



(19)  
 Bundesrepublik Deutschland  
 Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2006 028 561 B3** 2008.02.14

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2006 028 561.1**

(22) Anmeldetag: **22.06.2006**

(43) Offenlegungstag: –

(45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: **14.02.2008**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F02G 1/043** (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:  
**Knöfler, Steffen, 04442 Zwenkau, DE**

(72) Erfinder:  
**gleich Patentinhaber**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
 gezogene Druckschriften:  
**DE 32 46 633 A1**  
**US 44 76 681**  
**US 40 16 719**  
**US 36 08 311**  
**EP 11 16 872 A1**

(54) Bezeichnung: **Zwei-Zylinder-Hydrostirling-Maschine mit Hydraulikmotor**

(57) Zusammenfassung: Die erfindungsgemäße Kraftmaschine (nachfolgend "Hydrostirling" genannt) betrifft eine zweizylindrige langsamlaufende und großvolumige Stirling-Kraft-Maschine des Beta-Typs, in welchem durch einen wechselseitig beschleunigten Flüssigkeitsstrom (1) zwischen diesen Druckzylindern (2) eine Hydraulikmotor/Generator-Einheit (3) angetrieben wird.

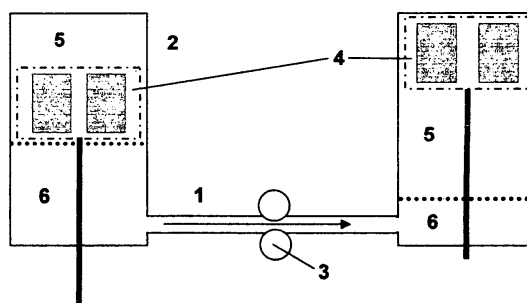
Der Flüssigkeitsstrom wird dabei durch die im oberen Teil der beiden Zylinder mittels frei steuerbarer Verdrängerkolben (4) exakt kontrollierten, gegenläufig ablaufenden Stirlingkreisprozesse eines Arbeitsgases (5) angetrieben, indem sich deren Druckverhältnisse direkt auf die Wassersäulen (6) im unteren Teil der Zylinder übertragen.

Der Hydrostirling kann auch als diskontinuierlich arbeitendes Wasserkraftwerk betrachtet werden, in welchem ein definiertes Flüssigkeitsvolumen mit großen Druckunterschieden zwischen zwei Druckzylindern hin- und herbewegt wird.

Durch die niedrige Taktfrequenz, Oberflächenprofilierung im Heißbereich und Berieselung mit Druckwasser im Kaltbereich wird eine gute Annäherung an eine ideale isotherme Prozessführung während der Arbeitsphasen erreicht.

Der Hydrostirling bietet neben den Vorteilen des Stirlingmotors eine Lösung für das Abdichtproblem des Arbeitsgases und stellt nur geringe Anforderungen an mechanische Passgenauigkeiten.

Durch die Synergie aus hohem Wirkungsgrad, einfacher Leistungsmodulation und Wartungsfreiheit kann von einer deutlichen wirtschaftlichen Überlegenheit bei Einsatz in ...



## Beschreibung

**[0001]** Für die Umsetzung einer Thermohydraulischen Kraftmaschine sind eine Reihe von Ideen und Konzepten in der Patentliteratur zu finden. Als wartungsfreie, effiziente und wirtschaftliche Heizzentrale in Kraft-Wärme-Kopplung für kleinere Wärmeversorgungsobjekte, wie es der „Hydrostirling“ beansprucht, konnten sie sich jedoch nicht etablieren. Als Hauptgründe dafür sind die schlechte Annäherung der realen Prozessabläufe an den idealen Vergleichsprozess und die Wahl des Kreisprozesses selbst zu nennen.

**[0002]** In der DE 3246633 A1 ist ein Verfahren beschrieben, welches mit einem um  $180^\circ$  versetzt ablaufendem Stirling-Kreisprozess zweier Arbeitsgase die resultierenden Druckunterschiede für die Pumparbeit eines Freikolbens nutzt, welcher in Verbindung mit entsprechenden Rückschlagventilen einen ölhydraulischen Motor antreibt. Der Freikolben trennt dabei vollständig das Arbeitsgas vom Hydrauliköl und fungiert gleichzeitig als Druckkonverter. Die diskontinuierliche Pumparbeit wird mit Hilfe von je einem Hoch- und Niederdruckspeicher mit integrierter Stickstoffblase als Puffer geglättet, so dass ein kontinuierlicher Betrieb des ölhydraulischen Motors möglich ist. Der regenerative Wärmeaustausch zwischen dem Arbeitsgas der beiden Arbeitsräume (isochore Phasen) findet dabei nicht mittels Regeneratoren, sondern durch einen Gegenstromwärmetauscher statt. Die Wärmezufuhr und -abfuhr erfolgt jedoch außerhalb der eigentlichen Arbeitsräume. Dies verspricht eine sehr schlechte Anpassung des realen Kreisprozesses an einen idealen Stirlingprozess durch einen großen Totraum der Arbeitsgase.

**[0003]** Durch die Berieselung eines Arbeitsgases mit kalter und heißer Flüssigkeit ist das Problem einer möglichst isothermen Wärmezufuhr bei minimaler Temperaturdifferenz auf die gesamte Arbeitsgasmenge während der Expansions- und Kompressionsphase in der US-Patentschrift 3,608,311 erheblich besser gelöst. Das Arbeitsgas im oberen Bereich zweier Zylinder drückt dabei direkt auf eine Flüssigkeitssäule im unteren Bereich der beiden Zylinder. Durch den um  $180^\circ$  versetzt ablaufenden Carnot-Kreisprozess wird ein Flüssigkeitsstrom für den gleichgerichteten und kontinuierlichen Betrieb eines Hydraulikmotors genutzt. Der notwendige abrupte Wechsel zwischen isothermer und adiabater Zustandsänderung während einer Arbeitsphase kann in der erfindungsgemäßen Kraftmaschine somit gut realisiert werden. Hauptintention des Erfinders war offensichtlich die These zu widerlegen, dass es praktisch nicht möglich sei, eine Wärmekraftmaschine nach dem Carnot-Kreisprozess zu konstruieren.

**[0004]** Dennoch bestehen bezüglich der Leistungsdichte einer thermohydraulischen Kraftmaschine

nach dem Carnot-Kreisprozess enorme Nachteile gegenüber einem Stirling-Kreisprozess. Zum einem stellt der Carnot-Kreisprozess gewisse Mindestanforderungen an die Höhe des Verdichtungsverhältnisses des Arbeitsgases, indem die Temperaturdifferenz durch die adiabte Volumenänderung erreicht werden muss. Doch auch dann bleibt er immer, besonders bei hohem Wirkungsgrad (Temperaturdifferenz), deutlich unter der Leistungsdichte eines vergleichbaren Stirling-Kreisprozesses. Beim Carnot-Kreisprozess liegt der Kompressionsenddruck immer deutlich über dem Expansionsenddruck der Arbeitsphasen, was in der Praxis bedeutet, dass erheblich mehr Arbeit „hin- und hergeschoben“ werden muss, als in Form von Nutzarbeit letztendlich gewonnen werden kann. Beim Stirling-Prozess wird dagegen thermische Energie mit Hilfe von zusätzlich erforderlichen Regeneratoren „verschoben“. Dies ist im Gegenstromprinzip relativ vollständig und ohne erhebliche Entropieproduktion realisierbar.

## Konzeption und Aufbau des Hydrostirling

**[0005]** Ziel einer erfindungsgemäßen Kraftmaschine (im nachfolgenden „Hydrostirling“ genannt) ist es, durch eine niedrige Frequenz der Arbeitstakte und die systemimmanenten Besonderheiten und Synergien den äußerst günstigen thermischen Wirkungsgrad des Stirlingprozesses mit hohem Gütegrad nutzbar zu machen. Der Hydrostirling bietet darüber hinaus einen einfachen technologischen Aufbau, eine Lösung für das Abdichtproblem des Arbeitsgases, als auch ein Minimum an Verschleißteilen. Seine theoretische Entwicklung ist auf die Erfordernisse für einen Einsatz in kleineren Blockheizkraftwerken in Wohn- und Gewerbeobjekten hin optimiert, wo auch heute noch ein enormer Bedarf an maßgeschneiderter Technologie bei wirtschaftlich darstellbarem Preisniveau existiert. Aufgrund der hauptsächlichlichen Wertschöpfung kleiner Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen durch die Stromauskopplung ist für derartige Anlagen ein guter elektrischer Wirkungsgrad von herausragender Bedeutung. Die Wartungsfreiheit durch das Fehlen von Verschleißteilen und die Geräuscharmheit durch die äußerer Verbrennung im Hydrostirling sind weitere Merkmale, welche dazu beitragen können, mit einem Blockheizkraftwerk (BHKW) auf Basis des Hydrostirling in den Massenmarkt der Heizkessel einzudringen.

**[0006]** Kernstück des Hydrostirling sind zwei im unteren Teil mit Druckflüssigkeit gefüllte Zylinder (2), welche über einen Hydraulikmotor (3) miteinander verbunden sind. Im oberen Teil der beiden Zylinder befindet sich je ein eingeschlossenes Arbeitsgas (5) gleicher Masse, dessen Druck direkt auf die jeweilige Druckflüssigkeitssäule (6) seines Zylinders wirkt. Die beiden Arbeitsgasvolumina durchlaufen im Betrieb einen um  $180^\circ$  versetzt ablaufenden Stirling-Kreisprozess, welcher im Zusammenspiel einer kontrol-

lierten Durchflusssperre, den frei steuerbaren Verdrängerkolben (4) und der Kennung des angetriebenen Generators exakt kontrolliert werden kann. Durch die dabei resultierenden Druckunterschiede der beiden Arbeitsgasvolumina wird ein Flüssigkeitsstrom (1) hervorgerufen, welcher mittels eines Hydraulikmotors (3) in Rotationsenergie gewandelt wird. Die wechselseitige Beschleunigung und damit verbundene diskontinuierliche Leistungswandlung auf Ebene der Wärmekraftmaschine ist bezeichnend für den Hydrostirling. Eine „Verstetigung“ der mechanischen Leistungsabnahme im Hydrostirling würde zu einer Verschlechterung der Annäherung von realem an den idealen Kreisprozess oder zu Blindströmungen der Druckflüssigkeit führen. Stattdessen wird im Hydrostirling eine nachträgliche Modulation des erzeugten Stromes, auf z.B. die Parameter des Niederspannungsnetzes, mittels Kondensatoren und Wechselrichtern vorgenommen. Das gleichmäßige An- und Abschwollen der Strömungsgeschwindigkeit durch die Trägheit des Hydraulikmotor-Generator-Verbundes (3) fördert zudem einen laminaren Strömungsverlauf (1) der Druckflüssigkeit mit geringen Strömungsverlusten.

[0007] Gegenüber einem Linearkolben-Stirling macht sich der Hydrostirling die freie Übersetzbarkeit eines Flüssigkeitsstromes zu Nutze, d.h. die Drehzahl des Hydraulikmotors kann ein Vielfaches der Taktfrequenz des Stirlingkreislaufes betragen.

#### Der Stirling-Kreisprozess im Hydrostirling

[0008] In [Abb. 1](#) ist der Ablauf der vier Phasen des Stirling-Kreisprozesses mit den jeweiligen Stellungen von Verdrängerkolben (4) und Druckflüssigkeitspegel (7) für einen einzelnen Zylinder dargestellt (oben). Das untere p-V-Diagramm zeigt die korrespondierenden thermodynamischen Zustandsgrößen des Arbeitsgases beim Durchlaufen dieses Kreisprozesses.

[0009] Von Zustand 1 nach 2 in [Abb. 1](#) (isochore Erwärmung) wird der Verdrängerkolben mittels einer Linearsteuerung (14, [Abb. 2](#)) über die Verschiebestange (8) in den unteren Bereich bis auf den Druckflüssigkeitspegel (7) verschoben. Das kalte, verdichtete Gas wird dabei durch den heißen Regenerator (9) geleitet und erfährt eine isochore Zustandsänderung auf  $p_0$  und  $T_0$ . Ein möglicher Druckflüssigkeitsstrom zwischen den beiden Zylindern ist hierbei unterbunden.

[0010] Von Zustand 2 nach 3 in [Abb. 1](#) (isotherme Expansion) verrichtet das Arbeitsgas Volumenarbeit und wird dabei durch das Heizsystem auf seinem hohen Temperaturniveau gehalten. Für die Zufuhr der Wärmeenergie während dieser Phase kommen die Wärmekonvektion über die metallische Oberfläche des Arbeitsraumes im Heißbereich oder eine Berieselung des Arbeitsgases mit einer heißen Flüssigkeit

aus dem Zylinderkopf in Frage (s. unten).

[0011] Von Zustand 3 nach 4 in [Abb. 1](#) (isochore Abkühlung) wird der Verdrängerkolben in den oberen Teil des Zylinders verschoben. Der Regenerator wird hierdurch erwärmt und das entspannte Arbeitsgas auf  $T_u$  abgekühlt, sowie das Druckminimum  $p_u$  des Kreisprozesses erreicht.

[0012] Von 4 nach 1 wird der Kreisprozess geschlossen und das kalte Arbeitsgas komprimiert. Durch eine Berieselung des Arbeitsraumes mit kalter Druckflüssigkeit wird das Arbeitsgas während dieser Phase auf seinem niedrigen Temperaturniveau gehalten. Diese systemimmante, effiziente Kühlung ist ein entscheidender Vorteil des Hydrostirling gegenüber schnell laufenden kurbelgeführten Stirlingmotoren.

[0013] Im Zusammenspiel der beiden Zylinder läuft der Stirling-Kreisprozess in den beiden Arbeitsgasvolumina um jeweils  $180^\circ$  versetzt ab. Wird während einer Arbeitsphase in einem Zylinder geheizt und expandiert, wird in dem anderen zeitgleich gekühlt und komprimiert. Ebenso korrespondieren die gegenläufigen isochoren Zustandsänderungen der beiden Arbeitsgasvolumina zeitlich miteinander. Die Druckdifferenz in den beiden Zylindern ist zu Beginn einer Arbeitsphase am größten und im Verlauf derselben stark abfallend. Durch die hohe Anfangsbeschleunigung wird die Strömungsarbeit in Rotationsenergie des Generators zwischengespeichert, welche dann erst gegen Ende der Arbeitsphase (bei geringer oder gar negativer Druckdifferenz) durch weitere Abbremsung des Generators in elektrische Energie gewandelt wird. Durch eine umschaltbare Freischaltverbindung oder eine Kupplung zwischen Hydraulikmotor und Generator kann darüber hinaus erreicht werden, dass der Generator auch während der isochoren Phasen elektrische Leistung abnimmt. Der Generator muss erst nach Ende der isochoren Phasen zum Stillstand gekommen sein, um dann wieder vom schon zu Anfang der isochoren Phasen stehenden Hydraulikmotor beschleunigt zu werden. Dadurch kann die diskontinuierliche Leistungsabnahme durch den Generator noch mehr von der mechanischen Arbeit des Hydraulikmotors entkoppelt und dessen Spitzenlast gesenkt werden. Der zeitliche Verlauf des Druckflüssigkeitsstroms (1) während einer Arbeitsphase des Hydrostirlings ist durch die Druckverhältnisse in den Zylindern (2), die Übersetzung und Trägheit des Hydraulikmotor-Generators-Verbundes (3) und die Leistungsabnahme durch den Generator bestimmt. Dabei kann der Prozessablauf und das Verdichtungsverhältnis durch die Leistungsabnahme des Generators im laufenden Betrieb beeinflusst werden. Ist der Flüssigkeitsstrom (1) am Ende einer Arbeitsphase zum Stillstand gekommen wird die hydraulische Verbindung zwischen den beiden Arbeitszylindern für die Dauer der isochoren Zustandsänderungen durch ein

frei steuerbares Hydraulikventil oder eine Arretierung des Hydraulikmotors gesperrt. Dies ermöglicht sowohl eine eindeutige Trennung von isochoren und isothermen Phasen, sowie eine maximale Druckdifferenz zu Beginn einer neuen Arbeitsphase.

**[0014]** Die isochoren Zustandsänderungen der beiden Arbeitsgasvolumina werden über die Linearsteuerung (14) der beiden Verdrängerkolben (4) gesteuert. Die Verdrängerkolben korrespondieren dabei, im Gegensatz zu den Druckflüssigkeitspegeln (7), nicht exakt miteinander. Während der isochoren Erhitzung des Arbeitsgases (Zustand 1 nach 2 in [Abb. 1](#)) hat der Verdrängerkolben (4) einen bedeutend kürzeren Weg zurückzulegen, als während der isochoren Abkühlung (Zustand 4 nach 1). Er wird während der anschließenden isothermen Expansionsphase (Zustand 2 nach 3) dem fallenden Druckflüssigkeitspegel (7) nachgeführt und erreicht in Zustand 3 seine unterste Auslenkung. Dieses Nachführen des Verdrängerkolbens während der Arbeitsphase kann entweder aktiv durch die Linearsteuerung (14), oder passiv durch einen kontrollierten Verschluss der Überströmkanäle (10) während der isothermen Expansion erfolgen.

**[0015]** Die Höhe der Verdrängerkolben sollte so gewählt werden, dass Heiß- und Kaltbereich der beiden Zylinder vollständig getrennt sind. Er teilt die beiden Zylinder im Hydrostirling in einen heißen (2a) und einen kalten Zylinderbereich (2b) in welchen das Arbeitsgas während der isochoren Phasen verschoben und während der isothermen Phasen gehalten wird. Gegenüber der Zylinderwand sind die beiden Verdrängerkolben (4) abgedichtet, um einen vollständigen Durchgang des Arbeitsgases (5) durch die Regeneratoren (9) während der isochoren Zustandsänderungen zu gewährleisten. Zweckmäßigerweise bestehen die Verdrängerkolben (4) aus einem temperaturbeständigen, wärmeisolierenden Material mit einem Hohlraum für die Aufnahme des Regenerators (9) und Überströmkanälen (10) für das Arbeitsgas.

**[0016]** Bei der Wahl von Arbeitsgas und Druckflüssigkeit muss eine geringe Löslichkeit des Arbeitsgases in der eingesetzten Druckflüssigkeit gewährleistet sein. Ansonsten würde sich, durch den Druckabfall nach Passieren des Hydraulikmotors, ein Ausgasen von Arbeitsgas aus der Druckflüssigkeit mit Schaumbildung und Turbulenzen negativ auf die Prozessführung auswirken. Ein direkter Kontakt von Arbeitsgas und Druckflüssigkeit ist aber wegen der gewählten Form der Wärmeabfuhr (s. unten) unbedingt erforderlich. Durch lose Schwimmauflagen auf den beiden Druckflüssigkeitspegeln kann der direkte Kontakt zwischen Arbeitsgas und Druckflüssigkeit minimiert werden, als auch eine Beruhigung und Abgrenzung des Druckflüssigkeitspegels erreicht werden.

## Wärmezu- und Wärmeabfuhr im Hydrostirling

**[0017]** Neben der Anforderung an einen möglichst isotherm gestalten Wärmeübergang während der Expansions- und Kompressionsphase des Arbeitsgases ist vor allem eine geringe Temperaturdifferenz des Wärmeüberganges zwischen Umgebung und Arbeitsgas für eine optimale Prozessführung entscheidend. Dies erfordert üblicherweise große Wärmetauschflächen. Im unteren Kaltbereich der Arbeitsgasvolumina wird eine isotherme Wärmeabfuhr bei geringer Temperaturdifferenz immer durch die Technik der Berieselung des Arbeitsgases mit gekühlter Druckflüssigkeit (15) realisiert. Eine Förderpumpe (12) entnimmt während der Kompressionsphase Druckflüssigkeit aus dem jeweiligen Zylinder, welches über einen Gegenstromwärmetauscher (13) maximal gekühlt wird. Die gekühlte Druckflüssigkeit wird über die Verschiebestange (8) einem Rohrbündel (11) an der unteren Stirnseite des Verdrängerkolbens zugeführt, von wo es in das zu komprimierende Arbeitsgas (5b) eingedüst wird. Die Mengenregelung erfolgt dabei so, dass die Berieselungsflüssigkeit beim Durchfallen des Arbeitsgases auf etwas über das notwendige Temperaturniveau der Nutzwärmeauskopplung erwärmt wird. Im Idealfalle entspricht die Temperaturänderung der Berieselungsflüssigkeit genau der Temperaturspreizung von Vor- und Rücklauf des Heizkreislaufes, in welchen die Nutzwärme ausgekoppelt werden soll (Kraft-Wärme-Kopplung). Erfolgt ein Betrieb ohne die Auskopplung von Nutzwärme, wird die Berieselungsflüssigkeit immer auf die niedrigste Temperatur gekühlt.

**[0018]** Durch den Kühlkreislauf (15) wird das Volumen des Arbeitsgases nicht beeinflusst, sondern lediglich durch den Druckwasserpegel. Die Leistungsaufnahme der Förderpumpe (12) muss lediglich den Strömungswiderstand der Berieselungsflüssigkeit überwinden, wobei die absoluten Druckverhältnisse im Kühlkreislauf (15) denen des jeweiligen Zylinders entsprechen. In [Abb. 2](#) ist nur der Kühlkreislauf für den rechten Zylinder dargestellt. Ein gemeinsamer Wärmetauscher (13) und eine gemeinsame Förderpumpe (12) können in Verbindung mit steuerbaren Sperrventilen für beiden Heizkreisläufe realisiert werden.

**[0019]** Für die Wärmezufuhr während der isothermen Expansion kommen die Wärme Konvektion über die metallischen Oberflächen des Arbeitsraumes im Heißbereich oder eine Berieselung des Arbeitsgases mit einer heißen Flüssigkeit aus dem Zylinderkopf, analog zur Technik der Wärmeabfuhr in Frage. Im ersteren Fall kann die Wärmeübertragung von Brenngas auf Zylinder durch sowohl einen direkten Kontakt des Heißbereichs der beiden Zylinder (2a) mit dem heißen Brenngas oder durch einen zwischengeschalteten Thermoölkreislauf erfolgen. Eine profilierte Oberfläche der oberen Zylinderstirninnen-

wand und einer dazu inversen Ausbildung der metallischen Verdrängerkolbenoberseite ermöglicht durch eine Vergrößerung der Kontaktfläche einen guten Wärmeübergang auf das Arbeitsgas. Durch den direkten Kontakt von Zylinderstirnninnenwand und Verdrängerkolbenoberseite während der isothermen Kompressionsphase (Verdrängerkolben steht oben) wird ein Wärmeübergang auf die Verdrängerkolbenoberseite ermöglicht, so dass während der nachfolgenden isothermen Expansionsphase auch ein Wärmeübergang von Verdrängerkolbenoberseite auf das Arbeitsgas stattfinden kann. Das Arbeitsgas wird so über seine gesamte, vergrößerte Systemgrenze während der isothermen Expansionsphase geheizt.

**[0020]** Bei der Berieselung des Arbeitsgases mit heißer Flüssigkeit ist durch die große Gesamtoberfläche der Tröpfchen eine sehr gute Annäherung an einen isothermen Wärmeübergang bei niedriger Temperaturdifferenz am besten gegeben. Die Flüssigkeit wird während der Expansionsphase in den Arbeitsraum eingedüst und sammelt sich nach Durchfallen des Arbeitsraumes und Wärmeabgabe an das Arbeitsgas auf dem Verdrängerkolben. Von dort wird es dem Heizkreislauf über ein steuerbares Ventil in der Zylinderwand während der Stellung des Verdrängerkolbens im seinem oberen Totpunkt wieder zugeführt. Durch diese Art der Wärmezufuhr erübrigt sich eine künstliche Oberflächenvergrößerung des Arbeitsraumes. Die Oberfläche der Zylinder und der Verdrängerkolbenoberseiten werden bei dieser Variante zweckmäßigerweise durch ein thermisches Isolatormaterial gebildet. Ein weiterer Vorteil besteht bei dieser Wärmeübertragung in der Möglichkeit, den Zylinder in einem Stück zu fertigen, weil nun nicht abschnittsweise (2a) Wärme über die Zylinderwand übertragen werden muss. Während die Druckflüssigkeit (6) in den Zylindern und die kalte Berieselungsflüssigkeit (15) ein gemeinsames Reservoir bilden und dem zufolge aus dem gleichen Medium bestehen, ist dies bei der Wahl der heißen Berieselungsflüssigkeit nicht zwingend der Fall.

#### Wirkungsgrad und Leistung des Hydrostirling

**[0021]** Die Erzielung eines höheren thermischen Wirkungsgrades durch den Hydrostirling ist durch seine höhere Temperaturfestigkeit gegenüber klassischen Stirlingkonzepten möglich. Vor allem die Passgenauigkeiten und die Notwendigkeit einer Schmierung von bewegten Teilen setzen hier dem kurbelgeführten Stirlingmotor enge Grenzen. Beim Hydrostirling begrenzen die Werkstoffeigenschaften des Heißbereichs der beiden Zylinder, bzw. die Temperaturfestigkeit der heißen Berieselungsflüssigkeit das obere Temperaturniveau. Die bei klassischen Stirlingmotoren starke Abweichung von einer isothermen Wärmeübertragung während der Arbeitsphasen ist beim Hydrostirling durch eine deutliche Verlangsamung des Phasenwechsels, sowie durch die Berie-

selung des Arbeitsgases mit Flüssigkeit bzw. Oberflächenprofilierung des Heißbereichs weitgehend umgangen. Der Wirkungsgrad des Hydrostirling wird vor allem durch Wärmeübergänge am Arbeitsgas vorbei beeinträchtigt. Diese bestehen im Wärmeübergang längs der Zylinderwand, Pendelverlusten durch die Verdrängerkolben, sowie Strahlungsverlusten. Obgleich diese Wärmeströme bei Auskopplung von Nutzwärme prinzipiell noch als Wärme genutzt werden können, beeinträchtigen sie doch den mechanischen Wirkungsgrad des Hydrostirling. Beste thermische Isolationseigenschaften der verwendeten Materialien ersetzen im Hydrostirling die Anforderungen an mechanische Passgenauigkeiten in etablierten Verbrennungskraft- oder Stirlingmaschinen. Die starke Verlangsamung der Drehzahl (oder „Wechsel der Phasen des Kreisprozesses“) führt zu einer proportionalen Abnahme der spezifischen Leistung gegenüber dem klassischen Stirlingmotor. Dieser Nachteil wird beim Hydrostirling durch einen größeren Hubraum, erhöhten Druck des Arbeitsgases und nicht zuletzt den verbesserten Wirkungsgrad selbst, kompensiert. So ist mit dem Hydrostirling, durch den Wegfall eines Kurbeltriebes, ein bedeutend höheres Volumen der Arbeitsräume bei vergleichbarer Baugröße erzielbar. Beträgt ein Lastwechsel (isotherme + isochore Phase) z.B. fünf Sekunden (12 U/min), der Hubraum fünf Liter und die mittlere Druckdifferenz 50 bar, wird eine durchschnittliche Strömungsleistung von fünf Kilowatt erzielt.

**[0022]** „Hubraum“ ist nun definiert als Volumen der pro Arbeitszyklus über den Hydraulikmotor zwischen den Zylindern verschobenen Druckflüssigkeit und entspricht der Volumenänderung der Arbeitsgase.

#### Patentansprüche

1. Zwei-Zylinder-Hydrostirling-Maschine mit Hydraulikmotor, umfassend zwei getrennte Zylinder (2), in deren oberen Bereich jeweils durch Wärmezufuhr, Wärmeabfuhr und frei steuerbare Verdrängerkolben (4) ein um 180° versetzt ablaufender Stirling-Kreisprozess unterhalten wird, wobei die Druckunterschiede der Arbeitsgase (5) direkt auf die die Arbeitsräume der Zylinder nach unten begrenzenden Druckflüssigkeitssäulen (6) übertragen werden, gekennzeichnet dadurch, dass:

- a) diese Druckunterschiede zu einem wechselseitig beschleunigten Flüssigkeitsstrom (1) zwischen den beiden Zylindern (2) führt, welcher einen Hydraulikmotor antreibt;
- b) dieser Hydraulikmotor (3) direkt oder über ein Getriebe mit einem Generator verbunden ist, wobei diese mechanischen Verbindung eine umschaltbare Freilaufverbindung enthält;
- c) der Flüssigkeitsstrom während der isochoren Phasen durch ein hydraulisches Sperrventil oder eine Arretierung des Hydraulikmotors unterbrochen wird, so dass die isochoren Zustandsänderungen des Ar-

- beitsgases im Stillstand der Kraftmaschine erfolgen;
- d) die isothermen Phasen der Arbeitsgase je gegenläufig ablaufen;
- e) die isochoren Phasen der Arbeitsgase durch je einen längs der Zylinder (2) verschiebbaren Verdrängerkolben (4) gesteuert werden, welcher gegen die Zylinderwand abgedichtet ist;
- f) mindestes je ein Regenerator (9) für den Wärmeaustausch mit dem Arbeitsgas in den Verdrängerkolben integriert ist;
- g) die Überströmkanäle (10) durch die Verdrängerkolben (4)/Regeneratoren (9) mit Hilfe von steuerbaren Ventilen verschließbar sind;
- h) die oberen Zylinderstirninnenwände und die oberen metallischen Stirnseiten der Verdrängerkolben eine miteinander kompatible Oberflächenprofilierung aufweisen, wobei sich diese Flächen während der isothermen Kompressionsphase des Arbeitsgases des jeweiligen Zylinders berühren;
- i) das Arbeitsgas durch direkte Eindüsung von gekühlter Druckflüssigkeit aus einem Rohrbündel (11) an der unteren Stirnseite der Verdrängerkolben (4) während der isothermen Kompressionsphase gekühlt wird, wobei diese nach Passieren des Arbeitsgases auf den Druckflüssigkeitspegel (7) zurückfällt,
- j) die direkte Kontaktfläche von Druckflüssigkeit und Arbeitsgas durch schwimmende Auflagen auf der Oberfläche der Druckflüssigkeitspegel eingeschränkt sein kann;
- k) die Lagesteuerung der Verdrängerkolben (4) mittels einer Linearsteuerung (14) über eine Verschiebestange (8) erfolgt, welche gegen die untere Zylinderstirnwand abgedichtete ist und einen Zuführungskanal für die Druckflüssigkeit zur Berieselung des Arbeitsgases (15) enthält;
- l) die Höhe der Verdrängerkolben (4) eine räumliche Trennung zwischen Heißbereich (2a) und Kaltbereich (2b) der Zylinder bewerkstelligt, wobei ein Wärmeübergang entlang der Zylinderwandung durch thermische Isolierungsmaßnahmen weitgehend unterbunden ist;
- m) eine nachfolgende Modulation des im Generator erzeugten Stromes erfolgt;
- n) der Heißbereich des Zylinders (2a) entweder durch direkten Brenngaskontakt oder einen zwischengeschalteten Fluidkreislauf geheizt wird, wobei die Ansaugluft/Brenngas vor der Verbrennung über einen Gegenstromwärmetauscher (Rekuperator) aus dem Abgas vorgewärmt wird.

2. Zwei-Zylinder-Hydrostirling-Maschine nach Anspruch 1 nur mit den Merkmalen a bis m gekennzeichnet dadurch, dass die Wärmezufuhr während der isothermen Expansionsphase des Arbeitsgases durch Eindüsung von heißer Berieselungsflüssigkeit in den Heißbereich der Zylinder (2a) erfolgt, welche nach Sammlung durch die Verdrängerkolben während der nachfolgenden isothermen Kompressionsphase dem Heizkreislauf wieder zugeführt wird.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Abbildung 1

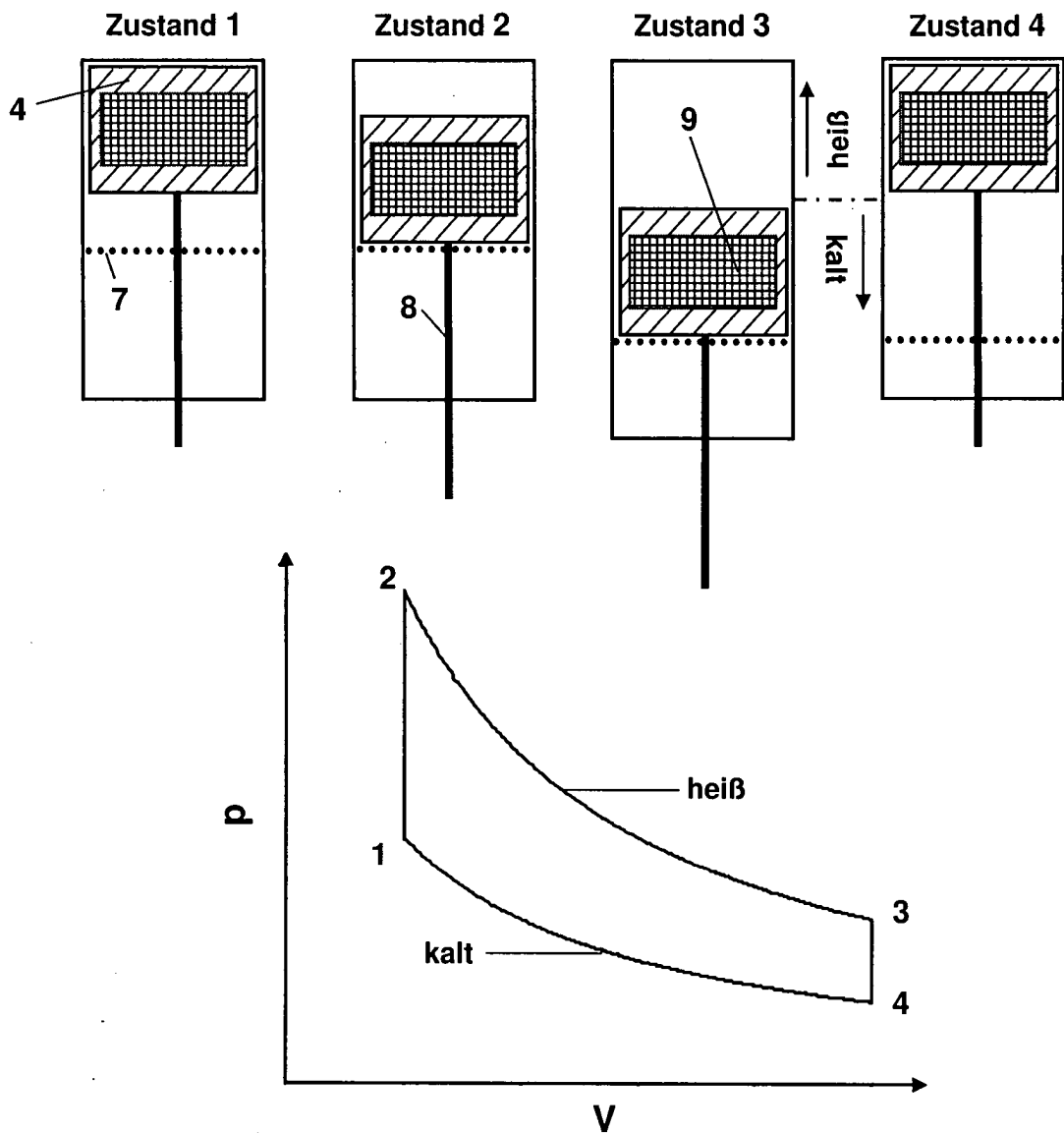


Abbildung 2

