

Effizienzsteigerung von Wärmenetzen durch sorptionsbasierte Wärmeübergabestationen

F. SCHITTL

Forschung Burgenland GmbH, Pinkafeld, Österreich

G. BECKMANN

Technisches Büro für Maschinenbau und Energietechnik Beckmann, Wien, Österreich

J. KRAIL

Fachhochschule Burgenland GmbH, Pinkafeld, Österreich

ABSTRACT: This study focuses on existing district heating systems with common operating temperatures of the networks (above 120,0 °C), which may need to be expanded or which are newly installed. With the investigation, the influence of a low return temperature is demonstrated by means of heat losses on one hand, and the electrical energy consumption of the network pump on the other hand. In order to reduce these two key performance indicators and thus increase the efficiency of district heating supply systems, a new heat transfer technology based on a water-lithium bromide absorption cycle is presented. The main idea behind this transfer technology is to guide the primary network flow through an external heat exchanger after it passed through the desorber and thus raises the fluid in the consumer circuit to a higher temperature level. After that, the district heating fluid flows through the evaporator of the absorption cycle to vaporize the refrigerant and reduce the return temperature of the grid, respectively. In order to investigate this new technology and compare it to conventional heat transfer stations, a semi-empirical process model is developed using the commercial simulation software IPSEpro®. Subsequently, a MATLAB® coupling is used to apply the recorded measurement data (primary hot water temperature and heat load) in equidistant time steps as boundary conditions to the numerical model. In addition to the quasi-stationary calculations, stationary parameter variations with regard to the primary hot water temperature and the temperature levels in the consumer circuit are carried out and analysed. The Results show that the heat losses and the energy consumption for pumping of the district heating grid can be reduced by lowering the primary return temperature. In addition, this results in a reduction of the primary mass flow, which in turn leads to an increase in network capacity.

1. EINLEITUNG

Laut einer Studie der Statistik Austria (2018) verzeichnete der österreichische Endenergieverbrauch an Fernwärme in den letzten beiden Jahrzehnten eine Steigerung um knapp 75,0 %. Im Jahr 2017 betrug der für den Betrieb von Wärmenetzen erforderliche Energieeinsatz rund 24,7 TWh, wobei rund 41,8 % durch konventionelle und ca. 58,2 % durch KWK-Anlagen bereitgestellt wurden. Zusätzlich zeigen Aufzeichnungen des Fachverbands für Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen (2018), dass derzeit bereits 26,0 % aller Wohnungen in Österreich mit Nah- bzw. Fernwärme versorgt werden. Dies entspricht rund 46,0 % (Haushalte inkl. Landwirtschaft) des gesamten Fernwärmeverkaufs in Österreich. Die verbleibenden 54,0 % teilen sich auf den Sektor der öffentlichen und privaten Dienstleistungen (ca. 39,0 %) sowie auf die Industriekunden (ca. 15,0 %) auf. Die Wärmebereitstellung für die thermischen Netze setzt sich dabei hauptsächlich aus biogenen Brennstoffen (46,0 %) und Erdgas (36,4 %) zusammen. Etwa 16,9 % der eingesetzten Energieträger für den Betrieb von Fernwärmeversorgungssystemen sind auf fossile Energieträger (wie z. B. Öl und Kohle bzw. Kohlegase) sowie brennbare Abfälle zurückzuführen. Die verbleibenden 0,7 % werden durch erneuerbare Energiequellen wie beispielsweise Photovoltaik, Solarthermie und Geothermie bereitgestellt. Außerdem werden zu dieser Gruppierung auch der Einsatz von elektrischer Energie

sowie Wärmepumpentechnologien hinzugezählt (Statistik Austria, 2018). Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass in den letzten 30 Jahren der Einsatz von fossilen Primärenergieträgern tendenziell sinkt und somit auch die Fernwärme als ein wesentlicher Baustein der Energiewende angesehen werden kann. (Volkova et al., 2018)

Derzeitige Forschungsvorhaben beschäftigen sich mit der 4. Generation von Fernwärmesystemen, welche ab 2020 flächendeckend zum Einsatz kommen sollen (Lund et al., 2014). Wie auch schon bei Netzen der 3. Generation ersichtlich wird, setzt sich der Trend zu niedrigen Netztemperaturen (30 bis 70 °C) weiter fort, mit dem Ziel, die Netzwärmeverluste weiter zu reduzieren. Außerdem soll durch die niedrigen Systemtemperaturen in Kombination mit Niedertemperaturheizsystemen die Effizienz des Systems verbessert werden. Eine der größten Herausforderung besteht in der Weiterentwicklung und der Integration von erneuerbaren Energiesystemen in neue bzw. bestehende Wärmenetze (vgl. Lake et al., 2017). Die Nutzung von Abwärme aus industriellen Prozessen stellt eine Möglichkeit der klimaschonenden Wärmebereitstellung in Wärmenetzen dar. Ein wesentlicher Vorteil bei der Einbindung von Abwärmequellen ist, dass auch niedrige Temperaturen (< 100 °C), welche in der Regel mit geringen Wirkungsgraden verstromt werden können, direkt genutzt werden. Des Weiteren fallen diese meist kontinuierlich an und sind somit über das ganze Jahr verfügbar (vgl. Sun et al., 2017a; Oró et al., 2019). Neben der direkten Nutzung derartiger Wärmeströme gewinnt auch die Verwendung von Wärmepumpen immer mehr an Bedeutung, wie dies z. B. in Sun et al. (2017b) und Kontu et al. (2019) aufgezeigt wird. Das Ziel dieser Implementierung der Wärmepumpentechnologie in die thermischen Netze ist die Kopplung zum elektrischen Energiesektor herstellen und somit die schwankenden, wetterabhängigen Energieerträge durch Wind- oder Solarenergie auszugleichen und somit die Netze mit mehr Flexibilität zu versehen (Sayegh et al., 2018). Im Gegensatz zu den meisten Untersuchungen setzt das gegenständliche Vorhaben auf die Absorptionstechnologie, wodurch nicht nur der Heizwärmebedarf gedeckt sowie eine Absenkung der Netzrücklauftemperatur umgesetzt wird. Diese Anlagen benötigen im Vergleich zu Kompressionsanlagen weniger elektrische Antriebsenergie, wobei die erforderlichen Vorlauftemperaturen eher in der 3. Wärmenetzgeneration bzw. bei Sonderkunden angesiedelt sind.

2. PROZESSBESCHREIBUNG

Der im Zuge des TeTra-Projekts (Schittl et al., 2019) entwickelte Prozess, welcher auf dem Patent von Beckmann (2012) beruht, stützt sich auf das Prinzip der Absorption und wird schematisch in Abb. 1 (rechts) dargestellt. Die vom Netz zur Verfügung gestellte Wärme dient als Antriebsenergie für den Kreislauf und wird somit dem Desorber (D) zugeführt. Anschließend wird der Fernwärmestrom (strichliert) über einen internen Wärmetauscher (FWT) geführt, welcher einen Teilstrom für die Nutzwärmebereitstellung liefert. In weiterer Folge fließt das Wärmeträgermedium über den Verdampfer (V), wobei dieser zur weiteren Abkühlung des Fernwärmestromes dient. Durch diese Unterkühlung des Fernwärmemediums soll einerseits die Rücklauftemperatur im Wärmenetz abgesenkt werden sowie in weiterer Folge die Pumpenergie für die Umwälzung des Wärmeträgermediums reduziert werden. Der Verdampfungsdruck liegt dabei deutlich höher als bei der konventionellen Nutzung des Absorptionskreislaufs. Der zweite Teilstrom (punktiert) für die Nutzwärme setzt sich aus der Absorptions- (A) bzw. Kondensationswärme (K) des Kältemittels (durchgezogen) zusammen und liegt auf einem niedrigeren Temperaturniveau vor. Die vom Prozess abgegebene Nutzwärme setzt sich wiederum aus zwei Teilströme zusammen und kann je nach dessen Verhältnis variiert werden.

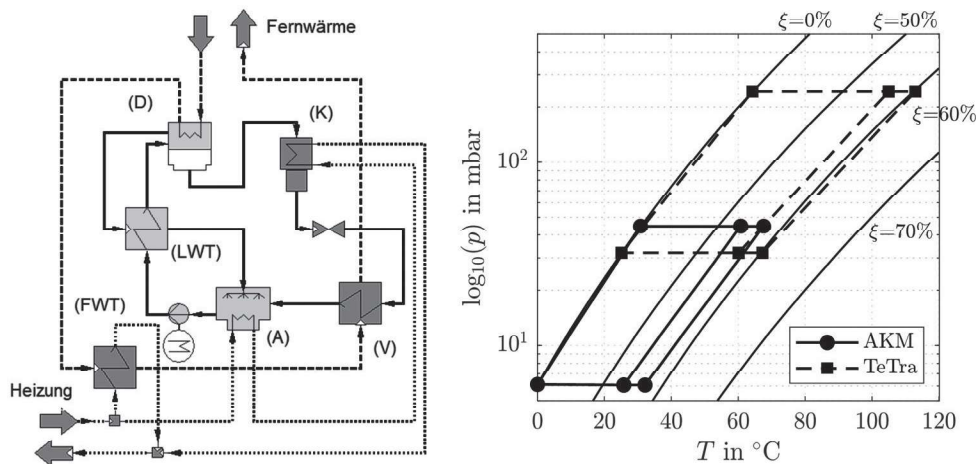


Abb. 1: Links: Verfahrenstechnisches Fließbild des TeTra-Prozesses für die Bereitstellung von Heizwärme. Rechts: Darstellung einer Absorptionskältemaschine bzw. des TeTra-Prozesses im logarithmischen Druck-Temperatur-Diagramm

Eine ähnliche Möglichkeit der Rücklauftemperaturabsenkung in einem Fernwärmenetz wird z. B. in einer Veröffentlichung von Mirl (2018) aufgezeigt. Das Grundprinzip dieser Arbeit stützt sich ebenfalls auf die Absorptionstechnologie, wobei bei den Berechnungen das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser herangezogen wird. Im Vergleich zu der Basisvariante (ohne Absorptionskreislauf) konnte der exergetische Wirkungsgrad um rund 8,0 % auf etwa 69,1 % erhöht werden. Die Auswirkungen auf die Rücklauftemperatur werden in Abhängigkeit der Fernwärmeverlauftemperatur sowie unterschiedlicher Wärmetauschergrädigkeiten analysiert. Die minimale Rücklauftemperatur von 18,0 $^{\circ}\text{C}$ wird demnach bei einer Vorlauftemperatur von 120,0 $^{\circ}\text{C}$ ermittelt. Mit einer Senkung der Vorlauftemperatur auf 80,0 $^{\circ}\text{C}$ erhöht sich die Rücklauftemperatur auf etwa 32,0 $^{\circ}\text{C}$. Hu et al. (2018) präsentierte die Integration eines Absorptionskreislaufs in ein Wärmenetz und analysierte die Auswirkungen auf unterschiedliche Kraftwerkstypen. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl bei niedrigen als auch bei hohen sekundären Systemtemperaturen die primäre Fernwärmerücklauftemperatur auf bis zu 30,0 $^{\circ}\text{C}$ abgesenkt werden kann. In weiterer Folge können auch die Transportkosten sowie die Wärmeverluste im Netz reduziert werden. Zudem lassen sich anfallende Niedertemperaturquellen in den Kraftwerken leichter in die Fernwärmebereitstellung implementieren, was sich wiederum in verringerte Brennstoffkosten widerspiegelt.

Da eine derartige Anlage auf die Bereitstellung von Wärme beschränkt ist, spricht man häufig von Wärmeübergabestationen. Diese fungieren, je nach Situierung im Wärmenetz, entweder als Bindeglied zu anderen Subnetzen (Gebietsumformer) oder zu gebäudeinternen Wärmeversorgungssystemen (Hausübergabestation). Die Aufgabe dieser Apparate besteht somit darin, die entsprechende Wärmeleistung bestimmungsgemäß hinsichtlich Druck, Volumenstrom und Temperatur an das Wärmeträgermedium der Sekundärseite zu transferieren. Bei der konventionellen Umsetzung von Fernwärmeversorgungsnetzen kommt vor allem der Rücklauftemperatur eine große Bedeutung zu, da diese nicht nur die Effizienz der Wärmebereitstellungsanlage, sondern auch die Effizienz des Heizungs- bzw. Warmwasserbereitstellungssystems des Kunden wesentlich beeinflusst. Demzufolge schreiben technische Anschlussvorschriften der Fernwärmeversorgungsunternehmen die Einhaltung maximaler Grenzwerte hinsichtlich der Rücklauftemperatur vor, wobei nach Möglichkeit tiefere Werte anzustreben sind.

3. NUMERISCHE UNTERSUCHUNG

3.1 METHODIK

Für die numerischen Untersuchungen wird ein Simulationsmodell mit Hilfe der kommerziellen Software IPSEpro® (SimTech GmbH 2017) entwickelt. Die bestehenden Modelle werden hinsichtlich des Teillastverhaltens erweitert und mit Hilfe von Messdaten einer Absorptionskältemaschine bzw. einer Fernwärmeübergabestation abgeglichen. Dieser semi-empirische Modellierungsansatz, welcher oftmals auch als Methode der charakteristischen Gleichung bezeichnet wird, geht auf die Arbeiten von Takata (1982), Furukawa & Al (1983) und Riesch et al. (1987) zurück und weist im Vergleich zu anderen numerischen Berechnungsvorschriften (wie z. B. Finite Volumen Methode) einen deutlich geringeren Rechenaufwand auf. Verschiedene Autoren erweiterten dieses Verfahren anschließend auf mehrstufige Anlagen (Kern, 1987; Kern, 1991; Riesch 1991; Ziegler, 1998) sowie variable Volumenströme (Ziegler & Albers, 2009; Albers, 2017), da die ursprüngliche Formulierung lediglich für einstufige Absorptionsprozesse entworfen wurde. Grundsätzlich stützt sich die Methode der charakteristischen Gleichung auf die Behauptung, dass die Leistung von Sorptionsanlagen lediglich von den treibenden Temperaturdifferenzen an den Wärmeübertragern beeinflusst wird. Dies ermöglicht die funktionale Darstellung der Kälteleistung $\dot{Q}_{KW}$ im Teillastverhalten anhand der externen Temperaturen t und des Kältemittelmassenstromes $\dot{m}_{H_2O}$, welcher in diesem Fall dem Massenstrom des Wassers entspricht. Die Wärmeübertragungsmechanismen für abweichende Volumenströme können schlussendlich die Größe σ_X beschrieben werden. Diese Kenngröße stellt die tatsächliche und die im Auslegungsfall errechnete Wärmetransmission ins Verhältnis und ist nach Gleichung 1 definiert. Werden die Wärmeleitwiderstände der Wärmetauscherwand vernachlässigt, so hängt der Wärmedurchgangskoeffizient $(kA)_X$ lediglich von den internen und externen Wärmeübergangskoeffizienten α_{int} bzw. α_{ext} ab. Diese können anschließend, unter der Annahme einer ausgeprägten turbulenten Rohrströmung z. B. über die Dittus-Boelter-Gleichung bestimmt werden. Stellt man anschließend die externen und internen Wärmeübergangskoeffizienten ins Verhältnis, so kann die lastabhängige Wärmeübertragung $(kA)_X$ in Abhängigkeit des Massenstromverhältnisses $Y_{X,ext} = \dot{m}_{X,ext} / \dot{m}_{X,Design,ext}$ sowie eines Koeffizienten $\alpha_X = \alpha_{X,ext} / \alpha_{X,int}$ bestimmt werden.

$$\sigma_X = \frac{(kA)_X}{(kA)_{Design}} = \frac{1 + \alpha_X}{\gamma_{X,ext}^{-0,8} + \alpha_X} \quad (1)$$

Da beim Verdampfen bzw. beim Kondensieren die internen Wärmeübergangskoeffizienten sehr hoch sind, wird vor allem bei diesen beiden Komponenten die Wärmeübertragung von den externen α -Werten beeinflusst. Es ist somit eine gute Abschätzung des α_X -Wertes erforderlich, da σ_X sehr stark von dieser Größe beeinflusst wird. Da jedoch aufgrund von zusätzlichen Einflussfaktoren, wie beispielsweise Fouling-Effekte, nicht bei allen Komponenten eine Regression nach der Methode von Ziegler (1998) zielführend ist, muss zusätzlich ein weiterer Modellierungsansatz erarbeitet werden. Dabei handelt es sich um einen gewöhnlichen Potenzansatz, nach dem die Änderung der Wärmetransmission σ_X einer Komponente mit den relativen Massenstrom $\dot{m}_{X,ext} / \dot{m}_{X,Design,ext}$ korreliert. Der Exponent n_X wird, wie auch schon beim Ansatz nach Ziegler, anhand der Messdaten empirisch ermittelt.

$$\sigma_X = \frac{(kA)_X}{(kA)_{Design}} = \left(\frac{\dot{m}_X}{\dot{m}_{X,Design}} \right)^{n_X} \quad (2)$$

Um die Auswirkungen der Integration des TeTra-Prozesses auf das Wärmenetz zu untersuchen ist zusätzlich eine Beschreibung der Wärmeverluste $\dot{Q}_R$ bzw. Pumpleistung $\dot{W}_p$ erforderlich. Ein Großteil der Wärmeverluste von Nah- und Fernwärmenetzen ist dem Rohrverteilungssystem geschuldet. Das Ausmaß der Wärmeverlustleistung hängt neben den betriebsbedingten Parametern (z. B. Temperaturniveau) auch noch von der Netzgeometrie (Dimension, Dämmdicke, Materialien) bzw. der Art der Verlegung (oberirdisch oder im Erdreich) ab. Für die wärmetechnische Untersuchung wird ein eindimensionaler Berechnungsansatz herangezogen. Die Systemgrenze bildet hier der jeweilige Rohrabschnitt, welcher bei genaueren Betrachtungen auch in mehrere Rohrsegmente unterteilt werden kann. Die Verlustleistung des Wärmeträgers

an die Umgebung (Erdreich) wird anschließend in Abhängigkeit der Geometrie sowie des vorliegenden Temperaturgradienten nach der Wärmetransportgleichung für mehrschichtige Rohrwände berechnet. Für die Beschreibung des vorherrschenden Klimas am Standort wird die zeitlich aufgezeichnete Außenlufttemperatur herangezogen. Da die Rohrleitungen jedoch im Erdreich verlegt sind, wird für die Berechnung der Wärmeverluste nicht die Außenluft- sondern die Erdtemperatur benötigt. Diese Temperatur ist von der Eindringtiefe abhängig und weist zusätzlich noch eine Phasenverschiebung zum zeitlichen Verlauf der Außenlufttemperatur auf. Die Erdtemperatur kann anschließend auf Basis der Untersuchungen von Kusuda & Achenbach (1965) in Abhängigkeit der Zeit, der Tiefe und den thermischen Eigenschaften des Bodens ermittelt werden.

3.2 RANDBEDINGUNGEN

Für die numerische Abbildung sowie den anschließenden Vergleich einer konventionellen Fernwärmeübergabestation und den TeTra-Prozess werden zunächst die hierfür notwendigen komponentenspezifischen Randbedingungen (vgl. Tab. 1) ermittelt. Diese werden hauptsächlich in der Form von Wärmetauscherkennwerten $(kA)_X$ und mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen $\Delta T_{X,\log}$ bestimmt, wobei für erweiterte Komponenten, wie z. B. dem zusätzlichen Wärmetauscher zur Wärmeauskopplung beim TeTra-Prozess, Grädigkeiten ΔT_{in} bzw. ΔT_{out} (jeweils 5,0 K) angesetzt werden. Die durchgeführte Auslegungsrechnung stützt sich auf eine Nennwärmeleistung von $Q_{sek} = 15,0$ MW bei sekundären Systemtemperaturen von $T_{VL,sek} = 90,0$ °C bzw. $T_{RL,sek} = 50,0$ °C. Zur Verfügung steht dabei ein Fernwärmemassenstrom mit einer Nennvorlauftemperatur $T_{VL,pri}$ von etwa 145,0 °C. Neben diesen Randbedingungen, welche im Wesentlichen den Wärmeübergang im Bauteil bzw. Fluid charakterisieren, werden des Weiteren Druckverluste $\Delta p_{in,out}$, Pumpenwirkungsgrade ($\eta = 0,9$) sowie Unterkühlungstemperaturen bei der Kondensation des Fluids ($\Delta T_{UK} = 0,3$ K) angenommen.

Tab. 1: Modellansätze sowie die daraus errechneten Exponenten zur Beschreibung des Teillastverhaltens der einzelnen Komponenten des Absorptionskreislaufs

Komponente	Ansatz	$(kA)_X$ (kW/K)	$\Delta T_{X,\log}$ (K)	a_X bzw. n_X (-)	$\dot{m}_{Design}$ (kg/s)	$\Delta p_{in,out}$ (mbar)
Verdampfer (V)	Glg. 1	150,0	12,3	1,83	21,7	0/300
Kondensator (K)	Glg. 2	250,0	7,6	3,72	36,6	0/250
Absorber (A)	Glg. 1	235,0	9,1	1,35	36,6	0/250
Desorber (D)	Glg. 1	240,0	9,4	0,41	21,7	0/200
Lösungsmittel-WT (LWT)	Glg. 2	93,0	9,5	4,20	7,0	0/0

Des Weiteren kann mit Hilfe der aufgezeichneten Messdaten, welche dem Simulationsmodell in bestimmten Zeitintervallen als Randbedingungen (siehe Abb. 2) aufgeprägt werden, das quasistationäre Verhalten des bestehenden Referenzprozesses (konventionelle Fernwärmeübergabestation) sowie des neu entwickelten TeTra-Prozesses verglichen und deren Vor- bzw. Nachteile im Betrieb analysiert werden. Da jedoch Messdaten oft verrauscht sind bzw. mit Aussetzern des Datenerfassungssystems behaftet sind, ist eine kontinuierliche Aufprägung dieser Werte oft nicht möglich. Des Weiteren kommt hinzu, dass derartige Simulationsmodelle meist empfindlich auf hohe Gradienten, welche durch stark schwankende Messsignale hervorgerufen werden, reagieren. Aus diesem Grund werden die funktionalen Zusammenhänge zwischen den Mess- bzw. Inputgrößen und der Zeit durch Fit-Funktionen, welche anhand der Messreihen entworfen werden, angenähert. Für die Abbildung des Wärmebedarfs Q_{sek} wird ein Gauss-Modell 2. Ordnung, welches in der Lage ist, Hoch- und Tiefpunkte zu reproduzieren und sich somit für stark schwankende Größen eignet, herangezogen. Als zweite Methode wird ein herkömmlicher Polynom-Ansatz (2. Ordnung) für die

Reproduktion der primären Vorlauftemperatur $T_{VL,pri}$ gewählt. Bei den durchgeführten numerischen Untersuchungen handelt es sich um Jahressimulationen, bei der die unterschiedlichen Werte für eine Größe in äquidistanten Zeitschritten dem Simulationsmodell zugeführt werden. Diese Betrachtungsweise erlaubt die Untersuchung der Prozesse unter den Einfluss von nutzerspezifischen sowie klimatischen Aspekten.

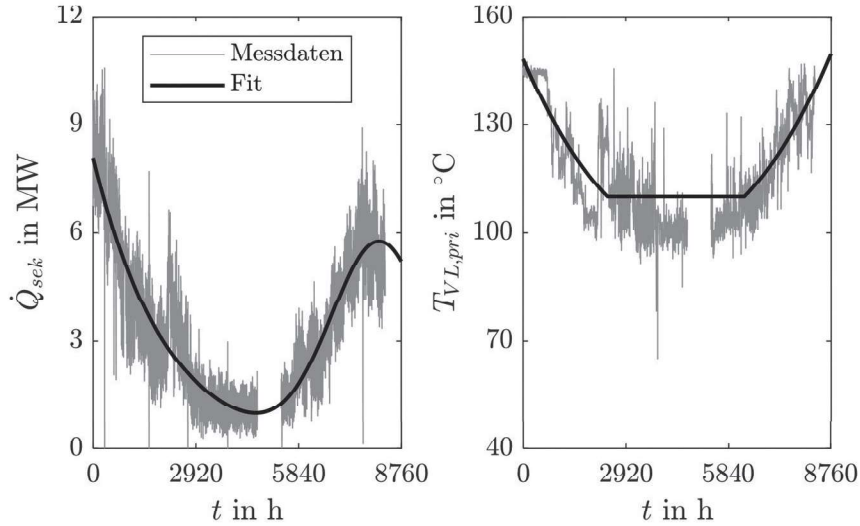


Abb. 2: Zeitlicher Verlauf der Messdaten sowie die daraus angenäherten Fit-Funktionen für die Randbedingungen der quasistationäre Jahressimulation

4. ERGEBNISSE

Um zunächst eine Abschätzung über die Betriebsbereiche des TeTra-Prozesses treffen zu können, werden zusätzlich statische Parametervariationen durchgeführt. Bei diesen Variationsrechnungen wird einerseits der sekundäre Massenstrom $\dot{m}_{sek}$ mit rund 90,0 kg/s (Auslegungszustand; entspricht $\dot{Q}_{sek} = 15$ MW) festgehalten, während die Fernwärmeverlauftemperatur $T_{VL,pri}$ sowie die sekundären Systemtemperaturen (Spreizung im Abnehmerkreis) variiert werden. Die Dämmklasse sowie die Rohrdimension wird ebenfalls gemäß der Dimensionierung für eine Nennwärmeleistung von $\dot{Q}_{sek}$ angenommen. In Abb. 3 sind die Ergebnisse der Simulationen dargestellt. Aus den Simulationen geht hervor, dass die Fernwärmerücklauftemperatur $T_{VL,pri}$ des TeTra-Prozesses mit zunehmender Systemspreizung ansteigt. So ergibt sich beispielsweise bei einer sekundären Vorlauftemperatur von 60,0 °C eine minimale Fernwärmerücklauftemperatur von etwa 21,5 °C, während bei Systemtemperaturen von 90/50 °C wesentlich höhere Temperaturen (ca. 33,3 °C) ins Netz zurückfließen. Eine weitere Größe an der die Technologie bemessen werden soll sind die spezifischen Wärmeverluste $\dot{Q}_R$ (pro Kilometer Trassenlänge) des Fernwärmenetzes. Da diese Wärmeverluste direkt proportional zur Rücklauftemperatur sind, zeigen auch die Kurven einen ähnlichen Verlauf. Folglich gelten auch dieselben Zusammenhänge hinsichtlich der sekundären Systemtemperaturen sowie der Fernwärmeverlauftemperatur. Für eine Spreizung von 40,0 K sind die minimalen Wärmeverluste mit etwa 15,9 kW/km fast doppelt so hoch als bei Systemtemperaturen von 60/50 °C. Zuletzt wird noch die spezifische hydraulische Pumpleistung $\dot{W}_p$ (pro Kilometer Trassenlänge), welche für die Umwälzung des Fernwärmemediums im Netz benötigt wird, untersucht. Im Gegensatz zu den zuvor betrachteten Größen, welche nahezu durch lineare Zusammenhänge beschrieben werden können, verlaufen die Kurven für die Pumpleistung deutlich nichtlinear. Geht man von sekundären Systemtemperaturen von 60/50 °C aus, wo die Pumpleistung bei

einer Fernwärmeverlauftemperatur von 105,0 °C ungefähr 3,8 kW/km beträgt, so erhöht sich diese um knapp 60,0 % bei einer Verdopplung der Spreizung. Erhöht man in weiterer Folge erneut die Spreizung auf 30,0 bzw. 40,0 K, so erhält man eine 3,8- bzw. 8,3-mal so hohe Pumpleistung verglichen mit den niedrigsten Systemtemperaturen.

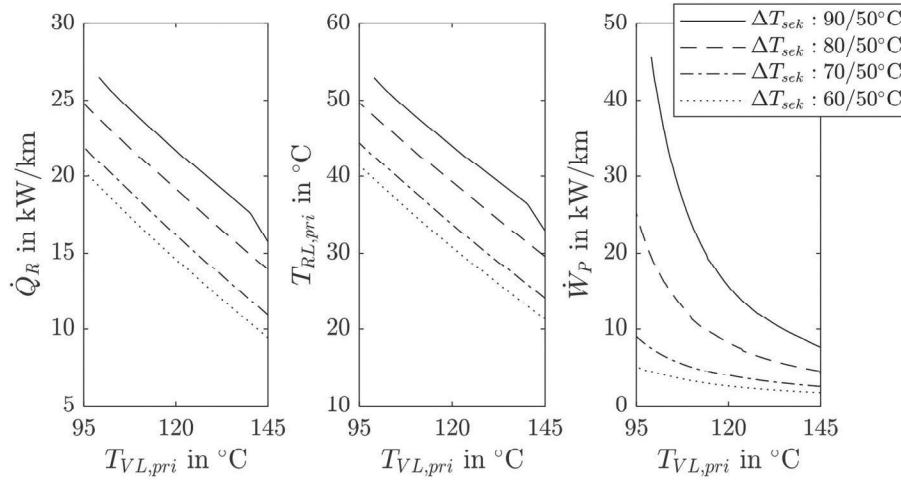


Abb. 3: Spez. Wärmeverluste $\dot{Q}_R$ sowie spez. hydraulische Pumpleistung $\dot{W}_P$ des Fernwärmenetzes bei Einsatz des TeTra-Prozesses als Gebietsumformer in Abhängigkeit der Fernwärmeverlauftemperatur $T_{VL,pri}$ für unterschiedliche sekundäre Systemtemperaturen ΔT_{sek}

Die Ergebnisse der Jahressimulation, bei denen die Vorlauftemperatur $T_{VL,pri}$, die Erdtemperatur T_{ground} sowie die sekundärseitige Wärmeabnahme $\dot{Q}_{sek}$, in Abhängigkeit der Zeit variiert werden, sind in Abb. 4 dargestellt. Als maßgebende Kennzahlen werden einerseits die spez. Wärmeverluste $\dot{Q}_R$, andererseits die spez. Pumpleistung $\dot{W}_P$ herangezogen. Es kann festgestellt werden, dass die Verlustwärmeleistung des Rohrnetzwerks bei den beiden Varianten in den Wintermonaten eine Differenz von 11,3 kW/km aufweist und somit die Wärmeverluste bei der konventionellen Umformerstation um knapp 74,0 % höher ausfallen. Sinkt nun die Wärmeabnahme im sekundären Verbraucherkreis $\dot{Q}_{sek}$ auf beispielsweise 1,03 MW ab (z. B. im Sommer bei $t = 4380$ h), so steigt die primäre Rücklauftemperatur $T_{RL,pri}$ des TeTra-Prozesses auf 47,1 °C an, während jene der Umformerstation nahezu konstant bleibt. Da die Wärmeverluste nun direkt proportional zur primären Rücklauftemperatur sind, verringert sich die Differenz der spez. Verlustleistung der beiden Varianten auf etwa 2,7 kW/km. Betrachtet man den jährlichen Durchschnittswert der Wärmeverluste, so erhält man rund 17,5 kW/km für den TeTra-Prozess bzw. 22,6 kW/km für die konventionelle Lösung. Der mittlere Unterschied zwischen Anlagenkonfigurationen beträgt somit 5,2 kW/km, was eine durchschnittliche Reduktion der Netzwärmeverluste von 23,0 % (in Bezug auf die Wärmeverluste des Netzes bei Einsatz einer konventionellen Umformerstation) bedeutet.

Die zweite Kennzahl wird in Form der spez. hydraulischen Pumpleistung $\dot{W}_P$, welche von dem Druckverlust der einzelnen Apparate bzw. Rohre Δp sowie vom primären Fernwärmedurchfluss $\dot{m}_{HW}$ abhängt, analysiert. Aus den Simulationen geht hervor, dass dieser primäre Durchfluss bei der Umformerstation tendenziell höher ist als beim TeTra-Prozess. Anders als die Wärmeverluste variiert der Unterschied dieser Größe jedoch nicht so stark und beträgt im Jahresdurchschnitt etwa 1,54 kg/s. Aus diesen verringerten Massendurchsatz ergibt sich nun beim TeTra-Prozess eine deutlich geringere Pumpleistung. Des Weiteren wird bei der neuen Technologie die effizientere Umwälzung des Fluids zusätzlich durch die niedrigeren Rücklauftemperaturen $T_{RL,pri}$ begünstigt, da eine niedrige Temperatur zu einem geringen Volumenstrom

bzw. hydraulischen Leistung führt. Ähnlich zu den Wärmeverlusten weist auch die Leistungsaufnahme der Pumpe in den Wintermonaten die größten Differenzen zwischen den beiden Varianten auf. Demnach liegt der maximale Unterschied der spez. Pumpleistung bei $t = 1$ h und beträgt ca. 0,57 kW/km. Mit fortschreitender Zeit der damit verbundenen Reduzierung der Wärmeabnahme im Sekundärkreis $\dot{Q}_{sek}$ bzw. der daraus resultierenden primären Vorlauftemperatur des Fernwärmemediums $T_{VL,pri}$ nähern sich die beiden Kurven an und verlaufen ab einem Zeitpunkt von etwa $t = 2500$ h nahezu deckungsgleich. Grund dafür ist die Annäherung der Rücklauftemperatur des TeTra-Prozesses in den Sommermonaten, was bei gleicher Vorlauftemperatur eine Annäherung des primären Durchflusses der beiden Varianten führt. Gegen Jahresende driften die beiden Kurven wieder auseinander. Im Durchschnitt beträgt die spez. Pumpleistung ungefähr 0,9 kW/km für den TeTra-Prozess bzw. 1,1 kW/km für die konventionelle Umsetzung der Wärmeversorgung mittels Umformerstation. In Prozentangaben ausgedrückt bedeutet dies, dass durch die Implementierung der neuen Technologie über ein Betriebsjahr rund 22,2 % an elektrischer Leistung für die Förderung des Wärmeträgermediums eingespart werden können.

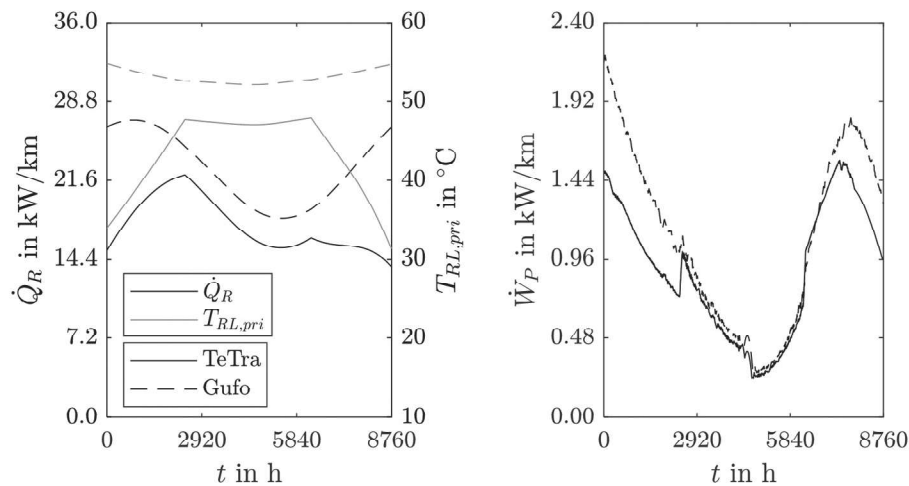


Abb. 4: Zeitlicher Verlauf der spez. Wärmeverluste $\dot{Q}_R$ bzw. der spez. Pumpleistung $\dot{W}_P$ des Fernwärmenetzes bei Einsatz des TeTra-Prozesses als Gebietsumformer sowie der konventionellen Umformerstation basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr

5. SCHLUSSFOLGERUNG

Die Ergebnisse der numerischen Untersuchung des TeTra-Prozesses für die Heizenergiebereitstellung zeigen, dass durch Einsatz der neu entwickelten Technologie, je nach Ausführung der sekundären Systemtemperaturen, eine reduzierte primäre Rücklauftemperatur von ca. 22,0 °C (Winter) bis 45,0 °C (Sommer) erreicht werden kann, während bei einer konventionellen Übergabestation Rücklauftemperaturen von 55,0 °C vorliegen. Aus dieser reduzierten primären Rücklauftemperatur ergeben sich nach einer ersten Abschätzung (über ein gesamtes Jahr betrachtet) ca. ein Viertel weniger Wärme- bzw. Pumpverluste im Wärmenetz. Geht man von höheren Rücklauftemperaturen des Fernwärmenetzes aus (z. B. 70,0 °C) können die Wärmeverluste bzw. die elektrische Leistungsaufnahme der Netzpumpen noch weiter reduziert werden. Des Weiteren ergibt sich ein Down-Sizing-Faktor, welcher das Verhältnis des verringerten Rohrdurchmessers zum Basiswert beschreibt, von etwa 0,8 bis 0,9. Dies hat zur Folge, dass das Fernwärmesystem bei bereits bestehenden Leitungen eine höhere Wärmemenge transportieren kann oder neu zu errichtende Abnehmer aufgrund der höheren Netzkapazität leichter integriert werden können.

DANKSAGUNG

Das Sondierungsprojekt „TeTra - Thermische Energietransformation zur Wärme- und Kälteauskopplung sowie Effizienzsteigerung in Nah- und Fernwärmenetzen“ wurde aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „Energieforschung“ durchgeführt. Das Projektkonsortium besteht aus den Unternehmen Forschung Burgenland GmbH (Konsortialführer), Technisches Büro für Maschinenbau und Energietechnik Dr. Beckmann sowie Wien Energie GmbH.

LITERATUR

- Albers J. (2017): Präzisierungen zur Methode der charakteristischen Gleichungen. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung 2017 Bremen. Hannover: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V.
- Beckmann G. (2012): Verfahren und Einrichtung zur Erzeugung von Kälte und/oder Nutzwärme sowie mechanischer bzw. elektrischer Energie mittels eines Absorptionskreislaufts, Patentnr. AT5118231B1
- Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen (2018): Zahlenspiegel - Gas und Fernwärme in Österreich. Wien: Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen
- Furukawa T. & Al E. (1983): Study on Characteristic Temperatures of Absorption Heat Pumps. In: Proceedings of the 20th Japan Heat Transfer Conference, pp. 508-510.
- Hu T., Xie X., Jiang Y. & Coronas A. (2018): A novel district heating solution based on absorption heat exchanger(AHE) for different types of cogeneration plants. In: Proceedings of the ISEC 2018 - Renewable Heating and Cooling in Integrated Urban and Industrial Energy Systems, Graz, pp. 312-318
- Kern W. (1987): Economic Criteria for Application of Single Stage or Double Stage Absorption Heat Transformers. In: Proceedings of the 3rd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, pp. 149-154.
- Kern W. (1991): Aufbau und Betrieb einer zweistufigen Absorptionswärmepumpe zum Heizen und Kühlen. TU München, Physik. München.
- Kontu K., Rinne S. & Junnila S. (2019): Introducing modern heat pumps to existing district heating systems – Global lessons from viable decarbonizing of district heating in Finland. *Energy* (166), pp. 862-870, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.077>
- Kusuda T. & Achenbach P. (1965): Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States. Mechanical Systems Section, Building Research Division. Washington D.C.
- Lake A., Rezaie B. & Beyerlein S. (2017): Review of district heating and cooling systems for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (67), pp. 417-425, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.061>
- Lund H., Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J. E., Hvelplund F. & Vad Mathiesen B. (2014): 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* (68), pp. 1-11, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>
- Mirl N., Schmid F. & Spindler K. (2018): Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump. *Case Studies in Thermal Engineering* (12), pp. 817-822, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.10.010>
- Oró E., Taddeo P. & Salom J. (2019): Waste heat recovery from urban air cooled data centres to increase energy efficiency of district heating networks. *Sustainable Cities and Society* (45), pp. 522-542, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.12.012>
- Riesch P. (1991): Absorptionswärmetransformator mit hohem Temperaturhub. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV)
- Riesch P., Scharfe J., Ziegler F., Völkl F. & Alefeld G. (1987): Part-Load Behaviour of an Absorption Heat Transformer, In: Proceedings of the 3rd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, pp. 155-160.

- Sayegh M. A., Jadwiszczak P., Axcell B. P., Niemierka E., Brys K. & Jouhara H. (2018): Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating. *Energy and Buildings* (166), pp. 122-144, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>
- Schittl F., Beckmann G., Rixrath D., Piringer G. & Krail J. (2019): Thermische Energietransformation zur Wärme- und Kälteauskopplung sowie Effizienzsteigerung in Nah- und Fernwärmenetzen. Forschung Burgenland GmbH, Thermische Energietechnik, Prozesssimulation und -bewertung. Pinkafeld
- SimTech GmbH (2017): IPSEpro Version 7.0, Release 12, Build 1744. Graz.
- Statistik Austria (2018): Statistik Austria, Abgerufen am 26. September 2019 um 16:23 von http://www.statistik.at/wcm/idc/idcplg?IdcService=GET_NATIVE_FILE&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&dDocName=029955
- Sun F., Cheng L. & Gao J. (2017a): New low temperature industrial waste heat district heating system based on natural gas fired boilers with absorption heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* (125), pp. 1437-1445, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.134>
- Sun J., Ge Z. & Fu L. (2017b): Investigation on operation strategy of absorption heat exchanger for district heating system. *Energy and Buildings* (156), pp. 51-57, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.09.054>
- Takata S. (1982): Absorption Refrigeration machine. Tokyo: Japanese Association of Refrigeration.
- Volkova A., Masatin V. & Siirde A. (2018): Methodology for evaluating the transition process dynamics towards 4th generation district heating networks. *Energy* (150), pp. 253-261, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.123>
- Ziegler F. (1998): Sorptionswärmepumpen: Beschreibung des Betriebsverhaltens durch eine charakteristische Gleichung. (VDI, Hrsg.) Technische Sorptionsprozesse - Fortschrittsbericht des VDI, 3 (544), pp. 259-279
- Ziegler F. & Albers J. (2009): Einfluss variabler Volumenströme auf charakteristische Gleichungen für Absorptionskälteanlagen. *KI Kälte, Luft, Klimatechnik*, pp. 18-22

Kontaktadressen Autoren:

Forschung Burgenland GmbH

Florian Schittl

Steinamangerstraße 21

7423 Pinkafeld

Email: florian.schittl@forschung-burgenland.at

Technisches Büro für Maschinenbau und Energietechnik

DI Dr. Georg Beckmann

Anton-Baumgartner-Straße 44/B7/016

1230 Wien

Email: georg.beckmann@chello.at