Auswahl dar. Sie dienen vielmehr dazu, die wesentlichen Unterschiede möglicher Anordnungen aufzuzeigen. Entsprechend sind auch Kombinationen oder Teilkombinationen der dargestellten Varianten denkbar.

Unabhängig von der gewählten Variante ist davon auszugehen, dass die einzelnen Wärmetauscher im Gegenstromprinzip betrieben werden. Dadurch lässt sich die höchstmögliche Temperatur des Treibfluids am Eintritt des Heissgas-Ejektors erzielen. Das Gegenstromprinzip ist in Abbildung 19 nicht explizit dargestellt. Die Abbildung zeigt ausschliesslich die Reihenfolge der einzelnen Wärmetauscher.

### 4.3.1 Option A

Option A stellt die einfachste und kostengünstigste Variante dar. Für den Betrieb des ETS wird ausschliesslich die Wärme der Plus- und Parallelverdichter genutzt. Entsprechend ist davon auszugehen, dass die thermodynamische Wirkung dieser Variante im Vergleich zu den erweiterten Optionen am geringsten ausfällt.

### 4.3.2 Option B

Option B erfordert im Vergleich zu Option A einen zusätzlichen Wärmetauscher. Dadurch lässt sich auch die Wärme der Minusverdichter zur Versorgung des ETS nutzen. Bei erfolgreicher Umsetzung ergibt sich zusätzlich die Möglichkeit, in zukünftigen Anlagen den Druckgasenthitzer nach den Minusverdichtern zu verzichten. Dies führt zu einer Vereinfachung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage sowie zu einer Reduktion der Investitionskosten. Die gewählte Reihenfolge der Wärmeabnahme sieht vor, dass zuerst die Wärme der Minusverdichter genutzt wird. Diese Anordnung basiert auf der Tatsache, dass die Heissgas-Temperatur der Minusverdichter in der Regel unter jener der Plus- und Parallelverdichter liegt. Diese Annahme gilt ebenso für die nachfolgenden Optionen C, D und E.



#### 4.3.3 Option C

Option C ist der Option B ähnlich. Der Unterschied besteht darin, dass ausschliesslich die Wärme der Plusverdichter genutzt wird und nicht jene der Plus- und Parallelverdichter. Dadurch ist theoretisch eine höhere Treibtemperatur erreichbar, da nur die Plusverdichter berücksichtigt werden. Diese Vorgehensweise geht jedoch zulasten der zur Verfügung stehenden thermischen Leistung. Die Heissgas-Temperatur der Plusverdichter liegt in der Regel über jener der Parallelverdichter. Dies ist auf die tiefere Verdampfungstemperatur der Plusverdichter zurückzuführen. Um möglichst unabhängig von den jeweiligen Betriebszuständen der Plus- und Parallelverdichter zu bleiben und gleichmässige Betriebsbedingungen sicherzustellen, wird Option B gegenüber Option C bevorzugt.

#### 4.3.4 Option D

Bei Option D wird der Wärmetauscher für die Plus- und Parallelverdichter aus Option B in zwei separate Wärmetauscher aufgeteilt. Da die Heissgas-Temperatur der Plusverdichter stets höher ist als jene der Parallelverdichter, erfolgt die Wärmeabnahme zuerst bei den Parallelverdichtern und anschliessend bei den Plusverdichtern. Diese Aufteilung ermöglicht geringfügig höhere Treibtemperaturen bei in etwa gleichbleibender thermischer Leistung. Infolgedessen ist davon auszugehen, dass Option D gegenüber Option B energetisch vorteilhaft ist. Für diese Variante ist jedoch ein zusätzlicher Wärmetauscher erforderlich. Insgesamt weist Option B dennoch das bessere Kosten-Nutzen-Verhältnis auf und wird daher gegenüber Option D bevorzugt.

#### 4.3.5 Option E

Option E stellt eine weitere Möglichkeit dar, die verfügbare Wärme möglichst umfassend zu nutzen. Es ist davon auszugehen, dass sowohl die nutzbare thermische Leistung als auch die erreichbare Treibtemperatur höher ausfallen als bei den Optionen A bis D. Das zentrale Merkmal von Option E ist der zusätzliche Wärmetauscher E1. Dieser nutzt zu Beginn auch die Wärme am Austritt des Ejektors zur Vorwärmung des Treibfluids. Dadurch erhöht sich das energetisch nutzbare Temperaturniveau für den Betrieb des ETS.

Als Folge dieser zusätzlichen Wärmeentnahme sinkt jedoch die CO<sub>2</sub>-Temperatur vor dem Wärmetauscher zur Abwärmenutzung für die Gebäudeheizung weiter ab. Option E beziehungsweise der Wärmetauscher E1 in Kombination mit den Optionen A bis D ist daher insbesondere für Anwendungen geeignet, bei denen die Abwärme nicht für die Gebäudeheizung genutzt wird. Energetisch betrachtet ist Option E vermutlich die leistungsfähigste der betrachteten Varianten zur Nutzung interner Wärmequellen der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage.

#### 4.3.6 Entscheid Wärmequellen

Wie in den einzelnen Optionen beschrieben und in Abbildung 5 dargestellt, wird für diese erste Pilotanlage die Option B mit zwei Wärmetauschern (B1 und B2) gewählt. Diese Variante stellt einen Kompromiss zwischen einem energetischen Optimum und einem wirtschaftlich sinnvollen Kosten-Nutzen-Verhältnis dar.

### 4.4 Konzeptentscheid

Die zentrale Herausforderung bei der Konzeptevaluation und beim anschliessenden Konzeptentscheid liegt in der Vielzahl relevanter Dimensionen für eine erfolgreiche praktische Umsetzung. Es gilt, unterschiedliche Faktoren gegeneinander abzuwägen. Dazu zählen insbesondere die Betriebssicherheit des Systems, die Verfügbarkeit geeigneter Komponenten, die Teil- und Gesamteffizienz, die Investitions- und Betriebskosten sowie die Systemkomplexität. Diese Grössen lassen sich nur eingeschränkt oder mit erheblichem Aufwand auf eine gemeinsame Bewertungsbasis übertragen. Zusätzlich sind für



viele Fragestellungen Erfahrungswerte erforderlich, sodass Entscheide nicht bis ins letzte Detail analytisch hergeleitet werden können.

Basierend auf den in den vorangegangenen Kapiteln schrittweise erläuterten Überlegungen erfolgt die Anbindung des ETS an die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage gemäss Abbildung 20. Das ETS ist dabei in eine herkömmliche CO<sub>2</sub>-Kälteanlage nach heutigem Stand der Technik integriert. Flüssiges Kältemittel wird nach dem Sammler aus der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage entnommen. Dieser Leitungsabschnitt ist in Abbildung 20 gelb dargestellt. Mithilfe einer CO<sub>2</sub>-Pumpe wird das Kältemittel auf ein Druckniveau gefördert, das oberhalb des Hochdrucks der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage liegt. Dieser Leitungsabschnitt ist rot gekennzeichnet.

Zur eindeutigen Abgrenzung wird der Druck am Austritt der CO<sub>2</sub>-Pumpe, sofern nicht explizit anders angegeben, als Treibdruck bezeichnet. Das flüssige CO<sub>2</sub> auf Treibdruck wird zunächst im Wärmetauscher «Vorwärmer» mithilfe der Abwärme der Minusverdichter vorgewärmt. Anschliessend erfolgt im Wärmetauscher «Überhitzer» eine weitere Erwärmung beziehungsweise Überhitzung durch die Abwärme der Plus- und Parallelverdichter.

Durch die Wärmezufuhr wird das flüssige CO<sub>2</sub> auf Treibdruck in den gasförmigen Zustand überführt. Dadurch steigt das verfügbare Expansionspotential. Dieses Potential wird genutzt, indem das gasförmige Kältemittel im Heissgas-Ejektor auf den Hochdruck der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage expandiert wird. Die Expansion im Heissgas-Ejektor führt zur Erzeugung einer Saugwirkung.

Die Saugleitung des Heissgas-Ejektors weist ein Druckniveau unterhalb des Hochdrucks der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage auf und ist in Abbildung 20 grün dargestellt. Die entstehende Saugwirkung wird genutzt, um Kältemittel zu verdampfen und anzusaugen. Dadurch entsteht ein Kühleffekt. Dieser Kühleffekt wird im Wärmetauscher «Unterkühler» zur Unterkühlung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage eingesetzt, wodurch sich die Effizienz des Gesamtsystems erhöht.

Die interne Unterkühlung ist so ausgelegt, dass der Verdampfungsdruck typischerweise etwa 5 bis 10 bar unterhalb des Hochdrucks der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage liegt. Das im internen Unterkühler verdampfte Kältemittel wird mithilfe des Heissgas-Ejektors wieder auf den Hochdruck der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage verdichtet. Weitere Grundlagen und detaillierte Beschreibungen dieses ETS-Prozesses sind in Kapitel 3.3 dargestellt.

Im Gegensatz zum ETS stellt die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage einen linkslaufenden Kreisprozess dar. Das ETS treibt seinerseits ebenfalls einen linkslaufenden Unterkühlungskreisprozess an. Insgesamt greifen in der betrachteten Anlage drei Kreisprozesse ineinander und treiben sich gegenseitig an.

Der äussere, linkslaufende Kreisprozess der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage wird durch extern mit elektrischer Energie betriebene Verdichter angetrieben. Die aus diesem Prozess resultierende hochwertige Abwärme treibt den innenliegenden, rechtslaufenden Rankine-Kreisprozess des ETS an. Dieser wandelt einen Teil der Abwärme in Arbeit um.

Die erzeugte Arbeit liegt in Form von Verdichtungsenergie vor. Diese Verdichtungsenergie treibt wiederum einen weiteren linkslaufenden Kreisprozess an, nämlich die interne Unterkühlung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. In Abbildung 21 ist dieser Gesamtprozess in einem Druck-Enthalpie-Diagramm dargestellt. Die drei beschriebenen Kreisprozesse sind darin klar erkennbar.

Die Bezeichnungen links- und rechtslaufend beziehen sich dabei auf die jeweilige Umlaufrichtung im Diagramm, also gegen oder mit dem Uhrzeigersinn. Der blau dargestellte Prozess beschreibt vereinfacht die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage als linkslaufenden Kreisprozess. Der rot dargestellte, rechtslaufende Kreisprozess entspricht dem Rankine-Kreisprozess des ETS, der durch die CO<sub>2</sub>-Pumpe angetrieben wird. Der gelb dargestellte Kreisprozess ist wiederum ein linkslaufender Kreisprozess und repräsentiert die durch den Rankine-Kreisprozess angetriebene Unterkühlung.

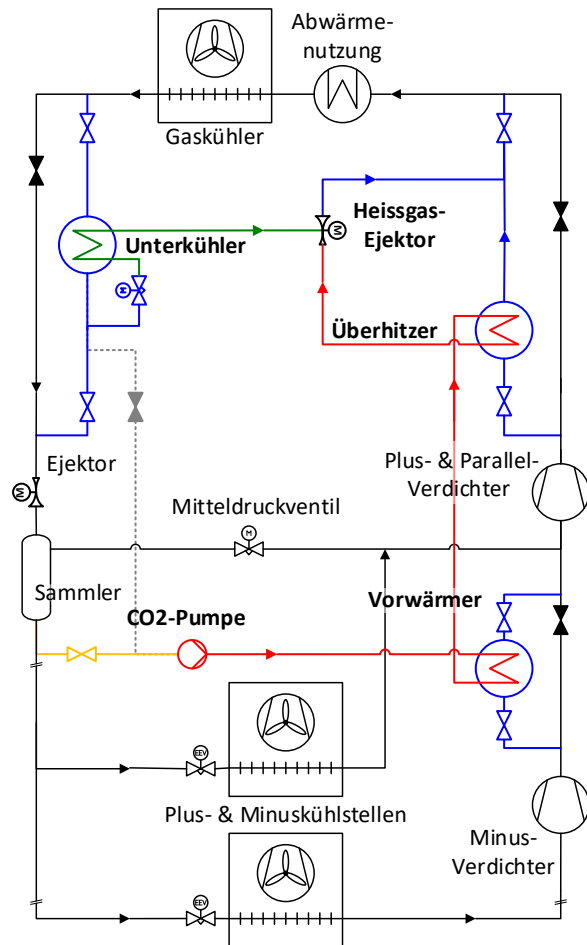


Abbildung 20: Vereinfachtes Schema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit integriertem ETS (einzelne Leitungsabschnitte farblich hervorgehoben).

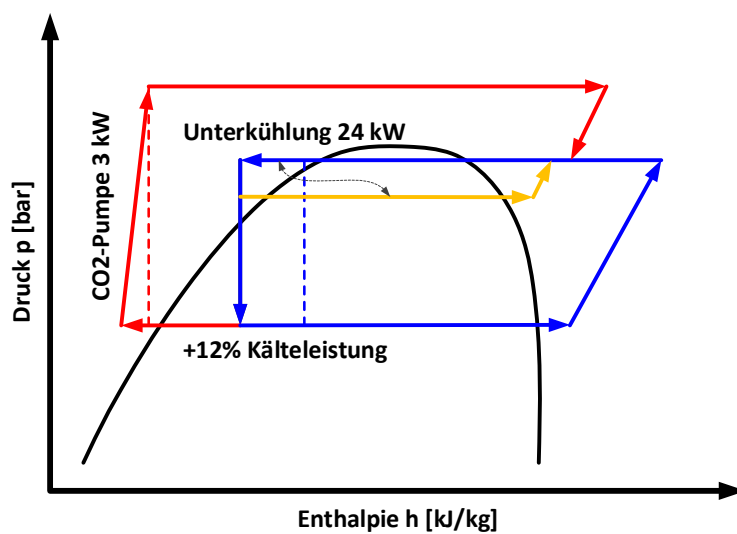


Abbildung 21: Schematische und vereinfachte Darstellung der ineinandergreifenden Kreisprozesse im Log-p-h-Diagramm, bei einer Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe ab Mitteldruck (Sammler).



Das ETS wird in der Praxis so aufgebaut und implementiert, dass es als Zusatzeinheit zu einer standardmässig ausgeführten CO<sub>2</sub>-Kälteanlage hinzugefügt wird, wie in Abbildung 22 dargestellt. Die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage ist als Basissystem in Abbildung 6 gezeigt. Das ETS steht in einer direkten Wechselwirkung mit der Kälteanlage. Es bezieht Abwärme auf hohem Temperaturniveau und gibt Abwärme auf tieferem Temperaturniveau sowie Kälteleistung an die Kälteanlage zurück.

Für diesen Energieaustausch verfügt das ETS über mehrere definierte Schnittstellen zur Kälteanlage. In Abbildung 20 ist ein vereinfachtes Prinzipschema einer herkömmlichen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage in schwarzer Darstellung gezeigt. Die Darstellung basiert auf dem Schema gemäss Abbildung 2. Das ETS ist farblich hervorgehoben und wird vor Ort als separate Einheit installiert.

Zusammenfassend entspricht das dargestellte Basissystem dem aktuellen Stand der Technik beziehungsweise der neuesten Generation von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen, wie sie heute in Retail- und Industrieanwendungen eingesetzt werden. Grundsätzlich ist es aus technischer Sicht möglich, dass im Rahmen dieses Projekts untersuchte ETS auch mit älteren Generationen von CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen zu kombinieren. Es ist jedoch davon auszugehen, dass vorgelagerte Massnahmen zur Effizienzsteigerung, wie sie in Abbildung 1 dargestellt sind, in vielen Fällen ein günstigeres Kosten-Nutzen-Verhältnis aufweisen.

Eine pauschale Empfehlung zur Nachrüstung eines ETS kann zum jetzigen Zeitpunkt nicht abgegeben werden. Stattdessen wird eine objektspezifische Beurteilung möglicher Massnahmen zur Effizienzsteigerung empfohlen. Dabei sind auch bereits realisierte oder noch umsetzbare Entwicklungsschritte zu berücksichtigen. (1) (2) (4)



Abbildung 22: Energie-Transfer-System (ETS), inklusiv zugehörige Steuerung, aufgebaut auf einem separaten Rahmen.



## 5 Mess-, Steuer- und Regelkonzept

In diesem Kapitel werden die Merkmale des spezifischen Mess-, Steuer- und Regelkonzepts für das effektiv umgesetzte Konzept gemäss Kapitel 4.4 erläutert. Das Mess-, Steuer- und Regelkonzept hat umgekehrt keinen Einfluss auf den Konzeptentscheid. Die nachfolgende Zusammenfassung beschränkt sich auf den Systemabschnitt des ETS. Sofern nicht explizit anders erwähnt, wird die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage nach herkömmlichen und allgemein etablierten Mess-, Steuer- und Regelkonzepten betrieben.

### 5.1 Betriebszustände

Das ETS verfügt über drei Betriebszustände: «Aus», «Anfahren» und «Ein». Der Betriebszustand «Aus» ist selbsterklärend. Er wird aktiviert, sobald mindestens ein Kriterium nicht erfüllt ist, das für einen sicheren Betrieb erforderlich ist.

Der Betriebszustand «Anfahren» dauert etwa drei Minuten und dient dazu, das ETS in einen betriebsbereiten Zustand zu versetzen. Sind nach dieser Phase weiterhin alle Kriterien erfüllt, folgt der Betriebszustand «Ein». Dieser Zustand wird so lange wie möglich aufrechterhalten, bis mindestens ein Kriterium nicht mehr erfüllt ist.

Im weiteren Verlauf dieses Berichts liegt der Fokus, sofern nicht explizit anders erwähnt, auf dem energetisch relevanten Betriebszustand «Ein». In der folgenden Beschreibung wird ausschliesslich auf die thermodynamisch relevanten Funktionen dieses Betriebszustands eingegangen. Betriebs- und sicherheitsrelevante Funktionen, die für die energetische und thermodynamische Betrachtung nicht relevant sind, werden nicht weiter erläutert.

### 5.2 Betriebszustand «ein»

Im Betriebszustand «Ein» beschränken sich die thermodynamisch und energetisch relevanten Komponenten aufgrund der im Kapitel 5.1 vorgenommenen Abgrenzung auf die CO<sub>2</sub>-Pumpe, die Heissgas-Ejektoren sowie das elektronische Expansionsventil (EEV) vor dem Wärmetauscher «Unterkühler». Diese Komponenten sind in Abbildung 23 dargestellt und in roter Farbe gekennzeichnet sowie wird deren Wirkung in Abbildung 24 im Log-p-h-Diagramm dargestellt.

Mit den drei erwähnten Komponenten, können im Betriebszustand «Ein» drei energetisch relevante Betriebsparameter geregelt werden. Diese Haupt-Regelgrössen sind:

1. die **Treibtemperatur** am Eintritt in den Heissgas-Ejektor,
2. der **Treibdruck** am Eintritt in den Heissgas-Ejektor,
3. der **Hebedruck** des Heissgas-Ejektors, welcher das Druckniveau im Unterkühler bestimmt, sowie die damit verbundene Saugtemperatur auf der Ejektor-Saugseite.

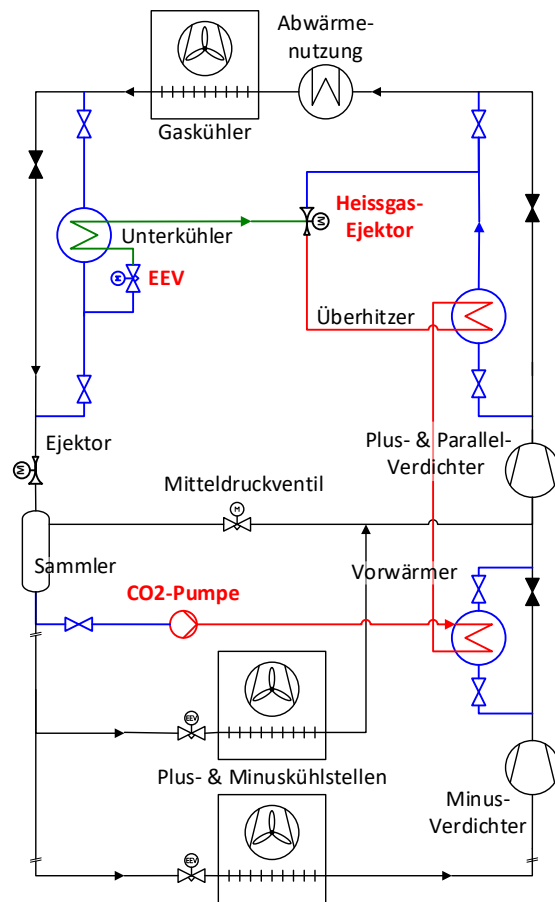


Abbildung 23: ETS integriert in die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit den energetisch relevanten Komponenten, beschriftet mit roter Farbe.

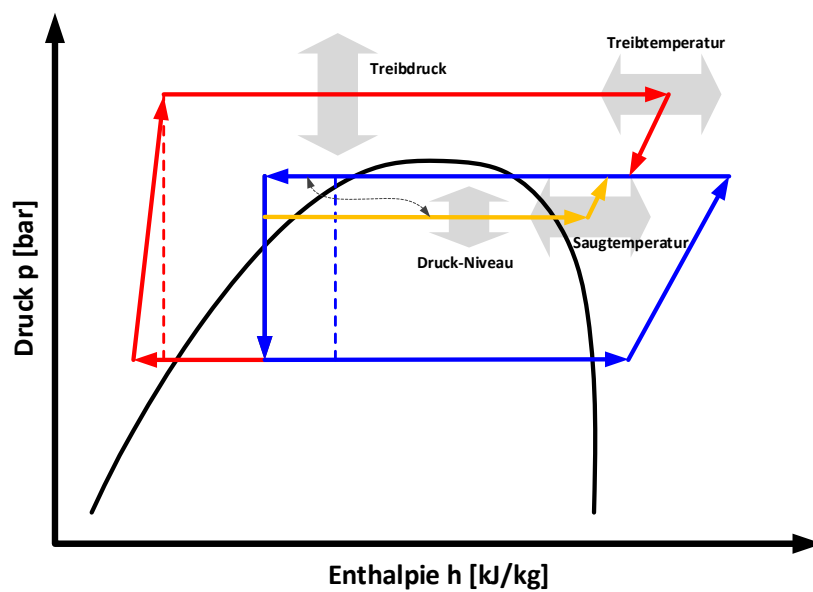


Abbildung 24: Schematische und vereinfachte Darstellung im Log-p-h-Diagramm, mit den energetisch relevanten Haupt-Regelgrössen.



Die Drehzahl der CO<sub>2</sub>-Pumpe und damit der von der Pumpe geförderte Massenstrom, kann so eingestellt werden, dass die Treibtemperatur einem Sollwert entspricht (stetige Regelung) oder innerhalb eines definierten Sollwertbereichs liegt (stufenweise Regelung). Die Messung erfolgt an einem oder mehreren Punkten zwischen der CO<sub>2</sub>-Pumpe und dem Eintritt in den Heissgas-Ejektor. Alternativ kann die Drehzahl in Abhängigkeit der Last der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage geregelt werden, beispielsweise anhand der Anzahl in Betrieb befindlicher Verdichter, oder aus einer Kombination der genannten Verfahren.

Der Treibdruck, sowohl im subkritischen als auch im transkritischen Bereich, wird im Wesentlichen durch den Öffnungsgrad des Heissgas-Ejektors sowie durch die Drehzahl der CO<sub>2</sub>-Pumpe beeinflusst. Auch hier kann der Treibdruck einem festen Sollwert folgen (stetige Regelung) oder innerhalb eines Sollwertbereichs gehalten werden (stufenweise Regelung). Alternativ kann der Öffnungsgrad des Heissgas-Ejektors ebenfalls lastabhängig geregelt werden.

Die Saugwirkung des Heissgas-Ejektors wird massgeblich von den Betriebsbedingungen der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage, der Treibtemperatur und dem Treibdruck bestimmt. Das erreichbare Druckniveau im Unterkühler, subkritisch oder transkritisch, ergibt sich aus diesen Grössen sowie dem Öffnungsgrad des elektronischen Expansionsventils (EEV). Mit dem Öffnungsgrad des EEV lassen sich die Hebedruckdifferenz, der vom Ejektor gesaugte Massenstrom und die Saugtemperatur beeinflussen. Auch diese Grössen können einem Sollwert folgen (stetige Regelung) oder innerhalb eines Sollwertbereichs geregelt werden (stufenweise Regelung).

Die Regelung kann entweder über eine klassische Überhitzungsregelung zwischen EEV und Heissgas-Ejektor erfolgen oder über eine Differenzdruck- bzw. Absolutdruckmessung. Die Steuerung der ersten Pilot- und Demonstrationsanlage ist mit den genannten Mess-, Steuer- und Regelkreisen ausgestattet. Dadurch können nahezu beliebige Kombinationen der Regelstrategien eingestellt und erprobt werden.

### 5.3 Messdaten, -Erfassung und -Verarbeitung

Sämtliche für den Betrieb erforderlichen Betriebs- und Messdaten werden erfasst. Dazu gehören auch die zusätzlichen Sensoren des ETS. Erfasst werden in erster Linie Druck- und Temperatursensoren sowie verschiedene Betriebsdaten der Verdichter, der CO<sub>2</sub>-Pumpe und weiterer relevanter Komponenten.

Die Mess- und Betriebsdaten werden je nach Signal mit einem Abtastintervall zwischen 1 Minute und 15 Minuten aufgezeichnet. Alle 15 Minuten werden die Daten als gemittelter Wert in einem Ringspeicher abgelegt. Von dort werden sie täglich über die Datenfernüberwachung auf einen lokalen, fortlaufenden Speicher übertragen, bevor die Daten im Ringspeicher überschrieben werden.

Die eigentliche Auswertung, Validierung und Gegenüberstellung der Mess- und Betriebsdaten verschiedener Betriebsarten oder Betriebspunkte sowie der entsprechenden Referenzmessungen erfolgen überwiegend in Excel und in EES (Engineering Equation Solver). Für die Auswertung wird eine relevante Auswahl an Mess- und Betriebsdaten in das jeweilige Programm exportiert. Dort werden die Daten weiterverarbeitet und bei Bedarf grafisch dargestellt.



## 6 Betriebserfahrung und Systemoptimierung

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Aspekte der ersten Betriebserfahrungen erläutert, die aus dem Betrieb der ersten Feldanlage resultieren. Darüber hinaus werden daraus abgeleitete Möglichkeiten zur Systemoptimierung aufgezeigt.

### 6.1 Allgemeine Beobachtungen

Im Grundsatz kann das ETS als eigenständiger Prozess beziehungsweise eigenständiger Kreislauf betrachtet werden. Die CO<sub>2</sub>-Pumpe entnimmt flüssiges Kältemittel aus dem Mitteldruckniveau und fördert es auf den Treibdruck. Das CO<sub>2</sub> wird anschliessend über den Hochdruck der Kälteanlage entspannt und kehrt in den Mitteldruckbereich zurück. Der hochdruckseitige Massenstrom durch den Gaskühler steigt dabei um den Anteil des von der Pumpe geförderten Massenstroms sowie des vom Heissgas-Ejektor angesaugten Massenstroms.

Die in Kapitel 5 beschriebenen Regelstrategien wurden schrittweise getestet, um eine stabile und effiziente Kombination für das Gesamtsystem zu finden. Eine bewährte Kombination ergibt sich aus den folgenden Regelkreisen:

#### **Regelkreis 1: Treibmassenstrom (CO<sub>2</sub>-Pumpe)**

Der Treibmassenstrom wird über die Drehzahl der CO<sub>2</sub>-Pumpe geregelt. Die Drehzahl richtet sich nach der zur Verfügung stehenden Treibleistung. Berücksichtigte Grössen sind:

- Treibtemperatur,
- Temperatur vor der Abwärmenutzung (AWN),
- Anzahl in Betrieb befindlicher Verdichter,
- Einsatzgrenzen der Pumpe (minimale und maximale Drehzahl).

#### **Regelkreis 2: Treibdruck (Heissgas-Ejektor)**

Der Treibdruck wird über den Öffnungsgrad des Heissgas-Ejektors gesteuert. Die Regelung erfolgt in Abhängigkeit vom Hochdruckniveau der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. Berücksichtigte Grössen sind:

- Treibdruck-Sollwert in Abhängigkeit des Hochdrucks,
- minimaler und maximaler Öffnungsgrad des Ejektors,
- Anzahl Verdichter in Betrieb.

#### **Regelkreis 3: Verdampfung im Unterkühler (EEV)**

Das elektronische Expansionsventil (EEV) regelt die Überhitzung am Austritt des Unterkühlers. In die Regelung fliessen ein:

- Verdampfungsdruck,
- Verdampfungstemperatur,
- Temperatur am Austritt des Wärmetauschers,
- gewünschte Überhitzung,
- minimaler und maximaler Öffnungsgrad des EEV.



### 6.1.1 Beobachtungen zur Regelung

Im Betrieb zeigt sich, dass der Regelung des Treibmassenstroms eine zentrale Bedeutung zukommt. Wird der Treibmassenstrom zu hoch eingestellt, sinkt die Treibtemperatur deutlich. Tiefe Treibtemperaturen führen zu hohen Dichten des CO<sub>2</sub> und damit zu einem nahezu flüssigkeitsähnlichen Verhalten («nahezu nicht kompressibel»). Dies erschwert die Treibdruckregelung erheblich.

Die Herausforderung wird gelöst, indem die Pumpendrehzahl innerhalb des zulässigen Bereichs gedämpft erhöht oder reduziert wird. Grundsätzlich zeigt sich, dass sich die meisten Regelkreise vergleichsweise stark dämpfen lassen, da es sich beim ETS um einen weitgehend unabhängigen Prozess handelt.

### 6.1.2 Beobachtungen zur Einbindung der Pumpe ab Mitteldruck

Wird die Flüssigkeit wie in Kapitel 4.2 beschrieben aus dem Mitteldrucksammler entnommen, entsteht zusätzliches Flashgas. Dieses Flashgas muss von den Parallel- oder Plusverdichtern verdichtet werden und verursacht einen energetischen Nachteil gegenüber der Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe ab Hochdruck. In der Praxis zeigt sich dieser Effekt durch ein auffällig häufiges Erreichen der Betriebsbedingungen für die Freigabe der Parallelverdichter.

Beobachtungen zeigen, dass die Temperatur am Pumpenausstritt bei dieser Einbindung meist unter +10 °C liegt. Gründe dafür sind:

- die tiefe Eintrittstemperatur durch eine Unterkühlung von etwa 5 K im Flüssigkeitsunterkühler,
- die motorseitige Luftkühlung der Pumpe, wodurch kaum Wärme in das Kältemittel gelangt.

### 6.1.3 Kompensation des Flashgas-Nachteils

Die tiefen Temperaturen am Pumpenausstritt ermöglichen den Einsatz eines zusätzlichen internen Wärmetauschers zwischen dem Pumpenausstritt auf Treibdruck und dem Hochdruck nach dem Unterkühler. Dieser Wärmetauscher kühlt das CO<sub>2</sub> nach dem Unterkühler weiter ab und reduziert dadurch den Anteil an Flashgas. Die Massnahme bewirkt:

- eine weitgehende Kompensation des energetischen Nachteils durch den erhöhten Flashgasanteil infolge der Einbindung ab Mitteldruck,
- eine Erhöhung der Treibtemperaturen,
- eine verbesserte Saugwirkung des Heissgas-Ejektors.

Insgesamt ist davon auszugehen, dass sich die energetischen Nachteile der Einbindung der CO<sub>2</sub>-Pumpe ab Mitteldruck (erhöhter Flashgasanteil) durch den Einsatz eines zusätzlichen Wärmetauschers weitgehend ausgleichen lassen. Allerdings ist für diesen Ausgleich ein zusätzlicher Wärmetauscher erforderlich.

## 6.2 Winterbetrieb

Der Winterbetrieb ist dadurch gekennzeichnet, dass während der Wintermonate die Abwärmenutzung für die Gebäudeheizung nahezu durchgehend aktiv ist. Dies entspricht dem Stand der Technik und gilt auch für Systeme ohne ETS. Die tatsächlich genutzte Abwärme hängt vom aktuellen Wärmebedarf des Gebäudes, vom Ladezustand des Speichers sowie von der aktuellen Kältelast ab. Daraus ergibt sich die jeweils gefahrene AWN-Stufe. Die Abwärmenutzung erfolgt in mehreren Stufen:

- **Stufe 0:** Kein Bedarf an Abwärme. Der Hochdruck der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage orientiert sich an der Aussentemperatur. Es wird keine Abwärme genutzt.



- **Stufe 1:** Geringer Bedarf an Abwärme. Der Hochdruck orientiert sich weiterhin an der Aussen-temperatur. Ein geringer Anteil der Abwärme wird genutzt (Enthitzung).
- **Stufe 2:** Erhöhter Bedarf an Abwärme. Der Gaskühler wird weiterhin durchströmt, jedoch auf einen höheren Sollwert geregelt. Der Hochdruck wird entweder fix, beispielsweise auf 80 bar(a), eingestellt oder kontinuierlich anhand der Gaskühler-Austrittstemperatur nachgeführt. Ein Grossteil der Abwärme wird genutzt.
- **Stufe 3:** Hoher Bedarf an Abwärme. Der Gaskühler wird umgangen. Der Hochdruck wird entweder fix, beispielsweise auf 80 bar(a), erhöht oder stetig anhand der höheren Gaskühler-Austrittstemperatur geregelt. Die gesamte Abwärme wird genutzt.

Da in den Wintermonaten ein grosser Anteil der Betriebsstunden im Modus der Abwärmenutzung erfolgt, ist es wesentlich, auch in diesen Perioden einen energetischen Nutzen durch das ETS zu erzielen. Wie erwartet, senkt der ETS-Betrieb die CO<sub>2</sub>-Temperatur vor dem AWN-Wärmetauscher. Gleichzeitig steigt der Massenstrom. Unter dem Strich bleibt die nutzbare Abwärmeleistung damit weitgehend unverändert. Streng genommen reduziert sich die Abwärmeleistung um den elektrischen Leistungsanteil, um den das Gesamtsystem durch das ETS effizienter wird. Dieser Anteil ist im Kontext der Abwärmenutzung jedoch vernachlässigbar.

## 6.3 Sommerbetrieb

Vom eigentlichen Sommerbetrieb 2023 liegen nur lückenhafte Messdaten vor. Der Sommerbetrieb war von Betriebsunterbrüchen geprägt, die durch mutmassliche Leckagen der Pumpe verursacht wurden. Um die Leckage einzugrenzen, wurde das ETS beziehungsweise einzelne Teilbereiche zeitweise abgesperrt. Ziel war es, Veränderungen der Füllmenge im Kältemittelsammler und die Leckagerate zu beobachten und zu quantifizieren.

Die Herausforderung bestand darin, dass die Füllmenge im Kältemittelsammler stark vom jeweiligen Betriebszustand des Systems abhing. Dadurch war eine langfristige Betrachtung erforderlich, um übliche Betriebsschwankungen von einer tatsächlichen Leckage unterscheiden zu können. Durch eine systematische Eingrenzung der möglichen Leckagestellen konnten zwei relevante Ursachen identifiziert werden. Zum einen betraf dies die Pumpe des ETS. Zum anderen wurde ein defektes Druckentlastungsventil der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage lokalisiert.

Abbildung 25 zeigt die Füllmenge des Kältemittelsammlers. Einerseits werden die starken Schwankungen infolge der unterschiedlichen Betriebszustände sichtbar. Andererseits ist klar erkennbar, dass die Leckagerate mit ETS-Betrieb (linke Hälfte der Abbildung) deutlich höher war als ohne ETS-Betrieb (rechte Hälfte der Abbildung). Die Differenz von rund 25.4 kg pro Woche entspricht der Leckage, die durch die undichte ETS-Pumpe verursacht wurde. Die verbleibende Leckage von 10.9 kg pro Woche war auf das defekte Druckentlastungsventil zurückzuführen. Nach dessen Ersatz war keine messbare Leckage mehr feststellbar.

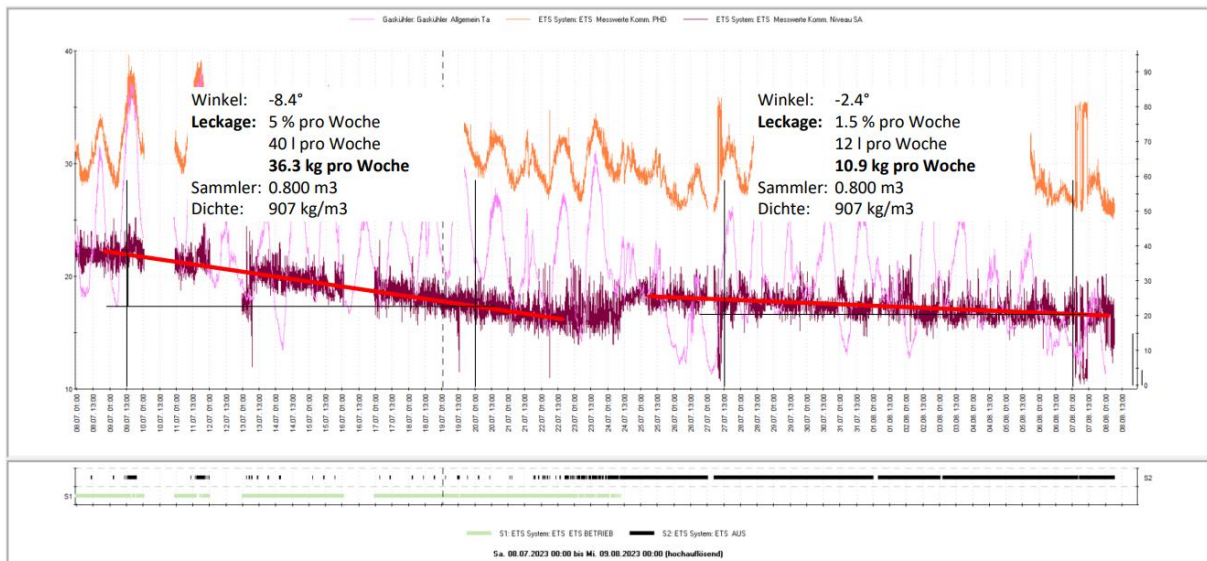


Abbildung 25: Untersuchung und Darstellung der Leckageraten mit (links) und ohne (rechts) ETS-Betrieb.

## 6.4 Pumpe

Wie bereits in den einleitenden Kapiteln 3 und 4 dargestellt, stellt die CO<sub>2</sub>-Pumpe eine zentrale Schlüsselkomponente des ETS dar. Die am Markt verfügbaren Pumpen, die für die spezifischen Anforderungen des ETS-Betriebs geeignet sind, lassen sich auf wenige Modelle reduzieren. Aufgrund dieser eingeschränkten Auswahl fiel der Entscheid schliesslich auf eine Plunger-Pumpe in offener Bauart.

### 6.4.1 Allgemeine Beobachtungen

Die Inbetriebnahme der Plunger-Pumpe gestaltet sich verhältnismässig einfach. Auch im Betrieb erweist sich die Pumpe als unkompliziert in der Handhabung. Sie reagiert robust auf Schwankungen der Betriebspunkte und arbeitet insgesamt geräuscharm. Wie erwartet und vom Hersteller prognostiziert, treten am Pumpenausstritt auf Treibdruck Pulsationen auf. Die Ausprägung dieser Pulsationen wird durch verschiedene Einflussgrössen bestimmt, unter anderem durch die Drehzahl, den Treibdruck, die Druckdifferenz sowie die Treibtemperatur.

Durch geeignete Massnahmen können die Pulsationen weitgehend kontrolliert werden. Regelungstechnisch lassen sie sich so weit reduzieren, dass nach aktuellem Kenntnisstand keine langfristigen Schäden am System zu erwarten sind. An dieser Stelle ist jedoch festzuhalten, dass belastbare Langzeiterfahrungen für eine abschliessende Beurteilung der Thematik fehlen.

### 6.4.2 Leckage

Wie in Kapitel 6.3 dargestellt, weist die eingesetzte Pumpe nach rund 4 000 Betriebsstunden eine relevante Leckage gegenüber der Atmosphäre auf. Dies ist insbesondere auf die offene Bauart der Pumpe zurückzuführen. Abbildung 26 zeigt in einer Schnittdarstellung die konstruktiven Herausforderungen dieser Bauweise.

Der drehzahlgeregelte Elektromotor treibt das Getriebe an. Das Getriebe wandelt die Drehbewegung des Motors in eine Hubbewegung des Stössels (Plunger) um. Zwei Dichtungen umschliessen den Stössel und dichten den Pumpenraum gegenüber der Atmosphäre ab. Die Dichtungen sind dabei einer ho-



hen Druckdifferenz ausgesetzt, typischerweise zwischen 40 bar(a) und 110 bar(a) relativ zum Atmosphärendruck. Gleichzeitig unterliegen sie einem erhöhten Verschleiss, da während des Betriebs der Stössel hin- und hergleitet.

Gemäss Herstellerangaben handelt es sich bei den Dichtungen um Verschleisssteile, die regelmässig ersetzt werden müssen. Zum Zeitpunkt der Planung lagen jedoch weder gesicherte Angaben zur erwarteten Leckagerate noch zur Standzeit der Dichtungen vor, da keine Betriebserfahrungen unter vergleichbaren Bedingungen existierten.

Im praktischen Betrieb zeigte sich, dass die Leckage nach rund 4 000 Betriebsstunden etwa 25 kg pro Woche betrug. Zu diesem Zeitpunkt war ein Ersatz der Dichtungen erforderlich.

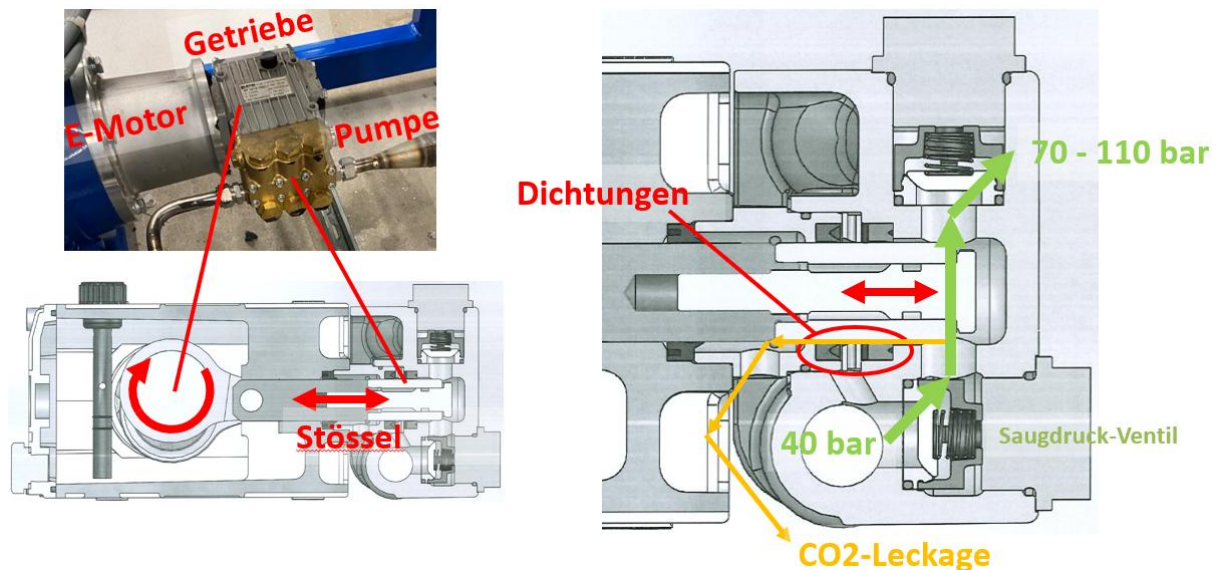


Abbildung 26: Kollage von Bildern und Schnittzeichnungen der eingesetzten Pumpe.

Obwohl sich bereits während der Planung und Entwicklung des ETS abzeichnete, dass die Plunger-Pumpe hinsichtlich der möglichen Leckage eine der grössten Unbekannten darstellte, fiel die Wahl mangels verfügbarer Alternativen dennoch auf diese Bauart. Wie im weiteren Verlauf dieses Berichts erläutert wird, konnte mit der Plunger-Pumpe gezeigt werden, dass der Prozess grundsätzlich funktionierte und die erwartete Leistung erbrachte. Dieser praktische Nachweis bildete eine wesentliche Grundlage, um einen Pumpenhersteller dafür zu gewinnen, eine halbhermetische Radial-Pumpe für den Betrieb direkt ab Hochdruck zu entwickeln. Daraus resultieren folgende Vorteile gegenüber der Plunger-Pumpe:

- dank der halbhermetischen Bauweise treten keine Leckagen mehr auf,
- für den Betrieb ab Hochdruck ist kein zusätzlicher Wärmetauscher zur Kompensation energetischer Nachteile erforderlich,
- die Radial-Pumpe verursacht keine Pulsationen,
- die Motorenkühlung erfolgt über das Kältemittel, und die elektrische Leistung der Pumpe trägt zu höheren Treibtemperaturen bei.

Die Betriebserfahrungen mit der Plunger-Pumpe hinsichtlich der Leckagen bestätigten sich zudem bei zwei weiteren Feldanlagen. In der Zwischenzeit wurde die halbhermetische Radial-Pumpe entwickelt, hergestellt und ist seit Oktober 2024 in einer weiteren Feldanlage erfolgreich in Betrieb. Erste praktische Betriebserfahrungen mit der Radial-Pumpe werden im folgenden Kapitel 7 beschrieben.



## 6.5 Heissgas-Ejektor

Das Funktionsprinzip von Ejektoren in CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen und Wärmepumpen gilt als Stand der Technik und ist in der Praxis erprobt. Die Betriebsanforderungen, die sich aus dem ETS-Betrieb an den Heissgas-Ejektor ergeben, stellten jedoch Neuland dar. Die zentrale Fragestellung im Zusammenhang mit dem ETS betraf die tatsächlich erreichbare Saugwirkung sowie den effektiv erzielten Hebedruck beziehungsweise die erreichbare Druckdifferenz.

Zwar existieren verschiedene mathematische Modelle und Ansätze, um das Potential von Ejektoren abzuschätzen und einzugrenzen. Wie sich der Heissgas-Ejektor jedoch unter dynamischen Betriebsbedingungen in der Praxis verhält, lässt sich nur begrenzt modellieren. Viele Effekte können rechnerisch nicht vollständig abgebildet werden und müssen durch reale Betriebserfahrungen ergänzt oder ersetzt werden.

### 6.5.1 Hebedruck / Druckdifferenz

Eine Grösse, die sich im ETS einfach messen lässt, ist die vom speziell angefertigten Heissgas-Ejektor erzeugte Druckdifferenz. Diese Druckdifferenz ergibt sich aus dem Unterschied zwischen Saugdruck und Austrittsdruck des Ejektors. Sie beschreibt im Wesentlichen das Verdichtungspotential des Ejektors und damit seine Fähigkeit, ein bestimmtes Druckniveau anzuheben.

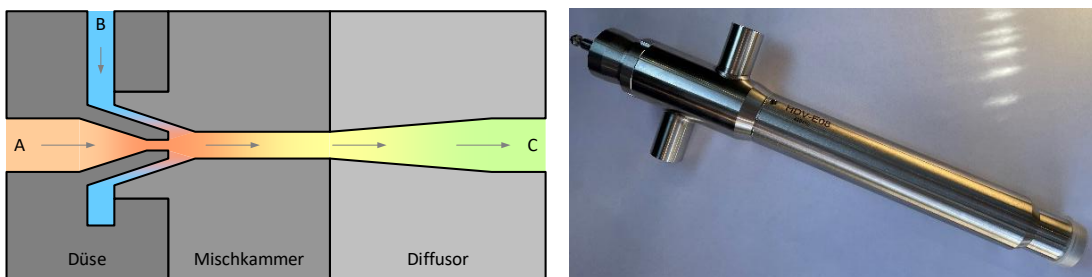


Abbildung 27: Links eine vereinfachte Darstellung des Heissgas-Ejektors und rechts als Original.

Um die erzeugte Druckdifferenz zu bestimmen, wird während des ETS-Betriebs der Unterschied zwischen dem Saugdruck und dem Austrittsdruck des Heissgas-Ejektors gemessen. Dieser Wert wird auf das Druckniveau der Treibdruckseite des Ejektors bezogen und entsprechend dargestellt. Zur Vollständigkeit wird die Funktionsweise des Heissgas-Ejektors kurz erläutert: Der Heissgas-Ejektor regelt den Treibdruck des ETS, indem er den Treibmassenstrom drosselt. Der Austrittsdruck liegt dabei naturgemäss unter dem Treibdruck und entspricht in diesem Fall dem Hochdruck der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage.

Beim Durchströmen des Ejektors erfährt das gedrosselte Fluid eine starke Beschleunigung. Da ein Massenstrom nicht ohne Energiezufuhr beschleunigt werden kann, stellt sich die Frage nach der Herkunft dieser Energie. Die Beschleunigungsenergie stammt aus einer Druckabsenkung im Bereich der höchsten Strömungsgeschwindigkeit. Nach dem Bernoulli-Prinzip entsteht dort ein Unterdruck, der unterhalb des Austrittsdrucks liegen kann. Dadurch kann der Ejektor ein Medium von der Saugdruckseite auf das Niveau des Austrittsdrucks anheben. Die gemessene Druckdifferenz ist somit ein relevanter Indikator für das vom Heissgas-Ejektor bereitgestellte Verdichtungspotential.

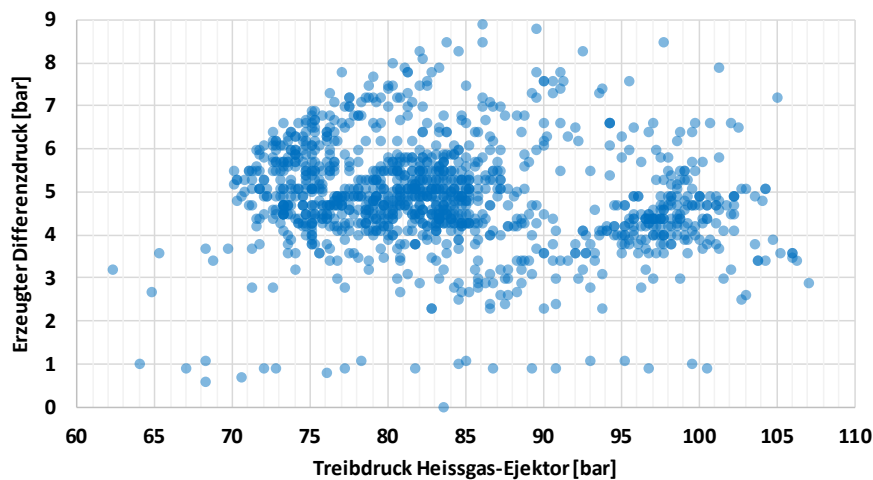


Diagramm 1: Erzeugte Druckdifferenz nach Treibdruck des Heissgas-Ejektors.

Im Diagramm 1 ist erkennbar, dass die erzeugte Druckdifferenz überwiegend im Bereich zwischen 4 bar und 6 bar liegt. Erstaunlich ist dabei, dass dieser Wert im untersuchten Bereich weitgehend unabhängig vom Treibdruck des Ejektors bleibt. Unter den vorliegenden Betriebsbedingungen lässt sich das Potential des Heissgas-Ejektors offenbar nicht durch eine Erhöhung des Treibdrucks steigern. Die Druckdifferenz hängt demnach nicht allein vom Treibdruck ab.

Weitere Einflussgrößen sind mit hoher Wahrscheinlichkeit die Treibtemperatur beziehungsweise die Treibdichte sowie der Öffnungsgrad des Ejektors.

## 6.6 Unterkühler

Die erzielte Unterkühlung ist eine einfach messbare Kenngrösse für die energetische Entlastung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage durch das ETS. Während des ETS-Betriebs konnte beobachtet werden, dass die Unterkühlung im Hochdruckbereich zwischen etwa 65 bar(a) und 80 bar(a) ein Maximum erreicht. Dieser Bereich liegt in der Nähe des kritischen Drucks von CO<sub>2</sub>. Die Ursache dafür wird in folgenden vier Einflussgrößen vermutet:

1. Mit steigendem Hochdruck erhöht sich die Heissgas-Temperatur der Plus- und Parallelverdichter. Dadurch steigt die verfügbare Treibtemperatur.
2. Mit zunehmendem Hochdruck steigt die nutzbare Treibleistung, da der Massenstrom aufgrund des zunehmenden Flashgasanteils zunimmt.
3. Die mögliche Treibdruckdifferenz gegenüber dem Hochdruck nimmt mit steigendem Hochdruck ab. Dadurch sinkt das verfügbare Expansionspotential.
4. Die am Verdampfer verfügbare Enthalpie-Differenz nimmt mit steigendem Hochdruck ab. Die Verdampfungsenthalpie wird kleiner.

Die Einflussgrößen 1 und 2 erhöhen die Saugwirkung des Heissgas-Ejektors mit steigendem Hochdruck. Die Einflussgrößen 3 und 4 reduzieren die Saugwirkung. Das beobachtete Maximum der Unterkühlung im Hochdruckbereich zwischen 65 bar(a) und 80 bar(a) wird durch das «gegenläufige» Zusammenspiel der beschriebenen Einflussgrößen vermutet.



## 6.7 Fazit

Das erste ETS wurde im Herbst 2022 «erfolgreich» in Betrieb genommen. Die Bewertung «erfolgreich» bezieht sich darauf, dass das ETS stabil betrieben werden konnte und damit bestätigt wurde, dass die bis dahin unbekannte Kombination aus CO<sub>2</sub>-Kälteanlage und ETS grundsätzlich funktionsfähig ist. Dadurch konnten erstmals praktische Erfahrungen mit dieser neuen Technologie gesammelt werden.

Darüber hinaus gilt der Betrieb als «erfolgreich», weil sowohl positive Erkenntnisse als auch konkretes Verbesserungspotential sichtbar wurden. Diese Punkte konnten quantifiziert und gezielt weiterentwickelt werden. Neben mehreren kleineren Aspekten betrifft dies insbesondere die Plunger-Pumpe in offener Bauart, deren Leckagen und weitere Herausforderungen welche in Kapitel 6.4 beschrieben sind, sowie die daraus resultierende Neuentwicklung einer halbhermetischen Radial-Pumpe für den Betrieb ab Hochdruck.

Ohne den initialen Aufwand und die Bereitschaft aller beteiligten Parteien, wäre es nicht möglich gewesen, derart relevante Betriebserfahrungen zu sammeln. Erst die positiven Erkenntnisse aus dem Gesamtsystem führten dazu, dass ein Pumpenhersteller bereit war, die mit der Neuentwicklung verbundenen technischen Herausforderungen und Risiken einzugehen.

Durch die Neuentwicklung der halbhermetischen Radial-Pumpe und deren erfolgreiche Umsetzung in einem Folgeprojekt ergaben sich zusätzliche Erkenntnisse darüber, wie der transkritische Prozess mittels Pumpe weiter optimiert werden kann. Die ersten Betriebserfahrungen mit einem ETS unter Einsatz der neuen CO<sub>2</sub>-Pumpe werden in Kapitel 7 beschrieben. Aufbauend darauf werden in Kapitel 8 weiterführende Anwendungen der neu entwickelten CO<sub>2</sub>-Pumpe diskutiert.



## 7 Betriebserfahrung mit Radial-Pumpe

Basierend auf den positiven Betriebserfahrungen aus diesem Pilot und Demonstrationsprojekt gewinnt das Projektteam einen Pumpenhersteller für die Entwicklung und Fertigung einer halbhermetischen Pumpe für den Betrieb ab Hochdruck. Seit Mitte Oktober 2024 ist diese Pumpe in einem weiteren ETS in einem anderen Prodega Markt erfolgreich in Betrieb. Im weiteren Verlauf wird dieser Markt als Folgeobjekt bezeichnet.

Die Anwendung und die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage des Folgeobjekts entsprechen dem in Kapitel 3 beschriebenen System des Prodega Markts Dietikon gemäss Abbildung 28. Die Einbindung der Pumpe wird jedoch angepasst, damit der Betrieb ab Hochdruck erfolgt. Das Systemkonzept berücksichtigt dazu die erforderlichen Massnahmen und Schnittstellen. Im Folgenden werden erste Erfahrungen aus der Praxis beschrieben und erläutert.

Die Plunger-Pumpe zeigt eine Betriebs und Regelcharakteristik, die einem Hubkolbenverdichter ähnelt. Der Massenstrom beziehungsweise Volumenstrom bleibt dabei über weite Bereiche weitgehend unabhängig von der Druckdifferenz. Bei der Radial-Pumpe gelten andere Zusammenhänge. Die Radial-Pumpe ist eine Strömungsmaschine, deshalb hängen Drehzahl, Massenstrom und Druckdifferenz voneinander ab. Diese Abhängigkeiten fliessen in das Mess, Steuer und Regelkonzept ein. Dies gilt zusätzlich zu den hydraulischen Anpassungen für die Einbindung der Pumpe ab Hochdruck.

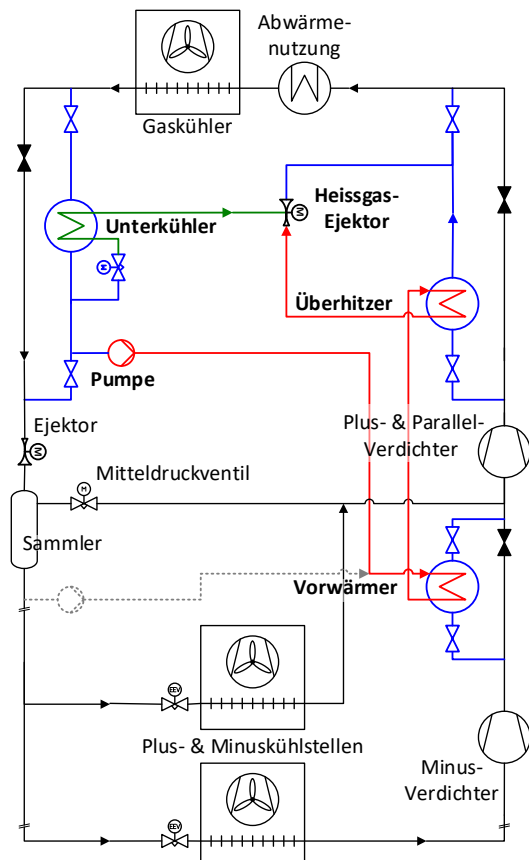


Abbildung 28: CO<sub>2</sub>-Kälteanlage des Folgeobjektes mit integriertem ETS mit Pumpe ab Hochdruck.



## 7.1 Halbhermetische Radial-Pumpe

Abbildung 29 zeigt den Betrieb der neu entwickelten halbhermetischen Radial-Pumpe des ETS im Folgeobjekt bei konstanter Drehzahl. In der dargestellten Zeitspanne liegt der Hochdruck der zwischen 67 bar(a) und 75 bar(a). Die blaue Kurve zeigt diesen Hochdruck. Dieser Druck entspricht gleichzeitig dem Druck am Pumpeneintritt. Der Druck am Pumpenaustritt liegt zwischen 81 bar(a) und 88 bar(a). Die rote Kurve zeigt diesen Druck. Dieser Druck entspricht dem Treibdruck des ETS. Die rote und die blaue Kurve zeigen, dass der Austrittsdruck dem Eintrittsdruck folgt.

Die von der Radial-Pumpe erzeugte Druckdifferenz liegt in dieser Zeitspanne bei etwa 13 bar bis 14 bar. Auffällig sind drei Einbrüche der Druckdifferenz. Diese beginnen um etwa 12:25 Uhr, 13:20 Uhr und ansatzweise um etwa 14:15 Uhr. Diese Einbrüche sind auf eine geringere mittlere Dichte des Fluids im Pumpenzulauf zurückzuführen. Gasanteile im Pumpenzulauf sind dabei möglich. Es ist davon auszugehen, dass zeitweise Gasanteile vorhanden sind. Die geringere mittlere Dichte und mögliche Gasanteile ergeben sich aus der Hochdruckregelung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. Entscheidend ist dabei das Zusammenspiel zwischen der Temperatur am Pumpeneintritt und den Hochdruck-Soll und-Ist-Werten. Die Temperatur am Pumpeneintritt entspricht der Temperatur am Austritt des Gaskühlers und am Austritt der Senke.

Damit ist die Hochdruckregelung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage von zentraler Bedeutung. Deren Regelgüte beeinflusst die Dichte im Pumpenzulauf. Kurzzeitige Schwankungen und Gasanteile vor dem Hochdruckregelventil bleiben in herkömmlichen Systemen oft unbemerkt. Im vorliegenden System werden sie durch Einbrüche der Pumpendruckdifferenz sichtbar. Solche Zustände sollten möglichst vermieden werden. Dazu werden die Regelparameter der Hochdruckregelung gezielt optimiert, um Schwankungen zu reduzieren. Zusätzlich kann ein Phasentrenner gemäss Kapitel 7.1.1 im Pumpenzulauf eingesetzt werden. Der Phasentrenner führt mögliche Gasanteile zum Hochdruckregelventil und nicht zur Pumpe. Abbildung 29 zeigt den Betrieb ohne aktiven Phasentrenner. Nach der Aktivierung des Phasentrenners sind keine Einbrüche der Druckdifferenz der Radial-Pumpe mehr erkennbar.

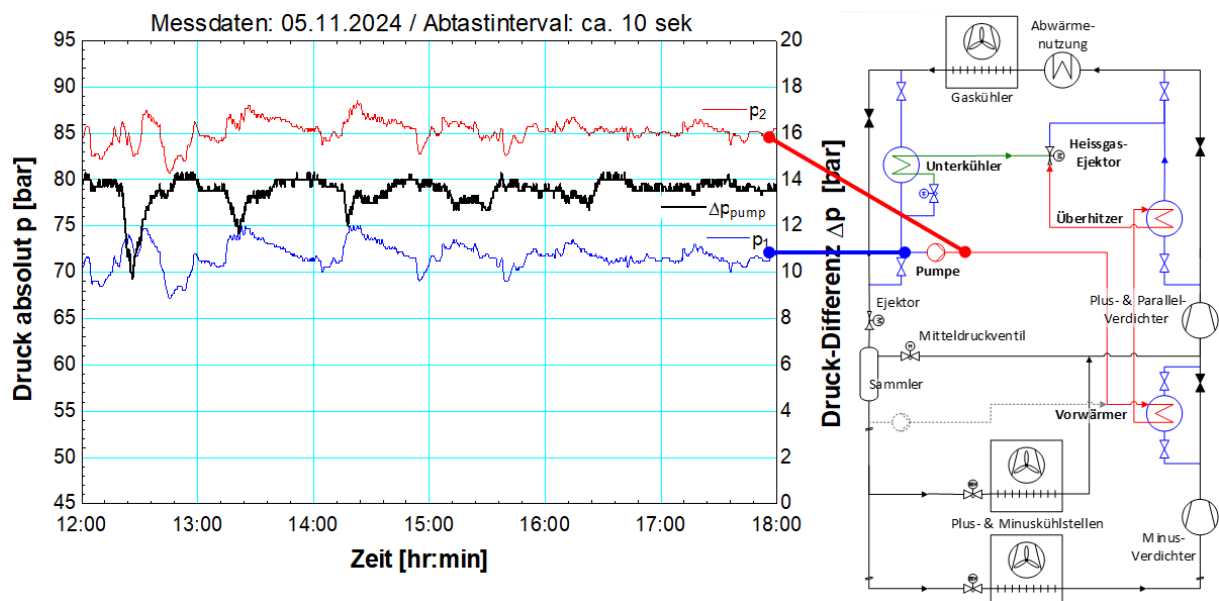


Abbildung 29: Messdaten vom Folgeobjekt, Druck am Pumpen-Eintritt (blau), Druck am Pumpen-Austritt (rot), Druck.-Differenz zwischen Ein- und Austritt.



### 7.1.1 Phasentrenner

Der Phasentrenner gemäss Abbildung 30 sorgt dafür, dass allfällige Gasanteile im gesamten Kältemittelmassenstrom nach dem Unterkühler bevorzugt nicht zur Pumpe gelangen. Stattdessen führt der Phasentrenner diese Gasanteile zur Hochdruckregelung. Zusätzlich unterstützt die vertikale Anordnung des Phasentrenners einen ausreichend hohen Vordruck am Pumpenzulauf. Der Phasentrenner besteht aus einer spezifischen Anordnung von Rohrleitungen mit unterschiedlichen Rohrdimensionen.

Der gesamte Kältemittelmassenstrom strömt vom Unterkühler kommend oben links in den Phasentrenner ein. Dieser Massenstrom setzt sich aus dem Anteil zur Hochdruckregelung und dem Anteil zur Pumpe zusammen. Der Anteil zur Hochdruckregelung steigt im Phasentrenner nach oben. Er verlässt das grosse vertikale Rohr oben rechts. Der Anteil zur Pumpe strömt im grossen vertikalen Rohr nach unten. Er verlässt das Rohr unten links in Richtung Pumpe.

Die Strömungsgeschwindigkeit im grossen vertikalen Rohr ist gering. Dies hat zwei Gründe. Erstens strömt nur der Anteil zur Pumpe nach unten. Zweitens besitzt das grosse Rohr einen deutlich grösseren Strömungsquerschnitt als die Zuleitungen. Allfällige Gasanteile aus der Zuleitung vom Unterkühler werden dadurch begünstigt, nach oben zu steigen. Sie gelangen dadurch bevorzugt zur Hochdruckregelung.

Am unteren Ende des grossen vertikalen Rohrs führt eine Verbindung mit kleinem Strömungsquerschnitt allfälliges Öl in die Zuleitung zur Hochdruckregelung. Die Zuleitung zur Hochdruckregelung wird in U Form nach unten geführt. Diese Führung unterstützt die Mitnahme von Öl. Ziel der Ölrückführung ist es, grössere Ölsammlungen und Ölverlagerungen im Phasentrenner zu vermeiden.

Die Pumpe benötigt kein Öl im Kältemittelmassenstrom zur Schmierung. Öl im Zulauf zur Pumpe ist zudem energetisch nicht vorteilhaft. Ein kleiner und vernachlässigbarer Ölanteil verursacht jedoch keinen Schaden in der Pumpe.

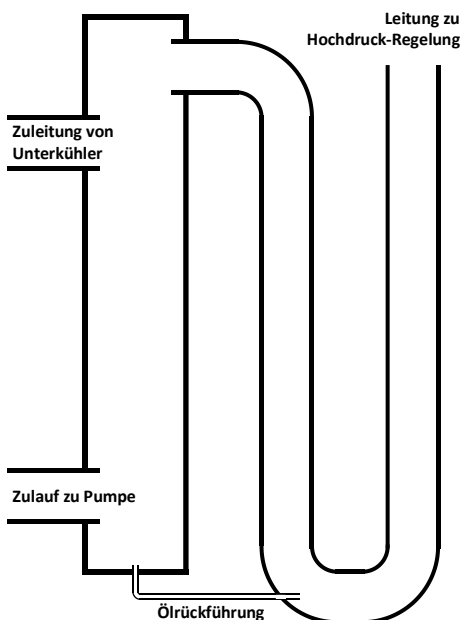


Abbildung 30: Phasentrenner im Zulauf der Radial-Pumpe bei einem Betrieb ab Hochdruck.



## 7.2 Heissgas-Ejektor

Aufbauend zu den bisher beschriebenen Beobachtungen und Erfahrungen in Kapitel 7.1 zeigt Abbildung 31 zusätzlich die Funktion des Heissgas-Ejektors. Die grüne Kurve stellt den Saugdruck am Eintritt in den Heissgas-Ejektor dar. Dieser Druck entspricht gleichzeitig dem Verdampfungsdruck im Unterkühler. Er definiert damit das erreichbare Unterkühlungspotential im Unterkühler. Die graue Kurve stellt die Saugdruckdifferenz dar. Sie beschreibt die Druckdifferenz zwischen Hochdruck und Saugdruck und entspricht damit der Differenz zwischen der blauen und der grünen Kurve.

Der Saugdruck folgt ähnlich wie die Druckdifferenz der Radial-Pumpe dem Hochdruck. In der dargestellten Zeitspanne liegt die Druckdifferenz des Heissgas-Ejektors zwischen 3 bar und 5 bar. Die Sprünge der Druckdifferenz sind auf Änderungen des Öffnungsgrads des Ejektors zurückzuführen. Der Öffnungsgrad hängt massgeblich von der Anzahl der in Betrieb befindlichen Verdichter, der Treibtemperatur und der Temperatur vor der Abwärmenutzung ab. Die Sprünge entstehen insbesondere beim Zu und Abschalten einzelner Verdichter.

Im Unterschied zum Betrieb mit einer Plunger-Pumpe ist der Treibdruck bei der Radial-Pumpe nicht frei wählbar. Die Radial-Pumpe erreicht bei den vorliegenden Betriebsbedingungen einen maximalen Druckhub von rund 14 bar. Dadurch liegt der Treibdruck beim Betrieb mit der Radial-Pumpe tendenziell tiefer als beim Betrieb mit der Plunger-Pumpe. Entsprechend fällt die Saugdruckdifferenz des Heissgas-Ejektors erwartungsgemäss ebenfalls geringer aus. Da das Unterkühlungspotential direkt von dieser Saugdruckdifferenz abhängt, ist die Maximierung der Saugwirkung des Heissgas-Ejektors von hoher Bedeutung.

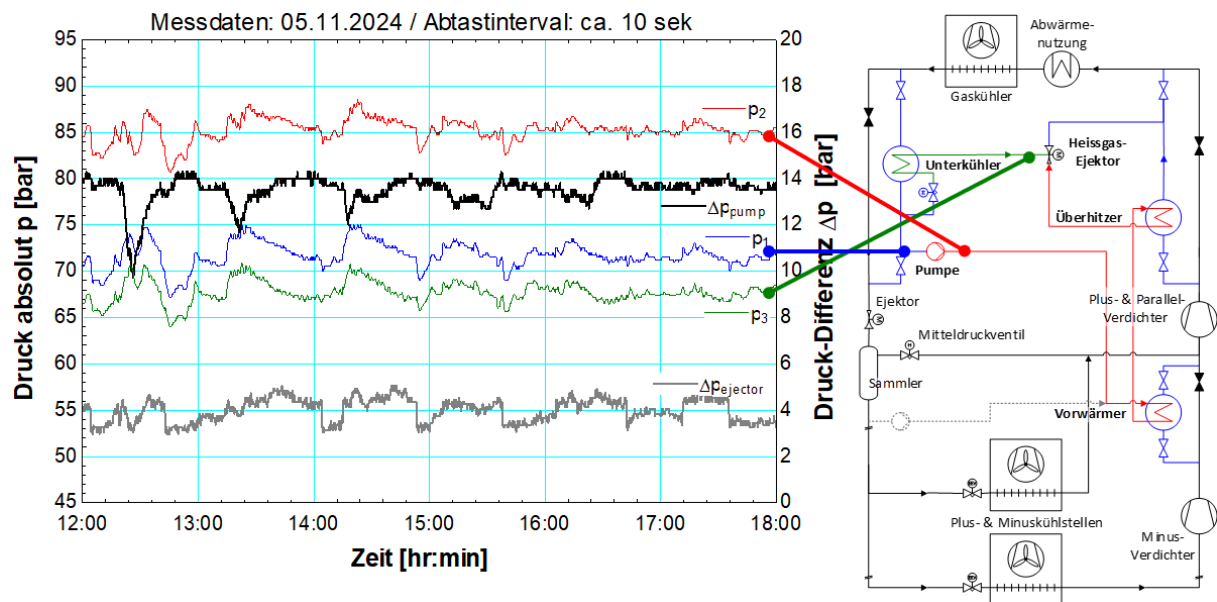


Abbildung 31: Messdaten vom Folgeobjekt, ergänzend zu den Daten aus Abbildung 29: Messdaten vom Folgeobjekt, Druck am Pumpen-Eintritt (blau), Druck am Pumpen-Austritt (rot), Druck.-Differenz zwischen Ein- und Austritt.

Nebst der Optimierung der neu entwickelten Radial-Pumpe im Hinblick auf einen höheren Druckhub führen die Erkenntnisse auch zu konzeptionellen Überlegungen. Künftig kann der Einsatz von zwei oder mehreren Radial-Pumpen in Serie sinnvoll sein. Dadurch kann ein höherer Treibdruck erzielt werden. Zusätzlich wird die Hochdruckregelung der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage gemäss dem folgenden Kapitel 7.2.1 vertieft analysiert.



### 7.2.1 Hochdruck-Sollwert und -Regelung

Die Hochdruckregelung in CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen ist ein zentrales Element für einen effizienten Betrieb. Senktemperaturen oberhalb des kritischen Punkts von CO<sub>2</sub> bei 31 °C erfordern einen transkritischen Betrieb. Im transkritischen Betrieb besteht keine feste Kopplung zwischen Temperatur und Druck. Der Betrieb benötigt deshalb eine Hochdruckregelung, bei der der Hochdruck-Sollwert in Abhängigkeit der Temperatur geführt wird.

Abbildung 32 und Abbildung 33 stellen den Hochdruck-Sollwert in Abhängigkeit der Temperatur dar. Abbildung 32 zeigt die Kennlinien im Log-p-h-Diagramm. Abbildung 33 zeigt dieselben Kennlinien als Funktion der Temperatur. Die durchgezogene blaue Linie repräsentiert den Hochdruck-Sollwert einer herkömmlichen Regelung. Die genaue Kennlinie variiert je nach Hersteller der Steuerung. Im subkritischen Betrieb wird der Hochdruck-Sollwert in der Regel so gewählt, dass eine Unterkühlung von etwa 3 K resultiert.

Aus energetischer Sicht wäre eine geringere Unterkühlung vorteilhaft. Ein tieferer Hochdruck-Sollwert bei gegebener Temperatur reduziert die Verluste. Mit abnehmender Unterkühlung steigt jedoch das Risiko von Gasanteilen vor der Entspannung. Dieser Effekt hängt von der Regelgüte der Hochdruckregelung und von Schwankungen im System ab. Aus Gründen der Betriebssicherheit hat sich deshalb eine Unterkühlung von rund 3 K als üblicher Standard etabliert.

Die Situation ändert sich, wenn nach dem Gaskühler eine zusätzliche Unterkühlung erfolgt, beispielsweise durch das ETS. Die nachgeschaltete Unterkühlung reduziert Gasanteile vor der Entspannung. Dadurch kann der Hochdruck-Sollwert tiefer gewählt werden. Die Regelung kann näher am Zweiphasengebiet erfolgen, ohne erhöhte Gasanteile vor der Entspannung in Kauf zu nehmen. Die durchgezogene rote Linie stellt die für den ETS-Betrieb verwendete Hochdruck-Sollwert Kennlinie dar. Diese Kennlinie entspricht im subkritischen Betrieb einer Unterkühlung von etwa 1 K.

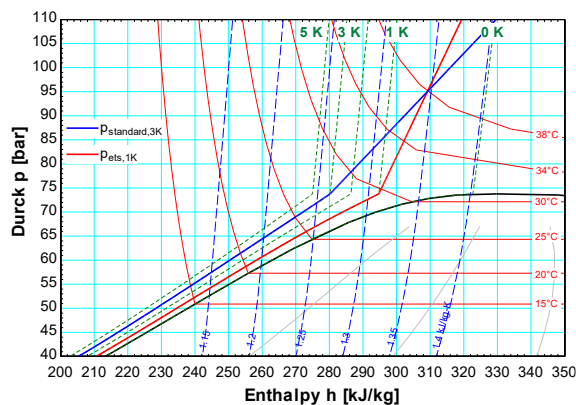


Abbildung 32: Hochdruck-Sollwert, dargestellt im Log-p-h-Diagramm.

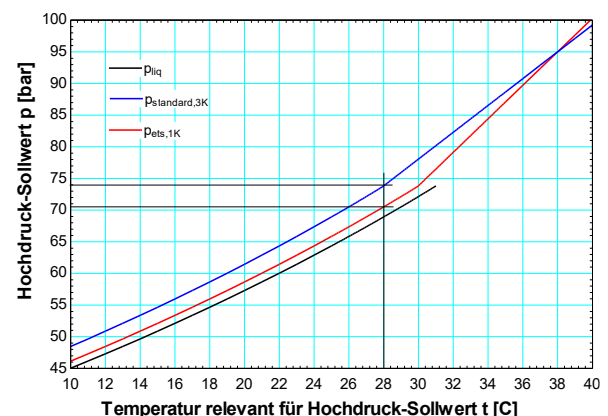


Abbildung 33: Hochdruck-Sollwert, dargestellt in Abhängigkeit der Temperatur.

In Abbildung 33 wird beispielhaft gezeigt, dass bei einer Temperatur von +28 °C im Betrieb ohne ETS ein Hochdruck-Sollwert von 74 bar(a) gewählt wird. Bei gleicher Temperatur wird im Betrieb mit ETS ein Hochdruck-Sollwert von 71 bar(a) gewählt. Der Unterschied entsteht durch die nachfolgende Unterkühlung, die das ETS bereitstellt.

Der tiefere Hochdruck bei gleicher Temperatur bringt energetische Vorteile. In der beschriebenen Anwendung nimmt die Verdichtungsenthalpie im Hochdruckbereich zwischen 70 bar(a) und 75 bar(a) um



rund 1.5 kJ/kg pro bar tieferen Hochdruck ab. Dadurch sinkt der elektrische Leistungsbedarf der Verdichter bei gleichem Massenstrom und vergleichbarer Kälteleistung um etwa 2 bis 3 % pro bar tieferen Hochdruck. Bei einer Reduktion des Hochdruck-Sollwerts um 3 bar ergibt sich somit bei +28 °C allein aus dem tieferen Hochdruck eine Reduktion der elektrischen Leistungsaufnahme von etwa 6 bis 9 %.

(5)

Zusätzlich trägt die eigentliche Unterkühlung durch das ETS zur Effizienzsteigerung bei. Die Unterkühlung erhöht die nutzbare Verdampfungsenthalpie. Dadurch sinkt der erforderliche Massenstrom für die gleiche Kälteleistung. Ein geringerer Massenstrom reduziert wiederum die elektrische Leistungsaufnahme bei gleicher Kälteleistung.

Wie in Kapitel 7.2 beschrieben hängt die maximal erreichbare Unterkühlung durch das ETS von der Saugwirkung des Heissgas-Ejektors ab. Ergänzend gilt, dass die maximal erreichbare zusätzliche Unterkühlung auch von der Hochdruckregelung und vom gewählten Hochdruck-Sollwert beeinflusst wird. Die zusätzliche Unterkühlung wird durch die Saugdruckdifferenz des Heissgas-Ejektors limitiert. Davon ist die Unterkühlung abzuziehen, die bereits durch die Hochdruckregelung erreicht wird. Eine höhere herkömmliche Unterkühlung reduziert somit die maximal mögliche zusätzliche Unterkühlung durch das ETS.

Damit gewinnt eine an den ETS-Betrieb angepasste Hochdruckregelung an Bedeutung. Dies gilt insbesondere beim Betrieb mit Radial-Pumpe. In diesem Fall liegen die Treibdrücke tendenziell tiefer und die Saugwirkung des Heissgas-Ejektors fällt geringer aus, wie in Kapitel 7.1 beschrieben. Eine optimierte Hochdruckregelung unterstützt deshalb direkt das nutzbare Unterkühlungspotential des ETS.

### 7.3 Unterkühler

Nebst den energetischen Vorteilen durch den tieferen Hochdruck gemäss Kapitel 7.2.1 ist die nachträgliche Unterkühlung durch das ETS ein zentraler Beitrag zur Effizienzsteigerung. Im Unterschied zum tieferen Hochdruck-Sollwert lässt sich die Unterkühlung messtechnisch erfassen und darstellen. Für die Auswertung sind zwar Interpretationen der Messdaten erforderlich. Eine Unterkühlung kann jedoch direkt ausgewiesen werden.

Abbildung 34 zeigt die Temperaturen vor dem Unterkühler in Rot und nach dem Unterkühler in Blau. Zusätzlich sind die Verdampfungstemperatur in Grün sowie die resultierende Unterkühlung dargestellt. Die Verdampfungstemperatur limitiert die maximal mögliche Unterkühlung, wie in Kapitel 7.2.1 hergeleitet. Im dargestellten Zeitraum schwankt die Unterkühlung zwischen 0 K und 2.2 K. Ein wesentlicher Anteil dieser Schwankungen ist auf die Totzeit zwischen Eintritt und Austritt des Unterkühlers zurückzuführen. Die Totzeit hängt von der aktuellen Kälteleistung ab. Sie hängt auch von der Anzahl der in Betrieb befindlichen Verdichter sowie vom aktuellen Massenstrom beziehungsweise Volumenstrom ab. Insgesamt liegt die Temperatur nach dem Unterkühler unter der Temperatur vor dem Unterkühler. Dies stellt einen energetischen Vorteil dar.

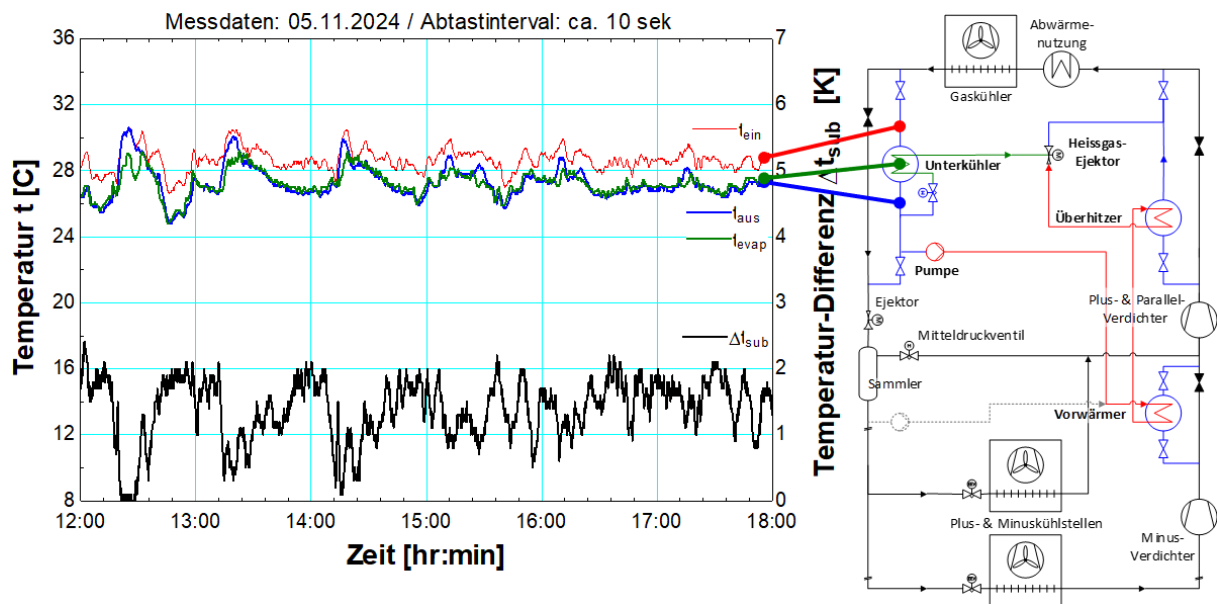


Abbildung 34: Messdaten vom Folgeobjekt, ergänzend zu den Daten der Abbildung 31, Temperatur vor (rot) und nach (blau) dem Unterkühler sowie die Verdampfungstemperatur (grün) und die effektive Unterkühlung (schwarz).

Abbildung 35 zeigt die Effizienzsteigerung durch die effektive Unterkühlung in Abhängigkeit von der Temperatur. Die Darstellung weist ein Maximum von etwa 6 % pro 1 K Unterkühlung im Bereich des kritischen Punkts auf. Dieses Maximum entsteht, weil bereits eine geringe Temperaturreduktion in der Nähe des kritischen Punkts zu einer starken Erhöhung der Verdampfungsenthalpie führt. Das Maximum liegt beim kritischen Punkt abzüglich der Unterkühlung, die durch die Hochdruck-Sollwert Kurve vorgegeben ist. Die in Abbildung 35 dargestellte Kennlinie basiert auf der Hochdruck-Sollwert Kurve  $p_{ets\_1K}$  aus Abbildung 33 und entspricht einer Unterkühlung von 1 K.

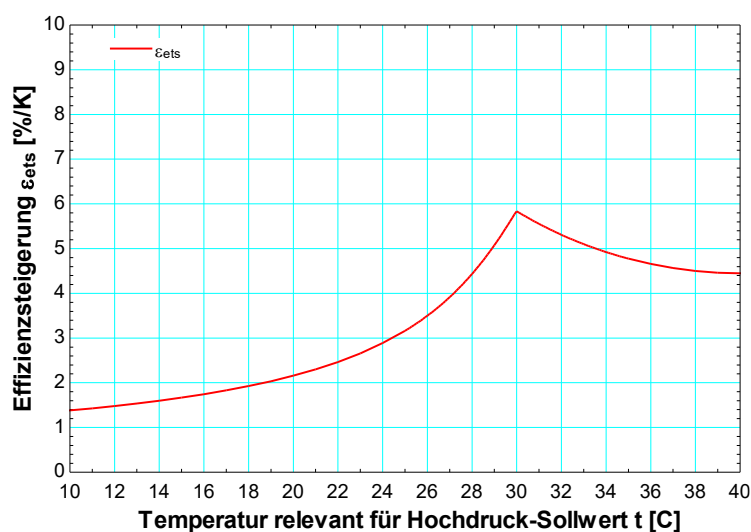


Abbildung 35: Effizienzsteigerung pro Kelvin Unterkühlung, Basis Hochdruck-Sollwert  $p_{ets\_1K}$  nach Abbildung 33.



Werden die Temperaturmessdaten vor und nach dem Unterkühler aus Abbildung 34 als Punktwolke in einem Log-p-h-Diagramm dargestellt, ergibt sich Abbildung 36. Die Unterkühlung durch das ETS ist darin ebenfalls erkennbar. Die blaue Punktwolke liegt im Diagramm weiter links als die rote Punktwolke. Dadurch ist für die gleiche Kälteleistung ein geringerer Massenstrom erforderlich.

Einzelne rote Punkte liegen im Diagramm scheinbar rechts vom Zweiphasendom. Dieses Bild entsteht durch Messabweichungen und durch die Darstellungsgrenze mit Druck und Temperatur im Zweiphasengebiet. Punkte, die rechts vom Zweiphasendom erscheinen, liegen in der Realität mit hoher Wahrscheinlichkeit im Zweiphasendom nahe dessen linkem Rand.

Die blaue Punktwolke zeigt keine oder nur eine vernachlässigbare Anzahl Punkte rechts vom Zweiphasendom. Dies deutet darauf hin, dass in bestimmten Betriebspunkten zunächst Gasanteile auskondensieren, bevor eine eigentliche Unterkühlung einsetzt. Diese Auskondensation ist energetisch vorteilhaft. Sie ist messtechnisch jedoch nur schwer eindeutig nachweisbar.

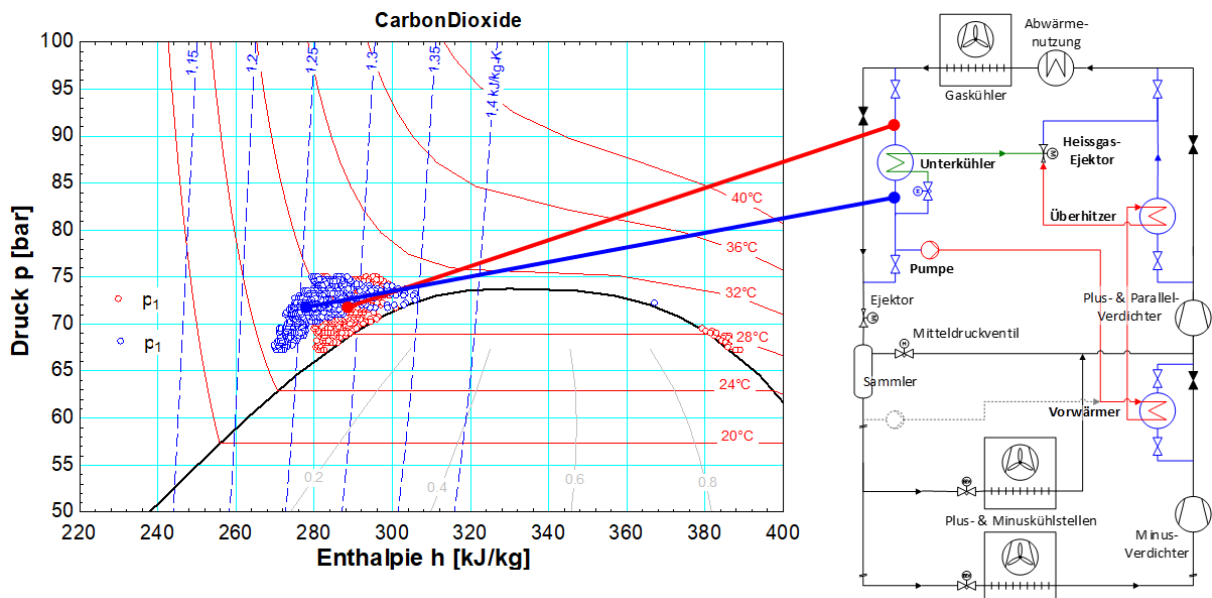


Abbildung 36: Messdaten vom Folgeobjekt, dargestellt als Punkte-Wolke in einem Log-p-h-Diagramm, Temperatur vor (rot) und nach (blau) dem Unterkühler.

## 7.4 Fazit

Die Betriebserfahrungen aus dem ersten Monat des ETS-Betriebs mit Radial-Pumpe im Folgeobjekt sind sehr vielversprechend. Die Beobachtungen und Messdaten stimmen mit den prognostizierten Angaben des Pumpenherstellers überein. Im Betrieb wird ein Hebedruck der Pumpe von bis zu 15 bar gemessen. Bislang lässt sich keine durch die Pumpe verursachte Leckage feststellen. Eine nennenswerte Leckage ist aufgrund der halbhermetischen Bauweise auch nicht zu erwarten. Der Umstieg auf die Radial-Pumpe mit Betrieb ab Hochdruck bringt neben energetischen Vorteilen weitere Vorteile. Dazu zählen geringere Pulsationen, eine reduzierte Geräuschentwicklung sowie eine Vereinfachung des Systems.

In einer Versuchsreihe wird der Nutzen des Phasentrenners gemäss Kapitel 7.1.1 untersucht und dargestellt. Der Phasentrenner leistet einen messbaren Beitrag zur Stabilisierung des Betriebs. Dies gilt



insbesondere dann, wenn die Hochdruck-Sollwert Kurve gemäss Kapitel 7.2.1 für den ETS-Betrieb optimiert wird.

Wie erwartet fällt die Saugwirkung des Ejektors tendenziell geringer aus als beim ETS-Betrieb mit Plunger-Pumpe bei höheren Treibdrücken. Dadurch gewinnen die optimale Ansteuerung des Ejektors und die an den ETS-Betrieb angepasste Hochdruck-Sollwert Kurve gemäss Kapitel 7.2.1 an Bedeutung. Unter Berücksichtigung der wichtigsten energetischen Einflussgrössen ergibt sich im dargestellten Zeitraum eine gesamte Effizienzsteigerung zwischen 9 % und 11 %. Die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe ist dabei berücksichtigt. Aktuell laufen Optimierungen, um den Betrieb und die messbare Unterkühlung im Folgeobjekt weiter zu verbessern und auszureizen.

## 8 Weitere Anwendungen

In diesem Kapitel wird eine Kombination zweier Ansätze zur Effizienzsteigerung erläutert. Der erste Ansatz ist das ETS. Das ETS wird nach den bisher gewonnenen Erkenntnissen betrieben. Es kommt dabei die neu entwickelte Radial-Pumpe zum Einsatz. Die Einbindung erfolgt ab Hochdruck gemäss Kapitel 8.1. Der zweite Ansatz ist die Nachverdichtung. Die Nachverdichtung lässt sich gemäss Kapitel 8.2 in eine herkömmliche CO<sub>2</sub>-Kälteanlage integrieren.

Der Fokus der nachfolgend beschriebenen Konzepte liegt auf der Kombination aus ETS und Nachverdichtung. Es wird davon ausgegangen, dass sich Nutzen, Wirkung und Funktion beider Ansätze gegenseitig ergänzen. Zur besseren Übersicht werden die Ansätze zunächst getrennt erläutert. Anschliessend wird die Kombination in Kapitel 8.3 beschrieben.

Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass Kälteanlagen der diskutierten Grössenordnung in der Praxis meist über eine Abwärmenutzung verfügen. Der Betrieb mit Abwärmenutzung stellt über das Jahr einen relevanten Betriebspunkt und Betriebsbereich dar. Deshalb wird die Einbindung der Abwärmenutzung zusätzlich dargestellt und in die Diskussion einbezogen. Darüber hinaus gelten die beschriebenen Effekte nicht nur für CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Sie sind auch für CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen und CO<sub>2</sub>-Chiller relevant.



## 8.1 Ausgangslage mit/ohne ETS

Die Abbildung 37 und Abbildung 38 stellen die herangezogene Ausgangslage ohne ETS und mit ETS dar. Abbildung 37 zeigt das vereinfachte Prinzipschema der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage ohne ETS. Die Einbindung der Abwärmenutzung ist rot hervorgehoben und entspricht einer gängigen Ausführung in der Praxis. Die Abwärme kann sowohl für die Gebäudeheizung als auch für die Warmwasserbereitung genutzt werden.

Abbildung 38 zeigt das vereinfachte Prinzipschema der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit ETS. Zusätzlich zur Darstellung in Abbildung 37 ist die Einbindung des ETS grün markiert. Diese Einbindung entspricht dem ETS-Prinzip, das seit Herbst 2024 im Folgeobjekt mit halbhermetischer Radial-Pumpe ab Hochdruck betrieben wird. Die dargestellten Einbindungen sind als Beispiele zu verstehen. Sie basieren auf gängiger Praxis sowie auf den bisher beschriebenen Erfahrungen und Erkenntnissen zum ETS.

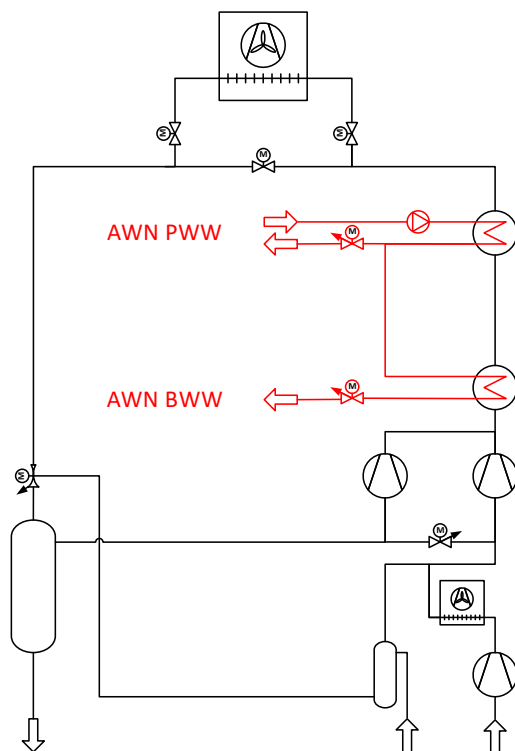


Abbildung 37: Prinzipschema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Abwärmenutzung (rot), ohne ETS.

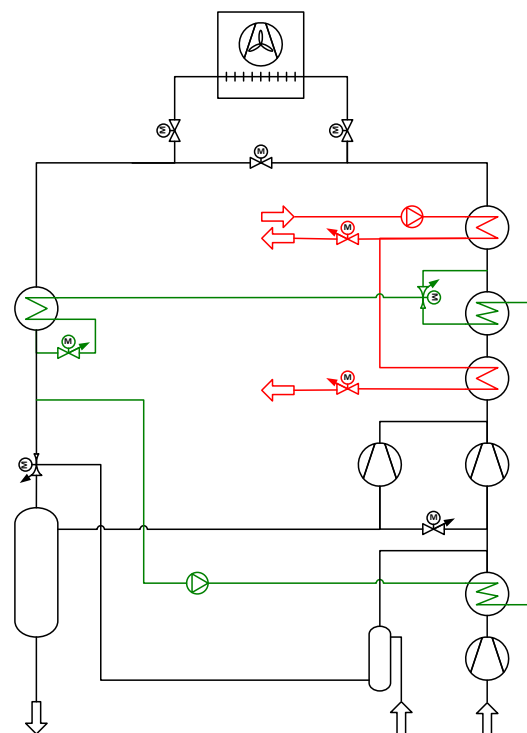


Abbildung 38: Prinzipschema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Abwärmenutzung (rot), mit ETS (grün).

In Abbildung 38 liegt der Wärmetauscher für Brauchwarmwasser aus Sicht der CO<sub>2</sub>-Strömung vor dem Wärmetauscher des ETS. Der ETS-Wärmetauscher liegt damit zwischen den Wärmetauschern der Abwärmenutzung. Nach dem ETS-Wärmetauscher steigt zwar der Massenstrom. Die Heissgas-Temperatur sinkt jedoch. Sie reicht in der Regel nicht mehr aus, um Prozesswasser auf +70 °C zu erwärmen. Dadurch ist eine nachgeschaltete Erwärmung von Brauchwarmwasser auf +65 °C im Durchlauferhitzer nicht mehr sichergestellt.



## 8.2 Nachverdichtung

Das Prinzip der Nachverdichtung wird erstmals im Jahr 1913 von Prof. Dr. R. Plank beschrieben. Im Jahr 1921 folgen erste publizierte Ergebnisse einer praktischen Erprobung. Bereits damals ordnet Plank dem Prinzip eine Steigerung der Kälteleistung sowie eine Steigerung der Effizienz zu. Die neuentwickelte Radial-Pumpe für den Betrieb ab Hochdruck ermöglicht es, dieses Prinzip heute kommerziell und nach aktuellem technischem Standard in der Praxis umzusetzen. (6) (7)

Die Abbildung 39 und Abbildung 40 stellen das Prinzip der Nachverdichtung ergänzend zur Abbildung 37 in Blau dar. In Abbildung 40 enthält die Abwärmenutzung im Vergleich zu Abbildung 39 einen zusätzlichen Wärmetauscher. Dieser zusätzliche Wärmetauscher ermöglicht energetische Vorteile durch die Nachverdichtung auch während des Betriebs mit Abwärmenutzung. Dies ist insbesondere relevant, wenn die gesamte Wärme genutzt wird und die luftgekühlten Gaskühler nicht durchströmt werden. Aufgrund der in der Praxis üblichen hohen Anzahl Betriebsstunden mit Abwärmenutzung ist davon auszugehen, dass sich der zusätzliche Installationsaufwand über den Lebenszyklus durch tiefere Betriebskosten amortisiert.

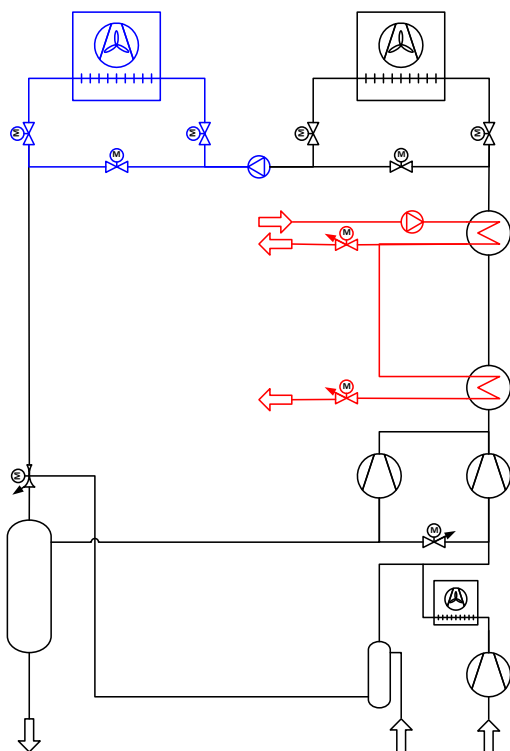


Abbildung 39: Prinzipschema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Abwärmenutzung (rot) und mit Nachverdichtung (blau).

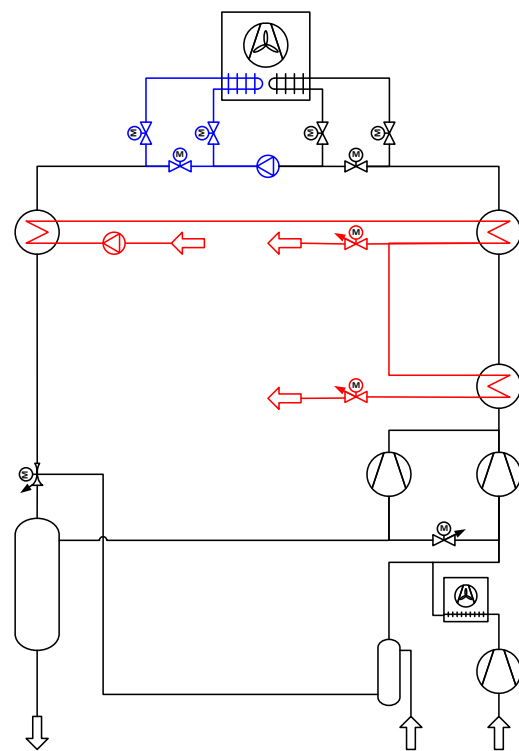


Abbildung 40: Prinzipschema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Abwärmenutzung inkl. zusätzlichem Wärmetauscher (rot) und mit Nachverdichtung (blau).

Die in Abbildung 40 dargestellte Variante der Abwärmenutzung mit drei Wärmetauschern ist eine von mehreren möglichen Ausführungen mit drei Wärmetauschern. Es ist auch möglich, den Wärmetauscher nach der Nachverdichtung parallel zum Wärmetauscher für die Abwärmenutzung der Gebäudeheizung einzubinden. Alternativ kann dieser Wärmetauscher nur in Serie zum Wärmetauscher für die Abwärme-



nutzung des Brauchwarmwassers betrieben werden. Je nach Anwendung und Verhältnis der Wärmebedarfe überwiegen die Vor und Nachteile der jeweiligen Variante. Aus Gründen der Übersicht wird im Folgenden die in Abbildung 40 dargestellte Variante priorisiert und diskutiert.

Ein weiterer Unterschied zwischen Abbildung 40 und Abbildung 39 betrifft den luftgekühlten Gaskühler. In Abbildung 40 ist der luftgekühlte Gaskühler als Gerät mit zwei separaten Registern dargestellt. Abhängig von den objektspezifischen Randbedingungen kann eine Ausführung mit einem Gerät oder mit zwei separaten Geräten sinnvoll sein. Aus thermodynamischer Sicht sind die Unterschiede in der Regel vernachlässigbar.

Zusätzlich können luftgekühlte Gaskühler mit adiabatischer Kühlung ausgeführt werden. Dabei kommen verschiedene technische Lösungen in Frage, beispielsweise Besprühung, Berieselung oder Befeuchtungsmatten. Ohne diese Varianten im Detail zu vergleichen ist davon auszugehen, dass die Nachverdichtung den Wasserverbrauch positiv beeinflussen kann. Es ist beispielsweise möglich, nur den Luftstrom des zweiten Registers oder des zweiten luftgekühlten Gaskühlers adiabatisch zu kühlen. Dadurch kann der Wasserverbrauch reduziert werden. Aus Gründen der Übersicht werden im Folgenden luftgekühlte Gaskühler ohne adiabatische Kühlung priorisiert und diskutiert.

Der energetische Vorteil der Nachverdichtung ergibt sich aus zwei Effekten. Erstens steigt die Kälteleistung bei gleicher Senkentemperatur. Zweitens benötigt die Druckerhöhung im flüssigen Bereich mittels Pumpe weniger elektrische Energie als die gleiche Druckerhöhung im gasförmigen Bereich mittels Verdichter. Der zweite Effekt ist auch ein zentraler Bestandteil des ETS. Zum besseren Verständnis wird der Prozess mit Nachverdichtung anhand eines beispielhaften Betriebspunkts in Abbildung 41 in einem Log-p-h-Diagramm dargestellt. Das Prinzip und die Funktion lassen sich auf andere Betriebspunkte übertragen. Die energetischen Überlegungen gelten sowohl bei Betrieb mit luftgekühlten Gaskühlern als auch bei Betrieb mit wassergekühlten Gaskühlern. Sie gelten auch bei einer Kombination beider Systeme. Mit den wassergekühlten Gaskühlern sind in diesem Beispiel die Wärmetauscher der Abwärmenutzung gemeint.

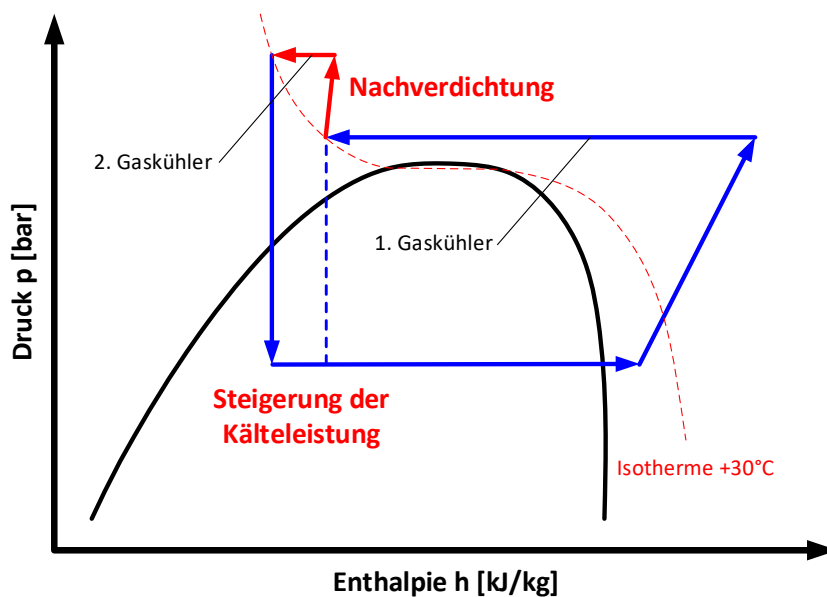


Abbildung 41: Prinzip der Nachverdichtung dargestellt im Log-p-h-Diagramm.



### 8.3 Kombination ETS und Nachverdichtung

Die in diesem Kapitel erläuterte Kombination von ETS und Nachverdichtung basiert auf den bisher in Kapitel 8 beschriebenen Ansätzen und deren Varianten. Daraus ergeben sich zahlreiche Kombinationsmöglichkeiten. Je nach Anwendung überwiegen die Vorteile bestimmter Kombinationen. Zur besseren Übersicht fokussiert die folgende Diskussion auf die in Abbildung 42 dargestellte Kombination aus ETS und Nachverdichtung. Die beschriebenen Aspekte sind grösstenteils auch auf andere Varianten und Kombinationen übertragbar.

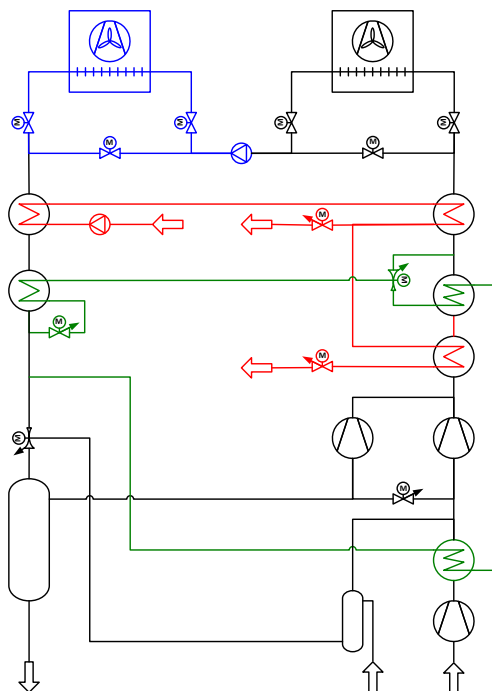


Abbildung 42: Prinzipschema einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit ETS (grün), mit Abwärmenutzung inkl. zusätzlichem Wärmetauscher (rot) und mit Nachverdichtung (blau).

Die Kombination aus ETS und Nachverdichtung ist ein vielversprechender Ansatz. Dies hat zwei Hauptgründe. Erstens benötigen beide Ansätze eine transkritische Pumpe, welche ab Hochdruck der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage betrieben wird. Dadurch können ETS und Nachverdichtung mit derselben Pumpe betrieben werden. Das Gesamtsystem profitiert von einer einmaligen Investition.

Zweitens ergänzen sich die Effekte hinsichtlich der Effizienzsteigerung. Der Hochdruckbetriebsbereich liegt in unseren Breitengraden bei dieser und vergleichbaren Anwendungen typischerweise zwischen etwa 50 bar(a) und 95 bar(a). Dieser Bereich lässt sich in drei Teilbereiche von jeweils 15 bar unterteilen. Im unteren Bereich zwischen 50 bar(a) und 65 bar(a) arbeitet die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage bereits sehr effizient. Eine relevante Effizienzsteigerung durch das ETS ergibt sich vor allem im mittleren Bereich zwischen 65 bar(a) und 80 bar(a). In den unteren und oberen Bereichen ist der zusätzliche Nutzen des ETS gering. Im oberen Bereich zwischen 80 bar(a) und 95 bar(a) gewinnt dagegen die Nachverdichtung an Bedeutung und liefert einen zusätzlichen Beitrag zur Effizienzsteigerung.



## 9 Systemvergleich

Der in diesem Kapitel dargestellte Systemvergleich entstand erstmals vor dem eigentlichen Start des Pilot und Demonstrationsprojekts. Er dient dazu, erste Hochrechnungen zum Betrieb verschiedener ETS-Konzepte und Varianten durchzuführen. Zu diesem Zeitpunkt basierte der Vergleich auf zahlreichen Annahmen und Unbekannten. Der Fokus lag zudem auf Konzepten, die aus heutiger Sicht nicht mehr prioritär sind.

Während der Entwicklungsphase des ETS wurden die Modelle schrittweise überarbeitet und verfeinert. Dadurch lassen sich relevante Abhängigkeiten zuverlässiger abbilden. Mit der Inbetriebnahme des ersten ETS-Systems sowie des Folgeobjekts mit neu entwickelter Radial-Pumpe wurden die Modelle zusätzlich mit Betriebs und Messdaten nachjustiert. Abschliessend wurden Modelle und Erfahrungen auf die aus heutiger Sicht vielversprechendsten Konzepte, Varianten und Kombinationen übertragen. Daraus ergeben sich die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse des Systemvergleichs. Die im Kapitel 8.2 beschriebene Nachverdichtung wurde im Systemvergleich nicht berücksichtigt.

Der Systemvergleich berücksichtigt drei wesentliche Einflussgrössen. Dazu zählen die Klimadaten des jeweiligen Standorts, die Leistungszahl COP sowie das mittlere Lastprofil beziehungsweise der mittlere Kältebedarf  $Q'$  als Funktion der Aussentemperatur.

### 9.1 Klimadaten Dietikon

Der Konzeptvergleich basiert auf den Klimadaten des Standorts Dietikon. Diese Daten sind in der Abbildung 43, Abbildung 44 und Abbildung 45 dargestellt und zusammengefasst. Die Daten stammen aus MeteoNorm 8 und repräsentieren das Kalenderjahr 2040 unter dem Szenario RCP 8.5. RCP 8.5 ist ein Klimaszenario der Representative Concentration Pathways des IPCC. Es beschreibt eine Entwicklung mit hohen Treibhausgasemissionen. Für das Jahr 2100 wird dabei ein Strahlungsantrieb von etwa  $8.5 \text{ W/m}^2$  sowie ein globaler Temperaturanstieg von etwa  $4$  bis  $5^\circ\text{C}$  gegenüber dem vorindustriellen Niveau angenommen.

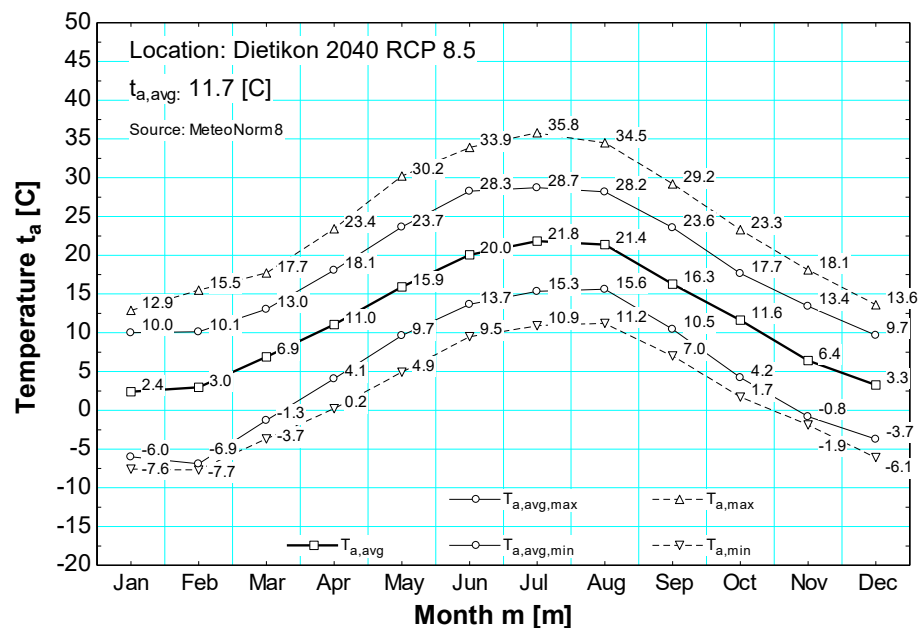


Abbildung 43: Klimadaten vom Standort Dietikon, dargestellt über das Jahr.

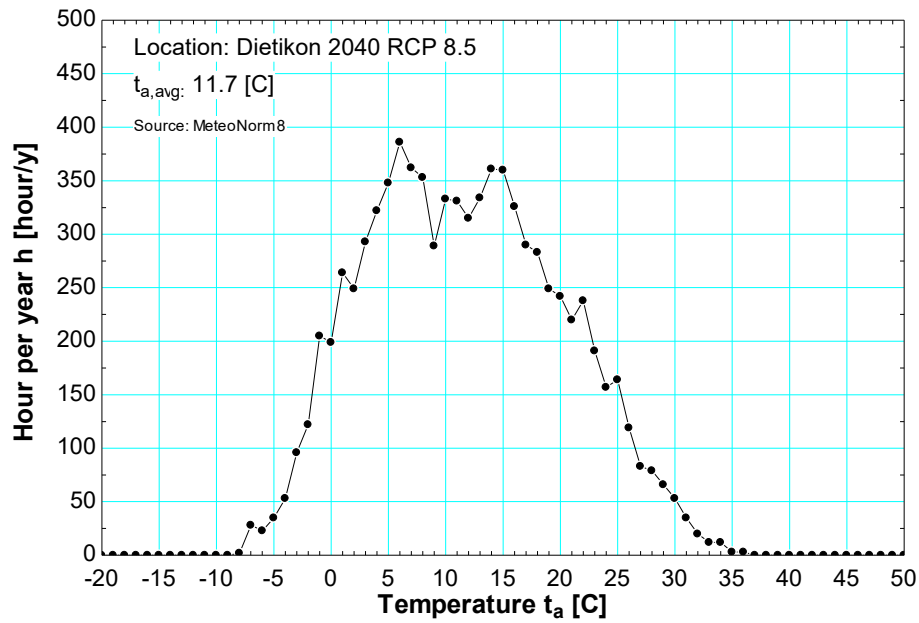


Abbildung 44: Klimadaten vom Standort Dietikon, dargestellt als Temperatur-Häufigkeit pro Temperatur.

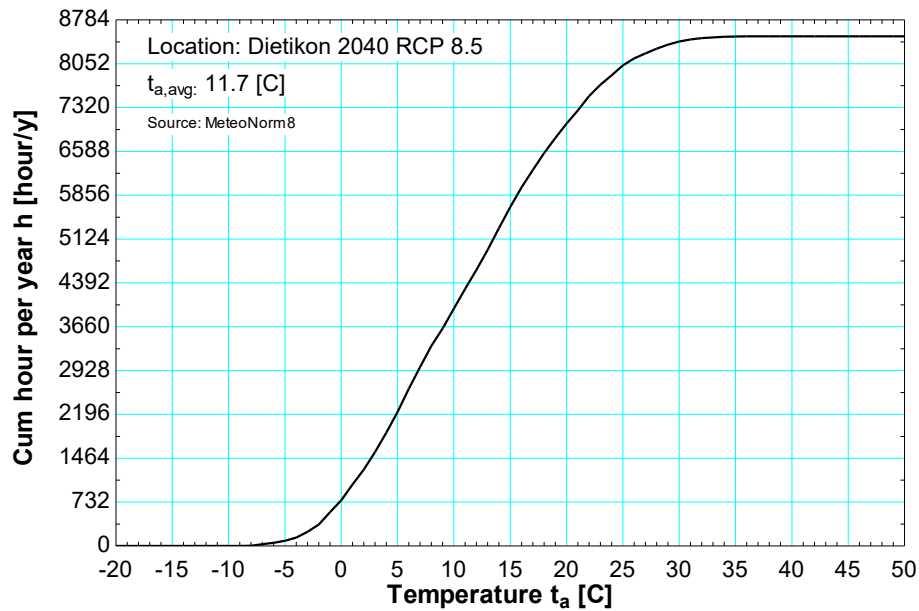


Abbildung 45: Klimadaten vom Standort Dietikon, dargestellt als Summen-Häufigkeit.



## 9.2 Coefficient of Performance COP

Die Abbildung 46 bis Abbildung 49 stellen den Coefficient of Performance COP in Abhängigkeit der Aussentemperatur dar. Die ersten beiden Diagramme, Abbildung 46 und Abbildung 47, zeigen den COP ohne Hochhaltung für die Abwärmenutzung. Diese Darstellung entspricht einer theoretischen Betrachtung. Die beiden weiteren Diagramme, Abbildung 48 und Abbildung 49, zeigen den COP mit Hochhaltung für die Abwärmenutzung. Diese Darstellung entspricht dem Betrieb in der Praxis.

Unabhängig davon, ob die Betrachtung mit oder ohne Hochhaltung erfolgt, unterscheiden sich die Diagrammpaare in der Art der Darstellung. In Abbildung 46 und Abbildung 48 ist der COP absolut dargestellt. In Abbildung 47 und Abbildung 49 ist der COP relativ zur Referenz dargestellt. Die Referenz ist das Standardsystem ohne ETS.

Die Linienfarben haben in allen Diagrammen dieselbe Bedeutung. Rot zeigt die Aussentemperatur als gestrichelte Linie und die effektive Senktemperatur als durchgezogene Linie. Die effektive Senktemperatur hängt davon ab, ob die Betrachtung mit oder ohne Hochhaltung erfolgt. Schwarz zeigt den COP des Standardsystems ohne ETS. Grün zeigt den COP mit ETS. Der COP mit ETS ist zusätzlich in zwei Betriebsarten dargestellt. Die durchgezogene Linie beschreibt den optimierten Betrieb. Die gestrichelte Linie beschreibt den Betrieb ohne Optimierung. Der optimierte Betrieb berücksichtigt jeweils den höheren COP aus Betrieb mit ETS und Betrieb ohne ETS.

Aus den Abbildungen 46 bis 49 ist ersichtlich, dass bei Betrieb mit Hochhaltung der COP mit ETS über weite Bereiche höher liegt als der COP des Standardsystems. Daraus folgt, dass die Abstimmung der Teilsysteme wesentlich ist. Dies betrifft die Kälteanlage, das ETS und das Heizsystem. Die Abstimmung muss so erfolgen, dass das ETS auch während der Wintermonate bei aktiver Abwärmenutzung betrieben werden kann.

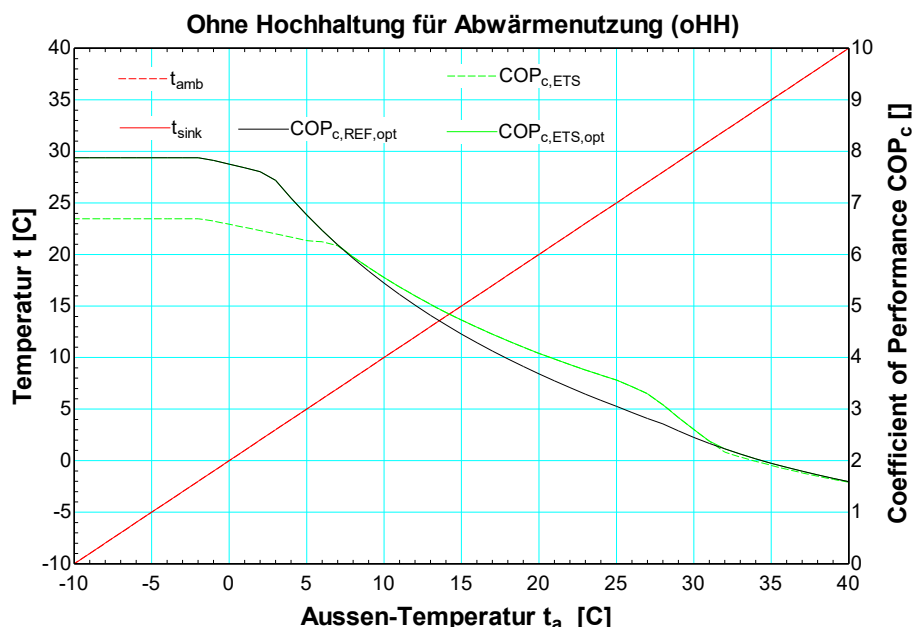


Abbildung 46: Senken-Temperatur  $t_{\text{sink}}$  und Coefficient of Performance COP in Abhängigkeit der Aussen-Temperatur  $t_a$ , dargestellt ohne Hochhaltung für Abwärmenutzung (theoretische Betrachtung).

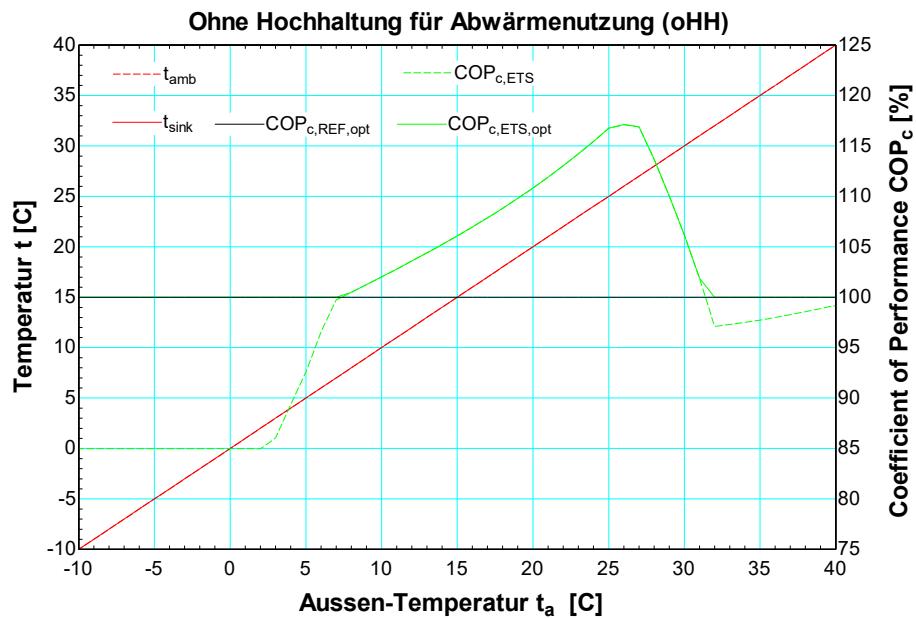


Abbildung 47: Senken-Temperatur  $t_{\text{sink}}$  und relativer Coefficient of Performance COP in Abhängigkeit der Aussen-Temperatur  $t_a$ , dargestellt ohne Hochhaltung für Abwärmenutzung (theoretische Betrachtung).

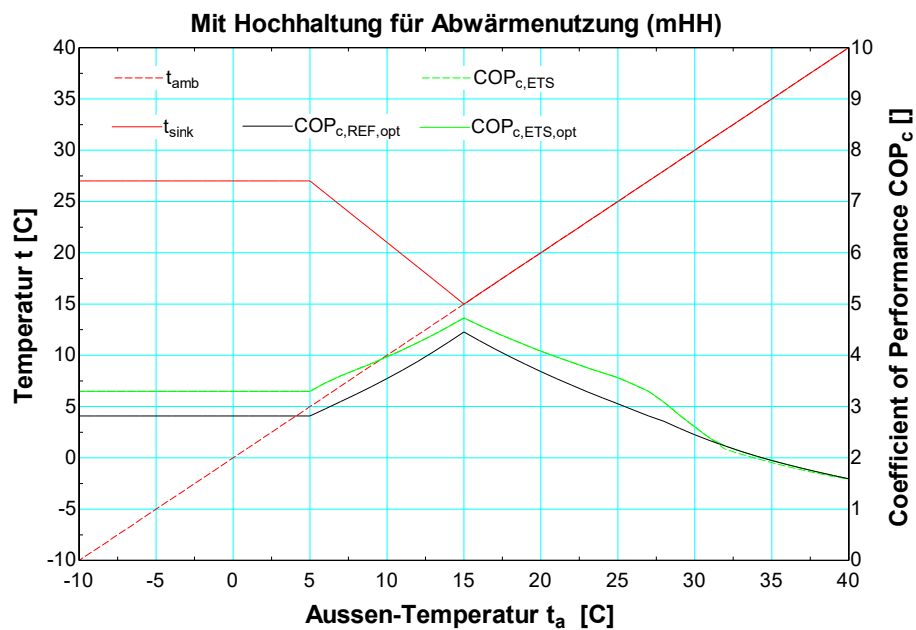


Abbildung 48: Senken-Temperatur  $t_{\text{sink}}$  und Coefficient of Performance COP in Abhängigkeit der Aussen-Temperatur  $t_a$ , dargestellt mit Hochhaltung für Abwärmenutzung (entspricht effektivem Betrieb in der Praxis).

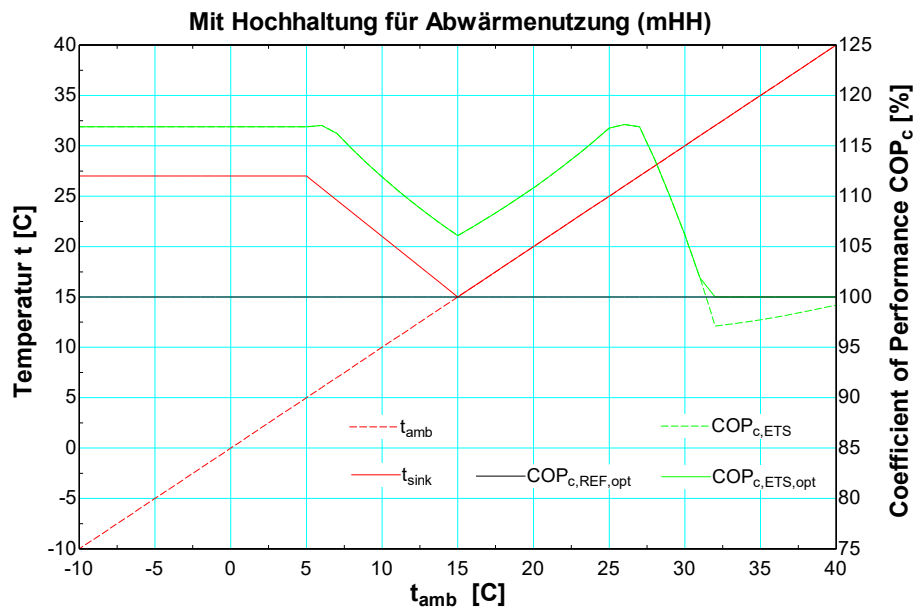


Abbildung 49: Senken-Temperatur  $t_{\text{sink}}$  und relativer Coefficient of Performance COP in Abhängigkeit der Aussen-Temperatur  $t_a$ , dargestellt mit Hochhaltung für Abwärmenutzung (entspricht effektivem Betrieb in der Praxis).

### 9.3 Überlagerung Klima, Last und COP

In den beiden folgenden Diagrammen, Abbildung 50 und Abbildung 51, sind drei Größen als Funktion der Aussentemperatur dargestellt. Grau zeigt die Temperaturhäufigkeit. Blau zeigt den mittleren Kältebedarf. Schwarz zeigt den COP im Standardbetrieb. Grün zeigt den COP im ETS-Betrieb. Abbildung 50 stellt diese Kurven für den Betrieb ohne Hochhaltung der Abwärmenutzung dar. Abbildung 51 stellt dieselben Kurven für den Betrieb mit Hochhaltung der Abwärmenutzung dar. Es ist erkennbar, dass der COP im ETS-Betrieb bei Hochhaltung auch bei tiefen Aussentemperaturen über dem COP des Standardbetriebs liegt. Damit trägt der ETS-Betrieb auch in den Wintermonaten bei aktiver Abwärmenutzung zur Effizienzsteigerung bei.

Aus den in Abbildung 50 und Abbildung 51 dargestellten Verläufen lassen sich jährliche elektrische Energiebedarfe ableiten. Dafür werden Temperaturhäufigkeit, mittlerer Kältebedarf und COP gemeinsam ausgewertet. Es ergeben sich je Diagramm zwei Jahreswerte, einmal für den Standardbetrieb und einmal für den ETS-Betrieb. Aus der Differenz resultiert die jährliche Einsparung. Im Betrieb ohne Hochhaltung ergibt sich eine Einsparung von 4.8 %. Im Betrieb mit Hochhaltung ergibt sich eine Einsparung von 11.0 %. Die folgende Tabelle fasst die Effizienzsteigerung für Betrieb mit und ohne ETS sowie für Betrieb mit und ohne Hochhaltung zusammen.

Tabelle 2: Effizienzsteigerung mit/ohne ETS-Betrieb, resp. mit/ohne Hochhaltung

| Betriebsart / Abwärmenutzung  | Ohne Hochhaltung | Mit Hochhaltung |
|-------------------------------|------------------|-----------------|
| Ohne ETS-Betrieb (Referenz)   | 100.0 %          | 100.0 %         |
| Mit ETS-Betrieb               | 95.2 %           | 89.0 %          |
| Effizienzsteigerung durch ETS | 4.8 %            | 11.0 %          |

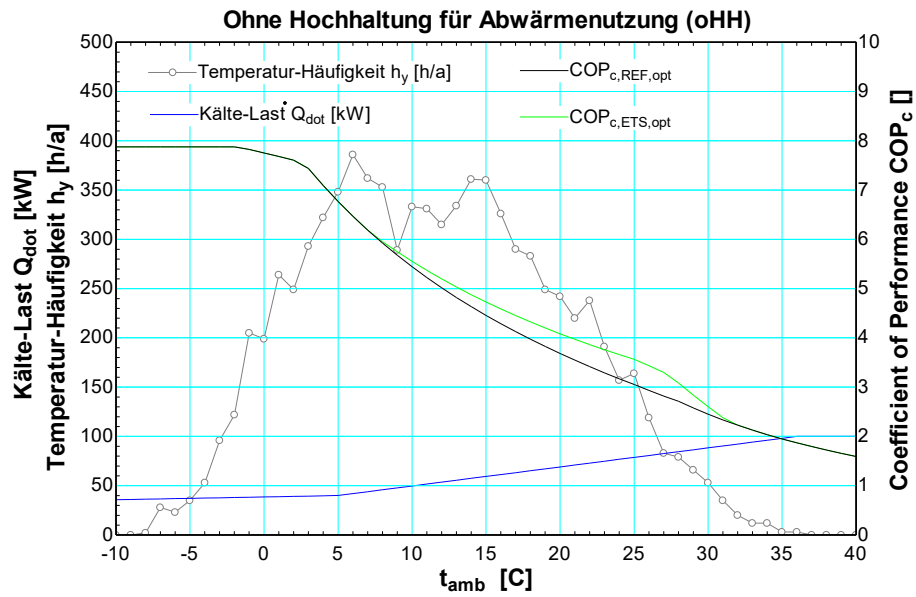


Abbildung 50: Temperatur-Häufigkeit (grau), mittlerer Kälte-Bedarf (blau) und COP mit/ohne ETS-Betrieb (schwarz/grün) ohne Hochhaltung für Abwärmenutzung in Abhängigkeit der Aussen-Temperatur.

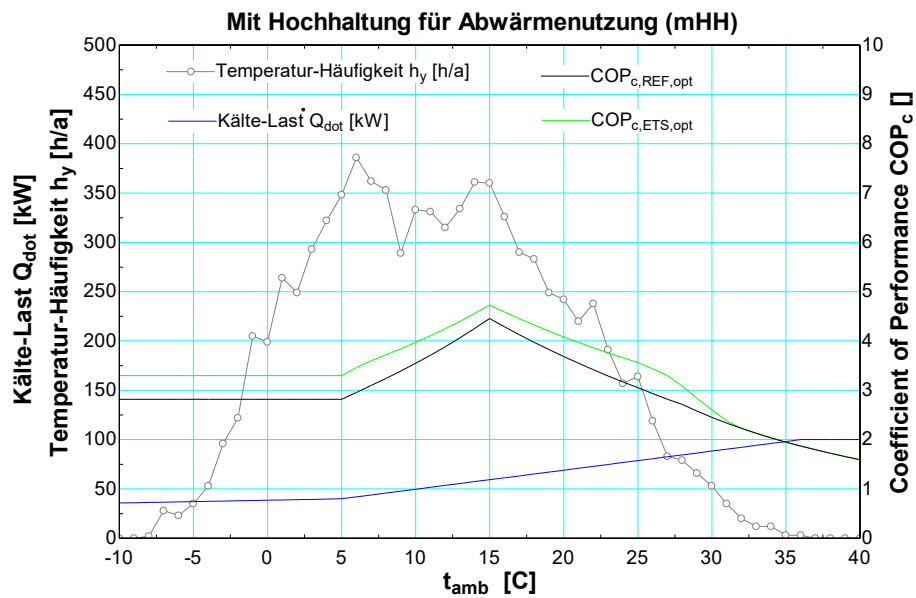


Abbildung 51: Temperatur-Häufigkeit (grau), mittlerer Kälte-Bedarf (blau) und COP mit/ohne ETS-Betrieb (schwarz/grün) mit Hochhaltung für Abwärmenutzung in Abhängigkeit der Aussen-Temperatur.



## 10 Beurteilung / Überprüfung der Projektziele

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 1.2 formulierten Projektziele erneut aufgegriffen. Die Ziele werden anhand der aktuellen Betriebserfahrungen beurteilt, beantwortet und überprüft. Die Beurteilung aus aktueller Sicht ist in kursiver Schrift dargestellt.

### 10.1 Projektziele

Das übergeordnete Ziel dieses Projekts ist die Transformation hochwertiger Abwärme in nutzbare Kälte. Die erzeugte Kälte entlastet die Kälteanlage und reduziert den elektrischen Strombedarf des Gesamtsystems. Zur besseren Verständlichkeit wird dieses Ziel in mehrere Subziele unterteilt. Diese sind als Fragestellungen formuliert. Sie werden im weiteren Verlauf des Projekts und des Berichts aufgegriffen und beantwortet. Wenn möglich erfolgt die Bewertung sowohl für die konkrete Anwendung dieses Projekts als auch für ähnliche oder vergleichbare Anwendungen.

#### 10.1.1 Integration

Ist es möglich, ein ETS mit heute verfügbaren Komponenten in eine transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlage zu integrieren? Im Vorfeld des Projekts erfolgt eine grobe Prüfung der Komponentenverfügbarkeit. Eine detaillierte technische Auslegung findet zu diesem Zeitpunkt jedoch noch nicht statt.

*Die für die Integration des ETS in die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage erforderlichen Komponenten sind grösstenteils am Markt verfügbar. Die CO<sub>2</sub>-Pumpe und der Heissgas-Ejektor stellen dabei die grössten Herausforderungen dar. Die kostengünstige Plunger-Pumpe in offener Bauart bewährte sich für den Nachweis, dass das ETS-Prinzip und die Prozessintegration grundsätzlich funktionieren. Im weiteren Projektverlauf zeigt sich jedoch, dass die Plunger-Pumpe nach rund 4 000 Betriebsstunden erstmals revidiert werden musste. Die*

*Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde eine halbhermetische Radial-Pumpe für den Betrieb ab Hochdruck neu entwickelt. Die Radial-Pumpe ist seit Mitte Oktober 2024 in einem weiteren ETS-System erfolgreich in Betrieb. Bislang wird keine messbare, pumpenbedingte Leckage festgestellt. Gleichzeitig vereinfacht der Betrieb ab Hochdruck die Systemintegration und verbessert die Betriebseigenschaften im Vergleich zur Plunger Pumpe.*

#### 10.1.2 Abwärme

Reicht die hochwertige Abwärme der transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage aus, um den Betrieb des ETS zu ermöglichen? Basierend auf Berechnungen einzelner Betriebspunkte wird die verfügbare Abwärme im Vorfeld als ausreichend eingeschätzt.

*Die Abwärme und die Treibtemperatur, die aus der Nennkälteleistung von 180 kWt resultieren, hängen stark vom aktuellen Teillastbetrieb ab. Tendenziell ist die verfügbare Treibwärme seitens der Kälteanlage eher knapp, um das ETS vollständig auszulasten. Aktuell wird davon ausgegangen, dass eine grössere Kälteanlage im Verhältnis zur Baugrösse des ETS energetisch vorteilhaft ist. Eine Nennkälteleistung von 250 bis 300 kWt wird als sinnvoll erachtet.*

#### 10.1.3 Unterkühlung

Resultiert durch den Betrieb des ETS eine messbare Unterkühlung oder Entlastung der Kälteanlage? Vorabrechnungen einzelner Betriebspunkte zeigen eine potenzielle Unterkühlung von bis zu 6 K.

*Beim ETS-Betrieb mit Plunger-Pumpe wird eine Unterkühlung bis etwa 4 K beobachtet. Beim Folgeobjekt mit Radial-Pumpe wird eine Unterkühlung bis etwa 3 K beobachtet. Die Auswertung zeigt zwei we-*



*sentliche Zusammenhänge. Erstens limitiert der Hebedruck des Heissgas-Ejektors die maximal erreichbare Unterkühlung. Zweitens beeinflusst die Hochdruckregelung das effektiv nutzbare Unterkühlungspotential.*

*Während des ETS-Betriebs lässt sich der Hochdruck um etwa 4 bar reduzieren. Diese Reduktion verbessert die Systemeffizienz und kompensiert energetisch einen Teil der Abweichung zur anfangs als realistisch eingeschätzten Unterkühlung von 6 K.*

#### 10.1.4 Gebäudeheizung

Ist das Temperaturniveau der Abwärme nach dem ETS weiterhin ausreichend für die Gebäudeheizung? Auf Grundlage der bestehenden Heizungsanlage und getroffener Annahmen wird der Einfluss des Systems auf die Gebäudeheizung im Vorfeld als vernachlässigbar beurteilt.

*Das Temperaturniveau der Abwärme nach dem ETS und vor der Abwärmenutzung liegt je nach Teillast der Kälteanlage zwischen +45 °C und +60 °C. Dieses Temperaturniveau ist für die Gebäudeheizung ausreichend. Dies gilt bei einer Rücklauftemperatur von +27 °C und einer Vorlauftemperatur von +42 °C.*

*Eine Erhöhung der Nennkälteleistung der Kälteanlage im Verhältnis zur Baugrösse des ETS trägt dazu bei, dass bei der Abwärmenutzung tendenziell höhere Temperaturen zur Verfügung stehen. Für die Aufbereitung von Brauchwarmwasser reicht das Temperaturniveau voraussichtlich auch bei grösserer Nennkälteleistung nicht aus. Besteht eine Anforderung an die Brauchwarmwasserbereitung, wird das Brauchwarmwasser entweder vor dem ETS erwärmt. Alternativ wird das ETS während der Brauchwarmwasserbereitung deaktiviert.*

#### 10.1.5 Regelung

Welche Regelparameter und Regelstrategien eignen sich für einen stabilen Betrieb des ETS? Vor Projektbeginn werden verschiedene Regelansätze erarbeitet, die im Verlauf des Projekts zu einem Regelkonzept weiterentwickelt werden.

*Die Regelung von Treibdruck und Treibtemperatur über das Zusammenspiel von CO<sub>2</sub>-Pumpe und Heissgas-Ejektor bewährt sich bei beiden untersuchten Pumpenarten. Dies gilt trotz der unterschiedlichen Betriebscharakteristiken von Plunger-Pumpe und Radial-Pumpe. Für die Regelung der Verdampfung im Unterkühler bewährt sich eine herkömmliche Überhitzungsregelung mit einem Überhitzungssollwert von 1 K. Mögliche Flüssigkeitsanteile am Austritt des Unterkühlers beeinträchtigen die Funktion des Heissgas-Ejektors nicht. Grundsätzlich lässt sich das ETS als weitgehend unabhängiger Kreislauf betreiben. Die Regelung erfolgt daher grösstenteils unabhängig von der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage.*

#### 10.1.6 Effizienz ETS

Wie hoch ist der gemessene Leistungszahlwert des Energie-Transfer-Systems? Im Vorfeld des Projekts wird im optimalen Betriebspunkt von einer maximalen Leistungszahl von 8.0 ausgegangen. Die Leistungszahl beschreibt das Verhältnis der gewonnenen Kälteleistung zum zusätzlichen elektrischen Strombedarf des Systems.

*Das erste ETS-System war mit zusätzlicher Messtechnik ausgerüstet. Dadurch lässt sich der COP des ETS näherungsweise bestimmen. Aufgrund der Leckage der Plunger-Pumpe und der damit verbundenen Betriebsunterbrüche verschob sich der Fokus jedoch auf der Neuentwicklung der Radial-Pumpe. Der COP wurde deshalb nicht im Detail ausgewertet.*

*Beim Konzept mit Plunger-Pumpe und Betrieb ab Mitteldruck liegt der COP tendenziell unter dem ursprünglich prognostizierten Wert. Auf Basis von Schätzungen liegt der COP im Bereich von etwa 5.5 bis 7.5. Die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe fiel tendenziell höher aus als erwartet.*



*Beim Konzept mit Radial-Pumpe und Betrieb ab Hochdruck liegt der COP in der Grössenordnung von 8.0. Dies ist auf den höheren Massenstrom beziehungsweise Volumenstrom bei gleicher oder geringerer elektrischer Leistungsaufnahme zurückzuführen.*

#### 10.1.7 Effizienz Gesamtanlage

Wie verändert sich die Effizienz des Gesamtsystems aus Kälteanlage und Energie-Transfer-System? Eine Hochrechnung vor Projektstart prognostiziert für die spezifische Anwendung eine Effizienzsteigerung von rund 8 %.

*Anders als zu Projektbeginn angenommen, ergibt sich die Effizienzsteigerung nicht ausschliesslich aus der Unterkühlung. Sie ergibt sich aus der Kombination von Unterkühlung und reduziertem Hochdruck im ETS-Betrieb. Die Unterkühlung fällt geringer aus als ursprünglich erwartet, dafür trägt der tiefere Hochdruck zusätzlich zur Effizienzsteigerung bei. Insgesamt resultiert unter Berücksichtigung beider Effekte sowie der zusätzlichen elektrischen Leistungsaufnahme des ETS, hauptsächlich durch die Pumpe, eine hochgerechnete Netto-Effizienzsteigerung von 9 % bis 11 % für die Kälteerzeugung in dieser Anwendung.*

#### 10.1.8 Energieeinsparung

Wie viel elektrische Energie kann durch den Einsatz des ETS eingespart werden? Vor Projektbeginn wird eine jährliche Einsparung von etwa 40 000 kWh abgeschätzt.

*Basierend auf einer effektiven elektrischen Energieaufnahme von 320 000 kWh pro Jahr im Folgeprojekt und einer Effizienzsteigerung von 9 % bis 11 % ergibt sich eine jährliche Einsparung von 28 800 kWh bis 35 200 kWh. Die absoluten Einsparungen fallen geringer aus als ursprünglich prognostiziert, da auch der absolute elektrische Energiebedarf im Folgeprojekt tiefer liegt.*

#### 10.1.9 Verbesserungspotential

Welche Anpassungen sind bei einer zukünftigen Umsetzung sinnvoll, und welche Wirkung ist davon zu erwarten? Aufgrund der Systemkomplexität ist davon auszugehen, dass Betriebserfahrungen wertvolle Erkenntnisse für weitere Anwendungen liefern.

*Eine wesentliche Verbesserung ergibt sich durch den Einsatz der neu entwickelten halbhermetischen Radial-Pumpe und durch den Betrieb ab Hochdruck, wie er im Folgeprojekt umgesetzt wurde. Dadurch vereinfacht sich die Einbindung des ETS. Zusätzlich entstehen energetische Vorteile. Herausforderungen in Bezug auf Pulsationen und Geräuschentwicklung sind weitgehend eliminiert.*

*Die Autorenschaft geht zudem davon aus, dass die Baugrösse des ETS mit Radial-Pumpe bevorzugt mit grösseren Kälteanlagen kombiniert wird. Als sinnvoll wird eine Nennkälteleistung von mindestens 250 kWt bis 300 kWt thermisch erachtet. Dadurch steht tendenziell mehr Treibwärme zur Verfügung. Der absolute elektrische Energiebedarf und die daraus resultierenden Einsparungen fallen dadurch höher aus. Bei ungefähr gleichbleibenden Investitionskosten verkürzt dies die Amortisationszeit.*

*Mit zunehmender Anzahl in Betrieb befindlicher ETS-Systeme steigt die Betriebserfahrung. Dadurch lässt sich die Systemeinbindung weiter vereinfachen. Unter definierten Voraussetzungen können einzelne Komponenten entfallen. Ein Beispiel ist der standardmässig eingesetzte Druckgasentheber der Tiefkühlung. In geeigneten Konfigurationen kann dessen Funktion durch die vollständige Nutzung der Abwärme als Treibwärme für das ETS ersetzt werden.*

#### 10.1.10 Anwendungspotential

Ergeben sich aus der Umsetzung dieses Projekts neue Potentiale für weitere Anwendungen? Bereits vor Projektbeginn werden mehrere zusätzliche Anwendungsmöglichkeiten identifiziert.



*Im Rahmen dieses Schlussberichts wird die Vielfalt an Kombinationsmöglichkeiten im Zusammenhang mit dem ETS erläutert. Auf dieser Basis ergibt sich nicht nur die Anwendung des ETS in Kombination mit grossen transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Das ETS ist auch in Kombination mit CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen im vergleichbaren Leistungsbereich plausibel. Zusätzlich ist das ETS-Konzept auch mit anderen Abwärmequellen denkbar, sofern gleichzeitig ein Bedarf an Kälte unterhalb der Umgebungstemperatur besteht.*

*Die neu entwickelte Radial-Pumpe ermöglicht zudem die praktische Umsetzung der Nachverdichtung, wie sie Rudolf Plank im Jahr 1913 erstmals beschreibt. Es ist davon auszugehen, dass sich die Effekte von ETS und Nachverdichtung positiv ergänzen. Dadurch kann die Effizienz des Gesamtsystems weiter gesteigert werden. (6) (7)*

## 11 Weiteres Vorgehen

Das Pilot und Demonstrationsprojekt «CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit integriertem Energie-Transfer-System ETS» endet mit diesem Schlussbericht. Insgesamt werden wertvolle Erfahrungen gewonnen. Einzelne Erfahrungen fallen auch negativ aus und liefern dennoch wichtige Erkenntnisse. Der überzeugende Betrieb des ETS mit Plunger-Pumpe ermöglicht es, einen Pumpenhersteller für die Entwicklung einer transkritischen Radial-Pumpe in halbhermetischer Bauart zu gewinnen. Diese neu entwickelte Pumpe eröffnet zusätzliche Konzepte, insbesondere die Nachverdichtung nach Rudolf Plank. Gleichzeitig wird eine besonders vorteilhafte Kombination aus ETS und Nachverdichtung erwartet.

Bisher wurden drei ETS-Systeme mit Plunger-Pumpe und drei ETS-Systeme mit Radial-Pumpe realisiert. Die drei ETS-Systeme mit Plunger-Pumpe werden im Sommer und Herbst 2025 auf eine Radial-Pumpe umgerüstet und wieder in Betrieb genommen. Parallel dazu befinden sich weitere ETS-Vorhaben in Planung, Entwicklung und Umsetzung. Insgesamt ist davon auszugehen, dass sich die ETS-Technologie weiterentwickelt und vermehrt in Kombination mit grossen CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen sowie CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen eingesetzt wird. Mit zunehmender Betriebserfahrung steigt zudem die Möglichkeit, die ETS-Technologie mit weiteren Abwärmequellen zu betreiben. (6) (7)

## 12 Nationale und internationale Zusammenarbeit

In diesem Kapitel werden die Aktivitäten zur Kommunikation und Verbreitung der Projektergebnisse zusammengefasst. Es werden die wichtigsten Auftritte an Fachveranstaltungen sowie die dort vermittelten Kerninhalte beschrieben. Der Fokus liegt auf der Einordnung des Nutzens des ETS und auf den relevanten technischen Erkenntnissen, die für die weitere Anwendung von CO<sub>2</sub>-Systemen von Bedeutung sind.

### 12.1 EuroShop Düsseldorf 2023

Das Konzept des ETS wird Ende Februar 2023 anlässlich der Messe «EuroShop» der Öffentlichkeit präsentiert. Die EuroShop ist eine Messe für Investitionsgüter des Handels und findet alle drei Jahre in Düsseldorf statt. Im Rahmen einer Projektvorstellung werden erste Messergebnisse gezeigt und die technische Funktionsweise der Anlage erläutert. Der Fokus liegt dabei weniger auf Detailspekten der Systemtechnik. Der Fokus liegt vielmehr auf dem nachweisbaren Nutzen für potenzielle Kundschaft.



## 12.2 Tagung des deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins DKV

Die jährliche Tagung des DKV gilt als eine führende Fachtagung für Kälte und Klimatechnik in Europa. Dort werden Beiträge aus Hochschulen und Universitäten sowie aus Unternehmen präsentiert. Im Rahmen der DKV-Tagung 2023 in Hannover wird das Konzept des ETS vorgestellt. Im Folgejahr 2024 werden an der DKV-Tagung in Dresden die relevanten Weiterentwicklungen des ETS-Konzepts präsentiert. Die Tagung eignet sich, um das ETS einem breiten Fachpublikum zugänglich zu machen. In diesem Rahmen liegt der Schwerpunkt auf den technischen Details des Systems. Zusätzlich werden die Inhalte in einem Fachbeitrag dokumentiert und veröffentlicht.

## 12.3 BFE-Wärmepumpen-Tagung, Bern

An der BFE Wärmepumpen Tagung 2024 wird das Pilot und Demonstrationsprojekt «CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit integriertem ETS» mit einem Poster vorgestellt. Im Folgejahr erfolgt im Juni 2025 eine Präsentation mit Fokus auf die wichtigsten Erkenntnisse aus dem Pilot und Demonstrationsprojekt. Die Tagung eignet sich, um das ETS einem breiten Fachpublikum vorzustellen. In diesem Rahmen liegt der Schwerpunkt auf den technischen Details des Systems. Ergänzend zur Präsentation werden diese Inhalte in einem Fachbeitrag dokumentiert und veröffentlicht.

# 13 Literaturverzeichnis

Im folgenden Literaturverzeichnis sind alle im Bericht verwendeten Quellen vollständig aufgeführt. Die Angaben ermöglichen eine eindeutige Identifikation und Nachvollziehbarkeit der herangezogenen Grundlagen, Methoden und Ergebnisse. Die Quellen sind so dokumentiert, dass sie für eine weiterführende vertiefte Analyse direkt verwendet werden können.

1. **www.aramis.admin.ch**. Prozessoptimierung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mittels Ejektoren und Liquid-Overfeed. [Online] [Zitat vom: 26. 5 2023.]  
<https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=35841>.
2. —. Effizienzsteigerung einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mittels Ejektor. [Online] [Zitat vom: 26. 05 2023.] <https://www.aramis.admin.ch/Grunddaten/?ProjectID=33448>.
3. **Transgourmet Schweiz AG**. [www.transgourmet.ch](http://www.transgourmet.ch). [Online] [Zitat vom: 26. 5 2023.]  
[www.transgourmet.ch](http://www.transgourmet.ch).
4. **www.aramis.admin.ch**. CO<sub>2</sub> – WP Technischer Stand und Effizienz Luft/Wasser und Sole/Wasser CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen. [Online] [Zitat vom: 26. 5 2023.]  
<https://www.aramis.admin.ch/Texte/?ProjectID=43119>.
5. **BITZER Software v7.0.4.0**.
6. **R.Plank, Dr.-Ing.** Beitrag zur Erhöhung der Kälteleistung und der Leistungsziffer von Kohlesäurekältemaschinen insbesondere bei hohen Kondensatordrücken. *Zeitschrift für die gedamte Kälte-Industrie*. 1913, Bd. 20. Jahrgang, Oktober 1913.
7. —. Versuche an einer Kohlesäurekältemaschine mit Zusatzkompression bei hohen Kondensatordrücken. *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*. 1921, Bd. 28. Jahrgang, November 1921.