

# EFFIZIENZSTEIGERUNG VON GASBETRIEBENEN ABSORPTIONSWÄRMEPUMPEN DURCH KÄLTEMITTELGEKÜHLTEN ABGASWÄRMEÜBERTRAGER

Philipp Wagner (\*), Rene Rieberer

TU Graz Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25/B, +43 316 873 7303,  
philipp.wagner@tugraz.at, www.iwt.tugraz.at

**Kurzfassung:** Zur Verringerung der bei der Beheizung von Wohnräumen entstehenden Treibhausgasemissionen können gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen (GAWP) einen wesentlichen Beitrag leisten. Nach heutigem Stand der Technik kann durch die Nutzung von regenerativer Wärme aus der Umwelt mit Absorptionswärmepumpen ein Nutzungsgrad von bis zu 180 % erreicht werden, welcher deutlich höher ist als jener von Gasbrennwertkesseln. Somit können GAWPs als effizienterer Nachfolger von Gasbrennwertkesseln dienen. In den letzten Jahren konnte durch kleinere Optimierungen an einzelnen Komponenten der GAWP allerdings nur mehr eine geringfügige Steigerung der Effizienz erreicht werden. Um eine wesentliche Verbesserung der Effizienz zu erreichen ist eine Modifikation des Kreislaufes notwendig.

Die bei Brennwertkesseln eingesetzten Abgaswärmeübertrager werden üblicherweise über den Heizungswasserrücklauf gekühlt. Vor allem in älteren Gebäuden (Retrofitbereich) sind die Rücklauftemperaturen im Heizungssystem zu hoch, sodass es zu keiner Kondensation des Wasserdampfes im Abgas kommt und latente Abgaswärme ungenutzt in die Umgebung emittiert wird. Durch einen kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager, welcher zwischen Absorber und Verdampfer integriert ist, kann das Abgas tief genug abgekühlt werden, um die Kondensation des Wasserdampfes im Abgas unter allen Betriebsbedingungen sicherzustellen. Allerdings führt diese Variante zu einer wesentlich höheren Temperatur des Kältemittels am Eintritt in den Absorber.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, welches das Effizienzsteigerungspotential einer GAWP mit einem kältemittelgekühlten anstelle eines durch den Heizungswasserrücklauf gekühlten Abgaswärmeübertrager ermöglicht. Zusätzlich wurden an einer realen Kleinanlage die potentiellen Auswirkungen einer erhöhten Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber auf das Absorptionsverhalten untersucht.

**Keywords:** Ammoniak/Wasser, Absorption, Energieeffizienz, Abgaswärmeübertrager

## 1 Einleitung

Der Energieverbrauch von Haushalten innerhalb der Europäischen Union (EU) stellt mit 27 % des Gesamtenergieverbrauchs der EU einen bedeutenden Anteil dar. (European Commission, 2012) Im Jahr 2009 betrug der zur Beheizung von Wohnräumen aufgewendete Energieanteil 67 % des gesamten Energieverbrauchs im Haushalt. (European Environment Agency, 2012) Daraus ergibt sich ein Energieanteil, welcher zur Beheizung von Wohnräumen aufgewendet wird, von etwa 18 % des Gesamtenergieverbrauchs der EU. Die dafür aufgewendeten Kosten betragen in Österreich etwa 4 % des gesamten Haushaltsnettoeinkommens. (Statistik Austria,

2017) Um die vorgegebenen Klimaziele der EU - vor allem das 20-20-20 Ziel - zu erreichen, muss der Anteil erneuerbarer Energien sowie die Energieeffizienz deutlich gesteigert werden. Da das Potential der Energieausnutzung bei modernen Brennwertkesseln (nahezu) ausgeschöpft ist, ist eine neue Technologie notwendig um eine wesentliche Reduktion der Treibhausgasemissionen zu erreichen.

Gasbetriebenen Absorptionswärmepumpen (GAWPs) können dabei einen wesentlichen Beitrag zur Verringerung der Emissionen leisten. Durch die Verwendung von regenerativer Wärme aus der Umgebung können mit heutigem Stand der Technik bei Niedertemperaturheizungssystemen (Flächenheizung) Leistungszahlen von bis zu 1,8 (Wechsler et al., 2016) erreicht werden. Im Vergleich zu Brennwertkesseln – bei welchen der theoretisch erreichbare Nutzungsgrad bei 1,09 (Wolff et al., 2004) liegt - stellt dies eine enorme Steigerung dar und führt entsprechend zu einer Verringerung des Energieeinsatzes sowie der CO<sub>2</sub>-Emissionen um bis zu 40 %. Diese hohen Leistungszahlen können allerdings nur bei Niedertemperaturheizungssystemen erreicht werden, da das Abgas herkömmlich über den Heizungswasserrücklauf (Wärmesenke) gekühlt wird und hierbei entsprechend viel Wärme aus dem Abgas rückgewonnen werden kann. Wenn die Temperatur im Heizungssystem allerdings über dem Taupunkt des Abgases liegt, kann nur mehr ein geringer Anteil aus dem Abgas rückgewonnen werden und entsprechend niedrigere Leistungszahlen werden erreicht.

Um die Verringerung der aus dem Abgas rückgewinnbaren Wärme bei hoher Rücklauftemperatur im Heizungssystem zu vermeiden, kann anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers (FlueHX (water) in Abbildung 1) ein kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertragers (FlueHX (ref) in Abbildung 1) in eine GAWP integriert werden. Abbildung 1 zeigt schematisch einen einfachen Absorptionswärmepumpenkreislauf mit senkengekühlten (links) und kältemittelgekühlten (rechts) Abgaswärmeübertrager.

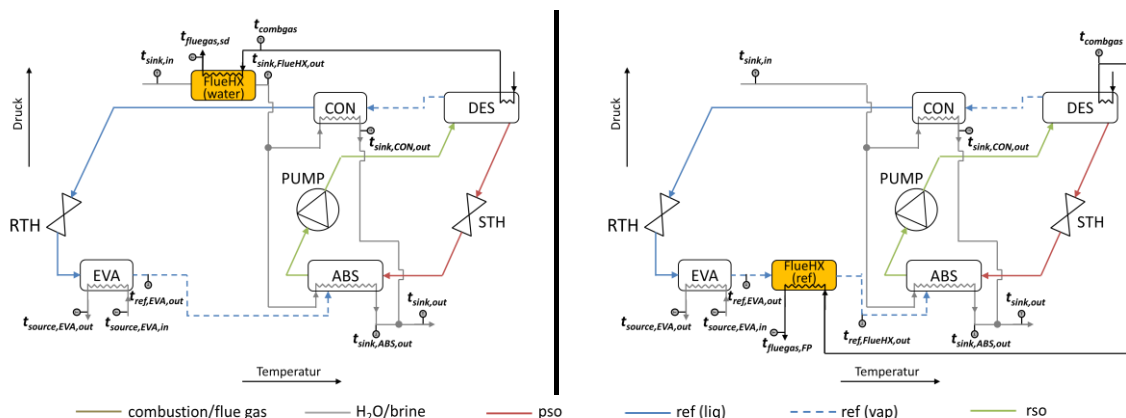


Abbildung 1: Einfacher Absorptionswärmepumpenkreislauf mit senkengekühlten (links) und kältemittelgekühlten (rechts) Abgaswärmeübertrager

Der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager wurde im Absorptionskreislauf zwischen dem Verdampfer (EVA) und dem Absorber (ABS) vorgesehen, da an dieser Stelle die geringste Temperatur während des Betriebs auftritt. In Abhängigkeit der Umgebungsbedingung (Wärmequellentemperatur –  $t_{source,EVA}$ ) und der Kreislaufausführung herrscht an dieser Stelle in der Regel eine Temperatur zwischen -15 °C und 15 °C. Durch die Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers kann somit unabhängig von der Temperatur des Heizungssystems ( $t_{sink}$ ) bzw. der Betriebsbedingungen immer eine (Teil-) Kondensation des Wasserdampfes im Abgas ermöglicht werden.

Abbildung 2 zeigt den Temperaturverlauf des Abgases über dem rückgewinnbaren relativen Wärmestrom ( $\dot{Q}_{\text{FlueHX}}/\dot{Q}_{\text{Abgas}}$ ) bei der Abkühlung des Abgases im Abgaswärmeübertrager. In Abbildung 2-links ist der Verlauf bei einer Abgaseintrittstemperatur von 140 °C bzw. in Abbildung 2-rechts der Verlauf bei einer Abgaseintrittstemperatur von 100 °C dargestellt. Der absolut übertragbare Wärmestrom ( $\dot{Q}_{\text{Abgas}}$ ) ist abhängig vom Abgasmassenstrom, sowie der Ein-/Austrittstemperatur des Abgases. Der Abgasmassenstrom ergibt sich aus dem Brennstoffmassenstrom, sowie dem Luftverhältnis  $\lambda$ . Die Verläufe in Abbildung 2 beruhen auf einem Luftverhältnis  $\lambda = 1,3$  bei der Verbrennung. Der Taupunkt (Punkt an welchem die Kondensation von Wasserdampf beginnt) ist am Knick der Temperaturkurve erkennbar und beträgt ca. 55 °C.

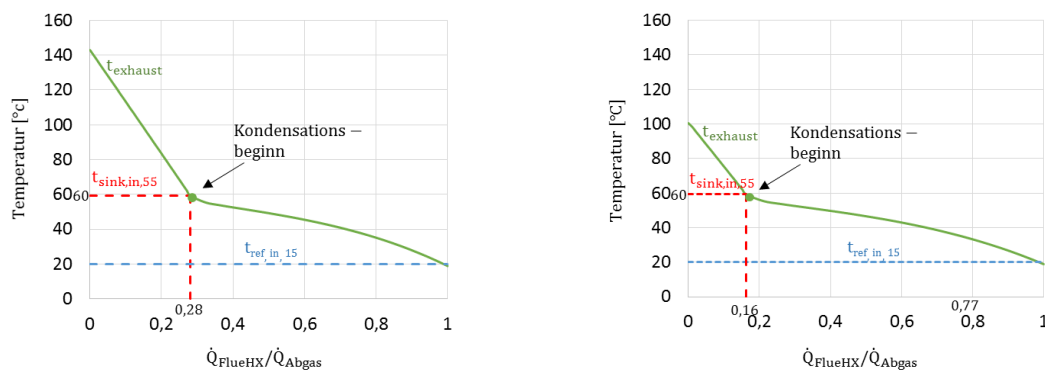


Abbildung 2: Relative nutzbare Abgaswärme bei Nutzung der Brennwerttechnik mit Erdgas und  $\lambda = 1,3$ ; links: 140 °C Abgaseintrittstemperatur, rechts: 100 °C Abgaseintrittstemperatur

Bei einer Rücklaufstemperatur von 55 °C ( $t_{\text{sink,in}}$ ) im Heizungssystem (z. B. Heizung mittels Radiatoren) und einer Grädigkeit von 5 K im Wärmeübertrager, kann das Abgas auf 60 °C abgekühlt werden ( $t_{\text{sink,in},55}$  in Abbildung 2). Bei einer Abgaseintrittstemperatur von 140 °C kann im Abgaswärmeübertrager dabei nur 28 % jenes Wärmestromes rückgewonnen, welcher bei einer Abkühlung des Abgases auf 20 °C rückgewonnen werden könnte. Beträgt die Abgaseintrittstemperatur nur 100 °C (siehe Abbildung 2-rechts) kann sogar nur 16 % jenes Wärmestromes rückgewonnen werden, welcher bei der Abkühlung des Abgases auf 20 °C rückgewonnen werden könnte. Hauptursache hierfür ist, dass bis zum Erreichen des Taupunktes nur fühlbare (sensible) Wärme rückgewonnen wird. Somit ermöglicht der Einsatz der Brennwerttechnik mit einem zusätzlichen Abgaswärmeübertrager nur bei niedrigen Rücklaufstemperaturen im Heizungssystem eine wesentliche Steigerung der Effizienz. Alternativ ergibt sich bei GAWPs die Möglichkeit das Abgas über das Kältemittel zu kühlen. Beispielsweise kann bei einer Kältemiteleintrittstemperatur von 15 °C – unter der identen Annahme einer Grädigkeit von 5 K im Wärmeübertrager – das Abgas auf 20 °C abgekühlt werden. Die Temperatur des Kältemittels liegt allerdings nur bei höheren Verdampfungstemperaturen und bei Verwendung eines internen Wärmeübertragers im Kältekreislauf (Kältemittelwärmeübertrager), in welchem das Kältemittel vor der Kältemitteldrossel (RTH) abgekühlt wird und die Wärme auf das aus dem Verdampfer kommende Kältemittel übertragen wird, im Bereich bis 15 °C. Ansonsten ist am Eintritt in den Abgaswärmeübertrager mit einer deutlich geringeren Temperatur des Kältemittels zu rechnen und dementsprechend einer noch höhere Wärmerückgewinnung aus dem Abgas, als bei einer Abkühlung des Abgases auf 20 °C. Ein mögliches Einfrieren des kältemittelgekühlten Wärmeübertragers bei zu geringen Kältemitteltemperaturen muss regelungstechnisch entsprechend vermieden werden.

## 2 Modellierung

Um beide Abgaswärmeübertragervarianten miteinander vergleichen zu können, wurde ein Modell einer GAWP mit der Software Engineering Equation Solver (EES, 2016) basierend auf Energie-, Massen- und Stoffbilanzen aufgebaut. Die Modellierung der einzelnen Komponenten erfolgte basierend auf Messdaten von Wechsler und Rieberer (2015a) an einer Prototypanlage mit herkömmlichem/senkengekühltem Abgaswärmeübertrager. Die Stoffdaten des Gemisches Ammoniak/Wasser ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) wurden anhand der in EES hinterlegten Stoffdatenbank basierend auf der Zustandsgleichung von Ibrahim und Klein (1993) berechnet.

### 2.1 Systembeschreibung

Abbildung 3 zeigt eine schematische Darstellung des Kreislaufes in der Simulation. Mittels der Lösungsmittelpumpe (PUMP) wird die reiche Lösung (RSO) mit einem hohen Massenanteil an  $\text{NH}_3$  auf den Hochdruck ( $p_{\text{CON}}$ ) gebracht. Zur internen Wärmeübertragung wird diese anschließend durch den Dephlegmator (DEP) und danach durch den lösungsgekühlten Absorber (ABS-2) geführt, bevor die reiche Lösung in den Desorber eintritt. Durch eine aus einer Verbrennung stammenden Wärmezufuhr wird die reiche Lösung im Generator (GEN) teilweise verdampft. Das aus dem Generator austretende heiße Abgas wird bei herkömmlichen Anlagen mit Brennwertechnik im senkengekühlten Abgaswärmeübertrager (FlueHX 1) zur Vorwärmung des Heizungswasserrücklaufs ( $t_{\text{sink,in}}$ ) verwendet.

Im Rektifizierer (REC) wird das aus dem Generator austretende  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Dampfgemisch durch einen Stoff- und Wärmeaustausch zwischen dem aufsteigenden Dampf und der herabfließenden flüssigen Phase, welche durch Teilkondensation des Dampfes im Dephlegmator entsteht, mit  $\text{NH}_3$  angereichert. Die aus dem Dephlegmator herabfließende flüssige Phase besteht zu einem Großteil aus Wasser, da dieses aufgrund der unterschiedlichen Siedepunkte von  $\text{NH}_3$  und  $\text{H}_2\text{O}$  vermehrt bei der Kühlung des Dampfes auskondensiert. Mit Hilfe der Rektifikationskolonne und des Dephlegmators kann die Kältemittelreinheit wesentlich beeinflusst werden.

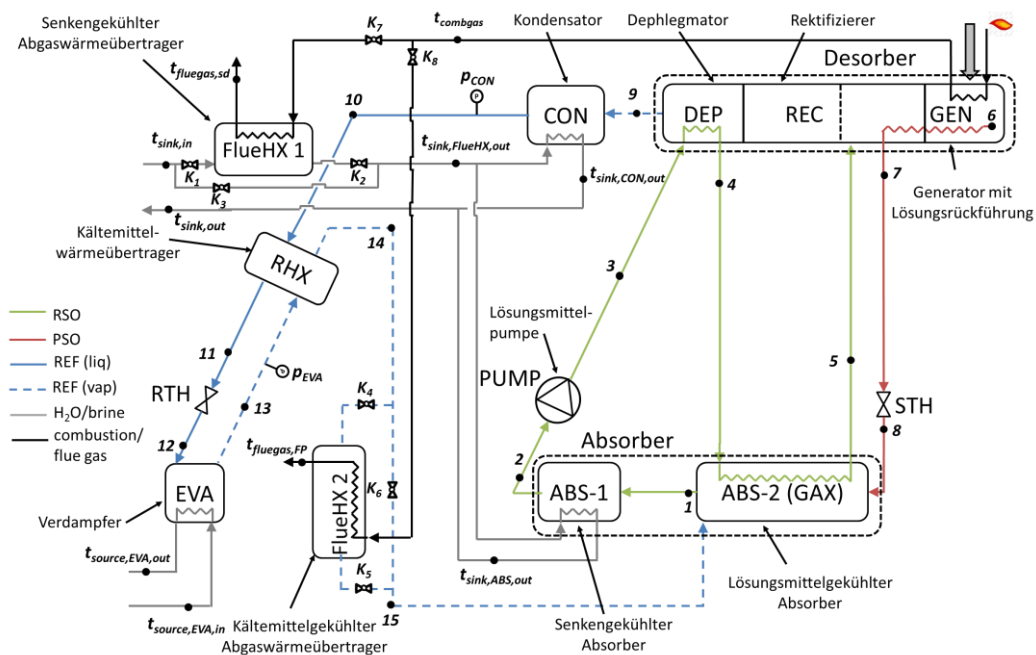


Abbildung 3: Schematische Darstellung des Absorptionskreislaufes in der Simulation

Der aus dem Desorber austretende Kältemitteldampf wird im Kondensator (CON) unter Abgabe von Wärme verflüssigt. Um eine teilweise Verdampfung des Kältemittels bei der anschließenden Drosselung auf Niederdruck ( $p_{EVA}$ ) in der Kältemitteldrossel (RTH) nach Möglichkeit zu vermeiden, wurde ein Kältemittelwärmeübertrager (RHX) vorgesehen. Nach der Drosselung gelangt das Kältemittel in den Verdampfer (EVA), wodurch dieses unter Wärmezufuhr zum größten Teil verdampft wird. Die weitere Verdampfung erfolgt im anschließenden Kältemittelwärmeübertrager sowie, wenn der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager (FlueHX 2) verwendet wird, in diesen. Am lösungsgekühlten Absorber wird das stark erwärmte Kältemittel von der armen Lösung, welche über die Lösungsrückführung im Desorber und die Lösungsmitteldrossel aus dem Generator in den Absorber gelangt, absorbiert. Aufgrund der hohen Temperaturen kann keine vollständige Absorption im lösungsgekühlten Absorber erfolgen, sodass zusätzlich ein senkengekühlter Absorber (ABS-1) vorgesehen wurde.

## 2.2 Parameterstudie

Um einen Vergleich zwischen dem senkengekühlten Abgaswärmeübertrager und dem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager zu ermöglichen wurde für beide Varianten eine Parameterstudie bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen durchgeführt. Als Wärmequellen-temperatur wurden zwei unterschiedliche Temperaturniveaus gewählt. Die Auswahl der Wärmesenkentemperaturen erfolgte aufgrund unterschiedlicher Heizungssysteme, sodass sowohl Flächenheizungssysteme als auch Radiatorheizungssysteme simulativ untersucht werden können. Da die Größe des Dephlegmators einen großen Einfluss auf die Kältemittelreinheit hat, wurde dieser über eine Wärmeübertragereffektivität ( $\epsilon_{DEP}$ ) modelliert und diese ebenso variiert. Diese stellt dabei das Verhältnis des übertragenen Wärmestroms zum maximal übertragbaren Wärmestrom dar und wurde nach Gl. (1) berechnet. Der aus dem Dephlegmator austretende Kältemitteldampf kann sich nicht weiter, als auf die Temperatur der eintretenden reichen Lösung abkühlen (Gl. (2)), die reiche Lösung kann sich maximal auf die Temperatur der aus dem Dephlegmator austretenden Flüssigphase erwärmen (Gl. (3)).

$$\epsilon_{DEP} = \frac{\dot{Q}_{DEP}}{\min\{\dot{Q}_{DEP,ref,max}; \dot{Q}_{DEP,rs0,max}\}} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{DEP,ref,max} = \dot{m}_{DEP,vap,in} \cdot h_{DEP,vap,in} - \dot{m}_{DEP,liq,out} \cdot h_{DEP,liq,out} - \dot{m}_9 \cdot h_{9,id} \quad (2)$$

mit:  $h_{9,id} = f(t_3, p_{CON}, x_{ref})$

$$\dot{Q}_{DEP,rs0,max} = \dot{m}_{rs0} \cdot (h_{4,id} - h_3) \quad (3)$$

mit:  $h_{4,id} = f(t_{DEP,liq,out}, p_{CON}, x_{rs0})$

Die Brennerleistung wurde mit einem konstanten Wert vorgegeben und stellt den Maximalwert dar. Tabelle 1 zeigt einen Überblick über der in der Simulation variierten Werte.

Tabelle 1: Übersicht der Vorgabewerte	
Parameter	Vorgabewerte
Brennerleistung ( $H_i$ ) in kW	12,5
Wärmequellenein/-austrittstemperatur ( $t_{source,EVA,in/out}$ ) in °C	+8/+5, -9/-12
Wärmesenkenein/-austrittstemperatur) ( $t_{sink,in/out}$ ) in °C	30/35, 45/50, 55/70
Wärmeübertragereffektivität Dephlegmator ( $\epsilon_{DEP}$ )	0,45 (Prototyp) ... 0,2

Zusätzlich zu den in Tabelle 1 angegebenen Werten können von der Regelung zwei weitere Parameter beeinflusst werden. Dies können der Niederdruck ( $p_{EVA}$ ), die Generatorfußtemperatur (siehe  $t_6$  in Abbildung 3) oder der Lösungsumlauf (Verhältnis der reichen Lösung  $\dot{m}_{rso}$  zum Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{ref}$ ) sein. Wie bereits bei Wechsler und Rieberer (2015b) wurden hier die Generatorfußtemperatur sowie der Niederdruck variiert, bis sich ein maximaler (optimierter) GUE-Wert ( $GUE_{max}$ ) aus der Kombination der Generatorfußtemperatur und des Niederdrucks ergeben hat.

Der Vergleich beider Abgaswärmeübertragervarianten wird über die erreichbare Effizienz bzw. Effizienzsteigerung durchgeführt. Dabei wird zur Beurteilung der Effizienz die bei gasbetriebenen Absorptionswärmepumpen gebräuchliche Gas Utilization Efficiency (GUE, Gl. (4) bzw. Gl. (5)), in Anlehnung an DIN EN 12309-4 (2015), herangezogen. Die relative Steigerung des GUE wird nach Gl. (6) ermittelt.

$$GUE_{FlueHX1} = \frac{\dot{Q}_{sink,FlueHX1}}{\dot{Q}_{fuel}} = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS-1} + \dot{Q}_{FlueHX1}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (4)$$

$$GUE_{FlueHX2} = \frac{\dot{Q}_{sink,FlueHX2}}{\dot{Q}_{fuel}} = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS-1}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (5)$$

$$\Delta GUE = \frac{GUE_{FlueHX2} - GUE_{FlueHX1}}{GUE_{FlueHX1}} \cdot 100 \% \quad (6)$$

In Gl. (4) und Gl. (5) unterscheidet sich die Berechnung der Wärmeabgabe an die Wärmesenke ( $\dot{Q}_{sink}$ ) je nach untersuchter Variante des Abgaswärmeübertragers (senkengekühlt (FlueHX 1) oder kältemittelgekühlt (FlueHX 2)). Die dem Abgas entzogene Wärme wird beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager direkt an die Wärmesenke übertragen ( $\dot{Q}_{FlueHX1}$  in Gl. (4)). Beim kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager wird hingegen die übertragene Wärme in den Kältemittelkreislauf eingebracht und zum Teil im lösungsgekühlten Absorber (ABS 2) der reichen Lösung zugeführt und zum größeren Teil im senkengekühlten Absorber (ABS 1) an die Wärmesenke abgeführt. Dadurch erhöht sich die Temperatur im Zustandspunkt 5 (intern) sowie die Wärmeabfuhr im senkengekühlten Absorber ( $\dot{Q}_{ABS-1}$ ).

Abbildung 4 zeigt beispielhaft einen Vergleich des GUE in Abhängigkeit der Wärmesenkeneintrittstemperatur ( $t_{sink,in}$ ) bei einer Wärmequellentemperatur  $t_{source} = -9/-12$  (links) und  $t_{source} = +8/+5$  (Mitte) bei einer konstanten Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators ( $\epsilon_{DEP} = 0,2$ ) für die unterschiedlichen Varianten des Abgaswärmeübertragers.

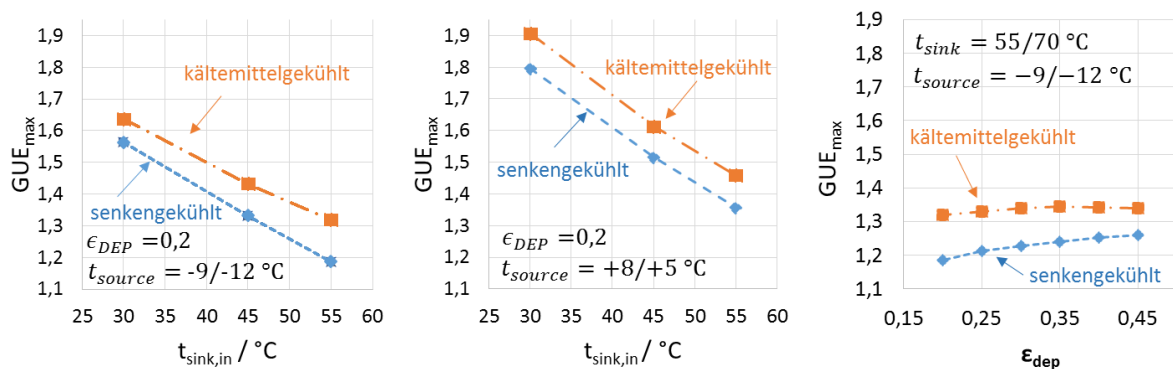


Abbildung 4:  $GUE_{max}$  in Abhängigkeit der Wärmesenken- und Wärmequellentemperatur (links und Mitte) sowie der Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators (rechts) (Wagner und Rieberer, 2017)

Die in Abbildung 4-links und Abbildung 4-Mitte dargestellten  $GUE_{max}$ -Werte für den senkengekühlten und den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ergeben sich aus unterschiedlichen Kombinationen von Generatorfußtemperatur und Niederdruck. Die Generatorfußtemperatur liegt, zur Erreichung des maximalen GUE ( $GUE_{max}$ ), beim kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager etwas höher als beim senkengekühlten. Durch die höhere Generatorfußtemperatur wird mehr Kältemittel im Generator ausgetrieben, allerdings mit einem etwas geringeren Massenanteil an  $NH_3$  (geringere Kältemittelreinheit). Im Wesentlichen kompensiert der höhere Kältemittelmassenstrom die durch die geringere Kältemittelreinheit reduzierte spezifische Enthalpie bei der Verdampfung, sodass am Verdampfer in etwa der gleiche Wärmestrom übertragen wird. Dies führt allerdings zu einem geringer verdampften Kältemittelanteil im Verdampfer.

Erhöht man die Wärmesenktemperatur bei konstant gehaltener Wärmequellentemperatur, so ergibt sich ein deutlicher Abfall des  $GUE_{max}$ , wobei dieser bei der Variante mit senkengekühlten Abgaswärmeübertrager stärker ausfällt, als mit kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager. Der flachere Abfall bei Verwendung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers ist darauf zurückzuführen, da die aus dem Abgas rückgewinnbare Wärme annähernd konstant bleibt, währenddessen beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager eine Verringerung um ca. 50 % auftritt wenn die Wärmesenkeneintrittstemperatur ( $t_{sink,in}$ ) von 30 °C auf 55 °C erhöht wird. Erhöht man die Wärmequellentemperatur bei konstant gehaltener Wärmesenktemperatur, so führt dies aufgrund des geringeren Temperaturhubes zu einer Erhöhung des GUE. Sowohl bei einer niedrigen Wärmesenkeneintrittstemperatur ( $t_{sink,in} = 30$  °C), als auch bei einer hohen Wärmesenkeneintrittstemperatur ( $t_{sink,in} = 55$  °C) kann durch den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers die Effizienz gesteigert werden. Diese liegt dabei zwischen 4 % ( $t_{sink,in} = 30$  °C) und 11 % ( $t_{sink,in} = 55$  °C). Durch die niedrigere Abgastemperatur am Austritt und die höhere Wärmerückgewinnung im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager kann die Effizienz gesteigert werden. Wird die Wärmesenkeneintrittstemperatur über den Taupunkt ( $t_{sink,in} > 55$  °C) angehoben, so ergibt sich ein noch größerer Unterscheid, da es beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager ab diesem Punkt zu keiner Kondensation des Wasserdampfes im Abgas mehr kommt.

Der Einfluss der Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators ( $\epsilon_{DEP}$ ) auf den GUE ist in Abbildung 4-rechts dargestellt. Je geringer die Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators ist, desto weniger wird der aufsteigende Kältemitteldampf gekühlt und desto weniger Kältemitteldampf kondensiert im Dephlegmator. Dadurch ergibt sich am Austritt aus dem Dephlegmator eine höhere Kältemitteltemperatur und eine geringere Kältemittelreinheit. Aufgrund des geringeren Kondensatmassenstroms kommt es zusätzlich zu einem verschlechterten Stoff- und Wärmeaustausch in der Rektifikationskolonne. Wird die Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators von 0,20 auf 0,45 erhöht, so steigt die Kältemittelreinheit von ca. 0,94 auf ca. 0,98 an. Bei höherer Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators und damit geringerem Kältemittelmassenstrom aber höherer Kältemittelreinheit kann aufgrund des geringeren Temperaturanstiegs des zeotropen Gemisches bei der Verdampfung ein größerer Wärmestrom übertragen werden, wodurch sich eine größere Gesamteffizienz ergibt. In Abbildung 4-rechts sieht man ebenso, dass es bei Verringerung der Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager sofort zu einem Abfall des GUE kommt, wohingegen es beim

kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager zuerst zu einem leichten Anstieg (bis  $\epsilon_{DEP} \approx 0,35$ ) und erst bei weiterer Verringerung zu einem Abfall kommt. Die negativen Auswirkungen der geringeren Kältemittelreinheit bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers kann demnach durch die Wärmezufuhr aus dem Abgas kompensiert werden. Daraus lässt sich schließen, dass bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers die Kältemittelreinheit geringer sein kann, als bei Verwendung eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers um die gleiche bzw. eine bessere Effizienz zu erreichen. Demzufolge wird durch die Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers nicht nur der rückgewinnbare Wärmestrom aus dem Abgas größer, sondern es kann auch der Aufwand zur Erhöhung der Kältemittelreinheit verringert werden.

### 3 Messtechnische Analyse der Absorption

Der Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers in einer gasbetriebenen Absorptionswärmepumpe ist nicht ohne weiteres möglich. Neben den notwendigen konstruktiven Änderungen kommt es vor allem zu einer wesentlichen Erhöhung der Kältemitteltemperatur vor dem Eintritt des Kältemittels in den Absorber. Dadurch werden Auswirkungen auf das Absorptionsverhalten des Kältemittels durch die arme Lösung erwartet. Da im Rahmen einer Literaturrecherche keine Untersuchungen zur Absorption von heißen Kältemitteldampf gefunden werden konnten, wurde ein Versuchsstand einer Absorptionswärmepumpe, mit einem zwischen Verdampfer und Absorber zusätzlich eingebauten Wärmeübertrager, aufgebaut. Dieser wird über einen externen Wasserkreislauf beheizt und ermöglicht das Kältemittel vor dem Eintritt in den Absorber auf bis zu 85 °C aufzuheizen.

Im Rahmen der ersten Versuche und Messungen hat sich gezeigt, dass sich eine höhere Temperatur des Kältemittels am Eintritt in den Absorber auf das Verhalten der Absorptionswärmepumpe auswirkt. Wurde im zusätzlichen Wärmeübertrager, unter Beibehaltung aller anderen Parameter (Wärmequellen- und Wärmesenktemperatur, Drosselstellungen und Lösungsumlauf), das Kältemittel auf eine Temperatur von bis zu 85 °C erwärmt, konnte ein Anstieg des Niederdrucks festgestellt werden. Ein Anstieg des Niederdrucks führt dazu, dass im Verdampfer weniger Kältemittel verdampfen kann und dementsprechend weniger Wärme im Verdampfer übertragen wird. Die Folge daraus ist, dass ein Großteil der Verdampfung erst im zusätzlichen Wärmeübertrager erfolgt. Um diesem Umstand entgegen zu wirken, erfolgte die Regelung der Kältemitteldrossel in Abhängigkeit des kältemittelseitigen Temperaturgleits im Verdampfer ( $t_{ref,EVA,out} - t_{ref,EVA,in}$ ) bzw.  $t_{13}-t_{12}$ . Im Vergleich zur Variante ohne zusätzlicher Wärmeeinbringung zwischen Verdampfer und Absorber musste die Kältemitteldrossel etwas geschlossen werden, wodurch es zu einer geringfügigen Verringerung des Kältemittelmassenstroms kam. Demzufolge musste auch die Stellung der Lösungsmitteldrossel angepasst werden, da durch den geringeren Kältemittelmassenstrom weniger arme Lösung zur Absorption benötigt wird. Durch die zusätzliche Wärmeeinbringung vor dem Absorber stieg der im Absorber abgeführte Wärmestrom etwas an. Allerdings fiel der Anstieg geringer aus, als der Wärmestrom, welcher vor dem Absorber dem Kältemittel zugeführt wurde. Dies ist darauf zurückzuführen, dass aufgrund des geringeren Kältemittelmassenstromes bei der Absorption des Kältemittels durch die arme Lösung weniger Wärme frei wird.



In weiteren Messungen soll das Absorptionsverhalten genauer untersucht werden. Der Einfluss der zusätzlichen Wärmeeinbringung bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen) auf die Stellungen der Drossel sowie auf den Lösungsumlauf sollen dabei genauer analysiert werden. Mit Hilfe dieser Ergebnisse können im speziellen die im Absorber getroffenen Annahmen in der Simulation adaptiert werden, sowie ein Modell des Absorptionsvorganges aufgebaut werden.

#### 4 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Effizienzsteigerung einer gasbetriebenen Absorptionswärmepumpe bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers simulativ untersucht. Mit einem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ist es auch bei hohen Temperaturen im Heizungssystem möglich eine Brennwertnutzung sicherzustellen und damit eine bessere Energieausnutzung des verwendeten Brennstoffs zu ermöglichen und dadurch die Emissionen zu verringern. Bei hoher Rücklaufemperatur im Heizungssystem ( $t_{\text{sink,in}} = 55$  °C) und niedriger Wärmequellentemperatur ( $t_{\text{source,in}} = -9$  °C) konnte in der Simulation eine Effizienzsteigerung von 11 % erzielt werden. Ebenso konnte durch die Variation der Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators festgestellt werden, dass bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers der Einfluss der Kältemittelreinheit auf die Effizienz der Absorptionswärmepumpe geringer ist. Dadurch kann der Aufwand zur Erhöhung der Kältemittelreinheit verringert werden und Subkomponenten des Desorbers, wie z. B. der Dephlegmator oder die Rektifikationskolonne bedeutend kleiner ausgeführt werden. Die kleinere Ausführung der Subkomponenten stellt mitunter eine Voraussetzung zur effizienten Nutzung des Konzeptes mit einem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager dar. Im Vergleich zum senkengekühlten Abgaswärmeübertrager kommt es durch den Einbau eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers, aufgrund der zur Wärmeübertragung notwendigen großen Oberfläche zu geringfügig höheren Kosten, welche bei anderen Komponenten eingespart werden müssen, um die Gesamtkosten nicht zu erhöhen.

Erste Messungen an einer Absorptionswärmepumpe mit einem zusätzlichen Wärmeübertrager zwischen Verdampfer und Absorber haben gezeigt, dass sich eine höhere Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber wesentlich auf die Absorption des Kältemittels und auf den Absorptionswärmepumpenkreislauf auswirkt. Die Veränderung des Absorptionsverhaltens hat sich im Wesentlichen am Anstieg des Niederdrucks gezeigt, wenn das Kältemittel durch den zusätzlichen Wärmeübertrager auf eine höhere Temperatur gebracht wurde und alle übrigen Parameter (Wärmequellen- und Wärmesenkentemperatur, Drosselstellungen, Lösungsumlauf) konstant gehalten wurden. Dadurch kam es zu einer Verringerung des übertragbaren Wärmestromes im Verdampfer. Um den Rückgang des Wärmestroms im Verdampfer zu vermeiden wurde die Regelung adaptiert und die Kältemitteldrossel in Abhängigkeit des Temperaturgleits am Verdampfer geregelt.

Nachfolgende Arbeiten sollen das Absorptionsverhalten sowie das Temperaturprofil am Absorber genauer untersuchen, sodass der Absorptionsvorgang mit einem Modell beschrieben werden kann. Des Weiteren wird eine gasbetriebene Absorptionswärmepumpe mit einem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ausgestattet und unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht werden.

## Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Projekts „FluePump – Effizienzsteigerung durch kältemittelgekühlten Rauchgaskondensator für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen“ (FFG Projekt Nr. 853579). Ein besonderer Dank gilt dem Projektpartner E-SORP GmbH durch deren Unterstützung diese Arbeit ermöglicht wurde.

## Nomenklatur

Symbol	Bedeutung	Symbol	Bedeutung
ABS-1	Senkengekühlter Absorber	$\lambda$	Luftverhältnis [-]
ABS-2	Lösungsgekühlter Absorber	$\dot{m}$	Massenstrom [kg/s]
CON	Kondensator	NH <sub>3</sub>	Ammoniak
DEP	Dephlegmator	p	Druck [MPa]
$\epsilon$	Wärmeübertragereffektivität [-]	PUMP	Lösungsmittelpumpe
EVA	Verdampfer	$\dot{Q}$	Wärmestrom [kW]
FlueHX 1	Senkengekühlter Abgaswärmeübertrager	REC	Rektifizierer
FlueHX 2	Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager	RHX	Kältemittelwärmeübertrager
GAWP	Gasbetriebene Absorptionswärmepumpe	RTH	Kältemitteldrossel
GEN	Generator	STH	Lösungsmitteldrossel
GUE	Gas Utilization Efficiency [-]	t	Temperatur [°C]
h	Enthalpie [kJ/kg]	x	Massenbezogene NH <sub>3</sub> -Konzentration [-]
H <sub>2</sub> O	Wasser		
Index	Bedeutung	Index	Bedeutung
1...i	Zustandspunkte	liq	Flüssig
ABS-1	Senkengekühlter Absorber	max	Maximum
combgas	Rauchgas	min	Minimum
CON	Kondensator	opt	Optimiert
DEP	Dephlegmator	pso	Arme Lösung
EVA	Verdampfer	ref	Kältemittel
fluegas	Abgas	rso	Reiche Lösung
FlueHX	Abgaswärmeübertrager	sd	Standard (senkengekühlter Abgaswärmeübertrager)
FP	FluePump (kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager)	sink	Wärmesenke
fuel	Brennstoff	source	Wärmequelle
in	Eintritt	vap	Dampfförmig

## Literaturverzeichnis

DIN EN 12309-4, 2015. Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 4: Prüfverfahren, Deutsche Fassung EN 12309-4:2014.

EES, 2016. Engineering Equation Solver. V10.091. F-Chart Software, Madison, USA.

European Commission, 2012. Energy Markets in the European Union in 2011. Publications Office of the European Union, Luxemburg, 11 p.

European Environment Agency, 2012. Energy efficiency and energy consumption in the household sector. Environment Agency of the European Union, Denmark, 10 p.

Ibrahim, O.M., Klein, S.A., 1993. Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, ASHRAE Transactions 99(1), 1495-1502.

Statistik Austria, 2017. Wohnen 2016: Zahlen, Daten und Indikatoren der Wohnstatistik, Bundesanstalt Statistik Österreich, Österreich.

Wagner, P., Rieberer, R., 2017. Untersuchung einer neuartigen Abgaswärmeübertragereinbindung für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen, Proc. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2017, Bremen, Germany.

Wechsler, R., Rieberer, R., 2015a. Analysis of a Directly Fired Small-Scale Absorption Heat Pump with Solution Recirculation and Multiple Feed of the Desorber, Proc. Int. Congr. of Refrigeration, Yokohama.

Wechsler, R., Rieberer, R., 2015b. Experimentell basierte Modellierung und simulative Parameterstudie zum Betriebsverhalten einer gasbefeueren Absorptionswärmepumpe, Proc. Deutsch. Kälte-Klima-Tagung 2015, Dresden, Germany.

Wechsler, R., Rieberer, R., Emhofer, J., Zottl, A., Köfinger, C., 2016. Experimentelle Untersuchung einer Gasabsorptionswärmepumpe unter Labor- und Feldtestbedingungen sowie Vergleich mit Simulationsergebnissen, Proc. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2016, Kassel, Germany.

Wolff, D., Teuber, P., Budde, J., Jagnow, K., 2004. Felduntersuchungen: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gasbrennwertkesseln. Fachhochschule Braunschweig Wolfenbüttel, Wolfenbüttel, 14 p.