

Klaus LEIBETSEDER, B.Sc.

Experimentelle Untersuchung einer Expansionsmaschine für Rankine- Prozesse kleiner Leistung

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Gerald Zotter
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Renè Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im September 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Experimentelle Untersuchung einer Expansionsmaschine für Rankine-Prozesse kleiner Leistung

Autor: Klaus Leibetseder

1. Stichwort: Rotationskolbenexpansionsmaschine
2. Stichwort: Mikro Kraft-Wärme-Kopplung
3. Stichwort: Biomasse befeuerter Clausius-Rankine-Prozess

Die Energiewende, mit ihren politischen und gesellschaftlichen Einflüssen, verlangt verstärkt nach dem Einsatz dezentraler Energiesysteme mit regenerativen Energieträgern. Mit einem kleinen pelletsbefeuerten Clausius-Rankine-Cycle (CRC) mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) wird dieser Forderung nachgekommen. Ein wichtiger Bestandteil, welcher Effizienz und Wirkungsgrad einer solchen Anlage stark beeinflusst, ist die Expansionsmaschine. Im Rahmen eines Forschungsprojekts soll für einen biomassebefeuerten CRC-Prozess mit KWK eine geeignete Expansionsmaschine experimentell untersucht werden. Im konkreten Fall wurden die Versuche mit einem Prototyp eines Rotationskolbenexpanders an einem Heißdampfprüfstand durchgeführt. Das Ziel war es, aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten und somit quantifizierbare Schlussfolgerungen treffen zu können.

Da es sich um eine Inbetriebnahme des Prüfstandes mit diesem Prüfobjekt gehandelt hat, sind nach Auswertungen der Versuche Änderungen und Anpassungen am Versuchsaufbau durchgeführt worden, welche eine stetige Verbesserung der Messdurchführung zur Folge hatte. Die Versuche sind bei Frischdampfzuständen an der oberen Grenzkurve und darüber bei hauptsächlich 6 und 11 bar durchgeführt worden. Mit den Messungen der Frischdampf- und Abdampfparameter sowie der indizierten Arbeit konnten die relevanten Leistungen und Wirkungsgrade bestimmt werden. Mit einer maximalen Kupplungsleistung von ca. 4 kW und einem isentropen Gesamtwirkungsgrad von ungefähr 27 % bei Frischdampfparametern von ca. 11,9 bar und 244 °C liegen die Ergebnisse noch unter den vom Forschungsprojekt vorgegebenen Anforderungen. Allerdings konnte dieser Prototyp noch nicht bis zu den Leistungsgrenzen betrieben werden, jedoch zeigt sich ein Trend steigender Leistung bei höheren Drücken und auch höheren Drehzahlen. Daher kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die Entscheidung für einen Rotationskolbenexpander für Mikro Kraft-Wärme-Kopplungen vertretbar ist.

ABSTRACT

Title: Experimental investigation of an expansion machine for micro-rankine-cycles

Author: Klaus Leibetseder

1st keyword: rotary piston expander

2nd keyword: micro combined heat and power

3rd keyword: biomass-fired Clausius-Rankine-Cycle

The energy revolution with their political and social influences, increasingly calls for the use of decentralized energy systems with renewable energy sources. With a small pellets-fired Rankine Cycle with combined heat and power (CHP) this requirement would be met. An important part, which greatly affects the efficiency and effectiveness of such a system, is the expansion machine. As part of a research project a suitable expansion machine was investigated experimentally for a biomass-fired cogeneration. In this specific case, a prototype of a rotary piston expander was operated at a steam bench. The goal was to obtain meaningful results and thus to take quantifiable conclusions.

Since there has been a startup of the test bench with this expansion machine, according to evaluations of testing, changes and adjustments have been carried out on the experimental set-up which lead to an steady improvement in the measurement results. The experiments have been carried out at inlet conditions on the upper saturation curve, and mainly at about 6 and 11 bar. With the measurement of the incoming steam and outgoing steam and the indicated work the relevant efficiencies could be determined. With clutch performances of about 4 kW and isentropic overall efficiencies of about 27 %, the results are still below the requirements specified by the research project. However, the prototype was not operated at the maximum performance limits, but showing a trend of increasing performance at higher pressures and higher speeds. Therefore, the conclusion can be drawn that the decision for a rotary piston expander for micro CHP was right.

VORWORT

Diese Arbeit entstand im Rahmen des von der Österreichischen Forschungsförderung unterstützen Projekts "Bio Power", das in Kooperation des Instituts für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz und einem Industriepartner durchgeführt wird.

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurden Versuche an einem Prototypen, der uns von der deutschen Unternehmung EN3 zur Verfügung gestellt worden ist, durchgeführt. Abgesehen von dem Prüfobjekt konnte auch auf jede Menge Informationen und Hilfestellungen der Mitarbeiter von EN3 gebaut werden.

Diese Masterarbeit ist außerdem beispielhaft für eine ausgezeichnete institutsübergreifende Zusammenarbeit. Aufgrund der vorhandenen Ressourcen und dem Know How, sind die Messungen an dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der TU Graz durchgeführt worden. Ich möchte mich an dieser Stelle bei den Herren Michael Lang und Norbert Melcher vom IVT sehr herzlich für die großartige Unterstützung bedanken.

Großer Dank gebührt zu guter Letzt meinem Betreuer Gerald Zotter, welcher mir immer mit Rat und Tat zur Seite gestanden ist. Mit seiner fachlichen Beratung und Unterstützung in jeglichen Bereichen half er mir bei der Absolvierung dieser Masterarbeit.

In diesem Sinne möchte ich mich bei all jenen, die zur Durchführung dieser Masterarbeit beigetragen haben, bedanken!

Graz, 07.09.2015

Klaus Leibetseder

INHALTSVERZEICHNIS

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | <u>EINLEITUNG</u> | 1 |
| 1.1 | Motivation | 1 |
| 1.1.1 | Entwicklung der Energiewirtschaft | 1 |
| 1.1.2 | Dezentraler Einsatz konventioneller Technologien | 3 |
| 1.2 | Projekt Bio Power | 3 |
| 1.3 | Aufgabenstellung | 5 |
| 2 | <u>STAND DER TECHNIK</u> | 6 |
| 2.1 | Kraft-Wärme-Kopplung | 6 |
| 2.2 | Mikro-KWK mit Festbrennstoffen | 7 |
| 2.3 | Expansionsmaschinen | 9 |
| 2.3.1 | Dampfturbinen | 9 |
| 2.3.2 | Flügelzellenexpander | 10 |
| 2.3.3 | Schraubenexpander | 12 |
| 2.3.4 | Scrollexpander | 12 |
| 2.3.5 | Hubkolbenexpander (Dampfmotor) | 13 |
| 2.3.6 | Rotationskolbenexpander | 14 |
| 2.3.7 | Vergleich der Expansionsmaschinen | 15 |
| 3 | <u>ROTATIONSKOLBENEXPANDER</u> | 16 |
| 3.1 | Rotationskolbenexpansionsmaschine KKM136 | 17 |
| 3.2 | Bewertung des Expanders | 19 |
| 3.2.1 | Mechanischer Wirkungsgrad | 19 |
| 3.2.2 | Isentroper Wirkungsgrad | 19 |
| 3.2.3 | Expansionsverhältnis | 21 |
| 3.2.4 | Volumetrischer Wirkungsgrad | 21 |
| 3.2.5 | Kolbenleistung aus Indikatordiagramm | 22 |
| 4 | <u>VERSUCHSAUFBAU UND DURCHFÜHRUNG</u> | 24 |
| 4.1 | Prüfstands Aufbau | 24 |
| 4.1.1 | Beschreibung der Komponenten des Dampferzeugers | 25 |
| 4.1.2 | Messeinrichtungen am Dampferzeugerprüfstand | 30 |
| 4.1.3 | Messeinrichtungen an/in der Expansionsmaschine | 32 |
| 4.1.4 | Kalibrierung der Messgeräte | 35 |
| 4.1.5 | Erster Aufbau | 37 |
| 4.1.6 | Zweiter Aufbau | 39 |

| | | |
|------------|---------------------------------------|-----------|
| 4.1.7 | Dritter Aufbau | 40 |
| 4.2 | Versuchsdurchführung | 40 |
| 4.2.1 | Regelung/Einstellen eines Messpunktes | 40 |
| 4.2.2 | Erste Versuchsreihe: Inbetriebnahme | 41 |
| 4.2.3 | Zweite Versuchsreihe | 42 |
| 4.2.4 | Dritte Versuchsreihe | 43 |
| 4.3 | Versuchsauswertung | 43 |
| 4.3.1 | Erste Versuchsreihe | 43 |
| 4.3.2 | Zweite Versuchsreihe | 45 |
| 4.3.3 | Dritte Versuchsreihe | 53 |
| 5 | MESSERGEBNISSE | 55 |
| 5.1 | Erste Versuchsreihe | 55 |
| 5.1.1 | Schleppversuche | 55 |
| 5.1.2 | Versuche mit Dampf | 55 |
| 5.2 | Zweite Versuchsreihe | 61 |
| 5.3 | Dritte Versuchsreihe | 69 |
| 6 | SCHLUSSFOLGERUNGEN | 78 |
| | LITERATUR | 81 |
| | ANHANG - MESSERGEBNISSE | 83 |

1 EINLEITUNG

Im Rahmen des von der „Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft“ (FFG) geförderten Forschungsprojekts „BioPower“ (FFG-Nr.: 843873), wird eine Pellets befeuerte Mikro-Kraft-Wärme-Kopplung (KWK), mit Leistungen von $10 \text{ kW}_{\text{el}}$ und $60 \text{ kW}_{\text{th}}$ entwickelt. Als Wärmekraftprozess wird ein Clausius-Rankine-Cycle (CRC-Prozess), mit Wasserdampf als Betriebsmittel, verwendet, wobei neben der generierten Arbeit, die Abwärme für Heizzwecke genutzt wird. Die eingesetzte Expansionsmaschine soll Nassdampf-tauglich sein und ohne Ölschmierung funktionieren. Im Rahmen dieser Masterarbeit wird der Versuchsaufbau und die Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Untersuchung solcher Expansionsmaschinen, sowie eine Reihe messtechnischer Untersuchungen am Exemplar eines Rotationskolbenexpanders durchgeführt.

Im ersten Kapitel werden Gründe für eine Energiewende erörtert und die Einflüsse der dezentralen Versorgung genannt. Weiters wird auch ein Einblick in das Projekt „BioPower“ gegeben.

1.1 Motivation

Strukturelle Änderungen in der Energieversorgung, sowie ein steigendes Umweltbewusstsein fordern verstärkt nach dezentralen Systemen mit regenerativen Energieträgern.

1.1.1 Entwicklung der Energiewirtschaft

Sowohl bei Strom- als auch Wärmeversorgung gilt es laut Karl (2012) folgende 3 wichtige Kriterien zu erfüllen:

- Effizienz
- Verfügbarkeit und Versorgungssicherheit
- Umweltverträglichkeit eines Systems

Aufgrund der Liberalisierung des Strommarktes ist heute schon absehbar, dass es zu einer Minderung der Versorgungssicherheit kommen wird. Aufgrund der bisher nicht vorhandenen Wettbewerbssituation ist die Bereitschaft in den Bau neuer Großanlagen oder in kostenintensive Wartungsarbeiten mit langfristigen Abschreibungszeiten zu investieren eher gering. Weiters sinkt die Akzeptanz gegenüber dem Bau von Kohlekraftwerken und vor allem gegenüber Kernkraftwerken mehr und mehr. (Karl, 2012)

Ein weiteres Problem liegt in den bestehenden Strukturen der Stromversorgung. Laut dem überregionalen österreichischen Stromnetzbetreiber, der Austrian Power Grid (APG), sind die vorhandenen Netzstrukturen in Österreich aus den 1950er und 1960er Jahren. Da sich seit dieser Zeit der Stromverbrauch fast verfünffacht hat, bedarf dies jetzt schon eines guten Engpassmanagements. Aufgrund der zunehmenden Nutzung von erneuerbaren Energien wie Wind- und Sonnenenergie, welche angesichts des „Ökostromgesetzes 2012“ bis 2020 noch massiv aufgestockt werden sollen, steigen auch die Anforderungen an das Versorgungsnetz und an die Netzbetreiber. Da der produzierte Strom auch immer gleichzeitig verbraucht werden muss, können dadurch an sonnigen und windigen Tagen die Transportkapazitäten sowie die Regelmöglichkeiten an ihre Grenzen stoßen (Austrian Power Grid AG, 2015). Diese volatile

Stromeinspeisung regenerativer Energien wie Wind und Sonne fordert daher den Netzausbau, sowie die Erhöhung der Flexibilität der konventionellen Kraftwerksparks.

Die abnehmende Investitionsbereitschaft, die mangelnde Akzeptanz in der Gesellschaft und die zunehmenden Anforderungen an die Flexibilität von Stromerzeugern haben zur Folge, dass nur noch wenige Großanlagen neu gebaut werden. Weiters steigen auch die politischen und gesellschaftlichen Forderungen nach vermehrtem Einsatz regenerativer Energieträger.

Zu den drei bereits genannten Kriterien werden also in den nächsten Jahrzehnten noch zusätzlich folgende zwei Punkte zur Zukunftsfähigkeit eines Systems beitragen:

- Flexibilität des Systems
- Nachhaltigkeit des eingesetzten Primärenergieträgers

Diese Kriterien verlangen verstärkt den Einsatz von dezentralen Energiesystemen. (Karl, 2012)

Ein aktuelles und auch in den letzten Jahren stark in die Öffentlichkeit gerücktes Thema ist die globale Erwärmung als Folge des Treibhauseffekts. Als die Grenze des Beherrschbaren wird ein Temperaturanstieg von 2K infolge der anthropogenen, also vom Menschen verursachten, Einflüsse angesehen.

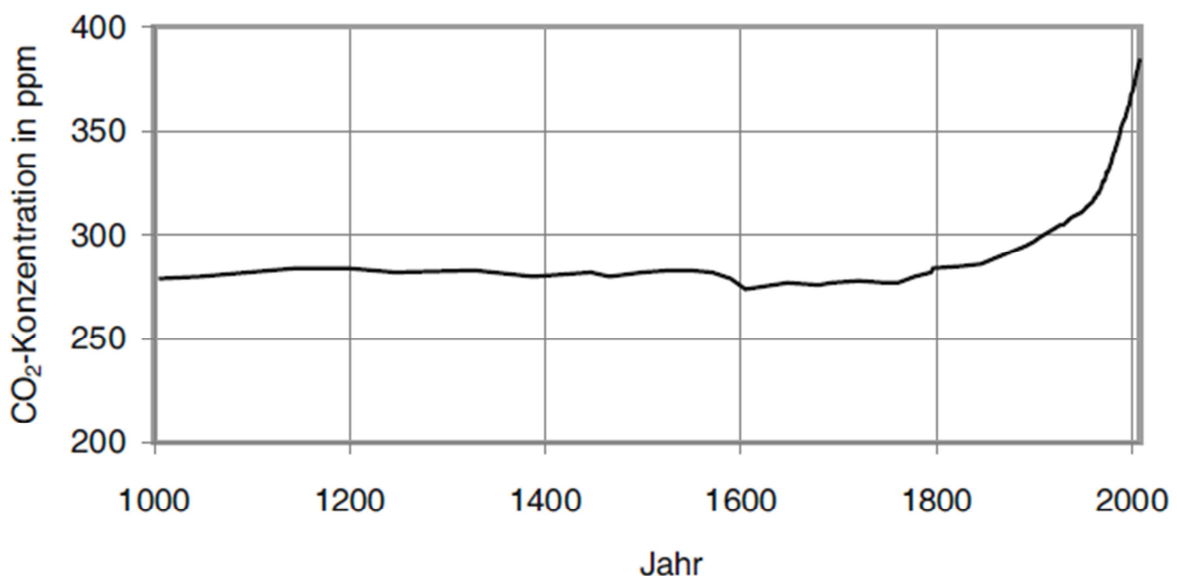


Abbildung 1-1: Kohlendioxidkonzentration in der Erdatmosphäre (Wesselak & Schabbach, 2012)

Etwa 60% des anthropogenen Treibhauseffekts, sind dem Kohlendioxid (CO₂) zuzuschreiben. Der rasante Anstieg der CO₂ Konzentration in den letzten 100 Jahren kann in Abbildung 1-1 abgelesen werden. Ein Temperaturanstieg der Erdatmosphäre bis zum Ende des 21. Jahrhunderts wird sich nur dann auf 2K begrenzen lassen, wenn die Emissionen dieses Treibhausgases drastisch reduziert werden. (Wesselak & Schabbach, 2012)

Auch wenn nicht sicher bestimmt werden kann, ob und wann ein Klimawandel von Statten geht, ist das Risiko der globalen Erwärmung zu hoch, um die Folgen abzuwarten. Dies wird laut Karl (2012) zu einer langfristigen Umorientierung der Energiewirtschaft führen. Es wird vermehrt zur Forderung von umweltfreundlichen, regenerativen Energien wie Wind, Sonne oder Biomasse kommen.

1.1.2 Dezentraler Einsatz konventioneller Technologien

Dezentrale Energiesysteme haben viele Nachteile gegenüber zentralen Versorgern. Die Wesentlichsten sind dabei die geringe thermodynamische Effizienz, die höheren spezifischen Investitionskosten und die höheren spezifischen Schadstoffemissionen. In Abbildung 1-2 sind beispielhaft der elektrische Wirkungsgrad und die spezifischen Investitionskosten von Dampfkraftwerken über die Nettoleistung aufgetragen. Anhand dieser Verläufe erkennt man die negativen Auswirkungen von kleinen Nettoleistungen.

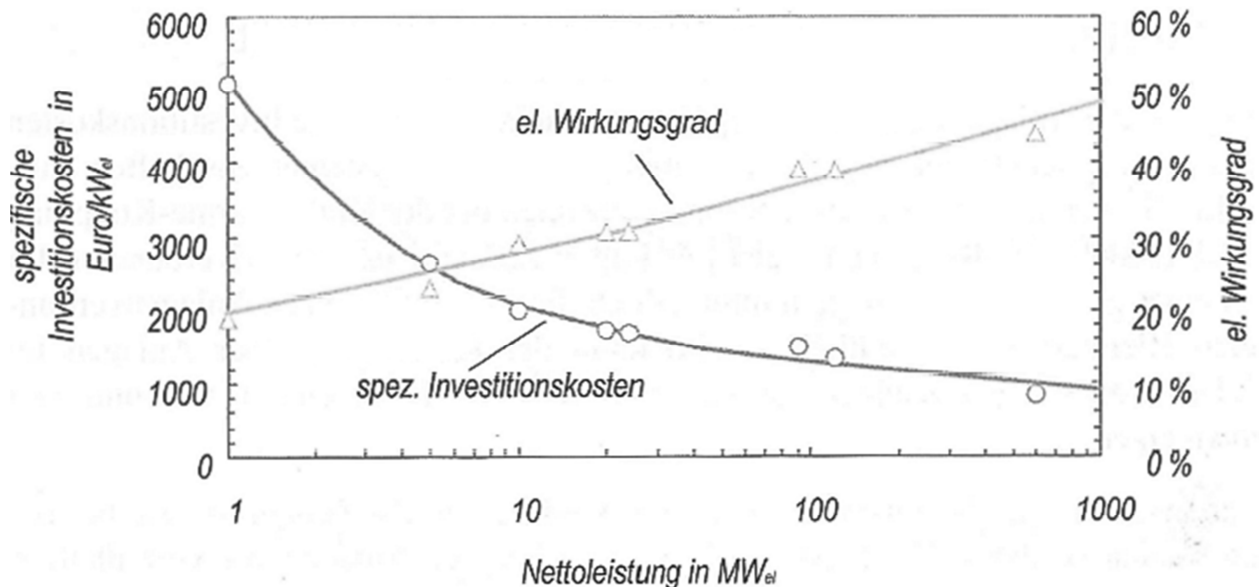


Abbildung 1-2: Elektrischer Wirkungsgrad und spez. Investitionskosten über Nettoleistung (Karl, 2012)

Die Herstellung und der Betrieb von Kleinanlagen sind unverhältnismäßig teuer. Der Aufwand, der bei großen Anlagen für wirkungsgradsteigernde Verbesserungen betrieben wird, ist bei kleinen Anlagen nicht zu rechtfertigen. Weiters sind auch die spezifischen CO₂-Emissionen aufgrund der niedrigen Wirkungsgrade höher als bei Großanlagen. Nur durch gezielte Nutzung der Vorteile und der Verbesserung der Brennstoffausnutzung können die Nachteile kleiner dezentraler Energiesysteme kompensiert werden.

Vor allem bei der Nutzung mehrerer Kleinanlagen im Verbund, können in Bezug auf die Flexibilität, Vorteile gegenüber einer Großanlage erzielt werden. Gewinnbringend wäre auch die Verwendung einer Kraft-Wärme-Kopplung (KWK). Wegen der geringen Anlagengröße bietet sich auch die Möglichkeit, mit dem Einsatz von regenerativen Energien wie Biomasse oder Reststoffe die CO₂-Bilanz zu verbessern, da diese Ressourcen nur dezentral vorkommen. (Karl, 2012)

Im nachfolgenden Kapitel wird ein Projekt, mit einem neuen Konzept einer dezentralen Biomasse-befeuerten Anlage, vorgestellt.

1.2 Projekt Bio Power

Das Projekt „BioPower“ (FFG-Nr.: 843873) ist ein kooperatives Förderprojekt zwischen dem Institut für Wärmetechnik (IWT) der Technischen Universität Graz und der Unternehmung Solarfocus. Ziel ist es, eine Pellets-befeuerte Mikro-KWK für Leistungen von 10 kW_e und ca 60 kW_{th} zu entwickeln. Es sollen dabei ein Clausius-Rankine-Prozess, mit Wasserdampf als

Betriebsmittel, und eine innovative Expansionsmaschine verwendet werden. Als Schwierigkeit stellt sich hier die Suche nach einem geeigneten Expander heraus, da es in diesen Leistungsbereichen kaum Exemplare zu finden gibt.

In Abbildung 1-3 ist das zugehörige Schaltbild dargestellt. Man erkennt links den Dampfkreislauf zur Stromerzeugung und rechts das Heiznetz zur Abwärmenutzung. Außerdem sind die Hauptkomponenten, Speisewasserpumpe, Dampferzeuger, Kondensator und Expansionsmaschine im CRC-Prozess, sowie eine Speisewasserpumpe und ein Wärmeabnehmer im Heiznetz, dargestellt. Dieser Prozess läuft folgendermaßen ab. Das Wasser wird in der Pumpe auf Hochdruckniveau gebracht und anschließend dem Dampferzeuger zugeführt. Dort wird durch Verbrennung eines Festbrennstoffes in einem Kessel die nötige Wärmemenge konvertiert und dem Fluid extern zugeführt. Das dampfförmige Fluid entspannt in der Expansionsmaschine gegen Niederdruck und gibt dabei Energie an die Welle und letztendlich an den Generator ab. Im Kondensator wird der Dampf bei Niederdruckniveau wieder verflüssigt.

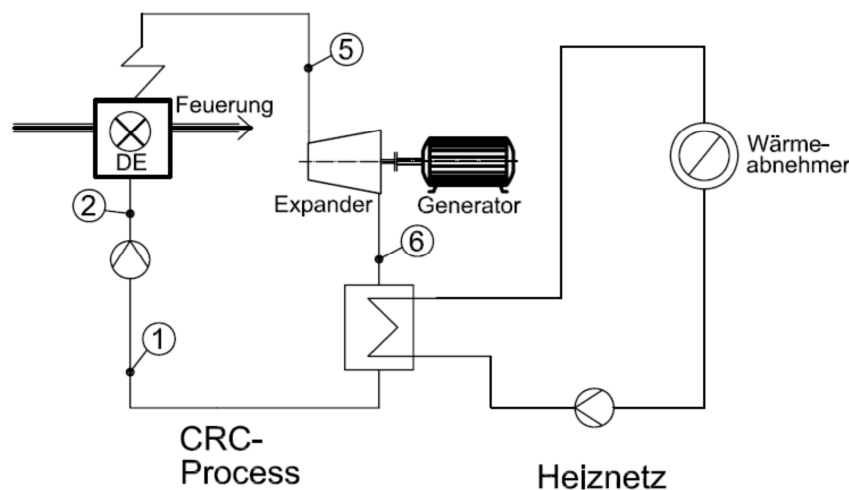


Abbildung 1-3: Anlagenlayout einer Mikro KWK mit CRC (Zotter et al., 2013)

Die Anforderungen an diesen Prozess sind Leistungsabgaben von 10 kW_{el} und 60 kW_{th} bei einem Frischdampfdruck von 30 bar und einem Abdampfdruck von 1 bar. Grund dafür hier nicht auf einen niedrigeren Druck als 1 bar zu expandieren, was üblicherweise bis zu einem Druck von 0,02 bar möglich wäre, ist die Wärmeauskopplung. Um die Abwärme nutzen zu können, muss der Abdampfdruck höher sein als jener von 0,02 bar. Außerdem soll der Abdampfdruck höher als Umgebungsdruck sein da somit keine Entgasung benötigt wird, da bei Undichtheiten im System keine Luft in den Kreislauf gesaugt wird.

Die Expansionsmaschine soll bei einem maximalen Frischdampfdruck von 30 bar eingesetzt werden und gegen einen Niederdruck von 1 bar expandieren. Weiters muss sie ohne Ölschmierung funktionieren, da somit mit Öl verunreinigtes Wasser vermieden werden kann. Dadurch ist auch Nassdampf-tauglichkeit bei der Expansionsmaschine notwendig, denn somit kann der Nassdampf die Schmierung übernehmen.

1.3 Aufgabenstellung

In dieser Masterarbeit soll nun eine Rotationskolbenexpansionsmaschine der Unternehmung EN3 für einen solchen Prozess experimentell untersucht werden. Dazu wird am Heißdampfprüfstand des „Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik“ (IVT) der Expander aufgebaut.

Diese Arbeit gliedert sich nun in 5 weitere Kapitel. In Kapitel 2 wird der Stand der Technik von KWK's und Expansionsmaschinen erläutert. Im dritten Kapitel wird die am Prüfstand vermessene Expansionsmaschine beschrieben. Im vierten Kapitel wird der Prüfstand sowie der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung erklärt. Daraufhin werden die aus den Versuchen erhaltenen Messergebnisse in Kapitel 5 dargelegt. Im sechsten Kapitel werden die Schlussfolgerungen aus dieser Arbeit gezogen.

2 STAND DER TECHNIK

In diesem Kapitel ist der Stand der Technik der, für diese Arbeit relevanten, Grundlagen der Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungen erläutert. Hinsichtlich des Projekts „BioPower“ sind auch mögliche Anlagenprozesse wie CRC und ORC und deren Expansionsmaschinen für die Tauglichkeit in Systemen kleiner Leistung beschrieben.

Bei der Wahl eines Energiesystems sind vor allem Umweltfreundlichkeit und Wirtschaftlichkeit von Bedeutung. Die Bereitstellung von Prozess- und Heizwärme ist neben dem Verkehr eine der Hauptursachen für anthropogene CO₂-Emissionen, da diese großteils durch die Verbrennung von Heizöl und Erdgas sichergestellt wird. In den letzten Jahren sind in Österreich aber auch zahlreiche Netze mit Holzfeuerung entstanden. Die Verbrennung von Biomasse ist im Vergleich zu Öl oder Erdgas CO₂-neutral. Wegen einer aktiven Förderpolitik und einem hohen Restholzaufkommen gibt es nun viele solcher Heiznetze.

2.1 Kraft-Wärme-Kopplung

Die Kombination aus Strom- und Wärmebereitstellung in einer Anlage wird Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) genannt. KWK's sind bei Maschinen mit einer Abwärme auf hohem Temperaturniveau sehr sinnvoll, da der elektrische Wirkungsgrad der Stromerzeugung durch die nachgeschaltete Wärmenutzung nicht verringert wird. Dies ist zum Beispiel für Gasturbinen, Diesel- oder Ottomotoren der Fall.

Bei den Dampfkraftprozessen ist die Situation etwas anders. Hier muss für die Wärmeerzeugung entweder Dampf, der ansonsten der Turbine für die Stromerzeugung zur Verfügung stehen würde, entnommen wird oder der Gegendruck erhöht werden muss, um eine Wärmeauskopplung zu ermöglichen. Beides führt zu einer Minderung der Turbinenleistung. Hier muss abgewogen werden, ob es sinnvoller ist mit einer KWK zu arbeiten, oder Strom und Wärme getrennt zu erzeugen.

Mit dem Brennstoffausnutzungsgrad η_B wird das Verhältnis aus der Summe von der gesamten erzeugten Heizwärmeleistung (\dot{Q}_H) plus der erzeugten elektrischen Leistung (P_{el}), zur Feuerungswärmeleistung (\dot{Q}_{FWL}), wie in Glg. 2-1 beschrieben. Wobei die Feuerungswärmeleistung meist auf den unteren Heizwert (H_u) bezogen wird.

$$\eta_B = \frac{\dot{Q}_H + P_{el}}{\dot{Q}_{FWL}} \approx \frac{\dot{Q}_H + P_{el}}{\dot{m}_B * H_u} \quad \text{Glg. 2-1}$$

Die Stromkennzahl (σ) gibt das Verhältnis der erzeugten elektrischen Leistung zur erzeugten Heizwärmeleistung, wie in Glg. 2-2, an.

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_H} \quad \text{Glg. 2-2}$$

Je nach Priorität einer Energieform wird bei der Auslegung von einer stromgeführten oder einer wärmegeführten Anlage gesprochen. Eine wärmegeführte Anlage kann nur dann eine hohe

Auslastung erzielen, wenn auch ganzjährig Wärme benötigt wird. Aufgrund der über den Jahresverlauf stark schwankenden Wärmeleistung ist es daher wichtig die Stromkennzahl in einem System variieren zu können, vor allem, um auch den elektrischen Energiebedarf abzudecken, wenn kein bzw kaum Wärmebedarf besteht.

Da der Strom die exergetisch höherwertige Energie ist, und auch vollständig in Wärme umgewandelt werden kann, aber nicht umgekehrt, ist es vor allem wichtig viel elektrische Leistung zu erzeugen. Das bedeutet der elektrische Wirkungsgrad η_{el} , wie in Glg. 2-3, muss möglichst hoch sein.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{FWL}} \quad \text{Glg. 2-3}$$

Energieträger wie Biomasse oder Reststoffe fallen nur dezentral an. Da für die Stromerzeugung in kleinen Anlagen nur spezifisch teure Technologien zur Verfügung stehen, ist eine Kraft-Wärme-Kopplung aus wirtschaftlichen Gründen notwendig. Für ein System kleiner Leistungen ($P_{el} < 10 \text{ kW}$ laut DIN EN 50438 (2014)) nennt man das dann Mikro-Kraft-Wärme-Kopplung, auf das im nächsten Kapitel genauer eingegangen wird.

2.2 Mikro-KWK mit Festbrennstoffen

Lässt man die Vergasung von Festbrennstoffen bei Kleinanlagen außen vor, so bleiben Methoden der externen Verbrennung, wie beim Stirlingmotor einem ORC-Prozess oder CRC-Prozess. Der Stirlingmotor hat zwar, weil er dem Carnotprozess sehr nahe kommt, theoretisch einen hohen thermodynamischen Wirkungsgrad. Praktisch ist aber der elektrische Gesamtwirkungsgrad laut Zotter et al. (2013) aufgrund der komplexen Prozessführung und begrenzten Prozesstemperaturen niedrig.

Ein ORC-Prozess und ein CRC-Prozess sind sich abgesehen von dem Arbeitsmedium, welches Wasser beim CRC und ein organisches Fluid beim ORC ist, sehr ähnlich, wie in Abbildung 2-1 gezeigt.

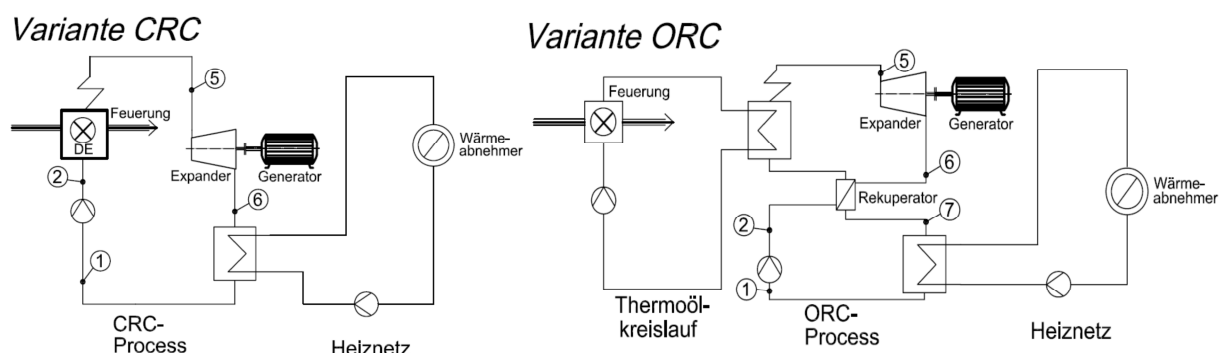


Abbildung 2-1: Anlagenlayouts CRC und ORC (Zotter et al., 2013)

Die Ausführung des Heiznetzes bleibt unabhängig von der Prozessart. Erkennbar ist in Abbildung 2-1 noch der verwendete Thermoölkreislauf beim ORC. Aufgrund der Temperaturunbeständigkeit könnten organische Fluide bei der Wärmeübertragung des Dampferzeugers an sogenannten „Hot Spots“ cracken. Deshalb wird dieser Thermoölkreislauf benötigt, um die Wärme der Feuerung auf den Kreislauf des organischen Fluids zu übertragen.

Dies ist natürlich mit zusätzlichen Investitionen verbunden und weiters sind das Thermoöl und die organischen Fluide im Vergleich zu Wasser meist brennbar. Daraus folgen natürlich höhere Anforderungen an die Leckagesicherheit. Weitere Unterschiede sind ein praktisch druckloser Kesselbetrieb und der Rekuperator beim ORC.

Ein wesentlicher Unterschied von ORC und CRC ist im T-s Diagramm zu erkennen, wie in Abbildung 2-2 verdeutlicht wird. Neben den zu meist niedrigeren kritischen Temperaturen ist in der Regel auch bei der Form und Größe der Grenzkurve ein wesentlicher Unterschied bei den organischen Fluiden zu erkennen. Wasser weist einen höheren Temperaturbereich auf, wodurch theoretisch höhere Wirkungsgrade erzielt werden können. Bei Wasserdampf besteht bei einer Expansion allerdings die Gefahr ins Nassdampfgebiet zu entspannen, was Tröpfenschläge in den Turbinen zur Folge haben kann. Darum muss der Dampf meist überhitzt werden. Bei einigen organischen Fluiden ist die Steigung der oberen Grenzkurve oft positiv. Das bedeutet, dass selbst bei einer isentropen Expansion von der oberen Grenzkurve weg kein Tröpfenschlag zu erwarten ist. In Abbildung 2-2 rechts ist auch der Einfluss des Rekuperators blau eingekreist. Aufgrund der positiven Steigung der Grenzkurve befindet sich Punkt 6 weit im überhitzten Bereich. Deshalb wird im Rekuperator die Wärme des entspannten Fluids zwischen Punkt 6 und 7 auf das flüssigen Fluid zwischen Punkt 2 und 3 übertragen. Dies hat aber zur Folge, dass das Rauchgas im Dampferzeuger nicht soweit abgekühlt werden kann als dies ohne Rekuperator der Fall wäre, was höhere Rauchgasverluste zur Folge hat. (Zotter et al., 2013)

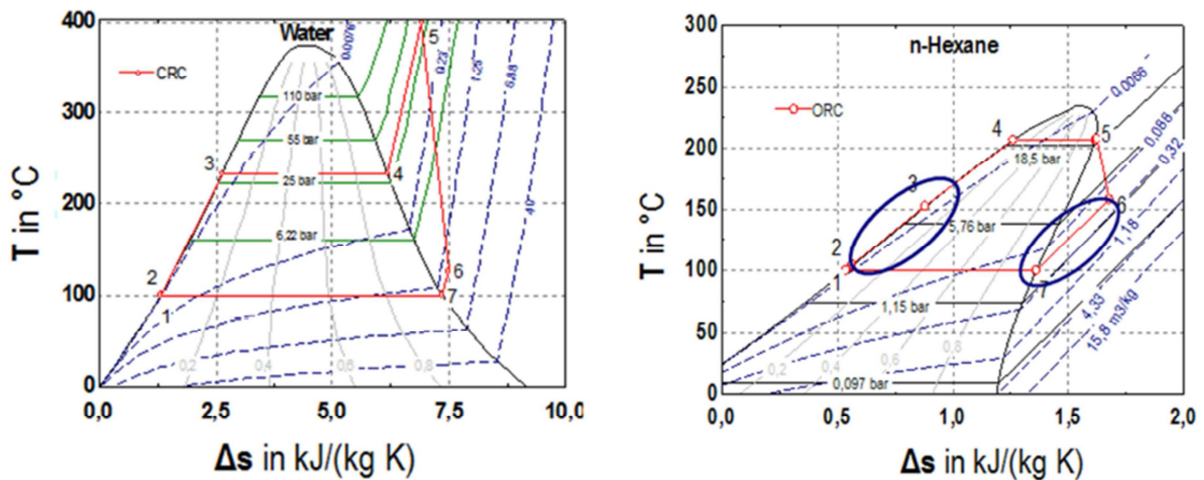


Abbildung 2-2: Vergleich CRC-Prozess (links) mit ORC-Prozess (Rechts) (Zotter et al., 2013)

Es wurden auch schon biomassebefeuerte Mikro-KWK mit organischen Fluiden untersucht, wie zum Beispiel in Qiu et al. (2012). Ein mit Pellets befeuerter Heizofen mit 50 kW_{th} brachte eine Ausgangsleistung von 861 W_{el} und 47,26 kW_{th}. Dies führte zu einem elektrischen Wirkungsgrad von 1,41% und einem Brennstoffausnutzungsgrad von 78,69%.

In internationalen Forschungsaktivitäten zeichnet sich mittlerweile allerdings der Trend ab, Wasser an Stelle von organischen Fluiden zu verwenden. Mit den Vorteilen einer thermischen Beständigkeit, der Unbrennbarkeit und einem höheren elektrischen Wirkungsgrad wird Wasser vermehrt bevorzugt. (Zotter et al., 2013)

Weiters kann man beim Wasserdampf auch verschiedene Prozesse unterscheiden, wie in Abbildung 2-3. Es werden hier ein Sattdampfprozess, ein CRC mit Überhitzung und ein Flash Cycle angeführt. Außerdem werden CRC-Prozesse mit einer Turbine und einer Schraubenexpansionsmaschine angeführt, welche sich durch eine Expansion bis zur Grenzkurve bei der Turbine bzw bis ins Nassdampfgebiet bei der Schraubenexpansionsmaschine unterscheiden. Der Carnot-Wirkungsgrad wäre mit einer Überhitzung am besten, weil das mittlere Temperaturniveau der Wärmezufuhr im Vergleich zum Flasch-Cycle und Sattdampfprozess am höchsten ist. Allerdings sind damit auch höhere Kosten verbunden. Da für einen Sattdampfprozess oder Flash-Cycle Nassdampftauglichkeit der Expansionsmaschine vorausgesetzt wird, spielt die Art der Maschine bei der Wahl des Prozesses schon eine wichtige Rolle. Der Vorteil eines Flash-Cycles liegt im Wärmeübergang zum Medium (vgl Abbildung 2-4). Allerdings wird dieser Prozess oft durch einen maximal möglichen Druck in der Anlage bzw der Expansionsmaschine begrenzt.

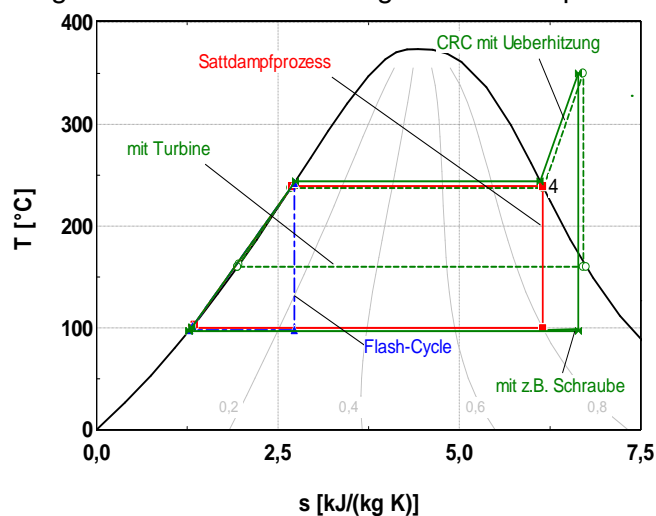


Abbildung 2-3: T-s Diagramm für Wasser mit unterschiedlichen CRC Prozessen (Zotter et al., 2013)

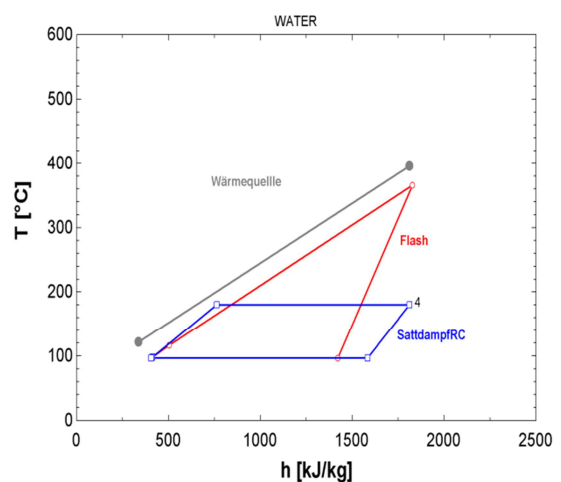


Abbildung 2-4: Flasch-Cycle vs Sattdampfprozess (Zotter et al., 2013)

Die große Herausforderung bei der Entwicklung einer Mikro-KWK liegt allerdings im Design der Expansionsmaschine. Im nachfolgenden Kapitel werden verschiedene Typen von Expansionsmaschinen erläutert.

2.3 Expansionsmaschinen

Ein wichtiges Kriterium für die Auswahl einer Expansionsmaschine ist neben Druckbereich, Temperaturbeständigkeit und Schmierölkonzept vor allem der Leistungsbereich in dem sie eingesetzt werden soll. Für dezentrale KWK werden hocheffiziente kleine Maschinen für einen niedrigen Leistungsbereich benötigt. (Karl, 2012)

In diesem Kapitel werden nun die Funktionsweisen sowie die Einsatzmöglichkeiten von Expansionsmaschinen bei Rankine-Prozessen kleiner Leistungen erläutert.

2.3.1 Dampfturbinen

Die Dampfturbine ist im Vergleich zu den nachstehend beschriebenen Verdrängermaschinen, eine Strömungsmaschine. Laut Karl (2012) werden Dampfturbinen bei Leistungen kleiner 1 MW_{el} wegen der geringen Effizienz und den hohen relativen Kosten kaum eingesetzt. Weiters

können sie auch nicht im Nassdampfgebiet betrieben werden, da mögliche Tröpfchenschläge schädigend wirken würden.

Da für die vorliegende Arbeit eine Expansionsmaschine im Bereich von 10 kW_{el} mit Nassdampftauglichkeit gesucht wird, wird auf die Dampfturbine hier nicht mehr weiter eingegangen.

2.3.2 Flügelzellenexpander

In Abbildung 2-5 ist ein Flügelzellenexpander zu sehen. Der Rotor ist exzentrisch im Gehäuse platziert. Die fünf Flügel sitzen in den Flügelnuten auf Federn und werden von ihnen dabei ans Gehäuse gedrückt. Das Arbeitsvolumen ist nun von zwei Flügeln, dem Rotor, dem Gehäuse und zwei stirnseitigen Platten begrenzt. Durch Rotation wird dieses abgeschlossene Volumen größer. In dieser Abbildung sind auch der radiale Einlass und der axiale Auslass mit blauen Linien dargestellt.

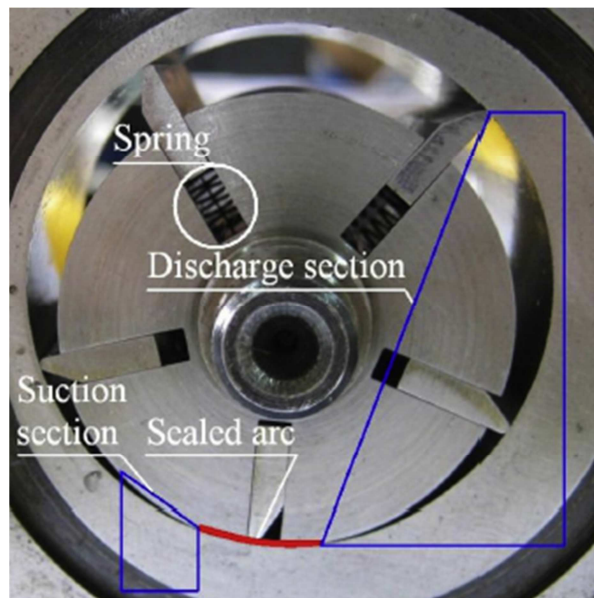


Abbildung 2-5: Aufbau eines Flügelzellenexpanders (Xia et al., 2013)

Die Arbeitsweise eines Flügelzellenexpanders ist in Abbildung 2-6 dargestellt. Hier wird das Prinzip nur anhand einer Zelle über eine Umdrehung erläutert. Grundsätzlich kann der Arbeitsprozess in Einlassprozess, Expansionsvorgang und Entladung unterteilt werden.

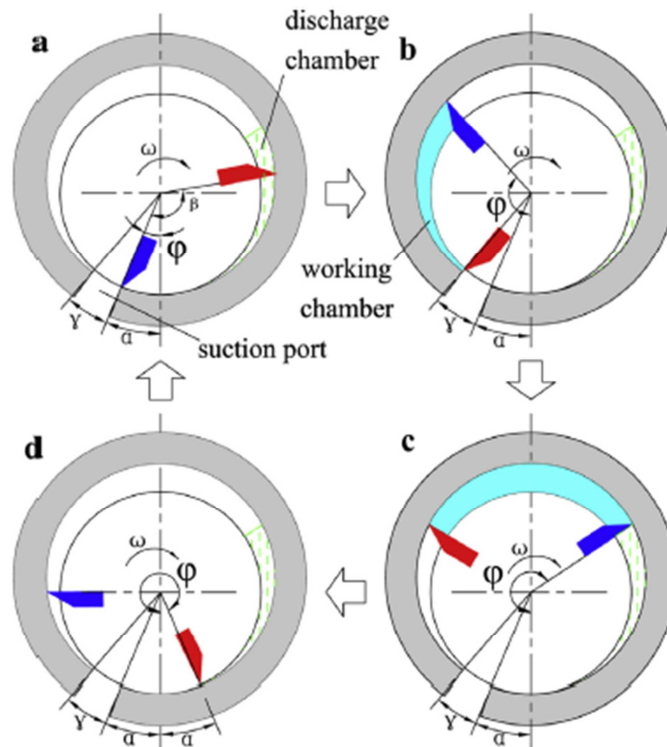


Abbildung 2-6: Arbeitsweise einer Flügelzellenexpansionsmaschine (Xia et al., 2013)

Zwischen Punkt a und Punkt b findet der Einlassprozess statt. Ab Punkt b beginnt dann das Fluid zwischen den Flügeln zu expandieren. Punkt c zeigt das größtmögliche Expansionsvolumen dieser Maschine. Danach beginnt die Entladung, welche in Punkt d endet. Es ist hier nun zu erkennen, dass sich die Entladung und der Einlassprozess überschneiden.

Sogenannte volumetrische Verluste infolge von möglichen Leckageströmen, wie in Kapitel 3.2.4 genauer beschrieben, haben einen negativen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad eines Expanders. Beim Flügelzellenexpander sind dabei neben den Möglichkeiten der stirnseitigen Leckage und einem direkten Strom von Ansaugstutzen zu Auslass auch noch die Leckagen um den Flügel zu nennen. Dort kann abgesehen von dem Spalt zwischen Flügel und Gehäuse auch noch über den Flügelsitz Medium entweichen.

Diese Art von Expander wurde von Xia et al (2013) anstelle einer Drossel in einem Kälteprozess eingebaut und untersucht. Bei Testbedingungen von 34 bar Hochdruck und 10 bar Niederdruck wurde die Drehzahl im Bereich von 800 bis 1800 U/min in 100er Schritten variiert. Dabei hat sich für den volumetrischen Wirkungsgrad ein ungefähr linearer Verlauf zwischen ca 30 und 50% ergeben. Der isentrope Wirkungsgrad stieg zunächst mit steigender Drehzahl an, sank aber nach dem Erreichen seines Maximums von ca 33% bei einer Drehzahl von ca 1200 U/min wieder auf einen Wert von ca.15 % bei 1800 U/min ab.

Bei dem in Kapitel 2.2 beschriebenen biomassebefeuerten ORC-Prozess von Qiu et al. (2012) wurde ebenfalls ein Flügelzellenexpander eingesetzt. Dieser hat bei einer Expandereintrittstemperatur von 118,6 °C eine Leistung von 860,7 W_{el} erreicht. Weiters konnten dabei ein isentroper Wirkungsgrad von ca 54%, ein elektrischer Wirkungsgrad von 1,41% und ein Brennstoffausnutzungsgrad von 78,69% erzielt werden.

2.3.3 Schraubenexpander

Ein Schraubenexpander besteht aus einem Paar gegenläufig und ineinandergreifenden Rotoren und einem umschließenden Gehäuse. Vom Prinzip her ist der Aufbau gleich wie bei einem Schraubenverdichter. Es müssen lediglich Änderungen an der Hochdrucköffnung vorgenommen werden und die Drehrichtung umgekehrt werden und ein Schraubenverdichter kann als Schraubenexpander verwendet werden. Das einströmende Medium ist zwischen Rotoren und Gehäuse eingesperrt. Bei Drehung der Rotoren verändert sich das Volumen. Im Falle des Expanders nimmt das Volumen zu. (Leibowitz et al., 2006)

Schraubenexpander bringen aufgrund ihrer robusten Bauart folgende Vorteile mit sich. Wegen des möglichen Betriebs im Zweiphasengebiet kann auf eine Ölschmierung verzichtet werden, da dies laut Leibowitz et al. (2006) von der Dampfnaße übernommen werden kann. Außerdem werden keine Ventile benötigt, da die Arbeitsräume durch die Drehbewegung geöffnet und geschlossen werden. In Abbildung 2-7 ist der Aufbau am Beispiel einer Maschine der Unternehmung Sprintex aus Australien dargestellt. (Qiu et al., 2011)

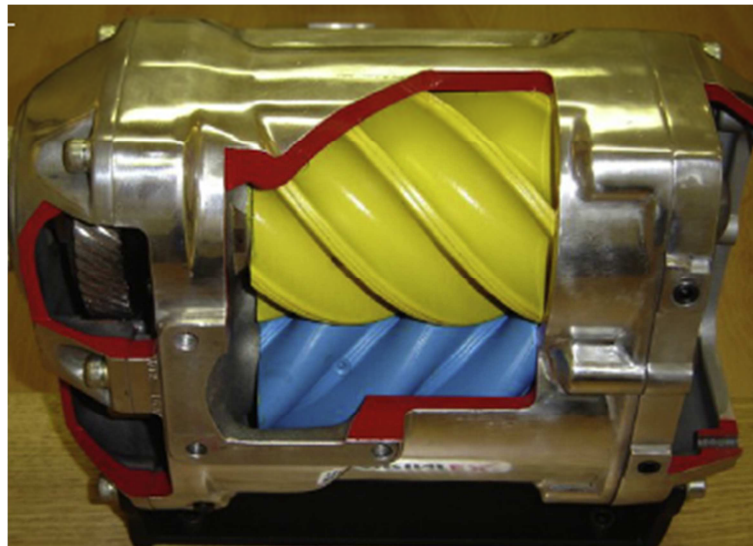


Abbildung 2-7: Schraubenexpander der Firma Sprintex Australien (Qiu et al., 2011)

Schraubenexpander sind von Leibowitz et al. (2006) untersucht und entwickelt worden. Sie haben Systeme für kostengünstige Stromerzeugung im Bereich von 20-50 kW_{el} entwickelt. Mit den niedrigen Investitionskosten in Kombination mit ORC-Prozessen ergibt dies eine günstige Möglichkeit.

Einer der möglichen Gründe warum es nur sehr wenige Berichte über Anwendungen dieser Maschinen mit Leistungen unter 10kW_{el}, wie zum Beispiel bei (Aoun, 2008), gibt, könnte das Problem der Leckage sein. (Qiu et al., 2011)

2.3.4 Scrollexpander

Der Scrollexpander besteht prinzipiell aus 2 Spiralen, von denen eine fix und die andere beweglich ausgeführt ist. In Abbildung 2-8 ist die Arbeitsweise ersichtlich. Die bewegliche Spirale wird von einer Exzenterwelle angetrieben und bewegt sich dadurch auf einer Kreisbahn ohne zu rotieren.

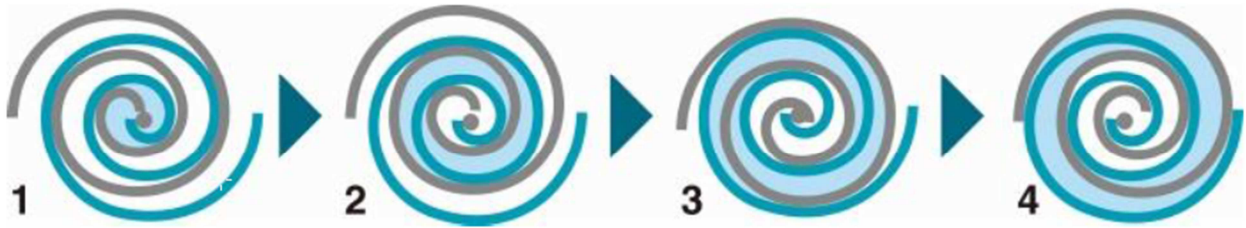


Abbildung 2-8: Arbeitsweise von Scrollexpandern (Anest Iwata, 2014)

Im Punkt 1 wird das Medium in der Mitte axial eingelassen. Die berührenden Stellen zwischen den Spiralen begrenzen das veränderliche Volumen. Bei den Punkten 2 und 3 ist zu sehen wie sich das eingeschlossene Volumen bei weiterführender orbitierender Bewegung der Spirale vergrößert. In Punkt 4 wird das entspannte Medium schließlich ausgelassen.

Der Scrollexpander eignet sich für den Einsatz in Anlagen kleiner Leistung, wie bei Aoun (2008) der Ausgangsleistungen von ca 1 kW_{el} erzeugt hat. (Qiu et al., 2011)

Sie sind auch eine vielversprechende Technologie für die Abwärmenutzung im Automobilbereich. Lemort et al. (2009) haben ein Exemplar getestet und modelliert und sind auf eine maximale Ausgangsleistung von $1,8 \text{ kW}_{\text{el}}$ gekommen. Dabei konnte bei Eingangsparametern von 10 bar und 142 °C und einem Abdampfdruck von 2 bar bei einer Drehzahl von 2296 U/min ein isentroper Wirkungsgrad von 68 % erzielt werden.

2.3.5 Hubkolbenexpander (Dampfmotor)

Ein Hubkolbenexpander ist im Aufbau einer Hubkolbenpumpe ähnlich und kann laut Seher et al. (2012) auch doppelseitig beaufschlagt werden, wie die Maschine in Abbildung 2-9 zeigt.

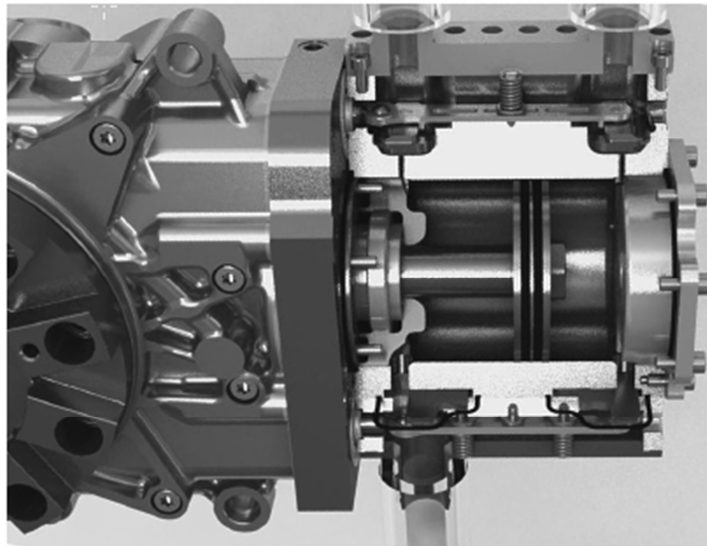


Abbildung 2-9: Doppelseitig beaufschlagter Dampfmotor der Robert Bosch GmbH (Seher et al., 2012)

Dieser in Abbildung 2-9 dargestellte Dampfmotor der Robert Bosch GmbH wurde von Seher et al. (2012) experimentell untersucht. Mit maximalen Frischdampfparametern von 32 bar und 380 °C konnte eine Kupplungsleistung von 14 kW bei einem isentropen Wirkungsgrad von 70 bis 80% erreicht werden.

2.3.6 Rotationskolbenexpander

Eine Rotationskolbenmaschine hat im Vergleich zur Hubkolbenmaschine kinematische und tribologische Vorteile bezüglich der Laufruhe und somit auch hinsichtlich der Lebensdauer. Die rotierende Drehbewegung vermeidet die Kraftumkehr in den Totlagen der Hubkolbenmaschine, welche die eigentliche Schwachstelle bezüglich Reibung und Verschleiß darstellt. (EN3 GmbH, 2014a)

Von der Firma EN3 wurde ein Rotationskolbenexpander entwickelt. Die Funktionsweise dieser Maschine gleicht der eines Wankelmotors, wie in Abbildung 2-10 gezeigt. Die Maschine von EN3 wird aber als Zweieckkolben ausgeführt, wie in Abbildung 2-10 rechts zu sehen.

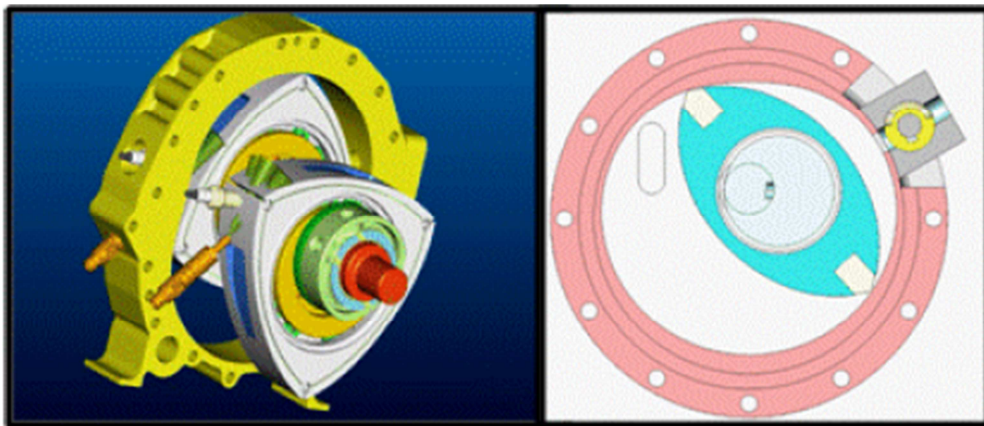


Abbildung 2-10: links: Wankelmotor; rechts: Zweieckkolben EN3 (EN3 GmbH, 2014a)

Die Arbeitsweise des Rotationskolbenexpanders ist in Abbildung 2-11 in vier Schritten beschrieben. In der „Oberen Totpunkt-Stellung“ (OT) ist das von Kolben und Gehäuse eingeschlossene Volumen am kleinsten. Im zweiten Schritt wird das Einlassventil geöffnet und das Medium strömt ein. Im dritten Schritt wird das Einlassventil wieder geschlossen und das Medium entspannt aufgrund der Volumenzunahme, was die Drehung des Kolbens und die weitere Vergrößerung des Volumens zur Folge hat. Im vierten Schritt hat das Fluid den Niederdruck erreicht und strömt aus dem Expander.

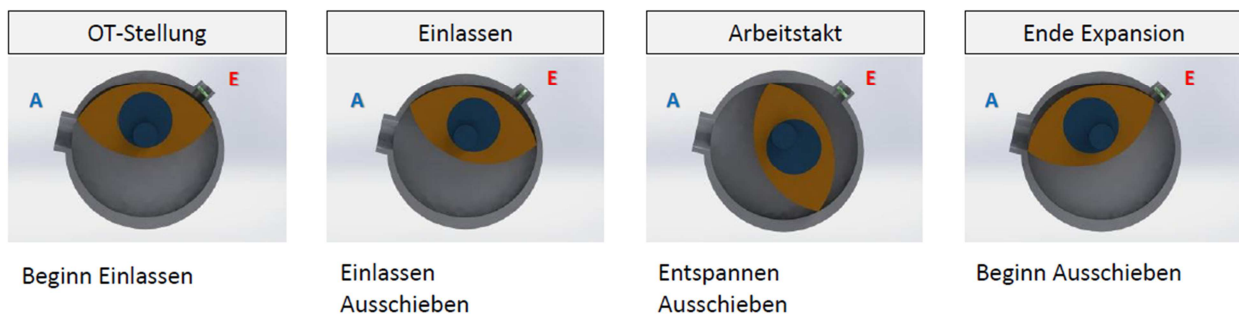


Abbildung 2-11: Arbeitsweise eines Rotationskolbenexpanders (EN3 GmbH, 2015)

EN3 konnte mit einer Zweiseibenausführung Leistungen bis zu 11 kWel erzeugen. (EN3 GmbH, 2015)

2.3.7 Vergleich der Expansionsmaschinen

Vergleicht man nun die Expansionsmaschinen hinsichtlich Einsatztauglichkeit für die vorliegende Aufgabenstellung, ergeben sich folgende Rückschlüsse.

Die Dampfturbinen sind aufgrund des einsetzbaren Leistungsbereichs und der Nassdampfuntauglichkeit gänzlich ungeeignet. Schraubenexpander sind für Leistungen im Bereich von 10 kW_{el} ungeeignet und haben einen schlechten volumetrischen Wirkungsgrad. Der Hubkolbenexpander wäre grundsätzlich gut geeignet, hat aber tribologische Nachteile gegenüber dem Rotationskolbenexpander, wie in Kapitel 2.3.6 beschrieben. Der Flügelzellenexpander hat laut den in Kapitel 2.3.2 beschriebenen Testergebnissen einen schlechten volumetrischen Wirkungsgrad. Potentiell stünden sowohl ein Scroll wie ein Rotationskolbenexpander zur Auswahl. Jedoch konnte im Zuge des Projekt „BioPower“ kein Scrollexpander für die geforderten Anforderungen eruiert werden. Somit fiel die Wahl auf einen Rotationskolbenexpander der Unternehmung EN3.

3 ROTATIONSKOLBENEXPANDER

Der von EN3 zur experimentellen Untersuchung zur Verfügung gestellte Rotationskolbenexpander basiert auf dem Modell KKM136. Das Funktionsprinzip und der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 3-1 kurz erläutert.

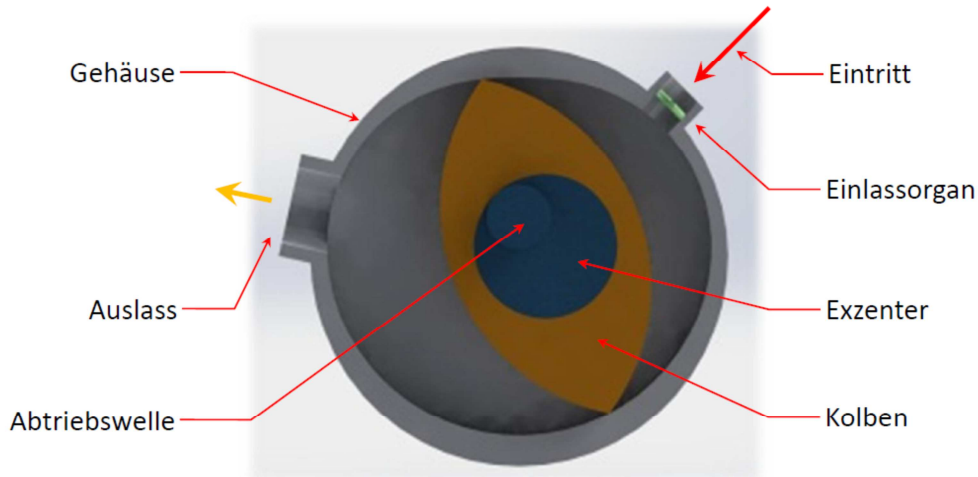


Abbildung 3-1: Aufbau Rotationskolbenmaschine (EN3 GmbH, 2014)

Das Medium wird dem Expander beim Eintritt kontrolliert durch ein „Einlassorgan“ (Drehschieber) zugeführt. Aufgrund der Exzenterwelle und des Übersetzungsgetriebes zwischen einem mit dem Gehäuse fest verbundenen Ritzel und einem am Kolben befestigten Hohlrad, ergibt dies laut EN3 GmbH (2014) eine Bewegung des Kolbens die wie folgt zusammengesetzt ist:

- Bewegung des Kolbens auf einem Kreis mit Drehzahl n
- Rotation des Kolbens um seinen Mittelpunkt mit $n/2$

Daraus folgt, dass sich die Abtriebswelle doppelt so schnell wie der Kolben dreht. Weiters ist die Form des Gehäuses zu beachten. Durch diese spezielle nicht kreisrunde Form und aufgrund der vorgegebenen Bewegung des Kolbens, ergibt sich der gewünschte Verlauf des eingeschlossenen Volumens zwischen Gehäuse und Kolben, welcher in Abbildung 3-2 für 2 Kolbenumdrehungen dargestellt. Dabei sind die Ein- und Auslassbereiche angedeutet.

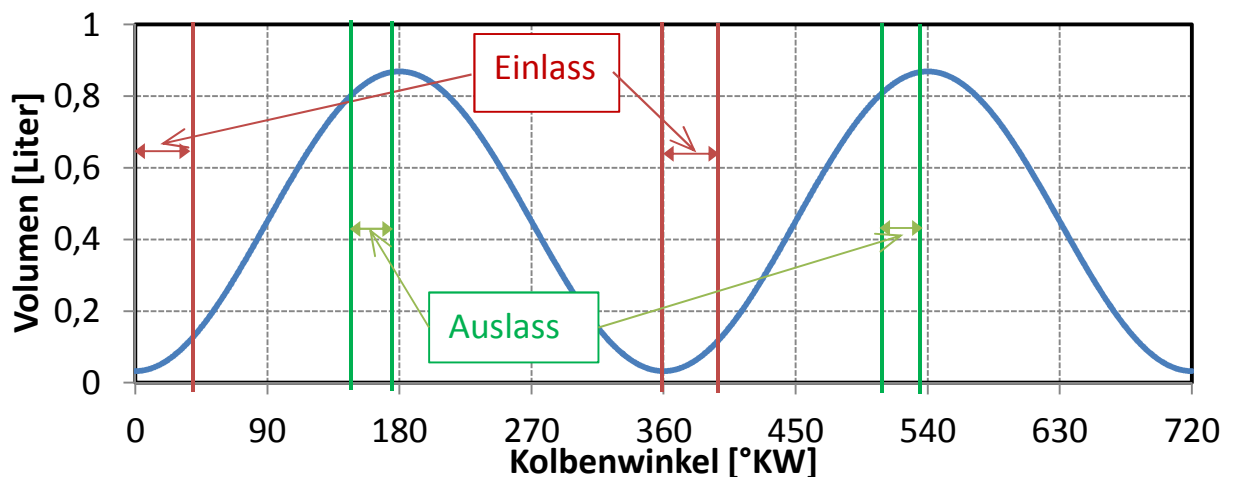


Abbildung 3-2: Verlauf des eingeschlossenen Volumens über den Kolbenwinkel (EN3 GmbH, 2015c)

Die Abdichtung des Arbeitsraums erfolgt an den Stirnseiten des Kolbens durch eine Spaltdichtung und an den Kolbenecken mit einer mitrotierenden Dichtleiste. Das Expandergehäuse ist innen mit einem korrosionshemmenden Material beschichtet, welches auch die Oberflächengüte verbessert. Das Gehäusematerial des Expanders ist Edelstahl.

3.1 Rotationskolbenexpansionsmaschine KKM136

Abbildung 3-3 zeigt den Rotationskolbenexpander KKM136 mit den Hauptabmessungen in Millimeter. Dieser ist als Zweiseibenmaschine ausgeführt und wird zweiflutig ergo parallel betrieben. Über das Wellenende an der linken Seite kann die Leistung an den Generator übertragen werden. Rechts befindet sich das Getriebe, auf das später noch im Detail eingegangen wird. Oben sind die Heißdampfanschlüsse und unten die Abdampfanschlüsse zu sehen. Für den Auslass wurde von der Firma EN3 noch ein Abdampfsammler, wie in Abbildung 3-4, zur Verfügung gestellt. Das Maß für die Heißdampfanschlüsse beträgt 3/4" und der in Abbildung 3-4 dargestellte Flansch für den Abdampfanschluss hat eine Nennweite von DN40.

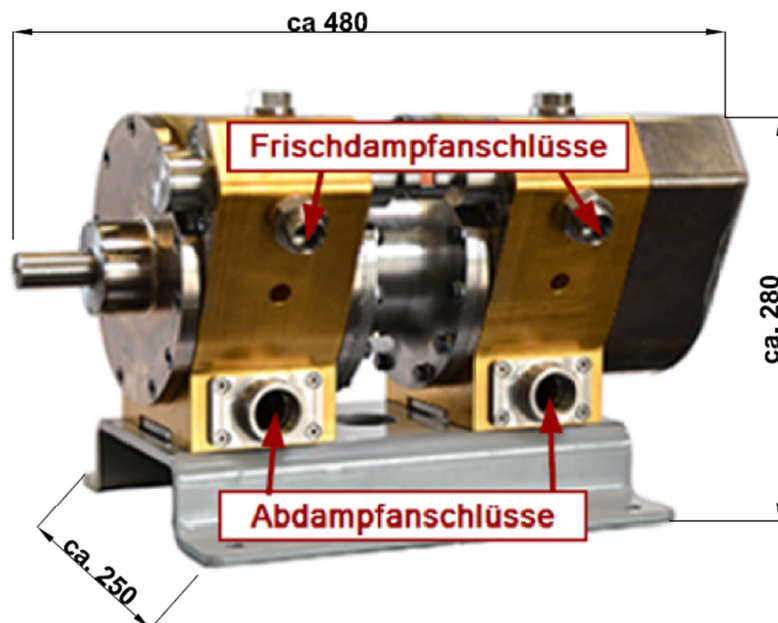


Abbildung 3-3: Expander Modell KKM136 (EN3 GmbH, 2015)

Der Abdampfsammler wird an die beiden Abdampfanschlüsse montiert. Er hat außerdem zwei Stutzen mit Gewindebohrungen für Messstellen zur Verfügung.

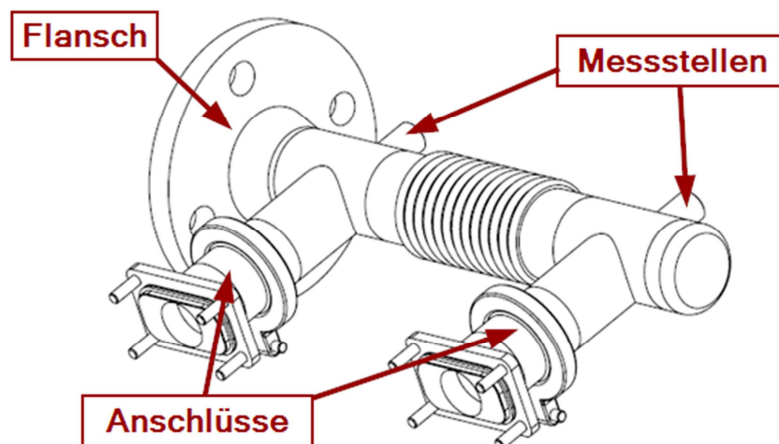


Abbildung 3-4: Abdampfsammler für KKM136 (EN3 GmbH, 2015a)

Die Ausführung als Zweischeibenmaschine hat im Vergleich zu einer Einscheibenmaschine den Vorteil des Massenausgleichs und damit einer größeren Laufruhe und kann aufgrund des doppelten Hubs auch die doppelte Leistung erzielen. Allerdings können aus Montagegründen weder der Abtrieb noch der Ventiltrieb als eine einzelne Welle ausgeführt werden. Deshalb sind die Wellen zwischen den Scheiben über Kupplungen verbunden. Die Verbindung der Wellen der Ventiltriebssteuerung ist mit einer Klauenkupplung, wie in Abbildung 3-5, ausgeführt. Da diese Wellenverbindung ein relativ hohes Spiel in Umfangrichtung hat, kann dies natürlich Auswirkungen auf die Steuerzeiten und somit auf die erzeugte Leistung haben.

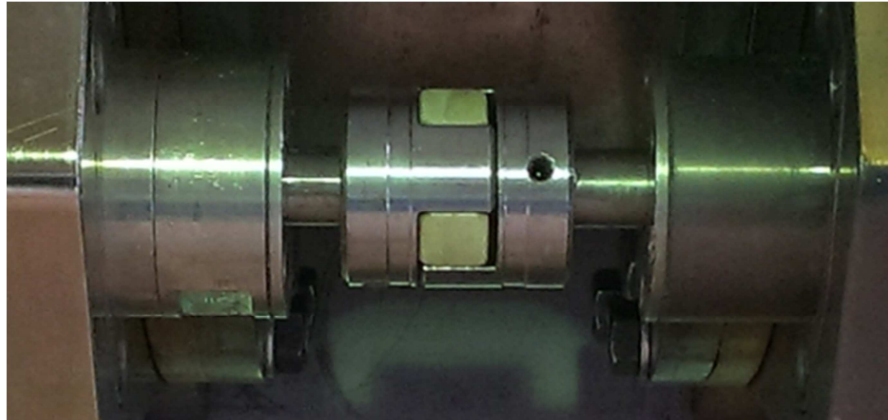


Abbildung 3-5: Klauenkupplung zwischen Ventilsteuerungswellen

In Abbildung 3-6 ist der Deckel auf der Getriebeseite abgenommen. Im linken Bild erkennt man, dass die Ventilsteuerung über einen Kettentrieb mit der Abtriebswelle verbunden ist. An dieser Stelle ist es auch möglich den Oberen Totpunkt (OT) einzurichten. In Abbildung 3-6 rechts ist eine dazu vorgesehene Schablone so eingebaut, dass man durch drehen der Welle den OT finden kann. Diese OT-Einrichtung kann jedoch nur auf ± 2 bis 3° genau durchgeführt werden. Eine ungenaue Bestimmung des Oberen Totpunkts hat ein fehlerhaftes Indikatordiagramm und somit auch eine fehlerhafte Bestimmung der Kolbenarbeit zur Folge.

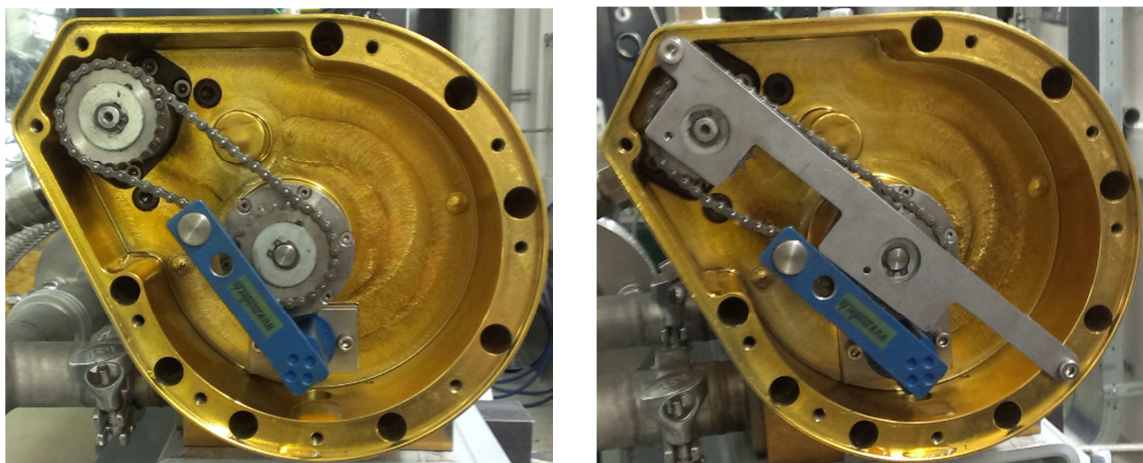


Abbildung 3-6: Ventiltriebsteuerung und OT Einstellung

3.2 Bewertung des Expanders

Um genaue Aussagen über den Expander machen zu können, soll er weitestgehend hinsichtlich Leistungen und Wirkungsgrade experimentell untersucht werden.

In Abbildung 3-7 ist ein Flussdiagramm bezüglich der Leistungen zu sehen. Ausgegangen wird hier von der isentropen Leistung P_s , welche rechnerisch bestimmt werden kann. Zieht man von der isentropen Leistung die Reibungs- und Wärmeverluste P_{Verl} ab, erhält man die von der Expandergeometrie her theoretisch mögliche maximale Leistung P_{Vgeo} . Abzüglich der Leckageverlustleistung P_L ergibt dies die im Expanderinneren erzeugte Kolbenleistung P_{Kolben} . Mit der gemessenen Kolbenleistung und der berechneten isentropen Leistung wird ein isentroper Wirkungsgrad ermittelt, welcher Reibungsverluste, Leckageverluste und Wärmeverluste inkludiert. Die an den Generator abgegebene Wellenleistung oder auch Kupplungsleistung $P_{Kupplung}$ ergibt sich nun durch Abzug der mechanischen Verluste des Abtriebs P_{mech} . Das Verhältnis der Kupplungsleistung zur Kolbenleistung ergibt dann den mechanischen Wirkungsgrad. Das Verhältnis aus Kupplungsleistung zur isentropen Leistung wird als isentroper Gesamtwirkungsgrad bezeichnet.

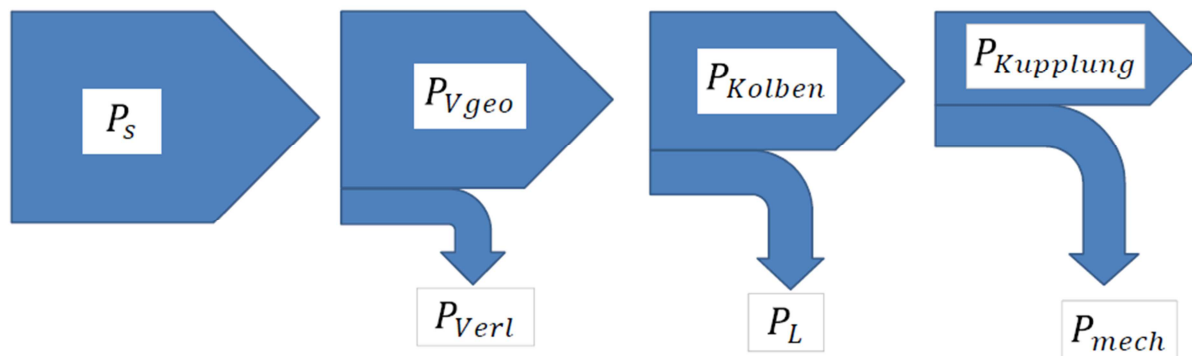


Abbildung 3-7: Flussdiagramm (Sankey Diagramm) des Expanders

Aus diesen Leistungen ergeben sich nun Wirkungsgrade welche im Folgenden beschrieben werden.

3.2.1 Mechanischer Wirkungsgrad

Als mechanischer Wirkungsgrad oder auch Kupplungswirkungsgrad wird das Verhältnis von der erzeugten Kolbenleistung zur abgenommenen Kupplungsleistung bezeichnet, wie in Glg. 3-1. Er inkludiert die Reibungsverluste im mechanischen Abtrieb, allerdings sind hier nicht die Generatorverluste berücksichtigt.

$$\eta_m = \frac{P_{Kolben}}{P_{Kupplung}} \quad \text{Glg. 3-1}$$

3.2.2 Isentroper Wirkungsgrad

Es wird laut Eichseder (2010) zwischen einem isentropen η_s und einem inneren isentropen Wirkungsgrad η_{s-i} unterschieden. Für die Bestimmung beider Wirkungsgrade betrachten wir zunächst die Zustandsänderung vom Expander im T-s Diagramm. Hierzu ist in Abbildung 3-8

ein Beispiel einer Expansion im Nassdampfgebiet mit dem Programm EES (2015) dargestellt. Dabei befindet sich der Expandereintritt (Pkt 1) am Schnittpunkt der 30 bar-Linie und der oberen Grenzkurve. Von dort aus wird dann allgemein zum Punkt 2 und isentrop zum Punkt 2s expandiert. Beide Punkte liegen auf der 1 bar-Linie und befinden sich im Satttdampfgebiet.

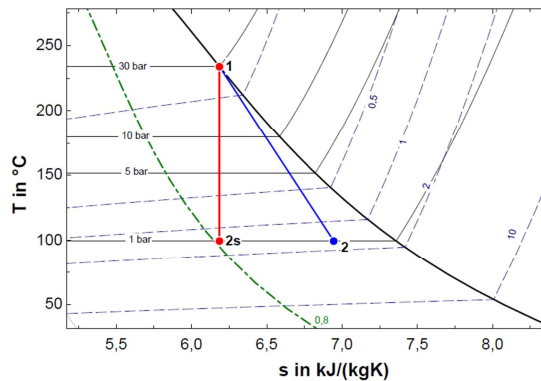


Abbildung 3-8: reale und isentrope Expansion von Satttdampf bei $p_{HD}=30$ bar, $p_{ND}=1$ bar, $\eta_s=0,5$
(Berechnung in EES (2015))

Ausgegangen vom festgelegten Punkt 1 kann der Punkt 2s ganz einfach mittels Druck und Entropie bestimmt werden. Er ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Isentropen durch Punkt 1 und der 1 bar-Linie (=Austrittsdruck p_{aus}). Die Bestimmung von Punkt 2 erweist sich als schwieriger. Zusätzlich zum Druck $p_{aus} = 1$ bar benötigt man noch das spezifische Volumen v , die Dampffziffer x oder die Enthalpie h . In Abbildung 3-8 sind die Isochoren strichliert und die Linien gleicher Dampffziffer strichpunktiiert dargestellt. Wäre der Punkt 2 im Heißdampfgebiet, würden Druck- und Temperaturmessung zur genauen Bestimmung genügen.

Mit Hilfe dieser Punkte kann nun der innere isentrope Wirkungsgrad η_{s-i} wie in Glg. 3-2 berechnet werden.

$$\eta_{s-i} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \text{Glg. 3-2}$$

Die Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads kann auch über die Leistungen aus Abbildung 3-7 bestimmt werden. Damit sind auch die Wärmeverluste, Leckageverluste sowie die Reibungsverluste berücksichtigt. Hier ist η_s das Verhältnis von Kolbenleistung zur isentropen Leistung, wie in Glg. 3-3. Die Ermittlung der Kolbenleistung ist in Kapitel 3.2.5 erläutert.

$$\eta_s = \frac{P_{Kolben}}{P_s} \quad \text{Glg. 3-3}$$

Die isentrope Leistung (P_s) kann durch Multiplikation der isentropen Enthalpiedifferenz ($h_1 - h_{2s}$) mit dem Dampfmassenstrom \dot{m} bestimmt werden.

Weiters soll auch ein isentroper Gesamtwirkungsgrad η_{s-ges} angeführt werden. Dieser bezieht die Kupplungsleistung auf die isentrope Gesamtleistung, wie in Glg. 3-4. Es ist also noch zusätzlich der mechanische Wirkungsgrad inkludiert, wobei Generatorverluste nicht berücksichtigt sind.

$$\eta_{s-ges} = \frac{P_{Kupplung}}{P_s} = \eta_s * \eta_m \quad \text{Glg. 3-4}$$

3.2.3 Expansionsverhältnis

Das Expansionsverhältnis ist das Verhältnis des Volumens am Ende der Expansion (unterer Totpunkt) zum Volumen am Beginn der Expansion (oberer Totpunkt). Damit ist es ein Maß dafür, wie weit der eingeschlossene Dampf expandieren kann. Man unterscheidet das ideale Expansionsverhältnis ϵ_{ideal} , das durch die Geometrie vorgegeben ist, vom realen ϵ , welches tatsächlich herrscht.

Das ideale Expansionsverhältnis ergibt sich wie in Glg. 3-5 aus dem Verhältnis des Volumens im unteren Totpunkt V_{UT} zum Volumen im oberen Totpunkt V_{OT} .

$$\epsilon_{ideal} = \frac{V_{UT}}{V_{OT}} \quad \text{Glg. 3-5}$$

Das reale Expansionsverhältnis ergibt sich aus dem Verhältnis vom tatsächlich auftretenden spezifischen Austrittsvolumen zum spezifischen Eintrittsvolumen des Dampfes, wie in Glg. 3-6. Der Unterschied zu ϵ_{ideal} entsteht aufgrund von Leckagen.

$$\epsilon = \frac{v_{aus}}{v_{ein}} \quad \text{Glg. 3-6}$$

3.2.4 Volumetrischer Wirkungsgrad

Die Berechnung des volumetrischen Wirkungsgrads wird nach Vetter (2006) durchgeführt. Bei jeder rotierenden Verdrängermaschine kann pro Umdrehung ein geometrisch festgelegtes Fluidvolumen V_u maximal gefördert werden. Dies entspricht auch dem sogenannten Hubvolumen V_{Hub} , was der Differenz zwischen Volumen am unteren Totpunkt und oberem Totpunkt entspricht. Daraus ergibt sich mit der Drehzahl n , wie in Glg. 3-7, der geometrische Förderstrom.

$$\dot{V}_{geo} = V_u * n \quad \text{Glg. 3-7}$$

Aufgrund der inneren Leckageverluste $\sum \dot{V}_{Li}$, bedingt durch die Förderdruckdifferenz und den Dichtspalten, ergibt sich aber ein verminderter tatsächlicher Förderstrom wie in Glg. 3-8.

$$\dot{V} = \dot{V}_{geo} - \sum \dot{V}_{Li} \quad \text{Glg. 3-8}$$

Mit dem Verhältnis der Ergebnisse der Glg. 3-7 und Glg. 3-8 kann nun der volumetrische Wirkungsgrad, wie in Glg. 3-9, berechnet werden.

$$\eta_V = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{geo}} \quad \text{Glg. 3-9}$$

Dieser Wirkungsgrad ist aufgrund der auftretenden Leckageverluste ein Minderungsfaktor und muss daher immer ≤ 1 sein. Er gibt die Ausnutzung der konstruktiv vorgegebenen Möglichkeiten an und wird daher auch Ausnutzungsgrad genannt. (Vetter, 2006)

3.2.5 Kolbenleistung aus Indikatordiagramm

Um die innere Kolbenleistung ermitteln zu können, benötigt man das p - V Diagramm (Indikatordiagramm) der Maschine. Wenn der Verlauf des Volumens $V_{(\varphi)}$ und der Druckverlauf über den Drehwinkel $p_{(\varphi)}$ bekannt sind, kann daraus das p - V Diagramm hergeleitet werden. In Abbildung 3-9 ist ein beispielhaftes Indikatordiagramm mit idealen Zustandsänderungen dargestellt, wie es auch bei einer Kolbenumdrehung des Rotationskolbenexpanders aussehen könnte.

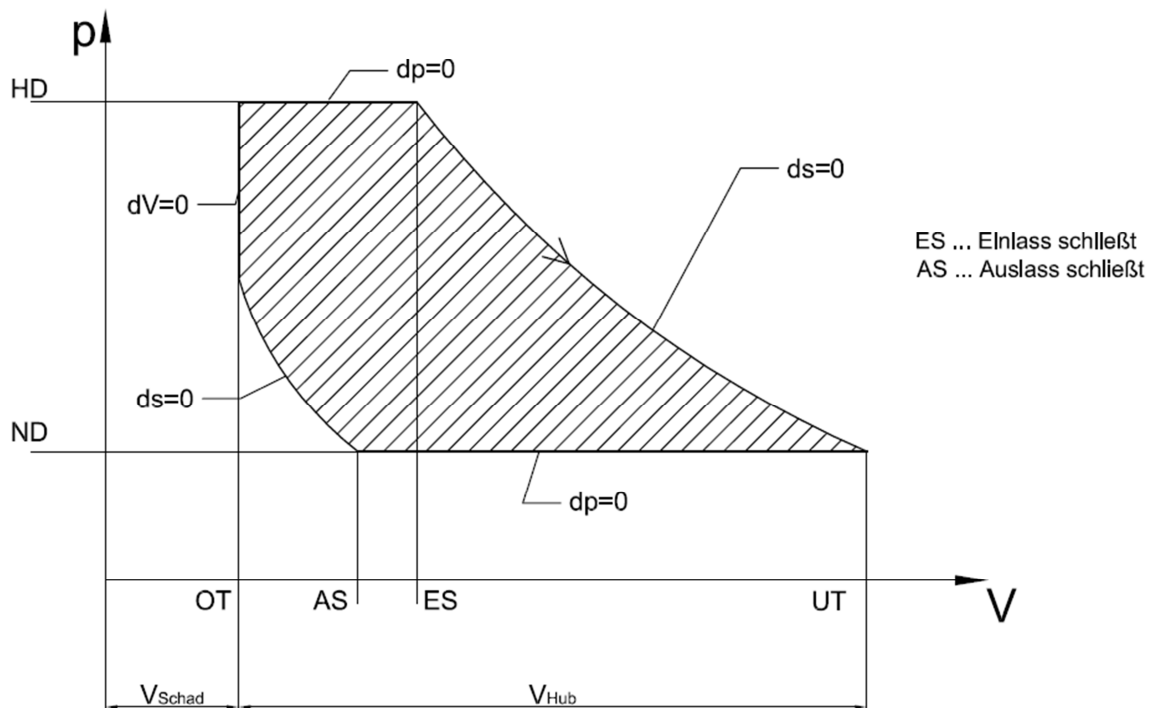


Abbildung 3-9: Indikatordiagramm mit idealen Zustandsänderungen

Der Prozess in Abbildung 3-9 besteht aus 2 Isobaren, 2 Isentropen und einer Isochoren. Beginnend beim Punkt „Auslass schließt“ (AS) wird der Prozess im Uhrzeigersinn durchlaufen. Es dreht sich der Kolben in Richtung OT und verdichtet das eingeschlossene Restvolumen der vorhergehenden Expansion. Im OT wird der Einlass geöffnet und es steigt der Druck im vom Kolben eingeschlossenen Volumen auf den Hochdruck (HD) oder auch Frischdampfdruck an. Das Volumen wird isobar befüllt bis zum Punkt „Einlass schließt“ (ES). Danach erfolgt eine isentrope Expansion auf den Niederdruck (ND) oder Abdampfdruck. Im unteren Totpunkt ist die Expansion vollendet und der Auslass öffnet. Das Medium wird ausgeschoben bis der Auslass wieder schließt und es beginnt ein neuer Zyklus.

Die eingeschlossene Fläche dieses Prozesses ist in Abbildung 3-9 schraffiert dargestellt und ist ein Maß für die indizierte Arbeit, wie in Glg. 3-10 berechnet. Das Volumen im Oberen Totpunkt wird auch Schadraum genannt da es zur Arbeit keinen Beitrag leistet. Die Punkte AS und ES tragen wesentlich zum Verlauf des Prozesses und somit auch zur eingeschlossenen Fläche bei.

Daraus kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die Steuerzeiten von Ein- und Auslass einen großen Einfluss auf die Kolbenarbeit haben.

$$W_{Kolben} = \oint p dV = \oint V dp \quad \text{Glg. 3-10}$$

Anhand der Kolbenarbeit kann die Kolbenleistung wie in Glg. 3-11 berechnet werden, wobei z die Anzahl der Kolben ist und die Drehzahl n in U/min angegeben ist.

$$P_{Kolben} = \frac{W_{Kolben} * n}{60} * z \quad \text{Glg. 3-11}$$

Ein wichtiger Aspekt bei der Herleitung des Indikatordiagramms ist die richtige Annahme des oberen Totpunkts beim Druckverlauf ($p_{(\varphi_{OT})}$), da anhand dieses Punkts Druck- und Volumenverlauf ($p_{(\varphi)}$ und $V_{(\varphi)}$) kombiniert werden können. Die Konsequenzen einer falschen Annahme des OT's ($\varphi_{OT} \pm \Delta\varphi$) und der resultierenden Verschiebung des Druckverlaufs $p_{(\varphi \pm \Delta\varphi)}$ zum Volumenverlauf $V_{(\varphi)}$ ist in Abbildung 3-10 dargestellt. Es ergeben sich im Vergleich zum korrekten p-V-Diagramm andere Flächen und somit auch ein anderer Wert für die berechnete Kolbenarbeit. In Abbildung 3-10 ist die blau schraffierte Fläche das Ergebnis einer Verschiebung in negativer Richtung ($\varphi - \Delta\varphi$) und die rot schraffierte Fläche das Ergebnis einer Verschiebung des Druckverlaufs in positiver Richtung ($\varphi + \Delta\varphi$) im Vergleich zu dem korrekt dargestellten Indikatordiagramm aus Abbildung 3-9.

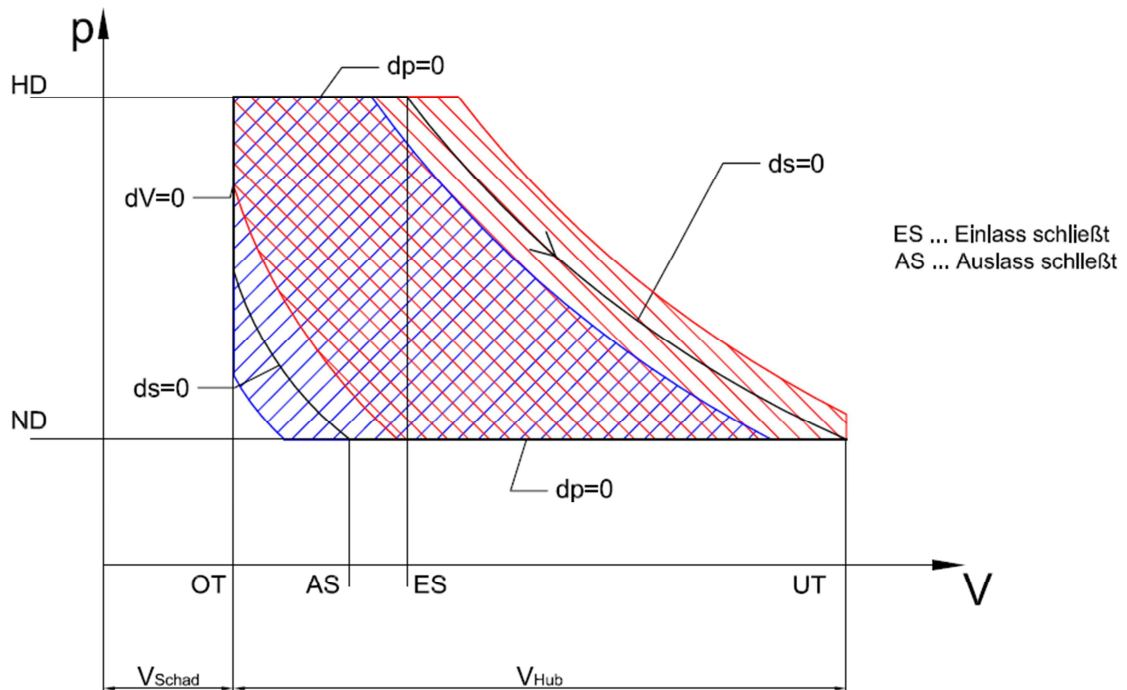


Abbildung 3-10: Änderungen des Indikatordiagramms aufgrund OT-Verschiebung

4 VERSUCHSAUFBAU UND DURCHFÜHRUNG

Wie in Kapitel 1.3 bereits erwähnt, soll der in Kapitel 3 beschriebene Drehkolbenexpander der Firma EN3 messtechnisch untersucht werden. Dazu wurden in Kooperation mit dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) die Versuche an dessen Heißdampfprüfstand durchgeführt.

In diesem Kapitel sind der Prüfstand selbst, die notwendigen Anpassungsarbeiten um den Expander anschließen zu können, sowie ein genauer Versuchsaufbau und die Durchführung beschrieben.

4.1 Prüfstandsaufbau

Der verwendete Heißdampfprüfstand ist im Jahr 2013 in Betrieb genommen worden und ist somit auf dem neuesten Stand der Technik. Vergleichbare Versuche mit Dampf und einer Expansionsmaschine sind vor diesen Versuchsreihen noch keine durchgeführt worden. Der Prüfstand ist räumlich so aufgeteilt, dass es eine vom Versuchsraum getrennte Warte gibt. Durch ein Panzerglas zwischen den Räumen und einer Kamera sowie einem Mikrofon im Versuchsraum kann der Betrieb des Expanders immer genau beobachtet werden. Die Tür zum Versuchsraum ist mit einem Taster versehen, welcher bei einer Türöffnung die Abschaltung des Prüfstands zur Folge hat. Somit kann während des Betriebs keine Person den Raum betreten. Daher ist die Wahrscheinlichkeit von möglichen Schäden an Personen während eines Versuchs äußerst gering.

Der Prüfstand wurde ursprünglich zur Untersuchung von Expansionsmaschinen die in Fahrzeugen zur Abwärmenutzung eingesetzt werden sollen, konzipiert, wie im Anlagenschema in Abbildung 4-1 zu sehen. Ein Elektrischer Heizer erhitzt die von der Umgebung angesaugte Luft, welche anschließend die Wärme in den Verdampfern an den Wasser/Dampfkreislauf abgibt. Dies geschieht in zwei Durchlauferhitzer, welche die Wärmeübertragung des Abgases und der Abgasrückführung (AGR) an einen Wasser/Dampfkreislauf, in einem Fahrzeug simulieren.

Der Prüfstand funktioniert nach dem Prinzip eines Clausius-Rankine-Prozesses. Die Speisewasserpumpe saugt das Wasser aus dem Kondensatbehälter und bringt es auf den Hochdruck. Die Wärmezufuhr erfolgt, wie erwähnt, durch die beiden Durchlauferhitzer. Danach strömt der Dampf zu einem 3-Wegeventil bei dem er entweder über die Expansionsmaschine oder über einen Bypass mit einem Nadelventil geführt werden kann. Der Abdampf wird dann dem Kondensator zugeführt. Eine Kondensatpumpe kann zusätzlich bei der Absaugung des Kondensats helfen. Zu guter Letzt strömt das verflüssigte Medium wieder in den Kondensatbehälter von wo es wieder in den Kreislauf gepumpt werden kann.

Im Schema ist der dargestellte Expander grün strichliert umrandet, was die Systemgrenze des Prüfobjekts darstellen soll. Somit ist gleich zu sehen, dass an 3 Stellen eine Verbindung zwischen Expander und Prüfstand hergestellt werden muss. Wie das im Genauen durchgeführt wird, ist in den Kapiteln 4.1.5 ff erläutert.

Weiters sind im Prüfstandsschema in Abbildung 4-1 auch die wichtigsten Regler in hellblau sowie die für die Versuche relevanten Messstellen in grün eingezeichnet.

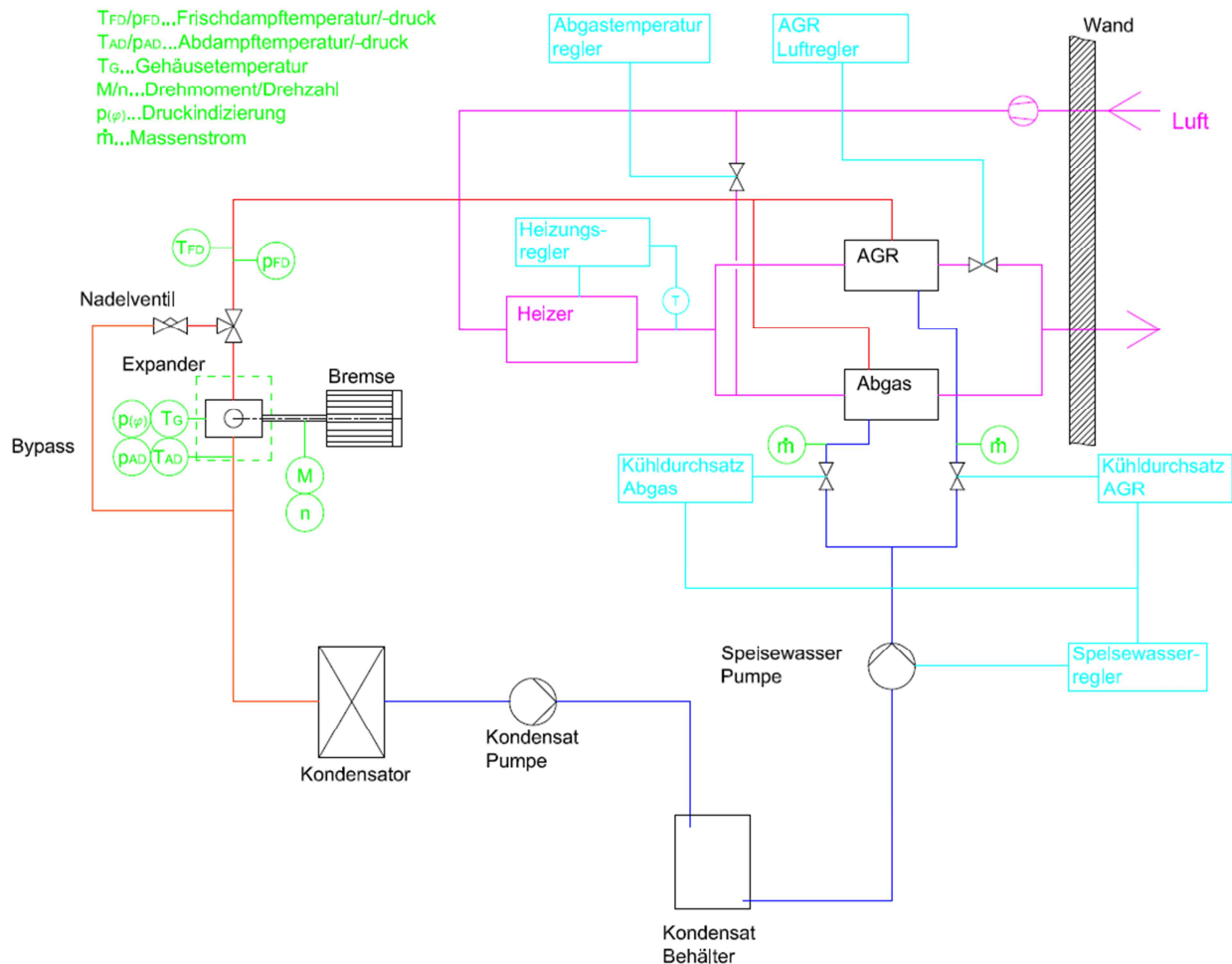


Abbildung 4-1: Schematische Darstellung des Prüfstands vom IVT

4.1.1 Beschreibung der Komponenten des Dampferzeugers

Die im Schema dargestellten Komponenten sollen nun genauer hinsichtlich Funktionalität und Leistungsvermögen beschrieben werden.

a) Kondensatsammelbehälter

In Abbildung 4-2 links ist der Kondensatsammelbehälter mit Füllstandssensoren zu sehen. Der Behälter fasst ungefähr 20 Liter und wird ins Freie entlüftet. Vor den Versuchen wurde der Kreislauf entleert und mit 20 Liter entsalztem Wasser neu befüllt. Im Behälter sind zwei Füllstandsgrenzschalter eingebaut. Diese Sensoren geben ein Signal, wenn die Füllstandshöhe, in der der jeweilige Sensor eingebaut ist, erreicht wird. Der obere Füllstandssensor ist ein Richtwert wann der Behälter nachgefüllt werden sollte. Allerdings ist zu beachten, dass zu Beginn der Messungen meistens noch sehr viel Wasser in den Leitungen ist. Wenn der Sensor zu Beginn der Messungen noch kein Signal hat, muss das nicht zwangsläufig ein Problem bedeuten. Wenn das System hochgefahren wird und Dampf erzeugt wird, wird das Wasser in den Leitungen vom Dampf in den Behälter gedrängt und der Wasserpegel steigt nochmal an. Ist aber nach längerem Betrieb noch immer kein Signal da, sollte für die nächsten Versuche Wasser in den Behälter nachgefüllt werden. Sollte der untere Sensor aber kein Signal mehr liefern, ist das ein Indiz für Wassermangel und es muss sofort Wasser nachgefüllt werden.

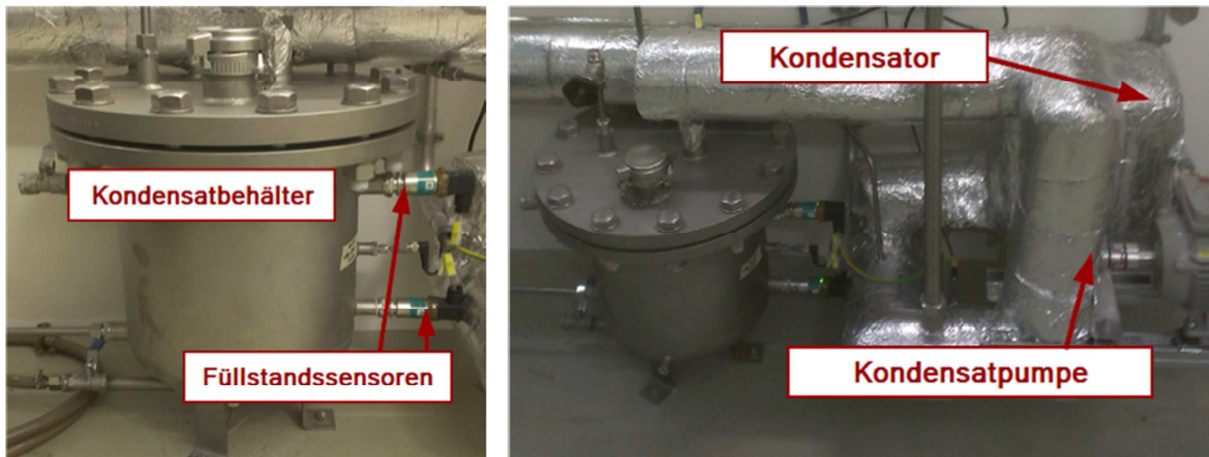


Abbildung 4-2: links: Kondensatsammelbehälter; rechts Kondensator und Kondensatpumpe

b) Kondensatpumpe

Die Kondensatabsaugpumpe ist ein Prototyp einer Zahradpumpe. Die Drehzahl kann im Bereich von 20 bis 50 Hz variiert werden. Zweck dieser Komponente ist, dass flüssige Rückstände aus dem Kondensator abgesaugt werden können. Die Kondensatpumpe regelt sich insoweit selbst, indem sie sperrt, falls Dampf angesaugt wird. In Abbildung 4-2 rechts ist die Pumpe aufgrund der Wärmedämmung zwar nicht direkt zu sehen, aber es ist die Einbaustelle markiert.

c) Kondensator

Zur Kondensation wird ein Plattenwärmetauscher von FUNKE verwendet. Dieser ist wie die Kondensatabsaugpumpe ebenfalls wärmegeklämt und wird in Abbildung 4-2 angedeutet. Zur Kühlung wird Wasser mit ca. 25°C aus der hausinternen Kühlleitung, verwendet. Geregelt wird die Kühlleistung mittels eines Regelventils das den Massenstrom einstellt.

d) Speisewasserpumpe

Für die Förderung des Speisewassers stehen 2 Axialkolbenpumpen von Danfoss (PAH 3.2 und PAH 2) zur Verfügung. Die Funktionsweise einer solchen Pumpe ist kurz in Abbildung 4-3 erklärt. Die rotierenden Zylinder sind mit dem in der Abbildung hellblau dargestellten Medium gefüllt. Die im Zylinder bewegten Kolben werden an die Schrägscheibe gedrückt und verändern durch Rotation das Volumen des im Zylinder eingeschlossenen Mediums.

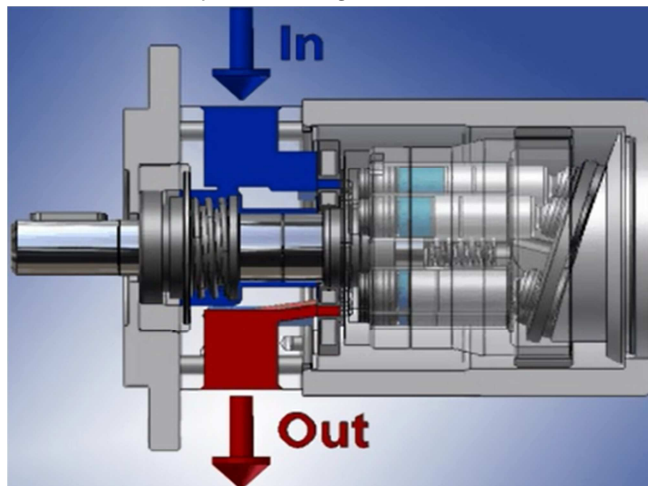


Abbildung 4-3: Funktionsweise einer Axialkolbenpumpe (Danfoss, 2015)

Die beiden zur Verfügung stehenden Pumpen unterscheiden sich hinsichtlich des Verdrängervolumens. Die in der Typenbezeichnung enthaltene Zahl steht für die jeweilige geometrische Verdrängung in cm^3/U . Der maximale Ausgangsdruck beider Pumpen liegt bei 100 bar. Bei maximaler Drehzahl und maximalem Druck kann ein Durchfluss von 8,6 l/min (PAH3.2) und 4,8 l/min (PAH2) erreicht werden.

e) Verdampfer

Wie bereits erwähnt, erfolgt die Verdampfung in 2 separaten Dampferzeugern. Das wärmezuführende Fluid ist Luft, welche von der Umgebung angesaugt wird, durch einen elektrischen Heizer (maximale Lufttemperatur: 450 °C) erhitzt wird und nach der Wärmeübertragung in den Verdampfern wieder nach außen an die Umgebung abgegeben wird. Als „Abgas-Wärmetauscher“ dient in diesem Fall ein Rohrbündelwärmetauscher, welcher mit der heißen Luft gespeist wird. Dieser soll höhere Massenströme im Vergleich zur „AGR“ liefern. Die Simulation einer Abgasrückführung (AGR) wird an diesem Prüfstand mit einem Plattenwärmetauscher durchgeführt. Hier soll zwar weniger Masse umgesetzt werden, dafür eine größere Überhitzung des Dampfes erfolgen. Die zwei Dampfströme werden nach den Verdampfern zusammengeführt. Aus Geheimhaltungsgründen können keine genaueren Daten zu den Dampferzeugern angeführt werden.

f) Bremse

Als Bremse und Antrieb fungiert ein Drehstrom-Asynchronmotor von Antriebstechnik GmbH Faurndau, wie in Abbildung 4-4 gezeigt. Dieser bremst einerseits im Expanderbetrieb und beschleunigt im Motorbetrieb bei verschiedenen Drehzahlen. Das heißt der Expander kann mit dieser Komponente auch angeschleppt werden. Es können Leistungen bis zu 60 kW bei Drehzahlen bis zu 8000 U/min übertragen werden



Abbildung 4-4: Drehstrom-Asynchronmotor am IVT

g) Regelungen

Die Regelung eines solchen Prozesses gestaltet sich als komplex. Um einen stabilen Messpunkt bei bestimmten Parametern einstellen zu können, bedarf es viel Fingerspitzengefühl. Da dieses System sehr träge ist, muss man immer schon im Vorhinein wissen wie sich Reglerumstellungen auswirken. In Abbildung 4-5 ist die Benutzeroberfläche der Software „Tornado“ von Kristl, Seibt und CO (2015) dargestellt. Darauf sind alle Komponenten, Messungen und Regelungen des Prüfstands zu sehen. Im Schema in Abbildung 4-1 sind die wichtigsten Regler vereinfacht dargestellt. In weiterer Folge sollen nun die Regler beschrieben werden.

Der **Heizungsregler** misst die Lufttemperatur nach dem elektrischen Heizer und regelt dementsprechend die Leistung des Heizers um den vorgegebenen Sollwert zu erreichen.

Beim **Nadelventilregler** wird der gemessene Druck vor dem Nadelventil und noch vor dem 3-Wegeventil, mit dem Sollwert verglichen. Das Nadelventil wird nun so gestellt, dass sich der gewünschte Druck bei der Messung einstellt.

Sollte die Temperatur des Mediums vor dem Kondensator zu hoch sein, weil über den Expander zu wenig Energie abgebaut wurde oder wenn der Dampfmassenstrom über den Bypass läuft, wird die **Wassereinspritzung** benötigt. Dazu wird die Temperatur vor dem Kondensator gemessen. Bei Übertemperatur wird das Regelventil geöffnet und es kann ein Teil des flüssigen Mediums nach der Speisewasserpumpe abgezweigt und vor dem Kondensator eingespritzt werden.

Für die Regelung der **Kondensatpumpe** wird der Druck zwischen Kondensator und Kondensatpumpe gemessen und mit dem eingestellten Sollwert verglichen. Die Drehzahl der Pumpe wird so geregelt, dass sich der gewünschte Sollwert einstellt.

Der Regler „**Kondensator Kühler Temperatur**“ regelt das Ventil im Kühlwasservorlauf so, dass die vorgegebene Temperatur des im Dampfkreislauf nach dem Kondensator befindlichen Fluids erreicht wird. Dazu wird die Temperatur des kondensierten Mediums nach dem Wärmetauscher gemessen.

Mit dem **Luftdurchsatzregler** wird der Luftmassenstrom der durch den Luftkreislauf strömt, geregelt. Dazu wird der Luftdurchsatz nach dem Gebläse gemessen und die Drehzahl des Gebläses so geregelt, dass sich ein gewünschter Sollwert für den Luftdurchsatz einstellt.

Der „**AGR Luftregler**“ und der „**Abgastemperaturregler**“ regeln den Luftdurchsatz durch die beiden Wärmetauscher. Dies wird durch den Öffnungsgrad des jeweiligen Ventils geregelt.

Der **Speisewasserregler** kann die Drehzahl der Speisewasserpumpe und somit den Durchsatz regeln.

Die Einheiten **Kühldurchsatz AGR** und **Kühldurchsatz Abgas** regeln den Massenstrom durch den jeweiligen Dampferzeuger. Die beiden sind natürlich mit dem Speisewasserregler gekoppelt, da dieser den Gesamtdurchsatz regelt.

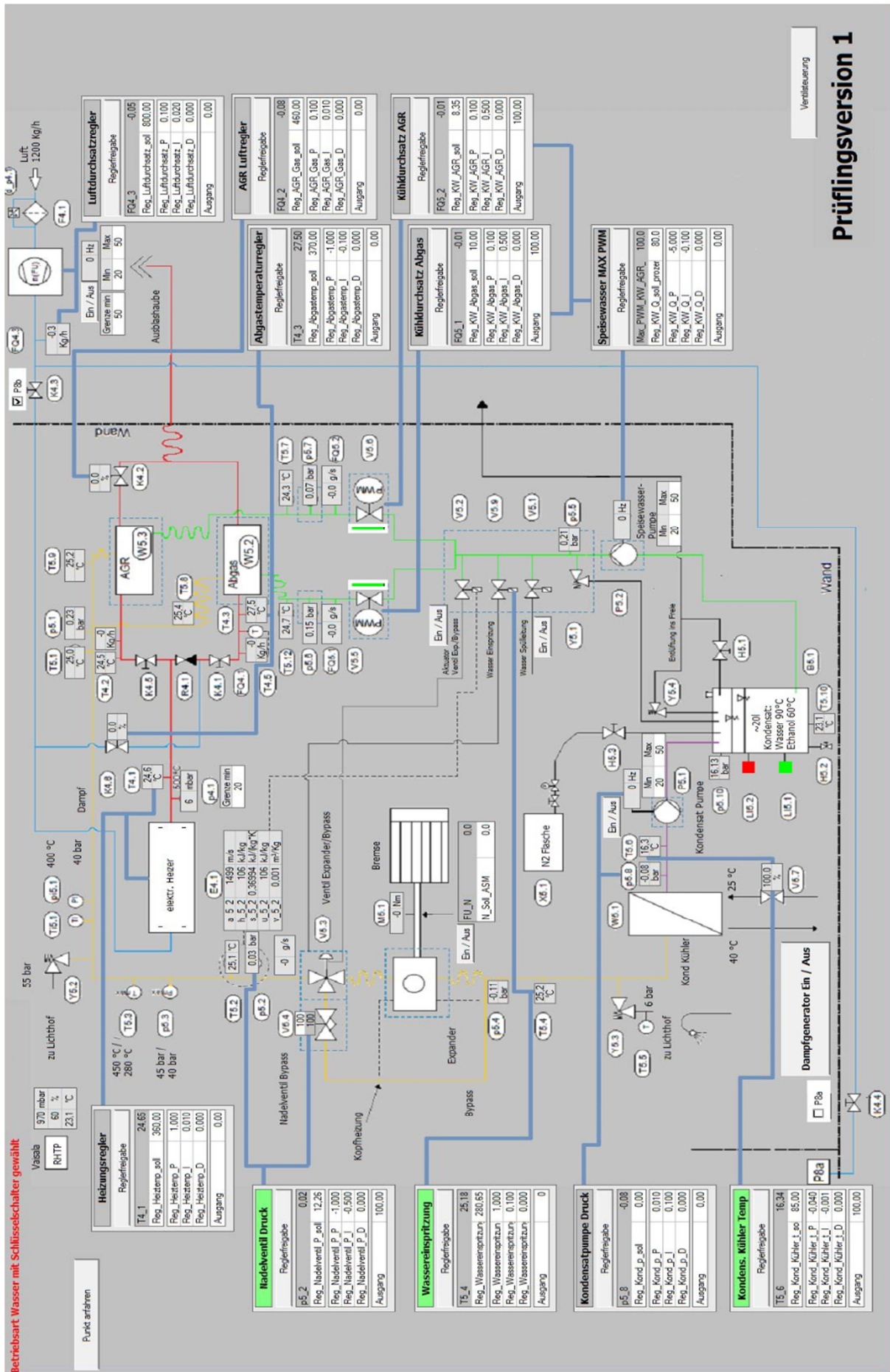


Abbildung 4-5: Prüfstandsregelung mit Tornado Software (Kristl, Seibt und CO, 2015)

4.1.2 Messeinrichtungen am Dampferzeugerprüfstand

Folgend werden die notwendigen Messeinrichtungen kurz beschrieben. In Tabelle 4-1 ist eine Übersicht dieser Messungen inklusive der Messabweichungen. Im Prüfstandsschema in Abbildung 4-1 sind die Messstellen mit grünen Kreisen gekennzeichnet.

Tabelle 4-1: Übersichtstabelle der Messungen

| Messung | Messgerät | Messbereich | Messabweichung |
|-----------------------|------------------------------|-------------------|----------------|
| Abdampfdruck | PKP (PUM50) | 0 ... 40 bar | ± 1% v. ME |
| Abdampftemperatur | Thermoelement Typ K | -200 ... 800 °C | ±1,5 K |
| Drehzahl | Messflansch (HBM TB40) | 0 ... 20000 U/min | ± 0,05 % v. ME |
| Drehmoment | Messflansch (HBM TB40) | 0 ... 1 kNm | ± 0,05 % v. ME |
| Druckindizierung HD | AVL (GR14D) | 0 ... 250 bar | ± 0,5 % v. MW |
| Druckindizierung ND | Kistler (Typ6052C) | 0 ... 250 bar | ± 0,5 % v. MW |
| Frischdampfdruck | (KS-PIT) | 0 ... 60 bar | ±0,15 % v MW |
| Frischdampftemperatur | Thermoelement Typ K | -200 ... 800 °C | ±1,5 K |
| Gehäusetemperatur | Thermoelement Typ K | -200 ... 800 °C | ±1,5 K |
| Massenstrom | Coriolis (E&H Promass F) | 0 ... 2000 kg/h | ± 0,15 % v. MW |
| Winkelmessung | Magnetisch induktiver Sensor | k.A. | k.A. |

Die Prozentangaben bei der Messunsicherheit sind immer auf einen bestimmten Wert bezogen. Die Abkürzung MW steht dabei für Messwert und ME für Messbereichsendwert. Bei der Druckindizierung ist zu erwähnen, dass die angegebene Messabweichung nur für einen Temperaturbereich von 150 bis 250 °C gilt. Für andere Temperaturen wird eine Messabweichung von ± 2 % angegeben.

Abgesehen von der Druckindizierungsmessung, wurden die Messwerte von der Prüfstandssoftware (DEWESOFT, 2015) zeitlich gemittelte Werte in Abständen von 10 Sekunden ausgegeben.

a) Massenstrom

Es werden vor den beiden Verdampfern die Massenströme mit jeweils einem Coriolis Durchflussmessgerät von Endress & Hauser (Promass F) gemessen.

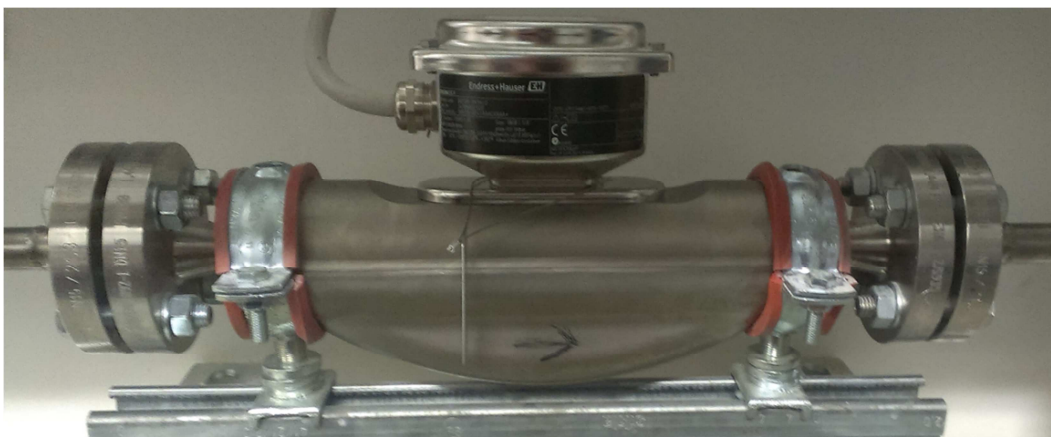


Abbildung 4-6: Coriolis Durchflussmessgerät

Dieses Messgerät kann Massenströme im Bereich von 0 bis 2000 kg/h bei einer Messgenauigkeit von $\pm 0,15\%$ vom Messwert aufnehmen und ist für Temperaturen zwischen -50 °C und 200 °C einsetzbar. Der Nenndruck beträgt 40 bar.

b) Drehmoment und Drehzahl

Mit einem digitalen Drehmomentaufnehmer mit magnetischen Drehzahlmesssystem von HBM (HBM T40B), wie in Abbildung 4-7 rechts dargestellt, können die Drehzahl und das Drehmoment gemessen werden. Dieser Messflansch ist laut HBM unempfindlich gegenüber Staub und Ölnebel und ist daher prädestiniert für den Einsatz in der Automobilindustrie. Mit 1024 Ausgangsimpulse/Umdrehung über alle Messbereiche ist dieses Produkt auch bei niedrigen Drehzahlen sehr genau. Es hat eine Genauigkeitsklasse von 0,05 was einer Messunsicherheit von 0,05% vom Messbereichsendwert entspricht. Mit Messbereichsendwerten von 1 kNm und 20000 U/min ergibt dies Messunsicherheiten von 0,5 Nm und 10 U/min.

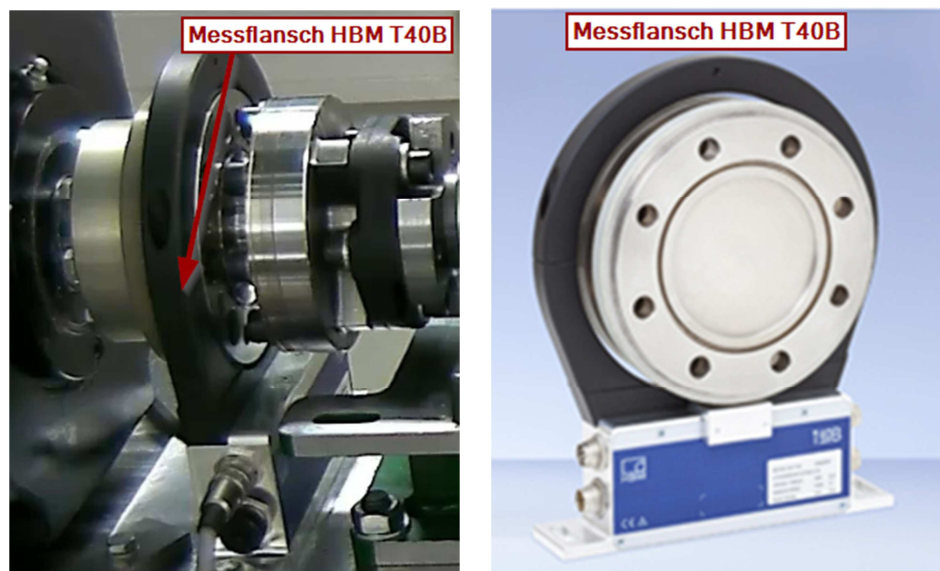


Abbildung 4-7: Messflansch HBM T40B links: eingebaut im Prüfstand; rechts: Foto (HBM, 2015)

Der Einbau im Antriebsstrang erfolgt mittels einer Flanschverbindung, wie in Abbildung 4-7 links gezeigt.

c) Frischdampfparameter vor Zuleitung

Für die Messung der Frischdampfparameter sind ein Druck und Temperatursensor sowie zusätzliche analoge Anzeige-Messgeräte, wie in Abbildung 4-8, im Prüfstand eingebaut. Der Drucksensor ist von Kristl, Seibt & Co und hat einen eingestellten Messbereich von 0 bis 60 bar. Für die Temperatur wird ein Thermoelement Typ K verwendet.

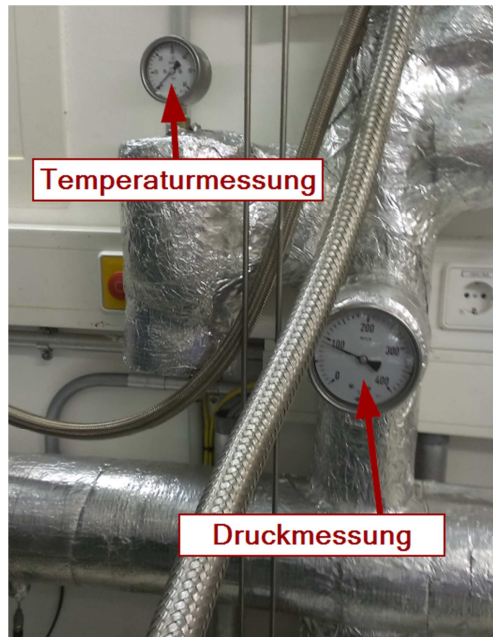


Abbildung 4-8: Frischdampfparameter

4.1.3 Messeinrichtungen an/in der Expansionsmaschine

Folgend werden die Messeinrichtungen am Expander, zur Bestimmung der notwendigen Ergebnisse, beschrieben.

a) Gehäusetemperatur

Eine der Bohrungen in der ursprünglich die Hebeösen für den Transport des Expanders montiert waren, wurde zu einer Temperaturmessstelle umfunktioniert. Es ist ein Loch in eine passende Schraube gebohrt worden. In das Loch ist ein Thermoelement Typ K eingesteckt worden, wie in Abbildung 4-9. Das Innere der Bohrung ist mit einer Temperaturleitpaste aufgefüllt.

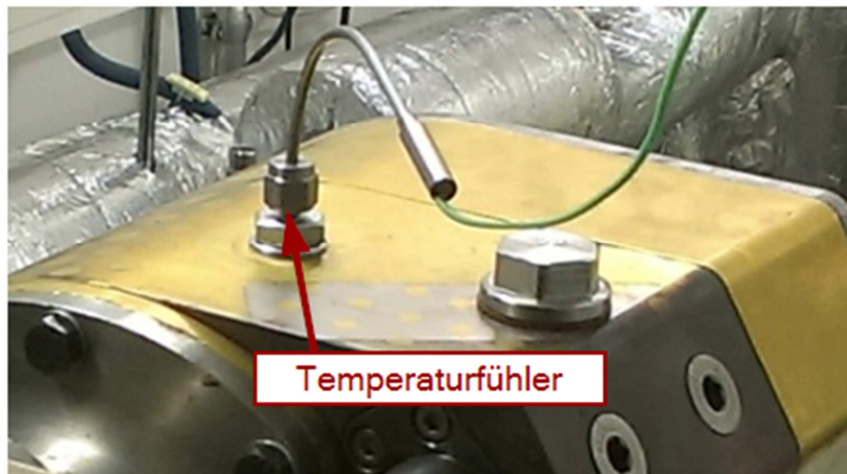


Abbildung 4-9: Gehäusetemperaturmessung

Die Erwärmung des Expanders kann einen Einfluss auf die Messreihe haben. Mit der Messung der Gehäusetemperatur kann man abschätzen wann ein stationärer Punkt erreicht ist und sich das Gehäuse kaum oder gar nicht mehr erwärmt. In Abbildung 4-13 sieht man diese Bohrung in einer Schnittansicht durch das Gehäuse.

b) Abdampfparameter

Die Messung von Abdampfdruck und Abdampftemperatur können direkt im Abdampfsammler durchgeführt werden (siehe Abbildung 4-10). Für den Druck ist ein Drucksensor von PKP (PUM50) mit einem Messbereich von 0 bis 40 bar und einer Genauigkeit von $\pm 1\%$ vom Messbereichsendwert eingesetzt worden. Zur Temperaturmessung ist ein Thermoelement Typ K verwendet worden.

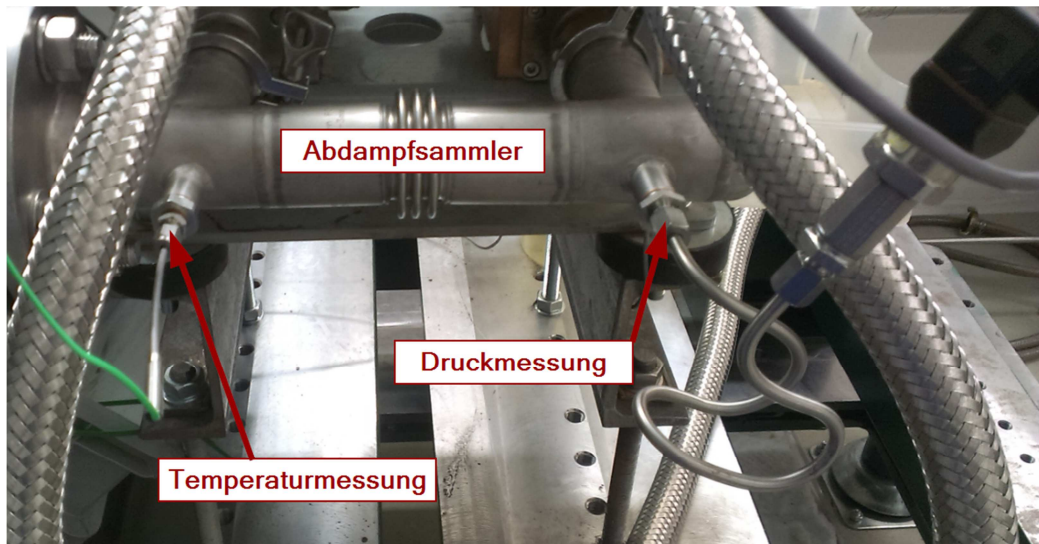


Abbildung 4-10: Messung der Abdampfparameter

c) Winkelmessung

Für die Winkelmessung wurden eine 60-2 Gradscheibe an der Welle und ein magnetisch-induktiver Sensor am Expander (Abbildung 4-11) montiert. Die Bezeichnung 60-2 bedeutet, dass die Gradscheibe in 60 Bereiche unterteilt ist und 1 Zahn für eine Identifizierung einer Umdrehung herausgenommen ist. Beim Werkstoff dieser Zahnscheibe ist zu beachten, dass er ausreichend ferromagnetisch ist, damit der Sensor ein gutes Signal liefern kann. Zusätzlich zur digitalen Winkelmessung ist auch eine analoge Skala, wie in Abbildung 4-11 zu sehen, montiert worden.

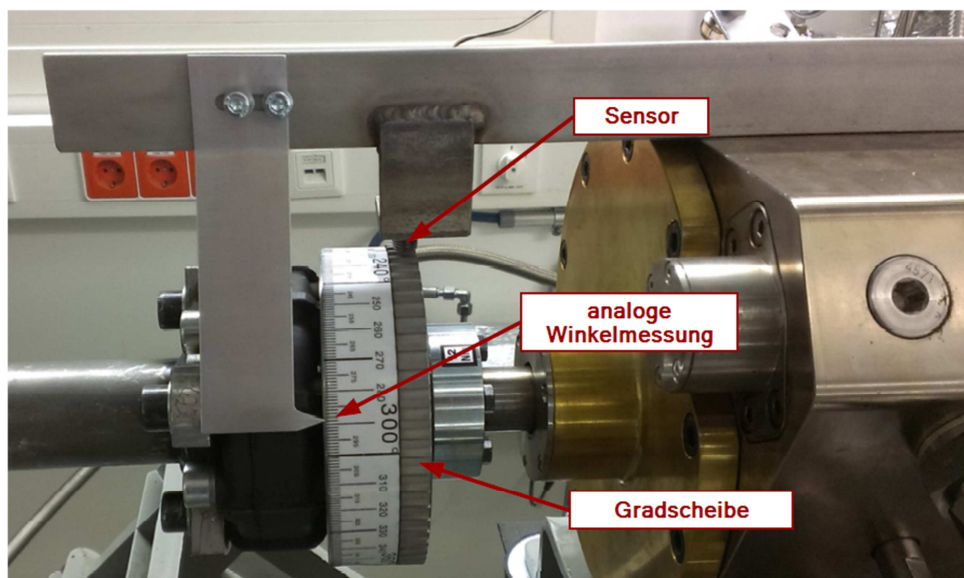


Abbildung 4-11: Winkelmessung

d) Druckindizierung

Es standen zwei piezoelektrische Druckaufnehmer, jeweils einer von AVL (GR14D) und Kistler (Type 6052C), zur Verfügung. Beide Sensoren können in einem Messbereich von 0 bis 250 bar eingesetzt werden. Sie haben im Temperaturbereich von 150 bis 250 °C eine Messabweichung von $\pm 0,5\%$, und bei Temperaturen außerhalb dieses Bereichs eine Messabweichung von $\pm 2\%$. Sie wurden, wie in Abbildung 4-12 gezeigt, in der getriebeseitigen Kammer eingebaut.

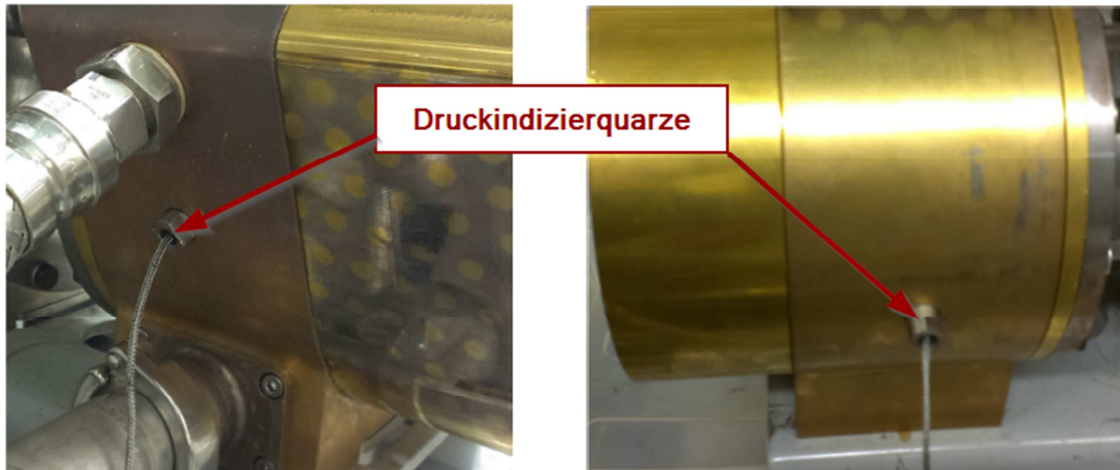


Abbildung 4-12: Druckindiziermessungen

In Abbildung 4-13 ist ein Schnitt durch eine Expanderkammer dargestellt. Es sind hier die Messstellen eingezeichnet. Sie sind vom Hersteller vermutlich so gewählt worden, dass bei einer Umdrehung des Kolbens immer der Druck im expandierenden Volumen gemessen werden kann. Die Bohrungen sind mit HD für den Hochdruckindizierquarz und ND für den Niederdruckindizierquarz gekennzeichnet. Außerdem sieht man die Bohrung oben, welche für die Gehäusetemperaturmessung verwendet wird.

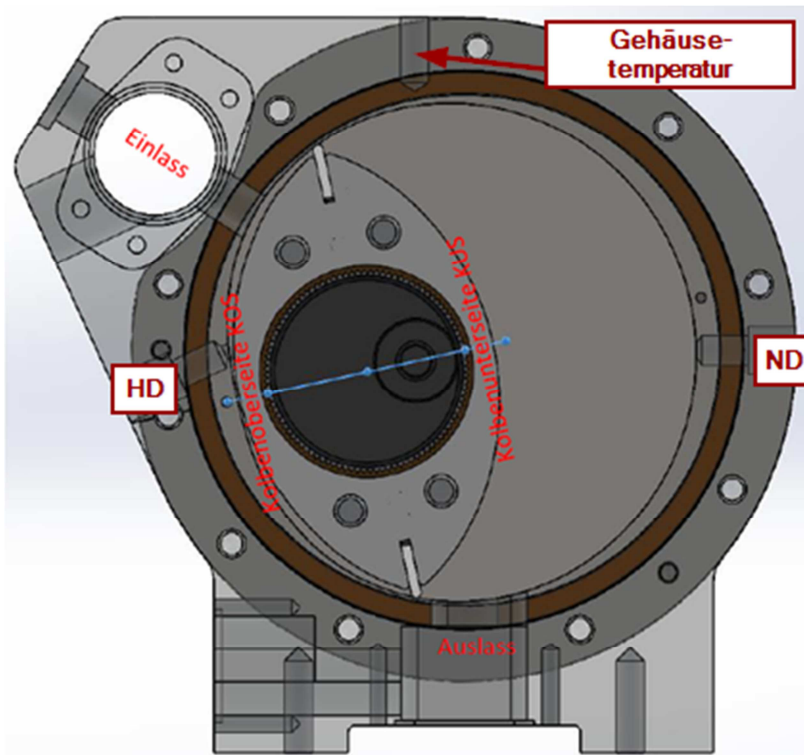


Abbildung 4-13: Schnitt durch Expander (EN3 GmbH, 2015b)

Mit Hilfe der Winkelmessung kann der gemessene Druck über den Kurbelwinkel $p(\varphi)$ aufgezeichnet werden, welcher für die Erstellung eines Indikatordiagramms benötigt wird.

4.1.4 Kalibrierung der Messgeräte

a) Prüfstandsmessgeräte

Die in Kapitel 4.1.2 angeführten Prüfstandsmessgeräte sind bei der Inbetriebnahme kalibriert worden.

b) Expandermessgeräte

Die Temperatur und Druckmessgeräte wurden nach dem Einbau kalibriert. Der Drucksensor wurde mittels Druckwaage, welche bei der Kalibrierung der Druckquarze erklärt wird, kalibriert.

c) Druckquarze

Die Kalibrierung der Druckindizierquarze wurde mittels einer Druckwaage durchgeführt. In Abbildung 4-14 ist der Aufbau schematisch dargestellt. Grundsätzlich besteht eine Druckwaage aus folgenden Komponenten. Aus einem Druckaufnehmer, einem gewichtsbelasteten Kolben, einem Manometer, einem 3-Wege Umschaltventil und einer Vorrichtung zur Druckerzeugung wie einem Handrad oder einer Handpumpe. Diese Komponenten sind mit hydraulischen Leitungen verbunden.

Um die Kalibrierung nun durchführen zu können, wird der zu kalibrierende Quarz am Druckaufnehmer montiert. Am Sekundärkolben werden Scheiben mit einer bestimmten Masse aufgelegt. Die Summe der Massen bestimmt letztendlich den Systemdruck. Der dargestellte Primärkolben wird nun mit einer Handpumpe oder einem Handrad betätigt. Dadurch erhöht sich der Druck bis der Sekundärkolben sich zu heben beginnt. Nun ist die gewünschte Einstellung erreicht und kann am Manometer zusätzlich kontrolliert werden. Durch Umschalten des 3-Wege-Ventils können der belastete und der entlastete Zustand, welche zur Kalibrierung notwendig sind, eingestellt werden.

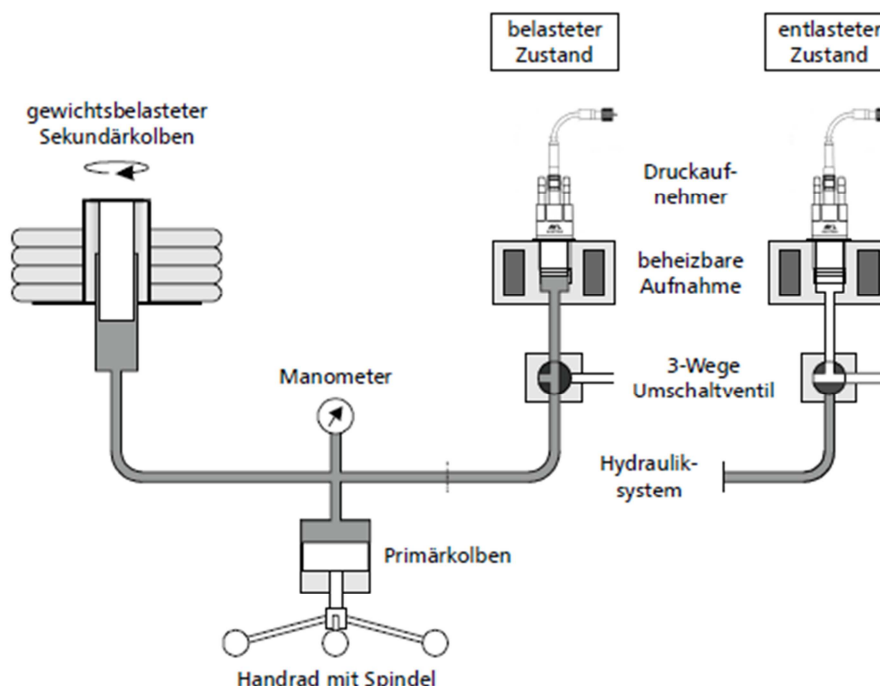


Abbildung 4-14: Schematischer Aufbau einer Druckwaage (Pischinger, 2002)

Diese Be- und Entlastungssprünge werden aufgezeichnet und sollten idealerweise, wie in Abbildung 4-15 oben aussehen. Allerdings kommt es beim Belastungssprung zu einem Überschwingen wie in Abbildung 4-15 unten. Deshalb wird zur Kalibrierung immer der Entlastungssprung herangezogen.

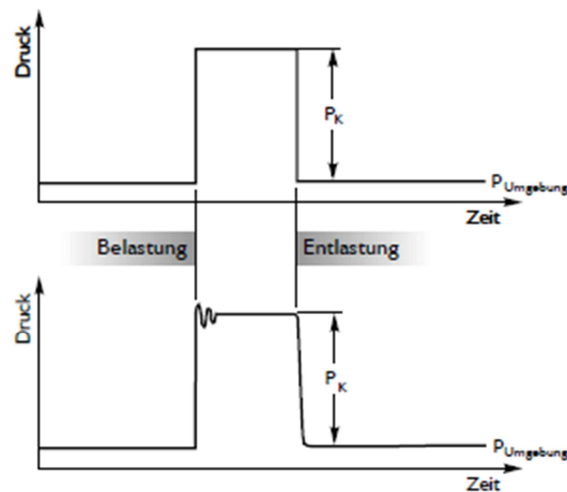


Abbildung 4-15: Kalibriersprung (Pischinger, 2002)

Ein weiterer Störeinfluss ist der elektrische Drift. Das ist ein Störeinfluss im Ausgangssignal der sich während des gesamten Kalibriervorgangs überlagert. (Pischinger, 2002)

Die Kalibrierung am Prüfstand wurde mit der, in Abbildung 4-16, dargestellten Druckwaage durchgeführt. Es wurde eine Scheibe mit einer Masse m von 5 kg auf den Sekundärkolben aufgelegt. Daraus konnte mit der vom Hersteller angegebenen Formel, siehe Glg. 4-1, der Druck berechnet werden.

$$p = (0,994 + m) * 1,95097 = 10,74885 \text{ bar} \quad \text{Glg. 4-1}$$

Mit der Software DEWESOFT (2015) konnte die Aufzeichnung der piezoelektrischen Ladungsdifferenz erfolgen. Der Ablauf war nun so, dass eine Person die Aufzeichnung am PC überprüfte und eine andere Person die Druckwaage bediente. Dabei musste zuerst das Gewicht am Sekundärkolben in Drehung versetzt werden, um die Reibungsverluste zwischen Kolben und Zylinder zu minimieren. In weiterer Folge sind die Be- und Entlastungssprünge durch Umschalten des 3-Wegeventils erzeugt worden. Durch Ablesen der Ladungen bei den aufgezeichneten Sprünge und das Wissen, um welche Drücke es sich dabei gehandelt hat, konnten die Quarze kalibriert werden. Diese Werte wurden in der Software zur Druckaufzeichnung DEWESOFT (2015) übernommen.

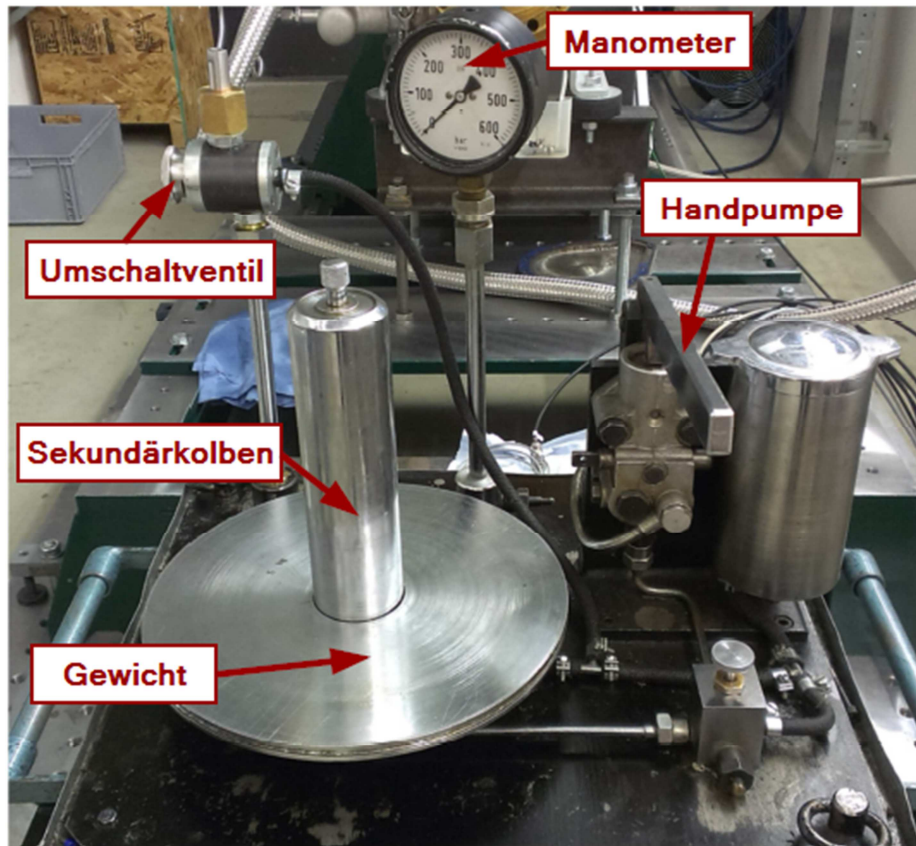


Abbildung 4-16: Druckwaage am IVT

4.1.5 Erster Aufbau

In Abbildung 4-17 ist der Aufbau des Expandermodells KKM136 am Prüfstand gezeigt. Die erste Aufgabe war es die notwendigen Verbindungen zwischen Prüfstand und Prüfobjekt herzustellen. Das sind einerseits eine Übertragung der Wellenleistung des Expanders auf die Welle der Asynchronmaschine. Weiters waren auch noch Heißdampf und Abdampfleitungen zum Anschließen an den Prüfstand notwendig.

a) Mechanische Kopplung an Prüfstand

Um die Verbindung von der Expanderwelle zur Prüfstandswelle herstellen zu können, musste eine Halterung für den Expander konstruiert werden, welche in die 3 Achsrichtungen variabel verstellt werden kann. In Abbildung 4-17 sind die Halterung und die Verstellmöglichkeiten in den 3 Achsrichtungen, welche durch die roten Pfeile markiert sind, ersichtlich. In X-Richtung kann einerseits diskret, welches der untere Pfeil darstellt, und andererseits kontinuierlich wie beim oberen Pfeil verstellt werden. Die kontinuierliche Verstellung kann nur in dem Bereich der Langlöcher, welche in das U-Profil gebohrt wurden, erfolgen. In Y-Richtung kann aufgrund der Langlöcher in den Verstellplatten ebenfalls kontinuierlich verstellt werden. Die Verstellung in Z-Richtung kann aufgrund der Einrichtung mit M16-Gewindestangen stufenlos erfolgen.

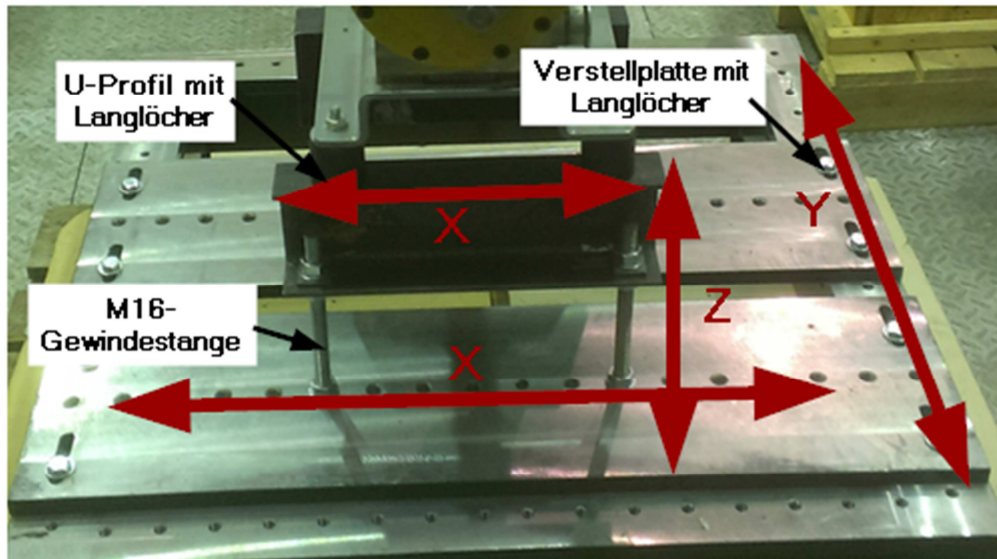


Abbildung 4-17: Konstruktion Expanderhalterung

Die Verbindung der beiden Wellen wurde mit einem Ringspannelement wie in Abbildung 4-18 gezeigt, hergestellt.

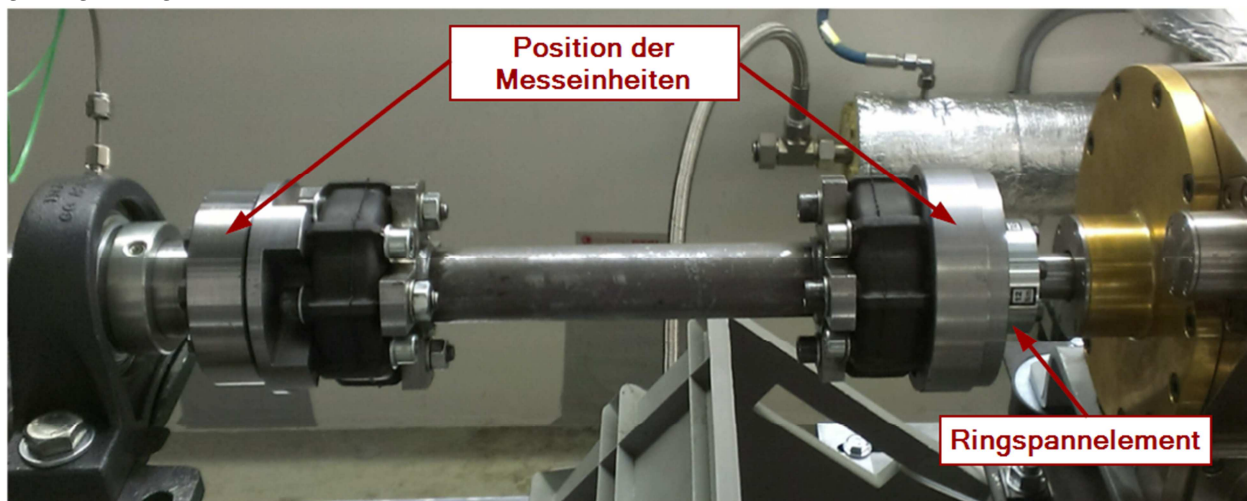


Abbildung 4-18: Wellenverbindung Asynchronmaschine zu Expander

Um die zulässigen horizontalen und vertikalen Versätze bei der Kupplungsausrichtung einzuhalten, musste der Expander mit Hilfe eines Messgeräts von SKF eingerichtet werden. Das Messgerät ist in Abbildung 4-19 gezeigt und funktioniert folgendermaßen. Die beiden Messeinheiten müssen an den zu verbindenden Wellen angebracht werden. Dies wurde gemäß den in Abbildung 4-18 markierten Stellen gemacht. Die Messeinheiten sind mit einem Laser und einem Sensor mit Skalierung ausgestattet. Das bedeutet jede Messeinheit sendet einen Strahl und empfängt einen Laserstrahl von der anderen Einheit. Die Einheiten werden in einer bestimmten Stellung zueinander ausgerichtet. Dann wird die Welle in definierte Positionen gedreht und der Laserstrahl wandert je nach Versatz auf dem Sensor der anderen Einheit. Das Messgerät kann aus den aufgenommenen Laserabweichungen und zusätzlich eingegebenen Geometriedaten der Wellenverbindung und Expanderabmessungen die notwendigen Verschiebungen des Expanders in den jeweiligen Achsen berechnen. Diese werden dann am Display des Rechengерätes angezeigt.

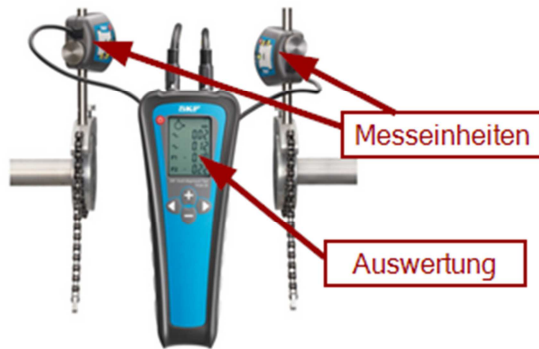


Abbildung 4-19: Messgerät (SKF TKSA 20 S Laser Shaft Alignment System Kit) zur Kupplungsalignment (skf, 2015)

b) Hydraulische Anbindung an Prüfstand

Für die hydraulischen Zuleitungen sind Metallschläuche von FITOK (SS-MH12) eingebaut worden. Diese sind für maximale Temperaturen bis 426 °C und maximale Drücke bis 100 bar zulässig. Aufgrund der vorgegebenen Größe des Einschraubers am Expander und eines Vorschlags von Seiten der Expanderherstellerefirma sind Schläuche dieser Art mit einer Größe von $\frac{3}{4}$ " verwendet worden. Der verwendete Schlauch kann, laut Herstellerangaben, bei Einsatztemperaturen von ca. 250°C mit einem Druck von ungefähr 65 bar betrieben werden. Für höhere Temperaturen müsste der Druck reduziert werden.

Für die Abdampfleitungen wurde ein mit Edelstahl umflochtener Teflonschlauch der Firma Steyr Werner verwendet. Die Dimension des Schlauchs ist ebenfalls $\frac{3}{4}$ ". Dieser ist für Wasserdampf bis 14 bar und einer Temperatur von 250 °C geeignet.

In Abbildung 4-20 sind die hydraulischen Leitungen und der gesamte Aufbau zu sehen.

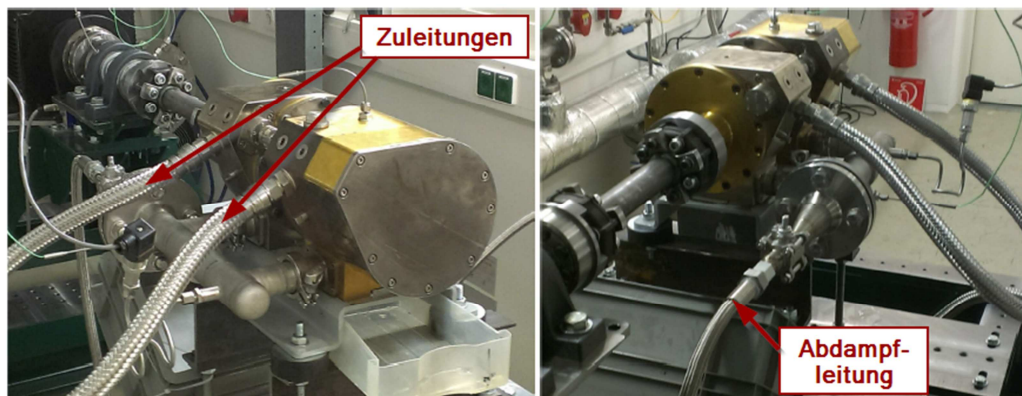


Abbildung 4-20: Erster Prüfstands-aufbau

Es ist zu erwähnen, dass beim ersten Aufbau die Winkelmessung und Druckindiziermessung aus Kapitel 4.1.3 c) und d) nicht zur Verfügung standen.

4.1.6 Zweiter Aufbau

Im Vergleich zum vorherigen Aufbau wurden die fehlenden Druckindizierquarze sowie eine Gradscheibe und ein dazugehöriger Sensor angebracht worden (siehe Kapitel 4.1.3 c) und d)). Somit konnte die innere Kolbenleistung ermittelt werden. Der gesamte Aufbau ist in Abbildung 4-21 gezeigt. Um den Sensor über der Gradscheibe positionieren zu können, musste dazu die „Messgeräte-Konstruktion“ am Expander oben angeschraubt werden. Dazu sind die schon

vorhandenen Bohrungen in welche die Hebeösen geschraubt waren, verwendet worden (siehe Abbildung 4-9).

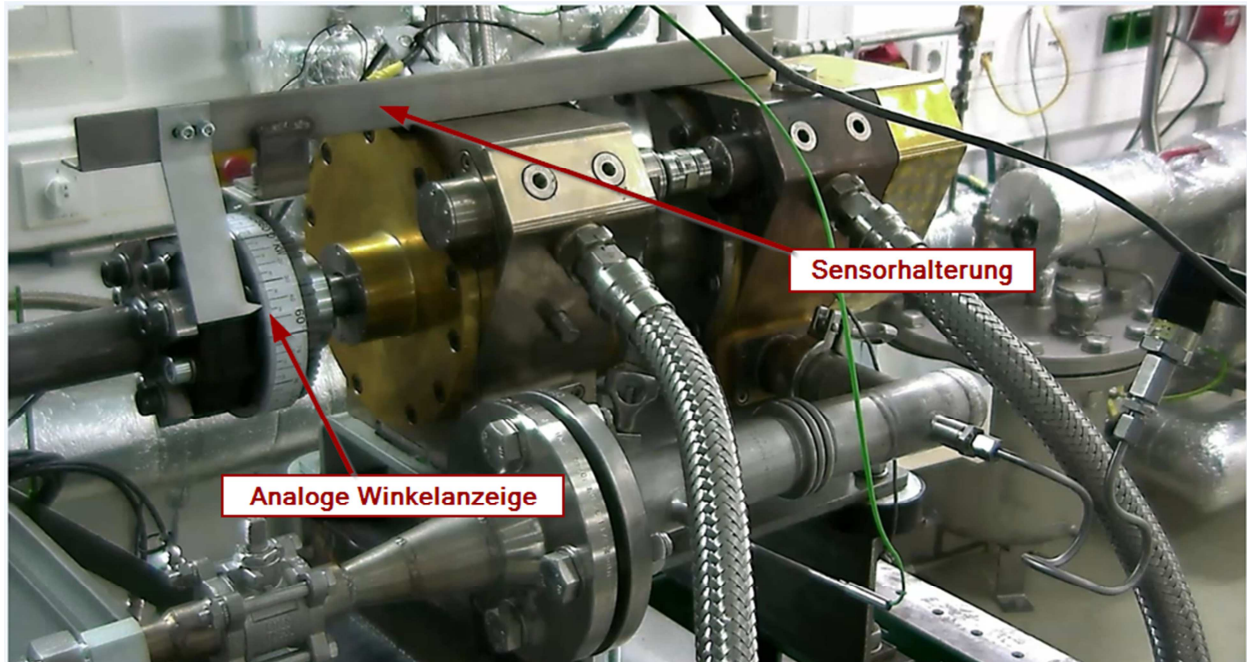


Abbildung 4-21: Zweiter Versuchsaufbau

4.1.7 Dritter Aufbau

Bei den Ergebnissen der ersten beiden Versuchsreihen wurde bei hohen Drehzahlen ($n > 500$ U/min) und einem Frischdampfdruck von ungefähr 11 bar, ein zu hoher Gegendruck von ca. 2 bar festgestellt. Da die Aufgabenstellung war, auf einen Druck von 1 bar zu expandieren, mussten Änderungen vorgenommen werden. Die Vermutung war, dass im Abdampfschlauch (3/4“) die Reduzierung von 43 mm Innendurchmesser des Flansches auf den kleinen Schlauchdurchmesser von 19 mm, wie eine Drossel gewirkt hat. Daher wurde als Umbaumaßnahme ein Abdampfschlauch mit größerem Durchmesser (38 mm Innendurchmesser) eingebaut.

4.2 Versuchsdurchführung

Die Herausforderung bei diesen Versuchen war es einen stabilen Messpunkt bei gewünschter Temperatur und gewünschtem Druck einzustellen. Der eingesetzte Wasser/Dampfkreislauf als Prüfstand ist ein sensibles System. Es muss schrittweise an den gewünschten Punkt angenähert werden, da es ansonsten schnell passieren kann, dass der Druck „zusammenbricht“. Aufgrund eines relativ großen Schluckvolumens des Expanders kann es bei einer schnellen Erhöhung der Dichte des Mediums, wie zum Beispiel beim Übergang von Heißdampf zu Nassdampf, zu einer raschen Absenkung des Drucks kommen. Im Kapitel 4.2.1 wird dieser Vorgang beschrieben.

4.2.1 Regelung/Einstellen eines Messpunktes

Zu Beginn muss das System hochgefahren werden. Es wird der Luftkreislauf aktiviert und der elektrische Heizer eingeschaltet. Die Speisewasserpumpe wird eingeschaltet und der Dampfmassenstrom wird während der Aufheizphase über den Bypass geleitet. Mit der Verstellung des Nadelventils kann der Druck vor dem 3-Wegeventil eingestellt werden. Da man

den Druckabbau im Ventil kennt, kann durch Einstellen des Kondensatdrucks mit der Kondensatpumpenregelung, der Frischdampfdruck geregelt werden.

Wenn das System warm gelaufen ist und überhitzter Dampf dem Expander zur Verfügung steht, kann nun der erste Messpunkt angefahren werden. Dazu wird durch Regelung der Speisewasserpumpe der gewünschte Druck eingestellt. Durch Regelung des Luftheizsystems und den Wasser/Dampf-Massenströmen bei den beiden Verdampfern kann dazu auch die Temperatur verändert werden. Zu beachten ist die Abhängigkeit der beiden Parameter voneinander. Verändert man einen, muss man davon ausgehen, dass sich der Andere auch in einem gewissen Bereich verändert. Es sind hier also schon vier Regler richtig einzustellen, um einen gewünschten Messpunkt zu erreichen. Aufgrund dieser Komplexität ist es schwierig, einen stabilen Punkt mit einem bestimmten Druck und gleichzeitig einer bestimmten Temperatur herzustellen.

4.2.2 Erste Versuchsreihe: Inbetriebnahme

Zu erwähnen ist, dass bei der Inbetriebnahme ein Mitarbeiter der Firma EN3 anwesend war. Die ersten Versuche sind mit dem in Kapitel 4.1.5 beschriebenen Aufbau durchgeführt worden. Allerdings ist zu diesem Zeitpunkt eine Indizierung noch nicht möglich gewesen. Aus diesem Grund konnte kein Indikatordiagramm aufgenommen werden.

a) Schleppversuche:

Ziel dieser Versuchsreihe war es, den Expander im ohne Dampfzufuhr auf verschiedenen Drehzahlen anzutreiben. Mit den gemessenen Werten von Drehzahl und Drehmoment kann die Schleppleistung ermittelt werden. Diese Schleppleistung kann auch als Reibleistung, also Verlustleistung, angesehen werden.

Vor dem Starten sind die Kugelhähne vor und nach dem Expander geschlossen worden. Im Abdampfsammler wurde der Drucksensor entfernt, um eine Entlüftung zu ermöglichen. Beim ersten Anfahren war sofort ein merklicher Wasseraustritt am Expander zu vernehmen. Als erste Annahme wurde der Wasseraustritt mit dem im System verbliebenen Kondensat erklärt. Da der Wasseraustritt nicht aufhörte, wurde die Drehrichtung der Expanderwelle in Frage gestellt. Bei einer möglichen Drehung entgegen der vorgesehenen Drehrichtung könnte der Expander Wasser aus der Kondensatleitung angesaugt haben. Dies würde allerdings einschließen, dass die Absperrung mittels Kugelhahn nicht dicht gewesen sein kann. Nach Überprüfung und Bestätigung der Drehrichtung wurde die Dichtheit der Absperrung in der Einlassleitung in Frage gestellt. Als Konsequenz wurde die Einlassleitung abmontiert und die Versuche erneut aufgenommen. Es kam zu keinem weiteren Wasseraustritt am Expander. Weitere Recherchen haben ergeben, dass das Ventil vor den Frischdampfleitungen erst ab einer gewissen Temperatur dicht ist.

Die Versuchsreihe hat sich so gestaltet, dass die Drehzahl schrittweise erhöht wurde. Zunächst in 50er Schritten und ab 200 U/min in 100er Schritten. Bei einer Drehzahl von 800 U/min sind starke Schwingungen der rotierenden Komponente des Expanders wahrgenommen worden. Man hat sich dort möglicherweise einer Eigenfrequenz angenähert. Dies hat sich auch mit den bisherigen Erfahrungen des Expanderherstellers mit diesem Expandermodell gedeckt.

b) Erster Versuch mit Dampf:

Ziel war es den Expander mit Dampf mit einem Druck von 6 und 11 bar zu beaufschlagen. Dabei sollte dann die Drehzahl variiert werden, um geeignete Kennlinien zu erhalten.

Um sicherzugehen, dass der Expander nicht mit flüssigem Wasser beaufschlagt wird, ist das Medium während der Aufheizphase über den Bypass geleitet worden. Parallel dazu ist der Expander auf 300 U/min angeschleppt worden. Nach Erreichen von 6 bar, konnte der Dampf auf den Expander geschaltet werden. Es sind wieder mehrere Undichtigkeiten am Expander zum Vorschein gekommen. Nach einer Kontrolle und Nachziehen diverser Verschraubungen konnte die Aufheizphase fortgesetzt werden. Zusätzlich ist auch die Kondensatabsaugpumpe eingeschaltet worden, was eine Reduktion der Leckagen zur Folge hatte. Das erste Fazit dieser Inbetriebnahmephase lautet demnach, dass um Leckagen zu reduzieren, der Frischdampf überhitzt und die Kondensatabsaugpumpe eingeschaltet sein sollte.

Es ist dann ein Messpunkt bei 6 bar Satttdampf und 300 U/min aufgenommen worden. In weiterer Folge wurde auch versucht den Dampf zu überhitzen. Dies konnte allerdings nicht erreicht werden, da die Speisewasserpumpe (PAH 3.2) mit der Drehzahl schon am unteren Limit und der elektrische Heizer schon am oberen Limit gearbeitet haben. Es ist daraufhin die kleinere Speisewasserpumpe (PAH 2) eingebaut worden.

Laut Angaben des Mitarbeiters von EN3 ist bei Drehzahlen bis 700 U/min keine Schmierung durch Nassdampf zwingend erforderlich. Daher wurde beim nächsten Anfahren des Prüfstands zunächst ein Punkt mit überhitztem Dampf bei 6 bar angefahren. Dazu ist der Dampfmassenstrom zunächst über den Bypass geleitet worden. Nebenbei ist der Expander auf 300 U/min angeschleppt worden. Bei Erreichen eines überhitzten Dampfzustandes von ca. 8 bar und 192 °C ist das 3-Wegeventil umgeschaltet und der Dampf über den Expander geleitet worden. Dabei ist es sofort zu einem Druckabfall am Eintritt gekommen. Innerhalb von ein paar Minuten konnte dann ein Messpunkt bei ungefähr 6 bar und 200 °C aufgenommen werden. Um den Dampf weiter zu erhitzen sind dann ungefähr 30 Minuten benötigt worden. Nachdem ein stabiler Messpunkt bei 300 U/min mit 6 bar und ca. 240 °C erreicht worden ist, sollte nun die Drehzahl in 100er Schritten erhöht werden. Durch schrittweises Anpassen der Heizleistung und des Dampfmassenstroms konnte bei den nachfolgenden Drehzahlen immer ein ähnlicher stabiler Betriebszustand erreicht werden. Nachdem bei 700 U/min allerdings die Frischdampf Temperatur abrupt abgefallen ist, sind noch 3 Messpunkte bei 700, 500 und 300 U/min und jeweils mit gesättigtem Frischdampfzustand bei 6 bar aufgenommen worden.

Für eine Druckbeaufschlagung von 11 bar ist dasselbe Prozedere durchgeführt worden. Es sind für überhitzten Dampf bei 300, 500 und 700 U/min Messpunkte aufgenommen worden. Für Satttdampf konnte nur ein Messpunkt bei 300 U/min aufgenommen werden. Für höhere Drehzahlen konnte die Pumpe bei 10 bar Satttdampf den notwendigen Massenstrom nicht liefern.

4.2.3 Zweite Versuchsreihe

Bei der zweiten Versuchsreihe konnten die Erfahrungen hinsichtlich des Anfahrens an einen Messpunkt schon verwertet werden. Neu ist diesmal allerdings die Aufzeichnung der Druckindizierung gewesen. Diese ist, wie bereits erwähnt, mit dem Programm DEWESOFT

(2015) durchgeführt worden und musste parallel zu den wie bisher mit dem Programm Tornado aufzuzeichnenden Messwerte erfolgen.

Die Messpunkte sind auf dieselbe Art wie bei der ersten Versuchsreihe angefahren worden. Es sind wieder Messpunkte bei 6 und 11 bar aufgenommen worden. Aufgrund höherer Leistungen und den Leistungsgrenzen der Speisewasserpumpe bei Sattdampfexpansion sind alle Versuche mit überhitztem Dampf durchgeführt worden. Die stark variierenden Frischdampftemperaturen bei den Messpunkten sind auf die schwierige Regelbarkeit und Einstellung eines Messpunkts zurückzuführen.

4.2.4 Dritte Versuchsreihe

Es sind Messpunkte bei 6 und 11 bar bei verschiedenen Drehzahlen aufgenommen worden. Neu war diesmal die Variation des Kondensatdrucks was aufgrund des neuen Abdampfschlauchs möglich war. Es konnte diesmal auch bei 11 bar Frischdampfdruck der laut Aufgabenstellung geforderte Abdampfdruck von 1 bar erreicht werden. Um maximale Leistungen des Expanders erzielen zu können, wurden auch Messungen bei einem Abdampfdruck unter 1 bar durchgeführt. Dies soll als Vergleich zu den, den Aufgabenstellung entsprechenden, Leistungen dienen.

Zum Schluss wurde noch ein Messpunkt mit maximalem Druck bei einer Temperatur von ungefähr 240 °C und einer Drehzahl von 700 U/min angefahren. Dies brachte unter den möglichen Testbedingungen die größtmögliche Kupplungsleistung des Expanders.

4.3 Versuchsauswertung

Für die Versuchsauswertung werden die Ergebnisse in 3 Untergruppen gegliedert. Die Unterteilung in Hauptgruppen erfolgt nach den 3 durchgeführten Versuchsreihen aus den Kapiteln 4.2.2 bis 4.2.4. Für jede Versuchsreihe gibt es die Untergruppen „Messreihe“, und „Messpunkt“ wobei eine Messreihe aus einem oder mehreren Messpunkten besteht. Die Messpunkte werden mit dem System „x.y.z“ durchnummeriert, wobei „x“ für die Versuchsreihe, „y“ für die laufende Nummer der Messreihe und „z“ für die Nummer des Messpunkts steht. Die Messreihen werden nach dem gleichen System mit „x.y“ bezeichnet.

Es wird hier nun anhand von geeigneten Messpunkten die Berechnung bzw Auswertung der Ergebnisse erläutert. Die Auswertung wurde in EES durchgeführt. Dabei wird für die Fehleranalyse das Tool „Uncertainty Propagation“ angewendet. Dieses Tool verwendet dabei die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung.

4.3.1 Erste Versuchsreihe

Für die erste Versuchsreihe wird Messpunkt 1.2.1 (erste Versuchsreihe / zweite Messreihe / erster Messpunkt) aus Tabelle A-2 im Anhang hergenommen.

Durchgeführt am 03.06.2015 um 12:30 Uhr

Die Zelltemperatur und der Zellendruck sind die Umgebungsparameter im Versuchsraum und wurden zu Beginn des Versuchstages aufgenommen.

| | | | |
|----------------|--------------------|---|----------|
| Zelltemperatur | T_{Zelle} | = | 25,4 °C |
| Zellendruck | p_{Zelle} | = | 980 mbar |

Die Messdaten lauten wie folgt:

| | | | |
|------------------------|---------------|---|--|
| Drehzahl | n | = | 500 U/min |
| Massenstrom | \dot{m} | = | 19,76 g/s |
| Frischdampfdruck | p_{FD} | = | 5,92 bar ($\rightarrow T_{Siede}=158,3^{\circ}\text{C}$) |
| Frischdampf Temperatur | T_{FD} | = | 159,3 °C |
| Abdampfdruck | p_{AD} | = | 1,47 bar ($\rightarrow T_{Kond}=110,7^{\circ}\text{C}$) |
| Abdampf Temperatur | T_{AD} | = | 111,6 °C |
| Moment Messflansch | M | = | 17 Nm |
| Gehäusetemperatur | $T_{Gehäuse}$ | = | 132 °C |

Mit den Werten für Moment und Drehzahl und deren Messunsicherheiten von 0,5 Nm und 10 U/min ergibt sich die Kupplungsleistung gemäß Glg. 4-2 zu 890,1 W mit einer Unsicherheit von $\pm 31,66$ W.

$$P_{Kupplung} = \frac{M * n * \pi}{30} = 890,1 \pm 31,66 \text{ W} \quad \text{Glg. 4-2}$$

Ziel dieser Berechnung ist den isentropen Gesamtwirkungsgrad η_{s-ges} nach Glg. 3-4 zu ermitteln. Um einen isentropen Gesamtwirkungsgrad, welcher sich aus dem inneren-isentropen, dem volumetrischen und dem mechanischen Wirkungsgrad zusammensetzt sowie die Wärmeverluste enthält, ermitteln zu können, muss die isentrope Expanderleistung P_s berechnet werden. Diese ergibt sich aus der Frischdampfenthalpie h_{FD} und der isentropen Abdampfenthalpie h_{sAD} , gemäß Glg. 4-3, zu einem Wert von $4792 \pm 864,3$ W. Daraus ergibt sich der isentrope Gesamtwirkungsgrad gemäß Glg. 4-4 zu $18,57 \pm 3,41$ %

$$P_s = (h_{FD} - h_{sAD}) * \dot{m} = 4792 \pm 864,3 \text{ W} \quad \text{Glg. 4-3}$$

$$\eta_{s-ges} = \frac{P_{Kupplung}}{P_s} = 18,57 \pm 3,41 \% \quad \text{Glg. 4-4}$$

Ein weiterer aussagekräftiger Wert ist der spezifische Dampfverbrauch, welcher in Glg. 4-5 berechnet ist.

$$m_{spez} = \frac{\dot{m}}{P_{Kupplung}} = 79,92 \pm 2,85 \text{ kg/kWh} \quad \text{Glg. 4-5}$$

Weiters wird auch der elektrische Wirkungsgrad nach Glg. 2-3 berechnet. Allerdings wird anstatt der Feuerungswärmeleistung eine fiktive Wärmezufuhr eingesetzt, weshalb dieser Wirkungsgrad auch ein fiktiver Wert ist. Die elektrische Pumpenleistung wird vernachlässigt. Für die Berechnung des fiktiven elektrischen Wirkungsgrads muss die vom System zugeführte Wärme ermittelt werden. Diese Wärme wird von dem Dampferzeugereintritt bis zum Frischdampf vor dem Expander berechnet und ergibt sich daraus wie in Glg. 4-6. Der elektrische Wirkungsgrad wird in Glg. 4-7 berechnet und liefert einen Wert von 1,63% mit 0,06% Unsicherheit.

$$\dot{Q}_{zu} = (h_{FD} - h_{Ein-DE}) * \dot{m} = 54,49 \pm 0,11 \text{ kW} \quad \text{Glg. 4-6}$$

$$\eta_{el} = \frac{P_{Kupplung}}{\dot{Q}_{zu}} = 1,63 \pm 0,06 \% \quad \text{Glg. 4-7}$$

Die Berechnungen aller weiteren Messpunkte dieser Versuchsreihe sind dem Anhang aus Tabelle A-2 zu entnehmen.

4.3.2 Zweite Versuchsreihe

Bei der zweiten Versuchsreihe bestand mit der Druckindiziermessung die Möglichkeit die indizierte Kolbenleistung zu ermitteln. Die Auswertung wird wie folgt erläutert.

Es soll nun für einen Messpunkt die gesamte Auswertung erfolgen. Hier wird beispielhaft der Messpunkt 2.3.1 aus Tabelle A-3 herangezogen.

Die Zellentemperatur und der Zellendruck sind zu Beginn der Versuchsreihe aufgenommen worden.

| | | | |
|------------------|-------------|---|----------|
| Zellentemperatur | T_{Zelle} | = | 23,9 °C |
| Zellendruck | p_{Zelle} | = | 976 mbar |

Es wurden folgende Messdaten aufgenommen:

| | | | | |
|------------------------|---------------|---|-----------|--|
| Drehzahl | n | = | 700 U/min | |
| Massenstrom | \dot{m} | = | 27,95 g/s | |
| Frischdampfdruck | p_{FD} | = | 10,46 bar | ($\rightarrow T_{Siede}=181,8 \text{ °C}$) |
| Frischdampf Temperatur | T_{FD} | = | 211,3 °C | |
| Abdampfdruck | p_{AD} | = | 2,18 bar | ($\rightarrow T_{Kond}=123 \text{ °C}$) |
| Abdampf Temperatur | T_{AD} | = | 140,0 °C | |
| Moment Messflansch | M | = | 26,8 Nm | |
| Gehäusetemperatur | $T_{Gehäuse}$ | = | 150 °C | |

Für die Druckindiziermessung wurde zur Auswertung das Programm EXCEL verwendet. Die gemessenen Werte sind in Abbildung 4-23 dargestellt. Die beiden Quarze sind in Abbildung 4-22 zu sehen und mit HD-Quarz und ND-Quarz bezeichnet. Deren Messungen sind in Abbildung 4-23 mit Hochdruck (HD-Quarz) und Niederdruck (ND-Quarz) bezeichnet. Für diese Messung ist keine OT-Einrichtung aufgrund ihrer Ungenauigkeit, wie in Abbildung 3-6, durchgeführt worden.

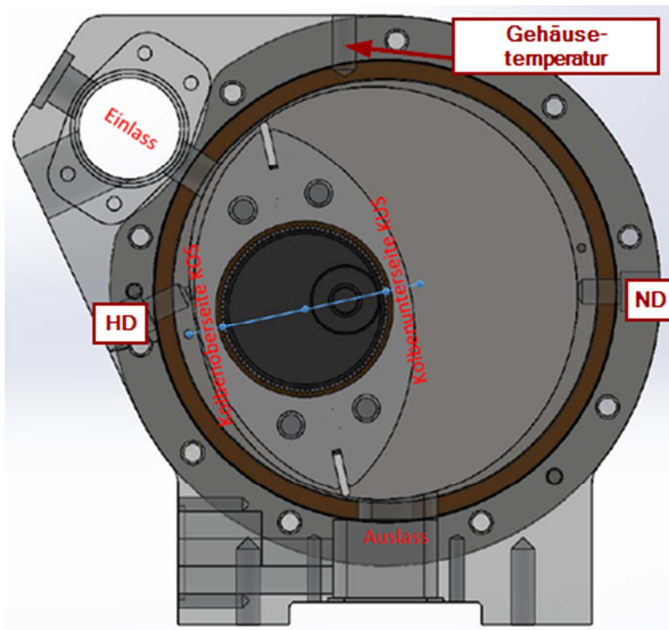


Abbildung 4-22: Druckindizierquarze (EN3 GmbH, 2015b)

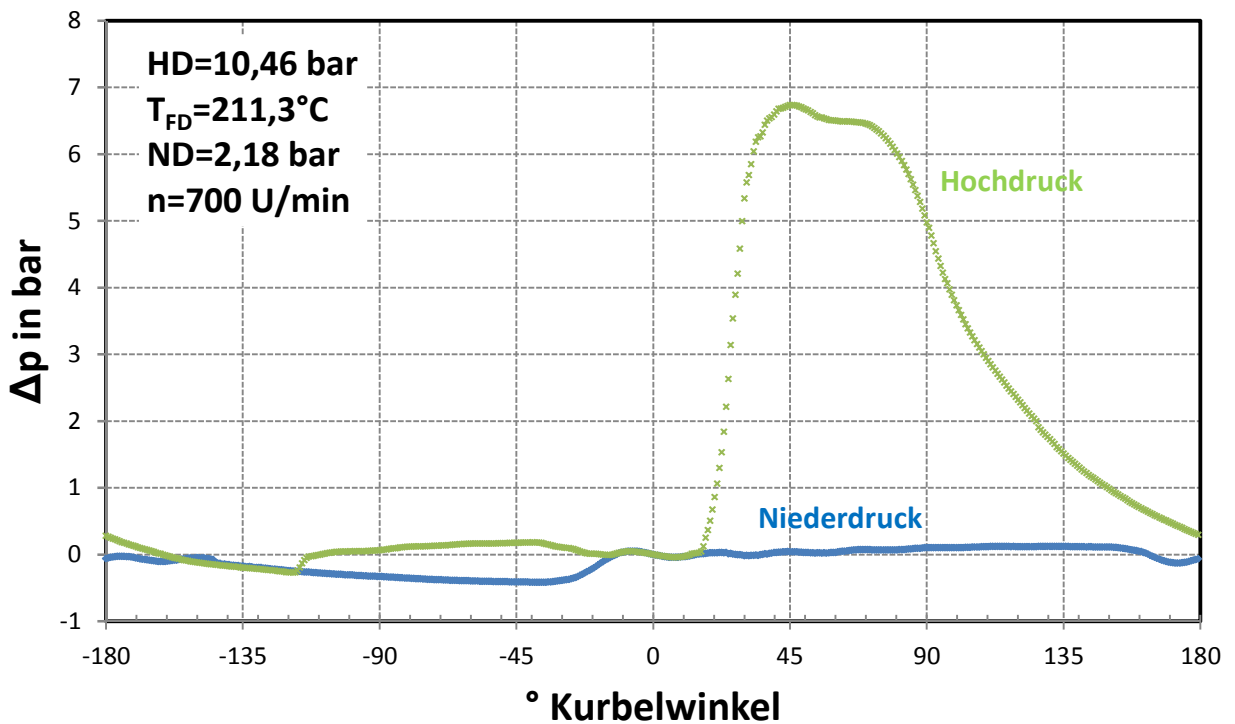


Abbildung 4-23: Messdaten der Druckindizierung bei Frischdampfparametern von MP 2.3.1 ($p=10,46$ bar und $T=211,3^\circ\text{C}$) und einem Gegendruck $p=2,18$ bar bei einer Drehzahl von $n=700$ U/min in Excel

Diese Verläufe müssen nun zusammengesetzt werden, damit der Verlauf einer Kammer über eine Umdrehung (Kurbelwinkel) bestimmt werden kann. Gemeinsam mit dem bekannten Verlauf des Volumens $V_{(\varphi)}$ über den Kurbelwinkel kann dann daraus ein Indikatordiagramm, wie in Abbildung 4-27, erstellt werden.

Die Messdaten in Abbildung 4-23 sind über eine Umdrehung der Kurbelwelle aufgezeichnet. Dies entspricht einer halben Umdrehung des Kolbens. Die Druckindizierquarze sind im

Expander so versetzt angeordnet, dass sie, abgesehen von einem Bereich von 24 °Kurbelwinkel, während der ganzen Umdrehung den Druck an verschiedenen Kolbenseiten aufzeichnen. Nur im Bereich von 196 bis 220 °Kurbelwinkel messen beide Quarze den Druck an der gleichen Kolbenseite. Deshalb können die einzelnen Verläufe zu einem Druckverlauf über 2 Umdrehungen Kurbelwelle entsprechend einer Kolbenumdrehung zusammengefügt werden.

Um diese Messdaten der Quarze zusammensetzen zu können und vor allem um den OT bestimmen zu können, müssen zunächst gewisse Stellungen des Kolbens mit dem dazugehörigen Kolbenwinkel, wie in Abbildung 4-24, bekannt sein. Damit wird nun versucht die Verläufe in Abbildung 4-23 richtig zu interpretieren und den daraus folgenden Gesamtverlauf inklusive OT zu bestimmen. Laut Hersteller öffnet das Einlassventil genau bei OT. Daher kann der Obere Totpunkt in der Nähe des Druckanstiegs der Kurve in Abbildung 4-23 bei ungefähr 15 ± 3 °Kurbelwinkel festgelegt werden.

Es werden nun die Kolbenstellungen in Abbildung 4-24 mit den Verläufen in Abbildung 4-23 in Verbindung gebracht und wie in Abbildung 4-25 interpretiert. Dazu ist in Abbildung 4-24 eine ganze Kolbenumdrehung gezeigt. Für eine bessere Darstellung des Ablaufs ist eine Kolbenkante rot markiert.

Die folgende Beschreibung gilt nur für eine halbe Kolbenumdrehung. Der Beginn ist bei 0° entsprechend dem OT. Dies ist auch der Beginn des Druckanstiegs, da dort das Einlassventil öffnet. Laut Herstellerangaben schließt das Einlassventil wieder nach 83 °Kurbelwinkel. Bei 196 °Kurbelwinkel überstreicht der Kolben den Niederdrucksensor. Der ND-Quarz misst ab hier den Hochdruck, genauso wie der HD Quarz. Das bedeutet, dass im Verlauf der blauen Niederdruckkurve an diesem Punkt ein Sprung sein muss und anschließend die beiden Kurven gleich verlaufen. Bei 220 °Kurbelwinkel überfährt der Kolben den HD-Quarz. Dieser misst ab jetzt den Druck an der Kolbenunterseite, sprich den Niederdruck. Hier ist also ein Sprung im Hochdruckverlauf. Bei 300 ° beginnt ein Blowby über den Einlass. Es kann also Medium von der Kammer mit höherem Druck in die Kammer mit niedrigerem Druck über das Einlassventil strömen, da die Dichtleiste des Kolbens schmaler ist als die Einlassöffnung. Hier beginnen sich also beide Druckkurven anzunähern. Dieser Blowby gelangt ab 312 °Kurbelwinkel auch in den Auslass. Sprich beide Kurven nehmen den Abdampfdruck an. Solange bis bei 353 ° der Kolben über dem Auslass hinweg ist. Dies war die Beschreibung einer halben Kolbenumdrehung. Der Druckverlauf einer Kolbenseite für eine ganze Kolbenumdrehung ist nun durch Zusammenfassen der Hochdruck- und Niederdruckkurven in Abbildung 4-26 gezeigt.

4 Versuchsaufbau und Durchführung

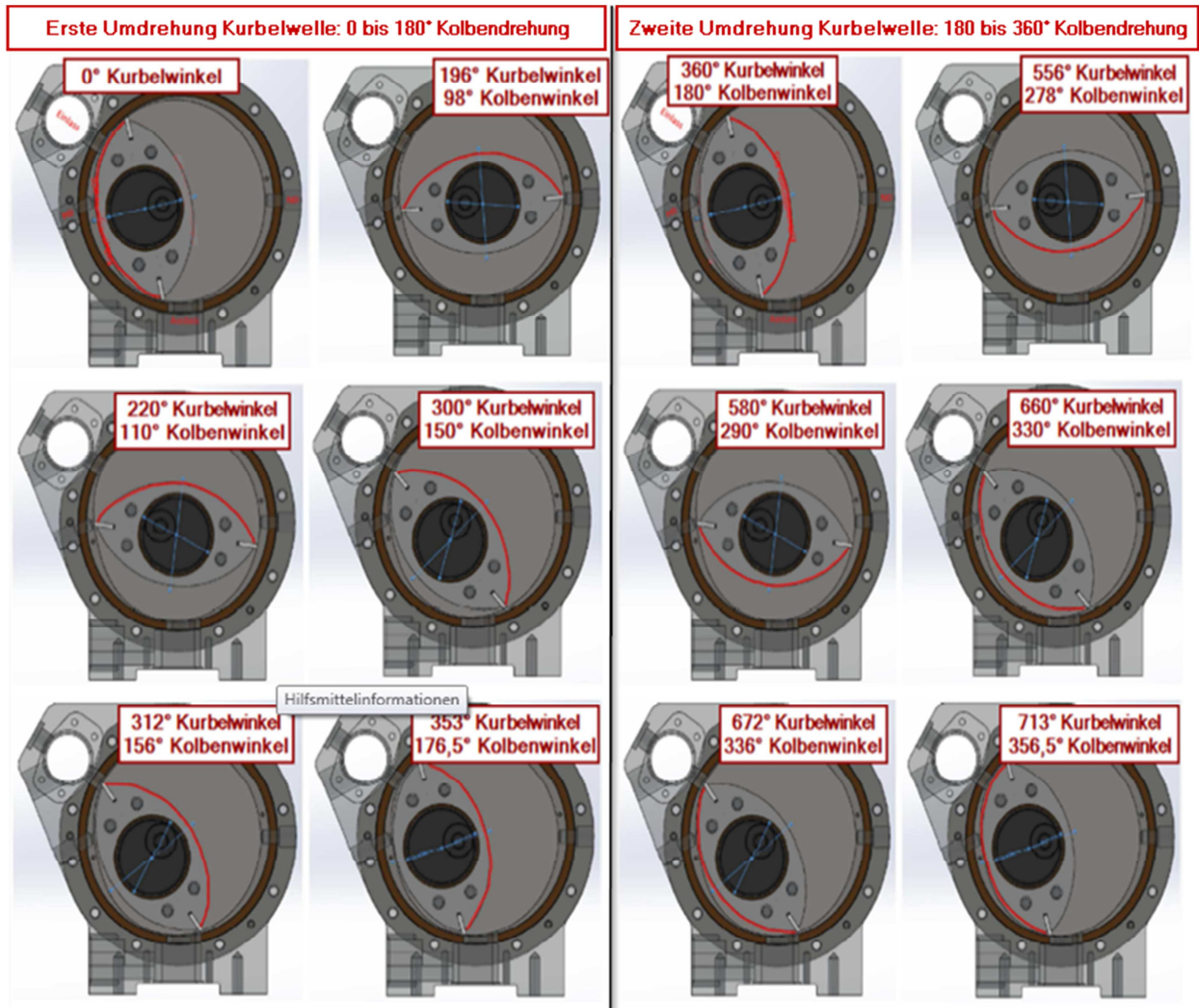


Abbildung 4-24: Kolbenstellungen (EN3 GmbH, 2015b)

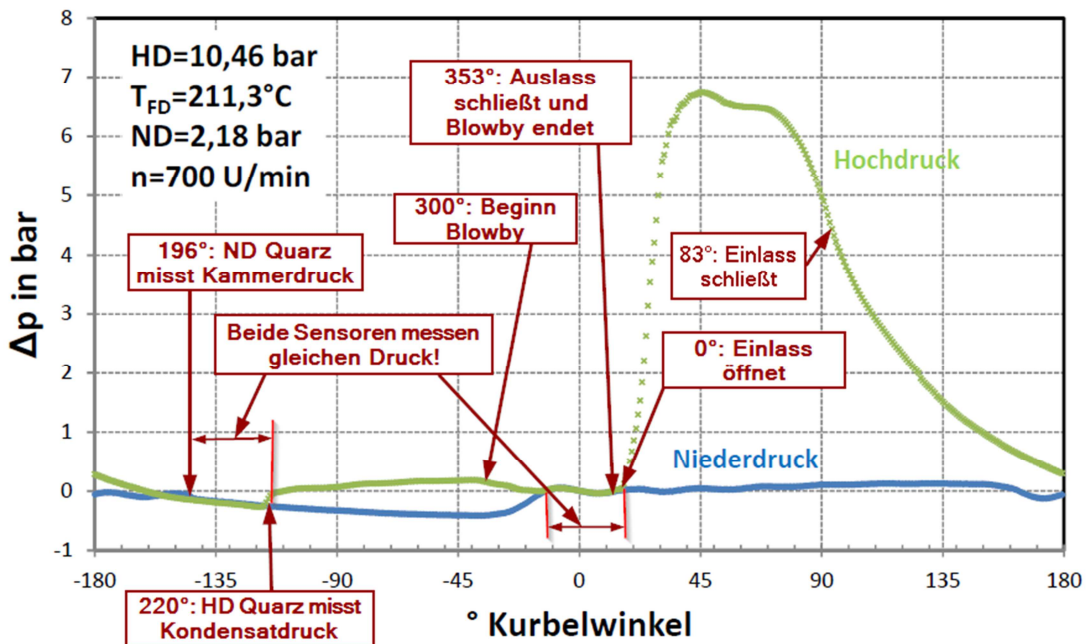


Abbildung 4-25: OT-Einrichtung bei Messpunkt 2.3.1 mit 10,46 bar und 211,3 °C Frischdampf und 2,18 bar Abdampfdruck bei 700 U/min

Der Druckverlauf in Abbildung 4-26 ist auch mittels der Abdampfdruckmessung auf das richtige Niveau angehoben worden. Wie vorhin schon erwähnt wird zwischen 196° und 220° von beiden Druckquarzen der Druck derselben Kolbenseite gemessen. Daraus folgt, dass in diesem Bereich der Druck der anderen Seite nicht gemessen wird. Um den Druckverlauf in Abbildung 4-26 trotzdem vollständig darstellen zu können muss nun der nicht gemessene Druck im Bereich von 556° und 580° Kurbelwinkel oder 278° und 290° Kolbenwinkel geschätzt werden. In diesem Fall wurde zwischen den gemessenen Werten interpoliert. Der maximale Druck in dem Verlauf in Abbildung 4-26 ist bei ungefähr 9 bar. Der gemessene Frischdampfdruck vor den Expanderzuleitungen ist 10,46 bar. Daraus ergibt sich ein Druckverlust in den Zuleitungen von ca. 1,5 bar.

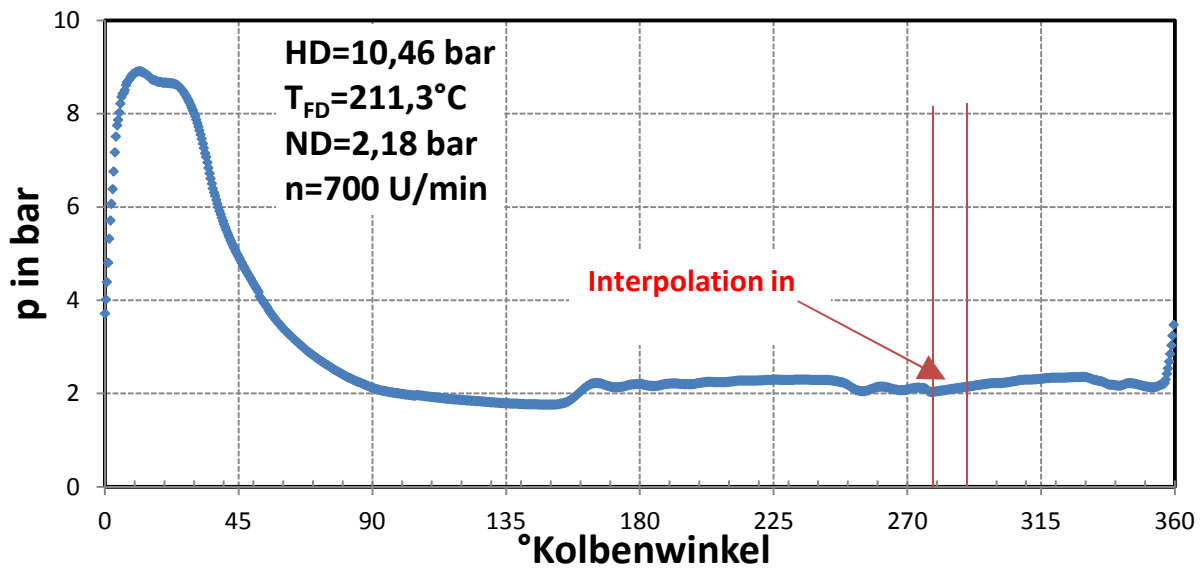


Abbildung 4-26: Druckverlauf einer Kolbenseite bei Messpunkt 2.3.1 mit 10,46 bar und 211,3 °C Frischdampf und 2,18 bar Abdampfdruck bei 700 U/min

Wird nun dieser Druckverlauf mit dem Volumenverlauf aus Abbildung 3-2 verknüpft, so ergibt sich das Indikatordiagramm wie in Abbildung 4-27. Die eingeschlossene Fläche im Indikatordiagramm ergibt die vom Kolben geleistete innere Arbeit. Dies wird mit der Summe der n Einzelflächen, wie in Glg. 4-9 berechnet. Beispielhaft für einen beliebigen Messpunkt des Druckverlaufs einer Kolbenseite (Messpunkt „i“) wird die Einzelfläche, wie in Glg. 4-8 berechnet. Dabei stehen die Indizes für den beliebigen Messpunkt „i“ und den nachfolgenden Messpunkt j ($j=i+1$).

$$\Delta W_i = \frac{p_j + p_i}{2} * (V_j - V_i) \quad \text{Glg. 4-8}$$

$$W_{\text{Kolben}} = \sum_{i=1}^n \Delta W_i \quad \text{Glg. 4-9}$$

Anhand des Messpunkts 2.3.1 aus Tabelle A-3 ergibt sich für die Kolbenarbeit folgender Wert:

$$W_{\text{Kolben}} = 86,427 \text{ J/U}$$

Wie bereits erwähnt, kann die OT-Einrichtung beim Druckverlauf nur auf $\pm 3^\circ$ Kurbelwinkel genau gemacht werden. Beim vom Expanderhersteller vorgegebenen Volumenverlauf kann der OT anhand der Geometrie exakt beim kleinsten Volumen bestimmt werden. Das bedeutet, dass der Druckverlauf und der Volumenverlauf um $\pm 3^\circ$ Kurbelwinkel versetzt sein können. Da sich bei einer Verschiebung des OT's das Indikatordiagramm ändert, wird die Kolbenarbeit für $\pm 3^\circ$ Kurbelwinkel OT-Verschiebung berechnet.

$$W_{Kolben}(-3^\circ) = 91,413 \text{ J/U}$$

$$W_{Kolben}(+3^\circ) = 81,497 \text{ J/U}$$

Mit der Kolbenarbeit kann nun die Kolbenleistung wie in Glg. 4-10 berechnet werden, wobei z die Anzahl der Kolben ist. Für das verwendete Expanderexemplar ist $z = 2$. Mit einer Kolbenleistung von 2017 W ergibt sich dazu eine Messunsicherheit von 29 W, welche ohne den Einfluss der OT-Einrichtung berechnet wurde. Deshalb wird dazu die Kolbenleistung für die Abweichung von $\pm 3^\circ$ Kurbelwinkel berechnet.

$$P_{Kolben} = \frac{W_{Kolben} * n}{60} * z = 2017 \pm 29 \text{ W} \quad \text{Glg. 4-10}$$

Kolbenleistung bei verschobener OT-Einrichtung:

$$P_{Kolben}(-3^\circ) = 2132,97 \text{ W}$$

$$P_{Kolben}(+3^\circ) = 1901,59 \text{ W}$$

Der Einfluss der OT-Einrichtung überwiegt mit einer Abweichung von ca. 115 W deutlich der Messunsicherheit von 29 W. Eine Unsicherheit des Volumenverlaufs aufgrund von Fertigungstoleranzen o.ä. ist nicht bekannt und deshalb auch nicht berücksichtigt worden.

Im Indikatordiagramm in Abbildung 4-27 wird die Richtung des Ablaufs mit roten Pfeilen gezeigt. Die Gesamtfläche ist in 2 Flächen aufgeteilt ist. Links ist die Expansion welche die Arbeit liefert und rechts findet ein Pumpen statt, da der Druck wieder erhöht wird, was zu einer Minderung der Kolbenarbeit führt. Dies entsteht durch einen zu hohen Gegendruck in der Abdampfleitung.

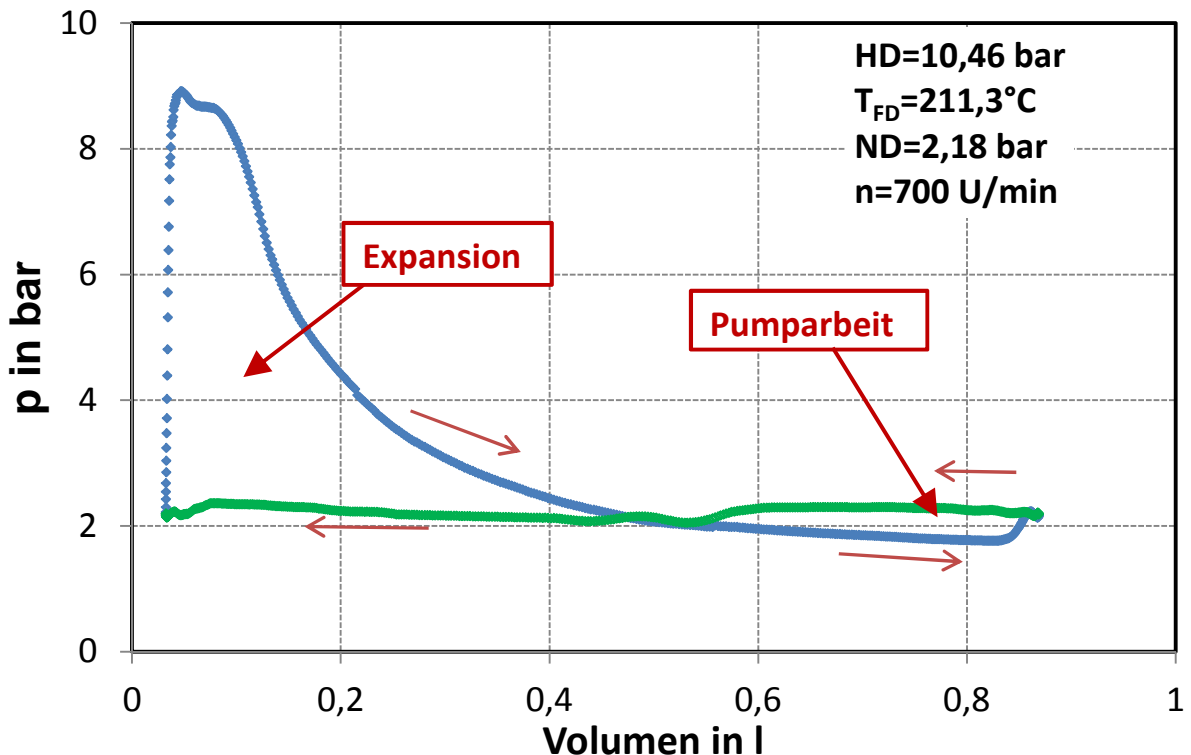


Abbildung 4-27: Indikator diagramm bei Messpunkt 2.3.1 mit 10,46 bar und 211,3 °C Frischdampf und 2,18 bar Abdampfdruck bei 700 U/min

Mit einer Kupplungsleistung von $1961 \pm 46,1$ W und der Kolbenleistung aus Glg. 4-10 ergibt sich der Mechanische Wirkungsgrad oder auch Kupplungswirkungsgrad, wie in Glg. 4-11, zu einem Wert von $97,23 \pm 1,82$ %. Vergleicht man dazu eine mögliche Abweichung von ca 6 % aufgrund der OT-Einrichtung ist die Messunsicherheit nur ca. ein Drittel davon.

$$\eta_m = \frac{P_{Kupplung}}{P_{Kolben}} = 97,23 \pm 1,82 \% \quad \text{Glg. 4-11}$$

Berechnung des mechanischen Wirkungsgrads bei verschobener OT-Einrichtung:

$$\eta_m(-3^\circ) = 91,93 \%$$

$$\eta_m(+3^\circ) = 103,1 \%$$

Um einen isentropen Wirkungsgrad, welcher sich aus dem inneren-isentropen und dem volumetrischen zusammensetzt sowie die Wärmeverluste enthält, ermitteln zu können, muss die isentrope Expanderleistung berechnet werden. Diese ergibt sich aus der Frischdampfenthalpie und der isentropen Abdampfenthalpie, gemäß Glg. 4-12, zu einem Wert von 8093,2 W. Daraus ergibt sich der isentrope Wirkungsgrad gemäß Glg. 4-13 zu $24,92 \pm 2,65$ %. Diese Abweichung von 2,65 % ist verglichen zur Sensitivität der OT Einrichtung von ca. 1,4 % fast doppelt so groß. Hier hat die Messunsicherheit einen deutlicheren Einfluss als die OT-Einrichtung.

$$P_s = (h_{FD} - h_{sAD}) * \dot{m} = 8093 \pm 854,7 \text{ W} \quad \text{Glg. 4-12}$$

$$\eta_s = \frac{P_{\text{Kolben}}}{P_s} = 24,92 \pm 2,65 \% \quad \text{Glg. 4-13}$$

Isentroper Wirkungsgrad bei verschobener OT-Einrichtung:

$$\eta_s(-3^\circ) = 26,36 \%$$

$$\eta_s(+3^\circ) = 23,50 \%$$

Für den isentropen Gesamtwirkungsgrad ergibt sich gemäß Glg. 4-14 zu einem Wert von $24,23 \pm 2,62 \%$.

$$\eta_{s\text{-ges}} = \frac{P_{\text{Kuppelung}}}{P_s} = 24,23 \pm 2,62 \% \quad \text{Glg. 4-14}$$

Zur Berechnung des Expansionsverhältnisses sind zunächst geometrische Kenntnisse notwendig. Mit dem Verlauf des Volumens über den Kolbenwinkel, wie in Abbildung 3-2, kann ein theoretisches Expansionsvolumen ermittelt werden indem das Maximum und Minimum der Kurve abgelesen und ins Verhältnis gesetzt werden, wie in Glg. 4-15.

$$V_{OT} = \min(V_{(^\circ KW)}) = 0,0325 \text{ l}$$

$$V_{UT} = \max(V_{(^\circ KW)}) = 0,8689 \text{ l}$$

$$\varepsilon_{\text{theoretisch}} = \frac{V_{UT}}{V_{OT}} = \frac{0,8689}{0,0325} = 26,735 \quad \text{Glg. 4-15}$$

Da die Expansion tatsächlich erst nach Befüllung beginnt und der Auslass schon vor Erreichen des unteren Totpunkts beginnt, soll nun das ideale Expansionsverhältnis für den Bereich zwischen schließen des Einlassventils und Erreichen des Auslasses berechnet werden. Dazu werden Angaben des Herstellers herangezogen. Es ist bekannt, dass der Einlass bei 83° Kurbelwinkel schließt und der Auslassvorgang bei 312° Kurbelwinkel beginnt. Diese Werte sind nun mit V_{OT}' und V_{UT}' bezeichnet und in Glg. 4-16 ist das ideale Expansionsverhältnis berechnet.

$$V_{OT}' = V(83^\circ KW) = 0,1375 \text{ l}$$

$$V_{UT}' = V(312^\circ KW) = 0,8327 \text{ l}$$

$$\varepsilon_{\text{ideal}} = \frac{V_{UT}'}{V_{OT}'} = \frac{0,8327}{0,1375} = 6,056 \quad \text{Glg. 4-16}$$

Das reale Expansionsverhältnis konnte nicht ermittelt werden, da die notwendige Temperatur beim Expandereintritt nicht gemessen, und somit das spezifische Volumen nicht bestimmt werden konnte.

4.3.3 Dritte Versuchsreihe

Die Berechnung der Versuchspunkte läuft genauso wie bei der zweiten Versuchsreihe ab. Es wird hier daher kein Messpunkt dieser Reihe berechnet sondern auf Kapitel 4.3.2 und die Ergebnisse in Tabelle A-4 im Anhang verwiesen. Es wird lediglich noch ein Indikatordiagramm für einen Messpunkt mit einem niedrigen Abdampfdruck ($p_{AD} < 1 \text{ bar}$), wie in Abbildung 4-28 dargestellt.

Man erkennt hier sofort den Einfluss des neuen Abdampfschlauchs. Vergleicht man dieses Indikatordiagramm mit jenem der zweiten Versuchsreihe in Abbildung 4-27 so ist hier die Fläche, welche die Pumparbeit darstellt nicht mehr zu sehen. Aufgrund des niedrigeren Gegendrucks, was aufgrund des neuen Schlauchs möglich ist, ist dies der Fall. In Abbildung 4-28 ist zusätzlich zu den in blau dargestellten Messwerten auch ein rot gefärbter Verlauf mit idealen Zustandsänderungen eingezeichnet. Verglichen zu einem isobaren Einlass, fällt beim realen Verlauf der Druck bis zum Schließen des Einlassventils bereits stark ab. Dies könnte auf Undichtheiten im Expander zurückzuführen sein. Würde der Druck nicht so rasch mit dem Volumen fallen, hätte dies eine größere von den Kurven eingeschlossene Fläche, was gleichbedeutend mit mehr Kolbenarbeit ist, zur Folge.

Mit der idealen Expansion von einem eingestellten Frischdampfdruck und einem vorgegebenen Volumen (Einlass Ende) bis zu einem ebenfalls vorgegebenen Volumen (Unterer Totpunkt) ist somit der Enddruck der Expansion bestimmt. In Abbildung 4-28 verläuft die isentrope Expansion nicht bis zum Abdampfdruck. Es kann nicht das volle geometrische Potential des Expanders hinsichtlich Expansion ausgeschöpft werden. Durch Anpassung der Steuerzeit könnte durch Verkürzung der Einlasszeit die Expansion genau bis zum Gegendruck erfolgen.

Beim Einlass fällt der Druck des realen Verlaufs kurz ab. Dies könnte durch ein „Aussaugen“ des Frischdampfschlauchs erfolgen. Es kann sein, dass während dem Füllvorgang das vom Expander verdrängte Volumen zu groß für die mögliche Förderung des Schlauchs ist, wodurch der Druck kurz abfällt. Der Auslass findet wie beim Idealprozess bei nahezu konstantem Druck statt. Bevor der Füllvorgang der Kammer beginnt, findet hier kein Vorverdichten statt. Dies ist auch darauf zurückzuführen, dass zwischen dem Ende des Auslassvorgangs und OT nur 7° Kurbelwinkel Abstand ist, was zu wenig ist um noch vorzuverdichten. Der Druck steigt nahezu isochor an.

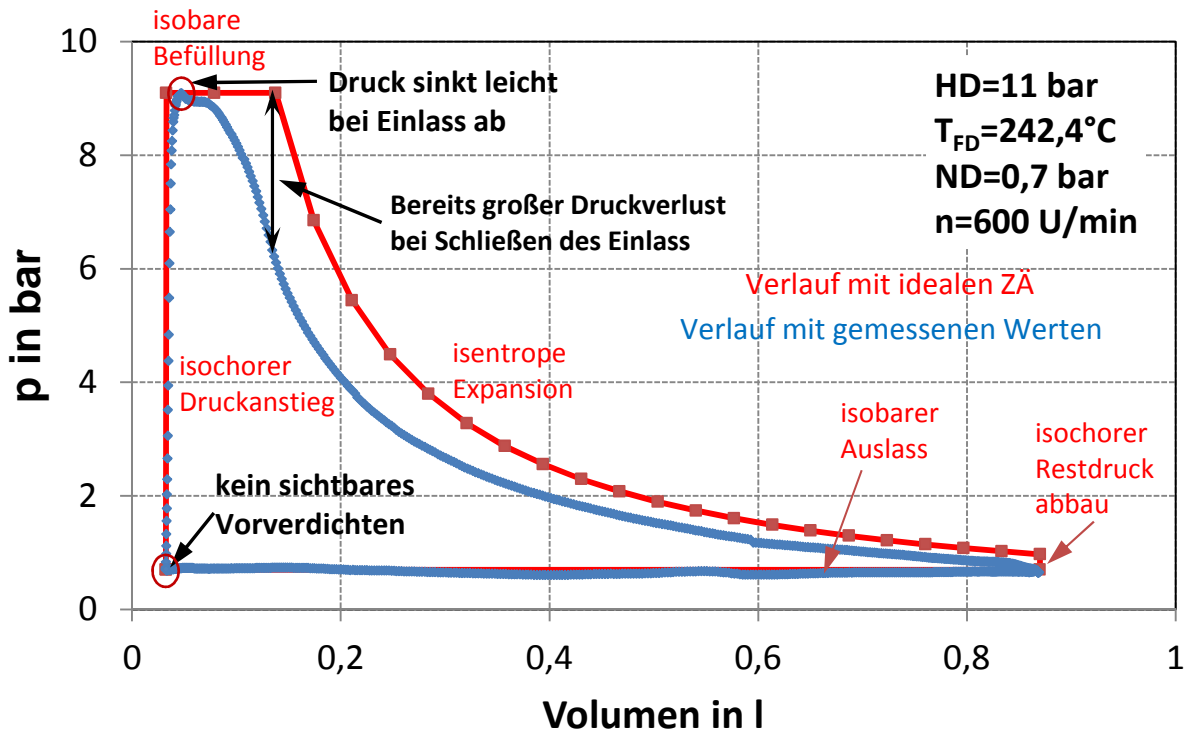


Abbildung 4-28: Indikator diagramm bei Messpunkt 3.5.2 mit 11 bar und 242,4 °C Frischdampf und 0,7 bar Abdampfdruck bei 600 U/min

5 MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der in Kapitel 4.2 und 4.3 beschriebenen Messungen näher erläutert. Es sind in den Diagrammen zusätzlich zu den Messpunkten auch die Messunsicherheiten graphisch dargestellt.

5.1 Erste Versuchsreihe

Die erste Versuchsreihe entspricht auch der Inbetriebnahme des Prüfstands mit der Expansionsmaschine KKM136. Ziel war es den Expander sowohl ohne Dampfbeaufschlagung, d.h. im Schleppbetrieb, als auch mit Dampf zu betreiben.

5.1.1 Schleppversuche

In Abbildung 5-1 sind für die in Kapitel 4.3.1 beschriebenen Schleppversuche des Expanders, die gemessenen Werte (siehe Tabelle A-1) des Drehmoments und die berechneten Werte der Leistung mit der Drehzahl aufgetragen.

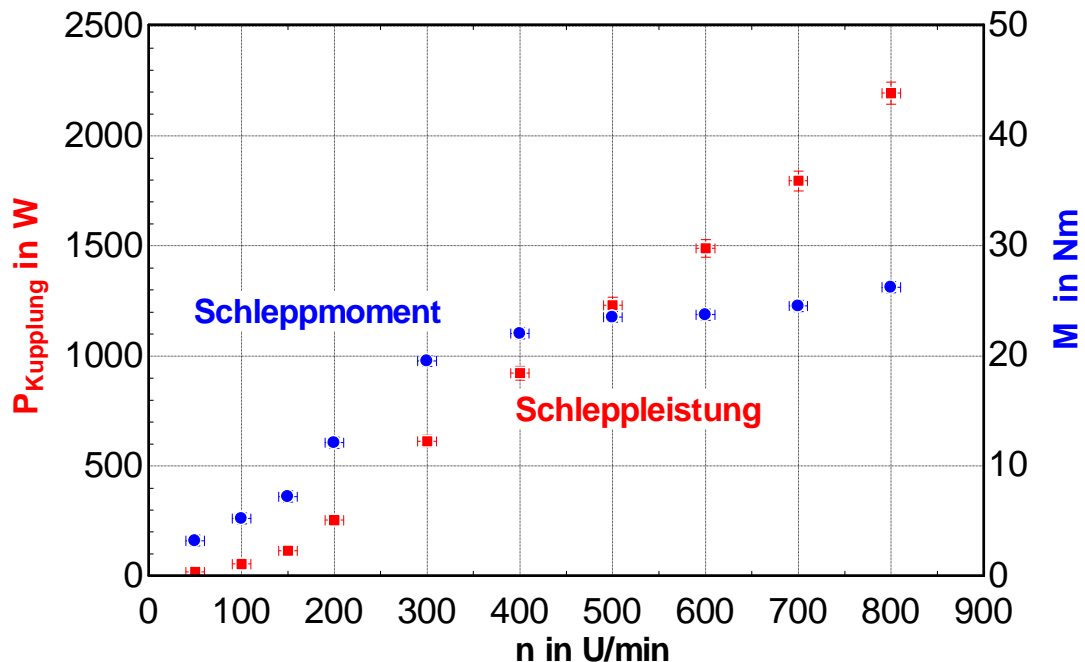


Abbildung 5-1: Schleppversuche

Die Schleppleistung ist ein Maß für die mechanische Reibung. Dabei steigen die Werte von 16,76 W bei 50 U/min bis zum maximalen Wert dieser Messung von 2195 W bei 800 U/min. Die Reibung nimmt also mit der Drehzahl zu.

5.1.2 Versuche mit Dampf

Für die Messtabelle (siehe Tabelle A-2) der in folgenden Diagrammen dargestellten Messpunkte wird auf den Anhang verwiesen. In Tabelle 5-1 ist die Gliederung der ersten Versuchsreihe in 4 Messreihen mit den jeweiligen Messpunkten dargestellt. Dazu sind die jeweiligen Drehzahlen, Frischdampfparameter und Abdampfparameter angegeben. Für die gemessenen Frischdampf- und Abdampfdrücke sind auch die berechneten Sättigungstemperaturen angeführt.

In den Diagrammen in Kapitel 5.1.2 sind die Messpunkte mit der Nr. und den Frischdampf- und Abdampfparametern bezeichnet. Dabei wird das farbliche Muster der Messreihen aus Tabelle 5-1 auch in den Diagrammen übernommen.

Wie bereits erwähnt, ist es aufgrund der komplexen Regelbarkeit sehr schwer alle Messpunkte mit gleichen Frischdampfparametern einzustellen. Daraus resultieren auch die Abweichungen dieser Parameter innerhalb der Punkte einer Messreihe. Für Messreihe 1.1 konnten bei vier Messpunkten (MP 1.1.3 bis MP 1.1.6) annähernd gleiche Frischdampfparameter von ca. 6,1 bar und 240 °C eingestellt werden. Bei Messpunkt 1.1.1 ist hingegen der Frischdampfdruck bei 6,4 bar und die Frischdampf Temperatur bei 199 °C. Bei der Messreihe 1.2 konnten alle drei Messpunkte mit Frischdampfparametern von $6 \pm 0,1$ bar und 160 ± 1 °C eingestellt werden. Bei der dritten Messreihe (MR 1.3) sind die Frischdampfdrücke in einem Bereich von 10,53 bis 10,9 bar. Bei der Messreihe 1.4 mit 11,09 bar und Satttdampf konnte nur ein Messpunkt (1.4.1) bei 300 U/min aufgenommen werden. Aufgrund der höheren Dichte von Satttdampf im Vergleich zu überhitztem Dampf, konnte die Pumpe bei höheren Drehzahlen nicht mehr den nötigen Massenstrom liefern.

In Tabelle 5-1 kann die Abdampf Temperatur mit der Kondensationstemperatur des Abdampfdrucks für jeden Punkt verglichen werden. Daraus lässt sich für die Messpunkte 1.1.2 bis 1.1.6 der Messreihe 1.1 folgern, dass der Abdampfdruck überhitzt ist. Bei den restlichen Messpunkten kann es sein, dass der Abdampf gesättigt ist.

Tabelle 5-1: Erste Versuchsreihe - Parameter Übersichtstabelle

| Messreihe | Messpunkt | Drehzahl | Frischdampfdruck | Abdampfdruck | Frischdampf Temperatur | Sättigungstemperatur bei p_{FD} | Abdampf Temperatur | Sättigungstemperatur bei p_{AD} |
|-----------|-----------|----------|------------------|--------------|------------------------|-----------------------------------|--------------------|-----------------------------------|
| MR | MP | n | p_{FD} | p_{AD} | T_{FD} | $T_{sat}(p_{FD})$ | T_{AD} | $T_{sat}(p_{AD})$ |
| | | U/min | bar | bar | °C | °C | °C | °C |
| 1.1 | 1.1.1 | 200±10 | 6,4±0,01 | 1,3±0,4 | 199±1,5 | 161,4±0,1 | 108±1,5 | 107,1±9,1 |
| | 1.1.2 | 300±10 | 6,1±0,01 | 1,13±0,4 | 234±1,5 | 159,5±0,1 | 115±1,5 | 103,1±10,2 |
| | 1.1.3 | 400±10 | 6,2±0,01 | 1,15±0,4 | 242±1,5 | 160,1±0,1 | 117,8±1,5 | 103,6±10,0 |
| | 1.1.4 | 500±10 | 6,18±0,01 | 1,22±0,4 | 240,2±1,5 | 160±0,01 | 121,9±1,5 | 105,3±9,6 |
| | 1.1.5 | 600±10 | 6,14±0,01 | 1,3±0,4 | 240,8±1,5 | 159,7±0,1 | 126,5±1,5 | 107,1±9,1 |
| | 1.1.6 | 700±10 | 5,95±0,01 | 1,29±0,4 | 240,4±1,5 | 158,5±0,1 | 128±1,5 | 106,9±9,1 |
| 1.2 | 1.2.1 | 500±10 | 5,92±0,01 | 1,47±0,4 | 159,3±1,5 | 158,3±0,1 | 111,6±1,5 | 110,7±8,2 |
| | 1.2.2 | 300±10 | 6,08±0,01 | 1,71±0,4 | 160,9±1,5 | 159,3±0,1 | 116±1,5 | 115,3±7,2 |
| | 1.2.3 | 700±10 | 5,97±0,01 | 1,68±0,4 | 160±1,5 | 158,6±0,1 | 117±1,5 | 114,8±7,3 |
| 1.3 | 1.3.1 | 300±10 | 10,67±0,02 | 1,8±0,4 | 205,7±1,5 | 182,7±0,1 | 120±1,5 | 116,9±6,9 |
| | 1.3.2 | 500±10 | 10,53±0,02 | 2,15±0,4 | 203,7±1,5 | 182,1±0,1 | 124±1,5 | 122,5±6,0 |
| | 1.3.3 | 700±10 | 10,9±0,02 | 2,38±0,4 | 207,6±1,5 | 183,7±0,1 | 127±1,5 | 125,8±5,5 |
| 1.4 | 1.4.1 | 300±10 | 11,09±0,02 | 2,39±0,4 | 185,5±1,5 | 184,4±0,1 | 127±1,5 | 125,9±5,5 |

Die in Abbildung 5-2 gezeigten Punkte zum Dampfverbrauch zeigen sehr unterschiedliche Tendenzen. Der Dampfverbrauch der Messpunkte in Messreihe 1.1, bei Frischdampfparametern von ungefähr 6 bar und 240 °C, schwankt um einen Wert von

$15 \pm 1,5$ g/s. Auffallend ist das Maximum mit einem Wert von 16 g/s bei 400 U/min (MP 1.1.3). Von 400 (MP 1.1.3) nach 500 U/min (MP 1.1.4) fällt der Verbrauch auf 14,9 g/s und steigt dann wieder auf ca. 15,8 g/s bei 700 U/min (MP 1.1.6). Zuvor sinken die Werte von 14,5 g/s bei 200 U/min (MP 1.1.1) auf das Minimum der Messreihe von 13,7 g/s bei 300 U/min (MP 1.1.2). Da die Messunsicherheiten der Durchflussmessung sehr gering sind, könnte es vielleicht daran liegen, dass die Frischdampf- und Abdampfparameter der Messpunkte voneinander abweichen. Da diese Druck- und Temperaturmessungen allerdings auch Messunsicherheiten aufweisen, könnte auch hier ein Fehler entstanden sein. Die Werte der Messreihe 1.3 steigen von 23,6 g/s bei 300 U/min (MP 1.3.1) bis ca. 31,8 g/s bei 700 U/min (MP 1.3.3) an. Beim Messpunkt 1.4.1 mit 11 bar Satttdampf ist der Wert von 30,9 g/s bei 300 U/min um ca 7 g/s höher als bei Messpunkt 1.3.1 mit 10,6 bar und 205 °C. Grund dafür ist vermutlich die höhere Dichte des Satttdampfes. Dies wird auch der Grund für die Abweichung von ca. 5 g/s bei den Messpunkten 1.2.1 und 1.2.3 bei ungefähr 6 bar und Satttdampf und 500 und 700 U/min im Vergleich zu den Messpunkten 1.1.5 und 1.1.6 bei ca. 6 bar und 240°C bei gleicher Drehzahl, sein.

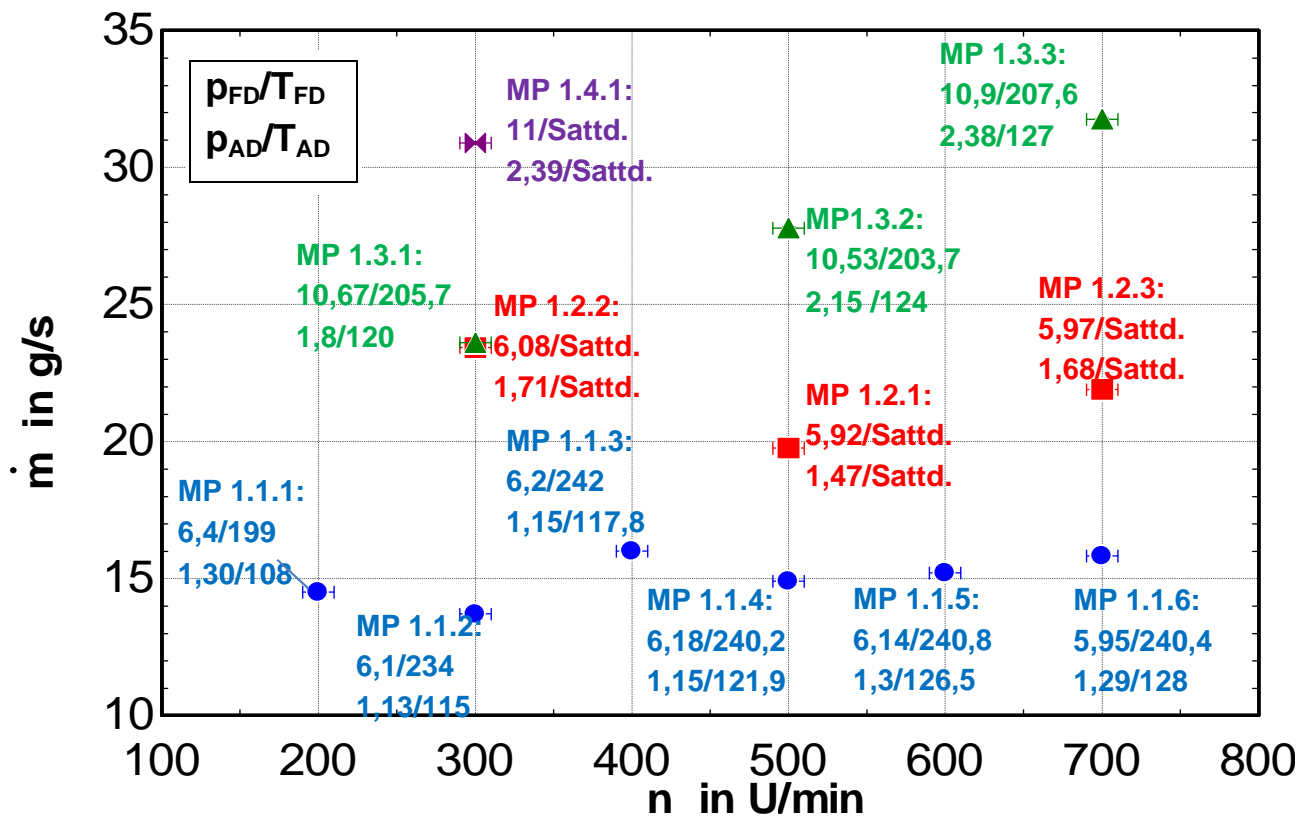


Abbildung 5-2: Erste Versuchsreihe - Dampfverbrauch in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

Aussagekräftiger ist der in Abbildung 5-3 gezeigte spezifische Dampfverbrauch gemäß Glg. 4-5. Auffällig ist, dass die Messreihen 1.1 bis 1.3 ein Minimum bei 500 U/min aufweisen. Möglicherweise ergibt sich hier ein Optimum aufgrund der vom Hersteller vorgesehenen Auslegung. Der Minimalwert von ca. 52 kg/kWh ergibt sich bei Messpunkt 1.1.4 mit 6,18 bar, 242 °C und 500 U/min. Die Punkte von Messreihe 1.3 mit ungefähr 10,6 bar und 205 °C Frischdampfparameter liegen sehr nahe bei den Punkten der Messreihe 1.1 mit ca. 6 bar und 240 °C bei gleicher Drehzahl.

Der spezifische Dampfverbrauch bei Satttdampf ist im Vergleich zu überhitzten Dampf um einiges höher. Bei Messpunkt 1.2.2 mit 6,08 bar und 300 Umdrehungen ist der spezifische

Dampfverbrauch von Sattdampf mit fast 180 kg/kWh um ca. 110 kg/kWh höher wie bei Messpunkt 1.1.2 mit überhitztem Dampf (6,1 bar und 234 °C) und einem spezifischen Dampfverbrauch von ca. 70 kg/kWh.

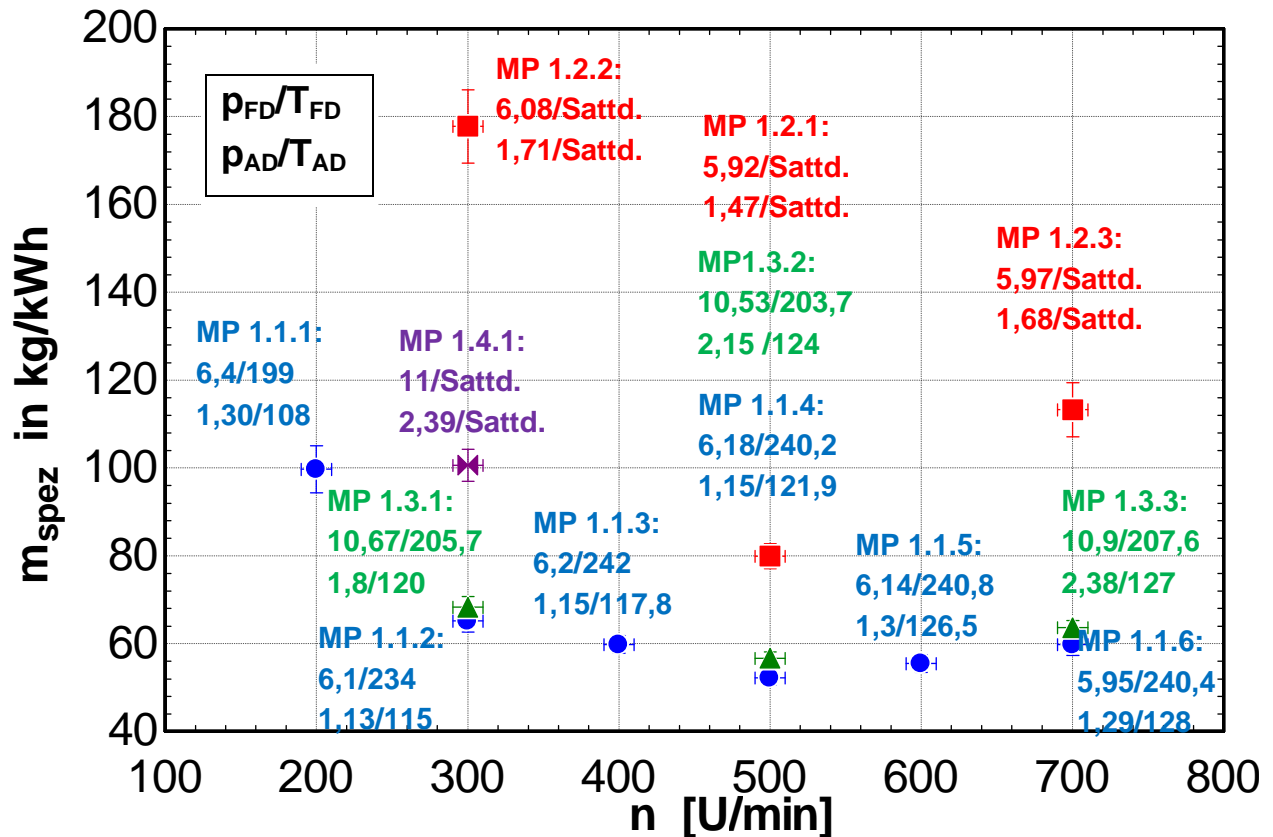


Abbildung 5-3: Erste Versuchsreihe - spezifischer Dampfverbrauch in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=\text{°C}$

In Abbildung 5-4 ist die Kupplungsleistung bei verschiedenen Drücken und Temperaturen abhängig von der Drehzahl aufgetragen. Auf den ersten Blick ist gleich zu erkennen, dass die Leistung mit steigendem Druck zunimmt und, dass bei gleichem Druck der überhitzte Dampf mehr Leistung bringt als Sattdampf. Das Maximum von ca. 1025 W bei Messpunkt 1.1.4 mit 6,18 bar und 240,2 °C bringt im Vergleich zu Messpunkt 1.2.1 mit 5,92 bar und Sattdampf bei gleicher Drehzahl um 130 W mehr. Bei Messreihe 1.3 mit ungefähr 10,6 bar und 205 °C steigt die Leistung von 1250 W bei 300 U/min bis zum Maximum von ca. 1800 W bei 700 U/min. Vergleicht man Messpunkt 1.3.2 (Frischdampf: 10,53 bar; 203,7 °C) mit Messpunkt 1.1.4 (Frischdampf: 6,18 bar; 240,2 °C) so bringt MP 1.3.2, wie in Abbildung 5-4, mit ca. 1764,5 W um 738,2 W mehr Kupplungsleistung als MP 1.1.4. Allerdings ist die spezifische Enthalpiedifferenz des Expansionsvorgangs bei MP 1.1.4 mit ca. 220 kJ/kg um ungefähr 80 kJ/kg größer wie MP 1.3.2, wie in Abbildung 5-5 ersichtlich. Die Differenz der spezifischen Enthalpie steht auch für die spezifische Arbeit a , siehe Glg. 5-1. Zusammengefasst ist bei MP 1.3.2 die Kupplungsleistung um 738,2 W größer, die spezifische Arbeit jedoch um ca. 80 kJ/kg kleiner als bei MP 1.1.4. Daraus folgt, dass der Massenstrom bei MP 1.3.2 größer sein muss, was sich auch in Abbildung 5-2 bestätigt.

$$a = h_{FD} - h_{AD}$$

Glg. 5-1

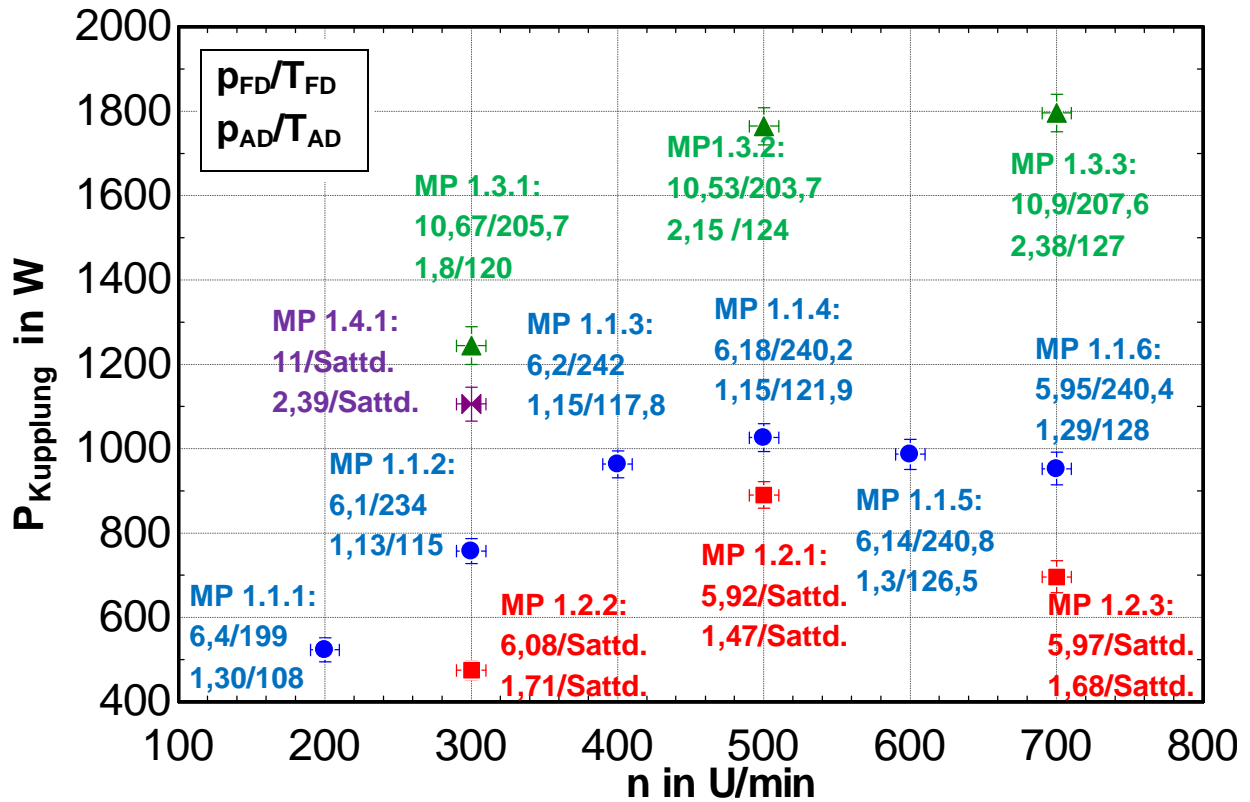


Abbildung 5-4: Erste Versuchsreihe - Kupplungsleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

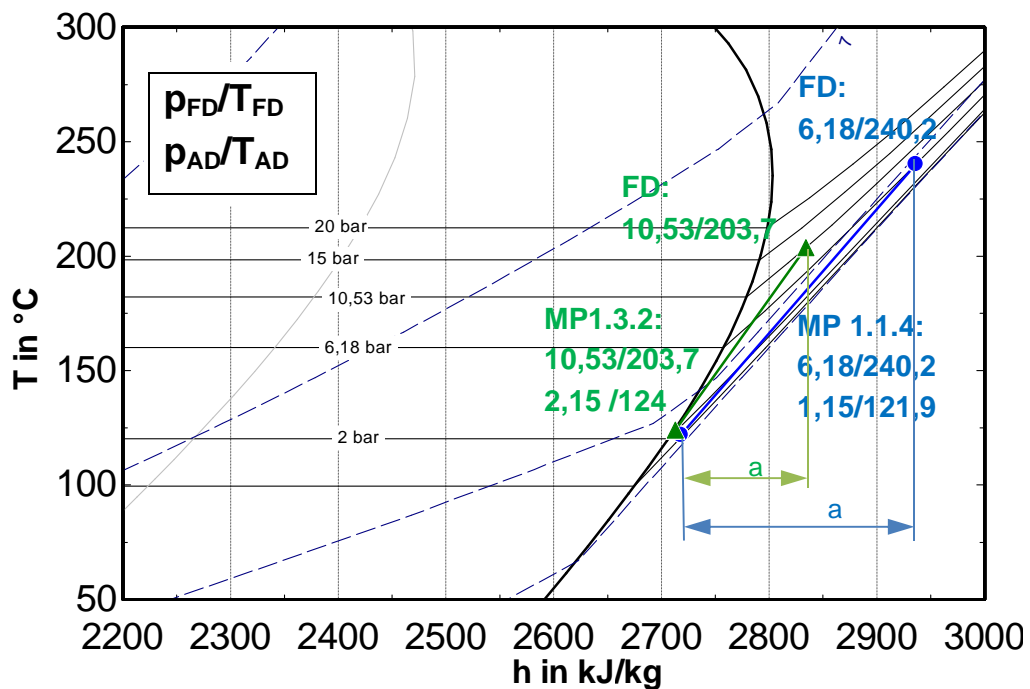


Abbildung 5-5: Vergleich der Expansionsvorgänge von MP 1.3.2 und MP 1.1.4 im T-h Diagramm

In Abbildung 5-6 ist der isentrope Gesamtwirkungsgrad der ersten Versuchsreihe aufgezeichnet. Bei der ersten Messreihe (MR 1.1) hat, wie schon bei der Kupplungsleistung in Abbildung 5-4, der Punkt MP 1.1.4 bei 500 U/min ein Maximum mit einem Wert von ca. 22 % bei 6,18 bar und 240,2 °C Frischdampfparameter. Auch bei Messreihe 1.3 ist das Maximum (MP 1.3.2) bei ca. 22 % bei einer Drehzahl von 500 U/min mit Frischdampfparametern von 10,53 bar und 203,7 °C.

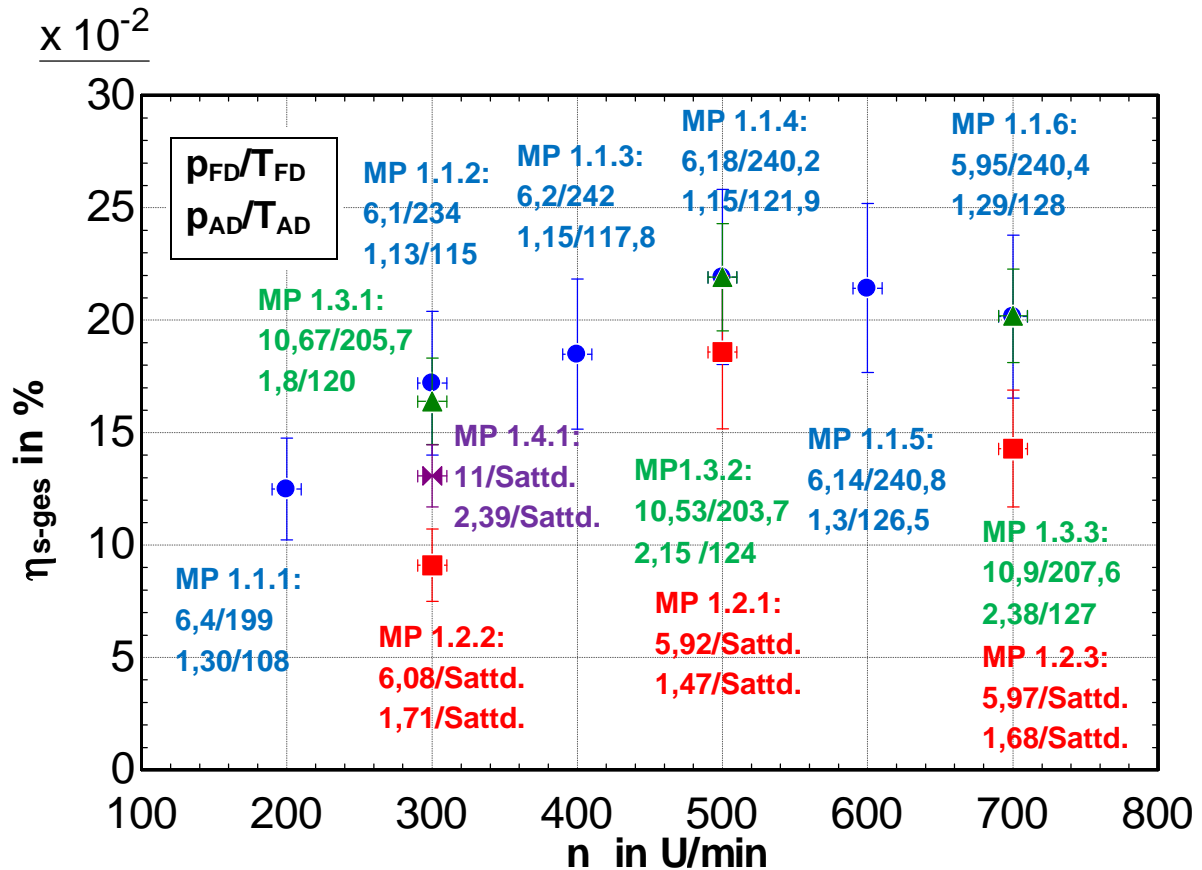


Abbildung 5-6: Erste Versuchsreihe - isentroper Gesamtwirkungsgrad abhängig von der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=\text{°C}$

In Abbildung 5-7 ist der fiktive elektrische Wirkungsgrad gemäß Glg. 4-7 aufgezeichnet. Auch hier erkennt man ein Optimum bei 500 U/min. Auffällig ist hier, dass der elektrische Wirkungsgrad von 2,35 % bei MP 1.1.4 mit 6,18 bar und 240,2 °C um 0,1 % höher ist als bei MP 1.3.2 mit 10,53 bar und 203,7 °C. Dies könnte daran liegen, dass die spezifische Arbeit bei MP 1.1.4 größer ist als bei MP 1.3.2.

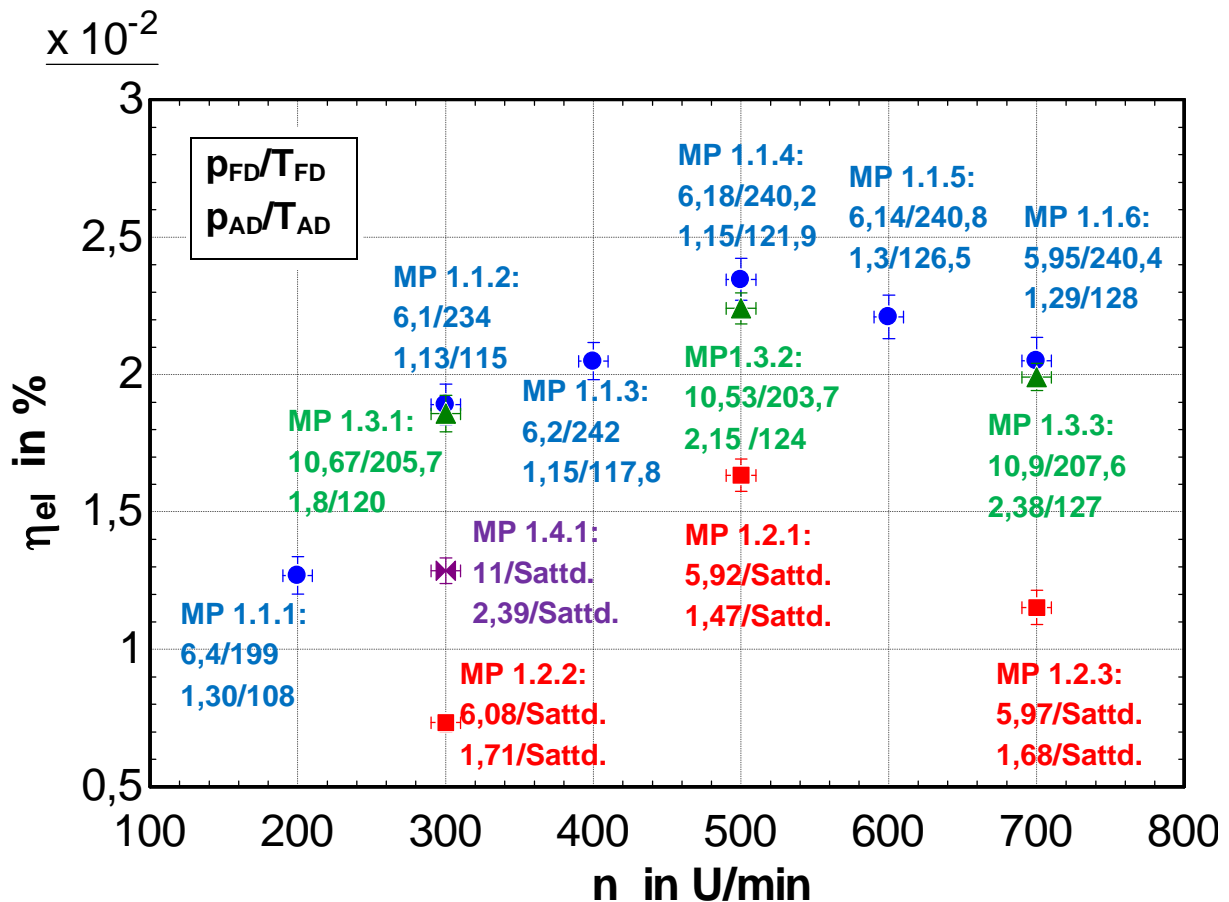


Abbildung 5-7: Erste Versuchsreihe - elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

5.2 Zweite Versuchsreihe

Im Anhang sind die Messwerte und die berechneten Werte der zweiten Versuchsreihe in Tabelle A-2 ersichtlich. Die Messunsicherheiten wurden mitkalkuliert. Die mögliche Abweichung aufgrund der nicht exakt möglichen OT-Einrichtung ist in den Diagrammen nicht berücksichtigt. Dabei muss mit Abweichungen in der Größenordnung wie in Kapitel 4.3.2 (ca. 6 % Abweichung bei der Kolbenarbeit und daraus resultierende Abweichungen für P_{Kolben} , η_m , η_s) gerechnet werden. Die zweite Versuchsreihe ist in 3 Messreihen mit je 3 oder mehr Messpunkten gegliedert, siehe Tabelle 5-2. Da die gemessenen Abdampftemperaturen aller Messpunkte um mindestens 7 K höher sind als die berechneten Sättigungstemperaturen bei den gemessenen Abdampfdrücken, ist davon auszugehen, dass sich alle Abdampfparameter oberhalb der oberen Grenzkurve im Heißdampfgebiet befinden.

Bei der ersten Messreihe (MR 2.1) herrschten Frischdampfparameter von ca. 6 bar und $217 \pm 4^{\circ}\text{C}$ mit Abdampfparameter von ca. 1,35 bar und $120 \pm 5^{\circ}\text{C}$. Es ist zu beachten, dass Messpunkt 2.1.1 bei 300 U/min einen Frischdampfdruck von 6,6 bar hat und damit von den anderen Punkten der ersten Messreihe um ca. 0,6 bar abweicht. Diese Abweichung ist aufgrund der schwierigen Regelung entstanden. Die zweite Messreihe (MR 2.2) hat einen Frischdampfdruck von ca. 11 bar und 242°C Frischdampftemperatur. Der Punkt bei 700 U/min hat nur eine Temperatur von 232°C . Die Abdampfparameter steigen von einem Druck von 1,89 bar und 132°C bei einer Drehzahl von 300 U/min auf 2,25 bar und 137°C . Bei der letzten

5 Messergebnisse

Messreihe (MR 2.3) wurden Frischdampfdrücke von ca. 10,5 bar gemessen. Die Temperaturen bei 300 und 700 U/min waren bei ca. 215 °C und bei 500 U/min konnte nur eine Temperatur von 198 °C erreicht werden. Die Abdampfparameter steigen von einem Druck von 1,96 bar und 126,5 °C bei einer Drehzahl von 300 U/min auf 2,18 bar und 140 °C.

Tabelle 5-2: Zweite Versuchsreihe - Parameter Übersichtstabelle

| Messreihe | Messpunkt | Drehzahl | Frischdampfdruck | Abdampfdruck | Frischdampf temperatur | Sättigungstemperatur bei p_{FD} | Abdampf temperatur | Sättigungstemperatur bei p_{AD} |
|-----------|-----------|----------|------------------|--------------|------------------------|-----------------------------------|--------------------|-----------------------------------|
| MR | MP | n | p_{FD} | p_{AD} | T_{FD} | $T_{sat}(p_{FD})$ | T_{AD} | $T_{sat}(p_{AD})$ |
| Nr | Nr | U/min | bar | bar | °C | °C | °C | °C |
| 2.1 | 2.1.1 | 300±10 | 6,64±0,01 | 1,39±0,4 | 221±1,5 | 162,8±0,1 | 117±1,5 | 109,1±8,6 |
| | 2.1.2 | 400±10 | 5,93±0,01 | 1,3±0,4 | 213±1,5 | 158,4±0,1 | 115±1,5 | 107,1±9,1 |
| | 2.1.3 | 500±10 | 6,04±0,01 | 1,31±0,4 | 220±1,5 | 159,1±0,1 | 117,2±1,5 | 107,3±9,0 |
| | 2.1.4 | 600±10 | 6,15±0,01 | 1,35±0,4 | 221,2±1,5 | 159,8±0,1 | 120±1,5 | 108,2±8,8 |
| | 2.1.5 | 700±10 | 6,12±0,01 | 1,37±0,4 | 216,2±1,5 | 159,6±0,1 | 123,4±1,5 | 108,7±8,7 |
| 2.2 | 2.2.1 | 700±10 | 11,00±0,02 | 2,25±0,4 | 231,9±1,5 | 184,1±0,1 | 137±1,5 | 124,0±5,8 |
| | 2.2.2 | 500±10 | 11,09±0,02 | 2,1±0,4 | 244±1,5 | 184,4±0,1 | 136,1±1,5 | 121,8±6,1 |
| | 2.2.3 | 300±10 | 11,12±0,02 | 1,89±0,4 | 242±1,5 | 184,5±0,1 | 132±1,5 | 118,4±6,6 |
| 2.3 | 2.3.1 | 700±10 | 10,46±0,02 | 2,18±0,4 | 211,3±1,5 | 181,8±0,1 | 140±1,5 | 123,0±5,9 |
| | 2.3.2 | 500±10 | 10,52±0,02 | 2,15±0,4 | 197,8±1,5 | 182,1±0,1 | 135,5±1,5 | 122,5±6,0 |
| | 2.3.3 | 300±10 | 10,53±0,02 | 1,96±0,4 | 214,6±1,5 | 182,1±0,1 | 126,5±1,5 | 119,6±6,4 |

In Abbildung 5-8 ist der Dampfverbrauch dargestellt. Die Punkte der ersten Messreihe (MR 2.1) mit ca. 6 bar und 217 °C Frischdampfparameter schwanken mit der Drehzahl um einen Wert von ca. 17,5 g/s. Im Vergleich zu der ersten Messreihe der ersten Versuchsreihe (MR 1.1) ist die Messreihe 2.1 um etwa 2,5 g/s höher, da bei den jetzigen Versuchen (MR 2.1) die Frischdampf temperatur niedriger und dadurch die Dichte höher ist. Bei den anderen beiden Messreihen (2.2 und 2.3) steigen die Werte von ungefähr 25 g/s bei 300 U/min auf ca. 28 g/s bei 700 U/min.

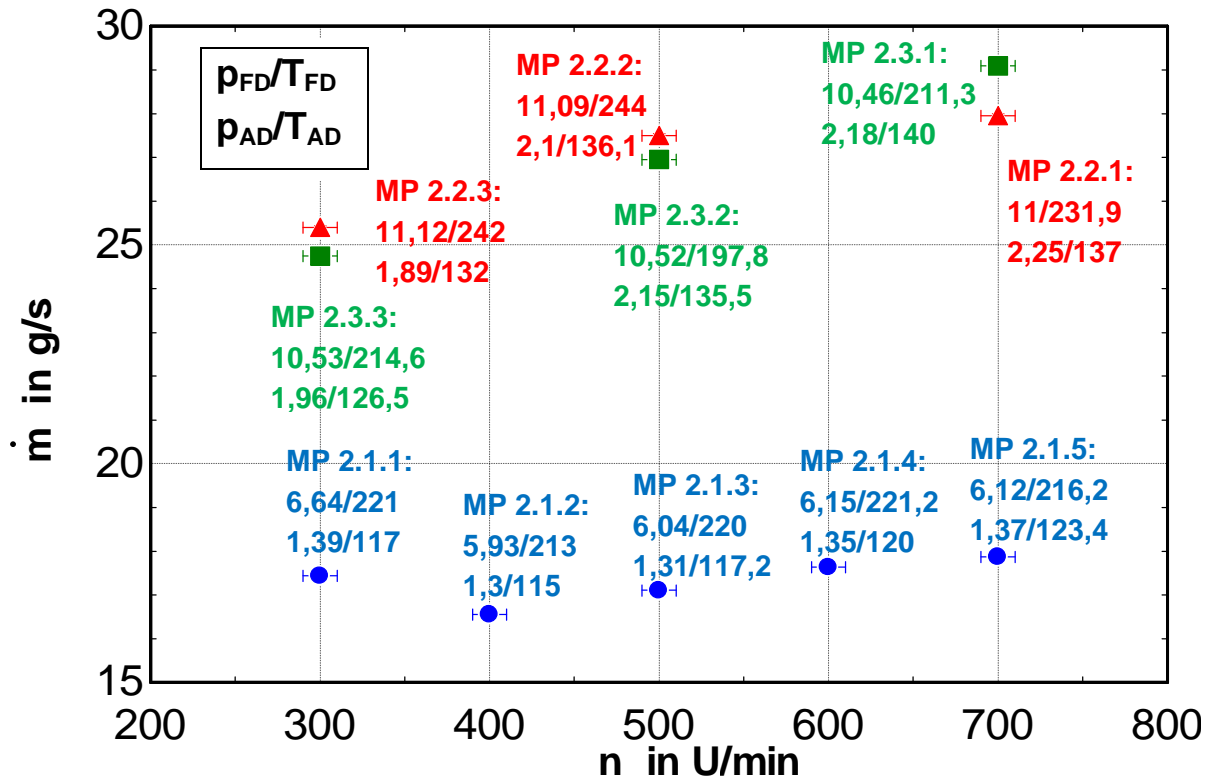


Abbildung 5-8: Zweite Versuchsreihe - Dampfverbrauch in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

Der spezifische Dampfverbrauch von der ersten Messreihe (MR 2.1) hat, wie schon bei der Messreihe der ersten Versuchsreihe (MR 1.1), ein Minimum bei 500 U/min. Die beiden anderen Messreihen (MR 2.2 und MR 2.3) weisen dieses Optimum nicht auf, wie in Abbildung 5-9 ersichtlich ist. Diese haben ein Minimum von ca. 52 kg/kWh bei 700 U/min.

Beim Betrieb mit Frischdampfdrücken von ca. 11 bar (MR 2.2) bzw. 10,5 bar (MR 2.3) bei 700 U/min konnte eine Kupplungsleistung im Bereich von 2 kW erreicht werden. Im Vergleich dazu ist bei der ersten Versuchsreihe die Leistung bei ca. 10,9 bar, 207,6 °C und 700 U/min (MP 1.3.3) ungefähr 1,8 kW gewesen. Die Expansionsvorgänge der Messpunkte MP 2.3.1 und MP 1.3.3 sind im T-h Diagramm in Abbildung 5-11 dargestellt. Es scheint die Enthalpiedifferenz und somit auch die spezifische Arbeit bei MP 1.3.3 etwas größer zu sein als bei MP 2.3.1. Und mit einem Massenstrom von ungefähr 29 g/s bei MP 2.3.1 ist dieser auch geringer als bei MP 1.3.3 mit ca. 32 g/s. Eine größere spezifische Arbeit und ein größerer Massenstrom würden eigentlich auf eine größere Leistung bei MP 1.3.3 hindeuten. Die vorliegende Leistungsdifferenz erklärt sich so, dass mögliche Verluste im Expander bei MP 2.3.1 geringer sind als bei MP 1.3.3. Ein Vergleich der isentropen Gesamtwirkungsgrad bestätigt, dass bei MP 1.3.3, mit ca. 14 %, die Verluste, welche dieser Wirkungsgrad beinhaltet, größer sind als bei MP 2.3.1, mit ca. 24 % (siehe Abbildung 5-12).

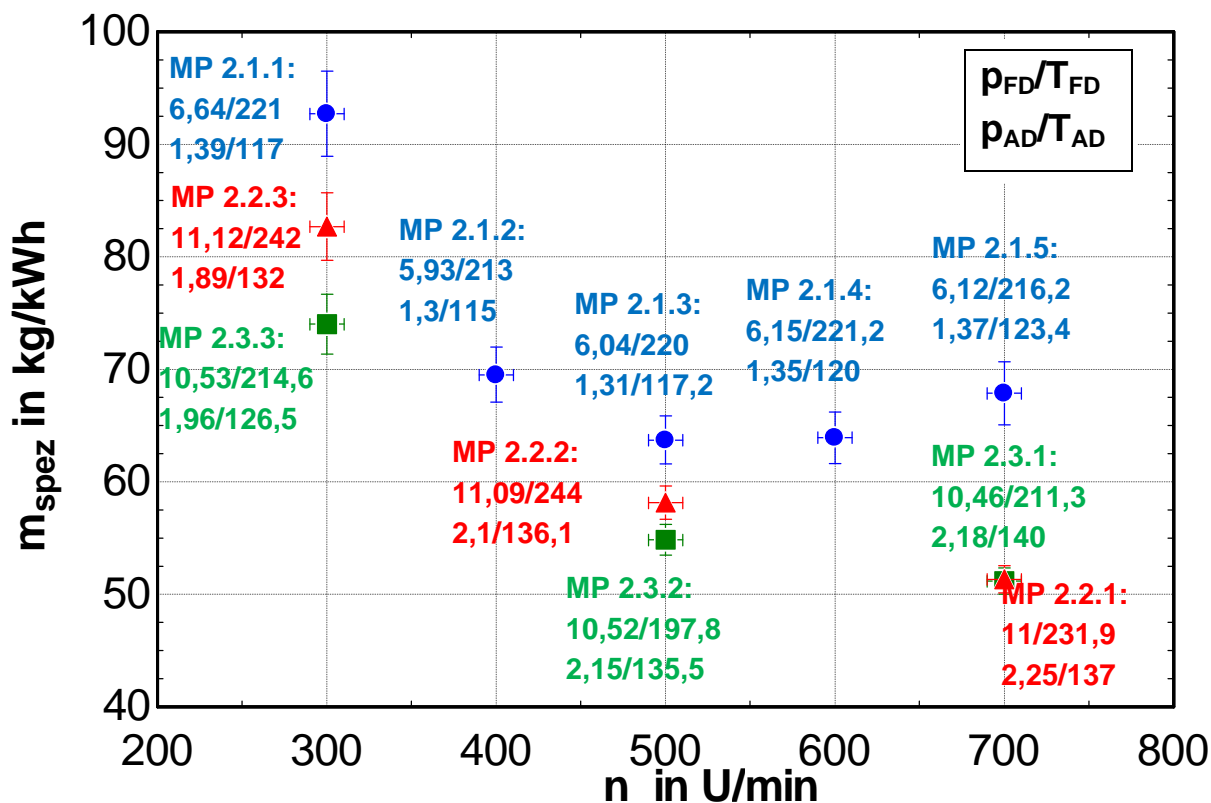


Abbildung 5-9: Zweite Versuchsreihe - spezifischer Dampfverbrauch in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=\text{°C}$

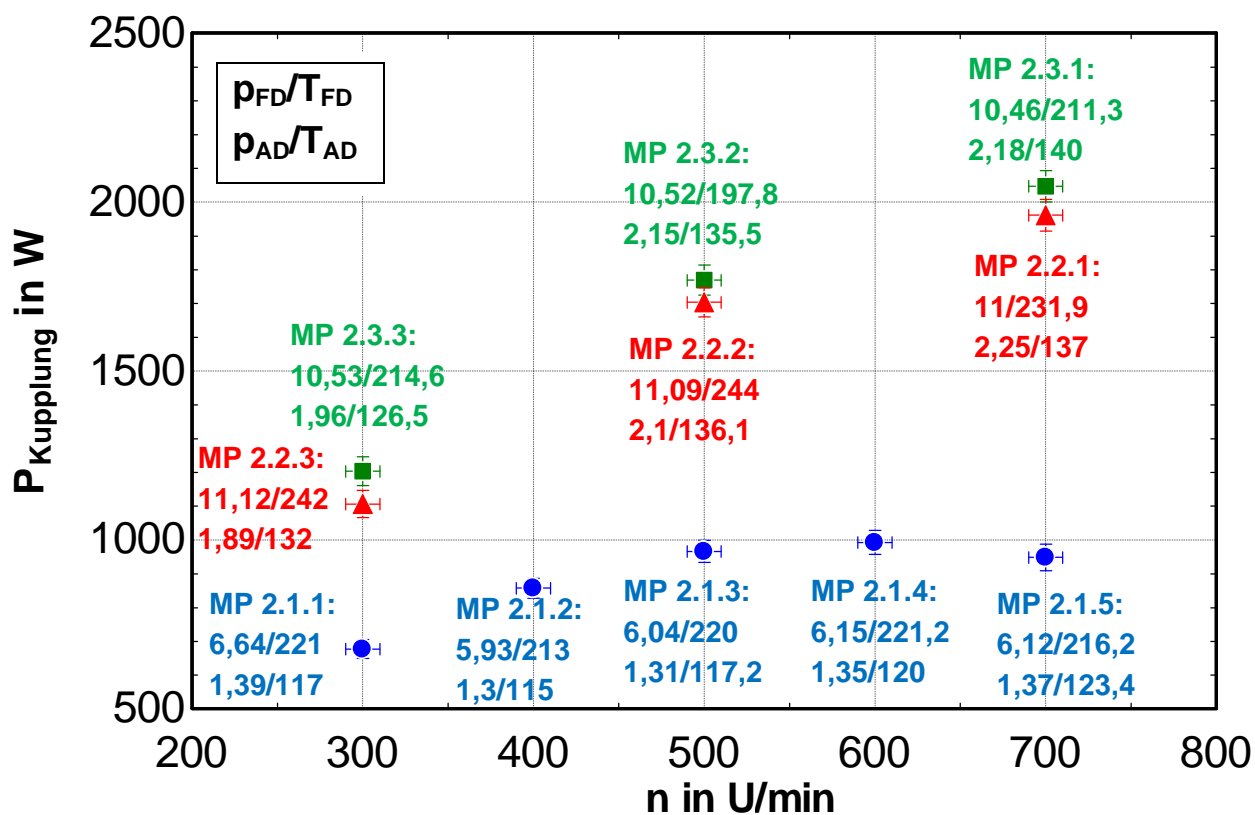


Abbildung 5-10: Zweite Versuchsreihe - Kupplungsleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=\text{°C}$

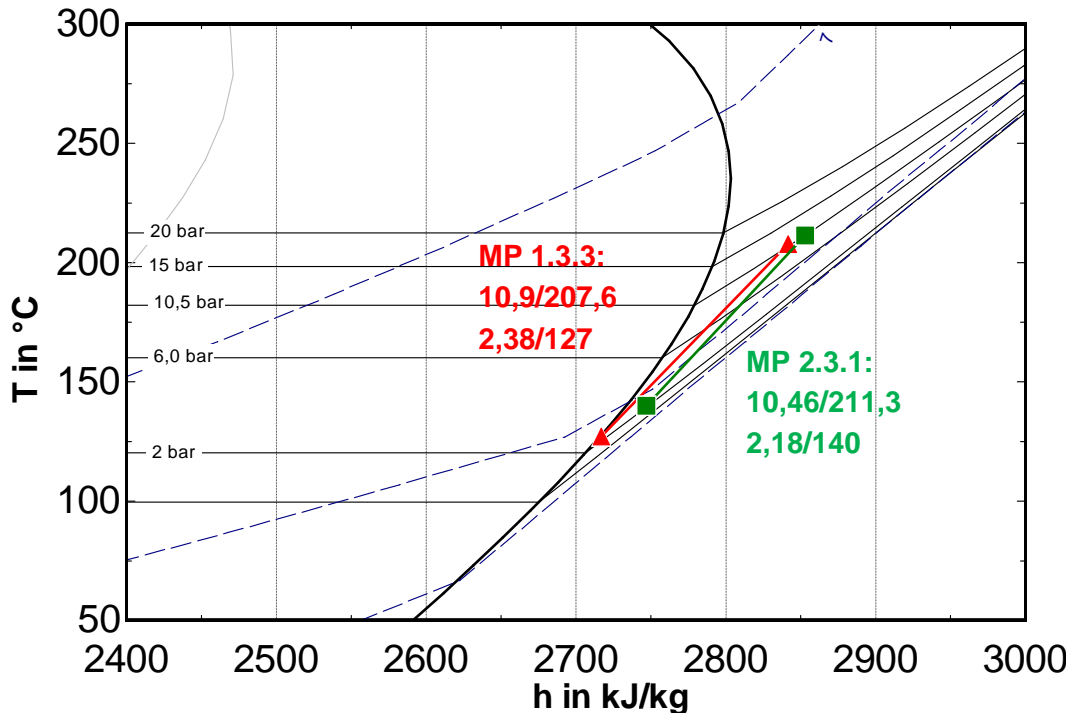


Abbildung 5-11: Vergleich der Expansionsvorgänge von MP 1.3.3 und MP 2.3.1 im T-h Diagramm

Bei dem isentropen Gesamtwirkungsgrad in Abbildung 5-12 haben die Messreihen einen qualitativ ähnlichen Verlauf wie bei der Kupplungsleistung in Abbildung 5-10. Die Messreihe 2.1 hat ein Maximum im Bereich von 500 (MP 2.3.1) und 600 U/min (MP 2.1.4) von ungefähr 19,5 %. Im Vergleich dazu haben die Messreihen 2.3 (mit ca. 10,5 bar Frischdampfdruck) und 2.2 (mit ca. 11 bar Frischdampfdruck) ein Maximum bei 700 U/min mit ca. 24 % (MP 2.3.1) und 23 % (MP 2.2.1). Die Minima aller drei Messreihen liegen bei 300 U/min mit ca. 13 % bei Messreihe 2.1 und ca. 14 % bei den Messreihen 2.2 und 2.3.

Die Werte für die Kolbenleistung bei der dritten Messreihe (2.3) mit einem Frischdampfdruck von ca. 10,5 bar, steigen mit der Drehzahl von einem Wert von ca. 1300 W bei 300 U/min (MP 2.3.3) bis auf ungefähr 2200 W (MP 2.3.1), siehe Abbildung 5-13. Die Punkte von Messreihe 2.2 mit einem Frischdampfdruck von ca. 11 bar, verlaufen annähernd parallel zur Messreihe 2.3 mit einer 200 W niedrigeren Leistung. Bei den Punkten der Messreihe 2.1 mit einem Frischdampfdruck von ungefähr 6 bar steigen die Werte von 800 W bei 300 U/min (MP 2.1.1) bis zu 1200 W bei 700 U/min (MP 2.1.5).

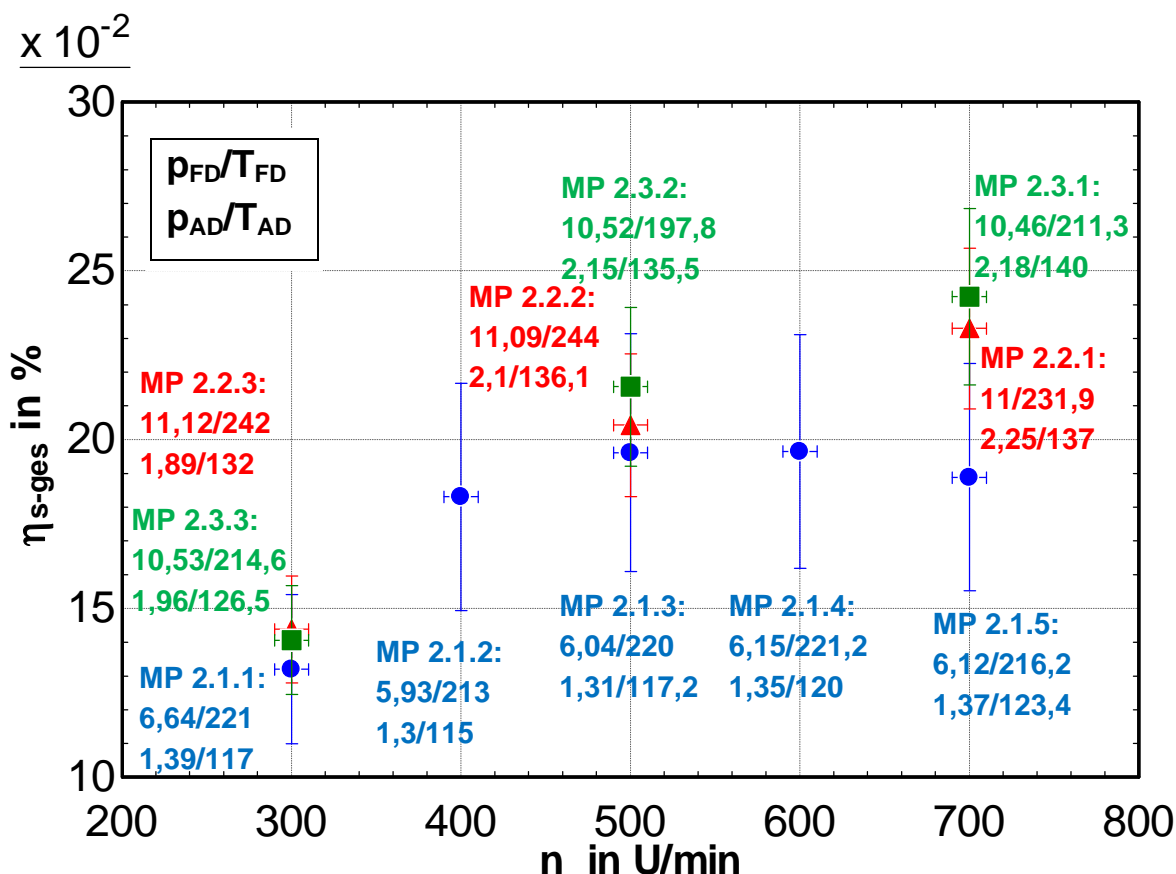


Abbildung 5-12: Zweite Versuchsreihe – Isentroper Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

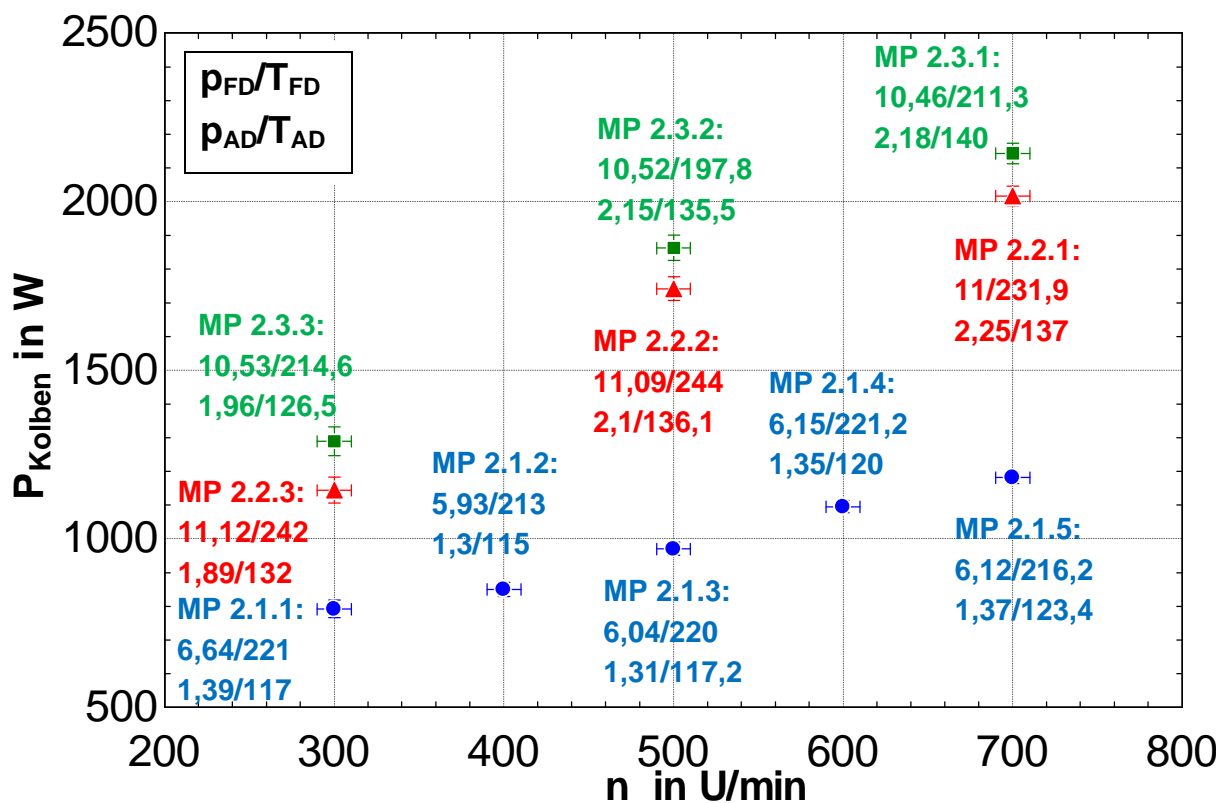


Abbildung 5-13: Zweite Versuchsreihe - Kolbenleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

Sehr auffällig ist in Abbildung 5-14 der mechanische Wirkungsgrad bei 5,93 bar und 400 U/min (MP 2.1.2). Mit über 100% kann bei diesem Wert etwas nicht stimmen. Der mechanische Wirkungsgrad ist das Verhältnis von der Kolbenleistung zur Kupplungsleistung. Dieser fehlerhafte Wert kann von der Messunsicherheit der Kupplungsleistung und/oder Kolbenleistung stammen. Da der rechnerisch ermittelte Wert der Kolbenleistung sehr stark von der Annahme der Lage des oberen Totpunkts abhängig ist, kann dieser unrealistische Messpunkt von einem Fehler bei der Annahme des OT's kommen. Eine andere Möglichkeit ist, dass die zwei Kolben nicht dieselbe Leistung liefern, wie Erfahrungen des Herstellers gezeigt haben. Es könnte sein, dass der Kolben, bei dem der Druck indiziert wurde, weniger Leistung bringt. Da aber nur die Leistung eines Kolbens gemessen und dann für die Berechnung verdoppelt wurde, könnte dadurch ein Fehler entstanden sein.

Eine mögliche Fehlerquelle ist auch die zeitliche Mittelung der Werte. Zum einen sind die Mittelungszeiten unterschiedlich. Die von der Tornado-Software ausgegebenen Werte sind über 10 Sekunden gemittelt. Dies würde in diesem Fall das Moment und die Drehzahl betreffen. Bei der Druckindizierung werden 101 Zyklen gemittelt. Dies würde bei einer Drehzahl von 300 U/min 20,2 Sekunden und bei 700 U/min 8,7 Sekunden entsprechen. Zum anderen sind die Aufnahmen nicht exakt synchronisiert aufgenommen worden.

Der isentrope Wirkungsgrad (siehe Abbildung 5-15) steigt bei allen drei Messreihen von ca. 15 % bei 300 U/min (MP 2.1.1, MP 2.2.3 und MP 2.3.3) auf ca. 23 bis 25 % bei 700 U/min. Auch hier liegen große Messunsicherheiten vor und es ist die nicht in der Unsicherheitsanalyse nicht berücksichtigte Unsicherheit bezüglich der nicht exakten OT-Bestimmung zu erwähnen.

Unterschiede zwischen η_s und $\eta_{s\text{-ges}}$ sind bei Messreihe 2.1 bei den Verläufen in Abbildung 5-12 und Abbildung 5-15 sichtbar. Beim isentropen Wirkungsgrad stiegen die Werte der Messreihe (MR 2.1) bis zu einem Maximum von ca. 23,5 % bei 700 U/min. Beim isentropen Gesamtwirkungsgrad ist das Maximum im Bereich zwischen 500 und 600 U/min bei einem Wert von ca. 19,5 %. Da sich η_s und $\eta_{s\text{-ges}}$ gemäß Glg. 3-4 nur durch den mechanischen Wirkungsgrad unterscheiden, sind die Unterschiede auf den stark sinkenden mechanischen Wirkungsgrad der Messreihe 2.1 (siehe Abbildung 5-14) im Bereich zwischen 500 U/min und 700 U/min.

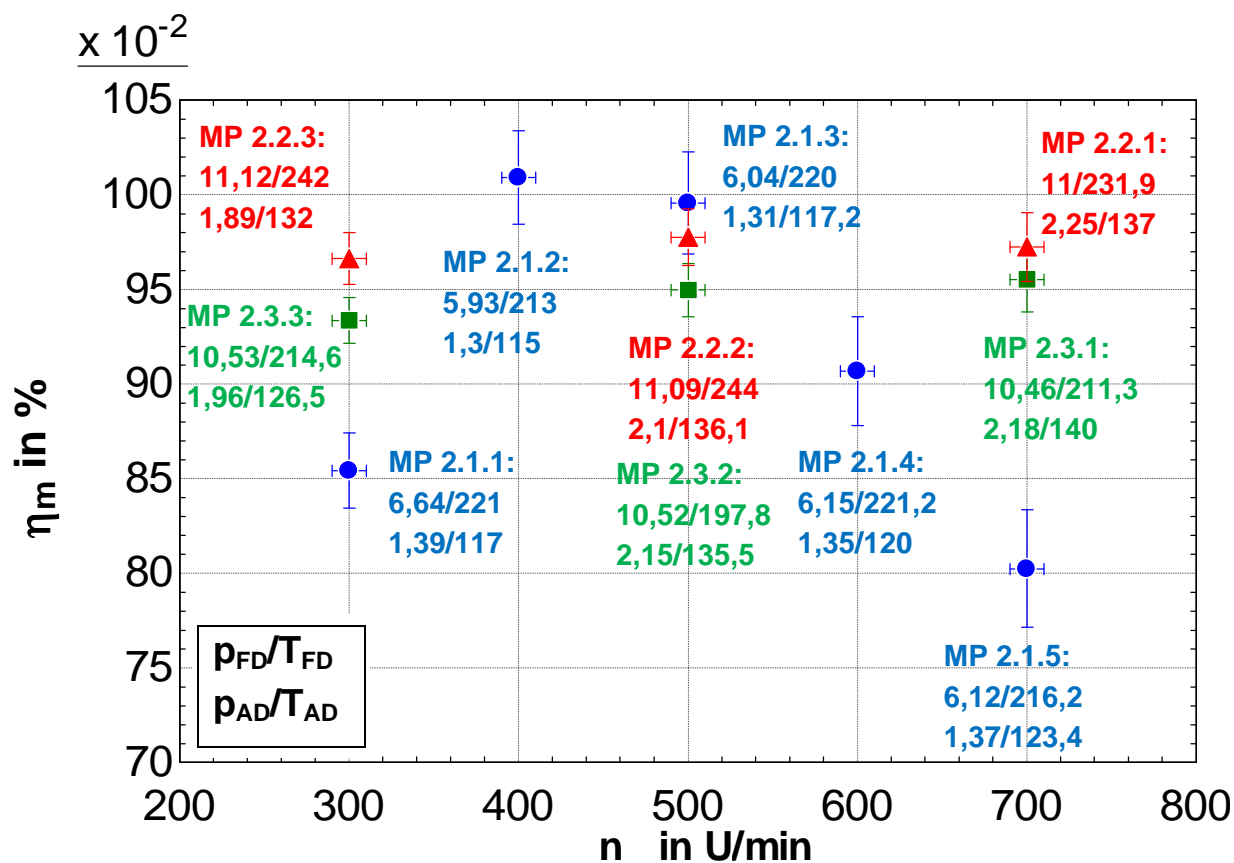


Abbildung 5-14: Zweite Versuchsreihe - mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

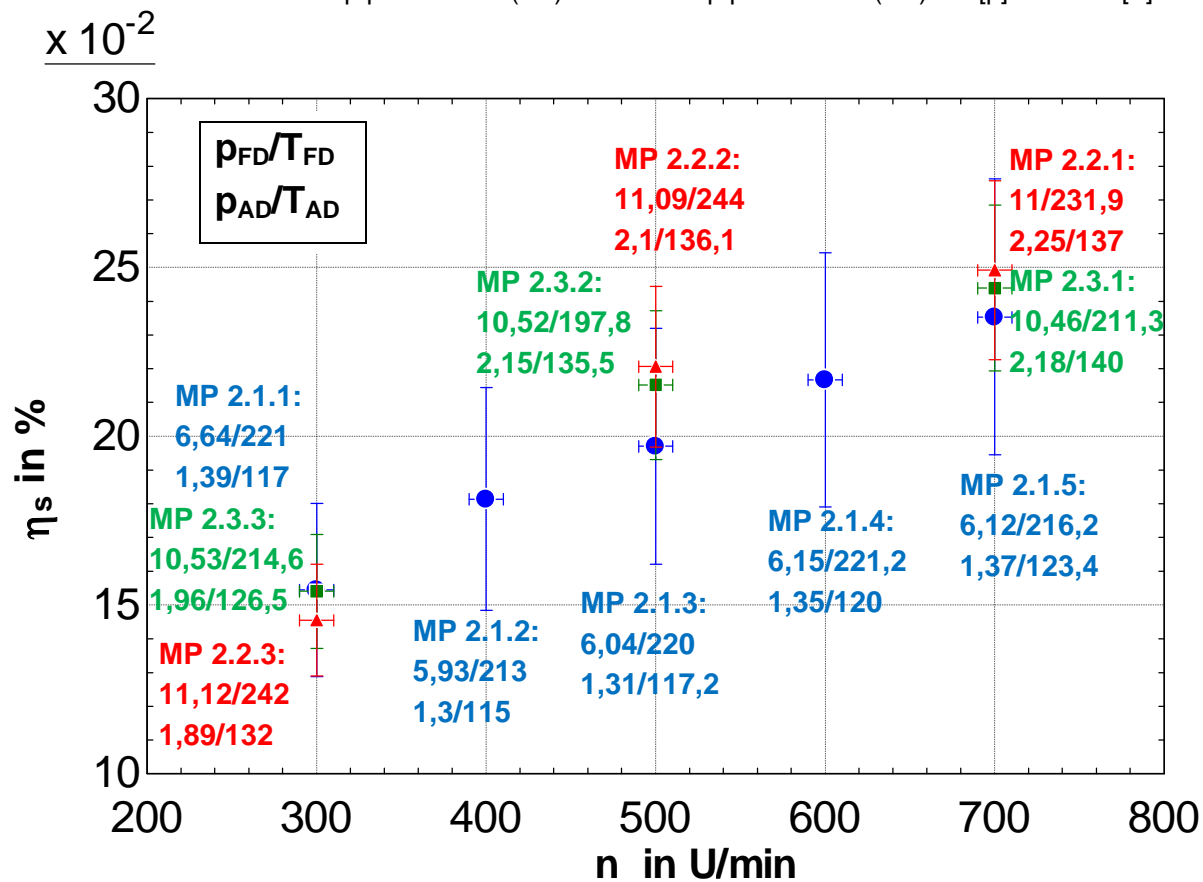


Abbildung 5-15: Zweite Versuchsreihe - isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

Wie in Abbildung 5-16 zu sehen ist, hat sich der Verlauf Werte des elektrischen Wirkungsgrads der Messreihen 2.2 und 2.3 mit 10,5 bar und 11 bar Frischdampfdruck, im Vergleich zu der ersten Versuchsreihe verändert. Diese weisen nicht mehr ein Maximum bei 500 U/min auf sondern steigen weiter auf einen Wert von ca. 2,5% bei 700 U/min (MP 2.2.1 und MP 2.3.1).

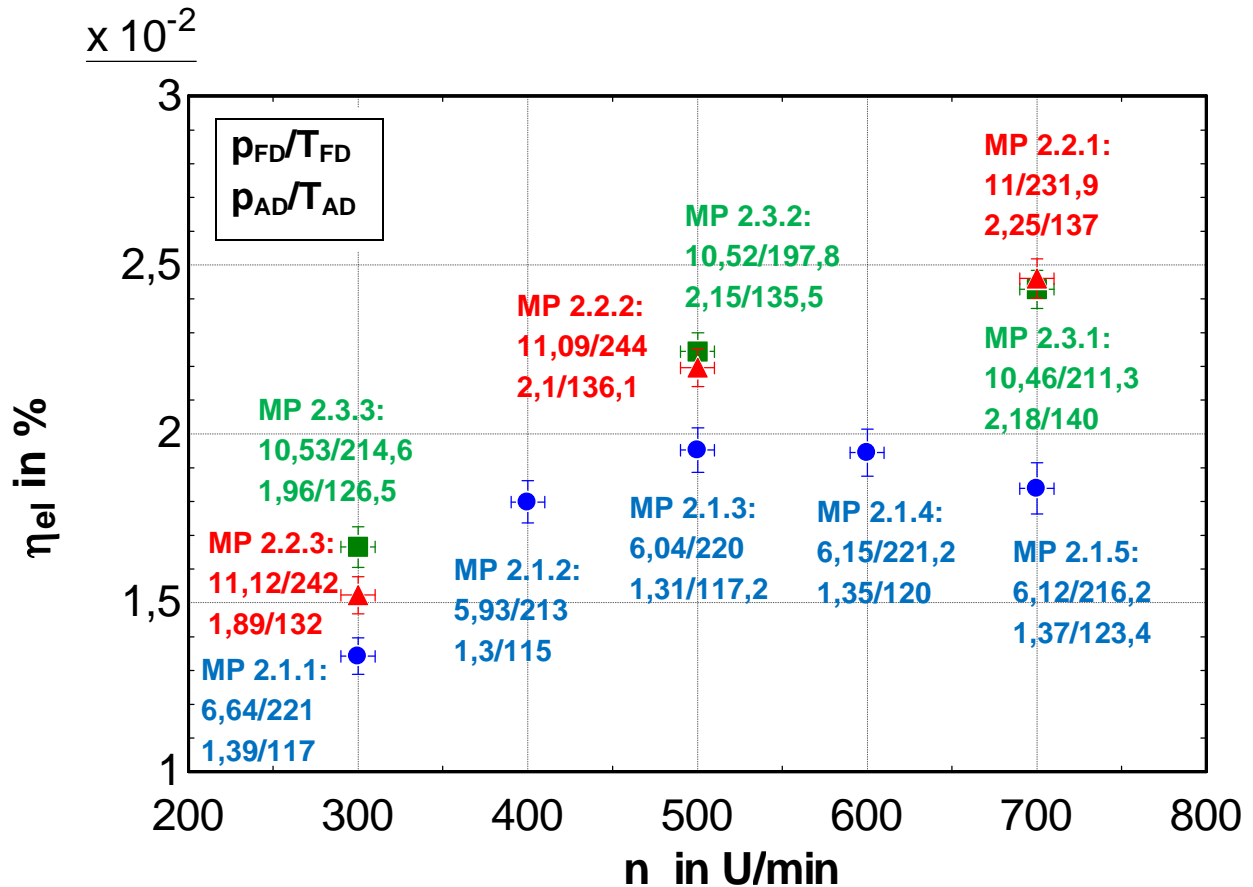


Abbildung 5-16: Zweite Versuchsreihe - elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

5.3 Dritte Versuchsreihe

Aufgrund eines größeren Durchmessers des Abdampfschlauchs und dadurch geringere Abdampfdrücke werden hier grundsätzlich bessere Ergebnisse als zuvor erwartet. Es ist vom Projekt ein Druck von 1 bar auf der Abdampfseite vorgegeben. In dieser Versuchsreihe werden auch Messpunkte mit niedrigerem Abdampfdruck angefahren, um zu analysieren wie groß dessen Einfluss auf den Expander ist. Die Messwerte und die berechneten Ergebnisse sind in Tabelle A-4 ersichtlich.

Bei der dritten Versuchsreihe wurden 5 Messreihen mit je einem oder mehr Messpunkten aufgenommen (siehe Tabelle 5-3). In dieser Tabelle sind auch die Sättigungstemperaturen der Frischdampf- und Abdampfdrücke angegeben. Die erste Messreihe (MR 3.1) hat einen Frischdampfdruck von ca. 6 bar. Die Frischdampftemperaturen schwanken mit den Messpunkten in einem Bereich von 197 °C bis 215 °C. Die Abdampfparameter sinken von 0,69 bar und 102,3 °C bei 300 U/min (MP 3.1.1) auf 0,56 bar und 83 °C bei 700 U/min (MP 3.1.5). Beim letzten Punkt dieser Messreihe (MP 3.1.5) könnte der Endpunkt der Expansion im Nassdampfbereich liegen, da der gemessene Wert für die Abdampftemperatur von 83 °C um 1,2 K unter der berechneten Sättigungstemperatur bei einem Abdampfdruck von

0,56 bar liegt. Flüssiges Medium wird in dem Messpunkt ausgeschlossen, aber eine Expansion ins Nassdampfgebiet ist möglich. Die zweite Messreihe (MR 3.2) hat Frischdampfdrücke von $11 \pm 0,4$ bar und Temperaturen in einem Bereich von 214 bis 237 °C. Die Abdampfparameter schwanken mit den Messpunkten von 1,14 bis 1,5 bar und 214 bis 237 °C. Aufgrund dieser abweichenden Parameter ist die Aussagekraft dieser Messreihe, hinsichtlich qualitativer Verläufe, eingeschränkt. Die dritte Messreihe (MR 3.3) besteht aus einem einzelnen Messpunkt mit dem maximal möglichen Druck von 11,87 bar und einer Temperatur von 244 °C bei 700 U/min (MP 3.3.1). Diese Begrenzung des Drucks bei dieser Drehzahl ist aufgrund des Erreichens der maximalen Leistungsfähigkeit der Speisewasserpumpe entstanden. Die Abdampfparameter dieses Punkts waren 124 °C und 0,81 bar. Bei der vierten Messreihe (MR 3.4) sind 2 Punkte aufgenommen worden. Ein Punkt hat Frischdampfparameter von 6,34 bar und ca. 219,8 °C (MP 3.4.1) und der andere Punkt hat 6,12 bar und 205 °C (MP 3.4.2). Die Abdampfdrücke sind bei beiden ca. 1,2 bar und die Abdampftemperaturen ergeben sich beim ersten Punkt (MP 3.4.1) zu 106 °C und beim zweiten Punkt (MP 3.4.2) zu 120 °C. Mit einer gemessenen Abdampftemperatur von 106 °C bei MP 3.4.1 kann aufgrund einer Differenz von 1,2 K zur berechneten Sättigungstemperatur von 104,8 °C nicht davon ausgegangen werden, dass der Endpunkt der Expansion im überhitzten Bereich liegt. Die fünfte Messreihe (MR 3.5) hat Frischdampfdrücke im Bereich von $11 \pm 0,2$ bar und bei 700 U/min einen Druck von 10,51 bar. Die Temperaturen liegen dabei zwischen ca. 233 °C und 243 °C. Die Abdampfdrücke sind hier, abgesehen von einem Punkt (MP 3.5.3) mit 1,03 bar, in einem Bereich von 0,63 und 0,71 bar und die Abdampftemperaturen liegen dabei zwischen 110 und 131 °C.

Tabelle 5-3: Dritte Versuchsreihe - Parameter Übersichtstabelle

| Messreihe | Messpunkt | Drehzahl | Frischdampfdruck | Abdampfdruck | Frischdampf temperatur | Sättigungstemperatur bei FD | Abdampf temperatur | Sättigungstemperatur bei AD |
|-----------|-----------|----------|------------------|--------------|------------------------|-----------------------------|--------------------|-----------------------------|
| MR | MP | n | p_{FD} | p_{AD} | T_{FD} | $T_{sat}(p_{FD})$ | T_{AD} | $T_{sat}(p_{AD})$ |
| | | U/min | bar | bar | °C | °C | °C | °C |
| 3.1 | 3.1.1 | 300±10 | 6,02±0,01 | 0,69±0,4 | 210,5±1,5 | 159,0±0,1 | 102,3±1,5 | 89,6±15,6 |
| | 3.1.2 | 400±10 | 5,99±0,01 | 0,7±0,4 | 207,1±1,5 | 158,8±0,1 | 102,7±1,5 | 89,9±15,4 |
| | 3.1.3 | 500±10 | 5,93±0,01 | 0,56±0,4 | 204,5±1,5 | 158,4±0,1 | 96,7±1,5 | 84,2±18,8 |
| | 3.1.4 | 600±10 | 6,02±0,01 | 0,56±0,4 | 215±1,5 | 159,0±0,1 | 90,5±1,5 | 84,2±18,8 |
| | 3.1.5 | 700±10 | 6,08±0,01 | 0,56±0,4 | 197±1,5 | 159,3±0,1 | 83±1,5 | 84,2±18,8 |
| 3.2 | 3.2.1 | 700±10 | 10,68±0,02 | 1,42±0,4 | 226,9±1,5 | 182,8±0,1 | 124,4±1,5 | 109,7±8,4 |
| | 3.2.2 | 600±10 | 11,40±0,02 | 1,5±0,4 | 223±1,5 | 185,7±0,1 | 115±1,5 | 111,3±8,0 |
| | 3.2.3 | 500±10 | 11,28±0,02 | 1,14±0,4 | 237±1,5 | 185,2±0,1 | 133±1,5 | 103,4±10,1 |
| | 3.2.4 | 400±10 | 11,13±0,02 | 1,36±0,4 | 234±1,5 | 184,6±0,1 | 131±1,5 | 108,4±8,7 |
| | 3.2.5 | 300±10 | 10,98±0,02 | 1,44±0,4 | 214±1,5 | 184,0±0,1 | 132,8±1,5 | 110,1±8,3 |
| 3.3 | 3.3.1 | 700±10 | 11,87±0,02 | 0,81±0,4 | 244±1,5 | 187,5±0,1 | 124±1,5 | 93,8±13,5 |
| 3.4 | 3.4.1 | 600±10 | 6,34±0,01 | 1,2±0,4 | 219,8±1,5 | 161,0±0,1 | 106±1,5 | 104,8±9,7 |
| | 3.4.2 | 700±10 | 6,12±0,01 | 1,23±0,4 | 205±1,5 | 159,6±0,1 | 120±1,5 | 105,5±9,5 |
| 3.5 | 3.5.1 | 700±10 | 10,51±0,02 | 0,71±0,4 | 238,7±1,5 | 182,1±0,1 | 110,8±1,5 | 90,3±15,2 |
| | 3.5.2 | 600±10 | 11,00±0,02 | 0,7±0,4 | 242,4±1,5 | 184,1±0,1 | 120±1,5 | 89,9±15,4 |
| | 3.5.3 | 500±10 | 11,03±0,02 | 1,03±0,4 | 243±1,5 | 184,2±0,1 | 123±1,5 | 100,4±11,0 |
| | 3.5.4 | 400±10 | 11,15±0,02 | 0,7±0,4 | 233,5±1,5 | 184,7±0,1 | 129,3±1,5 | 89,9±15,4 |
| | 3.5.5 | 300±10 | 10,93±0,02 | 0,63±0,4 | 239,9±1,5 | 183,8±0,1 | 131±1,5 | 87,2±16,9 |

In Abbildung 5-17 werden die Prozesse der Messpunkte MP 3.2.4 und MP 3.5.4 in einem T-s Diagramm verglichen. Die Frischdampfparameter der beiden Punkte sind sehr ähnlich. Bei den Abdampfparametern hat MP 3.2.4 mit 1,36 bar einen höheren Druck als MP 3.5.4 mit 0,7 bar. Da die Fläche unter der Abdampfdrucklinie für die abgeführte Wärme steht, steht bei MP 3.5.4 deutlich weniger Abwärme für eine mögliche Wärmeversorgung zur Verfügung als bei MP 3.2.4.

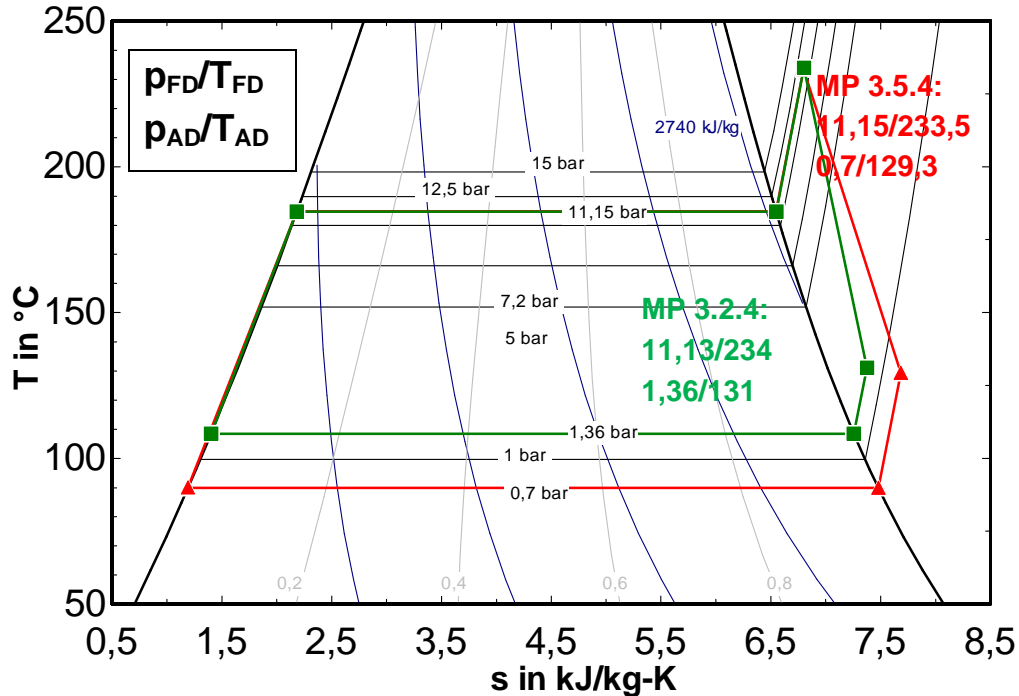


Abbildung 5-17: Vergleich der Prozesse bei MP 3.2.4 (n = 400 U/min) und MP 3.5.4 (n = 400 U/min) im T - s Diagramm

Beim Dampfverbrauch gemäß Abbildung 5-18 ist durch den Vergleich der zweiten und fünften Messreihe (MR 3.2 und MR 3.5) zu erkennen, dass der Abdampfdruck kaum Einfluss darauf hat. Die Abweichungen der Punkte bei gleicher Drehzahl und annähernd gleichem Frischdampfdruck ist wohl eher den abweichenden Frischdampfparametern geschuldet.

Die Verläufe in Abbildung 5-19 zeigen, dass der spezifische Verbrauch bei den Messreihen MR 3.1, MR 3.2 und MR 3.5 im Bereich von 300 bis 500 U/min stark sinkt und sich dann im Bereich von 600 bis 700 U/min auf einen annähernd konstanten Wert einpendelt. Der spezifische Verbrauch sinkt auch je höher der Frischdampfdruck und je niedriger der Abdampfdruck ist. Bei Messpunkt 3.3.1 mit Drehzahl von 700 U/min, einem Frischdampfdruck von 11,87 bar und einem Abdampfdruck von 0,81 bar ergibt sich das Minimum von ca. 26 kg/kWh dieser Versuchsreihe. Im Vergleich dazu ist das Minimum der zweiten Versuchsreihe mit 52 kg/kWh bei MP 2.2.1, mit einem Frischdampfdruck von 11 bar und einem Abdampfdruck von 2,25 bar bei 700 U/min, doppelt so hoch

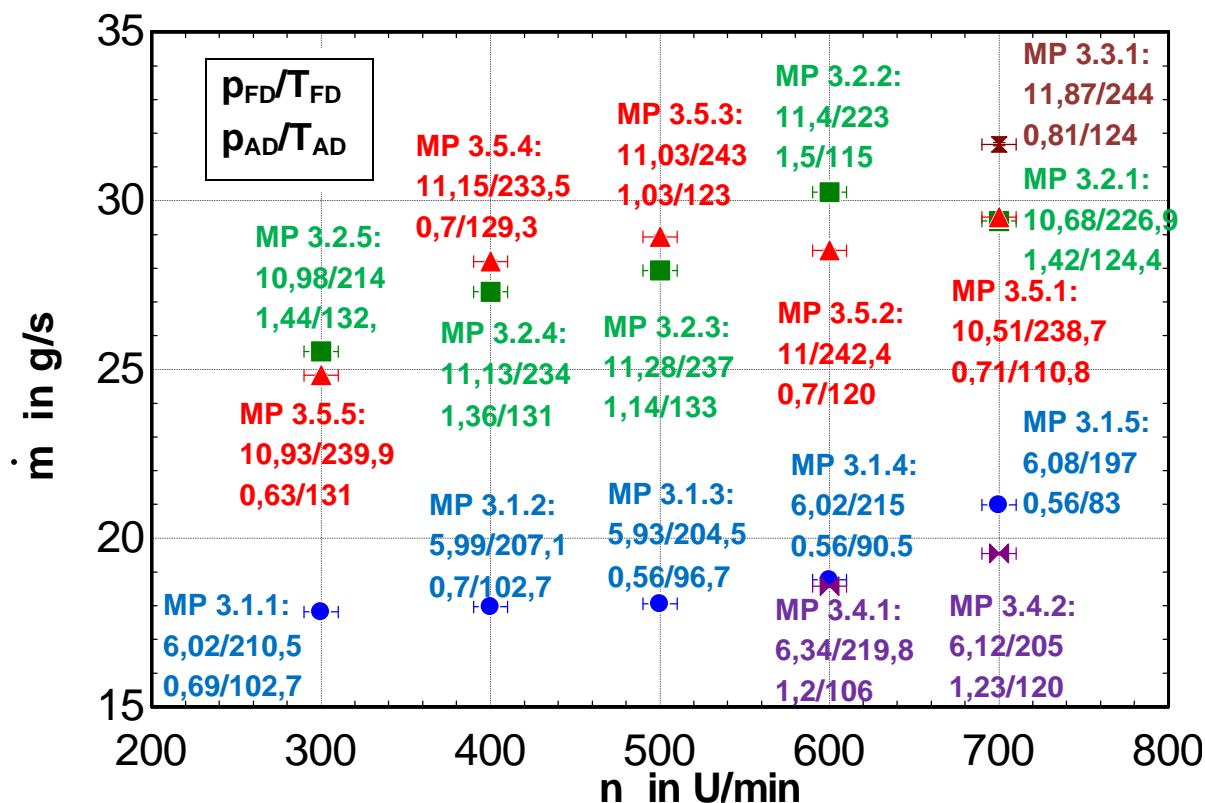


Abbildung 5-18: Dritte Versuchsreihe - Dampfverbrauch in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

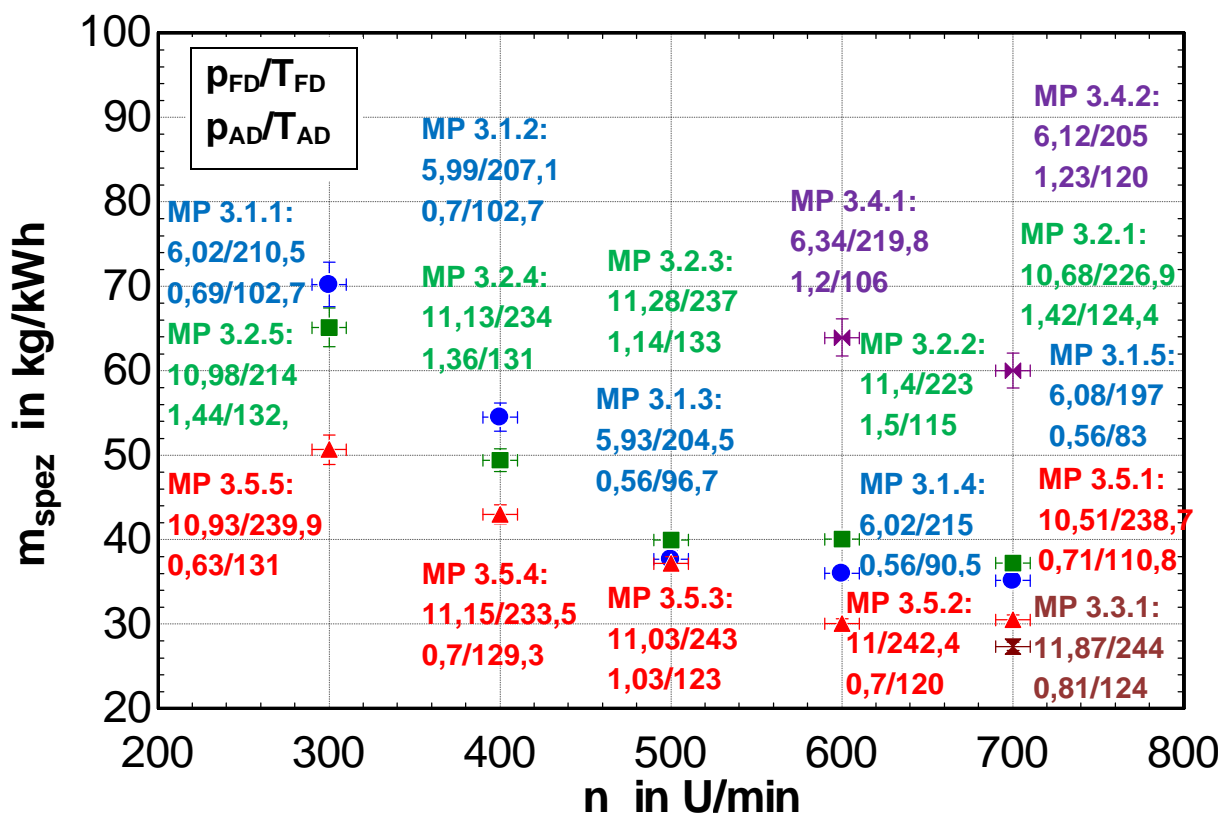


Abbildung 5-19: Dritte Versuchsreihe - spezifischer Verbrauch in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

Die Messreihen in Abbildung 5-20 mit der Kupplungsleistung abhängig von der Drehzahl, scheinen alle annähernd parallel zu verlaufen. Das Maximum der Versuchsreihe ergibt sich bei dem Messpunkt 3.3.1 mit 11,87 bar Frischdampfdruck und 0,81 bar Abdampfdruck bei 700 U/min zu einem Wert von 4,17 kW. Bei diesem Punkt konnte auch ein elektrischer Wirkungsgrad von ca 4,5% (siehe Abbildung 5-26) erreicht werden, was dem Maximalwert dieser Messungen an diesem Prototyp entspricht.

Der Einfluss des Abdampfdrucks kann bei einer Drehzahl von 400 U/min erkannt werden, da hier die Frischdampfparameter von MP 3.2.4 und MP 3.5.4 mit ca 11 bar und 234 °C sowohl bei einem Abdampfdruck von 1,36 bar (MP 3.2.4) als auch bei einem Abdampfdruck von 0,7 bar (MP 3.5.4) gleich waren. Der Unterschied äußert sich in einem Anstieg der Leistung von 2000 W auf 2400 W bei Absinken des Abdampfdrucks von 1,36 bar auf 0,7 bar. Diese beiden Messpunkte (MP 3.2.4 und MP 3.5.4) haben beinahe den gleichen Verlauf im T-h Diagramm (siehe Abbildung 5-21) woraus folgt, dass die spezifische Arbeit beinahe gleich ist. Der Massenstrom ist mit 27 g/s (MP 3.2.4) und 28 g/s (MP 3.5.4) auch sehr ähnlich. In Abbildung 5-22 ist zu erkennen, dass MP 3.2.4 mit ca. 19 % einen höheren isentropen Gesamtwirkungsgrad als MP 3.5.4 (ca. 17 %) hat. Daraus ergibt sich vermutlich auch die bessere Kupplungsleistung für Messpunkt 3.5.4.

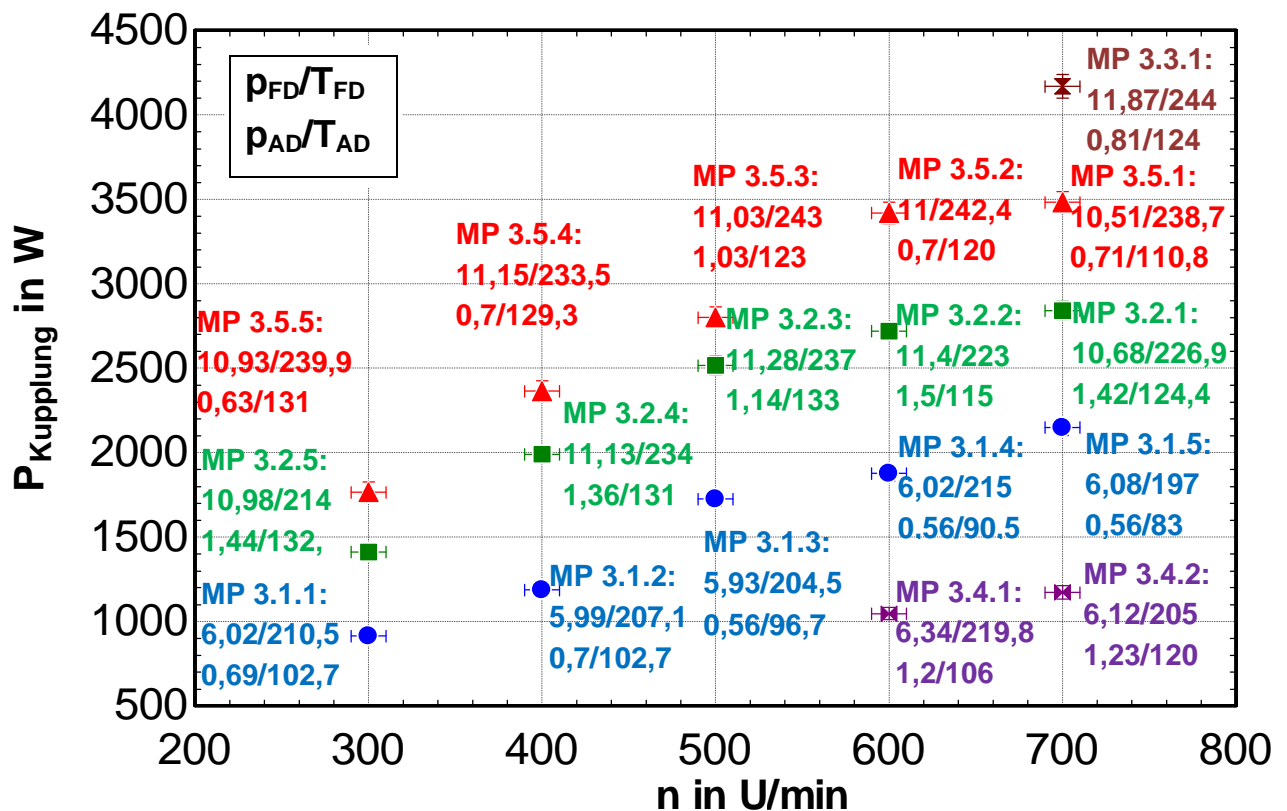


Abbildung 5-20: Dritte Versuchsreihe - Kupplungsleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

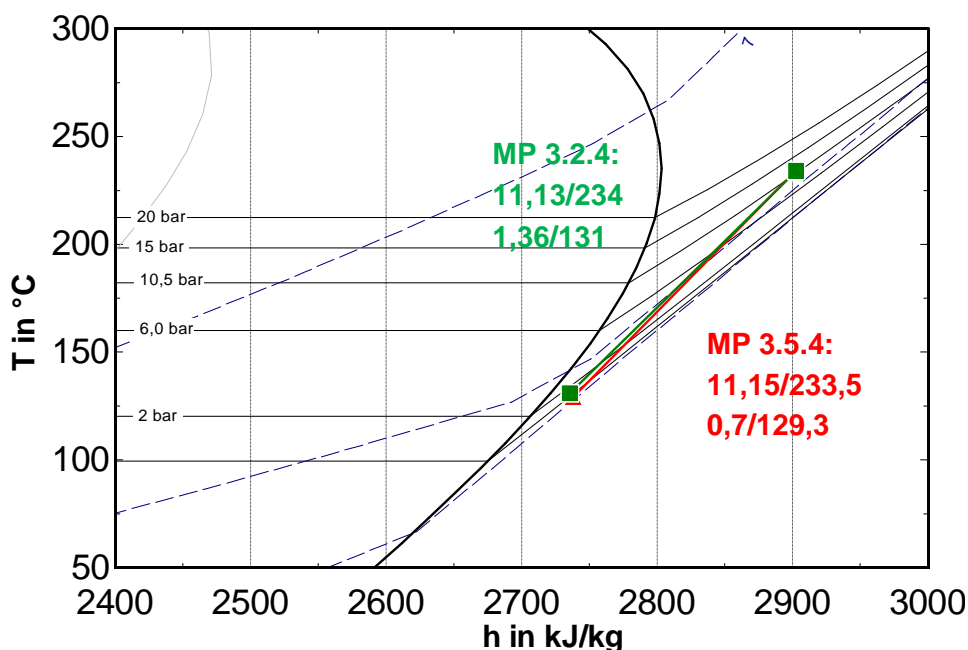


Abbildung 5-21: Vergleich der Zustandsänderungen von MP 3.2.4 und 3.5.4 im T-h Diagramm

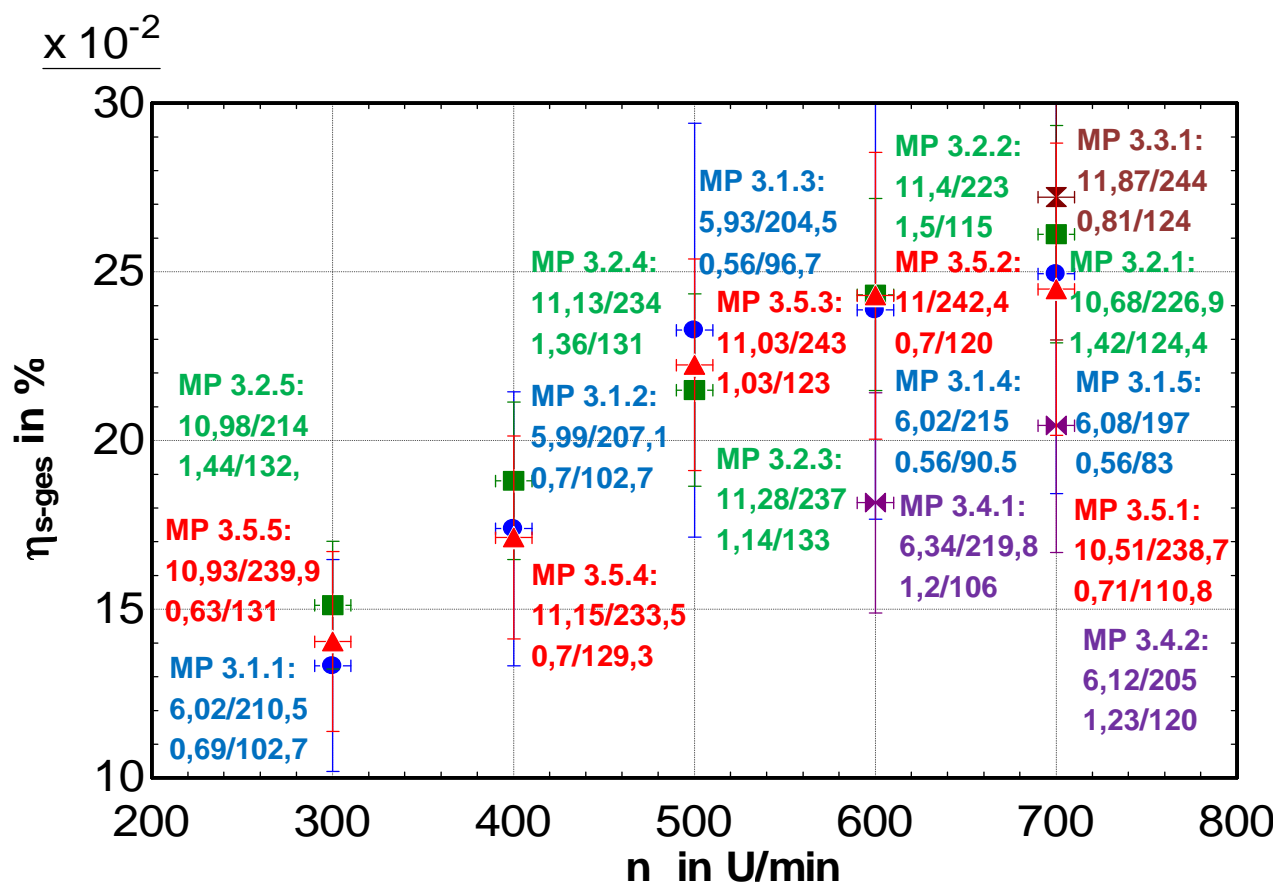


Abbildung 5-22: Dritte Versuchsreihe – isentroper Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]= $^{\circ}\text{C}$

Die Verläufe der Kolbenleistung in Abbildung 5-23 sind jenen der Kupplungsleistung in Abbildung 5-20 qualitativ und auch quantitativ sehr ähnlich. Bessere Aussagen lassen sich mit dem mechanischen Wirkungsgrad machen, welcher das Verhältnis von Kupplungsleistung zu Kolbenleistung darstellt.

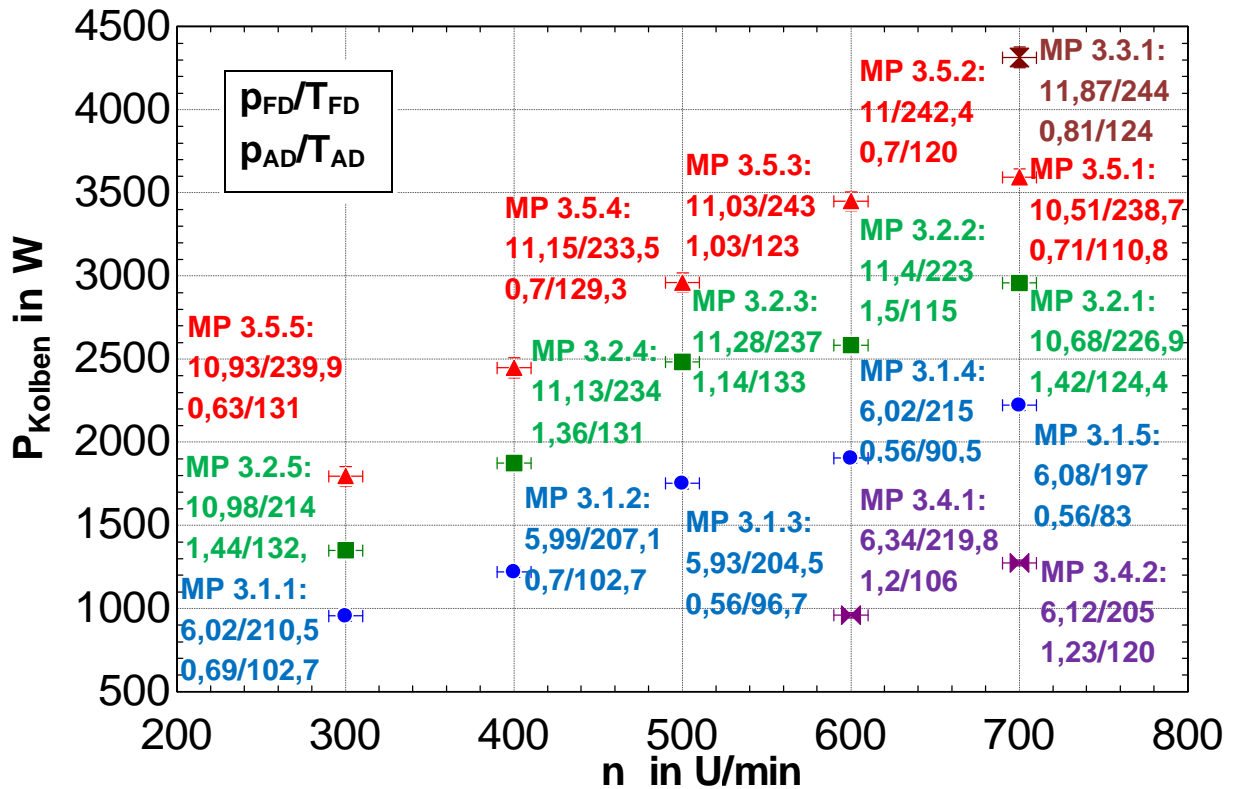


Abbildung 5-23: Dritte Versuchsreihe - Kolbenleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

Die Werte für den mechanischen Wirkungsgrad in Abbildung 5-24 sind grundsätzlich sehr hoch, allerdings sind diese Ergebnisse aufgrund der Tatsache, dass bei 5 Messpunkten ein Wirkungsgrad über 100 % erzielt wird, in Frage zu stellen. Die möglichen Gründe für diese unrealistischen Ergebnisse sind bei der zweiten Versuchsreihe in Kapitel 5.2 erläutert. Da aber der große Einfluss der OT-Einrichtung bei allen Messpunkten gleich ist, kann der qualitative Verlauf der Messpunkte zueinander diskutiert werden.

Beim Vergleich der Messpunkte MP 3.2.4 und 3.5.4 in Abbildung 5-24 ist zu erkennen, dass MP 3.2.4 einen um ca. 10 % höheren mechanischen Wirkungsgrad besitzt. Da diese Messpunkte (MP 3.2.4 und 3.5.4) beinahe einen gleich großen isentropen Wirkungsgrad (siehe Abbildung 5-25) besitzen, ist der Unterschied im mechanischen Wirkungsgrad auch die Ursache für die Differenz des isentropen Gesamtwirkungsgrads in Abbildung 5-22. Ein geringerer Abdampfdruck hat also einen positiven Einfluss auf den mechanischen Wirkungsgrad.

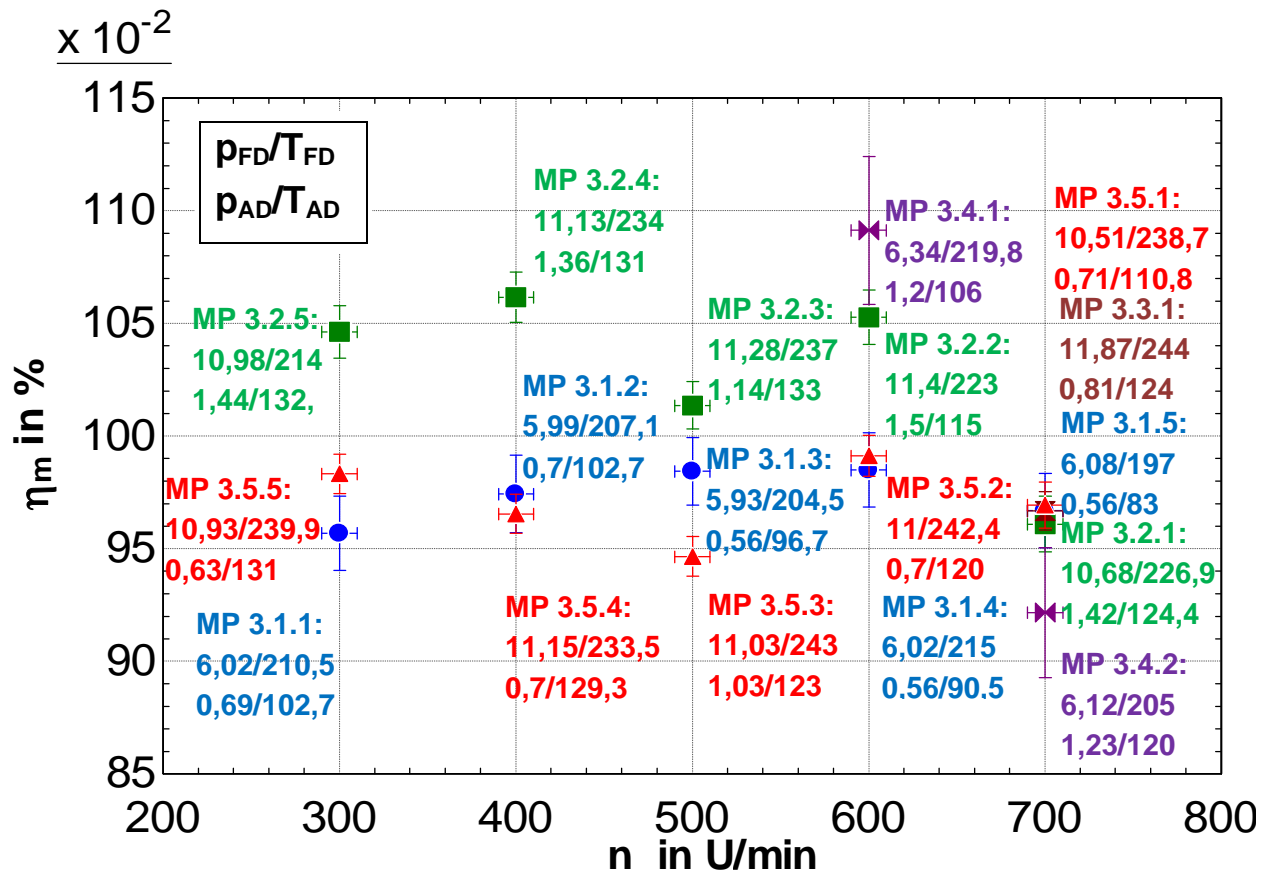


Abbildung 5-24: Dritte Versuchsreihe - mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

Beim isentropen Wirkungsgrad in Abbildung 5-25 sind die Werte der Messreihen mit Frischdampfdrücken von ca. 6 bar (MR 3.1) und ca. 11 bar (MR 3.5) jeweils mit niedrigem Abdampfdruck fast gleich. Bei den Drehzahlen von 300 und 400 U/min haben auch die Punkte der Messreihe 3.2 mit einem Frischdampfdruck von ca. 11 bar und einem Abdampfdruck von ca. 1,4 bar, ungefähr gleiche Werte wie jene der Messreihen 3.1 und 3.5. Zu erwähnen sind hier wieder die großen Messunsicherheiten. Wie in Kapitel 4.3.2 schon erläutert, hat auf den isentropen Wirkungsgrad die Unsicherheit der OT-Einrichtung nicht so einen großen Einfluss wie die Messunsicherheit.

Das Verhalten des elektrischen Wirkungsgrads in Abbildung 5-26 ist dem der Kupplungsleistung sehr ähnlich. Vergleicht man wieder die beiden Messpunkte (MP 3.2.4 und MP 3.5.4) mit den Frischdampfparametern von 11 bar und 234 °C bei einer Drehzahl von 400 U/min, so ergibt sich für den Messpunkt mit dem Abdampfdruck von 0,7 bar (MP 3.5.4) ein elektrischer Wirkungsgrad von 2,9 % was im Vergleich zu einem Wirkungsgrad von 2,5 % bei einem Abdampfdruck von 1,36 bar (MP 3.2.4) um 16 % besser ist.

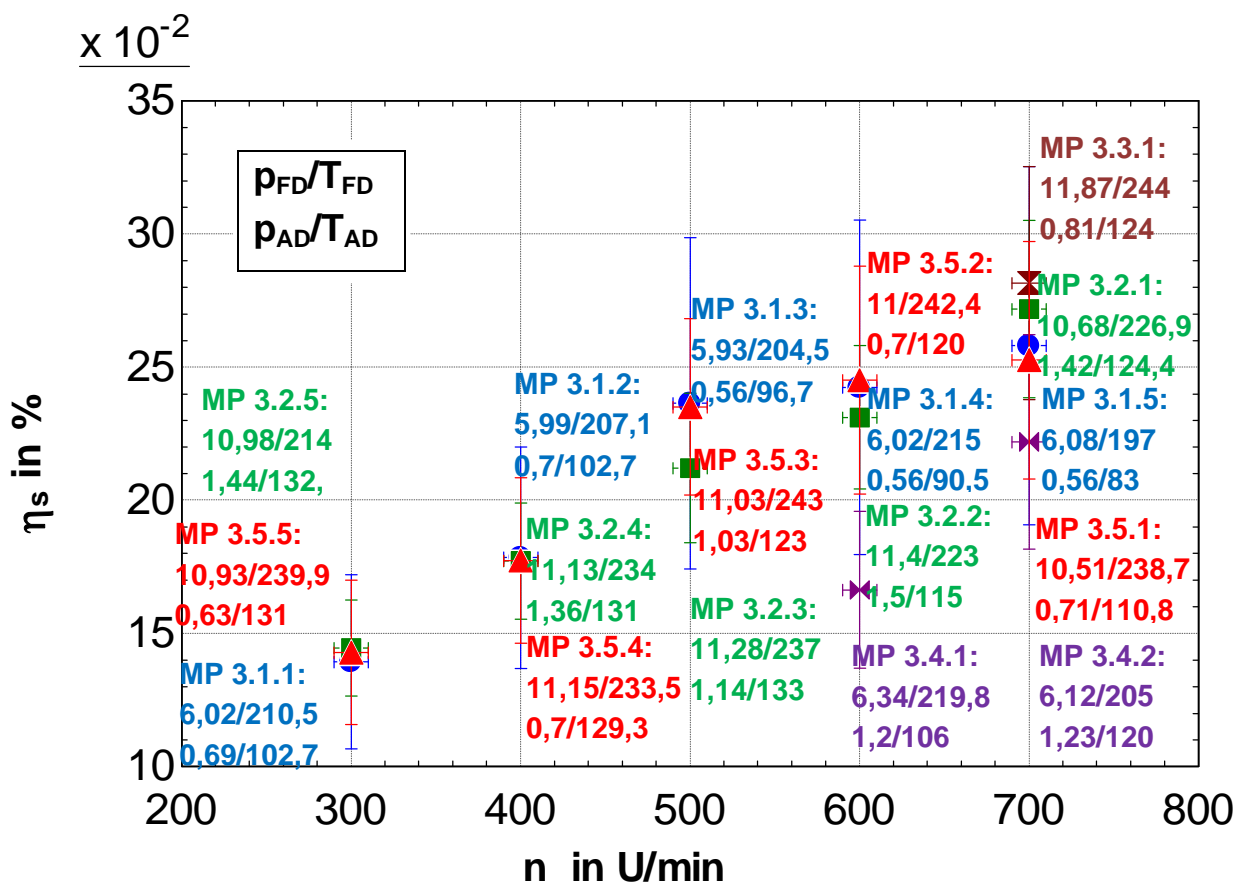


Abbildung 5-25: Dritte Versuchsreihe - isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

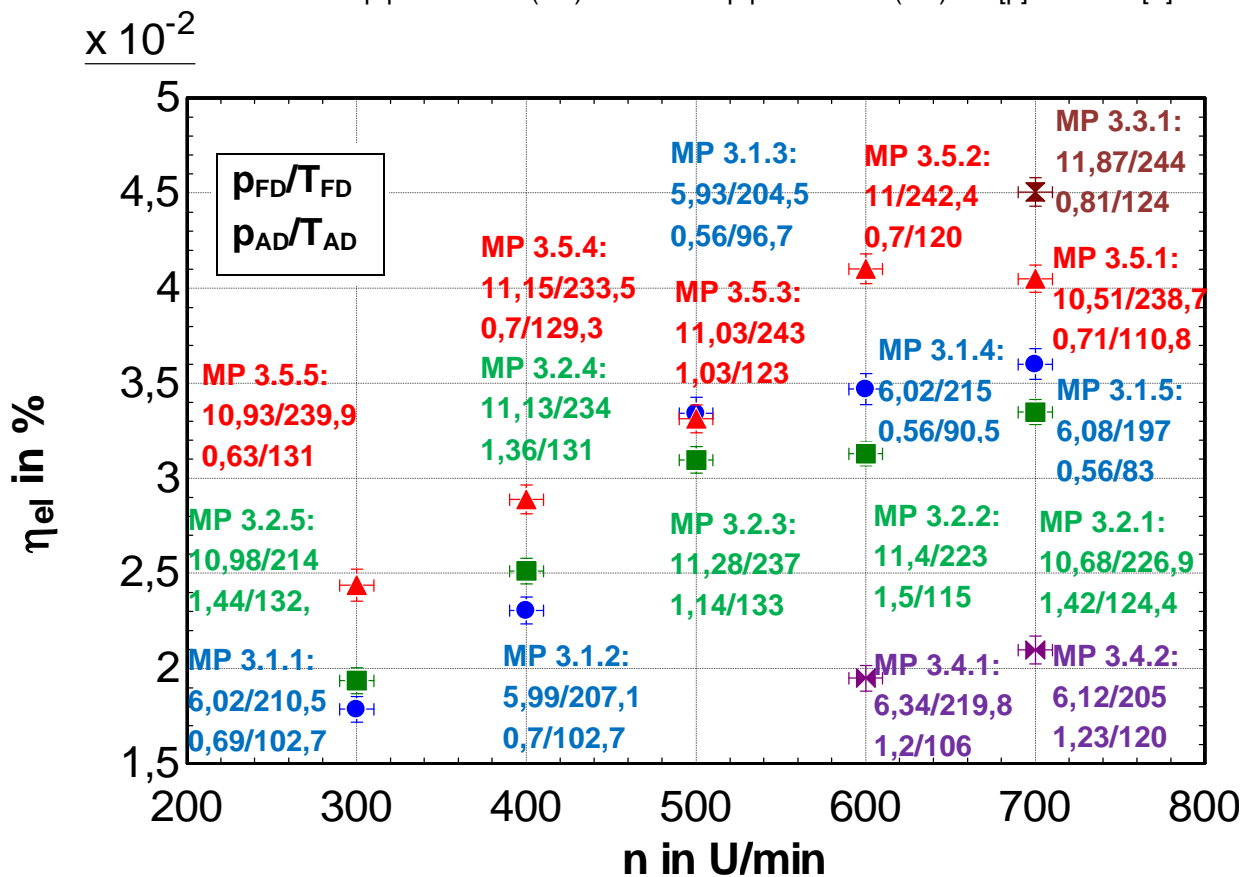


Abbildung 5-26: Dritte Versuchsreihe - elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit $[p]=\text{bar}$ und $[T]=^{\circ}\text{C}$

6 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Im Zuge des durch die FFG geförderten Projekts „BioPower“ (FFG-Nr.: 843873) wird eine Pellets befeuerte KWK kleiner Leistung, basierend auf dem Clausius-Rankine-Prozess entwickelt. Ziel ist es Leistungen von $10 \text{ kW}_{\text{el}}$ und $60 \text{ kW}_{\text{th}}$ bei einem Hochdruck von 30 bar und einem Niederdruck von 1 bar mittels Satttdampfprozess zu erzeugen. Die Schwierigkeit bei solch kleinen Anlagen ist das Finden einer geeigneten Wasserdampfexpansionsmaschine, welches das Kernstück des Prozesses darstellt. Für das Projekt „BioPower“ kommt dazu ein Rotationskolbenexpander der Unternehmung EN3 zum Einsatz. Dieser wurde hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Effizienz an einem Prüfstand messtechnisch untersucht.

Der Prüfstand am IVT ist für die Untersuchung von Expansionsmaschinen kleiner Leistung geeignet. Für den Aufbau des Expanders am Prüfstand waren zunächst alle geometrischen Kenntnisse vom Expander und die Anschlüsse des Prüfstands notwendig. Mit geeigneten Schlauchverbindungen, welche den hohen Anforderungen durch Heißdampf mit den geforderten Parametern gerecht werden, und einer Wellenverbindung konnten sowohl eine hydraulische als auch mechanische Verbindung hergestellt werden.

Die ersten Schleppversuche zeigten, dass es bei einer Drehzahl von 800 U/min zu Schwingungen der rotierenden Komponente im Expander kam. Die Schlussfolgerung war, dass sich dort eine mögliche Eigenfrequenz genähert hat, worauf hin die weiteren Versuche nur bis zu einer Drehzahl von 700 U/min durchgeführt worden sind. Die Schleppleistung hatte bei einer Drehzahl von 700 U/min einen Wert von 1796 W.

Ursprünglich war geplant, den Expander mit Satttdampf zu speisen, da eine Expansion ins Nassdampfgebiet die Schmierung übernehmen soll. Aufgrund der niedrigen Drehzahlen bis maximal 700 U/min ist es aber laut einem Mitarbeiter der Expanderherstellerfirma nicht notwendig in das Nassdampfgebiet zu expandieren, da die Schmierung mit Nassdampf in diesem Bereich nicht zwingend notwendig ist. Die ersten Versuche wurden deshalb sowohl mit Satttdampf als auch überhitztem Dampf bei einem Frischdampfdruck von 6 bar durchgeführt. Dabei ergeben sich folgende Erkenntnisse. Bei der Drehzahl von 500 U/min wurde mit 240 °C heißem Dampf die maximale Wellenleistung von ca. 1 kW erreicht. Mit Satttdampf, welcher eine Temperatur von ungefähr 160 °C aufweist, konnte bei gleicher Drehzahl nur eine Leistung von ca. 900 W gemessen werden. Es sind auch noch Versuche mit einem Frischdampfdruck von ca. 11 bar durchgeführt worden. Bei diesen Versuchen sind Leistungen bei überhitztem Dampf im Vergleich zu Satttdampf, wie bei den Versuchen mit 6 bar Frischdampfdruck, höher gewesen. Allerdings sind hier Grenzen bezüglich des Prüfstands aufgezeigt worden. Da eine Kolbenumdrehung dieser Maschine ein relativ hohes Hubvolumen aufweist und der Expander als Zweiseibenausführung am Prüfstand getestet worden ist, musste ein hoher Volumenstrom zur Verfügung gestellt werden. Da die Dichte mit steigendem Druck zunimmt, steigt somit auch der Massenstrom. Bei 11 bar konnte man also schon die obere Grenze des maximal möglichen Dampfmassenstroms erkennen. Da im Satttdampfgebiet die Dichte bei gleichem Druck zunimmt je weiter man sich von der oberen Grenzkurve entfernt, war dies auch ein weiterer Grund dafür den Expander nicht mit Satttdampf zu speisen. Als Schlussfolgerung sind für weitere Versuche nur noch Frischdampfparameter von ungefähr 11 bar und 6 bar und Überhitzung vorgesehen worden. Die Ergebnisse der ersten Versuchsreihe ist eine maximale

Kupplungsleistung von ca. 1,8 kW mit einem isentropen Gesamtwirkungsgrad von ca. 20 % bei Frischdampfparametern von 10,9 bar und 207,6 °C und Abdampfparametern von 2,38 bar und 127 °C erreicht worden.

Bei der zweiten Versuchsreihe konnte mit Hilfe einer Druckindizierung die innere Arbeit von einem der beiden Kolben aufgenommen werden. Daher konnte auch die Bestimmung des mechanischen und des isentropen Wirkungsgrads durchgeführt werden. Der gemessene isentrope Wirkungsgrad beinhaltet aber im Vergleich zu einem inneren isentropen Wirkungsgrad auch Leckageverluste, mechanische Verluste sowie Wärmeverluste. Im Vergleich dazu enthält der isentrope Gesamtwirkungsgrad auch noch die mechanischen Verluste des Abtriebs, jedoch ohne Generatorverluste. Schwierigkeiten haben sich hier aber bei der Auswertung der Messergebnisse und der Erstellung des Indikatordiagramms ergeben. Eine exakte Einrichtung beziehungsweise Einpassung des oberen Totpunkts in der Druckmessung ist nur schwer zu garantieren. Mit einer sehr starken Abhängigkeit der berechneten Kolbenleistung von der Annahme des OT's in der Auswertung, hat dies auch einen großen Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse des mechanischen Wirkungsgrads. Die maximalen Ergebnisse der Wellenleistung und des isentropen Gesamtwirkungsgrads sind ca. 2 kW und ca. 24 % bei Frischdampfparametern 10,46 bar und 211,3 °C und Abdampfparametern von 2,18 bar und 140 °C gewesen. Da die Frischdampfparameter dieser beiden Messpunkte annähernd gleich waren, hat womöglich der um 0,2 bar niedrigeren Abdampfdruck einen positiven Einfluss auf den isentropen Gesamtwirkungsgrad und die Kupplungsleistung. Für den mechanischen Wirkungsgrad sind Werte im Bereich von ca. 95 % ausgewertet worden. Dies wären sehr gute Werte, allerdings lassen sich aufgrund großer Unsicherheiten nur bedingt Aussagen über die Kolbenleistung und den mechanischen Wirkungsgrad treffen. Die quantitativen Verläufe der Kolbenleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl können aber sehr wohl Aufschlüsse geben. Aufgrund unterschiedlicher Verarbeitungen der Aufnahmen von Kolbenleistung und Kupplungsleistung hinsichtlich Mittelungszeiten, können aber auch bei den quantitativen Verläufen des mechanischen Wirkungsgrads Ungenauigkeiten entstehen.

Bei der Analyse der Ergebnisse der zweiten Versuchsreihe ist ein hoher Abdampfdruck von bis zu 2 bar zum Vorschein gekommen. Aufgrund des Abdampfschlauches von einer Größe von $\frac{3}{4}$ " konnten keine niedrigeren Abdampfdrücke erreicht werden, da dieser Durchmesser zu gering war und sich dadurch dieser hohe Gegendruck eingestellt hat. Da die Aufgabenstellung aber eine Expansion auf einen Druck von 1 bar vorsah, wurde als Umbaumaßnahme ein Abdampfschlauch mit einem Durchmesser von $1\frac{1}{2}$ " eingebaut. Damit konnte der Abdampfdruck gesenkt werden und die Ergebnisse sind wie erwartet besser ausgefallen. Es konnte eine maximale Wellenleistung von 4,17 kW und ein isentroper Gesamtwirkungsgrad von 27,21 % bei Frischdampfparameter von 11,9 bar und 244 °C sowie Abdampfparameter von 0,8 bar und 124°C erreicht werden.

Die Einsatzgrenzen des Expanders konnten noch nicht gänzlich ausgereizt werden, jedoch zeigt sich ein Trend steigender Leistung bei höheren Drücken und auch höheren Drehzahlen. Der isentrope Gesamtwirkungsgrad ist mit ca. 27% verglichen mit jenen der anderen Expandertypen niedrig. Allerdings beinhaltet dieser isentrope Wirkungsgrad, wie schon erwähnt, auch Wärmeverluste, Leckageverluste, Reibungsverluste und mechanische Verluste des Abtriebs.

Fazit dieser Arbeit ist, dass sowohl am Expander als auch am Versuchsaufbau bzw. bei der Auswertung noch Verbesserungspotential, wie zum Beispiel die Ermöglichung des Anfahrens höherer Frischdampfdrücke und eine genauere Bestimmung des Indikatorgramms, vorhanden ist. Doch grundsätzlich kann in dem Rotationskolbenexpander von EN3, Potential für die Erfüllung der notwendigen Forderungen des Projekts „BioPower“ gesehen werden.

LITERATUR

- Anest Iwata. (2014). <http://www.anest-iwata.co.jp/english/index.html> (20.05.2014)
- Aoun, B. (2008). *Micro combined heat and power operating on renewable energy for residential building*. Ecole des Mines de Paris. Paris
- Austrian Power Grid AG. (2015). <https://www.apg.at/de/projekte/380-kV-salzburgleitung> (19.08.2015)
- Danfoss. (2015). : http://www.danfoss.com/Switzerland_German/BusinessAreas/High-Pressure_Water_Solution/Pumps/PAH+und+PAHF.htm (28.08.2015)
- DEWESOFT. (2015): <http://www.dewesoft.com/DEWESoftTM>. 7. Dewetron.(05.09.2015)
- DIN EN 50438 (VDE 0435-901). (2014). *Anforderungen für den Anschluss von Klein-Generatoren an das öffentliche Niederspannungsnetz*.
- EES. (2015). *Engineering Equation Solver. Academic Professional V9.901. F-Chart Software*.
- Eichseder, H. (2010). *Skriptum zur Vorlesung Thermodynamik an der TU Graz. (I. f. Thermodynamik) Graz*.
- EN3 GmbH (2015).: https://www.companisto.com/de/startups/en3-startup-37/overview?signed_in(19.08.2015)
- EN3 GmbH. (2014). *20140128Technologiepräsentation [pdf]* (28.01.2014).EN3 GmbH
- EN3 GmbH. (2014a). *Aufbau, Funktionsweise und Einsatzmöglichkeiten der Rotationskolbenmaschine von EN3 GmbH [pdf]*.
- EN3 GmbH (2015a). *Kondensatsammler KKM 136-100-2 kpl 0001532A.[pdf]* Email: *Forschungsprojekt Dampfexpander: Anschlussmaße*.(18.03.2015)
- EN3 GmbH (2015b). *15-08-26_Kolbenstellungen_KKM136_8[pdf]*.Email: *Kolbenstellungen Expander*.(26.08.2015)
- EN3 GmbH (2015c). *Volumenverlauf KKM 136.[xlsx]*. Email: *Volumenverlauf*.(30.04.2015)
- HBM. (2015).: <http://www.hbm.com/de/menu/produkte/aufnehmer-sensoren/drehmoment/t40b/> (27.08.2015)
- Karl, J. (2012). *Dezentrale Energiesysteme: Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt (3 Ausg.)*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag.
- Kristl, Seibt und CO. (2015).: http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive_engineering/system_tornado.html Tornado.(05.09.2015)

Literatur

- Leibowitz, H., Smith, I. K., & Stosic, N. (2006). Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources. 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (S. 7). Chicago: ASME.*
- Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., & Lebrun, J. (2009). Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. Applied Thermal Engineering.*
- Pischinger, R. (2002). Druckindizierung Anwenderhandbuch [pdf]. (I. f. Thermodynamik) Graz.*
- Qiu, G., Liu, H., & Riffat, S. (2011). Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle.*
- Qiu, G., Yingjuan, S., Li, J., Liu, H., & Riffat, S. B. (2012). Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. Faculty of Engineering, Department of Architecture and Built Environment. Nottingham.*
- Seher, D., Lengenfelder, T., Gerhardt, J., Eisenmenger, N., Hackner, M., & Krinn, I. (2012). Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process. 21st Colloquium Automobile and Engine Technology 2012 . Stuttgart: Robert Bosch GmbH.*
- skf. (2015).: <http://www.skf.com/us/products/maintenance-products/alignment-tools/shaft-alignment-tools/shaft-alignment-tool-tksa20/index.html> (03.09.2015)*
- Vetter, G. (2006). Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik. Essen: Vulkan-Verlag GmbH.*
- Wesselak, V., & Schabbach, T. (2012). Energie - Die Zukunft wird erneuerbar. Berlin: Springer Vieweg.*
- Xia, C., Zhang, W., Bu, G., Wang, Z., & Shu, P. (2013). Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery. Xi'an.*
- Zotter, G., Reißlegger, S., Leibetseder, K., & Rieberer, R. (2013). Expansionsmaschine für CRC kleiner Leistung. Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Graz. ("unveröffentlicht")*

ANHANG - MESSERGEBNISSE

Tabelle A-1: Schleppversuche

| Messpunkt | Drehzahl | Drehmoment | Schleppleistung |
|-----------|----------|------------|----------------------|
| MP | n | M | P_{schlepp} |
| | U/min | Nm | W |
| S1 | 50±10 | 3,2±0,5 | 16,76±4,252 |
| S2 | 100±10 | 5,2±0,5 | 54,45±7,554 |
| S3 | 150±10 | 7,2±0,5 | 113,1±10,89 |
| S4 | 200±10 | 12,1±0,5 | 253,4±16,44 |
| S5 | 300±10 | 19,5±0,5 | 612,6±25,76 |
| S6 | 400±10 | 22±0,5 | 921,5±31,14 |
| S7 | 500±10 | 23,5±0,5 | 1230±35,93 |
| S8 | 600±10 | 23,7±0,5 | 1489±40,04 |
| S9 | 700±10 | 24,5±0,5 | 1796±44,74 |
| S10 | 800±10 | 26,2±0,5 | 2195±50,07 |

Tabelle A-2: Auswertung der Messergebnisse der ersten Versuchsreihe (EES, 2015)

| Messreihe | Messpunkt | Drehzahl | Drehmoment | Massenstrom | Frischdampfdruck | Frischdampf-temperatur | Abdampfdruck | Abdampf-temperatur |
|-----------|-----------|----------|------------|-------------|------------------|------------------------|--------------|--------------------|
| MR | MP | n | M | \dot{m} | p_{FD} | T_{FD} | p_{AD} | T_{AD} |
| | | U/min | Nm | g/s | bar | °C | bar | °C |
| 1.1 | 1.1.1 | 200±10 | 25±0,5 | 14,50±0,02 | 6,40±0,01 | 199±1,5 | 1,3±0,4 | 108±1,5 |
| | 1.1.2 | 300±10 | 24,1±0,5 | 13,70±0,02 | 6,10±0,01 | 234±1,5 | 1,13±0,4 | 115±1,5 |
| | 1.1.3 | 400±10 | 23±0,5 | 16,00±0,02 | 6,20±0,01 | 242±1,5 | 1,15±0,4 | 117,8±1,5 |
| | 1.1.4 | 500±10 | 19,6±0,5 | 14,90±0,02 | 6,18±0,01 | 240,2±1,5 | 1,22±0,4 | 121,9±1,5 |
| | 1.1.5 | 600±10 | 15,7±0,5 | 15,20±0,02 | 6,14±0,01 | 240,8±1,5 | 1,3±0,4 | 126,5±1,5 |
| | 1.1.6 | 700±10 | 13±0,5 | 15,82±0,02 | 5,95±0,01 | 240,4±1,5 | 1,29±0,4 | 128±1,5 |
| 1.2 | 1.2.1 | 500±10 | 17±0,5 | 19,76±0,03 | 5,92±0,01 | 159,3±1,5 | 1,47±0,4 | 111,6±1,5 |
| | 1.2.2 | 300±10 | 15,1±0,5 | 23,42±0,04 | 6,08±0,01 | 160,9±1,5 | 1,71±0,4 | 116±1,5 |
| | 1.2.3 | 700±10 | 9,5±0,5 | 21,90±0,03 | 5,97±0,01 | 160±1,5 | 1,68±0,4 | 117±1,5 |
| 1.3 | 1.3.1 | 300±10 | 39,6±0,5 | 23,60±0,04 | 10,67±0,02 | 205,7±1,5 | 1,8±0,4 | 120±1,5 |
| | 1.3.2 | 500±10 | 33,7±0,5 | 27,79±0,04 | 10,53±0,02 | 203,7±1,5 | 2,15±0,4 | 124±1,5 |
| | 1.3.3 | 700±10 | 24,5±0,5 | 31,76±0,05 | 10,90±0,02 | 207,6±1,5 | 2,38±0,4 | 127±1,5 |
| 1.4 | 1.4.1 | 300±10 | 35,2±0,5 | 30,90±0,05 | 11,09±0,02 | 185,5±1,5 | 2,39±0,4 | 127±1,5 |

| Messreihe | Messpunkt | Gehäuse-temperatur | Sättigungs-temperatur bei p_{AD} | Sättigungs-temperatur bei p_{FD} | isentropen Gesamt-wirkungsgrad | isentropen Expansionsleistung |
|-----------|-----------|--------------------|------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| MR | MP | $T_{Gehäuse}$ | $T_{sat}(p_{AD})$ | $T_{sat}(p_{FD})$ | η_{s-ges} | P_s |
| | | °C | °C | °C | 1 | kJ/kg |
| 1.1 | 1.1.1 | 134 | 107,1±9,1 | 161,4±0,1 | 0,1249±0,0227 | 4192±729,2 |
| | 1.1.2 | 135 | 103,1±10,2 | 159,5±0,1 | 0,1719±0,0320 | 4403±806,3 |
| | 1.1.3 | 137 | 103,6±10,0 | 160,1±0,1 | 0,1849±0,0334 | 5210±931 |
| | 1.1.4 | 137 | 105,3±9,6 | 160,0±0,1 | 0,2192±0,0389 | 4682±821,4 |
| | 1.1.5 | 139 | 107,1±9,1 | 159,7±0,1 | 0,2143±0,0375 | 4604±792,5 |
| | 1.1.6 | 137 | 106,9±9,1 | 158,5±0,1 | 0,2016±0,0363 | 4726±832,5 |
| 1.2 | 1.2.1 | 132 | 110,7±8,2 | 158,3±0,1 | 0,1857±0,0341 | 4792±864,3 |
| | 1.2.2 | 131 | 115,3±7,2 | 159,3±0,1 | 0,0909±0,0161 | 5221±894,3 |
| | 1.2.3 | 130 | 114,8±7,3 | 158,6±0,1 | 0,1429±0,0261 | 4874±850,3 |
| 1.3 | 1.3.1 | 152 | 116,9±6,9 | 182,7±0,1 | 0,1639±0,0192 | 7591±848,8 |
| | 1.3.2 | 152 | 122,5±6,0 | 182,1±0,1 | 0,2192±0,0238 | 8051±853,3 |
| | 1.3.3 | 152 | 125,8±5,5 | 183,7±0,1 | 0,2019±0,0208 | 8896±891,4 |
| 1.4 | 1.4.1 | 152 | 125,9±5,5 | 184,4±0,1 | 0,1307±0,0138 | 8459±842 |

Anhang

| Messreihe | Messpunkt | Kupplungsleistung | spezifischer Dampfverbrauch | elektrischer Wirkungsgrad | zugeführte Wärme | Frischdampfenthalpie |
|-----------|-----------|-----------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------|----------------------|
| MR | MP | P_{Kupplung} | m_{spez} | η_{el} | \dot{Q}_{zu} | h_{FD} |
| | | W | kg/kWh | 1 | kW | kJ/kg |
| 1.1 | 1.1.1 | 523,6±28,2 | 99,69±5,374 | 0,0127±0,0007 | 41,263±0,078 | 2846±3 |
| | 1.1.2 | 757,1±29,73 | 65,14±2,56 | 0,0189±0,0007 | 40,043±0,074 | 2923±3 |
| | 1.1.3 | 963,4±31,92 | 59,79±1,983 | 0,0205±0,0007 | 47,031±0,087 | 2940±3 |
| | 1.1.4 | 1026±33,27 | 52,27±1,696 | 0,0235±0,0008 | 43,742±0,081 | 2936±3 |
| | 1.1.5 | 986,5±35,46 | 55,47±1,996 | 0,0221±0,0008 | 44,644±0,083 | 2938±3 |
| | 1.1.6 | 952,9±39,1 | 59,76±2,454 | 0,0205±0,0008 | 46,464±0,086 | 2938±3 |
| 1.2 | 1.2.1 | 890,1±31,66 | 79,92±2,846 | 0,0163±0,0006 | 54,489±0,109 | 2758±4 |
| | 1.2.2 | 474,4±22,29 | 177,7±8,357 | 0,0073±0,0003 | 64,642±0,130 | 2761±4 |
| | 1.2.3 | 696,4±37,98 | 113,2±6,181 | 0,0115±0,0006 | 60,419±0,121 | 2759±4 |
| 1.3 | 1.3.1 | 1244±44,34 | 68,29±2,437 | 0,0186±0,0007 | 66,960±0,132 | 2838±4 |
| | 1.3.2 | 1765±43,94 | 56,7±1,415 | 0,0224±0,0006 | 78,737±0,156 | 2834±4 |
| | 1.3.3 | 1796±44,74 | 63,66±1,589 | 0,0199±0,0005 | 90,219±0,178 | 2842±4 |
| 1.4 | 1.4.1 | 1106±40,07 | 100,6±3,649 | 0,0129±0,0005 | 85,994±0,181 | 2784±4 |

| Messreihe | Messpunkt | Dampferzeuger-Eintrittsenthalpie | isentropische Abdampfenthalpie | Abdampfenthalpie | Enthalpie bei pAD an unterer GK | Frischdampfentropie |
|-----------|-----------|----------------------------------|--------------------------------|------------------|---------------------------------|---------------------|
| MR | MP | $h_{\text{ein-DE}}$ | h_{sAD} | h_{AD} | h'_{AD} | s_{FD} |
| | | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | J/kg | kJ/(kgK) |
| 1.1 | 1.1.1 | 0,535±0,038 | 2557±50 | 2689±2238 | 449,2±38,3 | 6,930±0,007 |
| | 1.1.2 | 0,520±0,038 | 2602±59 | 2705±5 | 432,1±43,0 | 7,109±0,006 |
| | 1.1.3 | 0,528±0,038 | 2614±58 | 2711±5 | 434,2±42,4 | 7,135±0,006 |
| | 1.1.4 | 0,520±0,038 | 2622±55 | 2718±5 | 441,4±40,4 | 7,129±0,006 |
| | 1.1.5 | 0,508±0,038 | 2635±52 | 2727±5 | 449,2±38,3 | 7,134±0,006 |
| | 1.1.6 | 0,489±0,038 | 2639±53 | 2730±5 | 448,2±38,5 | 7,148±0,006 |
| 1.2 | 1.2.1 | 0,468±0,039 | 2516±44 | 2694±2228 | 464,6±34,6 | 6,769±0,009 |
| | 1.2.2 | 0,462±0,039 | 2538±38 | 2701±3136 | 484,0±30,6 | 6,764±0,009 |
| | 1.2.3 | 0,453±0,039 | 2537±39 | 2703±2214 | 481,7±31,0 | 6,769±0,009 |
| 1.3 | 1.3.1 | 0,938±0,037 | 2517±36 | 2708±2206 | 490,7±29,3 | 6,688±0,008 |
| | 1.3.2 | 0,890±0,038 | 2544±31 | 2713±2194 | 514,5±25,4 | 6,686±0,008 |
| | 1.3.3 | 0,908±0,038 | 2561±28 | 2717±2185 | 528,5±23,4 | 6,686±0,008 |
| 1.4 | 1.4.1 | 0,927±0,038 | 2510±27 | 2717±2185 | 529,1±23,3 | 6,556±0,009 |

Tabelle A-3: Auswertung der Ergebnisse der zweiten Versuchsreihe (EES, 2015)

| Messreihe | Messpunkt | Drehzahl | Drehmoment | Massenstrom | Frischdampfdruck | Abdampfdruck | Frischdampf-temperatur |
|-----------|-----------|----------|------------|-------------|------------------|--------------|------------------------|
| MR | MP | n | M | \dot{m} | p_{FD} | p_{AD} | T_{FD} |
| | | U/min | Nm | g/s | bar | bar | °C |
| 2.1 | 2.1.1 | 300±10 | 21,54±0,5 | 17,43±0,03 | 6,64±0,01 | 1,39±0,4 | 221±1,5 |
| | 2.1.2 | 400±10 | 20,46±0,5 | 16,55±0,02 | 5,93±0,01 | 1,3±0,4 | 213±1,5 |
| | 2.1.3 | 500±10 | 18,45±0,5 | 17,10±0,03 | 6,04±0,01 | 1,31±0,4 | 220±1,5 |
| | 2.1.4 | 600±10 | 15,8±0,5 | 17,63±0,03 | 6,15±0,01 | 1,35±0,4 | 221,2±1,5 |
| | 2.1.5 | 700±10 | 12,93±0,5 | 17,87±0,03 | 6,12±0,01 | 1,37±0,4 | 216,2±1,5 |
| 2.2 | 2.2.1 | 700±10 | 27,92±0,5 | 29,09±0,04 | 11,00±0,02 | 2,25±0,4 | 231,9±1,5 |
| | 2.2.2 | 500±10 | 33,78±0,5 | 26,95±0,04 | 11,09±0,02 | 2,1±0,4 | 244±1,5 |
| | 2.2.3 | 300±10 | 38,3±0,5 | 24,74±0,04 | 11,12±0,02 | 1,89±0,4 | 242±1,5 |
| 2.3 | 2.3.1 | 700±10 | 26,75±0,5 | 27,95±0,04 | 10,46±0,02 | 2,18±0,4 | 211,3±1,5 |
| | 2.3.2 | 500±10 | 32,52±0,5 | 27,50±0,04 | 10,52±0,02 | 2,15±0,4 | 197,8±1,5 |
| | 2.3.3 | 300±10 | 35,2±0,5 | 25,40±0,04 | 10,53±0,02 | 1,96±0,4 | 214,6±1,5 |

| Messreihe | Messpunkt | Abdampf-temperatur | Gehäuse-temperatur | Sättigungs-temperatur bei p_{FD} | Sättigungs-temperatur bei p_{AD} | Kupplungsleistung |
|-----------|-----------|--------------------|--------------------|------------------------------------|------------------------------------|-------------------|
| MR | MP | T_{AD} | $T_{Gehäuse}$ | $T_{sat}(p_{FD})$ | $T_{sat}(p_{AD})$ | $P_{Kupplung}$ |
| | | °C | °C | °C | °C | W |
| 2.1 | 2.1.1 | 117±1,5 | 134 | 162,8±0,1 | 109,1±8,6 | 676,7±27,5 |
| | 2.1.2 | 115±1,5 | 132 | 158,4±0,1 | 107,1±9,1 | 857,0±30,0 |
| | 2.1.3 | 117,2±1,5 | 133 | 159,1±0,1 | 107,3±9,0 | 966,0±32,5 |
| | 2.1.4 | 120±1,5 | 133,7 | 159,8±0,1 | 108,2±8,8 | 992,7±35,5 |
| | 2.1.5 | 123,4±1,5 | 134 | 159,6±0,1 | 108,7±8,7 | 947,8±39,1 |
| 2.2 | 2.2.1 | 137±1,5 | 150 | 184,1±0,1 | 124,0±5,8 | 2046,6±46,9 |
| | 2.2.2 | 136,1±1,5 | 150 | 184,4±0,1 | 121,8±6,1 | 1768,7±44,0 |
| | 2.2.3 | 132±1,5 | 151 | 184,5±0,1 | 118,4±6,6 | 1203,2±43,1 |
| 2.3 | 2.3.1 | 140±1,5 | 150 | 181,8±0,1 | 123,0±5,9 | 1960,9±46,1 |
| | 2.3.2 | 135,5±1,5 | 152 | 182,1±0,1 | 122,5±6,0 | 1702,7±43,0 |
| | 2.3.3 | 126,5±1,5 | 148 | 182,1±0,1 | 119,6±6,4 | 1105,8±40,1 |

Anhang

| Messreihe | Messpunkt | Kolbenarbeit pro Umdrehung | Kolbenleistung | Mechanischer Wirkungsgrad | isentroper Wirkungsgrad | isentroper Gesamtwirkungsgrad |
|-----------|-----------|----------------------------|---------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------------|
| MR | MP | W_{Kolben} | P_{Kolben} | η_m | η_s | $\eta_{s\text{-ges}}$ |
| | | J/U | W | 1 | 1 | 1 |
| 2.1 | 2.1.1 | 79,22 | 792,2±26,41 | 0,8542±0,0198 | 0,1544±0,0257 | 0,1319±0,0221 |
| | 2.1.2 | 63,7 | 849,3±21,23 | 1,0091±0,0247 | 0,1814±0,0330 | 0,1830±0,0336 |
| | 2.1.3 | 58,22 | 970,3±19,41 | 0,9956±0,0270 | 0,1970±0,0350 | 0,1961±0,0352 |
| | 2.1.4 | 54,74 | 1095±18,25 | 0,9068±0,0287 | 0,2167±0,0376 | 0,1965±0,0346 |
| | 2.1.5 | 50,63 | 1181±16,88 | 0,8024±0,0310 | 0,2353±0,0409 | 0,1888±0,0336 |
| 2.2 | 2.2.1 | 91,83 | 2143±30,61 | 0,9552±0,0171 | 0,2439±0,0245 | 0,2329±0,0238 |
| | 2.2.2 | 111,7 | 1862±37,25 | 0,9497±0,0141 | 0,2151±0,0220 | 0,2043±0,0211 |
| | 2.2.3 | 128,9 | 1289±42,96 | 0,9335±0,0122 | 0,1540±0,0169 | 0,1438±0,0159 |
| 2.3 | 2.3.1 | 86,43 | 2017±28,81 | 0,9724±0,0182 | 0,2492±0,0265 | 0,2423±0,0262 |
| | 2.3.2 | 104,5 | 1742±34,84 | 0,9776±0,0150 | 0,2206±0,0238 | 0,2156±0,0235 |
| | 2.3.3 | 114,5 | 1145±38,15 | 0,9662±0,0137 | 0,1455±0,0165 | 0,1406±0,0161 |

| Messreihe | Messpunkt | isentropische Expansionsleistung | spezifischer Dampfverbrauch | elektrischer Wirkungsgrad | zugeführte Wärme | Frischdampfenthalpie |
|-----------|-----------|----------------------------------|-----------------------------|---------------------------|------------------|----------------------|
| MR | MP | P_s | m_{spez} | η_{el} | \dot{Q}_{zu} | h_{FD} |
| | | W | kg/kWh | 1 | kW | kJ/kg |
| 2.1 | 2.1.1 | 5129±837,7 | 92,73±3,77 | 13,42±0,5457 | 50,42±0,09447 | 2893±3 |
| | 2.1.2 | 4683±847,7 | 69,52±2,433 | 17,99±0,6298 | 47,64±0,08927 | 2879±3 |
| | 2.1.3 | 4926±873,2 | 63,72±2,149 | 19,53±0,6587 | 49,47±0,09238 | 2894±3 |
| | 2.1.4 | 5053±875,8 | 63,93±2,289 | 19,45±0,6965 | 51,04±0,09532 | 2896±3 |
| | 2.1.5 | 5021±873,1 | 67,87±2,801 | 18,39±0,7587 | 51,55±0,09653 | 2885±3 |
| 2.2 | 2.2.1 | 8786±876,8 | 51,17±1,175 | 24,28±0,5582 | 84,29±0,1614 | 2898±3 |
| | 2.2.2 | 8658±871,5 | 54,85±1,367 | 22,44±0,56 | 78,82±0,1494 | 2926±3 |
| | 2.2.3 | 8370±876,6 | 74,02±2,653 | 16,66±0,5971 | 72,24±0,1372 | 2921±3 |
| 2.3 | 2.3.1 | 8093±854,7 | 51,31±1,21 | 24,6±0,5807 | 79,71±0,1557 | 2853±4 |
| | 2.3.2 | 7897±839,4 | 58,14±1,469 | 21,97±0,5559 | 77,52±0,1551 | 2820±4 |
| | 2.3.3 | 7867±855,5 | 82,69±2,999 | 15,23±0,5525 | 72,63±0,1413 | 2860±4 |

Anhang

| Messreihe | Messpunkt | Dampferzeuger Eintritts- enthalpie | isentropie Abdampf- enthalpie | Enthalpie bei p_{AD} an unterer GK | Abdampf- enthalpie | Frischdampf- entropie |
|-----------|-----------|--|-------------------------------------|--|-----------------------|--------------------------|
| MR | MP | $H_{\text{ein-DE}}$ | $h_{S_{AD}}$ | h'_{AD} | h_{AD} | S_{FD} |
| | | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/(kgK) |
| 2.1 | 2.1.1 | 0,552±0,038 | 2599±48 | 457,5±36,2 | 2706±5 | 7,011±0,007 |
| | 2.1.2 | 0,486±0,039 | 2596±51 | 449,2±38,3 | 2703±6 | 7,033±0,007 |
| | 2.1.3 | 0,496±0,038 | 2606±51 | 450,1±38,0 | 2708±5 | 7,055±0,007 |
| | 2.1.4 | 0,504±0,039 | 2609±50 | 453,9±37,1 | 2713±5 | 7,051±0,007 |
| | 2.1.5 | 0,499±0,039 | 2604±49 | 455,7±36,7 | 2720±5 | 7,031±0,007 |
| 2.2 | 2.2.1 | 0,931±0,038 | 2596±30 | 520,7±24,5 | 2740±5 | 6,797±0,007 |
| | 2.2.2 | 0,955±0,037 | 2604±32 | 511,3±25,9 | 2739±5 | 6,847±0,007 |
| | 2.2.3 | 0,977±0,037 | 2583±36 | 497,2±28,2 | 2733±5 | 6,837±0,007 |
| 2.3 | 2.3.1 | 0,880±0,038 | 2563±31 | 516,4±25,1 | 2747±5 | 6,727±0,007 |
| | 2.3.2 | 0,889±0,038 | 2533±31 | 514,5±25,4 | 2738±5 | 6,655±0,008 |
| | 2.3.3 | 0,908±0,037 | 2551±34 | 502,0±27,4 | 2720±5 | 6,740±0,007 |

Tabelle A-4: Auswertung der Ergebnisse der dritten Versuchsreihe (EES, 2015)

| Messreihe | Messpunkt | Drehzahl | Drehmoment | Massenstrom | Frischdampfdruck | Abdampfdruck | Frischdampf-temperatur |
|-----------|-----------|----------|------------|---------------|------------------|--------------|------------------------|
| MR | MP | n | M | \dot{m} | p_{FD} | p_{AD} | T_{FD} |
| | | U/min | Nm | g/s | bar | bar | °C |
| 3.1 | 3.1.1 | 300±10 | 29,07±0,5 | 17,81±0,02672 | 6,02±0,01 | 0,69±0,4 | 210,5±1,5 |
| | 3.1.2 | 400±10 | 28,34±0,5 | 17,97±0,02696 | 5,99±0,01 | 0,7±0,4 | 207,1±1,5 |
| | 3.1.3 | 500±10 | 32,95±0,5 | 18,05±0,02708 | 5,93±0,01 | 0,56±0,4 | 204,5±1,5 |
| | 3.1.4 | 600±10 | 29,86±0,5 | 18,76±0,02814 | 6,02±0,01 | 0,56±0,4 | 215±1,5 |
| | 3.1.5 | 700±10 | 29,3±0,5 | 20,98±0,03147 | 6,08±0,01 | 0,56±0,4 | 197±1,5 |
| 3.2 | 3.2.1 | 700±10 | 38,77±0,5 | 29,39±0,04409 | 10,68±0,02 | 1,42±0,4 | 226,9±1,5 |
| | 3.2.2 | 600±10 | 43,3±0,5 | 30,25±0,04538 | 11,40±0,02 | 1,5±0,4 | 223±1,5 |
| | 3.2.3 | 500±10 | 48,04±0,5 | 27,93±0,0419 | 11,28±0,02 | 1,142±0,4 | 237±1,5 |
| | 3.2.4 | 400±10 | 47,5±0,5 | 27,3±0,04095 | 11,13±0,02 | 1,36±0,4 | 234±1,5 |
| | 3.2.5 | 300±10 | 44,93±0,5 | 25,53±0,0383 | 10,98±0,02 | 1,44±0,4 | 214±1,5 |
| 3.3 | 3.3.1 | 700±10 | 56,88±0,5 | 31,67±0,04751 | 11,87±0,02 | 0,81±0,4 | 244±1,5 |
| 3.4 | 3.4.1 | 600±10 | 16,65±0,5 | 18,57±0,02786 | 6,34±0,01 | 1,2±0,4 | 219,8±1,5 |
| | 3.4.2 | 700±10 | 15,99±0,5 | 19,54±0,02931 | 6,12±0,01 | 1,23±0,4 | 205±1,5 |
| 3.5 | 3.5.1 | 700±10 | 47,52±0,5 | 29,51±0,04427 | 10,51±0,02 | 0,71±0,4 | 238,7±1,5 |
| | 3.5.2 | 600±10 | 54,4±0,5 | 28,52±0,04278 | 11,00±0,02 | 0,7±0,4 | 242,4±1,5 |
| | 3.5.3 | 500±10 | 53,5±0,5 | 28,93±0,0434 | 11,03±0,02 | 1,03±0,4 | 243±1,5 |
| | 3.5.4 | 400±10 | 56,4±0,5 | 28,19±0,04229 | 11,15±0,02 | 0,7±0,4 | 233,5±1,5 |
| | 3.5.5 | 300±10 | 56,17±0,5 | 24,82±0,03723 | 10,93±0,02 | 0,63±0,4 | 239,9±1,5 |

| Messreihe | Messpunkt | Abdampf-temperatur | Gehäuse-temperatur | Sättigungs-temperatur bei p_{FD} | Sättigungst-temperatur bei p_{AD} | Kupplungsleistung |
|-----------|-----------|--------------------|--------------------|------------------------------------|-------------------------------------|-------------------|
| MR | MP | T_{AD} | $T_{Gehäuse}$ | $T_{sat}(p_{FD})$ | $T_{sat}(p_{AD})$ | $P_{Kupplung}$ |
| | | °C | °C | °C | °C | W |
| 3.1 | 3.1.1 | 102,3±1,5 | 127 | 159,0±0,1 | 89,6±15,6 | 913,3±34,26 |
| | 3.1.2 | 102,7±1,5 | 128 | 158,8±0,1 | 89,9±15,4 | 1187±36,32 |
| | 3.1.3 | 96,7±1,5 | 130 | 158,4±0,1 | 84,2±18,8 | 1725±43,31 |
| | 3.1.4 | 90,5±1,5 | 127 | 159,0±0,1 | 84,2±18,8 | 1876±44,33 |
| | 3.1.5 | 83±1,5 | 125 | 159,3±0,1 | 84,2±18,8 | 2148±47,8 |
| 3.2 | 3.2.1 | 124,4±1,5 | 148 | 182,8±0,1 | 109,7±8,4 | 2842±54,7 |
| | 3.2.2 | 115±1,5 | 155 | 185,7±0,1 | 111,3±8,0 | 2721±55,16 |
| | 3.2.3 | 133±1,5 | 156 | 185,2±0,1 | 103,4±10,1 | 2515±56,71 |
| | 3.2.4 | 131±1,5 | 154 | 184,6±0,1 | 108,4±8,7 | 1990±53,97 |
| | 3.2.5 | 132,8±1,5 | 155 | 184,0±0,1 | 110,1±8,3 | 1412±49,6 |
| 3.3 | 3.3.1 | 124±1,5 | 160 | 187,5±0,1 | 93,8±13,5 | 4170±69,94 |
| 3.4 | 3.4.1 | 106±1,5 | 130 | 161,0±0,1 | 104,8±9,7 | 1046±35,93 |
| | 3.4.2 | 120±1,5 | 131 | 159,6±0,1 | 105,5±9,5 | 1172±40,3 |
| 3.5 | 3.5.1 | 110,8±1,5 | 148 | 182,1±0,1 | 90,3±15,2 | 3483±61,8 |

Anhang

| | | | | | | |
|--|-------|-----------|-----|-----------|------------|------------|
| | 3.5.2 | 120±1,5 | 152 | 184,1±0,1 | 89,9±15,4 | 3418±65,06 |
| | 3.5.3 | 123±1,5 | 152 | 184,2±0,1 | 100,4±11,0 | 2801±61,84 |
| | 3.5.4 | 129,3±1,5 | 154 | 184,7±0,1 | 89,9±15,4 | 2362±62,67 |
| | 3.5.5 | 131±1,5 | 155 | 183,8±0,1 | 87,2±16,9 | 1765±60,88 |

| Messreihe | Messpunkt | Kolbenarbeit pro Umdrehung | Kolbenleistung | Mechanischer Wirkungsgrad | isentroper Wirkungsgrad | isentroper Gesamtwirkungsgrad |
|-----------|-----------|----------------------------|---------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------------|
| MR | MP | W_{Kolben} | P_{Kolben} | η_m | η_s | $\eta_{s\text{-ges}}$ |
| | | J/U | W | 1 | 1 | 1 |
| 3.1 | 3.1.1 | 95,44 | 954,4±31,81 | 0,9569±0,01646 | 0,1392±0,03268 | 0,1332±0,03135 |
| | 3.1.2 | 91,38 | 1218±30,46 | 0,9743±0,01719 | 0,1784±0,04157 | 0,1738±0,04062 |
| | 3.1.3 | 105,2 | 1753±35,05 | 0,9843±0,01494 | 0,2364±0,06217 | 0,2327±0,0613 |
| | 3.1.4 | 95,25 | 1905±31,75 | 0,9849±0,01649 | 0,2424±0,06287 | 0,2387±0,06204 |
| | 3.1.5 | 95,21 | 2221±31,74 | 0,9668±0,0165 | 0,2579±0,06724 | 0,2494±0,06515 |
| 3.2 | 3.2.1 | 126,8 | 2958±42,25 | 0,9609±0,01239 | 0,2717±0,03333 | 0,2611±0,0322 |
| | 3.2.2 | 129,2 | 2584±43,07 | 1,053±0,01216 | 0,2311±0,02687 | 0,2432±0,02842 |
| | 3.2.3 | 148,9 | 2482±49,64 | 1,013±0,01055 | 0,212±0,02811 | 0,2149±0,02858 |
| | 3.2.4 | 140,6 | 1874±46,86 | 1,061±0,01117 | 0,1771±0,02191 | 0,188±0,02334 |
| | 3.2.5 | 134,9 | 1349±44,97 | 1,046±0,01164 | 0,1445±0,01801 | 0,1512±0,01892 |
| 3.3 | 3.3.1 | 184,9 | 4314±61,62 | 0,9666±0,008497 | 0,2815±0,04368 | 0,2721±0,04229 |
| 3.4 | 3.4.1 | 47,94 | 958,7±15,98 | 1,091±0,03277 | 0,1664±0,02945 | 0,1815±0,0326 |
| | 3.4.2 | 54,51 | 1272±18,17 | 0,9215±0,02882 | 0,2218±0,04023 | 0,2044±0,03762 |
| 3.5 | 3.5.1 | 154 | 3594±51,34 | 0,9693±0,0102 | 0,2526±0,04458 | 0,2449±0,04329 |
| | 3.5.2 | 172,4 | 3449±57,48 | 0,9911±0,00911 | 0,2451±0,04282 | 0,2429±0,04249 |
| | 3.5.3 | 177,6 | 2960±59,19 | 0,9465±0,008845 | 0,235±0,03306 | 0,2224±0,03136 |
| | 3.5.4 | 183,5 | 2447±61,18 | 0,9654±0,008559 | 0,1773±0,03115 | 0,1712±0,03011 |
| | 3.5.5 | 179,5 | 1795±59,83 | 0,9832±0,008752 | 0,1428±0,02703 | 0,1404±0,0266 |

| Messreihe | Messpunkt | isentropische Expansionsleistung | spezifischer Dampfverbrauch | elektrischer Wirkungsgrad | zugeführte Wärme | Frischdampfenenthalpie |
|-----------|-----------|----------------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------|------------------------|
| MR | MP | P_s | m_{spez} | η_{el} | \dot{Q}_{zu} | h_{FD} |
| | | W | kg/kWh | 1 | kW | kJ/kg |
| 3.1 | 3.1.1 | 6854±1619 | 70,21±2,636 | 17,85±0,6704 | 51,17±0,0961 | 2873±3,247 |
| | 3.1.2 | 6829±1609 | 54,5±1,67 | 23,05±0,7067 | 51,5±0,09692 | 2866±3,258 |
| | 3.1.3 | 7415±1995 | 37,66±0,9473 | 33,42±0,8413 | 51,63±0,0973 | 2861±3,264 |
| | 3.1.4 | 7860±2087 | 36±0,8522 | 34,69±0,8222 | 54,08±0,1013 | 2883±3,231 |
| | 3.1.5 | 8613±2300 | 35,17±0,7844 | 36,01±0,8043 | 59,65±0,1133 | 2844±3,309 |
| 3.2 | 3.2.1 | 10886±1331 | 37,23±0,7187 | 33,49±0,6478 | 84,86±0,163 | 2888±3,462 |
| | 3.2.2 | 11185±1292 | 40,03±0,8139 | 31,29±0,6372 | 86,96±0,1687 | 2876±3,538 |

Anhang

| | | | | | | |
|-----|-------|------------|--------------|--------------|--------------|------------|
| | 3.2.3 | 11705±1543 | 39,97±0,9033 | 30,97±0,7008 | 81,21±0,1551 | 2909±3,436 |
| | 3.2.4 | 10584±1288 | 49,39±1,342 | 25,12±0,683 | 79,21±0,1515 | 2903±3,445 |
| | 3.2.5 | 9337±1126 | 65,11±2,291 | 19,36±0,6815 | 72,9±0,1426 | 2857±3,584 |
| 3.3 | 3.3.1 | 15324±2394 | 27,34±0,4605 | 45,07±0,7608 | 92,52±0,1762 | 2922±3,43 |
| 3.4 | 3.4.1 | 5763±1021 | 63,9±2,197 | 19,48±0,6702 | 53,69±0,1005 | 2892±3,235 |
| | 3.4.2 | 5735±1042 | 60,01±2,066 | 20,97±0,722 | 55,89±0,1055 | 2861±3,275 |
| 3.5 | 3.5.1 | 14226±2540 | 30,5±0,5431 | 40,5±0,7226 | 86,02±0,1632 | 2916±3,386 |
| | 3.5.2 | 14071±2484 | 30,04±0,5735 | 41,03±0,7847 | 83,31±0,1581 | 2922±3,394 |
| | 3.5.3 | 12597±1767 | 37,18±0,8227 | 33,13±0,7341 | 84,55±0,1604 | 2924±3,392 |
| | 3.5.4 | 13799±2435 | 42,96±1,141 | 28,9±0,7685 | 81,76±0,1565 | 2901±3,449 |
| | 3.5.5 | 12568±2384 | 50,63±1,749 | 24,38±0,8425 | 72,37±0,1375 | 2917±3,402 |

| Messreihe | Messpunkt | DE Eintritts-enthalpie | isentropen Abdampf-enthalpie | Enthalpie bei p_{AD} an unterer GK | Abdampf-enthalpie | Frischdampf-entropie |
|-----------|-----------|------------------------|------------------------------|--------------------------------------|-------------------|----------------------|
| MR | MP | $H_{\text{ein-DE}}$ | h_{sAD} | h'_{AD} | h_{AD} | S_{FD} |
| | | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/(kgK) |
| 3.1 | 3.1.1 | 0,552±0,03551 | 2489±90,95 | 375,2±65,48 | 2685±5,923 | 7,014±0,006756 |
| | 3.1.2 | 0,548±0,03562 | 2486±89,54 | 376,8±64,66 | 2685±5,904 | 7,002±0,006825 |
| | 3.1.3 | 0,5541±0,03445 | 2450±110,6 | 352,5±78,84 | 2675±6,212 | 6,995±0,006875 |
| | 3.1.4 | 0,5634±0,03434 | 2464±111,3 | 352,5±78,84 | 2663±2287 | 7,034±0,006662 |
| | 3.1.5 | 0,5696±0,03426 | 2433±109,7 | 352,5±78,84 | 347,6±2303 | 6,948±0,007081 |
| 3.2 | 3.2.1 | 0,9735±0,03555 | 2518±45,36 | 460,2±35,6 | 2721±5,096 | 6,79±0,006968 |
| | 3.2.2 | 1,042±0,03539 | 2506±42,78 | 467,1±34,03 | 2701±2221 | 6,736±0,007175 |
| | 3.2.3 | 1,061±0,0337 | 2490±55,3 | 433,4±42,64 | 2742±4,67 | 6,807±0,006782 |
| | 3.2.4 | 1,026±0,03496 | 2515±47,23 | 454,8±36,89 | 2735±4,805 | 6,8±0,006839 |
| | 3.2.5 | 1,003±0,03542 | 2491±44,18 | 462±35,19 | 2738±4,764 | 6,714±0,007401 |
| 3.3 | 3.3.1 | 1,149±0,03053 | 2439±75,63 | 393,1±56,99 | 2727±4,89 | 6,811±0,006678 |
| 3.4 | 3.4.1 | 0,5383±0,03787 | 2582±55,04 | 439,4±40,91 | 2686±2244 | 7,029±0,006605 |
| | 3.4.2 | 0,5124±0,03815 | 2567±53,38 | 442,4±40,08 | 2714±5,222 | 6,981±0,006892 |
| 3.5 | 3.5.1 | 1,015±0,03081 | 2434±86,09 | 378,3±63,86 | 2701±5,44 | 6,852±0,006662 |
| | 3.5.2 | 1,067±0,03016 | 2429±87,12 | 376,8±64,66 | 2720±5,009 | 6,844±0,006629 |
| | 3.5.3 | 1,044±0,03318 | 2488±61,11 | 421±46,48 | 2722±5,008 | 6,845±0,006619 |
| | 3.5.4 | 1,083±0,03 | 2412±86,4 | 376,8±64,66 | 2738±4,666 | 6,797±0,006854 |
| | 3.5.5 | 1,065±0,02929 | 2411±96,09 | 365,2±70,94 | 2742±4,591 | 6,836±0,006678 |