



Diplomarbeit

Simulation des Arbeitsprozesses von alternativen Range Extender Antrieben

Simulation of the working process of alternative range extender propulsion systems

Helmut GRASSBERGER

Matrikelnummer: 0430567

Studienkennzahl: F 746

eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Betreuender Prof.: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Betreuende Ass.: Dipl.-Ing. Alexander TRATTNER

Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan SCHMIDT

Graz im Mai 2012

Vorwort

Als ich auf der Suche nach einem Thema für meine Diplomarbeit war, hatte ich mich noch in keinem Gebiet innerhalb des Maschinenbaus spezialisiert. Dass ich letztendlich am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik gelandet bin, verdanke ich meinem Interesse an alternativen Antriebskonzepten im Individualverkehr. Die Möglichkeit der Erarbeitung und Umsetzung gänzlich neuartiger Lösungen beschäftigt mich schon seit längerer Zeit. Die Entscheidung, mich mit dem Thema „Alternative Range Extender Antriebe“ zu befassen, war somit eine leichte.

Die geraume Zeit, die seitdem vergangen ist, war nicht nur fachlich sehr lehrreich, sondern hat mir auch viel Lebenserfahrung gebracht. Nach Phasen intensiver Arbeit kamen öfters schwierige Zeiten, in denen ich von meiner Familie und meinen Freunden unterstützt wurde. Ich danke ihnen dafür vielmals.

Weiters möchte ich mich bei dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Leiter des Forschungsbereichs Konstruktion und Auslegung Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger dafür bedanken, dass sie es mir ermöglicht haben, diese Diplomarbeit zu verfassen.

Meinen Projektpartnern, Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt, Herrn Dipl.-Ing. Patrick Pertl, Herrn Dipl.-Ing. Michael Lang sowie Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Raimund Almbauer, die mich bei Fragen zu der vorliegenden Diplomarbeit stets unterstützten, danke ich vielmals.

Besonderer Dank gebührt meinem Diplomarbeitsbetreuer Herrn Dipl.-Ing. Alexander Trattner, der mir stets zur Seite stand.

Kurzfassung

Die gesellschaftliche, ökonomische und ökologische Entwicklung gebietet der Wissenschaft und Forschung stets neue technische Lösungen für die sich fortwährend verändernde Welt zu finden. Im automotiven Sektor wird daher nach alternativen Antriebskonzepten gesucht. Vielversprechend ist ein Elektrofahrzeug mit einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) als Reichweitenverlängerer – das Range Extender (REX) - Fahrzeug. Dieses versucht, die Vorzüge der Elektromaschine und der VKM in einer Art und Weise zu verbinden, dass die hohen Anforderungen an moderne PKW-Antriebe möglichst gut erfüllt werden.

Im Zuge der Diplomarbeit wurde untersucht, welche VKM sich für diesen Zweck eignet. In den heute erhältlichen REX-Fahrzeugen kommen konventionelle Hubkolbenmaschinen zum Einsatz. Durch den hohen Entwicklungsstand sind sie sofort einsetzbar und werden voraussichtlich auch noch in den nächsten Jahren Verwendung finden. Blickt man jedoch auf die Potenziale anderer Konzepte, finden sich interessante Alternativen.

Basierend auf einer Analyse der Anforderungen für prognostizierte Verkehrsszenarien, wurde ein Katalog von gewichteten Kriterien abgeleitet. Dabei ist zu erwähnen, dass das Zusatzaggregat nicht nur als Quelle mechanischer oder elektrischer Arbeit gesehen wird, sondern besonders bei Plug-In Elektrofahrzeugen auch die mögliche Abwärmenutzung eine große Rolle spielt. Mit diesen Randbedingungen wurde eine Nutzwertanalyse erstellt. Zwei vielversprechende Technologien wurden einer Vorstudie zur Eignung als REX unterzogen. Die Wahl fiel dabei auf einen Stirling- und einen Stelzermotor. Der Stirlingmotor konnte sich bisher nur in Nischenbereichen durchsetzen, obwohl er zwei prinzipbedingte Vorteile hat. Zum einen werden aufgrund der äußeren Verbrennung vergleichsweise saubere Rohemissionen ausgestoßen, und zum anderen kommt der Arbeitsprozess ohne Ventile aus und bietet daher einen ruhigen Lauf. Der Stelzermotor ging hingegen nie über das Entwicklungsstadium eines Prototyps hinaus. Seine Potenziale liegen vor allem im sehr einfachen Aufbau mit nur einem bewegten Teil, dem doppelwirkenden Arbeitskolben.

Um sich ein Bild von der jeweiligen Technologie machen zu können, wurde die zu dem Thema verfügbare Fachliteratur untersucht und darauf aufbauend Überlegungen und Berechnungen durchgeführt. Eine Methode der Abschätzung des Potenzials der jeweiligen Technologie liegt dabei in der Simulation der Arbeitsprozesse. Die Zyklussimulationen stellen dabei den Hauptteil der Diplomarbeit dar. Ziel sollte sein, Variationen von Motorkonfiguration in Bezug auf die Leistungsdaten zu berechnen.

Der Arbeitsprozess des Stirlingmotors wurde mit einer eigens entwickelten Routine numerisch berechnet. Das Simulationsprogramm AVL Boost konnte nicht verwendet werden, da es ein entscheidendes Bauelement, den Regenerator, nicht abbilden kann. Stattdessen wurde ein 0D-Simulationsprogramm in Matlab entwickelt und verwendet. Als Anhaltspunkt für eine Modellkonfiguration diente dabei ein für Blockheizkraftwerke verwendeter Motor der Firma SOLO. Dieser wurde einer Parameterstudie unterzogen und die Ergebnisse bewertet.

Der Arbeitsprozess des Stelzermotors wurde mit AVL Boost berechnet. Die Geometriedaten für das Simulationsmodell kommen hauptsächlich aus den verfügbaren Veröffentlichungen über den vom Erfinder gebauten Prototypen. Dieses Modell wurde ebenfalls einer Parameterstudie unterzogen und deren Ergebnisse als Basis der Bewertung des Konzepts herangezogen.

Abstract

The social, economic and environmental progress demands to find new technical solutions in our constantly changing world. In the field of automotive engineering the search for alternative propulsion systems is a big issue. The electric vehicle with an integrated range extender (REX) is a promising concept. It tries to combine the advantages of electric and combustion engines in order to fit the high demands of modern vehicle propulsion systems.

In this thesis, the applicability of different combustion engines as REX is investigated. Today the conventional reciprocating internal combustion engine is the best choice. Due to its usage in a wide field of applications it is highly developed and ready to use. Nevertheless, there are other technologies that may better fit the requirements of a REX if the level of development is disregarded.

Based on an analysis of upcoming traffic scenarios, the requirements on REX propulsion systems have been derived. An important issue is to integrate the auxiliary engine as combined heat and power system, because pure electric vehicles lack major waste heat sources (e.g. for cabin heating). With these boundaries, a utility value analysis has been performed and two promising concepts have been chosen for further investigations, the Stirling engine and the Stelzer engine.

Nowadays the Stirling engine is used only in niche applications although it has two advantages as a result of its working principle. Due to the external combustion it has low engine out emissions and because of the lack of valves and high pressure gradients it is quiet.

The Stelzer engine was never used in any commercial application and is still in prototype status. Its main advantage is the simple realization of the 2-stroke combustion process with just one moving part, the double acting piston.

In order to get a deeper understanding of the technologies, literature research was performed resulting in a simulation of the working process. The aim of the simulation is to find relations between the engine layout and the resulting performance data.

The working process of the Stirling engine was simulated with an internally developed numeric method. The 0D CFD software AVL Boost could not be used because the implementation of the regenerator, a very crucial part of the Stirling engine, was not possible. The engine layout of the *SOLO V161* Stirling engine was used as basic configuration.

The working process of the Stelzer engine was simulated with AVL Boost. The engine layout is based on the publications on the prototype of the inventor Frank Stelzer.

A parameter study was performed for both engines in order to provide results for a final evaluation.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	9
1.1. Motivation.....	9
1.2. Ausgangsbasis und Aufgabenstellung.....	12
2. Range Extender.....	13
2.1. Potenziale der Range Extender Technologie.....	14
2.2. Funktionsweise und Komponenten des REX-Fahrzeugs.....	16
2.2.1. Serienhybrid.....	17
2.2.2. Parallele Anordnung.....	18
2.2.3. Leistungsverzweigte Anordnung.....	18
2.2.4. Typische Anordnung für REX.....	18
2.3. Anforderungen an die Verbrennungskraftmaschine eines Range Extenders.....	19
2.3.1. Erforderliche Motorleistung.....	19
2.3.2. Emissionen.....	20
2.3.3. Wirkungsgrad.....	21
2.3.4. NVH-Verhalten.....	22
2.3.5. Kosten.....	22
2.3.6. Gewicht und Bauraum.....	23
2.3.7. Zusammenfassung der Anforderungen.....	23
3. Antriebskonzepte für REX.....	24
3.1. Energieumwandlungskonzepte.....	24
3.2. Vorauswahl.....	30
3.3. Nutzwertanalyse alternativer Technologien als REX.....	31
3.3.1. Bewertungskriterien.....	31
3.3.2. Ergebnis.....	34
4. Stirlingmotoren.....	36
4.1. Geschichte.....	36
4.2. Aktuelle Stirlingmaschinen.....	40
4.2.1. Kraft-Wärme-Kopplung: SOLO V161.....	40
4.2.2. Sonnenenergienutzung: Dish-Stirling.....	41
4.2.3. Kockums U-Bootantrieb.....	41
4.2.4. Kältemaschine: Cryogenics Stirling-Kühlaggregat.....	42
4.3. Funktionsweise.....	43
4.4. Klassifizierung.....	47
4.4.1. Kurbeltriebgesteuerte Motoren.....	47

4.4.2.	Freikolbenmotor	48
4.4.3.	Alpha-Stirling	49
4.4.4.	Beta-Stirling.....	49
4.4.5.	Gamma-Stirling	50
5.	Zyklussimulation des Stirlingmotors.....	51
5.1.	Einteilung der Stirling Simulationsverfahren.....	51
5.1.1.	Zeroth Order Analysis	51
5.1.2.	First Order Analysis.....	52
5.1.3.	Second Order Analysis	52
5.1.4.	Third Order Analysis	52
5.1.5.	Fourth Order (Multi-Dimensional) Analysis.....	52
5.2.	Idealprozess.....	53
5.3.	Schmidt-Analyse	57
5.3.1.	Ansatz der Berechnung.....	58
5.3.2.	Ergebnisse der Schmidt-Analyse.....	59
5.4.	Selbstentwickelte numerische Methode zur Zyklussimulation.....	61
5.4.1.	0D-Modell mit verbundenen Kontrollvolumina.....	62
5.4.2.	Ansatz mit erstem Hauptsatz	62
5.4.3.	Gleichungssystem zur Verbindung mehrerer Elemente	65
5.4.4.	Wärmeübertragungsmodell.....	68
5.4.5.	Regeneratormodell.....	70
5.4.6.	Druckverluste.....	73
5.4.7.	Implementierung in Matlab	75
5.5.	Referenzmotor SOLO V161	79
5.6.	Simulationsergebnisse.....	85
5.6.1.	Vergleich mit SOLO V161 Leistungsdaten.....	85
5.6.2.	Vergleich mit MOD-II Leistungsdaten.....	87
5.6.3.	Parametervariation zur Leistungsoptimierung.....	90
5.6.4.	Variationen zur Darstellung von Auswirkungen von veränderten Randbedingungen	92
5.7.	Schlussfolgerungen	98
6.	Grundlagen Stelzermotor.....	99
6.1.	Funktionsweise.....	99
6.2.	Unterschiede zu konventionellen 2-Takt-Motoren	100
6.3.	Literatur zu Stelzermotoren.....	101

7. Zyklussimulation des Stelzermotors.....	102
7.1. Vereinfachtes Modell	102
7.1.1. Kolbenbewegung	103
7.1.2. Zylinderabmessungen	103
7.1.3. VIBE Wärmefreisetzungsmodell.....	104
7.1.4. Steuerzeiten.....	104
7.1.5. Kanalöffnungsquerschnitte	106
7.1.6. Spülmodell.....	107
7.2. Implementierung in AVL-Boost	108
7.2.1. Simulationsmodell	108
7.2.2. Parametervariation.....	109
7.2.3. Leistungsdaten mit den optimierten Parametern	113
7.3. Schlussfolgerungen/Fazit	114
8. Zusammenfassung	115
9. Schlusswort.....	118
10. Verzeichnisse	119
10.1. Abbildungsverzeichnis	119
10.2. Tabellenverzeichnis.....	120
11. Literaturverzeichnis	121

1. Einleitung

Die vorliegende Arbeit ist Teil einer Studie, die von dem Automobilzulieferer DENSO in Auftrag gegeben wurde. Dieser ist daran interessiert, in welche Richtung sich mittel- bzw. langfristig die Antriebstechnologie in der Automobilbranche entwickeln könnte. Gerade jetzt, wo sich die konventionellen Antriebe, Otto- und Dieselmotor, mit dem (teil-)elektrischen Antrieb nach längerer Zeit wieder einer ernsthaften Konkurrenz gegenübergestellt sehen, ist dies eine sehr interessante Fragestellung. Konkret wird in diesem Projekt die Range-Extender-Technologie (REX-Technologie) untersucht. Diese zählt zu den Hybrid-Technologien, bei denen sowohl Elektro- als auch Verbrennungskraftmaschinen zum Einsatz kommen. Bei REX-Fahrzeugen liegt das Hauptaugenmerk am rein elektrischen Betrieb. Es handelt sich um ein Plug-in Hybrid Electric-Vehicle (PHEV), also ein Fahrzeug das die Energie nicht nur über fossile Treibstoffe, wie Benzin oder Diesel, sondern auch über das Stromnetz beziehen und in Batterien speichern kann. Nur im Falle von entladenen Batterien wird auf einen Verbrennungsmotor als Stromgenerator zurückgegriffen. Dieses Einsatzgebiet als On-Board-Generator ist eine neue Nische, die zurzeit von konventionellen Motoren abgedeckt wird. Hauptgrund dafür ist der hohe Entwicklungsstand von Otto- und Dieselmotoren durch die Marktdominanz als Hauptantrieb von PKWs. Die geänderten Randbedingungen und Anforderungen beim Einsatz als Range-Extender passen aber möglicherweise besser zu einer völlig anderen Technologie. Im Zuge dieses Projektes sollen nun eine ganze Reihe von Technologien untersucht und die vielversprechendsten weiter analysiert werden.

In Abbildung 1-1 ist ein mögliches Szenario für die Weiterentwicklung der REX-Technologie illustriert. Die erste Generation von REX-Fahrzeugen setzt konventionelle Verbrennungskraftmaschinen (VKM) ein, die für die zweite Generation optimiert und angepasst werden. Eine dritte Generation von REX-Fahrzeugen verwendet möglicherweise eine alternative Antriebstechnologie. Potentielle Kandidaten für diese dritte Generation werden im Rahmen dieser Arbeit analysiert.

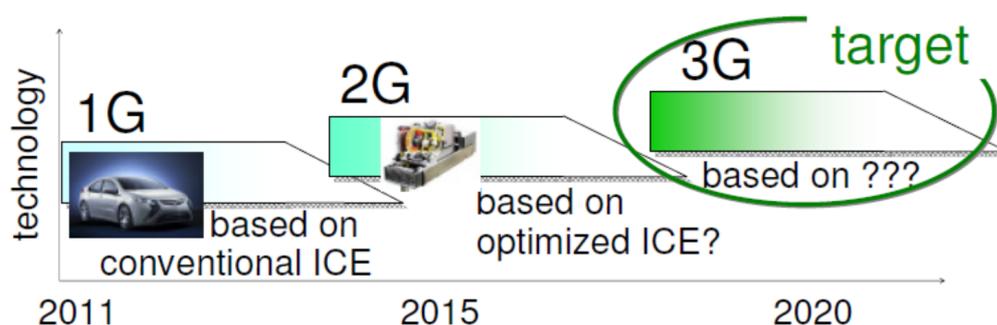


Abbildung 1-1: Weiterentwicklung der REX-Technologie [1]

1.1. Motivation

Das REX-Fahrzeug verbindet, wie auch andere Hybrid-Konzepte, eine Elektromaschine und eine Verbrennungskraftmaschine. Bei geschickter Umsetzung können die Vorteile beider Antriebstechnologien genutzt und somit deren Nachteile ausgeglichen werden. Heute verfügbare Fahrzeuge, wie z.B. der *Toyota Prius*, bezeugen die Umsetzbarkeit von

Voll-Hybrid-Fahrzeugen in der Großserie. Bei diesen steht die VKM im Vordergrund und wird mit einem Elektroantrieb ergänzt. REX-Fahrzeuge stellen den nächsten Schritt in der Entwicklung dar. Der Elektromotor ist der Hauptantrieb und wird mit einer VKM verbunden, die die Nachteile des rein elektrischen Antriebs entschärfen soll.

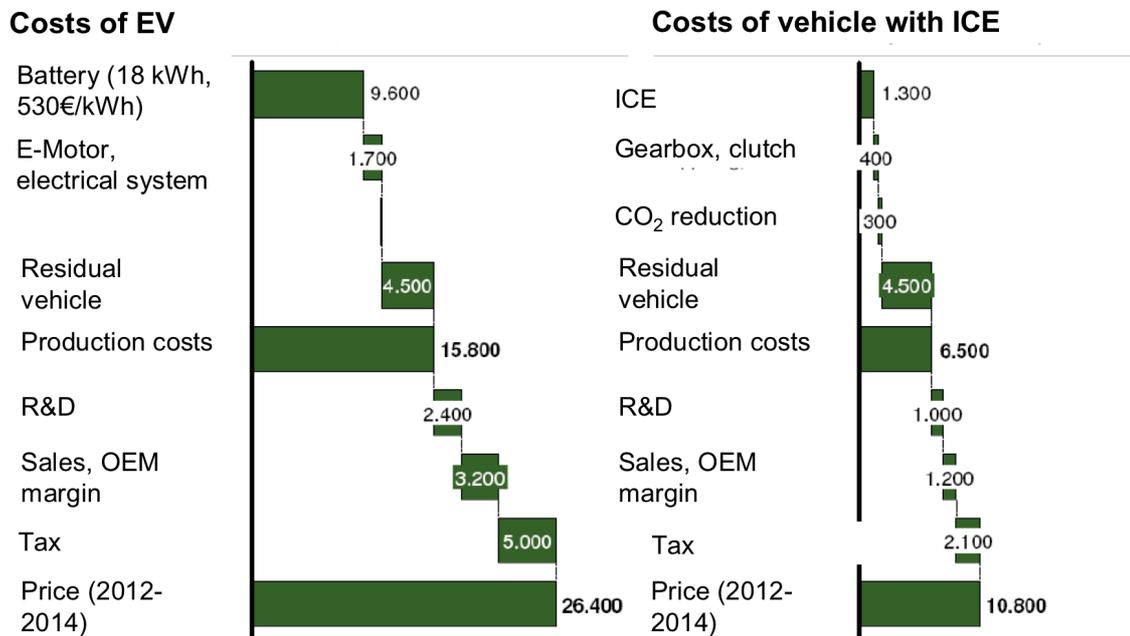


Abbildung 1-2: Kostenvergleich zwischen einem Elektrofahrzeug und einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb [2]

Die Hauptprobleme liegen in den hohen Kosten und der geringen Energiedichte der Batterien. In Abbildung 1-2 ist ein Kostenvergleich zwischen einem Elektrofahrzeug mit einer Reichweite von ca. 100km und einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb zu sehen. Um für ein Mittelklassefahrzeug einen rein elektrischen Betrieb von 500km zu gewährleisten, müssten 1200 kg Lithium-Ionen Akkus verbaut werden, die zur Zeit ca. 60000 € kosten [3, 4, 5]. Zusammen mit dem Umstand, dass die Aufladezeit mehrere Stunden beträgt, ergibt dies eine massive Reichweitereinschränkung. Diese wird durch die Verwendung eines REX behoben. Im Falle einer leeren Batterie übernimmt eine VKM als Zusatzaggregat die Stromversorgung. So können die vielfältigen Vorteile des elektrischen Antriebs ohne Angst vor einer begrenzten Reichweite genutzt werden. Die lokale Null-Emission von Schadstoffen ist dabei ein wichtiger Punkt. Es muss aber erwähnt werden, dass durch die Weiterentwicklung der Abgasnachbehandlung auch konventionelle VKM nahe an das Ziel des Zero Impact kommen können. Dies ist daher nicht mehr der entscheidende Grund für den Einsatz von Elektrofahrzeugen. Der hohe Wirkungsgrad bei niedrigen Lasten, die geringe Geräuschemission und das Fahrgefühl im Stop-and-Go Verkehr sind insbesondere im urbanen Bereich als Vorteil gegenüber konventionellen Antrieben nicht von der Hand zu weisen. Bei der weltweit zunehmenden Verstärkung verspricht dies dem elektrischen Antrieb einen großen Markt [6]. Auch der bei reinen Elektrofahrzeugen problematische Betrieb der Kabinenheizung ist mit einer Abwärmenutzung des REX relativ einfach zu realisieren.

Neben allen technischen Fakten beeinflusst auch die gesellschaftliche und politische Situation die Entwicklung von alternativen Konzepten, wie dem elektrischen

Fahrzeugantrieb. Vor einigen Jahren entwickelte sich ein regelrechter Hype um das Elektrofahrzeug. Massenmedien und Politik bildeten eine öffentliche Meinung, welche die neue Technologie als notwendigen Schritt darstellte und die technischen Probleme ausblendete. Forschungsfördergelder und Subventionen großen Ausmaßes, sowie eine zielgerichtete Emissionsgesetzgebung, forcieren seither die Entwicklung und Einführung von Elektrofahrzeugen. Mit der Auslieferung der ersten Modelle wurden aber auch die Schwierigkeiten offensichtlich. Ein realistischer Blick weicht nun der überschwänglichen Zustimmung. Dieser Ablauf wird durch den Gartner Hype-Cycle aus dem Jahr 2009 in Abbildung 1-3 treffend illustriert. Damals sah man die PHEV-Technologie als Gesprächsthema stark im Aufwind. Nun dürfte der Gipfel der übertriebenen Erwartungen (Peak of Inflated Expectations) überschritten sein und etwas Ernüchterung (Trough of Disillusionment) ob der auftretenden Probleme macht sich breit. Gerade in dieser Zeit ist also eine objektive, technische Einschätzung nötig, um die Chancen auf eine Einführung in Großserie korrekt zu beurteilen.

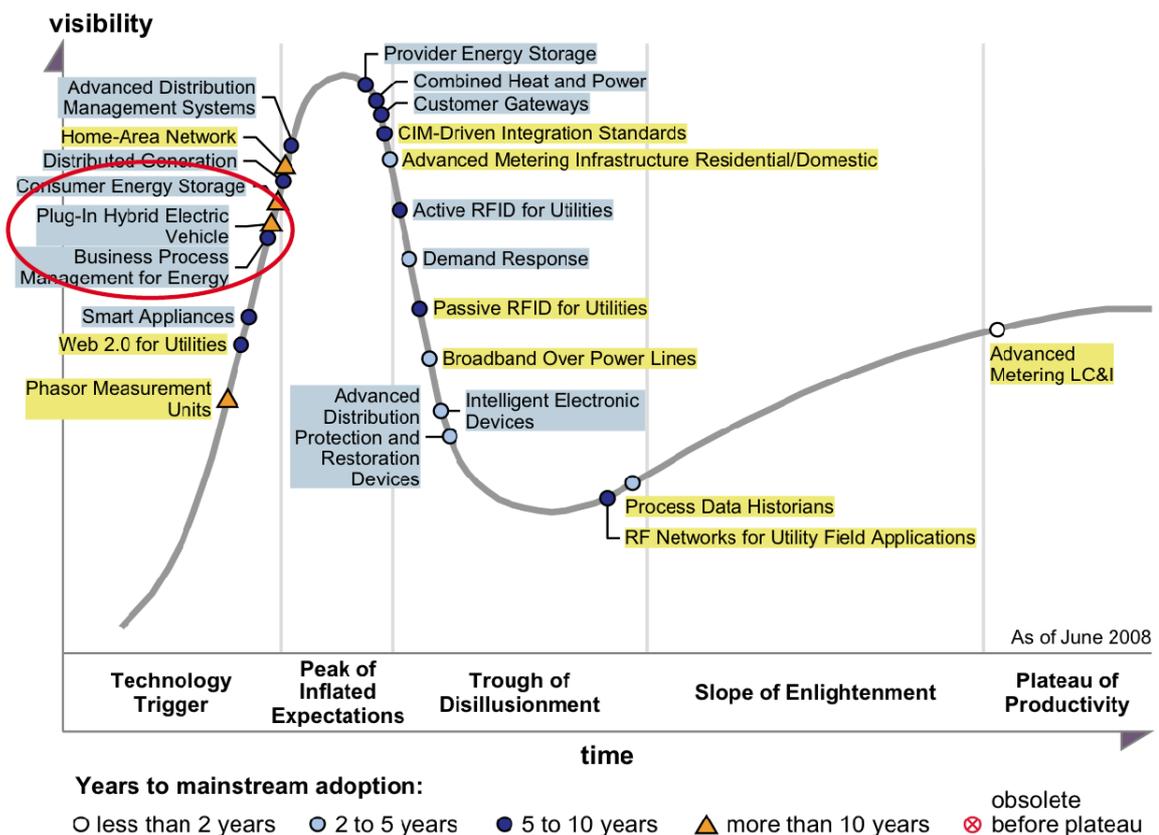


Abbildung 1-3: Plug-in Hybrid Electric Vehicles im Gartner Hype Cycle [7]

1.2. Ausgangsbasis und Aufgabenstellung

Diese Diplomarbeit ist Teil einer Studie, die von dem japanischen Automobilzulieferer DENSO in Auftrag gegeben wurde. Zu Beginn des Forschungsprojekts wurde gemeinsam mit DENSO eine Liste von Energiewandlungskonzepten, die als VKM für einen REX-Antrieb dienen könnten, erarbeitet. Die Aufgabenstellung war, zwei vielversprechende und in dieser Anwendung neuartige Konzepte zu identifizieren und diese in einer Vorstudie genauer zu untersuchen.

Für die Auswahl wurden die für den Einsatz als REX wichtigen Kriterien mit Hilfe eines Anforderungsprofils festgelegt. Die Aufgabe in der Frühphase der Arbeit lag in der Datenbeschaffung für die Evaluierung der einzelnen Technologien.

Zwei Technologien mit hohem Potenzial für den Einsatz als REX-Antrieb, dem Stelzermotor und dem Stirlingmotor, wurden in Folge genauer untersucht. Ziel der vertieften Studie ist es, mit weiteren Daten und Informationen Schlüsse zur Eignung als REX-Antrieb zu ziehen, sowie kritische Komponenten und Bauteile zu identifizieren. Weiters soll mit Hilfe einer Arbeitsprozessrechnung eine Grobauslegung der Motoren möglich gemacht werden.

Für diesen Zweck wurde eine umfassende Studie der Fachliteratur durchgeführt und die Daten für weitere Überlegungen und Berechnungen zusammengetragen. Dies umfasst die Leistungs- und Geometriedaten von ausgeführten Motoren, prinzipbedingte Vor- und Nachteile sowie geeignete Berechnungsmethoden.

Ein besonderer Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Entwicklung und Anwendung von Rechenmodellen zur Simulation der Arbeitsprozesse. Die Simulationsergebnisse sind schließlich hinsichtlich der Applizierbarkeit der Antriebstechnologie als REX zu interpretieren.

2. Range Extender

Seit gut einem Jahrhundert haben sich konventionelle Hubkolbenmaschinen (2-/4-Takt Benzinmotor, Dieselmotor) als beste Wahl für den Hauptantrieb von PKW erwiesen. Immer wieder in der Geschichte wurden durch technische Innovationen alternative Konzepte vorgeschlagen, die sich aber nie wirklich durchsetzen konnten. In den letzten 10-15 Jahren hat sich die an sich schon sehr alte Idee (vgl. Lohner-Porsche von 1899 [8]) des hybriden Fahrzeugantriebs – eine Kombination eines Elektromotors und eines Verbrennungsmotors – als Konkurrenz zu konventionellen Antrieben etabliert. Fortschritte in der Batterietechnologie sowie die relativ günstige Verfügbarkeit von hochentwickelter Elektro- und Regelungstechnik haben dies möglich gemacht.

Durch die geschickte Kombination einer Verbrennungskraftmaschine mit einer Elektromaschine können die Vorteile beider Technologien genutzt und so deren Nachteile ausgeglichen werden.

Besondere Triebfedern für die Entwicklung alternativer Antriebskonzepte stellen dabei die Umweltproblematik durch Schadstoff- und CO₂-Emissionen sowie die ungewisse Zukunft der weltweiten Energieversorgung dar. Das rein elektrisch betriebene Fahrzeug gilt dabei als große Hoffnung. Mittelfristig verhindern aber technische Schwierigkeiten einen breiten Serieneinsatz, wodurch eine völlige Verdrängung konventioneller Antriebstechnologien für längere Zeit ausgeschlossen werden kann [9, 10, 11]. Besonders die Batterien stellen durch ihren hohen Preis und durch die niedrige Energiedichte eine große Herausforderung dar. In Kombination mit den langen Ladezeiten im Bereich von mehreren Stunden ergibt sich eine ernsthafte Reichweitenproblematik. Über allem steht zudem die Frage, wie die benötigte elektrische Energie für eine Elektrofahrzeugflotte erzeugt werden soll. Besonders brisant wird diese Thematik, wenn die CO₂-Bilanz dieser Technologie betrachtet wird.

Als Lösung vieler Probleme des rein elektrischen Antriebs bietet sich das Hybridkonzept „Elektrofahrzeug mit Range Extender“ – kurz REX-Fahrzeug – an [1]. Es handelt sich dabei um ein Plug-in-Hybrid-Electric-Vehicle (PHEV). Dies bedeutet, dass es die Energie über das Stromnetz beziehen kann und nicht ausschließlich auf die Energieversorgung mittels einer Verbrennungskraftmaschine angewiesen ist. Nur im Falle von entladene Batterien wird auf eine VKM als Stromgenerator zurückgegriffen.

In diesem Kapitel werden das Potenzial und die Motivation zur Weiterentwicklung der Technologie genauer erläutert. Weiters wird ein kurzer Überblick über die Komponenten und die Funktionsweise gegeben. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Verbrennungskraftmaschine, welche als Zusatzaggregat dient. Deshalb wird auf diese und deren Anforderungsprofil genauer eingegangen.

2.1. Potenziale der Range Extender Technologie

Ein REX-Fahrzeug ist dafür konzipiert, die meiste Zeit elektrisch betrieben zu werden. So sollen die Vorteile des rein elektrischen Antriebs optimal genutzt werden. Diese liegen vor allem im Stop-and-Go-Verkehr im urbanen Bereich. Durch die Leistungscharakteristik mit annähernd konstantem Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich ergibt sich ein gutes Fahrgefühl im Stadtverkehr.

Die Möglichkeit, die kinetische Energie beim Bremsen zu rekuperieren und der gute Wirkungsgrad von Elektromaschinen im Teillastbereich wirken sich günstig auf den Energieverbrauch und damit auf die CO₂-Emissionen aus. Bei rein elektrischem Betrieb ist insbesondere in Ballungsräumen die lokale Nullemission von Verbrennungsschadstoffen (CO, NO_x, HC, Partikel) ein wesentlicher Vorteil. Daraus könnten sich in Gebieten, in denen mit gesetzlichen Auflagen versucht wird die Lärm- und Schadstoffemission zu vermindern, gute Chancen auf eine erfolgreiche Markteinführung ergeben.

Den Problemen, die die Batterie durch ihre hohen Kosten und ihr hohes Gewicht verursacht, wird durch eine bewusste Beschränkung der elektrischen Reichweite entgegengewirkt.

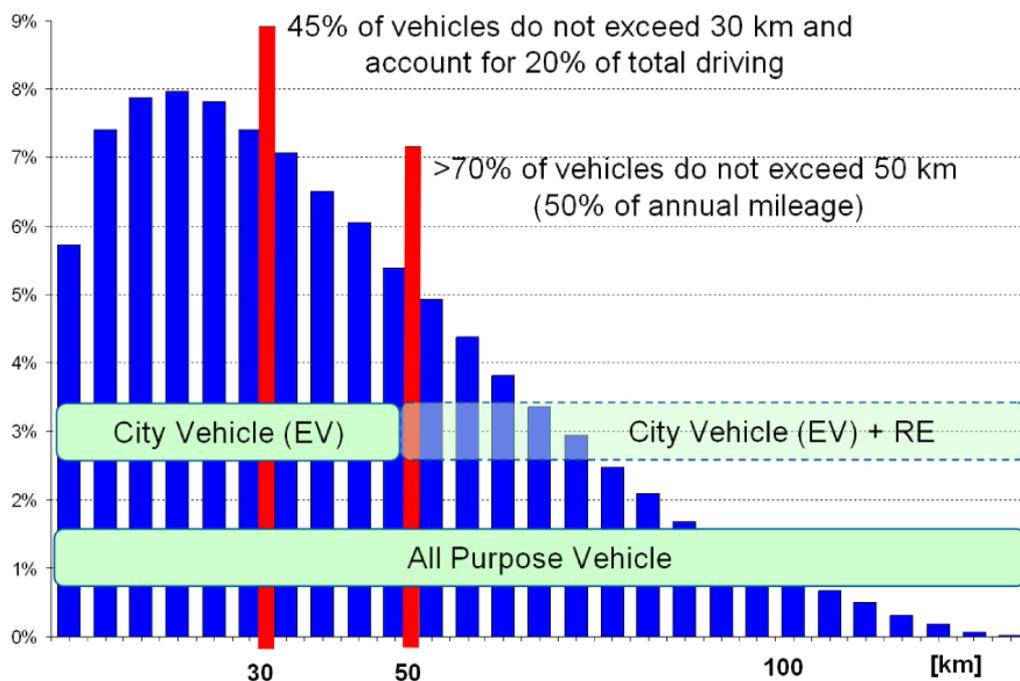


Abbildung 2-1: Verteilung der Tagesfahrleistungen [4]

In Abbildung 2-1 ist das Ergebnis einer Studie über die Verteilung der Tagesfahrleistungen von PKW in Deutschland dargestellt. Daraus wird erkennbar, dass 70% der Fahrzeuge nicht mehr als 50km pro Tag zurücklegen. Die vom Kunden gewünschte maximale Tagesreichweite beträgt jedoch ein Vielfaches der durchschnittlich gefahrenen Strecken, wodurch bei reinen Elektrofahrzeugen auf Grund der langen Ladezeiten sehr große und teure Batterien verbaut werden müssten. Durch die Verwendung eines REX kann die Batteriekapazität auf ein Niveau gesenkt werden, bei dem ein großer Teil der Fahrleistung rein elektrisch bewerkstelligt werden kann, ohne dabei die maximale Tagesreichweite

einzuschränken. So können Bauraum, Gewicht und Kosten in einem Ausmaß eingespart werden, das den Mehraufwand eines zusätzlichen Aggregats rechtfertigen.

Eine weitere Problematik von reinen Elektrofahrzeugen ist die Aufbringung der Energie zur Heizung des Fahrgastraumes. Durch das Fehlen von brauchbaren Abwärmemengen im Antriebsstrang muss die Heizung mit der in den Batterien gespeicherten Energie betrieben werden, was die Reichweite drastisch verringert. Im Gegensatz zu Fahrzeugen mit einer VKM erhöht sich daher der Energieverbrauch pro gefahrenem Kilometer, wenn die Heizung eingeschaltet wird. Bei Verwendung eines REX kann auch dieses Problem gelöst werden, indem die Abwärme der VKM genutzt wird.

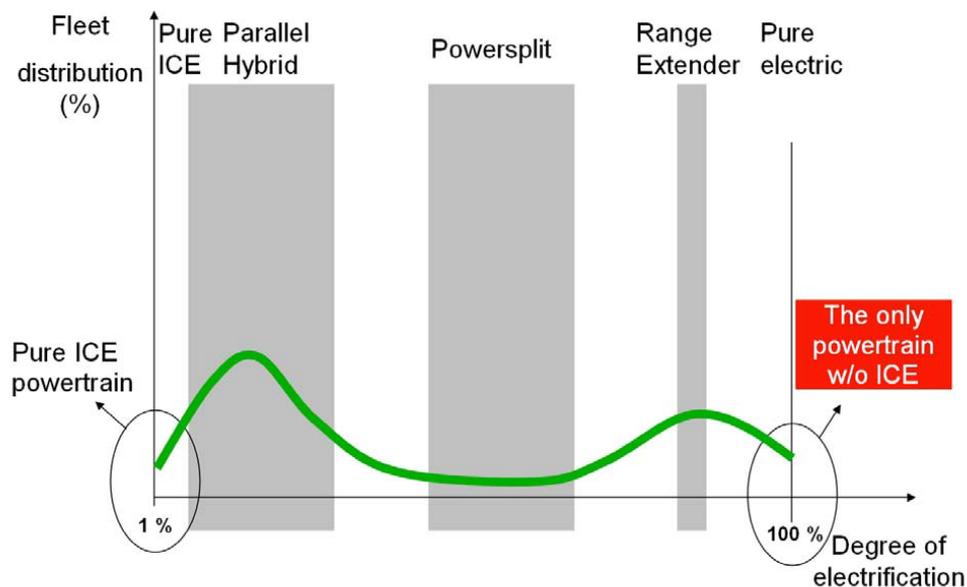


Abbildung 2-2: Prognostizierte Marktanteile hybrider Antriebskonzepte [4]

Diese genannten Vorteile lassen darauf schließen, dass REX-Fahrzeuge neben anderen Hybridtechnologien gute Chancen auf einen Erfolg am Markt haben. In Abbildung 2-2 ist die von Fischer (AVL) prognostizierte Verteilung der Marktanteile verschiedener hybrider Antriebstechnologien zu sehen. Es ist zu erkennen, dass von einer hohen Marktdurchdringung von parallelen Hybriden sowie von REX-Fahrzeugen ausgegangen wird.

2.2. Funktionsweise und Komponenten des REX-Fahrzeugs

Hybride Antriebe verbinden die Antriebsleistung zweier verschiedener Quellen. Diese Quellen können jeglicher Art sein (elektrisch, chemisch, potentiell, kinetisch, nuklear, etc.), jedoch beschränkt sich die Darstellung im Rahmen dieser Arbeit nur auf die Verbindung einer oder mehrerer Elektromaschinen mit einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) beziehungsweise der Energiespeicherung mittels Batterie und der chemisch gebundenen Energie eines Treibstoffs.

Die Art und Weise des Zusammenspiels von Elektromaschinen und VKM kann sehr unterschiedlich ausfallen. In Abbildung 2-3 ist ein Überblick über die gängigsten Hybridanordnungen zu sehen.

Grundsätzlich kann zwischen parallelem und serielllem Betrieb unterschieden werden. Bei Ersterem (Parallelhybrid) sind eine Elektromaschine und die VKM mechanisch mit der Antriebswelle verbunden, wohingegen beim seriellen Betrieb (Serienhybrid) die VKM nur über einen Generator die Elektromaschine mit elektrischer Energie versorgt.

Durch eine geeignete Anordnung von Kupplungen und/oder Getriebestufen (Planetengetriebe) ist ein Umschalten bzw. ein Kombinieren dieser beiden Betriebsmodi möglich, was als leistungsverzweigter Hybridantrieb bezeichnet wird.

Deren Eigenschaften sowie Vor- und Nachteile werden im Folgenden erläutert [12].

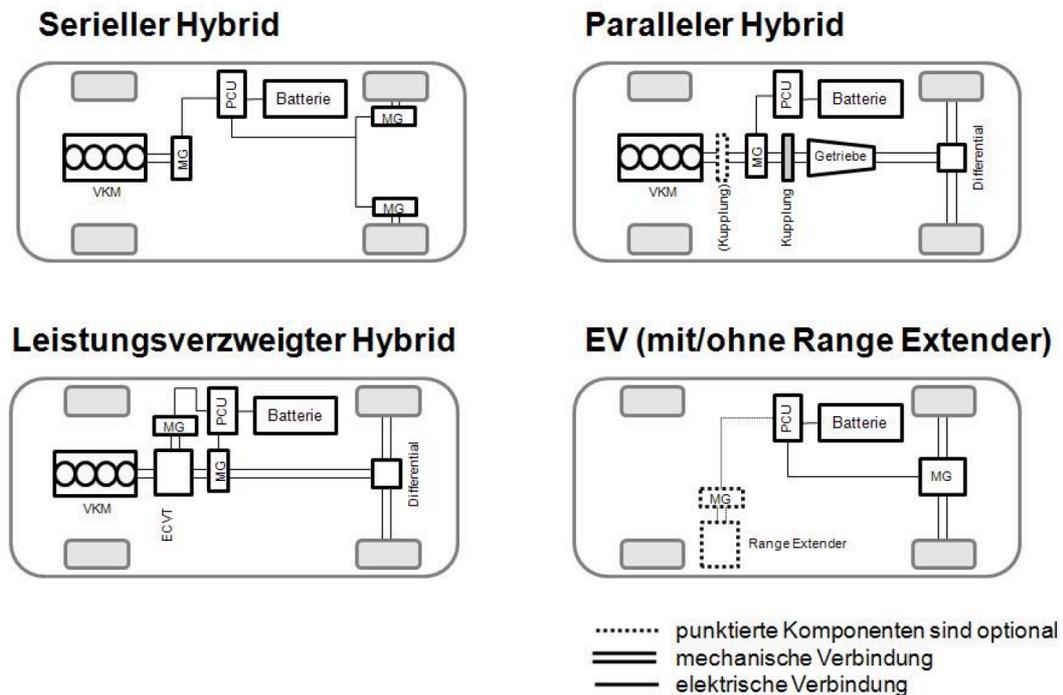


Abbildung 2-3: Verschiedene Strukturen von Hybridantrieben [13]

2.2.1. Serienhybrid

Der Vorteil der seriellen Anordnung ist es, dass die Ladegruppe gänzlich unabhängig vom Radantrieb geregelt werden kann. Daher hat dieser Antrieb auch das größte Potenzial zur Emissionsverminderungen, wie die Aufzählung folgender Möglichkeiten zeigt [12]:

- Verzögerter Start der Ladegruppe: dadurch kann der Verbrennungsmotor und im Speziellen die Abgasnachbehandlung auf den Start vorbereitet werden, Motor- und Katalysatorvorwärmung sind möglich
- Emissionsoptimierte Startstrategie
- Betrieb der Verbrennungskraftmaschine (VKM) im Bestpunkt (Verbrauch und/oder Emissionen)
- Stationärer Betrieb mit Vermeidung von dynamischen Emissionsspitzen
- Abschaltstrategie
- Strategien für den intermittierenden Betrieb (z.B. abhängig von der Katalysatorauskühlung)
- Freiere Positionierung der Ladegruppe
- Ermöglichung neuer Fahrzeugkonzepte

Der Nachteil des Serienhybridantriebs ist die mehrmalige Energieumwandlung, die je nach Ausführung und Konzept im Extremfall bis zu 11 Einzelverluste mit sich bringen kann, siehe Abbildung 2-4 [12].

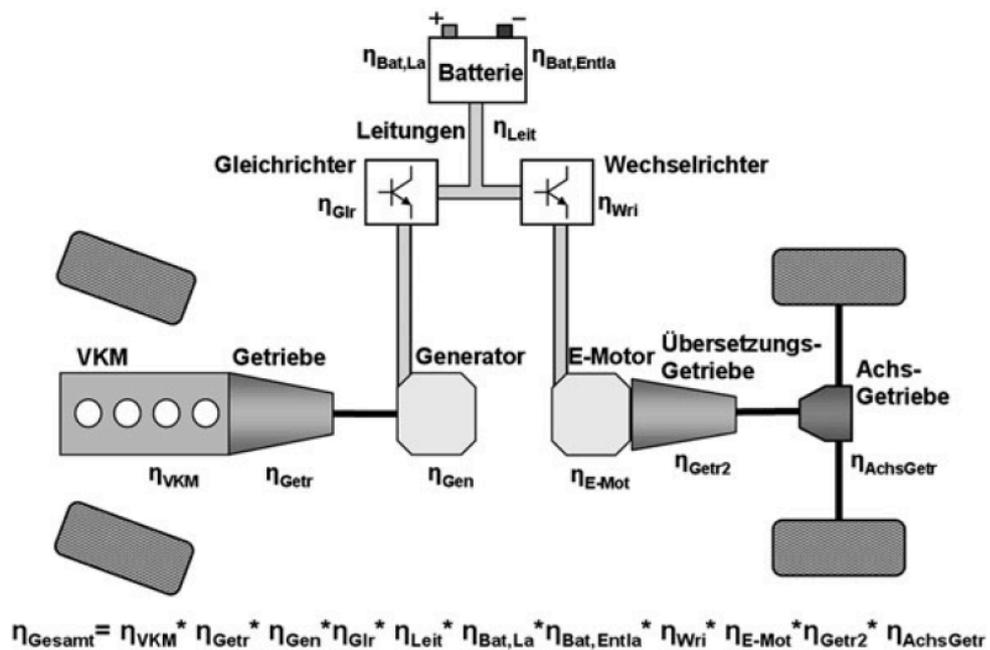


Abbildung 2-4: Wirkungskette des seriellen Hybridantriebs [12]

2.2.2. Parallele Anordnung

Der Vorteil dieser Konfiguration liegt darin, dass nur mehr eine elektrische Maschine nötig ist, die wahlweise als Antriebsmotor oder als Generator arbeitet. Die Dimensionierung der Antriebskomponenten kann gegenüber der seriellen Auslegung besser gestaltet werden, da sich die Auslegung der VKM an der Höchstgeschwindigkeit und die der elektrischen Komponenten am Stadtbetrieb orientieren können (große VKM, kleiner elektrischer Antrieb). Allerdings ist auch eine umgekehrte Dimensionierung möglich (kleine VKM, großer E-Antrieb). Weiters ermöglicht der direkte mechanische Durchtrieb vom Verbrennungskraftmotor bis zum Rad vor allem im höheren Geschwindigkeitsbereich höhere Wirkungsgrade, weil die elektrischen Umwandlungsverluste wegfallen [12].

Es kann, je nach Ausführung, für Abgasemission und Energieverbrauch nachteilig sein, dass der Verbrennungsmotor nicht mehr stationär und somit nicht unabhängig vom Radantrieb arbeiten kann. Somit fallen einige der beim Serienhybrid erwähnten Möglichkeiten weg, z. B. den Verbrennungsmotor stationär im verbrauchs- bzw. emissionsoptimalen Punkt zu betreiben [12].

2.2.3. Leistungsverzweigte Anordnung

Mit der leistungsverzweigten Anordnung können die Vorzüge der seriellen und parallelen Anordnung verbunden werden. Sie ermöglicht die Entwicklung komplexer Betriebsstrategien, um bei jeder Lastanforderung und jedem Ladestatus der Batterie den günstigsten Betrieb zu gewährleisten. Die Komplexität des Systems bedingt aber ein Mehr an Bauteilen und verursacht somit höhere Kosten [12].

2.2.4. Typische Anordnung für REX

Prinzipiell kann ein REX in jeder der genannten Anordnungen realisiert werden. Da die Nutzung eines REX-Fahrzeugs darauf ausgelegt ist, den Großteil der Fahrten rein elektrisch zu bewältigen, ist eine serielle Anordnung die Naheliegendste. Es gibt aber auch REX-Fahrzeuge mit leistungsverzweigter Anordnung. Ein Beispiel dafür ist der Chevrolet Volt. Grund dafür ist, dass dieser eine leistungsstarke VKM (63kW) einsetzt, mit der das Fahrzeug auch ohne Elektromotor angetrieben werden kann. Da bei diesem Konzept die VKM bei häufiger rein elektrischer Nutzung als überdimensioniert angesehen werden kann, ist davon auszugehen, dass bei zukünftigen REX-Fahrzeugen kleinere Motoren und eine serielle Hybridanordnung verwendet werden.

2.3. Anforderungen an die Verbrennungskraftmaschine eines Range Extenders

Ein REX-Fahrzeug ist dafür konzipiert großteils rein elektrisch betrieben zu werden. Die VKM wird nur im Falle einer entleerten Batterie oder bei benötigter Heizleistung als Blockheizkraftwerk betrieben. Das Anforderungsprofil an ein solches Aggregat weicht von dem eines Hauptfahrzeugantriebs ab. Im Folgenden werden die wesentlichsten Anforderungen besprochen.

2.3.1. Erforderliche Motorleistung

Die erforderliche Leistung der VKM hängt von einigen Faktoren, wie der Fahrzeugklasse und der Höchstgeschwindigkeit im Betrieb bei entleerten Batterien ab. Weiters spielt auch die Anordnung der Hybridkomponenten bzw. der Betriebsmodus eine Rolle. Wird der REX als serieller Hybrid betrieben, muss die VKM nur die gemittelte Leistungsanforderung zur Verfügung stellen können. Soll der VKM auch als Hauptantrieb dienen können, der ohne Hilfe des Elektromotors das Fahrzeug beschleunigt, wird eine wesentlich höhere Leistung benötigt.

Die für serielle Hybridfahrzeuge ausschlaggebende durchschnittliche Leistungsanforderung ist in Abbildung 2-5 zu sehen. Diese wurde für vier unterschiedliche Testzyklen bzw. Szenarien mit einer Fahrzeuglängsdynamiksimulation ermittelt. Der NEDC (New European Driving Cycle) und FTP (Federal Test Procedure, USA) repräsentieren dabei Fahrprofile mit einem hohen Anteil an innerstädtischem Verkehr. Daraus wird ersichtlich, dass auch schwere Fahrzeuge mit einer durchschnittlichen Leistung von nur 4kW angetrieben werden können.

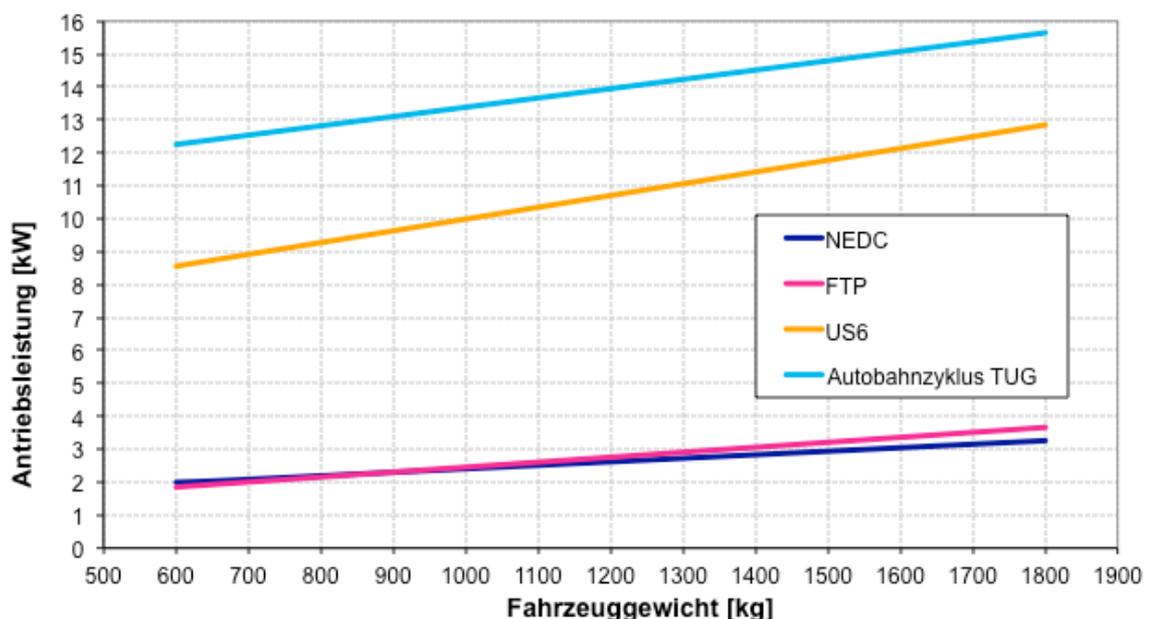


Abbildung 2-5: Durchschnittliche Antriebsleistungen bei verschiedenen Fahrzyklen [1]

Ein Autobahn-Testzyklus der Technischen Universität Graz repräsentiert die transiente Fahrt mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 120km/h. Die Ergebnisse der Simulation

eines Fahrzeugs mit 1600kg Gesamtgewicht zeigen, dass eine Antriebsleistung von 15kW ausreicht, um diese Geschwindigkeit zu erreichen. Zu beachten ist allerdings, dass längere Bergauffahrten, die Verwendung von Nebenaggregaten (Klimaanlage, HiFi, usw.) und dergleichen nicht berücksichtigt werden. Weiters sind Verluste der Wirkungsgradkette VKM-Generator-Leistungselektronik-Elektromotor (siehe Abb.2-4) mit einzuberechnen. Unter Einbeziehung dieser Faktoren wurde die erforderliche Leistung der VKM im Rahmen dieses Forschungsprojekts auf 20kW festgelegt.

2.3.2. Emissionen

Die Minimierung von Schadstoffemissionen ist einer der Hauptgründe für die Entwicklung von alternativen Antriebskonzepten. Das REX-Konzept hat hier ein großes Potenzial, da beim rein elektrischen Betrieb lokal keine Schadstoffe emittiert werden (die Emission von Schadstoffen bei der Erzeugung der elektrischen Energie soll hier außer Acht gelassen werden). Die gesamte Schadstoffemission eines REX-Fahrzeugs entsteht so gesehen nur beim Betrieb mit laufender VKM und ist daher stark vom Nutzungsverhalten abhängig. Je mehr elektrisch gefahren wird, umso weniger Schadstoffe werden lokal emittiert. Dies bedeutet, dass sich die gesetzliche Regelung der Emissionsgrenzwerte schwierig gestaltet und zu einer von Region zu Region unterschiedlichen Regelung führt.

Das für die Bestimmung der Emissionswerte eines PHEV angewandte Prüfverfahren wird in der EU durch die EURO-Abgasnorm festgelegt. Die Berechnung setzt sich aus zwei Testzyklen zusammen: einem mit vollständig geladener (FSC – Full State-of-Charge) und einem mit vollständig entladener (MSC – Minimum State-of-Charge) Batterie. Je nach elektrischer Reichweite werden die Ergebnisse aus beiden Testzyklen gewichtet. Die Berechnungsvorschrift für die Bestimmung der Masse eines emittierten Stoffes M_i lautet:

$$M_i = \frac{M_{FSC} \cdot D_{AV} + M_{MSC} \cdot D_{el}}{D_{el} + D_{AV}} \quad \text{Gleichung 2-1}$$

Die in Gleichung 2-1 verwendeten Formelzeichen sind der Tabelle 2-1 zu entnehmen:

M_i	[mg/km]	für den Abgasgrenzwert relevante emittierte Masse des Stoffes i pro km
M_{FSC}	[mg/km]	emittierte Masse des Stoffes i pro km bei vollständig geladener Batterie
M_{MSC}	[mg/km]	emittierte Masse des Stoffes i pro km bei vollständig entladener Batterie
D_{el}	[km]	rein elektrische Reichweite des Fahrzeuges
D_{AV}	[km]	hypothetische Fahrtstrecke zwischen zwei Ladevorgängen, in der EURO-Abgasnorm auf 25km festgelegt

Tabelle 2-1: Formelzeichen für die Berechnung der Emissionswerte

Dies hat zur Folge, dass beispielsweise die VKM eines REX-Fahrzeugs mit 100km elektrischer Reichweite die Grenzwerte konventioneller Antriebe um den Faktor 5 überschreiten darf.

Es ist aber zu erwarten, dass die als REX verwendeten Motoren in Zukunft die gleichen Auflagen wie konventionelle Antriebe erfüllen müssen. Die prognostizierte Verringerung der zulässigen Schadstoffemissionsgrenzwerte in der EU (Abbildung 2-6) dienen dabei als Anhaltspunkt für die Entwicklung alternativer Antriebstechnologien. Als Zielwert für diese Vorstudie wird die Erfüllung der EURO 6-Abgasnorm festgelegt.

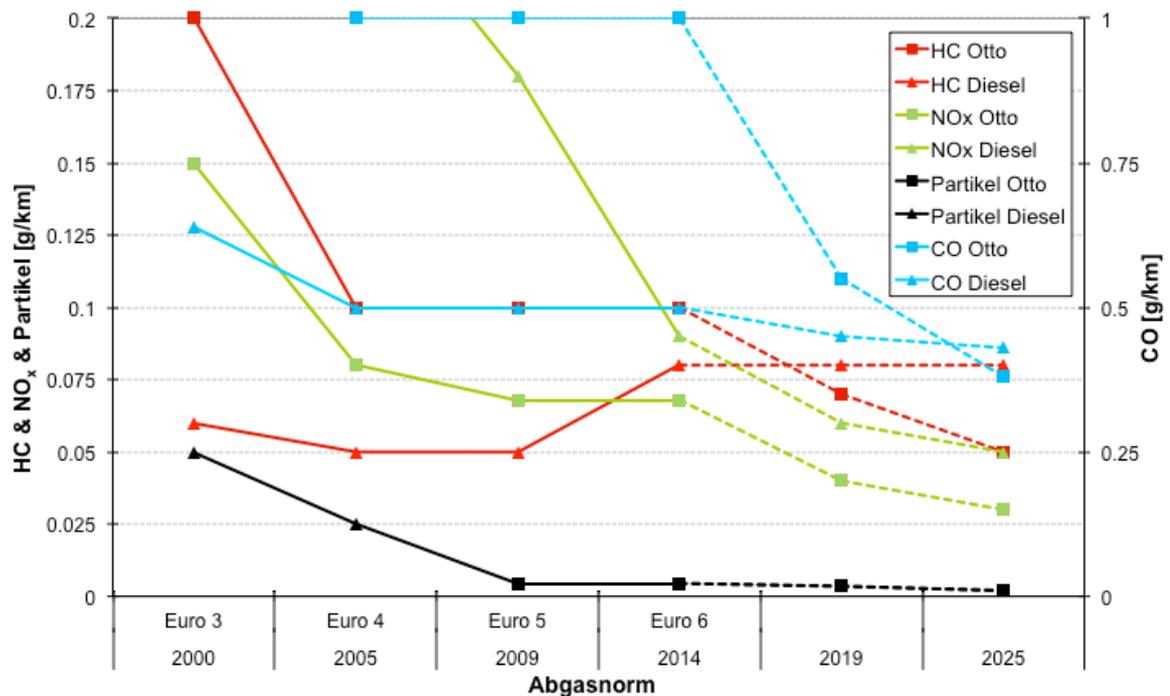


Abbildung 2-6: Zukünftige Grenzwerte für Schadstoffemissionen in der EU [14]

2.3.3. Wirkungsgrad

Der erforderliche effektive Wirkungsgrad des REX-Motors wird im Wesentlichen von zwei Randbedingungen bestimmt. Zum einen durch gesetzliche Auflagen, die den CO₂-Ausstoß und damit den Treibstoffverbrauch des Fahrzeugs reglementieren, und zum anderen muss der Betrieb für den Kunden wirtschaftlich sein. Wie aber schon erwähnt, ist ein REX-Fahrzeug hauptsächlich für den rein elektrischen Betrieb bestimmt. Ein hoher Wirkungsgrad der VKM hat dadurch nicht die oberste Priorität, sollte sich aber auf jeden Fall auf dem Niveau zeitgemäßer Hubkolbenmotoren befinden. Als Zielwert wird in dieser Vorstudie ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von 260 g/kWh festgelegt.

Ein wichtiger Punkt bei der Diskussion des Wirkungsgrades des Gesamtfahrzeuges ist das Nutzungsverhalten. Bei sehr geringen Anteilen von rein elektrischen Fahrten (*Range-Extender Misuse*) ergibt sich durch die ungünstige Wirkungsgradkette und das höhere Fahrzeuggewicht im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen sogar ein höherer Treibstoffverbrauch [15].

2.3.4. NVH-Verhalten

Das NVH-Verhalten (Noise-Vibrations-Harshness) der VKM eines REX-Fahrzeugs ist ein wichtiges Kriterium. Durch den von der Fahrtgeschwindigkeit unabhängigen Betrieb kann es dazu kommen, dass bei still stehendem Fahrzeug die VKM bei hoher Last betrieben wird. Dabei darf das Aggregat nicht durch unangenehme Lärmemission und Vibrationen den Fahrkomfort stören. Durch den Wegfall von Wind und Abrollgeräuschen ist dies eine große Herausforderung. In einer Studie über das Innengeräusch in Hybrid- und Elektrofahrzeugen wird diese Problematik aufgezeigt. In Abbildung 2-7 ist zu erkennen, welchen Schalldruckpegel ein REX-Modul abhängig von der Geschwindigkeit im Innenraum eines Fahrzeugs verursachen darf, um weiterhin den Eindruck rein elektrischen Fahrens zu vermitteln.

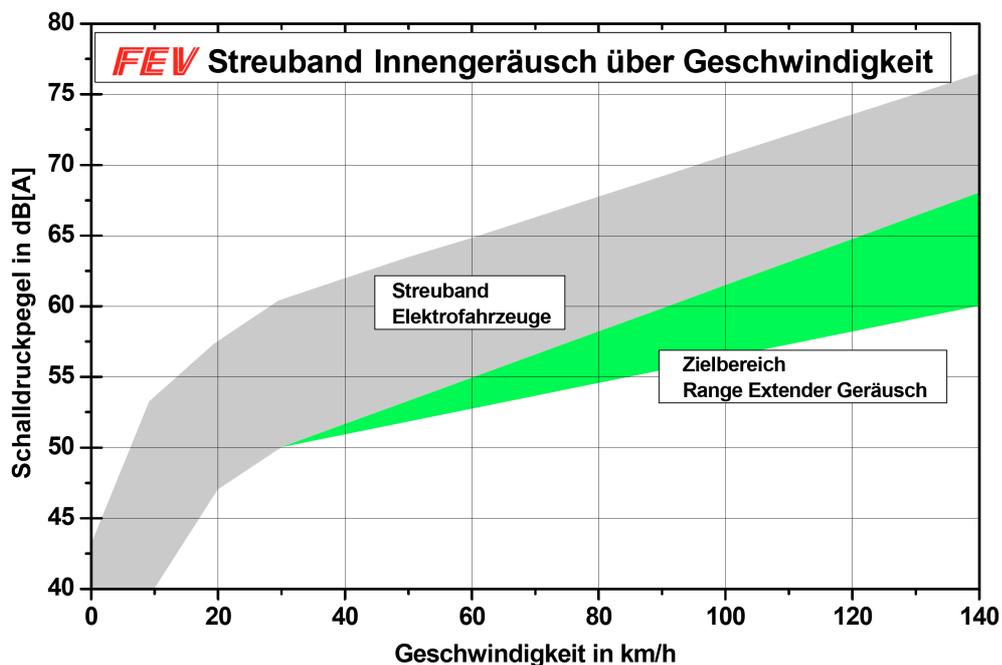


Abbildung 2-7: Zielbereich für das Range-Extender Innengeräusch [16]

2.3.5. Kosten

Eines der Hauptargumente für die Verwendung eines REX in einem Elektrofahrzeug besteht im Kosteneinsparungspotenzial durch eine Verringerung der verbauten Batteriekapazität. Abbildung 2-8 illustriert die Überlegungen zu diesem Thema, die im Rahmen einer Studie der AVL entstanden sind [4]. Hier wird von einem reinen Elektrofahrzeug ausgegangen, dessen Reichweite 160km beträgt, um den Großteil der vom Kunden gefahrenen Tagesdistanzen bewältigen zu können (siehe Abbildung 2-1). Die Kosten alleine für die Batterie betragen bei einem sehr optimistisch prognostizierten Preis von 250€/kWh über 10.000€. Bei 500€/kWh, was noch immer unter dem heutigen Preis liegt, belaufen sich die Kosten auf über 20.000€. Bei einer Reduzierung der elektrischen Reichweite auf 50km können also Kosten im Bereich von 10.000€ eingespart werden. Ein komplettes REX-Modul (Motor, Nebenaggregate, Tank, Abgasanlage, Dämmung, etc.) muss demnach deutlich weniger Kosten verursachen, um es wirtschaftlich recht zu fertigen.

Speziell bei jungen oder unausgereiften Technologien sind diese aber äußerst schwierig abzuschätzen. Im Rahmen dieser Arbeit werden daher die Angaben zu den Kosten, wenn möglich, aus der Literatur entnommen oder grob geschätzt.

Battery Costs - based on energy consumption of 20 kWh / 100km

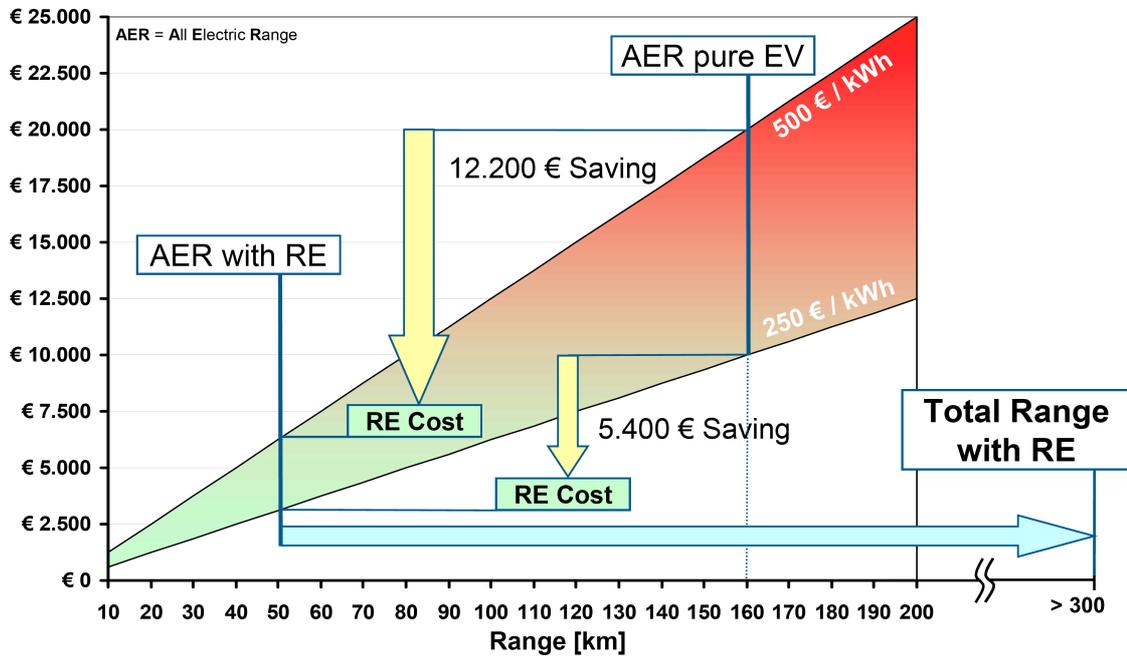


Abbildung 2-8: Kosteneinsparung durch die Verkleinerung der Batterie bei Verwendung eines REX [4]

2.3.6. Gewicht und Bauraum

Moderne PKW haben durch umfangreiche Komfort- und Sicherheitsausstattungen ein hohes Gewicht. Die Hybridtechnologie verschärft dieses Problem noch weiter, da es zusätzliche Komponenten benötigt. Der Zusatzantrieb eines REX-Fahrzeugs muss daher möglichst leicht sein und darf nicht viel Bauraum benötigen. Umso wichtiger wird dies, wenn man bedenkt, dass das Aggregat beim rein elektrischen Betrieb nur einen Ballast darstellt.

2.3.7. Zusammenfassung der Anforderungen

In Tabelle 2-2 sind die besprochenen Anforderungen zusammengefasst.

max. Motorleistung	20 kW
Emissionen	EURO 6
Wirkungsgrad	~260 g/kWh
NVH	auf Niveau heutiger A/B Fahrzeugklasse, < 65dBa

Tabelle 2-2: Zusammenfassung der Anforderungen

3. Antriebskonzepte für REX

Die zurzeit realisierten REX-Konzepte basieren größtenteils auf konventionellen Verbrennungskraftmaschinen. Grund dafür ist der hohe Entwicklungsstand und die sofortige Verfügbarkeit in allen Leistungsbereichen. Die in Kapitel 2.3 angeführten Anforderungen an einen REX-Antrieb legen nun die Frage nahe, ob es alternative, bessere Lösungen und Konzepte gibt. In diesem Kapitel wird eine Reihe von unterschiedlichen, teilweise futuristischen aber auch altbewährten Ideen vorgestellt und für die Eignung als REX-Antrieb bewertet. Ausgangspunkt ist eine Liste von Energieumwandlungskonzepten, die gemeinsam mit dem Auftraggeber der Studie erarbeitet wurde. Aus dieser wurden in einem ersten Schritt acht Konzepte ausgewählt, deren Potenzial als REX-Antrieb mit Hilfe einer Nutzwertanalyse bestimmt wurde. In einem zweiten Schritt wurden die zwei vielversprechendsten einer genaueren Untersuchung unterzogen.

3.1. Energieumwandlungskonzepte

Gemeinsam mit dem Auftraggeber der Studie wurde eine Liste von prinzipiell denkbaren Energieumwandlungskonzepten für REX-Fahrzeuge vorgestellt. Um den Rahmen nicht zu sprengen, werden dabei nur die grundsätzliche Funktionsweise sowie deren Vor- und Nachteile erläutert.

4-Takt Ottomotor mit Saugrohreinspritzung ($\lambda=1$)

Angesichts der vielfältigen Anwendungen ist diese Technologie in ihrer Entwicklung weit fortgeschritten. Mit Ausnahme von komplexen Elementen, wie beispielsweise der Motorsteuerung oder eines variablen Ventiltriebes, sind die Motoren sehr preiswert in der Herstellung. Der Betrieb mit stöchiometrischer Verbrennung führt zu niedrigen Partikelemissionen und ermöglicht eine Verwendung eines 3-Wege-Katalysators. Vorteile sind die gute Zuverlässigkeit, sowie ein möglicher Start-Stopp-Betrieb. Ein Nachteil ist der mäßige Wirkungsgrad im Teillastbetrieb auf Grund der auftretenden Drosselverluste.

4-Takt Ottomotor mit Direkteinspritzung ($\lambda>1$)

Diese Technologie kommt seit dem Jahr 2000 in der Großserie zum Einsatz. Der Motor wird last- und drehzahlabhängig in zwei verschiedenen Modi betrieben: dem homogenen Betrieb ($\lambda=1$) bei Volllast und dem Schichtbetrieb ($\lambda>1$) bei Teillast [17, 18, 19]. Der geringe Treibstoffverbrauch im Teillastbetrieb ist der Hauptvorteil gegenüber dem konventionellen Ottomotor. Nachteile sind die höheren Systemkosten (Einspritzsystem, Treibstoffpumpe, Variabilität im Ladungswechsel usw.), sowie die äußerst aufwendige Abgasnachbehandlung. Die Verwendung eines 3-Wege-Katalysators ist im Magerbetrieb nicht möglich, weswegen zur Verringerung der NO_x -Emissionen ein Speicherkat oder ein SCR-System (selektive katalytische Reaktion) eingesetzt werden muss. Weiters sind die NVH-Eigenschaften schlechter als bei konventionellen Ottomotoren.

4-Takt Otto Direkteinspritzung ($\lambda=1$)

Diese weitverbreitete Motortechnologie wird oft im Zuge von Downsizing-Maßnahmen eingesetzt. Im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren ist die spezifische Leistung

höher. Die benötigten Komponenten, wie Magnetspuleninjektoren und Treibstoffpumpen, sind ausgereift. Des Weiteren weisen Motoren mit Direkteinspritzung ein gutes Klopfverhalten auf und die Verwendung eines 3-Wege-Katalysators ist möglich. Die Nachteile sind ein mäßiger Wirkungsgrad im Teillastbereich aufgrund von Drosselverlusten (Quantitätsregelung) und höhere Systemkosten im Vergleich zu konventionellen MPFI Motoren.

4-Takt Motor mit Kurbelgehäusespülung

Dieses 4-Takt-Motorkonzept wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU Graz für Motoren bis 50 cm³ Hubraum untersucht [20, 21]. Das Entwicklungsziel ist, das Emissionsverhalten eines 4-Takt Motors bei der Leistung eines 2-Takt Motors zu erreichen. Die Vorteile sind die hohe spezifische Leistung, kleine Baugrößen und mögliche Verwendung eines 3-Wege-Katalysators. Die Komplexität und damit die Herstellkosten liegen zwischen konventionellen 2-Takt und 4-Takt Motoren. Das Konzept ist allerdings nur für Einzylindermaschinen anwendbar und ist zurzeit erst im Prototypenstatus.

2-Takt Benzin Direkteinspritzung

Durch die leichte und kompakte Bauweise haben 2-Takt Motoren eine hohe spezifische Leistung. Aus diesem Grund wird dieses Motorenkonzept oft verwendet, wenn ein geringes Gewicht erforderlich ist. Nachteilig sind die hohen Spülverluste, die zu einem hohen spezifischen Treibstoffverbrauch und schlechten HC Emissionswerten führen. Bei Verwendung einer Direkteinspritzung statt eines Vergasers können diese Spülverluste aber erheblich reduziert werden. Neben der hohen spezifischen Leistung und dem kompakten Design ist diese Technologie eine der billigsten von allen konventionellen VKMs. Falls der Motor für einen sehr hohen Fanggrad des Gemisches ausgelegt ist und stöchiometrisch betrieben wird, ist es möglich, einen 3-Wege-Katalysator zu verwenden. Normalerweise ist die Konstruktion der Abgasanlage eines 2-Takt Motors wegen des großen Drehzahlbereichs sehr aufwändig. Beim Betrieb als REX in einem stationären Betriebspunkt fällt dieses Problem aber weg, was eine Entwicklung für diese Anwendung erleichtert.

Wankelmotor

Die Kompaktheit, die geringe Anzahl von beweglichen Teilen, die Laufruhe und die reine Drehbewegung sind entscheidende Vorteile von Wankelmotoren. Trotz einer langen Entwicklungszeit erreichen Wankelmotoren aber nicht den Wirkungsgrad von Hubkolbenmotoren. Auch die HC-Emissionen, der Ölverbrauch und die Kosten sind im Vergleich zu konventionellen 4-Takt Motoren höher. Die Kolbendichtung ist noch immer ein Thema und damit die Langlebigkeit.

4-Takt Dieselmotor

Dieselmotoren beruhen auf dem Prinzip der Selbstzündung. Sie haben den größten Wirkungsgrad aller Verbrennungskraftmaschinen. Die Gründe dafür sind das hohe Verdichtungs- und Luftverhältnis, sowie die Möglichkeit einer Qualitätsregelung.

Zum Emissionsverhalten ist anzumerken, dass die HC- und CO-Emissionen auf einem niedrigen Niveau liegen. Im Gegensatz dazu sind die NO_x- und Partikelemissionen relativ

hoch. Der Betrieb mit einem Luftverhältnis $\lambda > 1$ macht die Verwendung eines geregelten 3-Wege-Katalysators unmöglich. Hochentwickelte Abgasnachbehandlungssysteme sind nötig, um die gesetzlichen Auflagen zu erfüllen. Die weitere Herabsetzung der Emissionsgrenzen ist dabei eine große technische Herausforderung. Auf Grund des höheren Zylinderdruckgradienten ist das Verbrennungsgeräusch eines Dieselmotors im Allgemeinen stärker als bei Ottomotoren. Die Kosten eines Dieselmotors sind im Vergleich zum Ottomotor höher, da Komponenten, wie das Hochdruckeinspritzsystem und die komplexe Abgasnachbehandlung, einen technischen Mehraufwand verursachen.

Alternative Brennverfahren - HCCI

Es gibt alternative Brennverfahren deren Ziel es ist, die Vorteile von Diesel- und Ottomotor zu vereinen [22]. Die HCCI-Verfahren (Homogenous Charge Compression Ignition: Homogene Selbstzündungsverfahren) erlauben die Verbrennung von sehr mageren oder verdünnten Gemischen mit geringen Verbrennungstemperaturen, welche zu niedrigen NO_x - und Partikelemissionen führen [23]. HCCI Benzinmotoren haben einen guten Wirkungsgrad im Teillastbereich, da durch eine Entdrosselung die Ladungswechselperluste verringert werden können. Die Schwierigkeit bei diesen Systemen besteht in der kontrollierten Einleitung der Verbrennung [24]. Um den Beginn der Verbrennung und den Brennverlauf in den Griff zu bekommen, wurden verschiedene Regelungstechniken entwickelt [25]. Neben anderen alternativen Brennverfahren (z. B. CAI, DCCS,..) werden hier aber nur HCCI Diesel- und HCCI Benzinmotoren betrachtet, da sie in der Entwicklung weiter fortgeschritten sind. Ein großer Vorteil von HCCI gegenüber konventionellen Dieselmotoren sind die niedrigen NO_x - und Partikelemissionen, was ein aufwändiges Abgasnachbehandlungssystem erspart. Der Restgasgehalt im Zylinder muss zuverlässig regelbar sein, was einen variablen Ventiltrieb notwendig macht und somit zu einer höheren Systemkomplexität und höheren Kosten führt. Weiters kann nur ein Teil der möglichen Betriebspunkte im HCCI Modus betrieben werden [25]. Im Vergleich zu konventionellen Dieselmotoren sind HCCI Dieselmotoren größer, haben einen geringeren Wirkungsgrad und höhere Systemkosten.

Um ein drehmomentneutrales Umschalten zwischen den verschiedenen Betriebsmodi zu gewährleisten ($\lambda > 1$ im Teillastbetrieb und $\lambda = 1$ bei Vollast), brauchen HCCI Ottomotoren eine regelbare Abgasrückführrate (AGR) und daher eine Variabilität im Ladungswechsel. Die Vorteile sind der niedrige NO_x -Gehalt im Rohabgas und der im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren höhere Wirkungsgrad im Teillastbetrieb. Der Arbeitsbereich des HCCI-Betriebs ist durch eine minimale Verbrennungstemperatur im Niederlastbereich und durch einen zu hohen Verbrennungsdruckgradienten bei hoher Last beschränkt. Nachteile sind die geringere Zuverlässigkeit, die die komplizierte Regelungstechnik zur Folge hat, die höheren Systemkosten, der beschränkte HCCI-Lastbereich und das schlechtere NVH-Verhalten auf Grund des höheren Zylinderdruckgradienten.

Wasserstoffmotoren

In dieser Studie wurden sowohl Wasserstoffmotoren mit interner als auch mit externer Gemischbildung in Betracht gezogen. Die zurzeit vielversprechendsten Wasserstoffmotorkonzepte sind fremdgezündet. Der Grund ist die mögliche Verwendung von Motorkomponenten, wie sie in Gasmotoren vorkommen. Selbstzündende Wasserstoffmotoren haben wegen Standfestigkeitsproblemen lediglich einen Prototypenstatus [26, 27]. Fremdgezündete Motoren haben einen ähnlichen Wirkungsgrad

wie konventionelle Benzinmotoren, wobei der Wirkungsgrad von selbstzündenden Wasserstoffmotoren höher ist. Im Allgemeinen umfassen die Vorteile von Wasserstoffmotoren ein gutes Kaltstartverhalten, gute Emissionswerte, das Fehlen von HC-, CO- und Partikelemissionen, sowie ein hohes Entwicklungspotenzial. Die Nachteile von Wasserstofftechnologien sind die Schwierigkeiten bei der mobilen Wasserstoffspeicherung, hohe Kosten und fehlende Infrastruktur für die Betankung.

Stelzermotor

Der Stelzermotor ist ein 2-Takt Fremdzündungsmotor mit einem Freikolben, der von Frank Stelzer 1964 entwickelt wurde [28]. Der Motor hat weder Ventile noch sich drehende Teile und besteht lediglich aus wenigen Hauptkomponenten. Auf Grund der rein linearen oszillierenden Bewegung und der wenigen Teile, hat der Motor nur geringe mechanische Reibungsverluste. Trotz des 2-Taktprinzips kann unter der Voraussetzung eines stöchiometrischen Luftverhältnisses und eines hohen Fanggrades ein Drei-Wege-Katalysator verwendet werden. Da der Stelzermotor längsgespült ist, können diese Voraussetzungen geschaffen werden. Der Motor ist einfach, klein, hat ein geringes Gewicht und aus diesen Gründen niedrige Herstellkosten. Nachteile sind die höheren HC-Emissionen und der schlechtere Wirkungsgrad im Vergleich zu konventionellen 4-Takt Motoren. Auch die Energieumwandlung in elektrischen Strom ist durch die Verwendung eines Lineargenerators schwierig und noch nicht ausgereift.

Rankine Prozesse

Verbrennungskraftmaschinen, die auf dem Rankine-Kreisprozess basieren, nutzen eine externe Wärmezufuhr und eine Phasenumwandlung des Arbeitsmediums (z.B. Dampf, organische Flüssigkeiten). Für die Umwandlung von thermischer in mechanische Energie sind viele Möglichkeiten vorstellbar (z.B. Axial-, bzw. Radialturbine, Hubkolbenmaschine, Roots-, Schrauben-, Scrollexpander, etc.). Rankine-Konzepte werden gewöhnlich für die stationäre Energieumwandlung oder für Blockheizkraftwerke verwendet. Sie haben hohe Massenströme, um hohe Leistungen zu erreichen, und benötigen im Allgemeinen einen großen Bauraum. Dennoch existieren bereits einige Konzepte für automotive Anwendungen [29, 30, 31]. Die Vorteile von Rankine Konzepten sind die mögliche Verwendung eines für die Umwelt unbedenklichen Arbeitsmediums (z.B. Wasser), hohe Zuverlässigkeit, niedrige Emissionen durch die äußere Verbrennung (keine Abgasnachbehandlung notwendig) und die Vielstofffähigkeit. Die Nachteile sind das hohe Gewicht, der große Bauraum, die Starteigenschaften (benötigt eine lange Aufwärmzeit), starke Geräuschentwicklung und die höheren Kosten im Vergleich zu einem konventionellen Ottomotor.

Expander Konzepte

Im Gegensatz zu den Rankine Konzepten nutzen die Expander Konzepte eine einzige Phase des Arbeitsmediums. Das Arbeitsmedium, welches in einem Hochdruckbehälter gelagert wird, wird unter Arbeitsabgabe expandiert. Verschiedene Medien (Luft, Helium, etc.) und verschiedene Expandertypen (z.B. Axial-, Radialturbinen, Hubkolbenmaschine, etc.) werden in Betracht gezogen. In der Literatur können keine Anwendungen dieser Technologie im automotiven Bereich gefunden werden, weshalb dieses Konzept auf theoretischen Überlegungen basiert. Die Vorteile sind hohe Variabilität bezüglich Medium

und Expandertyp, niedrige Emissionen und Mehrstofffähigkeit auf Grund der äußeren Verbrennung, die keine Abgasnachbehandlung benötigt. Die meisten Konzepte schafften es jedoch nur zu Prototypen ohne praktische Erfahrungswerte. Eine lange kostenintensive Entwicklungsphase ist notwendig, um die Technologie auf einen brauchbaren Standard zu bringen. Des Weiteren sind das Packaging, das Gewicht, die Aufwärmzeit und das Geräuschniveau Nachteile dieses Konzepts.

Stirlingmotor

Der Stirlingmotor wird als Verbrennungsmotor mit externer Wärmezufuhr klassifiziert. Der geschlossene Kreisprozess besteht aus einer Kompression von abgekühltem Gas, einer Erwärmung, einer Expansion des heißen Gases und schließlich einer Abkühlung des Gases, sodass der Anfangszustand wiederhergestellt ist. Heutzutage wird der Motor für Blockheizkraftwerke, für Solarwärmenutzung und als Antrieb für U-Boote genutzt. Die Bandbreite von realisierbarer Motorleistung reicht von 0,2 – 200 kW. Bezüglich Kolbenanordnung und Kinematik gibt es grundsätzlich drei verschiedene Arten. Den Alpha-, Beta- und Gamma-Motor [62]. Die Verfahren werden des Weiteren in kurbeltriebgesteuerte und Freikolbenmotoren aufgeteilt. Die Vorteile sind eine lange Lebenszeit, ein geringer Wartungsaufwand, ein hoher effektiver Mitteldruck, ein guter Wirkungsgrad über einen weiten Lastbereich, sowie eine sehr geringe Geräuschemission. Zusätzlich weist der Motor eine Mehrstofffähigkeit auf und es kann auf Grund der externen Verbrennung auf ein Abgasnachbehandlungssystem verzichtet werden. Als prinzipbedingte Nachteile sind hohe Kosten, eine lange Aufwärmzeit beim Start, nach oben begrenzte Drehzahl, die Baugröße, das Gewicht, sowie ein schwierig zu regelnder transienter Betrieb aufzuzählen.

Gasturbine

Die Konzepte basieren auf dem Brayton-Kreisprozess und bestehen aus zwei möglichen Wärmequellen: intern oder extern. Gasturbinen für automotiv Anwendungen sind als Konzept nicht neu. Chrysler und Rover bauten Turbinenfahrzeuge, die allerdings nur für den Motorsport gedacht waren. Das Design für die Anwendung in einem seriellen Hybridfahrzeug weicht von dieser Anwendung allerdings ab. Hier müssen zwei Probleme gelöst werden, mit denen bisherige Konzepte zu kämpfen hatten. Zum einen eine langsame Beschleunigung, und weiters ein hoher Treibstoffverbrauch. Trotz dieser Schwierigkeiten gibt es bereits REX-Konzepte, die Gasturbinen einsetzen [32, 33, 34]. Die Hauptvorteile sind eine sehr hohe spezifische Leistung, ein kleiner Bauraum und geringe Vibrationen, da die bewegten Teile nur Drehbewegungen ausführen. Die Nachteile sind ein geringer Wirkungsgrad, sehr hohe Geräuschemissionen (120dB), schlechtes Transientverhalten, teure Materialien, sowie lange An- und Auslaufzeiten (thermische Ausdehnung der einzelnen Komponenten).

Thermoelement

Vielerorts wird an einem, auf dem Seebeckeffekt basierenden, Energiewandler geforscht [35, 36, 37]. Der derzeitige Stand der Technik sind Prototypen, die die Abwärme von Verbrennungskraftmaschinen nutzen (Abgase und/oder Kühlwasser). Diese Zusatzsysteme werden normalerweise eingesetzt, um den Treibstoffverbrauch zu verringern. Auf Grund der Charakteristik des thermoelektrischen Materials (limitierte Temperaturbereiche mit

hohem Wirkungsgrad) hängt der Gesamtwirkungsgrad stark von den genutzten Temperaturniveaus ab. Der transiente Betrieb von herkömmlichen Fahrzeugen führt zu unterschiedlichen Abgastemperaturen und schwankenden Wärmeabfuhr. Bei REX-Anwendungen ist wegen des stationären Betriebs der VKM allerdings eine relativ gleichmäßige Wärmeabfuhr zu erwarten. Wie bereits erwähnt, hat die äußere Verbrennung Vorteile hinsichtlich Schadstoffemissionen, sowie Vielstofffähigkeit. Ein weiterer Vorteil ist das gute NVH-Verhalten durch das Nichtvorhandensein von beweglichen Teilen. Nachteile sind unter anderem der Prototypenstatus des verwendeten Materials, sowie die eingeschränkte Verfügbarkeit der Rohstoffe. Zusätzlich sind der benötigte Bauraum, das hohe Gewicht und die niedrigen Wirkungsgrade bedeutsame Nachteile des thermoelektrischen Effekts.

Brennstoffzellen

Brennstoffzellen haben einen großen Einsatzbereich für stationäre Anwendungen. Viele Automobilhersteller [38] forschen und entwickeln Brennstoffzellen für mobile Anwendungen. Wasserstoff, Benzin und Diesel sind für diesen Einsatzzweck mögliche Treibstoffe. Wasserstoff hat bezüglich Emissionen Vorteile, aber hinsichtlich Speicherung und Infrastruktur Nachteile. Bei der Benützung von Benzin oder Diesel wird ein vom Typ der Brennstoffzelle abhängiger Reformier benützt. Die vielversprechendsten Technologien für mobile Anwendungen sind Polymerelektrolyt- (PEFC), Direkt-Methanol- (DEFC) und Solidoxid-Brennstoffzellen (SOFC) [38]. Generelle Vorteile des Konzepts sind der hohe Wirkungsgrad, das Fehlen bewegter Teile, das gute NVH-Verhalten, sowie gute Emissionswerte. Nachteile sind die sehr hohen Kosten, der Gebrauch von empfindlichen Materialien, das Thermomanagement, die ungenügende Haltbarkeit, sowie das hohe Gewicht. Es scheint sehr unwahrscheinlich, dass Brennstoffzellen im automotiven Bereich kurz- oder mittelfristig kostendeckend eingesetzt werden können.

Shaped-Memory-Alloy (SMA) Konzepte

SMA sind Materialien mit der Fähigkeit, nach Verformung und anschließender Erhitzung, wieder auf eine vorbestimmte Formgebung zurückkehren zu können. Mit anderen Worten, merkt sich das SMA seine Form. Auf Grund der verschiedenen Legierungen haben SMAs verschiedene kritische Temperaturbereiche bei der Deformierung. Die meisten der Materialien sind kupferbasierende Legierungen, sowie Nickel und Titan (Nitinol). Nitinol und andere SMA werden hauptsächlich in der Medizin und Luftfahrtindustrie in Aktuatoren als Alternative für hydraulische und pneumatische Systeme verwendet [39, 40, 41]. In manchen Anwendungsbereichen wurden sie auch als Energiewandler erforscht [42]. Nitinol ist ein leichtgewichtiges Material, hoch korrosionsbeständig und kann über einen weiten Temperaturbereich eingesetzt werden. Bei der Benützung von externen Wärmequellen sind die konzeptbedingten Vorteile das NVH-Verhalten und das geringe Emissionsniveau. Nachteile sind der Wirkungsgrad, die Baugröße und der sehr frühe Prototypenstatus.

3.2. Vorauswahl

Im Folgenden werden die einzelnen Konzepte aus Kapitel 3.1 zusammenfassend bewertet. Dabei werden acht Konzepte für den zweiten Schritt im Bewertungsprozess, der Nutzwertanalyse, ausgewählt.

Der *konventionelle Hubkolben-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung ($\lambda=1$)* wird auf Grund der niedrigen Herstellkosten, der guten volumetrischen und gravimetrischen Leistungsdichte, der hohen Zuverlässigkeit und der niedrigen Schadstoffemissionswerte (3-Wege-Katalysator möglich) in der Nutzwertanalyse untersucht.

Der *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Schichtladung ($\lambda>1$)* wird auf Grund der höheren Kosten und des schlechteren NVH-Verhaltens (höhere Zylinderdruckgradienten) im Vergleich zum konventionellen Ottomotor ausgeschlossen. Ebenso wird der *Ottomotor mit Direkteinspritzung im Homogenbetrieb ($\lambda=1$)* wegen der höheren Kosten nicht weiter in Betracht gezogen.

Der *4-Takt-Motor mit Kurbelgehäusespülung* wird nicht weiter untersucht, da große Unsicherheiten bezüglich der Zuverlässigkeit und des für die Serienreife notwendigen Entwicklungsaufwandes bestehen.

Der *2-Takt-Motor mit Direkteinspritzung* macht es möglich, ein hohes Leistungsgewicht und niedrige Emissionswerte mit niedrigen Kosten zu verbinden und wird daher in der Nutzwertanalyse untersucht.

Das hohe Leistungsgewicht, der vibrationsarme Lauf, die niedrige Anzahl an Bauteilen und die Möglichkeit einen Generator kompakt zu integrieren, machen den *Wankelmotor* zu einem vielversprechenden REX-Konzept und wird weiter untersucht.

Der *4-Takt Dieselmotor* wird auf Grund der vergleichsweise hohen Kosten und schlechten NVH-Eigenschaften ausgeschlossen.

Das alternative *HCCI-Brennverfahren* für Benzinmotoren verursacht im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren höhere Kosten und höhere Verbrennungsgeräusche. Der Hauptvorteil des niedrigen Teillastverbrauchs spielt bei der REX-Anwendung keine große Rolle, da der Verbrennungsmotor hauptsächlich in stationären Betriebspunkten bei hoher Last betrieben werden soll. Das HCCI-Brennverfahren scheidet daher für weitere Untersuchungen aus.

Trotz der Nachteile, die der *Wasserstoffmotor* mit sich bringt, wird er in die Nutzwertanalyse aufgenommen. Grund dafür ist der mögliche CO₂-freie Betrieb und das hohe Entwicklungspotenzial. Es wird jedoch nur der Wasserstoffmotor mit Fremdzündung (Ottomotor mit Wasserstoffbetrieb) betrachtet.

Der *Stelzermotor* ist ein in der Fachwelt relativ wenig beachtetes Konzept. Im Vergleich zu längsgespülten 2-Takt Benzinmotoren hat der Stelzermotor schlechtere HC-Emissionswerte und einen niedrigeren Wirkungsgrad wird aber wegen seiner außerordentlichen Einfachheit mit nur einem einzigen bewegten Bauteil weiter untersucht.

Die konzeptbedingten Vorteile des *Rankine-Konzeptes* sind die Vielstofffähigkeit, niedrige Schadstoffemissionswerte durch eine äußere Verbrennung und eine hohe Zuverlässigkeit. Trotz des hohen spezifischen Gewichts und der langen Anlaufzeit wird das Rankine-Konzept in die Nutzwertanalyse aufgenommen.

Die *Expander-Konzepte* werden nicht weiter untersucht. Der Hauptgrund dafür liegt in dem Prototypenstatus in dem sich diese Technologie bei mobilen Anwendungen befindet.

Der *Stirlingmotor* bringt durch die äußere Verbrennung ähnliche Vorteile wie die Rankine-Konzepte mit sich. Weitere Vorzüge sind die niedrigen Geräuschemissionen, die hohe Zuverlässigkeit und ein hohes Entwicklungspotenzial, weshalb der Stirlingmotor in die Nutzwertanalyse aufgenommen wird.

Gasturbinen haben besonders bei kleinen Leistungen relativ schlechte Wirkungsgrade und hohe Geräuschemissionen. Die sehr hohe Leistungsdichte und der vibrationsarme Lauf wiegen diese Nachteile jedoch auf, weshalb das Konzept weiter untersucht wird.

Durch die direkte Umwandlung von Wärme in elektrische Energie ohne Generator sowie den geräusch- und vibrationslosen Betrieb ohne bewegte Teile sind das *Thermoelement* und die *Brennstoffzelle* sehr interessante Konzepte für die Anwendung als REX. Beide benötigen jedoch sehr teure Materialien und verursachen hohe Kosten und werden daher nicht weiter in Betracht gezogen.

Energieumwandlungskonzepte mit *SMA* werden auf Grund des niedrigen Wirkungsgrades und der niedrigen Leistungsdichte ausgeschlossen.

3.3. Nutzwertanalyse alternativer Technologien als REX

Mit den für REX-Antriebe wichtigen Kriterien wurde eine Nutzwertanalyse durchgeführt. Es ist ein Bewertungsverfahren, bei dem die Technologien in jedem Kriterium eine Einzelbewertung erhalten. Die Auswahl und Gewichtung wird kurz erläutert, sowie das Ergebnis interpretiert.

3.3.1. Bewertungskriterien

Im Rahmen der Vorstudie wurde ein Katalog von Kriterien definiert, denen ein REX-Zusatzantrieb entsprechen muss. Diesen wurden über ein Berechnungsschema Wertigkeiten zugewiesen (siehe Abbildung 3-1). Dabei werden die Kriterien auf den zwei Achsen einer Matrix eingetragen. An den Kreuzungspunkten wird das Kriterium auf der Vertikalen mit dem auf der Horizontalen verglichen. Ist ersteres wichtiger, wird ein Punkt, bei gleicher Wichtigkeit ein halber, und ist das Kriterium auf der Vertikalen weniger wichtig, null Punkte eingetragen. Die Summe jeder Zeile entspricht schlussendlich der Gewichtung, welche in Abbildung 3-2 zu sehen ist.

Weiters wurden für jedes Kriterium Sub-Kriterien erstellt. Für diese wurde eine Metrik zur Bewertung einer Technologie definiert. Als Beispiel ist in Tabelle 3-1 das Bewertungsschema des Sub-Kriteriums *Wirkungsgrad im besten Arbeitspunkt* erläutert.

Zusätzlich wurde für jedes Sub-Kriterium festgelegt, ob es sich um ein KO-Kriterium handelt. In diesem Fall führt eine negative Bewertung in nur einem KO-Kriterium mit einem Punkt zum Ausschluss der Technologie.

Wirkungsgrad im optimalen Betriebspunkt	Nutzwert
>55%	5 Punkte
55%-40%	4 Punkte
40%-30%	3 Punkte
30%-20%	2 Punkte
<20%	1 Punkt

Tabelle 3-1: Beispiel einer Bewertungsmetrik eines Sub-Kriteriums der NWA

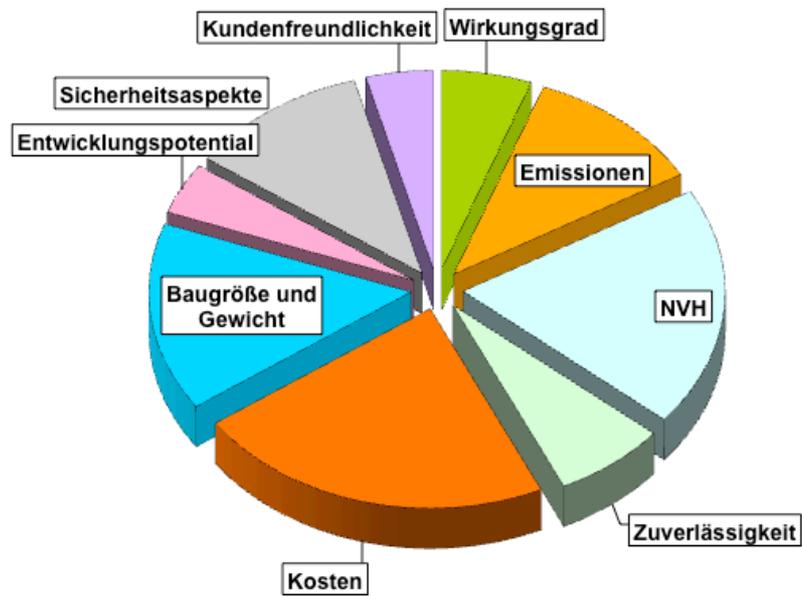


Abbildung 3-1: Bewertungskriterien für die Nutzwertanalyse

	Wirkungsgrad	Emissionen	NVH	Zuverlässigkeit	Kosten	Baugröße und Gewicht	Entwicklungspotential	Sicherheitsaspekte	Kundenfreundlichkeit	Σ	Gewichtung
Wirkungsgrad	0.5	0	0	0.5	0	0.5	0.5	0	0.5	2	5.6%
Emissionen	1	0.5	0	0.5	0	0	1	0.5	1	4	11.1%
NVH	1	1	0.5	1	0	1	1	1	1	7	19.4%
Zuverlässigkeit	0.5	0.5	0	0.5	0	0	0.5	0.5	0.5	2.5	6.9%
Kosten	1	1	1	1	0	1	1	1	1	8	22.2%
Baugröße und Gewicht	0.5	1	0	1	0	0	1	1	1	5.5	15.3%
Entwicklungspotential	0.5	0	0	0.5	0	0	0	0	0.5	1.5	4.2%
Sicherheitsaspekte	1	0.5	0	0.5	0	0	1	0	1	4	11.1%
Kundenfreundlichkeit	0.5	0	0	0.5	0	0	0.5	0	0	1.5	4.2%

Abbildung 3-2: Bewertungsschema der Kriterien zur Erstellung einer Nutzwertanalyse

3.3.2. Ergebnis

In Abbildung 3-3 ist das Ergebnis der Nutzwertanalyse dem erwarteten Entwicklungspotenzial der untersuchten Konzepte gegenübergestellt. Bietet eine Technologie beim heutigen Stand der Technik einen hohen Nutzwert für REX-Anwendungen und lässt zusätzlich ein hohes Entwicklungspotenzial erwarten, so kann diese als aussichtsreiche Alternative für neue REX-Konzepte angesehen werden. Die Ergebnisse basieren auf aktuellen wissenschaftlichen Veröffentlichungen und Fachliteratur und repräsentieren daher den aktuellen Stand der Technik. Das Entwicklungspotenzial stellt zusammenfassend die in Zukunft zu erwartenden Verbesserungen bezüglich des Leistungsgewichts, der Kosten, des spezifischen Treibstoffverbrauchs usw. der Technologien dar.

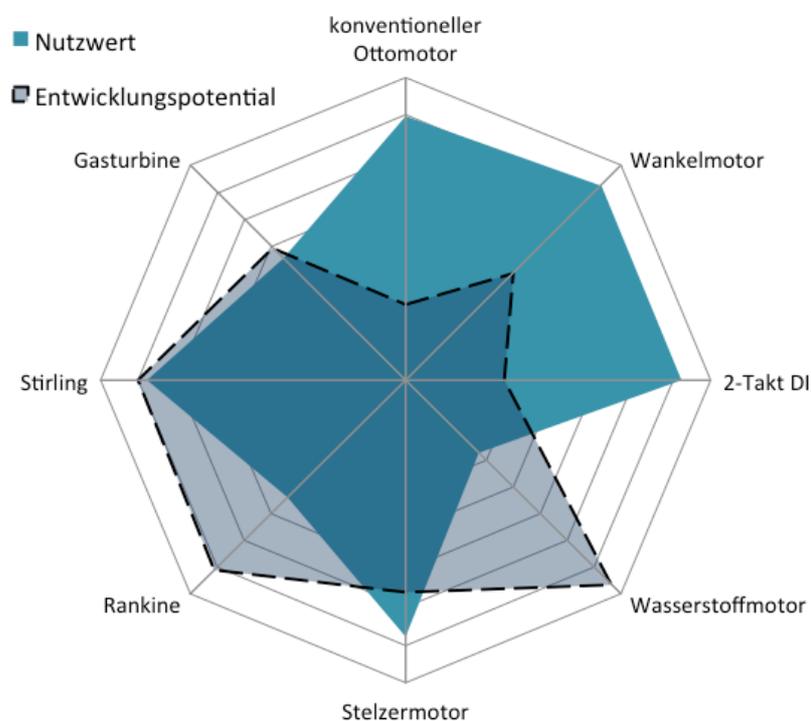


Abbildung 3-3: Nutzwert und Verbesserungspotenzial der untersuchten Technologien

In den heute erhältlichen REX-Fahrzeugen erster Generation kommen konventionelle Ottomotoren zum Einsatz. Durch den hohen Entwicklungsstand sind sie sofort einsetzbar und zeigen in allen REX-Kriterien gute Leistungen.

Einige andere Konzepte bieten jedoch in Teilbereichen bessere Ergebnisse und könnten sich bei einer gezielten Entwicklung als REX-Antrieb als interessante Alternativen hervorheben.

Der Wankelmotor und der 2-Takt-Motor mit Direkteinspritzung erreichen hohe Nutzwerte, haben aber wegen der vergleichsweise langen Entwicklungszeit nur ein geringes Entwicklungspotenzial. Der Wankelmotor ist ein aussichtsreicher Kandidat für den Einsatz als VKM für REX-Fahrzeuge der zweiten Generation [43]. Auch der 2-Takt-Motor mit Direkteinspritzung wird in der Fachwelt als möglicher REX-Antrieb diskutiert [43, 44].

Diese beiden Konzepte haben vielseitige Vorteile und erfüllen die Anforderungen in einem hohen Maße.

Der Stelzermotor erreicht ebenso ein gutes Ergebnis in der Nutzwertanalyse. Dies ist auf die geringe Baugröße, den simplen Aufbau und die niedrigen Kosten zurückzuführen. Das Zusammenspiel zwischen dem Arbeitskolben und dem Lineargenerator ist eine große Herausforderung in der Entwicklung, bietet aber auch ein großes Potenzial für Verbesserungen.

Der hohe Nutzwert des Stirlingmotors ist auf dessen Vorteile der hohen Laufruhe, der niedrigen Schadstoffemissionen im Rohabgas und der guten Möglichkeit einer Abwärmenutzung zurückzuführen. Diese passen gut in das Anforderungsprofil von REX-Antrieben. Bezüglich der Herstellkosten (Materialauswahl), des Bauraums, des Gewichtes und des spezifischen Treibstoffverbrauchs bestehen große Entwicklungspotenziale. Die Gestaltung der Wärmetauscher, des Regenerators und des Dichtungssystems bieten hier Ansatzpunkte für Verbesserungen.

Auf Grund der genannten Eigenschaften und des Entwicklungspotenzials wurden der Stirlingmotor und der Stelzermotor ausgewählt, um in weiteren Studien genauer untersucht zu werden.

4. Stirlingmotoren

Der Stirlingmotor ist ein Hubkolbenmotor mit externer Wärmezufuhr. Er kann auch als Kältemaschine oder Wärmepumpe betrieben werden, was aber im Rahmen dieser Arbeit außer Acht gelassen werden soll. Der Arbeitsraum ist abgeschlossen und die Wärmeströme werden dem Arbeitsgas über Wärmetauscher zu- und abgeführt. Dies hat zur Folge, dass im Prinzip jede Wärmequelle und somit auch jeder Brennstoff genutzt werden kann. Da die äußere Verbrennung im Gegensatz zur inneren Verbrennung konventioneller VKM recht unkompliziert ist, können mit relativ geringem technischem Aufwand gute Schadstoffemissionswerte erreicht werden. Eine weitere positive Eigenschaft des Funktionsprinzips ist es, dass der Arbeitsprozess ohne Ventile auskommt. Dies führt im Vergleich zu konventionellen VKM zu einem ruhigen Lauf [57].

Diese Vorteile motivierten in den 70er und 80er Jahren einige Firmen und Organisationen dazu, einen Stirlingmotor für automotiv Anwendungen zu entwickeln. Vor allem, weil die Abgasnachbehandlung von VKM mit innerer Verbrennung noch ein großes Problem darstellte. Hier ist besonders das „Automotive Stirling Engine Project“ zu erwähnen, das einen serienreifen Motor als Ziel hatte [45]. Das Ergebnis der Anstrengungen waren Prototypen, die hinsichtlich Leistung und Wirkungsgrad vielversprechend waren, aber noch einige ungelöste Probleme hatten. Schwierigkeiten bereiteten unter anderem die Regelung für dynamisches Ansprechverhalten, die Kaltstarteigenschaften, Dichtungsprobleme sowie die hohen Anforderungen an Material und Fertigungstechnik bei hohem Druck und hoher Temperatur. Der Hauptgrund für die Einstellung der Weiterentwicklung des Stirlingmotors als PKW-Antrieb liegt aber weniger in dessen prinzipbedingten Nachteilen als in der sprunghaften Weiterentwicklung der konventionellen VKM (z.B. durch die Einführung des Drei-Wege-Katalysators) [45].

Heutzutage werden Stirlingmotoren nur in Nischenanwendungen eingesetzt, wie zum Beispiel in U-Booten, Blockheizkraftwerken oder Solargeneratoren. Als Kältemaschine findet das Stirling-Prinzip bei Kälteprozessen unter 100K einige Einsatzgebiete [62].

4.1. Geschichte

Der schottische Geistliche Robert Stirling meldete im Zeitraum von 1816-1840 mehrere Patente zu einer Wärmekraftmaschine an, die damals noch durchwegs als Heißluftmotor bezeichnet wurde [62]. Neu an dem Motor waren der Regenerator und die geschlossene Bauart. Durch die realisierte Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit, waren die Maschinen für die noch junge Wissenschaft der Thermodynamik von Bedeutung. Sie bestätigten somit die Arbeiten von Sadi Carnot, der die Möglichkeit einer solchen Umwandlung theoretisch behandelte [46].

In der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts stand der Stirlingmotor in Konkurrenz zur Dampfmaschine, wobei er insbesondere bei kleinen Leistungsbereichen mithalten konnte. Die größten Schwierigkeiten beim Einsatz bereiteten stets Materialprobleme. Die hohe thermische Belastung der Zylinderwände und die zeittypischen Lederdichtungen begrenzte den Maximaldruck stark. Durch die fortschreitende Materialentwicklung erlebte der Stirlingmotor dennoch eine kurze Blüte. Er fand als Wärmekraftmaschine des Kleingewerbes Verwendung, da er sicherer und preiswerter als eine vergleichbare Kleindampfmaschine war.

Zum Ende des 19. Jahrhunderts wurde durch die rasche Verbreitung des Ottomotors, sowie des elektrischen Antriebs, die Vormachtstellung des Heißluftmotors in dieser Nische jedoch in Frage gestellt und schlussendlich vollkommen verdrängt.

Erst in den 30er Jahren des 20. Jahrhunderts kam es zur ersten Renaissance. Federführend hierbei war die Fa. Phillips, die eine mobile Stromquelle für die damaligen leistungshungrigen Röhrenradios benötigte. 1940 wurde mit der Herstellung erster Prototypen begonnen, jedoch konnte kriegsbedingt eine Serienproduktion erst bis 1946 aufgebaut werden. Nachdem sich anfangs der 50er Jahre ein Durchbruch der Transistorradios abzeichnete, ging dem Stirlingmotor die Daseinsberechtigung für diese Anwendung abhanden. 1953 wurden jedoch einige bahnbrechende Fortschritte erzielt (Rhombengetriebe), die die Anwendung in anderen Bereichen interessant machte. Die Weiterentwicklung wurde daher nicht aufgegeben. Man beschränkte sich nicht nur mehr auf die Entwicklung von Kleinmotoren, sondern versuchte höhere Leistungen zu erreichen. Entscheidend war auch der Wechsel vom Arbeitsmedium Luft zu Wasserstoff. Die aus diesen Aktivitäten entstandenen Grundprinzipien der Bauweise sind in sehr vielen später entwickelten Motoren wiederzufinden. Betrachtet man einen 1956 gebauten Einzylinder-Stirlingmotor mit Rhombengetriebe, kann man eindrucksvoll den vollzogenen Entwicklungssprung der rund 20 jährigen Forschung sehen. Bei einem Hubvolumen von 365cm^3 leistete der Motor rund 30kW bei einem Gesamtwirkungsgrad von 38 Prozent [47].

Das entspricht einem 50-fachen Leistungsgewicht gegenüber der „Vor-Philips-Zeit“. Diese Entwicklungen erregten auch international Aufmerksamkeit, womit es Ende der 50er Jahre zu einer Zusammenarbeit zwischen Phillips und GM kam [46]. Die Amerikaner suchten nach einer Antriebsquelle für transportable, militärische Stromgeneratoren, wofür sich der Stirlingmotor als geeignet erwies. Weiters erkannte man die Möglichkeit, einen Satelliten-Generator als Kombination eines Stirlingmotors mit einer Radionuklid-Wärmequelle zu realisieren. Beide Projekte waren aus technischer Hinsicht erfolgreich, wurden dann aber doch nicht eingesetzt. Im Falle des militärischen Generators traute man sich nicht, in großem Maßstab auf eine weitgehend unerprobte Technik zu setzen und der durch fortschrittlichere Mikroelektronik sinkende Stromverbrauch von Satelliten konnte mit Solarzellen gedeckt werden.



Abbildung 4-1: Mobiler Stirling-Generator von Philips aus den 50er-Jahren [48]

Das nächste Kapitel in der Geschichte der Stirlingmotoren ist die Entwicklung als PKW-Antrieb. Anstoß für diese Bemühungen war die einsetzende Diskussion über die Umweltbelastung durch den Individualverkehr. Besonders in amerikanischen Ballungszentren zeigten sich die unangenehmen Folgen der steigenden Anzahl an Fahrzeugen mit hohen Schadstoffemissionen. Die Politik reagierte mit scharfen gesetzlichen Auflagen. Die Vorreiterrolle nahm wegen besonders hoher Luftverschmutzung in Los Angeles die kalifornische Administration ein, die 1960 das „Motor Vehicle Pollution Control Board“ ins Leben rief. Die ersten Bestimmungen konnten noch mit relativ einfachen Mitteln (z.B. Kurbelgehäuseentlüftung) erfüllt werden. Jedoch wurden die Auflagen bald strenger, sodass man sie mit der damaligen Technologie nicht zu erfüllen wusste. Daraus ergab sich für den Stirlingmotor eine Chance im automotiven Sektor Anwendung zu finden, da er wegen der äußeren Verbrennung prinzipbedingt gute Schadstoffemissionswerte aufwies. GM griff 1967 aus diesem Grund wieder auf die schon erprobte Zusammenarbeit mit Phillips zurück und entwickelte einen Mehrzylindermotor mit einer Taumelscheibe statt des Rhombengetriebes. Es entstanden ein 45kW Prototyp für die Verwendung in Mittelklasse-Pkw sowie Studien zu 110kW-Motoren für Stadtbusse. Besonders erwähnenswert ist das damals entstandene serielle Stirling-Hybrid-Konzept *Stir-Lec I* [49]. Dennoch beendete GM 1970 die Arbeiten am Stirlingmotor, da alle Kräfte gebündelt wurden, um die Entwicklung des 3-Wege-Katalysators voranzutreiben. Dieser kam dann 1975 auch tatsächlich zum Serieneinsatz [50].

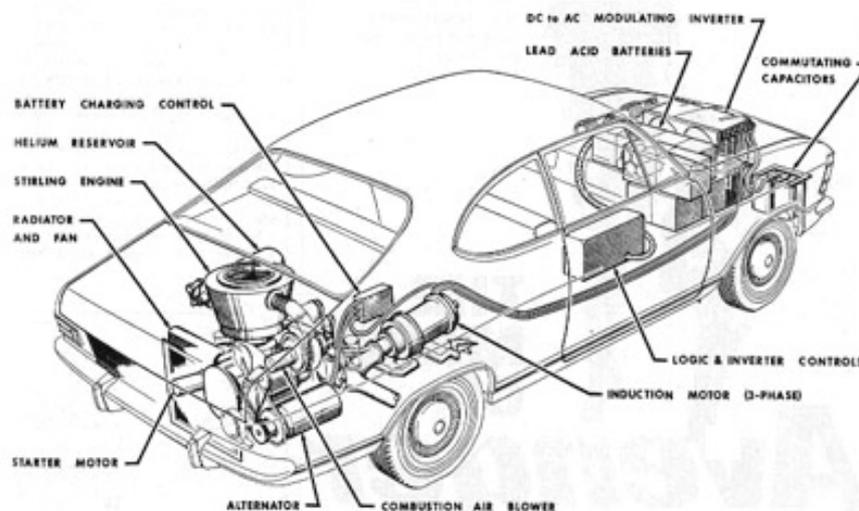


Abbildung 4-2: GM *Stir-Lec I*: Stirling-Hybridkonzept basierend auf dem Opel Kadett [49]

Philips suchte intensiv nach einem neuen Entwicklungspartner und fand in Ford einen Nachfolger. In dieser Zusammenarbeit trat erstmals die US-Administration als Geldgeber für die Stirling-Entwicklung ein. Entwicklungsziel waren nun nach der Einführung leistungsfähiger Katalysatoren herkömmliche Hubkolbenmaschinen durch bessere Verbrauchswerte zu übertreffen. Dieses Vorhaben konnte jedoch nicht verwirklicht werden und somit beendete 1979 auch Ford die Entwicklungen am Stirlingmotor. Für Phillips war dies ein harter Schlag und führte dazu, dass auch sie nach über 40 Jahren Entwicklungszeit das Stirlingprojekt endgültig beendeten. Dies bedeutete aber nicht das Ende der PKW-Stirling Entwicklung. Nach dem Ausstieg von Philips und den Automobilherstellern übernahm das *Automotive Stirling Engine (ASE)* – Projekt die Initiative. Es wurde 1978 von dem amerikanischen *Department of Energy (DOE)* ins Leben gerufen und wurde somit komplett aus öffentlichen Mitteln finanziert. Ziel war es einen ersten Prototypen, den

MOD I, zu entwickeln, der die Anforderungen eines PKW-Antriebs erfüllen sollte. Anschließend sollte aus den gewonnenen Erkenntnissen der seriennahe MOD II entwickelt werden. Die Leistungsdaten des MOD II waren sehr beeindruckend. Der Motor leistete 60kW bei einem Gewicht von 203kg. Bei Testfahrten waren Wirkungsgrade bis zu 28% möglich [51]. Dass der Stirlingmotor jedoch nie im größeren Ausmaß zum Einsatz kam lag am Desinteresse der großen amerikanischen Automobilhersteller.

Nachdem das Kapitel PKW-Stirling vorerst abgeschlossen war, kam die Technologie in anderen Bereichen zum Einsatz. Einige Motoren aus der näheren Vergangenheit und der Gegenwart werden im nächsten Kapitel erläutert.

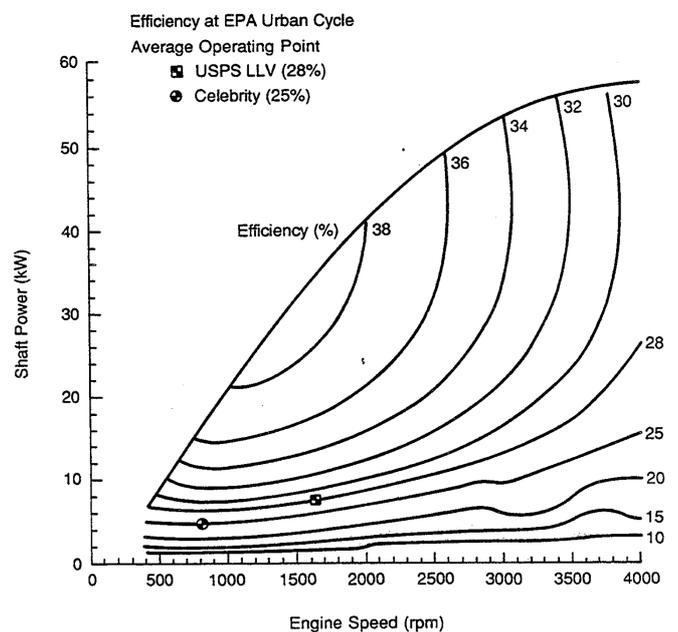
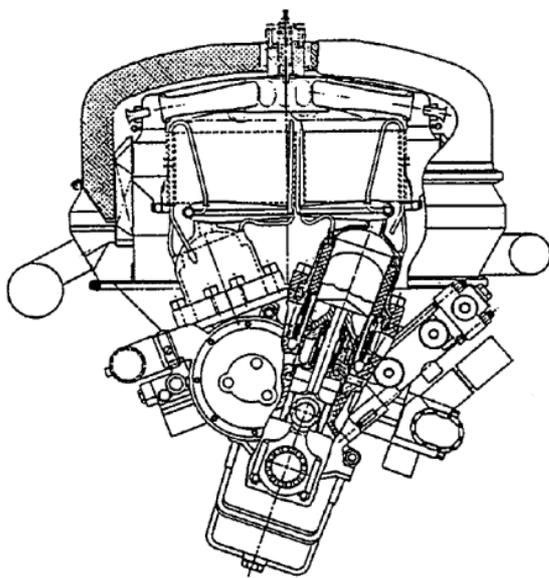


Abbildung 4-3: MOD-II Motor des ASE-Projekts mit Verbrauchskennfeld [51]

4.2. Aktuelle Stirlingmaschinen

Heute findet die Stirlingmaschine in einigen Nischenbereichen Anwendung. Die wichtigsten sind:

- *Kraft-Wärme-Kopplung*
- *Sonnenenergienutzung*
- *Kältemaschine*
- *Antriebseinheit für U-Boote*

Im Folgenden wird jeweils eine Stirlingmaschine für jedes Anwendungsgebiet vorgestellt.

4.2.1. Kraft-Wärme-Kopplung: SOLO V161

Bei der Verwendung in einem Blockheizkraftwerk nutzt ein Stirlingmotor einen Teil eines Wärmestroms, der meist für Heizzwecke benötigt wird. Es gibt eine Reihe von Herstellern solcher Systeme, wie z.B. *SOLO* oder *Whispergen*.

Der SOLO V161 ist eine Stirlingmaschine vom Alpha-Typ, die je nach Ausführung von einem Gasbrenner oder einer Feststoffbrenner beheizt wird.



Abbildung 4-4: SOLO V161 [52]

Zylinder	[-]	2
Hubvolumen pro Zylinder	[cm ³]	160
max. Fülldruck	[bar]	150
max. elektrische Leistung	[kW]	9
elektrischer Wirkungsgrad	[-]	0,24

Tabelle 4-1: Technische Daten SOLO V161 [57]

4.2.2. Sonnenenergienutzung: Dish-Stirling

Dish-Stirling-Maschinen nutzen als Wärmequelle die Sonnenstrahlung. Mit Parabelspiegeln wird die Strahlung gebündelt und auf den Erhitzer gelenkt. Ein Hersteller solcher Anlagen war die mittlerweile insolvente *Stirling Energy Systems*.



Abbildung 4-5: Dish-Stirling-System [53]

4.2.3. Kockums U-Bootantrieb

Der außerordentlich leise Arbeitsprozess gegenüber VKM mit innerer Verbrennung begründet den Einsatz von Stirlingmotoren als Antrieb für Klein-U-Boote. Der schwedische Rüstungsbetrieb *Kockums* entwickelte Motoren für diesen Einsatzzweck.

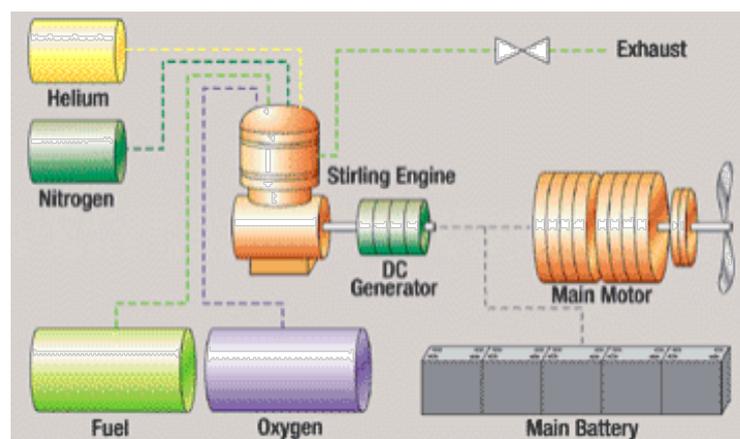


Abbildung 4-6: Funktionsschema des Stirling U-Boot-Antriebs der Fa. Kockums [54]

4.2.4. Kältemaschine: Cryogenics Stirling-Kühlaggregat

Den zu Arbeitsmaschinen umgekehrten Arbeitsprozess nutzen Stirling-Kühlaggregate. Zum Einsatz kommen diese meist bei Kühltemperaturen unter 100K. Hersteller ist z.B. die Firma Cryogenics.



Abbildung 4-7: Cryogenics LPC-4 FF Stirling-Kältemaschine [55]

4.3. Funktionsweise

Der Stirlingmotor ist ein Heißgasmotor mit einem abgeschlossenen Arbeitsraum und äußerer Wärmequelle. Seine Funktionsweise soll im Folgenden von einfachen Kreisprozessen abgeleitet und erklärt werden. Es muss auch noch angemerkt werden, dass ein Stirlingmotor nicht nur zur Erzeugung von mechanischer Arbeit verwendet werden kann. Wird er angetrieben, arbeitet er als Kältemaschine oder Wärmepumpe. Diese Betriebsarten sollen hier aber nicht behandelt werden.

Der einfachste Ersatzprozess zur Veranschaulichung der Funktionsweise ist der ideale Stirling-Prozess. Bei seiner gedanklichen Umsetzung wird davon ausgegangen, dass eine Gasmasse in einem Zylinder zwischen zwei Kolben eingeschlossen ist (siehe Abb. 4-6). Der Zylinder ist in drei funktionelle Bereiche geteilt: den Kompressionsraum, den Regenerator und den Expansionsraum. Im Kompressionsraum wird das Gas stets auf der unteren Temperatur T_K gehalten, im Expansionsraum auf der oberen Temperatur T_E . Der Regenerator ist aus einem porösen Material aufgebaut mit einem linearen Temperaturverlauf von T_E auf Seite des Expansionszylinders bis T_K auf Seite des Kompressionszylinders. Ausgehend vom Zustand 1 werden folgende Zustandsänderungen durchgeführt:

- 1 → 2: ***Isotherme Kompression:*** Das kalte Gas mit Temperatur T_K wird vom Volumen V_O auf das Volumen V_U isotherm komprimiert. Dabei wird die Wärme Q_{12} , die durch die Kompression entsteht, über die Zylinderwand des Kompressionsraumes abgeführt. Die Kompressionsarbeit A_{12} muss aufgebracht werden.
- 2 → 3: ***Isochore Erwärmung:*** Das kalte Gas wird bei gleichem Volumen auf die Temperatur T_E erwärmt. Dafür ist die Wärmemenge Q_{23} nötig. Die Wärme wird aber nicht von außen zugeführt, sondern kommt aus dem Regenerator. Es wird angenommen, dass dieser im Vergleich zu der Gasmasse eine große Wärmekapazität besitzt. Dadurch ändert sich die Regeneratortemperatur nur wenig, im theoretischen Idealfall gar nicht.
- 3 → 4: ***Isotherme Expansion:*** Das heiße Gas wird vom Volumen V_U auf das Volumen V_O expandiert. Dabei wird die Expansionsarbeit A_{34} geleistet. Die Wärmemenge Q_{34} wird über die Zylinderwand des Expansionsraumes zugeführt.
- 3 → 4: ***Isochore Abkühlung:*** Das heiße Gas wird bei gleichem Volumen auf die Temperatur T_K abgekühlt. Dafür muss die Wärmemenge Q_{41} abgeführt werden. Aufgenommen wird die Wärme vom Regenerator. Da die Wärmemengen Q_{23} und Q_{41} gleich groß sind, ändert sich die Temperatur des Regenerators über einen Taktzyklus nicht.

Diese vier Zustandsänderungen ergeben einen Kreisprozess. Während der Expansionsphase ist der Druck im Zylinder wegen der höheren Temperatur größer als während der Kompressionsphase. Daraus ergibt sich, dass insgesamt mechanische Arbeit abgegeben wird.

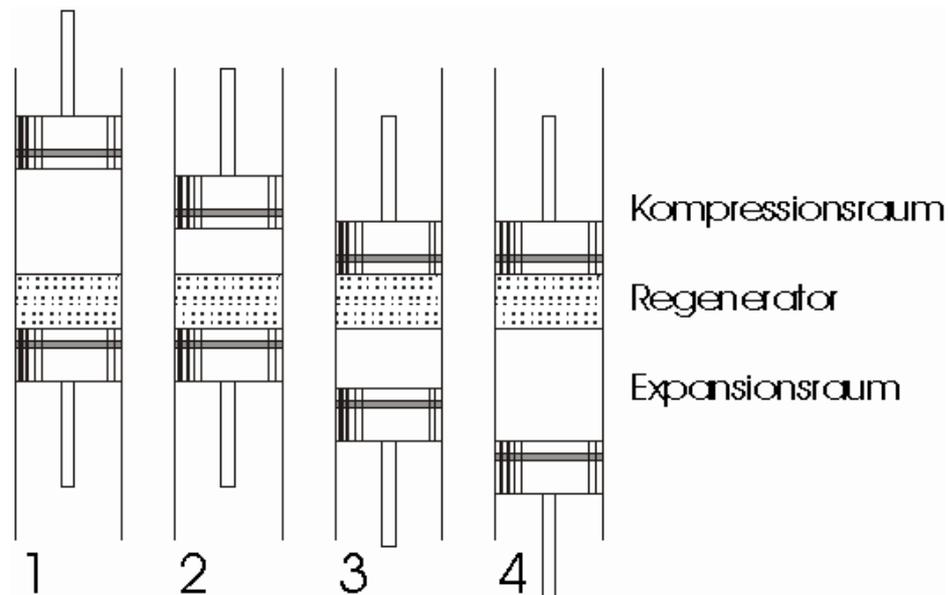


Abbildung 4-8: Vier Zustände des Stirling-Idealprozesses

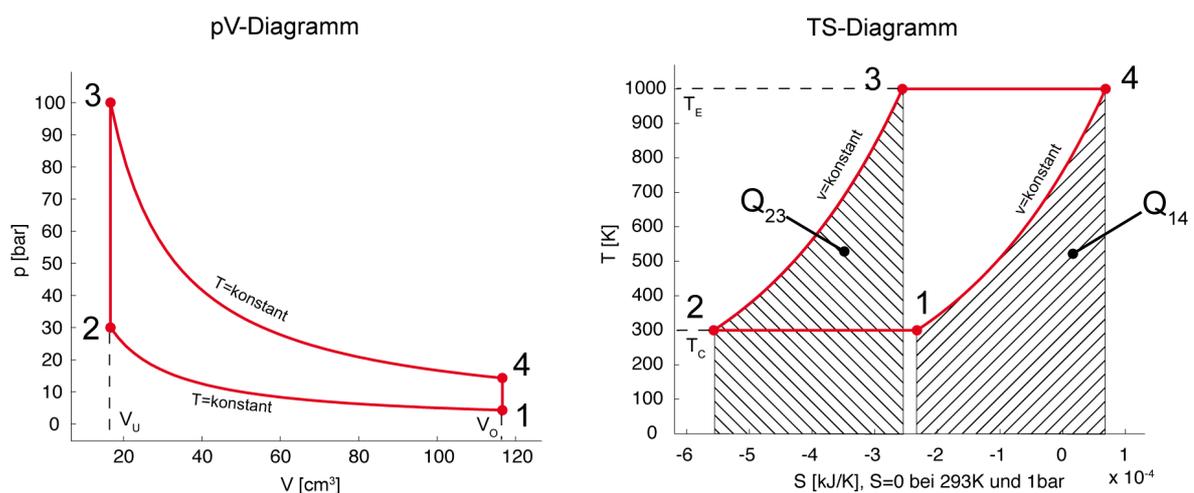


Abbildung 4-9: Zustandsänderungen des Idealprozesses im pV- und TS-Diagramm

In Abbildung 4-9 ist das pV- und TS-Diagramm des Kreisprozesses zu sehen.

Die Bestimmung der abgegebenen Arbeit und des Wirkungsgrades wird in Kapitel 5.3 noch genauer behandelt.

An dieser Stelle soll nun erläutert werden, wie dieser Kreisprozess mit einer realen Maschine umgesetzt werden kann. Für den theoretischen Stirlingprozess wurden drei Idealisierungen angenommen:

- diskontinuierliche Kolbenbewegungen
- keine Temperaturdifferenz zwischen Zylinderwänden und Arbeitsmedium
- ideale Regeneratorfunktion

Wie sich diese Punkte bei der Umsetzung einer realen Maschine auswirken, wird im Folgenden erläutert.

Kolbenbewegung

Die beim Idealprozess diskontinuierliche Kolbenbewegung ist nicht mit vernünftigem technischem Aufwand umzusetzen. Besonders wenn die Maschine eine hohe Drehzahl erreichen soll, ist eine möglichst harmonische Bewegung nötig, um keine großen Beschleunigungen der Kolben zu verursachen.

In Abbildung 4-10 ist eine diskontinuierliche und eine sinusförmige Bewegung von Expansions- und Kompressionskolben zu sehen. Durch die Abweichungen der Volumenänderungen vom Idealprozess sind die vier Zustandsänderungen nicht mehr klar voneinander abzutrennen. Im pV-Diagramm in Abbildung 4-11 ist zu erkennen, dass diese ineinander übergehen.

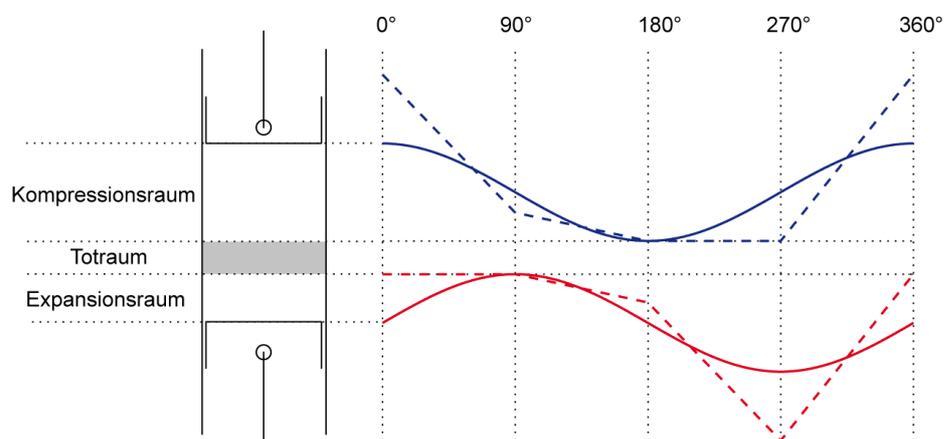


Abbildung 4-10: Gegenüberstellung von kontinuierlicher und diskontinuierlicher Kolbenbewegung

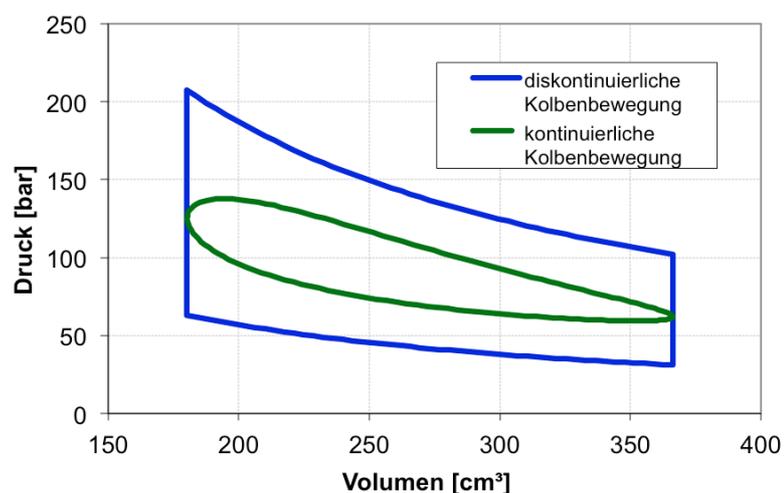


Abbildung 4-11: pV-Diagramm bei kontinuierlicher und diskontinuierlicher Kolbenbewegung

Temperaturdifferenz zwischen Zylinderwand und Gas

Im Idealprozess wurde angenommen, dass zwischen den Zylinderwänden und dem Gas keine Temperaturdifferenz besteht. Für eine Wärmeübertragung ist jedoch immer eine Temperaturdifferenz notwendig.

Um den Wärmestrom Q zu übertragen, ist die Temperaturdifferenz

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\alpha \cdot A} \quad \text{Gleichung 4-1}$$

nötig. Für technisch sinnvolle Leistungen stellt sich heraus, dass die Temperaturdifferenz bei der kleinen Zylinderfläche A und der begrenzten Wärmeübergangszahl α sehr hoch sein muss. Dies wirkt sich aber negativ auf den Wirkungsgrad aus. Aus diesem Grund sind bei Stirling-Maschinen zwischen dem Regenerator und den Zylindern Wärmetauscher verbaut (siehe Abbildung 4-12).

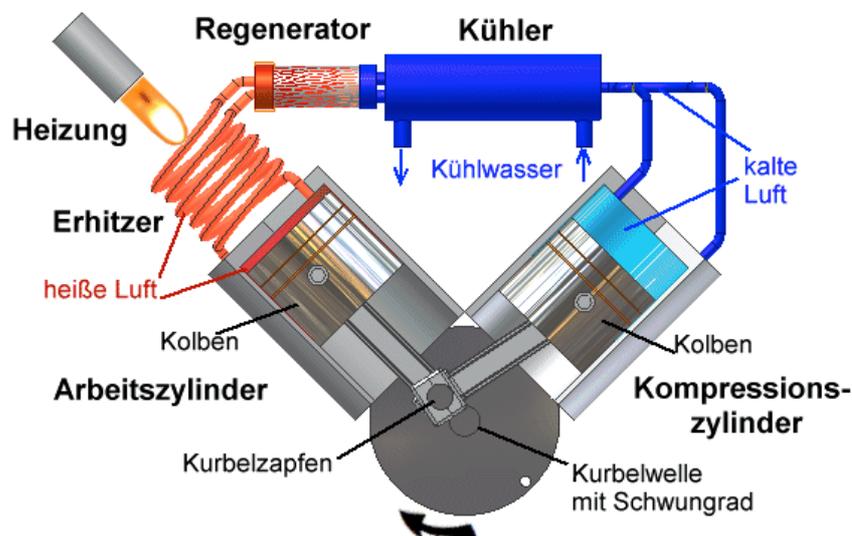


Abbildung 4-12: Schematische Darstellung eines Alpha-Stirlingmotors mit Kurbeltrieb [56]

4.4. Klassifizierung

Bezüglich der Arbeitsraumanordnung gibt es grundsätzlich drei verschiedene Arten - den Alpha-, Beta- und Gamma-Motor. Die Verfahren werden weiters in kurbeltriebgesteuerte und Freikolbenmotoren aufgeteilt [57].

4.4.1. Kurbeltriebgesteuerte Motoren

Bei kurbeltriebgesteuerten Motoren erfolgt die Leistungsauskopplung mit einer mechanischen Verbindung. Die lineare, oszillierende Bewegung wird dabei in eine Drehbewegung umgewandelt. Die Ausführung des Kurbeltriebs bestimmt die Kinematik der Kolbenbewegungen.

Bei Stirlingmotoren findet sich eine Vielzahl von verschiedenen Varianten. Für Alpha-Maschinen ist die Ausführung mit einem konventionellen Kurbeltrieb, wie er in den meisten Verbrennungsmotoren zu finden ist, sehr gebräuchlich.

Eine für Beta-Maschinen günstige Variante ist das Rhombengetriebe (siehe Abbildung 4-13), das von der Fa. Philips 1952 entwickelt wurde. Die komplizierte Kinematik zwischen Verdränger- und Arbeitskolben wird so auf eine relativ simple Art und Weise realisiert. Ein Vorteil dieser Anordnung ist, dass auch ohne Kreuzkopf keine Querkräfte auf die Pleueldichtung wirken. Weiters können die Massenkräfte bei Einzylindermotoren vollständig ausgeglichen werden.

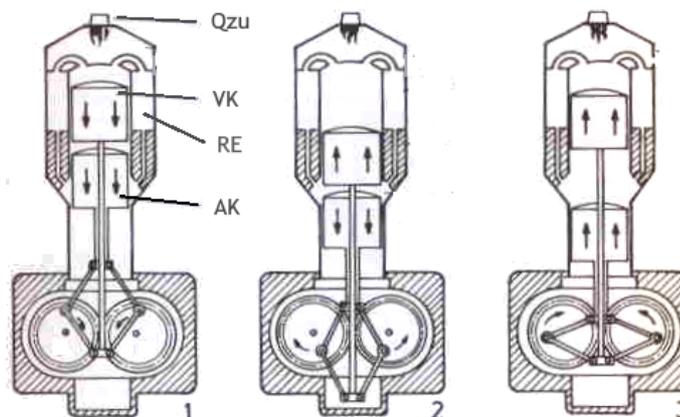


Abbildung 4-13: Rhombengetriebe [58]

4.4.2. Freikolbenmotor

Freikolbenmotoren zeichnen sich dadurch aus, dass die Leistungskoppelung nicht über mechanische Bauteile erfolgt. Die lineare, oszillierende Bewegung wird nicht in eine Drehbewegung umgesetzt. Stattdessen nutzt man den Kolbenhub, indem man entweder die Leistung hydraulisch als Pumpe nützt oder die Arbeit mittels Lineargenerator in elektrische Energie umwandelt. Die Vorteile eines Freikolbenmotors gegenüber einem kurbeltriebgesteuerten Motor liegen in der verminderten mechanischen Reibung und der einfachen Bauweise. Ein Nachteil bei der Nutzung als Stromerzeuger liegt aber in dem niedrigen Wirkungsgrad des Lineargenerators [57].

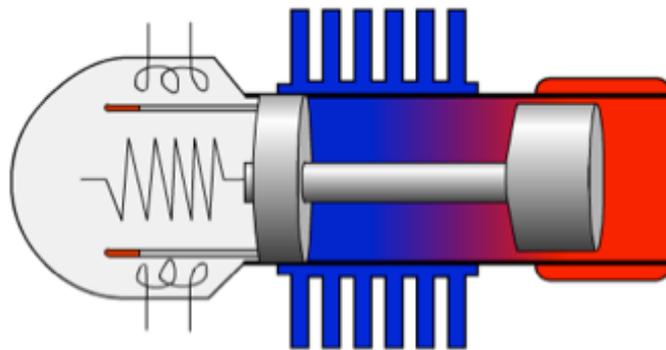


Abbildung 4-14: Freikolbenmotor mit Lineargenerator, schematisch dargestellt

4.4.3. Alpha-Stirling

Die Alpha-Maschine besitzt zwei Arbeitskolben, einen Expansions- und einen Kompressionskolben. Sie ist eine vom Aufbau her einfache Konstruktion und kann mit konventionellen Kurbeltrieben betrieben werden. So können viele standardisierte Maschinenelemente verwendet werden (Motorblock, Kurbelwelle). Der Nachteil ist, dass beide Kolben den Arbeitsgasdruck gegen den Außendruck abdichten müssen. [57]

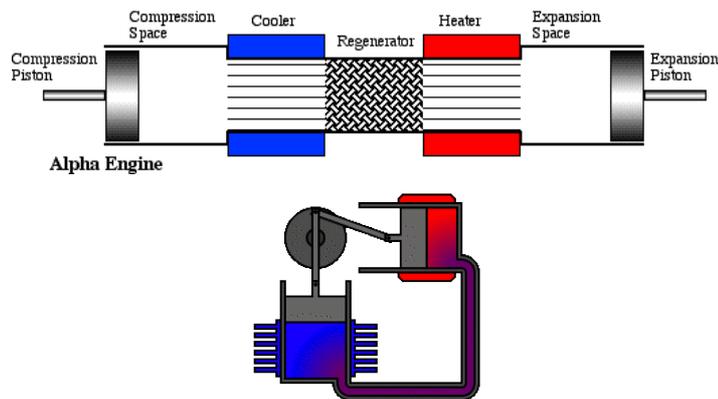


Abbildung 4-15: Alpha-Stirling [59]

4.4.4. Beta-Stirling

Die Beta-Konfiguration ist die klassische Konstruktion der Stirlingmaschine. Robert Stirlings Originalskizzen des Patents von 1816 zeigen eine Anordnung nach diesem Prinzip. Die Beta-Maschine besitzt einen Arbeitskolben und einen Verdrängerkolben. Sie hat gegenüber der Gamma-Maschine den Vorteil, dass sich die Arbeitshübe der beiden Kolben überlappen können, da sie sich in einem gemeinsamen Zylinder befinden. Damit lässt sich ein höheres Verdichtungsverhältnis realisieren. Beta-Maschinen haben jedoch den Nachteil, dass sie entweder zwei gegenüberliegende, miteinander verbundene Kurbeltriebe, oder einen mechanisch aufwändigeren Kurbeltrieb, wie z.B. ein Rhombengetriebe, benötigen. [57]

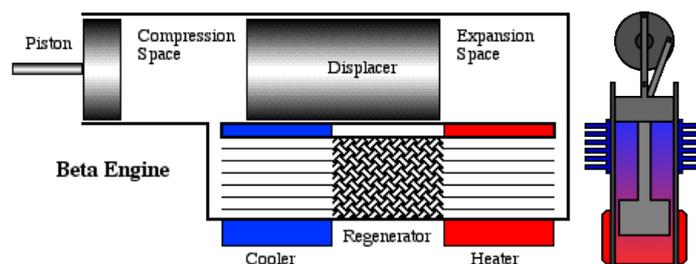


Abbildung 4-16: Beta-Stirling [59]

4.4.5. Gamma-Stirling

Gamma-Maschinen haben, ähnlich wie Beta-Maschinen, einen Arbeits- und einen Verdrängerkolben, jedoch in getrennten Zylindern. Die Zylinder sind über ein Rohr verbunden. Ein Vorteil der Gammamaschine besteht darin, dass sie, wie auch die Alpha-Maschine, mit konventionellen Kurbeltrieben funktioniert [57].

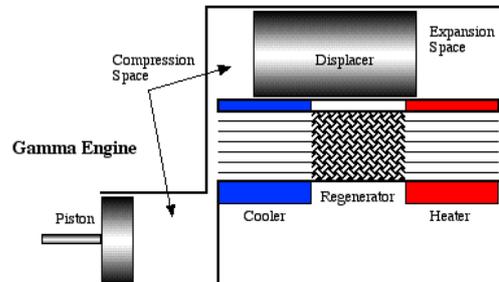


Abbildung 4-17: Gamma-Stirling [59]

5. Zyklussimulation des Stirlingmotors

In diesem Kapitel wird die Konzeptionierung und Umsetzung einer Zyklussimulation des Stirlingmotors behandelt. Zuerst wird ein Überblick über Stirling-Berechnungsverfahren gegeben und anschließend ein selbstentwickelter Ansatz vorgestellt und angewandt.

Ziel der Simulation ist es, aus gegebenen Motor- und Betriebsparametern, wie z.B. Zylinder- und Wärmetauscherabmessungen, Feuerungstemperatur, Kühlmitteltemperatur, usw., die Leistungsdaten zu berechnen. Dies dient zum einen zur Evaluierung der in der Literatur angegebenen Daten und zum anderen zur Auslegung eines neuen Motorkonzeptes. Weiters ist es möglich, aus den Berechnungsergebnissen tiefere Erkenntnisse über den Arbeitsprozess zu erlangen, als dies durch alleinige Literaturrecherche möglich ist. Dies erlaubt die Identifikation von Bauteilen und Betriebsparametern, die auf das Leistungsvermögen eines Stirlingmotors großen Einfluss haben.

5.1. Einteilung der Stirling Simulationsverfahren

Eine Zyklussimulation einer Maschine kann über eine Reihe von Leistungsdaten und Eigenschaften im Betrieb Auskunft geben. Je nach Methode und Detaillierungsgrad erhält man unterschiedlich viele bzw. genaue Daten. Im Rahmen dieser Arbeit werden zunächst relativ einfache Modelle erstellt, deren Ergebnisse Anhaltspunkte für weitere verfeinerte Berechnungen darstellen.

Im Folgenden werden einige Stirling Simulationsverfahren nach einer Einteilung von Martini vorgestellt [60]. Es wird darauf hingewiesen, dass die Einteilung nicht jener der numerischen Simulation der Strömungsmechanik und Thermodynamik (0D-3D CFD) entspricht.

5.1.1. Zeroth Order Analysis

Die „Zeroth Order Analysis“ ist eine Methode zur überschlägigen Abschätzung der Leistung, die von *William Beale* vorgeschlagen wurde [66]. Er beobachtete, dass die meisten modernen Stirlingmotoren ungefähr unter denselben Randbedingungen operieren, was das Verhältnis von Totraumvolumen, Temperaturverhältnis, und Phasenversatz betrifft. Aus korrelierten Daten aus Experimenten wurde folgender Zusammenhang zwischen der Leistung P , dem über den Kurbelwinkel gemittelten Druck p_{mittel} (arithmetischer Mitteldruck), der maximalen Volumenänderung ΔV und der Frequenz f ermittelt:

$$P = p_{mittel} \cdot \Delta V \cdot f \cdot 0.15 \quad \text{Gleichung 5-1}$$

Da die Leistung auch von der Temperatur der Wärmezufuhr T_E und der Temperatur der Wärmeabfuhr T_K abhängt, wurde von *West* eine modifizierte Gleichung vorgeschlagen. Diese gibt die Leistung mit

$$P = p_{mittel} \cdot \Delta V \cdot f \cdot \frac{T_E - T_K}{T_E + T_K} \cdot 0.35 \quad \text{Gleichung 5-2}$$

an. Mit diesen Formeln lässt sich eine Maschine nicht neu auslegen oder optimieren, aber sie geben einen Richtwert für die zu erwartende Leistung.

Umgekehrt können diese Formeln aber auch für die Charakterisierung eines realen Stirlingmotors verwendet werden. Der Zahlenwert in Gleichung 5-1 wird dabei als Beale-Faktor und jener in Gleichung 5-2 als West-Faktor bezeichnet. Formt man die Gleichungen auf diese Faktoren um und setzt die am Prüfstand ermittelte Leistung bei den entsprechenden Betriebsparametern ein, geben diese dimensionslosen Zahlenwerte Gütefaktoren für den Stirlingmotor an.

5.1.2. First Order Analysis

Zu dieser Kategorie zählt die 1871 von Gustav Schmidt eingeführte Schmidt-Analyse [61]. Das Rechenmodell geht dabei von konstanten Gastemperaturen in heißem und kaltem Zylinder sowie den Wärmetauschern und Regenerator aus und wird daher auch als isotherme Analyse bezeichnet. Der Druck wird im gesamten System als gleich groß angenommen. Unter diesen Annahmen kann bei sinusförmigem Bewegungsverlauf eine geschlossene, analytische Lösung gewonnen werden. In Kapitel 5.3 wird auf diese noch genauer eingegangen.

5.1.3. Second Order Analysis

Diese Analysemethoden berücksichtigen die durch die Kompression und Expansion verursachten Temperaturschwankungen. Die Gastemperatur in den Wärmetauschern, sowie dem Regenerator wird weiterhin als konstant angenommen, jedoch werden die Volumina in den Zylindern als adiabat (keine Wärmeübertragung über die Zylinderwände) betrachtet. Diese adiabaten Analyseverfahren verwenden also noch immer sehr weitreichende Vereinfachungen (keine Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern, keine Druckverluste, etc.). Aufbauend auf die adiabate Analyse gibt es aber bewährte Berechnungsverfahren, die mittels entkoppelter Korrekturalgorithmen zu sehr guten Ergebnissen kommen. Die Arbeiten von Hargreaves, Martini und Weiss sind hier hervorzuheben [62].

5.1.4. Third Order Analysis

Analysemethoden der dritten Ordnung verwenden Kontrollvolumina, in denen 1-dimensionalen Gleichungen der Thermo- und Strömungsdynamik gelöst werden. In diese Kategorien fallen kommerzielle Tools wie *GLIMPS* und *Sage*. Diese lösen die Gleichungen jedoch in der Frequenzdomäne, womit nur Lösungen für den eingeschwungenen Zustand ermittelt werden können. Startvorgänge mit kaltem Regenerator können mit diesen Programmen nicht betrachtet werden [63].

Weiters zu erwähnen ist ein dynamisches Stirling Modell, das mit Hilfe vorgefertigter Elemente des Programms ANSYS Simplorer erstellt wurde [64].

5.1.5. Fourth Order (Multi-Dimensional) Analysis

Analysen mit 3D-CFD Software werden von Martini als vierte Ordnung bezeichnet. Eine Simulation des Gesamtprozesses ist mit diesen Methoden sehr aufwändig. Sie werden meist nur zur Optimierung von einzelnen Bauelementen verwendet (z.B. Strömungssimulationen in den Wärmetauschern) und mit Methoden niedrigerer Ordnung gekoppelt [63].

5.2. Idealprozess

Der Idealprozess der Stirlingmaschine setzt sich aus vier Zustandsänderungen zusammen. In Abbildung 5-1 sind das pV- und Ts-Diagramm des Kreisprozesses abgebildet. Vorerst wird die Funktion des Regenerators bewusst nicht miteinbezogen.

Die vier Zustandsänderungen sind:

- 1 → 2: **Isotherme Kompression** V_O auf V_U , die Wärmemenge Q_{12} muss abgegeben und die Volumenänderungsarbeit A_{12} aufgebracht werden.
- 2 → 3: **Isochore Erwärmung** von T_K auf T_E , die Wärmemenge Q_{23} wird aufgenommen
- 3 → 4: **Isotherme Expansion** von V_U auf V_O , die Wärmemenge Q_{34} muss abgegeben und die Volumenänderungsarbeit A_{34} aufgebracht werden.
- 3 → 4: **Isochore Abkühlung** von T_K auf T_E , die Wärmemenge Q_{41} wird abgegeben

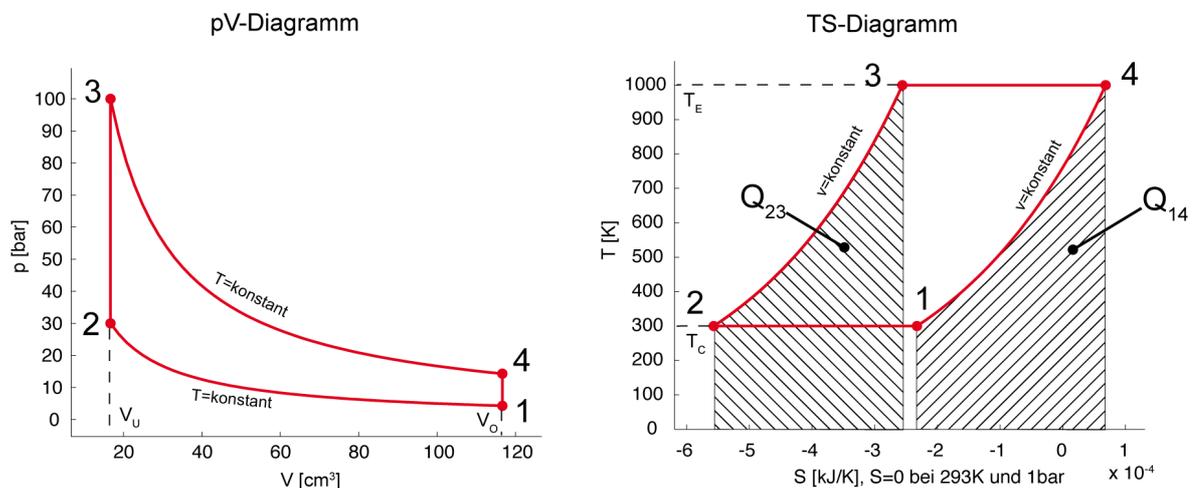


Abbildung 5-1: Zustandsänderungen des Idealprozesses im pV- und TS-Diagramm

Unter der Annahme das Arbeitsmedium verhalte sich wie ideales Gas, können die aufgenommenen und abgegebenen Wärmemengen bestimmt werden:

$$Q_{12} = R \cdot T_K \cdot m \cdot \ln\left(\frac{V_U}{V_O}\right)$$

$$Q_{23} = m \cdot c_v \cdot (T_E - T_K)$$

$$Q_{34} = R \cdot T_E \cdot m \cdot \ln\left(\frac{V_O}{V_U}\right)$$

$$Q_{41} = m \cdot c_v \cdot (T_E - T_K)$$

Gleichung 5-3

Das Verhältnis vom maximalen zum minimalen Arbeitsraumvolumen soll im Folgenden mit dem Verdichtungsverhältnis ε angegeben werden:

$$\varepsilon = \frac{V_O}{V_U}$$

Gleichung 5-4

Für stationäre Kreisprozesse gilt, dass die Summe der zu- und abgeführten Wärmemengen über die Systemgrenze gleich der abgegebenen Arbeit ist:

$$\oint -dQ = \oint dA \quad \text{Gleichung 5-5}$$

Im Fall des idealen Stirlingprozesses ist die abgegebene Arbeit also die Summe der in Gleichung 5-3 angegebenen Wärmemengen:

$$A = -(Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} + Q_{41}) = -\left(R \cdot T_K \cdot m \cdot \ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) + R \cdot T_E \cdot m \cdot \ln(\varepsilon)\right) \quad \text{Gleichung 5-6}$$

Dies ergibt mit dem mathematischen Zusammenhang

$$\ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) = -\ln(\varepsilon) \quad \text{Gleichung 5-7}$$

die Darstellung für die abgegebene Arbeit:

$$A = Q_{34} - Q_{12} = R \cdot m \cdot \ln(\varepsilon) \cdot (T_E - T_K) \quad \text{Gleichung 5-8}$$

Der Wirkungsgrad des Stirling-Idealprozesses ergibt sich mit:

$$\eta = \frac{\text{Arbeit}}{\text{zugeführte Wärme}} = \frac{Q_{34} - Q_{12}}{Q_{23} + Q_{34}} \quad \text{Gleichung 5-9}$$

Werden die errechneten Wärmemengen aus Gleichung 5-3 eingesetzt, erhält man als Ergebnis einen Wirkungsgrad von:

$$\eta = \frac{R \cdot m \cdot \ln(\varepsilon) \cdot (T_E - T_K)}{R \cdot m \cdot \ln(\varepsilon) \cdot T_E + m \cdot c_v \cdot (T_E - T_K)} = \frac{T_E - T_K}{T_E + \frac{1}{\kappa - 1} (T_E - T_K)} \quad \text{Gleichung 5-10}$$

Vergleicht man diesen Wirkungsgrad mit dem Carnot-Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_K}{T_E} = \frac{T_E - T_K}{T_E} \quad \text{Gleichung 5-11}$$

sieht man, dass der Wirkungsgrad des Stirling-Prozesses durch einen zusätzlichen positiven Term im Nenner kleiner ist. Dass der Stirling-Prozess theoretisch dennoch den höchstmöglichen Carnot-Wirkungsgrad erreicht, liegt an der Funktionsweise des Regenerators. Dieses essentielle Bauteil stellt die dem Arbeitsmedium ab- und zuzuführenden Wärmemengen Q_{41} und Q_{23} *innerhalb* der Systemgrenze der Stirlingmaschine zur Verfügung. Q_{23} muss bei der Wirkungsgradberechnung daher nicht berücksichtigt werden und somit ergibt sich

$$\eta = \frac{R \cdot m \cdot \ln(\varepsilon) \cdot (T_E - T_K)}{R \cdot m \cdot \ln(\varepsilon) \cdot T_E} = \frac{T_E - T_K}{T_E} \quad \text{Gleichung 5-12}$$

Um den Einfluss des Regenerators auf den Wirkungsgrad darzustellen, wird der Regeneratorwirkungsgrad

$$\eta_R = \frac{Q_R}{Q_{\text{isochor}}} \quad \text{Gleichung 5-13}$$

eingeführt. Dieser stellt dar, welchen Anteil der für die isochore Erwärmung benötigte Wärmemenge vom Regenerator zur Verfügung gestellt werden kann. Setzt man diesen in die Gleichung 5-9 ein erhält man:

$$\eta = \frac{\ln(\varepsilon) \cdot (T_E - T_K)}{\ln(\varepsilon) \cdot T_E + \frac{1}{1-\kappa} \cdot (T_E - T_K) \cdot (1-\eta_R)} \quad \text{Gleichung 5-14}$$

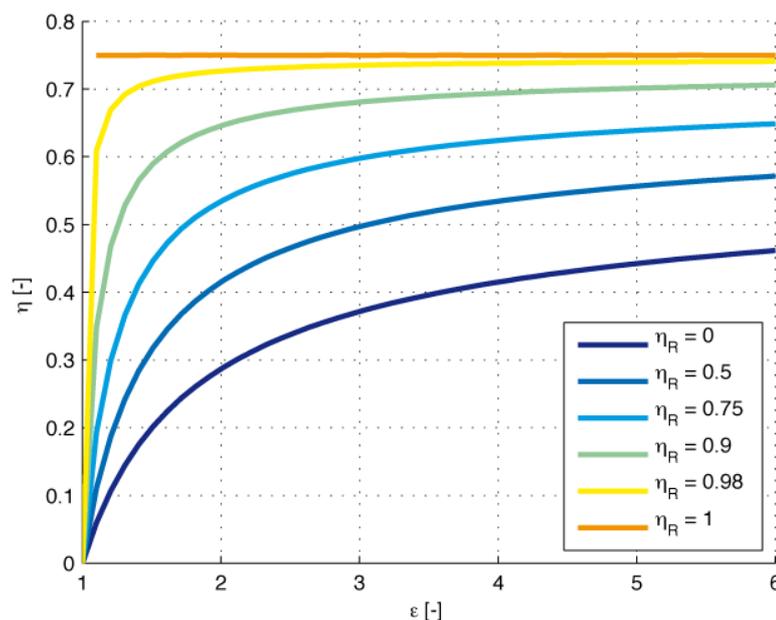


Abbildung 5-2: Wirkungsgrad des Idealprozesses mit nicht-idealem Regenerator; $T_K=300K$, $T_E=1200K$, $\kappa=1.67$

In Abbildung 5-2 ist der Zusammenhang zwischen dem Regeneratorwirkungsgrad η_R , dem Verdichtungsverhältnis ε und dem Prozesswirkungsgrad η dargestellt.

In der Praxis sind die erreichbaren Verdichtungsverhältnisse jedoch nicht beliebig wählbar. Durch die kontinuierliche Kolbenbewegung von Kompressions- und Expansionskolben ist das Verdichtungsverhältnis begrenzt, da die Kompressions- und Expansionsphase ineinander übergehen (siehe Kapitel 4.3, Abbildung 4-10). Für Stirlingmotoren übliche Verdichtungsverhältnisse liegen im Bereich von $\varepsilon=2-3$ [65].

Der in der Praxis erreichbare Wirkungsgrad des Regenerators liegt bei etwa $\eta_R=0.98$ [66].

In Abbildung 5-3 ist der Einfluss des Isentropenexponenten auf den Wirkungsgrad bei nicht idealem Regenerator dargestellt. Der Regeneratorwirkungsgrad ist auf $\eta_R=0.98$ und das Verdichtungsverhältnis auf $\varepsilon=2$ festgelegt. Es ist zu erkennen, dass sich höhere Isentropenexponenten günstig auf den Wirkungsgrad auswirken.

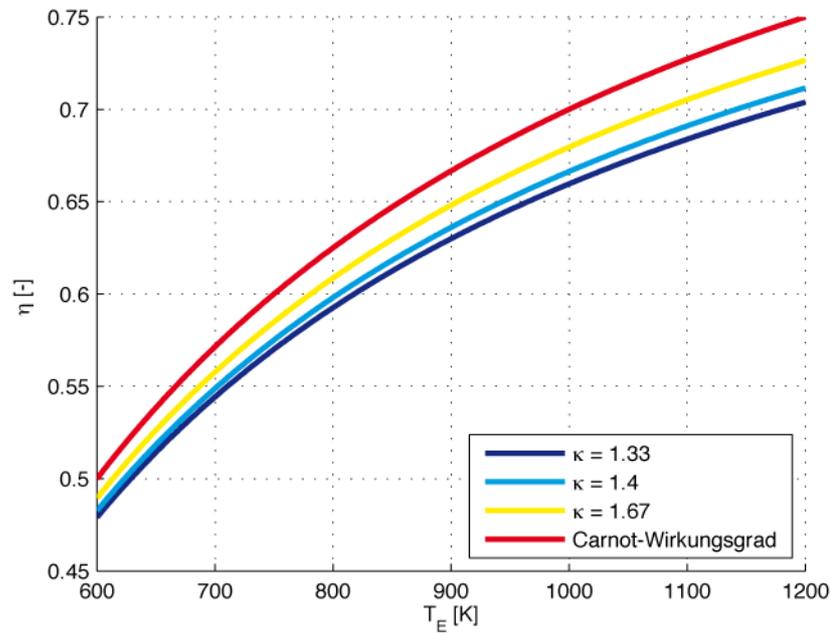


Abbildung 5-3: Wirkungsgrad des Idealprozesses mit nicht-idealem Regenerator; $T_K=300K$; $\varepsilon=2$; $\eta_R=0.98$

5.3. Schmidt-Analyse

Die Schmidt-Analyse ist ein analytisches Verfahren zur Leistungsabschätzung von Stirlingmotoren. Es geht von einem idealisierten Model mit den folgenden Eigenschaften aus:

- Das Arbeitsgas ist ein ideales Gas.
- Es treten keine Strömungsverluste auf.
- Die Kolbenbewegung ist kontinuierlich und sinusförmig.
- Der Druck p ist im gesamten System gleich groß.
- Expansion und Kompression verlaufen isotherm.
- Es werden drei verschiedene Temperaturbereiche definiert (siehe Abbildung 5-4):
 - Expansionszylinder: Das Volumen setzt sich aus dem Hubvolumen V_{HE} und dem Totvolumen V_{HT} des Expansionszylinders zusammen; im gesamten Volumen herrscht die Temperatur T_E
 - Kompressionszylinder: Das Volumen setzt sich aus dem Hubvolumen V_{HK} und dem Totvolumen V_{TK} des Kompressionszylinders zusammen; im gesamten Volumen herrscht die Temperatur T_K
 - Regenerator: Der Regenerator ist ein Zylinder, der aus einem porösen Material besteht. Das Gas in den Hohlräumen wird als Totvolumen V_R berücksichtigt. Es wird längs der Durchströmungsrichtung ein linearer Temperaturverlauf von T_K bis T_E angenommen

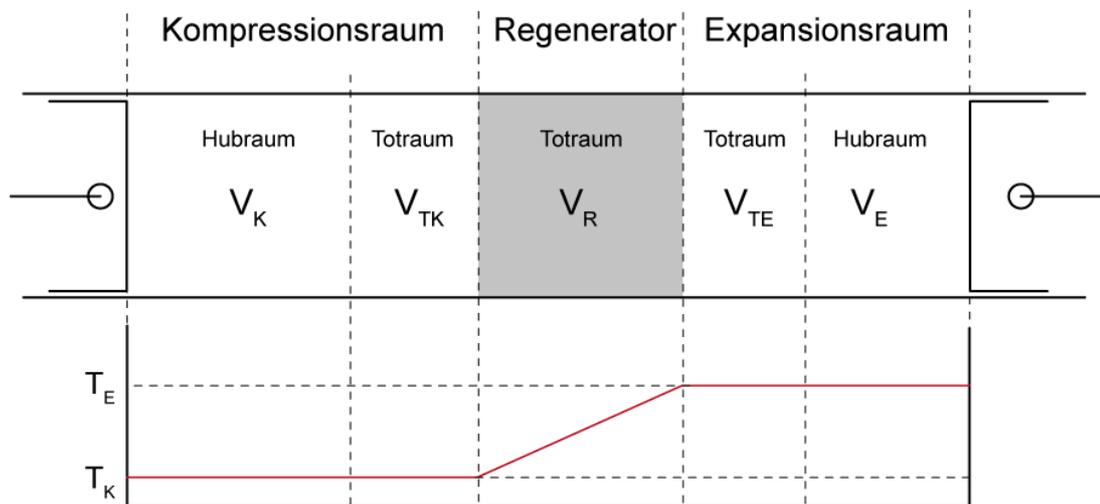


Abbildung 5-4: Temperaturprofil bei der Schmidt-Analyse

Die Schmidt-Analyse ist eine reine Massenbilanz und kann analytisch gelöst werden. Die Rechnung liefert den Druckverlauf über den Kurbelwinkel und somit die abgegebene Arbeit während eines Arbeitsspiels. Es kann somit eine relativ gute Abschätzung der abgegebenen Leistung eines Stirling-Motors abgegeben werden. Der Wirkungsgrad des Schmidt-Zyklus ist aber gleich dem Carnot-Wirkungsgrad, weshalb gegenüber dem Idealprozess kein Mehrwert zu dessen Abschätzung gegeben wird.

5.3.1. Ansatz der Berechnung

Aus den zuvor erläuterten Idealisierungen lassen sich Gleichungen ableiten, mit deren Hilfe der Prozessdruck p in Abhängigkeit der Kolbenpositionen berechnet werden kann. Die Kolbenbewegungen geben dabei durch die Veränderung des Expansionsvolumens V_E und des Kompressionsvolumens V_K den Prozessverlauf vor. Wählt man vereinfachend eine rein sinusförmige Bewegung, lassen sich der Druckverlauf in einer geschlossenen Form über das Volumen integrieren und so die abgegebene Arbeit berechnen.

Im Folgenden wird aber auf die Möglichkeit einer geschlossenen Integration verzichtet, um beliebige Kolbenbewegungen in der Form

$$x = f(\varphi) \qquad \text{Gleichung 5-15}$$

abhängig vom Kurbelwinkel φ angeben zu können.

Für einen Stirlingmotor vom Alpha-Typ mit konventionellem Kurbeltrieb können das Expansionsvolumen V_E und das Kompressionsvolumen V_K wie folgt berechnet werden:

$$V_E = \frac{V_{HE}}{2} \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(\varphi)^2 \right) \qquad \text{Gleichung 5-16}$$

$$V_K = \frac{V_{HK}}{2} \left(1 - \cos(\varphi - \alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(\varphi - \alpha)^2 \right) \qquad \text{Gleichung 5-17}$$

λ Schubstangenverhältnis

V_{HE} Hubvolumen Expansionsraum

V_{HK} Hubvolumen Kompressionsraum

α Phasenversatz

φ Kurbelwinkel

Soll die Stirlingmaschine als Kraftmaschine zur Arbeitsabgabe fungieren, muss die Bewegung des Kompressionskolbens um den Phasenversatz α nacheilen.

Die übrigen, in Abbildung 5-4 angedeuteten Volumina, sind Toträume, die über die Zeit gleich groß bleiben.

V_{TE} Totvolumen Expansionsraum

V_{TK} Totvolumen Kompressionsraum

V_R Totvolumen Regenerator

Geht man von einem idealen Gasverhalten aus, kann für jedes Kontrollvolumen die Gasgleichung angeschrieben werden:

$$p_i V_i = m_i T_i R \qquad \text{Gleichung 5-18}$$

R Gaskonstante

Der Druck p_i ist in allen Volumina per Definition gleich groß. Die gesamte Gasmasse m ist die Summe der Gasmassen m_i und kann somit mit folgender Gleichung angegeben werden:

$$m = \sum_i m_i = \frac{p}{R} \left(\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_{TE}}{T_E} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_{TK}}{T_K} + \frac{V_K}{T_K} \right) \quad \text{Gleichung 5-19}$$

Die Temperatur im Regenerator ist, wie in Abbildung 5-4 ersichtlich, nicht an jeder Stelle gleich groß. Je nach Temperaturverlauf befindet sich eine Gasmasse m_R im Regenerator. Es kann jedoch eine Temperatur T_R angegeben werden, sodass gilt:

$$m_R = \frac{p V_R}{R T_R} \quad \text{Gleichung 5-20}$$

Diese ist bei linearem Temperaturverlauf (Herleitung siehe [57]):

$$T_R = \frac{T_E - T_K}{\ln\left(\frac{T_E}{T_K}\right)} \quad \text{Gleichung 5-21}$$

Da davon ausgegangen wird, dass die Gesamtmasse m konstant ist (keine Spaltverluste, etc.), kann der Druck abhängig vom Kurbelwinkel φ wie folgt berechnet werden:

$$p(\varphi) = \frac{m}{R} \frac{1}{\left(\frac{V_E(\varphi)}{T_E} + \frac{V_{TE}}{T_E} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_{TK}}{T_K} + \frac{V_K(\varphi)}{T_K} \right)} \quad \text{Gleichung 5-22}$$

Die über die Kolben geleistete Arbeit kann durch die Integration des Drucks über das Volumen berechnet werden. Die Summe der Arbeiten von Expansions- und Kompressionskolben ergibt die abgegebene Arbeit des gesamten Prozesses:

$$W = - \left(\int p dV_E + \int p dV_K \right) \quad \text{Gleichung 5-23}$$

5.3.2. Ergebnisse der Schmidt-Analyse

Im Folgenden wird zur Veranschaulichung der Möglichkeiten der Schmidt-Analyse eine Parametervariation dargestellt. Ein großer Vorteil der Schmidt-Analyse ist die kurze Berechnungszeit, wodurch relativ schnell Abhängigkeiten gefunden werden können.

In Abbildung 5-5 ist der Verlauf des Prozessdrucks über das Gesamtvolumen und in Abbildung 5-6 die indizierte Leistung bei verschiedenen Phasenversatzwinkeln α zwischen der Bewegung des Expansions- und des Kompressionskolbens dargestellt. Das Leistungsmaximum liegt demnach bei ca. 95°KW.

Die so erhaltenen Ergebnisse sind gute Anhaltspunkte, um mögliche Einflussfaktoren auf die Leistung einer Stirlingmaschine abzuschätzen. Für eine genaue Prognose ist die Schmidt-Analyse durch die weitreichende Vereinfachung des Rechenmodells nicht geeignet.

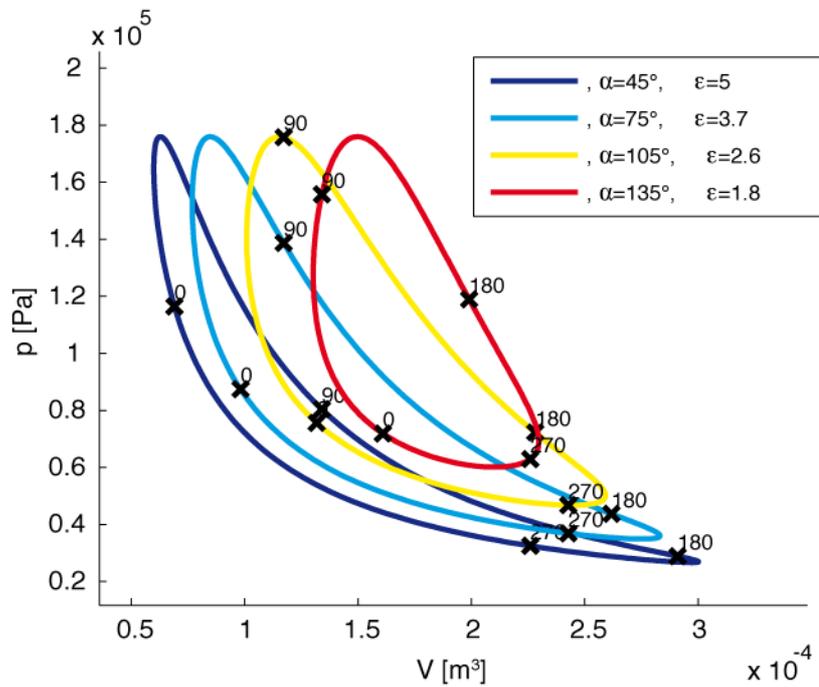


Abbildung 5-5: p - V -Diagramm bei Variation des Phasenversatzes α zwischen Expansions- und Kompressionskolben

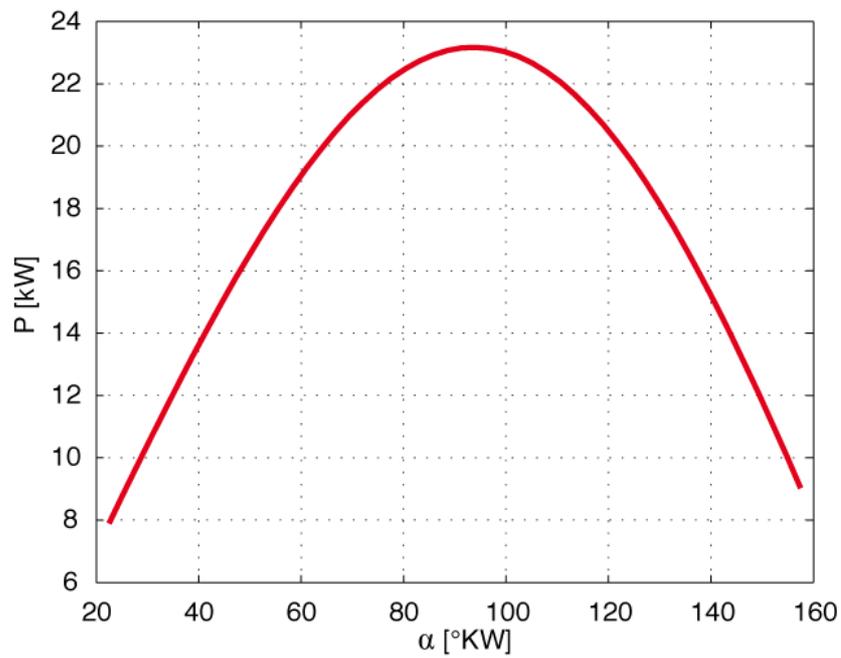


Abbildung 5-6: Indizierte Leistung bei Variation des Phasenversatzes α zwischen Expansions- und Kompressionskolben

5.4. Selbstentwickelte numerische Methode zur Zyklussimulation

Ähnlich wie bei den Second-Order-2nd Order Analysemethoden (siehe Kapitel 5.1) wird das System in Kontrollvolumina unterteilt, deren thermodynamische Zustände einzeln betrachtet werden. Anders wie bei Methoden, bei denen die Gastemperaturen in den Wärmetauschern als konstant angenommen werden, wird bei der hier verwendeten Methode für jedes Kontrollvolumen der erste Hauptsatz für offene Systeme gelöst. Der Impulssatz wird nicht berücksichtigt, da dies zu einem ungleich größeren Aufwand führen würde. Im Folgenden werden das Verfahren und dessen einzelne Komponenten (Regenerator-, Druckverlust- und Wärmeübertragungsmodell) noch genauer erläutert.

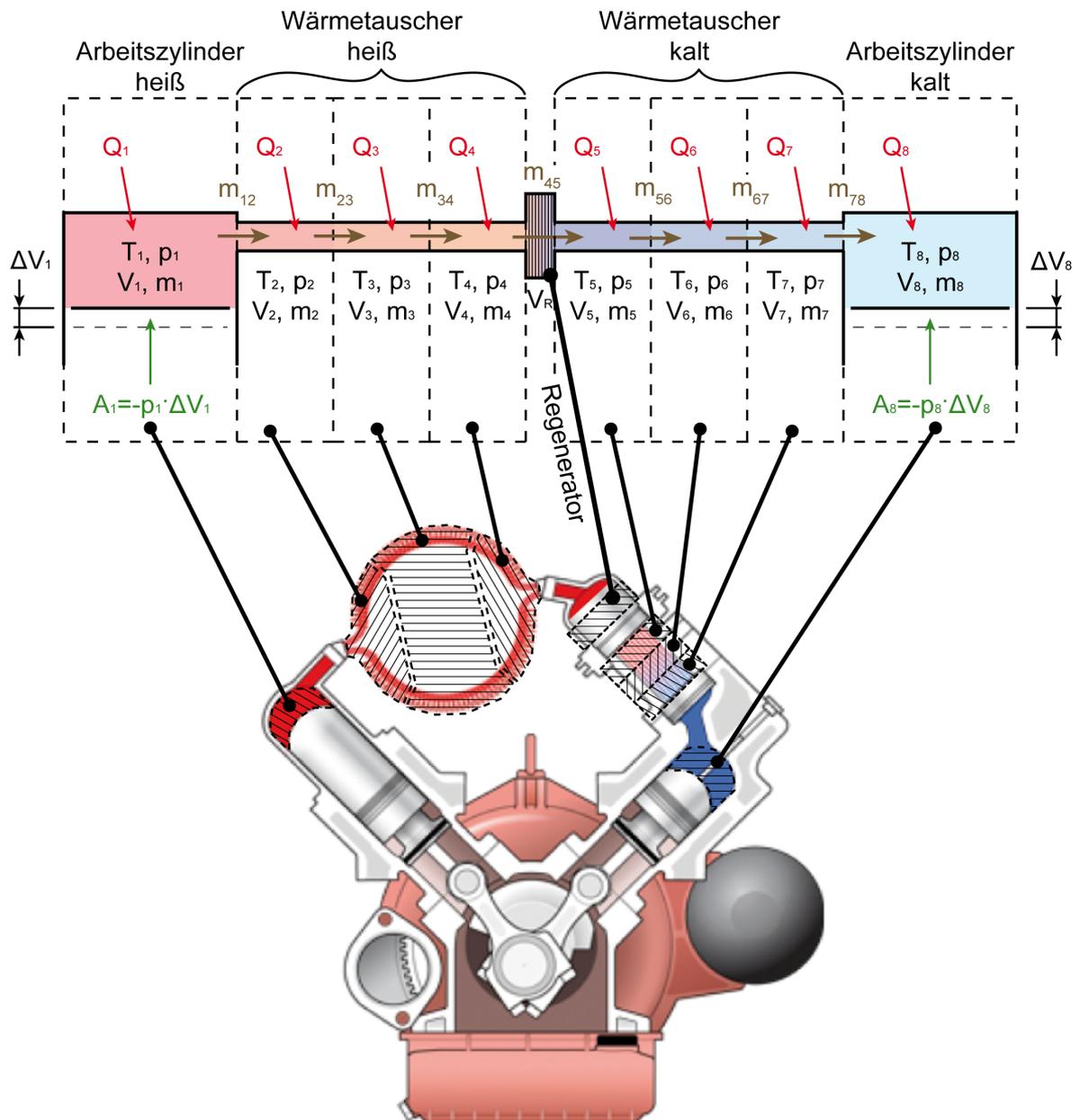


Abbildung 5-7: Schema des numerischen Modells

5.4.1. 0D-Modell mit verbundenen Kontrollvolumina

Abbildung 5-7 stellt ein beispielhaftes Modell dar. Die Elemente von links nach rechts sind:

- Arbeitszylinder heiß
- Wärmetauscher heiß
- Regenerator
- Wärmetauscher kalt
- Arbeitszylinder kalt

Die Arbeitszylinder werden dabei durch ein einzelnes Kontrollvolumen abgebildet, in dem eine homogene Temperatur- und Druckverteilung angenommen wird. Die Aufteilung in mehrere einzelne Volumina erscheint mit diesem 0D-Simulationsverfahren nicht sinnvoll. Grund dafür sind die komplexen, dreidimensionalen Vorgänge, die mit einfachen Mitteln nicht abbildbar sind.

Die Wärmetauscher werden längs der Strömungsrichtung in mehrere Kontrollvolumina unterteilt. Hier ist die Unterteilung auf Grund des großen Verhältnisses von Länge zu Innendurchmesser $l/d \approx 100$ und dem großen Temperaturgradienten in Strömungsrichtung möglich und auch notwendig. Dem Totvolumen (das nicht vom festen Regenerator ausgefüllte Volumen) des Regenerators wurde hier kein Kontrollvolumen zugeordnet. Vereinfachend wird dem Regenerator kein eigenes Gasvolumen zugeschrieben. Die Regeneratorfunktion an sich wird in einem Rechenmodell abgebildet, welches im Kapitel 5.4.5 noch genauer erläutert wird.

5.4.2. Ansatz mit erstem Hauptsatz

Wie bereits erwähnt, wird der erste Hauptsatz für jedes in Abbildung 5-7 angedeutete Kontrollvolumen gelöst. Für ein beliebiges Kontrollvolumen gilt der erste Hauptsatz für offene Systeme:

$$dQ_a + dA_t + \sum_i (h_i + e_{a,i}) dm_i = dU + dE_a \quad \text{Gleichung 5-24}$$

dQ_a über die Systemgrenze übertragene Wärme

dA_t über die Systemgrenze transportierte Arbeit

dm_i über die Systemgrenze transportierter Stoffstrom i

h_i Enthalpie des Stoffstroms i

$e_{a,i}$ äußere Energie des Stoffstroms i

dU Änderung der inneren Energie innerhalb der Systemgrenze

dE_a Änderung der äußeren Energie innerhalb der Systemgrenze

In dem verwendeten Modell werden die potentielle und kinetische Energie vernachlässigt. Die Terme dE_a und $e_{a,i}$ können somit gestrichen werden.

Die technische Arbeit dA_t besteht in dem betrachteten System nur aus der Volumenänderungsarbeit:

$$dA_t = -pdV \quad \text{Gleichung 5-25}$$

Setzt man Gleichung 5-25 in Gleichung 5-24 ein und integriert vom Zustand 1 zum Zeitpunkt $t = t_1$ bis Zustand 2 zum Zeitpunkt $t = t_2$ erhält man:

$$\int_1^2 dQ_a - \int_1^2 p dV + \sum_i \int_1^2 h_i dm_i = \int_1^2 dU \quad \text{Gleichung 5-26}$$

Die Gleichung 5-26 soll nun numerisch nach dem Euler-Verfahren integriert werden. In weiterer Folge wird stets vorausgesetzt, dass die Zustandsgrößen von Zustand 1 bekannt sind und sich nur wenig auf Zustand 2 ändern.

Weiters wird angenommen, dass die transferierte äußere Wärmemenge

$$\int_1^2 dQ_a = Q_a \quad \text{Gleichung 5-27}$$

bekannt ist. Diese wird, wie in Kapitel 5.4.4 genauer erläutert, mittels der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wand und der Wärmeübergangszahl mit den Zustandsgrößen aus Zustand 1 berechnet.

Die Volumenänderung wird durch eine, nur von der Zeit abhängige, Kinematik beschrieben. So kann die Volumenänderung wie folgt angegeben werden:

$$\int_1^2 dV = V|_2 - V|_1 = \Delta V \quad \text{Gleichung 5-28}$$

Die Massenströme, die bei der Zustandsänderung auftreten sind nicht bekannt und werden im Folgenden mit

$$\int_1^2 dm_i = m_i \quad \text{Gleichung 5-29}$$

bezeichnet.

Integriert man die Gleichung 5-26 so erhält man näherungsweise:

$$U|_2 - U|_1 = Q_a - p|_1 \Delta V + \sum_i h_i|_1 m_i \quad \text{Gleichung 5-30}$$

Die Gleichung 5-30 kann weiter umgeformt werden in:

$$u|_2 m|_2 - u|_1 m|_1 = Q_a - p|_1 \Delta V + \sum_i h_i|_1 m_i \quad \text{Gleichung 5-31}$$

Zur Berechnung der spezifischen inneren Energie und der spezifischen Enthalpie wird der Ansatz mit mittleren Wärmekapazitäten verfolgt. Wird ein ideales Gasverhalten angenommen, erhält man ausgehend von einem Bezugszustand mit

$$u(T_0) = u_0 = 0 \quad \text{Gleichung 5-32}$$

$$h(T_0) = u_0 + p_0 v_0 = T_0 R \quad \text{Gleichung 5-33}$$

folgende Darstellung für die spezifische innere Energie und Enthalpie:

$$u(T) = c_v \Big|_{T_0}^T (T - T_0) \quad \text{Gleichung 5-34}$$

$$h(T) = c_p \Big|_{T_0}^T (T - T_0) + T_0 R \quad \text{Gleichung 5-35}$$

Setzt man Gleichung 5-34 in Gleichung 5-31 ein erhält man:

$$c_v \Big|_{T_0}^{T_2} (T_2 - T_0) m_2 - c_v \Big|_{T_0}^{T_1} (T_1 - T_0) m_1 = Q_a - p_1 \Delta V + \sum_i h_i \Big|_{T_1} m_i \quad \text{Gleichung 5-36}$$

Unter der Annahme, dass sich die mittlere spezifische Wärmekapazität von Zustand 1 bis Zustand 2 nur geringfügig ändert, kann man vereinfacht schreiben:

$$c_v \Big|_{T_0}^{T_1} \left(T_2 m_2 - T_1 m_1 - T_0 \sum_i m_i \right) = Q_a - p_1 \Delta V + \sum_i h_i \Big|_{T_1} m_i \quad \text{Gleichung 5-37}$$

Mit Hilfe der Idealgasgleichung kann weiters umgeformt werden:

$$c_v \Big|_{T_0}^{T_1} \left(\frac{p_2 V_2}{R} - T_1 m_1 \right) - \sum_i c_v \Big|_{T_0}^{T_1} T_0 m_i = Q_a - p_1 \Delta V + \sum_i h_i \Big|_{T_1} m_i \quad \text{Gleichung 5-38}$$

Die Gleichung 5-38 kann nun auf den Druck im Zustand 2 umgeformt werden:

$$p_2 = \frac{R \left(Q_a - p_1 \Delta V + T_1 m_1 c_v \Big|_{T_0}^{T_1} \right)}{c_v \Big|_{T_0}^{T_1} V_2} + \sum_i \frac{R}{c_v \Big|_{T_0}^{T_1} V_2} \left(h_i \Big|_{T_1} + c_v \Big|_{T_0}^{T_1} T_0 \right) m_i \quad \text{Gleichung 5-39}$$

Unter der Annahme, dass die Volumenänderung und die übertragene Wärmemenge bekannt sind, sind die Massenströme m_i die einzigen Unbekannten in Gleichung 5-39.

Führt man nun die Bezeichnungen

$$a = \frac{R \left(Q_a - p_1 \Delta V + T_1 m_1 c_v \Big|_{T_0}^{T_1} \right)}{c_v \Big|_{T_0}^{T_1} V_2} \quad \text{Gleichung 5-40}$$

$$b_i = \frac{R}{c_v|_{T_0} V|_2} \left(h_i|_1 + c_v|_{T_0}^{T_1} T_0 \right) \quad \text{Gleichung 5-41}$$

ein, kann die Gleichung 5-39 verkürzt als

$$p|_2 = a + \vec{b} \cdot \vec{m} \quad \text{Gleichung 5-42}$$

angeschrieben werden. Dabei ist \vec{b} ein Zeilenvektor und \vec{m} ein Spaltenvektor der unbekanntenen Massenströme.

5.4.3. Gleichungssystem zur Verbindung mehrerer Elemente

In einem einzelnen Element k kann der Druck in Folge von Wärmeströmen, Massenströmen oder durch eine Volumenänderung lt. Gleichung 5-42 bestimmt werden. Verbindet man nun mehrere Elemente, ist ein Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz und dem Massenstrom zu definieren. Der physikalisch gesehen richtige Weg dazu ist die Einbindung der Impulsgleichung. Da dies aber zu einem erheblichen Mehraufwand in jeglicher Hinsicht führt, wird hier ein anderer Weg gewählt. Die Grundidee ist, die Massenströme zwischen den Elementen so zu berechnen, dass die dazwischenliegende Druckdifferenz einen bestimmten Wert annimmt. Dieser Wert wird in weiterer Folge auf $\Delta p = 0$ festgelegt, wodurch in allen Kontrollvolumina der gleiche Druck herrscht. Durch diese Vereinfachung können keine gasdynamischen Effekte dargestellt werden. Da die Strömungsgeschwindigkeiten in einer Stirlingmaschine deutlich unter der Schallgeschwindigkeit liegen, hat diese Annahme keine weitreichenden negativen Einflüsse auf die Berechnungsergebnisse. Dieser Ansatz wurde in einer Arbeit des *Lewis Research Center* verfolgt und erzielte eine gute Übereinstimmung mit Referenzmessungen [67].

Die Berechnung der thermodynamischen Zustände in den Kontrollvolumina im nächsten Zeitschritt erfolgt durch die Lösung eines Gleichungssystems.

Das Gleichungssystem wird aufgestellt, indem zunächst der Druck in allen Elementen N angeschrieben wird.

$$\begin{aligned} p_1 &= a_1 + \vec{b}_1 \cdot \vec{m} \\ &\dots \\ p_k &= a_k + \vec{b}_k \cdot \vec{m} \\ &\dots \\ p_N &= a_N + \vec{b}_N \cdot \vec{m} \end{aligned} \quad \text{Gleichung 5-43}$$

Für jede Verbindungsstelle i kann nun die Druckdifferenz zwischen den Elementen, die sie verbindet, definiert werden:

$$p_{i,2} - p_{i,1} = C_i \quad \text{Gleichung 5-44}$$

Zielt man auf eine Darstellung des Druckverlustes in der Form

$$C_i = \frac{u_i^2 \cdot \rho \cdot \zeta}{2} \frac{l}{d} = f(u_i) \quad \text{Gleichung 5-45}$$

u_i Durchflussgeschwindigkeit

ζ Druckverlustbeiwert

ρ Dichte

ab, bei der die Durchflussgeschwindigkeit u_i eine Funktion des Massenstroms ist, führt dies zu einem nicht linearen Gleichungssystem.

Im weiteren Verlauf wird die Druckdifferenz jedoch auf $C_i=0$ festgelegt. Dies hat zur Folge, dass das Gleichungssystem linear und somit leicht lösbar wird.

Setzt man Gleichung 5-42 in Gleichung 5-44 ein, erhält man:

$$a_{i,1} + \vec{b}_{i,1} \cdot \vec{m} = a_{i,2} + \vec{b}_{i,2} \cdot \vec{m} + C_i \quad \text{Gleichung 5-46}$$

Diese kann mit

$$\begin{aligned} a_i &= a_{i,1} - a_{i,2} - C_i \\ \vec{b}_i &= \vec{b}_{i,1} - \vec{b}_{i,2} \end{aligned} \quad \text{Gleichung 5-47}$$

als Gleichung

$$a_i + \vec{b}_i \cdot \vec{m} = 0 \quad \text{Gleichung 5-48}$$

geschrieben werden.

Dies für alle Verbindungen ausgeführt, ergibt mit

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} a_1 \\ \dots \\ a_L \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} \vec{b}_1 \\ \dots \\ \vec{b}_L \end{pmatrix} \quad \text{Gleichung 5-49}$$

das Gleichungssystem

$$\vec{a} + B \cdot \vec{m} = 0 \quad \text{Gleichung 5-50}$$

Dieses ist genau dann eindeutig lösbar, wenn alle Gleichungen linear unabhängig und die Matrix den Rang L besitzen. Wird mit den Verbindungen ein Ring aus Elementen gebildet, ist dies nicht der Fall und es müssen zusätzliche Bedingungen angegeben werden, um das Problem zu lösen. Eine Möglichkeit ist beispielsweise die Vorgabe eines Massenstroms in einer Ringformation. Da es bei der Simulation des Stirling-Prozesses nie zu einer solchen Formation kommen kann, bleibt es hier nur bei der Erwähnung dieses Problems.

Das Ergebnis der Lösung liefert nun genau die Massenströme zwischen den Elementen, sodass sich zwischen allen Elementen die geforderte Druckdifferenz C_i ergibt.

Zur Aufstellung des Gleichungssystems werden die Enthalpien der transportierten Massen benötigt. Da diese aber von der Strömungsrichtung (von „heiß nach kalt“ oder von „kalt nach heiß“) abhängen, sind diese im Vorhinein nicht bekannt. Es muss also eine Lösung gefunden werden, deren Strömungsrichtungen mit den zur Aufstellung des Gleichungssystems angenommenen Strömungsrichtungen ident sind.

5.4.4. Wärmeübertragungsmodell

Wärmeübergang in den Rohrleitungen der Wärmetauscher

Das Wärmeübertragungsmodell basiert auf der Modellvorstellung, dass das Arbeitsmedium durch ein Rohr strömt, welches eine längs der Strömungsrichtung konstante Temperatur auf der Innenwand hat. Diese Annahme wird durch die Untersuchungen von W. D. Ernst gestützt [51]. Demnach kann die Brennerregelung so gestaltet werden, dass die Temperatur der Rohre des heißen Wärmetauschers nahezu konstant bleiben.

Die Berechnungsgrundlagen des Wärmeübertragungsmodells sind aus der einschlägigen Fachliteratur (VDI-Wärmeatlas) entnommen [70]. Für jeden Zeitschritt wird dabei für jedes Element der Wärmestrom mit den Zustandsgrößen des letzten Zeitschritts berechnet.

Die Vorgehensweise ist dabei die Berechnung der mittleren Nusseltzahl und in weiterer Folge des Wärmeübergangswertes. Anders als in [70] vorgeschlagen, wird zur Berechnung des Wärmestromes nicht die logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta\vartheta_{\text{ln}} = \frac{(\vartheta_W - \vartheta_E) - (\vartheta_W - \vartheta_A)}{\ln \frac{\vartheta_W - \vartheta_E}{\vartheta_W - \vartheta_A}} \quad \text{Gleichung 5-51}$$

mit der Eingangstemperatur ϑ_E , der Ausgangstemperatur ϑ_A und der Wandtemperatur ϑ_W verwendet. Stattdessen kommt zur Berechnung des Wärmestromes zwischen Zeitpunkt t_{n-1} und t_n die Temperaturdifferenz zwischen der Wand und der Fluidtemperatur zum Zeitpunkt t_{n-1} zum Einsatz. Grund dafür ist, dass diese Annahme mehr der 0D-Modellvorstellung entspricht.

Der Wärmestrom für jedes Element i berechnet sich mit:

$$\int_{t_{n-1}}^{t_n} \dot{Q} \cdot dt \approx \alpha_{n-1,i} \cdot (T_{W,i} - T_{n-1,i}) \cdot A \cdot \Delta t = \Delta Q_i \quad \text{Gleichung 5-52}$$

Zwischen Wärmeübergangswert und Nusseltzahl besteht der Zusammenhang:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda} \quad \text{Gleichung 5-53}$$

Für die Bestimmung des Wärmeübergangswertes muss also die Nusseltzahl berechnet werden. Diese ist je nach Art der Strömung (turbulent, laminar, Übergangsbereich) unterschiedlich. Die detaillierte Berechnungsvorschrift ist dabei [70] zu entnehmen.

Wärmeübergang im Regenerator

Durch die komplexen Strömungsvorgänge in der Regeneratormatrix ist es schwierig, einen theoretischen Ansatz zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α zu finden. Zur Abschätzung wird ein empirischer Zusammenhang von Tanaka [68] verwendet. Dieser untersuchte die Wärmeübergangszahl in Stirling-Regeneratoren. Das Ergebnis ist die Berechnungsvorschrift

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \qquad \text{Gleichung 5-54}$$

mit

$$Nu = 0.33 \cdot Re^{0.67} \qquad \text{Gleichung 5-55}$$

Die Reynoldszahl wird dabei mit dem in Kapitel 5.5.7 bestimmten hydraulischen Durchmesser d_h berechnet.

5.4.5. Regeneratormodell

Der Regenerator wird in Durchströmungsrichtung in einzelne Elemente unterteilt, wie in Abbildung 5-8 beispielhaft dargestellt ist. Jeder Schicht ist dabei eine Temperatur des Regeneratormaterials zugeordnet.

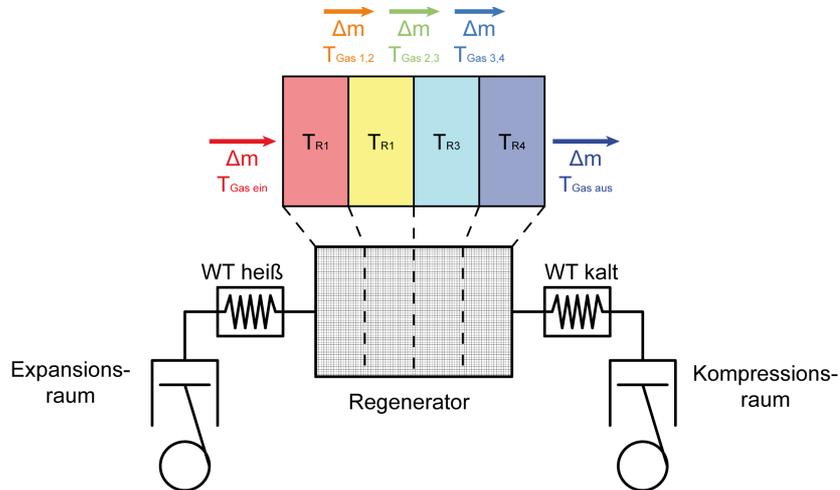


Abbildung 5-8: Schichtmodell des Regenerators

Strömt nun die Gasmasse durch die jeweiligen Regeneratorschichten, findet ein Wärmeaustausch zwischen Gas und Regeneratormaterial statt.

Es soll eine einzelne Schicht der Masse m_R mit der Temperatur T_{R1} , die von einer Gasmasse Δm mit der Temperatur T_{ein} durchströmt wird, betrachtet werden. Nach der Durchströmung gleichen sich die Temperaturen durch eine Wärmeübertragung an.

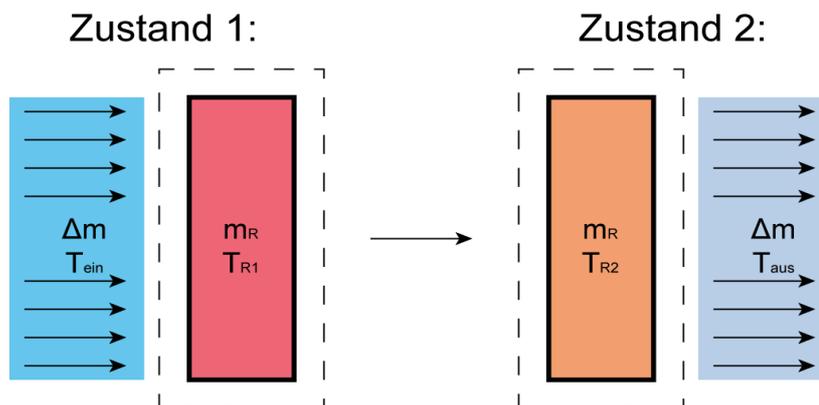


Abbildung 5-9: Zustand vor und nach der Durchströmung einer Regeneratorschicht

Ziel ist es, die Temperaturen T_{R2} und T_{aus} zu bestimmen. Unter der Annahme, dass in das thermodynamische System der Schicht keine Wärme und Arbeit eingebracht wird, ändert sich dessen innere Energie nur durch den ein- und austretenden Massenstrom.

$$U_2 - U_1 = \Delta m \cdot (h_{aus} - h_{ein}) \quad \text{Gleichung 5-56}$$

$$m_R \cdot c_R \cdot (T_{R2} - T_{R1}) = \Delta m \cdot (h(T_{aus}) - h(T_{ein})) \quad \text{Gleichung 5-57}$$

Mit der vereinfachenden Annahme, dass sich die spezifische Wärmekapazität nur wenig ändert, kann die Enthalpiedifferenz wie folgt angegeben werden:

$$h(T_{aus}) - h(T_{ein}) \approx c_p(T_{ein}) \cdot (T_{aus} - T_{ein}) \quad \text{Gleichung 5-58}$$

Mit der Gleichung 5-58 kann die Gleichung 5-57 wie folgt umgeformt werden:

$$m_R \cdot c_R \cdot T_{R1} + \Delta m \cdot c_p(T_{ein}) \cdot T_{ein} = m_R \cdot c_R \cdot T_{R2} + \Delta m \cdot c_p(T_{ein}) \cdot T_{aus} \quad \text{Gleichung 5-59}$$

Nimmt man nun weiters an, dass die Wärmeübertragung bis zum vollständigen Temperatenausgleich von statten geht, sodass

$$T_{R2} = T_{aus} = T_{\infty} \quad \text{Gleichung 5-60}$$

dann kann auf die Austrittstemperatur

$$T_{\infty} = \frac{m_R \cdot c_R \cdot T_{R1} + \Delta m \cdot c_p(T_{ein}) \cdot T_{ein}}{m_R \cdot c_R + \Delta m \cdot c_p(T_{ein})} \quad \text{Gleichung 5-61}$$

umgeformt werden.

Die Temperatur des Regenerators und Gases verläuft dabei exponentiell (siehe Abbildung 5-10). Die Funktionen

$$T_{aus} = T_{ein} - (T_{ein} - T_{\infty}) \cdot \left(1 - e^{\frac{\Delta t \cdot -\alpha \cdot A \cdot (T_{ein} - T_{R1})}{\Delta m \cdot c_p \cdot (T_{\infty} - T_{ein})}} \right)$$

$$T_{R2} = T_{R1} - (T_{R1} - T_{\infty}) \cdot \left(1 - e^{\frac{\Delta t \cdot -\alpha \cdot A \cdot (T_{ein} - T_{R1})}{\Delta m \cdot c_p \cdot (T_{\infty} - T_{ein})}} \right) \quad \text{Gleichung 5-62}$$

geben den Verlauf der Kurven als Funktion des Zeitintervalls Δt an.

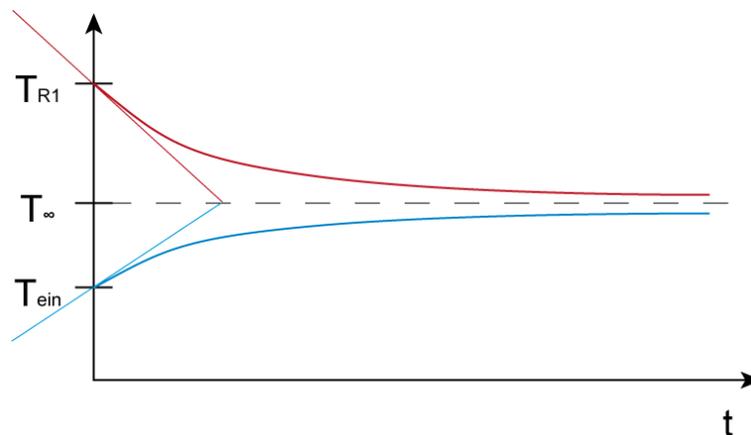


Abbildung 5-10: Temperatenausgleich zwischen Gas- und Regeneratormasse

Die Größe der wärmeübertragenden Fläche A kann über die Porosität und den Drahtdurchmesser des Regeneratorgewebes abgeschätzt werden. Die Bestimmung der Größe ist in Kapitel 5.5.7 näher erläutert.

Diese Methode der Berechnung der Austrittstemperatur und der resultierenden Regeneratorschichttemperatur wird nacheinander für jede Schicht ausgeführt. Dabei ist die Austrittstemperatur die Eintrittstemperatur der nächsten Schicht.

In Abbildung 5-11 sind die Temperaturen der Regeneratorschichten nach einem Kaltstart (300 K) aufgetragen. Es ist gut zu erkennen, wie sich die Temperaturen der 20 Regeneratorschichten während der 100 simulierten Arbeitszyklen ändern. Die oberste Kurve entspricht dabei der dem Expansionsraum nächsten Regeneratorschicht.

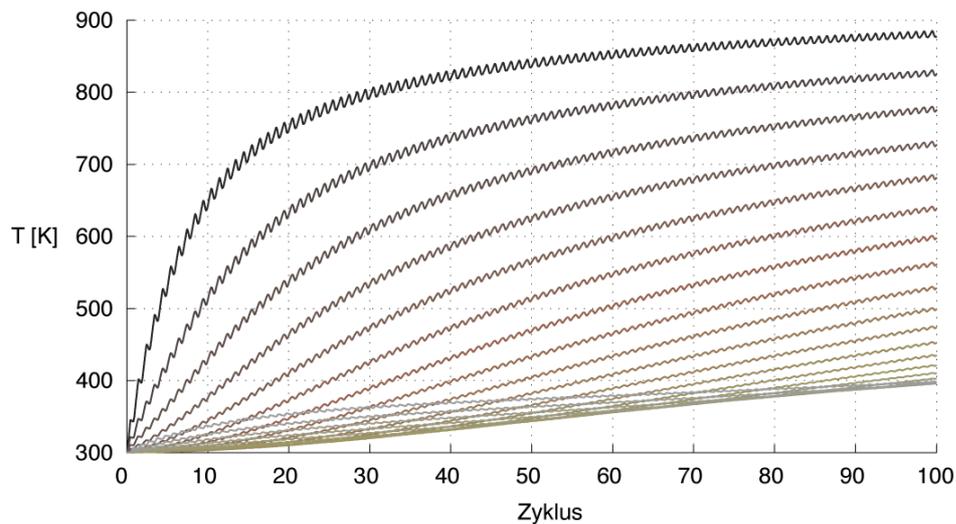


Abbildung 5-11: Temperaturen der Regeneratorschichten nach einem Kaltstart

5.4.6. Druckverluste

Der Massenstrom des Arbeitsmediums durch die Leitungen und den Regenerator führen auf Grund von Strömungswiderständen zu Verlusten. Diese werden mit der bisher beschriebenen Simulationsmethodik nicht abgebildet. Um die Auswirkungen der Druckverluste aber dennoch abschätzen zu können, wird wie folgt vorgegangen:

1. Berechnung der thermodynamischen Größen in allen Elementen. Die Massenströme zwischen den Elementen sind bekannt. In allen Elementen herrscht der gleiche Druck.
2. Berechnung der Strömungswiderstände in jedem einzelnen Element.
3. Die Druckverluste zwischen den beiden Arbeitsräumen werden aufsummiert. So kann für jeden Arbeitsraum ein um den Druckverlust korrigiertes $p\Delta V$ errechnet werden.

Die Strömungswiderstände werden dabei nur für die Rohrleitungen der Wärmetauscher und für den Regenerator berechnet. Die Strömungswiderstände an anderen Stellen, wie Durchmesser-, Richtungsänderungen oder ähnlichem, finden keine Berücksichtigung. Eine ähnliche Vorgehensweise wurde auch in einer Arbeit des *Lewis Research Center* verfolgt, die zu guten Ergebnissen führte [69].

Strömungswiderstände in den Rohrleitungen der Wärmetauscher

Die Strömungswiderstände in den Rohrleitungen der Wärmetauscher werden nach den Vorgaben aus der Fachliteratur [70] berechnet.

Der Druckverlust errechnet sich wie folgt:

$$\Delta p = \frac{u_x^2 \cdot \rho}{2} \frac{l}{d_i} \zeta \quad \text{Gleichung 5-63}$$

Die Berechnung des Widerstandsbeiwerts ζ erfolgt je nach Größe der Reynoldszahl in dem entsprechenden Element.

In der Literatur werden auch andere Berechnungsmethoden vorgeschlagen, die für Stirlingmotoren unter Umständen besser geeignet sind. Grund dafür ist, dass die oszillierende Bewegung des Fluids die Ausbildung einer turbulenten Strömung hin zu höheren Reynoldszahlen verschiebt [62].

Strömungswiderstand im Regenerator

Die Strömungswiderstände im Regenerator sind ein aktuelles Thema der Forschung. Es gibt sehr komplexe theoretische Beschreibungen der Strömungssituation und der sich daraus ergebenden Wärmeübertragung und dem Druckverlust [71]. Für die Berechnung des Druckverlustes wird im Rahmen dieser Studie ein empirischer Ansatz verwendet. Tanaka untersuchte die Strömungswiderstände in Stirling-Regeneratoren für Reynoldszahlen zwischen 10 und 2000. Ergebnis der Untersuchungen waren der empirische Ansatz zur Bestimmung des Widerstandsbeiwertes mit

$$\zeta = 1.6 + \frac{175}{\text{Re}_h} \quad \text{Gleichung 5-64}$$

Die charakteristische Länge für die Berechnung der Reynoldszahl der Strömung wird dabei mit dem Ansatz

$$d_h = 4 \frac{\text{Fluidvolumen}}{\text{benetzteFläche}} \quad \text{Gleichung 5-65}$$

bestimmt. In Abbildung 5-8 sind die Widerstandsbeiwerte über die Reynoldszahlen in einem Diagramm aufgetragen.

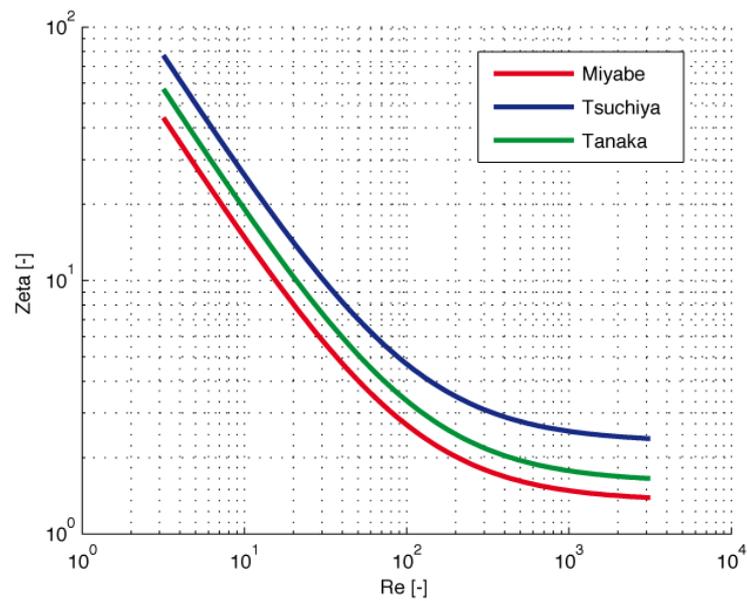


Abbildung 5-12: Widerstandsbeiwert im Regenerator über die Reynoldszahl

5.4.7. Implementierung in Matlab

Die in Kapitel 5.4.2 bis 5.4.6 beschriebenen Gleichungen des mathematischen Modells wurden in Matlab implementiert. Im Wesentlichen handelt es sich dabei um ein Verfahren, das die thermodynamischen Vorgänge zeitlich und räumlich diskretisiert löst. Für die Berechnung sind eine Reihe von Maschinen- und Simulationsparametern, sowie der Anfangszustand des Systems nötig (siehe Abb. 5-1). Diese werden über eine Textdatei angegeben.

Motordaten

Zylinder:

- Bohrung
- Hubverlauf
- Totraum
- Phasenversatz
- (opt. Wärmeübergangszahl, Wandtemperatur)

Regenerator:

- Durchmesser
- Länge
- Drahtdurchmesser
- Porösität
- Wärmekapazität
- Dichte

Wärmetauscher:

- Rohrlänge
- RohrrinnenDM
- Rohranzahl
- Temperatur

zusätzliche Toträume:

- Volumen

Arbeitsmedium:

- Füllmenge
- Stoffdaten

Simulationsparameter

Zeitlich Auflösung

- Zeitschritte pro Arbeitszyklus

Räumliche Auflösung

- Anzahl von Kontrollvolumina pro Wärmetauscher
- Anzahl von Schichten des Regeneratormodells

Anfangszustand

Arbeitsmedium

- Druck und Temperatur des Arbeitsmediums in den Kontrollvolumina

Regenerator

- Temperatur in den Regeneratorschichten

Abbildung 5-13: Eingabedaten und Simulationsparameter

Einige wichtige Punkte, die für die Umsetzung des Lösungsalgorithmus notwendig waren, werden kurz erwähnt.

Bestimmung der Strömungsrichtung

Am Ende des Kapitels 5.4.3 wird erwähnt, dass zur Bestimmung der Massenströme die Richtung dieser im Vorhinein bekannt sein muss. Zur Lösung dieses Problems werden zuerst die Strömungsrichtungen S_0 angenommen. Aus diesen ergeben sich die Massenströme Δm_0 . Stimmen die Richtungen von S_0 und Δm_0 überein, ist die Lösung korrekt. Ist dies nicht der Fall, so werden die Strömungsrichtungen von Δm_0 als Grundlage für die neue Lösung Δm_1 verwendet. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis die Strömungsrichtungen mit der Lösung übereinstimmen.

Akquirierung der Stoffwerte und Einbindung in Wertetabellen

Da keine Stoffwertetabellen oder Datenbanken zur Verfügung standen, wurden die Stoffwerte der NIST (*National Institute of Standards and Technology*, amerikanische Standardisierungsbehörde) mit einem Matlab-Script von deren Homepage systematisch abgerufen und entsprechend für die effektive Verwendung in dem Simulationsprogramm aufbereitet.

Einschwingvorgang

Das Ergebnis der Simulation ist der zeitliche Verlauf von Druck und Temperatur in den Kontrollvolumina, sowie den Temperaturen in den Regeneratorschichten. Werden die Motorparameter nicht verändert, stellt sich mit der Zeit ein quasistationärer Zustand ein. In diesem sind die Verläufe für jeden Arbeitszyklus gleich. Dieser Einschwingvorgang dauert bei der Simulation eines Stirlingmotors verhältnismäßig lange, da der Regenerator im Vergleich zur Gasmasse eine sehr hohe Wärmekapazität hat. Es besteht die Möglichkeit, diesen Einschwingvorgang mit Konvergenzbeschleunigern zu verkürzen [66]. In dieser Arbeit wurde jedoch kein solcher Algorithmus eingesetzt.

Wahl der Simulationsparameter

Hinsichtlich der Simulationsparameter muss beachtet werden, dass eine hohe zeitliche und räumliche Auflösung ein genaueres Ergebnis zur Folge hat. Gleichzeitig bedeutet dies aber einen größeren Rechenaufwand und somit eine längere Simulationszeit. Um einen Kompromiss zu finden, wurde der Einfluss der Simulationsparameter auf die Rechengenauigkeit untersucht.

Zeitliche Auflösung und Abbruchkriterium für den Einschwingvorgang

Um die zeitliche Auflösung und ein Abbruchkriterium beim Einschwingvorgang festlegen zu können, wurden Testsimulationen durchgeführt. Die Eingabeparameter sind im Wesentlichen die Motordaten des in Kapitel 5.5 erläuterten SOLO V161. Der Anfangszustand des Arbeitsgases (Helium) in allen Kontrollvolumina ist eine Temperatur von $T=20^\circ\text{C}$ und ein Druck von $p=10\text{bar}$. Die anfängliche Temperaturverteilung im Regenerator wurde als linear angenommen: 700°C auf der heißen, 200°C auf der kalten Seite. Die räumliche Auflösung wurde auf 6 Kontrollvolumina (Zellen) festgelegt.

In Abbildung 5-14 ist der Wirkungsgrad für 200 simulierte Arbeitszyklen bei verschiedenen zeitlichen Auflösungen (Zeitschritte (ZS) pro Arbeitszyklus) aufgetragen. Der Einfluss der zeitlichen Auflösung ist deutlich zu erkennen. Eine Auflösung von 360 Zeitschritten/Arbeitszyklus scheint als ausreichend genau.

Weiters ist in Abbildung 5-14 auch der Einschwingvorgang gut zu erkennen. Als Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand wurde folgende Lösung gewählt. In einem ersten Rechenschritt werden 50 Zyklen mit 100 ZS/Zyklus, weitere 20 Zyklen werden mit 360 ZS/Zyklus berechnet.

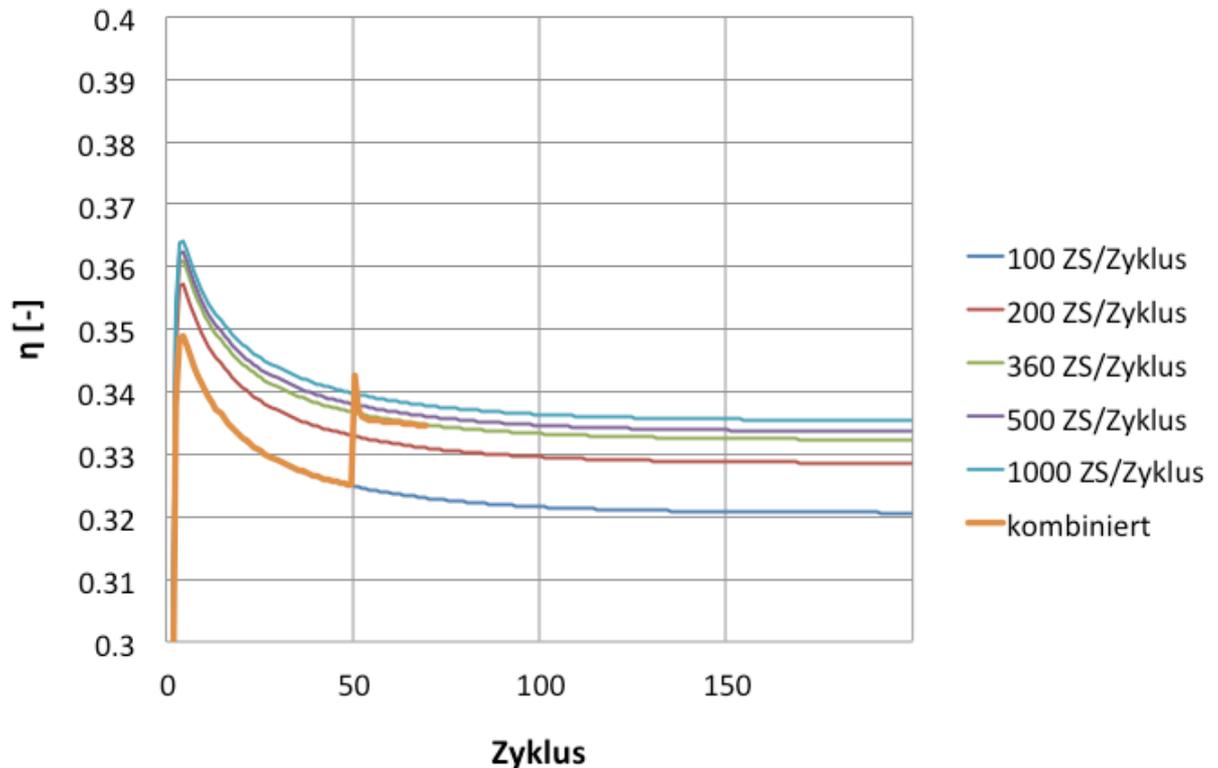


Abbildung 5-14: Einschwingvorgang bei verschiedenen zeitlichen Auflösungen

Räumliche Auflösung

In den Abbildung 5-15 und Abbildung 5-16 ist der Einfluss der räumlichen Auflösung auf das Ergebnis dargestellt.

Abbildung 5-15 zeigt den Wirkungsgrad bei unterschiedlicher Anzahl von Kontrollvolumina (Zellen). Die Zylinder werden immer nur durch ein Kontrollvolumen abgebildet, wohingegen die Wärmetauscher längs der Strömungsrichtung unterteilt werden (siehe Abbildung 5-7). Die räumliche Auflösung hat einen sehr großen Einfluss auf den berechneten Wirkungsgrad.

In Abbildung 5-16 ist der Einfluss der Anzahl von Regeneratorschichten abgebildet. Dieser hat in gleicher Weise eine große Auswirkung auf das Ergebnis.

Für die weiteren Berechnungen wurde eine Zellanzahl von 7 pro Wärmetauscher und 100 Regeneratorschichten festgelegt.

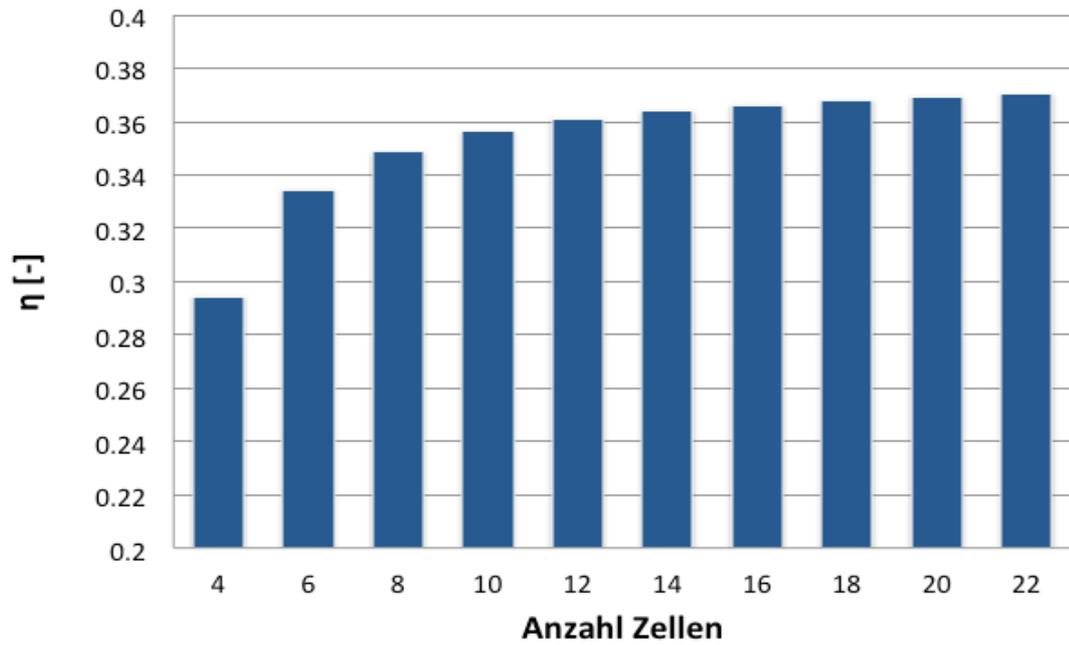


Abbildung 5-15: Einfluss der Zellenanzahl (räumliche Auflösung)

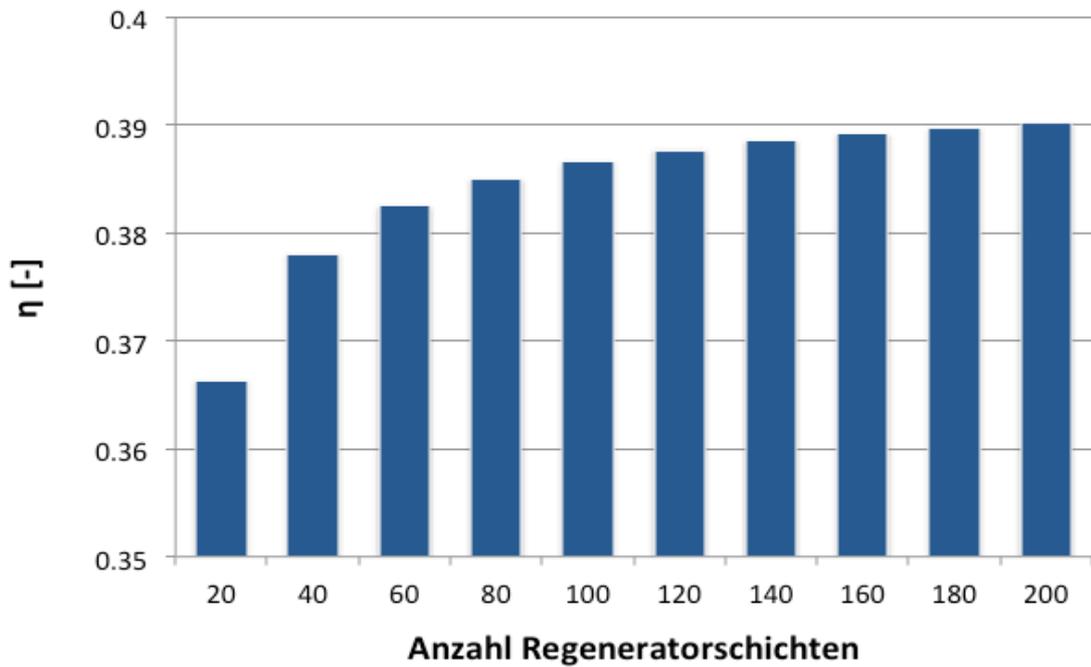


Abbildung 5-16: Einfluss der Anzahl von Regeneratorschichten (räumliche Auflösung)

5.5. Referenzmotor SOLO V161

Als Referenz für eine Motorkonfiguration dient der Stirlingmotor V161 der Firma SOLO. Der Grund für die Verwendung des SOLO Motors, der für Blockheizkraftwerke eingesetzt wird, zuungunsten des für automotiv Zwecke konzipierten MOD-II Motors, liegt in der Verfügbarkeit der Motordaten. Es gibt zwar zu beiden Motoren zahlreiche Veröffentlichungen, jedoch konnte ein SOLO Motor im Andritzer Stukitzbad besichtigt und vermessen werden. Außerdem entspricht dieser Motor eher der Leistungsklasse eines REX-Antriebs und war als Serienprodukt am Markt.

Aus den verfügbaren Motordaten wurden die für das Simulationsmodell nötigen Größen abgeleitet. Das Modell ist dabei in die fünf Elemente Zylinder heiß, Zylinder kalt, Wärmetauscher heiß, Wärmetauscher kalt und Regenerator aufgeteilt. Als Arbeitsgas wird in den folgenden Berechnungen Helium verwendet.



Abbildung 5-17: Besichtigung eines Stirling-BHKW mit zwei SOLO V161 Maschinen im Stukitzbad Andritz

Die für die Simulation benötigten Daten der Motorbauteile werden im Folgenden beschrieben.

Arbeitszylinder und Kurbeltrieb

Der Kompressions- und Expansionszylinder haben die gleichen Abmessungen. Zwischen den beiden besteht ein Phasenversatz von 106° , wobei der Expansionszylinder vorausleitet. Die Kolben werden von einem Schubkurbeltrieb mit Kreuzkopf angetrieben.

Bohrung	d [mm]	68
Hub	l [mm]	44
Totraum	V_T [cm ³]	11.18
Phasenversatz	φ [°KW]	106
Schubstangenverhältnis	λ [-]	0.4

Tabelle 5-1: Zylinderabmessungen

Wärmetauscher heiß

Der heiße Wärmetauscher besteht aus einem Rohrbündel mit 60 Einzelrohren. In Abbildung 5-18 sind die mit Finnen bestückten Rohre (zur Verbesserung der Wärmeübertragung) in der Brennkammer zu erkennen.

In dem Simulationsmodell wird eine über die Zeit und über die Rohrlänge konstante Temperatur von $T_E=650^\circ\text{C}$ angenommen. Diese vereinfachte Annahme ist durchaus zulässig, da im realen Betrieb die Temperatur der Wärmetauscherrohre durch die Brennerregelung annähernd konstant gehalten werden kann [51].



Abbildung 5-18: Wärmetauscher der heißen Maschinenseite (Expansionsraum)

Rohrinnendurchmesser	d_{hi} [mm]	2.2
Rohrlänge	l_h [mm]	180
Rohranzahl	n_k [-]	60
Temperatur	T_E [$^\circ\text{C}$]	650

Tabelle 5-2: Parameter des heißen Wärmetauschers

Wärmetauscher kalt

Der kalte Wärmetauscher ist ebenso wie der heiße Wärmetauscher aus einem Rohrbündel aufgebaut. In Abbildung 5-19 ist das Wärmetauscherelement dargestellt. Senkrecht zur Bildebene verlaufen die Wärmetauscherrohre, die quer vom Kühlwasser angeströmt werden.



Abbildung 5-19: Wärmetauscher der kalten Maschinenseite (Kompressionsraum)

Auch hier wird eine zeitlich und räumlich konstante Temperatur des Rohrmaterials angenommen.

Rohrinnendurchmesser	d_{ki} [mm]	1
Rohrlänge	l_k [mm]	100
Rohranzahl	n_k [-]	272
Temperatur	T_K [°C]	60

Tabelle 5-3: Parameter des kalten Wärmetauschers

Regenerator

Der Regenerator des SOLO V161 ist ein Zylinder aus gestapeltem Drahtgeflecht. In Abbildung 5-20 ist der Regenerator des besichtigten Stirlingmotors zu sehen. Die Außenabmessungen, sowie der Drahtdurchmesser und die Porosität des Füllmaterials sind in Tabelle 5-4 angeführt.

Innendurchmesser	d_{Ri} [mm]	60
Länge	l_R [mm]	30
Volumen	V_R [cm ³]	84.82
Porosität des Füllmaterials	ζ [-]	0.7
Drahtdurchmesser des Füllmaterials	d_{Dr} [mm]	0.05

Tabelle 5-4: Abmaße des Regenerators



Abbildung 5-20: Regenerator des SOLO V161

Die Porosität des Füllmaterials ergibt sich aus dem Verhältnis des Gasvolumens (vom Regeneratormaterial nicht ausgefülltes Volumen) zum Gesamtvolumen:

$$\zeta = \frac{V_{R\text{Gas}}}{V_R} \quad \text{Gleichung 5-66}$$

Um die wärmeübertragende Fläche im Regenerator abzuschätzen, wird zunächst die Gesamtlänge des Füllmaterialdrahtes bestimmt.

$$l_{Dr} = \frac{(1 - \zeta)V_R}{\frac{d_{Dr}^2 \pi}{4}} \quad \text{Gleichung 5-67}$$

Die Oberfläche des Drahtes dient in den weiteren Berechnungen als Größe der benetzten, wärmeübertragenden Fläche:

$$A_{WÜ} = l_{Dr} d_{Dr} \pi = 2.04 \text{m}^2 \quad \text{Gleichung 5-68}$$

Als Material wird eine Stahllegierung mit einer Dichte von 7800kg/m^3 und einer spezifischen Wärmekapazität von 700J/(kgK) angenommen.

Der für die Druckverlustberechnung nach Tanaka [68] wichtige Wert des hydraulischen Durchmessers ergibt sich mit

$$d_h = \frac{\text{Leervolumen}}{\text{benetzte Fläche}} = 4 \frac{V_R \zeta}{A_{WÜ}} = 0.117 \text{mm} \quad \text{Gleichung 5-69}$$

Das Gasvolumen wird in dem Berechnungsmodell auf zwei Toträume aufgeteilt, die jeweils vor und nach dem Regeneratormodell aus Kapitel 5.4.5 angeordnet sind. Die Aufteilung erfolgt, um die längs der Strömungsrichtung annähernd lineare Temperaturverteilung im Regenerator mit einem hohen und einem niedrigen Temperaturniveau abzubilden.

Masse des Füllmaterials	m_R [kg]	0.2
wärmeübertragende Fläche	$A_{WÜ}$ [m ²]	2.04
Wärmeübergangszahl	α_R [W/(m ² K)]	500
spezifische Wärmekapazität	c [J/(kgK)]	700
hydraulischer Durchmesser	d_h [mm]	0.117
Totvolumen	V_{TR} [cm ³]	59.3

Tabelle 5-5: Abgeleitete Regeneratorparameter

5.6. Simulationsergebnisse

Das entwickelte Simulationsverfahren wurde eingesetzt, um Aufschlüsse über die Tauglichkeit von Stirlingmotoren in REX-Antrieben zu erhalten. Dafür werden die Einflüsse von Betriebsparametern wie der Temperatur, der Wärmezu- und Wärmeabfuhr untersucht. Um das Rechenverfahren zu verifizieren, wurde der Arbeitsprozess des relativ einfach aufgebauten SOLO-V161 simuliert und die Ergebnisse mit den veröffentlichten Leistungsdaten verglichen. Weiters wurde das Simulationsmodell modifiziert, um Vergleiche mit dem komplexeren MOD-II-Motor anstellen zu können. Mit diesem modifizierten Modell wurden schließlich Parameterstudien durchgeführt und daraus Schlüsse für die Möglichkeit einer REX-Anwendung von Stirlingmotoren gezogen.

5.6.1. Vergleich mit SOLO V161 Leistungsdaten

Der SOLO V161 wird hauptsächlich für Kraft-Wärme-Kopplung-Anwendungen eingesetzt, bei denen die vom Stirlingmotor abgegebene Leistung von einem Generator in elektrische Energie umgewandelt wird. Um den erzeugten Strom ins Netz einspeisen zu können, wird der Motor konstant auf 1500 U/min betrieben. Die Leistung des Motors wird über den Maschinenfülldruck geregelt. Da bei einer REX-Anwendung die Beschränkung auf eine Drehzahl nicht unbedingt notwendig ist, wurden die indizierte Leistung und der indizierte Wirkungsgrad im Drehzahlbereich von 500 U/min bis 2000 U/min berechnet. Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 5-21 und Abbildung 5-22 zu sehen. Der indizierte Wirkungsgrad sinkt tendenziell mit steigender Drehzahl. Dies ist vor allem auf die höheren Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern und die Strömungswiderstände zurückzuführen.

In Tabelle 5-6 werden die Ergebnisse mit den publizierten Leistungsdaten des SOLO V161 verglichen. Da die Simulation die indizierten Daten liefert, wurden für die Wirkungsgrade des Brenners und des Generators, sowie für den mechanischen Wirkungsgrad Werte aus der Literatur [57] übernommen, welche für Stirlingmotoren ähnlicher Größe gelten. Das Simulationswerkzeug zeigt dabei eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten.

		Simulation	Messung [57]
P_{ind}	[kW]	12.2	-
η_{ind}	[-]	0.34	-
η_{mech}	[-]	0.9	-
$\eta_{Brenner}$	[-]	0.85	-
$\eta_{Generator}$	[-]	0.95	-
P_{el}	[kW]	8.8	9
η_{el}	[-]	0.25	0.24

Tabelle 5-6: Vergleich der Simulationsergebnisse mit veröffentlichten Leistungsdaten

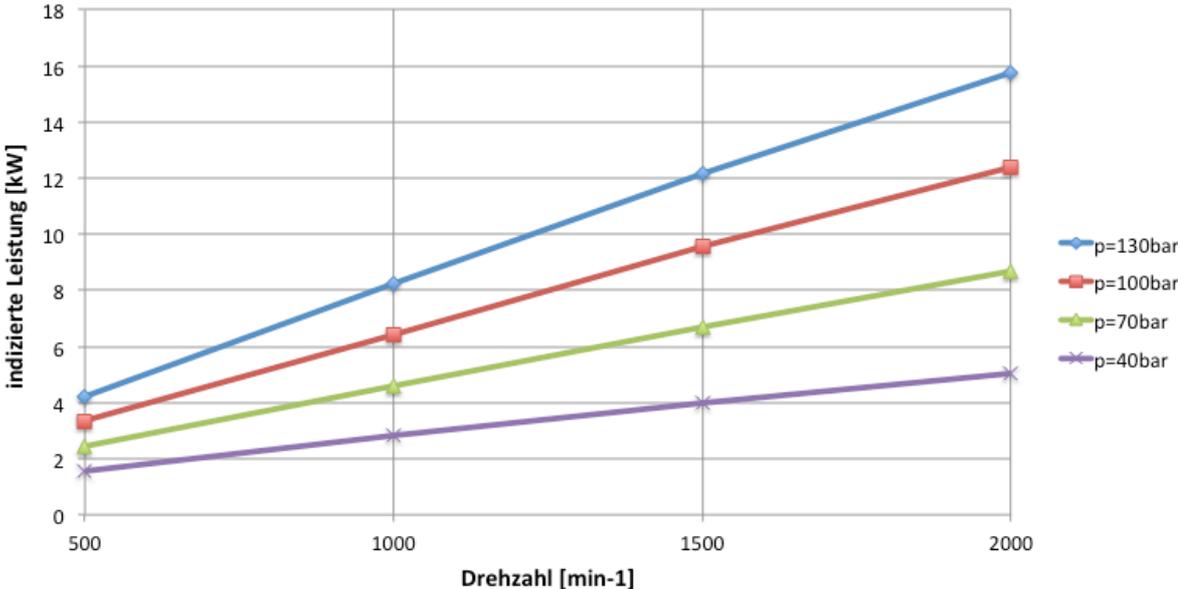


Abbildung 5-21: Indizierte Leistung aus der Simulation

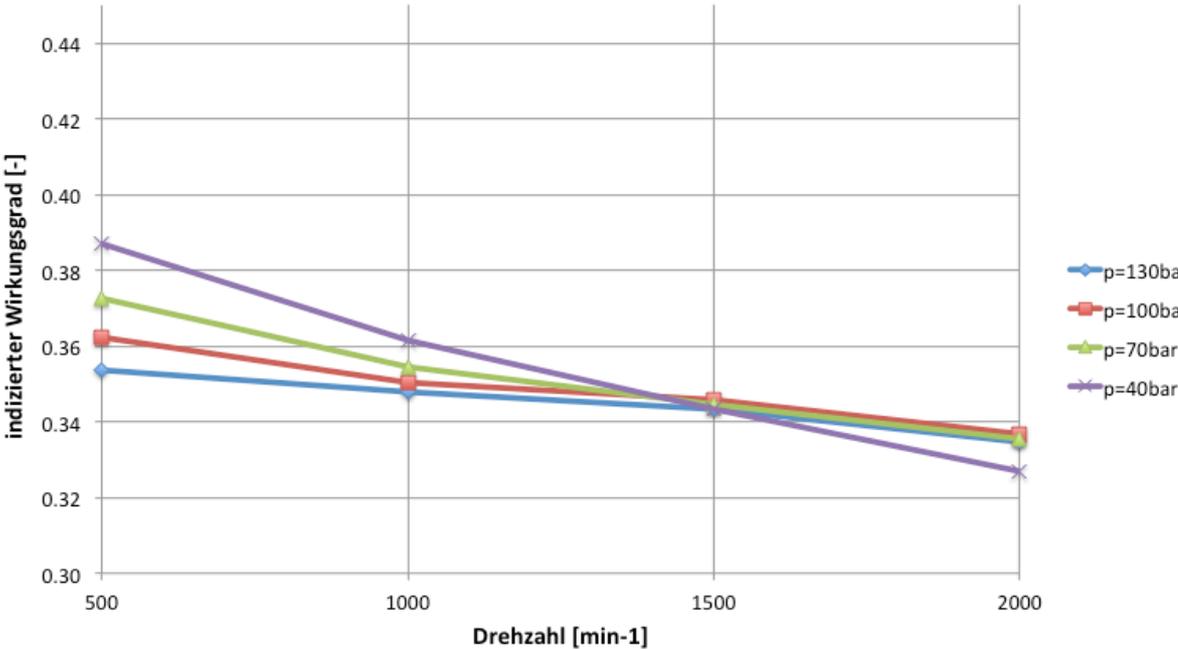


Abbildung 5-22: Indizierter Wirkungsgrad aus der Simulation

5.6.2. Vergleich mit MOD-II Leistungsdaten

Der aus dem Automotive Stirling Engine (ASE) Projekt entstandene Prototyp MOD-II zeigte zum Ende der Entwicklungen sehr gute Leistungsdaten. Diese können mit dem entwickelten Simulationswerkzeug prinzipiell nachgerechnet werden. Der entwickelte Motor ist allerdings sehr komplex und aus diesem Grund wurde kein eigenes Modell für die Simulation abgeleitet.

Der MOD-II ist aber wie der SOLO-V161 ein Alpha-Stirlingmotor, weshalb ein adaptiertes Rechenmodell verwendet wurde. Zwei wesentliche Unterschiede der Motoren wurden dabei berücksichtigt. Der Phasenversatz zwischen Expansions- und Kompressionskolben wurde von 106°KW (SOLO) auf 90°KW (MOD-II) und die Temperatur des heißen Wärmetauschers von 650°C (SOLO) auf 850°C (MOD-II) geändert.

Um die indizierten Daten aus der Simulation mit den Prüfstandsmesswerten vergleichen zu können, wurden die mechanischen Verluste mitberücksichtigt. Dafür wurden die Reibungsverluste eines Dieselmotors mit vergleichbaren Zylinderabmessungen verwendet. Als Quelle dient die von Schatzberger [72] durchgeführte Strip-Down-Messung, wodurch für Stirlingmotoren nicht relevante Größen, wie die Leistung der Kraftstoffpumpe, herausgerechnet werden können (siehe Abbildung 5-23).

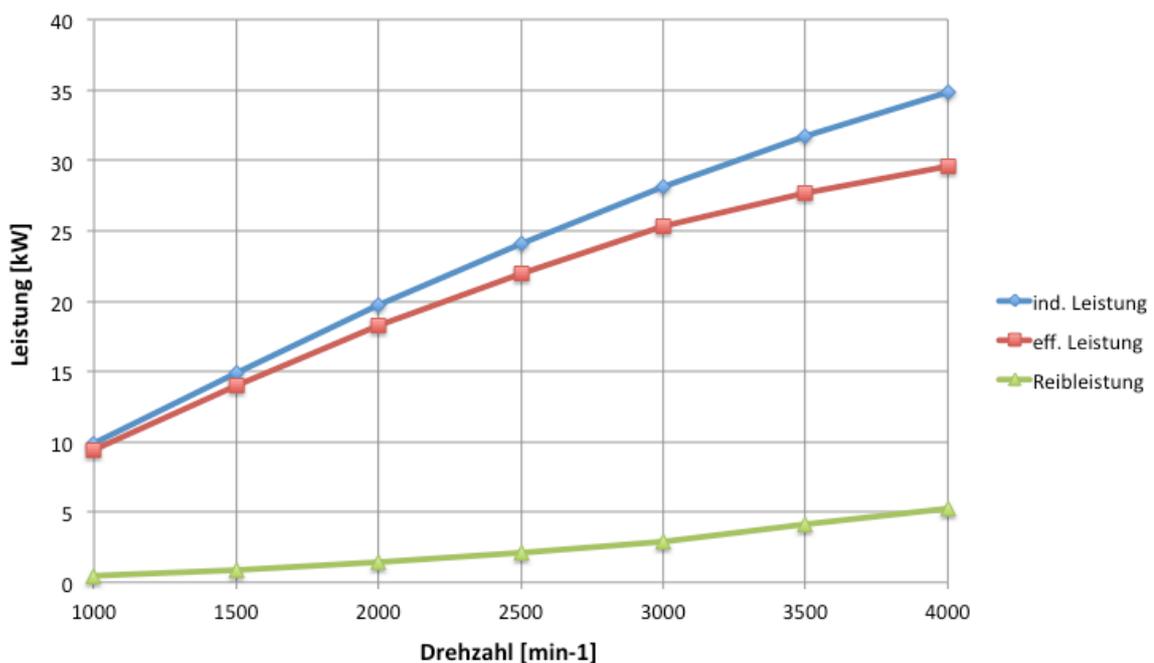


Abbildung 5-23: Abschätzung der Reibleistung nach Schatzberger

Auf Abbildung 5-24 bis Abbildung 5-27 ist der Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen und den Prüfstandsdaten zu sehen. Es ist ein ähnlicher Kurvenverlauf erkennbar. Bei niedrigen Drehzahlen fallen unterschiedliche Wirkungsgrade auf. Diese sind auf die Wärmeleitungsverluste in der Maschine zurückzuführen. Deren Einfluss nimmt mit sinkender Drehzahl zu und wird in dem verwendeten Simulationsprogramm nicht berücksichtigt.

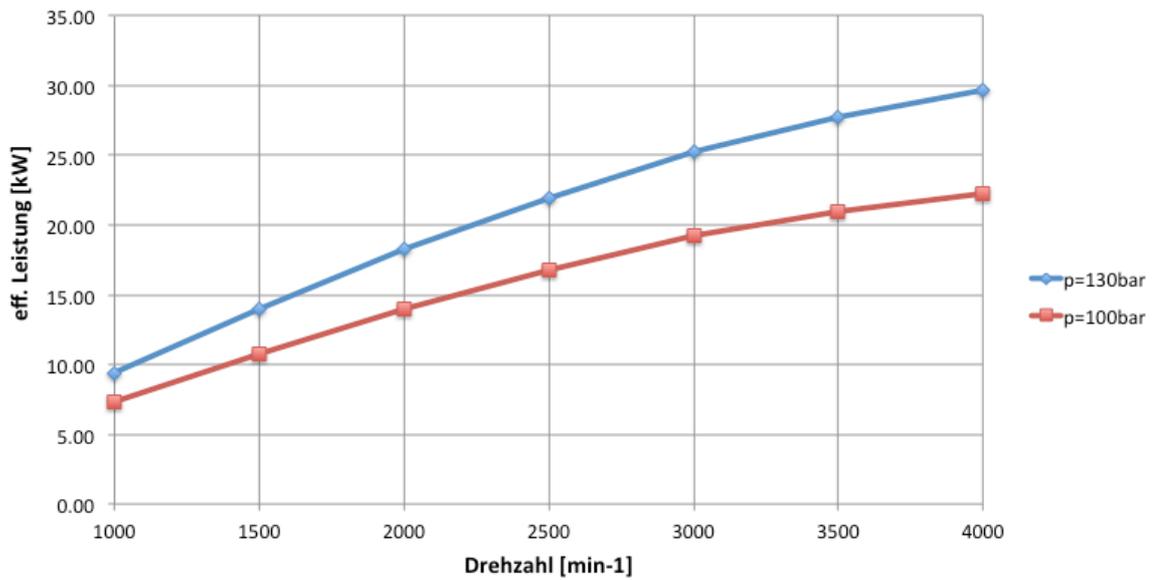


Abbildung 5-24: Effektive Leistung aus der Simulation

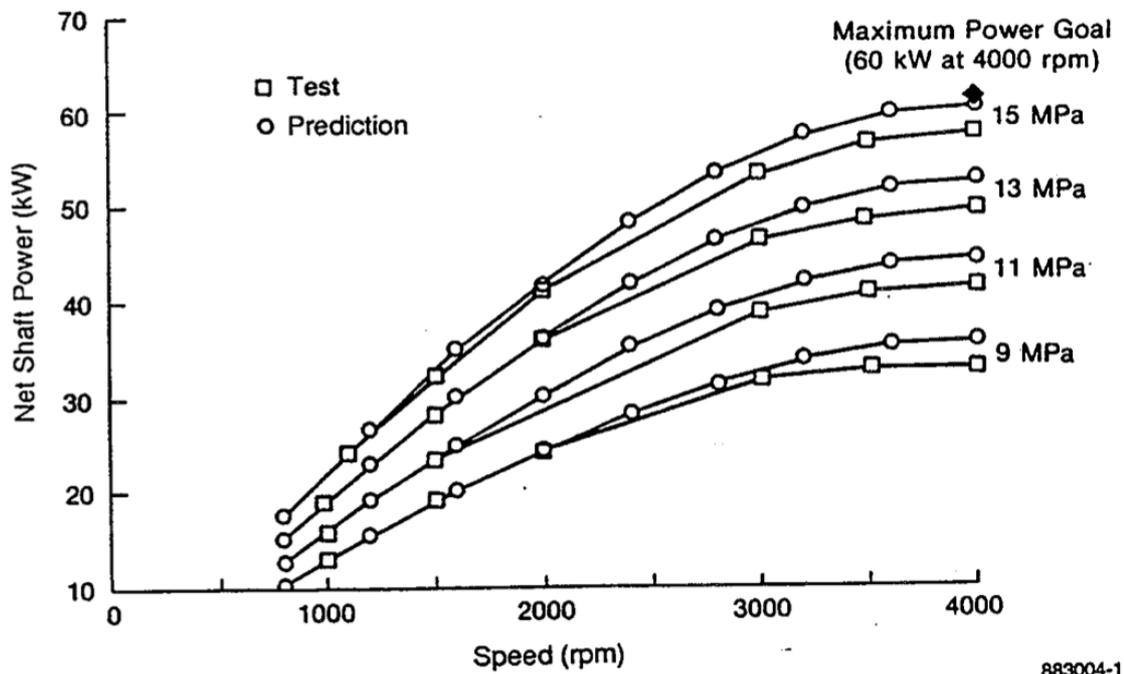


Abbildung 5-25: Effektive Leistung aus Prüfstandsdaten MOD-II [51]

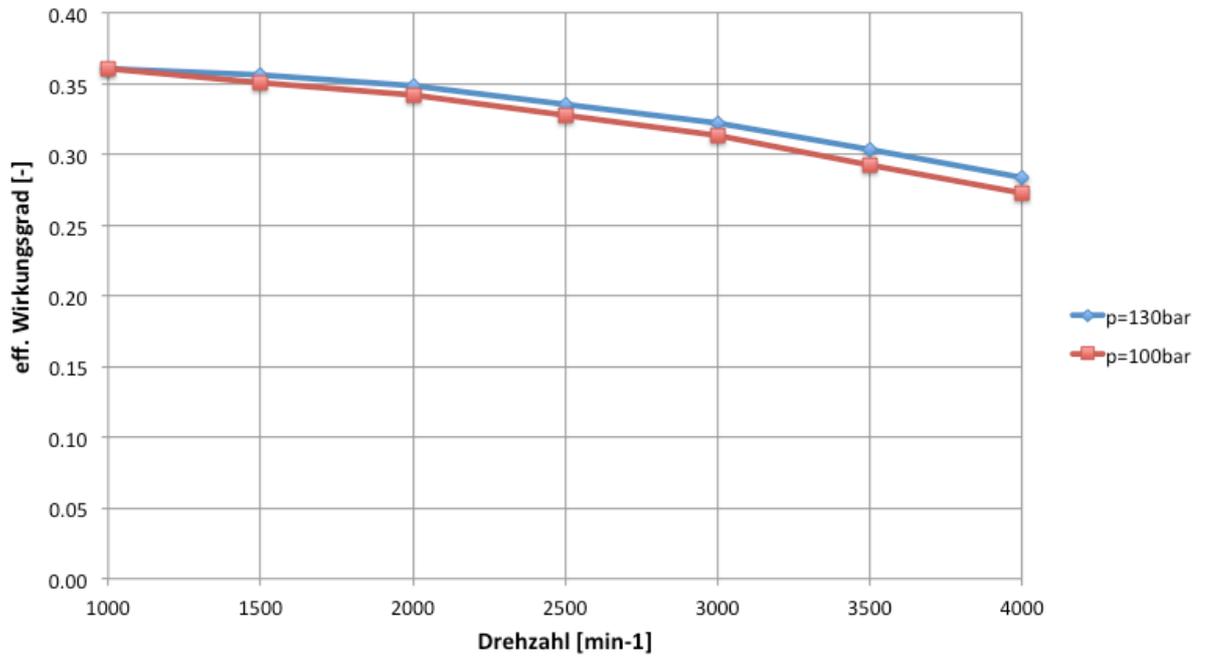


Abbildung 5-26: Effektiver Wirkungsgrad aus der Simulation

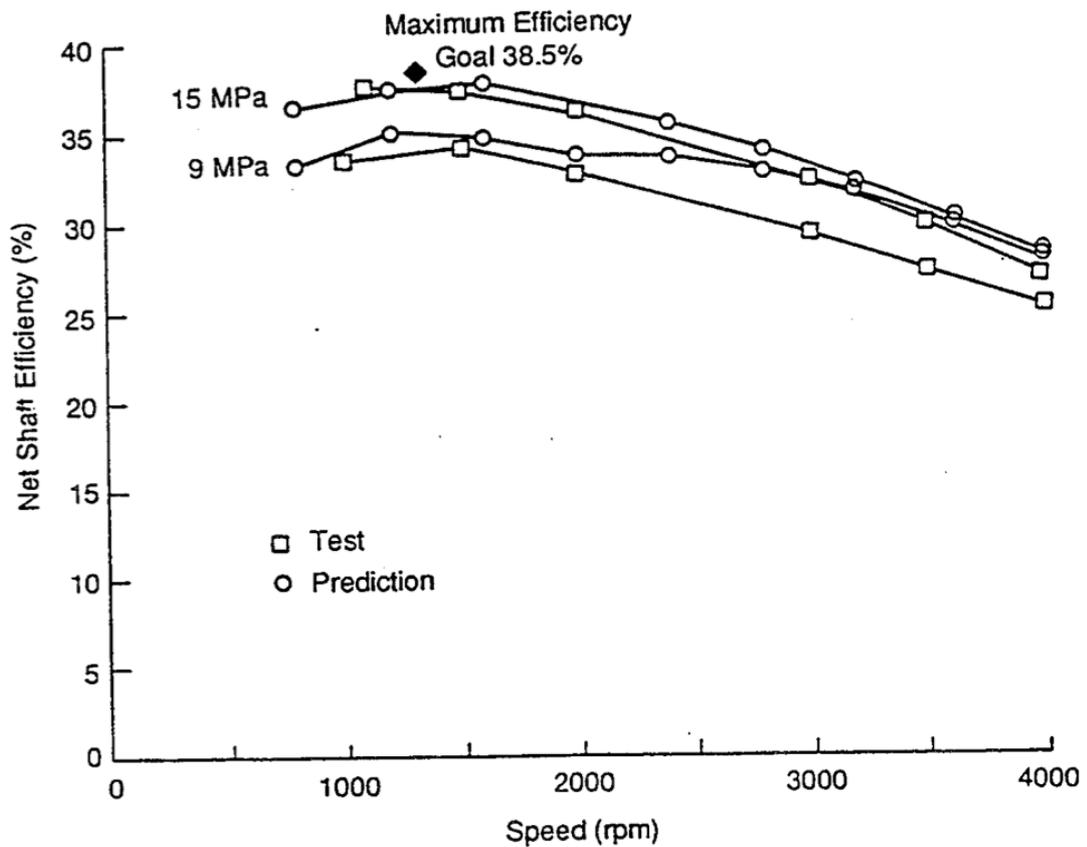


Abbildung 5-27: Effektiver Wirkungsgrad aus Prüfstandsergebnissen MOD-II [51]

Unter Einbeziehung der in Tabelle 5-6 verwendeten Wirkungsgrade für den Brenner und den Generator, ergeben sich folgende elektrische Leistungen und ein elektrischer Wirkungsgrad:

<i>Drehzahl [1/min]</i>	<i>P_{el} [kW]</i>	<i>η_{el} [-]</i>
2000	14.77	0.28
3000	20.43	0.26
4000	23.93	0.23

Tabelle 5-7: Elektrische Leistung und Wirkungsgrad mit modifizierten Betriebsparametern

5.6.3. Parametervariation zur Leistungsoptimierung

Das Simulationsprogramm eröffnet die Möglichkeit die Motorparameter zu variieren, um mittels einer Parametervariation günstigere Konfigurationen zu finden.

Als Beispiel für einen Ansatz die Leistungsdaten zu optimieren, sind in Abbildung 5-28 und Abbildung 5-29 die Ergebnisse eines Modells mit einem veränderten Phasenwinkel zwischen den Arbeitskolben abgebildet. Es wird ersichtlich, dass mit größeren Phasenwinkeln wesentlich bessere Wirkungsgrade und Leistungen zu erreichen sind. Es ist anzunehmen, dass mit weiteren Parameterstudien noch bessere Ergebnisse gefunden werden könnten.

Ein weiterer Ansatz wäre zum Beispiel die Untersuchung des Zielkonfliktes bei der Auslegung der Wärmetauscher: zum einen muss eine möglichst große Fläche für die Wärmeübertragung geschaffen und zum anderen soll das Volumen der Toträume möglichst gering gehalten werden. Dies ist nur dann möglich, wenn die Rohrdurchmesser kleiner werden. Kleinere Rohrdurchmesser führen aber wiederum zu höheren Druckverlusten.

Eine aufwändige Parameteroptimierung macht aber nur Sinn, wenn das Simulationswerkzeug durch Experimente validiert wird. Dies wurde aber nicht durchgeführt, da es nicht mehr im Aufgabenbereich dieser Diplomarbeit liegt.

φ [°KW]	η_i [-]	P_i [kW]	$\Delta\eta_i/\eta_i$ [%]	$\Delta P_i/P_i$ [%]
80	0.306	22.2	-14.8	-21.0
90	0.359	28.2	0.0	0.0
100	0.398	32.4	10.9	15.0
110	0.425	34.6	18.4	22.8
120	0.442	34.6	23.2	22.8

Tabelle 5-8: Einfluss der Phasenverschiebung zwischen den Arbeitskolben

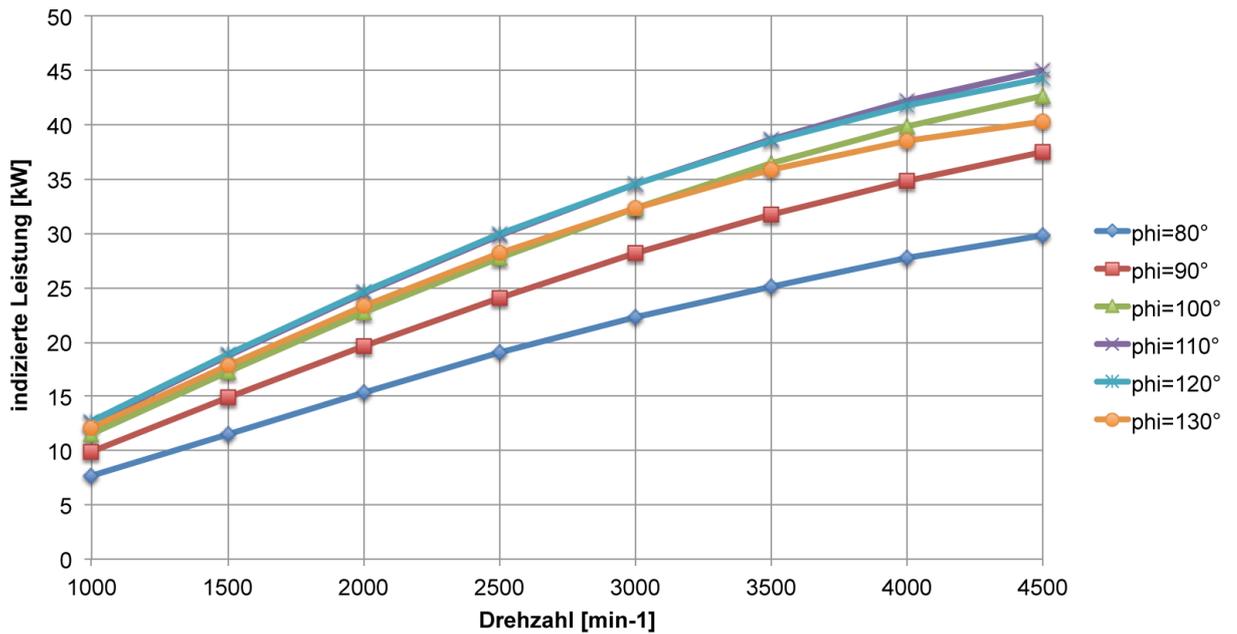


Abbildung 5-28: Indizierte Leistung bei veränderter Phasenverschiebung zwischen den Arbeitskolben

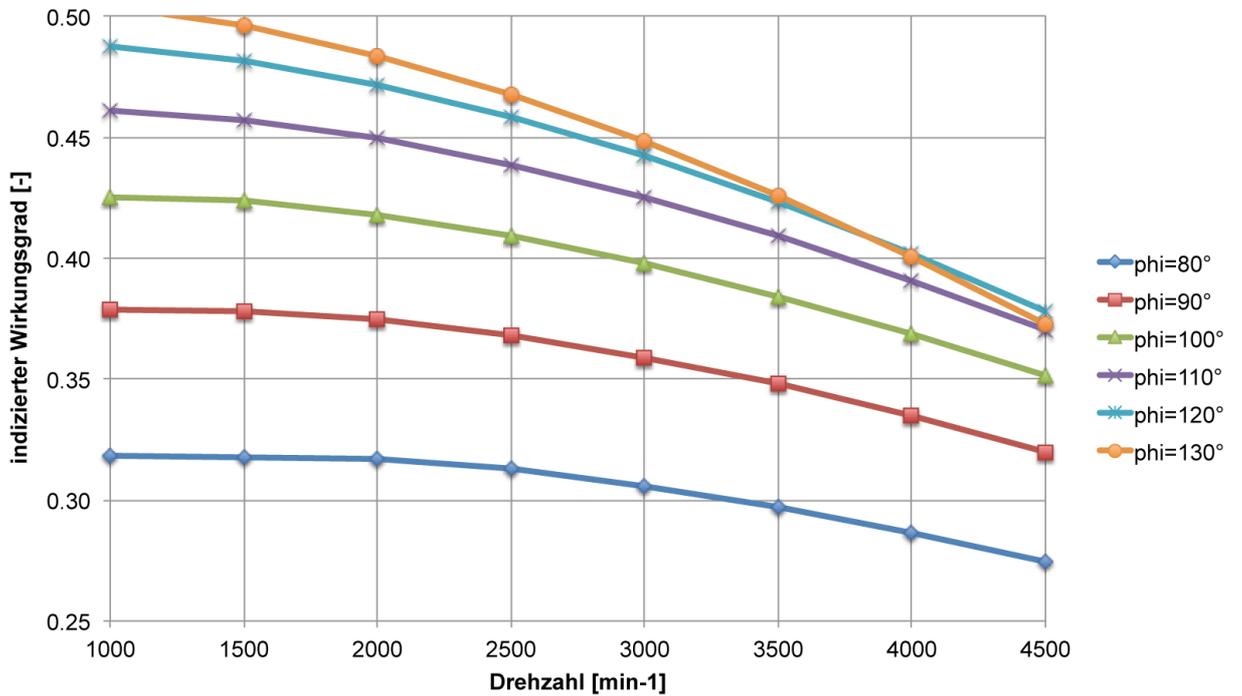


Abbildung 5-29: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Phasenverschiebung zwischen den Arbeitskolben

5.6.4. Variationen zur Darstellung von Auswirkungen von veränderten Randbedingungen

Die Simulationsergebnisse sind nicht durch Messungen im Experiment validiert. Auf Grund der zahlreichen Parameter und der relativ komplexen Modelle ist daher anzunehmen, dass die berechneten Werte absolut gesehen etwas von der Realität abweichen können. Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den publizierten Leistungsdaten des SOLO-V161 zeigt jedoch eine gute Übereinstimmung. Auch die ähnliche Leistungscharakteristik aus den Simulationsergebnissen und den Prüfstandsergebnissen des MOD-II-Motors lassen darauf schließen, dass mit dem Simulationswerkzeug tendenzielle Parametereinflüsse abgeschätzt werden können.

Ziel der Arbeit ist es, Informationen über die Eignung des Stirlingmotors als Range Extender zu liefern. Der im Weiteren verfolgte Ansatz ist nun die Variation von Parametern, die auf die Umsetzungschancen eines Stirlingmotors als REX Einfluss nehmen.

Variation der Temperatur im heißen Wärmetauscher

Ein Problem des Stirlingmotors sind die hohen Systemkosten, die durch die Verwendung von hochtemperaturfesten Werkstoffen für den Wärmetauscher auf der heißen Maschinenseite verursacht werden. In einer Parameterstudie wird der Einfluss einer veränderten Wärmetauschertemperatur auf die Leistungsdaten untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5-30 und Abbildung 5-31 zu sehen und für eine Drehzahl von 3000 U/min in Tabelle 5-9 zusammengefasst.

T_E [°C]	η_i [-]	P_i [kW]	$\Delta\eta_i/\eta_i$ [%]	$\Delta P_i/P_i$ [%]
700	0.270	18.8	-24.8	-33.3
750	0.303	22.0	-15.6	-21.8
800	0.332	25.1	-7.4	-10.8
850	0.359	28.2	0.0	0.0
900	0.383	31.1	6.7	10.4
950	0.405	34.0	12.8	20.5

Tabelle 5-9: Einfluss der Temperatur des heißen Wärmetauschers T_E

Eine Verringerung von 100°C bedeuten eine Abnahme der Leistung um ca. 20% und eine relative Abnahme des Wirkungsgrades um ca. 15%. Sollte durch die Verringerung der Temperatur allerdings eine massive Kosteneinsparung durch günstigere Materialien und einfachere Fertigung möglich sein, wäre dies eine Möglichkeit, den Stirlingmotor für die REX-Anwendung anzupassen.

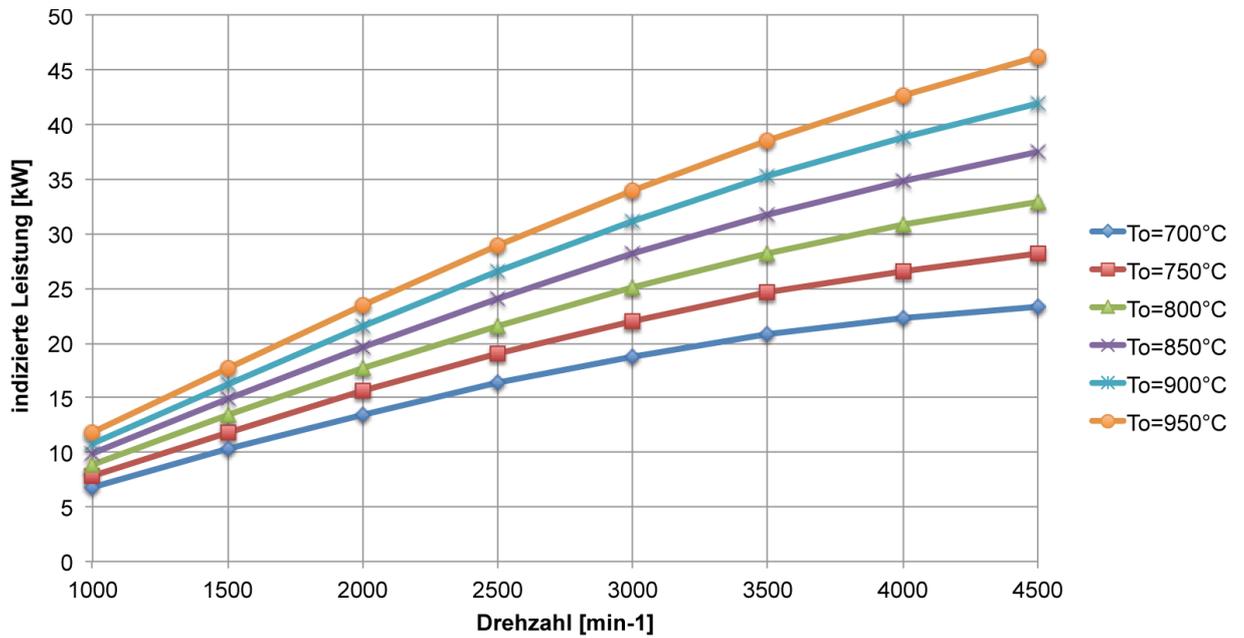


Abbildung 5-30: Indizierte Leistung bei veränderter Temperatur des heißen Wärmetauschers

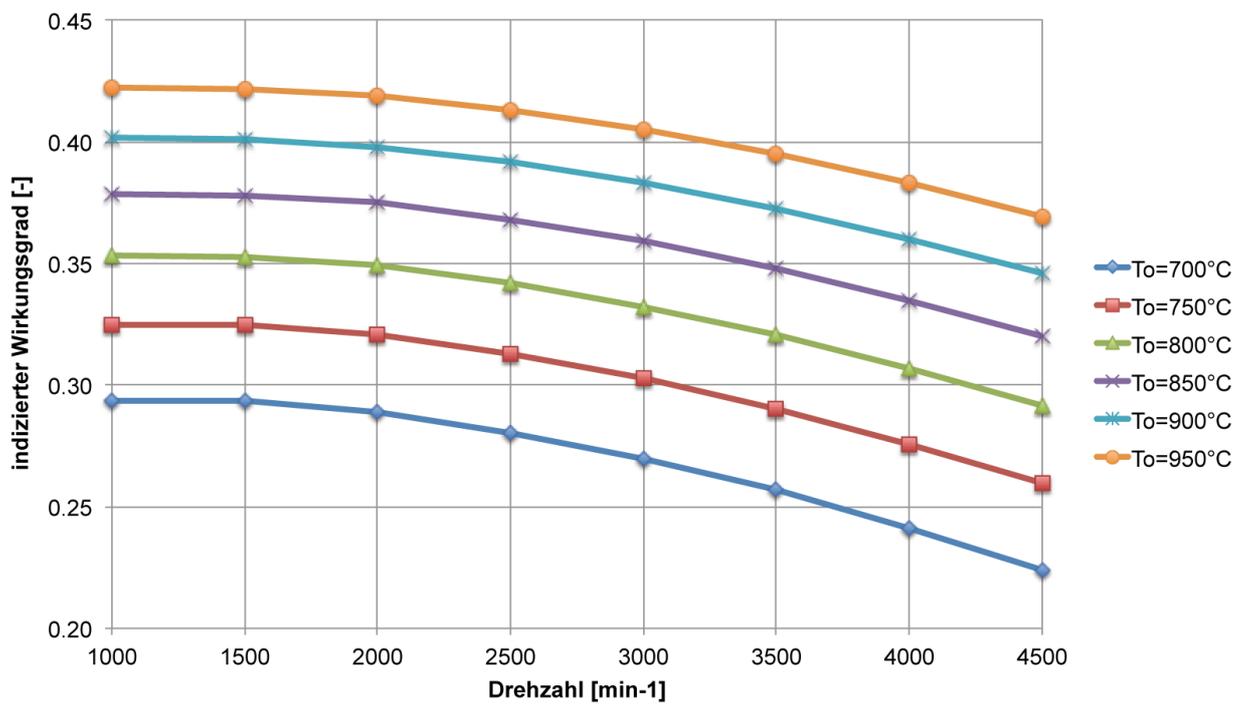


Abbildung 5-31: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Temperatur des heißen Wärmetauschers

Variation der Temperatur im kalten Wärmetauscher

Ein Stirlingmotor muss im Vergleich zu einer VKM mit innerer Verbrennung bei gleicher Leistung eine weit größere Wärmemenge über die Wärmetauscher an die Umwelt abgeben.

Um Wärmeabgabe bei niedrigen Temperaturen zu ermöglichen, sind große Luftwärmetauscher notwendig. Neben dem Einfluss als Kostenfaktor nehmen diese auch einen großen Bauraum im Fahrzeug ein. In einer Parameterstudie soll nun der Einfluss der Temperatur auf der kalten Maschinenseite untersucht werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5-32 und Abbildung 5-33 zu sehen und für eine Drehzahl von 3000 U/min in Tabelle 5-10 zusammengefasst.

T_K [°C]	η_i [-]	P_i [kW]	$\Delta\eta_i/\eta_i$ [%]	$\Delta P_i/P_i$ [%]
40	0.392	30.2	9.2	7.3
50	0.376	29.2	4.6	3.7
60	0.359	28.2	0.0	0.0
70	0.342	27.1	-4.6	-3.9
80	0.326	25.9	-9.3	-7.9
90	0.309	24.8	-14.0	-12.0

Tabelle 5-10: Einfluss der Kühlmitteltemperatur

Bemerkenswert ist, dass eine vermeintlich kleine Temperaturänderung von 20°C eine Auswirkung auf den indizierten Wirkungsgrad und die indizierte Leistung in der Größenordnung von 10% aufweist. Diese Sensibilität auf die Kühler-temperatur wurde auch vom Maschinenwart des Stukitzbad Andritz bei der Besichtigung des SOLO V161 bestätigt.

Ein leistungsfähiges Kühlersystem ist für einen effizienten Betrieb also unerlässlich. In einem REX-Fahrzeug könnte dieses aber womöglich auch einen Beitrag zur Batteriekühlung leisten und somit könnten Synergien genutzt werden.

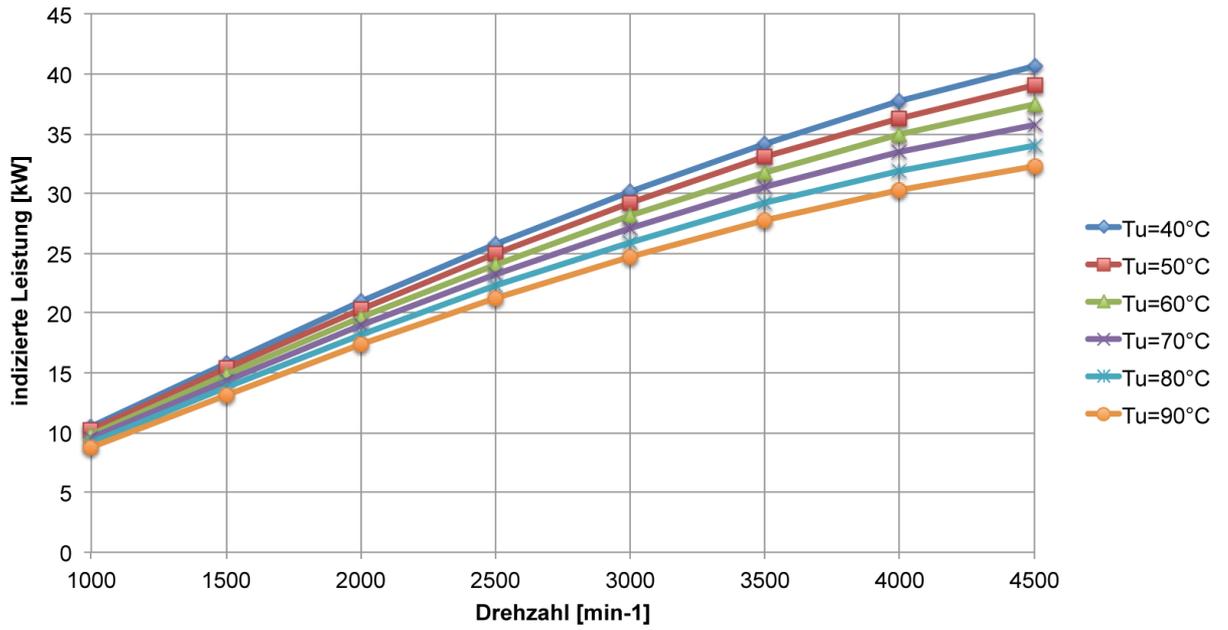


Abbildung 5-32: Indizierte Leistung bei veränderter Temperatur des kalten Wärmetauschers

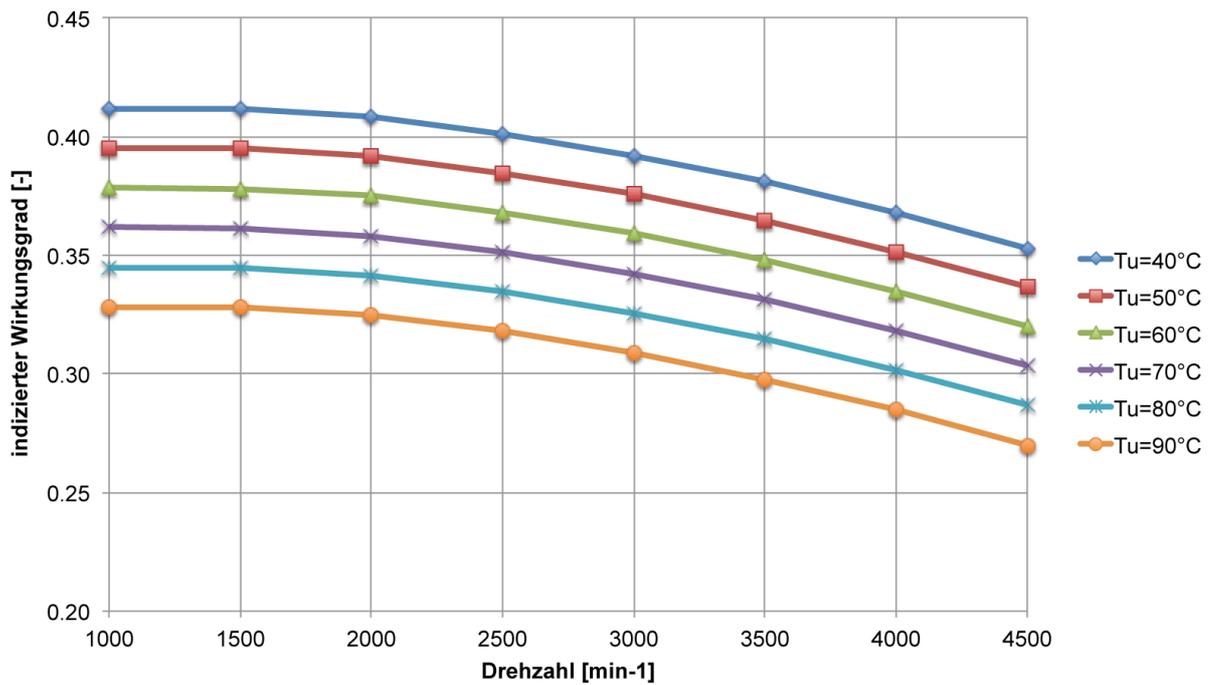


Abbildung 5-33: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Temperatur des kalten Wärmetauschers

Variation der Größe des heißen Wärmetauschers

Der Wärmetauscher zur Wärmeeinbringung der meisten Hochleistungsstirlingmotoren ist eine Rohrbündelkonstruktion. Das heiße Rauchgas umströmt Rohre, in denen das Arbeitsmedium zwischen den Arbeitsräumen hin- und herströmt. Diese Bauweise verbraucht, wie in Abbildung 5-7 ersichtlich, einen verhältnismäßig großen Bauraum. Längere Rohre vergrößern die Oberfläche für die Wärmeübertragung und verringern so die Temperaturdifferenz zwischen Rauch- und Arbeitsgas, was zu einem höheren Wirkungsgrad führt. Eine Parameterstudie über den Einfluss der Rohrlänge des heißen Wärmetauschers soll nun Aufschluss darüber geben, wie die Leistungsdaten auf eine Änderung der Baugröße reagieren.

In Abbildung 5-34 und Abbildung 5-35 sind die Simulationsergebnisse dargestellt. In Tabelle 5-11 sind die Auswirkungen auf die indizierte Leistung und den indizierten Wirkungsgrad bei 3000 U/min und maximalem Fülldruck zusammengefasst.

l [mm]	η_i [-]	P_i [kW]	$\Delta\eta_i/\eta_i$ [%]	$\Delta P_i/P_i$ [%]
120	0.324	24.7	-9.7	-12.2
150	0.345	26.8	-3.8	-4.8
180	0.359	28.2	0.0	0.0
210	0.368	29.1	2.6	3.2

Tabelle 5-11: Einfluss der Größe des heißen Wärmetauschers

Zum Zwecke der Minimierung des Bauraumes eines Stirlingmotors für eine REX-Anwendung ist es durchaus denkbar, Einbußen beim Wirkungsgrad in Kauf zu nehmen, wenn dadurch die gewichts- und volumenspezifische Leistung verbessert werden kann.

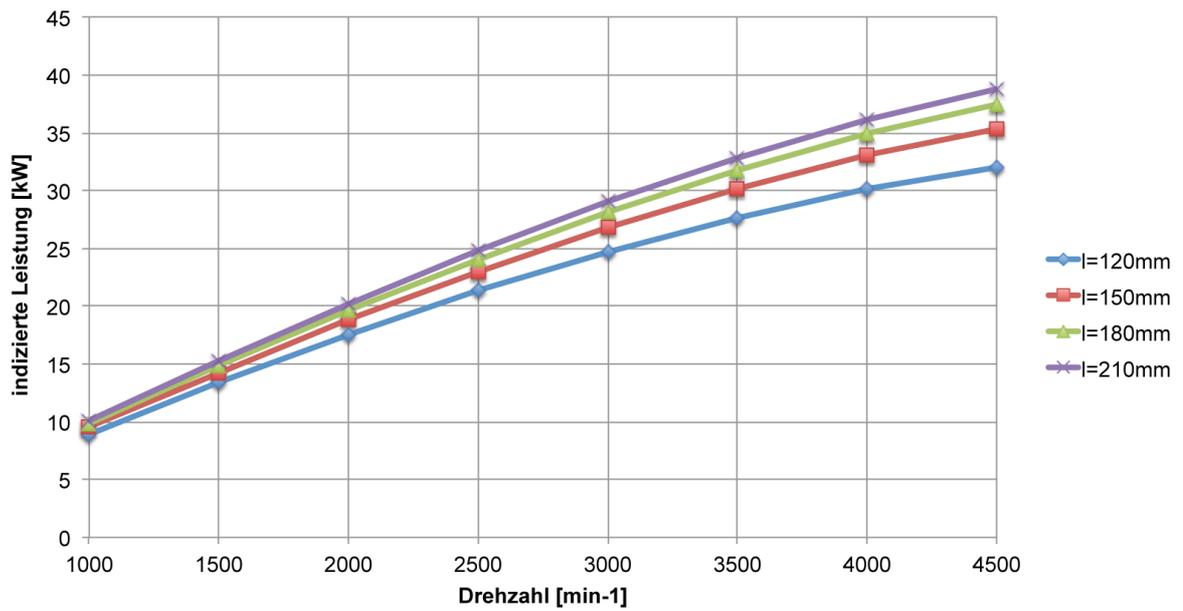


Abbildung 5-34: Indizierte Leistung bei veränderter Rohrlänge des heißen Wärmetauschers

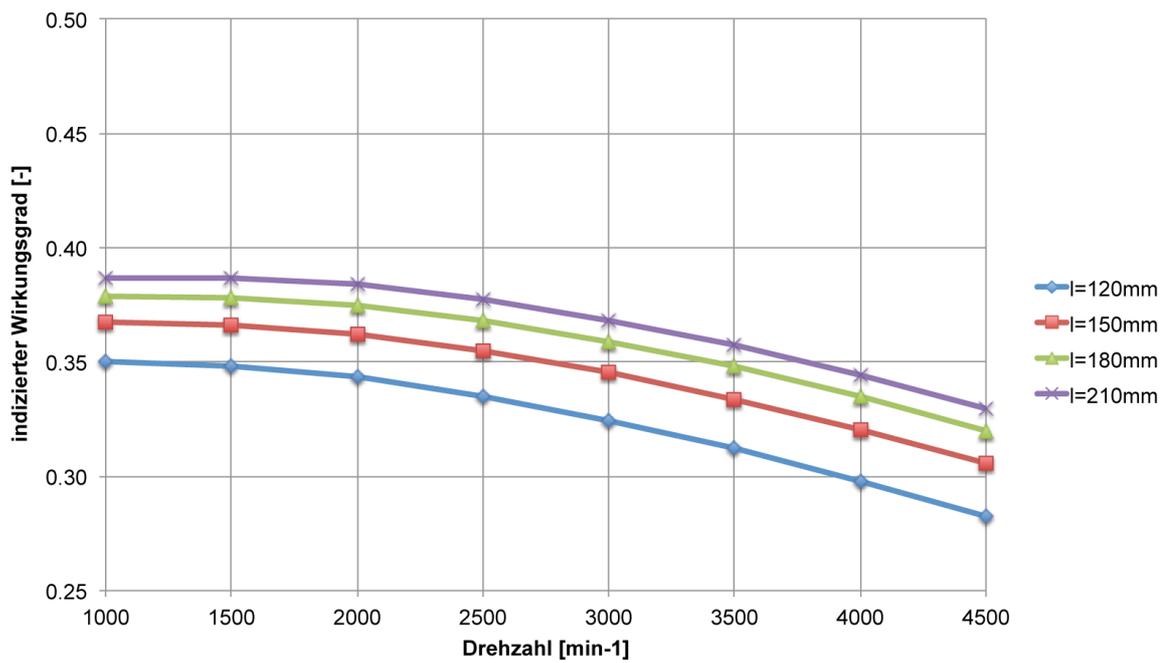


Abbildung 5-35: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Rohrlänge des heißen Wärmetauschers

5.7. Schlussfolgerungen

Für die Simulation des Arbeitsprozesses von Stirlingmaschinen wurde eigens ein Programm zur numerischen Lösung entwickelt. Es bestand jedoch im Rahmen dieser Arbeit keine Möglichkeit, die Ergebnisse aus den Rechnungen mit Messungen an einer realen Maschine zu überprüfen. Auf Grund der großen Zahl an Parametern, die auf die Rechnung Einfluss nehmen, ist anzunehmen, dass die berechneten Daten von der Wirklichkeit abweichen. Insbesondere die komplexe Strömungssituation in dem porösen Regeneratormaterial machen eine Berechnung von Wärmeübertragungs- und Druckverlustwerten ohne Validierung durch einen Versuch schwierig.

Die Ergebnisse der Berechnung der Leistungsdaten des SOLO V161-Motors stimmen aber dennoch gut mit den publizierten Werten überein. Auch zeigen Vergleiche von publizierten Leistungsdaten des am Prüfstand vermessenen MOD II-Motors und den Ergebnissen aus der Simulation des SOLO V161 eine qualitativ ähnliche Charakteristik.

Die mit dem am Institut entwickelten Simulationswerkzeug gewonnenen Daten über den Arbeitsprozess eines Stirlingmotors liefern sowohl Aufschlüsse über die Leistungsdaten der Maschine als auch über deren Einflussfaktoren.

6. Grundlagen Stelzermotor

Der Stelzermotor ist ein 1964 von Frank Stelzer patentierter fremdgezündeter 2-Taktmotor. Der Arbeitsprozess entspricht im Wesentlichen jenem von konventionellen 2-Taktmotoren, jedoch wird dieser mit einem Freikolbenkonzept realisiert. Der Motor benötigt dazu keinen kinematischen Kurbeltrieb und kommt ohne Ventile und drehende Teile aus. Das einzige bewegliche Bauteil ist der doppelwirkende Kolben. Dieser verursacht durch seine rein lineare, oszillierende Bewegung nur geringe Reibungsverluste. Dies ist neben dem einfachen Aufbau ein Hauptvorteil des Konzepts. Die Leistungsauskopplung erfolgt ohne kinematische Verbindung zum Kolben über einen Lineargenerator. Dieser muss, neben der Umwandlung der Hubarbeit in elektrische Energie, auch die Regelung des Hubverlaufs übernehmen. Dies ergibt eine große technische Herausforderung, aber auch die Möglichkeit eines variablen Verdichtungsverhältnisses. Ein prinzipieller Nachteil des Konzepts ist die ungünstige Brennraumform, die zu höheren Rohemissionen führt. Trotz des 2-Takt-Prinzips ist es aber möglich einen 3-Wege-Katalysator einzusetzen. Voraussetzungen dafür sind ein stöchiometrisches Luftverhältnis, sowie ein hoher Fanggrad des Gemisches. Letzteres ist durch die Längsspülung bei Stelzermotoren denkbar.

Im Folgenden werden die Funktionsweise erläutert und die Unterschiede zu konventionellen 2-Takt-Motoren aufgezeigt. Unter Zuhilfenahme der Daten aus den Veröffentlichungen zu Frank Stelzers Prototyp wurde ein vereinfachtes Modell in die Motorsimulationssoftware AVL Boost implementiert.

6.1. Funktionsweise

Der Stelzermotor ist symmetrisch aufgebaut, wobei an beiden Seiten des Kolbens getrennte, phasenverschobene 2-Takt-Arbeitsprozesse durchlaufen werden. In Abb. 6-1 wird ein schematischer Aufbau des Motors gezeigt. Jede Seite besteht aus zwei funktionellen Räumen, einem Vorverdichtungsraum und einem Brennraum.

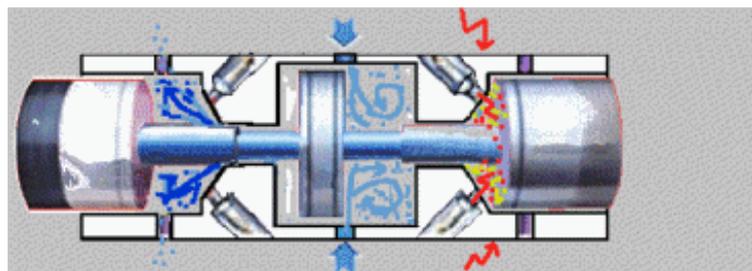


Abbildung 6-1: Schematischer Aufbau eines Stelzermotors

Im Wesentlichen funktioniert der Stelzermotor in der gleichen Art und Weise wie ein konventioneller 2-Takt-Motor. Im ersten Takt wird in der Vorverdichtungskammer Gemisch angesaugt und im Arbeitsraum verdichtet. Im zweiten Takt erfolgen im Arbeitsraum die Verbrennung des Gemischs und eine Expansion der Verbrennungsgase. Zum Ende des zweiten Taktes öffnen erst die Aus- und etwas später die Einlassöffnungen, wodurch ein Ladungswechsel erfolgt.

6.2. Unterschiede zu konventionellen 2-Takt-Motoren

Die wichtigsten Unterschiede zwischen dem Stelzermotor und konventionellen 2-Takt-Motoren liegen in der Kolbenkinematik, der Brennraumform und der Geometrie der Kanäle.

Kolbenkinematik

Die Kolbenkinematik ist nicht an ein mechanisches Triebwerk gebunden. Sie ergibt sich aus den auf den Kolben wirkenden Kräften:

- **Gaskraft:** Die auf den Kolben wirkende Gaskraft hängt vom Druckverlauf während des Arbeitsspiels ab.
- **Kraftabnahme durch die Nutzarbeit:** Je nach Art der Arbeitsauskoppelung ergibt sich eine Kraft auf den Kolben. Bei Anwendung eines Lineargenerators wird diese hauptsächlich von der Kolbengeschwindigkeit abhängen.
- **Reibung:** Die Kolbenringe und andere Kontaktflächen verursachen Reibungswiderstände und wirken dämpfend auf die oszillierende Bewegung.
- **Federkraft:** Um die oszillierende Bewegung des Kolbens aufrecht zu erhalten, fungiert eine Feder in Kombination mit der Kolbenmasse als Einmassenschwinger. Diese Federwirkung entsteht beim Stelzermotor durch die Kompression der angesaugten Luft.

Aus diesen Kräften ergibt sich eine oszillierende Bewegung, die von vielen Faktoren abhängt. Die Bestimmung des Bewegungsablaufes ist sehr komplex und würde den Rahmen dieser Arbeit übersteigen. Die Information über die Kolbenkinematik ist aber von höchster Bedeutung, da sie das Verdichtungsverhältnis und den Brennverlauf bestimmt. Die Regelung einer stabilen Schwingungsamplitude mit Hilfe des Lineargenerators ist eine große technische Herausforderung. Diese eröffnet aber auch die Möglichkeit eines variablen Verdichtungsverhältnisses, was ein großes Potenzial in sich birgt.

Brennraumform

Die Brennraumform wird beim Stelzermotor vor allem durch die Pleuelstange charakterisiert. Sie ragt axial durch den Verbrennungszyylinder und sorgt so für eine vergleichsweise zerklüftete Brennraumform. Die Auswirkungen auf den Brennverlauf sind durch die Oberflächenvergrößerung und die Zerklüftung ungünstig. Eine qualitative Aussage kann jedoch nur durch eine 3D-CFD-Simulation oder durch experimentelle Daten getätigt werden.

Geometrie der Kanäle

Die Auslasskanäle des Verbrennungszyinders und die Einlasskanäle des Vorverdichtungszyinders sind schlitzgesteuert und somit jenen der konventioneller 2-Takt Motoren ähnlich.

Der Überstromkanal zwischen dem Verbrennungs- und Vorverdichtungszyylinder hat eine andere Geometrie. Die Pleuelstange weist zwei verschiedene Durchmesser auf. Der größere Durchmesser dichtet die Bohrung zwischen den zwei Zylindern ab. Verschiebt sich das Pleuel Richtung OT, wird durch den kleineren Durchmesser ein Ringspalt freigegeben.

6.3. Literatur zu Stelzermotoren

In der Fachliteratur finden sich nur sehr wenige unabhängige Kommentare. Bis auf den Erfinder, Frank Stelzer, gibt es nur wenige Autoren zu diesem Thema. Zima und Ficht schreiben in ihrem Buch „Ungewöhnliche Motoren“ [73]:

„Die Geschichte des Erfinders Frank Stelzer, Frankfurt/Main, und des von ihm ersonnenen Motors hat mehrere Aspekte: den technischen und einen wirtschaftlichen, juristischen, aber auch einen zeittypischen. Stelzer stellte Anfang der 1980er-Jahre einen Zweitakt-Motor der Öffentlichkeit vor, bei dem es sich praktisch um einen Freikolbenmotor handelt, dessen beide Arbeitskolben sich, durch eine Kolbenstange verbunden, gleichsinnig bewegen. Zwischen den Arbeitskolben befindet sich ein doppelt wirkender Ladepumpenkolben von größerem Durchmesser. Beim Arbeitshub des einen Kolbens verdichtet der Ladepumpenkolben auf der einen Seite das Gemisch vor und schiebt es in den Arbeitsraum des anderen Kolbens, wo es gleichzeitig das Abgas ausspült. Danach geht die Kolbengruppe wieder zurück, die eine verdichtet, die andere saugt an und spült usw. usf. Als Vorteil wird der Entfall eines Kurbeltriebes angegeben. Die Kraftübertragung sollte hydrostatisch oder pneumatisch erfolgen. Abgesehen davon, dass ein solcher Ersatz des Kurbeltriebes nur Nachteile hat, besteht ein weiterer Schwachpunkt dieses Konzeptes darin, dass die Verbrennung jeweils an den Kolbenunterseiten stattfindet. Das führt zu einem Verlust an wirksamer Kolbenfläche durch die Kolbenstange, außerdem heizt sich diese stark auf. Welche Schwierigkeiten das betriebssichere Abdichten von Kolbenstangen gegenüber dem Verbrennungsraum bereitet, hatte man mit den doppelt wirkenden Zweitakt-Großmotoren hinlänglich erfahren müssen.“

7. Zyklussimulation des Stelzermotors

Ziel der Zyklussimulation ist es, mit einem vereinfachten Modell die Leistungsdaten des Stelzermotors abzuschätzen. Die für die Simulation notwendige Motorgeometrie stammt aus den Veröffentlichungen von Frank Stelzer. Mit diesen Daten wird ein Motormodell erstellt und in der 1D-CFD Software AVL Boost implementiert. In weiterer Folge werden einige Parameter, wie z.B. die Ein- und Auslassöffnungszeiten, variiert und die daraus resultierenden Ergebnisse zusammengefasst.

7.1. Vereinfachtes Modell

Für die Motorprozesssimulation muss aus den verfügbaren Daten ein Modell abgeleitet werden. Da nur wenige Informationen zu dem Prototyp von Frank Stelzer verfügbar sind, musste die Geometrie des Motors aus Quellen, wie dem in Abb. 7-1 dargestellten Schnittmodell, gewonnen werden. Die Verbrennungszylinder des Prototyps haben jeweils einen Hubraum von ca. 500cm^3 . Für die Anwendung als REX erscheint dies zu viel, weshalb der Motor so skaliert wurde, dass ein Hubraum von 230cm^3 pro Verbrennungsraum entsteht. Diese Daten wurden weiters für die Beschreibung der Modellkomponenten verwendet, die im Folgenden dargestellt werden.

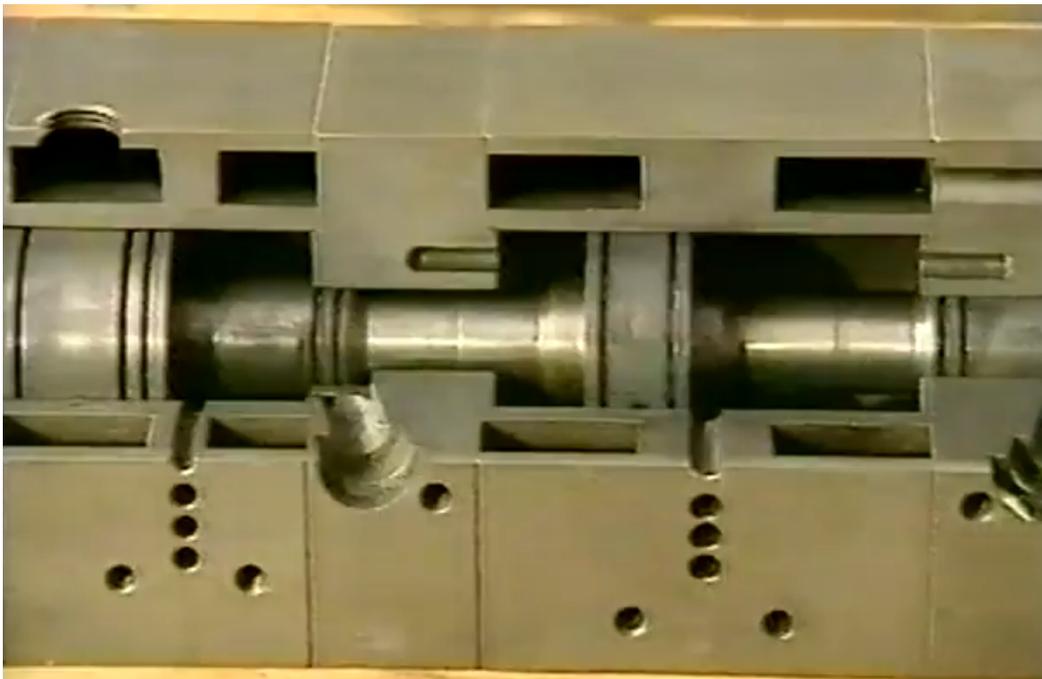


Abbildung 7-1: Publiziertes Schnittbild des Prototyps von Frank Stelzer

7.1.1. Kolbenbewegung

Die Kolbenbewegung eines Freikolbenmotors ist im Vorhinein nicht zu bestimmen. Durch das Fehlen eines mechanischen Triebwerks ergibt sich die Kinematik aus den Gaskräften, der Trägheit des Kolbens und der durch die Nutzarbeit verursachten Kräfte. Die genaue Abbildung eines solchen Systems ist äußerst komplex. Im Rahmen dieser Vorstudie wurde vereinfachend eine vordefinierte Kolbenbewegung angenommen. In diesem Fall wird die Kinematik eines konventionellen Kurbeltriebs und einem Hub von 60mm gewählt. Das Schubstangenverhältnis wurde auf $\lambda_s=0$ festgelegt, da dies einer symmetrischen, rein sinusförmigen Bewegung entspricht.

7.1.2. Zylinderabmessungen

Die Ringgestalt des Brenn- und Kompressionsraumes findet in dem verwendeten Simulationswerkzeug Boost keine Entsprechung. Aus diesem Grund wird im Simulationsmodell ein Ersatzzylinder mit äquivalentem Hubraum verwendet. Die Größe der Oberflächen für die Berechnung der Wandwärmeverluste kann separat angegeben werden.

Der Durchmesser des äquivalenten Ersatzzylinders $d_{\ddot{a}q}$ ergibt sich durch Gleichsetzen der Kolbenbodenfläche des Rings und des Ersatzzylinders.

$$d_{\ddot{a}q} = \sqrt{d_{Zyl}^2 - d_{Pg}^2} \quad \text{Gleichung 7-1}$$

Die Oberflächen von Kolbenboden A_{KB} und Zylinderkopf A_{ZK} für die Wandwärmeberechnung ergeben sich aus der Stirnfläche des Ersatzzylinders.

$$A_{KB} = A_{ZK} = d_{\ddot{a}q}^2 \frac{\pi}{4} \quad \text{Gleichung 7-2}$$

Die Lauffläche A_{LF} wird vereinfacht mit der Summe aus der Mantelfläche von Pleuel und Zylinder angegeben.

$$A_{LF} = (d_{Zyl} + d_{Pg}) \cdot \pi \cdot \frac{h}{\varepsilon - 1} \quad \text{Gleichung 7-3}$$

Innendurchmesser Verbrennungszylinder Prototyp	d_{VR} [mm]	83
großer Außendurchmesser Pleuel	d_{Pg} [mm]	44
äquivalenter Durchmesser Verbrennungszylinder	$d_{V\ddot{a}q}$ [mm]	70
Hub	h [mm]	60
geometrisches Verdichtungsverhältnis	ε_V [-]	10
Hubraum	H_V [cm ³]	231

Tabelle 7-1: Geometrische Größen des Verbrennungszylinders

Innendurchmesser Kompressionszylinder Prototyp	d_K [mm]	83
kleiner Außendurchmesser Pleuel	d_{Pk} [mm]	35
äquivalenter Durchmesser Kompressionszylinder	$d_{K\ddot{a}q}$ [mm]	75
Hub	h [mm]	60
geometrisches Verdichtungsverhältnis	ε_K [-]	1.6
Hubraum	H_K [cm ³]	265

Tabelle 7-2: Geometrische Größen des Kompressionszylinders

7.1.3. VIBE Wärmefreisetzungsmodell

Für die numerische Berechnung des Motorprozesses bedarf es einer Beschreibung der Wärmefreisetzung durch die Verbrennung. Hier wird ein Ersatzbrennverlauf nach Vibe gewählt. Das mathematische Modell stützt sich auf vier Parameter: Verbrennungsbeginn, Verbrennungsdauer, Umsetzungsrate und Umsetzgeschwindigkeit. Die Umsetzungsrate gibt die Vollständigkeit der Verbrennung an. Ein Wert von $a=6.9$ entspricht dabei etwa einer Umsetzung von 99.9% der Brennstoffenergie. Die Umsetzgeschwindigkeit bestimmt den Verbrennungsverlauf.

Für das Modell des Stelzermotors wurden die Parameter eines längsgespülten 2-Takt-Motors ähnlicher Baugröße verwendet, da für eine ringförmige Brennraumform keine Daten verfügbar waren (siehe Tabelle 7-3).

Verbrennungsbeginn	[°KW]	350
Dauer	[°KW]	40
Umsetzgeschwindigkeit m	[-]	1.86
Umsetzrate a	[-]	6.9

Tabelle 7-3: Parameter des Vibe-Brennverlaufmodells

7.1.4. Steuerzeiten

Die Steuerzeiten für die Einlassöffnung des Kompressionszylinders und die Auslassöffnung des Expansionszylinders sind schlitzgesteuert. Die Auslassöffnung des Kompressionszylinders und die Einlassöffnung des Expansionszylinders erfolgen durch die Freigabe eines Ringspaltes. Der Beginn der Öffnung des Auslassquerschnitts erfolgt 112°KW nach OT, die des Einlassquerschnitts 120°KW nach OT. Die Steuerzeiten werden in weiterer Folge auch in einer Parameterstudie variiert.

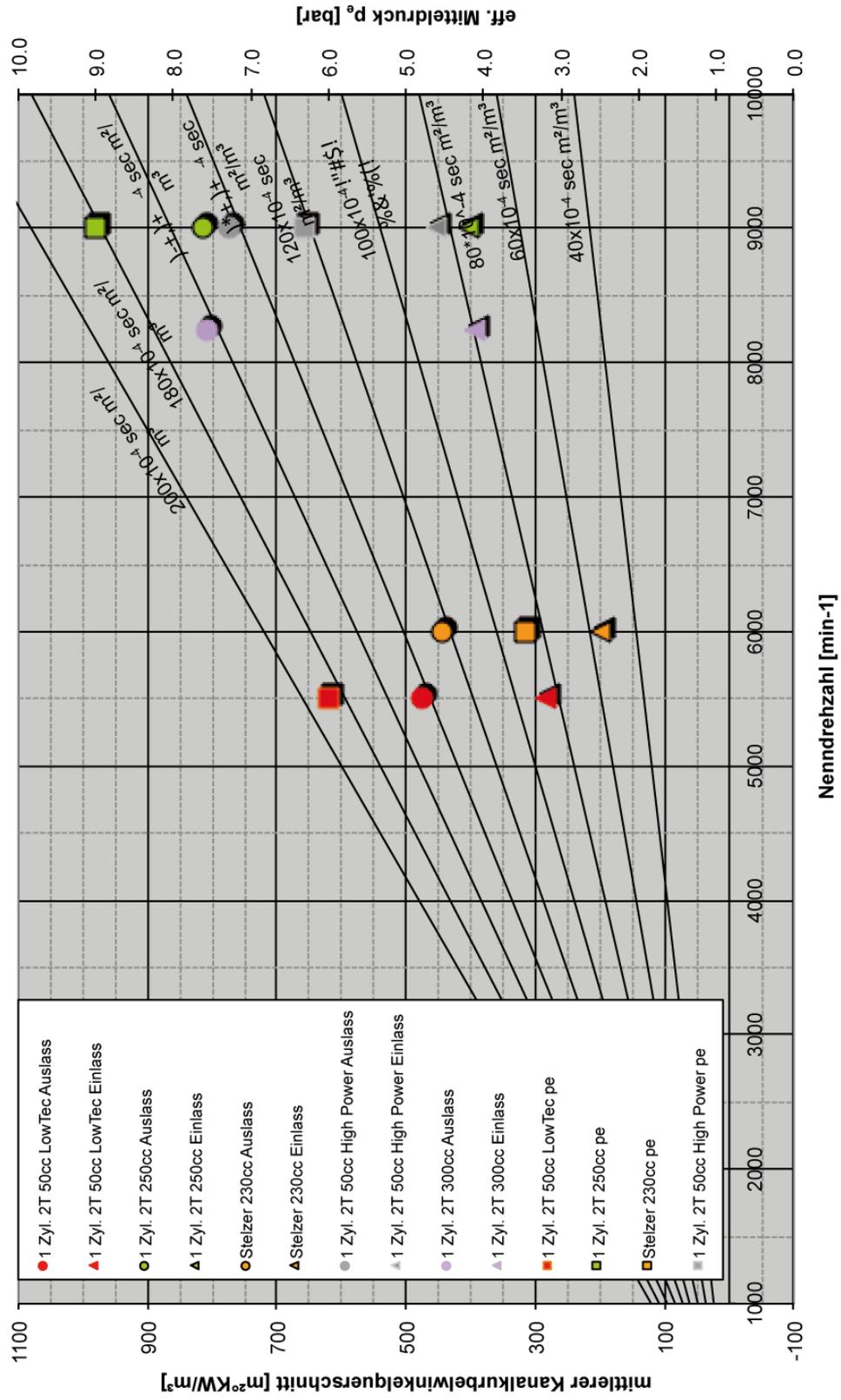


Abbildung 7-2: Mittlerer Kanalöffnungsquerschnitt verschiedener 2-Takt-Motoren

7.1.5. Kanalöffnungsquerschnitte

Der Kanalöffnungsquerschnitt der Auslassöffnung des Expansionszylinders ist als rechteckige Öffnung an der Zylinderwand modelliert. Es wurde hier mit einer Öffnung auf 120° des Umfangs gerechnet. Bei einer Öffnungszeit von 120° KW nach OT (bei 60mm Hub 10.5mm vor UT) ergibt sich ein maximaler Querschnitt von

$$A_{maxAuslass} = d_{VR} \cdot 120^\circ \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 10.5mm = 1825mm^2 \quad \text{Gleichung 7-4}$$

Der maximale Querschnitt der Einlassöffnung ergibt sich aus den zwei Durchmessern der Pleuelstange.

$$A_{maxEinlass} = (d_{Pg}^2 + d_{Pk}^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 558mm^2 \quad \text{Gleichung 7-5}$$

Der mittlere Kanalkurbelwinkelquerschnitt errechnet sich durch Integration des Öffnungsquerschnittes über den Kurbelwinkel. Dividiert man diesen Querschnitt durch den Hubraum, erhält man eine charakteristische Kennzahl für die Kanalöffnungen von Zweitaktmotoren. Für das in dieser Arbeit verwendete Modell des Stelzermotors ergeben sich folgende mittlere Querschnitte:

$$KKQS_{Auslass} = \frac{\int_{0^\circ}^{360^\circ} A_{Auslass} d\varphi}{V_h} = 198 \frac{m^2 \circ KW}{m^3} \quad \text{Gleichung 7-6}$$

$$KKQS_{Einlass} = \frac{\int_{0^\circ}^{360^\circ} A_{Einlass} d\varphi}{V_h} = 445 \frac{m^2 \circ KW}{m^3} \quad \text{Gleichung 7-7}$$

In Abbildung 7-2 ist ein Vergleich der mittleren Kanalkurbelwinkelquerschnitte des Stelzermotors mit einigen ausgeführten 2-Takt-Motoren dargestellt. Es zeigt sich, dass der Stelzermotor in der hier gewählten Auslegung vergleichsweise kleine Querschnitte hat. Dies ist auf den späten Öffnungsbeginn der Ein- und Auslassöffnung zurückzuführen, was auch zu niedrigeren Mitteldrücken führt.

7.1.6. Spülmodell

Für die numerische Berechnung benötigt man ein Spülmodell, welches den Spülgrad als Funktion des Luftaufwands bestimmt. Hierfür wurde das Yam14-Spülmodell verwendet, das für die Simulation von umkehrgespülten 2-Taktmotoren zum Einsatz kommt. Das Modell kommt hier zur Anwendung, da es auch für längsgespülte 2-Taktmotoren eine gute Abschätzung darstellt [74]. In Abbildung 7-3 wird es mit den zwei theoretischen Idealprozessen verglichen. Die grüne Kurve (PD – perfect displacement) stellt die perfekte Verdrängung von Restgas dar, die rote Kurve (PM – perfect mixing) die vollkommene Durchmischung von Rest- und Frischgas. Es ist zu erkennen, dass das Yam14 Spülmodell zwischen diesen zwei Idealvorstellungen liegt.

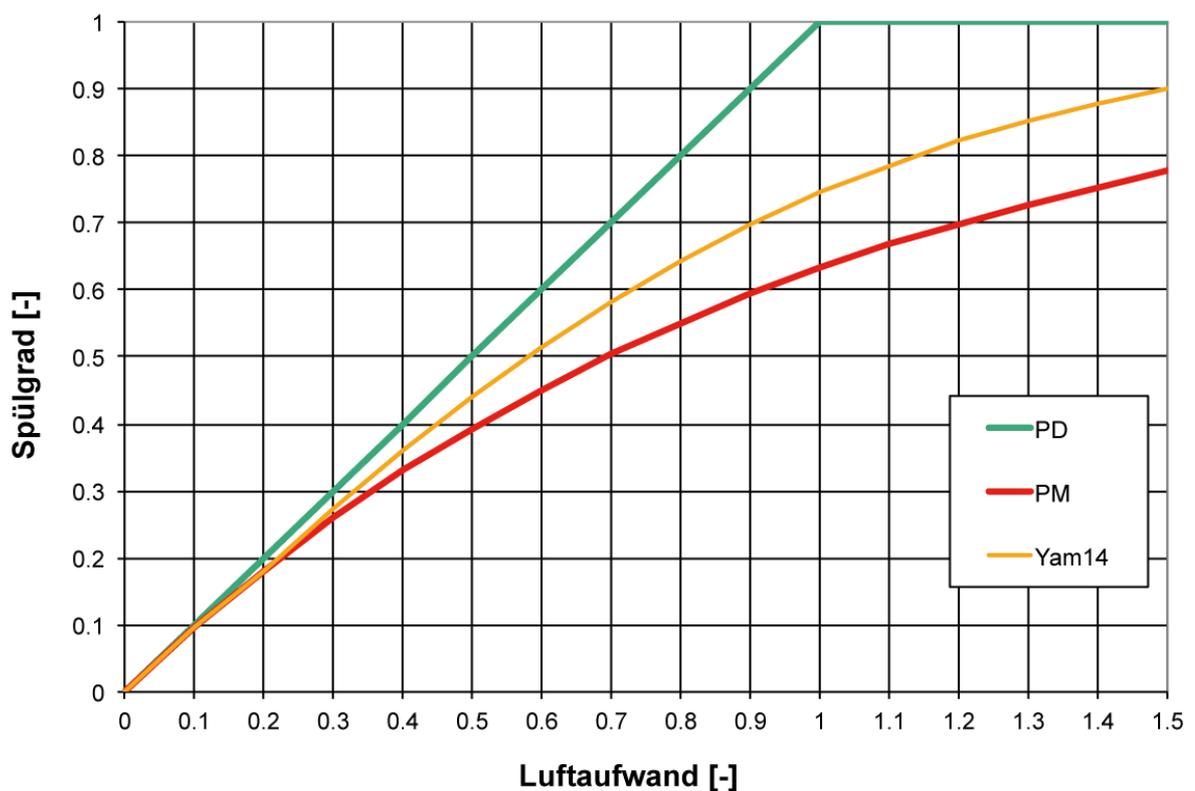


Abbildung 7-3: Spülmodell YAM14

7.2. Implementierung in AVL-Boost

Um die Leistungsdaten des Stelzermotors abschätzen zu können, wird mit der Simulationssoftware eine Zyklussimulation durchgeführt. Die aus den Veröffentlichungen von Frank Stelzer aufbereiteten Geometriedaten seines Prototyps dienen dabei als Grundlage des vereinfachten Modells.

7.2.1. Simulationsmodell

Mit der Simulationssoftware AVL Boost können Motorprozesse relativ schnell berechnet werden. Das Programm bietet eine Reihe von Motorelementen an, die mit Verbindungselementen (Rohre) verschaltet werden können. In Abbildung 7-4 ist das Boost Modell des Stelzer Motors zu sehen, mit dem die Zyklussimulationen durchgeführt werden.

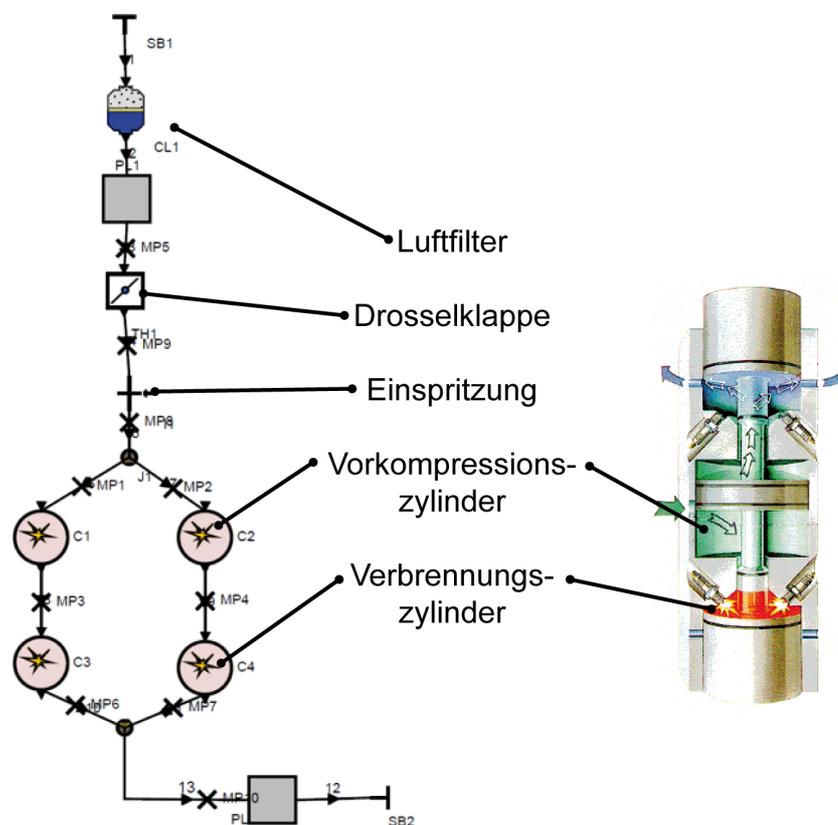


Abbildung 7-4: Boost Model des Stelzer Motors

Im Folgenden werden die wichtigsten Elemente und Parameter erklärt.

Luftfilter

Der Luftfilter stellt am Ansaugweg einen Strömungswiderstand dar und muss daher für die korrekte Darstellung der gasdynamischen Effekte mit eingebunden werden.

Drosselklappe

Mit der Drosselklappe wird die Leistung geregelt. Die Implementierung in AVL Boost erfolgt über einen Zusammenhang aus Drosselklappenwinkel und Durchflusszahlen. Bei allen folgenden Simulationen wird aber stets mit offener Drosselklappe und daher mit Vollast gerechnet. Untersuchungen im Teillastbetrieb sind nicht mehr Teil dieser Arbeit.

Einspritzung

Die Kraftstoffeinbringung erfolgt mittels eines Einspritzungselements. In diesem Modell ist es so konfiguriert, dass ein stöchiometrisches Gemisch erzeugt wird.

Zylinder

Das Zylinder-Element kann mit vielen Parametern angepasst werden und hält eine große Anzahl von Wärmefreisetzungsmodellen, Wärmeübertragungsmodellen usw. bereit. Zudem kann der Zylinder als geschleppt (motored) oder mit einem Verbrennungsprozess definiert werden. Die verwendeten Parameter und Modelle sind dem Kapitel 7.1 zu entnehmen.

Verbindungselemente

Die Verbindung der Elemente erfolgt mit Rohren. Für diese kann eine Länge und ein Durchmesser bzw. ein Durchmesserlauf über die Länge angegeben werden. In dem implementierten Modell werden für die Rohrabmaße für diese Motorklasse typische Werte angegeben.

Umgebungszustand

Jeweils vor dem Ansaugsystem und nach dem Abgassystem herrscht ein definierter Umgebungszustand. In allen folgenden Berechnungen ist dieser auf 20°C und 1 bar festgelegt.

7.2.2. Parametervariation

Die in Kapitel 7.2.1 angegebenen Daten wurden als Basis für ein Simulationsmodell herangezogen. Von diesem Modell ausgehend werden vier Parameter variiert, um bessere Leistungsdaten zu erhalten.

Die Variationsparameter sind:

- der Bohrungsdurchmesser des Kompressionszylinders
- die Länge des Auspuffrohrs
- der Beginn der Auslassöffnung des Verbrennungszylinders
- der Beginn der Einlassöffnung des Verbrennungszylinders

Die Parameterstudie wurde in zwei Schritten mit jeweils zwei veränderten Parametern vorgenommen.

Variation des Bohrungsdurchmessers des Kompressionszylinders und der Auspuffrohrlänge

Um die Auswirkungen eines veränderten Verhältnisses der Hubräume des Kompressions- und Verbrennungszylinders zu untersuchen, wurde der Bohrungsdurchmesser des Kompressionsraums verändert. Ein größerer Durchmesser bedeutet, dass durch das größere Hubvolumen der Brennraum besser gespült wird. Die Pumparbeit und die Spülverluste nehmen dadurch zu.

Der zweite Variationsparameter, die Auspuffrohrlänge, ist ein wichtiger Einflussfaktor auf die Gasdynamik im Abgasstrang.

In Abbildung 7-5 sind der mit dem Simulationsmodell errechnete indizierte Mitteldruck und indizierte Wirkungsgrad dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beide Parameter einen relativ großen Einfluss auf die indizierte Leistung haben, wobei der Wirkungsgrad relativ unverändert bleibt. Die besten Leistungsdaten ergeben sich bei einem Bohrungsdurchmesser von 75mm und einer Auspuffrohrlänge von 250mm. Diese Werte wurden für die weiteren Berechnungen übernommen.

Variation der Ein- und Auslassöffnungszeiten des Verbrennungszylinders

Die Ein- und Auslassöffnungszeiten sind wichtige Einflussfaktoren bei der Konstruktion und Auslegung von 2-Takt-Motoren, da sie entscheidende Parameter zur Gestaltung der Gasdynamik darstellen. In Abbildung 7-6 und Abbildung 7-7 sind die Ergebnisse der Parameterstudie zu sehen. Auf der Abszisse ist dabei der Auslassöffnungszeitpunkt und auf der Ordinate der Einlassöffnungszeitpunkt in Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt aufgetragen. Der indizierte Wirkungsgrad und der indizierte Mitteldruck zeigen die besten Werte bei sehr späten Ein- und Auslassöffnungszeiten.

Der höchste indizierte Wirkungsgrad von 34.5% wird bei 124°KW Auslass- und 133°KW Einlassöffnungsbeginn und der höchste indizierte Mitteldruck bei 118°KW AÖ und 136°KW EÖ erreicht. Als Kompromiss wird für die abschließende Simulation der Leistungsdaten der Auslassöffnungszeitpunkt auf 120°KW nach OT und der Einlassöffnungszeitpunkt auf 135°KW nach OT festgelegt.

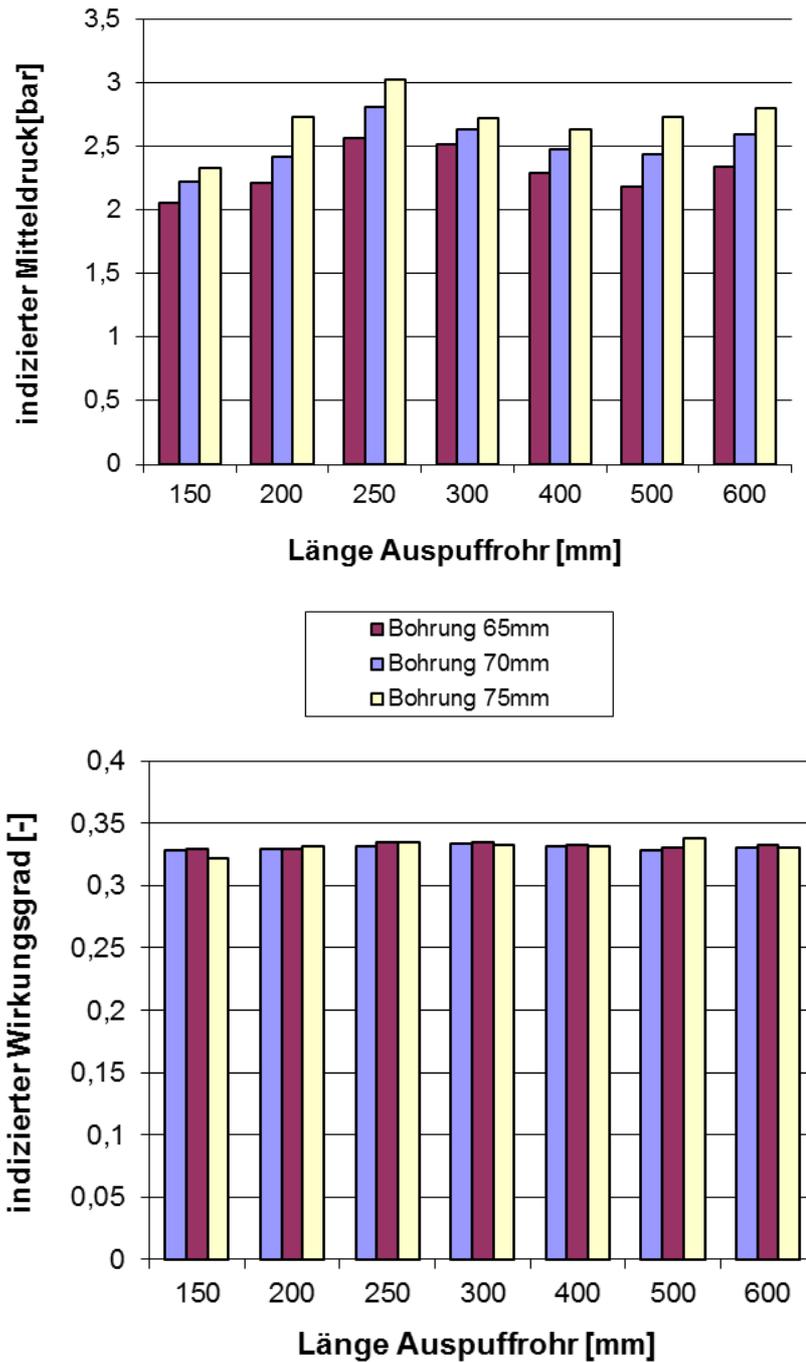


Abbildung 7-5: Indizierter Mitteldruck und Wirkungsgrad bei Variation des Bohrungsdurchmessers, des Kompressionsraums und der Auspuffrohlänge

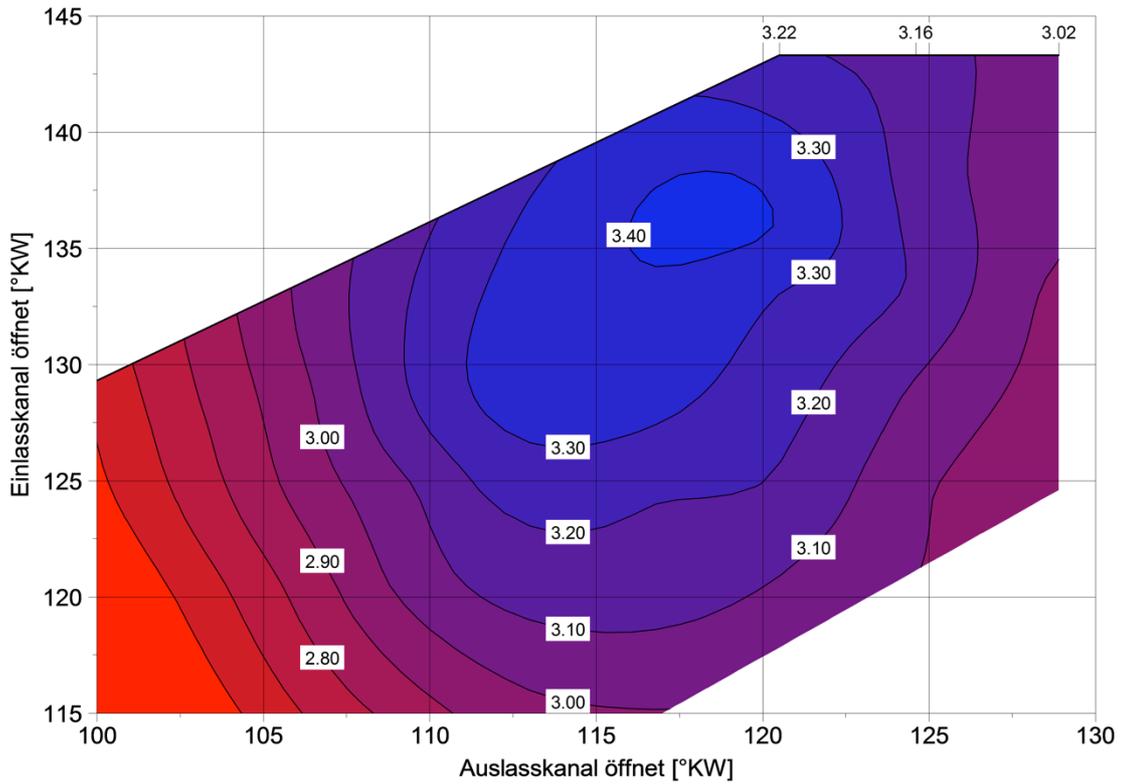


Abbildung 7-6: Indizierter Mitteldruck des Stelzermotors bei 6000 1/min und variierten Ein- und Auslasszeiten

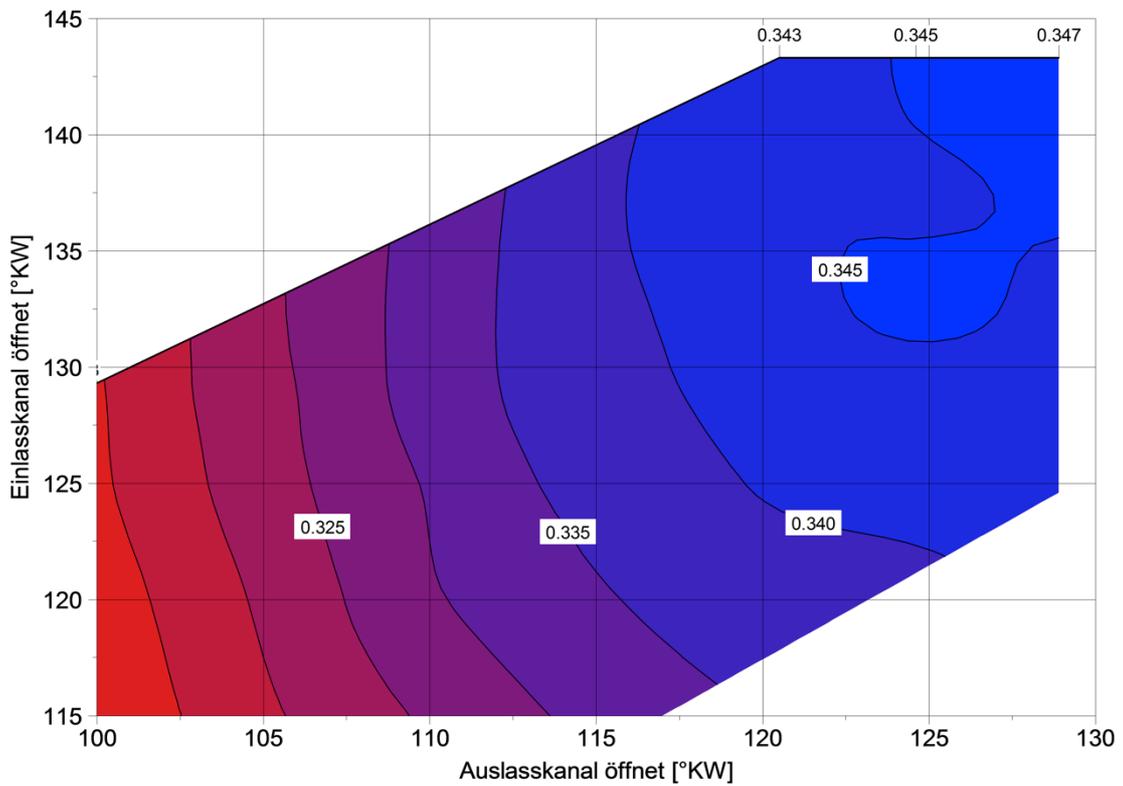


Abbildung 7-7: Indizierter Wirkungsgrad des Stelzermotors bei 6000 1/min und variierten Ein- und Auslasszeiten

7.2.3. Leistungsdaten mit den optimierten Parametern

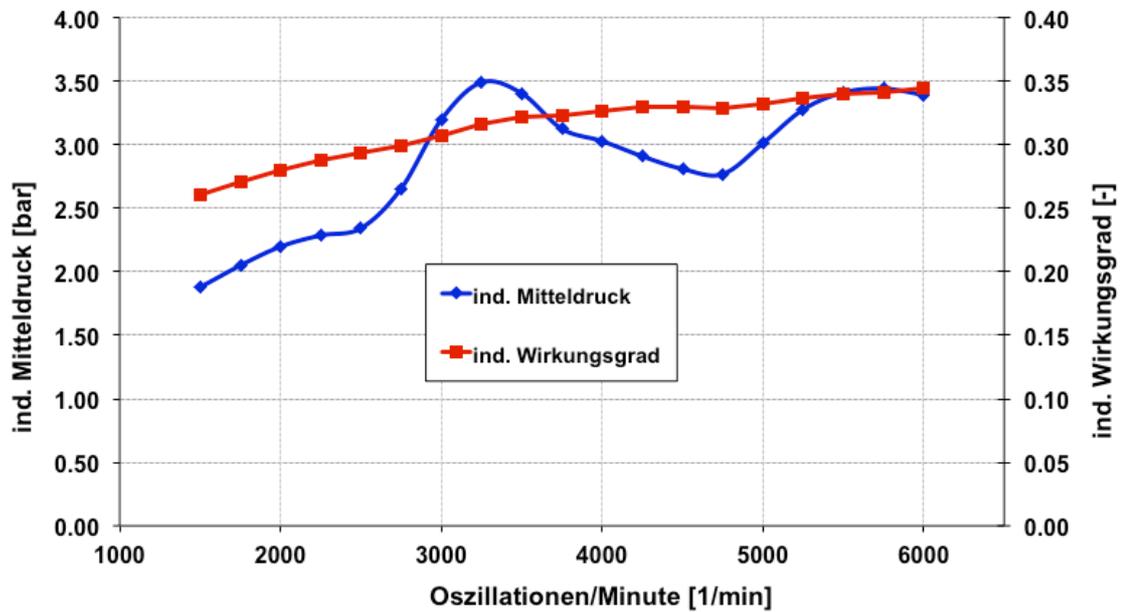


Abbildung 7-8: Indizierter Mitteldruck und indizierter Wirkungsgrad über die Oszillationsgeschwindigkeit

In Abbildung 7-8 sind die berechneten Leistungsdaten des Stelzermotors mit den optimierten Parametern abgebildet. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass bei einer Motorfrequenz von 3000-6000 Oszillationen pro Minute in etwa 3 bar indizierter Mitteldruck und ein indizierter Wirkungsgrad von über 30% zu erwarten sind.

7.3. Schlussfolgerungen/Fazit

Der Stelzermotor ist in der Fachwelt relativ unbeachtet und von unabhängigen Quellen wurden nie umfangreiche Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit des Motorkonzepts veröffentlicht. Die einzige Informationsquelle zum Motor sind die Veröffentlichungen von dem Erfinder Frank Stelzer.

Um die Möglichkeit eines Einsatzes als REX besser beurteilen zu können, wurde mit den verfügbaren Daten über den Aufbau und die Geometrie des Motors ein vereinfachtes Modell erstellt. Dieses wurde in die 1D-CFD-Software AVL Boost implementiert und eine Parameterstudie durchgeführt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass unter den für die Simulation verwendeten Randbedingungen ein indizierter Mitteldruck von 3bar und ein indizierter Wirkungsgrad von über 30% zu erwarten sind. Der Mitteldruck ist relativ gering, da der Motor für hohe Fanggrade mit Niedrigemissionen ausgelegt ist und daher einen geringen Luftdurchsatz aufweist. Mit den zwei Brennräumen zu je 230cm³ Hubraum ergibt dies bei 6000 1/min eine indizierte Leistung von 13.8kW.

Auf Grund der geringen mechanischen Reibungsverluste durch die Freikolbenbauweise kann ein sehr hoher mechanischer Wirkungsgrad von $\eta_m=0.95$ angenommen werden. Größere Verluste sind bei der Umwandlung in elektrische Energie mit Hilfe eines Lineargenerators aufgrund von niedrigen Umwandlungswirkungsgraden von höchstens $\eta_{LG}=0.7$ zu erwarten.

8. Zusammenfassung

Bei der Suche nach alternativen Antriebskonzepten für PKW kristallisierte sich das Elektrofahrzeug mit Reichweitenverlängerung – Range Extender (REX) – als vielversprechende Lösung heraus. Dieses Konzept macht es möglich, die vielfältigen Vorteile des elektrischen Antriebs, wie lokale Schadstoffemissionsfreiheit und effizienter Betrieb im Stadtverkehr, ohne Angst vor einer limitierten Reichweite zu nutzen.

Die erste Generation von REX-Fahrzeugen (wie z.B. dem Chevrolet Volt) setzt das Konzept um, indem es einen konventionellen Ottomotor als On-Bord-Generator nutzt, der im Falle einer entleerten Batterie als Notstromaggregat fungiert und so die Weiterfahrt gewährleistet. Die Beweggründe für die Entwickler, eine konventionelle Verbrennungskraftmaschine (VKM) zu verwenden, sind zum einen der hohe Entwicklungsstand dieser Technologien und zum anderen die sofortige Verfügbarkeit eines Motors jeder benötigten Leistungsklasse. Die spezifischen Anforderungen an einen REX-On-Board-Generator passen aber womöglich besser zu einer alternativen VKM. Es gibt bereits zahlreiche Entwickler, die an alternativen Konzepten für die zweite Generation von REX-Fahrzeugen forschen. Die Arbeiten der Fa. AVL zu einem REX-Konzept mit Wankelmotor sind hier als Beispiel anzuführen.

In dieser Arbeit wurden nun weitere alternative VKM auf ihre Verwendbarkeit in einem REX-Antrieb untersucht, die für die dritte Generation von REX-Fahrzeugen einsetzbar sein könnten. Zu diesem Zweck wurde eine Nutzwertanalyse durchgeführt, die eine Vielzahl von Technologien zur Energieumwandlung untersucht. Zwei vielversprechende Alternativen, der Stelzer- und der Stirlingmotor, wurden für weitere Untersuchungen ausgewählt.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden vor allem die Arbeitsprozesse der beiden Konzepte mit numerischen Verfahren untersucht, um weitere Aufschlüsse über die Eignung als REX-Zusatzantrieb zu erhalten.

Stirlingmotor

Der Stirlingmotor ist eine schon lange bekannte Wärmekraftmaschine. Seine Vorteile liegen vor allem im ruhigen Lauf durch den geschlossenen Arbeitsprozess und in den niedrigen Schadstoffemissionen durch das Arbeitsprinzip mit äußerer Verbrennung. Die relativ niedrige Leistungsdichte, der benötigte Bauraum, sowie die Verwendung von teuren Materialien zählen zu den Nachteilen des Konzepts. In den 70er und 80er Jahren des letzten Jahrhunderts gab es große Entwicklungsanstrengungen, die den Einsatz eines Stirlingmotors als PKW-Antrieb als Ziel hatten. Das Ergebnis waren einige vielversprechende Prototypen, aber das Konzept konnte sich, unter anderem wegen der zuvor angesprochenen Nachteile, nicht im automotiven Sektor durchsetzen. Bis heute findet der Stirlingmotor in einigen Nischenbereichen Anwendung wie z.B. als Blockheizkraftwerk (BHKW).

Daten aus Veröffentlichungen über die automotiven Stirling-Konzepte, sowie die Daten des als BHKW verwendeten SOLO V161 Stirlingmotors, dienten als Grundlage für weitere Untersuchungen. Der gedankliche Ansatz ist, wichtige Einflüsse auf die Leistungsdaten einer Stirlingmaschine zu untersuchen. So kann eine Abschätzung der Leistungsfähigkeit eines für REX-Anwendungen angepassten Stirlingmotors erarbeitet werden.

Für die Simulation des Arbeitsprozesses wurde zuerst angedacht, die 1D-CFD Software AVL Boost zu verwenden. Da damit die Abbildung eines Regenerators, einem wichtigen

Element in Stirlingmotoren, allerdings nicht möglich ist, wurde ein eigenes numerisches Verfahren entwickelt und mit der Numerik-Software MATLAB implementiert. Es basiert auf der Lösung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für offene Systeme. Der Motor wird dabei in eine endliche Anzahl von Kontrollvolumina unterteilt. In jedem werden mit einer numerischen Lösungsmethode die thermodynamischen Größen für ein bestimmtes Zeitintervall bestimmt.

Als Eingangsparameter für die Berechnung dienen unter anderem geometrische Größen, wie die Zylinder- und Wärmetauscherabmessungen, die Kolbenkinematik und die Stoffwerte des Arbeitsgases. Aus den Ergebnissen der Berechnungen lassen sich die abgegebene Leistung und der Wirkungsgrad des Motors bestimmen.

Der für BHKW konzipierte SOLO V161 Stirlingmotor wurde mit dem Simulationsprogramm analysiert. Das Ergebnis der Simulation bestätigt die veröffentlichten Daten zu dem Motor. In Tabelle 8-1 ist die aus den Simulationsergebnissen errechnete elektrische Leistung und der Wirkungsgrad des BHKW den veröffentlichten Daten gegenübergestellt.

		<i>Simulation</i>	<i>veröffentlicht [57]</i>
P_{el}	[kW]	8.8	9
η_{el}	[-]	0.25	0.24

Tabelle 8-1: Gegenüberstellung der berechneten und veröffentlichten Leistungsdaten bei einer Motordrehzahl von 1500 1/min

Mit einer Parameterstudie wurde die Möglichkeit einer Anpassung des Motorlayouts für eine REX-Anwendung untersucht. Mit Bezug auf den in den 70er-Jahren entwickelten MOD-II-Stirlingmotor wurden Betriebsparameter, wie der Temperatur des heißen Wärmetauschers und des Phasenversatzes zwischen den Arbeitskolben verändert und der Motorprozess bei einer höheren Drehzahl simuliert. In Tabelle 8-2 sind die daraus resultierenden Daten zusammengefasst.

<i>Drehzahl [1/min]</i>	<i>P_{el} [kW]</i>	<i>η_{el} [-]</i>
2000	14.77	0.28
3000	20.43	0.26
4000	23.93	0.23

Tabelle 8-2: Elektrische Leistung und Wirkungsgrad mit modifizierten Betriebsdaten

Stelzermotor

Der Stelzermotor ist ein sehr exotisches Motorkonzept. Der Erfinder Frank Stelzer reichte 1964 die Umsetzung des 2-Takt-Prinzip mit Hilfe einer Freikolbenmaschine als Patent ein. Als Vorteil des Konzepts wird die geringe Anzahl an beweglichen Teilen – lediglich der linear oszillierende Doppelkolben – angegeben. Daraus resultieren geringe mechanische Reibungsverluste und eine relativ simple Konstruktion. Nachteile des Stelzermotors sind

die ungünstige Brennraumform sowie die schwierige und verlustbehaftete Leistungsauskopplung mittels Lineargenerator.

Da es so gut wie keine unabhängigen Untersuchungen des Konzepts gibt, wurde der Arbeitsprozess des Stelzermotors simuliert. Dafür wurde ein vereinfachtes Rechenmodell des Motors in die 1D-CFD Simulationssoftware AVL Boost implementiert. Es wurde eine Parameterstudie mit Einflussgrößen wie der Geometrie der Abgasanlage, der Zylinder und den Steuerzeiten durchgeführt.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass unter den für die Simulation verwendeten Randbedingungen ein indizierter Mitteldruck von 3 bar und ein indizierter Wirkungsgrad von über 30% zu erwarten sind. Mit den zwei Brennräumen zu je 230cm^3 Hubraum ergibt dies bei 6000 1/min eine indizierte Leistung von 13.8kW.

9. Schlusswort

In den Anfangszeiten des Automobilbaus waren Entwickler, Hersteller und Fahrer noch eine kleine Anzahl von Personen, im Extremfall sogar Einzelpersonen. Die Ergebnisse der unternommenen Anstrengungen waren hinsichtlich der Verwendbarkeit im Alltag bescheiden. Der Großteil des individuellen Personen- und Gütertransports war noch überwiegend dem Pferd überlassen. Nichtsdestotrotz waren die ersten Automobile der Beginn einer langen Entwicklungsgeschichte. Nach und nach wurde das Auto aber zu einem höchst ausgereiften technischen Wunderwerk, so wie wir es heute bestaunen. Der Benutzer / Fahrer ist im Normalfall allerdings weit davon entfernt, die Funktionsweise eines Autos im Detail zu verstehen, es zu warten oder gar als Einzelperson eines in dieser Qualität herzustellen.

Beim Einsatz von numerischen Methoden in Wissenschaft und Technik mag man nun eine gewisse Analogie erkennen können. Einige wenige Wissenschaftler und Ingenieure schmiedeten Mitte des letzten Jahrhunderts für ihre Bedürfnisse erste numerische Lösungsansätze für digitale Rechner, die analytischen oder experimentellen Methoden in einigen Bereichen bald das Wasser reichten und sie dann gar übertrumpfen sollten. Die heute angebotene Software zur Simulation von physikalischen Vorgängen von technischer Relevanz vermag Beindruckendes zu leisten. Auch ein mathematisch und physikalisch nur mäßig gebildeter Endbenutzer kann schnell zu vielversprechenden Ergebnissen kommen. Über den genauen Hergang der Berechnung bleibt er meist unwissend, was mitunter zu Problemen führen kann.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden nun zwei ganz verschiedene Ansätze zur Vorhersage der Leistungsfähigkeit einer Verbrennungskraftmaschine gewählt. Auf obige Analogie zurückkommend, kam ich mir bei der Stirling-Simulation wie in einer Seifenkiste der Anfangszeiten sitzend vor. Im Falle des Stelzermotors wurde ein zeitgemäßes, kommerzielles Produkt zur numerischen Berechnung benutzt. In beiden Fällen hoffe ich aber die hohen Erwartungen, die ich mir anfangs stellte, im überwiegenden Maße erfüllt zu haben.

10. Verzeichnisse

10.1. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Weiterentwicklung der REX-Technologie [].....	9
Abbildung 1-2: Kostenvergleich zwischen einem Elektrofahrzeug und einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb [].....	10
Abbildung 1-3: Plug-in Hybrid Electric Vehicles im Gartner Hype Cycle [].....	11
Abbildung 2-1: Verteilung der Tagesfahrleistungen [4].....	14
Abbildung 2-2: Prognostizierte Marktanteile hybrider Antriebskonzepte [4].....	15
Abbildung 2-3: Verschiedene Strukturen von Hybridantrieben [].....	16
Abbildung 2-4: Wirkungsgradkette des seriellen Hybridantriebs [12].....	17
Abbildung 2-5: Durchschnittliche Antriebsleistungen bei verschiedenen Fahrzyklen [1].....	19
Abbildung 2-6: Zukünftige Grenzwerte für Schadstoffemissionen in der EU [].....	21
Abbildung 2-7: Zielbereich für das Range-Extender Innengeräusch [].....	22
Abbildung 2-8: Kosteneinsparung durch die Verkleinerung der Batterie bei Verwendung eines REX [4].....	23
Abbildung 3-1: Bewertungskriterien für die Nutzwertanalyse.....	32
Abbildung 3-3: Nutzwert und Verbesserungspotenzial der untersuchten Technologien.....	34
Abbildung 4-1: Mobiler Stirling-Generator von Philips aus den 50er-Jahren [].....	37
Abbildung 4-2: GM Stir-Lec I: Stirling-Hybridkonzept basierend auf dem Opel Kadett [49].....	38
Abbildung 4-3: MOD-II Motor des ASE-Projekts mit Verbrauchskennfeld [].....	39
Abbildung 4-4: SOLO V161 [].....	40
Abbildung 4-5: Dish-Stirling-System [].....	41
Abbildung 4-6: Funktionsschema des Stirling U-Boot-Antriebs der Fa. Kockums [].....	41
Abbildung 4-7: Cryogenics LPC-4 FF Stirling-Kältemaschine [].....	42
Abbildung 4-8: Vier Zustände des Stirling-Idealprozesses.....	44
Abbildung 4-9: Zustandsänderungen des Idealprozesses im pV- und TS-Diagramm.....	44
Abbildung 4-10: Gegenüberstellung von kontinuierlicher und diskontinuierlicher Kolbenbewegung.....	45
Abbildung 4-11: pV-Diagramm bei kontinuierlicher und diskontinuierlicher Kolbenbewegung.....	45
Abbildung 4-12: Schematische Darstellung eines Alpha-Stirlingmotors mit Kurbeltrieb [].....	46
Abbildung 4-13: Rhombengetriebe [].....	47
Abbildung 4-14: Freikolbenmotor mit Lineargenerator, schematisch dargestellt.....	48
Abbildung 4-15: Alpha-Stirling [].....	49
Abbildung 4-16: Beta-Stirling [59].....	49
Abbildung 4-17: Gamma-Stirling [59].....	50
Abbildung 5-2: Wirkungsgrad des Idealprozesses mit nicht-idealem Regenerator; $T_K=300K$, $T_E=1200K$, $\kappa=1.67$	55
Abbildung 5-3: Wirkungsgrad des Idealprozesses mit nicht-idealem Regenerator; $T_K=300K$; $\varepsilon=2$; $\eta_R=0.98$	56
Abbildung 5-4: Temperaturprofil bei der Schmidt-Analyse.....	57
Abbildung 5-5: p-V-Diagramm bei Variation des Phasenversatzes α zwischen Expansions- und Kompressionskolben.....	60
Abbildung 5-6: Indizierte Leistung bei Variation des Phasenversatzes α zwischen Expansions- und Kompressionskolben.....	60
Abbildung 5-7: Schema des numerischen Modells.....	61
Abbildung 5-8: Schichtmodell des Regenerators.....	70
Abbildung 5-9: Zustand vor und nach der Durchströmung einer Regeneratorschicht.....	70
Abbildung 5-10: Temperatenausgleich zwischen Gas- und Regeneratormasse.....	71
Abbildung 5-11: Temperaturen der Regeneratorschichten nach einem Kaltstart.....	72
Abbildung 5-12: Widerstandsbeiwert im Regenerator über die Reynoldszahl.....	74
Abbildung 5-13: Eingabedaten und Simulationsparameter.....	75
Abbildung 5-14: Einschwingvorgang bei verschiedenen zeitlichen Auflösungen.....	77
Abbildung 5-15: Einfluss der Zellenanzahl (räumliche Auflösung).....	78
Abbildung 5-16: Einfluss der Anzahl von Regeneratorschichten (räumliche Auflösung).....	78
Abbildung 5-17: Besichtigung eines Stirling-BHKW mit zwei SOLO V161 Maschinen im Stukitzbad Andritz.....	79
Abbildung 5-18: Wärmetauscher der heißen Maschinenseite (Expansionsraum).....	81
Abbildung 5-19: Wärmetauscher der kalten Maschinenseite (Kompressionsraum).....	82
Abbildung 5-20: Regenerator des SOLO V161.....	83
Abbildung 5-21: Indizierte Leistung aus der Simulation.....	86

Abbildung 5-22: Indizierter Wirkungsgrad aus der Simulation	86
Abbildung 5-23: Abschätzung der Reibleistung nach Schatzberger	87
Abbildung 5-24: Effektive Leistung aus der Simulation	88
Abbildung 5-25: Effektive Leistung aus Prüfstandsdaten MOD-II [51]	88
Abbildung 5-26: Effektiver Wirkungsgrad aus der Simulation	89
Abbildung 5-27: Effektiver Wirkungsgrad aus Prüfstandsergebnissen MOD-II [51]	89
Abbildung 5-28: Indizierte Leistung bei veränderter Phasenverschiebung zwischen den Arbeitskolben	91
Abbildung 5-29: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Phasenverschiebung zwischen den Arbeitskolben	91
Abbildung 5-30: Indizierte Leistung bei veränderter Temperatur des heißen Wärmetauschers	93
Abbildung 5-31: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Temperatur des heißen Wärmetauschers	93
Abbildung 5-32: Indizierte Leistung bei veränderter Temperatur des kalten Wärmetauschers	95
Abbildung 5-33: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Temperatur des kalten Wärmetauschers	95
Abbildung 5-34: Indizierte Leistung bei veränderter Rohrlänge des heißen Wärmetauschers	97
Abbildung 5-35: Indizierter Wirkungsgrad bei veränderter Rohrlänge des heißen Wärmetauschers	97
Abbildung 6-1: Schematischer Aufbau eines Stelzermotors	99
Abbildung 7-1: Publiziertes Schnittbild des Prototyps von Frank Stelzer	102
Abbildung 7-3: Spülmodel YAM14	107
Abbildung 7-4: Boost Model des Stelzer Motors	108
Abbildung 7-5: Indizierter Mitteldruck und Wirkungsgrad bei Variation des Bohrungsdurchmessers, des Kompressionsraums und der Auspuffrohrlänge	111
Abbildung 7-6: Indizierter Mitteldruck des Stelzermotors bei 6000 1/min und variierten Ein- und Auslasszeiten	112
Abbildung 7-7: Indizierter Wirkungsgrad des Stelzermotors bei 6000 1/min und variierten Ein- und Auslasszeiten	112
Abbildung 7-8: Indizierter Mitteldruck und indizierter Wirkungsgrad über die Oszillationsgeschwindigkeit	113

10.2. Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Formelzeichen für die Berechnung der Emissionswerte	20
Tabelle 2-2: Zusammenfassung der Anforderungen	23
Tabelle 3-1: Beispiel einer Bewertungsmetrik eines Sub-Kriteriums der NWA	32
Tabelle 4-1: Technische Daten SOLO V161 [57]	40
Tabelle 5-1: Zylinderabmessungen	80
Tabelle 5-2: Parameter des heißen Wärmetauschers	81
Tabelle 5-3: Parameter des kalten Wärmetauschers	82
Tabelle 5-4: Abmaße des Regenerators	83
Tabelle 5-5: Abgeleitete Regeneratorparameter	84
Tabelle 5-6: Vergleich der Simulationsergebnisse mit veröffentlichten Leistungsdaten	85
Tabelle 5-7: Elektrische Leistung und Wirkungsgrad mit modifizierten Betriebsparametern	90
Tabelle 5-8: Einfluss der Phasenverschiebung zwischen den Arbeitskolben	90
Tabelle 5-9: Einfluss der Temperatur des heißen Wärmetauschers T_E	92
Tabelle 5-10: Einfluss der Kühlmitteltemperatur	94
Tabelle 5-11: Einfluss der Größe des heißen Wärmetauschers	96
Tabelle 7-1: Geometrische Größen des Verbrennungszylinders	103
Tabelle 7-2: Geometrische Größen des Kompressionszylinders	104
Tabelle 7-3: Parameter des Vibe-Brennverlaufmodells	104
Tabelle 8-1: Gegenüberstellung der berechneten und veröffentlichten Leistungsdaten bei einer Motordrehzahl von 1500 1/min	116
Tabelle 8-2: Elektrische Leistung und Wirkungsgrad mit modifizierten Betriebsdaten	116

11. Literaturverzeichnis

- 1 A. Trattner, P. Pertl, St. P. Schmidt: „Novel range extender concepts for 2025 with regard to small engine technologies“, JSAE 20119596 / SAE 2011-32-0596
- 2 Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität Zentrale Handlungsfelder der Bundesregierung; September 2009; Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
- 3 J. Axsen, A. Burke, K. Kurani (2008): Batteries for Plug-in Hybrid Electric Vehicles (PHEVs): Goals and the State of Technology circa 2008, Institute of Transportation Studies, University of California, Davis, Research Report UCD-IST-RR-08-14
- 4 The Electrification Of The Powertrain – From Turbohybrid To Range Extender; Wiener Motorensymposium 2009; AVL List GmbH
- 5 <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/14691/Neues-Produktionsverfahren-soll-Produktionskosten-fuer-Lithium-Ionen-Zellen-senken.html>, G. Goppelt, ATZ Online, Stand 2012-03-24
- 6 Anforderungen an das Automobil der Zukunft; 2007; FH Joanneum
- 7 Z. Sumic: Hype Cycle for Intelligent Grid Technologies, PSERC Smart Grid Forum March 2009
- 8 W. Lohner: Lohner Automobile, H. Weishaupt Verlag Graz, 1989
- 9 A. Dinger, G. Sticher: Batteries for Electric Cars: Challenges, Opportunities and an Outlook to 2020, 19th Aachen Colloquium "Automobile and Engine Technology", Aachen, Germany, 2010
- 10 W. Steiger: Technical, social and political framework for future mobility, 31st International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 2010
- 11 K. Neumann: Electrification of the Powertrain, 30th International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 2009
- 12 P. Hoffmann, Hybridfahrzeuge, Springer Verlag, 2010
- 13 G. Hohenberg: „Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen-Hybrid“, Skriptum, TU Graz, 2009
- 14 Delphi, Worldwide Emissions Standards Passenger Cars and Light Duty Vehicles, 2011
- 15 K. Fraidl, P. Kapus, M. Korman, B. Sifferinger, V. Benda: The Range Extender in Real World Operation, AVL LIST GmbH, 31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010
- 16 S. Pischinger, K. Wolff, G. Eisele, P. Geneder: E-Mobilität: Wie klingt die Zukunft?, FEV Motorentechnik GmbH Aachen, 31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010
- 17 Y. Iwamoto, K. Noma, O. Nakayama, T. Yamauchi, H. Ando: Development of Gasoline Direct Injection Engine, Mitsubishi Motors Corp., SAE 970541, International Congress & Exposition, February 1997, Detroit, MI, USA
- 18 R. Krebs, B. Stiebels, L. Spiegel, E. Pott: FSI – Gasoline Direct Injection Engine for the Volkswagen LUPO, 21st International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 2000
- 19 R. Krebs, J. Theobald: FSI – The Thermodynamics of the Direct Injection SI Engines from Volkswagen, 22nd International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 2001
- 20 M. Hirz, R. Kirchberger, M. Rumpl: “Crankcase Supercharged Four Stroke Engine With Oil Separating System”, SAE Paper No. 2004-01-2105, SAE World Congress 2004, Detroit

-
- 21 M. Hirz, H. Eichlseder, R. Kirchberger, M. Korman: "Thermodynamic Analysis of a Crankcase Supercharged Four Stroke Engine with a Two Cycle Lubrication System", SAE Paper No. 2006-01-0404, SAE World Congress 2006, Detroit
 - 22 R. J. Osborne, G. Li, S. M. Sapsford, J. Stokes, T. H. Lake, M. R. Heikal: Evaluation of HCCI for Future Gasoline Powertrains, SAE Paper No. 2003-01-0750, SAE World Congress 2004, Detroit
 - 23 Akira Iijima, Koji Yoshida and Hideo Shoji: A Study of HCCI Combustion using Spectroscopic Techniques and Chemical Kinetic Simulations, SETC Small Engine Technology Conference 2009, SAE International 20097070, Penang, Malaysia
 - 24 D. Shirota, N. Iida: „An Investigation of the Potential of Thermal and Mixing Stratifications for Reducing Pressure Rise Rate on HCCI Combustion by using Rapid Compression Machine“, SETC Small Engine Technology Conference 2009, SAE International 20097070, Penang, Malaysia
 - 25 D. Kawano, et.al.: „Ignition and Combustion Control of Diesel HCCI“, SAE Paper No. 2005-01-2132, SAE Brasil Fuels & Lubricants Meeting, May 2005, Rio De Janeiro, Brazil
 - 26 C. Spuller, H. Eichlseder: „Möglichkeiten zur Darstellung dieselmotorischer Brennverfahren mit Wasserstoff“, „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ - 12. Tagung, September 2009, Graz, Austria
 - 27 T. Wallner: „Opportunities and Risks for Hydrogen Internal Combustion Engines in the United States“, „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ - 12. Tagung, September 2009, Graz, Austria
 - 28 <http://www.stelzermotor.info/>
 - 29 G. Buschmann, H. Clemens, M. Hoetger, B. Mayr: „Zero Emission Engine – Der Dampfmotor mit isothermer Expansion“, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, 05/2000
 - 30 J. D. Crank: „The Advanced Rankine Cycle Engine and the Application Potential for Using the Cyclone Engine in the Automobile“, www.cyclonepower.com, Stand 2012-03-24
 - 31 M. Seifert: „Potential of Waste Heat Recovery with a Rankine Process for Passenger Cars“, „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ - 12. Tagung, September 2009, Graz, Austria
 - 32 Capstone Hybrid Vehicle Experience, Capstone Turbine Corporation, December 2009, www.capstoneturbine.com
 - 33 CMT-380 - Microturbine Supercar, Capstone Turbine Corporation, December 2009, www.capstoneturbine.com
 - 34 Bladon Jets, SR Drives and Jaguar Land Rover Win Funding for Gas Turbine Electric Vehicle Project, Green Car Congress, January 2010, www.greencarcongress.com
 - 35 A Eder: „Waste-Heat Recovery in Highly Efficient Powertrains – a Key to further CO2 reductions“, „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ - 12. Tagung, September 2009, Graz, Austria
 - 36 J. Fairbanks: „Thermoelectric Applications in Vehicles Status 2008“, U.S. Department of Energy
 - 37 A. Kushch: „The Effects of an Exhaust Thermoelectric Generator of a GM Sierra Pickup Truck“, Hi-Z Technology Inc., DEER Conference 2004, Coronado, California
 - 38 Fuel Cell Handbook – 7th Edition, EG&G Technical Services, Inc., November 2004
 - 39 J. F. Wakjira: „The VT1 Shape Memory Alloy Heat Engine Design, Virginia Polytechnic Institute and State University“, January 2001
 - 40 S. V. Sharma: „Shape Memory Alloy Based Motor“, 1st Indian Space Research Organisation Bangalore, October 2008
-

-
- 41 K. Altali, T. Benjamin: „Shape Memory Alloy Motor as Incorporated into Solar Tracking Mechanism“, US Patent 2007/0074753, April 2007
- 42 St. Ashley: „SMA-based 'energy-scavenging device' could convert exhaust heat into useful power“, Automotive Engineering magazine March 2010, SAE, <http://www.sae.org/mags/aei/7461>
- 43 H. Sorger, F. Beste, B. Sifferlinger, M. Korman: „The AVL Pure Range Extender – Layout, Development and Results“, Austrian Society of automotive engineers, SAE, December 2009, Graz, Austria
- 44 A. Ebner, F. Winkler, M. Abart, R. Luz, R. Kirchberger, S. Schmidt, H. Eichlseder: „Study of Possible Range Extender Concepts with Respect to Future Emission Limits“, SETC Small Engine Technology Conference 2010, SAE International 2010- 32-0129, Linz, Austria
- 45 R. Bauer: „Gescheiterte Innovationen: Fehlschläge und technologischer Wandel“, Campus Verlag, 2006
- 46 U.S. Dept. of Energy: „Assessment of the state of technology of automotive Stirling engines“, Stirling Engine Systems Division, Mechanical Technology Incorporated, NASA CR-159631, 1979
- 47 F. Beschorner, J. Großmann, G. Reuchlein, H. Schaaf, H. Pfeiffer, B. Gondro: „Stand der Stirlingmotorenentwicklung - Anwendungsmöglichkeiten und Erfolgsaussichten im Vergleich zu eingeführten Anlagen und Systemen.“, BMFT-Forschungsbericht T-84-196 (Nichtnukleare Energietechnik), 1984
- 48 <http://www.douglas-self.com/MUSEUM/POWER/hotair/hotair.htm>, Stand 2012-03-24
- 49 Agarwal, P., Mooney, R., and Toepel, R., "Stir-Lec I, A Stirling Electric Hybrid Car," SAE Technical Paper 690074, 1969, doi:10.4271/690074
- 50 W.H. Percival: „Historical review of Stirling engine development in the United States from 1960 to 1970“, NASA CR-121097, 1974
- 51 W.D. Ernst: Automotive Stirling Engine Development Project, NASA CR-190780, 1997
- 52 <http://www.bhkw-infozentrum.de/erlaeuter/mini-bhkw.html>, Stand 2012-04-26
- 53 <http://www.psa.es/webeng/instalaciones/discos.php>, Stand 2012-04-26
- 54 <http://www.kockums.se/en/products-services/submarines/stirling-aip-system/>, Stand 2012-04-26
- 55 <http://www.stirlingcryogenics.com/>, Stand 2012-04-26
- 56 <http://home.germany.net/101-276996/prozess.htm>, Stand 2012-03-24
- 57 F. Schleder: „Stirlingmotoren: Thermodynamische Grundlagen, Kreisprozessrechnung und Niedertemperatur- und Freikolbenmotoren“, Vogel Fachbuch, 2008
- 58 van Beukering, H. and Fokker, H., "Present State-of-the-Art of the Philips Stirling Engine," SAE Technical Paper 730646, 1973, doi:10.4271/730646
- 59 <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/engines.html>, I. Urieli, Ohio University, Stand 2012-03-24
- 60 W.R. Martini: "Stirling Engine Design Manual, 2nd Ed.", NASA CR-168088, Jan. 1983
- 61 G. Schmidt: "The Theory of Lehmann's Calorimetric Machine Z. Ver. Dtsch Ing.", Vol. 15, Part 1, 1871
- 62 F. Steimle: „Stirling-Maschinen-Technik“, C.F. Müller, 2007
- 63 R. W. Dyson, S. D. Wilson, R. C. Tew: „Review of Computational Stirling Analysis Methods“, NASA/TM-2004-213300
-

- 64 Regan, T.F., Gerber, S.S., Roth, M.E. : "Development of a Dynamic, End-to-End Free Piston Stirling Converter Model", NASA/TM-2004-212941
- 65 G. Walker: „Stirling Engines“, Oxford: Clarendon Press, 1980
- 66 I. Urieli, D.M. Berchowitz: „Stirling Cycle Engine Analysis“, Bristol: Adam Hilger, 1984
- 67 Tew, R.C., Thieme, L.G., Miao, D., "Initial Comparison of Single Cylinder Stirling Engine Computer Model Predictions with Test Results.", NASA-TM-79044, SAE Paper 790372, 1979
- 68 M. Tanaka, I. Yamashita, F. Chisaka: „Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow“, JSME International Journal, Series II, Vo. 33, No. 2, 1990
- 69 Tew, R.C., Thieme, L.G., Miao, D., "Initial Comparison of Single Cylinder Stirling Engine Computer Model Predictions with Test Results.", NASA-TM-79044, SAE Paper 790372, 1979
- 70 VDI-Gesellschaft: VDI-Wärmeatlas, 10.Auflage, Springer Verlag, 2006
- 71 A. Organ: „The Air Engine: Stirling Cycle Power for a Sustainable Future“, CRC Press, 2007
- 72 T. Schatzberger: „Reibleistungsanalyse eines modernen PKW-Dieselmotors“, TU Graz, 2002
- 73 S. Zima: „Ungewöhnliche Motoren“, Vogel Verlag, 2005
- 74 G. P. Blair: „Design and Simulation of Two-Stroke-Engines“, SAE International, 1996