

Gamma-Typ-Stirlingmotoren

Theoretische und experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen eines Forschungs- und Entwicklungsvorhabens werden an der Fachhochschule Regensburg Messungen zum Stirlingprozess an zwei Versuchsmotoren vom γ -Typ durchgeführt und diese mit den Ergebnissen unterschiedlicher Berechnungsverfahren verglichen. Der vorliegende Beitrag fasst die bisherigen Ergebnisse zusammen und gibt einen Ausblick auf weitere Projektaktivitäten.

Stirlingmotoren werden immer wieder als mögliche Alternative zur Bereitstellung elektrischer Energie diskutiert. Vorteile dieser Motoren sind vor allem der hohe Wirkungsgrad des theoretischen Kreisprozesses und die vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten bei der Zufuhr der thermischen Energie. Letztere kann bei Stirlingmaschinen nicht nur durch Verbrennung fester, flüssiger oder gasförmiger Brennstoffe erfolgen, sondern auch mittels konzentrierter Solarstrahlung. Damit bietet dieses Antriebsprinzip vielfältige Einsatzmöglichkeiten und kann bei entsprechender Brennstoffauswahl (Biomasse) in Verbindung mit den hohen Wirkungsgraden zur Reduzierung der klimaschädlichen CO_2 -Emissionen beitragen. Konzentrierte Solarstrahlung ist hingegen als Antriebsenergie für Stirlingmaschinen besonders für die sonnenreichen Staaten in Südeuropa, Afrika, der arabischen Halbinsel, Asien, Australien und auf dem amerikanischen Kontinent eine interessante Option.

Im Zuge der hier vorgestellten Projektaktivitäten wird der reale Kreisprozess von γ -Typ-Stirlingmotoren mit unter-

schiedlichen Berechnungsverfahren analysiert sowie die Abhängigkeit der Motorleistung und des Wirkungsgrads von unterschiedlichen Betriebsparametern untersucht. Darüber hinaus werden an zwei γ -Typ-Stirlingmotoren umfangreiche Messungen und ein Vergleich mit theoretischen Ergebnissen durchgeführt. Die Resultate der theoretischen und experimentellen Analysen sollen in die Neukonstruktion eines Stirlingmotors mit dem Ziel einer deutlichen Wirkungsgradsteigerung und Erhöhung der Lebensdauer einfließen.

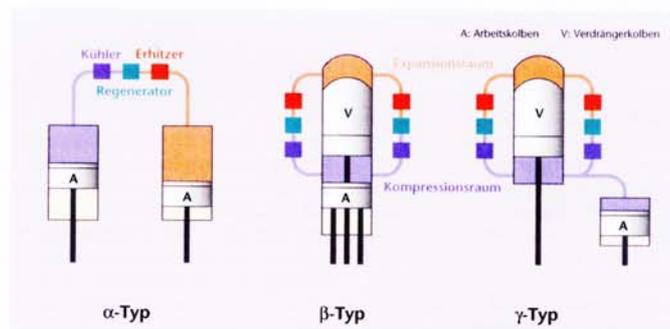


Bild 1

Hauptbauformen von Stirlingmotoren.

Hauptbauformen

Zurzeit gibt es mehr als 25 Bauformen von Stirlingmotoren, die je nach Anordnung der Arbeitsräume in drei Hauptbauformen eingeteilt werden: α -, β - und γ -Typ. Bild 1 verdeutlicht die Anordnung der Hauptkomponenten bei diesen drei Typen[1]:

- Arbeitskolben,
- Verdränger,
- Erhitzer,
- Kühler,
- Wärmespeicher,
- Hubvolumen des Arbeitsraums,
- Hubvolumen des Verdrängerraums.

Nach dieser Klassifizierung stellt der α -Typ die einfachste Bauform dar, da wie bei konventionellen Verbrennungsmotoren nur die beiden Kolben gegenüber der Umgebung abgedichtet werden müssen. Beim β - und beim γ -Typ hingegen ist ne-

Autoren

Dipl.-Ing. (FH) **Andreas Wagner**, Jahrgang 1979, studierte von 1999 bis 2003 Maschinenbau an der FH Regensburg und ist seit 2003 Konstrukteur bei der Heioldolph Elektro GmbH & Co. KG in Kelheim.

Prof. Dr.-Ing. **Michael Elsner**, Jahrgang 1957, studierte von 1976 bis 1982 Maschinenbau an der TU München und war dort von 1983 bis 1988 wissenschaftlicher Assistent (Promotion). Seit 1996 ist er Professor im Fachbereich Maschinenbau der FH Regensburg und dort Leiter der Labore Wärmetechnik und Energietechnik.

ben dem Kolben auch ein Pleuel abzu-dichten. Dies erfordert einen komplexeren Kurbeltrieb, da die Bewegung des Pleuels entlang einer Achse stattfinden muss. Der β -Typ stellt hinsichtlich der Effizienz der drei Hauptbauformen ein Optimum dar. Durch die Anordnung der Pleuel ist ein Überlappen der Arbeitsbereiche möglich. Dadurch wird das Totvolumen deutlich reduziert. In dieser Hinsicht ist der γ -Typ jedoch ungünstig, da hier das ungenutzte Volumen sehr groß und das Kompressionsverhältnis gering ist. Typischerweise werden die Zylinder von α - und β -Typen in einer Linie und die von γ -Typen im 90° -Winkel angeordnet.

Experimentelle Untersuchung

Die experimentellen Untersuchungen werden an zwei Stirlingmaschinen unterschiedlicher Leistung durchgeführt:

- Der größere der zwei Motoren verfügt über eine elektrische Leistung von 1 kW. Als Wärmequelle dient ein Heizkessel, der mit Holzpellets befeuert wird. Dieses System ist für Anlagen zur Hausenergieversorgung von besonderem Interesse. Denn mit derartigen Systemen lässt sich durch Nutzung der Abwärme des Stirlingmotors eine Kraft-Wärme-Kopplung realisieren und daher die im Brennstoff gespeicherte Energie in viel größerem Umfang nutzen als bei getrennter Bereitstellung der elektrischen Energie im Kraftwerk und der thermischen Energie im Heizkessel.

- Der zweite Motor (Bild 2) nutzt als Wärmequelle konzentrierte Solarstrahlung und stellt eine elektrische Leistung von maximal 300 W zur Verfügung. Die

Technologie kann zur Stromversorgung in sonnenreichen ländlichen Gebieten fernab öffentlicher Versorgungsnetze, zur Bewässerung von Feldern oder zur Bereitstellung mechanischer Energie genutzt werden. Durch die automatische zweiachsige Nachführung arbeitet das System komplett selbstständig.

Für die Analyse der Prozessabläufe in beiden Maschinen müssen mehrere Messwerte aufgezeichnet werden. Für die Erstellung von p , V -Diagrammen werden die Drehzahl, aus der sich die jeweiligen Arbeitsraumvolumina ableiten lassen, und der Druck protokolliert.

Für die Berechnung der Wärmeströme und Leistungen werden in den Arbeitsräumen und Kühlwasserkreisläufen Durchflussmesser und Temperatursensoren installiert. Mit diesen Messwerten werden die Wirkungsgrade und typische Kennwerte der zwei Motoren ermittelt und mit den Ergebnissen der einzelnen Berechnungsverfahren verglichen.

Theoretische Untersuchung

Die Grundlage des Stirlingprozesses bildet wie beim Otto- oder Dieselprozess die Kompression von kaltem Gas und die Expansion von heißem Gas. Bei diesen Kreisprozessen ist der Arbeitsaufwand für die Kompression des Gases geringer als der Arbeitsgewinn bei der Expansion. Die Maschine wandelt demnach Wärme in Arbeit um. Aus der Berechnung des idealen Kreisprozesses resultieren stark überhöhte Leistungswerte. Der Grund dafür ist die vereinfachende Annahme, dass sich das Arbeitsgas während der gesamten Kompressions- und Expansionsphasen vollständig in den jeweiligen Arbeitsräumen befindet. Dies bedeutet, dass der Wärmeübergang idealisiert in unendlich kurzer Zeit stattfinden muss und kein Arbeitsgas in den Totvolumina vorliegt. Die theoretische Leistung der Versuchsmotoren ist bei dieser stark idealisierten Betrachtung um den Faktor zwölf höher als die Messwerte.

Analyse des Realprozesses

Für die Analyse des realen Stirlingprozesses wird zunächst auf das einfache Berechnungsverfahren der Schmidt-Analyse zurückgegriffen. Dabei werden die am Prozess beteiligten Arbeitsräume als isotherm angenommen. Aufgrund der sinusförmigen Volumenänderung findet ein Wärmeübergang zwischen der Zylinderwand und dem Arbeitsgas in endlicher Zeit statt. Für α - und β -Typ-Stirlingmotoren existieren bereits Berechnungsgleichungen, nicht jedoch in kompletter Form für den γ -Typ-Motor. Zur Herleitung der Gleichungen wird auf die in [2; 3] veröffentlichten Ergebnisse



Bild 2

Konzentrierendes Solar-Stirlingsystem.

zurückgegriffen. Der große Vorteil dieser Ansätze ist, dass sich alle Gleichungen in geschlossener Form lösen lassen. Die Verluste bei der Wärmeübertragung und Strömungsverluste bleiben dabei jedoch unberücksichtigt. Zur Bestimmung der Volumina in den jeweiligen Arbeitsräumen während beliebiger Prozessschritte wird das Hubvolumen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel dargestellt:

$$V_E = \frac{V_{SC}}{2} \cdot [1 - \cos(\alpha)] \quad (1)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} \cdot [1 + \cos(\alpha)] + \frac{V_{SC}}{2} \cdot [1 - \cos(\alpha - \varphi)] \quad (2)$$

Der Druck wird im gesamten Motor als konstant angenommen, da keine Verluste berücksichtigt werden:

$$p = \frac{p_m \cdot \sqrt{1 - (A/B)^2}}{1 - (A/B) \cdot \cos(\alpha - \delta)} \quad (3)$$

Der Mitteldruck ist wie folgt definiert:

$$p_m = \frac{2 \cdot m \cdot R \cdot T}{V_{SE} \cdot B \cdot \sqrt{1 - (A/B)^2}} \quad (4)$$

Für die motorspezifischen Kenngrößen gilt ferner:

$$A = \sqrt{\left(\frac{T_C}{T_E} - 1 + \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \cdot \cos(\varphi)\right)^2 + \left(\frac{V_{SC}}{V_{SE}} \cdot \sin(\varphi)\right)^2} \quad (5)$$

$$B = 1 + \frac{T_C}{T_E} + \frac{V_{SC}}{V_{SE}} + \frac{V_D}{V_{SE}} \cdot \frac{T_C}{T_D} \quad (6)$$

Die Kompressions- und die Expansionsarbeit werden wie folgt berechnet:

$$W_E = \frac{m \cdot R \cdot T_E}{B} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\sin(\alpha)}{1 - (A/B) \cdot \cos(\alpha - \delta)} d\alpha \quad (7)$$

Formelzeichen

A	Motorspezifische Kenngröße
B	Motorspezifische Kenngröße
m	Masse
p	Druck
R	Gaskonstante
T	Temperatur
V	Volumen
W	Arbeit
α	Kurbelwinkel
δ	Motorspezifische Kenngröße
κ	Isentropenexponent
φ	Phasenverschiebung (Arbeits-/Verdrängerkolben)

Indizes

C	Kompressionsraum
CK	Grenzfläche Kompressionsraum/Kühler
D	Totraum
E	Expansionsraum
H	Erhitzer
HE	Grenzfläche Expansionsraum/Erhitzer
K	Kühler
m	Prozessmittelwert
R	Regenerator
SC	Hub Kompression
SE	Hub Expansion

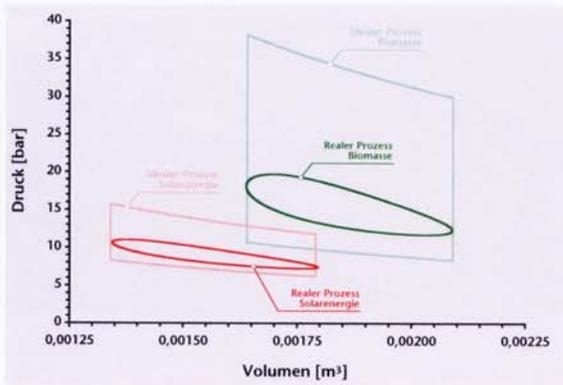


Bild 3

Der ideale und der reale Stirlingprozess im p,V-Diagramm.

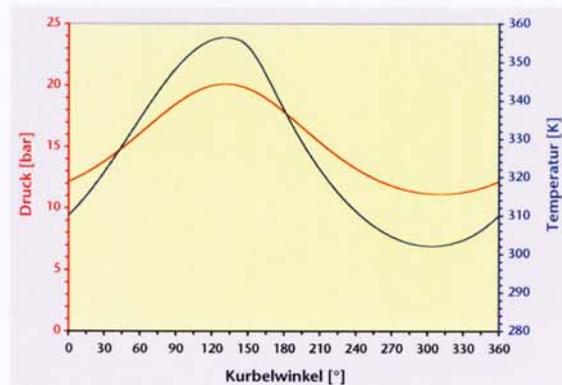


Bild 4

Druck und Temperatur im Kompressionsraum als Funktion des Kurbelwinkels.

$$W_c = \frac{m \cdot R \cdot T_c}{B} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{V_{sc} \cdot \sin(\alpha - \varphi) - V_{se} \cdot \sin(\alpha)}{V_{se} \cdot [1 - (A/B) \cdot \cos(\alpha - \delta)]} d\alpha \quad (8)$$

Zur Bestimmung der Kompressions- und der Expansionsarbeit müssen die zwei Integrale numerisch integriert werden. Im Bild 3 sind die idealen und realen Kreisprozesse für beide untersuchten Stirlingmotoren im p,V-Diagramm dargestellt. Der Unterschied zwischen den von Zustandskurven eingeschlossenen Flächen, die ein Maß für die Motorleistung darstellen, ist deutlich erkennbar. Die Abweichungen der mit der Schmidt-Analyse berechneten Motorleistungen von den gemessenen Werten betragen maximal 30 %.

Eine weitere Möglichkeit zur Analyse des realen Stirlingprozesses sind Verfahren zweiter Ordnung. Im Gegensatz zu Verfahren erster Ordnung werden dabei die Vorgänge im Kompressions- und Expansionsraum nicht als isotherm, sondern als adiabat betrachtet. Ein Vorteil dieses Verfahrens ist die zusätzliche Berücksichtigung der im Erhitzer und im Kühler zu- bzw. abgeführten sowie der im Regenerator gespeicherten Wärme. Der Stirlingmotor wird dazu in folgende fünf Bilanzräume unterteilt:

- Kompressionsraum,
- Expansionsraum,
- Kühler,
- Regenerator,
- Erhitzer.

Vereinfachend wird angenommen, dass Erhitzer und Kühler isotherm arbeiten. Für den Regenerator wird eine lineare Temperaturverteilung zwischen den konstanten Temperaturen des Erhitzers und des Kühlers unterstellt. Für die mittlere Temperatur im Regenerator wird der logarithmische Mittelwert verwendet. Für die Berechnung des realen Stirlingprozesses mit diesem Verfahren

zweiter Ordnung werden für die obigen fünf Bilanzräume die Energiegleichung und die Zustandsgleichung des idealen Gases formuliert.

Die Zustandsgleichung des idealen Gases in differentieller Form lautet:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} - \frac{dT}{T} \quad (9)$$

Eine Kombination der Gl. (1), (2) und (9) mit der Energiegleichung für die fünf Bilanzräume ergibt mit Berücksichtigung einer konstanten Gesamtmasse des Arbeitsmediums im Motor folgende drei Gleichungen für die Massenänderungen im Kompressions- und Expansionsraum sowie die Druckänderung:

$$dm_c = \frac{p \cdot \kappa \cdot dV_c + V_c \cdot dp}{R \cdot \kappa \cdot T_{ck}} \quad (10)$$

$$dm_e = \frac{p \cdot \kappa \cdot dV_e + V_e \cdot dp}{R \cdot \kappa \cdot T_{he}} \quad (11)$$

$$dp = \frac{-p \cdot \kappa \cdot \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \kappa \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \left(\frac{V_e}{T_{he}} \right)} \quad (12)$$

Für eine Gasströmung vom Kompressions- zum Expansionsraum muss in den obigen drei Gleichungen $T_{ck} = T_c$ sowie $T_{he} = T_h$ gesetzt werden. Im Fall einer entgegengesetzt gerichteten Strömung gilt hingegen $T_{ck} = T_k$ und $T_{he} = T_e$.

Zur Berechnung der Temperaturen in den einzelnen Bilanzräumen kann die Zustandsgleichung des idealen Gases verwendet werden. Das resultierende Gleichungssystem muss unter Vorgabe geeigneter Startwerte numerisch gelöst werden. Im Bild 4 sind beispielhaft der Druckverlauf sowie der Temperaturver-

lauf im Kompressionsraum als Funktion des Kurbelwinkels für die mit Biomasse angetriebene Maschine dargestellt.

Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellten Modelle erster und zweiter Ordnung spiegeln den realen Stirlingprozess deutlich besser wider als der Idealprozess. Sie ermöglichen nicht nur einen Vergleich der berechneten Temperatur- und Druckverläufe mit den an beiden Versuchsmotoren erfassten Messwerten, sondern auch der Massenverteilung des Arbeitsgases in den fünf einzelnen Bilanzräumen.

Für die Analyse der im Prozessverlauf auftretenden Verluste werden im weiteren Projektverlauf Wärmeübertragungs- und Druckverlustbeiwerte in die Berechnung zweiter Ordnung integriert. Darüber hinaus werden zurzeit parallel Modelle dritter (zweidimensional vernetztes Modell der Maschine) und vierter Ordnung (multidimensionale CFD-Analyse) erstellt. Mit den Ergebnissen dieser Berechnungen können die Randbedingungen und Geometriedaten der Stirlingmaschinen so bestimmt werden, dass der γ -Typ-Motor das Potenzial des theoretisch sehr hohen Wirkungsgrades deutlich besser als bisher ausschöpfen kann.

Literatur

- [1] Martini, W. R.: *Stirling Engine Design Manual*. Vol. 2. Nasa Report CR-168088, 1983.
- [2] Schleder, W.: *Stirlingmotoren*. Würzburg: Vogelverlag, 2002.
- [3] Urieli, I.; Berchowitz, A.: *Stirling Cycle Engine Analysis*. Bristol: Adam Hilger Ltd., 1984.