

Konfigurations- und Leistungsvergleich von Hochtemperaturwärmepumpen zur Biogas-Aufbereitung

Dr. Gerwin DREXLER-SCHMID¹, Dr. Michael LAUERMANN¹, Alexander Baumhake², Dipl.-Ing. (FH) Franz HELMINGER¹

¹) AIT Austrian Institute of Technology GmbH
Center for Energy, Thermal Energy Systems

Giefinggasse 2, 1210 Wien

²) Frigopol Kälteanlagen GmbH

Gamser Straße 21, 8523 Frauental a.d. Laßnitz

gerwin.drexler-schmid@ait.ac.at, www.ait.ac.at

Kurzfassung:

Einleitung

Das neuartige Temperaturwechseladsorptionsverfahren (engl. temperature swing adsorption, kurz TSA) ermöglicht eine effiziente und kostengünstige Abtrennung von CO₂ zur kontinuierlichen Aufbereitung von Biogas. Ein wesentlicher Teil der Adaptierung des TSA-Prozesses besteht in dem Einsatz von Wärmepumpentechnik, da im TSA-Prozess Wärme auf niedrigem Temperaturniveau aus dem Prozess abzuführen ist und Wärme auf hohem Temperaturniveau dem Prozess zuzuführen ist. Bei der Entwicklung von Wärmepumpen für den Einsatz im TSA-Prozess zur Biogas-Aufbereitung ist von Verdampfungstemperaturen zwischen 35 °C und 55 °C und von Kondensationstemperaturen zwischen 105 °C und 115 °C auszugehen.

Methode

In der vorliegenden Arbeit wurden unterschiedliche Konfigurationen und Kombinationen von Wärmepumpenkreisläufen und Kältemitteln untersucht. Ziel dieser Untersuchungen ist es, eine geeignete Wärmepumpenkonfiguration im Sinne von bereitgestellter Leistung und Effizienz für den Einsatz im TSA-Prozess zu finden. Die Vorabuntersuchungen in dieser Arbeit sollen in erster Linie die wichtigsten Kenngrößen der unterschiedlichen Konfigurationen in Abhängigkeit des zulässigen Betriebsbereichs des TSA-Prozesses liefern. Mit Hilfe dieser Kennfeld-Modelle sollen in einer Systemsimulation (TSA-Prozess + Wärmepumpe) die optimalen Betriebsparameter mit einer geeigneten Wärmepumpenkonfiguration gefunden werden. Die Systemsimulation ist nicht Teil dieser Arbeit.

Eine Vorauswahl von Kältemitteln wurde anhand von wirtschaftlichen Parametern, umweltrelevanten Parametern und technischen Parametern durchgeführt. Die unterschiedlichen Wärmepumpenkreise wurden mit den vorausgewählten Kältemitteln numerisch miteinander verglichen. Die Modellierung erfolgte in Modelica™ innerhalb der Simulationsumgebung Dymola. Es wurde eine Vielzahl verschiedener Wärmepumpenkreisläufe getestet. Jeder Kreislauf wurde im relevanten Betriebsbereich

simuliert und Kennzahlen, wie COP (engl. coefficient of performance) und Leistungen, ermittelt. Wobei immer der kombinierte Heiz- und Kühl-COP verglichen wird (k-COP).

Ergebnisse

- Es wurden kombinierte heiz-und-kühl-COPs von 2,5 bis 5,5 erreicht.
- Für k-COPs sind je nach Betriebspunkt andere Schaltungen besser geeignet:
 - Für große Spreizungen liefert eine seriell zweikreisige Maschine im Regelfall die höchsten k-COPs. In manchen Fällen auch ein einstufiger Kreis.
 - R1234ze(Z) eignet sich eher für geringe Spreizungen
- Mit R600 werden wesentlich höhere Kondensator- und Verdampferleistungen erreicht
- Die jeweils höchsten Leistungen werden hier im Regelfall mit der EVI-Schaltung erreicht. Bei sehr hohen Spreizungen wird jedoch die zweikreisigen Schaltung besser.

Keywords: Wärmepumpe, Hochtemperaturwärmepumpe, Butan, R1234ze(Z), temperature swing adsorption

1 Einleitung

Bei der Biogasaufbereitung hat der Schritt der CO₂-Abtrennung meist einen maßgeblichen Einfluss auf die Effizienz und Kosten der gesamten Prozesskette. Genau dieser Prozessschritt soll durch ein neues Verfahren verbessert werden. Das Verfahren basiert dabei auf einem kontinuierlichen Temperaturwechseladsorptionsprozess (engl. „temperature swing adsorption“, TSA) welcher eine effiziente und kostengünstige Abtrennung von CO₂ zur kontinuierlichen Aufbereitung von Biogas ermöglicht. Es wird wie bei der Aminwäsche der Effekt ausgenutzt, dass die CO₂-Aufnahmekapazität mit zunehmender Betriebstemperatur abnimmt. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass bei der eigentlichen Gastrennung das CO₂ nicht in einem flüssigen Lösungsmittel (Solvent) absorbiert, sondern an der Oberfläche eines festen, porösen Materials (Adsorbens) adsorbiert wird.

Beim TSA-Verfahren wird das CO₂ im Biogas bei niedriger Temperatur (~45-60 °C) an einem geeigneten Material adsorbiert und in einem weiteren Schritt bei erhöhter Temperatur (~95-110 °C) wiederum desorbiert, wobei das Adsorbens regeneriert wird. Das geeignete Temperaturniveau bzw. die für eine entsprechende Trenneffizienz notwendige Temperaturdifferenz zwischen Adsorptions- und Desorptionsbedingungen hängen dabei stark von den Eigenschaften des verwendeten Adsorbens bzw. dessen Affinität zur Adsorption von CO₂ ab. Grundsätzlich sollten im TSA-Prozess ähnlich hohe Affinitäten bzw. Selektivitäten wie bei der Aminwäsche (AW) erreicht werden, allerdings bei gleichzeitig wesentlich geringerem Energiebedarf. Im Bereich der Klimaschutzforschung („post-combustion CO₂ capture“) wird der Temperaturwechseladsorptions-Prozess (TSA-Prozess) bzw. die Eigenschaften geeigneter Adsorbenten schon seit mehreren Jahren erfolgreich erforscht. [1]–[4]

Die Untersuchungen ergaben, dass ein großes Potential für den TSA-Prozess besteht, sofern eine geeignete kontinuierliche Prozessführung mit getrennter Adsorptions- und Regenerationszone realisiert werden kann. Es muss kontinuierlich gekühlt beziehungsweise geheizt werden. Hierfür sind Hochtemperaturwärmepumpen geradezu prädestiniert [5]. Bei der Entwicklung von Wärmepumpen zum Einsatz im TSA-Prozess zur Biogas-Aufbereitung ist von Quellentemperaturen zwischen 35 °C und 55 °C und von Senktemperaturen zwischen 105°C und 115°C auszugehen.

2 Methoden

2.1 Kältemittelauswahl

Mögliche Kältemittel wurden nach wirtschaftlichen, umweltrelevanten und technischen Kriterien bewertet und gewichtet, welche nun kurz näher erläutert werden.

Wirtschaftliche Kriterien:

- Sicherheit: Bewertet wurden die Sicherheitsgruppen anhand der EN 378 und Sicherheitshinweisen aus den Sicherheitsdatenblättern
- CAPEX: Ausgehend von einer R134a-Anlage, bei welcher keine besonderen Anforderungen zu erfüllen sind, wurden die Kältemittel nach Investitionskosten der Anlage unter Berücksichtigung von Sicherheitsmaßnahmen, Zusatzkomponenten und Materialverträglichkeiten bewertet.
- OPEX: Bewertung der Betriebs- und Wartungskosten ausgehend von einer 134a-Anlage
- Marktverfügbarkeit der Komponenten für das entsprechende Kältemittel
- Marktpotential für Wärmepumpen mit entsprechenden Kältemitteln

Umweltaspekte:

- GWP: Treibhauseffektpotential des Kältemittels (global warming potential) möglichst gering
- ODP: Ozonabbaupotential (ozone depletion potential) ~ 0

Technische Anforderung:

Die Kältemittel müssen aber vor allem den technischen Anforderungen an den Prozess genügen:

- Wärmequellentemperaturen zwischen 35 und 55 °C (Eintritt) → Verdampferdruck
- Wärmesenktemperatures zwischen 105 und 115 °C (Austritt) → Kondensatordruck
- Druckverhältnis von Nieder- zu Hochdruck: möglichst klein
- Heißgastemperatur: möglichst klein
- Hohe volumetrische Kälteleistung für kleine Kältemittelfüllmengen und kompakte Bauweise der Komponenten
- COP (Leistungszahl) der Wärmepumpe sollte möglichst groß sein

Abbildung 2.1 gibt einen Überblick für die in Frage kommenden Kältemittel und deren gewichteter Bewertung (Schulnote 1-5 x Gewichtung), wobei niedrige Werte vorzuziehen sind (grün). Die Kältemittel R600 und R1234ze(Z) stellen sich hierbei als am Vielversprechendsten heraus. Zwar ist R600 (n-Butan) brennbar, weshalb entsprechende Sicherheitsvorkehrungen zu treffen sind, doch sind die Drucklagen hervorragend für den angestrebten Prozess geeignet. ODP und GWP sind ebenfalls unkritisch. Auch bei R1234ze(Z) sind die Drucklagen gut geeignet. Hier sind Erfahrungen und Komponentenverfügbarkeit geringer als bei R600, doch handelt es sich bei R1234ze(Z) um ein nicht brennbares, synthetisches Kältemittel, was geringere Sicherheitsvorkehrungen erlaubt.

	Gewichtung	Kältemittel	R600a	R600	R245fa	R1233ZD	R1234ZE(Z)	R1336mzzZ	R365MFC
wirtschaftliche Parameter	3	Sicherheit	12	12	12	3	9	3	6
	2	CAPEX	6	6	6	4	4	4	4
	2	OPEX	6	6	4	4	4	4	4
	3	Marktverfügbarkeit Komponenten	3	6	3	12	9	12	12
	1	Erfahrung mit Kältemittel vorhanden	1	1	1	3	3	4	4
	3	Marktpotential	6	3	6	9	6	6	9
Umweltrelevante Parameter	2	GWP	2	2	10	2	2	2	10
	2	ODP	2	2	2	4	2	2	2
technische Parameter	1	Verdampfendruck	1	1	2	3	2	5	5
	2	Kondensatordruck	8	6	6	4	4	2	2
	1	Druckverhältnis	2	2	3	3	3	4	4
	1	Heißgastemperatur	1	2	2	3	3	1	1
	3	Kältemittelvolumenstrom	3	3	6	6	3	12	12
	3	COP	12	9	9	3	6	6	3
		durchschn. gewichtete Bewertung	4,64	4,36	5,14	4,50	4,29	4,79	5,57
		durchschn. Punkte nur technisch	3,88	3,38	5,00	3,50	3,13	4,25	4,88

Abbildung 2.1: Gewichtete Bewertung von Kältemitteln für Kältekreise mit ein- und mehrstufiger Verdichtung

2.2 Wärmepumpenkreise und Betriebszustände

Es wurden drei verschiedene Wärmepumpenkreise miteinander verglichen: i) einstufig, ii) EVI (*enhanced vapour injection*) und iii) zweikreisig. Jeder der betrachteten Wärmepumpenkreise wurde in Modelica^{TM1} in der Simulationsumgebung Dymola nachgebildet. Bei allen Kältekreisläufen ist es möglich einen internen Sauggaswärmeübertrager (IHX) zuzuschalten, sofern dies nötig ist, um die erforderliche Sauggastemperatur zu erreichen. Der interne Wärmeübertrager war bei R600 wesentlich öfter im Einsatz als bei R1234ze(Z). Darüber hinaus wurden alle drei Konfigurationen als Wasser-Wasser-Wärmepumpen betrachtet.

Die in Abbildung 2.2 dargestellte Wärmepumpenkonfiguration mit einstufiger Verdichtung besteht aus fünf Hauptkomponenten: dem Verdichter, dem Kondensator, dem Expansionsventil, dem Verdampfer und dem internen Sauggaswärmetauscher (IHX). Letzterer ist bei Butan oft notwendig, da man sonst Gefahr läuft ins Nassdampfgebiet zu verdichten. Für R12345ze(Z) ist der Sauggasüberhitzer nur in sehr seltenen Fällen erforderlich.

Abbildung 2.3 zeigt eine einstufige Wärmepumpenkonfiguration mit *Enhanced Vapour Injection* (EVI) und *Economizer*. Wie im Schema dargestellt, wird ein Teil der auskondensierten Flüssigkeit – in allen Simulationsszenarien 10 % des auskondensierten Massenstroms – durch ein Expansionsventil in einen Gegenstromwärmeübertrager expandiert, der als Unterkühler fungiert. Anschließend wird überhitzter Dampf in die Dampfneinjektionsöffnung zum Verdichter zurückgeführt. Durch die zusätzliche Unterkühlung wird die Verdampferleistung vergrößert. Die Effizienz eines Verdichters mit Dampfeinspritzung ist in der Regel höher als die eines herkömmlichen einstufigen Verdichters. Durch die Dampfeinspritzung auf Zwischendruckniveau wird noch zusätzlich ein kühlender Effekt erzielt, der die Einsatzgrenzen des Verdichters erweitert. Die Verdichtung des eingespritzten Dampfes erfolgt lediglich auf

¹ www.modelica.org

dem höheren Zwischendruck und nicht vom Saugdruckniveau. Besonders bei hohen Druckverhältnis und in Abhängigkeit von der Wahl des Kältemittels kann mittels Dampfeinspritzung die Heizleistung um bis zu 20 % und die Effizienz um bis zu 5 % im Vergleich zur einstufigen Konfiguration erhöht werden [6].

Bei der zweikreisigen Konfiguration wird die Verdichterkapazität auf zwei kleinere Kältekreise, die wasserseitig in Serie geschaltet sind, aufgeteilt (Abbildung 2.4). Die zwei Kältekreise werden unter leicht unterschiedlichen Betriebsbedingungen betrieben. Ein Kreis arbeitet mit einer niedrigeren Verflüssigungstemperatur als der andere, was wiederum zu einer höheren Gesamteffizienz im Kreis mit der niedrigeren Verflüssigungstemperatur führt. Im Gegensatz zu den zwei vorher beschriebenen Wärmepumpenkonfigurationen weist die zweikreisige Wärmepumpenkonfiguration erhebliche Vorteile in Bezug auf Sicherheit, Inbetriebnahme und behördliche Genehmigungen auf, da pro Kreis geringere Kältemittelfüllmengen notwendig sind. Die jeweiligen Vor- und Nachteile sind in Tabelle 2.1 kurz zusammengefasst.

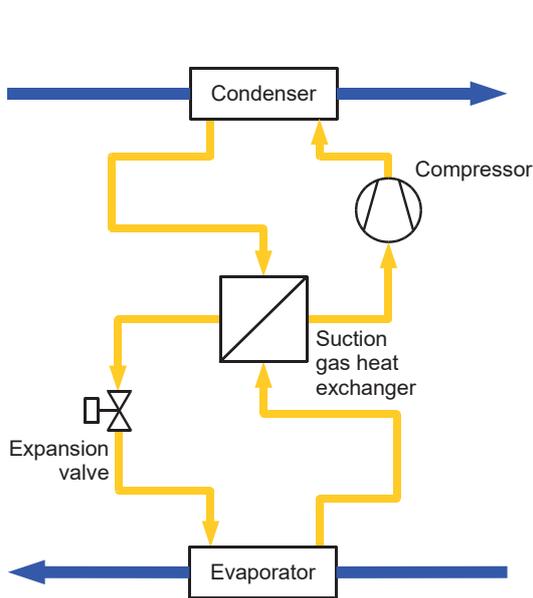


Abbildung 2.2: Schema des einstufigen Kreises mit Sauggasüberhitzung

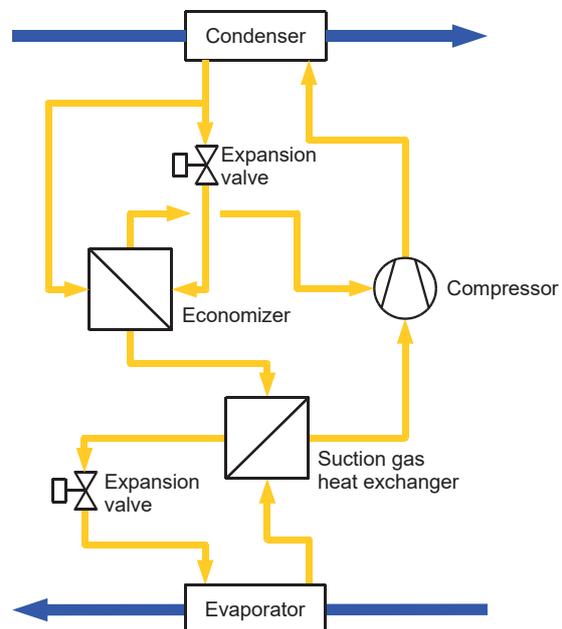


Abbildung 2.3: Schema des einstufigen Kreises mit Enhanced Vapour Injection und Economizer.

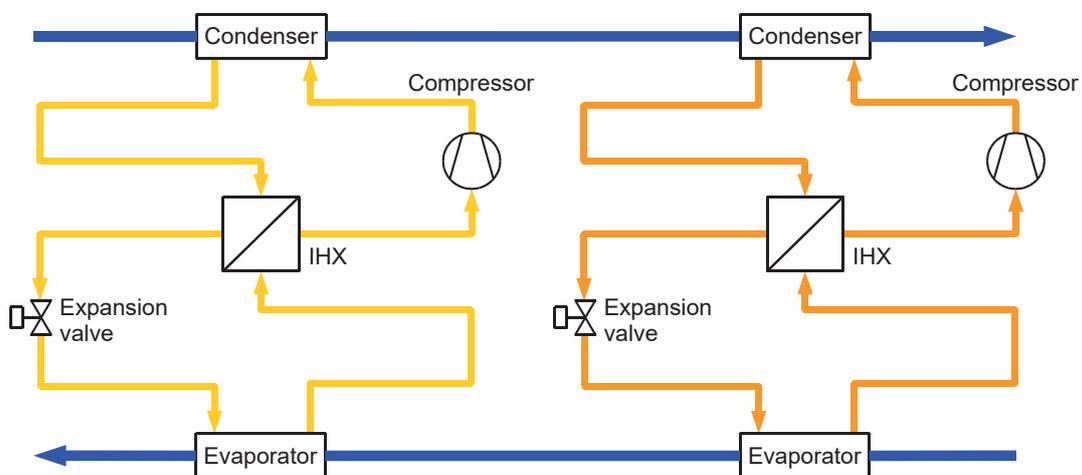


Abbildung 2.4: Schema der zweikreisigen Konfiguration mit serieller Quelle und Senke

Tabelle 2.1: Vor- und Nachteile der betrachteten Wärmepumpenkonfigurationen.

Konfiguration	Vorteile	Nachteile
Einstufig	<ul style="list-style-type: none"> • Einfachste Konfiguration • Gute Gesamtperformance² bei niedrigen bis mittleren Temperaturhuben 	<ul style="list-style-type: none"> • Größere Kältemittelfüllmenge pro Kältekreis als zweikreisige Konfiguration und damit potentiell aufwendigeres Genehmigungsverfahren • Trägeres Anfahrverhalten als zweikreisige Konfiguration
EVI mit Economizer	<ul style="list-style-type: none"> • Beste Gesamtperformance bei hohen Temperaturhuben 	<ul style="list-style-type: none"> • Größte Kältemittelfüllmenge von allen Konfigurationen (Economizer auf der Flüssigseite) • Ähnlich träges Anfahrverhalten wie einstufige Konfiguration • Zusätzlicher Wärmeübertrager (Economizer) und damit komplexere Kältekreiskonfiguration
Zweikreisig	<ul style="list-style-type: none"> • Geringste Kältemittelfüllmenge pro Kältekreis • Beste Gesamtperformance bei niedrigen bis mittleren Temperaturhübe 	<ul style="list-style-type: none"> • Erhöhte Investitionskosten durch zwei unabhängig voneinander operierende Kältekreise

Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, sind die einzelnen Konfigurationen mit folgenden Parametern simuliert worden:

- Betriebspunkte (siehe Abbildung 2.5), wobei die Temperaturen von
 - Quelleneintritt zwischen 35 und 55 °C in 5-K-Schritten variiert wurden,
 - die Quellenspreizung bei 3, 5, 7,5 und 10 K lag,
 - die Kondensatoreintrittstemperaturen 95, 97,5 und 100 °C betrug und
 - die Kondensatoraustrittstemperaturen auf 105, 110 und 110 °C festgesetzt wurden.
- Der Pinch der Wärmeübertrager (Verdampfer und Kondensator) war konstant auf 3 K festgesetzt.
- Das gesamte Fördervolumen der Verdichtung war mit 300 m³/h festgelegt.
- Der Sauggasüberhitzer (IHX) wurde automatisch zugeschaltet, wenn die gewünschte Sauggastemperatur sonst nicht erreicht worden wäre.

Insgesamt ergibt das 180 Betriebspunkte. Bei drei verschiedenen Wärmepumpenkreisen und zwei verschiedenen Kältemitteln, R600 und R1234ze(Z), erhält man 1080 verschiedene Varianten.

² COP und Leistungen.

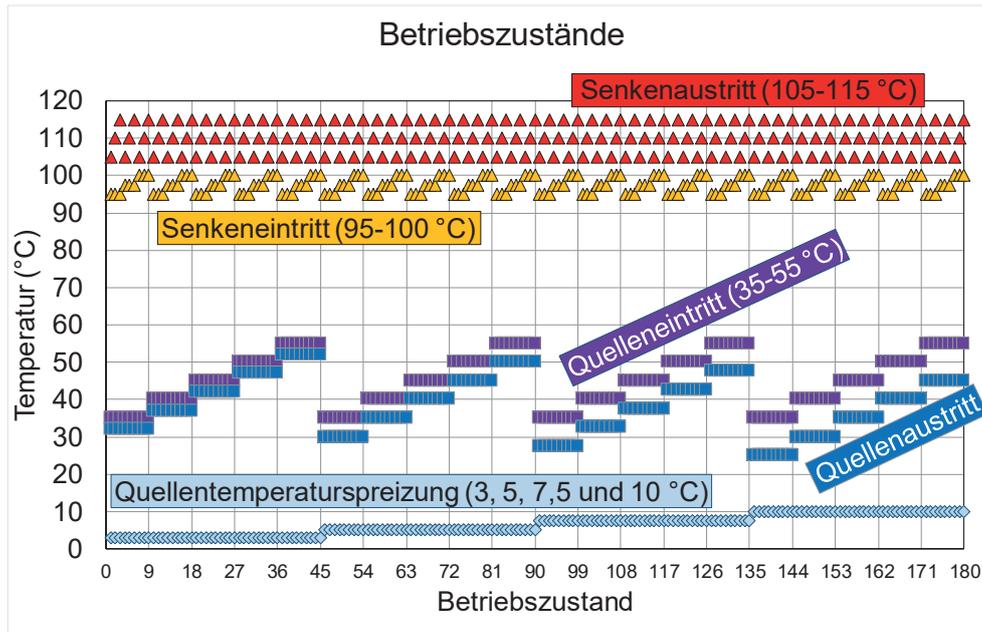


Abbildung 2.5: Simulierte Betriebszustände; Temperaturen von Quelleneintritt und -austritt und von Senkeneintritt und -austritt variiert

2.3 Modellierung

Die Modelle in Modelica™ werden mathematisch durch Differentialgleichungen, algebraische und diskrete Gleichungen beschrieben. Die Modellierung von Wärmepumpen mit geschlossenem Regelkreis findet im thermo-hydraulischen Bereich statt. Eine Wärmepumpe besteht aus Standardkomponenten, wie Wärmetauscher, Kompressoren, Expansionsventile, Regelungssysteme, Sensoren, etc. Diese Komponenten können kundenspezifisch geschriebenen Modellen oder aus freien oder kommerziellen Bibliotheken ausgewählt werden, die in Modelica geschrieben wurden. Für die thermische Modellierung der Komponenten wurde die TIL-Bibliothek³ verwendet, welche in der Kältetechnik weit verbreitet. Der spezifische Modellierungsansatz ermöglicht eine detaillierte Darstellung der Physik und Parametrierung jeder einzelnen Wärmepumpenkomponente vom Kompressor über die Wärmetauscher bis hin zur kompletten Verrohrung des Kältekreislaufs [7]–[9].

Die Modellierung des Verdichters erfolgte auf Basis von realen Messdaten. Hierfür wurde ein effizienzbasierter Ansatz gewählt. Der Verdichtungszyklus kann durch einen isentropen und einen volumetrischen Wirkungsgrad sehr exakt beschrieben werden. Eine übliche Darstellung erfolgt in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und der Verflüssigungs- oder Verdampfungstemperatur. Eine ideale isentrope Kompression wird dabei durch verschiedene physikalische Effekte zu einem effektiven isentropen Wirkungsgrad ergänzt:

- Druckverlust saugseitig
- Druckverlust druckseitig
- interne Leckage
- Wiederausdehnung des komprimierten Fluids
- mechanische Reibung

³ www.tlk-thermo.com

Der volumetrische Wirkungsgrad gibt das Verhältnis zwischen dem geometrisch möglichen Massenstrom und dem tatsächlichen Massenstrom durch den Verdichter an. Der geometrisch mögliche Massenstrom kann mit den bekannten Kältemiteleigenschaften auf der Saugseite und dem Hubvolumen berechnet werden. Während der isentrope Wirkungsgrad zur Berechnung der Heißgasenthalpie des Kältemittels am Verdichteraustritt herangezogen wird, stellt der effektive isentrope Wirkungsgrad den Stromverbrauch des elektrischen Antriebs dar. In der Regel ist es die effektive isentropische Effizienz, die experimentell identifiziert wird, da die Messung der elektrischen Leistung wesentlich einfacher ist als die Messung der Heißgastemperatur. Der Einfachheit halber wurden jedoch beide Wirkungsgrade für die Vorüberlegungen in dieser Arbeit als gleichwertig betrachtet.

3 Ergebnisse & Diskussion

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse der drei unterschiedlichen Wärmepumpenschaltungen mit den zwei Kältemitteln R600 und R1234ze(Z) hinsichtlich COP und Leistungen präsentiert und miteinander verglichen. Da pro Konfiguration eine große Zahl von Betriebspunkten simuliert wurde, sind die Effekte der Variation der einzelnen Parameter in Abbildung 3.1 dargestellt. Sie zeigt die Änderung der Verdampferleistung der 180 unterschiedlichen Betriebspunkte am Beispiel der einstufigen Konfiguration mit R600. Bei den gewählten Betriebspunkten (vgl. Abbildung 2.5) hat die Quelleneintrittstemperatur (35-55 °C) den größten Einfluss, die Leistung steigt mit steigender Quelleneintrittstemperatur. Die Leistung sinkt jedoch mit steigender Temperaturspreizung der Quellenseite (3, 5, 7,5 und 10 °C). Ebenso verhält es sich mit steigender Senkенаustrittstemperatur (105, 110 und 115 °C) und Senkeneintrittstemperatur (95, 97,5 und 100 °C): wie zu erwarten sinkt die Verdampferleistung mit steigenden Werten in beiden Fällen.

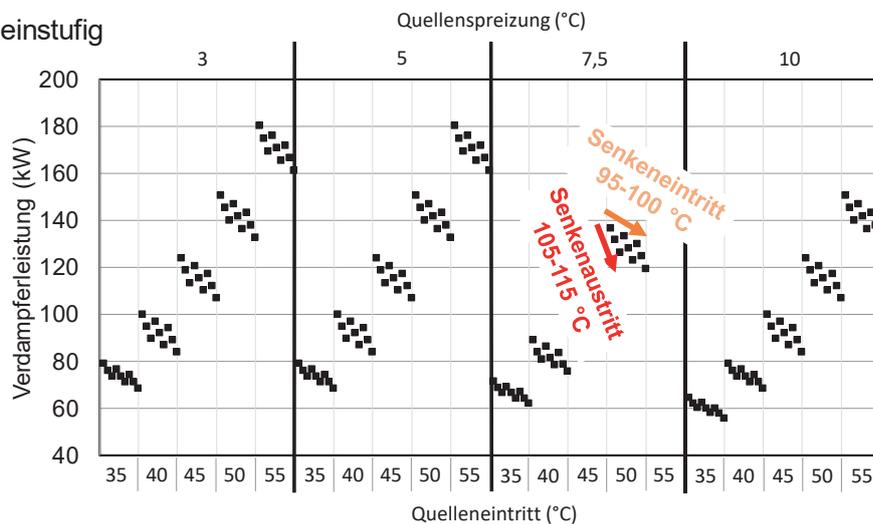


Abbildung 3.1: Effekte der Variation der verschiedenen Parameter am Beispiel der einstufigen Konfiguration mit R600.

3.1 Leistungszahlen, kombinierter COP

Da beim TSA-Prozess gleichzeitig gekühlt und geheizt werden muss, wird zum Vergleich der verschiedenen Kreise der **kombinierte COP = k-COP** (heizen + kühlen) herangezogen (siehe

Gleichung 3.1, wobei P_{heiz} die Heizleistung, $P_{kühl}$ die Kühlleistung und P_{el} die elektrische Anschlussleistung ist.

$$k\text{-COP} = \frac{P_{heiz} + P_{kühl}}{P_{el}} \quad (3.1)$$

Abbildung 3.2 zeigt einen Vergleich der k-COPs der drei verschiedenen Wärmepumpenschaltungen für R600 (n-Butan).

Am deutlichsten fällt auf, dass der k-COP bei der einstufigen und der EVI-Konfiguration mit hohen Quellentemperaturspreizungen stark abfällt, wohingegen er für die zweikreisige Schaltung relativ hoch bleibt (vgl. Abbildung 3.1). Auf der anderen Seite hat die Senkeneintrittstemperatur bei der zweikreisigen Schaltung einen größeren Einfluss als bei den anderen beiden. Die k-COPs der zweikreisigen Schaltung liegen meist höher als bei den anderen beiden Schaltungen. Die Ausnahmen liegen hier bei geringen Quelleneintrittstemperaturen und geringen Quellenspreizungen, das hier der Vorteil einer zweikreisigen Maschine nur wenig zum Tragen kommt.

Vergleicht man die einstufige Konfiguration mit der EVI-Variante, so fällt auf, dass die EVI-Schaltung bei kleinen Quelleneintrittstemperaturen einen höheren k-COP aufweist, bei großen Quelleneintrittstemperaturen einen geringeren k-COP als die Standardschaltung.

Die k-COPs von R600 sind verglichen mit R1234ze(Z), bei hohen Quelleneintrittstemperaturen höher, bei geringen Quelleneintrittstemperaturen geringer als von R1234ze(Z) (nicht dargestellt).

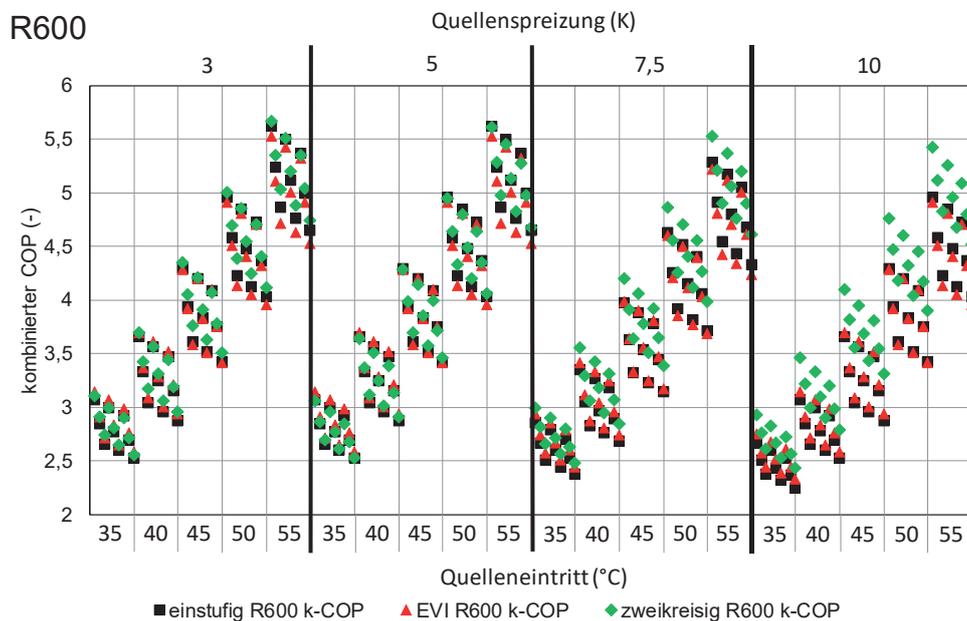


Abbildung 3.2: Vergleich der unterschiedlichen Schaltungen mit R600 (n-Butan)

Abbildung 3.3 zeigt welche Konfiguration im jeweiligen Betriebspunkt den maximalen k-COP liefert. Die Kältekreis-Kältemittel-Varianten mit niedrigerem k-COP im jeweiligen Betriebspunkt sind nicht dargestellt. Für die meisten Betriebspunkte ist der k-COP mit einer zweikreisigen R600-Schaltung am höchsten (grün, gefüllt). Für die geringsten Quelleneintrittstemperaturen und gleichzeitig höchsten Senkenaustrittstemperaturen (unten, schwarz umrandet) eignet sich R1234ze(Z) besser und liefert hier den maximalen k-COP, wobei hier bei geringen

Quellenspreizungen (links) die EVI-Schaltung besser ist. Bei höheren Spreizungen (rechts) ist die zweikreisige Schaltung besser. Blau umrandet ist ein Bereich in welchem sich die verschiedenen Varianten stark miteinander konkurrieren, insbesondere R600-EVI mit R600-zweikreisig. Bei hoher Quelleneintrittstemperatur, hoher Senkenaustrittstemperatur kann sich auch der einstufige Prozess teilweise durchsetzen (rot) und erzielt den höchsten k-COP).

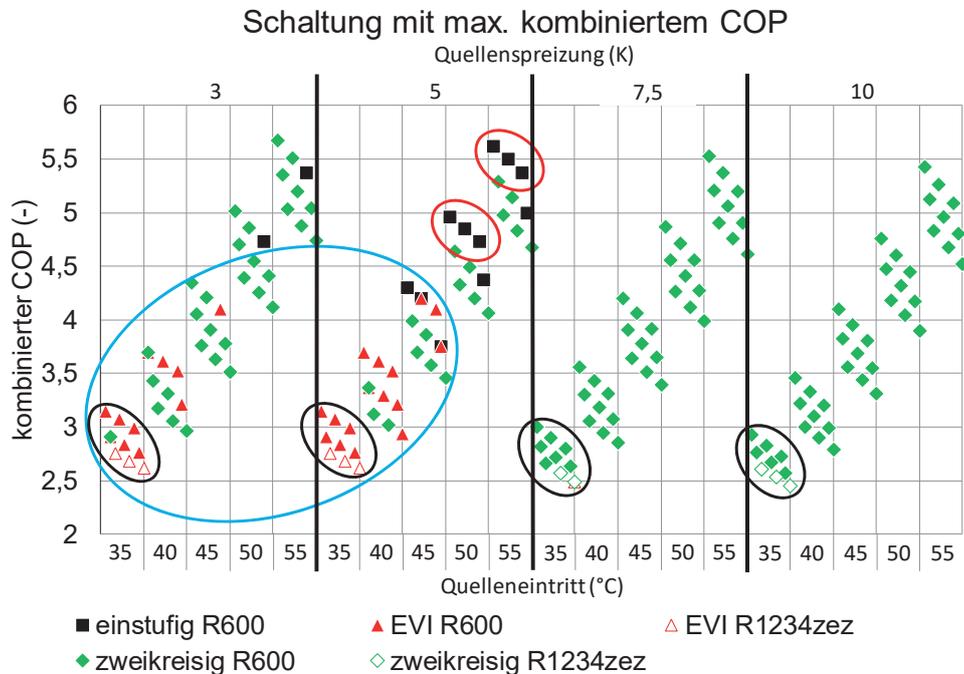


Abbildung 3.3: Konfiguration mit jeweils maximalem k-COP im jeweiligen Betriebspunkt

3.2 Leistungen

Die resultierenden Leistungen (Abbildung 3.4, sämtliche Konfigurationen) verhalten sich bezüglich der Quellenspreizung analog zum k-COP. So fallen die k-COPs bei Standard- und EVI-Schaltung mit steigender Quellenspreizung stark ab, bei zweikreisiger Schaltung jedoch nur gering. Außerdem wird an der deutlicheren Gruppierung (enger zusammenliegende Punkte) nach Quelleneintrittstemperatur sichtbar, dass diese einen signifikanteren Einfluss hat.

Am auffälligsten ist jedoch, dass sich mit R600 (n-Butan) bei gleichem angenommenen Kältemittelvolumenstrom signifikant höhere Leistungen erreichen lassen. Das gilt sowohl für Verdampfer- also auch Kondensatorleistungen. Darüber hinaus sind die erreichbaren Leistungen für die EVI-Schaltung bei allen Betriebspunkten größer als die der einstufigen Schaltung und bei der Mehrheit auch größer als die der zweikreisigen Schaltung. Letzteres gilt nicht für hohe Quelleneintrittstemperaturen bei gleichzeitig hoher Quellenspreizung. Hier ist die zweikreisige Schaltung vorzuziehen.

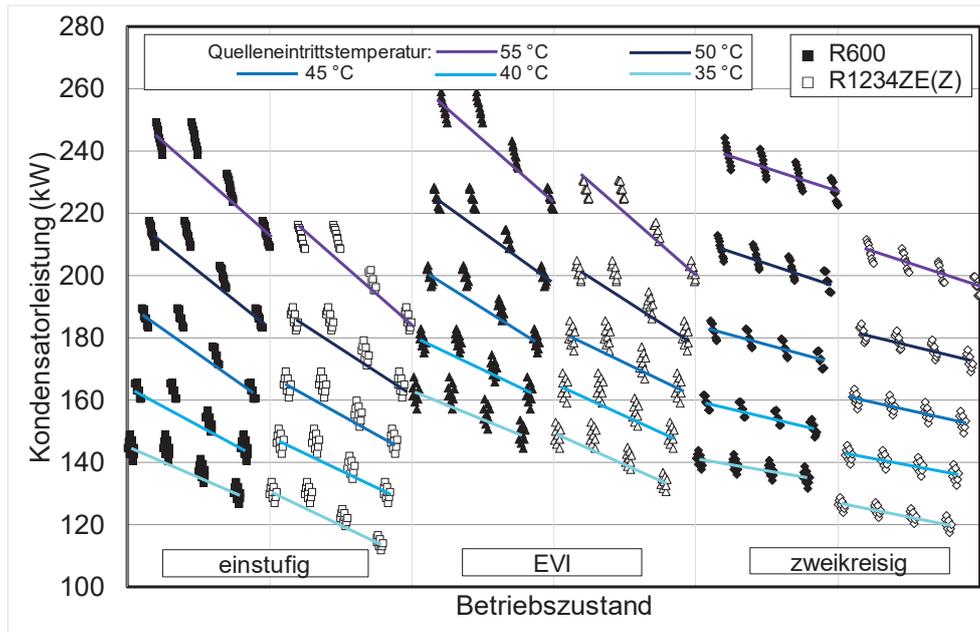


Abbildung 3.4: Vergleich der Kondensatorleistungen

Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6 zeigen welche Konfiguration im jeweiligen Betriebspunkt die maximale Kondensator- bzw. Verdampferleistung liefert. Wie zuvor bei der Darstellung für den k-COP (vgl. Abbildung 3.3), sind auch hier die Konfigurationen mit geringeren Leistungen bei gleichem Betriebspunkt nicht gezeigt. Deshalb sind hier diverse Konfigurationen nicht vertreten. Es wurde wie zuvor jeweils der gleiche Verdichtervolumenstrom angenommen. Es zeigt sich zunächst, dass ausschließlich R600-Schaltungen vorkommen, was an dessen höherer volumetrischen Leistung liegt. R1234ze(Z) liefert stets geringere Leistungen (vgl. Abbildung 3.4). Des Weiteren wird deutlich, dass für die meisten Betriebspunkte die EVI-Schaltung die höchsten Leistungen liefert, was insbesondere bei der Kondensatorleistung der Fall ist. Bei den Verdampferleistungen liefert die zweikreisige Schaltung höhere Werte bei hohen Quellenspreizungen und hohen Quelleneintrittstemperaturen.

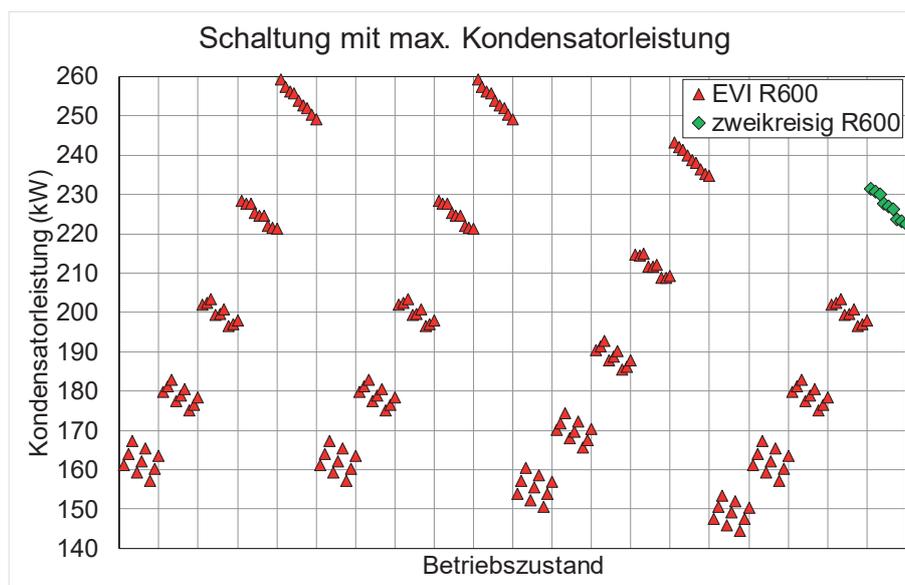


Abbildung 3.5: Konfiguration mit jeweils maximaler Kondensatorleistung im jeweiligen Betriebspunkt

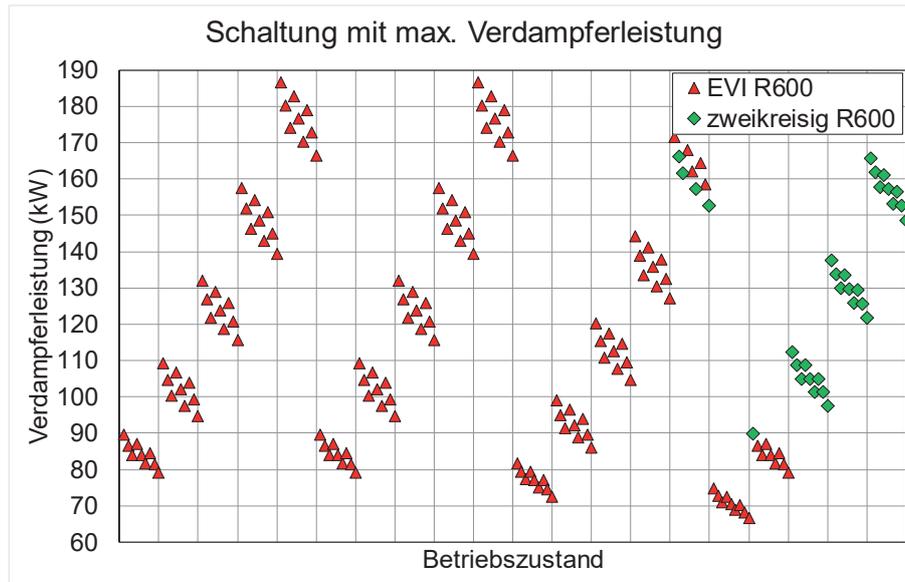


Abbildung 3.6: Konfiguration mit jeweils maximaler Verdampferleistung im jeweiligen Betriebspunkt

4 Schlussfolgerung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden unterschiedliche Konfigurationen und Kombinationen von Wärmepumpenkreisläufen und Kältemitteln für den Einsatz in einem TSA-Prozess zur Biogasaufbereitung untersucht. Die Modellierung der Wärmepumpenkonfigurationen erfolgte in Modelica™ in der Simulationsumgebung Dymola. Eine Vorauswahl von Kältemitteln wurde anhand von wirtschaftlichen, umweltrelevanten und technischen Parametern durchgeführt. Als vielversprechende Kandidaten konnten vorab R600 (n-Butan) und R1234ze(Z) identifiziert werden. Mit diesen beiden Kältemitteln wurden schließlich folgende drei Wärmepumpenkreise miteinander verglichen:

- einstufig
- EVI - *Enhanced Vapor Injection* mit *Economizer*
- zweikreisig

In Summe ergibt das sechs unterschiedliche Konfigurationen, die jeweils bei 180 Betriebspunkten ausgewertet wurden.

Die Streuung des realisierbaren Betriebsbereichs beim TSA-Prozess hat auch eine ausgeprägte Streuung der wichtigsten Wärmepumpenkenngößen wie k-COP, Kondensatorleistung und Verdampferleistung zur Folge. Betrachtet man den maximal erzielbaren k-COP für alle Betriebspunkte, siehe Abbildung 3.3, dann scheidet die einstufige Konfiguration mit R1234ze(Z) aus. Bei sämtlichen Betriebspunkten haben die anderen fünf Konfigurationen einen besseren k-COP in einem Bereich von ca. 2,5 bis 5,5. Bei hohen Temperaturhuben – also niedrigeren k-COPs – hat die EVI-Konfiguration die besten k-COP-Werte. Bei allen anderen Betriebspunkten ist die zweikreisige Konfiguration im Vorteil. Es zeigt sich auch, dass bis auf wenige Betriebspunkte R600 gegenüber R1234ze(Z) vorzuziehen ist. Ein Vergleich der maximal erzielbaren Kondensator- und Verdampferleistungen in Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6 zeigt ein noch deutlicheres Bild. Lediglich die EVI- und die zweikreisige Konfiguration mit R600 als Kältemittel sind noch vertreten. Alle anderen Konfigurationen liegen

mit ihren Leistungen darunter. Bis auf wenige Ausnahmen bei niedrigeren Temperaturhüben erzielt die EVI-Konfiguration die höchsten Werte bei Kondensator- und Verdampferleistung.

Die Vorabuntersuchungen in dieser Arbeit sollen in erster Linie die wichtigsten Kenngrößen der unterschiedlichen Konfigurationen in Abhängigkeit des zulässigen Betriebsbereichs des TSA-Prozesses liefern. Mit Hilfe dieser Kennfeld-Modelle soll dann in einer Systemsimulation (TSA-Prozess + Wärmepumpe) die optimalen Betriebsparameter mit einer geeigneten Wärmepumpenkonfiguration gefunden werden. Darauf aufbauend wird eine techno-ökonomische Bewertung durchgeführt, um letztendlich die geeignetste Wärmepumpenkonfiguration für den TSA-Prozess zur Biogasaufbereitung zu finden.

Aus technischer Sicht eignet sich ein R600-EVI-Anlage am besten für den TSA-Prozess, wobei hier sehr darauf geachtet werden muss, welcher Betriebspunkt tatsächlich gewünscht ist. In weiterer Folge sollen außerdem noch weitere Varianten, wie Kaskadenschaltungen, untersucht werden.

5 Literatur

- [1] X. Xu, C. Song, J. M. Andresen, B. G. Miller, and A. W. Scaroni, "Novel polyethylenimine-modified mesoporous molecular sieve of MCM-41 type as high-capacity adsorbent for CO₂ capture," *Energy and Fuels*, vol. 16, no. 6, pp. 1463–1469, 2002.
- [2] S. Choi, J. H. Drese, and C. W. Jones, "Adsorbent materials for carbon dioxide capture from large anthropogenic point sources," *ChemSusChem*, vol. 2, no. 9, pp. 796–854, 2009.
- [3] G. Schöny *et al.*, "Novel stacked fluidized bed system for continuous CO₂ capture via TSA," in *COSIA Innovation Summit*, 2015.
- [4] E. Sonnleitner, G. Schöny, and H. Hofbauer, "Assessment of zeolite 13X and Lewatit® VP OC 1065 for application in a continuous temperature swing adsorption process for biogas upgrading," *Biomass Convers. Biorefinery*, 2017.
- [5] H. Vogtenhuber *et al.*, "Development of an efficient heat balance concept for a TSA-process considering heat-pump integration," in *Proceedings of SEEP2017, 27-30 June 2017, Bled, Slovenia*, 2017.
- [6] J.-F. Heitz, "Optimized heat pump with liquid injection," in *Chillventa*, 2012.
- [7] P. Fritzson, *Introduction to Modeling and Simulation of Technical and Physical Systems with Modelica*. 2012.
- [8] M. Tiller, "Introduction to physical modeling with Modelica," *Springer Science & Business Media*. pp. 255–264, 2001.
- [9] C. C. Richter, "Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems," *Deposit.Ddb.De*, 2008.

6 Danksagung

Diese Publikation ist im Rahmen des Projektes „bioCH4“ (FFG Projektnummer 853612) entstanden. Projektpartner: TU-Wien, Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften; Biogas Strem Errichtungs- und Betriebs GmbH & Co KG; AIT Austrian Institute of Technology; Frigopol Kälteanlagen GmbH; Bertsch Energy GmbH & Co KG; TU-Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik; AAT Abwasser- und Abfalltechnik GmbH. Dieses Projekt wird aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Energieforschungsprogramms 2. Ausschreibung 2016 durchgeführt.

