
Forschungsprogramm
Umgebungs- und Abwärme,
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)

Potentialabschätzung eines langsam laufenden Stirlingmotors

ausgearbeitet durch

Prof. Dr. Peter von Böckh
Fachhochschule beider Basel (FHBB)
Gründenstrasse 40
4132 Muttenz
p.vonboeckh@fhbb.ch

und

Hanspeter Zumsteg und Christian Gaegauf
Ökozentrum Langenbruck (ÖZL)
Schwengistrasse 12
4438 Langenbruck
zumsteg@oekozentrum.ch und gaegauf@oekozentrum.ch

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Zusammenfassung

Das Potential des von BSR Solar Research entwickelten langsam laufenden Stirlingmotors, wurde untersucht. Die Untersuchung beinhaltet die kritische Prüfung der Messergebnisse von BSR am Demonstrationsmodell, die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf eine serienreife Maschine, die Ermittlung des geschätzten Zeitaufwandes und der Kosten für die Entwicklung der Serienmaschine einschließlich theoretischer Untersuchung der erwarteten Arbeitszahlen der Maschine als Wärmepumpe. Die thermodynamischen Berechnungen und die Beurteilung der Messergebnisse wurden von der Fachhochschule beider Basel (FHBB), der Vergleich mit dem SIG-Motor und die kommerzielle Beurteilung durch das Ökozentrum Langenbruck (ÖZL) durchgeführt.

Aus den von BSR zur Verfügung gestellten Messdaten des Demonstrationsmodells (Demonstrator) wurden die thermische Daten des Motors berechnet und mit den gerechneten Werten des geplanten Serienmodells und den Messdaten des SIG-Motors verglichen. Die Ergebnisse sind tabellarisch zusammengefasst.

	Demonstrator	Serienmodell	SIG	
Hubraum des Arbeitskolbens	5,168	2 x 0,30	0,131	l
Gesamtvolumen des Arbeitsgases	23,624	2 x 1,467	0,726	l
mittlerer Druck	9,5	80	32	bar
Verdichtungsverhältnis	1,28	1,258	1,22	-
mittlere heiße Temperatur	380	550	570	°C
mittlere kalte Temperatur	86	80	75	°C
Arbeitsfrequenz	0,152	0,5	50	s ⁻¹
indizierte Leistung	332	1'521	1'559	W
effektive el. Leistung	169	1'106	1'318	W
thermischer Wirkungsgrad	0,165	0,35	0,32	-
thermischer / Carnot-Wirkungsgrad	0,51	0,40	0,61	-

Weitere Details sind aus Tabelle 2 und aus den Kapiteln 4 und 7.2 zu entnehmen. Der Demonstrator hat im Bereich der Hydraulik einen ungünstigen Wirkungsgrad. Beim Serienmodell wird der mechanische Wirkungsgrad auf 0,73 und der thermische auf 0,35 erhöht werden können. Dazu müssen die hydraulischen Komponenten optimiert, der Arbeitsdruck und die Temperatur erhöht werden. Für die serienreife Maschine ist der Motor total neu zu konstruieren. Verbesserte hydraulische Komponenten müssen ausgesucht und die Schaltimpulse sanfter gestaltet werden. Insbesondere müssen die Auslegung der Volumina und Effektivität der Wärmeübertrager genau in Versuchen ermittelt werden.

Die Länge des 2-Kolben-Boxermotors wird im Vergleich zum SIG Motor größer. Der Aufwand und die Kosten für die Entwicklung zur Serienreife liegen in der gleichen Größenordnung wie beim SIG-Motor.

Bei einer weiteren Entwicklung des Stirlings wären folgende Punkte kritisch zu untersuchen:

- Kostenminimierung (Material und Fertigung) bei kostenintensiven Bauteilen (Kopf, Kühler)
- Lebensdauer der Gleitringe und Dichtungen insbesondere beim Arbeitskolben
- Wärmeübergänge an Erhitzer, Regenerator und Kühler bei kleinen Gasgeschwindigkeiten
- Energiebedarf des Luftkompressors für Kompensation von Druckluft-Lecks
- Adaption eines geeigneten Prozesswärme-Brenners mit Verbrennungsluftvorwärmung, z.B. FLOX-Brenner von WS-Wärmeprozestechnik in Renningen (D).

Bei der Verwendung als Wärmepumpe können nur die Lösungen als zwei räumlich getrennte Stirlingmaschinen (Motor und Wärmepumpe) mit hydraulischer Kopplung oder eine elektrisch angetriebene Stirlingwärmepumpe als wirtschaftlich realisierbare Lösungen in Frage. Im Vergleich zum Kaltdampfprozess sind aber keine Vorteile feststellbar.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichtes verantwortlich.

Evaluation of the potential of a low speed Stirling engine

Abstract

The potential of the Stirling engine, developed by BSR Solar Research, has been investigated. The investigation covered the critical review of the BSR test results on a demonstration model, the validity of transfer of the test results to a machine goes into production, the approximate financial and time requirement for the development to serial production including the theoretical investigation of the expected COP of the Stirling engine as heat pump. The thermodynamic calculations and the evaluation of the test results were performed at the Basle Institute of Technology, the comparison to the SIG Stirling engine and the commercial evaluation by the Ökozentrum Langenbruck.

With the test data of the demonstration model (demonstrator) provided by BSR the thermal performance characteristics of the engine were calculated and compared to calculated data of the planned engine for serial production and the test results of the SIG Stirling engine. The results are shown tabulated.

	Demonstrator	Series engine	SIG engine	
stroke volume of working piston	5.168	2 x 0.30	0.131	l
total volume of working gas	23.624	2 x 1.467	0.726	l
average pressure	9.50	80	32	bar
compression ratio	1.28	1.258	1.22	-
average hot temperature	380	550	570	°C
average cold temperature	86	80	75	°C
cycle frequency	0.152	0.5	50	Hz
internal power	332	1,521	1,559	W
effective electrical power	169	1,106	1,318	W
thermal efficiency	0.165	0.35	0.32	-
thermal / <i>Carnot</i> -efficiency	0.40	0.61	0.51	-

Further details can be found in table 2 and in the chapters 4 and 7.2. The demonstrator had in the a rather low efficiency in hydraulic components. The series engine will have an improved mechanical efficiency of 0.73 and a thermal one of 0.35. To reach these values the hydraulic component must be optimised and the working pressure and the hot temperature must be increased. The engine has to be completely redesigned. Better hydraulic components must be selected and the switching pulses has to be smoothed. The volumina of the heat transfer devices and their effectiveness must be tested.

The total length of the two piston “boxer engine” will larger compared to the SIG engine. The financial and time requirement is estimated approximately the same as that of the SIG Stirling engine.

For the further development of the BSR Stirling the following items must be critically investigated:

- Cost minimization (material and production) of cost effective parts as head and cooler
- Life time of bearings and seals especially those of the working pistons
- Heat transfer coefficients at the low speeds in heater, regenerator and cooler
- Energy consumption of compressor for air leakage replacement
- Suitable process heater with air preheating e. g. FLOX-burner from WS-Wärmeprozessstechnik in Renningen (D).

For the application as heat pump only two solutions were commercially useful. Two separate Stirlings (motor and heat pump) with a hydraulic coupling or an Stirling heat pump with an electrical drive. Compared to the cold steam process no advantages could be detected.

Inhalt

1	Das Prinzip des langsam laufenden HeatPulse Stirlingmotors	5
2	Messergebnisse von BSR.....	6
2.1	Auswertung der Messergebnisse.....	7
3	Verbesserungspotentiale	9
4	Übertragung der Ergebnisse auf den Serienmotor	10
4.1	Daten des geplanten Serienmotors.....	11
4.2	Volumen des Regenerators und des Wärmeübertragers pro Zylinder	13
5	Verwendung als Wärmepumpe.....	13
6	Maßnahmen zur Verwirklichung des Motors	15
7.1	Einleitung.....	15
7.2	HeatPulse Stirling-Generator im Quervergleich mit SIG.....	17
7.3	Wichtige Aspekte bei der weiteren HeatPulse Stirling-Entwicklung.....	21

Verwendete Symbole

Symbol	Größe	Einheit
A	Fläche von Wärmeübertragern	m ²
D	Durchmesser	m
k	Wärmedurchgangszahl	W / (m ² K)
m	Masse	kg
n	Drehzahl	Hz
p	Druck	bar
Q	Wärme	J
V	Volumen	m ³ , l, c m ³
V_H	Hubraum des Arbeitskolbens $V_H = V_1 - V_2$	m ³ , l, c m ³
V_h	Hubraum des Hydraulikmotors	m ³ , l, c m ³
t_{zykl}	Zykluszeit $1 / n$	s
T	Temperatur	K
W_i	induzierte Arbeit	J
$W_{KP, \text{ideal}}$	isentrope Kreisprozessarbeit	J
Δp	Druckverlust über Hydraulikventil	Pa
ε	Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = V_1 / V_2 = V_1 / (V_1 - V_H)$	-
η_m	mechanische Wirkungsgrad $\eta_m = P_{\text{eff}} / P_1$	-
η_{th}	thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = W_{\text{eff}} / Q_{zu}$	-
η_C	Carnot-Wirkungsgrad $\eta_C = 1 - T_1 / T_3$	-

Indizes

1	Zustand vor der Verdichtung
2	Zustand nach der Verdichtung
3	Zustand vor der Expansion
4	Zustand nach der Expansion
12, 34	Zustandsänderung von 1 nach 2, von 3 nach 4
eff	effektiv
KP	Kreisprozess
V	Volumenänderungsarbeit

1 Das Prinzip des langsam laufenden HeatPulse Stirlingmotors

Der von BSR entwickelte und patentierte Stirlingmotor hat linear bewegte Arbeits- und Verdrängerkolben, deren Bewegungen entsprechend des gewünschten Prozessverlaufs hydraulisch gesteuert werden. In der Phase, in der der Verdränger das Gas durch den Regenerator in den heißen Raum schiebt, wird der Arbeitskolben am oberen Totpunkt festgehalten, bis der Druck ein Maximum erreicht. Dann expandiert das Gas und der Arbeitskolben gibt an einen Hydraulikzylinder Arbeit ab. Die Expansion erfolgt nahe der Isotherme durch Wärmezufuhr. In der Phase, in der der Verdränger das Gas durch den Regenerator in den kalten Raum schiebt, wird der Arbeitskolben am unteren Totpunkt festgehalten, bis der Druck auf ein Minimum absinkt. Die anschließende Verdichtung des Gases erfolgt durch die Wärmeabgabe wiederum nahe der Isotherme. Die Verdichtung kann bei einer Doppelzylindermaschine durch den zweiten Arbeitskolben bei dessen Expansion oder durch hydraulische Steuerung erfolgen. Um die isochore Druckerhöhung bzw. Druckabsenkung zu erreichen, müssen die Arbeitsschritte entsprechend langsam erfolgen. Erwartet werden Frequenzen von 0,5 bis 1 Hz. Der Motor gibt seine Arbeit an das angeschlossene Hydrauliksystem ab, in dem dann ein Hydraulikmotor angetrieben wird, der die entsprechende Leistung mit hoher Frequenz an einen Generator abgibt.

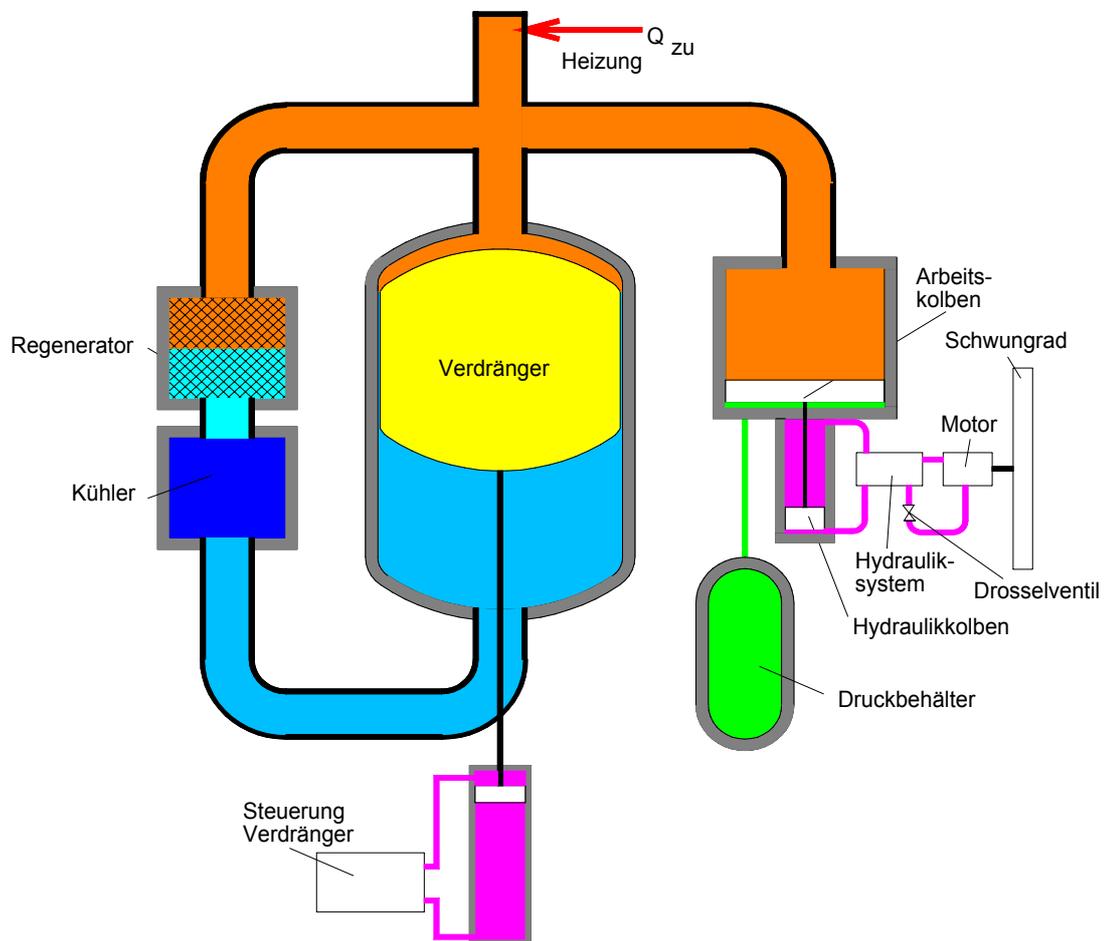


Bild 1: Schema des Demonstrationsmotors

BSR hat ein Demonstrationsmodell erstellt, mit dem die Funktion des Motors getestet wurde. Bild 1 zeigt das Schema des Demonstrators. Hier sind die Aggregate für die Wärmezufuhr und -abfuhr, der Arbeitskolben und der Regenerator separat aufgestellt. Ferner ist die dem Arbeitsgas abgewandte Seite des Arbeitskolbens mit einem Druckbehälter verbunden, damit die Verdichtungsarbeit verringert wird. Der Hydraulikmotor ist zur Glättung der Druckpulsationen mit einer Schwungscheibe versehen. Er treibt keinen Generator an, sondern der überschüssige Druck des Hydrauliköls wird abgedrosselt. Der Hydraulikmotor dient als Volumenzähler. Die Druckdifferenz der Drosselung wird gemessen und so die vom Hydraulikkolben abgegebene Leistung bestimmt.

2 Messergebnisse von BSR

Von BSR wurden uns Messergebnisse und Daten der Anlage übergeben, die mit Eckdaten, die während einer Besichtigung der Anlage geprüft wurden, übereinstimmen. In Bild 2 ist das Indikator diagramm des Prozesses dargestellt.

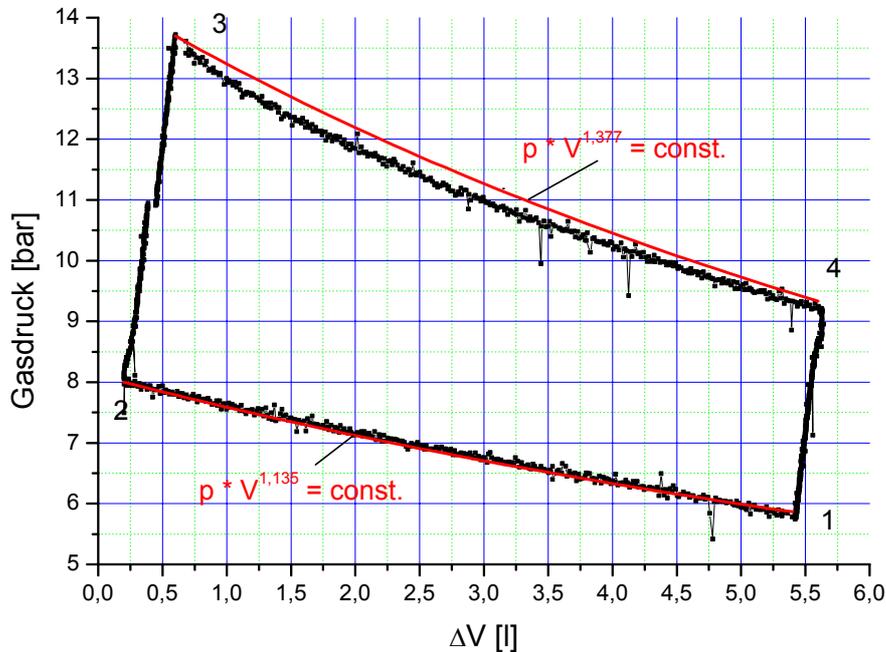


Bild 2: Indikator diagramm des Stirlingprozesses (rote Kurve s. Berechnung)

Der Demonstrator hat folgende technische Daten:

Hubraum des Arbeitszylinders V_H	5,168	l
Verdrängervolumen	13,300	l
Totraum heiss	2,414	l
Totraum kalt	1,727	l
Totraum Regenerator	1,015	l
Gesamtvolumen V_1	23,624	l
Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = V_1 / (V_1 - V_H)$	1,28	-
mittlere Gastemperatur vor der Expansion	420	°C
Zykluszeit t_{zykl}	6,56	s
Hubraum des Hydraulikmotors V_h	4,88	cm ³
Drehzahl des Hydraulikmotors n	1'216	U / min
Druckverlust über Drossel Δp	22,1	bar
Verdrängerantriebsleistung	99,6	W
abgeführter Wärmestrom	1'020	W
mittlere heiße Gastemperatur	389	°C
mittlere kalte Gastemperatur	86	°C

2.1 Auswertung der Messergebnisse

Bei der Auswertung der Messergebnisse und der Analyse des Prozesses wird die zugeführte Wärme als die vom Arbeitsgas aufgenommene Wärme betrachtet. Brennerwirkungsgrade werden nicht untersucht. Aus dem Indikatordiagramm erhält man die pro Zyklus indizierte Arbeit als:

$$W_i = -2'174 \text{ J}$$

Bei einer Zykluszeit von $t_{\text{Zykl}} = 6,56 \text{ s}$ ist die indizierte Leistung:

$$P_i = W_i / t_{\text{Zykl}} = 2'174 \text{ J} / 6,56 \text{ s} = -332 \text{ W}$$

Der Anteil der Leistung des Hydraulikzylinders, der am Motor ankommt, ist der, der an das Schwungrad abgegeben und die verbleibende Leistung im Hydrauliköl, die weggedrosselt wird. Der Volumenstrom des Hydraulikmotors ist:

$$\dot{V}_{\text{hydr}} = V_h \cdot n = 4,88 \cdot 10^{-6} \cdot \text{m}^3 \cdot 1'216 / 60 \cdot \text{s} = 98,90 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Die im Hydrauliköl verbleibende Leistung ist das Produkt aus der Druckdifferenz bei der Drosselung und des Volumenstroms.

$$P_{\text{hydr, Rest}} = \Delta p \cdot \dot{V}_{\text{hydr}} = 22,1 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \cdot 98,9 \cdot 10^{-6} \cdot \text{m}^3 / \text{s} = -218,6 \text{ W}$$

Die Luftreibung am Schwungrad wurde von BSR mit 50 W angegeben. Nach der Grösse und der Geschwindigkeit der Scheibe zu urteilen, ist der Wert plausibel. Die Leistung der Anlage ist damit die Summe der Leistung am Schwungrad, der im Hydrauliköl verbleibenden Leistung nach dem Motor und der Leistung des Verdrängerantriebs.

$$P_{\text{Anlage}} = P_{\text{Motor}} + P_{\text{hydr, Rest}} + P_{\text{Verdrängerantrieb}} = (-50 - 218,6 + 99,6) \text{ W} = -169,0 \text{ W}$$

Der mechanische Wirkungsgrad des Systems ist damit 0,51.

$$\eta_m = P_{\text{Anlage}} / P_i = 169 / 332 = 0,51$$

Der thermische Wirkungsgrad kann in guter Näherung unter Vernachlässigung der Abweichung vom isochoren internen Wärmeaustausch berechnet werden.

Aus dem Diagramm in Bild 2 können der Polytropenexponent n der Expansion und der Verdichtung sowie die mittleren Temperaturen des Arbeitsgases bestimmt werden. Mit den Werten aus dem Diagramm erhält man:

	p bar	V l	n -	ϑ °C
1	6,80	23,624	-	135,9
2	9,00	18,456	1,135	149,8
3	14,75	18,456		420,0
4	10,50	23,624	1,377	358,4

Im T - s -Diagramm sieht der Prozess wie folgt aus:

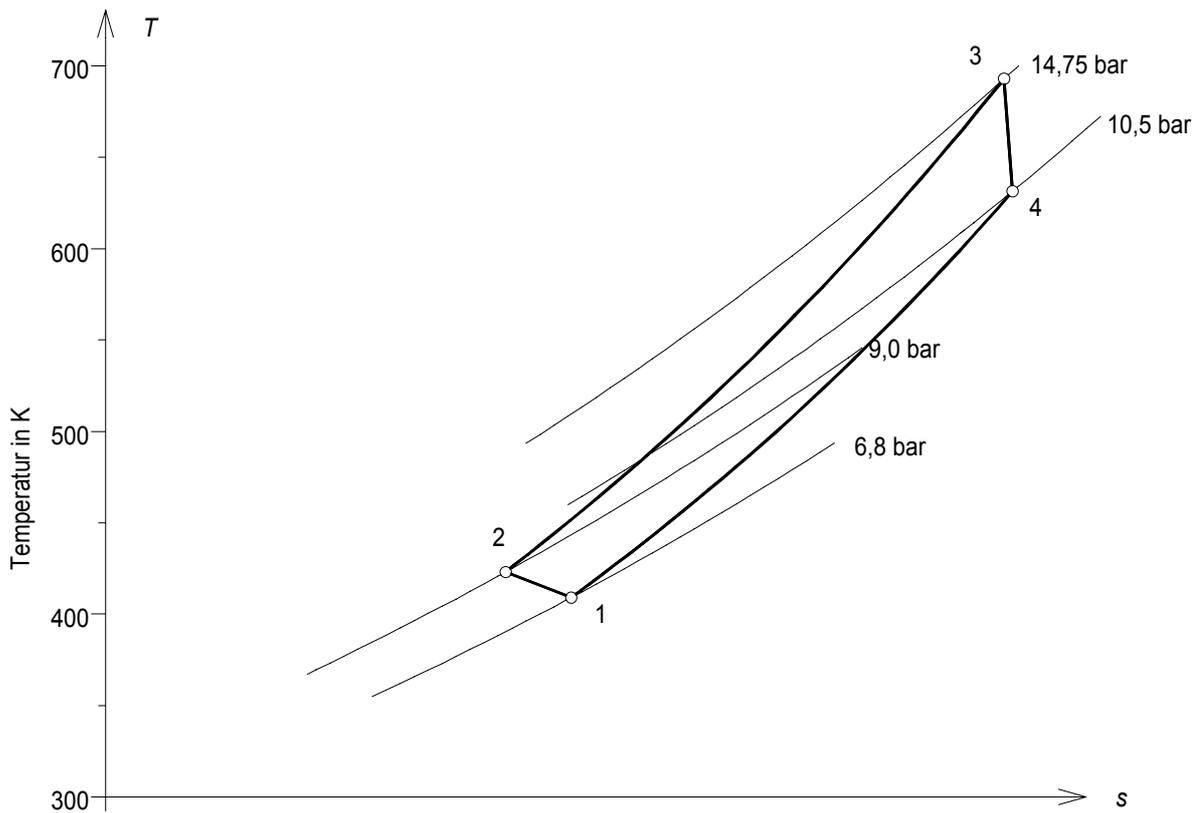


Bild 3: T-s-Diagramm des Prozesses

Aus dem T-s-Diagramm ist zu sehen, dass die Expansion und Verdichtung nicht isotherm verlaufen und jeweils mit einer Wärmeabfuhr verbunden sind. Beim Verdichten ist die Wärmeabfuhr gewollt. Bei der Expansion wird dem expandierenden Gas mehr Wärme entzogen als zugeführt. Dies bedeutet, dass aus dem heißen Raum zu viel Wärme verloren geht. Dies wird auch durch den abgeführten Wärmestrom bestätigt. Bei der polytropen Verdichtung werden 411 W und bei der Expansion 162 W Wärmestrom abgeführt. Der insgesamt abgeführte Wärmestrom deutet auf große Wärmeverluste hin.

Ein Vergleich mit dem Carnotprozess liefert folgende Ergebnisse:

Beim Idealprozess ist die Kreisprozessarbeit gleich der Summe der isothermen Verdichtungsarbeit von 1 nach 2 und der isothermen Expansionsarbeit von 3 nach 4.

$$W_{KP} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln(\varepsilon) \cdot (1 - T_3 / T_1) = 6,8 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \cdot 23,624 \cdot 10^{-3} \cdot \text{m}^3 \cdot \ln(1,28) \cdot (1 - 693,2 / 409,0) = -2'754 \text{ J}$$

Dabei ist ε das Verdichtungsverhältnis $V_1 / V_2 = 1,28$. Der Carnotprozess wird vom Demonstrator mit 2'174 J nur zu 79 % erreicht. Der thermische Wirkungsgrad des Carnotprozesses ist:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{409,1}{693,2} = 0,41$$

Der thermische Wirkungsgrad des Demonstrators ist damit:

$$\eta_{th} = \eta_C \cdot \eta_m \cdot 0,79 = 0,41 \cdot 0,51 \cdot 0,79 = 0,165$$

Nach dem Indikatordiagramm in Bild 2 wäre ein idealerer Prozess zu erwarten. Zur Analyse des Prozesses müssen auch die Temperaturen untersucht werden. Bild 4 zeigt die Temperaturverläufe während eines Arbeitszyklus.

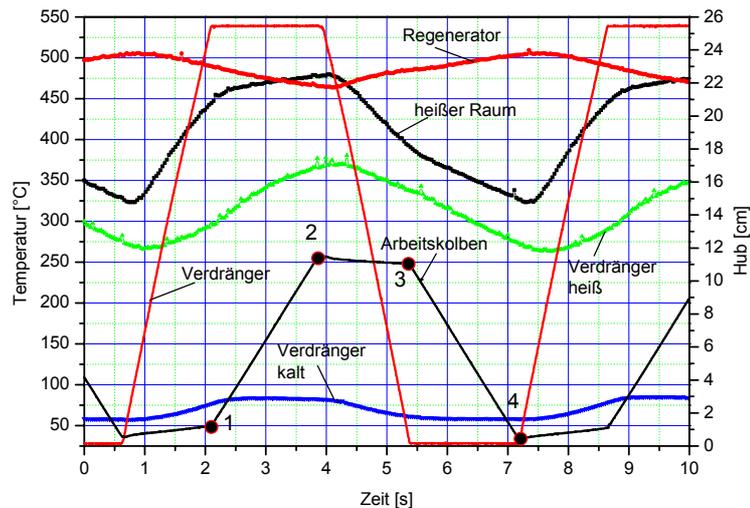


Bild 4: Zeitliche Temperatur und Kolbenverläufe

Das Diagramm zeigt, dass sich die Temperatur im heißen Raum während der Expansion (3 nach 4) abkühlt und so sogar insgesamt Wärme abgeführt wird, statt der erwarteten Wärmezufuhr für die isotherme Expansion. Bei der Verdichtung (1 nach 2) wird zwar Wärme abgeführt, aber nicht genügend, um die Temperatur konstant zu halten.

Die Gründe für den relativ schlechten thermischen Wirkungsgrad sind:

1. Durch die extern angeordneten Wärmeübertrager und damit verbundenen großen Massen entstehen thermische Verzögerungen, Wärmeströme und Druckverluste, die den Prozess verschlechtern.
2. Bei den hydraulischen Komponenten wurden im Demonstrator zum Teil Komponente mit zu hoher Dissipation verwendet. Lange elastische Leitungen verursachen Dehnreibungen und Verluste.
3. Durch die grosse Masse des Verdrängers und relativ grosse Reibung ist die für den Verdränger-antrieb notwendige Leistung unverhältnismässig gross.
4. Die heisse Temperatur ist für eine durch Feuerung beheizte Maschine zu tief.

3 Verbesserungspotentiale

Der relativ schlechte mechanische Wirkungsgrad ist auf zu grosse Verluste im Hydrauliksystem, auf die Abweichung vom *Carnot*prozess und auf die relativ grosse Leistung des Verdrängerantriebs zurück zu führen. Bei der Aufzählung der Verbesserungen sind die Annahmen fettgedruckt hervorgehoben.

- Im Serienmotor wird ein wesentlich kleinerer **Verdränger** verwendet und die **Antriebsleistung** wird bei **10 %** der Leistung des Motors liegen.
- Die im Demonstrator verwendeten Hydraulikleitungen und -ventile haben zu grosse Verluste. Nach Angaben vom Hersteller des Hydraulikmotors (Datenblatt F11-5 VOLVO Hydraulik) liegt der mechanische Wirkungsgrad des Motors bei 3'000 U / min zwischen 0,92 und 0,96. Bei optimal ausgewählten Hydraulikventilen und -leitungen müssten mindestens 85 % der indizierten Leistung an die Motorwelle abgegeben werden. Mit 10 % Leistung für den Antrieb des Verdrängers und 0,95 Generatorwirkungsgrad sollte ein **mechanischer Wirkungsgrad von $\eta_m = 0,727$** (bisher 0,51) erreicht werden.

- Auf der thermischen Seite muss, da die Wärme aus einer Verbrennung stammt, die **heisse Temperatur** erhöht werden. Es ist geplant, bei einer äusseren Wandtemperatur von 650 °C eine heisse Temperatur von **550 °C** zu erreichen. Die kalte Temperatur sollte auf 80 °C verringert werden. Der *Carnot*wirkungsgrad bei diesen Temperaturen ist 0,571. Durch entsprechend verbesserte Steuerung der Bewegungsabläufe der Kolben und verbesserte Isolation kann die **Abweichung vom Carnotprozess von 0,79** auf 0,85 verbessert werden. Der **thermische Wirkungsgrad** des Prozesses ist damit $\eta_{th} = 0,35$ (bisher 0,165).
- Weiterhin lassen die scharfen hydraulischen Schaltimpulse am Demonstrator mögliche Ermüdungsbrüche im Dauerbetrieb befürchten. Die Schaltimpulse können im Hydrauliksystem sanfter gestaltet werden. Dies führt zu einer gewissen Abrundung der Hübe an den Endpunkten. Das *p-V*-Diagramm wird an den Ecken etwas abgerundet, was maximal 5 % Wirkungsgradverlust verursachen wird. Damit kann bei einem optimierten Motor mit einem **thermischen Wirkungsgrad von 34 %** gerechnet werden.

4 Übertragung der Ergebnisse auf den Serienmotor

Bild 5 zeigt das Prinzip des geplanten Serienmotors. Allerdings ist der Motor hier mit flüssigem Wärmeträger beheizt. Beim HeatPulse-Motor erfolgt die Beheizung durch Verbrennung. Es ist vorgesehen, den von WS-Wärmeprozessstechnik (D) FLOX-Brenner zu verwenden. Der „Zylinderkopf“ ist auf der Feuerraumseite mit Rippen versehen, die Außenwand ist mit der Innenwand durch dünne Längsrippen verbunden, zwischen denen das Arbeitsgas beim Verschieben des Verdrängers strömt. Der Motor wird als „Boxermotor“ mit zwei Kolben ausgeführt. Die beiden Arbeitszylinder sind miteinander mechanisch oder evtl. hydraulisch so verbunden, dass bei der Expansion des einen Arbeitskolbens der gegenüberliegende Arbeitskolben hinein gedrückt wird und so dessen Verdichtungsarbeit ausführt.

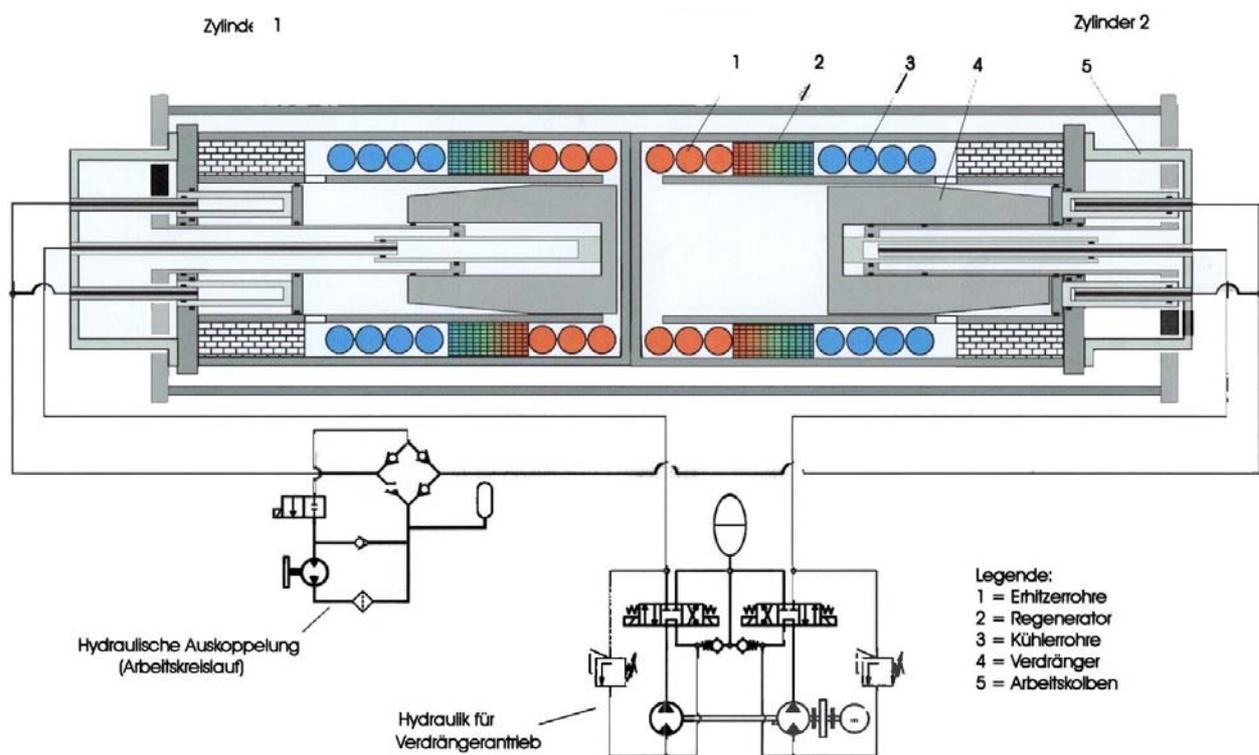


Bild 5: Prinzipieller Aufbau des Motors mit zwei Kolben [Bild von Bomin Solar Research]

Die Serienmaschine wird wie der Demonstrator mit Luft als Arbeitsgas ausgeführt. Die Leckagen werden durch einen externen Kompressor nachgespeist. Der Druck und die Arbeitsfrequenz werden vergrößert, so dass die Maschine entsprechend klein gestaltet werden kann.

4.1 Daten des geplanten Serienmotors

Der Serienmotor wird mit den angenommenen Verbesserungen gegenüber dem Demonstrator ausgelegt, d. h., der mechanische Wirkungsgrad ist auf $\eta_m = 0,727$ und der Carnotwirkungsgrad η_C wird auf 85 % angenähert. Ferner werden der Druck und die heisse Temperatur erhöht. Damit können das Arbeitsvolumen und die Kolben kleiner ausgelegt werden, was eine Erhöhung der Arbeitsfrequenz erlaubt. Für die Auslegung der Serienmaschine wurden folgende Eckdaten festgelegt:

tiefster Druck p_1	40,0 bar
höchster Druck p_3	117,3 bar
mittlere Gastemperatur bei der Expansion T_3	550 °C = 823 K
mittlere Gastemperatur bei der Verdichtung T_4	80 °C = 253 K
Zykluszeit t_{zykl}	2,0 s

Für eine elektrische Leistung von 1 kW müssen pro Arbeitszyklus vom Generator –2 kJ effektive Arbeit geleistet werden. Der ideale Kreisprozess muss folgende indizierte Arbeit bringen:

$$W_{KP, ideal} = W_{KP, eff} / (\eta_m \cdot 0,85) = 2 \cdot \text{kJ} / (0,727 \cdot 0,85) = -3,236 \text{ kJ}$$

Für das Verdichtungsverhältnis haben Berechnungen, die noch aufgeführt werden, für die Wärmeübertrager, den Verdränger und Regenerator einen Wert von $\varepsilon = 1,258$ ergeben. Damit kann das notwendige Gesamtvolumen V_1 bestimmt werden.

$$V_1 = \frac{W_{KP, ideal}}{p_1 \cdot \ln(\varepsilon) \cdot (1 - T_3 / T_1)} = \frac{-3,236 \cdot \text{kJ}}{40 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \cdot \ln(1,258) \cdot (1 - 823 / 353)} = 2,648 \text{ l}$$

Dieses Volumen ist auf zwei Zylinder zu verteilen. Der notwendige Hubraum beträgt 0,543 l. Er wurde mit 0,6 l d. h. 0,3 l pro Zylinder ausgewählt.

Folgende Daten wurden für den Motor (pro Zylinder) ermittelt:

Hubraum des Arbeitszylinders V_H	0,30 l
Durchmesser des Arbeitszylinders	90,0 mm
Hub des Arbeitskolbens	47,2 mm
Verdrängervolumen	0,641 l
Durchmesser des Verdrängers	90,0 mm
Hub des Verdrängers	100,7 mm
Totraum heiss	0,250 l
Totraum kalt	0,163 l
Totraum Regenerator	0,109 l
Gesamtvolumen V_1	1,463 l
Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = V_1 / (V_1 - V_H)$	1,258 -

Die Volumina der Wärmeübertrager und des Regenerators wurden noch nicht endgültig festgelegt. Die Auslegung erfolgte mit einfachen Modellen, die noch verfeinert und eventuell durch Versuche bestätigt werden müssen.

Beim idealen Prozess müsste der Wärmeaustausch während der isochoren Gasverschiebung intern, d. h. aus dem Regenerator erfolgen. Der externe Wärmetransfer sollte nur während der Volumenänderung durch den Arbeitskolben stattfinden. Dies ist natürlich nicht vollständig realisierbar. Bei der Verschiebung des Gases durch den Verdränger aus dem kalten Raum strömt es zunächst durch den Kühler, wo wegen der tiefen Gastemperatur fast keine Wärme transferiert wird. Beim anschliessenden Passieren des Gases im Regenerator wird das Gas erhitzt und im Erhitzer erfolgt eine weitere Erwärmung durch externen Wärmetransfer. Bei der Expansion des Arbeitskolbens ist die Wärmezufuhr im Erhitzer zu klein, um die isotherme Expansion aufrecht zu erhalten. Beim Demonstrator erfolgt die externe Wärmezufuhr zum

grossen Teil während der isochoren Gasverschiebung, während der Expansion findet sogar eine Wärme-

abfuhr statt. Hier kann durch entsprechende Steuerung des Verdrängers und Arbeitskolbens eine Verbesserung erzielt werden. Bei der Verschiebung des Arbeitsgases vom heissen Raum wird das Gas zunächst durch den Erhitzer geschoben, in dem fast keine Wärme transferiert wird. Im Regenerator und im Kühler kühlt das Gas ab. Bei der nachfolgenden Verdichtung durch den Arbeitskolben wird im Kühler nicht genügend Wärme zugeführt, um die isotherme Verdichtung zu erreichen. Im wirklichen Prozess wird während der isochoren Verschiebung ein Grossteil der Wärme aus dem Regenerator transferiert. Ein kleinerer Teil des Wärmetransfers erfolgt im Heizer oder Kühler. Beim Expandieren strömt etwas Gas aus dem heissen Raum durch den Erhitzer, Regenerator und Kühler. Dabei wird dem Gas im Erhitzer etwas Wärme zugeführt, die teilweise an den Regenerator abgegeben wird. Im Kühler kühlt das Gas etwas ab. Ähnliches erfolgt beim Verdichtungsprozess in umgekehrter Reihenfolge. Für die Auslegung der Wärmeübertrager wird in diesem Bericht der ideale Prozess angenommen.

Die Prozessdaten des Idealprozesses sind:

	p bar	V l	n -	ϑ °C
1	40,00	1,463		80,0
2	50,32	1,163	1	80,0
3	117,30	1,163		550,0
4	93,24	1,463	1	550,0

Der interne Wärmetransfer im Regenerator erfolgt während der isochoren Gasverschiebung. Die vom Gas aufgenommene bzw. abgegebene Wärme pro Zylinder ist:

$$Q_{23} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = -20,7 \text{ kJ}$$

$$Q_{41} = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) = 20,7 \text{ kJ}$$

Bei der isothermen Verdichtung ist die abzuführende Wärme gleich der vom Arbeitskolben geleisteten Volumenänderungsarbeit:

$$Q_{12} = W_{V12} = -p_1 \cdot V_1 \cdot \ln(p_2 / p_1) = -1,342 \text{ kJ}$$

Die bei der Expansion zuzuführende Wärme ist analog:

$$Q_{34} = W_{V34} = -p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(p_4 / p_3) = 3,131 \text{ kJ}$$

Die berechneten Wärmewerte betreffen jeweils einen Zylinder. Aus der zu- und abgeführten Wärme kann die Arbeit des idealen Kreisprozesses der beiden Zylinder berechnet werden.

$$W_{KP, ideal} = 2 \cdot (-Q_{12} - Q_{34}) = -3,578 \text{ kJ}$$

Unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades und der Abweichung vom *Carnot*prozess erhält man folgende Daten:

Generatorleistung P_{eff}	1,106	kW
Wärmezufuhr (aufgenommen vom Arbeitsgas)	3,578	kW
Wärmeabfuhr	1,342	kW

4.2 Volumen des Regenerators und des Wärmeübertragers pro Zylinder

Der Regenerator muss pro Arbeitszyklus $Q_{41} = 20,7 \text{ kJ}$ Wärme transferieren. Das Regeneratormaterial besteht aus einem Geflecht von rostfreiem Stahl mit einer Dichte von $2'400 \text{ kg / m}^3$ und einer spezifischen Wärmekapazität von 900 J / (kg K) . Die Temperaturänderung beträgt 430 K . Diese Wärme wird von $0,054 \text{ kg}$ Stahl gespeichert. Da beim Durchströmen des Gases nicht die gesamte Masse des Regenerators erwärmt oder abgekühlt wird, ist für eine effektive Funktion mindestens die dreifache Masse notwendig. In dem pro Zylinder vorgesehenen Volumen von $0,109 \text{ l}$ können $0,261 \text{ kg}$ Stahl untergebracht werden, was genügend Sicherheit für eine einwandfreie Funktion bietet. Der Regenerator wird in einer 20 mm dicken Schicht um den Zylinder über eine Länge von 15 mm angeordnet.

Die Wandtemperatur des Heizers beträgt $650 \text{ }^\circ\text{C}$ und die Temperatur des Gases $550 \text{ }^\circ\text{C}$. Für den Wärmetransfer stehen ca. $0,5 \text{ s}$ zur Verfügung, so dass der Wärmestrom $6'262 \text{ W}$ beträgt. Diese Fläche wurde durch Rippen, die den Zylinder mit der äusseren beheizten Wand verbinden, ermöglicht. Vorgesehen sind 20 mm hohe und 1 mm breite Schlitz für den Durchlass. Bei der Verschiebung des Verdrängers beträgt die Geschwindigkeit in den Schlitz $0,61 \text{ m / s}$. Daraus resultiert eine *Reynolds*-zahl von $5'300$ und eine Wärmeübergangszahl von $530 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$. Berücksichtigt man die Rippenwirkungsgrade, den Widerstand in der äusseren Wand und die kleinen Wärmeübergangszahlen nach der Verschiebung, kann mit einer konservativ angenommenen mittleren Wärmedurchgangszahl von $150 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ gerechnet werden. Die für den Wärmetransfer benötigte Fläche ist:

$$A_{\text{Heizer}} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot (\vartheta_w - \vartheta_g)} = \frac{6'262 \text{ W}}{150 \cdot \text{W / (m}^2 \cdot \text{K)} \cdot (650 - 550) \cdot \text{K}} = 0,418 \text{ m}^2$$

Der Erhitzer hat 105 Schlitz von je 100 mm Länge. Das ergibt eine Fläche von $0,42 \text{ m}^2$.

Auf der kalten Seite sind Rippenrohre angebracht, die vom Kühlwasser mit $20 \text{ }^\circ\text{C}$ Temperatur durchströmt werden. Die Wärmedurchgangszahl ist hier wiederum ca. $150 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$. Das den Kühler umgebende Volumen beträgt $0,163 \text{ l}$.

Die schematische Anordnung der Wärmeübertrager und des Regenerators zeigt Bild 6.

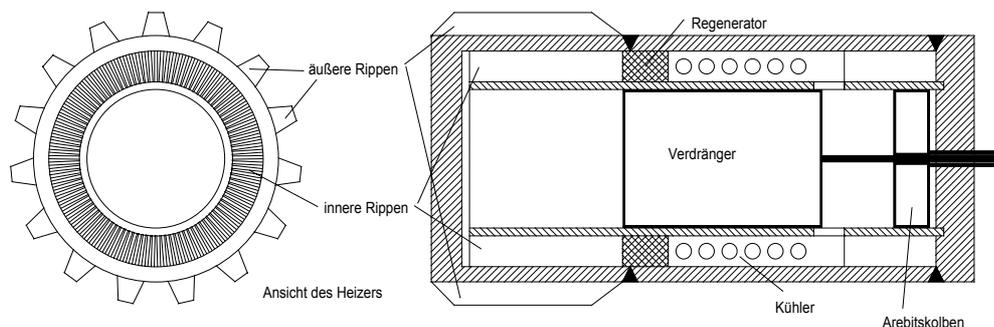


Bild 6: Anordnung der Serienmaschine ohne hydraulische Komponenten

5 Verwendung als Wärmepumpe

Der Stirlingprozess kann auch als Wärmepumpenprozess ablaufen. Beim hier untersuchten langsam laufenden Motor können zwei Varianten realisiert werden. Die Wärmepumpe kann von einer elektrisch angetriebenen Hydraulikpumpe angetrieben werden oder der eine Kolben der Maschine arbeitet als Motor und versorgt den zweiten Kolben, der als Wärmepumpe arbeitet, mit der notwendigen Antriebsleistung. Die zweite Variante ist als Ersatz fossil befeuerter Heizungen zum Einsparen von Primärenergie interessant.

Bei beiden Varianten wird von einer Luft-Wasser-Wärmepumpe ausgegangen. Als Auslegungstemperatur werden $-12 \text{ }^\circ\text{C}$ Lufttemperatur und $35 \text{ }^\circ\text{C}$ Vorlauftemperatur angenommen. Die Rücklauftemperatur beträgt

dabei 25 °C. Die Wärmepumpe liefert eine –22 °C kalte Sole, die von der Aussenluft im Gegenstrom auf –17 °C erwärmt wird.

Bei einem Verdichtungsverhältnis von 1,258, das gleich wie das des Motors ist, sind in der Wärmepumpe folgende Temperaturverläufe zu erwarten: Bei der isochoren Verschiebung wird im Regenerator das Gas auf ca. 40 °C erwärmt und im Kühler auf 30 °C gekühlt. Bei der nachfolgenden Verdichtung wird das Gas auf 55 °C erwärmt und kann bei der nachfolgenden Verschiebung des Verdrängers das Heizwasser erwärmen und den Regenerator auf der warmen Seite auf 45 °C aufheizen. Auf der kalten Seite des Regenerators wird dabei das Gas auf –20 °C gekühlt und anschliessend im Heizer auf –18 °C erwärmt. Bei der Expansion wird das Gas auf –40 °C abgekühlt. Bei der isochoren Verschiebung kühlt das Gas die Sole und senkt die Regeneratortemperatur auf der kalten Seite auf –25 °C. Die Verdichtung verläuft bei ca. 42,5 °C, die Expansion bei –29 °C. Die Arbeitszahl des Idealprozesses ist damit 4,41

Geht man wie beim Motor von einem mechanischen Wirkungsgrad von 0,727 und einer Abweichung vom Idealprozess mit 0,75 aus, ist bei der Wärmepumpe eine **Arbeitszahl** von **2,4** zu erwarten.

Bei der Verwendung der Doppelzylindermaschine als kombinierte Motor-Wärmepumpenanlage muss die Dimensionierung der Wärmepumpe überprüft werden. Dazu werden die Arbeiten im Idealprozess miteinander verglichen. Die Prozessdaten des idealen Wärmepumpenprozesses sind:

	p bar	ϑ °C
1	40,00	42,5
2	50,32	42,5
3	38,92	– 29,0
4	30,94	– 29,0

Beim Motor ist die von einem Zylinder abgegebene Verdichtungsarbeit $W_{V12} = 1,342$ kJ und die Expansionsarbeit beträgt –3,131 kJ. Bei der Wärmepumpe erhält man, wenn die gleichen Volumina wie beim Motor angenommen werden, folgende Arbeiten:

$$W_{V12} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln(p_2 / p_1) = 1,342 \text{ kJ}$$

$$W_{V34} = -p_3 \cdot V_3 \cdot \ln(p_4 / p_3) = -1,039 \text{ kJ}$$

Die Arbeit, die an die Wärmepumpe mit gleicher Volumina abgegeben werden muss, ist 0,303 kJ, also 5,9 mal kleiner als die vom Motor geleistete Arbeit. Ideal wäre, wenn die Arbeiten entgegengesetzt gleich gross sein könnten. Dieses kann nicht verwirklicht werden, da das Verhältnis der Verdichtungs- und Expansionsarbeit nur vom Temperaturverhältnis abhängt. Folgende technisch realisierbare Möglichkeiten stehen zur Verfügung:

- 1 Die Expansionsarbeit der Wärmepumpe ist gleich gross wie die Verdichtungsarbeit des Motors. Die überschüssige Expansionsarbeit des Motors wird an einen Generator abgegeben. Für den Antrieb der Wärmepumpe wird eine Leistung von 228 W benötigt. Der Motor gibt an den Netz eine elektrische Leistung von 325 W ab. Der von der Wärmepumpe produzierte Wärmestrom beträgt ca. 550 W. Der **COP** der Wärmepumpe ist ca. **2.4**. Bei dieser Lösung kann die Erwärmung des Heizwassers zuerst in der Wärmepumpe, dann im Kühler des Motors und weiter im Abgas erfolgen, was die Nutzung der für die Heizung verwendeten Primärenergie fast verdoppeln würde.
- 2 Der Druck und die Volumina der Wärmepumpe werden so vergrössert, dass die gesamte Leistung des Motors an die Wärmepumpe abgegeben wird. Hier müsste durch ein externes System die notwendige fehlende Arbeit für die Verdichtung des Motors aufgebracht werden. Das externe System kann dabei eine Hydraulikpumpe, die die Betätigung des Verdrängers bewerkstelligt oder ein Druckspeicher sein. Bei dieser Lösung wird von der Wärmepumpe eine Heizleistung von ca. 1,1 kW abgegeben. Durch die externen Aggregate verschlechtert sich der **COP** auf **2,0**. Hier kann wie zuvor die Erwärmung des Heizwassers zuerst in der Wärmepumpe, dann im Kühler des Motors und weiter im Abgas erfolgen.

- 3 Es werden zwei getrennte, doppelzylindrige Maschinen verwendet. Die eine arbeitet als Motor, die andere als Wärmepumpe. Die Arbeit des Motors wird über das Hydrauliksystem an die Wärmepumpe abgegeben. Bei dieser Lösung wird von der Wärmepumpe eine Heizleistung von 2,65 kW abgegeben. Unter besten Bedingungen erreicht man hier **COP = 2,4**. Hier kann wie zuvor die Erwärmung des Heizwassers zuerst in der Wärmepumpe, dann im Kühler des Motors und weiter im Abgas erfolgen.
- 4 Die Wärmepumpe wird von einer durch einen elektrischen Motor angetriebenen Hydraulikpumpe mit der notwendigen mechanischen Leistung versorgt (**COP = 2,4**).

Bei einer technischen und ökonomischen Beurteilung der Möglichkeiten werden nur die Lösungen 2 und 4 als durchführbar angesehen. Bei einer sehr hohen Bewertung des zusätzlich erzeugten Stromes könnte Lösung 1, die technisch sehr aufwändig ist, eventuell auch noch wirtschaftlich sein.

6 Massnahmen zur Verwirklichung des Motors

Damit aus den am Demonstrator gewonnenen Ergebnissen die Serienmaschine verwirklicht werden kann, müssen folgende Arbeiten durchgeführt werden:

- Berechnung und Konstruktion des Prototyps der Serienmaschine als BHKW inkl. der Einbindung des Brenners
- Erstellung eines Programmes zur Simulation der Maschine
- Durchführung von Messungen am Prototyp zur Erfassung der thermischen und mechanischen Prozesse
- Ermittlung der optimalen Steuerzeiten der Maschine aus den Versuchen
- Optimierung des Hydrauliksystems
- Übertragung der Ergebnisse auf eine Serienmaschine
- Erarbeiten von Fabrikationsprozederen und –vorschriften

7 Beurteilung wichtiger Kenngrössen des HeatPulse-Stirlingmotors im Vergleich zum SIG-Stirlingmotor

7.1 Einleitung

Ziel ist die kritische Würdigung wichtiger Kenngrössen des von HeatPulse vorgesehenen 1 kW Stirling-Serienmodells anhand umfangreicher Entwicklungserfahrungen mit dem 1 kW Stirling Energie Modul (SEM) der Firma SIG Schweizerische Industrie-Gesellschaft, Neuhausen, sowie der Vergleichsdaten anderer Stirling-Fabrikate.

In Tabelle 1 wurden diese drei Stirling-Generatoren mit einer Serie von verschiedenen Firmen gebauter Stirling-Fabrikate im Leistungsbereich bis 40 kW verglichen. Nach Auflistung verschiedener Kenngrössen wie Leistungen, Abmessungen, verschobene Volumen des Arbeitskolbens AK bzw. des Verdrängerkolbens VK (Swept Volume AK), Temperaturen usw. sind in einem zweiten Teil verschiedene, in der Stirling-Welt bekannte, empirische Berechnungsformeln aufgeführt (siehe Literaturhinweise).

Stirling Hersteller			Philips	TEM/Sigma	SOLO	Carlsen	WhisperG	Sunpower	Sunpower	SIG	STC	HeatPulse	HeatPulse
Typ			10-HP	SCP 1-75	V161	40 kW	WG 800	3 kW	1 kW	SEM 1kW	ST5	Demonstr.	Serienmod.
Stand			1960	1997	1997	1997	1997	1997	1997	1998	1989	2002	2002
Prinzip			1 Zylinder	1 Zylinder	1 Zylinder	4 Zylinder	4 Zylinder	FPSE	FPSE	FPSE	1 Zylinder	1 Zylinder	2 Zylinder (*)
Arbeitsgas			He	He	He	He	He	He	He	He	Luft	Luft	Luft
Druck Arbeitsgas	p	[bar]	125	80	150	43	20	40	30	35	5	9	80
elektrische Nennleistung		[W]	4000	3000	8000	40000	800	3000	1100	1100	2975	169	500
Frequenz	n	[Hz]	50	50	25	16.9	33.3	60	50	50	10.83	0.152	0.5
Gewicht		[kg]	77	70	600 ?	1400	80 ?	80	20	160	200	0	0
VK-Durchmesser	D _{VK}	[mm]	66	60	68	140	43	112	83	90	294	260	90
VK-Hub		[mm]	31.4	27	44	74	22	22	22.8	20	100	250	200
VK-Stangen-Durchm.	d	[mm]	12	10	0	0	10	9	21	20	25.4	20	20
VK-Fläche = netto = (D ² -d ²) π /4	AVK	[cm ²]	33	27	36	616	55	98	51	60	674	528	60
Swept Volume VK = Avk-Nettofläche*VK-Hub	V _{VK}	[cm ³]	104	74	160	4557	121	215	115	121	6738	13195	1210
AK-Durchmesser	D _{AK}	[mm]	63	60	68	140	43	112	83	80	275	256	90
AK-Hub		[mm]	31.4	27	44	74	22	22	20	20	70	100	94
AK-Fläche netto = (D ² -d ²) π /4	A _{AK}	[cm ²]	30	27	36	616	55	98	51	47	589	512	60
Swept Volume AK = Aak-nettofläche*AK-Hub	V _{AK}	[cm ³]	94	74	160	4557	121	215	101	94	4122	5116	568
Verdichtungsverhältnis	ε									1.22		1.28	1.26
Kompression (geschätzt, gemessen bei SIG)	p _k	[bar]	12.5	10	18	5.5	2.5	4.0	3.0	3.5	0.9	2.25	22.5
PV-Winkel (Annahme)	ω	[°]	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145
Kolbenwinkel (VK-AK)	φ	[°]	90	90	105	90	90	60	50	60	90	90	90
Kopftemperatur	T _{kopf}	[°C]	650	750	700	680	750	600	550	610	650	650	650
Kühlertemperatur	T _{kühler}	[°C]	60	40	40	55	55	55	85	60	60	60	60
Temp. Expansionsraum	T _h	[°C]	600	700	650	620	690	540	470	560	600	600	600
Temp. Kompressionsraum	T _c	[°C]	90	70	70	65	65	65	120	90	90	90	90
Carnot-Wirkungsgrad:													
Wirkungsgrad	η _c	[-]	0.58	0.65	0.63	0.62	0.65	0.58	0.47	0.56	0.58	0.58	0.58
η _{carnot} = 1 - (T _c +273)/(T _h +273) [K]													
Kolin-Formel (Lit.4):													
optimales Verdichtungsverhältnis (nach Kolin) = Gesamt f / (Gesamtvol - Swept Volume AK) = 1 + (T _h - T _c) / 1100 [K]	ε	[]	1.46	1.57	1.53	1.50	1.57	1.43	1.32	1.43	1.46	1.46	1.46
Beale-Formel (Lit. 1)													
mech. Leistung (nach Beale) = f (Swept Volume AK) P _{mech} = 0.015 * p * f * V _{AK} (T _{kopf} =727 °C, T _{kühler} =27 °C) = hohe Temp. differenz ! [bar, Hz, cm ³]		[W]	8843	4453	8988	49669	1208	7752	2279	2474	3349	105	341
West-Formel (Lit.1):													
mech. Leistung (nach West) = f (Swept Volume AK) P _{mech} = 0.25 * p * f * V _{AK} * (T _h -T _c)/(T _h +T _c) [Pa, Hz, m ³ , K]		[W]	6082	3553	6863	37322	967	5332	1170	1620	2303	72	235
Philips-Formel (Lit.2):													
mech. Leistung (Philips) = f (Swept Volume VK) P _{mech} = n * π/6000 * p * V _{VK} * (1-T _c /T _h) * sin(φ) [Rpm; bar, cm ³ , K]		[W]	6834	3464	6765	37083	942	5441	1470	2152	3842	190	509
Zumsteg-Formel: (Lit. 3)													
P _{ind} = f (Swept Volume AK) (sin-Schwingungen) P _{ind} = (p _a * V _{AK} / 4 * 2πf * sin(φ)) [Hz, Pa, m ² , m] bzw. [Hz, Pa, m ³]		[W]	5312	3344	6479	38159	907	4656	1369	1486	3621	158	576
*) Beim geplanten Serienmodell HeatPulse 1000W (zwei Zylinder) sind nur die Werte für einen Zylinder angegeben!													
Lit. 1: "The Stirling Alternative", G. Walker, University of Calgary, Alberta, Canada, 1994, Seite 41													
Lit. 2: "The Philips Stirling Engine", Verlag Elsevier Amsterdam, 1991, Seite 97, Gl.32)													
Lit.3: "Bau und Test eines 1.5 kW Freikolben-Stirling-Generators", Ökozentrum Langenbruck, Juli 1995, Seite 36													
Lit.4: "10th International Stirling Conference 2001, Osnabrück", Seite 11													

Tab. 1: Leistungsberechnungen verschiedener Stirling-Fabrikate

Carnot-Wirkungsgrad:

Er berechnet sich aus den heißen und kalten Gastemperaturen.

Kolin-Formel:

Kolin berechnet empirisch das optimale Verdichtungsverhältnis (Gesamtvol./.(Gesamtvol.–Swept Volume AK) als Funktion der heißen und kalten Gastemperatur.

Beale-Formel:

Die zu erwartende mechanische Leistung berechnet sich als Funktion des Gasdrucks, der Maschinenfrequenz sowie des verschobenen Arbeitskolben-Volumens bei den gegebenen Temperaturen 27 °C bzw. 727 °C (sehr hohe Temperaturdifferenz).

West-Formel:

Die zu erwartende mechanische Leistung berechnet sich als Funktion des Gasdrucks, der Maschinenfrequenz, des verschobenen Arbeitskolben-Volumens sowie der heißen und kalten Gastemperaturen.

Philips-Formel:

Die zu erwartende mechanische Leistung berechnet sich als Funktion des Gasdrucks, der Maschinenfrequenz, des verschobenen Verdrängerkolben-Volumens, der heissen und kalten Gastemperaturen sowie des Phasenwinkels zwischen Arbeits- und Verdrängerkolben.

Zumsteg-Formel:

Analog der Wirkleistungs-Berechnung in der Wechselstromtechnik (sinusförmige Grössen) wird die indizierte AK-Leistung berechnet aus Kompression, Swept Volume AK, Maschinenfrequenz sowie Phasenwinkel zwischen AK und VK (hier wird vereinfachend angenommen, dass auch die Kompressions-schwingung sinusförmig verläuft).

Alle diese empirischen Formeln (ausser Carnot-Wirkungsgrad) basieren auf gemessenen Stirling-Fabrikaten mit sinusförmig schwingenden Arbeits- und Verdrängerkolben.

Da der neu zu entwickelnde HeatPulse-Stirlingmotor mit 0,5 Hz extrem langsam läuft bei nahezu rechteckförmig bewegten Kolben, müssen die mit obigen Formeln erhaltenen Leistungsgrössen mit Vorbehalt aufgenommen werden. Die sich dennoch ergebenden, interessanten Quervergleiche ermöglichen das kritische Hinterfragen relevanter Stirling-Grössen.

7.2 HeatPulse Stirling-Generator im Quervergleich mit SIG

Zur detaillierten Analyse wurden die drei Stirlingtypen SIG, HeatPulse-Demonstrator sowie HeatPulse-Serienmodell einander gegenübergestellt, unterteilt in Hauptgrössen, mechanische Grössen, Volumen, Flächen, Temperaturen und Wärmetauscherflächen (siehe Tab. 2).

Bezeichnung	Abk.	Formel	SIG	Demonstrator	Serienmodell *)	Einheit	Kommentar			
Stirling Prinzip			Freikolben	hydraulisch	hydraulisch					
Zylinderanzahl			1	1	2*)					
elektrische Auskopplung			Lineargenerator	Asynchrongenerator	Asynchrongenerator					
Hauptgrössen:										
indizierte Leistung	P _{ind}		1559	332	776	[W]				
elektr. Leistung	P _{el}		1318	169	553	[W]				
abgeführte Wärme	P _{th}		4181	1020	671	[W]	Leistung an Kühlwasser			
mech. Wirkungsgrad	η mech (P _{ind})	P _{ind} /(P _{ind} +P _{th})	0.27	0.25	0.54	[]	bezogen auf Ausgangsleistungen			
elektr. Wirkungsgrad	η elektr	P _{el} /(P _{el} +P _{th})	0.24	0.14	0.45	[]	bezogen auf Ausgangsleistungen			
Leistungsziffer		P _{el} /P _{th}	0.32	0.17	0.82	[]	Verhältnis der Leistungen am Ausgang			
therm. / Carnot-Wirkungsgrad		η_{th} / η_c	0.51	0.40	0.61	[]				
mechanische Grössen:										
Drehzahl Stirlingmaschine	f		50	0.152	0.50	[Hz]				
Arbeitsgas			Helium	Luft	Luft					
Druck Arbeitsgasdruck (mittel)	p		32	9	80	[bar]				
Kompressionshub	p _k		9.0	4.5	45.0	[bar]				
Kompressionsverhältnis			1.33	1.67	1.78	[]	(Druck + Kompr./2) / (Druck-Kompr./2)			
Kolbenwinkel (VK-AK)	α		65° (sinus)	90° (rechteck)	90° (rechteck)					
mech. Leistung VK	P _{VKmech}		297	100	78	[W]	(SIG: P _{VK} ind)			
Volumen / Flächen										
Totraum heiss			273	38 [%]	2414	10 [%]	571	43 [%]	[cm ³]	Totraum: Kolben in Mittellage betrachtet
Totraum Regenerator			211	29 [%]	1015	4 [%]	109	8 [%]	[cm ³]	HeatPulse: 250+ 1/2 SweptVK
Kompressionsraum			0	0 [%]	18468	78 [%]	471	36 [%]	[cm ³]	HeatPulse: sehr klein
Totraum kalt			242	33 [%]	1727	7 [%]	163	12 [%]	[cm ³]	HeatPulse: 1/2 SweptVK + 1/2 Swept AK
Arbeitsgas Gesamt			726	100 [%]	23624	100 [%]	1313	100 [%]	[cm ³]	SIG: inkl Raum zwischen VK-AK
Porosität Regenerator			75	?			69		[%]	Luftinhalt pro Gesamtvolumen
Hub Verdrängerkolben VK			20		250		100		[mm]	
Hub Arbeitskolben AK			20		100		47		[mm]	
Swept Volume VK	V _{VK}		131	18 [%]	13300	56 [%]	641	49 [%]	[cm ³]	Hub des verschobenen Gases
Swept Volume AK	V _{AK}		131	18 [%]	5168	22 [%]	300	23 [%]	[cm ³]	Hub des verschobenen Gases
Verdichtungsverhältnis	ε		1.22		1.28		1.30		[]	= Gesamtvol / (Gesamtvol. - Swept VolumeAK)
Durchmesser VK			90	?	260?		90		[mm]	
Durchmesser AK			90	?	256?		90		[mm]	
Arbeitsfläche VK			66		532		64		[cm ²]	
Arbeitsfläche AK			66		517		64		[cm ²]	
Temperaturen:										
Temp Kopf			650				650		[°C]	
Temp Expansionsraum			570		420		550		[°C]	
Temp Regenerator heiss			476		480				[°C]	
Temp Kompressionsraum			75		85		80		[°C]	
Temp Kühlwasser			60				20		[°C]	
Wärmetauscherflächen:										
Kopf innen			837	?			4200		[cm ²]	SIG: Röhren; Serienmodell: Rippen
Kühler innen			2084	?			3600		[cm ²]	SIG: Rippen; Serienmodell: Röhren

Tab. 2: Vergleich Stirling-Generatoren von HeatPulse mit SIG

*) Achtung: Beim geplanten HeatPulse-Serienmodell mit zwei Zylindern sind die Werte für nur einen Zylinder angegeben

Im Folgenden werden die wichtigen Kenngrößen des HeatPulse-Serienmodells mit dem Stirling-Energie-Modul (SEM) von SIG näher verglichen und kommentiert.

Klassierung

Stirling-Prinzip:

Während fast alle Stirlingmotoren entweder mit Kurbelwelle oder als Freikolbenmaschine funktionieren, werden beim HeatPulse-Stirling die beiden Kolben mittels extern gesteuerter Hydraulik-Ventile betätigt. Da beim Hydraulikantrieb der Verdrängerkolben zuerst das Arbeitsgas von kalt nach warm verschiebt und der Arbeitskolben erst anschliessend freigegeben wird, kann das p - V -Diagramm fast ideal abgefahren werden, was in einem sehr hohen Stirling-Wirkungsgrad resultiert.

Arbeitsgas und Druck:

Um einen guten Wirkungsgrad zu erreichen, verwenden alle schnell laufenden Stirlingmotoren (50 Hz) als Arbeitsgas Helium (Wasserstoff wäre noch besser, ist aber sehr viel teurer). Beim extrem langsam laufenden HeatPulse-Stirlingmotor (0,5 Hz) kann Luft bei 80 bar verwendet werden. Allfällige Lecks werden durch Nachpumpen kompensiert. Zu beachten ist allerdings der durch einen Kleinkompressor aufzubringende sehr hohe Druck von 80 bar (Wirkungsgrad!).

Elektrische Nennleistung und Auskopplung:

Der HeatPulse-Stirlinggenerator liegt mit 1,1 kW am unteren Leistungsspektrum. Das Stirling-Energie-Modul (SEM) von SIG wurde indessen ebenfalls für 1,1 kW ausgelegt. Diese kleine Leistung ermöglicht die Verwendung im Ein- und Mehrfamilienhaus bei angestrebten jährlichen Betriebszeiten von rund 4'000 h.

Die elektrische Auskopplung erfolgt meistens über gekapselte oder externe, via druckdichte Wellendurchführung gekoppelte Synchron- oder Asynchrongeneratoren. Bei Freikolbenmaschinen (SIG oder Sunpower) ist der Lineargenerator immer im Druckgehäuse integriert, die Gas-Leckrate ist daher minimal. Beim HeatPulse-Stirlinggenerator wird mit dem Arbeitskolben ein Hydraulikdruck erzeugt, der extern über einen schnell laufenden Hydraulikmotor einen 50 Hz-Asynchrongenerator antreibt (also eine Übersetzung eines

extrem langsam laufenden Stirlingmotors in eine schnell laufende Asynchron-Maschine). Das Problem der Druck dichtenden Wellendurchführung bei rotierenden Maschinen gilt auch beim HeatPulse, müssen doch auch hier zwei Kolbenringe den Arbeitsgasverlust (Druckluft) zur Umgebung verhindern.

Hauptgrößen

Indizierte Leistung:

Die indizierte Leistung beim SIG liegt mit 1'559 W etwa 18 % über der abgegebenen elektrischen Leistung von 1'318 W. Beim HeatPulse dürfte die indizierte Leistung deutlich über 118 % der elektrischen Leistung von 1'106 W zu liegen kommen, da hier noch zusätzliche Energie zum Antrieb der Hydraulikpumpe sowie des Luftkompressors benötigt werden.

Elektrische Leistung:

Das SIG ist auf 1'318 W ausgelegt, da ja noch die Hilfsaggregate wie Brennergebläse, Kühlwasserpumpe und Steuerung gespeist werden müssen. Dieses gilt natürlich auch für HeatPulse. Die elektrische, dem Verbraucher zu Verfügung stehende Nettoleistung ist also entsprechend zu definieren.

Die Fähigkeit zur Abgabe von kurzzeitig benötigter Spitzenleistung dank rotierender Schwungmasse ist bei Inselbetrieb ein grosser Vorteil aller rotierender Maschinen, so auch des HeatPulse Stirling-Generators. Beim Freikolben-Stirling-Prinzip ist die in der schwingenden Masse gespeicherte Energie wesentlich kleiner und damit das Spitzenstrom-Vermögen ungenügend.

Abgeführte Wärme:

Die abgegebene thermische Wärme ans Heizungswasser (ohne Brennerabwärme) beträgt beim SIG 4'181 W, beim HeatPulse sind nur 1'542 W veranschlagt. Obwohl beim HeatPulse der Stirling-Prozess

optimal ist, scheint die thermische Wärme dennoch etwas zu optimistisch zu sein. Bei beiden Varianten muss trotz Verwendung von Verbrennungsluft-Vorwärmung noch die Brennerabwärme addiert werden.

Elektrischer Wirkungsgrad (bezogen auf abgeführte Wärme, ohne Brennerabwärme):

Während beim SIG ein thermischer Wirkungsgrad von 24 % gemessen wurde (Expansionsraum 570 °C, Kompressionsraum 75 °C), ist der berechnete thermische Wirkungsgrad beim HeatPulse 35 %.

Mechanische Grössen

Drehzahl:

Die Frequenz des SIG Freikolben-Stirlings beträgt 50 Hz. Entsprechend sind die Reibungsverluste in den Wärmetauschern und im Regenerator zu berücksichtigen.

Beim HeatPulse mit der Frequenz von 0,5 Hz ist die Arbeit pro Zyklus 100fach kleiner als beim SIG. Dies wird wettgemacht mit höherem Druck, wesentlich grösserer und rechteckig verlaufender Kompression und höherem, durch den Verdränger verschobenem Volumen.

Kompressionsverhältnis:

Das Kompressionsverhältnis, definiert als $(\text{Druck} + \text{Kompr}/2) / (\text{Druck} - \text{Kompr}/2)$ ist beim HeatPulse mit 1,78 sehr hoch im Vergleich zum SIG mit 1,33.

Kolbenwinkel:

Der Phasenwinkel des Freikolben-Stirlings (65°) ist nicht so günstig wie beim Kurbelwellen-Stirling oder beim HeatPulse mit 90°. Da in der Leistungsberechnung der Sinus des Phasenwinkels zum Zuge kommt, ist beim HeatPulse mit einer rund 10 % grösseren Leistung zu rechnen.

Mechanische Leistung des Verdrängerkolbens (VK):

Beim SIG wurde die für den Verdrängerkolben benötigte Leistung (intern durch Kompressionsdruck auf VK-Stangenfläche wirkend, also nicht zusätzlich aufzubringend) mit 297 W gemessen. Sie ist relativ gross, erstaunt aber nicht angesichts der schnellen Gasgeschwindigkeiten bei 50 Hz. Beim HeatPulse werden ca. 156 W veranschlagt. Hier ist die Geschwindigkeit zwar klein, aber es gilt die Beschleunigung des 10fach grösseren und zudem grösseren Druckschwankungen unterworfenen (und damit mehr verstreuten) Verdrängerkolbens zu berücksichtigen. Die durch den Hydraulikantrieb (inkl. Wirkungsgrad!) benötigte

VK-Antriebsleistung beim HeatPulse muss der mechanischen oder der elektrischen Leistung wieder weggenommen werden.

Volumen / Flächen

Totraum heiss (Wärmetauscher):

Die „toten“ Räume des Erhitzer-Wärmetauschers finden sich entweder in Röhren oder Rippenspalten sowie in den entsprechenden Verteilkanälen. Beim SIG werden 273 cm³ benötigt, beim HeatPulse 1'140 cm³ (für beide Zylinder). Auf den ersten Blick erstaunt dies, da doch pro Zyklus 100fach mehr Arbeit geleistet werden muss. Allerdings steht beim HeatPulse auch 100fach mehr Zeit zur Verfügung, zudem ist der mittlere Druck doppelt so hoch wie beim SIG. Zu prüfen ist allerdings, ob der Wärmeübergang Wand – Innenluft bei diesen langsamen Strömungsgeschwindigkeiten wirklich gleich bleibt.

Regenerator:

Der Regenerator muss die Restwärme des einzelnen Zyklus zwischenspeichern. Da der Energieinhalt pro Zyklus beim HeatPulse 100fach grösser ist als beim SIG, muss bei doppeltem Druck der Regenerator rund 50fach mehr Wärme aufnehmen. Für die Dimensionierung der Oberfläche gelten die gleichen Betrachtungen wie beim Erhitzer-Wärmetauscher. Berechnungen zeigen, dass bei der gewünschten Drahtoberfläche (etwa wie beim SIG) und einem Füllfaktor von 25 % die zur Wärmespeicherung benötigte Drahtmasse automatisch gegeben ist. Beim SIG sind für das Totvolumen 211 cm³, beim HeatPulse 218 cm³ eingesetzt.

Vertiefte Abklärungen müssen allerdings auch hier zeigen, ob bei langsamer Gasgeschwindigkeit die Benetzung der Drahtoberfläche genügend ist.

Kompressionsraum / Totraum kalt (Wärmetauscher):

Hier gelten die gleichen Bemerkungen wie beim Totraum heiss. Der kalte Wärmetauscher stellt weniger hohe Anforderungen an das Material als der Erhitzer-Wärmetauscher. Hier kann ein Rippen-Wärmetauscher mit minimal breiten (aber noch kostengünstig zu fabrizierenden!) Spalten eingesetzt werden.

Beim HeatPulse mit dem Kolben-Phasenwinkel von 90° wird ein deutlich grösserer Kolbenzwischenraum benötigt als beim SIG (Kolben-Phasenwinkel 65°). Beim SIG resultieren als Totraum 242 cm^3 , beim HeatPulse $1'268 \text{ cm}^3$ (für beide Zylinder).

Gesamtes Totvolumen:

Hierzu zählen alle Volumina der Wärmetauscher, des Regenerators, der Raum zwischen Kopf und Verdränger sowie der Raum zwischen den Kolben. Beim SIG beträgt das Totvolumen 726 cm^3 , beim HeatPulse $2'626 \text{ cm}^3$.

Verdichtungsverhältnis:

Berechnet sich als Totvolumen / (Totvolumen - Swept Volume AK). Das Verdichtungsverhältnis beträgt beim SIG 1,22 und beim HeatPulse 1,30.

Arbeitskolben / Dicht- und Gleitringe:

Die Arbeitskolbenfläche beträgt beim SIG 66 cm^2 , beim HeatPulse 64 cm^2 (pro Kolben). Im Gegensatz zum Freikolben, bei dem nur die halbe Kompression als Arbeitskolbenkraft auf den Lineargenerator wirkt, muss beim HeatPulse die entsprechende Schubkraft des Arbeitskolbens bei 125 bar (Mitteldruck + halbe Kompression), also 7800 kN, durch die Hydraulikaukopplung übernommen werden. Die zwei trocken laufenden Arbeitskolben-Dichtungen müssen das unter 80 bar stehende Arbeitsgas gegen aussen abdichten.

Hier liegen die kritischen Punkte des HeatPulse-Prinzips:

- Kleinste Asymmetrien führen zu starken Seitenkräften und damit zu Belastungen der benötigten Arbeitskolbengleitringe.
- Der sehr grosse mittlere Gasdruck muss mittels zweier Kolbendichtringe auch während langer Betriebszeiten abgedichtet werden können, um nicht unzulässig hohe Luftkompressions-Energie aufwenden zu müssen.
- siehe unter Klassierung: Arbeitsgas und Druck.

Verdrängerkolben / Dicht- und Gleitringe:

Beim Verdrängerkolben gelten ähnliche Überlegungen, nur dass hier nur die Verdrängerkolben-Stangenfläche betrachtet werden muss, was natürlich zu wesentlich kleineren Schubkräften führt. Da der Verdränger relativ robust gebaut sein muss (siehe oben unter Mechanische Leistung des Verdrängerkolbens), sind die Massenkräfte und damit bei Asymmetrien die aufzunehmenden Seitenkräfte nicht zu unterschätzen. Da der Verdrängerkolben in der heissen Zone wegen zu heisser Temperaturen nicht axial geführt werden kann, führt dies zu einem „Überhang“ des Schwerpunktes, d.h., einer genügend weiten Zweipunktlagerung ist unbedingt Beachtung zu schenken.

Hydraulik:

Hier liegt ein Plus des HeatPulse-Prinzips: Die auftretenden Hydraulik-Drücke dürfen als „Normalfall“ angesehen werden. Benötigte Hydraulikkomponenten (Zylinder/Kolben/Dichtungen, Schläuche, Ventile und Hydraulikmotor) sind langlebig und handelsüblich.

Temperaturen

Erhitzerkopf:

Hierbei wurde beim SIG in sehr umfangreichen Abklärungen herausgefunden, dass der Stirlingkopf ein ganz zentral wichtiges Bauteil jedes Stirlingmotors ist. Der bei hohen Temperaturen und gleichzeitig grossen Druckschwankungen auftretenden Materialermüdung muss im Hinblick auf Standzeiten von

40'000 h sehr grosse Beachtung geschenkt werden! Es ist daher dringend zu empfehlen, die Kopftemperatur auf unter 600 °C zu senken, um nicht beim Material und bei der schwierigen Bearbeitung unzulässig hohe Kosten zu verursachen. Detaillierte Fabrikationsabklärungen müssen zeigen, ob der Erhitzer-Wärmetauscher in Form von Innenrippen (nicht gelötet, da Wärmeausdehnungen zu Rissen führen!) oder geschweisste Röhren (mehr Totvolumen!) realisiert werden können.

Regenerator:

Hier genügt gepresste Stahlwolle mit einem Füllfaktor von 25 % und einer Drahtstärke von 0,1 mm. Insbesondere bei den bei HeatPulse vorherrschenden langsamen Gasgeschwindigkeiten ist der Druckabfall von untergeordneter Bedeutung.

Kühler:

Zur Erreichung eines guten *Carnot*-Wirkungsgrades soll insbesondere beim billig zu fabrizierenden Kühler eine kleine Temperaturdifferenz (< 40 °C) angestrebt werden (beim Kühler verschlechtert eine zusätzliche Temperaturdifferenz den *Carnot*-Wirkungsgrad rund 4fach grösser als beim Erhitzer!).

Die Kühlwassertemperatur sollte auf die Nutzttemperatur der Heizsysteme von 60 – 70 °C ausgelegt werden.

7.3 Wichtige Aspekte bei der weiteren HeatPulse Stirling-Entwicklung

Technische Entwicklung:

In der weiteren Entwicklung des HeatPulse-Stirling-Generators wären als nächstes die folgenden kritischen Punkte zu untersuchen:

- Abklärung Druckbehälter-Vorschriften
- Kostenminimierung (Material und Fertigung) bei kostenintensiven Bauteilen (Kopf, Kühler)
- Lebensdauer der Gleitringe und Dichtungen insbesondere beim Arbeitskolben
- Wärmeübergänge im Erhitzer, Regenerator und Kühler bei kleinen Gasgeschwindigkeiten
- Strombedarf der Hilfsaggregate (Brenner-Ventilator, Pumpe, Steuerung)
- Energiebedarf des Luftkompressors für Kompensation von Druckluftlecks
- Energiebedarf für Verdränger-Hydraulikantrieb
- Adaption eines geeigneten Brenners mit Verbrennungsluftvorwärmung, z.B. FLOX-Brenner von WS-Wärmeprozessstechnik in Renningen (D).