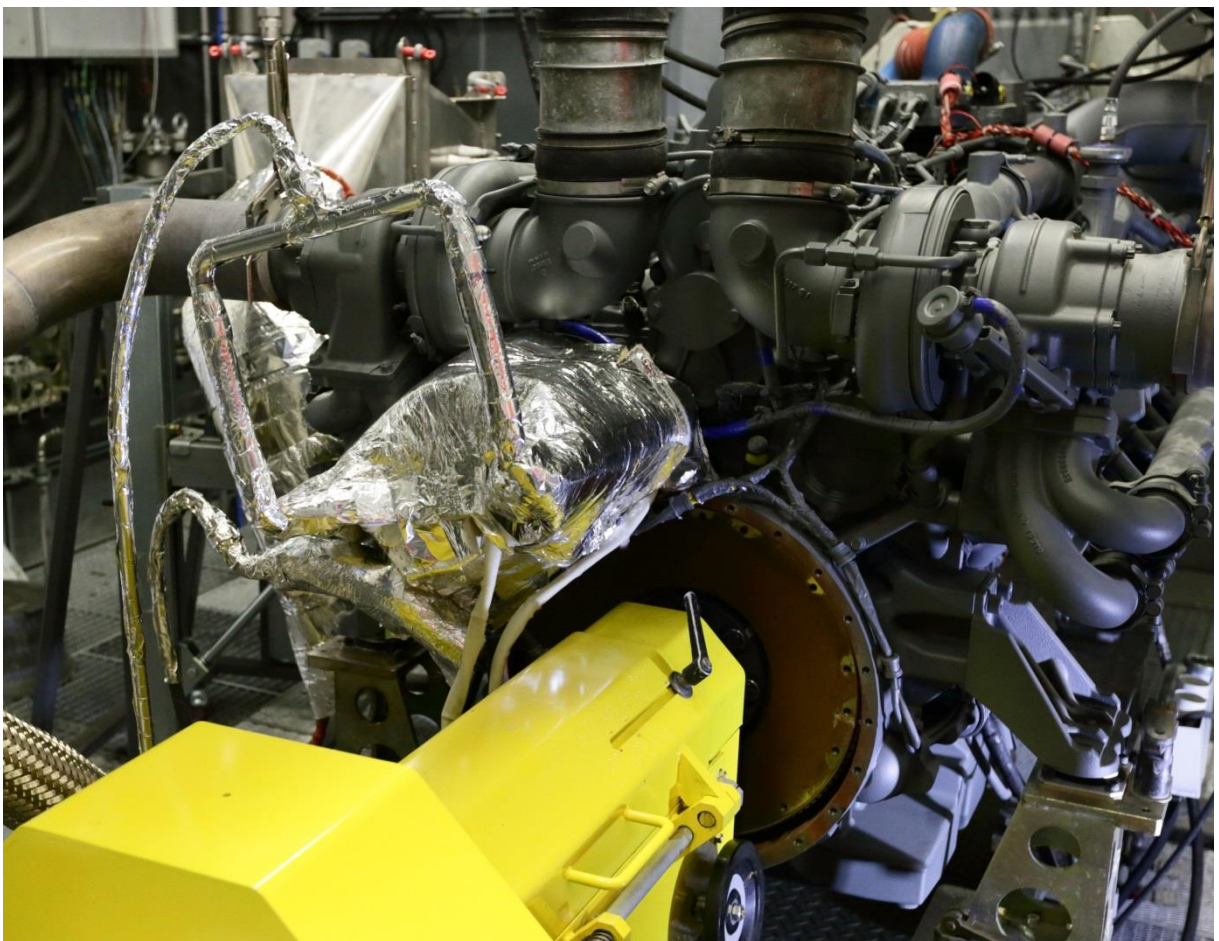




Schlussbericht 29.07.2016

ORC / Flügelzellenexpander





Datum: 29.07.2016

Ort: Bern

Auftraggeberin:

Bundesamt für Energie BFE

Forschungsprogramm Effiziente Energienutzung / Verbrennung und Wärme-Kraft-Kopplung

CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer/in:

Liebherr Machines Bulle SA

45 rue de l' Industrie

CH-1630 Bulle

www.liebherr.com/de-DE/35275.wfw

Autor/in:

Dr.-Ing. Marcus Quasthoff, Liebherr Machines Bulle SA, marcus.quasthoff@liebherr.com

Dr.-Ing. Bouzid Seba, Liebherr Machines Bulle SA, bouzid.seba@liebherr.com

Dipl.-Ing. Damien Dujon, Liebherr Machines Bulle SA, damien.dujon@liebherr.com

Dipl.-Ing. Bakir Puran, Liebherr Machines Bulle SA, bakir.puran@liebherr.com

BFE-Bereichsleitung: Carina Alles, carina.alles@bfe.admin.ch

BFE-Programmleitung: Stephan Renz, renz.btr@swissonline.ch

BFE-Vertragsnummer: SI/500956-0

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Bundesamt für Energie BFE

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: CH-3003 Bern

Tel. +41 58 462 56 11 · Fax +41 58 463 25 00 · contact@bfe.admin.ch · www.bfe.admin.ch



Zusammenfassung

Im Projekt wurde ein ORC (Organic-Rankine-Cycle/ Organic-Rankine-Kreislauf) für den Einsatz in einem Gasmotor-basierten BHKW (Blockheizkraftwerk) entwickelt und erprobt. Im besonderen Fokus stand die Weiterentwicklung und Optimierung eines FZE's (Flügelzellenexpanders). Die quantitativen Hauptziele des getesteten ORC wurden nicht erreicht. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die einzelnen Komponenten nicht optimal arbeiten. Die Druck- und Wärmeverluste im verfügbaren Verdampfer sind zu hoch. Die beim derzeitigen Entwicklungsstand des FZE's vorliegenden internen Leckagen sind relativ hoch, was wiederum eine Erhöhung der dem Prozess von aussen zuführbaren Leistung erfordert und beides zu einer deutlichen Abschwächung des ORC-Wirkungsgrades führt. Unter der Voraussetzung der Dauerhaltbarkeit und niedriger Wartungskosten ist der ORC-Betrieb für eine reine Gen-Set-Anwendung profitabel und für BHKW-Anwendungen unwirtschaftlich. Die Projektergebnisse zeigen deutlicher als vermutet, dass zur Erzielung einer guten Leistungsausbeute der ORC auf die jeweiligen Verläufe bzw. die vorliegenden Festwerte von Temperatur und Massenstrom präzise ausgelegt sein muss. Das betrifft die einzelnen Hauptkomponenten und auch die Systemabstimmung.

Résumé

Dans ce projet on a développé la technologie ORC (Organic-Rankine-Cycle, Cycle de Rankine) pour des applications dans les centrales de cogénération utilisant des moteur à gaz. Le but de l'introduction de cette technologie dans la centrale de cogénération est d'augmenter de rendement électrique du système. L'objectif quantitatif du projet n-a été atteint. Les mesure montrent que les différents composant de l'ORC ne fonctionnement ensemble d'une manière optimale. Les pertes de pression et aussi les pertes thermiques dans le vaporisateur sont élevées. La régulation de la température de sortie de cet échangeur de chaleur est très compliquée. Les fuites internes dans le détendeur ne sont pas encore optimisées, ce qui conduit à des pertes de performance de détendeur. Il faut surdimensionner la pompe d'alimentation pour compenser ces pertes dans le système, ce qui réduit le rendement thermique du système. Le système ORC est profitable uniquement pour les applications Genset (Production d'électricité) à cause de la durée de vie et les couts de maintenance du détendeur. Les résultats montrent clairement que l'optimisation de l'architecture des éléments de l'ORC pour une source de température et aussi un profil de température est très importante pour atteindre un rendement élevé avec le système.

Abstract

In the project an ORC (Organic-Rankine-Cycle) for application in gas engine-powered block-type thermal power station has been developed. The main focus has been to continue the development and optimization of the vane expander. The quantitative main objectives of the tested ORC were not achieved. The measurement results show, that the components of the ORC are not working together in an optimal manner. The pressure and heat losses in the current evaporator are too high. Based on the current level of expander development, the internal leakage is relatively high, which increases the required external power for the process. Both effects reduce the efficiency of the ORC. Regarding the durability and the maintenance costs, the ORC system is profitable for the use in genset applications whereas it is not convenient for the use in block-type thermal power stations. The project results show more clearly than it was assumed at the beginning that the ORC, involving all main components and the system harmonization, has to be designed very precisely referring to the temperature, the temperature profile and the mass flow of the ORC fluid.





Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Résumé	3
Abstract	3
Inhaltsverzeichnis	5
1. Zusammenfassung (Abstract)	7
2. Ziel der Arbeit	7
3. Grundlagen – Randbedingungen	8
3.1 Organic Rankine Cycle – Grundaufbau	8
3.2 Randbedingungen	9
3.2.1 Lebensdaueranforderungen	9
3.2.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	10
3.3 ORC-Kreisprozess	11
3.4 Vergleiche unterschiedlicher Expansionsmaschinen	13
4. Konzept – Anlagenbeschrieb	15
4.1 Prinzip des FZE-Aufbaus	15
4.2 FZE-Funktionsprinzip	16
4.3 ORC-Regelung.....	17
4.4 Planung des ORC-Aufbaus in der Konzeptphase.....	17
4.4.1 Vorüberlegungen zum Systemverhalten	19
5. Vorgehen / Methode	19
5.1 FZE-Dimensionierung	19
5.2 Software-Entwicklung für den ORC-Betrieb.....	22
5.2.1 ORC-Simulationsmodell	22
5.2.2 Modell In the Loop Simulation	23
5.3 Inbetriebnahme des Messaufbaus	25
5.3.1 Apparativer Aufbau.....	25
5.3.2 Einstellung der Regler-Parameter k_P , k_I und k_D	26
5.3.2 Erweiterung und Anpassung der ORC-Software für den realen Betrieb	28
5.4 ORC-Messbetrieb.....	30
5.4.1 Systemhochlauf.....	30
5.5 Simulations-basierte Ergebnisse / Vorgehensweise	32
5.5.1 Nutzung verschiedener Wärmequellen des BHKW-Gasmotors	32
5.5.2 Dieselmotor für mobile Anwendungen	35
6. Ergebnisse / Erkenntnisse	37
6.1 Messergebnisse	37



6.2 Befundung	38
6.3 Bewertungsmatrix der untersuchten FZE-Varianten	40
7. Diskussion / Würdigung der Ergebnisse / Erkenntnisse	41
8. Schlussfolgerungen.....	43
9. Nationale und internationale Zusammenarbeit.....	43
10. Ausblick, nächste Schritte nach Projektabschluss.....	44
11. Referenzen / Bibliography	45
12. Anhang	47
12.1 Erklärung Hubkontur	47
12.2 Wirkungsgradbegriffe	47
12.3 Flügelzellenexpander / 3D-Ansicht und Stückliste	48
12.4 Fotografien der Haupt-Bauteile des Flügelzellenexpanders	50
12.5 Systemintegration des Flügelzellenexpanders am V12 Gasmotor	52
12.6 Definition der Messgrößen.....	54
12.7 Fotografien des Prüfstandsbaus	55



1. Zusammenfassung (Abstract)

Im Projekt wurde ein ORC (Organic-Rankine-Cycle/ Organic-Rankine-Kreislauf) für den Einsatz in einem Gasmotor-basierten BHKW (Blockheizkraftwerk) entwickelt. Durch die dortige Nutzung des ORCs soll eine Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades im BHKW erreicht werden. Im Gegensatz zu anderen Abgasenergie-Rekuperations-Technologien (z. B. durch Turbogeneratoren), welche auch die kinetische Abgasenergie verwenden, nutzt der ORC lediglich die thermische Abgasenergie. Im Abgaspfad wird durch eine solche Rekuperation das der Turbine (des Abgasturboladers) bereitstehende Druckgefälle nur sehr geringfügig abgeschwächt. Somit bleiben der Turbolader-Wirkungsgrad und der des Gasmotors nahezu unverändert hoch.

Im besonderen Fokus des Projekts stand die Weiterentwicklung der bereits dazu zuvor von den Projektteilnehmern neu entwickelten Expansionsmaschine in der Ausführung eines FZE's (Flügelzellenexpanders). Gemäss der im Projekt erarbeiteten optimierten Auslegung wurde ein FZE-Prototyp angefertigt. Die Optimierungen des FZE's und des ORC-Gesamtsystems erfolgten beginnend durch 1D- und 3D-Simulationen und anschliessend durch experimentelle Entwicklung an einem mit entsprechender Messtechnik ausgestatteten Prüfstandsaufbau bestehend aus einem Verbrennungsmotor mit integriertem ORC. Neben diesen apparativen Aufbauten erfolgte eine modellbasierte Entwicklung der für den ORC-Betrieb notwendigen Softwarefunktionen mit den darin enthaltenen Steuerungs- und Regelungsstrategien. Um das Potential weiterer ORC-Anwendungen unter Verwendung desselben FZE's zu bewerten, wurden simulatorische Untersuchungen mit einem durch die Prüfstandstests validierten ORC-Modell durchgeführt.

Die quantitativen Hauptziele des getesteten ORC-Systems wurden nicht erreicht. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die einzelnen Komponenten des ORC-Systems nicht optimal arbeiten. Die Druckverluste im verfügbaren Verdampfer sind sowohl primär- als auch sekundärseitig zu hoch. Die beim derzeitigen Entwicklungsstand des FZE's vorliegenden internen Leckagen sind relativ hoch, was wiederum eine Erhöhung der dem Prozess von aussen zuführbaren Leistung erfordert und beides zu einer deutlichen Abschwächung des ORC-Wirkungsgrades führt.

Unter der Voraussetzung der Dauerhaltbarkeit und niedriger Wartungskosten ist der ORC-Betrieb für eine reine Gen-Set-Anwendung profitabel und für BHKW-Anwendungen unwirtschaftlich. Die Projektergebnisse zeigen deutlicher als vermutet, dass zur Erzielung einer guten Leistungsausbeute der ORC auf die jeweiligen Verläufe bzw. die vorliegenden Festwerte von Temperatur und Massenstrom präzise ausgelegt sein muss. Das betrifft die einzelnen Hauptkomponenten und auch die Systemabstimmung.

2. Ziel der Arbeit

Das Ziel des Vorhabens ist ein Nachweis der technisch darstellbaren Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades eines Gasmotor-basierten BHKW's auf einen Wert, der eine spätere Kundennachfrage erwarten lässt.

Darüber hinaus soll eine Bewertung erarbeitet und dokumentiert werden, inwieweit sich der Systemwirkungsgrad durch bestimmte mit einem Mehraufwand verbundenen Verbesserungen bzw. Vereinfachungen, die zu Einsparungen bei den Herstellungskosten führen können, ändert. Dadurch erhöht sich zwar die Anzahl der zu untersuchenden ORC-Varianten; allerdings steht dann nach Abschluss des Vorhabens eine umfassende Datenbasis zur Verfügung, aus der dann ein Serienprodukt entwickelt werden kann, welches das beste Kosten-Nutzen-Verhältnis erwarten lässt. Durch diese



umfassende Untersuchung soll das Risiko ausgeschlossen werden, dass nach dem Abschluss des Vorhabens lediglich ein energetisch optimiertes Gesamtsystem vorliegt, das aber möglicherweise zu hohe Anschaffungskosten für konkrete Anwendungen haben würde.

Der elektrische Wirkungsgrad eines BHKW's kann nochmals gesteigert werden, indem mehrere jeweils auf die verschiedenen Wärmequellen des Verbrennungsmotors abgestimmte ORC's verwendet werden. Diese Potentiale sollen durch Simulationen berechnet werden. Ferner soll ansatzweise erarbeitet werden, durch welche Maßnahme der Einsatz eines ORC's auch bei in mobilen Anwendungen und damit transient betriebenen Dieselmotoren zielführend eingesetzt werden kann, und welche mobilen Anwendungen hierfür prädestiniert sind.

Die quantitativen Hauptziele sind die Erreichung folgender Wirkungsgrade:

- Elektrischer Wirkungsgrad Gesamtsystem 46 % bis 48 %
- Thermischer ORC-Wirkungsgrad > 12 %

3. Grundlagen – Randbedingungen

Der elektrische Wirkungsgrad eines Gasmotor BHKW's kann durch Nutzung der thermischen Abgasenergie erhöht werden. Diese sogenannte Wärmerückgewinnung lässt sich durch einen in der Abbildung 1 schematisch dargestellten ORC (Organic Rankine Cycle / Organic Rankine Kreislauf) umsetzen.

3.1 Organic Rankine Cycle – Grundaufbau

Das sogenannte ORC-Medium – auch Arbeitsfluid genannt – wird durch die auf der linken Bildseite dargestellten Hochdruckpumpe *HP Pump* entlang der Pfeilrichtung durch die anderen gezeigten Komponenten bewegt. Die Primärseite des im oberen Bildbereich dargestellten Verdampfers *Evaporator* (im Grunde genommen handelt es sich hierbei um einen Wärmetauscher) wird von dem Abgas des Gasmotors *Exhaust* durchströmt. Das auf der Sekundärseite des Verdampfers durchströmende ORC-Medium wird dadurch erwärmt. Bei entsprechendem Siedepunkt des ORC-Medium gelangt dieses im gasförmigen Aggregatzustand in den *Expander*. Dieser wandelt einen Teil der Verdampfungsenthalpie in mechanische Energie um. Die mechanische Energie fällt in Form von mechanischer Rotationsleistung p_{mech} über einen Zeitraum an. Damit das ORC-Medium dem Prozess weiterhin zur Verfügung steht, d. h. die Pumpe wieder im flüssigen Aggregatzustand erreicht, wird es in Bezug auf die Strömungsrichtung hinter der Turbine über einen *Condenser*, das ist ein Kondensator mit integriertem Kühler, geleitet.

Die am Abtrieb der Expansionsmaschine *Expander* anfallende mechanische Leistung kann zum Betreiben eines separaten (eigens für den ORC vorhandenen) Generators genutzt werden oder kann mechanisch auf die Kurbelwelle des Gasmotors gekoppelt als zusätzliche mechanische Eingangsleistung dem (im BHKW standardmässig vorhandenen) Generator zugeführt werden. Letzteres bezeichnet man als ORC-Compound.

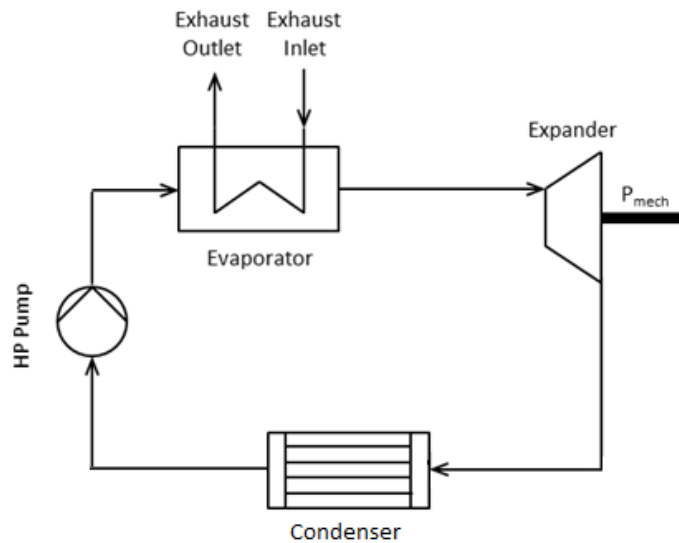


Abbildung 1: Schematische Darstellung des ORC's (Organik Rankine Cycles)

Um einen möglichst hohen Wärmeeintrag von der Abgasabwärme in das ORC-Medium zu erlangen, sollte der Massenstrom des ORC-Mediums möglichst hoch sein. Zur Erreichung eines hohen thermischen Wirkungsgrades des FZE's ist es in erster Betrachtung günstiger eine geringere Menge an ORC-Medium und dafür diese auf ein höheres Temperaturniveau zu erwärmen. Allerdings sind für Letzteres bestimmte Grenzen gesetzt. Klarerweise dürfen die im ORC verwendeten Materialien inkl. dem ORC-Medium selbst nicht über bestimmten Temperaturwerten ausgesetzt sein. Darüber hinaus muss eine „starke Überhitzung“ des ORC-Mediums vermieden werden, weil dieses ab einer bestimmten Temperatur in vollständiger Gasphase vorliegend in den FZE einströmt. Sobald dieser Zustand (annähernd) erreicht ist, tritt im FZE eine hohe interne Leckage auf, da ein nennenswerter Anteil des Arbeitsfluids entlang der Kontaktfläche der Flügel zum Gehäuse hindurchströmt (vgl. Abbildung 5). Letzteres würde dazu führen, dass ein bestimmter Anteil der Expansionsleistung den FZE ohne jegliche Beteiligung an der Umwandlung in mechanische Ausgangsleistung durchströmt.

Sekundär betrachtet steigt bei einer hohen Pumpleistung der *HPPump* zwecks Erhöhung des Massenstroms an ORC-Medium der Energieverbrauch des Pumpenmotors.

3.2 Randbedingungen

3.2.1 Lebensdaueranforderungen

Die Gesamteinsatzdauer eines BHKW-Gasmotors liegt bei 30 000 bis hin zu 60 000 Betriebsstunden. Aus der Interessenslage der Betreiber eines BHKWs müssen solche durch dessen zusätzliche Ausstattung mit einem ORC hinzukommende Abschaltvorgänge vermieden werden. Sobald die Zuverlässigkeit des ORC's eine Serienreife erlangt, erscheint dies als möglich, da am Gasmotor Ölwechselintervalle nach jeweils 1000 Betriebsstunden erforderlich sind. Bei einer weiteren Betrachtung des Wartungsplanes eines Liebherr V12 BHKW-Gasmotors, für den – in Bezug auf dessen Abgaswärme – in diesem Projekt ein ORC entwickelt wurde und dem naheliegenden Interesse der Betreiber einer weitgehenden Vermeidung zusätzlicher Stillstandszeiten ihrer BHKWs, ist leicht ersichtlich, dass die ORC-Betriebsdauer idealerweise bei 15 000 Stunden liegen sollte. Das erscheint für das Gesamtsystem



als kaum oder gar nicht erfüllbar, da – dem Leser einen nachvollziehbaren Vergleich liefernd – dieser Zeitraum immerhin das Dreifache der Nutzungsdauer einer PKW-Auslegung beträgt. Wie weit man an ein solches wünschenswertes Ziel mit einem vertretbaren Aufwand heranreicht, kann im Zuge des F&E Projekts keine Aussage getroffen werden.

Als Konsequenz dieser Anforderungen wird klar, dass sämtliche Komponenten, die nach weniger als 15 000 Betriebsstunden ersetzt werden sollten/müssen – in Betracht zu ziehen ist hier u. a. sicherlich die Hochdruckpumpe (s. u.) – im ORC so integriert sein müssen, dass deren Austausch ohne lange Montagezeiten möglich ist. Das ist auch insbesondere für die Expansionsmaschine zutreffend. Speziell hierfür erscheint aufgrund ihres geringen Volumens und ihres geringen Gewichts ein Komplettkomponenten-Wechselkonzept bei einer geeigneten Einbausituation im BHKW einfach möglich und sinnvoll. Nach dessen Wiederinbetriebnahme im Anschluss an eine Wartung können dann die Verschleissteile in der zuvor ausgebauten Expansionsmaschine ausgetauscht werden, woraufhin diese eine Weiterverwendung findet.

Im Zuge dieser Überlegungen scheinen primär die ORC-Wartungskosten und sekundär die ggf. bestehende Kostenerhöhung für einen ORC-Aufbau, bei dem die entsprechende Zugänglichkeit der Wartungs-relevanten Komponenten möglich ist, für das Kriterium *Lebensdaueranforderungen* ausschlaggebend zu sein.

3.2.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Allgemein bekannt und auch aus dem Namen BHKW (Blockheizkraftwerk) erkennbar, wird nicht nur die mechanische Abgabeleistung des Gasmotors, sondern auch dessen Abwärme zur Heizung von Gebäuden oder als Prozessenergie verwertet. Dort, wo die Abwärme gar nicht oder nur zu einem geringen Teil verwertet werden kann, d. h. bei reinen Gen-Set Anwendungen, besteht bei Vorhandensein eines ORC's keine Nachfragekonkurrenz zwischen thermischer und elektrischer Leistung. Folglich liegen hierbei die wirtschaftlich besten Grundvoraussetzungen für einen ORC-Einsatz vor.

In den meisten Fällen wird die Gasmotor-Generator-Einheit als Quelle eines Kraft-Wärme-Kopplung Gesamtsystems betrieben. Eine solche Quelle wird dann bekanntermassen als BHKW bezeichnet. Im Szenario *Gen-Set* wird eine solche Kostenbewertung vorgenommen, bei der sich durch das Vorhandensein eines ORC's eine grössere elektrische Leistung bereitstellen lässt, obwohl auch eine Nachfrage an der Nutzung der gesamten (wirtschaftlich nutzbaren) Abwärme des Gasmotors besteht, d. h. eine vollständige Nutzungskonkurrenz zwischen elektrischer und thermischer Leistung vorliegt.

Zur wirtschaftlichen Bewertung wurde ein Excel-basiertes einfaches Berechnungstool aufgebaut, welches unter Berücksichtigung verschiedener technischer Parameter und der Vergütungen für die thermische und die elektrische Energieeinspeisung den Ertrag errechnet, der durch den Einsatz eines ORC's erzielbar ist. Abbildung 2 zeigt die Erträge unter Zugrundelegung der am 19.12.2015 an der Strombörse Leipzig geltenden Vergütungen auf.

Einspeisung von elektrischer Leistung 0.043 Cent/kWh

Einspeisung von thermischer Leistung 0.025 Cent/kWh

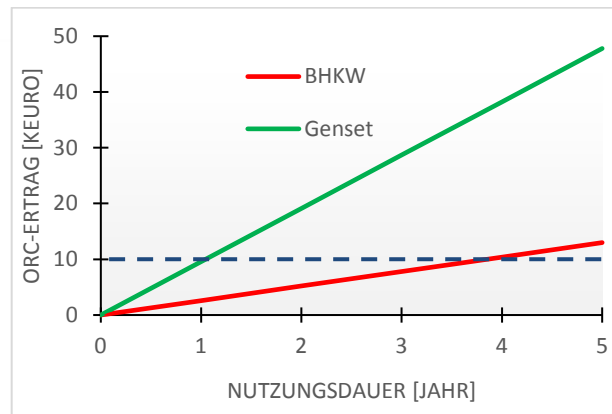


Abbildung 2: Ertrag und Amortisation eines ORC's

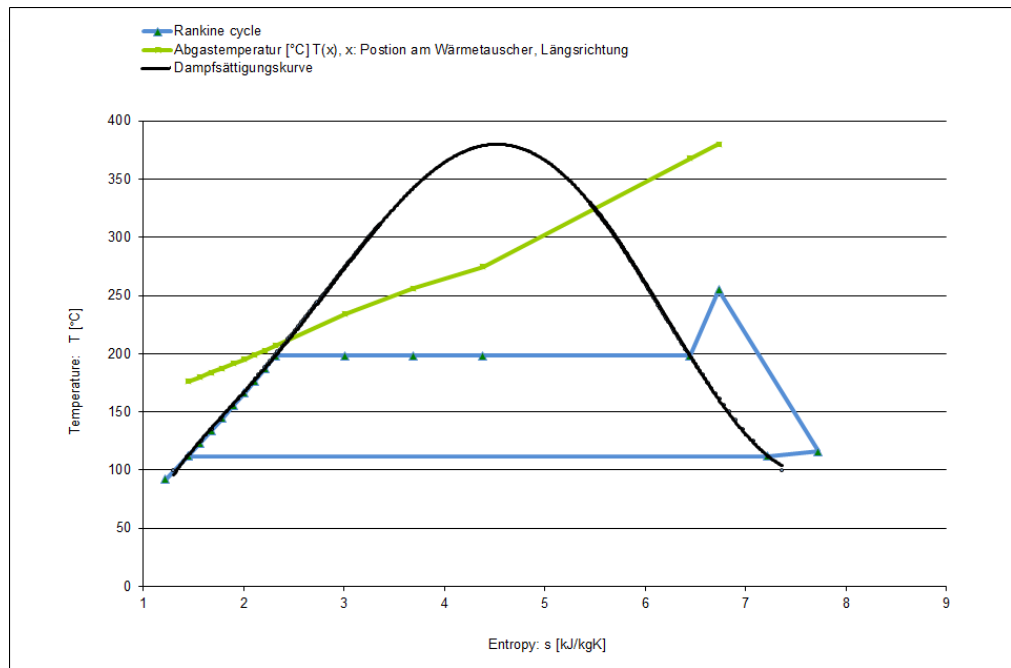
Unter der Annahme, dass ein mit einem V12-Gasmotor-Generator-Satz für Mehrkosten von 10 000 Euro mit einem ORC ausgestattet werden kann, was bei einer Produktion & Installation von ca. 500 Stück pro Jahr als realistisches Ziel erscheint, zeigt sich ein eindeutiges Ergebnis. Unter der Voraussetzung der Dauerhaltbarkeit und geringer Wartungskosten ist der ORC-Betrieb für eine reine Gen-Set-Anwendung hochprofitabel und für BHKW-Anwendungen wirtschaftlich unrentabel.

Die Kostenszenarien beschränken sich auf einen ORC compound (vgl. Abschnitt 4.1), da hierfür kein zweiter Generator und kein zweiter DC-DC-Wandler benötigt werden. Ein ORC compound ermöglicht wie in den vorgestellten Kostenszenarien eine Erhöhung der elektrischen Abgabeleistung bei gleichem Gasverbrauch oder eine Absenkung des Gasverbrauchs bei gleicher elektrischer Abgabeleistung als eine Gasmotor-Generator-Einheit ohne ORC. Letztere Kostenszenarien sind in der Abbildung nicht dargestellt. Klarerweise sind die hierbei anfallenden Erträge etwas niedriger, weil der ORC hierbei weniger stark ausgenutzt wird.

Bekanntermassen werden Gasmotoren auch als reine Notstromaggregate oder als Einrichtung zum kosteneinsparenden Abfangen von sogenannten Spitzenlasten eingesetzt. In diesen Fällen ist der Gasmotor überwiegend abgeschaltet. Klarerweise sind hierbei die Mehraufwände zur Nutzungsmöglichkeit von Motorabwärme unrentabel.

3.3 ORC-Kreisprozess

Als Grundlage für das Verständnis der nachfolgend zu erklärenden ORC-Regelung wird der Kreisprozess im Detail anhand des Ts (Temperatur-Entropie) – Diagramm erklärt.

Abbildung 3: Ts (Temperatur-Entropie) - Diagramm)

Die grüne Linie stellt den Verlauf der Abgastemperatur in Bezug die Längsposition im Wärmetauscher HEX dar. (Die Abszisse könnte mit Längenangaben als zweite Grösse beschriftet sein.) Dabei kennzeichnet der Maximalwert (rechts oben) dieser grünen Linie – wie an der Ordinate, über der die Temperaturwerte aufgetragen sind – von ca. 380° C die Temperatur des in den Wärmetauscher eintretenden Abgases. Beim Durchströmen des Wärmetauschers vollzieht sich klarerweise eine Abgasabkühlung. Der Minimalwert (links unten) der grünen Linie mit dem Wert von ca. 180° C kennzeichnet die Abgastemperatur am Austritt aus dem Wärmetauschers HEX. Der blaufarbene geschlossene Linienzug zeigt den im ORC – entlang dem Uhrzeigersinn – ablaufenden Kreisprozess des ORC-Mediums auf. Ausgehend vom linken unteren Ende des geschlossenen Linienzugs wird das durch die Sekundärseite des Wärmetauschers im Gegenstrom gepumpte ORC-Medium, welches an dessen Eintrittsort dort im flüssigen Aggregatzustand vorliegt, zunächst durch die von der Primärseite kommende dem Abgas entzogene thermische erwärmt. Das zeigt sich im Ts -Diagramm (Temperatur-Entropie-Diagramm) in demjenigen Abschnitt, in dem der blaue Linienzug deckungsgleich zur schwarz eingezeichneten Dampfsättigungskurve ansteigt. Sobald die bekanntermassen druckabhängige Siedetemperatur des ORC-Mediums erreicht ist, führt die gesamte weiterhin zugeführte thermische Leistung, die beim Durchlaufen des entsprechenden Teilabschnitts im Wärmetauscher kumuliert wird, zum Phasenübergang des ORC-Mediums in den gasförmigen Aggregatzustand. Dieser Phasenübergang zeigt sich am blauen Linienzug entsprechend in dem Abschnitt, in welchem dieser isotherm die Dampfsättigungskurve „durchläuft.“ Nach dem das ORC-Medium vollständig als Dampf vorliegt, führt die thermische Leistung, die noch solange in das ORC-Medium eingebracht wird, bis es die Sekundärseite des Wärmetauschers verlässt, zu einer weiteren Temperaturerhöhung, der sogenannten Überhitzung des ORC-Mediums. (Leicht nachvollziehbar liegt das Temperaturmaximum des ORC-Mediums an dessen Austrittsort aus dem Wärmetauschers HEX vor.) Bei den bisher beschriebenen Abschnitten des blauen Linienzugs zeigt die x -Position sowohl die Längsposition im Wärmetauscher (allerdings in einer relativen Grösse) und gleichermassen die Entropie des ORC-Mediums auf. In Bezug

auf den ORC-Aufbau liegen zwischen dem Austrittsort der Hochdruckpumpe bis vor den Eintrittsort des FZE's sehr niedrige Strömungswiderstände vor. Als Folge davon durchläuft das ORC-Medium diese Wegstrecke des ORC-Aufbaus und entsprechend gleichermassen die anhand der bisher erklärten Abschnitte des blaufarbenen Linienzugs erklärten Prozesse isobar. Im ORC-Medium vollziehen sich mit sehr guter Näherung ausgehend vom Austritt aus dem Wärmetauscher bis unmittelbar vor dem Eintritt in den FZE auch keine Temperatur- und keine Entropieänderung.

Während das ORC-Medium den FZE durchströmt, wandelt dieser einen Teil der dort im ORC-Medium enthaltenen Verdampfungsenthalpie in mechanische Energie um, welche als Rotationsleistung p_{mech} an der Abtriebswelle des FZE's über einen Zeitraum abgegriffen werden kann. In Bezug auf den blaufarbenen Linienzug zeigt sich dieser thermodynamische Zustandsübergang des ORC-Mediums genau in dem Teilabschnitt, in welchem der starke Temperaturabfall vorliegt. In diesem Abschnitt liegt eine leichte Zunahme der Entropie vor. Diese Zunahme ist ein Mass für die am FZD auftretenden Verluste. Damit das Arbeitsfluid dem Prozess weiterhin zur Verfügung steht, d. h. die Pumpe wieder im flüssigen Aggregatzustand erreicht, wird es in Bezug auf die Strömungsrichtung hinter der Turbine über einen *Condenser*, das ist ein Kondensator mit integriertem Kühler, geleitet. In Bezug auf das Ts-Diagramm ist das der verbleibende Anteil, der den blaufarbenen Linienzug schliesst.

Die Abschnitte des im Uhrzeigersinn durchlaufenen blaufarbenen Linienzugs, die sich nach der Erreichung des Temperaturmaximums ergeben, können selbstverständlich nur noch den auf der Abszisse eingetragenen Entropiewerten zugeordnet werden; jedoch nicht mehr der Wegkoordinate in der Längsrichtung des Wärmetauschers HEX.

3.4 Vergleiche unterschiedlicher Expansionsmaschinen

Im Vorfeld des Projekts erfolgte der hier in einer knappen Zusammenfassung dargestellte Vergleich von auf unterschiedlichen Funktionsprinzipien basierenden Expansionsmaschinen in Hinblick auf ihre Eignung zur Abgas-Energierückgewinnung von BHKW Gasmotoren.

- 1) Flügelzellen Expander, im Folgenden Text als FZE bezeichnet und in Abbildung 5 dargestellt
- 2) Turboexpander
- 3) Kolbenexpander
- 4) Schrauben-Expander
- 5) Monoflügelexpander
- 6) Scroll-Expander

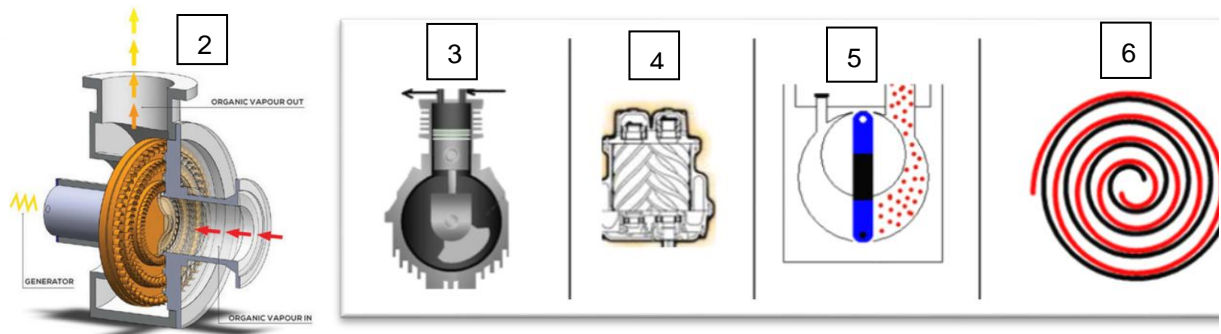


Abbildung 4: Grundsätzlicher Aufbau unterschiedlicher Typen von Expandern

Abbildung des Turboexpanders entnommen aus: <http://www.microgenerationconcepts.com/>

- **Generelle Vorteile FZE**
 - + Bei entsprechend hoher Flügelanzahl ergeben sich beim FZE sehr geringe Druck- und damit keine nennenswerten Drehmomentschwankungen.
 - + geeignet für Mittel- und Hochdruckerwendungen
 - + kompakte Einheit/hohe Leistungsdichte
 - + lastabhängige Einstellung des Expanders möglich
 - + Bei der Verwendung von zwei gegenüberliegenden Einlässen im FZE heben sich alle auf die Lagerung einwirkenden Druckkräfte gegenseitig auf. Dies führt zu einer geringen Lagerbelastung, reduziert somit den Verschleiß und begünstigt eine lange Lebensdauer.

- **Nachteil FZE**

Der FZE benötigt zur Erreichung eines ausreichend hohen isentropischen Wirkungsgrades ein hochentwickeltes Dichtungskonzept zur Reduzierung seiner systembedingten Leckageverluste.

- **Vergleich zwischen verschiedenen Expansionsmaschinen**

Die Abgasenergieerückgewinnung über einen **Turboexpander** hat den Vorteil, dass hierfür kein ORC, mit den zahlreichen zusätzlichen Komponenten (vgl. Abbildung 1) z. B. der Hochdruckpumpe und der Wasserpumpe zum Betreiben des Kühlkreislaufs, benötigt wird. Bei einem ORC muss diesen beiden genannten Komponenten Leistung zugeführt werden, wodurch sich die tatsächlich verfügbare Abgabeleistung, als Nettoleistung bezeichnet, der Wärmerecuperationseinrichtung reduziert. Bei Verwendung eines Turboexpanders ist der Generator direkt mechanisch mit dem vom Abgas bewegten Turbinenrad der Expansionsmaschine verbunden, wohingegen beim ORC Wirkungsgradverluste der darin enthaltenen Komponenten, vor allem der des als Überhitzer arbeitenden Wärmetauschers, vorliegen. Darüber hinaus bezieht ein Turbogenerator seine Rekuperationsleistung nicht nur aus der thermischen Leistung, sondern zusätzlich aus der Strömungsleistung des Abgases. Doch dieser vermeintliche Vorteil ist bei stationär betriebenen Gasmotoren (natürlich gilt hier auch eine Verallgemeinerung auf Verbrennungsmotoren) in Wirklichkeit ein Nachteil des Turboexpanders, da dessen Einbringung in den Abgaspfad eine deutliche Abgasgedruckerhöhung bewirkt, wodurch sich der mechanische



Wirkungsgrad des Gasmotors verschlechtert. Im Fall einer passenden Auslegung des verwendeten Abgasturboladers auf den Betriebsunkt und die generellen Eigenschaften des Gasmotors ist diese Wirkungsgrad-Einbusse derart hoch, dass diese durch die Abgasrekuperation lediglich kompensiert wird und kaum zusätzliche elektrische Abgabeleistung im BHKW anfällt.

Im Unterschied zu einem FZE benötigt ein **Kolbenexpander** Ventile. Generell geringe Leckageverluste sind ein Vorteil des Kolbenexpanders, welcher das gleiche Wirkungsgradniveau wie ein FZE erreichen kann. Allerdings hat ein Kolbenexpander eine deutlich geringere Leistungsdichte, ist anfällig gegenüber der Kondensation des ORC-Mediums und verursacht durch sein Wirkungsprinzip hohe Drehmoment-schwankungen. Daher kann der Kolbenexpander nicht über eine einfache Kupplung mit dem Verbrennungsmotor verbunden werden, wie das beim FZE der Fall ist.

Ein **Scrollexpander** besteht aus zwei ineinander rotierenden Spiralen. Der Einlass befindet sich in der Mitte. Während der Expansionsphase wird das Fluid an den Rand des Expanders verschoben. Aufgrund der Temperatur-Unterschiede zwischen Einlass/Auslass wird die durch den Fluid gebildete Spirale inhomogen verformt. Dadurch erhöht sich die interne Leckage, was wiederum zu einer Absenkung des internen Wirkungsgrades führt.

Der **Schraubenexpander** sowie der Turboexpander erfordern systembedingt ein hohes Drehzahl-niveau, wodurch in der vorgesehenen ORC-Compound Anwendung zur Ankopplung ein Getriebe benötigt werden würde.

Der **Monoflügelexpander** weist deutlich höhere Drehmomentschwankungen und eine deutlich höhere Radialleckage auf als ein FZE, bei dem es sich im Grunde genommen um einen Multiflügelzellen-expander handelt.

4. Konzept – Anlagenbeschreibung

Als **Resümee von im Vorfeld des Projekts durchgeführten Recherchen und Simulationen** sahen die Antragsteller bereits deutliche Vorteile des FZE's gegenüber anderen Expansionsmaschinen-Typen. Dies gilt auch im Hinblick auf die für den vorgesehenen Einsatz relevante Leistungskategorie der Gas-motoren.

4.1 Prinzip des FZE-Aufbaus

Damit jeder Flügel in jeder Winkellage des Rotors immer die Gehäuse-Innenwand berührt, werden diese durch einen Führungsring (in orangener Farbe dargestellt) aus ihrer Nut herausgedrückt. Durch diesen Aufbau ergeben sich mehrere Kammern, die entsprechend den zwischen den Flügeln bestehenden Winkelverhältnissen phasenverschoben sind. Da die Kontur der Innenwand nicht kreisförmig ist, weist jede Kammer von Ihrer Winkelposition abhängige Abmasse auf.

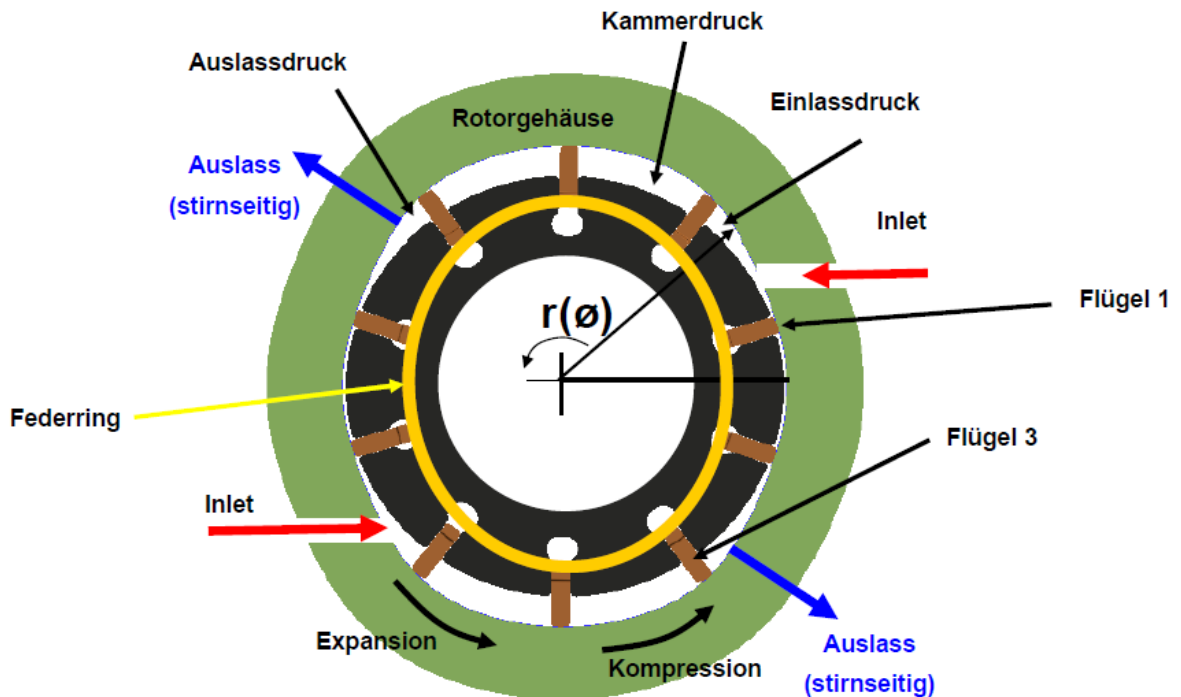


Abbildung 5: Aufbau eines FZE's

4.2 FZE-Funktionsprinzip

Das ORC-Medium strömt durch die beiden (mit einem rotfarbenen Pfeil gekennzeichneten) Einlassöffnungen *Inlet* in das FZE-Innenvolumen ein. Der dadurch entstehende Einlassdruck führt bei ausreichender Dichtheit des Systems zu einer Drehung des Rotors im Gegen-Uhrzeigersinn. Dadurch durchläuft jede Kammer einen jeweils vierstufigen Zyklus.

- Einlassphase des Arbeitsfluids
- Expansionsphase (Drehung der Kammer – im abgesehen von den Leckageverlusten hermetisch abgedichteten Zustand)
- Auslassphase des Arbeitsfluids
- Vorverdichtungsphase

4.3 ORC-Regelung

Der Lösungsansatz der Regelungstechnischen Aufgabenstellung für den ORC-Betrieb wird durch folgendes Blockschaltbild beschrieben.

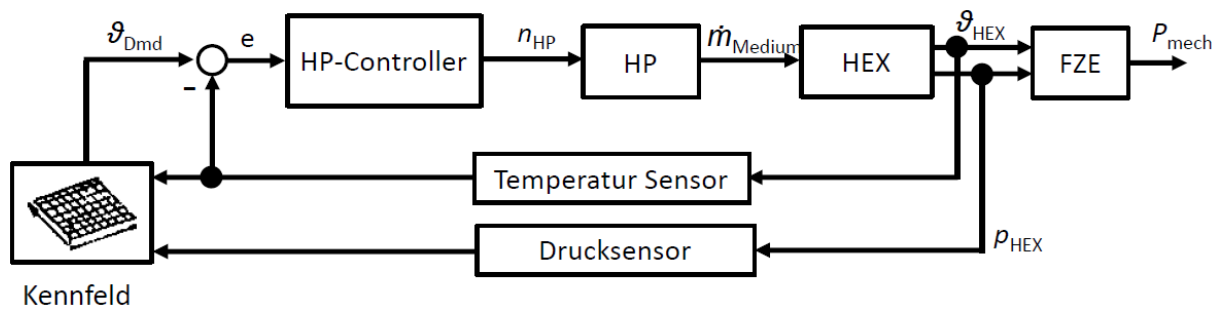


Abbildung 6: ORC Regelkreis

Die Führungsgrösse ϑ_{Dmd} ist die Soll-Temperatur ϑ_{HEX} des ORC-Mediums am Ausgang des als Verdampfer dienenden Wärmetauschers *HEX*. In Abhängigkeit der Abweichung e zur entsprechenden Ist-Temperatur wird über den Regler *HP-Controller* die Soll-Drehzahl n_{HP} der Hochdruckpumpe *HP* angepasst, was wiederum den Massenstrom \dot{m} des ORC-Mediums beeinflusst. Die Menge der Wärmeübertragung vom Abgas über den Wärmetauscher *HEX* in das ORC-Medium und damit die Temperatur ϑ_{HEX} des ORC-Mediums sowie die dem FZE zugeführte Wärmeleistung sind abhängig von der Höhe \dot{m} , des ORC-Massenstroms. (Klarerweise ist die dem FZE zugeführte Wärmeleistung ebenso abhängig vom Massenstrom und der Temperatur des Motorabgases sowie von im ORC enthaltenen Komponenten; insbesondere vom Wirkungsgrad des Wärmetauschers *HEX*).

Bekanntermassen ist die Siedetemperatur eines Stoffes druckabhängig. Die Einstellung des gewünschten Massenstroms \dot{m} mittels der Hochdruckpumpe wirkt sich auch auf den Druck p_{HEX} des ORC-Mediums vor dessen Eintritt in den FZE aus. Indem der Sollwert der Temperatur ϑ_{Dmd} über ein Kennfeld in Abhängigkeit der Istwerte der Temperatur ϑ_{HEX} und des Drucks p_{HEX} , d. h. durch eine sogenannte Vorsteuerung festgelegt wird, kann eine stärkere Annäherung des Temperaturwertes ϑ_{HEX} an den tatsächlichen Optimalwert erreicht werden, wodurch der ORC mit einer höheren Systemeffizienz betrieben wird. Der Temperaturwert ϑ_{HEX} entspricht dem Temperaturmaximum im Ts-Diagramm (vgl. Abbildung 3).

4.4 Planung des ORC-Aufbaus in der Konzeptphase

Die Abbildung 7 zeigt das im Zuge der Vorbereitungen für die späteren Prüfstandstests geplante Schaltschema des ORC's. Daher sind in der Abbildung der V12-Gasmotor *Engine*, dessen Abgaspfad durch die Primärseite des Wärmetauschers *HEX* geführt ist, erforderliche Hauptkomponenten für die Grundfunktion des ORC's (vgl. Abbildung 1) sowie zusätzliche Erweiterungen enthalten.

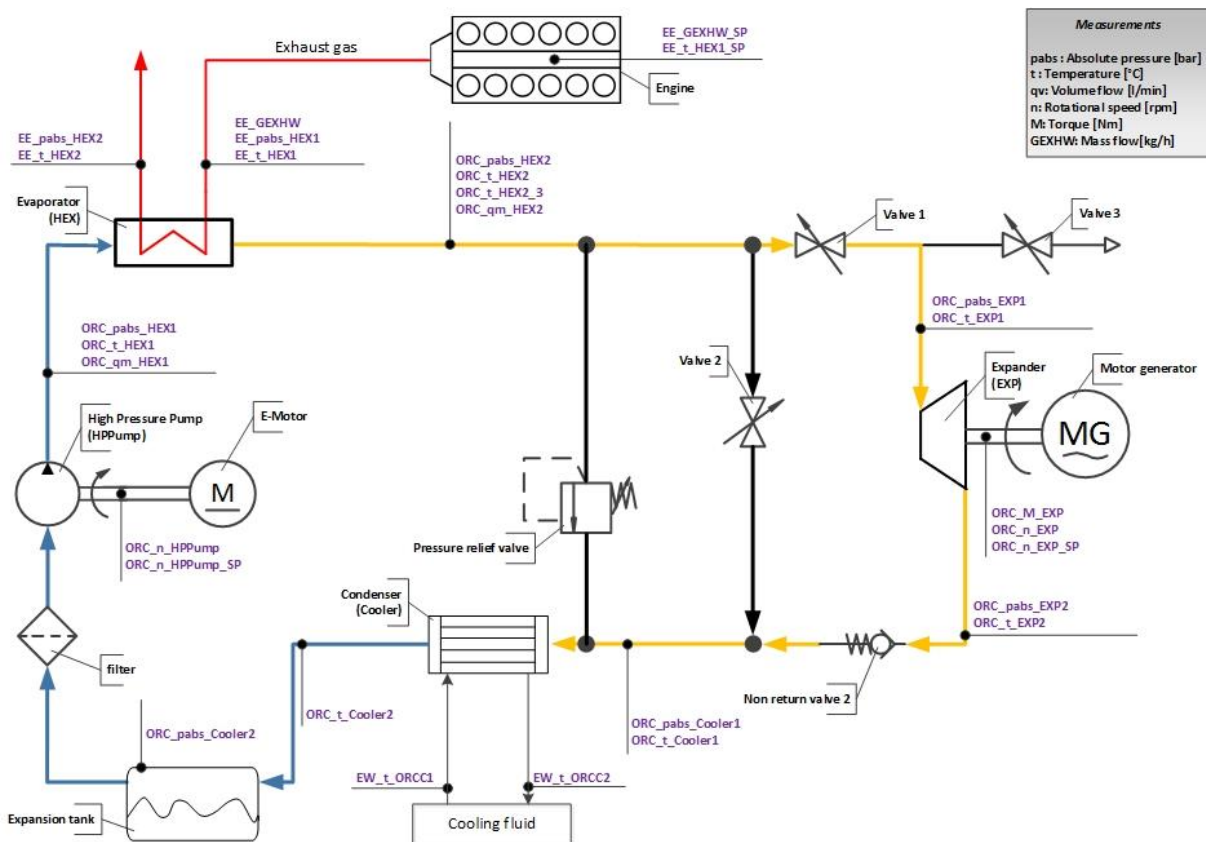


Abbildung 7: Schaltschema des geplanten ORC-Aufbaus

Das betrifft die ORC-Umgebung, bestehend aus dem Elektromotor (E-Motor), der die Hochdruckpumpe (High Pressure Pump) antreibt, dem Generator (Motor generator) – über den die mechanische Abgabeleistung des FZE's in elektrische Leistung umgewandelt wird – und dem Kühlkreislauf (Cooling fluid), in dem die Sekundärseite des Moduls zur Kondensation und Abkühlung [Condenser (Cooler)] integriert ist. Das betrifft ferner solche Komponenten, die für den realen ORC-Betrieb benötigt werden, wie [s. unten links] einen Ausgleichsbehälter (*Expansion tank*) und einen Filter (*filter*) für das ORC-Medium sowie drei Ventile (Valve 1, 2 und 3).

Die besagten Ventile werden jeweils in einer Zweipunktregelung betrieben. Bevor die verfügbare thermische Abgasenergie ausreichend hoch ist, damit am Austritt des Wärmetauschers *HEX* ein ausreichend hoher Anteil des ORC-Mediums in Gasphase vorliegt, wird es am FZE (*EXP*) vorbeigeleitet, in dem das Valve 2 geöffnet und das Valve 1 geschlossen ist. In diesem Fall ist das Valve 3 geöffnet, um zu vermeiden, dass aufgrund der Sogwirkung der Hochdruckpumpe (*HPPump*) der FZE quasi als Vakuumpumpe betreiben wird. Sobald ein bestimmter Anteil des ORC-Mediums in Gasform vorliegt, werden die Stellungen dieser drei Ventile geändert.

Die betrachtete Abbildung beinhaltet den vollständigen Messstellenplan. Die Namensgebung der Messtellen erfolgt hier nach der firmeninternen Konvention, deren Aufschlüsselung in der sich im Anhang befindenden Tabelle 3 zu finden ist. Die in der Abbildung 7 eingezeichneten Messstellen beinhalten diejenigen Systemgrößen, die in der ORC-Anwendung überwacht, gesteuert oder geregelt



werden müssen (vgl. Abschnitt 5.3) und reine Messgrößen. Letztere werden nur Entwicklungs- begleitend erhoben, z. B. zur Validierung des Simulationsmodells oder zur Erlangung von Kenntnissen, die für eine Systemverbesserung herangezogen werden können.

4.4.1 Vorüberlegungen zum Systemverhalten

Zur Vereinfachung der Überlegungen werden konstante Umgebungsbedingungen angenommen, d. h. es liegen keine Änderungen des Massenstroms vor und die Temperaturen des Motorabgases, der Umgebung und des Kühlwassers EW_t_ORCC1 bleiben unverändert.

Aufgrund der hohen thermischen Leistung des Abgases, von der klarerweise ein möglichst hoher Anteil verwertet werden soll, muss ein entsprechend grosser Wärmetauscher *HEX* verwendet werden. Ein grosser Wärmetauscher führt zu einer hohen thermischen Trägheit. Nach einer durch die Verstellung der HP-Pumpendrehzahl ORC_n_HPPump hervorgerufene Änderung des Massenstroms ORC_qm_HEX2 dauert es einige Zeit, bis der ORC wieder einen stationären Betriebszustand angenommen hat. Wie beim späteren ORC-Betrieb bestätigt (vgl. Abschnitt 6.3.2; insbesondere Abbildung 13), liegt die Dauer derart verursachter Temperatur-Ausgleichsvorgänge bereits im Bereich weniger Minuten. Diese Dauer wird in der Regelungstechnik als Totzeit bezeichnet und ihr Auftreten ist ein allgemein bekanntes in vielen praktischen Anwendungen auftretendes Phänomen in der Regelungstechnik. Das Vorhandensein von Totzeit ist klarerweise für Regelungen ungünstig, da ein schlecht gewählter Stellwert erst im Nachhinein als solches festgestellt und entsprechend verspätet korrigiert werden kann und ob wiederum der korrigierte Wert günstig ist, zeigt sich gleichermassen mit einem Zeitverzug. Um die Totzeit möglichst klein zu halten, muss die Temperaturmessstelle zur Erfassung Regelgrösse ORC_t_HEX2 , d. h. dem Temperaturwert, der dem Regler bereitgestellt wird so nahe wie möglich am Ausgang des Wärmetauschers *HEX* installiert. Allerdings ist auch hier ein gewisser Abstand zum Wärmetauscher *HEX* nötig, weil zur Erreichung einer notwendigerweise repräsentativen Temperaturmessung eine Homogenisierung über dem Strömungsquerschnitt vorliegen muss.

Für die ORC-Anwendung zur Wärmerecuperation an transient betriebenen Verbrennungsmotoren ist die thermische Trägheit von Vorteil, weil sich dadurch der ORC-Betriebsbereich stark einschränkt und dadurch ein weitaus grösserer Energieumsatz des ORC's im annähernden Optimalbereich seiner Auslegung erfolgen kann.

5. Vorgehen / Methode

5.1 FZE-Dimensionierung

Für die Erreichung möglichst langer Wartungsintervalle des FZE's ist eine ausreichende Festigkeit seiner Flügel besonders kritisch und zwar aufgrund hoher Beanspruchungen durch hohe Temperatur-Absolutwerte und -Gradienten sowie der Tatsache, dass gerade an den Kontaktflächen zwischen den Flügelenden und der Innenfläche des Rotorgehäuses kein Schmiermedium eingesetzt werden kann. Die Kontaktfläche jedes Flügels wird durch die Rückstellkraft des Führungsringes und die im Zuge der Drehung auftretende Fliehkraft gegen die Innenseite der Gehäusewand gedrückt. Dadurch liegt an der besagten Kontaktfläche eine Flächenpressung vor. Durch die hinzu kommende Drehung des Rotors und der unvermeidbaren Gleitreibung zwischen dem Gehäuse und einem jeweiligen Flügel wird jeder

durch ein Biegemoment beansprucht. Bezogen auf den rechten Teil der Abbildung 5 und unter der Annahme, dass eine Drehung des Rotors vorliegt, sind die Momentanwerte der auf den Flügel 4 einwirkenden Flächenpressung und der Reibkraft grösser als die des Flügels 2. Im Vergleich zum Flügel 4 sind der momentane Hebelarm des Flügels 2 zum Angriffspunkt der Reibkraft grösser und die momentane Fixierung im Rotor weniger gut. Mit der beim Betrieb des FZE's andauernden Biegung und der Flächenpressung liegen somit zwei zur Bauteile-Ermüdung beitragende Prozesse vor. Die Maximalwerte dieser Belastungen steigen mit zunehmendem Gesamthub. Dieser ist die Differenz des maximalen und minimalen radialen Abstandes von der Achse des Rotors bis zur Innenwand des Rotorgehäuses. Entsprechend der hohen Wichtigkeit wurden für die Flügel 3D CFD Festigkeitsrechnungen durchgeführt und zwar für unterschiedliche Hubkonturen, unterschiedliche Rotordurchmesser, unterschiedliche Flügelprofilformen sowie unterschiedliche Werkstoffe zur Ausführung der Flügel und des Rotorgehäuses.

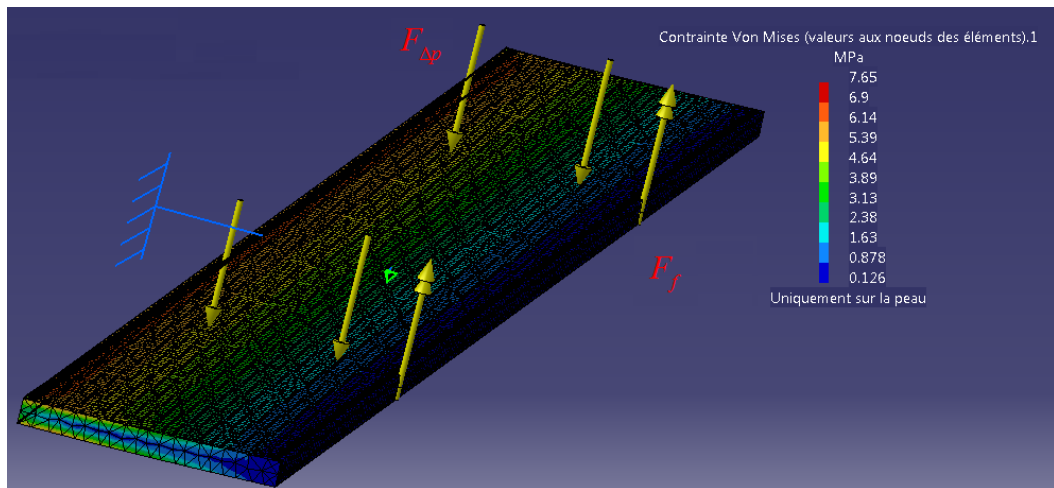


Abbildung 8: FEM Berechnung für einen Flügel über die Festigkeit in Bezug auf die Biegemomentenbeanspruchung

In Abhängigkeit des gewählten bzw. noch tolerierten Sicherheitsfaktors kann durch entsprechende Festigkeitsrechnungen der hierfür zulässige Gesamthub bestimmt werden. Die Ergebnisse der 3D CFD Festigkeitsrechnungen konnten bestätigt werden, weil im Punkt der maximalen Belastung des Flügels eine gute Werte-Übereinstimmung mit der analytischen Berechnung der Mises-Vergleichsspannung gezeigt werden konnte.

Wegen der hohen Lebensdauieranforderungen wurde zur bestmöglichen Neutralisierung der Radiallagerkräfte eine 2-Hubkontur verwendet (zur Erklärung s. Anhang Abbildung 14).

Aus der Abgastemperatur, dem Abgasmassenstrom und Annahmewerten bestimmter ORC-Kenngrössen (z. B. dem Wirkungsgrad des als Verdampfer arbeitenden Wärmetauschers, der entlang der Laufstrecke dieses Wärmetauschers bis zum Eintritt in die Kammern des FZE's auftretenden Verlustleitungen im ORC-Medium etc.) kann die zum Betrieb des FZE's verfügbare Eingangsenergie berechnet werden. Um diese Energie möglichst vollständig verwerten zu können, d. h. eine Maximierung des isentropischen Wirkungsgrades (s. Anhang) zu erzielen, ist insbesondere ein hoher volumetrischer Wirkungsgrad (s. Anhang) anzustreben. Letzteres wird erreicht durch die Darstellung eines möglichst grossen Kammervolumens bei einem möglichst niedrigen Totvolumen und einem geeigneten Expansionsverhältnis sowie Massnahmen zur Reduzierung der inneren und äusseren Leckageverluste. Die

Erzielung einer möglichst hohen Energieausbeute aus dem Abgas – der Maximierung des *ORC-Wirkungsgrades* (s. Anhang) – ist nur durch eine Gesamtoptimierung möglich, da sich (ohne Beschränkung auf die Allgemeinheit) bereits eine einzige Veränderung eines bestimmten Gestaltungsmerkmals auf die verschiedenen Eigenschaften des FZE's in unterschiedlicher Weise auswirken, d. h. jeweils unterschiedlich zu deren Vorteil oder Nachteil beitragen, was nachfolgend an einigen Beispielen vereinfacht aufgezeigt wird:

Der Maximalwert des Kammervolumens bestimmt sich aus der Fläche, die sich wiederum durch die Hubkontur, der entsprechenden Winkellage des Rotors und dem Winkel zwischen zwei benachbarten Flügeln ergibt und der Axiallänge des FZE's. In Folge dieser Zusammenhänge müssen folgende Gestaltungsmerkmale ermittelt werden.

- a) Die Form der Hubkontur
- b) Der Quotient aus dem Rotordurchmesser D und der Rotor-Axiallänge L
- c) Die Anzahl der Flügel

Zwecks Reibungs-Reduzierung ist eine geringe Anzahl von Flügeln vorteilhaft. Hingegen zur Minimierung von unerwünschten Druckpulsationen und der energetisch vorteilhaften Erhöhung des maximalen Verdichtungsdruckes ist jedoch eine hohe Anzahl von Flügeln günstig.

Da zwischen den Merkmalen a), b) und c) gegenseitige Abhängigkeiten bestehen, müssen diese in einer gemeinsamen Optimierung betrachtet werden. Zur Lösung dieser Optimierungsaufgabe erfolgte zunächst eine Aufstellung der Gleichungen aus den Domänen der Thermodynamik, der Mechanik und der Geometrie, mit denen das Verhalten und die Eigenschaften eines FZE's beschreiben werden können sowie eine Sammlung der bestehenden Nebenbedingungen. Anstelle der extrem aufwendigen analytischen Lösung des Gleichungssystems wurde das Optimum über eine sogenannte Parameterstudie identifiziert.

L [mm]	D [mm]	Rapport L/D [-]	P_{th} [W]	P_{ex} [W]	η [-]
205	116	1.7672	37149	33792	0.9096
195	118	1.6525	36710	33414	0.9102
185	120	1.5417	35980	32798	0.9116
175	124	1.4113	36054	32893	0.9123
165	128	1.2891	36420	33174	0.9109
155	132	1.1742	36571	33245	0.9091
145	136	1.0662	36441	33069	0.9075
135	142	0.9507	36857	33331	0.9043
125	146	0.8562	36025	32457	0.9010
115	154	0.7468	36793	32980	0.8964
105	160	0.6563	36356	32456	0.8927

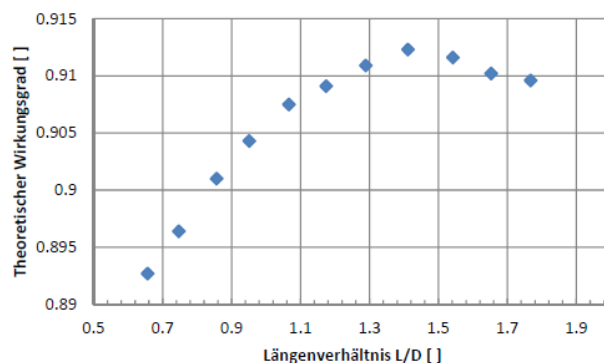


Abbildung 9: Auszug der Parameterstudie zur Bestimmung des optimalen Längenverhältnis' aus Rotordurchmesser D und der Rotor-Axiallänge L
links tabellarisch / rechts grafisch

Für eine vorteilhafte Gestaltung des ORC-Medien Einlass' in die Rotor-Gehäuse-Gruppe, den sogenannten **Nieren**, ist ebenfalls eine Optimierung erforderlich. Zur Begrenzung der Druckverluste



sollte der Gesamtquerschnitt der Nieren möglichst gross sein. Zur Erzielung eines hohen Expansionsverhältnisses sind schmale Nieren nötig und zur Begrenzung der an den Flügeln auftretenden Flächenpressung sind kurze Nieren günstig.

Bei der Auslegung der Deckel ist klarerweise auf eine Ausführung zu achten, bei der einerseits die auftretenden Leckageverluste möglichst niedrig sind und andererseits die in Folge der Drehung des Rotors sich bewegenden Kammern exakt in der jeweiligen Winkellage die Deckelöffnungen erreichen, bei der sich für das in der Kammer eingeschlossene ORC-Medium das rein von der Hubkontur bedingte Druckmaximum ergibt. Hinzu kommt eine mittels 3D CFD Strömungsoptimierung ermittelte Gestaltung des Deckels, bei der die minimalen Druckverluste vorliegen.

Bei der Auslegung der Deckel ist klarerweise auf eine Ausführung zu achten, bei der einerseits die auftretenden Leckageverluste möglichst niedrig sind und andererseits die in Folge der Drehung des Rotors sich bewegenden Kammern exakt in der jeweiligen Winkellage die Deckelöffnungen erreichen, bei der sich für das in der Kammer eingeschlossene ORC-Medium das rein von der Hubkontur bedingte Druckmaximum ergibt. Hinzu kommt eine mittels 3D CFD Strömungsoptimierung ermittelte Gestaltung des Deckels, bei der die minimalen Druckverluste vorliegen.

Zu den weiteren Arbeiten der FZE-Entwicklung gehören

- a) Dichtungsauslegungen am Medien-Einlass und -Auslass des FZE's
- b) Auslegung der Axialdichtungen zwischen dem Rotorgehäuse und den Deckeln
- c) Konzept und Auslegung der Lager des Rotors
- d) Festigkeitsnachweis des gesamten FZE's

Anhand dieser Auslegung erfolgte unter Nutzung Software Creo Parametric eine Konstruktion des FZE's, die im vorliegenden Bericht im Anhang in der Abbildung 15 anhand einer Explosionsdarstellung dokumentiert ist.

5.2 Software-Entwicklung für den ORC-Betrieb

Das System zur Steuerung, Regelung und Überwachung des ORC's wurde mittels modellbasierter Software-Entwicklung ausgearbeitet.

5.2.1 ORC-Simulationsmodell

Die Abbildung 10 zeigt das mit AMESim aufgebaute Simulationsmodell des in Abbildung 7 schematisch dargestellten ORC-Aufbaus. Das darin enthaltene Simulationsmodell des FZE's wurde aufgrund der hohen Komplexität der benötigten Abbildungstiefe dieser Komponente als Kennfeld-basiertes Modell aufgebaut. Die Bedatung dieser Kennfelder erfolgte anhand der Ausgangsgrössen, die sich aus denjenigen analytischen Gleichungen, die zur FZE-Auslegung genutzt worden sind, ergeben, indem diese mit dem für den Betriebsbereich relevanten Eingangsdatenraum belegt worden sind. Die verbleibenden Komponenten des ORC's sind mit physikalischen Modellen abgebildet.

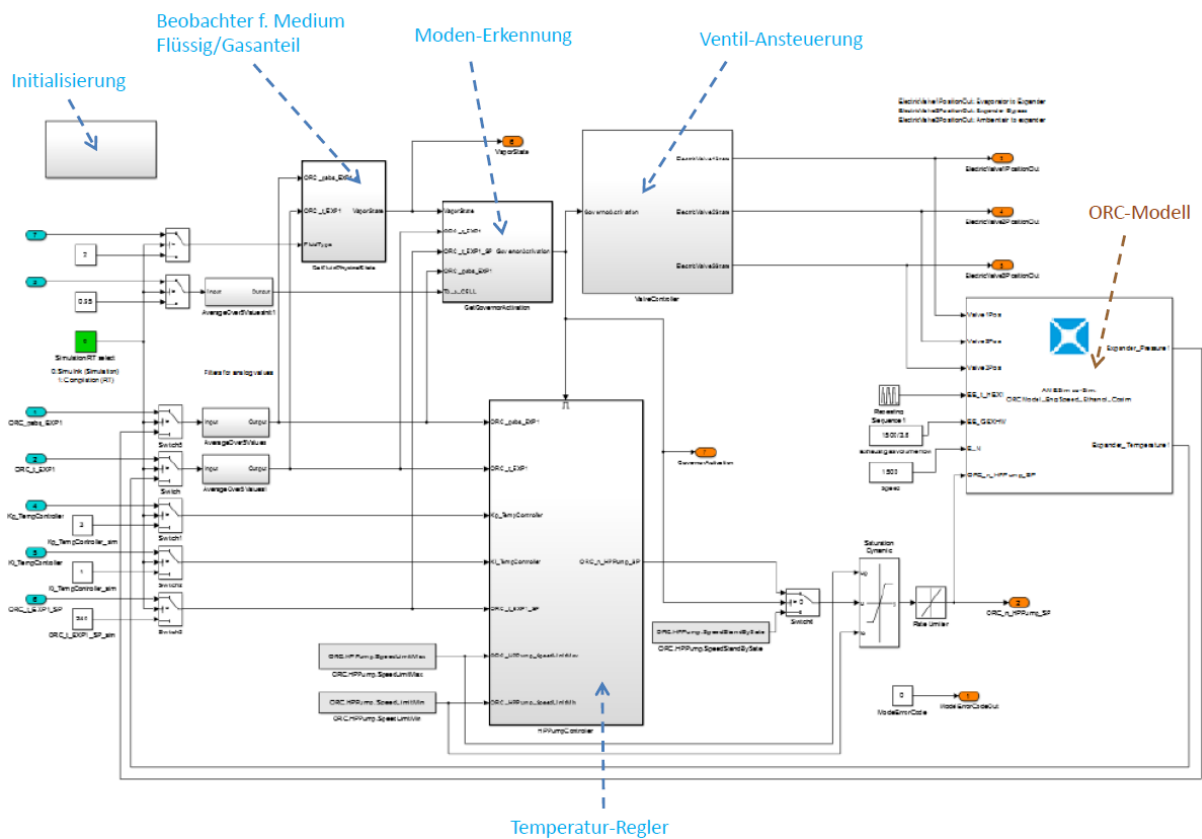


Abbildung 11: Software In the Loop (SIL) Simulation

Anhand von messbaren Systemgrößen (Temperaturen und Absolutdrücke) wird im *Beobachter* die Verteilung des ORC-Mediums zwischen dem dampfförmigen und dem flüssigen Anteil berechnet. In dem als *Temperatur-Regler* bezeichneten Block ist der im Abschnitt erklärte HP-Controller als PID-Regler (vgl. Abschnitt 6.3.2) umgesetzt. Wie erwähnt, wird dort die Vorgabe der Drehzahl der Hochdruckpumpe $ORC_n_HPPump_SP$ festgelegt, wodurch der Wert ORC_t_HEX2 , die Temperatur des ORC Mediums den in Abhängigkeit des ORC-Betriebszustands optimalen Temperaturwert, den Sollwert $ORC_t_HEX2_SP$ erreichen soll.

N. B.: Zur Unterscheidung der hier verwendeten Begriffe Zustand & Modus

Mit dem Begriff Zustand werden kontinuierliche Grösse wie Temperaturen bezeichnet, wohingegen der Begriff Modus für Grössen vorbehalten bleibt, die nur diskrete Werte annehmen können.

Für den ORC-Systembetrieb existieren drei zu unterscheidende Moden:

Modus 1

Über den Wärmetauscher HEX wird bereits das ORC-Medium aufgeheizt, aber dieses liegt noch in flüssiger Form vor, wie durch den *Beobachter* (s. Abbildung 11) wird, der anhand von messbaren Systemgrößen (Temperaturen und Absolutdrücke) die Verteilung des ORC-Mediums zwischen dem dampfförmigen und dem flüssigen Anteil berechnet.

In diesem Fall wird die Hochdruckpumpe mit einer konstanten Drehzahl betrieben. Durch die entsprechende Ventilstellung wird das ORC-Medium am FZD vorbeigeleitet.



Transition vom Modus 1 in den Modus 2

Ein festgelegter Mindestanteil, dessen Zahlenwert durch das m-file in der *Initialisierung* (gleichsam wie andere Wert) implementiert ist, des aus dem Wärmetauscher austretenden ORC-Mediums liegt als Dampf vor.

Modus 2

Der die Hochdruckpumpe antreibende E-Motor wird bereits über den PID-Regler betrieben. Am FZE wird das ORC-Medium weiterhin vorbeigeleitet, weil dessen Temperatur noch unterhalb des vorgesehenen Betriebsbereichs liegt.

Transition vom Modus 2 in den Modus 3

Der Temperatur-Istwert $ORC_t_HEX_2$, der am Ausgang des Wärmetauschers im ORC-Medium vorliegt, darf eine maximale (während der späteren Inbetriebnahme festzulegende) Temperaturabweichung zum entsprechenden Sollwertes $ORC_t_HEX_2_SP$ aufweisen und diese Bedingung muss für eine während der späteren Inbetriebnahme festzulegende Dauer ununterbrochen gelten.

Modus 3

Durch eine entsprechende *Ventil-Ansteuerung* wird das ORC-Medium durch den FZE geleitet. Dabei werden die Stellungen der drei Ventile in die jeweils gegenteilige Position umgeschaltet. Sobald das der Fall ist, liegt eine Sperrung des FZE-Bypass' vor und das verdampfte ORC-Medium strömt durch den FZE, der sodann mechanische Leistung abgibt. Klarerweise wird der die Hochdruckpumpe antreibende E-Motor durch den PID-Regler geregelt.

5.3 Inbetriebnahme des Messaufbaus

5.3.1 Apparativer Aufbau

Im Realbetrieb hat sich ein gegenüber dem geplanten (vgl. Abschnitt 5.4; Abbildung 7) ein leicht abgeänderter Aufbau als überlegen erwiesen. Die folgende Abbildung zeigt das Schaltbild derjenigen ORC-Konfiguration mit der sich der höchste Wirkungsgrad erzielen lässt.

Während der Inbetriebnahme hat sich herausgestellt, dass das in Bezug auf den geplanten Aufbau vorgesehene Rückschlagventil *non return valve* (s. Abbildung 7) im Durchlassbereich einen hohen Gegendruck bewirkt, was eine Wirkungsgrad-Reduzierung hervorruft. Das wünschenswerte Entfallen dieses Rückschlagventil konnte erreicht werden durch die Verwendung eines anderen Ventils mit Zweipunktregelung (vgl. *Valve 3* in der Abbildung 12). Möglich ist dies, weil die jeweilige Richtung des Druckgefälles, welche für den gewollten Sperr- oder Durchlassbetrieb des Rückschlagventils ausschlaggebend ist, in einem umkehrbar eindeutigen Zusammenhang mit den ORC-Betriebs-Moden (s. Abschnitt 6.2.2) steht.

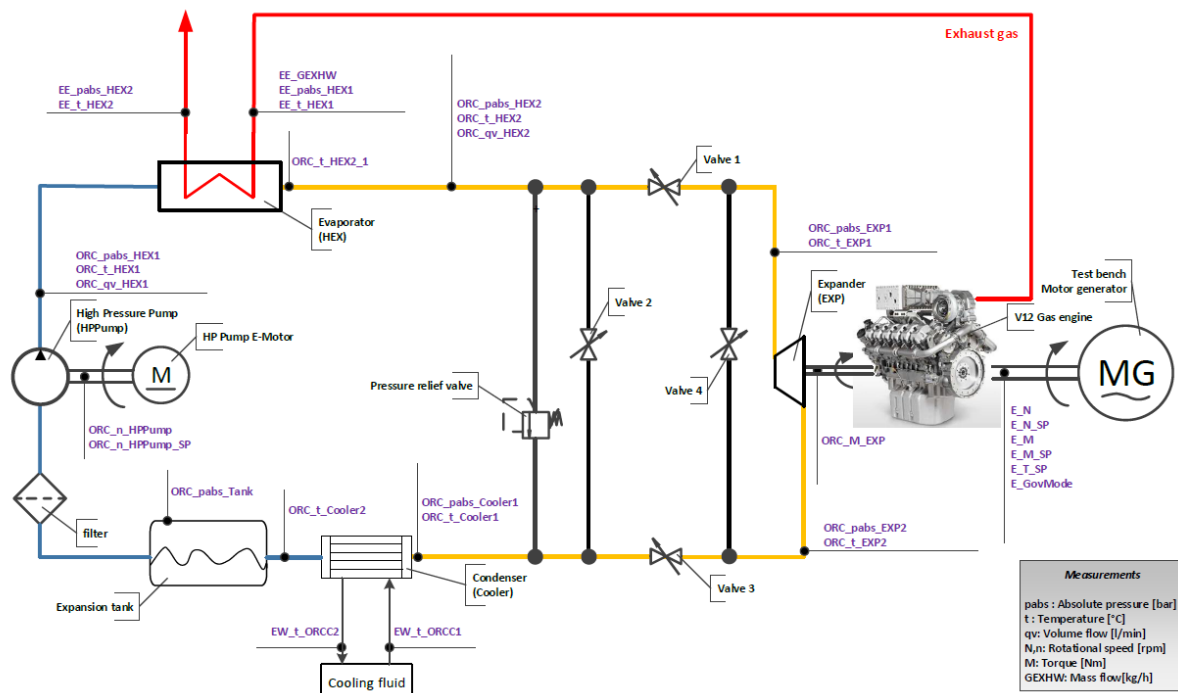


Abbildung 12: Schaltbild der ORC-Konfiguration, mit der am Prüfstand der höchste Wirkungsgrad erzielt wurde

In einer ORC Compound Anwendung (vgl. Abschnitt 4.1) wird bei noch nicht betriebsbereitem bzw. generell bei einem nicht-betriebenen ORC der FZE durch den Verbrennungsmotor geschleppt. Damit hierbei der FZE nicht in der Funktion einer Vakuumpumpe arbeitet und damit den Verbrennungsmotor unnötigerweise mit einer hohen Schleppleistung beaufschlägt, ist ein zusätzliches Ventil *Valve 4* installiert. Bei der Öffnung des ORC-Bypass (Ventil 1 und Ventil 3 sind geschlossen und Ventil 2 ist geöffnet) bewirkt das geöffnete Ventil *Valve 4*, dass bei laufendem Verbrennungsmotor der FZE im Leerlaufbetrieb geschleppt wird, was sich wiederum in einer sehr deutlichen Reduzierung der Verlustleistung auswirkt.

5.3.2 Einstellung der Regler-Parameter k_P , k_I und k_D

Der als Überhitzer eingesetzte Wärmetauscher HEX (vgl. Abbildung 1) entspricht der Regelstrecke gemäss Abbildung 6. Das Stellglied ist die durch die E-Maschine angetriebene Hochdruckpumpe HPPump. Das betrachtete System kann in Bezug auf die Abhängigkeit der Temperatur ORC_t_EXP1 von der HP-Pumpendrehzahl als Pt1-Glied mit nachgeschalteter Totzeit angenähert werden. Ein solches System wird als pt1tT-Glied bezeichnet und lässt sich in der Systemtheorie mit der Übertragungsfunktion $F_s = K_s / (1 + T_1 s) * \exp(-s T_i)$ beschreiben.

Zur Regelung solcher Systeme ist die Verwendung eines PID-Reglers eine gängige und in den meisten Fällen praktikable Möglichkeit. Für die Einstellung der Reglerparameter k_P , k_I und k_D sind verschiedene heuristische Verfahren z. B. die Wendetangenten- und die Stabilitätsrandmethode jeweils nach Ziegler und Nichols [25] bekannt. Beim anfangs durchzuführenden experimentellen Teil wird der

Temperaturkreislauf gemäss Abbildung 12 im Bypass-Modus des FZD's betrieben. Dem Wärmetauscher HEX wird primärseitig eine konstante Wärmeleistung zugeführt und die Pumpe HPPump wird mittels E-Motor mit einer konstanten Drehzahl betrieben bis der betrachtete Temperaturkreislauf stationär arbeitet, was in Bezug auf das vorliegende Diagramm (Abbildung 13) zum Zeitpunkt $t = 0$ zutrifft.

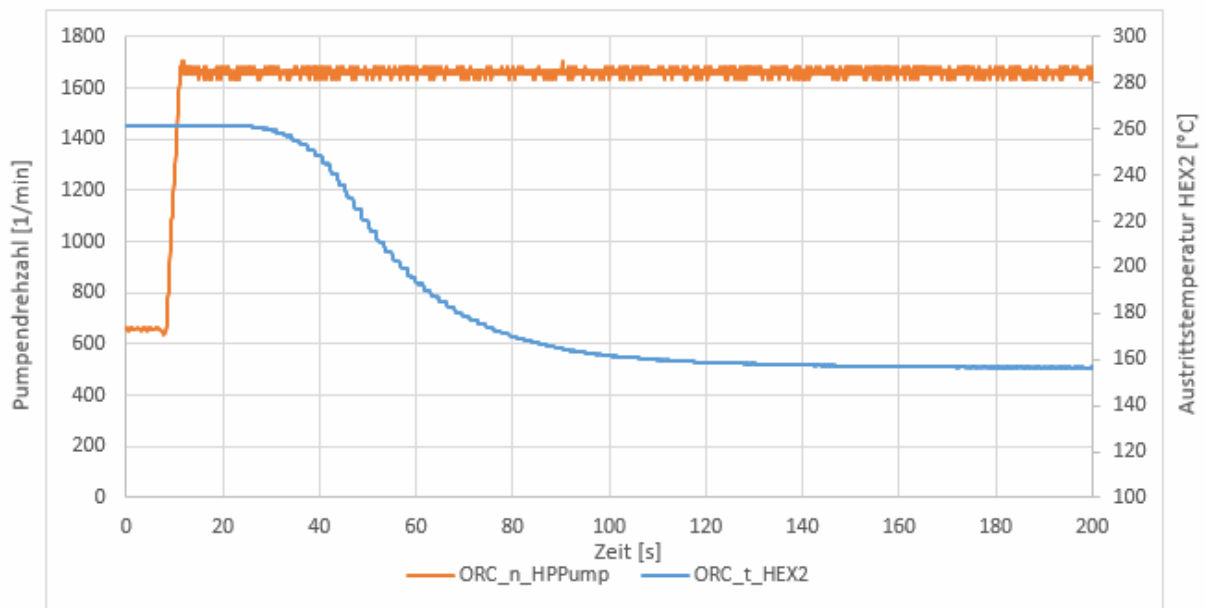


Abbildung 13: Drehzahlsprung und Sprungantwort (Verlauf der Temperatur des ORC-Mediums am Ausgang des Wärmetauschers HEX)

Das Diagramm (Abbildung 13) zeigt den Zeitverlauf der Momentanwerte a) der Temperatur ORC_t_HEX_2 des ORC-Mediums am Austrittsort des Wärmetauschers HEX, deren Zahlenwerte mit Hilfe der auf der rechten Seite des Diagramms eingezeichneten Achse ablesbar sind und b) der Pumpendrehzahl ORC_n_HPPump, deren Zahlenwerte mit Hilfe der auf der linken Seite des Diagramms eingezeichneten Achse ablesbar sind. Die Pumpendrehzahl wird ausgehend vom Anfangswert von 660 min^{-1} unmittelbar auf 1660 min^{-1} erhöht. Dieser Drehzahlsprung ist im Diagramm zum Zeitpunkt $t = 5 \text{ s}$ eingezeichnet. In Bezug auf die Ausgangstemperatur des stationären Systems sind aus dem Verlauf des Messsignals ORC_t_HEX_2 erste Temperaturänderungen erst zum Zeitpunkt nach ca. 26 s erkennbar. Systemtechnisch ausgedrückt, zeigt die Sprungantwort eine Totzeit von ca. 21 s auf. Der Temperaturwert ORC_t_HEX_2 nähert sich asymptotisch seinem Endwert von ungefähr 103° C . Abgesehen von Schwankungen der Anzeigewerte – entsprechende Schwankungen treten auch bei den Anzeigewerten der Pumpendrehzahl auf – zeigt sich im Temperaturverlauf von ORC_t_HEX_2 keine inneren Extrema (Maxima oder Minima).

PID-Reglerparameterisierung nach Ziegler Nichols [25]

Zunächst wird der PID-Regler als reiner P-Regler betrieben und der Proportionalbeiwert (P-Beiwert) wird solange variiert bis am System eine gleichförmige Schwingung vorliegt (s. u. rechts).

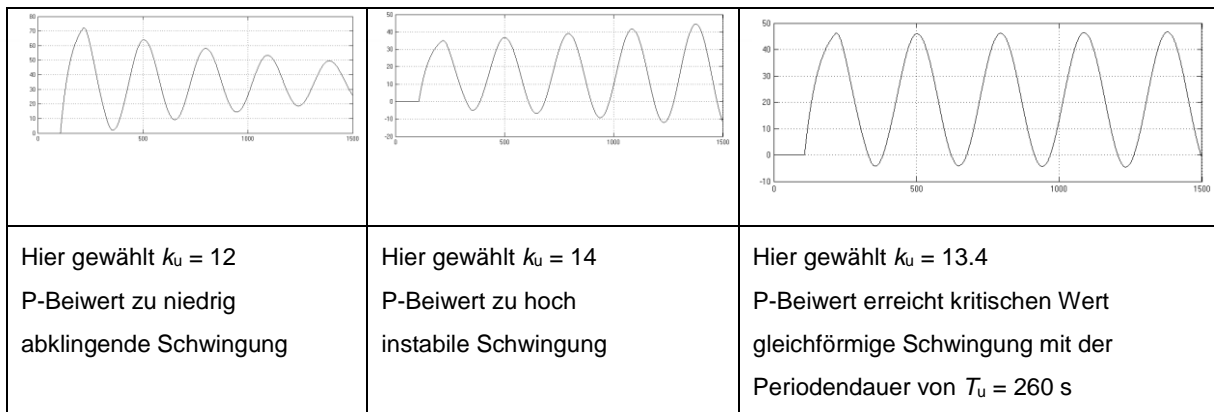


Abbildung 14: Stabilitätsrand-Methode / Illustration der Einstellung des P-Beiwertes nach Ziegler Nichols

Berechnung der PID-Reglerparameter nach Ziegler Nichols

$$k_p = 0,6 \quad k_{krit} = 8,04$$

$$k_i = 0,5 \quad T_U = 130$$

$$k_D = 0,12 \quad T_{Ut} = 31,2$$

5.3.2 Erweiterung und Anpassung der ORC-Software für den realen Betrieb

Gleichsam wie der apparative Aufbau konnte im ORC-Betrieb auch bei der Software das Vorbereitete grösstenteils übernommen werden. Der Text im vorliegenden Abschnitt beschränkt sich auf Ergänzungen, die sich im Zuge der Inbetriebnahme als sinnvoll und notwendig erweisen haben.

Aufgrund der extrem langen Totzeit muss einerseits die Parametrierung des PID-Reglers eine sanfte Ansteuerungsänderung des Stellglieds hervorrufen, da ansonsten im Fall von lediglich geringen Abweichungen zwischen den Soll- und den Istwerten der Regelgrösse solche Änderungen vorgenommen werden, die erst nach entsprechend langer Zeit als deutliche Überkompensation erkennbar werden, was zu entsprechend hohen Schwingungen der Regelgrösse führt. Als Folge davon würde der ORC quasi niemals in der Nähe seines energetisch günstigen Arbeitspunkt betrieben werden. Darüber hinaus würde auch bei stationären Betriebsbedingungen des Dieselmotors die mechanische Abgabeleistung des FZD's starken Schwankungen unterliegen, wodurch ein ORC-Compound Konzept gar nicht umsetzbar wäre. Andererseits muss eine Überhitzung des ORC-Mediums zwingend vermieden werden. Zur Erfüllung dieser beiden Anforderungen wurden während der Inbetriebnahme zwei zusätzliche Funktionen entwickelt.

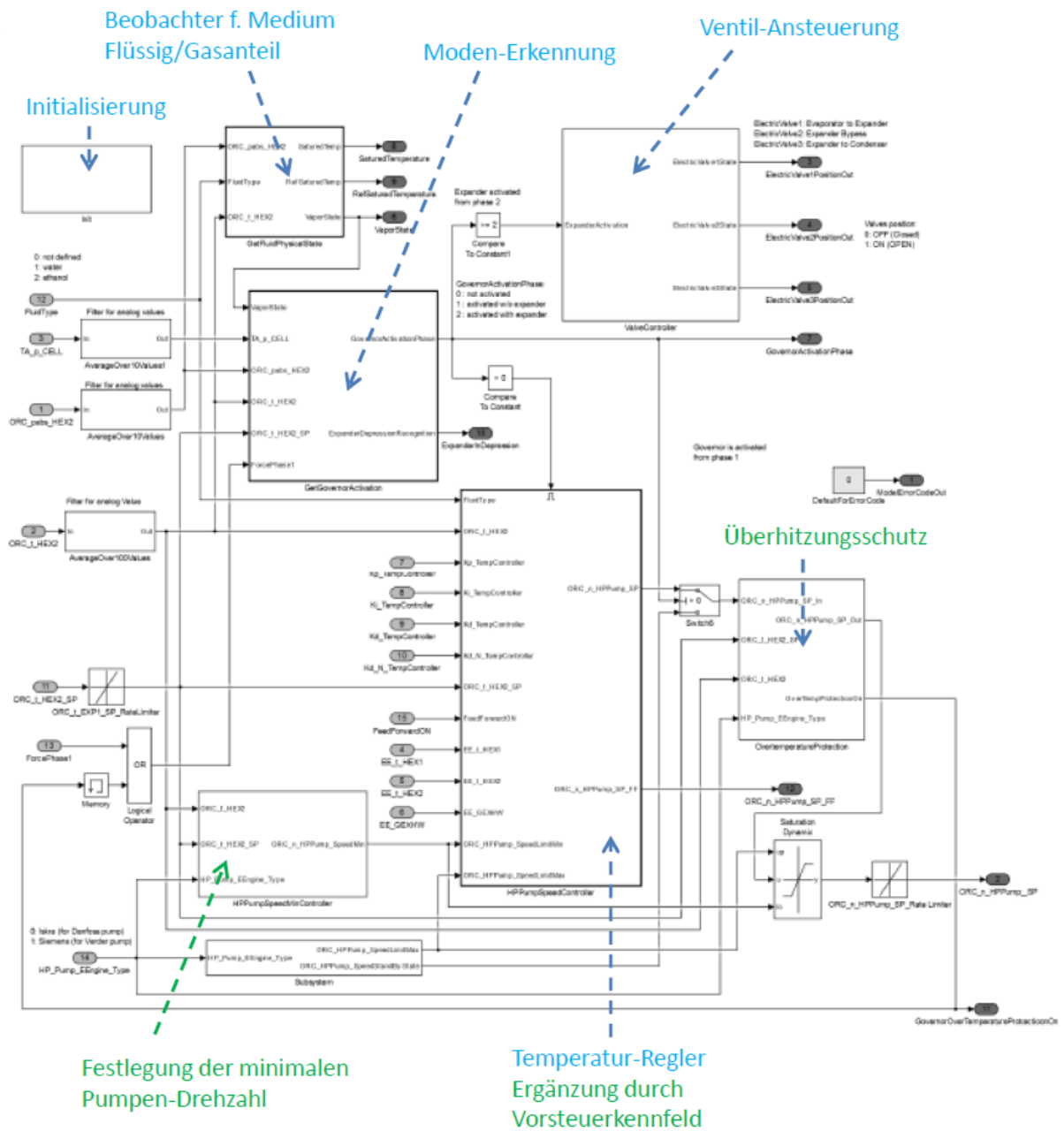


Abbildung 15: Software Entwicklungsstand nach Abschluss der Inbetriebnahme

A) Festlegung der minimalen Pumpendrehzahl

In Abhängigkeit der zeitlichen Änderung der Istwerte der Temperatur $ORC_t_HEX_2$ wird unabhängig zur durch den Sollwert des PID-Reglers vorgegebenen Pumpen-Solldrehzahl ein Mindestwert festgelegt. Der tatsächliche Sollwert ergibt sich dann aus dem Maximum der Vorgabewerte des PID-Reglers und des festgelegten minimalen Pumpen-Drehzahl.



B) Überhitzungsschutz

Sofern der Istwert der Temperatur ORC_t_HEX_2 einen bestimmten absoluten Schwellenwert t_1 überschreitet oder sofern der Istwert der Temperatur ORC_t_HEX_2 den entsprechenden Sollwert um einen bestimmten Schwellenwert t_2 übersteigt, wird unabhängig zur durch den Sollwert des PID-Reglers vorgegebenen Pumpen-Solldrehzahl ein wesentlich höherer Drehzahl-Sollwert festgelegt.

C) Ergänzung der in Abschnitt 2 definierten Betriebsarten mit dem *Modus 4*

Transition vom Modus 3 in den Modus 4

Aus Sicht der praktischen Anwendung ist keine Unterscheidung der Moden 3 und 4 erforderlich. Die Zuschaltung des FZE's verursacht sozusagen eine Systemstörung durch einen Temperaturabfall (vgl. Abschnitt 6.4.1). Bevor Stationärmessungen durchgeführt werden können, muss sich das System wieder stabilisieren. Sobald dieses erreicht ist, liegt der Zustand 4 vor.

Modus 4

Die Aufnahme stationärer Messungen ist möglich.

5.4 ORC-Messbetrieb

5.4.1 Systemhochlauf

Die drei Diagramme zeigen Istwert-Zeitverläufe von Messschrieben bestimmter ORC-Systemgrößen beginnend von dem sich im Standby befindenden ORC, welcher deutlich unterhalb seiner Betriebstemperatur abgekühlt ist.

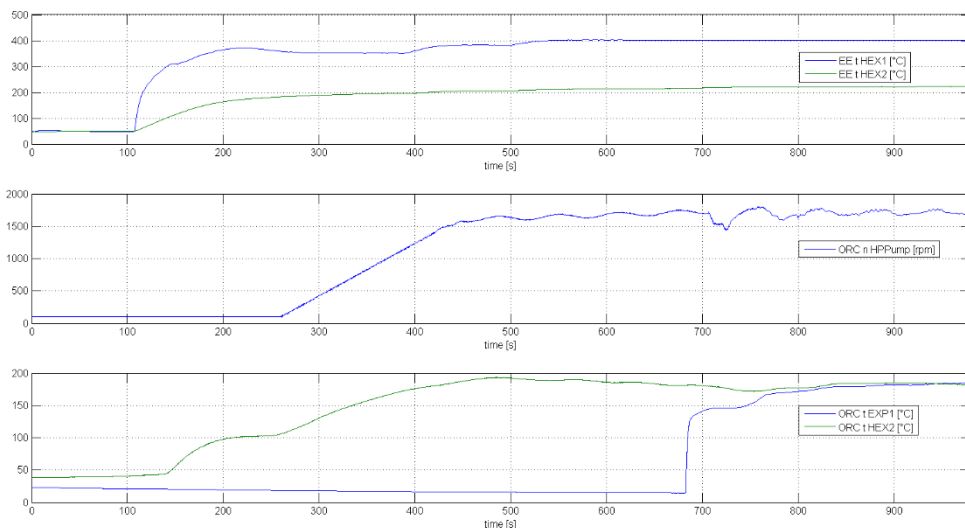


Abbildung 16: Zeitschriebe bestimmter Systemgrößen beim ORC-Hochlauf



Zu Beginn des Beobachtungszeitraums betragen die Temperaturen an den Messtellen des Abgas-Eintritts- und des Abgas-Austrittsorts, d. h. des Wärmetauschers HEX jeweils ca. 50° C. Die im mittleren Diagramm durch die Regelung eingestellte Pumpendrehzahl wird gemäss Modus 1 (vgl. Abschnitt 6.2.2) auf einem festen niedrigen Wert konstant gehalten.

Die im unteren Diagramm mit der blauen Kurve dargestellte Temperatur des ORC-Mediums am FZE-Eingang fällt innerhalb der ersten 100 s und auch noch lange danach langsam ab, weil der aufgrund der vorliegenden Ventilstellungen kein ORC-Medium durch FZE strömt, wodurch dieser fortlaufend abkühlt. Die durch den grünfarbene Kurve dargestellte Temperatur-Verlauf des ORC-Mediums am Ausgang des Wärmetauschers HEX zeigt sich bereits innerhalb der ersten 100 s des Messschriebs ein leichter Anstieg, da aus dem Wärmetauscher HEX mit seiner hohen Wärmekapazität weiterhin Wärme in das ORC-Medium eingebracht wird und gleichzeitig die bereits (mit niedriger Drehzahl) betriebene Hochdruckpumpe (s. mittleres Diagramm) für eine gewisse Verdichtung des ORC-Mediums sorgt, was den (leichten) Temperaturanstieg hervorruft.

Im Messschrieb ist ab einer vergangenen Zeit von etwa 100 s zu erkennen, dass die Temperatur am Eingang der Primärseite des Wärmetauschers HEX schnell auf einen hohen Wert ansteigt, da der Verbrennungsmotor zu diesem Zeitpunkt wieder eingeschaltet worden ist und während der verbleibenden Zeit der hier betrachteten Messwertaufnahmen betrieben wird. Am Ausgang der Primärseite des Wärmetauschers HEX tritt klarerweise auch eine Temperaturerhöhung auf, die aufgrund des selbstverständlich erwünschten vorliegenden Wärmeaustrags von der Primär- auf die Sekundärseite entsprechend niedriger ist.

Nachdem auf der Primärseite des Wärmetauschers HEX (blaue Kurve im oberen Diagramm) bereits längst ein Temperaturanstieg vorliegt, setzt dieser auf dessen Sekundärseite wie am Temperaturverlauf des aus dem Wärmetauscher HEX austretenden ORC-Mediums ersichtlich ist (grüne Kurve im oberen Diagramm) deutlich später ein, weil der Wärmeübergang von der Primär- zur Sekundärseite durch die vergleichsweise langsame Konduktion, d. h. einer Wärmeübertragung ohne einen damit verbundenen Stofftransport erfolgt. Nach seinem Einsetzen zeigt sich ein zunächst nur sehr geringer Temperaturanstieg des aus dem Wärmetauscher HEX austretenden ORC-Mediums, weil zunächst noch ein hoher Anteil der von der Primärseite kommenden Wärme den Wärmetauscher HEX mit seiner vergleichsweise hohen Wärmekapazität erwärmt.

Zum Zeitpunkt von etwa 130 s setzt eine starke Temperaturzunahme des aus dem Wärmetauscher HEX gelangenden ORC-Mediums ein (vgl. grüne Kurve im unteren Diagramm). Mit fortdauernder Zeit schwächt sich die Zunahme dieses Temperaturanstiegs ab, bis dieser zum Zeitraum von etwa 210 s ganz zum Erliegen kommt, d. h. eine konstante Temperatur vorliegt. Zum Zeitpunkt von etwa 260 s liegt ein weiterer Temperaturanstieg des aus dem Wärmetauscher HEX austretenden ORC-Mediums vor. Diese Beobachtung ist einfach erklärbar. Während der innerhalb des in diesem Absatz betrachteten Zeitraums wächst die von der Primär- zur Sekundärseite des Wärmetauscher HEX übertragene thermische Leistung stets an. Die „erste Portion“ dieser eingebrachten thermischen Leistung führt zu einer Temperaturerhöhung des aus dem Wärmetauscher HEX austretenden ORC-Mediums. Die „zweite Portion“ führt zum Übergang des ORC-Mediums vom flüssigen in den dampfförmigen Aggregatzustand. (Da Wasser als ORC-Medium benutzt wird, liegt dieser Temperaturwert etwas unterhalb von 100° C.) Sowie das den Wärmetauscher HEX verlassende ORC-Medium jeweils vollständig als Dampf vorliegt, führt die noch weiterhin bestehende Anstieg an aus der Primärseite des Wärmetauscher HEX beziehbaren thermische Leistung, d. h. die „dritte Portion“ zu einer Temperaturzunahme des bereits in der Dampfphase vorliegenden ORC-Mediums, d. h. zu einer sogenannten Überhitzung. Sowie der *Beobachter* (vgl. Abbildung 15) erkennt, dass das den Wärmetauscher HEX verlassende ORC-Medium



vollständig als Dampf vorliegt, endet der auf vergleichsweise niedriger Drehzahl festgelegte Konstantbetrieb der Hochdruckpumpe. Statt dessen liegt nun der geregelte Betrieb vor (vgl. mittleres Diagramm).

Die Tatsache, dass bei der zum Zeitpunkt von etwa 260 s einsetzenden Drehzahlerhöhung der Hochdruckpumpe weiterhin ein Temperaturanstieg des aus dem Wärmetauscher HEX austretenden ORC-Mediums vorliegt, mag verwunderlich erscheinen, da doch die vom Wärmetauscher HEX zugeführte thermische Leistung auf eine wesentlich grössere Menge von ORC-Medium zugeführt bzw. aufgeteilt wird. Die Erhöhung der Hochdruckpumpendrehzahl bewirkt jedoch nicht nur eine Erhöhung des ORC-Medienmassenstroms, sondern auch eine Druckzunahme, was wiederum eine Temperaturerhöhung verursacht.

Zum Zeitpunkt von ca. 680 s wird durch das entsprechende Ändern der Ventilpositionen (Valve 1 bis 4 vgl. Abbildung 12) der ORC-Medien-Massenstroms durch den FZE geleitet, was klarerweise zu einem entsprechenden schnellen Temperaturanstieg führt (unteres Diagramm blaue Kurve). Sowie das ORC-Medien den FZE durchströmt, setzt die Drehbewegung des FZE-Rotors ein. Von diesem Zeitpunkt ausgehend bis diese ihre Stationärdrehzahl erreicht hat, ergibt sich ein zeitlicher Druckabfall auf der ORC-Oberdruckseite (z. B. am Messpunkt ORC_p_HEX_2 [Lage des Messpunktes s. Abbildung 7] erkennbar, der zunächst auch zu einer dortigen Temperaturabsenkung führt, welche im unteren Diagramm aus dem Temperaturverlauf des den Wärmetauscher HEX verlassende ORC-Medium erkennbar ist.

5.5 Simulations-basierte Ergebnisse / Vorgehensweise

5.5.1 Nutzung verschiedener Wärmequellen des BHKW-Gasmotors

Bei der Betrachtung eines Verbrennungsmotors einschliesslich seiner Peripherie (s. Abbildung 17), ist ersichtlich, dass prinzipiell mehrere zur Rekuperation nutzbare Wärmequellen vorhanden sind. Unter der Zielsetzung der maximalen Wärmerekuperation mittels ORC ermöglicht im Hinblick auf die Bereitstellung von elektrischer Energie eine grösstmögliche Verwertung der Gesamtabwärme und zwar im Hinblick darauf, dass Motorabwärme von verschiedenen Quellen mit jeweils darauf optimierten ORCs genutzt werden kann.

Eine entsprechende Potentialabschätzung mit entsprechender Parametrierung des in Abbildung 10 gezeigten ORC-Simulationsmodells von jeweiliger Wärmerekuperation zur Bereitstellung von elektrischer Leistung mittels ORC wurde an folgenden Quellen durchgeführt:

- im Abgaspfad (Exhaust) in Bezug auf die ORC-Medium Strömungsrichtung nach dem Abgasturbolader
- aus dem Motorkühlwasser (Cooling water)
- aus der am Ladeluft-Zwischenkühler (Inter Stage Cooler) anfallende Abwärme

Die Nutzung der einzelnen Wärmequellen kann durch individuelle ORCs oder durch Kombination mehrerer Expansionsmaschinen innerhalb eines ORC's umgesetzt werden. Ein ORC mit mehreren Expansionsmaschinen ist in Abbildung 17 beispielhaft für die Nutzung der Wärmequellen Motorkühlwasser sowie Ladeluft dargestellt.

Voraussetzung für die mehrfach angewandte Wärmerekuperation ist, dass für jede genutzte Wärmequelle ein geeignetes ORC-Arbeitsmedium zur Verfügung steht. Massgeblich für die Auswahl eines

Arbeitsmediums sind jeweils die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und der Umgebung sowie die Art der Expansionsmaschine.

Die vorliegende Abbildung zeigt einen 6-Zylinder Reihenmotor. Die für die Abwärmeleistung angegebenen und die nachfolgenden Berechnungen genutzten massgeblichen Zahlenwerte des Massenstroms Q_L und der Temperaturen T_{ein} sind für einen V-12 Gasmotor angegeben.

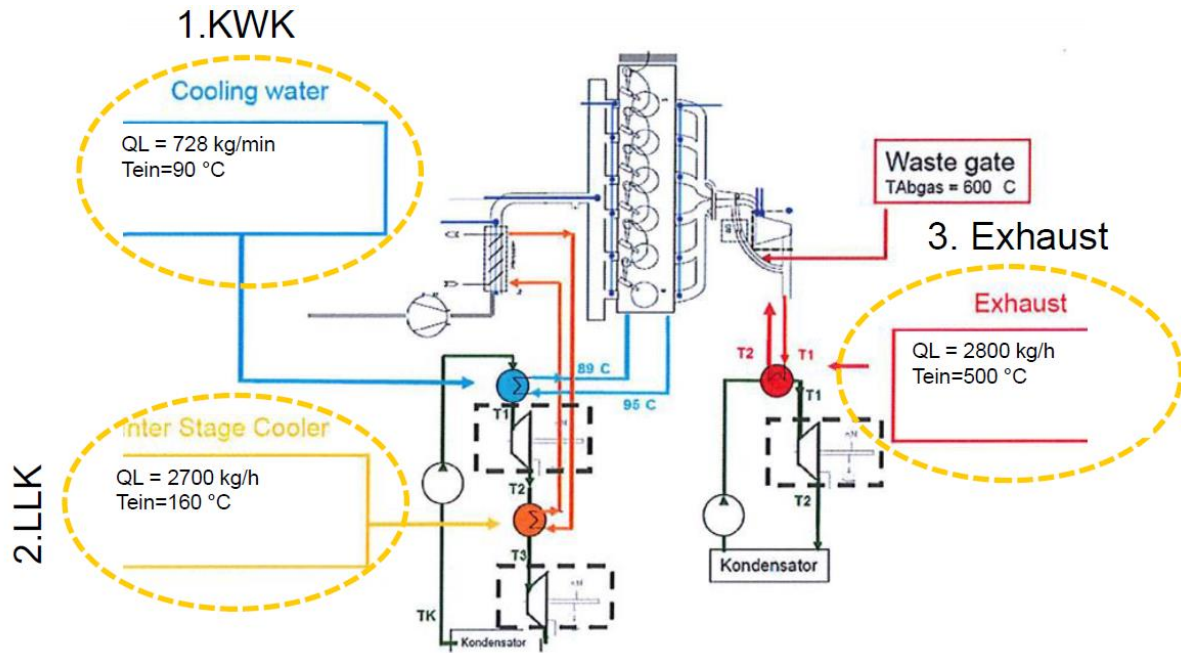


Abbildung 17: mögliche Wärmequellen zur ORC-basierten Wärmerecuperation

In den drei nachfolgend dargestellten Abbildungen 18, 19 und 20 sind die Werte der vom FZE mechanische Abgabeleistungen dargestellt. Für jeweils eine Wärmequelle existiert gemäss der Beschriftung ein Balkendiagramm. Die unterschiedlichen Balken eines Diagramms zeigen die Werte für ein jeweiliges ORC-Medium auf.

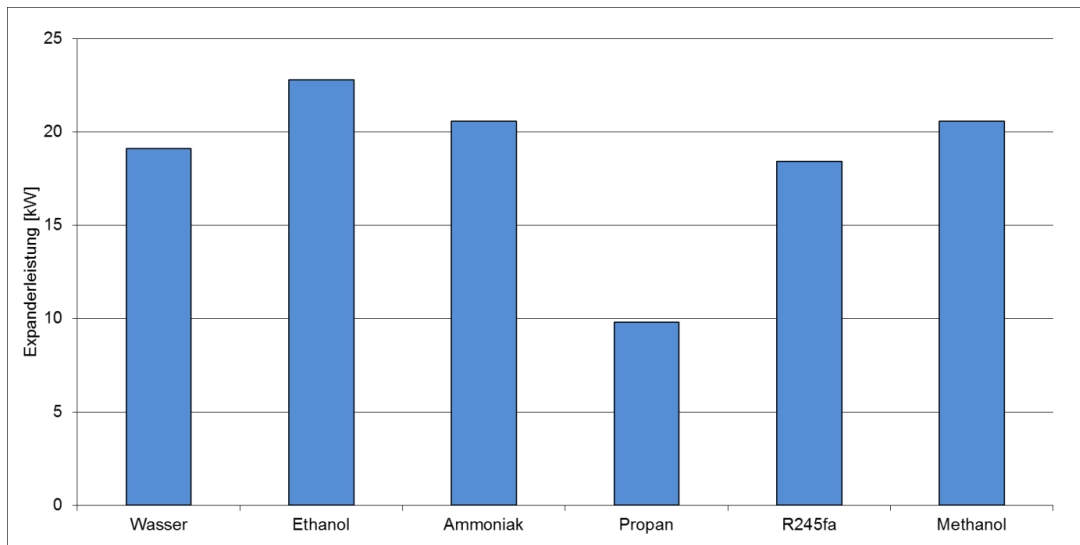


Abbildung 18: Wärmerekuperation aus dem **Abgas** bei Nutzung unterschiedlicher ORC-Medien
Exemplarische Interpretation des obigen Balkendiagramms:

Bei einer Wärmerekuperation aus dem Motorabgas zeigt sich Propan als ungeeignet, weil die Leistungsausbeute vergleichsweise sehr niedrig ist. Sofern sicherheitstechnisch und regulatorisch der Einsatz von Ethanol möglich ist, lässt sich damit im Rahmen der betrachteten potentiellen ORC-Medien die höchste Energieausbeute erzielen. Muss oder will man aufgrund der Explosionsgefahr auf den Einsatz von Ethanol und Methanol verzichten, bietet sich Ammoniak an. Scheut man dessen Einsatz aufgrund seiner schlechten Umweltverträglichkeit, ist der Einsatz von Wasser sinnvoll, da es eine bessere Umweltverträglichkeit aufweist und sich eine etwas bessere Leistungsausbeute ergibt als bei einem Einsatz von R245fa (Pentafluorpropan).

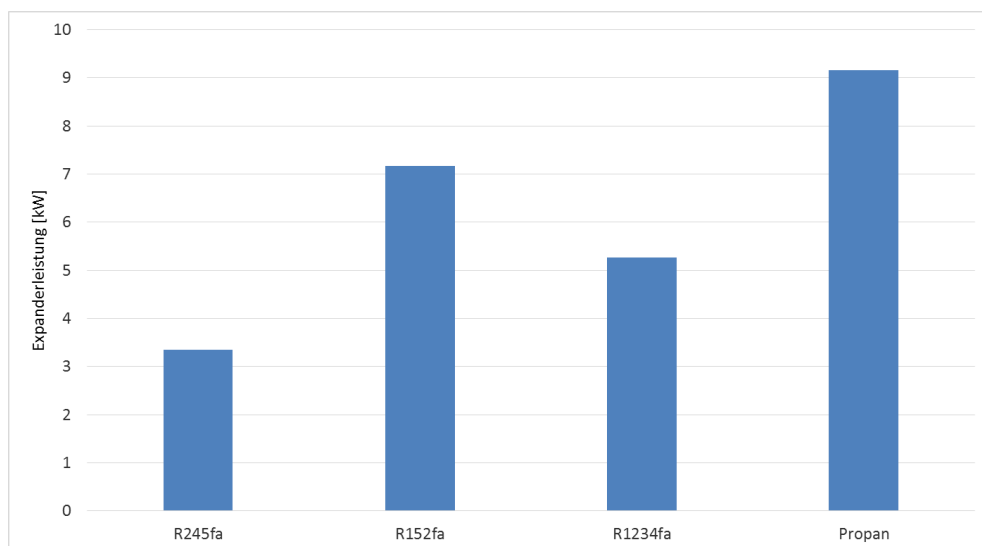


Abbildung 19: Wärmerekuperation aus dem **Motorabgas** bei Nutzung unterschiedlicher ORC-Medien

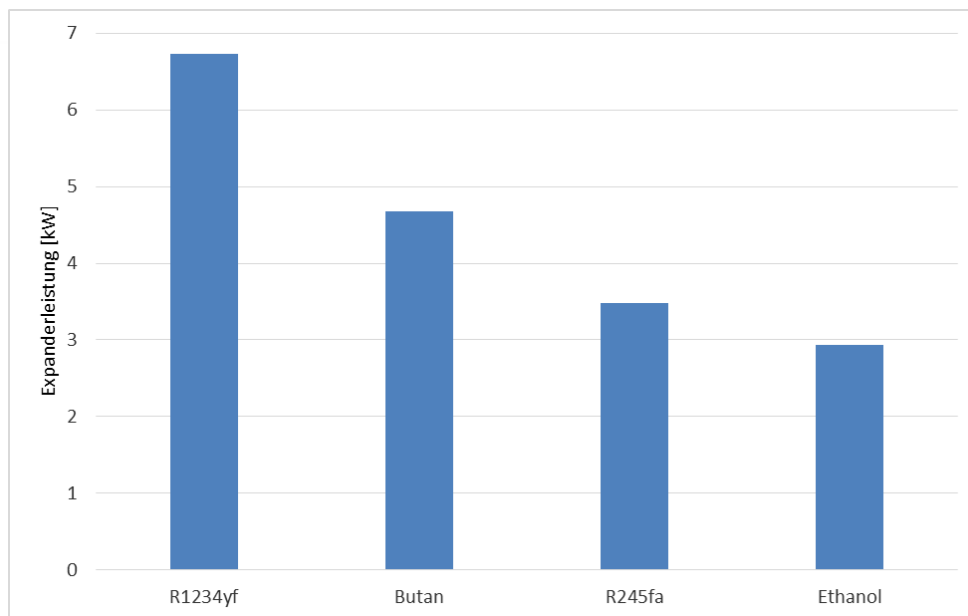


Abbildung 20: Wärmerekuperation am **Ladeluft-Zwischenkühler** bei Nutzung unterschiedlicher ORC-Medien

5.5.2 Dieselmotor für mobile Anwendungen

Grundsätzliche Überlegungen

Prinzipiell kann die Ausstattung einer Mobilen Arbeitsmaschine mit einem ORC den Vorteil einer höheren Energieeffizienz bieten. Wird mit der Expansionsmaschine ein Generator betrieben, kann diese rekuperierte elektrische Energie zur Versorgung von elektrischen Nebenverbrauchern wie beispielsweise der Beleuchtungseinrichtungen (oftmals werden im Bereich Mobiler Arbeitsmaschinen sehr leistungsstarke Arbeitsscheinwerfer benötigt), dem Scheibenwischemotor etc. dienen und ein Nachladen der Bordnetzatterie erfolgen. Im Fall der dauerhaften Verfügbarkeit hoher elektrischer Leistung durch den ORC könnte die Elektrifizierung weiterer Nebenverbraucher sinnvoll sein, wie z. B. der zur Kühlung der Fahrerkabine benötigte Kompressor, bis dahingehend, dass die Mobile Arbeitsmaschine mit einem Start-Stopp-System ausgestattet wird, sofern die auch bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor benötigten Nebenaggregate elektrifiziert sind und sekundär weitestgehend von solcher elektrischer Energie über die Bordnetzatterie gepuffert, versorgt werden können, die zuvor aus Rekuperationsleistung kumuliert werden konnte. Hinsichtlich primärer Versorgung von elektrifizierten Nebenaggregaten bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor wird nochmals auf die Tatsache hingewiesen, dass aus einem bereits erwärmten Wärmetauscher für längere Zeit thermische Leistung zur Aufrechterhaltung des ORC-Betriebs bezogen werden kann. Möglich wäre auch die Einbeziehung thermischer Speicher insbesondere der von sogenannten Mehrphasenspeichern.

Bei Eintreten eines ORC-Ausfalls kann in den allermeisten Fällen die Mobile Arbeitsmaschine davon unbeeinträchtigt weiter betrieben werden.

Durch die Nutzung eines ORC's zur Wärmerückgewinnung aus dem Motorkühlwasser würde sich nicht allein die Energieeffizienz erhöhen; vielmehr läge ein grosser Vorteil in der damit einhergehenden Kühlung des Verbrennungsmotors, welche bei Mobilen Arbeitsmaschinen deutlich aufwendiger als bei Strassenfahrzeugen ist. Denn bei den allermeisten Einsätzen einer Mobilen Arbeitsmaschine ist die



prozentuale Auslastung in Bezug auf die jeweilige Dieselmotor-Nennleistung deutlich höher als die bei Strassenfahrzeugen und klarerweise besteht bei einem mit hoher Leistung betriebenen Verbrennungsmotor ein hoher Bedarf an Kühlleitung. Darüber hinaus liegt bei Mobilien Arbeitsmaschinen zumeist kein Fahrtwind vor, was die zur Kühlung klarerweise notwendige Wärmeabgabe an die Umgebung erschwert.

Potentialabschätzung der Kraftstoffeinsparung durch das Vorhandensein eines ORC's am Beispiel eines Radladers mittlerer Grösse.

Im Zuge von Feldversuchen Mobiler Arbeitsmaschinen existieren Messschriebe des Abgasmassenstroms und der Abgastemperatur. Entsprechende Zeitverläufe sind in der Abbildung 21 dargestellt und können als Eingangsgrösse des im Rahmen des Projekts entwickelten ORC-Simulationsmodells verwendet werden.

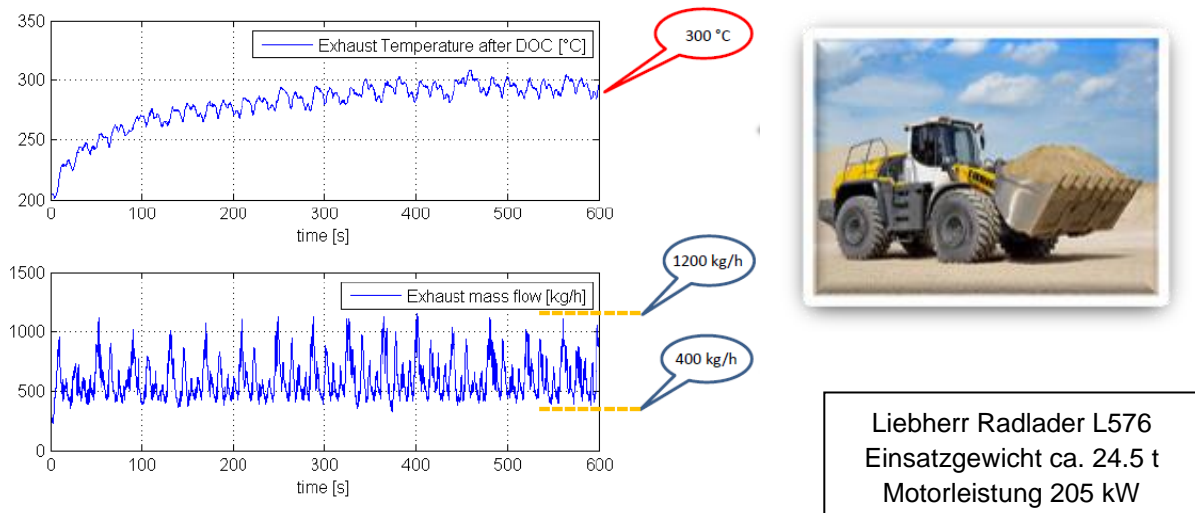


Abbildung 21: Radlader-Einsatz

oben rechts: Foto des Liebherr Radladers L576 / Einsatzgewicht ca. 24.5 t / Motorleistung 205 kW

oben links: Abgastemperatur nach AGN / unten links: Abgasmassenstrom

Im ORC-Compound kann das Abgabedrehmoment des Dieselmotors um den Betrag, der vom FZE auf dem Antriebsstrang aufaddiert wird, reduziert werden, was klarerweise zu einer Kraftstoffeinsparung führt, die für den hier exemplarisch ausgewählten Einsatz und der unter Anwendung der hier skizzierten Berechnungsmethode bei ca. 2.8 % liegt.

6. Ergebnisse / Erkenntnisse

6.1 Messergebnisse

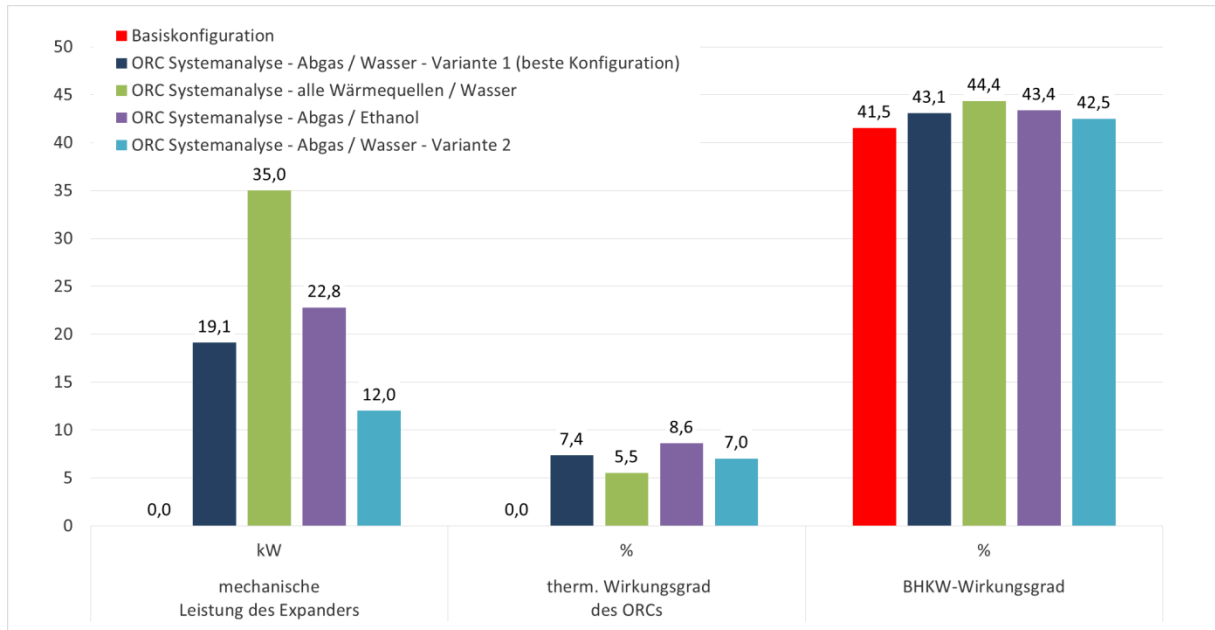


Abbildung 22: Gesamtüberblick Wärmerekuperation am Verbrennungsmotor

In Abbildung 22 ist eine Gesamtübersicht der Wärmerekuperation am Verbrennungsmotor dargestellt und ist unterteilt in mechanische Leistung des Expanders, thermischen Wirkungsgrad des ORCs und BHKW-Wirkungsgrad. Die Basiskonfiguration stellt ein System ohne ein ORC-System dar. Zunächst wurden zwei verschiedene Systemvarianten verwendet. Bei der Anfangsvariante (Variante 2) handelt es sich um Messergebnisse der ersten am Prüfstand funktionsfähigen Variante, die mit Wasser als ORC-Medium betrieben wurde. Im Zuge des weiteren Testbetriebs erfolgten Optimierungsmaßnahmen am Aufbau (Variante 1). Im weiteren Testverlauf wurde lediglich Variante 1 weiterverfolgt, welche im Anschluss ebenfalls mit Ethanol getestet wurde.

Die höchste mechanische Leistung des Expanders wird bei Nutzung aller verfügbaren Wärmequellen erreicht und beträgt nach Simulationsergebnissen ca. 35kW bei Verwendung des Wassers als ORC-Medium. Mit Ethanol als Arbeitsmedium könnte dieser Wert noch übertroffen werden. Bei Verwendung von Abgas als Wärmequelle und Wasser als ORC-Medium wurde mit der Anfangsvariante eine mechanische Leistung des Expanders von 12 kW erreicht. Bei gleich bleibenden Randbedingungen konnte die Leistung durch Optimierungsmaßnahmen am Aufbau auf 19 kW gesteigert werden. Wird anstelle von Wasser Ethanol verwendet, so steigt die mechanische Leistung des Expanders um weitere 3 kW auf nahezu 23 kW.

Der thermische Wirkungsgrad des ORCs beträgt 7.4 % bei Verwendung des Wassers als Medium und wird mit Ethanol auf 8.6 % gesteigert. Bei Verwendung aller Wärmequellen sinkt aufgrund der einzelnen



thermischen Wirkungsgrade zwar der thermische Gesamt-Wirkungsgrad des ORCs auf 5.5 %, da diese Konfiguration jedoch die höchste mechanische Leistung des Expanders liefern würde, führt dies mit einem BHKW-Wirkungsgrad von 44.4%. zum besten Ergebnis. Damit steigt der BHKW-Wirkungsgrad im Vergleich zur Basiskonfiguration um fast 3 %.

In Abbildung 23 sind die einzelnen Leistungsannahmen und -abgaben im ORC-System dargestellt. Alle Werte sind normiert und beziehen sich auf 100% der Motornennleistung.

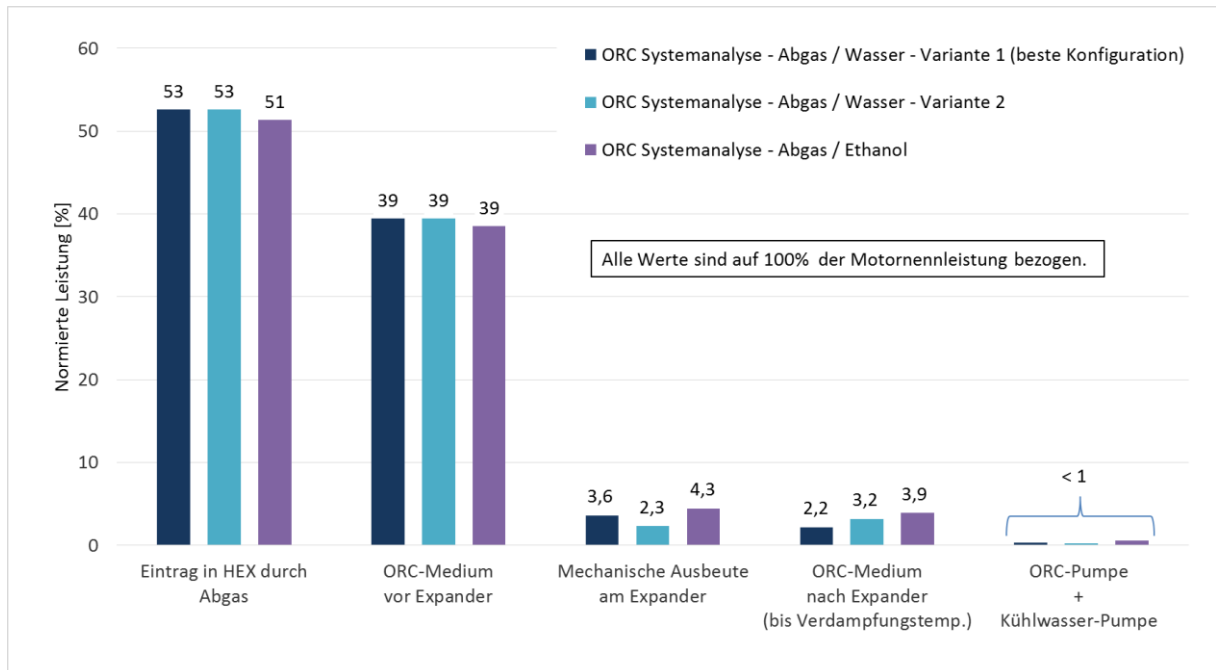


Abbildung 23: Leistungsbetrachtung

I

Der Leistungseintrag in den Verdampfer (HEX) durch das Abgas des Verbrennungsmotors beträgt zwischen 51 und 53 %. Aufgrund der Verluste im HEX wird lediglich eine Leistung von 39% auf das ORC Medium übertragen. Die mechanische Ausbeute am Expander beträgt in Abhängigkeit der verwendeten Systemvariante zwischen 2.3 und 4.3 %. Die Leistung des bis auf die Verdampfungstemperatur entspannten ORC Mediums nach Expander beträgt zwischen 2.2 und 3.9 % und wird nicht weiter genutzt. Das Kühlung der ORC Mediums bis auf den Anfangswert sowie dessen Förderung zum HEX erfordern zusammen betrachtet eine Leistung von weniger als 1 %.

6.2 Befundung

Vor der Inbetriebnahme und nach dem Abschluss der ORC-Funktionstests und der ORC-Messungen wurden die Oberflächen sämtlicher Einzelteile des FZE's, die einer Reibung und/oder einer besonders hohen Beanspruchung durch Biegungen oder Pressungen unterliegen, unter einem Mikroskop angeschaut. Hierbei konnten bis auf die anfängliche Einlaufglättung keine Unterschiede festgestellt werden. Der Zustand sämtlicher in Augenschein genommenen Oberflächen nach dem Einsatz der entsprechenden Bauteile im FZE weisen im Wesentlichen nur solche durch die herstellungsbedingte Materialbearbeitung zustande gekommenen Merkmale auf. In Abbildung 24 ist der Profilmessschrieb

eines der Rotorflügel dargestellt. Der Vergleich zwischen einem neuen und bereits eingesetzten Flügel ist praktisch nicht erkennbar. Abbildung 25 zeigt Fotoaufnahmen eines Rotorflügels im Neuzustand und nach der Testphase. Bis auf anfängliche Einlaufglättung sind keine nennenswerten Verschleisspuren auf den Gleitflächen zu verzeichnen.

Hieraus lässt sich allerdings lediglich folgern, dass in der Konstruktion und den bei der Herstellung erreichten Toleranzgrenzen kein grundsätzlicher Fehler vorliegt, der zu einem extremen Frühausfall führt.

Nach der im Vergleich zur Lebensdaueranforderung eines BHKW-Gasmotors war die bisher zur Verfügung stehende Gesamtlaufzeit der FZE's mit 300 Stunden bei weitem zu niedrig.

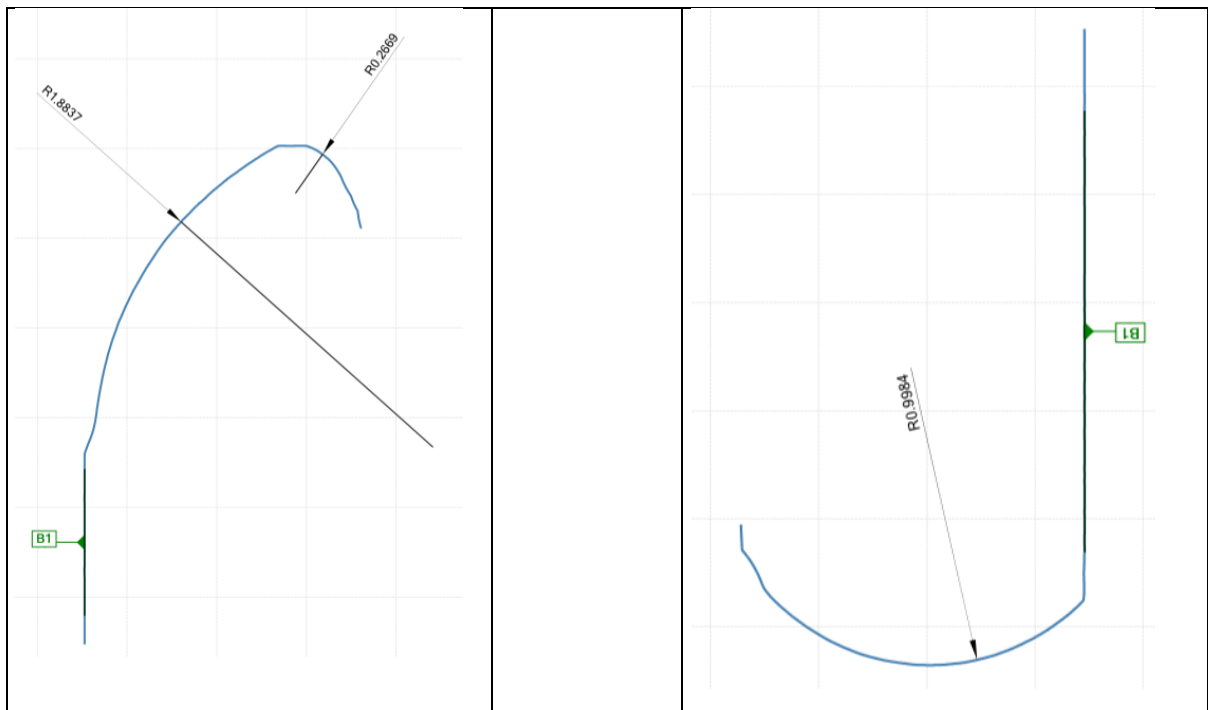


Abbildung 24: Profilmessung des Flügels

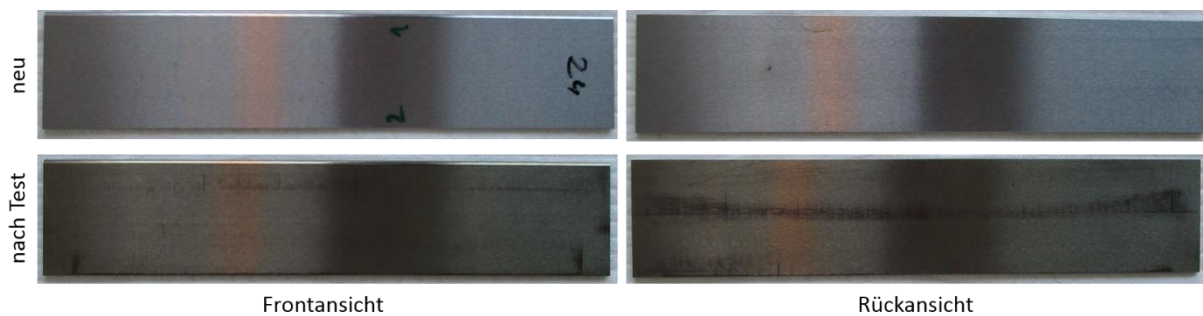


Abbildung 25: Fotografie der Rotorflügel



6.3 Bewertungsmatrix der untersuchten FZE-Varianten

Tabelle 1 stellt die Bewertungsmatrix der untersuchten FZE-Varianten dar. In der optimierten Ausführung wurden folgende Anpassungen vorgenommen:

- Dichtungskonzept mittels einer Gleitringdichtung
- Senkung der internen Leckagen durch Spaltreduzierung
- Änderung des Expansionsverhältnisses von 4 auf 5

Expander-Ausführung	Anfangsausführung	Optimierte Ausführung
geeigneter Drehzahlbereich [min^{-1}]	1000 bis 1800	1000 bis 1800
maximale mechanische Abgabeleistung [kW]	30	30
Expansionsverhältnis []	4	5
Dichtungskonzept	Wellendichtring	Gleitringdichtung
normierte Herstellungskosten [%]	90	100
Isentropischer Wirkungsgrad [%]	42	46
normiertes Volumen [%]	95	100
normierte erwartete Gesamtlebensdauer [%]	100	95
normierter erwarteter Wartungsaufwand [%]	90	100

Tabelle 1: Bewertungsmatrix der real aufgebauten und untersuchten FZE-Varianten

Die Gleitringdichtung arbeitet bis auf die Startphase berührungslos und damit nahezu verschleißfrei, jedoch müssen diese Vorteile durch höhere Herstellkosten des Expanders erkauft werden. Durch die Reduzierung der internen Spaltleckagen und Vergrößerung des Expansionsverhältnisses von 4 auf 5 wird der isentropische Wirkungsgrad verbessert bei gleichbleibenden Herstellkosten. Der erwartete Wartungsaufwand erhöht sich bei der optimierten Ausführung hingegen um 10%, da mit etwas höherem Verschleiß der Gleitflächen zu rechnen ist. Daher sinkt die erwartete Lebensdauer gleichzeitig um ca. 5 %.

7. Diskussion / Würdigung der Ergebnisse / Erkenntnisse

Bei entsprechenden Kostenverhältnissen und gegebener Zuverlässigkeit ist die Ausstattung eines BHKW's mit einem ORC wirtschaftlich sinnvoll. Sofern die durch den Betrieb des Gasmotors anfallende Abwärme bei einem konkreten Einsatz nicht (vollständig) als Wärmeenergie genutzt werden kann, trägt der Einsatz des ORC's zu einer höheren Energieausbeute aus dem Primärenergieträger (z. B. Erdgas, Biogas etc.) und damit zum Umweltschutz bei.

Damit sich entsprechend möglichst günstige Kosten-Nutzen-Verhältnisse, eine akzeptable Lebensdauer und Zuverlässigkeit eines ORC's für entsprechende Anwendungen ergeben können, müssen viele Optimierungen ausgehend von der Systemebene bis hin zu Details einzelner Bauteile durchgeführt werden.

Ein ORC kann mit entsprechend angepasster Auslegung zur Energierückgewinnung aus ganz unterschiedlichen Wärmequellen eingesetzt werden; z. B. auch zur Nutzung von Abwärme von in mobilen Anwendungen eingesetzten Verbrennungsmotoren oder zur Nutzung von Abwärme aus einem wassergeführten Kühlkreislauf.

Mit dem von uns getesteten ORC-System wurden die quantitativen Hauptziele dennoch nicht erreicht. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die einzelnen Komponenten des ORC-Systems nicht optimal arbeiten. Im Folgenden werden die möglichen Gründe sowie mögliche Optimierungsmaßnahmen näher erläutert.

Verdampfer

Der in dieser Testreihe verwendete Verdampfer erzeugte primärseitig einen Druckabfall von bis zu 50 mbar und überschritt damit den geforderten Grenzwert von 22 mbar um etwa das Doppelte. Der hierdurch erhöhte Abgasgegendruck verringerte den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors.

Gleichzeitig war der sekundärseitige Gegendruck von bis zu 9 bar viel zu hoch, was zu einer erhöhten Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe führte und somit in der Gesamtbilanz den Wirkungsgrad des ORCs verschlechterte. Weiterhin besteht Optimierungsbedarf hinsichtlich der Temperaturregelung des ORC Mediums am Ausgang des Verdampfers. Diese gestaltete sich schwierig aufgrund der sekundärseitig ungünstigen Volumengröße und -verteilung. Durch einen auf das verwendete ORC-System optimierten Verdampfer kann der Wirkungsgrad des ORC Systems verbessert werden und die Temperaturregelung robust und schnell arbeiten.

Expander

Interne Leckagen sind in einem FZE zwar unvermeidbar, jedoch sind diese im aktuellen Expander immer noch relativ hoch und führen zu einer geringeren mechanischen Leistungsausbeute. Diese treten auf insbesondere zwischen den einzelnen Kammern (Kontakt Flügel/Gehäuse), zwischen Flügel und Flügelführung im Rotor, stirnseitig zwischen Flügel und vorderem / hinteren Deckel sowie stirnseitig zwischen Rotor und vorderem / hinterem Axiallager. Die internen Leckagen erhöhen zudem zusätzlich den Gegendruck am Expanderausgang, was wiederum dessen mechanische Leistung negativ beeinflusst. Durch geringere Spaltmaße, engere Formtoleranzen, breitere Spaltdichtungen und Einsatz von speziellen Schlitzdichtungen lassen sich die internen Leckagen signifikant absenken. Dennoch muss angemerkt werden, dass prinzipiell ein Zielkonflikt zwischen guter Abdichtung bei gleichzeitig geringer Reibung besteht und somit immer ein Kompromiss diesbezüglich gemacht werden muss.



Die Strömungskanäle am Expanderausgang erzeugen einen noch zu grossen Druckabfall. Momentan wird an dieser Stelle die Strömung um 90° umgelenkt. Durch eine konstruktive Änderung dieser Umlenkung sind ein geringerer Druckabfall und damit eine höhere Leistungsausbeute am Expander zu erwarten.

Die aktuelle Expanderversion ist mit einem Expansionsverhältnis von 5 ausgelegt. Durch die konstruktive Erhöhung des Expansionsverhältnisses von 5 auf 7 lässt sich die Expanderleistung weiter erhöhen, ohne dabei der Einlassquerschnitt des Expanders signifikant verkleinern zu müssen.

Kühler und ORC-Pumpe

Aktuell sind Kühler und ORC-Pumpe überdimensioniert, um die auftretenden Verluste im ORC Kreislauf kompensieren zu können. Mit optimierten Komponenten wie dem Verdampfer, Expander sowie der Verrohrung können ein genau passender Kühler und eine ORC-Pumpe entsprechend ausgewählt werden.

8. Schlussfolgerungen

Es kann festgehalten werden, dass unter der Voraussetzung der Dauerhaltbarkeit und der geringen Wartungskosten der ORC-Betrieb für eine reine Gen-Set-Anwendung hochprofitabel und für BHKW-Anwendungen wirtschaftlich unrentabel ist. Für die Verwendung des ORCs in Notstromaggregaten oder Einrichtungen zum Abfangen von Spitzenlasten sind die Mehraufwände zur Nutzungsmöglichkeit von Motorwärme ebenfalls unrentabel. Die Ausstattung einer Mobilen Arbeitsmaschine mit einem ORC bietet prinzipiell den Vorteil einer höheren Energieeffizienz. Hier ist vor allem die Wärmerückgewinnung aus dem Motorkühlwasser und die damit eingehende Kühlung des Verbrennungsmotors interessant, welche bei Mobilen Arbeitsmaschinen aufwändiger als bei Strassenfahrzeugen ist. Die folgende Abbildung verdeutlicht noch einmal die Amortisationszeit des ORC-Systems in Abhängigkeit des Kaufpreises und der erzielten Kraftstoffeinsparung für den Fall der Mobilen Anwendung.

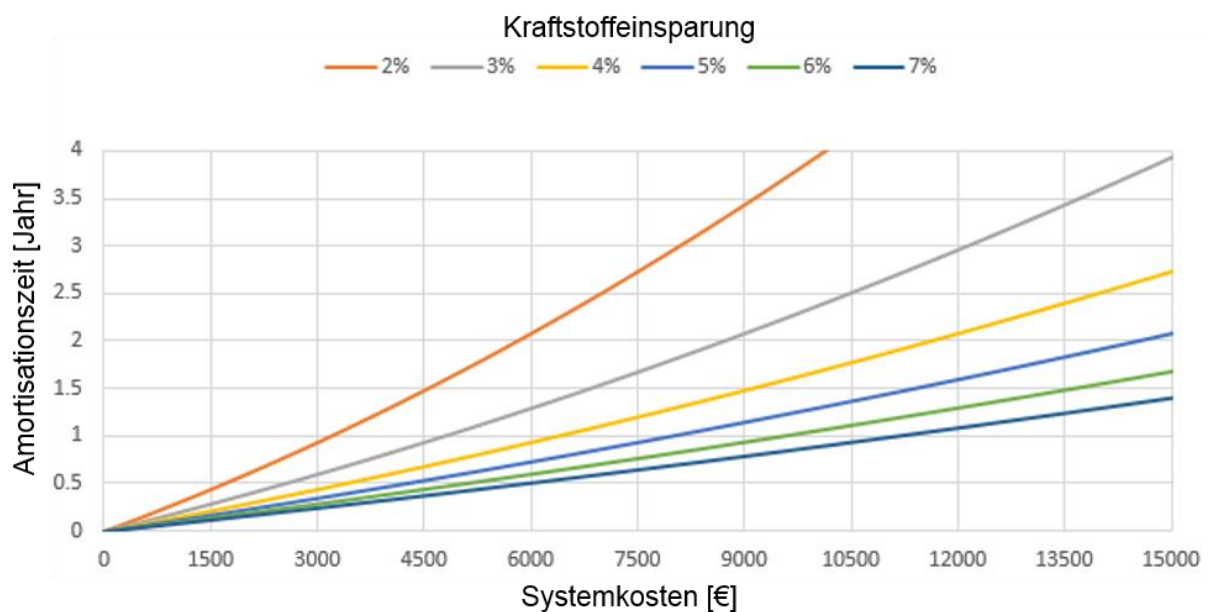


Abbildung 26: Amortisationszeit des ORC-Systems in Abhängigkeit des Kaufpreises und der Kraftstoffeinsparung

Die Projektergebnisse zeigen deutlicher als vermutet, dass zur Erzielung einer guten Leistungsausbeute der ORC auf die jeweiligen Verläufe bzw. die vorliegenden Festwerte von Temperatur und Massenstrom präzise ausgelegt sein muss. Das betrifft die einzelnen Hauptkomponenten sowie die Systemabstimmung.

9. Nationale und internationale Zusammenarbeit

Der Liebherr Machines Bulle SA wurde von einer in der Schweiz ansässigen Firma ein Prototyp eines dort entwickelten Wärmetauschers mit einem neuartigen und vergleichsweise einfachem Aufbau zur Verfügung gestellt, der bei entsprechend grösserer Dimensionierung (in Bezug auf die Höhe der zu bewältigenden Massenströme) vor allem in Hinblick auf die zu erwartenden geringeren Herstellungskosten eine Alternative zu den bereits vorhandenen Prototypen-Wärmetauschern sein könnte. Leider hat sich anhand der durchgeführten Prüfstandtests gezeigt, dass der Wirkungsgrad des neuartigen Wärmetauschers vergleichsweise niedrig ist. Aufgrund seines Aufbaus kann ausgeschlossen werden,



dass der Einsatz eines solchen entsprechend grösser dimensionierten Wärmetauscher dieser Bauart sinnvoll als Verdampfer in dem ORC zielführend ist.

Von Februar bis Juli 2014 hat Hr. Marco Negro durch seine Mitarbeit am Projekt seine Bachelorarbeit mit dem Titel *Conception d'un expander à palettes* abgeleistet und erfolgreich abgeschlossen. Hr. Alexandre Baert arbeitet seit Anfang 2014 in der Vorentwicklung der Liebherr Machines Bulle SA im Aufgabenfeld der Simulation und hat speziell durch seine Masterarbeit am vorliegenden Projekt mitgewirkt. Hr. Negro und Hr. Baert haben beide inzwischen ihr Studium an der HE-ARC (Fachhochschule Neuchâtel) abgeschlossen. Die wissenschaftliche Betreuung beider Abschlussarbeiten erfolgte durch Prof. Robert-Nicoud Thierry, dem Leiter des „laboratoire de machines thermiques et hydrauliques“ und seitens der Liebherr Machines Bulle SA durch Dr. Seba. Das Arbeitsverhältnis von Hr. Baert wird ab Anfang des kommenden Jahres in eine Festanstellung als Diplom-Ingenieur in der LMB Vorentwicklung übergehen.

Für das von Dr. Seba entwickelte Grundprinzip des FZE wurden von der Liebherr Machines Bulle SA Patentanmeldungen beim Europäischen und dem US-Amerikanischen Patentämtern eingereicht. Hierbei wurde das Europäische Patent (EP 2 527 590 B1) am 29.04.2015 erteilt. Das US-Amerikanische Erteilungsverfahren dauert noch an.

10. Ausblick, nächste Schritte nach Projektabschluss

Im Projekt wurde ein ORC-System für den Einsatz in einem Gasmotor-basierten BHKW entwickelt. Durch die dortige Nutzung des ORCs soll eine Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades im BHKW erreicht werden. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass zur Zeit lediglich der Einsatz eines ORCs in einer Gen-Set-Anwendung rentabel ist.

Im besonderen Fokus stand die Weiterentwicklung und Optimierung eines FZE. Die Versuche haben die Funktionalität des FZE zwar bestätigt, aber auch dessen Schwächen aufgezeigt. So sind zur Erhöhung des Wirkungsgrades und der geforderten Lebensdauer weitere Optimierungsmaßnahmen des FZE notwendig, die in Kapitel 7 bereits erläutert wurden.

Im nächsten Schritt werden gezielt die Reduzierung der internen Leckage, Reibungsminimierung, Erhöhung des Expansionsverhältnisses sowie Optimierung der Strömungskanäle vorgenommen. Hierzu wird ein Expander aus einer speziellen Aluminiumlegierung mit der Werkstoffnummer 2024 gefertigt, aufgebaut und getestet. Bei gleichbleibenden mechanischen Eigenschaften wird das Flügelgewicht fast um Faktor 3 reduziert und unter entsprechender Erhöhung der Flügeldicke auf 2.5 mm die interne Spaltleckage reduziert. Zusätzlich kommt eine PTFE-Schlitzdichtung zwischen Flügel und Rotor zum Einsatz. Eine 20 µm dicke Nickel-Phosphor-Beschichtung der Bauteile verbessert die Verschleissbeständigkeit. Die Flügel erhalten zusätzlich eine 3 µm dicke DLC-Schicht, die neben Verschleißschutz auch die Reibleistung zwischen den Gleitpartnern reduziert. Durch Anpassung der Einlassquerschnitte im FZE-Gehäuse wird das Expansionsverhältnis auf 7 erhöht. Die Auslass-Strömungskanäle im vorderen und hinteren Deckel werden im Unterschied zur aktuellen Version axial ausgeführt.

Der so aufgebaute Expander wird vor der Integration im ORC-System auf einem eigens dafür gebauten Prüfstand getestet. In dieser Phase können eventuelle Probleme frühzeitig erkannt und behoben



werden. Darüber hinaus bietet eine solche Prüfvorrichtung die Möglichkeit, zukünftige FZE-Komponenten bereits im frühen Entwicklungsstadium zu testen und Validierungsdaten für die Simulationsmodelle zur Verfügung zu stellen.

Neben der Verbesserung des FZE müssen ebenfalls weitere Optimierung der ORC-Hauptkomponenten erfolgen. Hierzu müssen die Druckverluste im Verdampfer deutlich reduziert werden. Denkbar ist auch der ORC-Betrieb mittels einer modellprädiktiven Regelung, der jedoch erst dann sinnvoll ist, nachdem alle ORC-Hauptkomponenten final ausgewählt worden sind. Bei Vorhandensein eines präzisen Wärmetauscher- Simulationsmodells können z. B. sämtliche Sensoren im Abgaspfad, sofern diese nur für den ORC-Betrieb vorhanden sind und nicht für den Verbrennungsmotor notwendig sind, entfallen. Der an der Unterdruckseite des ORC's eigens hierfür installierte Wasserkühlkreislauf könnte entfallen, indem auch für den ORC der Wasserkühlkreislauf des Motors verwendet wird.

11. Referenzen / Bibliography

- [1] R K Kapooria, S Kumar, K S Kasana; "An analysis of a thermal power plant working on a Rankine cycle: A theoretical investigation"; Journal of Energy in Southern Africa; Vol 19 No 1; February 2008.
- [2] Kevin J. Harada ; " Development of a Small Scale Scroll Expander" ; Master Thesis; Oregon State University; September 2010.
- [3] Gianluca Montenegroa, Augusto Della Torrea, Marco Fioccoa, Angelo Onorata, Christian Benatzkyb, Gerd Schlagerb; "Evaluating the Performance of a Rotary Vane Expander for Small Scale Organic Rankine Cycles using CFD tools"; Elsevier; 2013.
- [4] Austin D. Reid; "Low Temperature Power Generation Using HFE-7000 in a Rankine"; Master Thesis; **San Diego State University**; July 2010.
- [5] Guoquan Qiu, Hao Liu, Saffa Riffat; "Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle"; Pages 3301–3307; Volume 31, Issue 16; November 2011.
- [6] Jasdeep S. Condle; "Analysis of a novel waste heat recovery mechanism for an I.C. engine"; Master Thesis, Michigan Technological University; 2012.
- [7] "Thermal Energy Equipment: Waste Heat Recovery"; Greenhouse Gas Emission Reduction from Industry in Asia and the Pacific, United Nations Environment Programme; 2006
- [8] "Waste heat recovery"; Natural Resources Canada, Government of Canada
- [9] Bahram Saadatfar, Reza Fakhrai, Torsten Fransson; "Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review"; JMES Vol 1; Royal Institute of Technology KTH; 2013
- [10] Cornel Stan;" Prozesse in thermischen Maschinen für Kraftfahrzeuge"; Springer Berlin Heidelberg; February 2012
- [11] Cornel Stan;" Thermodynamik des Kraftfahrzeugs"; Springer Berlin Heidelberg; 2012
- [12] "Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI"; MAN Diesel & Turbo – a member of the MAN Group; August 2012



- [13] "Waste Heat Recovery"; Bureau of Energy Efficiency
- [14] Chad Baker, Prem Vuppuluri, Li Shi, Matthew Hall; "Model of Heat Exchangers for Waste Heat Recovery from Diesel Engine Exhaust for Thermoelectric Power Generation"; Journal of electronic materials, Vol. 41, No. 6; 2012
- [15] Peter Stephan; "B1 Fundamentals of Heat Transfer "; VDI-Buch, SpringerMaterials ; 2010
- [16] H. Pucher; "Taschenbuch für den Maschinenbau"; "8 Gasturbinen", Book Part R; Springer; 2011
- [17] Anders Gränfors, Bernt Nilsson; "Modelling of Single Evaporators"; Engineering Company; December 1999
- [18] Wolfgang Wenzel, Iago Gonzalez Tabares, Michael Becker; "Optimierung des Kaltstarts mittels Abgaswärmenutzung"; MTZ, Springer; May 2014.
- [19] Mingtian Xu, Jiangfeng Guo, Xuefang Li; "Thermodynamic Analysis and Optimization Design of Heat Exchanger"; Shandong University, Advances in Transport Phenomena; 2011
- [20] Jean-Paul Janssens, Robert Cloudt; "High Temperature Heat Exchanger for Rankine Cycle based Exhaust Waste Heat Recovery"; Advanced Microsystems for Automotive Applications, Springer; 2013
- [21] C.M. Invernizzi; "Closed Power Cycles", Lecture Notes in Energy 11, Springer-Verlag; 2013
- [22] Maintenance-Plan G 9512 – 10155045 Nutural / Biogas (Wartungsplan aktueller LMB V12 Gas-motor), Liebherr Machines Bulle SA, Stand 03.03.2015
- [23] H. Lutz, W Wendt : Taschenbuch der Regelungstechnik mit MATLAB und Simulink, 10. Auflage, Verlag Europa-Lehrmittel, 42781 Haan-Gruiten
- [24] H. Lutz, W Wendt : Taschenbuch der Regelungstechnik mit MATLAB und Simulink, 10. Auflage, Verlag Europa-Lehrmittel, 42781 Haan-Gruiten
- [25] Ziegler, J. G.; Nichols, N. B. : Optimum settings for automatic controllers, Trans ASME, 64 (1942)

12. Anhang

12.1 Erklärung Hubkontur

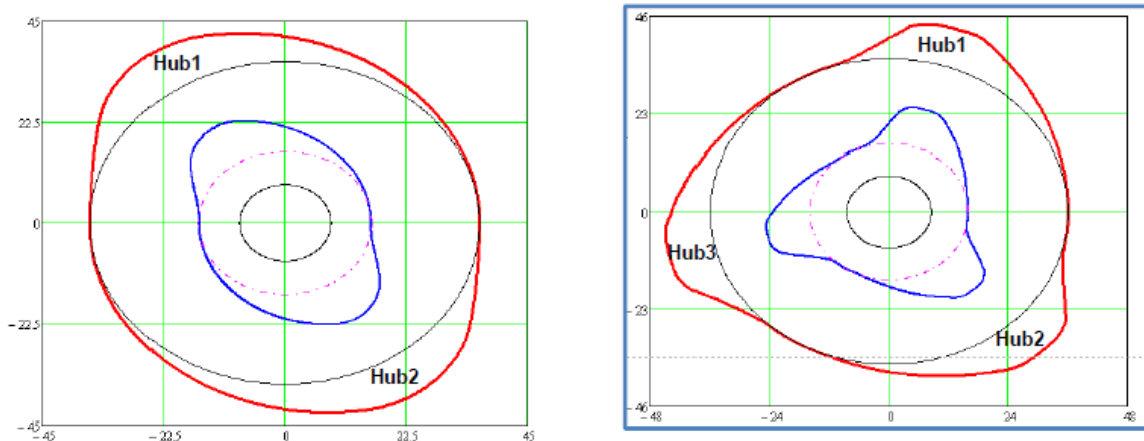


Abbildung 14: Zur Klärung der Begriffe Hubkontur; links 2-Hubkontur / rechts 3-Hubkontur

12.2 Wirkungsgradbegriffe

Definitionen der erwähnten Wirkungsgrade in Bezug auf den FZE

- Vereinfacht ausgedrückt kennzeichnet der **isentropische Wirkungsgrad** die Höhe des Anteils der thermischen Energie, die tatsächlich zur Umwandlung in Nutzenergie Energie -verwendet werden kann.
- Der **volumetrische Wirkungsgrad** ist der Quotient aus dem tatsächlich umgesetzten Volumenstrom und dem theoretischen Volumenstrom. Aufgrund von in der Praxis unvermeidbaren Totvolumina und Leckagen verringert sich der tatsächlich umgesetzte Volumenstrom.
- Der **ORC-Wirkungsgrad** ist der Quotient aus der thermischen Energie, die vom ORC-Medium mit dem FZE entzogen wird und seiner mechanischen Abgabeenergie. (In der Literatur wird hierfür häufig der Begriff thermischer Wirkungsgrad verwendet.)



12.3 Flügelzellenexpander / 3D-Ansicht und Stückliste

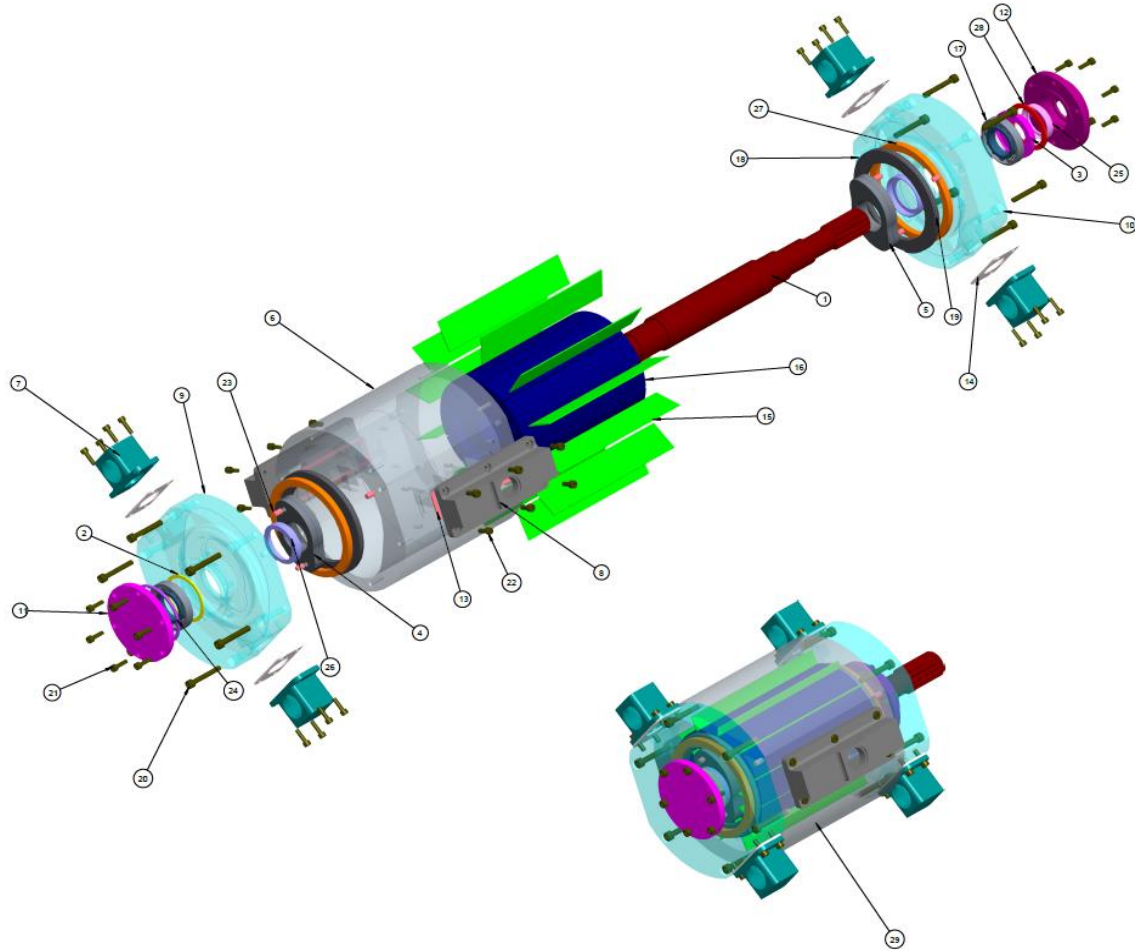


Abbildung 15: 3D-Ansicht des im Projekt konstruierten FZE's

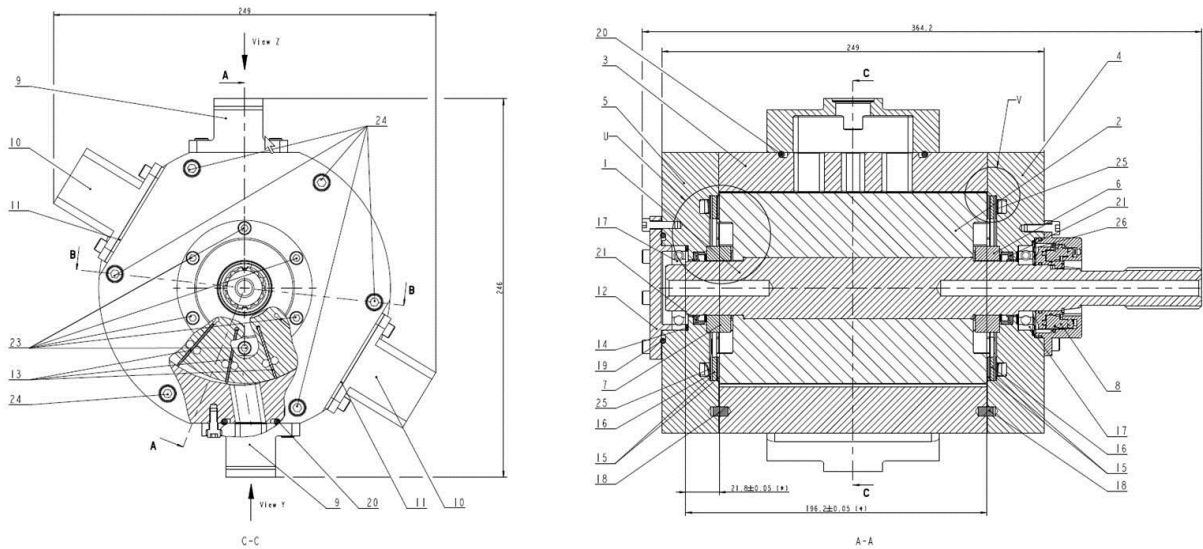


Abbildung 16: 2D-Ansichten des im Projekt konstruierten FZE's

Teilenummer	Anzahl	Bezeichnung
1	1	shaft
2	1	adjusting disc
3	1	adjusting disc
4	1	back cam shaft
5	1	Front cam shaft
6	1	Housing
7	4	outlet cover
8	2	Inlet cover
9	1	Back cover
10	1	Front cover
11	1	back closing cover
12	1	front closing cover
13	2	Inlet sealing
14	4	Outlet sealing
15	12	Vanes
16	1	Rotor
17	2	Bearing Fag 16006
18	4	axial bearing
19	2	Housing
20	12	screw M6X40



21	28	screw M5X16
22	12	screw M5X12
23	8	Pin 6 m6 X10
24	1	Radial sealing
25	1	radial sealing 30 mm
26	2	radial sealing 35 mm
27	2	Spring 115 mm
28	1	Spring 55 mm
29	1	Expander assembly

Tabelle 2: FZE-Stückliste

12.4 Fotografien der Haupt-Bauteile des Flügelzellenexpanders

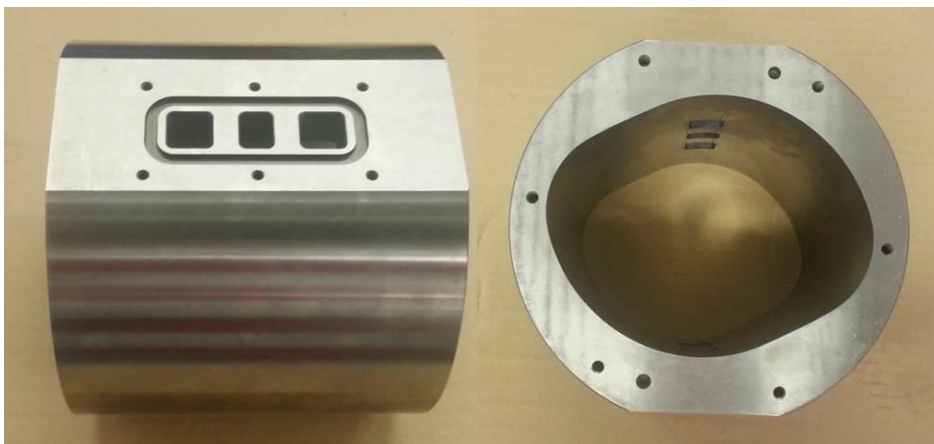


Abbildung 17: Fotografien des Expander-Gehäuses



Abbildung 18: Fotografien des Rotors



Abbildung 19 Fotografie der Rotorwelle

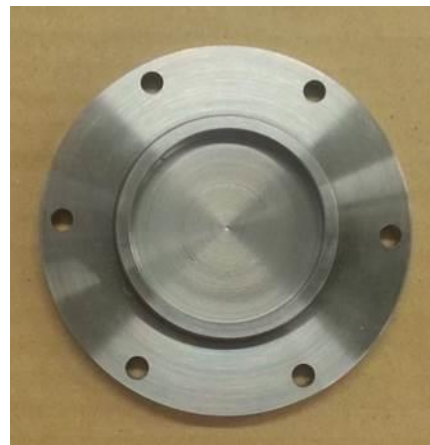




Abbildung 20: Nockel (links); Hinterer Abschlussdeckel (rechts)



Abbildung 21: Einlass-Adapter (links); Auslass-Adapter (rechts)

12.5 Systemintegration des Flügelzellenexpanders am V12 Gasmotor

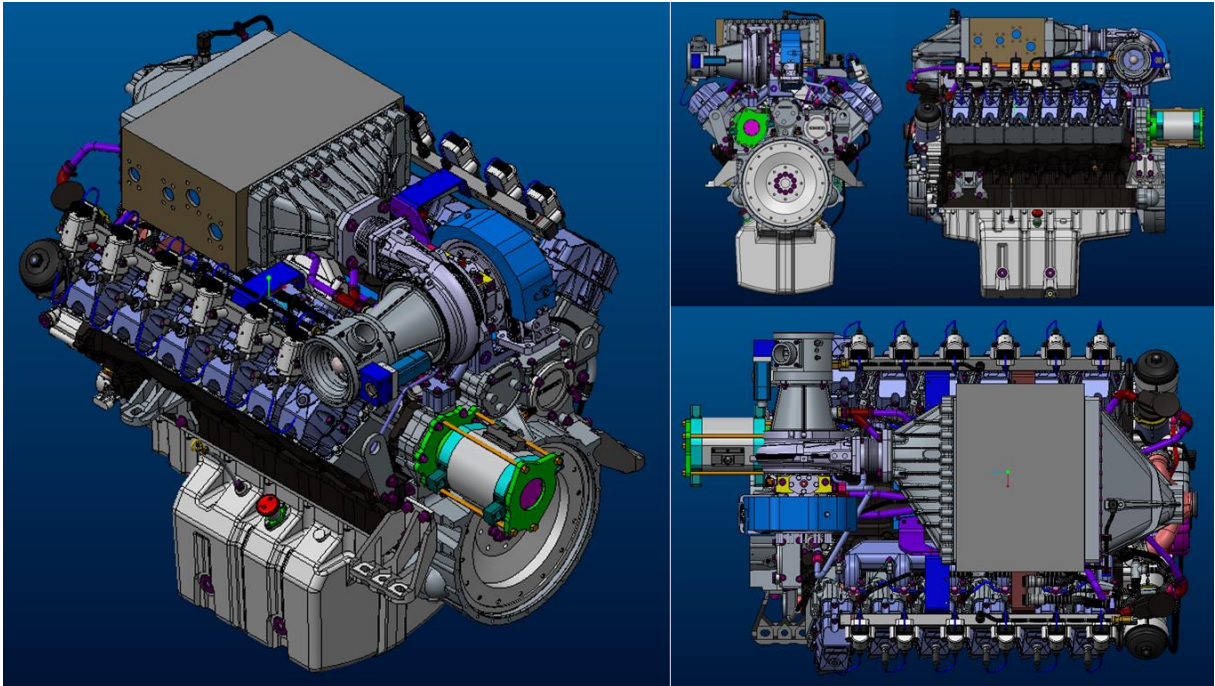


Abbildung 22: Verschiedene Gesamtansichten eines V12 Gasmotors mit montiertem FZE

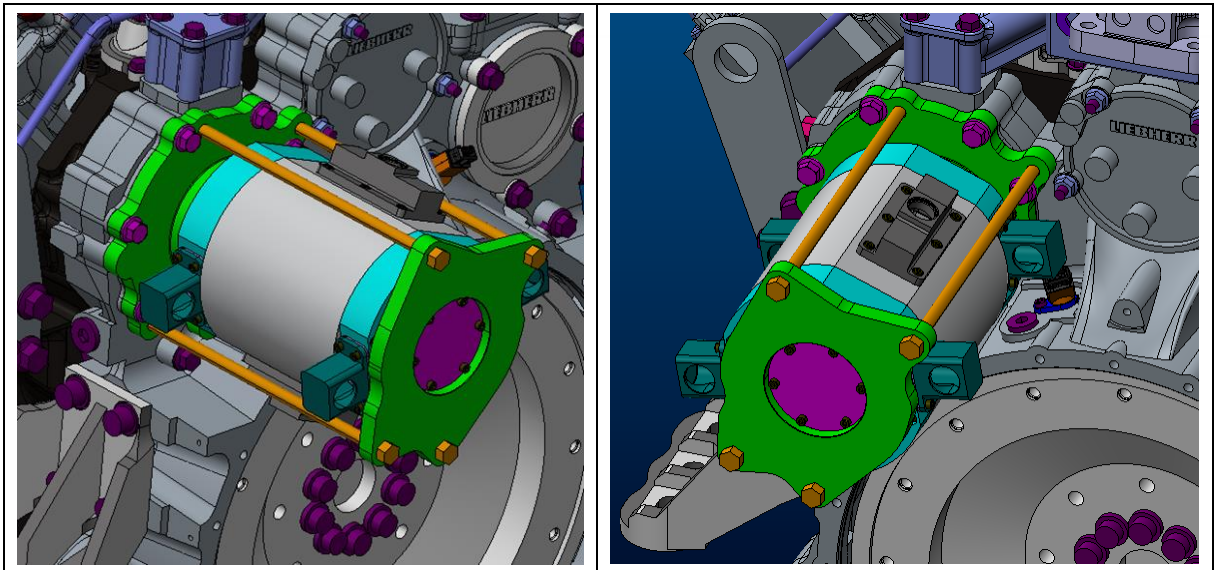


Abbildung 23: Detailansichten FZE an einem Nebenabtrieb des V12 Gasmotors montiert

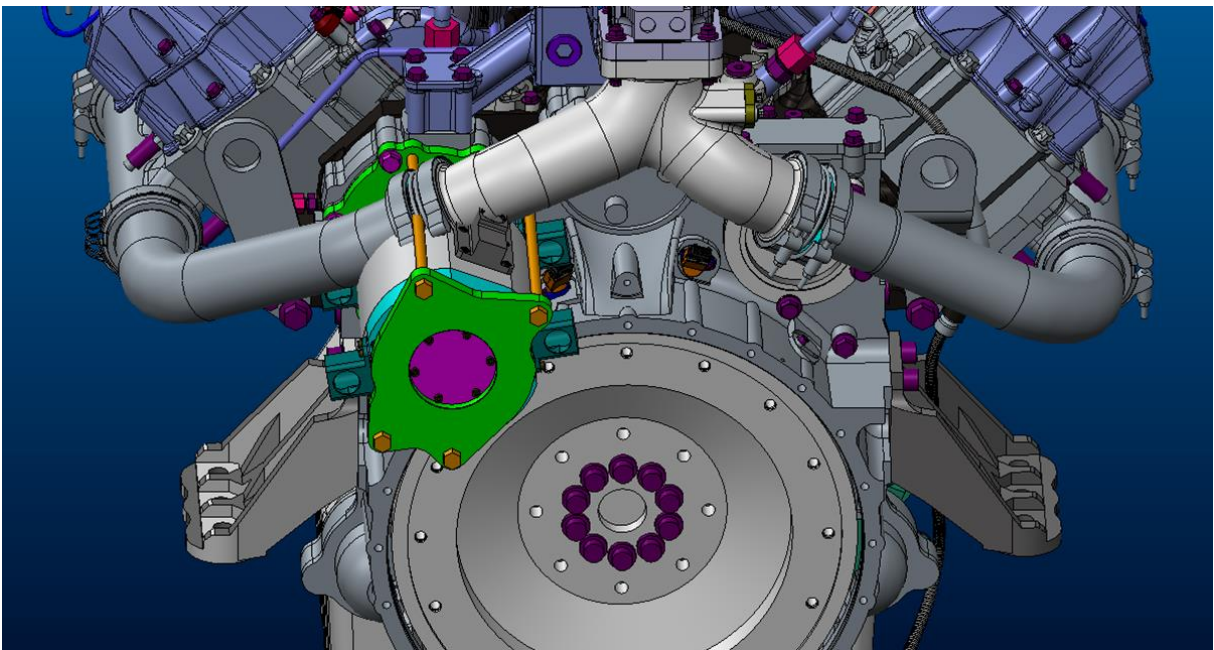


Abbildung 24: Detailansichten FZE an einem Nebenabtrieb des V12 Gasmotors montiert



12.6 Definition der Messgrößen

Sensor / Actuator / Automation System	Channel name	#	I/O	Sensor / Actuator	Signal type	Physical measurement	Power supply	RPS Card	RPS Port
Communication with Automation system & electrical valve - CAN J1939		1	I/O		Can bus		no needs	9853_1	CAN1
Electrical motor (ISKRA)	ORC_n_HP	1	I/O	Iskra AMK 6133	Can OPEN		CAN bus; need to be powered +24V	9853_1	CAN2
Expander Inlet Temperature	ORC_t_EXP1	1	I	Endress+Hauser OmniRad M TR10 TR10-ABA1CA1QD42000 TMT80-A11 SN: E3024E14152	4..20mA	0 °C - 300 °C	+24V	9203	AI0
Expander Inlet Pressure	ORC_pabs_EXP1	1	I	Endress+Hauser PMP131-AA101A... Absolute pressure	4..20mA	0 - 40 Bar	+24V	9203	AI1
Expander Torque	ORC_M_EXP	1	I	Kistler 4502A Type: 4502A100RA SN: 118840	-5..+5V	0 - 100Nm	+24V	9205	AI0
Expander Speed	ORC_n_EXP	1	I		TTL	2 voies décalées de 90° 360 impulsions par tour	+5V	9411	D10 D11
Expander Inlet Mass Flow	ORC_qv_EXP1	1	I	Endress+Hauser Proline Prowirl 73F15 75F15-QJ2AA1AAAAAA SN: E3026102000	4..20mA	Configurable (set to 0...1500l/min)	+24V	9203	AI4
Expander Outlet Temperature	ORC_t_EXP2	1	I		PT-100	0 °C - 300 °C	no needs	9217_1	RTD0
Expander Outlet Pressure	ORC_pabs_EXP2	1	I	Endress+Hauser PMP131-AA101A2X Absolute pressure	4..20mA	0 - 40 Bar	+24V	9203	AI2
Condenser Cooling Inlet Temperature	EW_t_ORCC1	1	I		PT-100	0 °C - 300 °C	no needs	9217_1	RTD1
Condenser Cooling Outlet Temperature	EW_t_ORCC2	1	I		PT-100	0 °C - 300 °C	no needs	9217_1	RTD2
Heat exchanger Fluid Inlet Temperature	ORC_t_HEX1	1	I		PT-100	0 °C - 300 °C	no needs	9217_2	RTD0
Heat exchanger Fluid Inlet Pressure	ORC_pabs_HEX1	1	I	Huba Control 691 series Relative pressure	4..20mA	0 - 60 bar	+24V	9203	AI3
Heat exchanger Fluid Inlet Flow Rate	ORC_qv_HEX1	1	I	Natec NT-08 + LSV501 Frequence to analog converter	AO: 0...10V FO: TTL 0...2kHz	0...25l/min 0...25l/min	+24V	9205 9411	AI1 DI2
Heat exchanger Gas Inlet Temperature	EE_t_HEX1	1	I		Thermocouple type K	0 °C - 1000 °C	no needs	9211	TC0
Heat exchanger Gas Outlet Temperature	EE_t_HEX2	1	I		Thermocouple type K	0 °C - 1000 °C	no needs	9211	TC1
Heat exchanger Gas Inlet Pressure	EE_pabs_HEX1	1	I		Can bus			9853_1	CAN1
Heat exchanger Gas Outlet Pressure	EE_pabs_HEX2	1	I		Can bus			9853_1	CAN1
Heat exchanger Gas Inlet Mass Flow	EE_gm_HEX1	1	I		Can bus			9853_1	CAN1
Condenser Fluid Outlet Temperature	ORC_t_Cooler2	1	I		PT-100	0 °C - 300 °C	no needs	9217_2	RTD1
Condenser Fluid Outlet Pressure	ORC_pabs_Cooler2	1	I	Huba Control LMB: 10025124 Relative pressure	0,5...4,5V	0 - 10 bar	+5V	9205	AI3
Atmospheric Pressure	TA_p_CELL	1	I	Druck Barometric Pressure Sensor RPT410V SN: 3616769	0...5V	600 - 1100 mBar	+24V	9205	AI2
Reference +5V Power Supply		1	I		0...10V	0...10V		9205	AI4
Safety External Signal In		1	I		TTL			9411	DI3
Safety RPS Signal out		1	I		TTL			9205	DO0

Tabelle 3: detaillierte Aufschlüsselung der Messgrößen

12.7 Fotografien des Prüfstandsbaus

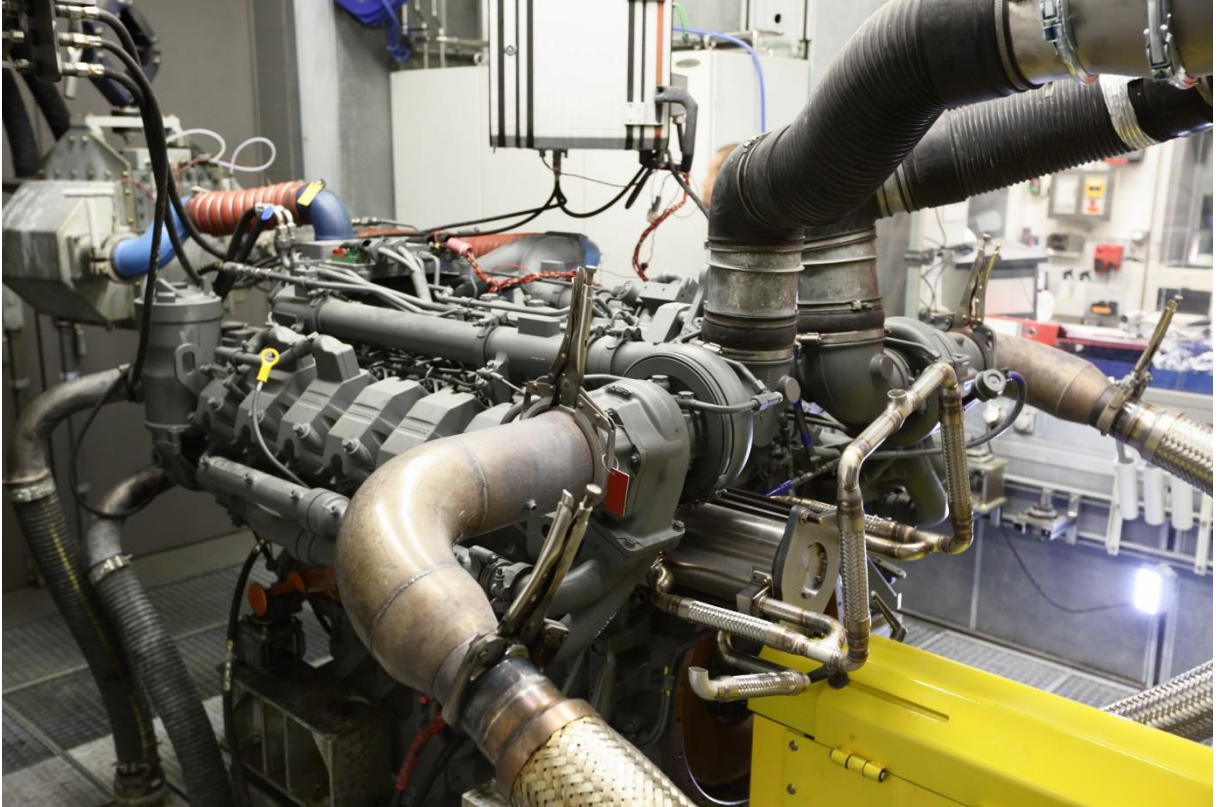


Abbildung 25: montierter FZD am V12 Motor

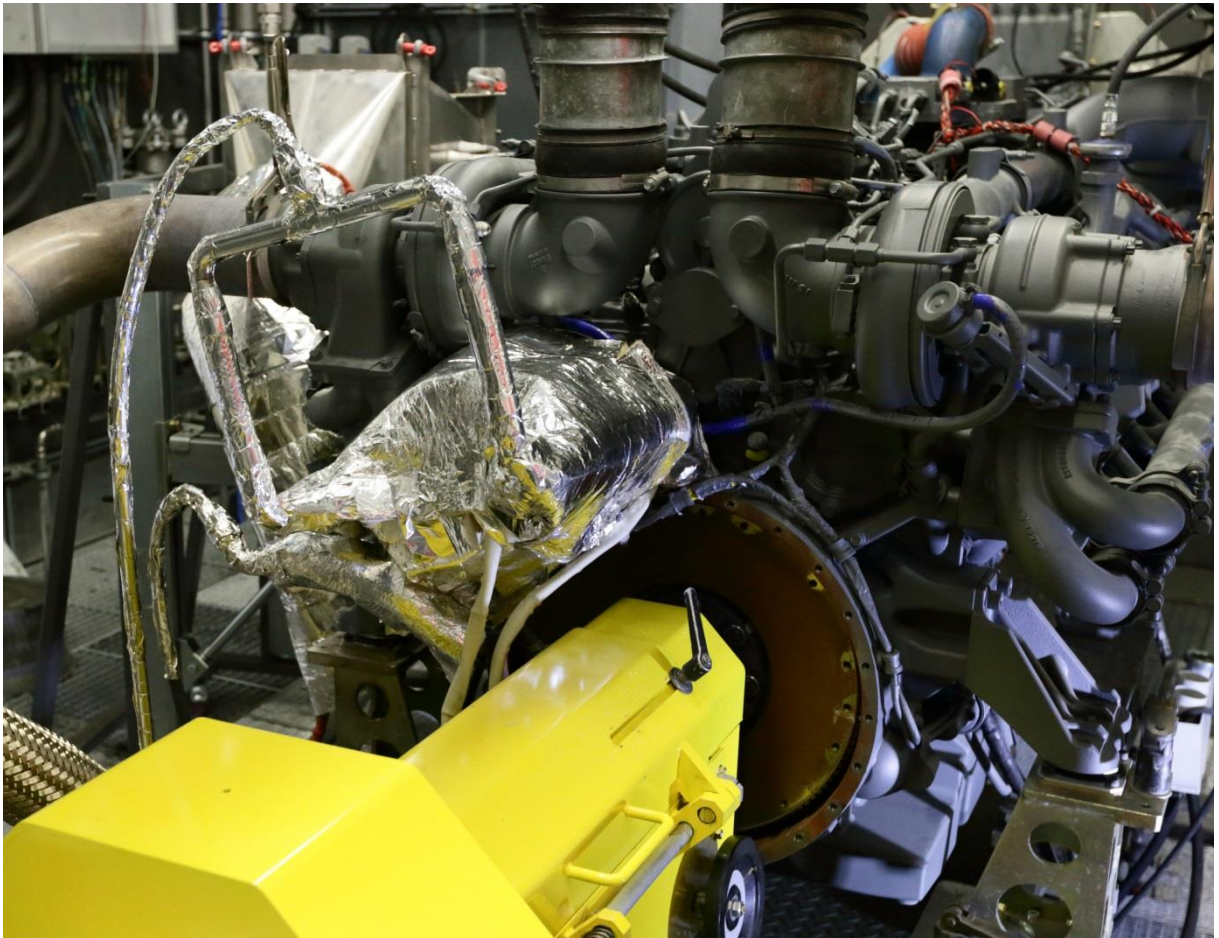


Abbildung 26: Messaufbau am V12 Motor