

Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH
Kaiserstr. 100
52134 Herzogenrath

Entwicklung und Erprobung einer neuartigen solarthermischen Anlage zur Stromerzeugung

Erste Phase:

Entwicklung des Energiewandlers

Bericht über die erste Phase des Entwicklungsprojekts,
gefördert unter dem AZ: 13897/01 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dr.-Ing. Joachim Reinicke
Dipl.-Ing. Ralf Bey
Dipl.-Ing. Alwin Penners

Herzogenrath, Dezember 2004

Inhaltsverzeichnis:

Verzeichnis von Bildern und Grafiken

Verzeichnis von Begriffen, Abkürzungen und Definitionen

Zusammenfassung

- o Solarthermische Anlage 1
- o Solarthermische Anlage 2

Einleitung

Hauptteil

Solarthermische Anlage 1

1.1 Konzeption und Konstruktion

- 1.1.1 konstruktive Grundauslegung
- 1.1.2 Simulation
- 1.1.3 Dimensionierung der Motorkomponenten
- 1.1.4 Spülung und Ladungswechsel
- 1.1.5 Konzeption und Konstruktion des Receiver/ Wärmetauschers
- 1.1.6 Künstliche Sonne
- 1.1.7 Konzept eines Solarkonzentrators für Aussenversuche
- 1.1.8 Erstellung von Fertigungsunterlagen
- 1.1.9 Fertigung und Beschaffung von Prototypkomponenten

1.2 Versuch

- 1.2.1 Laboruntersuchungen am Receiver/Wärmetauscher
- 1.2.2 Grundsatzuntersuchungen am Heißluftmotor
 - Reibung
 - Betriebsuntersuchungen
- 1.2.3 Analyse und Optimierung

1.3 Fazit

Solarthermische Anlage 2

2.1 Motivation Konzeptwechsel

2.2 Konzeption und Konstruktion

- 2.2.1 Simulation
- 2.2.2 Konstruktive Grundauslegung
- 2.2.3 Ladungswechsel
- 2.2.4 Künstliche Sonne
- 2.2.5 Konstruktionsstand/Fertigungsunterlagen

2.3 Fazit

Verzeichnis von Bildern und Grafiken

Abb.	Bezeichnung	Seite
1	Übersicht solarthermische Anlage 1 und 2	8
1.1-01	Wandlermaschine 1	10
1.1-02	Prozesstemperatur über Konzentration	13
1.1-03	Receivertemperatur über Konzentration	14
1.1-04	Druck- und Heizverlauf	14
1.1-05	Tauscherfläche	15
1.1-06	Wirkungsgrad Tauscherfläche	16
1.1-07	Einfluss Spülung	16
1.1-08	Definition Wirkungsgrad	17
1.1-09	therm-, prozess-, effektiver- Wirkungsgrad	19
1.1-10	FEM- Berechnung	21
1.1-11	Motorquerschnitt Spülkanäle	22
1.1-12	Volumetrischer Receiver	23
1.1-13	Zylinderkopf u. Receiver-Strahlungsfenster	25
1.1-14	Infrarotstrahler in verschiedenen Paketanordnungen	26
1.1-15	HMI-Strahlerkonzept 1	27
1.1-16	Konzept Aussenanlage	28
1.1-17	Komponenten aus firmeneigener Prototypenfertigung	29
1.2-01	Prüfstands Aufbau (HMI)	30
1.2-02	DC- Motor	30
1.2-03	Aufbau Anlagen Regelung	31
1.2-04	Aluminium- und Kohlenstoff-Kolben	32
1.2-05	Messung der Schleppleistung Wandler 3	34
1.2-06	Messung der Schleppleistung Wandler 4	34
1.2-07	Messschrieb des Hochlaufs unter Einstrahlung	35
1.2-08	Heizverlauf	37
1.2-09	P-V Diagramm	38
1.2-10	Heizverlauf Simulation / Messung	39
2.2-01	Prinzipdarstellung des Zweikammer- Verfahrens Anlage 2	42
2.2-02	Schema des Zweikammer Prozesses	45
2.2-03	Ventilhubfunktion Druckverläufe Zweikammerv Verfahren	47
2.2-04	Wärmeleitfähigkeit Luft	49
2.2-05	Transiente Temperaturverläufe in einer Receiverbohrung	50
2.2-06	Wirkungsgrad des Wärmeübergangs Receiver-Luft	51
2.2-07	Angenommener Verlauf der mechanischen Reibleistung	52
2.2-08	solaren Einstrahl-Leistung	53
2.2-09	Wirkungsgrad der Receivertemperatur	54
2.2-10	Optimierung des Wirkungsgrades durch Drehzahl Anpassung	55
2.2-11	Wirkungsgrade und Receivertemperatur	56
2.2-12	Wirkungsgrad/Receivertemp.f(Drehzahl)	56
2.2-13	Wirkungsgrade und Receivertemperatur f(Steuerzeiten)	57
2.2-14	Wirkungsgrad/Kammerventil öffnet	58
2.2-15	Solarthermische Anlage 2	60
2.2-16	Ventilsteuerungsmechanismus	61
2.2-17	Ventil- Ventilfehrung	61
2.2-18	Schnitt Ventiltrieb	62
2.2-19	Ventildurchführung / Linearführung / Abdichtung	62
2.2-20	Konzept 2 Zielkonfiguration	63
2.2-21	Receiver/ Wärmetauscherkonzepte	63
2.2-22	Dichtkonzept	64
2.2-23	Künstliche Sonne	64

Verzeichnis von Begriffen, Abkürzungen und Definitionen

Pos.	Kurzzeichen	Bedeutung
1	R/W	Receiver / Wärmetauscher
2	HMI	Halogen Metalldampf Strahler
3	c	Konzentration
4	OT	Oberer Totpunkt
5	UT	Unterer Totpunkt
6	n	Drehzahl
7	CAD	Computer Aided Design
8	NC	Numerical Control
9	sqi	cell's per square inch (Zellen pro inch ²)
10	ε	Verdichtungsverhältnis
11	°KW	Grad Kurbewinkel
12	Pmi	Indizierter Mitteldruck
13	T	Temperatur
14	P	Druck
15	Ncm	Newton Zentimeter
17	J	Joule

Zusammenfassung:

Solarthermische Anlage 1

In der Phase 1 der Entwicklung und Erprobung einer neuartigen solarthermischen Anlage konzentrierte sich der Schwerpunkt der Arbeiten auf die Entwicklung des Energiewandlers (Sonnenmotor mit Receiver/Wärmetauscher).

Bei der Dimensionierung der Anlagengröße wurde der Wandler im Hinblick auf eine im Labor unter vertretbarem Aufwand zu erzeugende Strahlungsenergie („künstliche Sonne“) ausgelegt.

Die Entwicklung der künstlichen Sonne als Basis der weiterführenden Arbeiten am Wandler haben den geplanten Zeitrahmen der Phase 1 beeinflusst. Die Arbeiten zur Entwicklung einer labortechnischen Sonne waren notwendig, um witterungsunabhängig den Wandler zu untersuchen und zu optimieren. Diese Arbeiten erwiesen sich als wesentlich aufwendiger als angenommen.

Die Entwicklungen am Wandler konnten erst erfolgen, nachdem die künstliche Sonne stabil und leistungsstark betrieben werden konnte. Auf dieser Basis konnte dann sehr effektiv die Entwicklung am Wandler vorangetrieben werden. Parallel zu dieser Entwicklung wurde entsprechend der im Labor zu erzeugenden Einstrahlungsleistung der Wandler dimensioniert.

Bei der Entwicklung des Wandlers wurde dieser in zwei Funktionsbereiche unterteilt. Der Kurbeltrieb des Wandlers d.h. der Bereich unterhalb des Zylinderkopfes wurde nach kinematischen und reibungstechnischen Aspekten entworfen. Der Zylinderkopf wurde nach thermodynamischen Aspekten entwickelt, da diese Komponente für die Effektivität des Prozesses verantwortlich ist. Es wurden verschiedene Konfigurationen hinsichtlich des Receiver/ Wärmetauschers und der Reibpaarungen im Labor untersucht.

Alle Komponenten des Wandlers wurden konzeptioniert, konstruiert und weitestgehend in der eigenen Prototypen-Fertigung hergestellt.

Die Analyse der thermodynamischen Ergebnisse des Wandlers in der zunächst realisierten sehr einfachen Ausführungsform (Anlage 1) zeigten, dass sowohl im Prozesswirkungsgrad als auch im Gesamtwirkungsgrad die prognostizierten Ziele noch nicht erreicht sind. Grundsätzlich zeigen die Analysen, dass ein Receiver/Wärmetauscher gekoppelt mit einem offenen Hubkolbenprozess in der Lage ist, gespeicherte Wärme zu prozessrelevanten Phasen in das Arbeitsmedium Luft zu übertragen. Der qualitative Verlauf der Wärmezufuhr an das Gas erfolgt thermodynamisch günstig. Jedoch ist sowohl die absolut übertragene Wärme als auch die Geschwindigkeit, mit der die Wärme in den Prozess eingekoppelt wird, nicht hinreichend, um die für einen wirtschaftlichen Betrieb erforderlichen Gesamtwirkungsgrade darzustellen.

Zusammenfassung:

Solarthermische Anlage 2

Auf Grund der mit der Anlage 1 erzielten Ergebnisse wurde das Grundkonzept des Wärmetauschs im solarthermischen Wandler neu überdacht. Als Ergebnis wurde eine solarthermische Anlage 2 entwickelt, welche im Vergleich zur Anlage 1 ein völlig neuartiges Konzept mit vielversprechendem Potential darstellt.

In die Konzeptionierungsphase dieser Hubkolbenmaschine wurden alle Erfahrungen der ersten Untersuchungsphase eingebracht und auf den solarischen Betrieb dieser Anlage zugeschnitten. In der Konzeption der solarthermischen Anlage 2 wurde der Schwerpunkt des Konzeptes auf die Maximierung des Prozesswirkungsgrads und des thermischen Wirkungsgrads gelegt. Um diese Eigenschaften auf eine solarthermische Maschine zu übertragen, wurden innovative Neuerungen mit konventioneller Technik verbunden. Die herausragende Neuerung in diesem Konzept ist das Receiver-Mehrkammersystem zur Steigerung der Energieübertragung durch Erhöhung der Verweilzeit des Arbeitsmedium im Receiver. Weiterhin wird durch eine modifizierte Ausführung des Receivers konzeptionell auch ein Hybridbetrieb möglich (z.B. Gasfeuerung bei nicht vorhandener solarer Einstrahlung).

Die solarthermische Anlage 2 ist in der Phase 1 des Projektes bis hin zur Fertigungsableitung der Konstruktion geführt wurden. Ebenso wurden umfangreiche Simulationsrechnungen mit speziell entwickelten Programmen durchgeführt, um die erreichbaren Anlagenwirkungsgrade zunächst auf theoretischem Wege abzusichern. Diese Simulationen zeigen das deutlich gesteigerte Potential des neuen Konzeptes auf und lassen einen Betrieb dieser Anlage mit gutem Wandlerwirkungsgrad erwarten.

Eine Umsetzung der Konstruktion bis zum ersten Prototyp konnte in dieser ersten Phase aus Zeit- und Kostengründen nicht erfolgen. Die Fortsetzung der Entwicklung erscheint aus Sicht von Meta jedoch sinnvoll, wobei insbesondere folgende Aspekte untersucht werden müssen:

- Verifikation der technischen Eigenschaften durch messtechnische Untersuchungen an einem Prototypen
- Minimierung der Herstellkosten des Wandlers durch Optimierung der konstruktiven Ausführung, Werkstoffwahl, Herstellverfahren etc.
- Aktualisierte Marktanalyse im Bereich regenerativer Stromerzeugung mit kleinen Anlagen

Einleitung:

Basierend auf einer systematischen Analyse des Stands der Technik wurden vom antragstellenden Unternehmen auf eigene Kosten verschiedene Konzepte einer solarthermischen Wandlermaschine entwickelt. Abweichend vom Dish/Stirling- Solarsystem bildet beim Meta Konzept eine neuartige Wandlermaschine den Kern der Anlage, die weniger komplex ist als bisher bekannte Maschinen.

An einem ersten Funktionsprototyp wurde die grundsätzliche Funktion des Verfahrens dargestellt, wobei zur Simulation der Solarstrahlung elektrische Infrarot-Heizstrahler Verwendung fanden. Erste Analysen der thermodynamischen Untersuchungen wiesen einen beachtlichen Wirkungsgrad eines nicht optimierten Solarsystems auf. Dieser Sachverhalt deutete auf eine weitere Steigerungsmöglichkeit des Gesamtwirkungsgrad dieser Wandlermaschine hin.

Mit dem Kooperationspartner Deutsche Bundesstiftung Umwelt DBU wurde das vorliegende Entwicklungsprojekt generiert. Ziel des gemeinsamen Vorhabens ist die Entwicklung und Erprobung einer neuartigen solarthermischen Anlage zur Stromerzeugung. Im Rahmen der Zusammenarbeit mit der DBU wurden zwei weitere Wandlermaschinen dieses Funktionsprinzips konzipiert und thermodynamischen Untersuchungen unterzogen.

Grundsätzliches Ziel des Vorhabens ist die Entwicklung einer neuartigen solarthermischen Anlage als wirtschaftlich günstige Alternative zu bekannten Hochtemperaturanlagen.

Folgende Ziele stehen im Vordergrund:

- Niedrige Anlagekosten durch geringe Komplexität und Verzicht auf teure Übertragungsmedien
- Anlagezielkosten von 1.280,- bis 2.556,- € /kW_p
- Hinreichend hohe Wirkungsgrade schon bei mittleren Einstrahlleistungen zur effektiven Nutzung der Sonnenenergie in mittleren Breitengraden
- Flexibilität in der Nutzung (Stromerzeugung, Erzeugung mechanischer Energie)
- Einfach herstellbare und robuste Komponenten
- Darstellung kleiner, modular aufbaubarer Anlagen ab 1 kW

Der Schwerpunkt der Phase 1 war die Entwicklung des Energiewandlers und Receivers/Wärmetauschers. Ziel war die Inbetriebnahme der solarthermischen Hochtemperaturanlage mit ca. 1 kW elektrischer Leistung unter Verwendung eines konventionellen Lichtsammlers. Dabei sollen ca. 80% des prognostizierten mechanischen Wirkungsgrades des Heißluftmotors erreicht werden.

Geplant war im Anschluss der Zusammenarbeit mit der DBU der Aufbau und Betrieb von weiteren 2 Prototypenanlagen unterschiedlicher Baugröße. Die geplante Laufzeit des Vorhabens beträgt 3 Jahre und war unterteilt in drei Phasen. Als Ergebnis jeder Phase sollten die zu entwickelnden Prozesse und Komponenten jeweils an einer Prototypenanlage demonstriert werden.

In den drei Projektphasen sollte der Schwerpunkt der Entwicklung im wesentlichen unterschieden werden in:

- Phase 1: Wandler
- Phase 2: Solarkollektor
- Phase 3: Modularität, Systemoptimierung

Übersicht:

Solarthermische Anlagen 1 und 2



Baustufe 1
bis Juni 2003

Solarthermische Anlage 1



Baustufe 2
Entwicklung ab
Juni 2003

Solarthermische Anlage 2

Solarthermische Anlage 1

1.1 Konzeption und Konstruktion

1.1.1 Konstruktive Grundauslegung

In der ersten Phase wurde für den zu entwickelnden Wandler die Randbedingungen untersucht und die wesentliche Eigenschaften festgelegt.

Eine erste wesentliche Eigenschaft dieser Maschine sollte sein, dass die zu entwickelnde Maschine unter Laborbedingungen betrieben werden konnte. Die Laborbedingungen sollten weitestgehend den realen Bedingungen des Freiversuches entsprechen. Unter der Bedingung, die Maschine mit einer künstlichen Sonne zu betreiben, wurden mehrere Freiheitsgrade der Auslegung gleichzeitig eingeschränkt, z.B. ist die Größe der Maschine abhängig von der labortechnisch zu erzeugenden künstlichen Einstrahlungsleistung. Gleichzeitig sollte die Maschine in einem späteren Feldversuch bei überschaubaren Kosten mit einem Solarkollektor ausgestattet werden.

Des weiteren sollte die Maschine als Einzylinder stehend betrieben werden und mit einem transparenten Motorfenster ausgestattet sein (Abb.1.1-01). Um geringe Kosten bei einer späteren Serienherstellung zu erreichen, wurde ein Ladungswechselverfahren ohne aktiv zu steuernde Ventile umgesetzt. Das Ladungswechselverfahren nach dem 2- Takt- Prinzip stellt diese kostengünstigste Möglichkeit dar. Des weiteren ermöglicht dieses Verfahren bei der offenen Zugänglichkeit des Zylinderrohres die Einbringung eines transparenten Fensters bei gleichzeitiger Abdichtung des Arbeitsraums.

Die Konstruktionsauslegung des Wandlers bezogen auf die Thermodynamik d.h. Hubraum, Bohrung, Kompressionsverhältnis, Ladungswechsel etc. wurde durch eigene Simulationsprogramme unterstützt.

Die Kurbelwelle wurde als gebaute Kurbelwelle ausgeführt und mit gekapselten Wälzlagern ins Kurbelgehäuse (Vertikalteilung) eingelagert. Das Kurbelgehäuse ist im Rapid- Verfahren hergestellt.

Entgegen konventioneller Lösungen konnte das Pleuel aufgrund der niedrigen Belastung in Aluminium ausgeführt werden. Als Lagerung dienen im Hub- als auch im Pleuelzapfen gekapselte Nadellager zur Reduzierung der Reibung.

Die Zylindereinheit ist mit einer Sinter- Graugussbuchse als Gleitpartner zum Kolben in einem ungekühlten Zylinderrohr eingelagert. Das Zylinderrohr übernimmt dabei im wesentlichen die Ladungswechselkanäle der Maschine. Durch das Zylinderrohr und in den Brennraum wurden Indiziersensoren eingebracht.

Solarthermische Anlage 1

Grunddaten der Wandlermaschine:

Bauart	1 Zylinder stehend
Hubvolumen	78.5 cm ³
Bohrung	50 mm
Hub	40 mm
Hauptlager Ø	40 mm
Pleuellager Ø	22 mm
Pleuellänge	100 mm
Verdichtungsverhältnis	6.34
Max. Motordrehzahl	2500 min ⁻¹
Motorgewicht	2,5 kg
Motorhöhe	224 mm
Motorbreite	84 mm

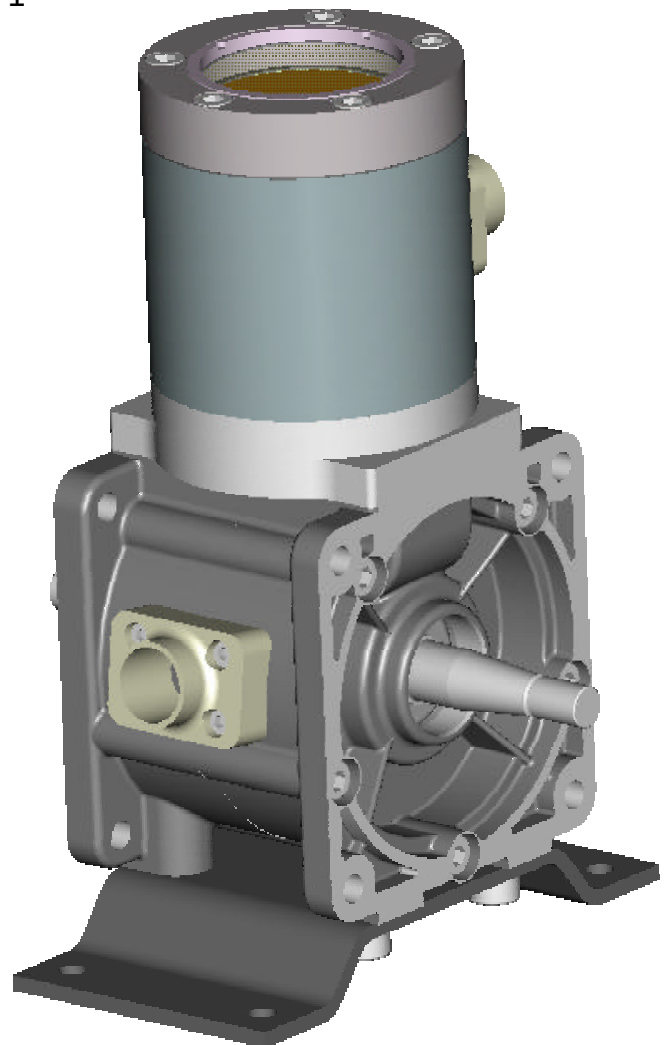


Abb. 1.1-01: Wandlermaschine Konzept 1

Solarthermische Anlage 1

Die Wirkfunktion des Kolbens ist vergleichbar mit der von konventionellen Verbrennungsmaschinen. Im Unterschied zu den konventionellen Verbrennungsmotoren soll der solarthermische Wandler im späteren Einsatz keine Emissionen produzieren. Aus dem Grund wird im Betrieb des Wandlers lediglich Umgebungsluft durch den Wandler transportiert und ermöglicht einen emissionsfreien Betrieb. Somit stellt sich die Bedingung die Gleitpaarung zwischen der Zylinderbuchse und dem Kolben nicht mit einem herkömmlichen Schmiersystem auszustatten.

Ein weiterer Einflussparameter in der Kolben- Zylinderbaugruppe stellt das optimale Laufspiel dieser Bauteile zueinander dar. Das Laufspiel sollte im kalten als auch im heißen Zustand der Maschine möglichst klein sein, um geringe Blow-by – Verluste zu erzielen.

Eine zu stark voneinander abweichende Wärmeausdehnung zwischen Kolben und Zylinder erwies sich für den solarthermischen Einsatz als nicht zielführend. Aufgrund der Tatsache, daß im Betrieb die Zylinderbuchse im Vergleich zum Kolben ein geringeres Temperaturniveau erreicht, kann bei schlecht ausgewählten Werkstoffen ein erhöhtes Reibverhalten bis hin zum Klemmen der Kolben-Zylinderbaugruppe entstehen.

Die besten Ergebnisse hinsichtlich des Ausdehnungsverhalten wurden erreicht durch eine Kombination von Kohlenstoff- und Sinterguss.

Der brennraumabdichtende Zylinderkopf wurde sowohl gekühlt als auch ungekühlt in Aluminium ausgeführt. Als transparentes Fenster wurde eine konzentrische Quarzglasscheibe in den Zylinderkopf auf thermisch stabilen Grafitdichtungen eingebettet. Somit wurde der Quarzglasscheibe die Möglichkeit gegeben im Betrieb selbst Dehnungen durchzuführen und oder Dehnungen durch den Zylinderkopf zuzulassen ohne überkritischen Spannungen ausgesetzt zu werden.

1.1.2 Simulation

Die konstruktiven Arbeiten wurden begleitet durch rechnerische Simulation des Arbeitsprozesses im Heißluftmotor. Ziel dieser Untersuchungen war ein vertieftes Verständnis der physikalischen Abläufe während der einzelnen Phasen des motorischen Prozesses sowie die Klärung der Einflüsse verschiedener Systemparameter auf die Effizienz der Maschine. Hieraus wurden Ableitungen für die Dimensionierung und Auslegung der Komponenten gezogen.

Als Basis der Simulation wurde ein Ein-Zylinder-Modell für einen offenen 2-Takt Kreisprozess programmiert. Wegen der geringen angestrebten Motordrehzahlen und der damit verbundenen geringen zu erwartenden Gasgeschwindigkeiten wurde auf die Modellierung von Druckwellenvorgängen im Gas verzichtet. Es

Solarthermische Anlage 1

handelt sich also um ein eindimensionales Behältermodell mit externer Wärmezufuhr.

Das Untersystem „Receiver/Wärmetauscher“ wurde als Zwei-Zonenmodell simuliert, d.h. die gesamte am Verfahren teilnehmende Luftmasse befindet sich jeweils teilweise innerhalb des Wärmetauschers und teilweise außerhalb. Erst dieser Modellansatz ermöglicht eine sinnvolle Modellierung des Wärmeübergangs vom Wärmetauscher an das Gas.

Die Formulierung der Erhaltungsgleichungen führt zu einem System gekoppelter Differentialgleichungen, welches im Zeitbereich integriert wird. Als Eingabegrößen werden die wesentlichen geometrischen Grunddaten des Motors, wie z.B. Bohrung, Hub, Verdichtungsverhältnis etc. benötigt. Nach Vorgabe der eingestrahnten Leistung und der Drehzahl erfolgt die Lösung des DGL-Systems, wobei mehrere Iterationen bis zum Erreichen eines stationären Zustandes erforderlich sind.

Als Ergebnisgrößen stehen dann die zeitlichen Verläufe aller physikalischen Werte, wie Drücke, Temperaturen, Energien etc. zur Verfügung. Ebenso wird eine thermodynamische Analyse bezüglich der umgesetzten Wärmen, Verlustenergien, inneren und effektiven Wirkungsgrade etc. durchgeführt.

Ergebnisse der Simulation:

Im Meeting zum Projektbericht 1 wurden von Meta Simulationsrechnungen zum Prozess der solarthermischen Wandlermaschine (Anlage 1) präsentiert. Diese Simulationen basieren auf eigens im Hause Meta entwickelten Programmen. Nachfolgende Ausgabegrößen wurden zur Analyse der Wandlermaschine untersucht und bewertet:

- Prozesstemperatur
- Receivertemperatur
- Druckverläufe und Heizfunktion
- Einfluss der Wärmetauscherfläche
- Spülgrad
- Wirkungsgrad

Solarthermische Anlage 1

Diskussion der Prozesstemperatur und Receivertemperatur
 (Abb.1.1-02 und 1.1-03):

Der Verlauf der Prozesstemperatur beschreibt die übergehende Wärme ins Arbeitsmedium Luft. In der Abb.1.1-02 sind für verschiedene Drehzahlen die maximale Prozesstemperatur über dem Konzentrationsfaktor aufgetragen. Erkennen lässt sich, dass mit steigender Drehzahl die Maximaltemperatur des Arbeitsmedium sinkt, d.h. die Prozesstemperatur ist eine abhängige Größe der Maschinendrehzahl. Der Stoffaustausch der Maschine mit der Umgebung erfolgt drehzahlgebunden und besitzt somit die Eigenschaft mit der Drehzahl der Maschine die Temperaturen des Receivers zu beeinflussen.

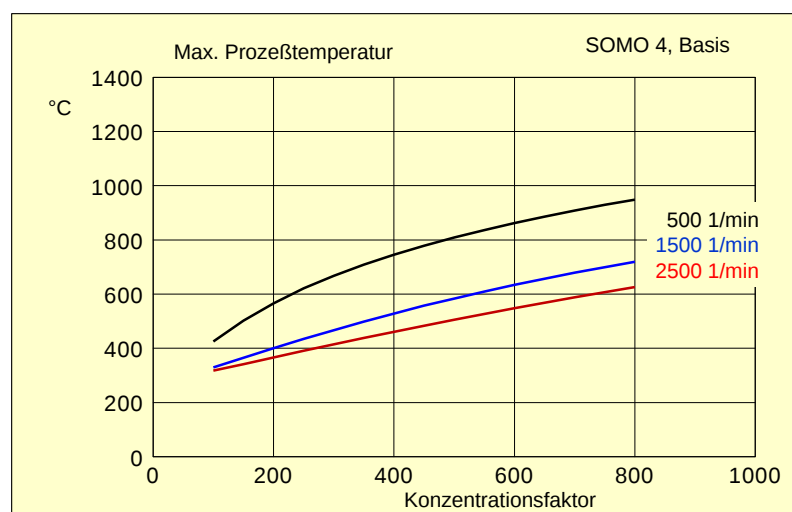


Abb.1.1-02: Max. Prozesstemperatur als Funktion der solaren Konzentration

Anknüpfend an die Diskussion der Prozesstemperatur soll nun die Receivertemperatur betrachtet werden. Direkt gekoppelt mit dem Prozess ist die Receivertemperatur dargestellt in der Abb. 1.1-03. Erkennen lassen sich drei Receivertemperaturverläufe in Abhängigkeit der bereits vorgestellten Drehzahlen. Im Bereich mittlerer Konzentration von ca. 500 zeigt die Grafik bei $n = 500 \text{ min}^{-1}$ extrem hohe Receivertemperaturen. Eine Maschinendrehzahl von ca. 500 U/min würde bei der angestrebten Konzentration den Receiver thermisch überlasten. Günstige Receivertemperaturen der Anlage liegen zwischen den Drehzahlkennlinien 1500 U/min und 2500 U/min.

Solarthermische Anlage 1

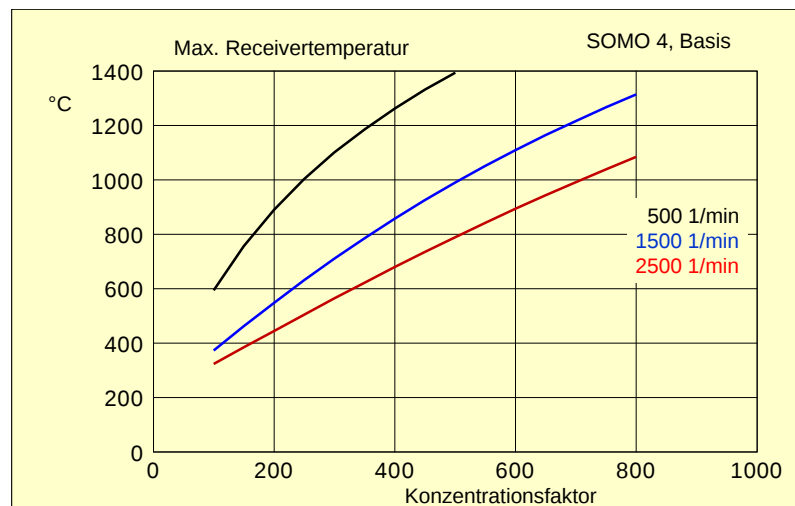


Abb.1.1-03: Max. Receivertemperatur als Funktion der solaren Konzentration

Diskussion der Druck- und Heizverläufe (Abb.1.1-04):

Der Druckverlauf im Arbeitsraum und die Heizfunktion (Verlauf der Eintragung der thermischen Energie), aufgetragen über dem Kurbelwinkel, zeigen, dass bereits in der Phase vor OT (=360 Grad) schon Wärme aus dem Receiver in das Arbeitsmedium transportiert wird. Gleichzeitig ist erkennbar, dass sich der Gastemperaturverlauf fülliger in der Phase nach OT ausbildet und Arbeit verrichtet wird. Zur qualitativen Bewertung der Heizfunktion kann gesagt werden, dass die Idealform einer Rechteckform nicht erreichbar wird, jedoch zeigen die Analysen den Schwerpunkt der 50 % Umsatzrate kurz nach OT, welches nicht direkt für den Betrachter erkennbar erscheint. Eine Ausbildung der Heizfunktion mit minimalem Wärmetransport vor der oberen Totpunktphase wäre für den Prozess erstrebenswert.

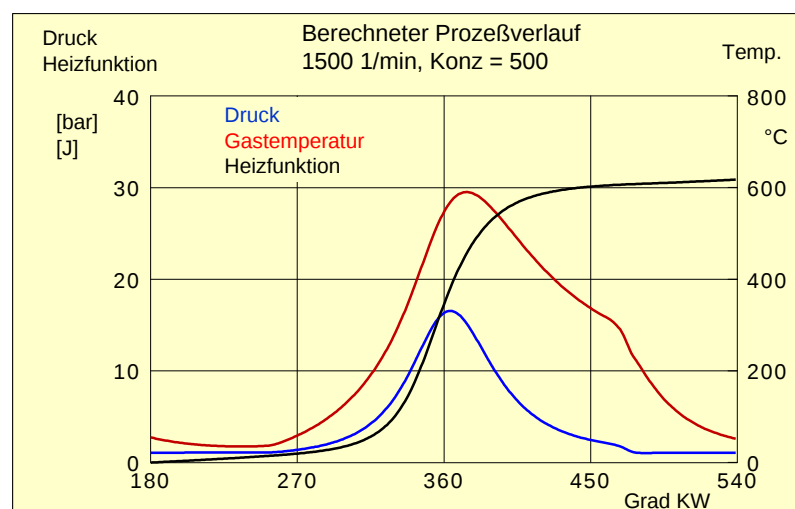


Abb.1.1-04: Verläufe von Druck, Temperatur und Heizfunktion über Grad KW

Solarthermische Anlage 1

Diskussion des Einflusses der Wärmetauscherfläche:

Das Diagramm Abb.1.1-05 zeigt den Einfluss einer Erhöhung der Wärmetauscherfläche des Receivers von ca. 0,04 m² auf 0,12 m². Die grundsätzliche Tendenz dieser Modifikation ist keine neue Erkenntnis. Jedoch zeigt dieses Diagramm die Einflussstärke auf den Prozess dieser Modifikation. Unter den gegebenen konstruktiven Randbedingungen wäre eine Erhöhung der Wärmetauscherfläche um den Faktor 3 nur durch den Einsatz von Metallschäumen realisierbar. Strukturell sind diese Metallschäume zwar ideale Körper mit extrem großen Oberflächen jedoch mit strömungstechnischen Nachteilen.

Die zuvor diskutierten Diagramme insbesondere der Verlauf des WÜ- K über dem Kurbelwinkel - weist dort die Geschwindigkeit (Drehzahl) einen stärkeren Einfluss auf den WÜ- K und somit auf die übertragene Wärmeenergie auf. Folgend kann analysiert werden, dass das Konzept des strömungsgünstigen Receivers in dieser Konfiguration die richtige Optimierungsrichtung besitzt.

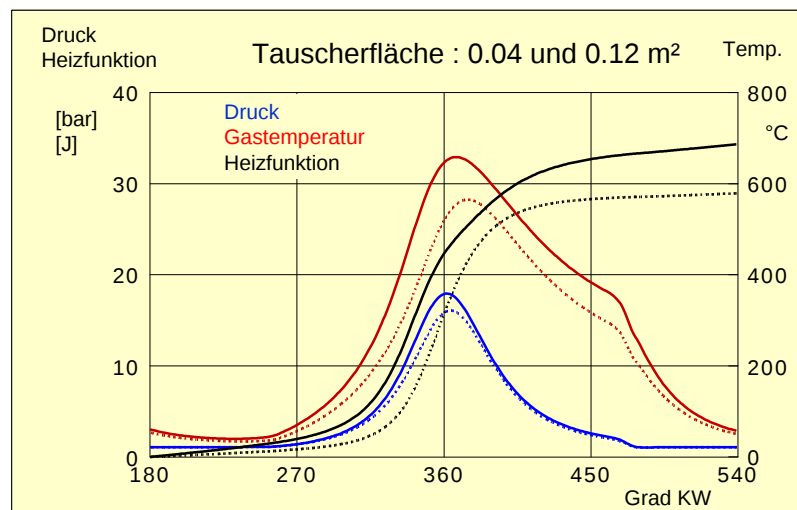


Abb.1.1-05: Einfluß Tauscherfläche auf Prozeßverlauf

Der simulierte Wirkungsgrad aufgetragen über der Wärmetauscherfläche des Receivers ist in Diagramm Abb.1.1-06 erkennbar. Gemäß der Kurvenverläufe des Prozess- des thermodynamischen und des effektiven Wirkungsgrads würde eine optimale Tauscherfläche des Wärmetauscher mit einer Fläche von ca. 0,07 m² erreicht werden.

Solarthermische Anlage 1

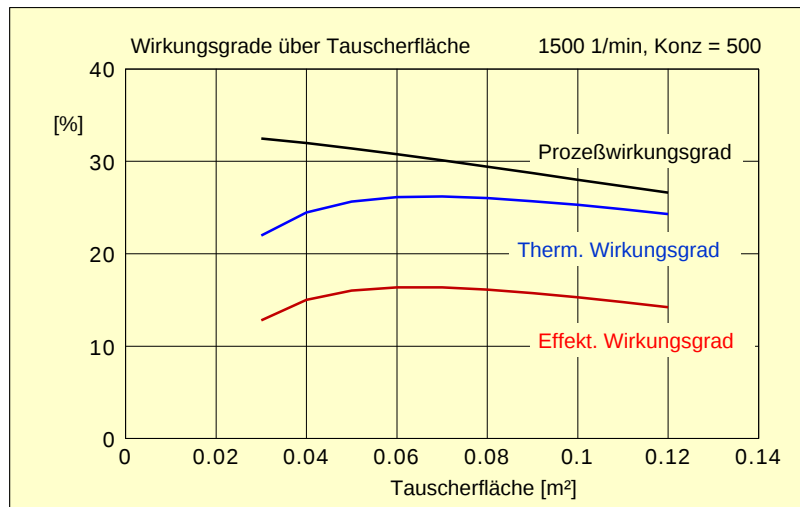


Abb.1.1-06: Einfluß Tauscherfläche auf Wirkungsgrade

Diskussion des Spülgrades (Abb.1.1-07):

Zum Austausch des Arbeitsmediums mit der Umgebung wurde der Arbeitsraum des Wandlers extern gespült. Um Den Spülvorgang bezüglich Effizienz und Energieverbrauch bewerten zu können, wurden Simulationen dieses Einflusses durchgeführt. In der Grafik Abb.1.1-06 ist sowohl der Prozesswirkungsgrad als auch die Spülleistung über der Spüldruckdifferenz aufgetragen. Erkennbar ist, dass bereits bei ca. 40-60 mbar Spüldruck eine Sättigung des Prozesswirkungsgrades erreicht ist; höhere Spüldrücke führen dann nur noch zu erhöhten Energieverlusten.

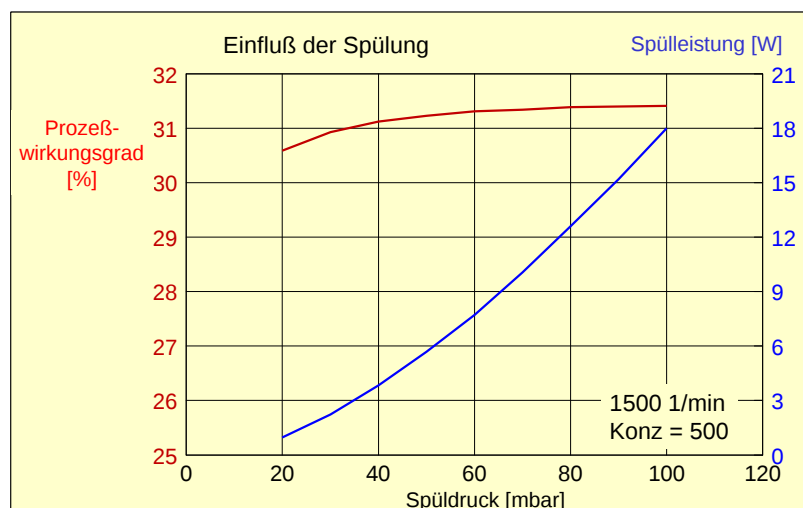


Abb.1.1-07: Einfluß des Spüldrucks auf Wirkungsgrad und Spülleistung

Solarthermische Anlage 1

Wirkungsgrade:

In Abb.1.1-08 sind der thermische, der effektive und der Prozesswirkungsgrad definiert. Der thermische Wirkungsgrad kennzeichnet die Umsetzungseffizienz der solaren Einstrahlung in Kolbenarbeit. Der Prozeßwirkungsgrad beschreibt den eigentlichen thermodynamischen Prozess. Mit der eingekoppelten Energie wird die Energiemenge bezeichnet, die in den Prozess übergeht, d. h. von dem Arbeitsmedium Luft aufgenommen wurde. Der effektive Wirkungsgrad schließlich wird gebildet aus dem Quotienten der mechanischen Arbeit (an die Kurbelwelle abgegebene Arbeit) zur eingestrahlten solaren Energie.

Definition Wirkungsgrade

Abb. 1.1-08

Thermischer Wirkungsgrad	=	$\frac{\text{indizierte Arbeit}}{\text{eingestrahlte Energie}}$
Prozeßwirkungsgrad	=	$\frac{\text{indizierte Arbeit}}{\text{eingekoppelte Energie}}$
effektiver Wirkungsgrad	=	$\frac{\text{mechanische Arbeit}}{\text{eingestrahlte Energie}}$

In den Grafiken auf Abb.1.1-09 sind die verschiedenen Wirkungsgrade über dem Konzentrationsfaktor, d.h. über der relativen solaren Strahlungsintensität, aufgetragen.

Der thermische Wirkungsgrad zeigt einen deutlichen Einfluss der Drehzahl. Bei niedrigen Drehzahlen tritt das Maximum schon bei geringen Einstrahlungen auf und fällt dann mit hohen Einstrahldichten deutlich ab. Dies ist begründet in den sehr hohen Temperaturen, die der Receiver in diesen Arbeitsbereichen annimmt; hierdurch wachsen die Verluste durch Rückstrahlung erheblich an. Ab Drehzahlen von ca. 1500 1/min ist aber ein ansteigender Wirkungsgrad auch bei höchsten Einstrahldichten erkennbar.

Im Prozeßwirkungsgrad ist der Drehzahleinfluss deutlich geringer ausgeprägt. Erkennen lässt sich auch, dass der optimale Wirkungsgrad mit dem Drehzahlanstieg zu höheren Konzentrationsfaktoren verschoben wird. Dass die Wirkungsgradverläufe der Drehzahlen von $n = 1500$ und 2500 min^{-1} ansteigen, ist im wesentlichen darin begründet, dass mit zunehmender Drehzahl und steigender Kolbengeschwindigkeit die Dichtwirkung über dem Kolben verbessert wird, was mit einer Reduzierung der Blow-By-Verluste einhergeht.

Solarthermische Anlage 1

Bei niedrigen Drehzahlen und höheren Einstrahlungen ist ein geringerer Prozeßwirkungsgrad erkennbar. Der Grund hierfür ist im Heizverlauf zu finden. Dieser repräsentiert die Charakteristik, mit der die Wärme des Receivers in den Prozess übergeht. Mit fallenden Drehzahlen geht ein immer größerer Anteil der eingekoppelten thermischen Energie vorzeitig, d.h. vor Erreichen der OT-Lage des Kolbens in den Prozess über, da die Wärmeübertragung vom Receiver an das Gas im wesentlichen zeitabhängig ist. Dieser vorzeitige Wärmeübergang erhöht die erforderliche Kompressionsarbeit und reduziert dadurch den Prozeßwirkungsgrad.

Der Vergleich der effektiven Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit der Drehzahlen $n = 500, 1500, 2500 \text{ min}^{-1}$ mit einem Konzentrationsfaktor von ca. 500 zeigt deutlich, dass die Auslegung des Wandlers einen optimalen effektiven Wirkungsgrad bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} besitzt. Erkennbar ist auch, dass bei sehr geringen Einstrahlungen die Drehzahl vorteilhafterweise abgesenkt werden muss, damit effektive Arbeit erzeugt wird. Dies ist vor allem im Einfluss der Reibleistung begründet, da bei höheren Drehzahlen zunächst die erhöhte Reibung überwunden werden muss. Bevor effektive Arbeit abgegeben werden kann.

Solarthermische Anlage 1

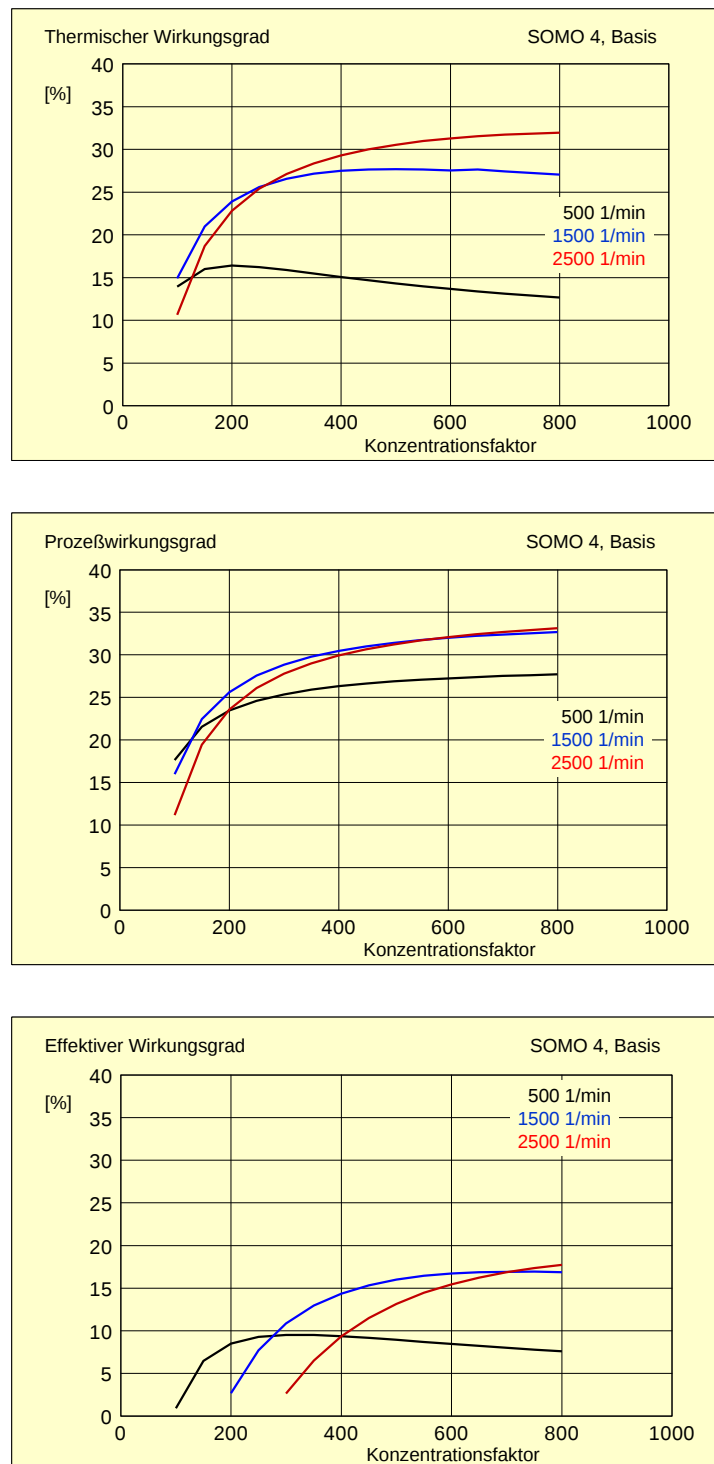


Abb.1.1-09: Thermischer, Prozess-, und effektiver Wirkungsgrad über der Einstahlkonzentration

Solarthermische Anlage 1

1.1.3 Dimensionierung der Motorkomponenten

Um den Wandler mit einer künstlichen Sonne im Labor einem witterungsunabhängigen Entwicklungsprozess zu unterziehen wurde dieser entgegen der ursprünglichen Planung in seiner Größe reduziert.

Die erreichte Einstrahlungsleistung von 1000 W (künstliche Sonne) definiert maßgeblich die Größe des Wandlers.

Nach Simulationsrechnungen sollte die Konzentration c des Sonnenlichtes (künstliche Sonne) $c \geq 500$ erreicht werden. Die Konzentration c definiert ein geometrisches Flächenverhältnis der Öffnungsfläche seines Sonnenkollektors zur Fläche in der Brennebene.

Zur Auslegung der Wandlergröße wurde eine äquivalente Solarstrahlung von 1000 Watt/ Quadratmeter angenommen.

Aus der Konzentration von $c = 500$ und der gemessenen Einstrahlungsleistung von 1000 Watt leitet sich eine Brennebenenfläche von ca. 2000 mm² (ca. Ø 50 mm) ab.

Zur Minimierung des Schadraumes bei OT sollte der Receiver möglichst die gesamte Brennraumbene erfassen. Der Receiver wurde entsprechend der Brennebenenfläche auf den Durchmesser von 50 mm ausgelegt.

Mit den verschiedenen Receiverwerkstoffen und -strukturen wurden sowohl die Basisauslegung des Verdichtungsverhältnisses als auch die wärmeaustauschende Oberfläche variiert.

Der Kurbeltrieb des Wandlers unterlag keiner Einschränkung und konnte somit frei definiert werden. Da kurzhubige Kurbeltriebe systembedingt geringere Reibungswiderstände aufweisen wurde der Hub des Kurbeltriebs auf 40 mm festgelegt.

Solarthermische Anlage 1

Zur Dimensionierung des Pleueltriebs wurden unterstützend zur Konstruktion FEM Simulationen durchgeführt. In den Abb.1.1-11 sind zu verschiedenen signifikanten Stellen des Pleuels Berechnungen zur Spannungskonzentration ermittelt wurden. In den Abbildungen sind die Vergleichsspannungen nach von Mises farblich dargestellt. Aufgrund der dann vorliegenden Berechnungen konnte das Pleuel aus einem Aluminiumwerkstoff hergestellt werden.

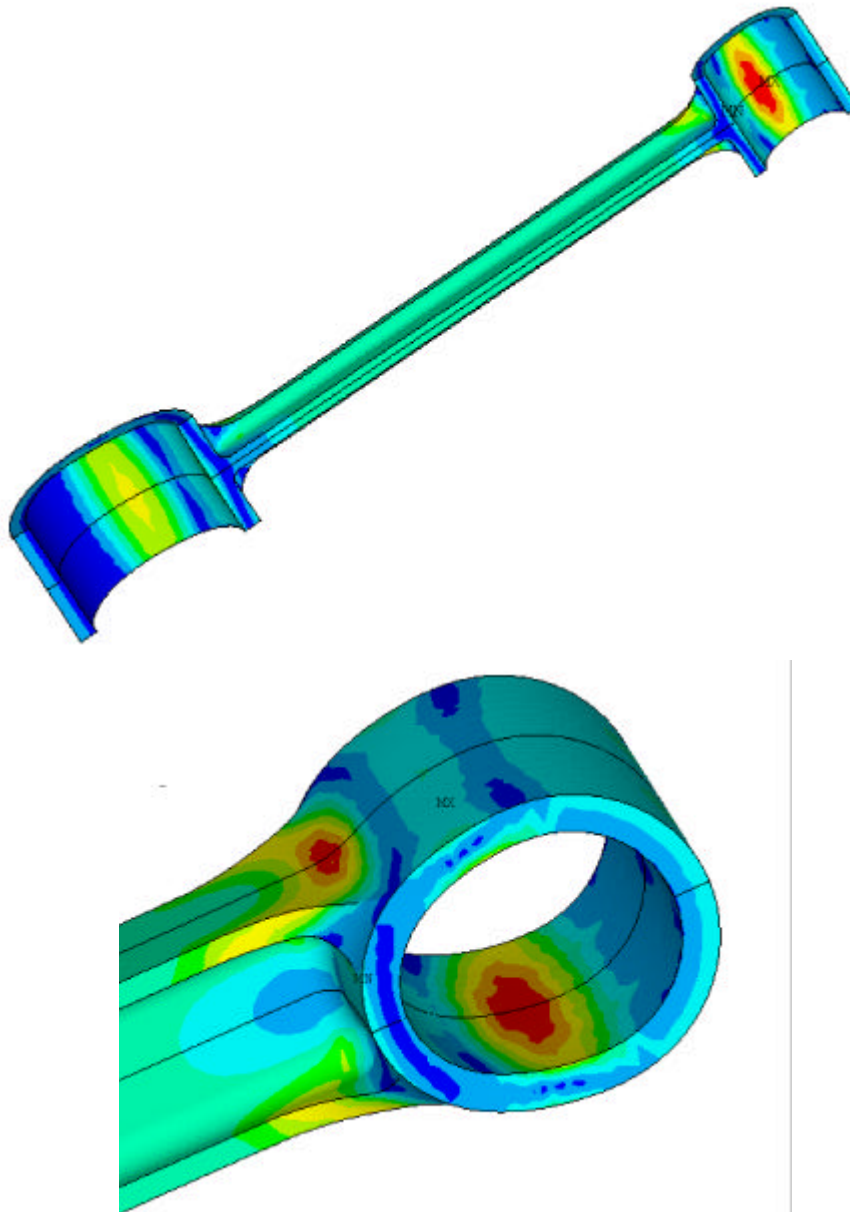


Abb.1.1-10: Simulation der Belastungen und Spannungen am Pleuel

Solarthermische Anlage 1

1.1.4 Spülung und Ladungswechsel

Der Wandler arbeitet nach dem Prinzip eines konventionellen 2 Takt – Ladungswechsels. Das Arbeitsmedium Luft wird nach jedem Arbeitstakt ausgewechselt. Die Ladungswechselkanäle wurden für die Auslegungsdrehzahl $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ dimensioniert.

Um eine möglichst hohe Frischfüllung (d.h. geringe Kurzschlussströmung) zu erreichen wurden die Überströmkanäle $> 90^\circ$ zum Auslasskanal bei gleichzeitig starker Strömungsorientierung Richtung Zylinderkopf angeordnet. Die Spülkanäle konnten symmetrisch zum UT ausgelegt werden (Abb.1.1-11).

Spülkanäle öffnen bei	126°KW
Spülkanäle schließen bei	234°KW
Auslasskanal öffnet bei	112°KW
Auslasskanal schließt bei	248°KW

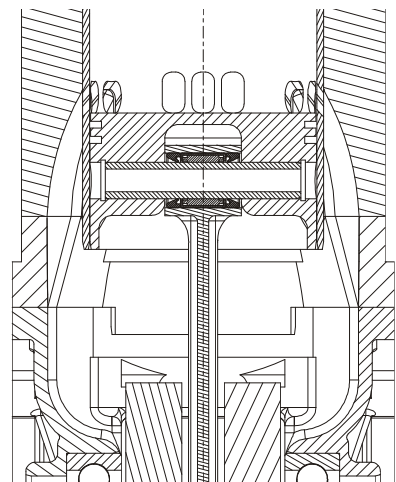


Abb.1.1-11: Anordnung der Spülkanäle

1.1.5 Konzeption und Konstruktion des Receiver/ Wärmetauschers

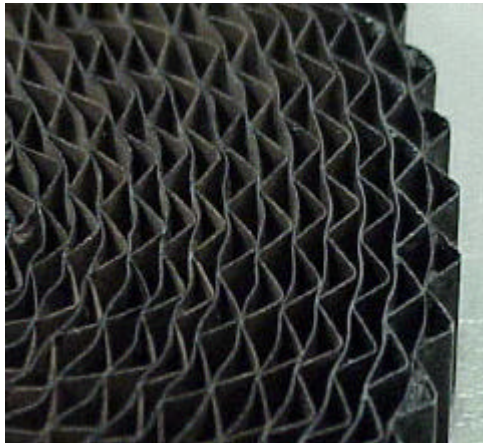
Der Receiver- Wärmetauscher ist eine der wichtigsten Komponenten des solarthermischen Wandlers. Der Receiver hat die Aufgabe den von der Sonne einfallenden konstanten Energiestrom aufzunehmen und zu prozessfesten Zeiten an das Arbeitsmedium zu übergeben.

Der Receiver/ Wärmetauscher (R/W) ist als volumetrischer Receiver in den Brennraum des Wandlers unterhalb eines transparenten Fensters eingelagert. Der R/W hat in erster Linie die Aufgabe den einfallenden Energiestrom weitestgehend zu absorbieren und in den Prozess effektiv einzukoppeln. Um dies zu erreichen besitzen derartige R/W eine hohe Wärmetauscherfläche bei kleinem Bauvolumen.

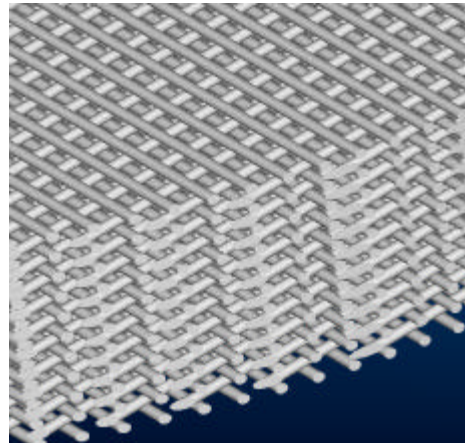
Als R/W wurden bestehende metallische Strukturen mit hohem Oberflächen/ Volumen- Verhältnis aus Serienproduktionen eingesetzt und untersucht. Eingesetzt wurden katalytische Wabenstrukturen aus dem Bereich der

Solarthermische Anlage 1

Abgasnachbehandlung von Verbrennungsmotoren mit unterschiedlicher Zellenanzahl und Durchströmung. In der Abgastechnik unterliegen diese katalytischen Wabenstrukturen der Forderung den Abgasstrom möglichst druckverlustarm abfließen zu lassen. Des weiteren fanden Drahtgewebe und Drahtgeflechte als R/W Einsatz.. Abb.1.1-12 zeigt die untersuchten Receiverstrukturen.



A: Metallwabe (Katalysator)



B: Drahtgewebe

Abb.1.1-12: Untersuchte Receiverstrukturen

Als R/W eignen sich metallische oder keramische Werkstoffe mit hoher Temperaturstabilität bis 1300°C, Besondere Anforderungen an die mechanische Festigkeit bei Betriebstemperatur sind nicht gegeben, da der Receiver nicht bewegt wird und keine Dichtfunktion hat.

Zum Einsatz kamen R/W mit Zelldichten bis zu 900 cells/sqi. Diese hohen Zelldichten werden derzeit in Serie produziert und stellen den Stand der Technik dar. Die Wärmetauscherfläche weiter zu erhöhen würde eine Steigerung der Oberfläche des R/W bedeuten. Dies ist mit herkömmlichen katalytischen Wabenstrukturen derzeit nicht möglich. Eine Vergrößerung der wärmetauschenden Oberfläche könnte der Einsatz von aufgeschäumten Metallstrukturen mit sich bringen.

Um den Wärmeübergang in den Wabenstrukturen zu erhöhen wurden theoretische Betrachtungen zur Ermittlung der Einflussgrößen durchgeführt. Durch gezielte Strömungserhöhung in OT- Lage kann die Wärmeübertragung erheblich gesteigert werden. Es wurden verschiedene Receiverkonzepte umgesetzt, die im Bereich von OT unterschiedlich starke Strömungsintensitäten zur Verbesserung des Wärmeüberganges besitzen. Es kann abgeleitet werden, dass eine möglichst hohe Strömungsbewegung des Arbeitsmediums beim Austausch der Wärme erreicht werden muss.

Solarthermische Anlage 1

Grundausslegung Receiver/ Wärmetauscher:

Nach den nachfolgenden Eigenschaften wurden Receiver/Wärmetauscher ausgewählt:

- Material
- Struktur
- Konzentrisch
- Zellenachse parallel zur Kolbenachse
- Zelldichte
- Zelltiefe
- Oberfläche
- Offene Oberfläche
- Thermische Stabilitätsgrenze

Konstruktive Gestaltung:

Bei der konstruktiven Gestaltung des Receivers müssen mehrere Randbedingungen beachtet werden.

Der Durchmesser des Receivers sollte dem Kolbendurchmesser angepasst werden um einen hohen Ausnutzungsgrad der Brennebene zu erreichen. Die verschiedenen Strukturen (Wabenstruktur, Drahtgeflecht oder Metallschäume) unterscheiden sich in ihrem Oberflächen / Volumenverhältnis. Grundsätzlich werden Strukturen gesucht mit hoher Wärmetauscherfläche bei gleichzeitig kleinem Volumen.

Der „ideale“ Receiver zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus:

- Unendlich große Oberfläche
- Unendlich großen Wärmeübergang
- Keinen Druckverlust
- Kein Totvolumen

Es ist in der Praxis leider nicht möglich den Eigenschaften des idealen Receivers zu entsprechen. In der Auslegung müssen unter Berücksichtigung der verschiedenen Wechselwirkungen Kompromisse gemacht werden. Eine Vergrößerung der wärmeaustauschenden Oberfläche bringt im realen Receiver eine Steigung des Druckverlustes mit sich oder eine Erhöhung des Totvolumens. Beide Nebenerscheinungen sind nicht förderlich.

Darüber hinaus wird durch eine Erhöhung des Volumens im Receiver die wichtige thermodynamische Größe des Verdichtungsverhältnis ε verändert. Die Auswahl der Receiverstruktur in Verbindung mit der Receiververtiefe definiert das Kompressionsvolumen des Brennraumes.

Solarthermische Anlage 1

Strahlungsfenster

Wie im Vorfeld beschrieben, wurde der Wandler mit einem transparenten Motorkopf zur Einbringung der Strahlungsenergie ausgestattet. Bei der konstruktiven Ausführung des transparenten Motorkopfes wurden die unterschiedlichen Wärmeausdehnungen der angrenzenden Komponenten berücksichtigt. Es wurde ein Quarzglas ausgewählt mit hohem Transmissionsgrad im Wellenlängenbereich der Einstrahlungsintensität der künstlichen Sonne. Die Dicke des Glases wurde aufgrund der zu erwartenden Spitzendrücke dimensioniert.

Mit Sicht auf geringe Herstellungskosten und möglichst geringem Schadvolumen wurde die Quarzglasscheibe sowohl eben auf der Brennraumseite als auch eben auf der Außenseite ausgeführt. Als Dichtungssystem wurden Flachdichtungen aus Grafit passgerecht an den Seitenrändern des Glases eingebracht. Die Grafitdichtungslagen eignen sich sowohl zur Abdichtung des Brennraumes als auch zur Reduzierung von Spannungen aufgrund thermischer Dehnungen.

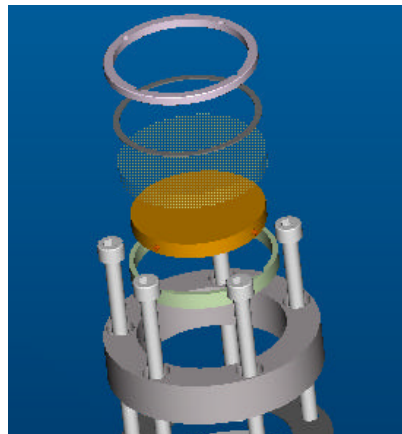


Abb.1.1-13: Ausführung und Komponenten des Strahlungsfensters

Solarthermische Anlage 1

1.1.6 Künstliche Sonne

Zur Entwicklung des solarthermischen Wandlers stellte sich die Aufgabe eine von der Witterung unabhängige Strahlungsquelle zur Einspeisung in den Wandler zu schaffen. Gleichzeitig sollte diese Strahlungsquelle den physikalischen Eigenschaften der Sonne nahe kommen.

In der ersten Stufe wurden als künstliche Sonne Infrarotstrahler in verschiedenen Paketanordnungen eingesetzt (Abb.1.1-14).

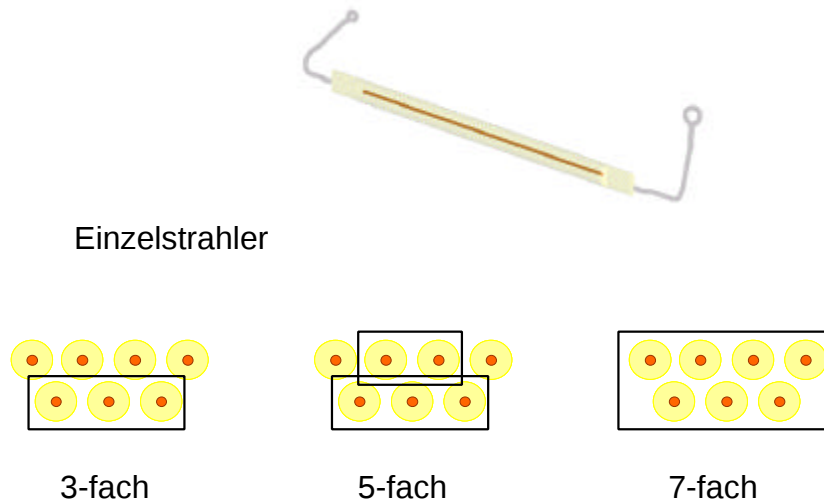


Abb.1.1-14: Infrarot-Strahler für die „künstliche Sonne“

Als Ergebnis dieses Aufbaus wurde festgestellt, daß bei dieser Anordnung nur ein geringer Teil der Strahlungsleistung in den Wandler eingebracht werden konnte. Erschwerend kommt bei dieser Anordnung hinzu, dass diese Strahler einen Längsaufbau ohne Fokussierungsmöglichkeit haben und somit eine Bündelung der Strahlung bei diesem Aufbau nicht möglich ist. Die erforderliche Einstrahlungsleistung in den Wandler wurde mit diesem Aufbau nicht erreicht. Die Glühwendeltemperatur der eingesetzten Infrarot Strahler ist begrenzt auf 3000 K. Daraus ergibt sich eine Verschiebung des Intensitätsmaximum Richtung höheren Wellenlängen gegenüber der spektralen Verteilung der Sonne.

In der nächsten Stufe wurde ein Halogen- Metall- Dampf- Strahler eingesetzt (Abb.1.1-15). Dieser Strahler eignet sich prinzipiell gut zur Simulation des Sonnenlichtes aufgrund der ähnlichen spektralen Verteilung im Vergleich zur Sonne (Abb.1.1-15 rechts). Des weiteren besitzt er eine geringe Lichtbogenlänge (Elektrodenabstand von ca. 14 mm) und erlaubt somit eine Fokussierung der Strahlung. Zur Fokussierung wurde ein Ellipsoid- Reflektor entwickelt in dessen ersten Brennpunkt der Lichtbogen des Strahlers angeordnet wurde.

Solarthermische Anlage 1

Die Entwicklung des Ellipsoid-Reflektors konzentrierte sich in erster Linie auf die Güte der Reflektion. In verschiedenen Stufen wurde die Reflektionsqualität des Reflektors verbessert. Es wurden Leistungsmessungen am Reflektor bei verschiedenen Reflektionsqualitäten durchgeführt. Die Verbesserung der Reflektion führte über die Handpolierung bis hin zur maschinellen Oberflächenpolierung mit nachfolgender Oberflächenfüllung (Speziallack) und Bedampfung mit Reinstaluminium und abschließender PVD Schutzschicht.

Die Einstrahlungsleistung in den Wandler konnte mit dieser Konfiguration gegenüber der Einstrahlung der Infrarot- Strahler gesteigert werden. Jedoch blieb auch diese Konfiguration unter den Zielwerten.

Die zu erreichende Einstrahlungsleistung konnte nur durch eine Anhebung der elektrischen Leistung des Halogen- Metall- Dampf- Strahlers erreicht werden. Somit wurde die elektrische Leistung gegenüber der Vorstufe mehr als verdoppelt .

Mit dieser dritten Stufe konnten im Versuch Einstrahlungsleistungen in den Wandler von ca. 1000 Watt erreicht werden.

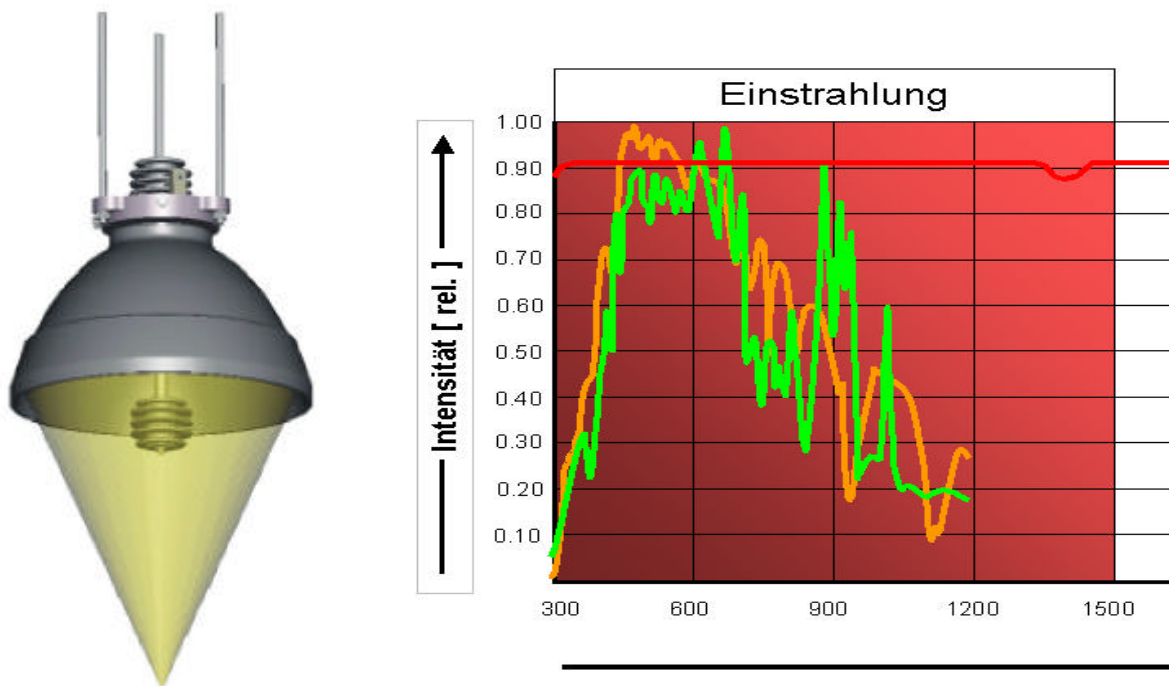


Abb.1.1-15: HMI-Strahler mit Ellipsoid-Reflektor

Solarthermische Anlage 1

1.1.7 Konzept eines Solarkonzentrators für Aussenversuche

Im Rahmen der messtechnischen Anlagenerprobung war zunächst auch der Aufbau einer Außenanlage mit einem Versuchskollektor geplant. Dieser Versuchskollektor sollte eine hinreichend konzentrierte solare Einstrahlung zur Verfügung stellen, ohne im Hinblick auf spätere Serienumsetzung optimiert zu sein. Hierzu wurde der in Abb.1.1.18 dargestellte Aufbau konzeptioniert, der aus einem 2-achsig nachführbaren Flach-Heliostaten sowie einem feststehenden Feld aus relativ kleinen Parabolspiegeln besteht. Der Vorteil dieser Anlagenanordnung liegt in folgenden Punkten:

- Das Experimentierfeld ist ortsfest
- Die Parabolspiegel sind mit überschaubarem Aufwand herstellbar (Drehteile aus Aluminium mit anschließender Beschichtung bzw. Polierung)

Aufgrund der Probleme bei den messtechnischen Ergebnissen (siehe Kap. 1.2) wurde auf die Umsetzung einer solchen Anlage innerhalb der ersten Entwicklungsphase jedoch zunächst verzichtet, da der Schwerpunkt der Arbeiten auf die Optimierung der Wandlereigenschaften konzentriert werden musste.

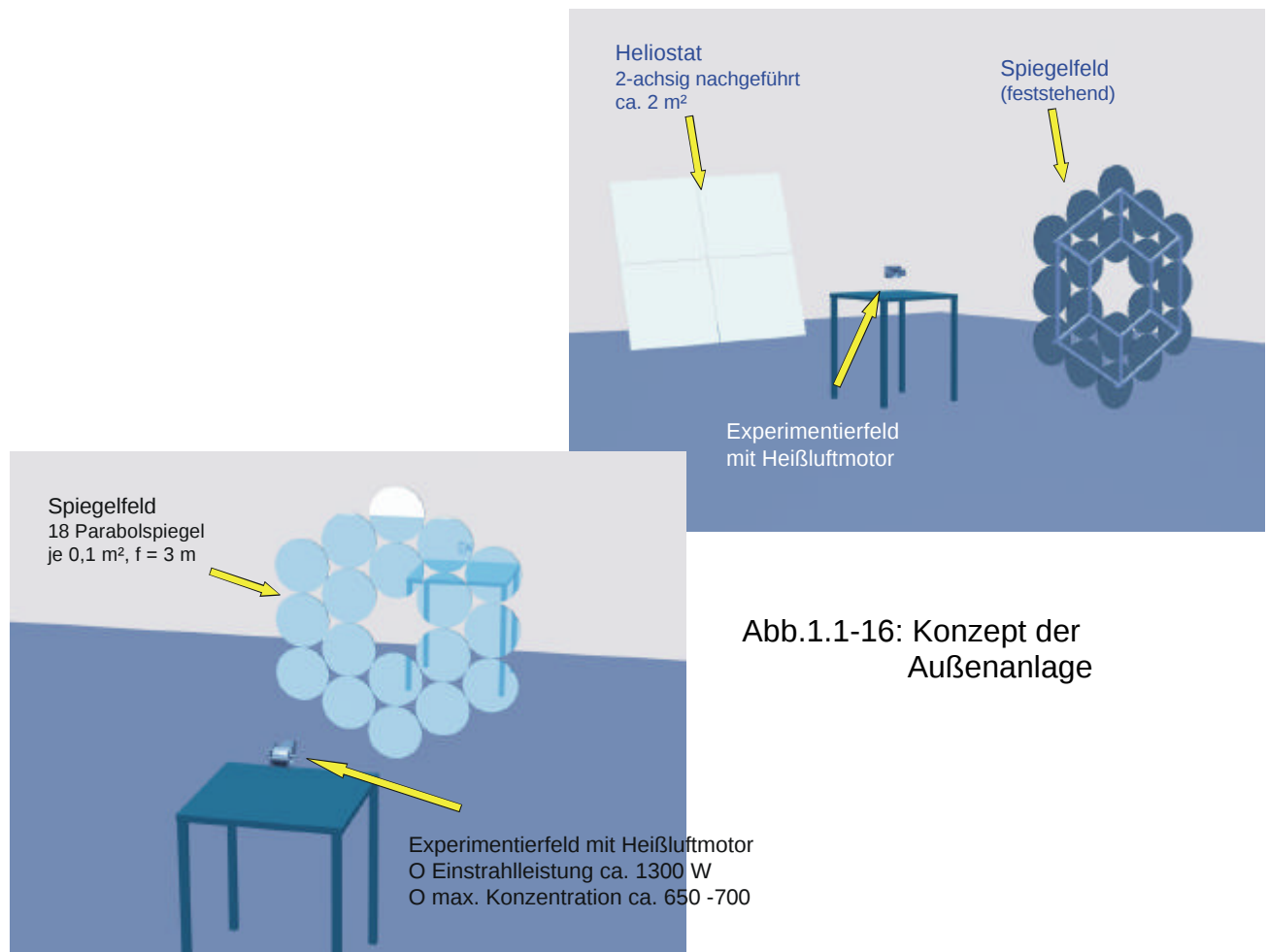


Abb.1.1-16: Konzept der Außenanlage

Solarthermische Anlage 1

1.1.8 Erstellen von Fertigungsunterlagen

Alle Konstruktionen des Wandlers als auch die der künstlichen Sonne und Prüfstandsadaptionen wurden mit aktuellen 3D-CAD- Programmen konstruiert. Neben der Erstellung von Fertigungszeichnungen als Ableitung aus den 3- D- Modellen wurden Freiformflächen wie sie z.B. in den Ladungswechselkanälen oder Kurbelgehäusehälften vorhanden sind über NC- Programme ausgeschrieben und gefertigt.

1.1.9 Fertigung und Beschaffung von Prototypkomponenten

Im wesentlichen wurden die Komponenten des Wandlers in der firmeneigenen Prototypenfertigung hergestellt Abb.1.1-17. Rapid – Komponenten wurden nach den konstruierten Modellen in Fremdfertigung gegeben. Spezielles Dichtungsmaterial und Wälzlager wurden beschafft.

Bei der Beschaffung der Quarzglasscheiben konnte auf den regionalen Bereich zurückgegriffen werden. Dies erweis sich bei den Nacharbeitungen an den Quarzscheiben als günstig.

Bei der Entwicklung des Reflektors wurden spezielle Firmen ausgewählt, die in der Lage sind Reflektoren mit $\varnothing$ ca. 500 mm zu beschichten. Darüber hinaus, wurde ein spezieller Bühnenscheinwerfer mit 6000 W Leistung inklusive Steuereinheit angeschafft und für den Versuch aufgebaut.

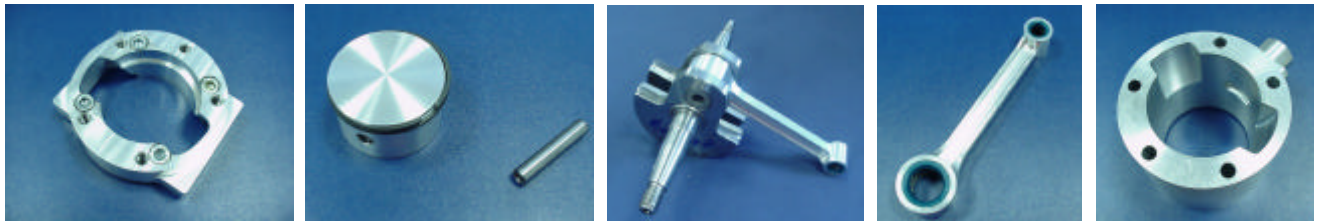


Abb.1.1-17: Prototypkomponenten des Wandlers

Solarthermische Anlage 1

1.2. Versuch

Eine spezielle Versuchsbox wurde für die Untersuchungen an der solarthermischen Anlage aufgebaut. Der Wandler wird auf einem Motorfundament befestigt. Über dem Wandler befindet sich der Ellipsoid-Reflektor mit Strahlungsquelle im ersten Brennpunkt der Ellipse. Die Wandlermaschine wird so positioniert, dass sich der Receiver kurz oberhalb des zweiten Brennpunktes der Ellipse befindet.

Im Versuch werden mehrere Messgrößen (z.B. Temperaturen, Drücke etc.) kontinuierlich erfasst und aufgezeichnet. Zur Messung der Temperaturverteilung über den Receiver werden im Betrieb Hochtemperaturthermoelemente an verschiedenen Receiverpositionen eingebracht (Abb.1.2-01).

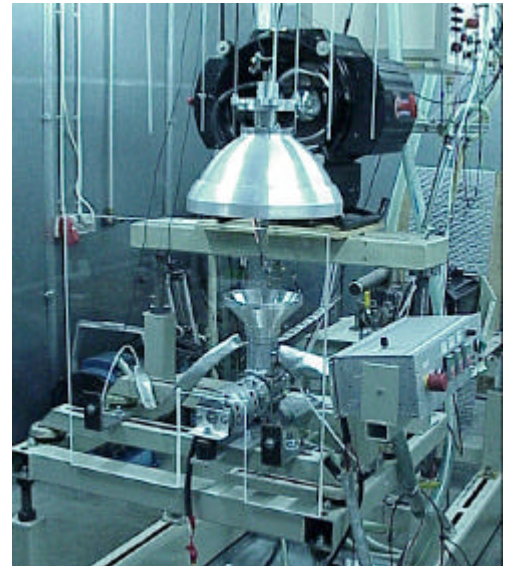


Abb.1.2-01

Zum Starten und zur Leistungsaufnahme während des Betriebs wurde ein permanenterregter DC-Motor eingesetzt (Abb.1.2-02). Die Auswahlkriterien waren folgende:

- Hoher Wirkungsgrad
- Einfache Systemregelung
- Ausreichende Momentreserve für den Startvorgang
- Antriebsstrang soll getriebeles sein
- Start aus einer konventionellen Energiequelle möglich (KFZ-Batterie)

Kenndaten der Motor- Generatoreinheit:

Permanenterregter DC-Motor

$P_N = 200 \text{ W}$ / $U_N = 24 \text{ V}$

$I_N = 9.7 \text{ A}$

$\eta_N = 0.86 \%$

$P_{AN} = 10.9 \text{ Nm}$

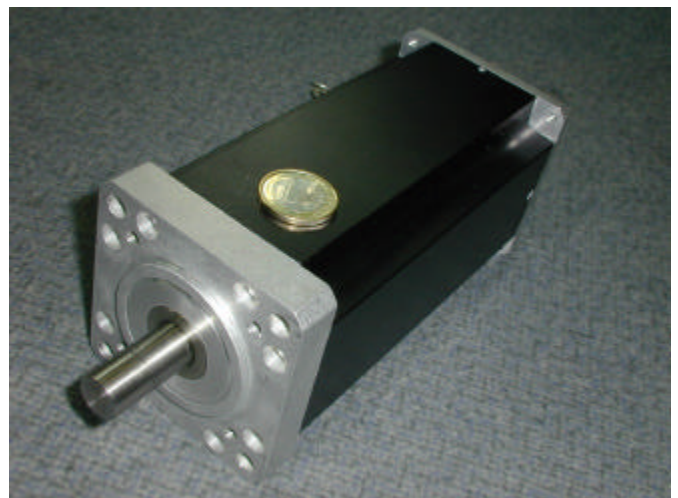


Abb.1.2-02: DC-Motor

Solarthermische Anlage 1

Zur Regelung der Anlage wurde eine PWM-modulierte Spannungsversorgung mit MPP-Tracking entwickelt und aufgebaut. Abb.1.2-03 zeigt schematisch die Ausführung. Hiermit kann sowohl ein Betrieb mit Konstantdrehzahl als auch eine einstrahlabhängige, jeweils wirkungsgradoptimale Drehzahlregelung gefahren werden.

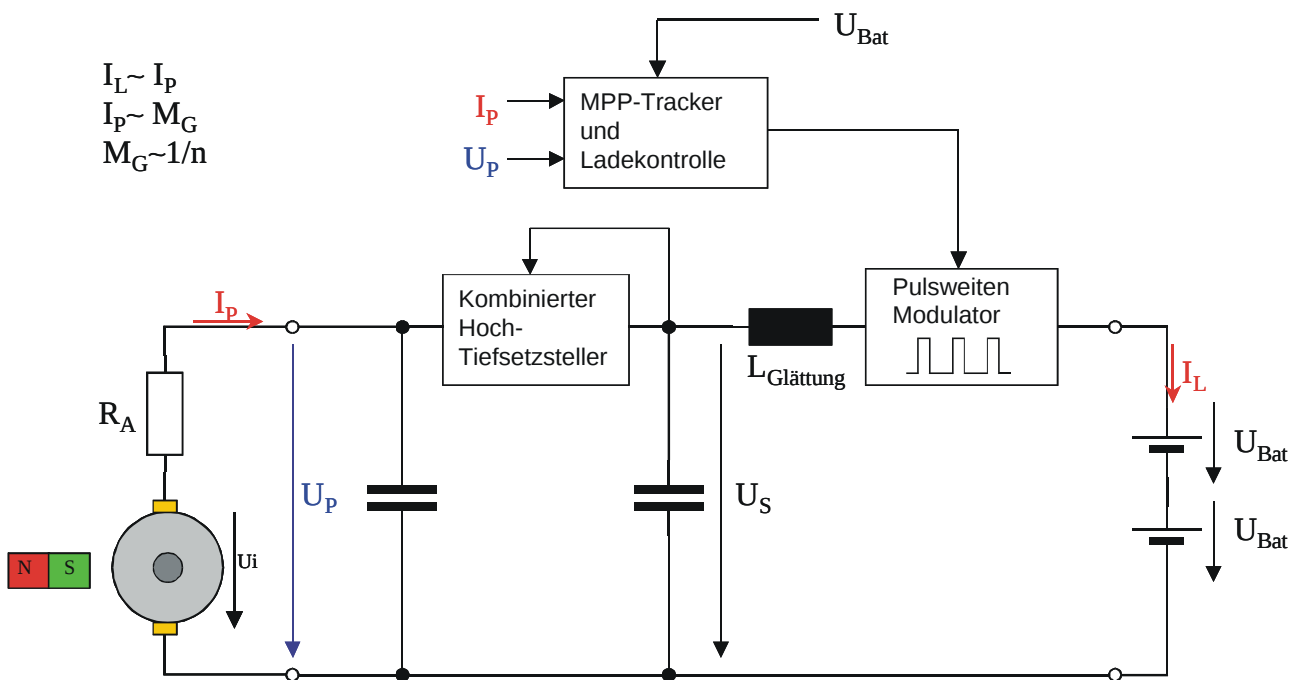


Abb.1.2-03: Aufbau der Anlagenregelung

1.2.1 Laboruntersuchungen am Receiver/ Wärmetauscher

Die Messung der Einstrahlungsleistung mit dem System „künstliche Sonne“ wurde unter Laborbedingungen über das Energiegleichgewicht zw. Einstrahlung und Abstrahlung stationär ermittelt. Für diese Messung wurde ein spezieller Aufbau erzeugt.

Darüber hinaus wurde in der horizontalen als auch in der vertikalen der Brennfleck der künstlichen Sonne vermessen. Nach der Messung des Brennfleckes konnte der R/W in der optimalen Lage positioniert werden.

In dieser Lage wurden verschiedene R/W im Labor untersucht. Gemessen wurden bei den Versuchen die Mitteltemperatur als auch die Verteilung über den Radius.

Solarthermische Anlage 1

Der Aufbau der R/W Wabenstruktur und die Verbindung der Zellen untereinander ist bezogen auf den Wärmefluss aufgrund der Temperaturverteilung über den Receiver bei Betriebstemperatur von wichtiger Bedeutung. Die verschiedenen Wabenstrukturen sind im wesentlichen gewickelt aufgebaut, wobei Wabenstrukturen mit niedrigerer Zellenanzahl einspiralig und höhere Zellenanzahl mehrspiralig aufgebaut sind. Durch den mehrspiraligen Aufbau sind die Wärmeleitwege an den Übergängen der Spiralen weitestgehend getrennt. Die höchste Wärme tritt aufgrund der Fokussierung in der Mitte des Receivers ein und kann nur in der jeweiligen Wabenspirale zu kälteren Bereichen abfließen. Dies führt zu lokalen Übertemperaturen des Receivers und überschreitet ggf. die Formstabilitätsgrenze der Wabenstruktur zusammen, was zum Verlust der Funktion führt.

Die untersuchten Drahtgewebe und Drahtgeflechte erreichen je nach Drahtstärke und Maschenweite akzeptable Oberflächengrößen, jedoch sind die Wärmeleitwege axial von Drahtlage zur nächsten thermisch getrennt. Dies führt auf der strahlungszugewandten Seite schnell zu Überhitzungserscheinungen und zum Verlust des R/W.

1.2.2 Grundsatzuntersuchungen am Heißluftmotor

Bevor der solarthermische Wandler dem heißen Betrieb unterzogen wurde, waren verschiedene Grundsatzuntersuchungen am Wandler durchzuführen.

Um die effektive Leistung zu messen wurde die Reibung des Wandlers durch Schleppuntersuchungen ermittelt. Es wurden verschiedene trockene als auch geschmierte Gleitpaarungen der Zylinderbaugruppe nach ihrem Reibverhalten untersucht (Abb.1.2-04).

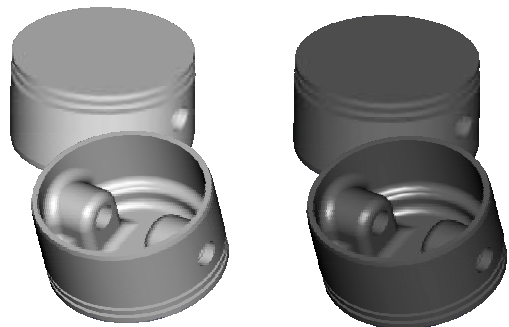


Abb.1.2-04

Reibungsuntersuchung

Als geschmierte Gleitpaarung kam eine konventionelle Zylinderbaugruppe bestehend aus einer Zylinderlaufbuchse aus Sintergrauguss und einem Kolben aus Aluminiumwerkstoff zum Einsatz. Das Reibverhalten wurde verglichen mit dem eines Kohlenstoffkolbens. Es stellte sich heraus, dass der Kohlenstoffkolben mit erheblich weniger Schmierstoff bis zu keiner Schmierung ein ähnlich gutes

Solarthermische Anlage 1

Reibverhalten erzeugte. Darüber hinaus konnte ermittelt werden, dass neben der Gleitpaarung die Anzahl, der Anpressdruck und deren Verteilung einen wesentlichen Einfluss auf das Reibverhalten ausübt. Hinzu kommt, dass Kolbenmaschinen mit niedrigen Drehzahlen unter Blow-By Verlusten leiden. Insbesondere der Ringstoß, welcher nicht null sein kann, trägt zu diesen Verlusten bei. Zur Reduzierung der Blow-By Verluste wurden neben offenen Kompressionsringen auch geschlossene Kunststoffringe als Kompressionsringe eingesetzt und untersucht. Die Auswahl eines unter begrenzten Randbedingungen geeigneten Kunststoffes fiel auf Peek. Dieser Kunststoff besitzt Trockenlaufeigenschaften bei Gleitgeschwindigkeiten annähernd gleich der maximal zu erwartenden Kolbengeschwindigkeiten und besitzt mit einer Temperaturfestigkeit bis 200°C die Möglichkeit als Verdichtungsring eingesetzt zu werden. Darüber hinaus wurden auch Kolben aus Peek hergestellt und den Untersuchungen im Labor unterzogen. In Hinblick auf ausreichende Strukturfestigkeit der Ringnut, welche die Lagerung der Kompressionsringe übernimmt, wurden auch Konzepte umgesetzt, in denen Ringnutträger aus Aluminium (höhere Festigkeitsanforderung) und Kolbenhemd aus Peek umgesetzt wurden.

Im Rahmen der Projektmeetings wurden von Meta die verschiedenen Vorgehensweisen zur Optimierung der Reibung hinsichtlich einer späteren schmierungsfreien Lösung der Kolben- Zylinder- Baugruppe vorgestellt. In der Diskussion mit den Gutachtern wurde Kohlenstoff als möglicher Kolbenwerkstoff vorgeschlagen. Dieser Werkstoff wurde von Meta als mögliche Alternative zu herkömmlichen Kolbenwerkstoffen untersucht. Kohlenstoff besitzt grafitähnliche Trockenschmiereigenschaften und ist mechanisch bearbeitbar. Kohlenstoff ist thermisch hoch belastbar jedoch mit begrenzter Festigkeit. Aufgrund der relativ geringen mechanischen aber hohen thermischen Belastung eines in einen solarthermischen Wandler eingesetzten Kolbens, würde dieser Werkstoff seine Vorteile ausspielen. Hinzu kommt, dass Kohlenstoff gepaart mit einer Sintergussbuchse gleiche thermische Ausdehnungskoeffizienten aufweist und somit enge Laufspiele ermöglicht.

Das Verkleinern des Laufspiels der Zylinderbaugruppe hat direkten Einfluss auf die Verdichtungseffektivität.

In den Grafiken Abb.1.2-05 und 1.2-06 sind gemessene Schleppleistungen unterschiedlicher Reibpaarungen an der Anlage 1 dargestellt. Aufgetragen ist die Schleppleistung über der Drehzahl des Wandlers. Bei den Untersuchungen des Kunststoffkolbens und des Kunststoff- Kompressionsringes konnte festgestellt werden, dass das Reibverhalten der Kolbenbaugruppe ohne Verdichtung sich verschlechterte, jedoch die aufgenommene Schleppleistung mit Verdichtung durch den zusätzlichen Ring verringert wurde.

Solarthermische Anlage 1

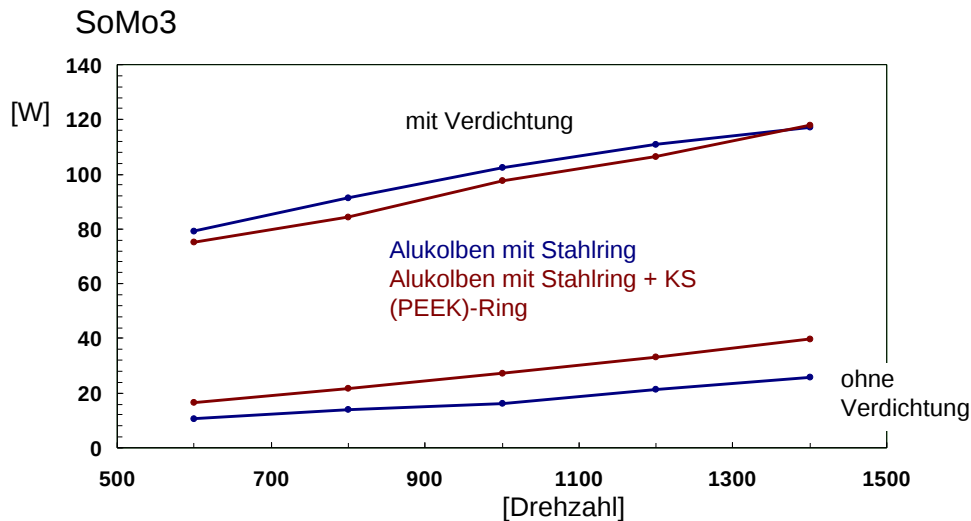


Abb.1.2-05: Messung der Schleppleistung am Wandler

Mit dem solarthermischen Wandler wurden Untersuchungen auch zum Reibverhalten des Kohlenstoffkolbens durchgeführt. In der Grafik Abb.:1.2-06 ist erkennbar, dass der Kohlenstoffkolben nahezu gleiche Schleppleistung aufnimmt im Vergleich zum einem geschmierten Aluminiumkolben mit höherer Einlaufzeit. Grundsätzlich ist der Einsatz eines Kohlenstoffkolbens mit Vorteilen im ungeschmierten späteren Feldeinsatz des Wandlers zu sehen. Die Entwicklung einer solchen Reibpaarung konnte in der Phase 1 nicht abgeschlossen werden, zeigt aber das Potential zur Erreichung einer schmierungsfreien Kolben-Zylinderbaugruppe.

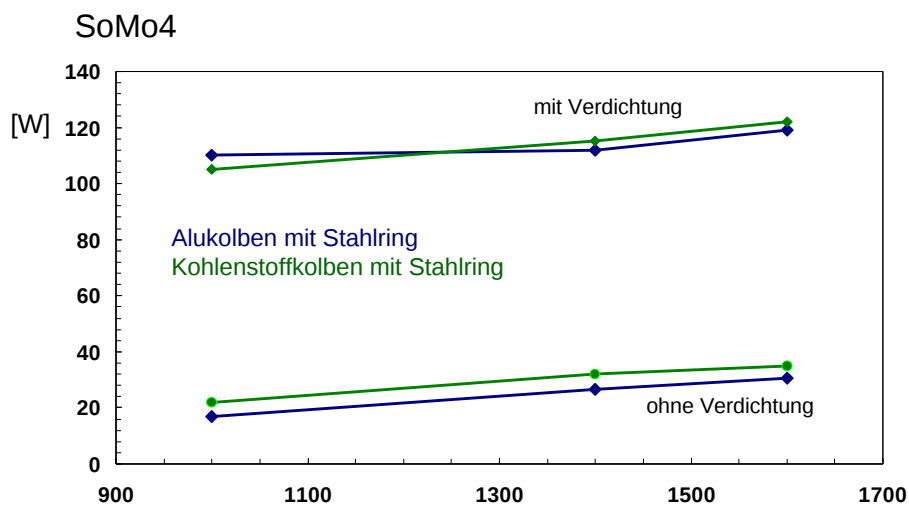


Abb.1.2-06: Messung der Schleppleistung am Wandler

Solarthermische Anlage 1

Betriebsuntersuchungen

Spülung:

Zum Austausch des Arbeitsmediums wurde an dem Wandler ein Spüldruckgefälle extern erzeugt. Mit diesem Druckgefälle wurde entsprechend der vorgegebenen Steuerzeiten das Arbeitsmedium zyklisch ausgewechselt.

Startvorgang:

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens des Wandlers wurde nach einer kurzen Aufheizphase des Receiver/Wärmetauschers eine Handstartung an dem solarthermischen Wandler durchgeführt.

Sensorik:

Zur Erfassung der Frischladungstemperatur T1 und der Ablufttemperatur T4 wurden Temperatursensoren an der Zuführung und Abluftöffnung des Wandlers angebracht.

Zur Messung der Temperatur des Receivers im Betrieb wurde ein Zylinderkopf ohne Kühlung konzipiert um eine dichte Zugänglichkeit zum Receiver zu ermöglichen.

Mit speziell langen Fühlerlanzen konnte der Receiver radial vermessen werden. Die Fühlerlanze wurde an der Unterseite des Receivers entlang geführt und mit der Messspitze in einer Zelle die Temperatur erfasst.

Zur zyklischen Druckmessung des Zylinders wurde ein gekühlten Hochdruckquarz unterhalb der Zylinderkopfdichtebene adaptiert. Somit bestand der Freiheitsgrad verschiedene Receiver zu untersuchen ohne die sensible Messtechnik in ihrer Dichtheit zu gefährden.

Betrieb:

Nach dem Zünden des Halogen Metall- Dampf- Strahlers wurde die Aufheizkurve des Receivers datenmäßig erfasst und angezeigt. Bei Erreichen einer Receiver-Temperatur von ca. 800°C in der Mitte wurde mit dem Startvorgang begonnen.

Durch den Startvorgang wird Wärme dem Receiver entzogen und in den Prozess eingekoppelt. Dies ist gekennzeichnet durch ein Absinken der Receiver-Temperatur während des Startvorganges. Ist der Startvorgang zu früh eingeleitet worden, d.h. ist die gespeicherte Wärme im Receiver zu gering, so sinkt die Drehzahl des Wandlers nach einem kurzen Hochlaufen ab bis zum Stillstand des Wandlers. Anschließend erfolgt ein weiterer Startvorgang bis der Wandler einen stabilen Betrieb erreicht.

Solarthermische Anlage 1

In der aufgezeichneten Betriebskennlinie eines thermodynamischen Versuches (Abb.1.2-07) ist die Aufheizphase durch den steil ansteigenden Kurvenverlauf der Receivertemperatur gekennzeichnet. Die dann sich anschließenden Unstetigkeiten der Receivertemperatur sind auf mehrmalige Startvorgänge zurückzuführen. Der stabile Betrieb des Wandlerlaufs ist durch einen asymptotischen Temperaturverlauf des Receiver gekennzeichnet.

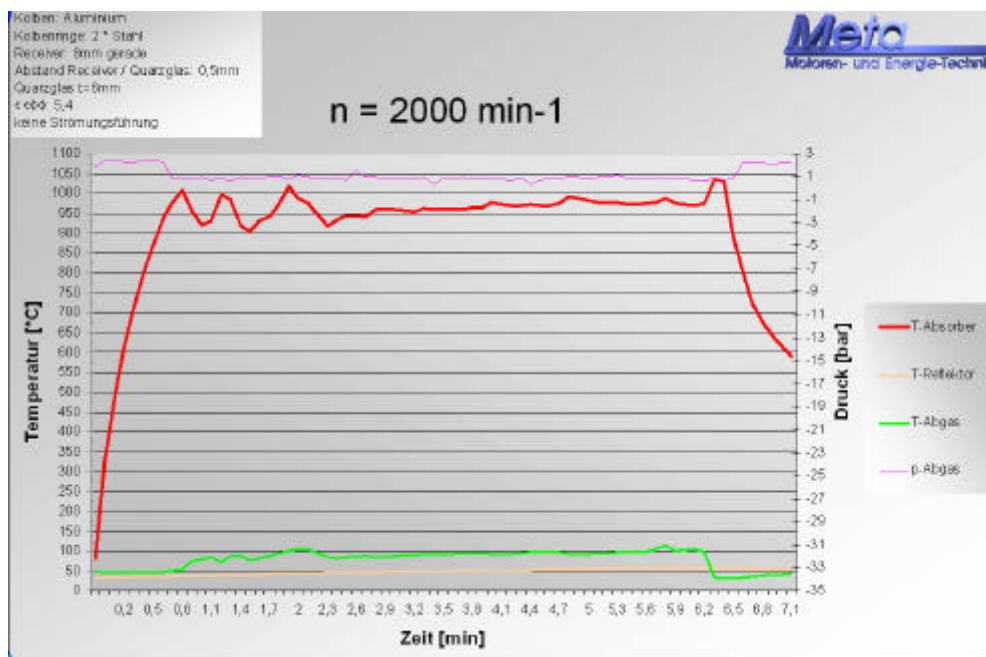


Abb.1.2-07: Messschrieb eines Hochlaufs unter Einstrahlung

1.2.3 Analyse und Optimierung

Bei den thermodynamischen Betriebsuntersuchungen des Wandlers ist die Ermittlung der umgesetzten Energie pro Zyklus eines der wichtigsten Untersuchungsergebnisse. Durch die Indizierung des Zylinderdruckes im geschleppten und beheizten Versuch ist man in der Lage die umgesetzte Energie zu ermitteln.

Die Darstellung dieser Umsetzung wird durch den Heizverlauf (Abb. 1.2-08) beschrieben.

Solarthermische Anlage 1

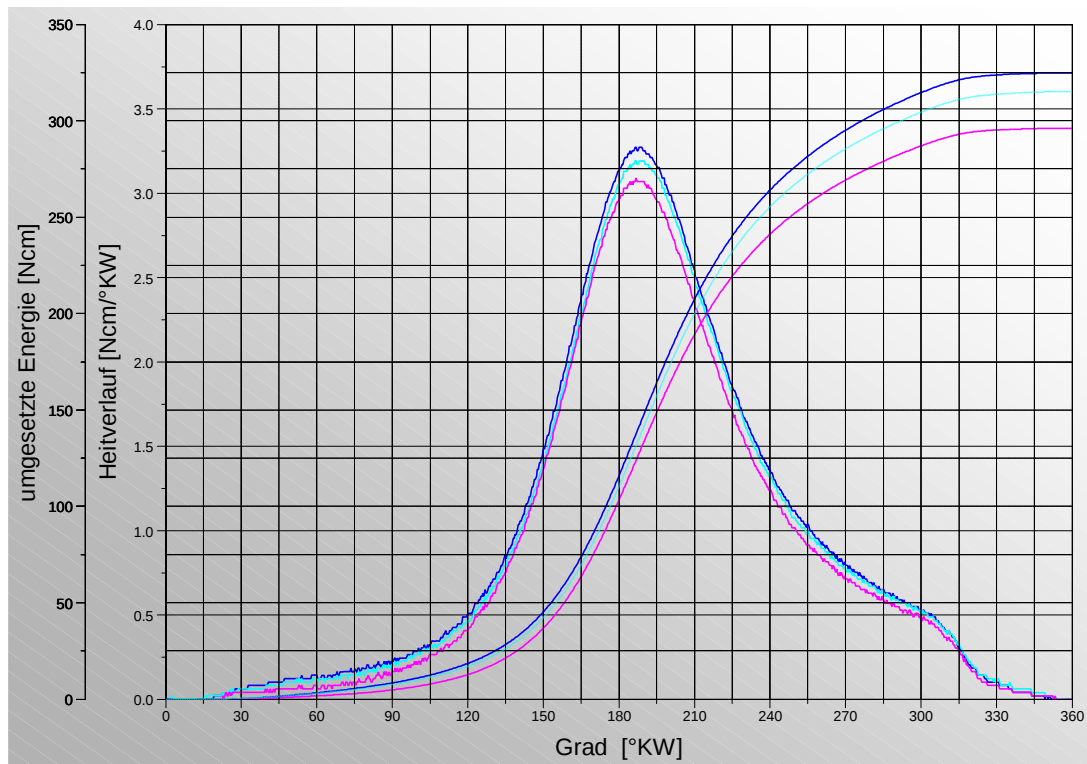


Abb.1.2-08: Verlauf der Energiezufuhr (Heizverlauf) über Grad KW

Die Ableitung der Energiezufuhr (Heizgeschwindigkeit) lässt Umsatzraten erkennen. Die 50 % Umsatzrate ist ein solcher klassischer Punkt in der Heizgeschwindigkeit. In der Auslegung von konventionellen Verbrennungsmotoren findet man diese Umsatzrate im Optimum bei ca. 8-10 °n. OT.

In dem aufgezeichneten Heizverlauf ist zu erkennen, dass sowohl die maximale Umsetzungsgeschwindigkeit als auch die 50% Umsatzrate bei ca. 8 –10 ° n. OT und damit thermodynamisch recht günstig liegt. Dieser 50% Umsetzungsschwerpunkt bedeutet, dass mit den eingesetzten katalytischen Wabenstrukturen grundsätzlich die maximale Wärmeumsetzung in einer optimalen Kurbelwinkellage gesetzt werden kann.

Zum einen darf die Wärme des Receivers nicht vor OT in größerem Maße getauscht werden. Zum anderen sollte die ausgetauschte Wärme des Receiver um die OT Phase maximiert sein und nicht in die Expansionsphase zu sehr verschleppt werden. Jedoch muss die zu übertragende Wärmemenge des Receivers noch steigen.

Solarthermische Anlage 1

In Abb.1.2-09 wird der Verlauf des Druckes im Zylinder in den verschiedenen Prozessphasen über dem Kolbenweg beschrieben. Diese Darstellung wird bezeichnet als p-V- Diagramm. Die dargestellte blaue Fläche, eingegrenzt durch die untere Kompressionskurve bis hin zum Spitzendruck mit anschließender Expansion stellt die Arbeit des Wandlers dar. In der Endphase der Expansion schneidet die Expansionskurve die Kompressions-kurve. Dieser Schnittpunkt wird als Schleifenschnittpunkt bezeichnet und kennzeichnet im Prozess den Ladungswechsel. Die summierte blaue Fläche bezogen auf den Arbeitsweg des Kolbens wird als mittlerer indizierter Druck des Wandlers bezeichnet.

Die Analyse macht deutlich, dass sowohl der Thermische- als auch der Prozess-Wirkungsgrad noch nicht den Zielwerten entspricht.

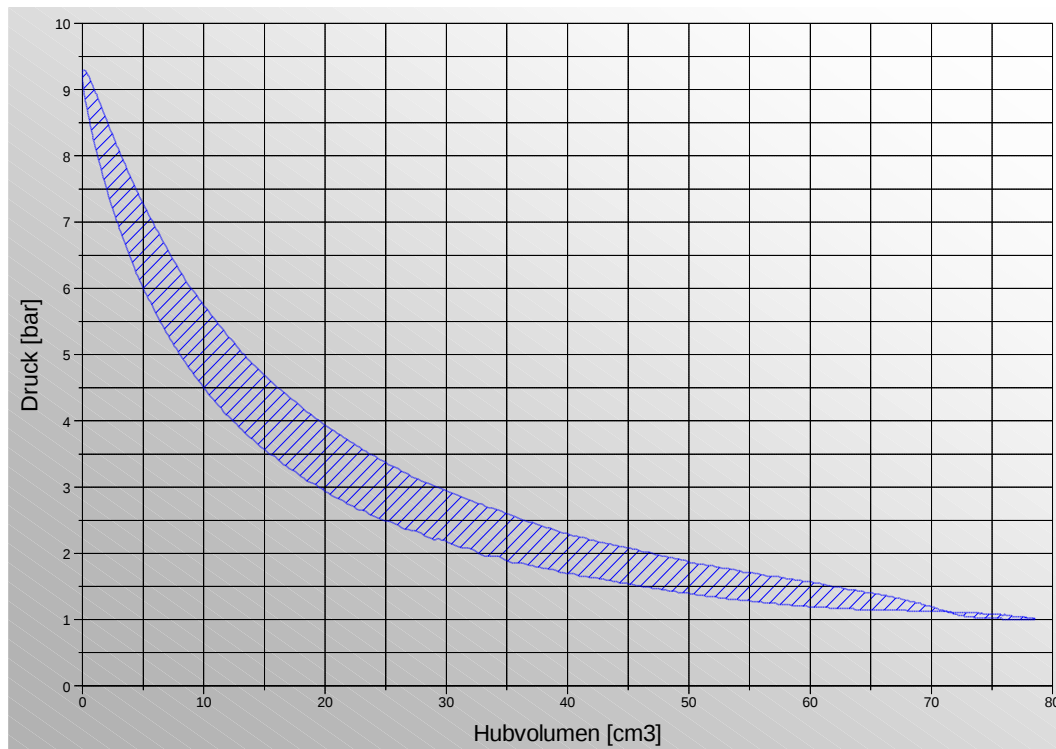


Abb.1.2-09: p-V-Diagramm der Anlage 1

Solarthermische Anlage 1

Zur Analyse wird die Abb.1.2-10 herangezogen, in der die blaue Kennlinie die gemessene Heizfunktion und die Zielkonfiguration in schwarz beschrieben ist (Simulation). Der Vergleich der beiden Kurven im Bereich vor OT (360°KW) zeigt keinen nennenswerten Wärmeeintrag des Receivers in das Arbeitsmedium. In dieser Prozessphase entspricht die Messung sehr gut der Zielkonfiguration. Jedoch zeigt sich eine deutlich reduzierte Umsatzrate im Vergleich zur Simulation, d.h. die eingebrachte Wärme in den Prozess muss um ca. 1/3 erhöht werden. Gleichzeitig macht die Abb. deutlich, dass die Umsetzungsgeschwindigkeit nach OT wesentlich langsamer verläuft als es die Simulation vorgibt. Die weiterführenden Entwicklungen konzentrieren sich in erster Linie auf eine verbesserte Umsetzung d.h. Erhöhung der Umsatzrate durch eine Steigerung des Wärmeüberganges zwischen Receiver und Arbeitsmedium. Eine Erhöhung des Wärmeüberganges würde den Wärmeaustausch vor OT nicht nennenswert beeinflussen, jedoch dazu führen, die Umsatzrate zu steigern und ein früheres Erreichen der maximalen Umsatzrate d.h. ein Verschleppen der Wärmeeinbringung in die Expansionsphase reduzieren.

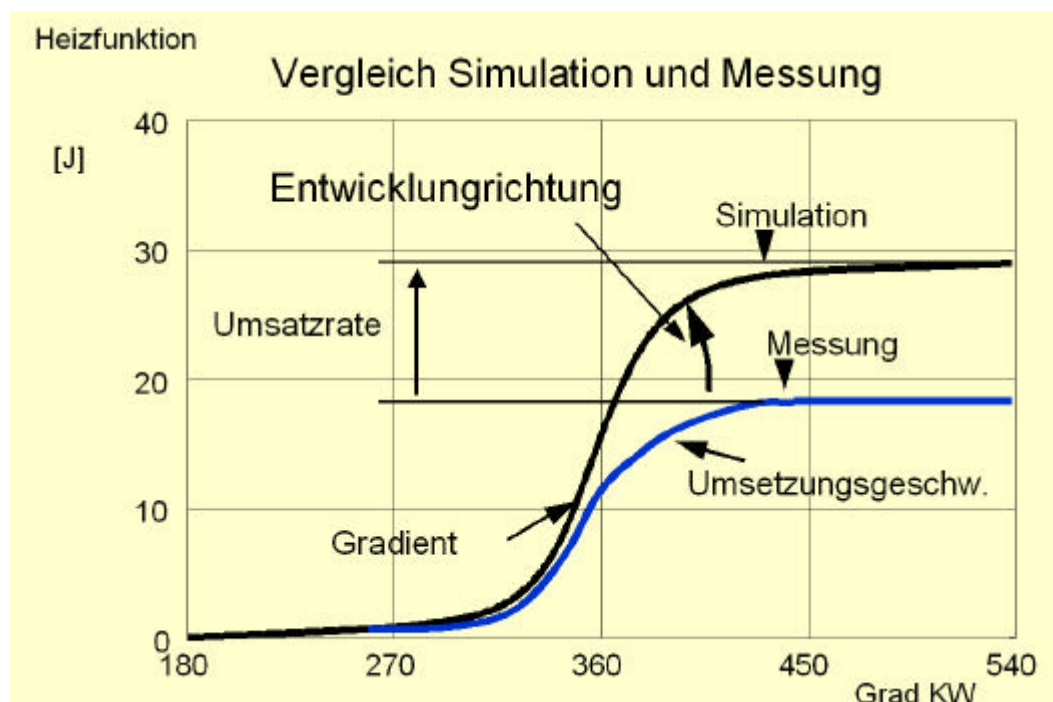


Abb.1.2-10: Vergleich gemessene / berechnete Heizverläufe

Solarthermische Anlage 1

1.3 Fazit

Die messtechnischen Untersuchungen am solarthermischen Wandler (Anlage 1) zeigten einen deutlich geringeren Wärmeübergang vom Receiver an das Arbeitsgas als in den theoretischen Modellierungen prognostiziert wurde. Die Modellbildung musste daher für weitere Entwicklungsschritte deutlich überarbeitet und optimiert werden. Ebenso musste die konstruktive Ausführung der Anlage neu überdacht werden, um eine erhebliche Steigerung des Wärmeübergangs und damit des Anlagenwirkungsgrades zu erreichen.

Zur Steigerung des Wärmetransportes sind die physikalischen Zusammenhänge analysiert und bewertet worden. Maßgeblichen Einfluss auf den Wärmetransport besitzt die **Strömungsgeschwindigkeit** der Luft in OT-Nähe, die Größe der **Tauscherfläche**, sowie die **Verweilzeit** der Luft im Receiver.

Eine mögliche Optimierung der solarthermischen Anlage 1 führt in Richtung auf eine Erhöhung der **Strömungsgeschwindigkeit** des Arbeitsmediums zu prozessrelevanten Zeiten. Diese wäre durch eine Änderung der Receiver- und Kolbenbodengeometrie zu ermöglichen. Eine nennenswerte Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit durch die Kolbenbewegung hervorgerufen, kann durch Quetschkanten oder Quetschflächen erreicht werden. Mit solchen arbeitsraumseitigen Konfigurationen sind Strömungsüberhöhungen gemeint, die durch Verdrängungsströmungen in OT Nähe einsetzen. Konstruktive Studien zeigten jedoch, dass hierdurch im Receiver selbst keine nennenswerten Erhöhungen der Strömungsgeschwindigkeiten erreicht werden können.

Eine Steigerung der **Tauscherfläche** könnte z.B. durch größere Receiver und durch Einsatz von Metallschäumen als Receivermaterial erreicht werden. Hier sind jedoch schnell die Grenzen des thermodynamisch Sinnvollen erreicht, da mit größeren Receivern auch das Verdichtungsverhältnis verringert wird, was den Wirkungsgrad der Anlage ungünstig beeinflusst.

Eine Verlängerung der **Verweilzeit** der Luft im Receiver versprach die bei weitem größte Verbesserung der Wärmeübertragung. Es wurde daher ein neuartiges Ladungswechselkonzept erarbeitet und umgesetzt. Die Arbeiten zu diesem neuen Konzept (Anlage 2) sind im folgenden Abschnitt detailliert beschrieben.

Solarthermische Anlage 2

2.1. Motivation Konzeptwechsel

Ein wesentliches Ergebnis der Analyse der mit der Anlage 1 durchgeführten Untersuchungen ist, dass zur Erreichung hoher Wirkungsgrade die Übertragung der Wärmeenergie vom Receiver/ Wärmetauscher (R/W) in das Arbeitsmedium gesteigert werden muss. Das verdeutlicht die Grafik der simulierten und gemessenen Heizverläufe in Abb.1.2-10.

Konzeptbedingt ist die solarthermische Anlage 1 hinsichtlich einer Erhöhung der Umsatzrate nur begrenzt steigerungsfähig. Die Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Receiver sollte optimalerweise eine hohe Intensität in Nähe des OT Lage aufweisen. Dem steht gegenüber, dass der Kolben selbst mit seiner Bewegung nennenswert die axiale Strömungsbewegung im Zylinder prägt. In den Endlagen verliert der Kolben seine Geschwindigkeit. Dieser Effekt führt dazu, dass die in das Arbeitsmedium indizierte Strömungsbewegung verringert wird und somit auch die übertragbare Wärmeenergie reduziert wird.

Eine weitere Abhängigkeit stellt die Drehzahl der Maschine dar. Bei steigender Drehzahl der Maschine konnte bei den Versuchen am Prüfstand festgestellt werden, dass der Wärmetransport des R/W ins Arbeitsmedium begrenzt ist. Dieser Effekt ist durch die immer kürzeren Verweilzeiten der Luft im Receiver verursacht und im Konzept 1 prinzipbedingt enthalten.

Ein weiterer Aspekt zum Wechsel des Konzeptes stellte der offene R/W dar. Dieses offene Konzept des R/W tauscht wie in Abb. 19 darstellt vor OT bereits einen Teil seiner Wärme. Diese vorzeitige Verschleppung der Wärmeeintragung in das Arbeitsmedium vor OT reduziert den Wirkungsgrad der Maschine.

Systemspezifische Eigenschaften der Anlage 1:

- o Strömungsabhängiger Wärmetransport
- o Verzögerung der Strömungsbewegung bis auf null in den Endlagen
- o Kurze Verweilzeiten der Luft im Receiver
- o Vorzeitiger Wärmeeintrag in das Arbeitsmedium vor OT

Eine grundlegende Änderung der zuvor aufgezeigten Eigenschaften der Anlage 1 führt konsequenterweise zu einem Konzeptwechsel.

Der Schwerpunkt der Wärmeenergieübertragung sollte stark auf die Verweilzeit des Arbeitsmedium im R/W ausgerichtet sein.

Darüber hinaus sollte das neue Konzept die aufgenommene Wärmeenergie aus dem R/W in OT Nähe schlagartig in den Zylinder entspannen. Diese Konzept-Grundüberlegungen führten zu einem völlig neuen Aufbau des R/W.

Der prinzipielle Aufbau der solarthermischen Anlage 2 ist in Abb. 2.2-01 dargestellt.

Ladungswechselventil



Solarthermische Anlage 2

Die effektive Einbindung des Zweikammer-R/W in den Prozess des solarthermischen Wandlers wird durch eine Steuerung der Kammern gewährleistet. Die Steuerung der Kammern erfolgt durch je ein Ventil. Durch die Möglichkeit, die R/W Kammern zu prozessoptimalen Zeiten zu verschließen und zu öffnen erfolgt die Wärmeübertragung vom R/W an das Arbeitsmedium Luft optimal.

Durch die neue Kammeranordnung musste auch der Receiver konstruktiv überarbeitet werden. In dem neuen Konzept sollte gleichzeitig eine Lösung gefunden werden, die es ermöglicht auf den transparenten Motorkopf zu verzichten. Die Einstrahlungsleistung auf einen R/W durch ein transparentes Fenster ist wesentlich von der Klarheit des Glases abhängig. Nach den Erfahrungen mit den Prüfstandsversuchen an der Anlage 1 stellt die Sicherstellung der Transparenz über längere Zeiten und verschiedenen Umgebungsbedingungen ein erhebliches Entwicklungsrisiko dar. Dieses Risiko sollte in der Anlage 2 durch eine *nicht* transparente Konfiguration ausgeschlossen werden. Dies eröffnet zugleich das Potenzial, die Anlage zu einstrahlschwachen Zeiten auch mit nichtsolaren Energiequellen (z.B. Gasfeuerung) zu betreiben.

Als Lösung wurde eine Konfiguration gewählt mit einem schweißtechnisch gebauten R/W. Die Brennpalte wurde konzentrisch entsprechend der geforderten Aperturfläche ausgelegt.

Solarthermische Anlage 2

2.2 Konzeption und Konstruktion

2.2.1 Simulation

Modellbildung und Prozesssimulation des Zweikammer-Konzepts

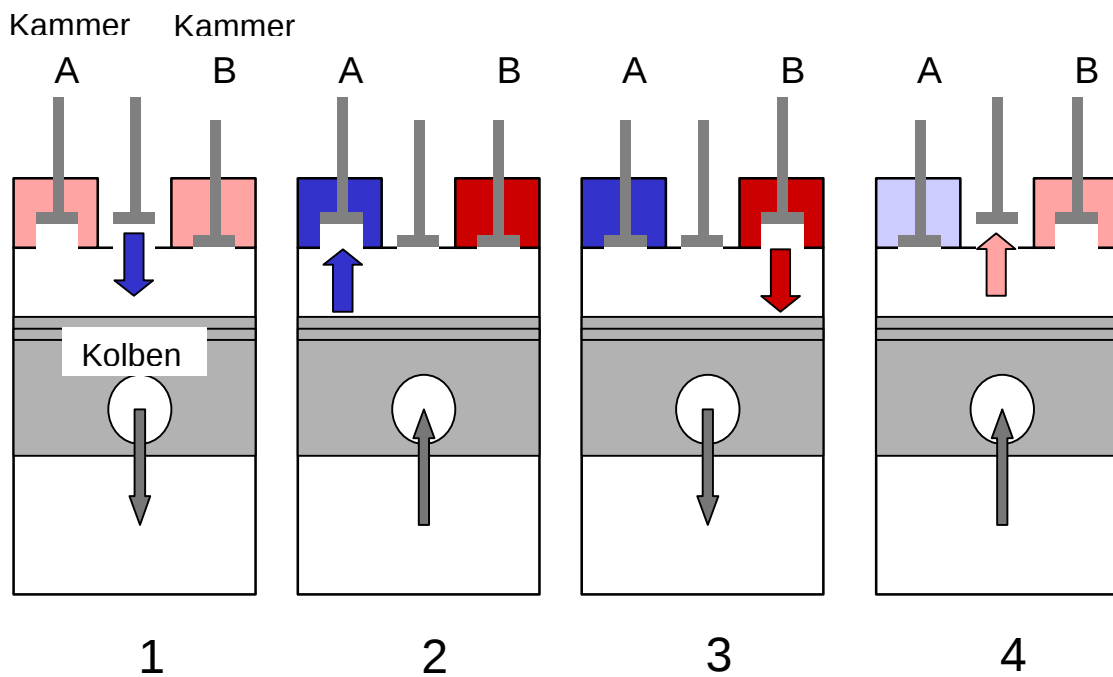
Zur Absicherung der konstruktiven Umsetzung des neuartigen Zweikammer-Konzepts sowie zur Verifikation der erreichbaren Verbesserungen der thermischen und effektiven Wirkungsgrade wurde ein Simulationsmodell entwickelt. Dieses Modell basiert im Wesentlichen auf einem Ladungswechsel- und Prozesssimulationsprogramm für Verbrennungsmotoren, wobei einige essentielle Modifikationen erarbeitet werden mussten, um die spezifischen Eigenschaften des Zwei-Kammer-Heißluftmotors abbilden zu können. Diese neuen Module beziehen sich im wesentlichen auf folgende Effekte:

- Beschreibung des Ladungswechsels entsprechend dem Zwei-Kammer-Prinzip
- Simulation des Wärmedurchgangs am neuen Receiver (ohne Durchstrahlung)
- Simulation des Wärmeübergangs zwischen Receiver und Luftvolumen in den Kammern

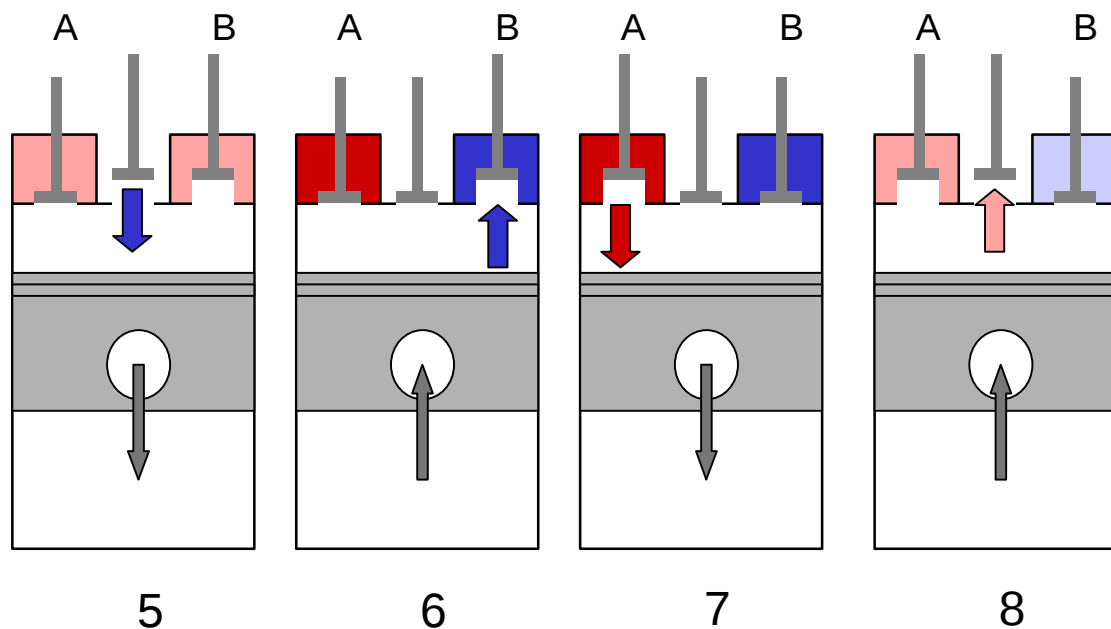
Abweichend vom konventionellen 4-Takt-Ladungswechsel ist der Ladungswechselprozess beim 2-Kammer-Verfahren in folgende Phasen zu unterteilen (siehe Abb. 2.2-02):

- | | | |
|---|------------------------|---------|
| 1 | - Ansaugen Kaltluft | (OT-UT) |
| 2 | - Füllung Kammer A | (UT-OT) |
| 3 | - Expansion Kammer B | (OT-UT) |
| 4 | - Ausschieben Heißluft | (UT-OT) |
| 5 | - Ansaugen Kaltluft | (OT-UT) |
| 6 | - Füllung Kammer B | (UT-OT) |
| 7 | - Expansion Kammer A | (OT-UT) |
| 8 | - Ausschieben Heißluft | (UT-OT) |

Solarthermische Anlage 2



Phasen 1-4



Phasen 5-8

Abb.2.2-02: Schema des 2-Kammer-Prozesses

Solarthermische Anlage 2

Darstellung des Prozessverlaufs

Zur Veranschaulichung des Ladungswechselprozesses dient Abb. 2.2-03. Hier sind über einem kompletten Arbeitszyklus die Ventilbewegungen sowie die jeweils im Arbeitsraum und in den Kammern auftretenden Druckverläufe dargestellt. Anhand dieser Bilder soll der Prozessverlauf des 2-Kammer-Verfahrens im Detail erläutert werden:

Phase 1: Gaswechselventil und Kammer A sind geöffnet, Kammer B ist vom vorhergehenden Zyklus gefüllt und geschlossen. Der abwärts gehende Kolben saugt Frischluft an. Druck und Temperatur in Kammer B steigt durch Wärmezufuhr vom Receiver an.

Phase 2: Gaswechselventil ist geschlossen, Kammer A ist weiterhin offen. Der aufwärts gehende Kolben füllt Kammer A mit Frischluft, wobei eine Kompression stattfindet. Druck und Temperatur in Kammer B steigen weiter an.

Phase 3: Gaswechselventil und Kammer A geschlossen, Kammer B wird geöffnet. Der Überdruck in Kammer B expandiert in den Arbeitsraum und leistet dort Arbeit am abwärts gehenden Kolben. In Kammer A beginnt der Druck- und Temperaturanstieg durch Wärmezufuhr vom Receiver.

Phase 4: Gaswechselventil und Kammer B geöffnet, Kammer A weiterhin geschlossen. Der aufwärts gehende Kolben schiebt die heiße Luft in die Umgebung aus. Kammer A wird weiter aufgeheizt.

Die Phasen 5 bis 8 verlaufen dann analog, wobei die Kammern A und B jeweils abwechselnd befüllt und entleert werden.

Es wird hier deutlich, worin der entscheidende Unterschied zum Konzept 1 besteht: Der Wärmeübergang vom Receiver zum Gas vollzieht sich jeweils über 2 volle Motorumdrehungen (720 Grad KW), wogegen beim Konzept 1 nur ca. 40 – 60 Grad KW zur Verfügung standen.

Solarthermische Anlage 2

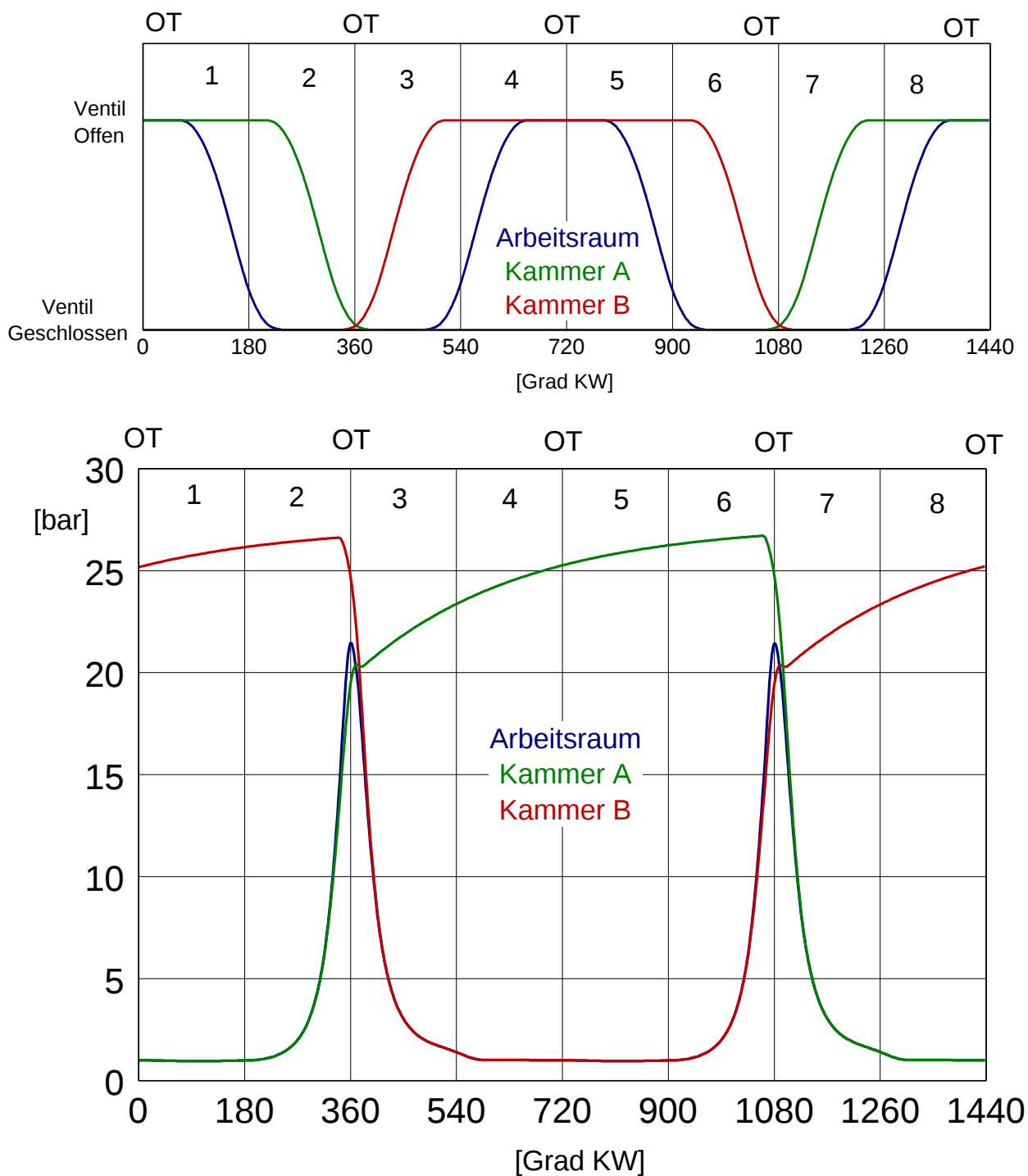


Abb.2.2-03 Ventilhubfunktionen (oben) und Druckverläufe beim 2-Kammer-Verfahren

Solarthermische Anlage 2

Ablauf der Simulation:

Als Eingabegrößen bzw. freie Parameter werden die folgenden Werte eingelesen:

1. Geometrische Daten des Motors:
 - Kolbenhub
 - Bohrungsdurchmesser
 - Schubstangenverhältnis
 - Verdichtungsverhältnis Arbeitsraum
 - Verlauf Reibleistung über Drehzahl
 - Blow-By-Rate
2. Ventilsteuerung
 - Hubverlauf Gaswechselventil
 - Hubverlauf Kammerventile
 - Winkellage „Gaswechselventil öffnet“
 - Winkellage „Kammerventil öffnet“
 - Verlauf der eff. Strömungsquerschnitte über Ventilhub (alpha-k Werte)
3. Kammer/Receiver
 - Verdichtungsverhältnis Kammer
 - Geometrische Daten Receiver
 - Durchmesser Einstrahlöffnung
 - Emissionsgrad Receiver
4. Betriebsgrößen:
 - Solare Einstrahlleistung
 - Motordrehzahl

Solarthermische Anlage 2

Simulation des Wärmeübergangs zwischen Receiver und Luftvolumen in den Kammern

Nach dem Einbringen der (kalten) Frischluft in die Kammer durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens (Phasen 2 bzw. 6) erfolgt der Wärmeübergang von den heißen Innenwänden des Receivers an das Arbeitsmedium Luft. In dieser Zeit befindet sich die Luft im wesentlichen in Ruhe, der Wärmeübergang findet also hauptsächlich durch Wärmeleitung statt. Der Modellbildung lag die in Kap. 2.2.4 dargestellte Receiverkonstruktion zugrunde. Hier erfolgt der Wärmeaustausch in einer Vielzahl von zylindrischen Bohrungen. Bei einem hinreichend großen Längen-Durchmesser-Verhältnis der einzelnen Bohrung kann von einem eindimensionalen (radialen) Wärmetransport ausgegangen werden. Der transiente Vorgang ist dann im wesentlichen von der instationären Temperaturverteilung über dem Bohrungsquerschnitt bestimmt.

Da erhebliche Temperaturgradienten erwartet werden müssen, wurde die Wärmeleitfähigkeit der Luft in Abhängigkeit der Temperatur und des Druckes abgebildet. Abb.2.2-04 zeigt den Verlauf über der Temperatur bei einem Druck von 10 bar.

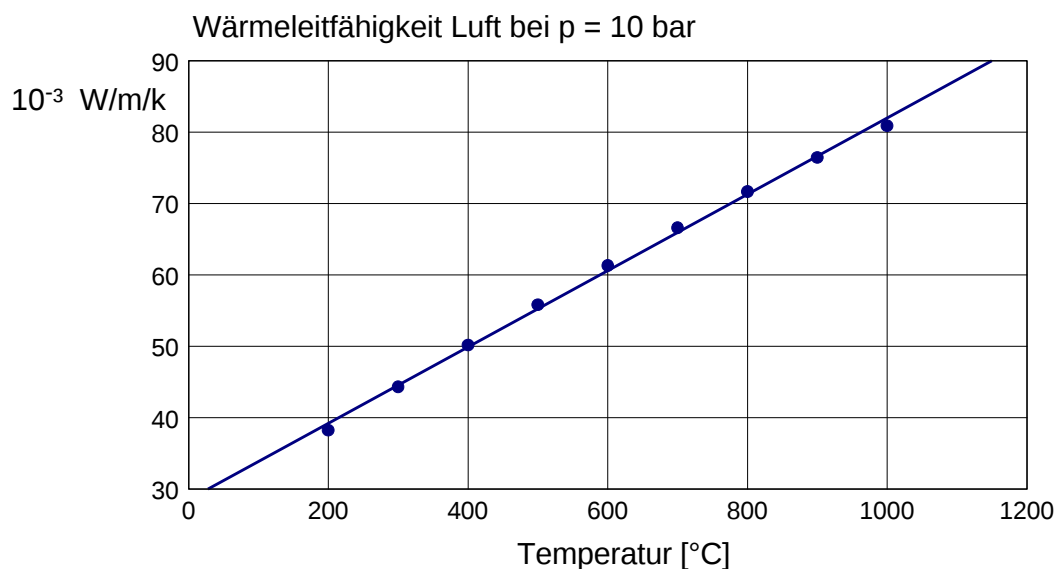


Abb.2.2-04: Wärmeleitfähigkeit Luft

Solarthermische Anlage 2

Abb.2.2-05 zeigt den berechneten transienten Verlauf der Temperaturverteilung in einem Bohrungsquerschnitt des Receivers. Man erkennt, dass sich die Luft in der Nähe der heißen Außenwände sehr viel schneller aufheizt als im inneren Bereich.

Im gezeigten Beispiel tritt aber nach ca. 60 ms (dies entspricht dem verfügbaren Zeitfenster bei 2000 1/min Motordrehzahl) ein weitgehender Temperatúrausgleich statt.

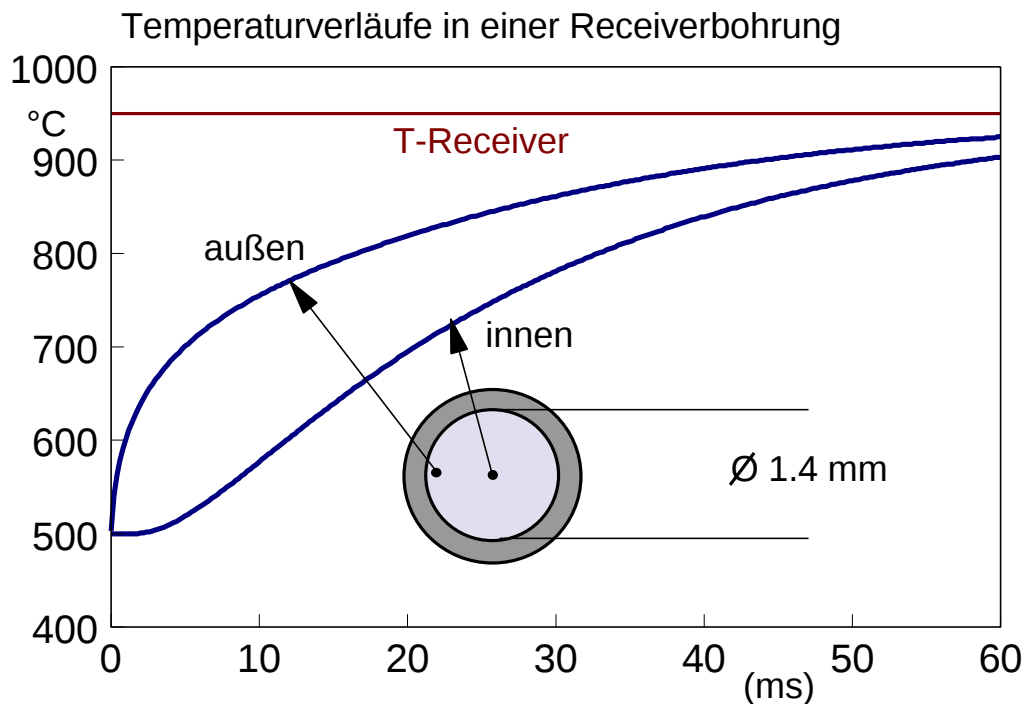


Abb.2.2-05: Transiente Temperaturverläufe in einer Receiverbohrung

Für die Bewertung der Qualität des Wärmeübergangs vom Receiver an die Luft ist entscheidend, wie viel der theoretisch transportierbaren Wärme (d.h. die gesamte Luft nimmt Receivertemperatur an) in dem verfügbaren Zeitfenster an die Luft übertragen wird. Abb.2.2-06 verdeutlicht dies anhand des Verlaufs der (relativen) Wärmezufuhr an die Luft in Abhängigkeit des gewählten Bohrungsdurchmessers. Bei Lochdurchmessern von 2 mm und mehr fällt der Wirkungsgrad im betrachteten Zeitfenster (60 ms) auf unter 80%. Für die Konstruktion des Prototyp-Receivers innerhalb dieses Projekts wurde ein Lochdurchmesser von 1.4 mm gewählt. Zwar würden kleinere Bohrungen zu einer weiteren geringfügigen Steigerung des Receiverwirkungsgrades führen, der fertigungstechnische Aufwand und damit die Kosten würden aber exponentiell anwachsen.

Solarthermische Anlage 2

Man beachte, dass über die hier dargestellten Zusammenhänge auch die sinnvolle Motordrehzahl nach oben begrenzt ist, da mit steigender Drehzahl das Zeitfenster entsprechend kleiner wird und so die Tauscherwirkungsgrade absinken.

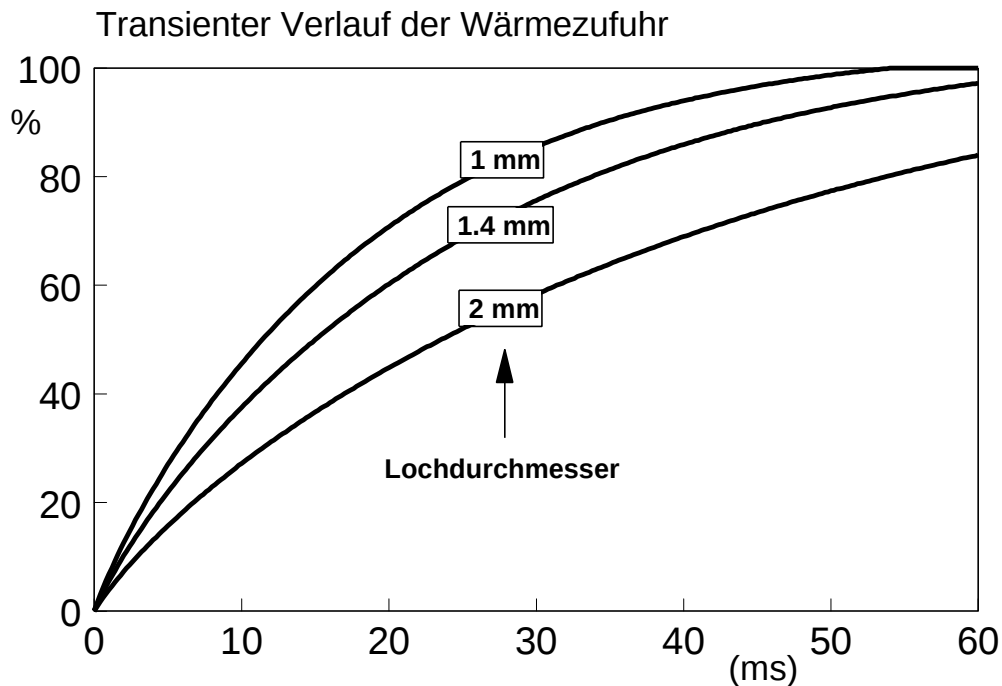


Abb.2.2-06: Wirkungsgrad des Wärmeübergangs Receiver-Luft

Mechanische Reibung

Zur Simulation der mechanischen Reibleistung wurde zum Einen auf die messtechnischen Ergebnisse am Konzept 1 zurückgegriffen. Diese wurden auf die neue Baugröße des Konzept-2-Motors skaliert. Für die Berücksichtigung der zusätzlichen Reibung aus der Ventilsteuerung wurde auf Erfahrungswerte aus Entwicklungen an konventionellen Verbrennungsmotoren zurückgegriffen. Abb.2.2-07 zeigt den Verlauf der in den Modellrechnungen angenommen Reibleistung über der Motordrehzahl.

Solarthermische Anlage 2

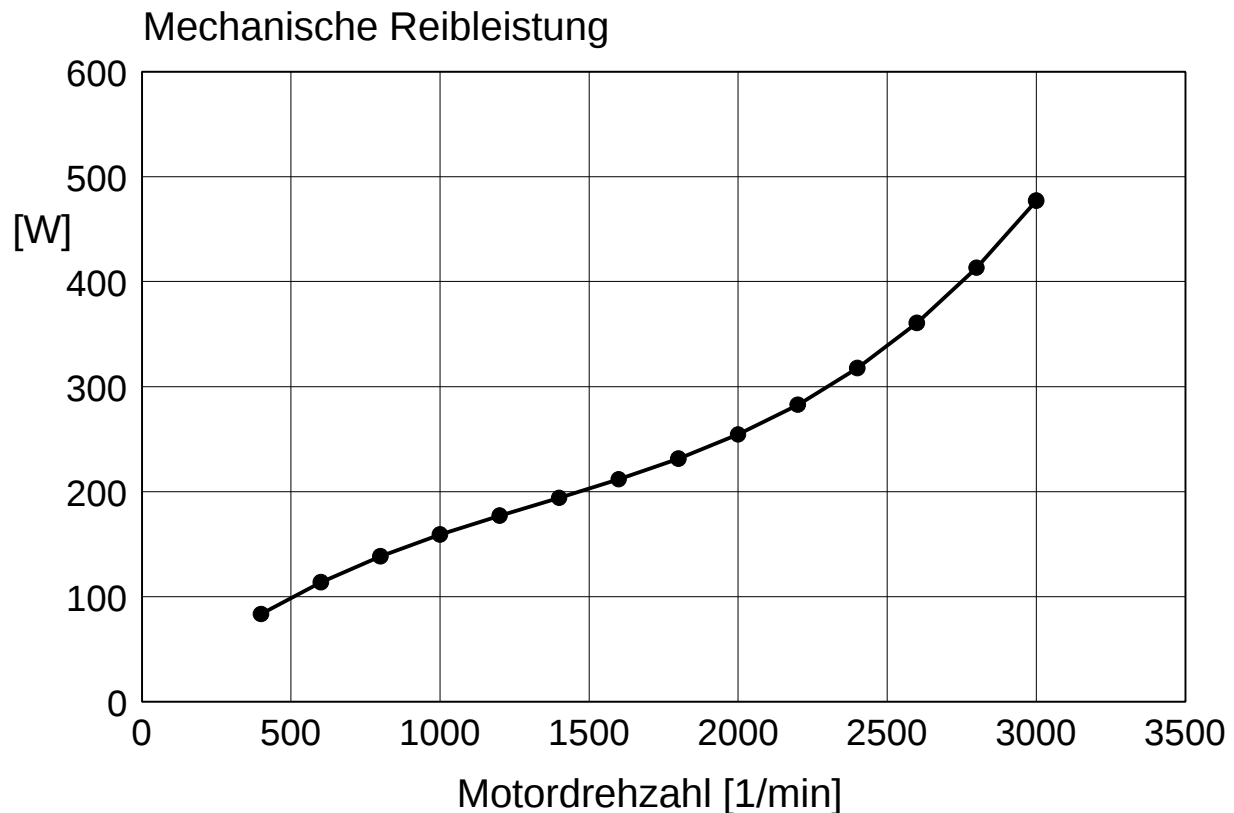


Abb.2.2-07: Angenommener Verlauf der mechanischen Reibleistung

Optimierung der Zwei-Kammer-Wandlermaschine durch Parametervariation

Zur Dimensionierung der wesentlichen konstruktiven Abmessungen wurden umfangreiche rechnerische Parametervariationen durchgeführt. Zielwert dieser Optimierungen war jeweils eine Maximierung des effektiven Wirkungsgrades der Wandlermaschine unter Einhaltung von Grenzwerten der thermischen Bauteilbelastungen (insbesondere Maximaltemperatur am Receiver).

Die folgenden Diagramme zeigen die Abhängigkeiten der Wirkungsgrade und der auftretenden maximalen Receivertemperaturen für verschiedene Variationsparameter. Die anderen Parameter wurden dabei jeweils konstant gehalten entsprechend dem folgenden Basisdatensatz (Auslegungspunkt):

Solarthermische Anlage 2

Drehzahl:	2000 1/min
Einstrahlleistung:	3000 W
Verdichtungsverhältnis Kolben	30
Verdichtungsverhältnis Kammer	10
Gaswechselventil Öffnet:	477 °KW
Kammerventil B Öffnet:	337 °KW (Kammer A entsprechend 720° später)

Die Definition des Prozesswirkungsgrades und des effektiven Wirkungsgrades entspricht den in Kap. 1.1.2 (Abb.1.1-08) angegebenen Werten.

Abhängigkeit von der Einstrahlleistung (Abb.2.2-08)

Erwartungsgemäß steigen die Wirkungsgrade und die Receivertemperaturen mit höheren Einstrahlleistungen an. Bei ca. 3000 W wird eine maximale Receivertemperatur von 925 °C erreicht, was als Grenzwert für das verwendete Material gesetzt wurde. Diese Einstrahlleistung entspricht bei dem gewählten Durchmesser des Receivers von 90 mm einer solaren Konzentration von ca. 600.

In diesem Auslegungspunkt werden Prozesswirkungsgrade von ca. 32% und effektive Wirkungsgrade von ca. 20% erreicht. Eine weitere Steigerung der Einstrahlung führt zwar zu einer Erhöhung der Wirkungsgrade, würde den Receiver aber überhitzen. Der Beginn des nutzbaren Arbeitsbereichs des Wandlers liegt (ohne Drehzahlanpassung) bei ca. 50% der Nominaleinstrahlung (1500 W).

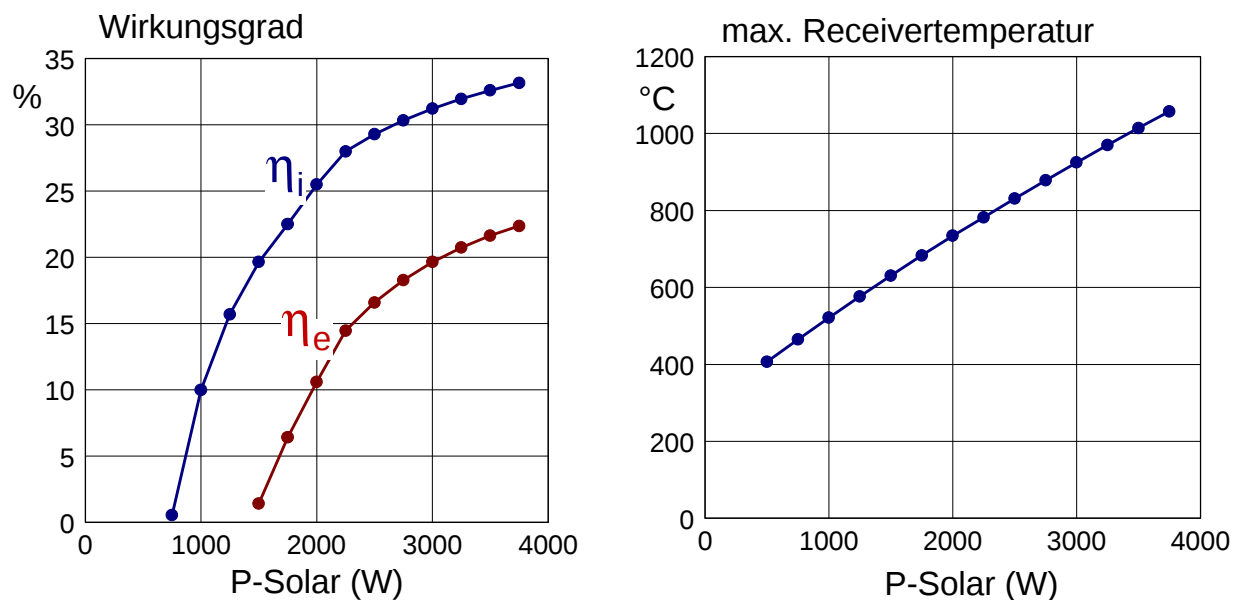


Abb.2.2-08: Wirkungsgrade und Receivertemperatur als Funktion der solaren Einstrahl-Leistung

Solarthermische Anlage 2

Abhängigkeit von der Motordrehzahl (Abb.2.2-09)

Das Wirkungsgradmaximum tritt bei ca. 1750 1/min auf. Die dann erreichten Receivertemperaturen liegen aber bei nahezu 1000°C und übersteigen die gesetzte Grenztemperatur. Der Verlauf zwischen 1500 1/min und 2000 1/min ist insgesamt flach. Oberhalb 2000 1/min fällt sowohl der Prozeßwirkungsgrad ab (durch Verschlechterung des Wärmetauschs Receiver-Luft), als auch der effektive Wirkungsgrad (Reibungseinfluß).

Bei geringerer als der Nominaleinstrahlung von 3000 W ergibt sich die Möglichkeit, durch Anpassung der Drehzahl eine Wirkungsgradoptimierung zu erreichen, solange die Receivergrenztemperatur nicht überschritten wird. Abb.2.2-10 zeigt diesen Zusammenhang: Bei halber Nominaleinstrahlung (1500 W) kann durch Absenkung der Drehzahl auf 1300 1/min einer deutliche Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades erzielt werden (von ca. 2% auf nahezu 10%). Hierdurch lässt sich der Wandler auch bei niedrigeren Einstrahlleistungen noch relativ effektiv betreiben.

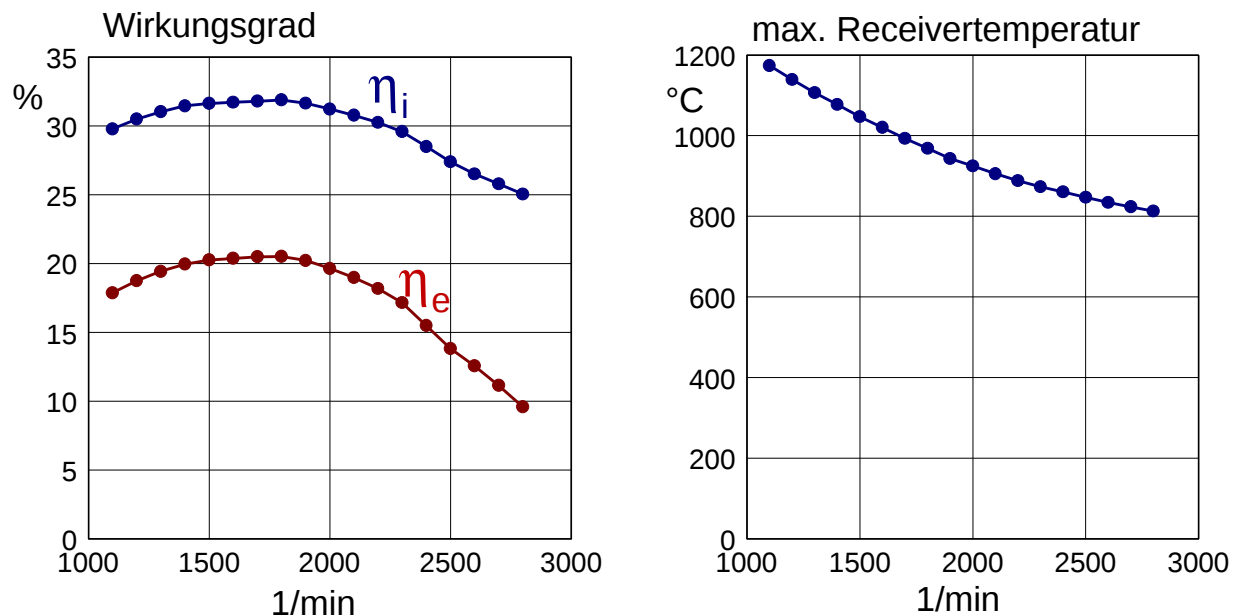


Abb.2.2-09: Wirkungsgrade und Receivertemperatur als Funktion der Drehzahl

Solarthermische Anlage 2

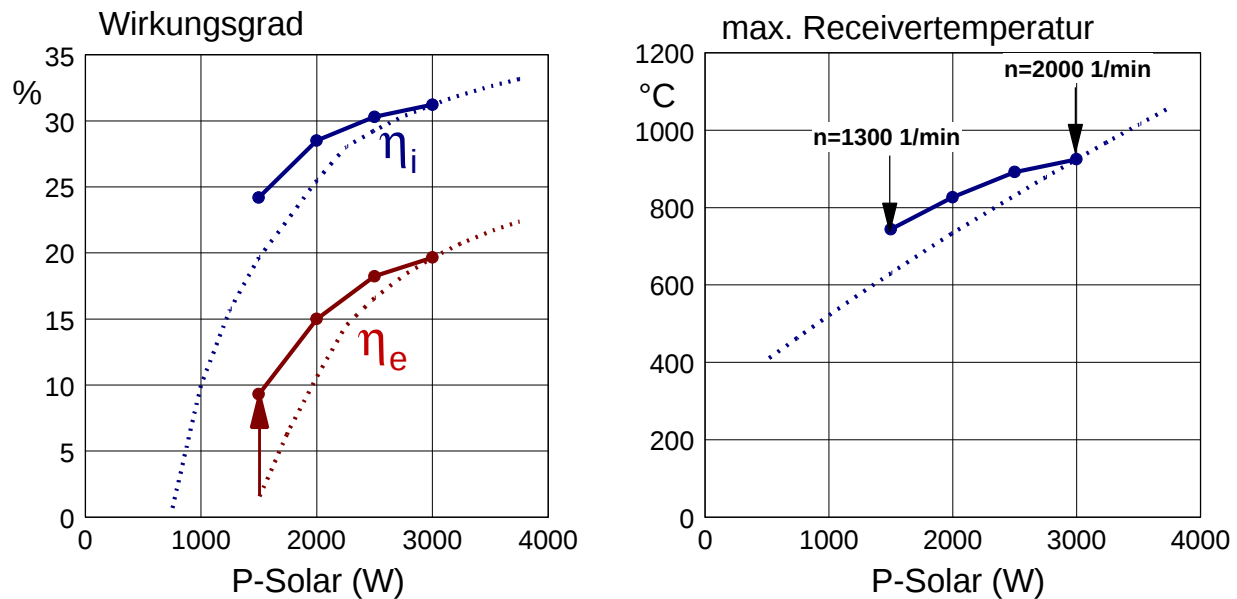


Abb.2.2-10: Optimierung des Wirkungsgrades durch Drehzahlanpassung bei geringen Einstrahlleistungen

Bestimmung der optimalen Verdichtungsverhältnisse

Im Gegensatz zu einem konventionellen Hubkolbenmotor müssen beim 2-Kammer-Verfahren zwei verschiedene geometrische Verdichtungsverhältnisse berücksichtigt werden. Zum Einen das „normale“ Verdichtungsverhältnis des Kolbens im Arbeitsraum, zum Anderen das Verhältnis des Kammervolumens zum gesamten Hubvolumen.

Verdichtungsverhältnis Kolben (Abb.2.2-11):

Idealerweise sollte das gesamte Arbeitsgas vom Kolben in die jeweilige Kammer gedrückt werden. Aus fertigungstechnischen Gründen kann aber das Restvolumen im Arbeitsraum bei OT-Stellung des Kolbens nicht völlig zu Null werden. Wie Abb.2.2-11 zeigt, ist jedoch oberhalb einer Verdichtung von ca. 25 keine wesentliche Steigerung der Wirkungsgrade mehr zu erwarten, allerdings kann noch eine Absenkung der Receiver-temperatur erreicht werden. Für die konstruktive Umsetzung wurde ein Wert von 30 gewählt.

Verdichtungsverhältnis Kammer (Abb.2.2-12):

Die Wahl des optimalen Kammer-Verdichtungsverhältnis ist eine recht komplexe Aufgabe und soll hier nur angerissen werden. Grundsätzlich steigt mit höheren Verdichtungen der Prozeßwirkungsgrad an, allerdings auch die Prozesstemperaturen und damit die Receiver-temperatur. Außerdem führen hohe Verdichtungsverhältnisse zu kleinen Kammervolumina und so zu erheblich

Solarthermische Anlage 2

schwierigeren Anforderungen an die konstruktive Gestaltung des Receivers im Hinblick auf das Oberflächen-Volumen-Verhältnis. Als Kompromiss wurde in der konstruktiven Umsetzung des Prototypen ein Kammerverdichtungsverhältnis von 10 berücksichtigt.

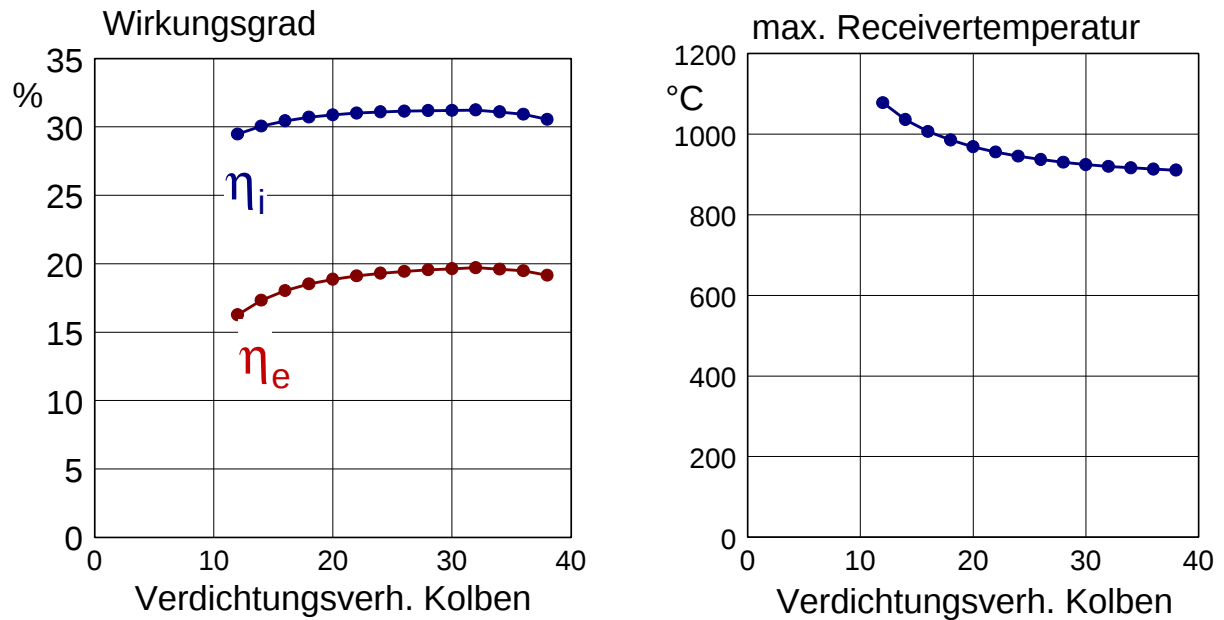


Abb.2.2-11: Wirkungsgrade und Receivertemperatur als Funktion des Kolben-Verdichtungsverhältnisses

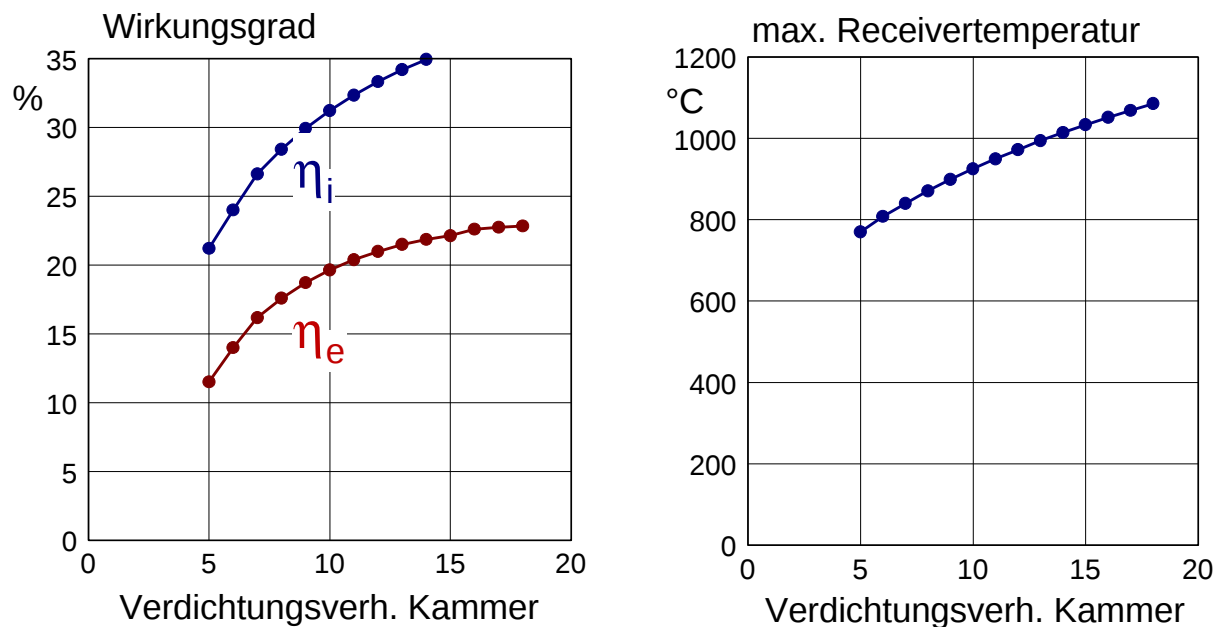


Abb.2.2-12: Wirkungsgrade und Receivertemperatur als Funktion des Kammer-Verdichtungsverhältnisses

Solarthermische Anlage 2

Auslegung der Ventilsteuerzeiten

Der Verlauf der Ventilbewegungen ist bereits in Abb.2.2-03 dargestellt. Auch hier wurden verschiedene Hubauslegungen (Maximalhübe, Öffnungs- und Schließzeiten) rechnerisch bewertet, um eine zielgerichtete Erstausslegung der Anlage zu unterstützen. Als Beispiel sei in den folgenden Abb.2.2-13 und 2.2-14 der Einfluss der Ventilöffnungspunkte gezeigt.

Eine Verschiebung des Zeitpunkts „Gaswechselventil Öffnet“ (Abb.2.2-13) führt zu einem relativ flachen Verlauf der Wirkungsgrade und der Receivertemperaturen. Das Optimum liegt hier bei ca. 477°KW. Wesentlich stärker ist der Einfluss des Öffnungszeitpunktes der Kammerventile (Abb.2.2-14). Das Optimum des Wirkungsgrades liegt bei ca. 337°KW, schon 10°KW recht bzw. links vom Optimum treten Einbußen von über 2 Prozentpunkten auf.

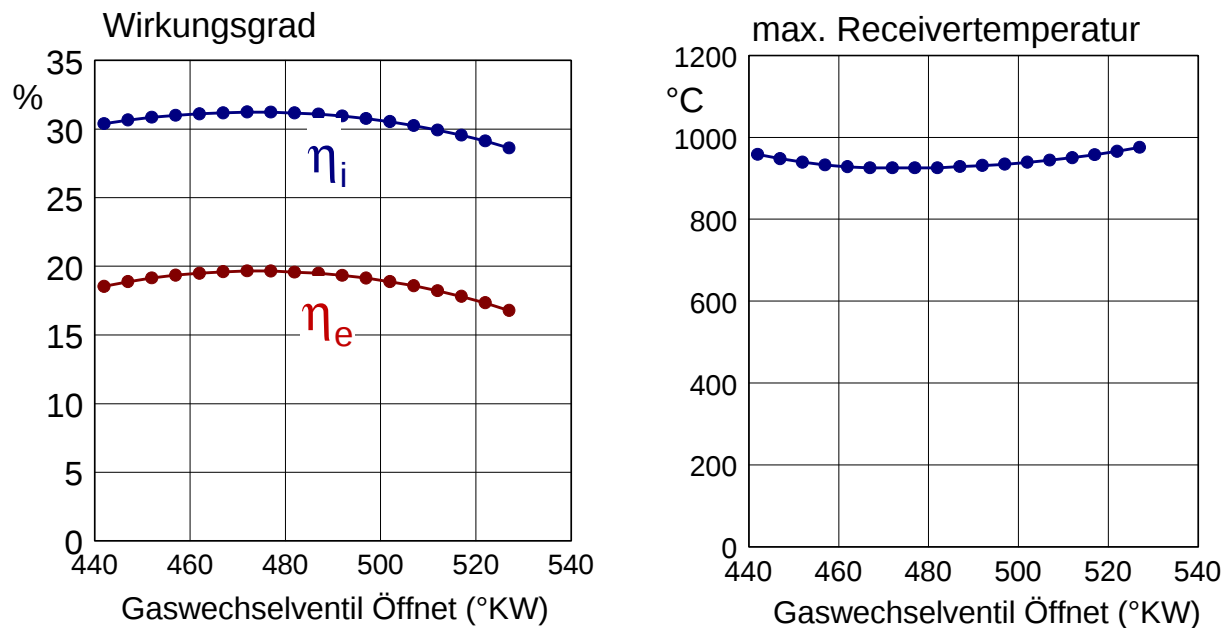


Abb.2.2-13: Wirkungsgrade und Receivertemperatur als Funktion der Steuerzeit „Gaswechselventil Öffnet“

Solarthermische Anlage 2

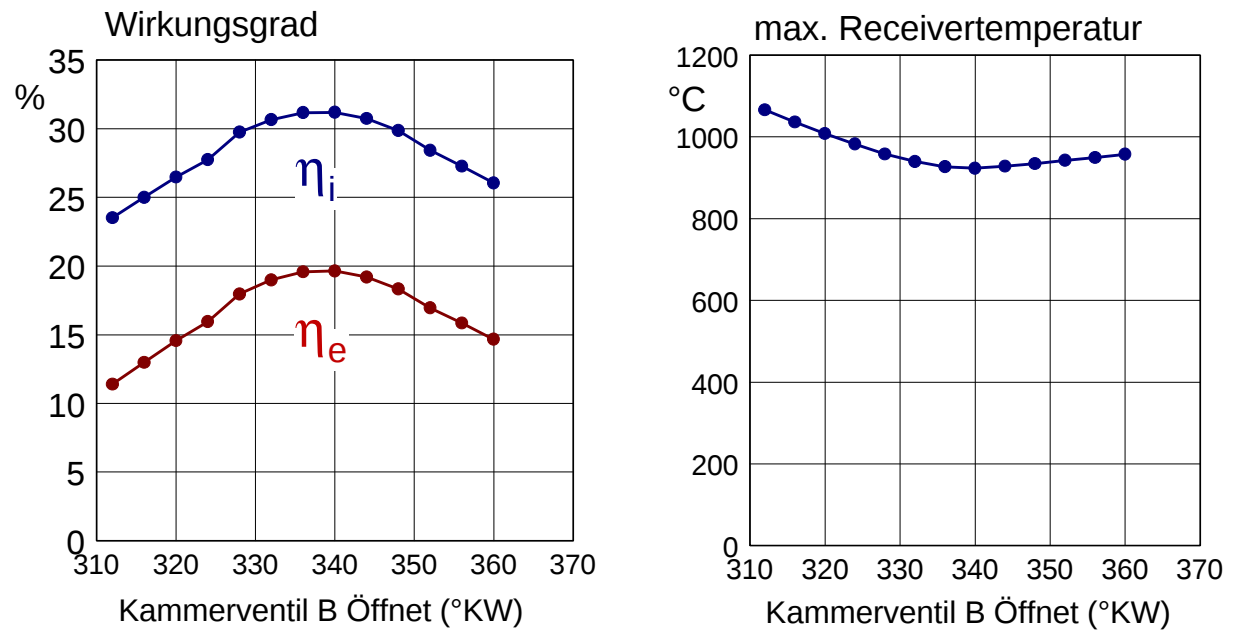


Abb.2.2-14: Wirkungsgrade und Receivertemperatur als Funktion der Steuerzeit „Kammerventil Öffnet“

2.2.2 Konstruktive Grundauslegung

Die Baustufe 2 des solarthermischen Wandlers wurde für eine Nennleistung von $P = 600 \text{ W}$ ausgelegt. Der Wandler ist als Einzylinder konzipiert und verfügt über einen Kolbendurchmesser von 90 mm. Die Pleuellänge wurde bewusst mit $l = 190 \text{ mm}$ sehr lang ausgeführt. Der Hub $s = 60,4 \text{ mm}$ des Wandlers ist relativ kurz. Mit dieser Grundauslegung des Kurbeltriebs wurde einer reibungsarmen Auslegung Rechnung getragen.

Das Kurbelgehäuse ist in Höhe der Steuerwelle trennbar. Die Kurbelwelle ist für diesen Anwendungsfall einwangig ausgeführt und verfügt ebenso wie die Steuerwellen über eine Wälzlagerung. Dieser Aufbau besitzt Vorteile hinsichtlich Prototyp- Fertigung und ermöglicht eine bessere Zugänglichkeit der Steuerungskomponenten.

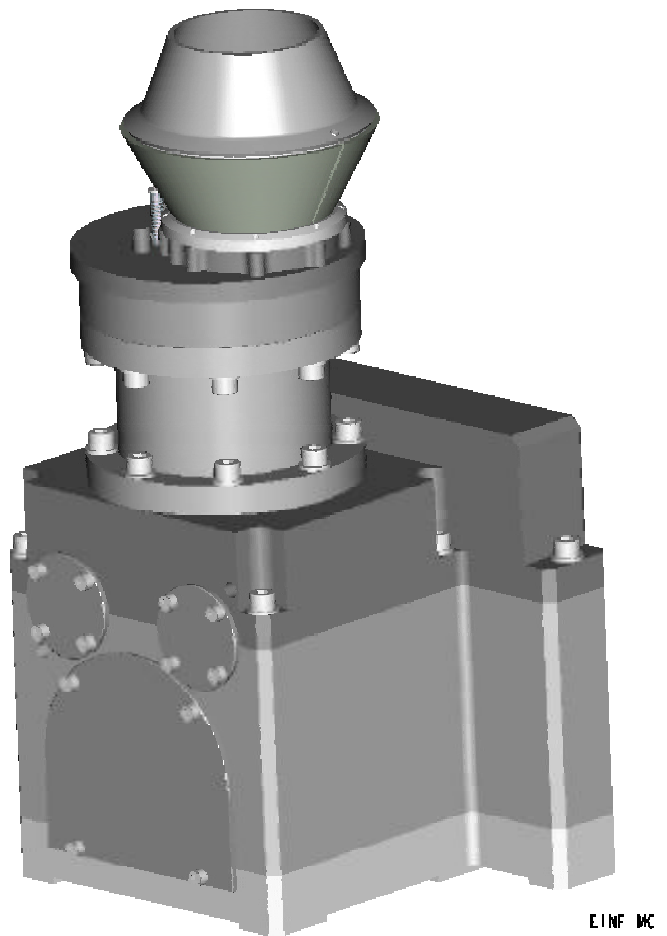
Am Abtriebszapfen der Kurbelwelle ist ein Zahnrad zum Antrieb der Steuerwelle ausgeführt. Aus dem gewählten Prozessablauf ergibt sich ein erforderliches Untersetzungsverhältnis von der Kurbelwelle zu den Steuerwellen von 1:4. Die Steuerwellen sind in das Kurbelgehäuse integriert und betätigen die Ventile. Die Steuerungsventile des R/W und die des Befüll- und Entladungsventil sind unkonventionell durch den Kolben geführt. Diese Konstellation bringt den Vorteil mit sich, alle drehenden Komponenten kompakt in Nähe der Kurbelwelle und gleichzeitig im kalten Bereich der Maschine zu positionieren. Zur Betätigung der Ventile sind Rollenschlepphebel vorgesehen. Bei der Durchführung der Steuerungsventile durch den Kolbenboden ergeben sich nachfolgende Vorteile:

- o Der Steuerungsmechanismus und die Ventile befinden sich auf der kalten Seite des Motors
- o Die stehenden Ventile im R/W als auch das Befüll- und Entladungsventil sind druckdichtend ausgeführt
- o Minimaler Schadraum im R/W und Arbeitsraum

Solarthermische Anlage 2

Grunddaten:

Bauart	1 Zylinder
Hubvolumen	383 cm ³
Bohrung	90 mm
Hub	60,3 mm
Hauptlager Ø	42 mm
Pleuellager Ø	22 mm
Pleuellänge	190 mm
Nenndrehzahl	2000 min ⁻¹
Motorgewicht	24 kg
Motorhöhe	315 mm
Motorbreite	292 mm
Motortiefe	204 mm



EINF MC

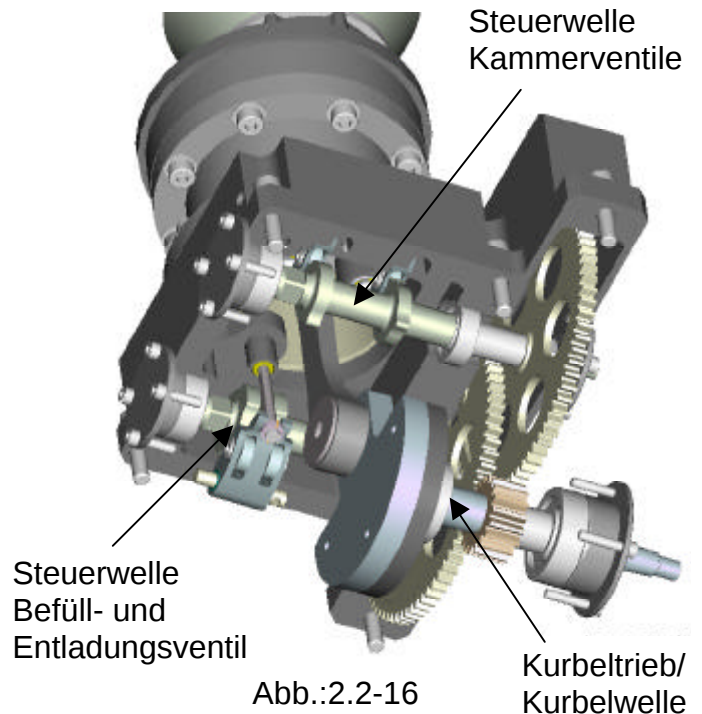
Abb. 2.2-15: Darstellung der solarthermischen Anlage 2

Solarthermische Anlage 2

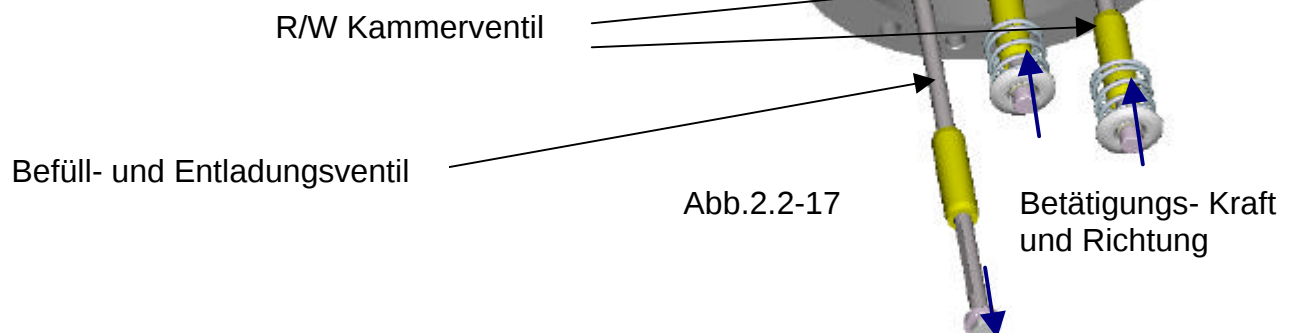
2.2.3 Ladungswechsel

Steuerungsmechanismus:

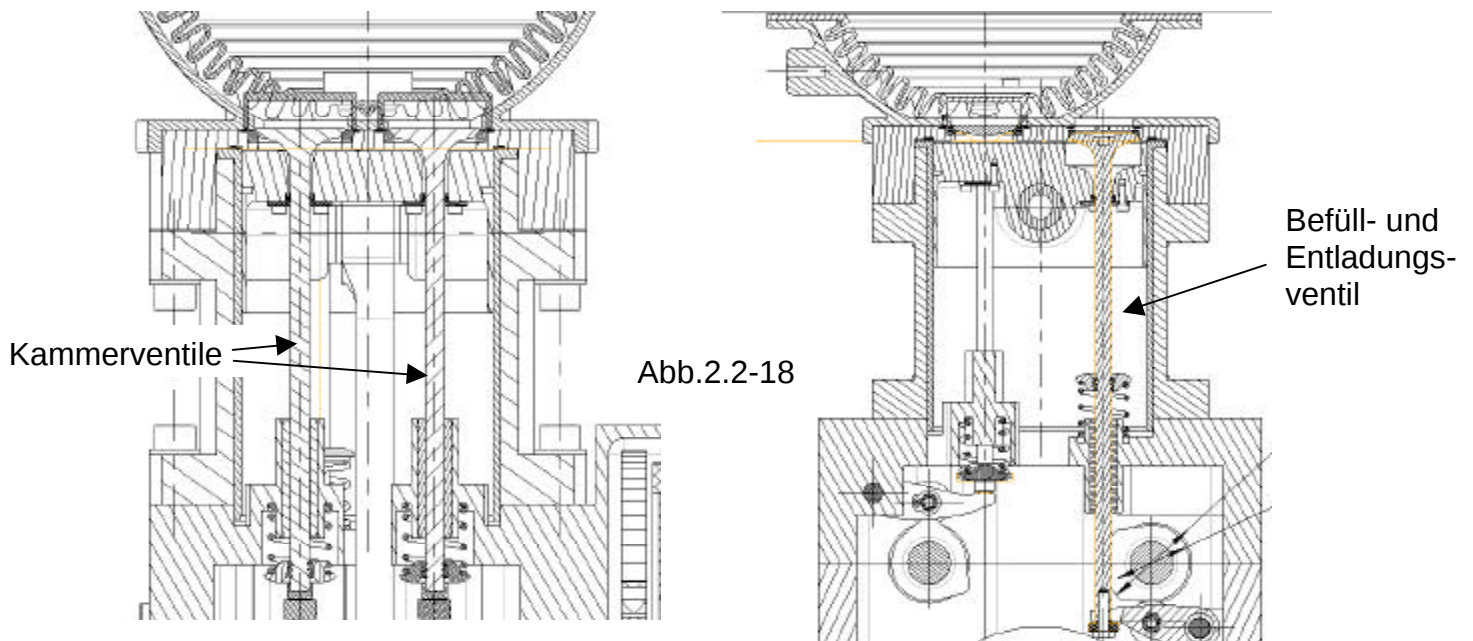
Der Austausch des Arbeitsmediums mit der Umgebung erfolgt über ein Befüll- und Entladungsventil wie zuvor beschrieben. Dieses *eine* Ventil übernimmt sowohl die Befüllung als auch die Entladung des Arbeitszylinders. Zwei weitere Ventile, die der Receiverkammern, werden über einen Steuerungsmechanismus betätigt (Abb.2.2-16). Dargestellt in der Abbildung ist die Steuerungswelle zum Betätigen der Kammerventile und die Steuerwelle zum Antrieb des Befüll- und Entladungsventils. In dem Konzept wurden Rollenschlepphebel aus reibungstechnischen Aspekten als Übertragungselement von der Steuerungswelle auf die Ventile gewählt. Beide Wellen werden über die Kurbelwelle mit Hilfe der dargestellten Zahnradverbindung im Drehzahlverhältnis 1:4 angetrieben.



In der Abbildung (Abb.2.2-17) ist die Ventilanordnung im Motorkopf dargestellt. Zwischen den beiden Kammerventilen verläuft in rot gekennzeichnet die Trennung des Receivers. Die Ventile der Receiverkammern werden über die gekennzeichneten Kraftvektoren betätigt. Das Befüll- und Entladungsventil wird entgegen der Kammerventile aufgezogen.

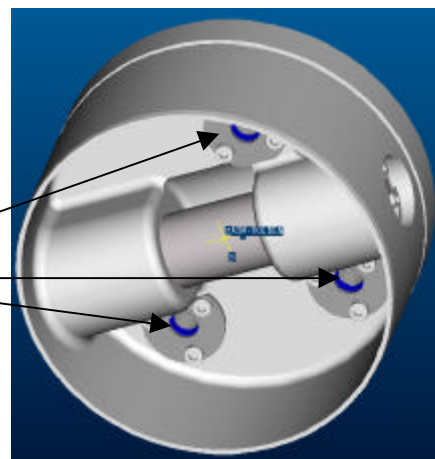


Solarthermische Anlage 2



In den dargestellten Schnitten durch den Ventiltrieb der solarthermischen Anlage 2 (Abb.2.2-18) sind links die Kammerventile zur Abdichtung der Receiver/ Wärmetauscher-Kammern dargestellt. Die Ventile sind druckdichtend in die Kammern eingebaut. Die Durchführung der Ventilschäfte durch den Kolbenboden wird durch Linearführungsdichtungen gegen den Zylinderraum abgedichtet (Abb.2.2-19). In dieser Schnittdarstellung ist das Konzept des Metallschaumreceivers erkennbar. Auf die verschiedenen Receiver wird später nochmals eingegangen. Diese Stelle soll genutzt werden um dieses Konzept kurz näher zu erläutern. Die mäanderförmige Struktur ist eine geschlossene Metallblechhaut mit Vertiefungen in Form von Metallsicken, in den die Solarstrahlung eintauchen und absorbiert werden kann, ähnlich dem Prinzip des Hohlraumreceivers.

Abb.2.2-19: Ventildurchführung durch den Kolben



Solarthermische Anlage 2

Ergänzend zu den Beschreibungen in Kap.2.1 *Motivation und Konzeptwechsel* ist der R/W in der nebenstehenden Abb. Abb.2.2-20 als Schweißkonstruktion ausgeführt. Der R/W ist auf den Motorkopf aufgesetzt und zur Mittelachse flanschtechnisch gedichtet und verschraubt. In der Entwicklung wurden verschiedene Konzepte des R/W generiert und in Bezug auf Effektivität und Herstellbarkeit bewertet.

Die Entscheidung fiel auf den in Abb.2.2-20 dargestellten R/W. Dieser Konstellation ist eine Iteration zwischen Funktionalität und Prototypenherstellung unter den Möglichkeiten der firmeneigenen mechanischen Fertigung.

Die beiden Kammer sind je rechts und links zur Mittelachse des Zylinders angeordnet und verfügen über umlaufende Schweißverbindungen. Die Kammern sind somit physikalisch getrennt und verfügen über keine Verbindung als die des Zylinderraums. Ausgelegt wurde der R/W auf minimales Schadvolumen bei gleichzeitig minimaler Wärmeleitfähigkeit des Materials. Die erforderliche Oberfläche für den Wärmetransport wurde in der Zielkonfiguration bohrtechnisch vorgesehen. Für eine spätere Lösung wurden Konzepte mit der Integration von Metallschäumen entwickelt Abb.2.2-21. Die Befüllung der Kammerzellen im R/W wurde unter strömungstechnischen Aspekten ausgelegt.

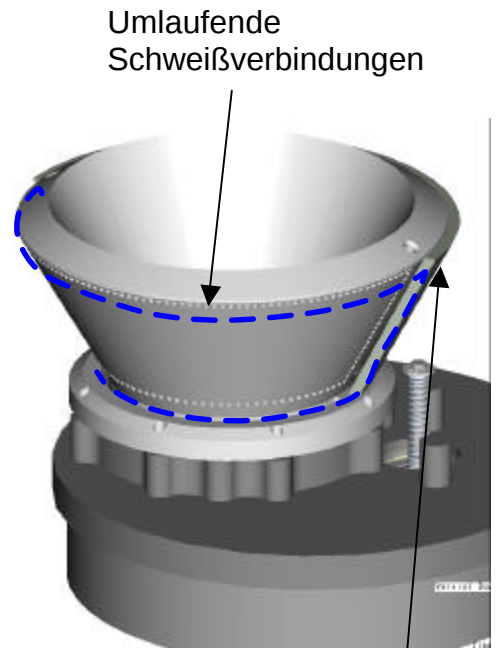
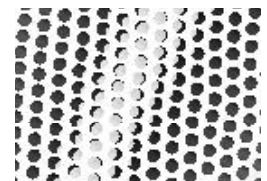
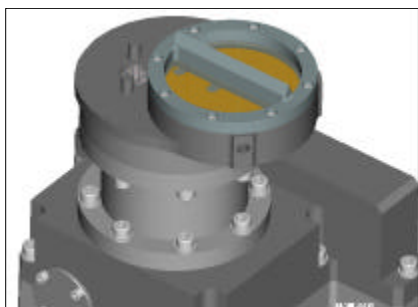


Abb.2.2-20

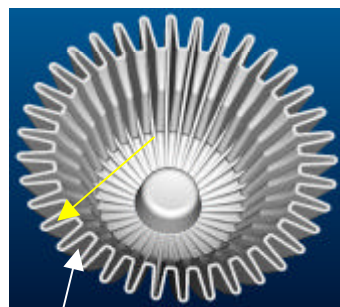
Metallmantel



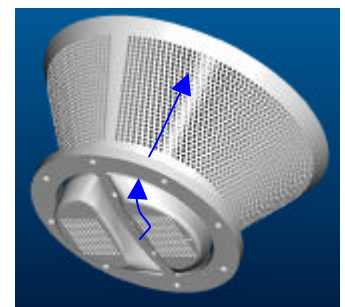
Verschiedene untersuchte R/W Konzepte Abb.2.2-21:



offener Receiver mit
transparentem Glasfenster
ähnlich Baustufe 1



Metallschaum Receiver
Einbettung von
Metallschaum in Blechsicke
(weißer Pfeil)
Absorption Solarstrahlung
(gelber Pfeil)



Receiver der
Abb.2.2-19
Bohr Konfiguration
Ohne Metallmantel
(blau Luftweg)

Solarthermische Anlage 2

Motorkopf und Dichtsystem:

In den neben stehenden Abbildungen ist das Abdichtkonzept der Anlage 2 als Explosionsdarstellung erkennbar. Der Zylinder wird mit dem Motorkopf über eine umlaufende Dichtung in Größe des Zylinderdurchmessers abgedichtet. Im Motorkopf integriert ist gleichzeitig der Ventildichtsitzring der Kammerventile. Das Receivergehäuse einschließlich Receiver wird auf den Motorkopf aufgeflanscht und gedichtet.

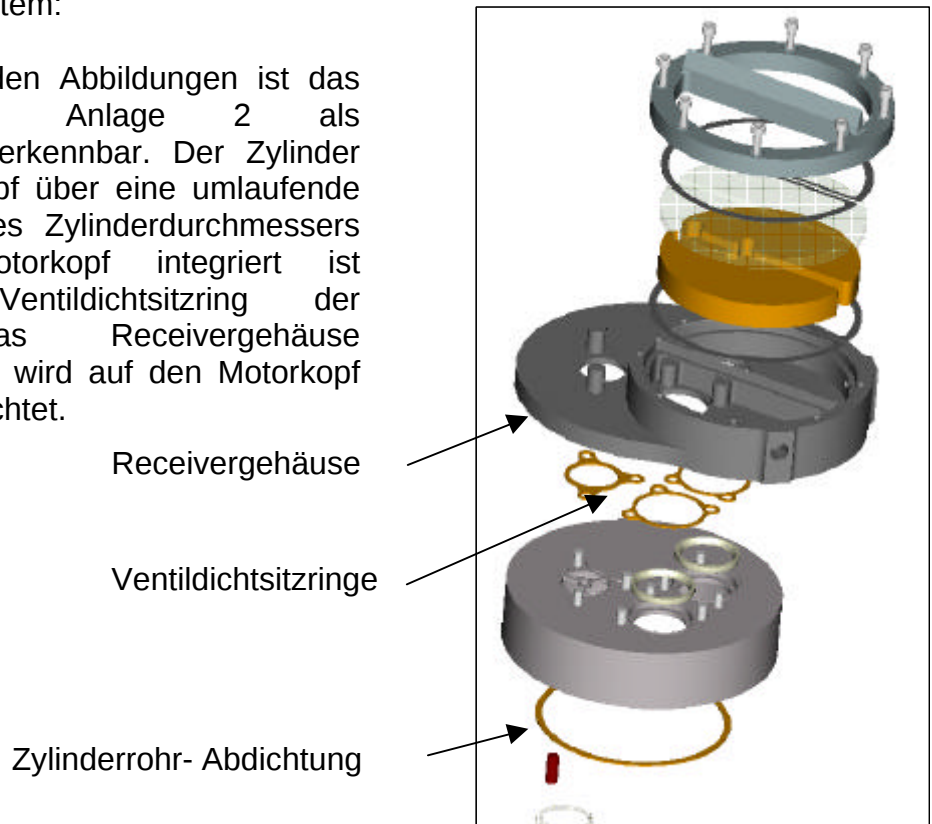


Abb.2.2-22

2.2.4 Künstliche Sonne

Die Versuchseinrichtung zur Erzeugung von künstlichem Sonnenlicht soll für die Anlage 2 der solarthermischen Wandlers konzeptionell gleich ausgeführt werden. Die Konfiguration der künstlichen Sonne hat sich als stabile Funktionseinrichtung für den Versuchsbetrieb herausgestellt. Für die Anlage 2 soll das Konzept ähnlichen Aufbau haben, jedoch muss ein stärkerer Halogen- Metall-Dampf- Brenner zum Einsatz kommen. (Abb. 2.2-23)



Abb. 2.2-23

Solarthermische Anlage 2

2.2.5 Konstruktionsstand / Fertigungsunterlagen

Für die beiden solarthermische Anlagen der Baustufe 1 und 2 wurden bei der Meta GmbH die Konstruktion vollständig und abschließend durchgeführt. Darin enthalten sind die Gesamtkonstruktion, alle Modellgenerierungen, Übertragungen von CAD Modellen in CAM- Codes und volle Fertigungsableitung.

Liste der Fertigungszeichnungen solarthermische Anlage 2:

Bezeichnung	Stück-	Zeichn-Nr.
Ventilhebelachse K.	1	701-M-5000
Ventilhebelachse LW	1	701-M-5001
Ventilhebelbolzen K	2	701-M-5002
Ventilhebelbolzen LW	1	701-M-5003
Deckel KW	1	701-M-5004
Deckel Montage KW	1	701-M-5005
Deckel NW RS	2	701-M-5006
Deckel Zahnrad 1	1	701-M-5007
Deckel Variseal K	2	701-M-5008
Deckel Variseal LW	1	701-M-5009
Deckel Zahnrad 2	1	701-M-5010
Dichtung Kammer-Kopf	1	701-M-5011
Dichtung LW-Kopf	2	701-M-5012
Distanzhülse KW	1	701-M-5013
Distanzhülse NW-K	1	701-M-5014
Distanzhülse NW-LW	1	701-M-5015
Gehäuse oben	1	701-M-5016
Gehäuse unten	1	701-M-5017
Gehäuseboden	1	701-M-5018
Hubzapfen	1	701-M-5019
Kolben	1	701-M-5020
Kolbenbolzen	1	701-M-5021
Zylinderkopfdichtung	1	701-M-5022
Kurbelwelle	1	701-M-5023
Zylinderlaufbuchse	1	701-M-5024
NW-Montagehilfe	1	701-M-5025
Nockenwelle-Kammer	1	701-M-5026
Nockenwelle-Ladungsw.	1	701-M-5027
Pleuel	1	701-M-5028
Receiverreflektor	1	701-M-5029
Ventilsitzring Kammer	2	701-M-5030
Ventilsitzring Ladungsw.	1	701-M-5031
Ventil-Kammer	2	701-M-5032
Ventil-Ladungswechsel	1	701-M-5033
Ventilbetätigungsscheibe	3	701-M-5034
Ventilhebel Kammer	2	701-M-5035
Ventilhebel LW	1	701-M-5036
Ventilschaftführung	3	701-M-5037
Zahnrad-NW	1	701-M-5038
Zahnrad KW	1	701-M-5039
Zylinderkopf	1	701-M-5040
Zylinder	1	701-M-5041

Solarthermische Anlage 2

2.3 Fazit

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass der Wärmetransports vom Receiver/Wärmetauscher an das Arbeitsmedium Luft mit dem gewählten Konzept der Anlage 2 stark erhöht werden kann.

Die solarthermische Anlage 2 ist in der Phase 1 des Projektes bis hin zur Fertigungsableitung der Konstruktion geführt wurden. Ebenso wurden umfangreiche Simulationsrechnungen mit speziell entwickelten Programmen durchgeführt, um die erreichbaren Anlagenwirkungsgrade zunächst auf theoretischem Wege abzusichern. Diese Simulationen zeigen das deutlich gesteigerte Potential des neuen Konzeptes auf und lassen einen Betrieb dieser Anlage mit gutem Wandlerwirkungsgrad erwarten.

Die Anlagenkosten der neuen Wandlermaschine einschließlich Nachführung wurden auf der Basis des ausgearbeiteten Konstruktionsstandes mit ca. 2.000 bis 2.700 €/kWp abgeschätzt. Sie liegen damit nur geringfügig unter den in der Literatur genannten Anlagenkosten für Dish-Stirling-Anlagen (Angenommene Stückzahlen: 3.000 bis 10.000 Anlagen/a). Unter diesem Aspekt wurde von Meta entschieden, zunächst intensive weitere Arbeiten zur kostenoptimierten Konstruktion der Anlage 2 durchzuführen, bevor ein erster Prototyp gefertigt und untersucht wird. Ziel ist die Verringerung der Anlagenkosten um ca. 500 €, um für die spätere Vermarktung eine sicherere Position zu erreichen.

Die Fortsetzung der Entwicklung erscheint aus Sicht von Meta jedoch sinnvoll, wobei insbesondere folgende Aspekte untersucht werden müssen:

- Verifikation der technischen Eigenschaften durch messtechnische Untersuchungen an einem Prototypen
- Minimierung der Herstellkosten des Wandlers durch Optimierung der konstruktiven Ausführung, Werkstoffwahl, Herstellverfahren etc.
- Aktualisierte Marktanalyse im Bereich regenerativer Stromerzeugung mit kleinen Anlagen

Für eine nächste Entwicklungsphase mit den o.g. Inhalten wird ein Kostenaufwand von ca. 150 – 200 T€ in einem Zeitraum von ca. 4-6 Monaten abgeschätzt. Da dieses Investitionsvolumen derzeit nicht von Meta allein getragen werden kann, müssen zunächst verschiedene Möglichkeiten einer Finanzierung geprüft werden (z.B. Förderung, Risikokapital).