



**Schlussbericht**, 25. September 2009

---

## **Aactor !GT<sup>©</sup>**

Entwicklung einer Inversen Gasturbine „Aactor“  
zur Nutzung erneuerbarer Energie und  
industrieller Abwärme, Phase 2

---

**Auftraggeber:**

Bundesamt für Energie BFE  
Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Kofinanzierung:**

Wenko Swissauto Testcenter, CH-5507 Mellingen  
WS Wärmeprozessestechnik GmbH, D-71272 Renningen  
ZHAW, CH-8400 Winterthur  
Auftragnehmer in Form von Eigenleistungen

**Auftragnehmer:**

Ökozentrum Langenbruck  
Schwengiweg 12  
CH-4438 Langenbruck  
[www.oekozentrum.ch](http://www.oekozentrum.ch)

Die mit Logo auf dem Titelblatt erwähnte Firma Fischer AG, CH-3360 Herzogenbuchsee ist Unterauftragnehmerin

**Autoren:**

Martin Schmid, Ökozentrum Langenbruck, [martin.schmid@oekozentrum.ch](mailto:martin.schmid@oekozentrum.ch)

**BFE-Bereichsleiter:** Andreas Eckmanns, [andreas.eckmanns@bfe.admin.ch](mailto:andreas.eckmanns@bfe.admin.ch)

**BFE-Programmleiter:** Thomas Kopp, [tkoppp@hsr.ch](mailto:tkoppp@hsr.ch)

**BFE-Vertrags- und Projektnummer:** 153623 / 102820

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung .....	4
Abstract .....	4
Projektziele .....	5
Bedeutung und Hintergrund.....	5
Quantitative Ziele im vorliegenden Projekt .....	5
Durchgeführte Arbeiten und erreichte Ergebnisse .....	6
Adaption der Turbine auf bestehende Generator-Spindel.....	6
Auslegung und Beschaffung der Gasturbinen-Komponenten .....	8
Weitere Arbeiten im Jahre 2008 .....	9
Entwicklung des Rekuperators und des Brenners.....	10
Aufbau des Funktionsmuster (PDU) mk II im Labor .....	12
Auszug aus den Messresultaten.....	13
Berechnung der Turbinenleistung aus den Messwerten .....	16
Konklusion .....	18
Nationale Zusammenarbeit .....	19
Internationale Zusammenarbeit.....	19
Bewertung und Ausblick.....	19
Referenzen .....	19

# Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Projektes sollen alle thermo- und schwingungsdynamischen Analysen und Simulationen, sowie die Konstruktion von Turbine und Peripheriegeräten durchgeführt werden. Ziel ist am Ende der Projektphase II das Design eines Funktionsmusters einer Mikro-Gasturbine mit ca. 2.4 kW elektrischer Einspeiseleistung vorliegen zu haben, auf dessen Basis die Versuchsturbine hergestellt werden kann. Bei den Peripheriegeräten bilden der Schwachgasbrenner ( $H_u \ll 4 \text{ MJ/m}^3_n$ ) und Rekuperator weitere Schwerpunkte, die auf Grund der Konstruktionspläne gebaut und im Labor getestet werden sollen.

In der nachfolgenden Projektphase III wird ein feldtesttaugliches Funktionsmuster einer inversen Gasturbine gebaut, das mit Schwachgas unter atmosphärischen Bedingungen befeuert werden kann. Aus dem Funktionsmuster soll ein Prototyp einer Schwachgas-Mikroturbine mit 9 kW elektrischer Einspeiseleistung entstehen. Es sind weitere Diversifizierungen von Applikationen der Turbine geplant für die Nutzung fester Brennstoffe (Holzpellets) und WKK-Anwendungen vorgesehen. Im Rahmen der Projektphase II wird abgeklärt, ob sich die inverse Gasturbine auch für grössere Leistungen in Kombi-Kraftwerken mit konzentrierter Solarstrahlung konzipieren lässt.

Es wurden parallel folgende Arbeiten durchgeführt: a) Iterativ wurde eine bestehende Hochgeschwindigkeits-Spindel an die neuen Anforderungen angepasst (schliesslich um 60% vergrössert) und danach die rotordynamische Analyse durchgeführt. Nach Erreichen eines idealen Designs mit kritischen Drehzahlen über dem Arbeitsbereich der Turbine wurde schliesslich die thermische Analyse mit FEM an einem 3-D-Modell der Turbinen/Generator-Einheit durchgeführt. b) nach Evaluation des Rekuperators (sowohl Design als auch mögliche Lieferanten) wurde vom deutschen Industriepartner ein Rekuperator hergestellt. Am Ökozentrum wurde der Mantel-Strom-FLOX-Brenner hergestellt, sowie die Funktionsmuster-Turbine aus Turbolader-Komponenten zusammengestellt und alle Peripheriegeräte und Messeinrichtungen aufgebaut. Alsdann folgte ein Test-, Mess- und Demonstrationsbetrieb über insgesamt ca. 50 Betriebsstunden. Der Vergleich der Messdaten mit den vorgängigen Berechnungen der Fachhochschule Winterthur zeigen eine hohe Übereinstimmung. Die Projektleitung wird die Projektphase III bald starten können.

## Abstract

During this project, all relevant analysis and simulations according thermodynamics, heat transfer and rotor kinetics, as well as the design of the turbine and its periphery shall be performed. The aim of this project phase (II) is the design of a project development unit (PDU) of a micro-turbine with a nominal grid feeding power of 2.4 kWe. Basing on this design, the PDU shall be ready to be produced.

Parallely peripheral components such as burner and recuperator shall be designed, produced and tested in the laboratories of Center of Appropriate Technology and Social Ecology (CATSE). The burner is specially designed for the combustion of lean gases ( $H_u \ll 4 \text{ MJ/m}^3_n$ ).

In the following project phase (III), a project development unit (PDU) will be produced and tested in the field. It will be fired with lean gas (such as land fill gas from degrading sites) under atmospheric conditions.

From this PDU, a prototype of a lean gas micro-turbine with 9 kWe grid feeding power shall be derivated. Other applications are foreseen, such as a combined heat and power (CHP) unit for solid fuels (wood pellets). During project phase III it has to be investigated, whether the inverted brayton cycle remains advantageous if applied in larger combined-cycle installations using concentrated solar radiation (CSP).

Until August 2009, all proposed works have been finished with the result, that the turbine-generator unit is designed and thermically and dynamically approved for production. Parallely

the tests on a mechanically braked turbine on the laboratory test rig including a burner, recuperator and cooling system showed satisfying match of the measured and the calculated design data. Technically, there are no further obstacles to start project phase III.

## Projektziele

### Bedeutung und Hintergrund

Das Projekt „Aactor !GT“ ist die Synthese von 25 Jahren F+E-Tätigkeit im Bereich der dezentralen Wärme-Kraft-Kopplung mit Biomasse-Brennstoffen und der Entwicklung von neuartigen Schwachgasbrenner-Technologien für industrielle Abgase und Deponiegas. Die teilweise schwierig zu verfeuernden Brennstoffe sind feste Brennstoffe (Kohle, Holz, Stroh, etc.) aber auch schwer entzündliche Stoffe wie stark CO<sub>2</sub>-haltige Gase mit niedrigem Heizwert. Das Ökozentrum Langenbruck hat in einer Markt- und Technologiestudie für Biomasse-Brennstoffe die extern befeuerte Gasturbine [1] und die atmosphärisch befeuerte Gasturbine (auch inverse Gasturbine genannt) zur direkten Nutzung der Schwachgase als wirtschaftlichste und robusteste Lösungen evaluiert [2]. Beide Konzepte eignen sich überdies für die Nutzung von konzentrierter Solarstrahlung, am besten in Verbindung mit einem Kombi-Zyklus (Heissluft und Dampf analog GuD) und fossiler oder biogener Zufeuerung in den sonnenarmen Stunden [3]. Für die Anwendungen der Turbinentechnik im WKK-Kleinleistungsbereich müssen die Kosten im Vergleich zur Heissluftturbine stark gesenkt werden. Die Kosten der Heissluftturbine werden dominiert durch den Überdruck-Heissluft/Abgaswärmetauscher aus hochwarmfesten und kriebbeständigen Materialien. Diesem Umstand will das Projekt Aactor begegnen durch das komplette Weglassen des Wärmetauschers durch die direkte atmosphärische Verbrennung bei sauber verbrennenden Brennstoffen bzw. mit einem atmosphärisch arbeitenden Abgas/Luftwärmetauscher aus preiswerten Materialien bei verschmutzenden Brennstoffen.

Der Markt ermöglicht die verschiedensten Anwendungen der atmosphärisch brennenden Turbinentechnik: In Mittel- und Osteuropa liegt von der ehemals intensiven Bergbautätigkeit Grubengas und von der Deponierung von Siedlungsmüll (Deponiegas) ein beträchtliches Potential vor. Dieses liefert mit ins Netz einspeisenden Biogasanlagen zusammen mindestens 4.5 GWth Gasleistung (H<sub>u</sub>) [4]. Wird das Schwachgaspotential ausgeschöpft, müssten 100'000 Turbinen-Einheiten von 45 kWth (H<sub>u</sub>) / 9 kWe installiert werden. Das potentielle Investitionsvolumen bewegt sich um 5 Milliarden CHF.

Der technisch anspruchsvollere aber auch sehr viel grössere Markt der dezentralen WKK mit Fest-Brennstoffen würde alleine in der Schweiz ein Volumen von 2.6 Mia CHF ausmachen. Ein hoher Anteil des Potentials von Band-Heizleistungen läge zwischen 25 und 860 kWth mit einer möglichen Spitzenheizleistung zwischen 82 und 2000 kWth. In diesen Anlagen würden insgesamt 1.5 bis 1.8 TWh Strom und knapp 5 TWh Heizwärme produziert [2]. Das Volumen des Marktes für konzentrierte Solarenergie muss noch eruiert werden: Bei grösseren Turbinenanlagen mit grösseren Verdichtungsverhältnissen können sich die Kostenanteile vom Wärmetauscher zur Turbine hin verschieben, was ein konventionelles Turbinensystem im Überdruckbetrieb wieder favorisiert.

### Quantitative Ziele im vorliegenden Projekt

Das Design für das erste Produkt von Aactor !GT zielt auf eine 9kWe (45 kW Gasleistung) Mikroturbine mit atmosphärischer Verbrennung. Als Brennstoff kommt Schwachgas zum Einsatz mit dem Heizwert von  $\ll 4 \text{ MJ/m}^3_n$  (z.B. Deponiegase aus alternden Deponien). Für das Funktionsmuster der Projektphase II und III wird aber eine kleinere Turbine erstellt werden: Es wird ein elektrischer Wirkungsgrad von 19% bei einer Leistung von ca. 2.4 kWe angestrebt. Die Verbrennungsabgase sollen die Vorgaben der Luftreinhalte-Verordnung einhalten. Es ist geplant, das Funktionsmuster bereits mit realen Schwachgasen zu testen.

Mit dem Budget der geplanten aktuellen Projektphase II bis Juni 2009 (verlängert bis September 2009) kann das Funktionsmuster nicht bis zur vollen Funktionsfähigkeit gebaut werden. Auf Grund der kompletten Konstruktion konnten die thermo- und schwingungsdynamische Analyse und Simulation (CFD und FEM) durchgeführt werden. Hingegen wurden der Rekuperator und der Schwachgasbrenner konstruiert und als Funktionsmuster gebaut. Diese Peripheriegeräte wurden im Labor des Ökozentrums Langenbruck getestet.

Durch den Einsatz einer Turbineneinheit mit baugleichen Komponenten wie beim späteren Generator-Modell, jedoch einer Drosselung anstatt einem Generator konnte das System weitestgehend unter realen Bedingungen geprüft werden. Da an der ZHAW auch dieser gedrosselte Betriebszustand simuliert wurde, konnte mit Modellrechnungen auf die Generator-Einheit zurückgeschlossen werden. Die gemessenen Resultate stimmen mit den berechneten Zielwerten weitestgehend überein. Allerdings stellt die Temperaturmessung am Turbineneintritt eine grosse Herausforderung dar und ist ein verbleibender Unsicherheitsfaktor.

## **Durchgeführte Arbeiten und erreichte Ergebnisse**

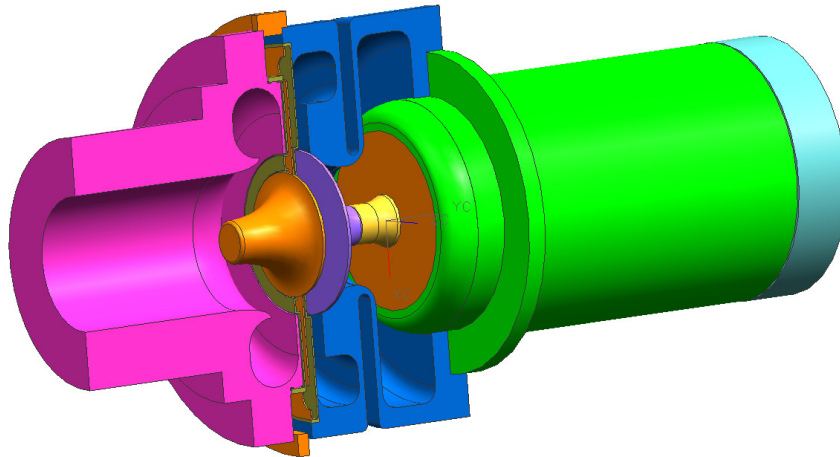
Die Projektphase I dauerte vom März 2007 bis zum Mai 2008. Auf Grund vielversprechender Anzeichen, die Finanzierung für die Phase II zu finden, wurden ab Juni 2008 bereits Arbeiten für die Projektphase II durchgeführt, obwohl die Verträge mit dem Bundesamt für Energie erst Anfangs November 2008 unterzeichnet werden konnten.

Dieses Projektjahr war hauptsächlich geprägt von der detaillierten Auslegung der Komponenten. Dazu gehörte die Adaption der Turbine auf bestehende Generator-Spindeln, Beschaffung der Turbinen-Komponenten. Eine erweiterte Patentrecherche konnte abgeschlossen werden. Im Weiteren wurden durch Vergleichsmessungen in einem Evaluationsverfahren Varianten gesucht, die Generatoreinheit für das Funktionsmuster kostengünstiger zu gestalten. Die Arbeiten seit dem offiziellen Projektbeginn im November 2009 werden in den folgenden Kapiteln präsentiert:

### **Adaption der Turbine auf bestehende Generator-Spindel**

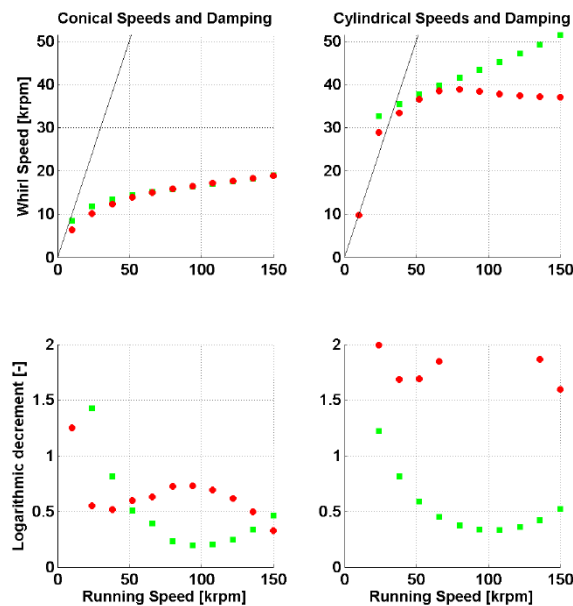
Eine Generatorspindel, wie sie im Werkzeugmaschinenbau eingesetzt wird, umfasst einen auf höchste Drehzahlen ausgelegten elektrischen Generator mit Axial- und Radiallagerungen. Es ist vorgesehen, dass die Generatorspindleinheit die Lagerung der Gas-Turbine übernimmt. Obwohl das kommerzielle Endprodukt dieses Projektes eine 9 kWe Einheit werden soll, einigte sich die Projektleitung mit dem Spindelhersteller auf eine 3 kWe Einheit mit aerodynamischer Lagerung. Eine solche Einheit wurde vom Spindelhersteller seit 2006 entwickelt und stellt für das Projekt eine optimale Voraussetzung dar. Vom Upscaling sind weniger Probleme zu erwarten als von einem Downscaling. Dies deshalb, da die Wirkungsgrade der Gasturbinen-Komponenten bei höheren Leistungen zunehmen und der Spindelhersteller mit Spindeln bis 120 kWe Leistung langjährige Erfahrung hat. Falls es sich im Laufe des Projektes zeigt, dass sich auch die 3 kWe Einheit zu einem wirtschaftlich interessanten Produkt entwickeln lässt, ist dieses für den Einsatz in WKK-Anwendungen im Gebäudekontext prädestiniert.

Es zeigte sich während der Auslegungsphase mit iterativem Einsatz der rotordynamischen Analyse, dass die erwähnte Einheit deutlich zu klein wäre. Die nun vorgeschlagene Konstruktion ist faktisch eine komplette Neukonstruktion.



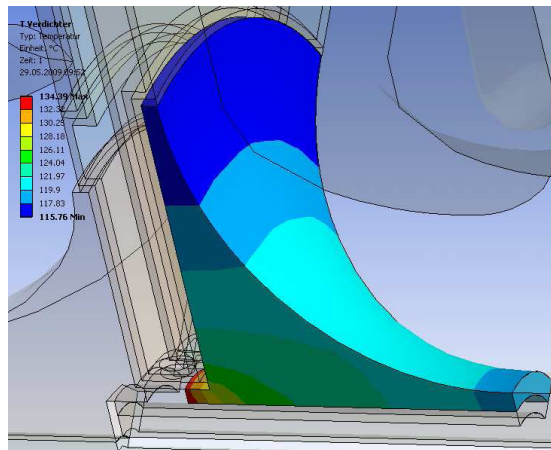
**Abbildung 1** 3D-Modell der Turbinen-Generatoreinheit. (Grafik: Fischer AG). Turbine mit modifiziertem Originalgehäuse ganz links (pink/orange), Verdichter mit neuem Gehäuse und neuer Achse (hellblau) gerade anschliessend, sowie aerodynamische Lagerung und Generator im komplett neu konstruierten Spindelgehäuse (grün/hellblau).

Die rotordynamische Analyse war ein fester Bestandteil der Iteration der geometrischen Auslegung der Spindeleinheit. Beim gewählten Design liegt die erste biegekritische Drehzahl bei 183'000 U/Min. und lässt somit einen genügend grossen Abstand zu der maximalen Drehzahl von 150'000 U/Min.



**Abbildung 2** Die konischen und die zylindrischen kritischen Geschwindigkeiten sowie die entsprechenden Stabilitätsgrenzen als Funktion der Drehzahl. (Grafik: Fischer AG)

Nach der Festlegung der Geometrie folgte die thermische Analyse, ebenfalls iterativ verbunden mit der Konstruktion von Hitzeschildern und den Befestigungskomponenten. Die FEM-basierte thermische Analyse umfasste sowohl die Prüfung der gesamten Einheit, als auch jeder einzelnen Komponente.



**Abbildung 3** thermische Analyse des Verdichterrades. Es zeigt sich, dass durch die gewählte Konstruktion auch ohne aktive Rotorkühlung eine thermische Abkoppelung von Verdichter und Turbine möglich ist. Die nicht dargestellten Schaufeln wurden rechnerisch kompensiert. (Grafik: Fischer AG)

## Auslegung und Beschaffung der Gasturbinen-Komponenten

Dank der Auslegungsoftware unseres Industriepartners Wenko, sowie Datenbanken mit Verdichterkennfeldern und Turbinenkennlinien konnte bereits Ende 2007 die Auslegung mit Hinblick auf existierende Komponenten angegangen werden. Da der Entscheid für die Redimensionierung des Funktionsmusters von 9 kWe auf 3 kWe erst im Juli 2008 fiel, musste der Auslegungsprozess 2008 noch einmal durchgeführt werden. Da der Verdichter einer Gas-Turbine punkto Druckverhältnis, Drehzahl und Durchsatz sehr empfindlich auf Variationen reagiert, konzentrierte sich die Auslegung auf die Kennfeldern des Verdichters. Die Turbine weist einen in erster Näherung drehzahlunabhängigen Durchsatz auf, was die Evaluation einer passenden Turbine vereinfacht. Verdichter und Turbine sind aus zwei Turboladern aus der Automobiltechnik zusammengesetzt. Es lagen aber nur Herstellerdaten der Kennfelder vor, also keine unabhängigen Messungen.

Auf Grund der vorhandenen Turbinenkonstruktionsdaten erstellte der Partner ZHAW ein dynamisches Modell, um die Auslegungspunkte von Verdichter und Turbine zu überprüfen. Dabei stellte sich heraus, dass die gewählte Turbine etwas weniger Durchsatz haben wird, als mit der einfachen Rechnung ermittelt. Für die gewählte Turbine sind jedoch andere Gehäuseformen erhältlich, die einen grösseren Durchsatz ermöglichen. So konnte diese Abweichung von den Auslegungsdaten noch korrigiert werden, indem ein entsprechendes Gehäuse beschafft wurde.



**Abbildung 4** Aactor Mk II Funktionsmuster: Turbine vorerst mit hydrostatischer Lagerung. Der Zusammenbau von Verdichter und Turbine erfolgte aus zwei verschiedenen Fahrzeug-Turboladern. (Bild: Ökozentrum Langenbruck)



Auslegungsphilosophie der gewählten Komponenten: Die höchsten E-Wirkungsgrade inklusive Berücksichtigung der thermischen Rekuperation werden jedoch bei einem Druckgefälle von 2 erreicht, was die Nominalauslegung der gewählten Variante darstellt. Die dann abgegebene Leistung entspricht nicht der maximal möglichen Leistung, sondern jener des besten Wirkungsgrades. Für die maximale Leistung wäre ein Druckverhältnis von  $>3$  ideal, was mit den verfügbaren Komponenten einstufig nicht erreichbar ist. Die existierenden Komponenten sind für die gewählten niedrigeren Druckverhältnisse optimiert.

## **Weitere Arbeiten im Jahre 2008**

### **Suche nach einer kostengünstigen Lösung für die Stromerzeugung im Funktionsmuster**

Messungen an einem Getriebestrang „Rotrex“ (Antrieb von Turboverdichtern bis  $120'000 \text{ min}^{-1}$  mit einem deutlich langsamer laufenden Motor), sowie Erfahrungen und Limitierungen mit Lösungen mit Wälzlager sowie hydrostatischer Lagerung zeigten klar auf, dass für eine Nenndrehzahl von  $150'000 \text{ min}^{-1}$  und die vorliegenden Druckverhältnisse kein Weg an der vorgeschlagenen Lösung vorbeiführt. Die Lösung liegt in einem auf der gleichen Welle laufenden Generator mit integrierter Lagerung mit dem Arbeitsmedium Luft/Arbeitsgas.

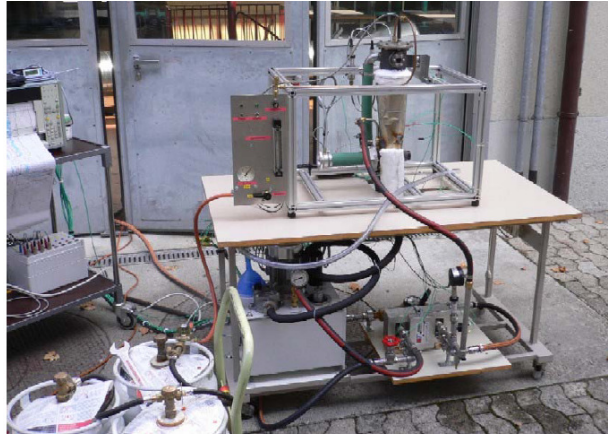
### **Abschluss der Patentrecherche und Marktübersicht**

In der Literatur sind unter „inversed (oder inverted) Brighton-Cycle“, sowie „atmospheric gas turbine“ und „inverse Gasturbine“ dutzende von Literaturstellen sowie einige sehr alte (auslaufende oder bereits abgelaufene) Patente zu finden, die Anwendungen mit der inversen Gasturbine beschreiben. Die Patente umfassen die Energieerzeugung aus der Abhitze eines induktiven Stahlkochers (Stahlherstellung) [5], Ergänzung von bestehenden Gross-Gasturbinen an Stelle eines Dampfzyklus, die Nutzung der konzentrierten Sonnenstrahlung [6], die Nutzung von Anoden-Offgasen und Reformierabhitze von Brennstoffzellen [7], aber auch Gebäude-WKK mit flüssigen oder fossilen Festbrennstoffen (Kohle) [8].

Das Projektkonsortium ist überzeugt, mit der gewählten Anwendung weder gegen bestehende Patentierungen zu stossen, noch mit rechtmässigen gegnerischen Patentierungen rechnen zu müssen, da solche Patente sich dem Vorwurf zu geringer Neuartigkeit aussetzen müssten.

### **Aufbau eines dynamischen Modells und Vergleich mit Mikroturbinenprüfstand an der ZHAW**

An der ZHAW wurde 2008, u.a. im Rahmen von studentischen Diplom- und Semesterarbeiten, ein Mikroturbinen-Prüfstand aufgebaut und mit Fahrzeug-Turboladerkomponenten ausgerüstet. Der Prüfstand wird für die vergleichende Bewertung des dynamischen Modells eingesetzt.

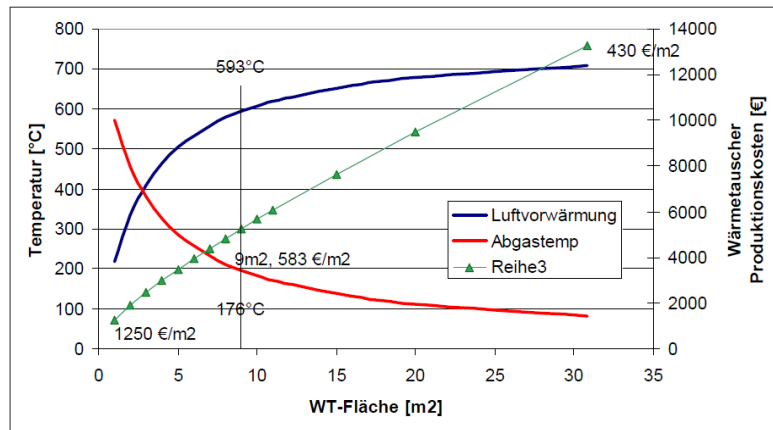


**Abbildung 5** Mit Flüssiggas befeuerte Mikroturbine auf dem Prüfstand an der ZHAW (Bild: ZHAW)

## Entwicklung des Rekuperators und des Brenners

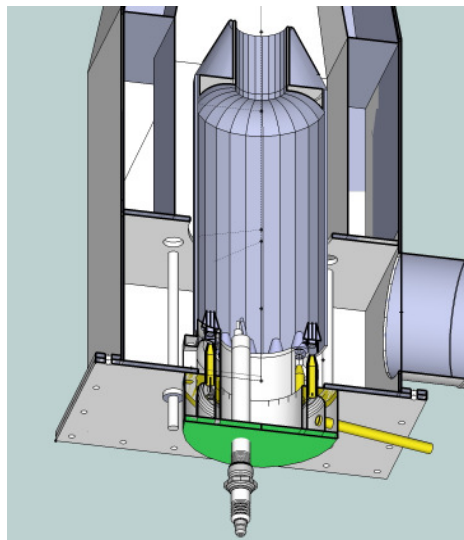
Der Rekuperator entscheidet zum weitaus grössten Anteil über den erreichbaren elektrischen Wirkungsgrad des Systems und stellt aber meistens auch die teuerste und materialtechnisch heikelste Komponente dar. Da Mikroturbinen sich durch niedrige Verdichtungsverhältnisse auszeichnen, muss die dadurch grosse Abhitze der Turbinenabgase unbedingt wieder zurückgeführt werden und die Verbrennungsluft vorwärmen um Brennstoff einzusparen. Deshalb wurden in dieser Projektphase die meisten Entwicklungskosten in diesen Bereich investiert. Neben einer Ausschreibung an Hersteller von Hochtemperatur-Wärmetauschern hat der Industriepartner WS zwei Konstruktionen eingehend geprüft. Schlussendlich wurde das System von WS gewählt. Diese Konstruktion weist zwar ein sehr grosses Bauvolumen (allerdings schon inklusive Isolation) auf, dieses weist jedoch so grosse Platzreserven zur Platzierung von weiteren Rohren auf, dass sie auch für die spätere 9 kWe Einheit verwendet werden kann, sowie zur Integration eines Brenners innerhalb des Rekuperators.

Beim unten abgebildeten Prozess ist die Kompromissfindung gut sichtbar – zwischen dem idealen Wärmetauscher gemäss Auslegung mit  $31 \text{ m}^2$  Fläche und dem schlussendlich ausgeführten Design mit  $9 \text{ m}^2$  Fläche. Die erreichbare Austrittstemperatur sinkt rechnerisch nur von  $708^\circ\text{C}$  auf  $594^\circ\text{C}$  was einer Senkung des Wärmetauscher-Wirkungsgrades von 91.7% auf immerhin noch 76.5% bedeutet. Für das Funktionsmuster bedeutet dies jedoch eine Senkung des erreichbaren elektrischen Wirkungsgrades von 19 auf 14%. Da es sich bei der zu entwickelnden Turbine aber um ein Gerät zu Abfackelung von Deponiegasen handelt, wird diese Reduktion der Effizienz vorerst in Kauf genommen und die Brennerleistung nach oben korrigiert. Es soll jedoch für das spätere kommerzielle Modell wieder korrigiert werden.



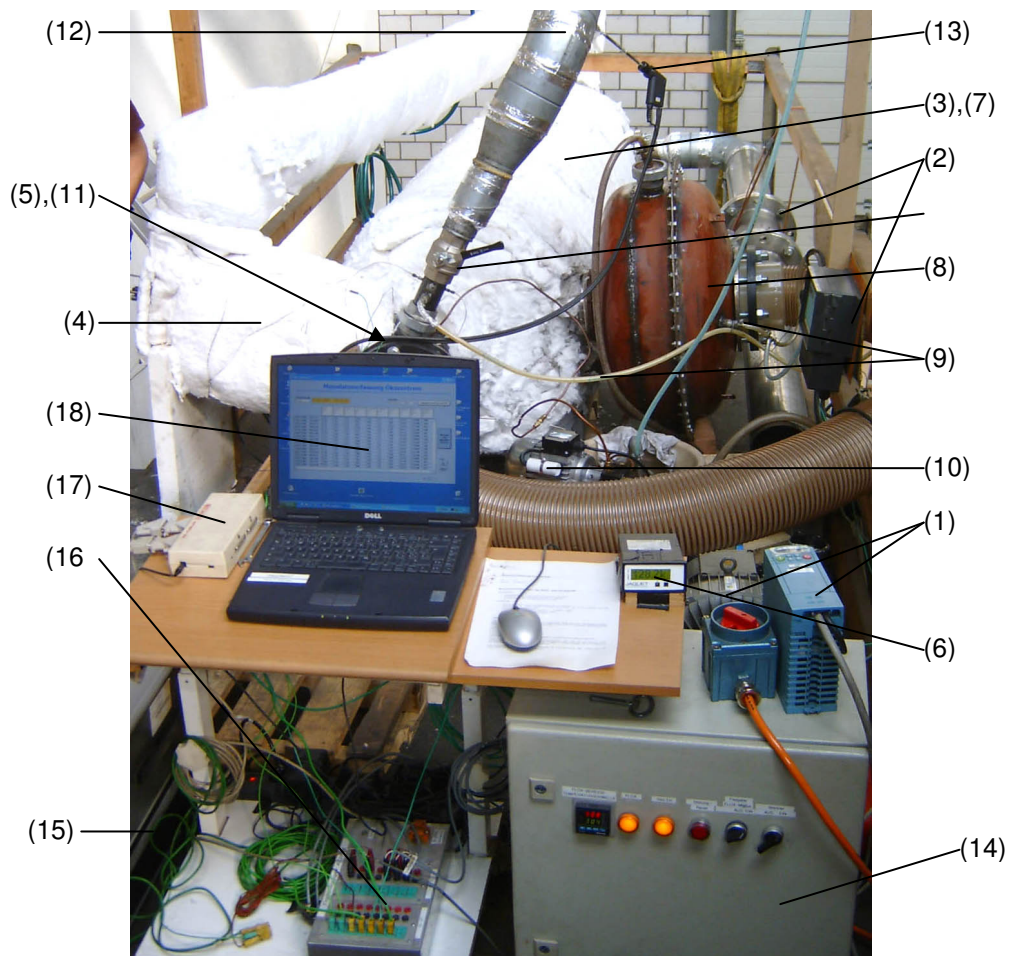
**Abbildung 6** Einfluss der Wärmetauscherfläche auf die Kosten (in mittlerer Seriengröße von 100 Stk.) und die erreichbaren Luftvorwärm- bzw. Abgastemperaturen beim Aactor !GT. Reihe 3 bezieht sich auf die Kosten, wobei diese nach der Erfahrung der Produktion der ersten Einheit stark nach oben korrigiert werden müssen.

Der FLOX-Brenner wurde am Ökozentrum Langenbruck konstruiert und produziert. Er basiert auf dem kompakten Design „FLOX-Combustor“, welches während dem EC-Forschungsprojekt Bio-Pro weiterentwickelt wurde. Darum herum wurde ein Mantelstrom-Gehäuse angeordnet, welches eine Regulierung des Splittes zwischen Mantelluft und Verbrennungsluft (CA) erlaubt.



**Abbildung 7** Querschnitt des Flox-Combustor Brenners mit Mantelstromgehäuse. Die seitlichen Hohlräume oben sind Vollkörper aus Isolationsmaterial, resp. Hochwarmfestem Stahl, die nur der Übersichtlichkeit halber hohl dargestellt sind.

## Aufbau des Funktionsmuster (PDU) mk II im Labor

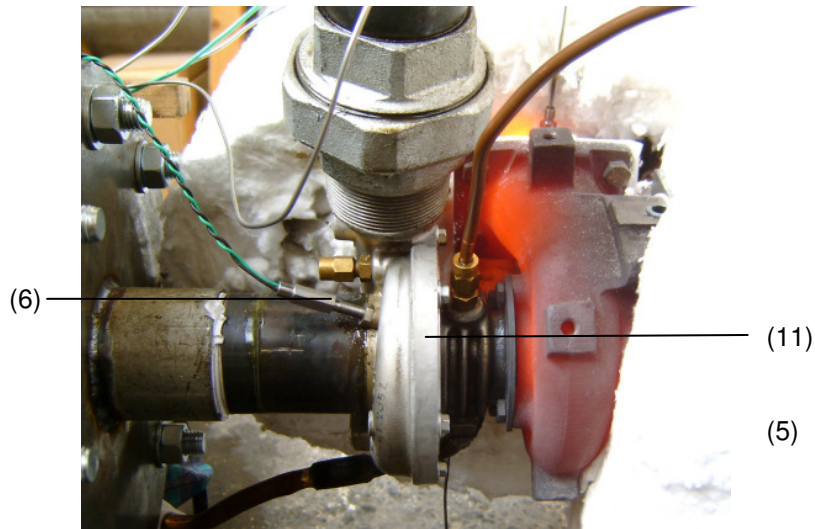


**Abbildung 8** Übersicht über die PDU mk II im Labor des Ökozentrum Langenbruck. Die Nummerierung folgt dem Prozessablauf. Die Legende befindet sich auf der folgenden Seite.

### Legende zu Abbildung 8 und 9:

- (1) Gebläse und Frequenzumformer mit Steuerung zum Starten des Prozesses
- (2) Massenstrommessung Luft, gesponsort von Endress+Hauser (die Massenstrommessung Gas befindet sich nicht auf dem Bild)
- (3) Rekuperator (Frischlufseite), Prototyp von WS-Wärmeprozessstechnik GmbH
- (4) Brenner und Mantelstromgehäuse, Eigenproduktion des ÖZL
- (5) Turbine
- (6) Anzeige der Drehzahlmessung, bzw. Mess-Sensor in Abbildung 9
- (7) Rekuperator, Abgasseite
- (8) Kühler (Wasserkühlung, hier kann eine Wärmenutzung angebracht werden), Eigenproduktion des ÖZL
- (9) Schläuche zu den Druckmess-Sensoren
- (10) Öldruckpumpe und Ölkühlung der hydrostatischen Lagerung der Turbine
- (11) Verdichter
- (12) Abgasrohr
- (13) Gasanalyse-Sonde (beheizt)
- (14) Brennersteuerung für Start- und FLOX-Betrieb mit Feuerungsautomat und Temperaturüberwachung
- (15) Gasanalyse-Gerät (Madur)

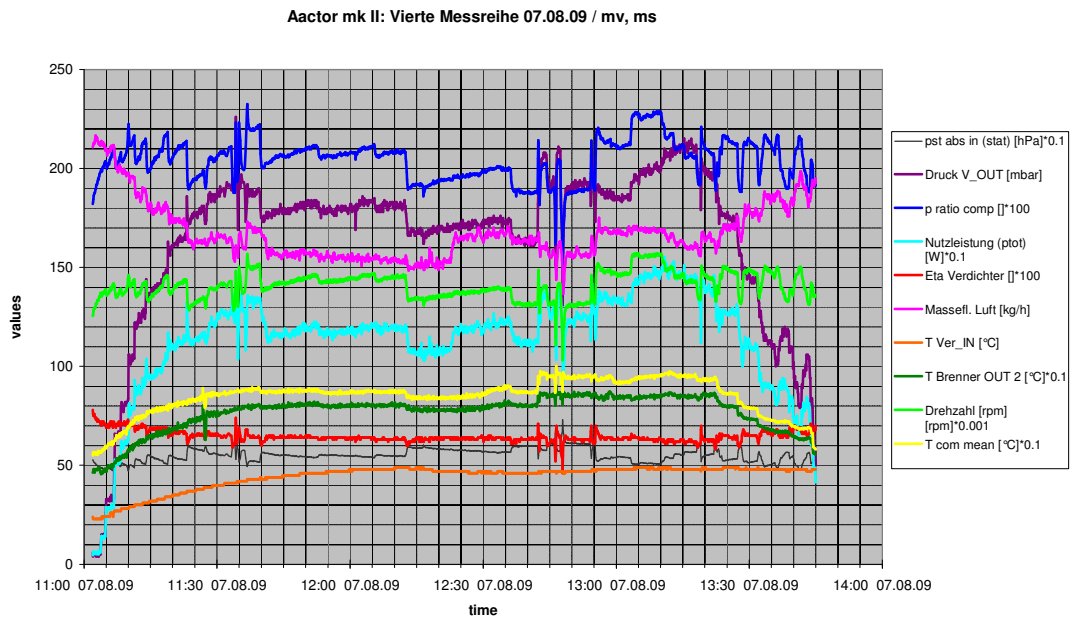
- (16) Datenlogger (Analog-Digitalwandler für 24 Thermoelemente und 16 Spannungssignale Typ „Adam“, Eigenproduktion des ÖZL
- (17) Digitalsignal-Weiche (Multiplex)
- (18) Datenerfassung mit Software Labview.



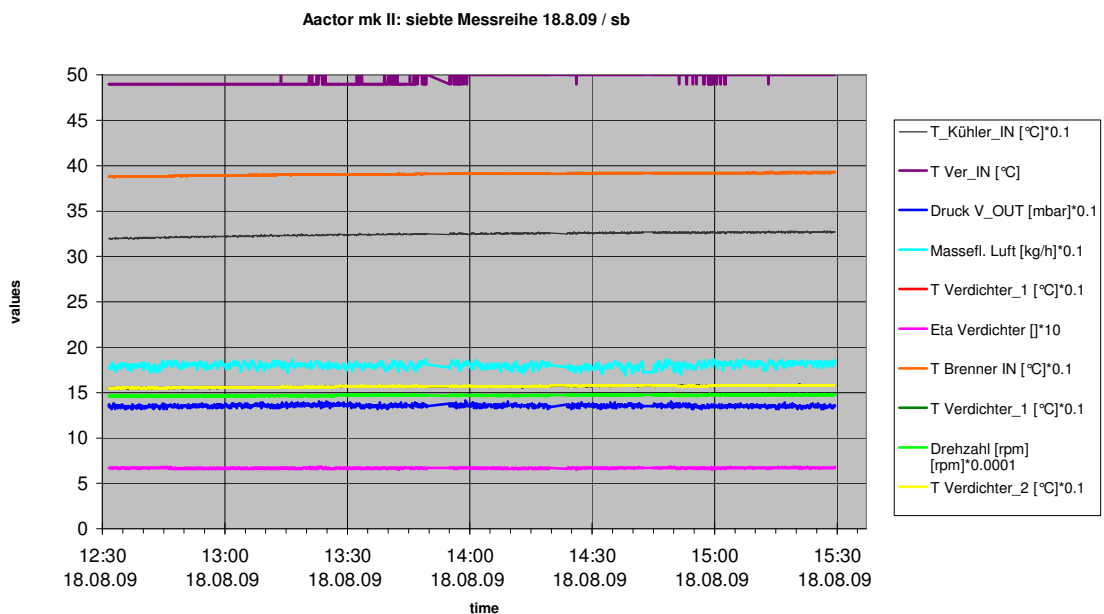
**Abbildung 9** Ansicht der Turbinen und Verdichtereinheit im Testbetrieb bei Übertemperatur (mittlere Eintrittstemperatur  $>950^{\circ}\text{C}$ ; maximal kurzzeitig zulässig für die Turbine gemäss Wenko AG wären  $1050^{\circ}\text{C}$ ). Legende siehe oben.

## Auszug aus den Messresultaten

Zwischen dem 16. Juli und dem 19. August wurden Testreihen mit insgesamt rund 50 Stunden Turbinenbetrieb durchgeführt. Eine nachträgliche Verbesserung der Aerodynamik im Bereich des Verdichtereintrittes und des Kühlereintrittes brachte eine deutliche Verbesserung der Performance. Davon abgesehen blieb das Verhalten des Systems konstant und reproduzierbar. In Zonen mit klar definierter Strömung wurde der statische Druck gemessen. Der dynamische Druckanteil wurde berechnet. Es stellte sich heraus, dass auch bei den recht hohen Rohrströmungen (um  $15\text{ m/s}$ ) der dynamische Druck sehr klein ist. Er wurde zwar für die weiteren Berechnungen nicht vernachlässigt, aber es kann daraus geschlossen werden, dass die Fehlerquelle für die Messung gering ist.



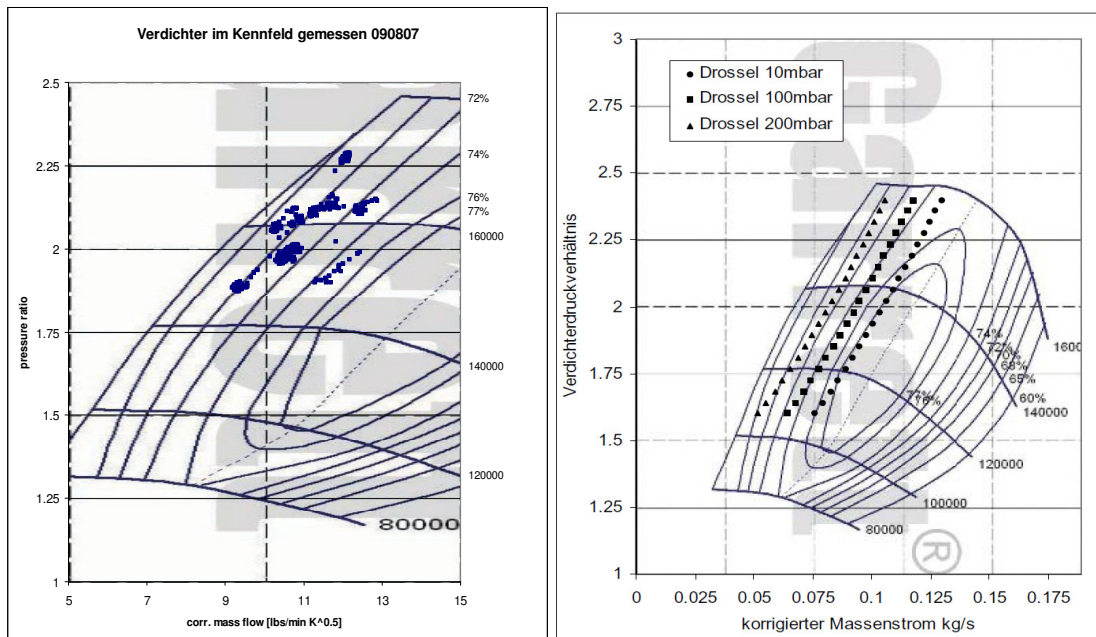
**Abbildung 10** Typisches Bild der ersten Messungen, wo mit kurzen Abschnitten mit Konstant-Betrieb von jeweils einigen Minuten möglichst viele Betriebspunkte angefahren wurden.



**Abbildung 11** Ähnlicher Zeitabschnitt wie Diagramm in **Abbildung 10** während dem Konstantbetrieb an drei Versuchstagen zur Datenerfassung der 32 Temperaturmessstellen im Querschnitt des Turbineneintritts

Mit diesen Informationen konnte zunächst ein grober Vergleich mit den Auslegungsdaten unternommen werden:

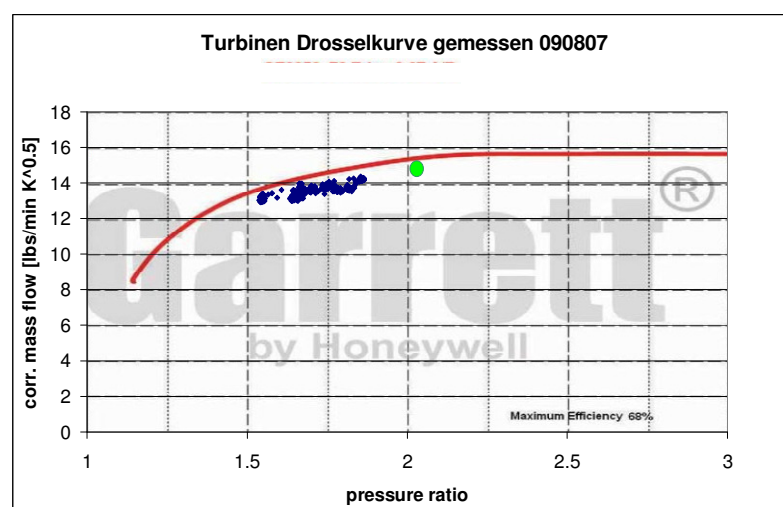




**Abbildung 12** Verdichterkennfeld – einmal mit den gemessenen Daten (links) und einmal Resultate der Simulation (rechts). Bei den Punkthaufen links ist der jeweils stationäre Betrieb mit Drosselung zwischen 150 und 220 mbar zu sehen.

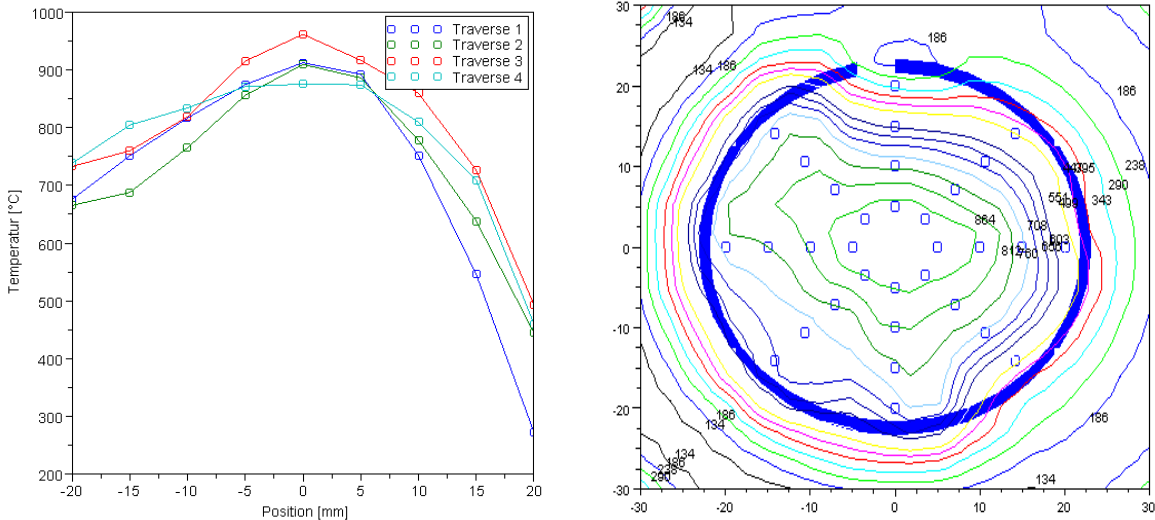
Auf Grund der gemessenen Temperaturen und Drücke vor und nach dem Verdichter konnte der Verdichter-Isentropen-Wirkungsgrad berechnet werden. Die berechneten Werte liegen wie die oben hinterlegten Angaben des Herstellers zwischen 68 und 73%.

Im vorliegenden Drosselbetrieb ist sowohl in der Messung links als auch in der vorgängigen Simulation in der rechten Grafik klar zu sehen, dass der Verdichter stark links des idealen Betriebes läuft, also bei kleinerem Massenstrom und näher am Strömungsabriss (Pumpgrenze). Berührt die Simulation der stromerzeugenden Aactor !GT noch das Feld mit dem höchsten gemessenen isentropen Verdichterswirkungsgrad, so liegt der Betrieb bei 200 mbar Drosselung (anstatt Stromproduktion) schon 6%-Punkte (also knapp 10% effektiv) tiefer. Der geringere Massenstrom rührt daher, dass im Drosselbetrieb zwar der Verdichter das gleiche Druckverhältnis erfährt, wie im Generatorbetrieb, die Turbine hingegen in einem kleineren Druckverhältnis arbeiten muss. Durch das kleinere Druckverhältnis über der Turbine ist dort auch der Massenstrom kleiner.



**Abbildung 13** Gemessene und auf das Drosselkurven-Diagramm des Turbinen-Herstellers projizierte Betriebspunkte der Turbine; Die Tendenz ist klar erkennbar: Bei nominalem Druckverhältnis von 2.05 (grüner Punkt) ist der reduzierte Massenstrom mindestens 12% höher, als beim gemessenen Betrieb bei Nenntemperaturen und einem Druckverhältnis von 1.65.

Zur Temperaturmessung: Gemäss den unten dargestellten Matrix-Messungen der Temperaturen im Turbineneintritt wird vermutet, dass die effektive Durchschnittstemperatur leicht tiefer liegt als der Mittelwert der Zweipunktmessung.



**Abbildung 14** Traversenwerte und Konturplot der Temperatur-Messungen an 32 Messstellen im Querschnitt des Turbineneintrittes, wobei für alle Messpunkte die konstanten Betriebsbedingungen gelten. Die Zahlen und Ringe ausserhalb des blauen Kreises sollen nicht beachtet werden, es handelt sich um Extrapolationen durch die verwendete Software. In diesem Beispiel ist die Ansteuerung der Mantelstromdüsen symmetrisch, d.h. alle Düsen offen. Demensprechend ist auch der kühlende Einfluss des Mantelstromes am Umfang gleichmässiger verteilt. Die Messstellen sind im Diagramm ersichtlich (kleine blaue Kreise).

## Berechnung der Turbinenleistung aus den Messwerten

Mit den gemessenen Daten im Drosselbetrieb kann nun wie folgt auf die zu erwartende Turbinenleistung im Generatorbetrieb zurückgeschlossen werden:

1. Aus den Messdaten von jeweils einem stationären Betrieb werden alle Mittelwerte gebildet und die Standard-Abweichung berechnet.
2. Die Mittelwerte werden in das, bereits früher an einer existierenden Mikroturbine verifizierte, Programm der Firma Wenko eingegeben. Grüne Werte.

Auswertung Datum + Uhrzeit	Masseff. L <sub>1</sub> Lambda	O <sub>2</sub>	Tabgas	T Verdichter_1	T Verdicht_2	T com mes	Standard-T	Ver_IN	T Brenner	Drehzahl [r	
0	160.7625	5.07925	16.86575	141.05	158.325	158.35	991.2125	103.4125	48	488.15	1434.75

Kappa Luft	[-]	1.4								
Massenstrom	[kg/s]	0.044655								
Volumenstrom	[kg/m <sup>3</sup> /s]	0.07292								
Umgebungsdruck	[bar]	0.95448								
Druckverlust Verdichter Eintritt	[bar]	0								
Druck vor Verdichter	[bar]	0.95445								
Druck nach Verdichter	[bar]	1.173392								
Druckverhältnis	[-]	2.078825								
Temperatur am Eintritt	[°C]	48								
Temperatur am Austritt	[°C]	110.1339								
delta Enthalpie	[kJ/kgK]	110.4789								
Verdichterleistung	[kW]	4.933572								
Wirkungsgrad	[-]	0.68								

**Motor**  
fehlt in dieser Betrachtung. Bitte Vorsicht beim Interpretieren!  
Hauptinfluss auf Temperatur vor Turbine

Bedingung für TL-Gleichgewicht: 0.00 Turbinenleistung - Verdichterleistung = 0!

Kappa Abgas	[-]	1.4								
mech. Efficiency	[-]	0.96								
Massenstrom (in %Verdichter)	[-]	1								
Druck vor Turbine	[bar]	0.944635								
Druck nach Turbine	[bar]	0.97445								
Temperatur vor Turbine	[°C]	991.2125								
Temperatur nach Turbine	[°C]	835.8								
Isentr. Temperatur nach Turbine	[°C]	789.02								
delta Enthalpie	[kJ/kgK]	161.79								
Turbinenleistung	[kW]	5.14								
Turbinenwirkungsgrad etaT	[-]	0.71								
Turboladerwirkungsgrad	[-]	0.464506								



3. Danach wird die Turbinen-Austrittstemperatur so lange verändert, bis die Turbinenleistung netto Null beträgt.
4. Damit kann die isentrope Effizienz der Turbine berechnet werden. Im weiteren werden die beiden Druckverhältnisse (für Turbine und für Verdichter) abgelesen.
5. Auf dem Verdichterkennfeld kann nun abgeschätzt werden, um wieviel Prozentpunkte der Isentropen-Wirkungsgrad im ungedrosselten Betrieb steigen wird.
6. Auf der gemessenen Turbinendrosselkurve kann abgeschätzt werden, wieviel mehr Massenstrom im Generatorbetrieb erwartet werden kann.
7. Die tiefere Verdichter-Austrittsdruck bei gleichem Verdichterverhältnis und der leicht nach oben korrigierte Massenstrom und Verdichtewirkungsgrad wird nun wieder in das Programm eingetragen:

Auswertung	Datum	+ 1 Brennerleis	Massenfl.	Lambda	O2	Tabgas	T Verdichter_1	T Verdicht_2	T com	mes	Standard-AT	Ver_IN	T Brenner IN	Drehzahl (r)	Druck Ver_IN
[kW]	[kg/h]	[l]	[%]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[rpm]	[mbar]
24.44	160.7625	5.07925	16.86575	141.05	158.325	158.35	95.12125	103.4125	46	488.15	143475	396.55			

Kappa Luft	[-]	1.4														
Massenstrom	[kg/s]	0.052248	gemäss Drosselkurve													
Volumenstrom	[kgm³/s]	0.104172														
Umgebungsdruck	[bar]	0.46228														
Druckverlust Verdichter Eintritt	[bar]	0														
Druck vor Verdichter	[bar]	0.46228														
Druck nach Verdichter	[bar]	0.961														
Druckverhältnis	[-]	2.078825	2.078825													
Temperatur am Eintritt	[°C]	48														
Temperatur am Austritt	[°C]	152.0339	deltaT													
delta Enthalpie	[kJ/kgK]	104.3514														
Verdichterleistung	[kW]	5.452133														
Wirkungsgrad	[-]	0.72	+4% weil nicht mehr an Pumpgrenze													

**Motor**  
fehlt in dieser Betrachtung. Bitte Vorsicht beim interpretieren!  
Haupteinfluss auf Temperatur vor Turbine

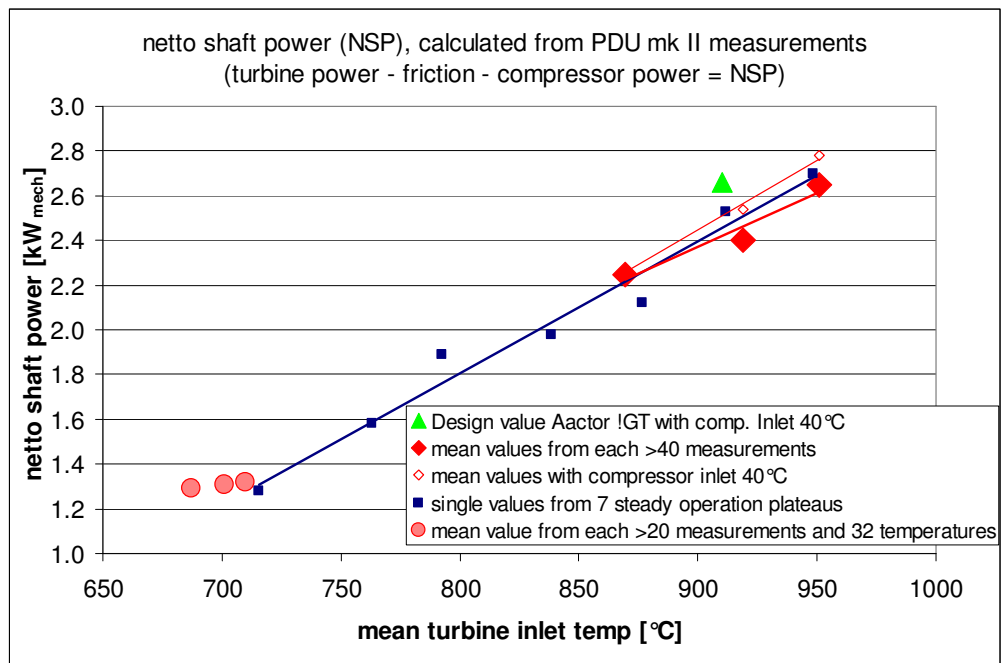
Bedingung für TL-Gleichgewicht: 2.65 Turbinenleistung - Verdichterleistung = 0!

eta mech =	10.8%	Reku 488°C
eta mech =	10.9%	Reku 490°C
eta mech =	13.9%	Reku 590°C

Kappa Abgas	[-]	1.4														
mech. Efficiency	[-]	0.97														
Massenstrom (in % Verdichter)	[-]	1														
Druck vor Turbine	[bar]	0.944635														
Druck nach Turbine	[bar]	0.46228	2.043424													
Temperatur vor Turbine	[°C]	951.2	+/-53													
Temperatur nach Turbine	[°C]	791	160.2	deltaT												
Isentr. Temperatur nach Turbine	[°C]	725.08														
delta Enthalpie	[kJ/kgK]	225.55														
Turbinenleistung	[kW]	8.35														
Turbinenwirkungsgrad etaT	[-]	0.71														
Turboladenwirkungsgrad	[-]	0.494803														

8. Mit dem korrigierten Massenstrom und den gemessenen Temperaturen am Rekuperator Austritt und Turbineneintritt kann die im Generatorbetrieb benötigte (höhere) Brennerleistung ermittelt werden.
9. Liegt der Betriebspunkt nahe am kritischen Druckverhältnis der Turbine, wurde deren Wirkungsgrad für die Berechnungen um 1 bis 2 Prozentpunkte reduziert.
10. Nun kann die zu erwartende Turbinenleistung abgelesen werden.



**Abbildung 15** mechanisch zur Verfügung stehende Wellenleistung der Turbine nach Abzug der Kompressorleistung und der Lagerreibung. Auswertung der Mittelwerte. Als dünne rote Kreise und dünne Linie ist noch die Berechnung bei 40°C Verdichtereintritt (Auslegungspunkt) eingetragen: da der Kühler auf Grund der zu hohen Eintrittstemperaturen nicht optimal ausgelegt war, was einen einfach korrigierbaren Fehler darstellt. Grün eingezeichnet ist der nominale Auslegungspunkt der Turbine vom Projektbeginn bei ebenfalls 40°C Verdichtereintritt. Die grossen ausgefüllten Kreise stellen Berechnungen während mehrstündigem Konstantbetrieb (je Mittelwert von einem Betriebstag) dar, bei welchen zusätzlich die Turbineneintrittstemperatur von den 32 Messstellen gemittelt wurde.

Mit der obigen Darstellung soll die gute Übereinstimmung der vorgängigen Auslegungen und dem effektiv gemessenen Testbetrieb dargestellt werden. Zur Zeit dieser Berichtlegung konnte der Fehler der Zweipunkt-Temperaturmessung im Turbineneintritt noch nicht abschliessend eruiert werden. Die drei runden roten Punkte im Diagramm zeigen aber Leistungsberechnungen, welche auf Messdaten von mehrstündig stationären Betriebszuständen und Mittelwerte der erwähnten 32 Temperatur-Messstellen im Querschnitt des Turbineneintritts beruhen. Alle drei Werte liegen links/über der Trendlinie der Punkte, welche von den Zweipunkt-Messungen abgeleitet wurden. Es wird deshalb auf Grund der vorliegenden Daten vermutet, dass die über den ganzen Querschnitt gemessene und gemittelte Temperatur tiefer liegt als jene der Zweipunkt-Messung. Das würde bedeuten, dass die effektiven Leistungswerte im obigen Diagramm noch weiter links und somit noch näher beim rechnerischen Auslegungspunkt der Turbine liegen.

Der Verdichterleistungs-Bedarf beträgt bei Nenntemperaturen rund 5.5 bis 6.1 kW, also gut doppelt soviel wie die NSP (Netto-Wellen-Leistung).

## Konklusion

Die konstruierten, analysierten und, soweit in Projektphase II vorgesehen, auch hergestellten und getesteten Komponenten haben die Erwartungen bis auf eine Ausnahme erfüllt. Die Ausnahme stellt der Rekuperator dar, welcher sich als thermisch sehr träge erwies, und zudem die geforderte Übertragungseffizienz und Leistung nicht vollständig erreichte. Da aber Lösungswege bekannt sind und neuere Optionen sich in der Überprüfung befinden, kann gesagt werden, dass aus technischer Sicht die Projektphase III gestartet werden darf und das vorliegende Projekt abgeschlossen ist.

## Nationale Zusammenarbeit

Dieses Projekt wird von den beiden **BRENET**-Partnern (Building- and Renewable Energy Network of Technology der Fachhochschulen) ZHAW (Zürcher Hochschule für angewandte Wissenschaften) und Ökozentrum Langenbruck, sowie zwei Schweizer und einem deutschen Wirtschaftspartner durchgeführt. Alle Vorarbeiten, sowie die Projektphase I wurden vollständig von privater Seite finanziert. Auf Grund der verdankenswerten Unterstützung durch das Bundesamt für Energie konnte kurz nach Vertragsabschluss eine Venture-Kapitalgeberin für die Projektphase III (ab Sommer 2009) gefunden werden.

## Internationale Zusammenarbeit

Dieses Projekt hat einen deutschen Industriepartner, mit dem auf Grund von internationalen Forschungsprojekten (z.B. im Rahmen **EC FP6**) aber auch BafU und BfE seit Mitte der 90er-Jahre eine kontinuierliche Zusammenarbeit besteht. Dieses Projekt ist indirekt über die Projektleitung mit aktuellen internationalen Forschungsvorhaben vernetzt, die ebenfalls mit Biomasse-befeuerten Gasturbinen und Schwachgas-Brennertechnik zusammenhängt: Projekt RENEC (**EC FP7**, in Akquisition).

## Bewertung und Ausblick

Das Projekt konnte bis auf den Rekuperator – und somit auch Gesamtwirkungsgrad sämtliche Vorgaben und Meilensteine erfüllen. Der Meilenstein I war die Bestätigung durch die Konstruktion, sowie thermische und rotordynamische Analyse, dass die aerodynamisch gelagerte Turbine produziert werden kann. Der Meilenstein II war die Bestätigung der verbrennungstechnischen Komponenten, sowie Rekuperator sowie des strömungstechnischen Verhaltens der Anlage. Für den Meilenstein III, d.h. die Entscheidung zur Produktion des Prototypen mit Generatorbetrieb steht nichts mehr im Wege. Er soll in den nächsten Wochen gefällt werden. Die finanziellen Mittel für die Projektphase III sind zu gut 75% vorhanden.

## Referenzen

- [1] M. Schmid, C. Gaegauf; *Externally Fired Gas Turbine: Efficient Solution for Decentralized Biomass Power*, 15 th European Biomass Conference and Technology Exhibition, Berlin, 2007
- [2] M. Schmid, C. Gaegauf, M. Sattler; *Dezentrale Stromerzeugung mit Feststoffbiomasse – Zusammengefasstes Wissen für Investoren über den Stand der Technik, die Technologien und die ökonomischen Fakten von gekoppelter Strom- und Wärmeproduktion aus Holz und anderer fester Biomasse bis 1 MW elektrischer Leistung*; Ökozentrum Langenbruck 2007;
- [3] M. Ebert, P. Heller, C. Richter; *200 kWe Heissluftturbinenanlage mit Hochtemperatur-Empfänger für konzentrierte Sonnenstrahlung mit Biodiesel-Stützfeuerung*, Forschungsanlage der DLR in Tabernas (E), 2007
- [4] Nach Informationen von Capstone Europe, modifiziert (reduziert) unter Berücksichtigung der Abschwächung des Heizwertes, nachdem die Gasquelle sich nicht mehr für eine konventionelle Mikroturbine eignet.
- [5] K. Purkarthofer: *inverse Gasturbine für die Nutzung von heissen Abgasen eines Elektro-Lichtbogenofens der Stahlherstellung*, europäisches Patent EP0916825, 1998
- [6] R. Mackay, *inversed brighton cycle for the use of concentrated solar radiation*, US-Patent 4,280,327, 1981
- [7] T. Yoshiharu et.al.; *Inverted Brayton Cycle for Heat Recovery of Fuel Cell(SOFC)*, Nihon Kikai Gakkai Nenji Taikai Koen Ronbunshu (Journal), Nr.1 / 2000
- [8] Noe, Friedman; *Heat Actuated Space Conditioning Unit with Bottoming Cycle*, US Patent 4,347,711, 1982