

# Erste Untersuchungsergebnisse eines Rotationskolbenexpanders für den Einsatz in einer pelletsbefeuerten Mikro-KWK

G. ZOTTER<sup>1</sup>, G. ARCHAN<sup>1</sup> (\*), R. RIEBERER<sup>1</sup>, J. KALKGRUBER<sup>2</sup>

<sup>1</sup>) Institut für Wärmetechnik – Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25/B, A 8010 Graz, Tel.: +43 316 873 7300, Fax: +43 316 873 7305, rene.rieberer@tugraz.at, www.iwt.tugraz.at

<sup>2</sup>) SOLARFOCUS GmbH, Werkstraße 1 - A-4451 St.Ulrich/Steyr, Tel.: +43 7252 50 002-640, Fax: +43 7252 50 002-9640, jo.kalkgruber@solarfocus.at, www.solarfocus.at

**Kurzfassung:** Biomassebetriebene Kraft-Wärme-Kopplungssysteme (KWKs) bieten die Möglichkeit nicht nur die Wärme für Mehrfamilienhäuser, Industrie- und Gewerbebetriebe sondern auch z.T. auch elektrische Energie durch CO<sub>2</sub>-neutrale Rohstoffe verbrauchernah bereit zu stellen. Trotz dieses ökologischen Potentials deckt der Markt den Bedarf an Mikro-KWKs derzeit nicht ab. Für Mikro-KWKs wurden sehr häufig Konzepte untersucht, die zur „Kraft-Gewinnung“ einen Organic Rankine Cycle nutzen. Aber aufgrund der thermischen Beständigkeit des ökologisch unbedenklichen Arbeitsmediums Wasser können im Gegensatz zu den meisten organischen Fluiden höhere Prozesstemperaturen im Rankine-Prozess zugelassen und damit höhere Wirkungsgrade erzielt werden. In Rahmen dieser Arbeit wird einer Pellets direkt befeuerten KWK für eine Leistung mit bis zu 10 kW<sub>el</sub> und 60 kW<sub>th</sub> mit einem Nutztemperaturniveau von ca. 80 °C mit einem Wasserdampf-Prozess und einem speziellen, nassdampftauglichen und ölfrei-arbeitenden Rotationskolben-Expander untersucht. Die ersten Messungen zeigten bereits eine elektr. Leistungsausbeute von ca. 4 kW<sub>el</sub>. Basierend auf diesen Ergebnissen werden die Komponenten unter ökonomischen Randbedingungen weiterentwickelt, um langfristig eine Biomasse-Mikro-KWK für die dezentrale Anwendung mit großem Einsatzbereich am Markt zu etablieren, die auch wirtschaftlich darstellbar ist.

**Keywords:** Wasserdampf, öl-frei, Indikatordiagramm, CRC, ORC

## 1 Motivation

Der vermehrte Einsatz von dezentralen Biomasse befeuerten Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungssystemen (Bio-Mikro-KWK) kann einen signifikanten Beitrag zur Reduktion des Primärenergieeinsatzes in Österreichs Haushalten, Industrie & Gewerbe leisten und folglich auch zur Vermeidung von anthropogenen Treibhausgasen beitragen. Durch den Einsatz von heimischen, nachwachsenden und CO<sub>2</sub>-neutralen Energieträgern kann Österreichs Abhängigkeit an Energieimporten von fossilen Brennstoffen verringert werden. Die Kopplung von Kraft und Wärme bei der energetischen Biomassenutzung eröffnet die - aus exergetischer Sicht - wertvolle Möglichkeit, aus erneuerbaren und in Österreich verfügbaren Festbrennstoffen neben thermischer auch elektrische Energie zu generieren. Durch die Substitution von z.B. 10% des Wärmebedarfs der österreichischen Industrie mittels Biomasse-KWKs ließen sich gleichzeitig ca. 3% des Strombedarfs in diesem Sektor decken

und folglich pro Jahr bis zu 1,5 Mio. Tonnen an CO<sub>2</sub>-Emissionen einsparen (Zotter et al., 2015).

Das große ökologische Potential von Bio-Mikro-KWKs ist dabei schon länger bekannt, trotzdem haben sich bis dato kaum Anlagen im Leistungsbereich  $< 10 \text{ kW}_{\text{el}}$  am Markt etabliert. Um den anlagentechnisch aufwendigeren Weg der Vergasung zu umgehen, wurden in den letzten Jahren Wärmekraftprozesse mit externer Verbrennung untersucht. Die meisten Konzepte verfolgten zur „Kraft-Gewinnung“ Organic Rankine Cycle (ORC) oder Stirling-Motoren. Beide weisen aber durchaus noch Verbesserungspotential hinsichtlich elektrischer Stromausbeute, Langlebigkeit und Kosten auf. Ein sich bei einigen internationalen Forschungseinrichtungen abzeichnender Trend ist, wieder Wasser als Arbeitsmedium im Kraftprozess – sprich den Clausius-Rankine-Cycle (CRC) - für Mikro-KWKs zu nutzen.

In einem laufenden FFG-Projekt „BioPower“ der Fa. Solarfocus und des IWTs der TU Graz wird ein neues Konzept einer mit Pellets befeuerten Mikro-KWK auf Basis von Wasser als Arbeitsmedium und einer innovativen Rotationskolben-Expansionsmaschine für ca.  $10 \text{ kW}_{\text{el}}$  und bis zu  $60 \text{ kW}_{\text{th}}$  entwickelt und ein entsprechendes Funktionsmuster experimentell untersucht. Die langfristigen Ziele dieses Projektes liegen in der Steigerung der energetischen Effizienz, der Variabilität der Stromkennzahl und in der Reduktion der Herstellkosten. Vor allem die wirtschaftliche Darstellbarkeit ist eine Voraussetzung, dass sich biomassebefeuerte Mikro-KWK Systeme langfristig am Markt etablieren.

## 2 Stand der Technik

Wie in Kapitel 1 bereits erwähnt, zeichnet sich ein Trend in den aktuellen internationalen Forschungsaktivitäten ab, anstelle von organischen Fluiden (ORC) Wasser (CRC) als Arbeitsmedium im Wärmekraftprozess auch für den Leistungsbereich um  $10 \text{ kW}_{\text{el}}$  zu nutzen (siehe Kim et al., 2010, Vankeirsbilck et al., 2011 und Ferrara et al., 2012). Die für ORC-Anlagen zurzeit erhältlichen Fluide sind aufgrund ihrer thermischen Beständigkeit auf Einsatztemperaturen i.d.R. unter  $300 \text{ °C}$  beschränkt. Damit kann das hohe verfügbare Temperaturniveau bei der Biomasseverbrennung exergetisch nicht voll genutzt werden, wodurch die theoretisch maximal erreichbare Stromausbeute und somit der elektrische Wirkungsgrad dieser Systeme stark limitiert ist. Der theoretisch mögliche elektrische Wirkungsgrad von Systemen mit Stirling-Motoren ist zwar forschungstechnisch interessant, die praktische Realisierung ist allerdings aufgrund der komplexen Prozessführung schwierig.

### 2.1 Bewertungskenngrößen

Für die energetische Bewertung von KWKs ist es sinnvoll, neben dem Brennstoffausnutzungsgrad ( $\eta_B$ ), der als Verhältnis aus elektrischer Nutzleistung ( $P_{\text{el}}$ , abzüglich der Pumpleistung) und thermischer Nutzleistung ( $Q_{\text{Heiz}}$ ) zur zugeführten Feuerungswärmeleistung ( $Q_{\text{FWL}}$ ) definiert ist, auch die Stromkennzahl ( $\sigma$ , Glg. (2)) anzugeben (Karl, 2006).

$$\eta_B = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Heiz}}{\dot{Q}_{FWL}} \quad \text{Glg. (1)}$$

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Heiz}} \quad \text{Glg. (2)}$$

Aufgrund der höheren exergetischen Wertigkeit von elektrischer Energie im Vergleich zu Wärme sollte bei KWKs eine besonders hohe „Stromausbeute“ angestrebt werden. Diese wird durch den elektrischen Wirkungsgrad ( $\eta_{el}$ , siehe Glg. (3)) der Anlage beschrieben, welcher vor allem vom thermodynamischen Wirkungsgrad ( $\eta_{th}$ , siehe Glg. (4)) des verwendeten Wärmekraftprozesses abhängt sowie vom Generatorwirkungsgrad inkl. mechanischen Verlusten ( $\eta_{Gen,m} = P_{el}/P_{el,m}$ ) und den feuerungstechnischen Wirkungsgrad ( $\eta_{FT}$ , siehe Glg. (5)) beeinflusst. Um bestmögliche thermodynamische Wirkungsgrade zu erzielen, sollte Wärme bei höchst möglicher (mittlerer) Prozesstemperatur zu- und bei niedrigster Prozesstemperatur abgeführt und die Expansionsmaschine möglichst reibungsfrei arbeiten.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{FWL}} \approx \eta_{Gen,m} \cdot \eta_{FT} \cdot \eta_{th} \quad \text{Glg. (3)}$$

$$\eta_{th} = \frac{P_{el,m}}{\dot{Q}_{ZU}} \quad \text{Glg. (4)}$$

$$\eta_{FT} = \frac{\dot{Q}_{ZU}}{\dot{Q}_{FWL}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{RG}}{\dot{Q}_{FWL}} \quad \text{Glg. (5)}$$

## 2.2 CRC vs. ORC

In Abbildung 1 sind zum Vergleich Prozessschaubilder für eine KWK mit CRC und mit ORC und in Abbildung 3 beispielhaft der dazugehörige ORC sowie in Abbildung 2 ein CRC dargestellt. Beide Prozesse sind prinzipiell ähnlich. Der Unterschied liegt im Wesentlichen in den Eigenschaften des verwendeten Arbeitsfluids. Vorwiegend werden für den ORC Kohlenwasserstoff-Verbindungen eingesetzt, die z.T. auch in der Kälte- & Wärmepumpentechnik ihren Einsatz finden (z.B.: R245fa, n-Pentane, n-Hexane etc.). Diese unterscheiden sich von Wasser meist durch geringere kritische Temperaturen, sowie Form und Lage der Grenzkurven. Die meisten ORC-Fluide sind s.g. „trockene Fluide“ mit einem charakteristischen Überhang der Grenzkurve im T/s-Diagramm, bei denen der Endpunkt der Entspannung selbst bei isentroper Expansion - ausgehend von einem gesättigten Zustand - nicht im Zweiphasengebiet enden kann. Entscheidend für ein trockenes Fluid (z.B. n-Hexan, Abbildung 3) oder „nasses Fluid“ (z.B. Wasser, Abbildung 2) ist der Verlauf der Taulinie im T/s-Diagramm. Der CRC expandiert meist überhitzten Dampf, um eine Expansion in das Nassdampfgebiet zu vermeiden. Denn „Tröpfchenschläge“ könnten zur Zerstörung der Expansionsmaschine (wenn z.B. eine Turbine verwendet wird) führen.

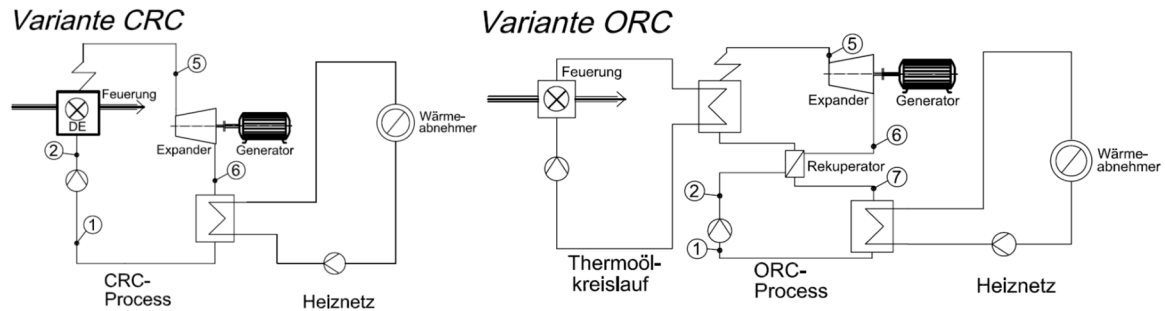


Abbildung 1: Anlagenlayout einer KWK mit CRC und ORC

Beim ORC ist ein Überhitzen des Dampfes aufgrund seiner Fluideigenschaft meist nicht nötig. Dieser wird bei trockenen Fluiden i.d.R. als Sattedampfprozess mit Rekuperator ausgeführt. Der Rekuperator enthitzt das entspannte Fluid, bevor die Kondensationswärme abgeführt wird, wobei diese Wärme dem flüssigen Fluid auf Hochdruck vor dem Eintritt in den Vorwärmer (Economizer) zugeführt wird (siehe Abbildung 3: Zustandsänderungen 6 → 7 bzw. 2 → 3). Durch die Wärmerekuporation wird die Temperatur des organischen Fluids vor dem Eintritt in den Economizer des Kraftprozesses angehoben, weshalb das Rauchgas durch das Fluid nicht soweit abgekühlt werden kann und die Austrittstemperatur des Rauchgases aus dem Kessel höher ist als ohne Rekuperator. Somit sind die Rauchgasverluste ( $Q_{RG}$ ) größer, was sich negativ auf die den feuerungstechn. Wirkungsgrad auswirkt (siehe Glg. (5)) beeinflusst. Um bestmögliche thermodynamische Wirkungsgrade zu erzielen. Daher muss bei diesen Systemen ein zusätzlicher Rauchgaskühler integriert werden, der durch Wasser aus dem Heiznetz gekühlt wird, um die Rauchgasverluste zu verringern.

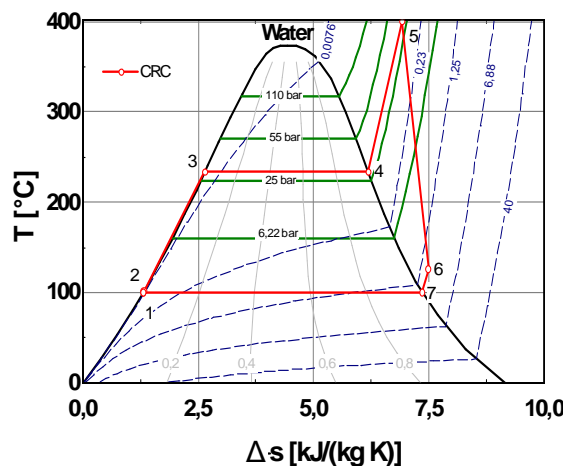


Abbildung 2: CRC-Prozess im T/s-Diagramm für Wasser ( $T_{ZU,max} = 400\text{ °C}$ ,  $T_{AB} = 100\text{ °C}$ ,  $p_{HD} = 30\text{ bar}$ ;  $p_{ND} = 1\text{ bar}$ ;  $\eta_{is-EX} = 0,7$ )

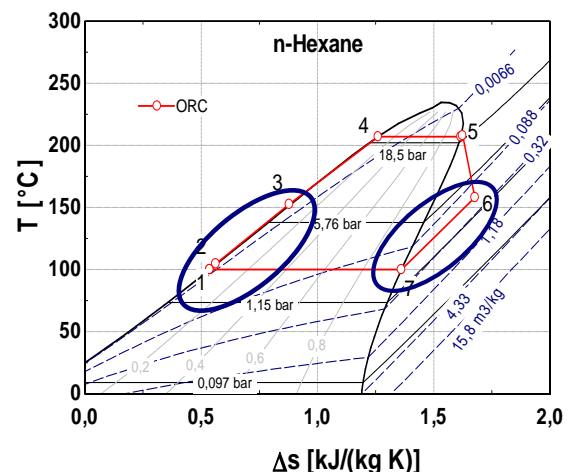


Abbildung 3: ORC-Prozess im T/s-Diagramm für n-Hexane ( $T_{ZU,max} = 215\text{ °C}$ ,  $T_{AB} = 100\text{ °C}$ ,  $p_{HD} = 20\text{ bar}$ ;  $p_{ND} = 2,4\text{ bar}$ ;  $\eta_{is-EX} = 0,7$ )

Zur Vermeidung einer Degradation der Fluide wird im Gegensatz zum CRC die Wärme von der Biomassefeuerung auf den ORC über einen Thermoölkreislauf (Abbildung 1) übertragen (vgl. Preißinger et al., 2011). Dieser Thermoölkreislauf ist mit zusätzlichen Investitionen

verbunden. Außerdem ist auch die thermische Beständigkeit dieser Öle beschränkt, so soll die Rücklauftemperatur lt. Karl (2006) ca. 250°C betragen. Des Weiteren sind diese Thermoöle brennbar, weshalb besondere Vorkehrungen getroffen werden müssen, um Leckagen in (der Nähe) der Brennkammer zu vermeiden. Den Nachteil der Brennbarkeit weisen auch die meisten „ORC-Fluide“ auf, weshalb - beim Einsatz dieser - erhöhte Anforderungen an die Mikro-KWK hinsichtlich Leckagevermeidung gestellt werden.

Die Temperatureinschränkung stellt einen wesentlichen Nachteil beim Nutzen von ORCs in Mikro-KWKs dar, da das hohe verfügbare Temperaturniveau bei der Biomasse-verbrennung exergetisch nicht voll genutzt werden kann, weshalb der theoretisch maximal erreichbare elektr. Wirkungsgrad dieser ORC-Systeme limitiert ist. Wasser weist diesbezüglich keine Limitierung auf, da es thermisch beständig und nicht brennbar ist. Somit können höhere Prozesstemperaturen (über 400°C) realisiert werden und damit bessere elektr. Wirkungsgrade fürs gesamte System erreicht werden. Zwar haben ORCs einen Vorteil hinsichtlich der Effizienz bei Niedertemperatur-abwärmenutzung, der Einsatz der heute erhältlichen nicht brennbaren ORC-Fluide beschränkt sich aber aufgrund ihrer limitierten thermischen Beständigkeit auf Temperaturen unter 300 °C (vgl. Vankeirsbilck et al., 2011). Besonders s.g. „Hot Spots“, d.h. lokal heißere Stellen, die durch die Geometrie der Heizflächen auftreten können, müssen vermieden werden, da es sonst schon bei relativ moderaten Temperaturen zu einer irreversiblen Zersetzung der organischen Fluide kommen kann.

Der thermodynamische Wirkungsgrad – gemäß einer mit EES (2013) durchgeführten Simulation – des in Abbildung 3 dargestellten ORCs mit n-Hexan bei einem Hochdruck ( $p_{HD}$ ) von 20 bar ( $T_{ZU,max} = 215^{\circ}C$ ) und einem Niederdruck ( $p_{ND}$ ) von 2,4 bar, um Abwärme bei  $T_{AB} = 100^{\circ}C$  weiter zu nutzen, bei einem isentropen Wirkungsgrad des Expanders ( $\eta_{is-EX}$ ) von 0,7 bei ca. 12,4%. Der elektrische Wirkungsgrad der gesamten Mikro-KWK liegt aber aufgrund des systembedingten schlechteren feuerungstechnischen Wirkungsgrads infolge der relativ hohen Rauchgastemperatur aus dem Kessel bei 10,9% und der Brennstoffausnutzungsgrad bei 87,9 %. Bei diesen niedrigeren Prozesstemperaturen erreicht vergleichsweise ein CRC mit Überhitzer bei folgenden Prozessbedingungen  $T_{ZU,max} = 215^{\circ}C$ ,  $T_{AB} = 100^{\circ}C$ ,  $p_{HD} = 6$  bar (damit der Expander nicht ins Nassdampfgebiet expandiert),  $p_{ND} = 1$  bar &  $\eta_{is-EX} = 0,7$  einen thermodynamischen Wirkungsgrad von 9% und einen elektrischen von 8%. Da jedoch bei Wasserdampfkraftanlagen keine Temperaturbegrenzung infolge von thermischer Beständigkeit sondern nur hinsichtlich der Werkstoffgrenzen besteht, können höhere Dampfparameter realisiert werden. Z.B. würde der elektrische Wirkungsgrad - des in Abbildung 2 dargestellten CRCs bei  $T_{ZU,max} = 400^{\circ}C$ ,  $p_{HD} = 30$  bar und  $T_{AB} = 100^{\circ}C$ ,  $p_{ND} = 1$  bar &  $\eta_{is-EX} = 0,7$  ca. 16% (inkl. feuerungstechnischem) betragen.

### 2.3 Expansionsmaschinen für Dampfkreisläufe kleiner Leistung

Abbildung 4 gibt einen Überblick für welche Leistungsbereiche Expansionsmaschinen am Markt erhältlich sind. Für Leistungen kleiner 10 kW<sub>el</sub> gibt es kaum Expander, die für den Einsatz in Wasserdampfkreisläufen geeignet wären. Für hohe Druckgefälle und geringe

Volumenströme eignen sich prinzipiell eher Verdrängermaschinen, wie z.B. Schrauben-, Kolben- oder Scrollexpander (siehe Kim et al., 2010, Lemort et al., 2006 & Qiu et al., 2011).

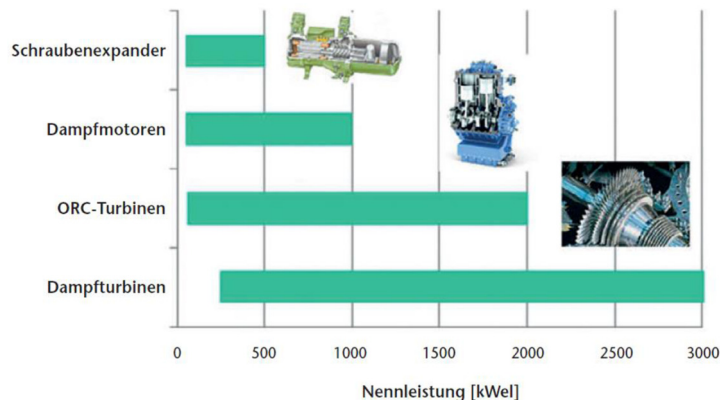


Abbildung 4: Arten von Expansionsmaschinen je nach Leistungsbereich (Hennecke & Neuhäuser, 2013)

Verdrängermaschinen sind im Gegensatz zu Turbinen unempfindlich gegen Tropfenschläge und können daher auch im Nassdampfgebiet betrieben werden (Karl, 2006; Kim et al., 2007). Somit können auch so genannte Sattedampf- oder Flashprozesse realisiert werden (Abbildung 5). Weshalb die verwendete Expansionsmaschine auch das mögliche Layout des CRCs bestimmt.

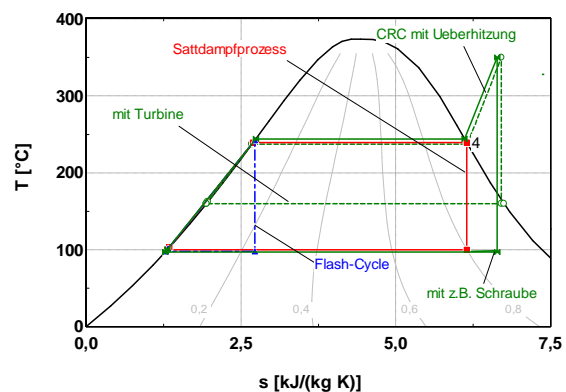


Abbildung 5: Unterschiedliche CRC – Prozesse im T,s-Diagramm für Wasser

Zentrales Thema bei der Auswahl ist die Möglichkeit eines öl-freien Betriebs. Denn aufgrund der hohen Fettlöslichkeit von Wasserdampf würde das Öl aus der geschmierten Expansionsmaschine in den Dampfkreislauf gelangen. Es könnte – neben dem Aufwand für die notwendige Ölrückführung – zu einem Aufschäumen kommen bzw. wird sich das mitgerissene Öl in den Wärmetauscherflächen des Kessels anlegen und damit den Wärmeübergang drastisch verschlechtern, wodurch es zu Übertemperaturen und damit zur Materialschädigung des Kessels kommen kann.

### 3 BioPower, das Konzept der Pellets befeuerten Mikro-KWK

Aufbauend auf dem derzeitigen Stand der Forschung und Entwicklung wurde ein innovatives Konzept für die Biomasse-Mikro-KWK auf Basis eines CRCs entwickelt, da Wasser weder giftig noch brennbar ist und weitere Vorteile hinsichtlich Anlagenkomplexität (kein Thermoöl-Kreislauf) und Effizienz (höhere Prozesstemperaturen) mit sich bringt. Dazu soll ein entsprechendes Funktionsmuster für ca. 10 kW<sub>el</sub> und bis zu 60 kW<sub>th</sub> aufgebaut werden. Die Wärme soll dabei bei einem Nutztemperaturniveau von ca. 80 °C vorliegen. Der CRC wurde so ausgelegt, um ein schnelles Anfahr- und Regelverhalten und eine variable Stromkennzahl zu gewährleisten. Der max. Frischdampfdruck soll 30 bar nicht überschreiten.

Zurzeit wird der pelletsbefeuerte Dampfkessel mit geringem Füllvolumen und geeigneter Heizflächenreinigung ausgelegt, gebaut und experimentell untersucht. Parallel dazu wurde nach einem für diese Anwendung geeigneten ölfreien Expander recherchiert. Die von der Fa. EN3 GmbH zur Verfügung gestellte Rotationskolbenmaschine erfüllt alle Anforderungen und wurde experimentell untersucht.

## 4 Rotationskolben-Expansionsmaschine

Mit dem Rotationskolbenexpander der Fa. EN3 GmbH konnte im Zuge des Projektes eine für die technischen Anforderungen geeignete Maschine gefunden werden. Eine Rotationskolbenmaschine hat gemäß Günter & Gubner (2014) im Vgl. zur Hubkolbenmaschine kinematische und tribologische Vorteile bzgl. Laufruhe und Lebensdauer. Die rotierende Drehbewegung vermeidet die Kraftumkehr in den Totlagen der Hubkolbenmaschine, was die eigentliche Schwachstelle bezüglich Reibung und Verschleiß darstellt.

### 4.1 Arbeitsweise

Bei der Rotationskolbenmaschine der Fa. EN3 handelt es sich um eine ölfreie, diskontinuierlich arbeitenden Expander mit fix-gesteuertem Einlassventil. Die Arbeitsweise lässt sich in vier Schritten beschreiben (Abbildung 6). In der „Oberen Totpunkt-Stellung“ (OT) ist das zwischen Kolben (orange) und Gehäuse (grau) eingeschlossene Volumen am kleinsten (Schadraum,  $V_{\text{Schad}}$ ). Im zweiten Schritt wird das Einlassventil geöffnet und das Arbeitsmedium auf Hochdruckniveau strömt ein. Nach der Füllung wird das Einlassventil wieder geschlossen und der effektive Schadraum befüllt ( $V_{\text{Schad,eff}}$ ). Wegen der am Kolben unterschiedlich hohen Drücke wird dieser während des Arbeitstaktes in eine Drehbewegung versetzt. Aufgrund der damit einhergehenden Volumenzunahme, entspannt sich das Medium auf einen niedrigeren Druck. Am Ende der Expansion (Unterer Totpunkt, UT) ist das eingeschlossene Volumen zwischen Kolben und Gehäuse am größten (Hubvolumen,  $V_{\text{Hub}} - V_{\text{Schad}}$ ). Das Fluid sollte im UT auf das Niederdruckniveau entspannt worden sein. Der Kolben dreht sich infolge der Trägheit weiter und gibt die Auslassöffnung frei und das Arbeitsmedium strömt aus dem Expander.

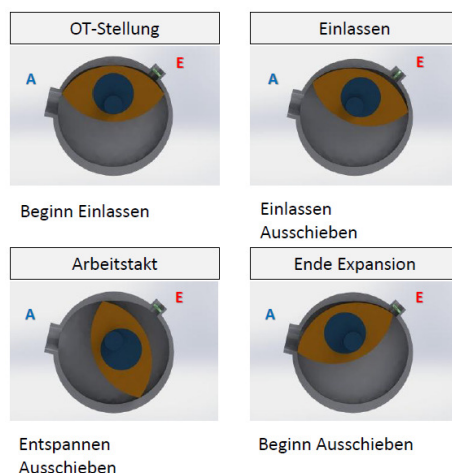


Abbildung 6: Arbeitsweise eines Rotationskolbenexpanders (EN3 GmbH, 2014)

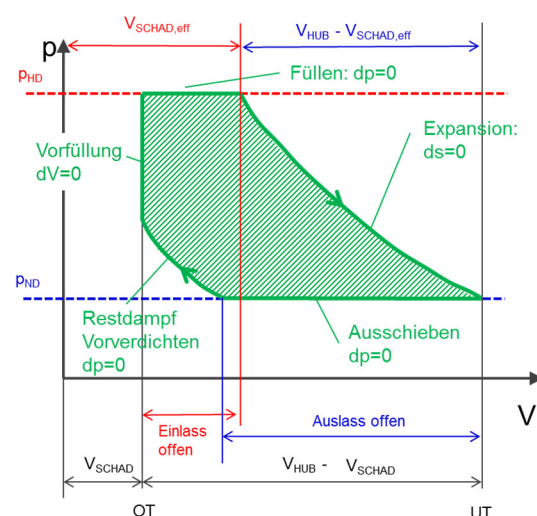


Abbildung 7: Idealisierter Arbeitsprozess des Rotationskolbenexpanders im p,V-Diagramm

Der o.a. Arbeitsprozess lässt sich auch im p, V-Diagramm (Indikatordiagramm) darstellen, wenn der Verlauf des Volumens  $V(\varphi)$  und des Druckes  $p(\varphi)$  über dem Drehwinkel bekannt sind. Abbildung 7 zeigt ein Indikatordiagramm mit idealisierten Zustandsänderungen (vgl. Leibetseder, 2015). Der Arbeitsprozess wird im Uhrzeigersinn durchlaufen, beginnend im Punkt, wo der Kolben den „Auslass schließt“ (AS). Es dreht sich der Kolben in Richtung OT und verdichtet den eingeschlossenen Restdampf der nicht ausgeschoben wurde aufgrund der Volumenabnahme. Dadurch steigt der Druck idealerweise isentrop an. Im OT wird der Einlass geöffnet und idealerweise steigt der Druck im vom Kolben und Gehäuse eingeschlossenen Volumen isochor auf den Hochdruck (HD) an. Danach wird der Expander isobar befüllt bis sich das „Einlassventil schließt“ (ES). Dann expandiert der Dampf aufgrund der Volumenzunahme idealerweise isentrop auf den Niederdruck (ND). Im unteren Totpunkt ist die Expansion vollendet und der Abdampf strömt aus dem Auslass bis der Kolben diesen wieder verschließt. Danach wird der Restdampf wieder vorverdichtet der Zyklus beginnt erneut. Je nach Drucklagen, geometrischem Expansionsverhältnis ( $\varepsilon$ , Glg.(6)) und Steuerzeiten des Einlassventils (effektive Expansionsverhältnis:  $\varepsilon_{eff}$ , Glg. (7)) variiert das jeweilige Indikatordiagramm von jenem in Abbildung 7. Die eingeschlossene Fläche entspricht der indizierten Kolbenarbeit ( $A_{K,i}$ ), gemäß Glg. (6).

$$A_{K,i} = \oint p(V) dV \quad \text{Glg. (6)}$$

$$\varepsilon = \frac{V_{Schad}}{V_{Hub}} \quad \text{Glg. (7)}$$

$$\varepsilon_{eff} = \frac{V_{Schad,eff}}{V_{Hub}} \quad \text{Glg. (8)}$$

## 4.2 Experimentelle Untersuchung

Es wurden zwei unterschiedliche Funktionsmuster hinsichtlich elektr. Leistung, spezifischem Dampfverbrauch und isentropem Gesamtwirkungsgrad experimentell untersucht. Mit den Messungen der Frischdampf- und Abdampfparameter konnten die relevanten Leistungen und Wirkungsgrade bestimmt werden. Durch die Druckindizierung konnte einerseits der isentrope Wirkungsgrad des Expanders bestimmt werden und andererseits ein Blick in den Arbeitsprozess des Rotationsexpanders selbst geworfen werden, um mögliche Optimierungspotentiale zu erheben.

### 4.2.1 Prüfstand

Als Prüfstand wurde der Dampferzeuger am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) verwendet, da dieser alle Anforderungen zur Expansionsmaschinenvermessung erfüllt. Der Rotationskolbenexpander wurden in den Prüfstand mechanisch und hydraulisch integriert und mit Messtechnik (wie Wärmemengen-, Temperatur-, Druck-, elektr. Leistungsmessung, Druckindizierung etc.) ausgestattet (siehe Abbildung 8). Für die experimentelle Analyse wurden die Frischdampfparameter, Drehzahl und der Abdampfdruck variiert.



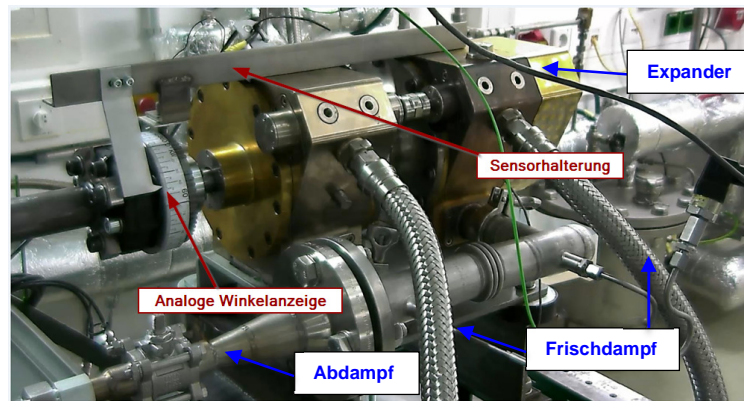


Abbildung 8: Foto der zweiflutigen Rotationskolbenexpansionsmaschine am Prüfstand (Leibesteder, 2015)

#### 4.2.2 Messergebnisse

Ursprünglich war geplant, dass der Expander ins Nassdampfgebiet expandiert, um den Flüssigkeitsanteil zur Schmierung heranzuziehen. Bei Drehzahlen größer 700 U/min wurden allerdings Eigenfrequenzen angeregt, welche hinsichtlich der Materialschonung nicht überfahren wurden. Aufgrund der relativ niedrigen Drehzahlen war die Schmierung über die gleitenden Dichtleisten im Expander ausreichend, wodurch es nicht notwendig war in das Nassdampfgebiet zu expandieren. Die Versuche wurden deshalb sowohl mit Sattedampf als auch mit überhitztem Dampf bei Frischdampfdrücken bis zu 20 bar durchgeführt.

Bei den ersten Versuchen lag der Gegendruck am Auslass des Expanders tlw. über dem Kondensatordruck, weshalb der Expander z.T. in das s.g. „Pumpen“ kam. D.h. dass der Gegendruck während der Expansion in der Maschine unterschritten wird und Dampf aus dem Abdampfschlauch in die Maschine zurückgesaugt und damit die abgegebene Leistung des Expanders minimiert wurde; siehe Abbildung 9 Pumparbeit (eingeschlossene Fläche: Grün über Blau) ist von der Expansionsarbeit (Fläche: Blau über Grün) abzuziehen. Durch entsprechende Adaptierungen konnte der Gegendruck auf den vorgegebenen Druck im Kondensator gesenkt werden, wodurch kein Pumpen während der Expansion mehr feststellbar war (Abbildung 10).

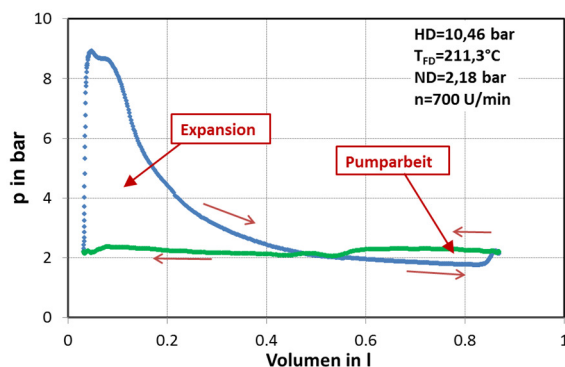


Abbildung 9: Indikator diagramm bei einem Frischdampf von 10,46 bar und 211,3 °C und einem Abdampfdruck von 2,18 bar @ 700 U/min (Leibesteder, 2015)

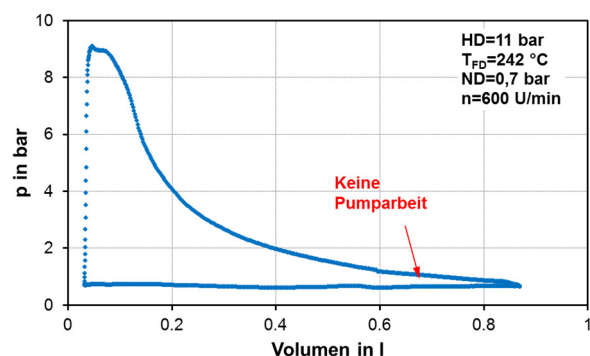
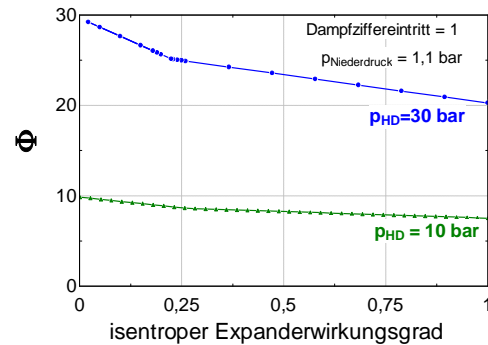


Abbildung 10: Indikator diagramm bei einem Frischdampf von 11 bar und 240 °C und einem Abdampfdruck von 0,7 bar @ 700 U/min (Leibesteder, 2015)

Um ein Pumpen zu vermeiden, muss das effektive Expansionsverhältnis zum benötigten Volumenverhältnis - zwischen Volumen mit Hochdruck ( $V_{HD}$ ) und Volumen mit Niederdruck ( $V_{ND}$ ) - während der Expansion ( $\Phi$ , Glg. 9) passen. Neben dem Druckverhältnis hat, wie in Abbildung 11 ersichtlich, auch der isentrope Wirkungsgrad Einfluss auf  $\Phi$ . Ist  $\varepsilon_{eff}$  größer als  $\Phi$  kommt der Expander ins Pumpen. Ist  $\varepsilon_{eff}$  kleiner als  $\Phi$  kann das vorhandene Dampfdruckgefälle nicht voll umgesetzt werden.

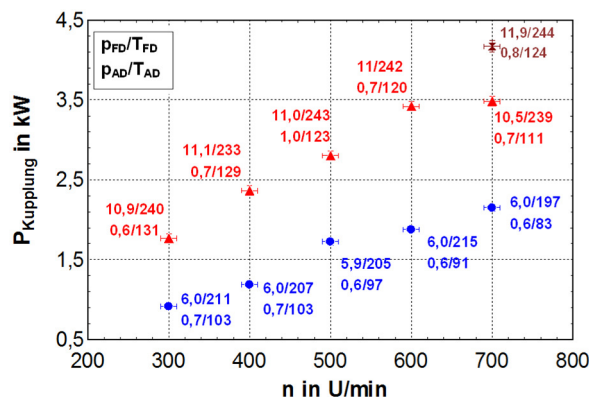
$$\phi = \frac{V_{HD}}{V_{ND}}$$

Glg. (9)

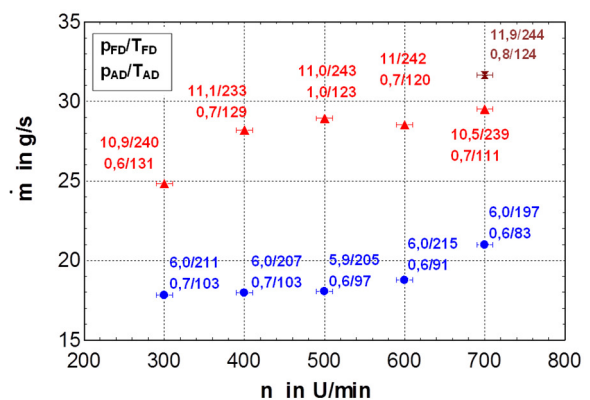


**Abbildung 11: Benötigtes Volumenverhältnis für die Expansion ( $\Phi$ ) für Wassersattdampf vs. isentroper Wirkungsgrad für unterschiedliche Drücke**

Nachfolgend sind auszugsweise einige der wichtigsten Messergebnisse dargestellt. Abbildung 12 zeigt die Kupplungsleistung ( $P_{Kupplung}$ , gemessen an der Wirbelstrombremse) und Abbildung 13 den benötigten Dampfmassenstrom ( $\dot{m}$ ) des Expanders in Abhängigkeit der Drehzahl ( $n$ ) bei unterschiedlichem Frischdampfdruck. Die höchste Leistung von 4,2 kW lag bei einem Frischdampfdruck von ca. 12 bar und bei 700 U/min. Tendenziell stieg die Leistung des Expanders mit steigender Drehzahl, steigendem Frischdampfdruck und mit steigender Überhitzung des Dampfes. Der Abdampfdruck hat einen geringen Einfluss, sollte allerdings nicht zu hoch werden, da bei Druckverhältnissen (zwischen Frisch- und Abdampf) unter 5 der Expander ins Pumpen gerät. Beim Betriebspunkt der höchstgemessenen Leistung hatte der Expander auch den größten Dampfverbrauch. Allerdings zeigten die Auswertungen, dass der spezifische Dampfverbrauch (kg/kWh) mit steigendem Frischdampfdruck und steigender Drehzahl sinkt und der geringste spezifische Verbrauch günstiger Weise bei jenem Betriebspunkt der höchst-gemessenen Leistung liegt. Frischdampfdrücke größer 12 bar konnten nicht ausgetestet werden, da aufgrund der steigenden Dichte mit steigendem Druck der benötigte Massenstrom für diesen Expander nicht vom Prüfstand bereitgestellt werden konnte. Wie bereits erwähnt, war auch die Drehzahl bei 700 U/min aufgrund von Eigenschwingungen begrenzt.



**Abbildung 12: Kupplungsleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C**



**Abbildung 13: Benötigter Dampfmassenstrom in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C**

Die gewonnenen Erkenntnisse dienen zur Optimierung des Expanders bzw. dessen Betriebsweise.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Im FFG-Projekt „BioPower“ wird von der Fa. Solarfocus und dem IWT der TU Graz eine pelletsbefeuerte Mikro-KWK für eine Leistung von bis zu  $10 \text{ kW}_{\text{el}}$  und  $60 \text{ kW}_{\text{th}}$  (Nutztemperaturniveau ca.  $80^\circ\text{C}$ ) mit einem Wasserdampf-Prozess und einem neuentwickelten Nassdampf-tauglichen und ölfrei-arbeitenden Rotationskolbenexpander der Fa. EN3 GmbH entwickelt. Dieses Konzept stellt in diesem Leistungsbereich eine Innovation dar. Gegenüber Varianten mit einem ORC können mittels des CRC aufgrund der thermischen Beständigkeit von Wasser höhere Prozesstemperaturen zugelassen und damit höhere Effizienzen erzielt werden. Des Weiteren benötigt der CRC keinen Thermoöl-Kreislauf und kann daher direkt befeuert werden.

Zurzeit wird ein Dampfkessel mit speziellen Heizflächendesign und geringem Füllvolumen gebaut. Parallel dazu wird der Rotationskolbenexpander experimentell an einem Prüfstand des IVTs der TU Graz mit entsprechender Messtechnik, darunter auch einer Druckindizierung, detailliert untersucht. Die Versuche zeigten, dass keine Dampfnaße zur Schmierung notwendig ist, da die Dichtleisten im Expander ausreichend gleiten. Gemäß den Messungen konnte eine elektr. Leistungsausbeute von ca.  $4,2 \text{ kW}_{\text{el}}$  generiert werden. Günstige Tendenzen hinsichtlich Leistung und spezifischem Dampfverbrauch sind bei höheren Frischdampfdrücken und Drehzahlen zu verzeichnen. Für das Gesamtkonzept wird ein Frischdampfdruck von 30 bar angestrebt. Allerdings stieg der Bedarf an Dampfmassenstrom bei steigendem Frischdampfdruck aufgrund der höheren Dichte, weshalb ein optimierter Rotationskolbenexpander mit geringerem Schluckvermögen im Gesamtfunktionsmuster untersucht werden soll. Aus der Druckindizierung konnte weiteres Optimierungspotenzial für die Betriebsweise des Expanders erhoben werden. Vor allem zu kleine Druckverhältnisse sind zu vermeiden, da der Expander ins s.g. Pumpen gerät, was sich negativ auf die erzielbare Leistung auswirkt. Zur Variation der Expanderleistung könnte der Dampfmassenstrom, der Eingangsdruck und die Drehzahl des Expanders variiert werden. Welche Variante schlussendlich herangezogen wird, muss mit den Möglichkeiten, die der Dampferzeuger bietet, abgestimmt werden.

Basierend auf diesen Ergebnissen werden die Komponenten unter ökonomischen Randbedingungen weiterentwickelt, „verheiratet“, experimentell untersucht und weiter optimiert. Die Anlage soll eine effiziente Teillastregelbarkeit sowie eine variable Stromkennzahl durch eine neue Regelstrategie mittels modularer Feuerungsleistung und Anpassung der Expanderleistung zu ermöglichen. Das langfristige Ziel ist eine Biomasse-Mikro-KWK für die dezentrale Anwendung mit großem Einsatzbereich am Markt zu etablieren, die auch wirtschaftlich darstellbar ist.

## 6 Danksagung

Das Projekt „BioPower“ (FFG-Nr.: 843873) wird aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „ENERGY MISSION AUSTRIA“ durchgeführt.



## 7 Literatur

**EES, 2013:** *Engineering Equation Solver*. [Software] s.l. : F-Chart Software, 2013. Academic Professional V9.

**EN3 GmbH (2014):** Technologiepräsentation - EN3 GmbH vom 28.01.2014 (unveröffentlicht)

**EN3 GmbH (2015):** Volumenverlauf KKM 136.[xlsx]. Email: Volumenverlauf.(30.04.2015) (unveröffentlicht)

**Ferrara, Manfrida & Pescioni (2012):** Model of a small steam engine for renewable domestic CHP system; Prodeeding OF ECOS 2012 – June 26-29, 2012, Perugia, Italy

**Günter & Gubner (2014):** Aufbau, Funktionsweise und Einsatzmöglichkeiten der Rotationskolbenmaschine von EN3 GmbH. (unveröffentlicht)

**Hennecke & Neuhäuser (2013):** Solare Kraft-Wärme-Kopplung: Baustein für ein nachhaltiges Strom-Wärme-System? Jahrestagung 2013 des FVEE, 24.-25. Okt. 2013, Freiburg, Deutschland. 2013.

**Karl (2006).** Dezentrale Energiesysteme: Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt (2 Auflage). München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag

**Kim, Kim & Kim (2010):** A Steam Expander for Waste Heat Recovery Cycle – Int. Refrigeration and Air Cinditioning Conference at Purdue, July 12-15, 2010

**Leibetseder (2015):** Experimentelle Untersuchung einer Expansionsmaschine für Rankine-Prozesse kleiner Leistung. Masterarbeit am Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Graz

**Lemort, Quoilin, Cuevas & Lebrun (2009):** Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Issue 14-15, (Oct. 2009) p.630-640

**Preißinger, Heberle & Brüggemann (2011):** Der ORZ-Prozess auf Biomassebasis – derzeitiger Einsatz und Optimierungsansätze – LTTT, ZET, Universität Bayreuth im Tagungsband zum Fachkolloquium: Energetische Biomassenutzung – Elektroenergie aus Biomasse in dezentraler Anwendung – Technik, Ökonomie, Ökologie – Zittau, 12-13.05.2011;

**Qiu, Liu & Riffat (2011):** Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle - Applied Thermal Engineering, Vol. 31, Issue 16, (Nov. 2011) p.3301-3307

**Vankeirsbilck, Vanslambrouck, Gusev & De Paepe (2011):** Energetical, Technical and Economical considerations by choosing between a Steam and an Organic Rankine Cycle for Small Scale Power Generation – ORC 2011; 1<sup>st</sup> Int. Seminar on ORC Power Systems; Delft, The Netherlands; Sept. 22-23, 2012

**Zotter, Archan, Leibetseder, Reißlegger & Rieberer (2015):** Expansionsmaschine für CRC kleiner Leistung. Bericht zum FFG-Projekt „BioPower“ (FFG-Nr.: 843873), Institut für Wärmetechnik - Technische Universität Graz (unveröffentlicht)