



(10) **DE 10 2015 105 878 B3** 2016.06.23

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2015 105 878.2**  
(22) Anmeldetag: **17.04.2015**  
(43) Offenlegungstag: –  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **23.06.2016**

(51) Int Cl.: **F01K 25/00 (2006.01)**

Innerhalb von neun 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. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:  
**Nexus GmbH, 97633 Trappstadt, DE**

(74) Vertreter:  
**2s-ip Schramm Schneider Patentanwälte -  
Rechtsanwälte, 81679 München, DE**

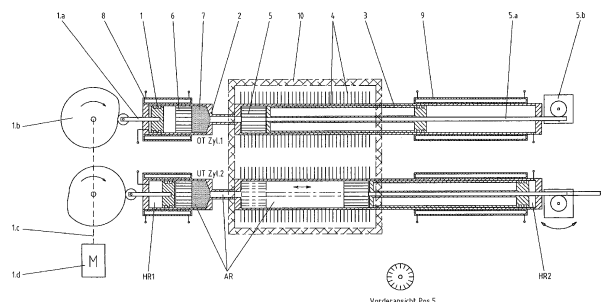
(72) Erfinder:  
**Trzcionka, Jan, 55432 Niederburg, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

<b>DE</b>	<b>10 2006 028 561</b>	<b>B3</b>
<b>DE</b>	<b>10 2008 042 828</b>	<b>B4</b>
<b>DE</b>	<b>34 27 219</b>	<b>A1</b>
<b>DE</b>	<b>10 2009 057 210</b>	<b>A1</b>
<b>US</b>	<b>8 006 496</b>	<b>B2</b>
<b>US</b>	<b>8 783 034</b>	<b>B2</b>
<b>US</b>	<b>2011 / 0 271 676</b>	<b>A1</b>
<b>US</b>	<b>2013 / 0 152 576</b>	<b>A1</b>
<b>US</b>	<b>3 237 403</b>	<b>A</b>
<b>US</b>	<b>4 077 214</b>	<b>A</b>

(54) Bezeichnung: **Überkritischer Kreisprozess mit isothermer Expansion und Freikolben-Wärme­kraftmaschine mit hydraulischer Energieauskopplung für diesen Kreisprozess**

(57) Zusammenfassung: Kreisprozess, der eine fast vollständige Umwandlung von Wärme in mechanische Energie ermöglicht und die Hubkolben-Vorrichtung, um diesen umzusetzen. Die isotherme Expansion des gasförmigen Arbeitsmediums wird durch Wärmezufuhr über die Zylinderwandung und einen Oszillatorkolben mit Turbulatorschlitzen realisiert, der im sich vergrößernden Arbeitsraum linear oszilliert. Fast die gesamte äußere Wärmezufuhr erfolgt während der isothermen Expansion bei langsamer Hubfrequenz, während alle anderen Schritte: isochorer Druckaufbau, isobare Expansion und isobare Rückverflüssigung fast vollständig mithilfe des internen Rekuperators realisiert werden. Der Arbeitskolben ist als hohler Freikolben mit Dichtringen am kalten Ende ausgeführt und folgt, ebenso wie der Oszillatorkolbenantrieb, dem Hubverlauf des Steuerkolbens, der vom externen Masterantrieb angetrieben wird. Alle externen Kolbenantriebe werden weitgehend kraftneutral mit hydraulischem Druckausgleich betrieben und erfordern prozessbedingt nur geringe mechanische Energiezufuhr. Aufgrund der gestreckten Ausbildung hat die Vorrichtung einen hohen Wärmewiderstand in Richtung der hydraulischen Druckräume bzw. Kältepole und erfordert prozessbedingt relativ wenig externe Kühlung.



**Beschreibung**

## Gebiet der Erfindung

**[0001]** Die Erfindung betrifft einen Kreisprozess für eine Wärmekraftmaschine mit äußerer Wärmezufuhr sowie eine Wärmekraftmaschine mit äußerer Wärmezufuhr, die gemäß dem erfinderischen Kreisprozess arbeitet.

**[0002]** Speziell betrifft die Erfindung überkritische Kreisprozesse und des Weiteren Wärmekraftmaschinen, die mit isothermer Expansion mit oder ohne Phasenwechsel ausgelegt sind.

## Hintergrund und Stand der Technik

**[0003]** Die gegenwärtig eingesetzten Wärmekraftmaschinen im unteren Leistungsbereich bis 150 kW nutzen überwiegend Heißgasprozesse ohne Phasenumwandlung mit innerer oder äußerer Wärmezufuhr, wobei der maximale Arbeitsdruck meist unterhalb 150 bar liegt. Der Clausius-Rankine-Prozess als Hochdruckverfahren mit Phasenumwandlung kommt heute fast ausschließlich nur noch in großen vielstufigen Wasser- oder ORC-Dampfturbinen im oberen Leistungsbereich zur Anwendung.

**[0004]** Alle heute üblichen Systeme wurden nach den idealen Gas- oder Verdampfungs-Kreisprozessen optimiert, wobei der Carnot-Kreisprozess mit seinen isothermen Anteilen als unerreichbare Grenze gilt. Diese Systeme weisen aber folgende Eigenschaften auf, die jeweils in der Summe die Nutzarbeit und Lebensdauer verringern. Die sich daraus ergebenden Wirkungsgrade werden allgemein akzeptiert.

1) Heißgas-Prozess mit innerer Verbrennung: sehr guter Wärmeeintrag bei hoher Drehzahl, hohe Verdichtungsarbeit, keine Rekuperierbarkeit, hohe Kühlverluste, hohe Druck- und Temperaturdifferenz, Verschleiß und Korrosion sehr hoch (z. B. Verbrennungsmotoren);

2) Heißgas-Prozess mit äußerer Verbrennung: schlechter Wärmeeintrag daher hohe Erhitzer-temperaturen bei hohen Drehzahlen von 300 bis 3500 U/min, geringe bzw. keine Verdichtungsarbeit, gute Rekuperierbarkeit, geringe Kühlverluste, mittlere Druck- und Temperaturdifferenz, Verschleiß und Korrosion gering, Abdichtungsprobleme des Arbeitsmediums (z. B. Stirlingmotoren, Gasturbinen);

3) Clausius-Rankine-Prozess (Wasser bzw. ORC) : guter Wärmeeintrag und keine Verdichtungsarbeit in Flüssigphase, sehr schlechte Rekuperierbarkeit nur bei Überhitzung (Economizer), große Kühlverluste auf niedrigstem Temperaturniveau, hohe Druck- und geringe Temperaturdifferenz,

höchstmögliche Drehzahlen (Turbinen mit mehrstufigem Aufbau daher sehr teuer), Verschleiß gering und Korrosion hoch (Dampfturbinen, Dampfmotoren).

**[0005]** Alle modernen Systeme setzen heute auf die Maximierung von Arbeitstemperatur, Arbeitsdruck und Drehzahl, um Wirkungsgrad und Masse/Leistungsgewicht im „klassischen Sinne“ zu verbessern. Ausnahmen davon sind nur im alternativen untersten Leistungsbereich (z. B. Solarwärmenutzung) zu finden. Eine isotherme Expansion bzw. Verdichtung erlaubt zwar die höchstmögliche Effizienz, steht aber den gegenwärtigen Systemen aufgrund der angestrebten kurzen Zykluszeiten diametral entgegen.

**[0006]** Folgende Verbesserungen zu den klassischen Kreisprozessen und zu deren Umsetzung wurden bereits vorgeschlagen bzw. realisiert.

**[0007]** Das Patent US 3 237 403 A beschreibt einen überkritischen Kreisprozess mit Phasenumwandlung. Vorgeschlagen wird CO<sub>2</sub> für Turbinen mit isentroper Expansion und Abwärmerecuperation über einen Gegenstrom-Wärmetauscher. Durch die innere Abkühlung des Arbeitsmediums nach der isentropen Expansion kann nur ein Teil der zugeführten Wärme rekuperiert werden. Die Rückführung des Arbeitsmediums und der Druckaufbau geschieht unter Energieverlusten klassisch über Kondensator und Kesselspeisepumpe. In der Summe sind somit nur geringe Verbesserungen bezüglich Expansionsrate und Energie-Effizienz erreichbar.

**[0008]** Im Patent DE 10 2006 02 85 61 B3 wird zur Annäherung an den isothermen Wärmeeintrag das Einspritzen einer heißen Flüssigkeit in das Arbeitsgas mit anschließendem Abpumpen vorgeschlagen. Der Motor ist ein großvolumiger Stirling-Langsamläufer mit oszillierender hydraulischer Energieauskoppelung.

**[0009]** Im Patent DE 10 2008 04 28 28 B4 werden Flüssigkolben für einen klassischen Stirling-Kreisprozess verwendet. Durch das wechselnde Eintauchen in einen strukturierten Wärmetauscher verbessert sich die isotherme Wärmeübertragung bei der Verdichtung und der Expansion und geringen Toträumen. Die Rekuperation geschieht im Gasbereich über Gegenstrom-Wärmetauscher. Die fluide Abdichtung und Energieumwandlung setzt aber ein hitzeresistentes Fluid bei sehr hohen Gastemperaturen und entsprechende Fluidarmaturen voraus.

**[0010]** Die Patentanmeldung DE 10 2009 05 72 10 A1 beschreibt einen Mehrzylinder-Stirlingmotor klassischer Bauart, bei dem eine überkritische Phasenumwandlung mit quasi isentropen Expansion genutzt wird, um den Wirkungsgrad zu verbessern. Die Probleme des isothermen Wärme-

eintrages, der großen Gas-Toträume und Arbeitsraumabdichtung nach außen bleiben hier weiterhin ungelöst.

**[0011]** Die Patentanmeldung DE 34 27 219 A1 betrifft einen überkritischen Dampfkraftmaschinen-Kreisprozess, bei dem ein als Arbeitsstoff dienendes, im überkritischen Temperaturbereich und Druckbereich unmittelbar aus der Flüssigphase gewonnenes, bei konstantem überkritischen Druck weiter überhitztes Heiß- oder Kaltgas einer Gasturbine zugeführt, in derselben bis nahe an den kritischen Punkt des Arbeitsstoffes adiabatisch oder polytropisch expandiert und die Abkühlung des Gases bis zu seiner vollständigen Verflüssigung mittels einer Wärmepumpe und/oder Expansionskammer vorgenommen ist.

**[0012]** Die Patentanmeldung US 2013/0 152 576 A1 betrifft ein System mit einem geschlossenen Kreisprozess zur Abwärmenutzung, umfassend einen Wärmetauscher, der Wärme von einer externen Wärmequelle in ein Arbeitsmedium transferiert, eine Expansionsmaschine, die in Fluidverbindung mit einem Auslass des Wärmetauschers ist und ausgestaltet ist, das Arbeitsmedium zu expandieren und mechanische Energie zu produzieren, einen Rekuperator, der in Fluidverbindung mit einem Auslass der Expansionsmaschine ist und ausgestaltet ist, Wärme von dem Arbeitsmedium zu entfernen, eine Kondensationseinheit, die in Fluidverbindung mit einem Auslass des Rekuperators ist und ausgestaltet ist, das Arbeitsmedium zu kondensieren, und eine Pumpe, die in Fluidverbindung mit einem Auslass der Kondensationseinheit ist und ausgestaltet ist, das kondensierte Arbeitsmedium zurück in den Rekuperator zu pumpen, wobei der Rekuperator in Fluidverbindung mit dem Wärmetauscher ist, so dass das Arbeitsmedium einem geschlossenen Weg folgt.

**[0013]** Die Patentanmeldung US 2011/0 271 676 A1 betrifft ein Verfahren, bei dem ein Arbeitsfluid direkt in einen Zylinder eingespritzt und aus dem Fluidüberkritischen in den Nassdampfzustand hinein, isentropisch und zweistufig expandiert wird. Danach erfolgt eine Kondensation in einem Wärmetauscher mithilfe des bereits rekombinierten verdichteten Arbeitsfluides.

**[0014]** Das Patent US 8 783 034 B2 betrifft einen thermodynamischen Kreisprozess für heiße Tage, bei welchem eine Pumpe ein Arbeitsmedium durch einen Wärmetauscher treibt, wo es erwärmt wird und über eine Turbine entspannt wird. Danach wird es auf Umgebungstemperatur gekühlt und durch einen mehrstufigen Kompressor mit Zwischenkühlung verflüssigt.

**[0015]** Das Patent US 8 006 496 B2 betrifft einen Motor mit Arbeitsfluid in geschlossenem Kreislauf mit mindestens einer Pumpe für den Druckaufbau im Flu-

id und für den weiteren Druckaufbau während der rekuperativen Wärmeaufnahme, sowie einer Heizvorrichtung um das Fluid über seine kritische Temperatur auf seine max. Arbeitstemperatur zu bringen. Am Ausgang folgt ein Expansionsorgan für die mechanische Energieumwandlung mit Rückfluss zum rekuperativen Wärmetauscher.

**[0016]** Das Patent US 4 077 214 A betrifft eine Wärmekraftmaschine für kondensierbaren Nassdampf als Arbeitsmedium, bestehend aus Zylinder und einem Kolben. Im oberen Totraum ist der Wärmeeintrag auf ein bestimmtes möglichst kleines Totraumvolumen abgestimmt.

#### Aufgabe

**[0017]** Aufgabe der Erfindung ist eine Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades über den Kreisprozess unter gleichzeitiger Vermeidung, der Hauptnachteile und unter Ausnutzung bestimmter Vorteile der eingangs aufgeführten Verfahren.

**[0018]** Ziel ist weiterhin die Erhöhung der Langlebigkeit, geringe Herstellungskosten und Flexibilität bezüglich der Wärmequelle. Ein Hauptproblem von hochverdichteten Stirlingmotoren ist auch die Abdichtung des Arbeitsmediums nach außen und die nachfolgende Energieauskopplung.

**[0019]** Der Einsatz soll vorrangig in der dezentralen Stromgewinnung als Alternative zu bisherigen Blockheizkraftwerken bzw. in deren Abgas-Nachverstromung, sowie in der Biomassenutzung und Geothermie erfolgen.

#### Lösung

**[0020]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch einen Kreisprozess mit den Merkmalen nach Anspruch 1 und einer Wärmekraftmaschine mit den Merkmalen nach Anspruch 5 gelöst.

**[0021]** Beispielhafte Weiterbildungen der Merkmale in den Ansprüchen 1 und 5 sind in den Unteransprüchen 2 bis 4 sowie 6 bis 14 angegeben.

**[0022]** Bereitgestellt wird demnach ein überkritischer Kreisprozess mit Phasenumwandlung für Wärmekraftmaschinen mit Arbeitsraum-externer Wärmezufuhr, wobei ein Arbeitsmedium in einem Arbeitsraum unter Arbeitsraum-externer Wärmezufuhr isotherm bei einer vorbestimmten oberen Arbeitstemperatur überkritisch expandiert wird, sodann isobar überkritisch mit einem vorbestimmten unteren Arbeitsdruck  $p_u$  auf eine vorbestimmte untere Arbeitstemperatur rückverflüssigt wird, wobei die vorbestimmte untere Arbeitstemperatur unterhalb der kritischen Temperatur des Arbeitsmediums liegt, wobei die hierbei freiwerdende Wärme-

energie in einer Wärmezwichenspeichervorrichtung zwischengespeichert wird,  
 unter Wärmezufuhr aus der Wärmezwichenspeichervorrichtung ein isochorer Druckaufbau in der Flüssigphase erreicht wird,  
 unter Wärmezufuhr aus der Wärmezwichenspeichervorrichtung weiter isobar überkritisch mit einem vorbestimmten oberen Arbeitsdruck auf die vorbestimmte obere Arbeitstemperatur expandiert wird,  
 wobei der Kreisprozess stets oberhalb des kritischen Drucks der Nassdampfkurve des Arbeitsmediums abläuft.

**[0023]** Vorteilhafterweise erfolgt die externe Wärmeenergiezufuhr während der isothermen Expansion und alle Prozessschritte mit Ausnahme der isothermen Expansion werden durch eine Rekuperation der Wärmeenergie für mithilfe der Wärmezwichenspeichervorrichtung ermöglicht.

**[0024]** Weiter vorteilhafterweise ist die Differenz zwischen der vorbestimmten oberen Arbeitstemperatur und der vorbestimmten unteren Arbeitstemperatur größer als 150 Kelvin, insbesondere mehrere 100 Kelvin, und wobei der untere Arbeitsdruck zumindest über dem kritischen Druck des Arbeitsmediums liegt und die Differenz zwischen dem oberen Arbeitsdruck und dem unteren Arbeitsdruck mehr als 50 bar beträgt, insbesondere mehrere hundert bar und wobei die Expansionsrate mehr als das Siebenfache des verflüssigten Arbeitsvolumens beträgt.

**[0025]** Weiter vorteilhafterweise wird durch Arbeitsraum-externen Wärmeentzug ein Kältepol über Wärmebrücken zum Wärmepol hin aufrechterhalten.

**[0026]** Des Weiteren umfasst die Erfindung eine Wärmekraftmaschine mit externer Wärmezufuhr und hydraulischer Energieauskopplung zur Durchführung eines thermodynamischen Kreisprozesses mit isothermer Expansion, isochorem Druckaufbau und isobarer Arbeitsvolumenexpansion und Arbeitsvolumenkontraktion, zur Durchführung des erfindungsgemäßen Kreisprozesses, aufweisend:  
 zumindest einen Arbeitszylinder und einen Kontraktionszylinder, wobei im Arbeitszylinder ein Arbeitskolben hin und her beweglich angeordnet ist, der einen Arbeitsraum definiert, in dem ein Arbeitsmedium periodisch kontrahierbar und expandierbar  
 wobei im Kontraktionszylinder ein Steuerkolben hin und her beweglich angeordnet ist,  
 wobei im Kontraktionszylinder des Weiteren eine Wärmezwichenspeichervorrichtung angeordnet ist, wobei die Wärmezwichenspeichervorrichtung Wärmeenergie während der Arbeitsvolumenkontraktion speichert und die gespeicherte Wärmeenergie für den anschließenden isochoren Druckaufbau und zur weiteren isobaren Expansion bereitstellt,  
 am Arbeitszylinder eine Erhitzereinrichtung zur Zuführung Arbeitsraum-externer Wärme angeordnet ist,

mittels derer das Arbeitsmedium im Arbeitszylinder isotherm erhitzbar ist,  
 wobei im Arbeitszylinder des Weiteren ein wärmeleitfähiger Oszillatorkolben angeordnet ist, der im expandierenden Arbeitsraum des Arbeitszylinders hin und her beweglich ist und zum Übertragen von externer Wärme über die Zylinderwandung ins Arbeitsmedium ausgestaltet ist,  
 wobei der Oszillatorkolben Durchbrüche in seiner Axialrichtung aufweist, welche so dimensioniert sind, dass das Arbeitsmedium turbulent hindurchgedrückt und nach Austritt aus dem Oszillatorkolben im Arbeitszylinder verwirbelt wird.

**[0027]** Vorteilhafterweise sind Hydraulikbereiche vorgesehen, die unter gleichem Druck stehen wie das Arbeitsmedium im Arbeitsraum und eine Volumenänderung des Arbeitsmediums nach außerhalb des Arbeitsraumes übertragen und eine zusätzliche hermetische Abdichtung des Arbeitsraumes gewährleisten.

**[0028]** Weiter vorteilhafterweise kann die Wärmekraftmaschine aufweisen: einen Master-Antrieb in Form einer Kurvenscheibe oder eines Linearaktors zum Betätigen des Steuerkolbens sowie einen Slave-Antrieb in Form eines Lineargetriebes oder Linearaktors, welcher mit dem Master-Antrieb synchronisiert ist und mit dem Oszillatorkolben axial verbunden ist, und wobei sich der Master-Antrieb und der Slave-Antrieb zum Zwecke des Differenzdruckausgleiches entweder vollständig oder teilweise innerhalb der Hydraulikbereiche befinden.

**[0029]** Weiter vorteilhafterweise kann die Wärmekraftmaschine aufweisen: Jeweils eine Druckraum-extern angetriebene Magnetkupplung, die mit dem Oszillatorkolben von außen verschiebbar magnetisch gekoppelt ist, und eine Druckraum-extern angetriebene Magnetkupplung, die mit dem Steuerkolben von außen verschiebbar magnetisch gekoppelt ist.

**[0030]** Weiter vorteilhafterweise kann die Wärmekraftmaschine einen statischen Regenerator und Kühlkörper oder einen mit dem Steuerkolben verbundenen beweglichen Regenerator umfassen.

**[0031]** Weiter vorteilhafterweise kann der Kontraktionszylinder derart dimensioniert sein, dass er das gesamte verflüssigte Arbeitsmedium aufnehmen kann.

**[0032]** Weiter vorteilhafterweise können am Kontraktionszylinder Kühleinrichtungen angeordnet sein.

**[0033]** Weiter vorteilhafterweise kann der Arbeitskolben als verlängerter Freikolben und Medientrennkolben zwischen dem Arbeitsraum und dem Hydraulikbereich ausgestaltet sein, der Kolbendichtungen auf der Seite des Kältepolen außerhalb des heißen Arbeitsraumes aufweist, wobei der Kältepol mit einer Kühlvorrichtung versehen sein kann.

**[0034]** Weiter vorteilhafterweise kann der Steuerkolben entweder mit Kolbendichtungen als Medientrennkolben zwischen dem kalten Bereich des Arbeitsraumes und dem Hydraulikbereich oder innerhalb des kalten Bereiches des Arbeitsmediums als Verdränger ohne Kolbendichtungen ausgebildet sein.

**[0035]** Weiter vorteilhafterweise kann die Erhitzer-einrichtung als Brennkopf mit Wärmetauscherrippen oder als isolierte Heizmanschette ausgebildet sein, die mit einem Wärmeträgermedium gefüllt ist.

**[0036]** Weiter vorteilhafterweise kann die gesamte Maschine als Langsamläufer mit hohem maximalem Arbeitsdruck und hoher Expansionsrate ausgestaltet sein.

**[0037]** Zusammengefasst betrifft die Erfindung also einen Kreisprozess, der eine fast vollständige Umwandlung von Wärme in mechanische Energie ermöglicht und die Hubkolben-Vorrichtung um diesen umzusetzen. Dieser vollständig überkritische Kreisprozess mit isothermer Expansion ermöglicht trotz Phasenwechsel eine sehr hohe Rekuperationsrate, da jede Energieänderung des Arbeitsmediums in der oberen und unteren Isobaren, mit einer nichtlatenten Temperaturänderung auf etwa gleichem Niveau verbunden ist. Die isotherme Expansion ermöglicht zudem das größtmögliche Ausdehnungsverhältnis des Arbeitsmediums im Rahmen dieses Kreisprozesses. Es übertrifft das von reinen, extern beheizten Heißgasmaschinen von maximal 1:3 um ein Vielfaches. Da der Druckaufbau (vgl. Punkt 3 bis Punkt 4 in **Fig. 1**) erfolgt, entfällt auch die mechanische Vorverdichtungsarbeit. Dabei werden extrem hohe Drücke von mehreren 100 bar im fluiden Arbeitsmedium erreicht, die durch die Generatorlast mit Überdruckventil bestimmt werden. Um diese Drücke bei langsamer Hubfrequenz generatorisch umzusetzen und eine bestmögliche Abdichtung des Arbeitsraumes zu erreichen, ist die erfindungsgemäße Vorrichtung mit einer hydraulischen Energiewandlung versehen. Die isotherme Expansion (1-2) des gasförmigen Arbeitsmediums wird durch Wärmezufuhr über die Zylinderwandung und einen Oszillatorkolben mit Turbulatorschlitz realisiert, der im sich vergrößernden Arbeitsraum linear oszilliert. Fast die gesamte äußere Wärmezufuhr erfolgt während der isothermen Expansion (1-2) bei langsamer Hubfrequenz, während alle anderen Schritte: isochorer Druckaufbau (3-4), isobare Expansion (4-1) und isobare Rückverflüssigung (2-3) fast vollständig mithilfe des internen Rekuperators realisiert werden. Der Arbeitskolben ist als hohler Freikolben mit Dichtringen am kalten Ende ausgeführt und folgt, ebenso wie der Oszillatorkolbenantrieb, dem Hubverlauf des Steuerkolbens, der vom externen Masterantrieb angetrieben wird. Alle externen Kolbenantriebe werden weitgehend kraftneutral mit hydraulischem Druckausgleich betrieben und erfordern prozessbedingt nur geringe mechani-

sche Energiezufuhr. Aufgrund der gestreckten Ausbildung hat die Vorrichtung einen hohen Wärmewiderstand in Richtung der hydraulischen Druckräume bzw. Kältepole und erfordert prozessbedingt relativ wenig externe Kühlung.

**[0038]** Die Erfindung ist mit folgenden Schwerpunkten und Vorteilen verbunden:

1) Flexibilität bei der Auswahl des Wärmeträgers und hoher Wirkungsgrad.

**[0039]** Beide Forderungen können durch die äußere Verbrennung mit rekuperativer Brennerluftvorwärmung ideal gelöst werden.

**[0040]** Da Turbinen im unteren Leitungsbereich zu teuer und zu ineffizient sind, kommt hier bisher allein der Heißgas- oder Stirlingmotor zum Einsatz. Allerdings haben viele Probleme seine größere Verbreitung verhindert wie Dichtigkeit, schlechter isothermer Wärmeeintrag, Totraumverluste, kompliziert, zu komplex, zu teuer.

**[0041]** Bei Verbrennungsmotoren mit innerer Verbrennung ist eine Vorwärmung der Ansaugluft generell nicht möglich, da der proportional sinkende Füllungsgrad dem entgegensteht. Die Brennstoffwahl ist ebenfalls sehr begrenzt.

2) Ein möglichst isothermer Wärmeeintrag

**[0042]** Dieser benötigt Zeit, eine möglichst große Wärmetauscherfläche und einen hohen Wärmeleitwert des Arbeitsmediums. Dem stehen aber die Anforderung an eine möglichst hohe Drehzahl und geringe Totraumverluste entgegen. Daher stellen die gängigen Stirlingmotoren und Gasturbinen immer nur einen Kompromiss diesbezüglich dar.

3) Geringe bis keine Verdichtungsarbeit

**[0043]** Dies gelingt nur bei zyklisch arbeitenden Kolbenmaschinen unter isochorer Wärmezufuhr bei kraftneutraler oder differenzdruckneutraler Verschiebung eines bestimmten Arbeitsvolumens über die äußere Wärmequelle.

**[0044]** Die erfindungsgemäße Maschine (nach **Fig. 3**) verwendet aufgrund des überkritischen Kreisprozesses ein Arbeitsmedium mit einem oberen Arbeitsdruck von mehreren 100 bar, hoher spezifischer Dichte und daher hohem Wärmeleitwert. Da dieser Kreisprozess immer oberhalb des kritischen Drucks der Nassdampfkurve verläuft, sind alle Wärmetauschvorgänge nichtlatent, d. h. mit einem Temperaturgradienten verbunden. Dies ermöglicht prinzipiell die Wärmerückgewinnung im Bereich der isobaren Expansion bzw. Kontraktion in einem Gegenstrom-Wärmetauscher oder Rekuperator und wird bei

Heißgasprozessen bereits ausgenutzt. Das Besondere des überkritischen Kreisprozesses ist aber, dass dabei gleichzeitig eine Phasenumwandlung stattfindet, sofern die tiefste Prozesstemperatur  $T_u$  unterhalb der kritischen Temperatur des Arbeitsmediums liegt. Das ergibt prinzipiell eine hohe Expansionsrate in der Gasphase und keine Verdichtungsarbeit (bei isochorer Wärmezufuhr) in der Flüssigphase. Da die erforderliche externe Wärmezufuhr fast ausschließlich isotherm erfolgt, wird theoretisch eine nahezu vollständige Energieumwandlung erreicht. Die Einsatzmöglichkeiten des Systems werden durch die Wahl des Arbeitsmediums bestimmt und können auch noch im Bereich der Nachverstromung, Geothermie, oder Solarthermie liegen. Die kritische Temperatur des Arbeitsmediums sollte dabei immer knapp über der des Kältepol, und möglichst weit unterhalb der maximalen Arbeitstemperatur  $T_o$  liegen. Der maximale Arbeitsdruck  $p_o$  wird allein durch das Gegenmoment des Generators bestimmt, sollte aber zweckmäßigerweise im Bereich von Hydraulikanlagen liegen.

**[0045]** Durch dieses Zusammenspiel der Einzelkomponenten wird bei Hubfrequenzen von etwa  $1/s$  die gleiche Leistung erzielt wie bei einem Helium-Stirlingmotor mit gleichem Hubvolumen bei unter 100 bar und 1500 U/min. Der hohe Wärmeleitwert des überkritischen, teilweise flüssigen Arbeitsmediums und die geringe Hubfrequenz unter Mitwirkung eines Oszillatorkolbens als aktiver Wärmeübertrager ist die erfindungsgemäße Basis für einen, annähernd isothermen Wärmeeintrag während der Expansion. Aufgrund der geringen Kolbengeschwindigkeit, des sauberen Arbeitsmediums und der hydraulischen Energieauskopplung und Schmierung, hat dieses System eine weitaus höhere Lebensdauer und geringeren Verschleiß als derzeit übliche Heißgasmaschinen. Das Hydrauliköl steht hinter den beidseitigen Medien-Trennkolben immer im Druck-Gleichgewicht zum Arbeitsmedium und gewährleistet zusätzlich zu den Kolbendichtungen eine hermetische Abdichtung nach außen. Es sollte daher ein polares Arbeitsmedium eingesetzt werden, das weitgehend unlöslich in Mineralöl ist (z. B. ist dipolares Wasser nicht löslich im „unpolaren Lösungsmittel“ Öl).

**[0046]** Die Zweizylindervariante mit  $180^\circ$  Phasenversatz wird gewählt, um eine möglichst gleichmäßige hydraulische Energieauskopplung zu erreichen. Die Zylinderzahl kann aber von ein bis mehrere projektiert werden, wobei ein Druckspeicher und eine Leckölpumpe eingesetzt werden sollte, um den unteren Arbeitsdruck  $p_u$  sicherzustellen. Als Hydraulikkomponenten, incl. Hydraulikmotor, Hydraulikdichtungen, Ventile und Schläuche können Serienteile von 220 bis 700 bar eingesetzt werden.

**[0047]** Das System ist sehr gestreckt ausgeführt, um den Wärmewiderstand (ähnlich dem Ohmschen

Widerstand) von der heißen Arbeitsraum-Zone zu den kalten Zonen an beiden Zylinderenden möglichst groß zu machen und so die Kühlverluste zu minimieren.

**[0048]** Die Erfindung wird anhand von Ausführungsbeispielen und der Zeichnung näher beschrieben. Es folgen die Kurzbeschreibungen der Zeichnungen:

**[0049]** Fig. 1: idealisierter überkritischer (T-p-v-p) Kreisprozess nach dem die erfindungsgemäße Maschine arbeitet am Beispiel des log-ph-Diagramms von  $CO_2$  als Arbeitsmedium;

**[0050]** Fig. 2: hydraulische Schaltung der Maschine in Doppelzylinderanordnung zur Energieauskopplung;

**[0051]** Fig. 3: Zwei Arbeitszylinder in der bevorzugten Bauweise mit  $180^\circ$  Phasenversatz und mechanischer Ansteuerung;

**[0052]** Fig. 4: Aufbau wie in Fig. 3 mit Ansteuerung über interne differenzdruckkompensierte Linearaktoren;

**[0053]** Fig. 5: Aufbauvariante mit magnetisch gekoppeltem externen Servoantrieb mit Differenzdruckkompensation und dem Steuerkolben als Tauchkolben ohne Medientrennung; und

**[0054]** Fig. 6: Weg-Zeit-Steuerkurven der 3 Aktoren.

**[0055]** Fig. 1 ist ein idealisiertes log-ph-Diagramm des überkritischen isothermen (T-p-v-p)-Kreisprozess, nach dem dieses System erfindungsgemäß arbeitet. Der idealisierte Kreisprozess läuft rechts herum durch die Eckpunkte 1 bis 4 am Beispiel des Arbeitsmediums  $CO_2$ . Er liegt vollständig über dem kritischen Druck und geht knapp unter die kritische Temperatur des Arbeitsmediums, um einen Phasenwechsel vom flüssigen in den überkritischen Gaszustand zu erreichen. Der Temperaturbereich der Wärmequelle ist daher entscheidend für die Wahl des Arbeitsmediums (z. B.  $CO_2$ ,  $NH_3$ , sonstige Kältemittel, Wasser usw.). Durch den Phasenwechsel und die isotherme externe Wärmezufuhr ist trotz der hohen Prozessdrücke ein Expansionsverhältnis  $> 10$  erreichbar. Bei reinen Heißgasprozessen (Ericsson, Stirling u. a.) mit maximalen Arbeitsdrücken um 40 bis 100 bar liegt dieses meist real zwischen 2 und 3. Gleichzeitig wird durch die isotherme Expansion (1-4) ein sehr hoher Rekuperationsgrad während der isobaren Expansion (4-1) bzw. Kontraktion (2-3), bei minimalem Kühlwasserbedarf erreicht. Durch den isochoren Druckaufbau unter Wärmezufuhr (3-4) in der Flüssigphase ist zudem ein extrem hoher Arbeitsdruck  $p_o$  ohne mechanische Energiezufuhr realisierbar. Dies alles führt theoretisch in der Summe zu einer annähernd vollständigen Umwandlung der extern

zugeführten Wärme in mechanische Energie. Dabei liegen die praktischen Wirkungsgrade mit  $\text{CO}_2$  ab einer Arbeitstemperatur  $T_0$  von  $450^\circ\text{C}$  mit 60% weit über demjenigen reiner Heißgasprozesse ohne Phasenumwandlung bzw. über demjenigen des Clausius-Rankine-Dampfprozesses oder ORC-Verfahrens mit ihren großen Kühlverlusten.

**[0056]** Von Punkt 1 bis Punkt 2 erfolgt idealisiert eine isotherme Expansion (T), während der die gesamte externe Wärmezufuhr erfolgt. Diese äußere Wärmezufuhr entspricht der Enthalpie-Differenz zwischen Punkt 2 und Punkt 2\* auf der x-Achse in kJ/kg, bezogen auf das Arbeitsmedium. Wie man an den schräg verlaufenden Isochoren erkennt, ist dadurch eine maximale Volumenexpansion des Arbeitsmediums bis zur unteren Isobaren möglich. Da die Isothermen in der Heißzone fast senkrecht verlaufen, ergibt sich auf der x-Achse die Möglichkeit einer fast vollständigen Energie-Rekuperation nach Abschluss der isobaren Expansion. Für einen möglichst hohen Rekuperationsgrad bei minimalem Kühlverlust, müssen die jeweilige Temperatur- und Enthalpiedifferenz auf der oberen und unteren Isobaren, ausgehend von Punkt 1 und Punkt 2 bei  $T_0$  bis zum Fluidpunkt 3 bei  $T_u$ , sowie deren Temperaturniveaus annähernd gleich sein. Die Wärme fließt dabei im rechtslaufenden Arbeitsprozess tendenziell von der unteren Isobaren  $p_u$  zur oberen Isobaren  $p_o$ , wobei jede Energieänderung (anders als beim latenten Siedevorgang) mit einer entsprechenden Temperaturänderung verbunden ist

**[0057]** Im Vergleich dazu erkennt man bei der isentropen Expansion von Punkt 1 bis Punkt 2\* das die Volumen-Expansionsrate geringer ist und das nach erfolgter Expansion eine geringere Temperatur- und Enthalpiedifferenz bis zum Fluidpunkt 3 bei  $T_u$  im Arbeitsmedium verbleibt, obwohl die gleiche externe Wärmemenge nach der Enthalpie-Differenz zwischen Punkt 2 zu 2\* zugeführt wurde. Dies hat unmittelbar negative Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad des Kreisprozesses. Derzeitige Systeme (Motoren, Gasturbinen) nutzen (wie bereits beschrieben) vorrangig die isentrope Expansion, oftmals auch ohne Rekuperation.

**[0058]** Von Punkt 2 bis Punkt 3 erfolgt die isobare überkritische Rückverflüssigung durch Zwischenspeicherung der entzogenen Wärme im Rekuperator (oder über einen Gegenstrom-Wärmetauscher unter Wärmeabgabe nach Punkt 4 bis 1). Dafür ist keine zusätzliche mechanische Arbeit nach  $W = dp \times dV$  und erforderlich, da die Volumenänderung mit Druckausgleich am Arbeits- und am Steuerkolben bei konstantem unterem Gegendruck  $p_u$  erfolgt. Je vollkommener die Verflüssigung bei Minimierung schädlicher Restgas-Toträume gelingt, desto höher ist das Expansionsverhältnis und damit der Wirkungsgrad.

**[0059]** Von Punkt 3 bis Punkt 4 wird die anschließende Expansion mit einem isochoren Druckaufbau durch Wärmezufuhr aus dem Rekuperator eingeleitet und erfordert durch den sukzessivem Druckausgleich bei konstantem Arbeitsvolumen keine zusätzliche mechanische Pumparbeit nach  $W = dp \times dV$  und  $dV = 0$ . Dieser sukzessive Druckausgleich wird durch den zyklischen Arbeitsablauf des erfindungsgemäßen Hubkolben-Systems ermöglicht und ist so z. B. bei azyklischen Turbinenprozessen nicht möglich.

**[0060]** Von Punkt 4 bis Punkt 1 erfolgt die isobare Expansion durch weitere Wärmezufuhr aus dem Rekuperator (oder einen Gegenstrom-Wärmetauscher bei Wärmeentnahme aus Punkt 2 bis Punkt 3). Der konstante obere Arbeitsdruck  $p_o$  während dieses Vorgangs ist unabhängig vom Arbeitsmedium und wird allein vom Generator-Gegenmoment bestimmt. Je höher die Differenz aus oberem und unterem Arbeitsdruck, desto höher der Leistungsumsatz.

**[0061]** In Fig. 2 ist der Schaltplan zur hydraulischen Energieumwandlung der Translation in eine kontinuierliche Rotation mit Übersetzung auf Generatordrehzahl dargestellt. Generator **20** ist über eine Kuppelung mit Hydraulikmotor **22** und Schwungrad **21** verbunden. Die Hochdruckseite HD wird im Wechsel von den Rückschlagventilen **25.1** über die jeweiligen Hochdruckleitungen **26.1** der Arbeitszylinder befüllt. Mögliche Druckspitzen werden mit dem Druckregelventil **24.1** geglättet. Die Niederdruckseite ND ermöglicht den Ölrücklauf aus dem Hydraulikmotor **22** in die Arbeitszylinder über die Rückschlagventile **25.2** und die jeweiligen Niederdruckleitungen **26.2** der Arbeitszylinder. Das Druckniveau auf der Niederdruckseite ND wird mit dem Druckregelventil **24.2**, dem Druckspeicher **28** und der Leckölpumpe **29** aufrechterhalten. Die Leitungen **27** sind Bypassleitungen, um den Druckausgleich zwischen beiden Enden der Arbeitszylinder zu ermöglichen.

**[0062]** In Fig. 3 ist der bevorzugte Aufbau in Zweizylinder-Anordnung mit  $180^\circ$  Phasenversatz mit mechanischer Ansteuerung dargestellt, wie er bei Brenntemperaturen bis  $1200^\circ\text{C}$  für den überkritischen Kreisprozess nach Anspruch 1–4 (Fig. 1) aber auch mit realem Heißgas (z. B. Luft, Helium usw.) bei gleichem Prozessablauf zum Einsatz kommen kann.

**[0063]** Der Arbeitszyklus im oberen Zylinder beginnt mit dem isothermen Expansionshub des Arbeitskolbens **3**, nachdem der Steuerkolben **1** mithilfe des gemeinsamen Master-Kurvenscheibenantriebs **1b–1d** maximal ausgefahren wurde.

**[0064]** Der Arbeitskolben **3** ist ein Differenzial-Freikolben, der immer das beidseitige Druck-Gleichgewicht anstrebt und durch geringste Druckdifferenzen bewegt wird. Er ist als isolierender Hohlkolben mit In-

nenrohr und Dichtungen nahe dem Kältepol bei HR1 ausgeführt. Während der Expansion wird das gasförmige Arbeitsmedium im Arbeitsraum AR mithilfe des, über die Zylinderwandung **4** erwärmten Oszillatorkolbens **5** gleichmäßig nacherhitzt. Dieser oszilliert während der Expansion mit zunehmender Amplitude zwischen dem festen Verflüssigungszylinder **2** und dem Arbeitskolben **3** hin und her. Der jeweilige Oszillatorkolben wird durch einen linearen Slave-Servoantrieb **5.b** bewegt, der mit dem Master-Antrieb **1b–1d** synchronisiert ist. Der Oszillatorkolben **5** weist am Umfang in Axialrichtung feine Schlitzlöcher auf, durch die das Arbeitsgas turbulent hindurchgedrückt, und danach verwirbelt wird. Dadurch wird gewährleistet, dass während der Expansion möglichst jedes Molekül des Arbeitsgases mit dem heißen Oszillatorkolben **5** und der Zylinderwandung **4** immer wieder in Berührung kommt und so nacherhitzt wird. Während des isothermen Expansionsvorganges sinkt der Arbeitsdruck kontinuierlich ab, während die Temperatur des Arbeitsgases und der umgebenden Bauteile um den Arbeitsraum AR durch die äußere Wärmezufuhr annähernd konstant bleiben. Dadurch wird der Entstehung von Wechsellastspannungsrissen und Temperaturschwankungen in diesem hochbeanspruchten Zylinderbereich **4** vorgebeugt.

**[0065]** Die Rückkontraktion bzw. Rückverflüssigung in AR erfolgt über den gesamten Weg kontinuierlich und simultan mit der Rückzugsbewegung des Steuerkolbens **1**. Der Oszillatorkolben liegt dabei am Arbeitskolben **3** an und wird von diesem passiv mitbewegt. Die Rückkontraktion bzw. Rückverflüssigung erfolgt isobar, wobei der untere Systemdruck  $p_u$  über ein Druckregelventil, eine Leckölpumpe und einen Druckspeicher stabil gehalten wird. Fast der gesamte Wärmeentzug kann, entsprechend dem Kreisprozess in **Fig. 1** nichtlatent über den Regenerator **7** erfolgen. Der Vorteil eines Regenerators gegenüber einem Gegenstrom-Wärmetauscher liegt darin, dass er z. B. aus druckstabilem feinem Stahldraht besteht und deshalb auch bei höchsten Arbeitsdrücken eine größtmögliche Oberfläche und Turbulenz des Arbeitsmediums ermöglicht. Er erfordert allerdings eine zyklisch wechselnde Durchströmung einer abgestimmten Menge des Arbeitsmediums und wird daher z. B. bei Turbinen, trotz seiner Vorteile nicht eingesetzt. Der Regenerator kann im Gegensatz zum Gegenstrom-Wärmetauscher bezüglich der Wärmespeicherkapazität pro Hub überdimensioniert werden um den größtmöglichen Wärmetausch sicherzustellen.

**[0066]** Um das Arbeitsmedium anschließend sicher zu kontrahieren bzw. zu verflüssigen, wird es durch die Turbulatorschlitzlöcher des Kühlkörpereinsatzes **6**, ähnlich denen beim Oszillatorkolben **5**, gedrückt. Kühlkörpereinsatz **6**, Kontraktionszylinder **2** und Hydraulikbereich HR1 werden durch einen Wasser-Kühlmantel oder Luftkühler **8** angemessen gekühlt. Der optionale Wasser-Kühlmantel oder Luftkühler **9**

soll ebenso die Erwärmung in Richtung HR2 verhindern. Diese Wärmeabfuhr ist vorrangig vom Widerstand der Wärmebrücken von AR zu HR1 und HR2 abhängig und ist nicht (wie sonst üblich) dem Kreisprozess geschuldet. Sie dient damit zugleich der Aufrechterhaltung des Temperaturgefälles zwischen dem heißen Pol in AR und den kalten Polen in HR1 und HR2 und erfordert vergleichsweise geringe Mengen an Kühlwasser. Je nach Arbeitsmedium kann zur Kühlung auch vorzuwärmendes Frischwasser oder Heizungswasser Verwendung finden.

**[0067]** Das Volumen des Kontraktionszylinders **2** incl. der Turbulatorschlitzlöcher im Kühlkörpereinsatz **6** ist so bemessen, dass es das gesamte kontrahierte bzw. verflüssigte Arbeitsmedium am oberen Totpunkt OT (= AR-Minimum) aufnehmen kann. Bei Erreichen des OT durch den Steuerkolben **1** ist auch der Arbeitskolben **3** zwangsläufig im OT, sodass sich der schädliche Totraum der Gasphase allein auf die heißen Hohlräume im Regenerator **7** und Turbulatorschlitzlöcher des, nun eingeklemmten Oszillatorkolbens **5** beschränkt. Damit wird, im Gegensatz zu üblichen Stirlingmaschinen und Gasturbinen, trotz einer großen Wärmetauscherfläche und Turbulenz gleichzeitig ein Minimum an schädlichem Gas-Totraum im OT erzielt.

**[0068]** Der folgende isochore Druckaufbau wird augenblicklich durch das Ausschleichen des Steuerkolbens einer geringen Teilmenge des kontrahierten bzw. flüssigen Arbeitsmediums über rekuperative Wärmezufuhr realisiert. Der damit einhergehende sukzessive Druckausgleich ist nur bei zyklischen Arbeitsprozessen möglich und nicht bei kontinuierlichen Prozessen (z. B. Turbinen mit Kesselspeisepumpe). Er verringert die aufzuwendende Arbeit zum Aufbau des Arbeitsdrucks auf den Staudruck des Arbeitsmediums. Wegen des externen Stangenantriebes **1.a** kommt hier noch die differentielle Kolbenarbeit ( $\text{Hub} \times \text{Stangenquerschnitt}$ ) des Steuerkolbens hinzu.

**[0069]** Mit Erreichen des oberen Arbeitsdruckes  $p_o$  führt das weitere Ausschleichen des Steuerkolbens **1** zu einer isobaren Expansion bzw. Vergasung des nachfolgenden Arbeitsmediums mithilfe der, zuvor im Regenerator **7** eingespeicherten Wärmeenergie und Temperatur  $T_o$ . Der Hub des Arbeitskolbens **3** im Verhältnis zum Steuerkolben **1** wird dabei von der temperaturabhängigen spezifischen Expansionsrate des Arbeitsmediums und dem oberen Arbeitsdruck  $p_o$  bestimmt. Der Oszillatorkolben **5** wird während der gesamten isobaren Expansion nicht mitbewegt und verharrt in der linken, gestrichelt gezeichneten Position. Der obere Arbeitsdruck  $p_o$  wird durch das Arbeitsmedium und das geregelte Lastmoment des Generators festgelegt. Er kann unter diesen Umständen solange aufrechterhalten werden, wie der Steuerkolben kontinuierlich ausfährt und noch Arbeitsmedium in den heißen Arbeitsraum AR hinüberschiebt.



Ist der Steuerkolben am Kühlkörpereinsatz **6** (UT) angelangt, sinkt der Arbeitsdruck zwangsläufig ab.

**[0070]** Die isolierte Brennkammer **10** hat die Aufgabe, die Brenngase so zu führen, dass sie die Wärme der Brenngase optimal an die Zylinderrippen des Arbeitszylinders **4** übertragen. Die noch heißen Abgase (knapp über  $T_0$ ) werden anschließend über einen separaten Gegenstrom-Wärmetaucher entweder zur Brennerluft-Vorwärmung oder zur Erwärmung von Heizungs- oder Brauchwasser genutzt.

**[0071]** Fig. 4 stellt eine hermetische Ansteuerungsvariante im Vergleich zu Fig. 3 dar. Sowohl die Steuerkolben als auch die Oszillatorkolben werden über Linearantriebe oder hydraulische Zylinder bewegt. Sie befinden sich innerhalb der Hydraulikflüssigkeit in HR1 und HR2 in völligem Differenz-Druckausgleich. Die Antriebsmotoren können über Drehdurchführungen auch außerhalb des Druckraums HR1 und HR2 angeordnet sein. Abgesehen von der aufwendigeren Servo- bzw. Proportionalregelung für jeden einzelnen Zylinder ist der mechanische Aufbau einfacher und verschleißarm. Diese Version ist daher für größere kostenintensive Systeme sinnvoll, bei denen es primär auf Lebensdauer und Zuverlässigkeit ankommt.

**[0072]** Fig. 5 stellt eine Abwandlung zur Bauart nach Fig. 3 dar, die vor allem für Niedertemperaturanwendungen sinnvoll ist. Das gesamte System ist hermetisch dicht und die Aktoren werden mit Magnetkuppelungen und Differenzdruckausgleich bewegt.

**[0073]** Der Steuerkolben ist hier als rein dichtungslöser Verdränger **1** mit Magnetring **1.a** und Rekuperator **1.c** als eine Baugruppe ausgeführt. Er befindet sich komplett innerhalb des Arbeitsmediums und wird über den Magnetring **1.b** bewegt. Die Niedertemperaturnutzung erfordert unter Umständen ein Arbeitsmedium, dessen kritische Temperatur unterhalb der Umgebungstemperatur ist. Die Verflüssigungstemperatur um den Verdränger **1** muss dabei mindestens 10 K unterhalb dieser kritischen Temperatur liegen. Dies ist z. B. über eine kleine externe Wärmepumpe erreichbar. Da Hydrauliköl bei diesen Kältegraden dickflüssig wird bzw. seinen Stockpunkt unterschreitet und Dichtungen spröde werden, wurde diese Version mit einem dichtungslosen Verdrängerkolben **1** ausgestattet. Der Wärmewiderstand ist hier im Vergleich zur Version in Fig. 3 allerdings geringer, was höhere Kühlverluste im Bereich HR1 zur Folge hat. An die Stelle der Rippenzylinder treten hier isolierte Heizmanschetten **4** mit Heizwasser oder Wärmeträgeröl. Der Oszillatorkolben **5** wird hier mit einer hohlen Magnetstange **5.a** über einen Magnetring **5.b** bewegt. Das Hydrauliköl in HR2 kann um die Magnetstange herum und hindurch fließen, sodass ein vollständiger Druckausgleich und minimaler Strömungswiderstand gewährleistet sind. Die Kühlung auf dieser Seite kann entfallen, sofern die Arbeitstempera-

tur des Arbeitsmediums die Grenztemperatur des Hydrauliköls im Raum HR2 nicht unzulässig überschreitet.

**[0074]** Generell ist die gesamte Anordnung bestmöglich zu isolieren (**10** und **11**), da der Kältepol im Bereich HR1 eventuell unterhalb, und der heiße Pol im Arbeitsraum AR oberhalb der Umgebungstemperatur liegen und diese in beiden Fällen negativ beeinflusst werden.

**[0075]** Fig. 6 zeigt das Weg-Zeit-Steuerdiagramm für die drei Aktoren: Arbeitskolben, Oszillatorkolben und Steuerkolben. Die Steuerpunkte 1 bis 4 beziehen sich auf den erfindungsgemäßen Kreisprozess nach Fig. 1, können aber auch für einen normalen Heißgasprozess angewendet werden, wobei hier der Arbeitsdruck und die Expansionsrate geringer ausfallen dürften.

### Patentansprüche

1. Überkritischer Kreisprozess mit Phasenumwandlung für Wärmekraftmaschinen mit Arbeitsraum-externer Wärmezufuhr, wobei ein Arbeitsmedium in einem Arbeitsraum unter Arbeitsraum-externer Wärmezufuhr isotherm bei einer vorbestimmten oberen Arbeitstemperatur ( $T_0$ ) überkritisch expandiert wird (1-2), sodann isobar überkritisch mit einem vorbestimmten unteren Arbeitsdruck ( $p_u$ ) auf eine vorbestimmte untere Arbeitstemperatur ( $T_u$ ) rückverflüssigt wird, wobei die vorbestimmte untere Arbeitstemperatur ( $T_u$ ) unterhalb der kritischen Temperatur des Arbeitsmediums liegt, wobei die hierbei freiwerdende Wärmeenergie in einer Wärmezwischenspeichervorrichtung (**7**, **1.c**) zwischengespeichert wird (2-3), unter Wärmezufuhr aus der Wärmezwischenspeichervorrichtung (**7**, **1c**) ein isochorer Druckaufbau in der Flüssigphase erreicht wird (3-4), unter Wärmezufuhr aus der Wärmezwischenspeichervorrichtung weiter isobar überkritisch mit einem vorbestimmten oberen Arbeitsdruck ( $p_o$ ) auf die vorbestimmte obere Arbeitstemperatur ( $T_0$ ) expandiert wird (4-1), wobei der Kreisprozess stets oberhalb des kritischen Drucks der Nassdampfkurve des Arbeitsmediums abläuft.

2. Kreisprozess gemäß Anspruch 1, wobei die externe Wärmeenergiezufuhr während der isothermen Expansion (1-2) erfolgt und wobei alle Prozessschritte mit Ausnahme der isothermen Expansion (1-2) durch eine Rekuperation der Wärmeenergie mithilfe der Wärmezwischenspeichervorrichtung (**7**) ermöglicht werden.

3. Kreisprozess gemäß Anspruch 1 oder 2, wobei die Differenz zwischen der vorbestimmten oberen Ar-

beitstemperatur ( $T_o$ ) und der vorbestimmten unteren Arbeitstemperatur ( $T_u$ ) größer als 150 Kelvin ist, insbesondere mehrere 100 Kelvin, und wobei der untere Arbeitsdruck zumindest über dem kritischen Druck des Arbeitsmediums liegt und die Differenz zwischen dem oberen Arbeitsdruck ( $p_o$ ) und dem unteren Arbeitsdruck ( $p_u$ ) mehr als 50 bar beträgt, insbesondere mehrere hundert bar und wobei die Expansionsrate mehr als das Siebenfache des verflüssigten Arbeitsvolumens beträgt.

4. Kreisprozess gemäß einem der vorherigen Ansprüche, wobei durch Arbeitsraum-externen Wärmezug ein Kältepol über Wärmebrücken zum Wärmepol hin aufrechterhalten wird.

5. Wärmekraftmaschine mit externer Wärmezufuhr und hydraulischer Energieauskopplung zur Durchführung eines thermodynamischen Kreisprozesses mit isothermer Expansion, isochorem Druckaufbau und isobarer Arbeitsvolumenexpansion und Arbeitsvolumenkontraktion, zur Durchführung des Kreisprozesses gemäß einem der vorherigen Ansprüche, aufweisend:

zumindest einen Arbeitszylinder (4) und einen Kontraktionszylinder (2), wobei im Arbeitszylinder (4) ein Arbeitskolben (3) hin und her beweglich angeordnet ist, der einen Arbeitsraum (AR) definiert, in dem ein Arbeitsmedium periodisch kontrahierbar und expandierbar ist,

wobei im Kontraktionszylinder (2) ein Steuerkolben (1) hin und her beweglich angeordnet ist,

wobei im Kontraktionszylinder (2) des Weiteren eine Wärmezwischenspeichervorrichtung (7, 1c) angeordnet ist,

wobei die Wärmezwischenspeichervorrichtung (7, 1c) Wärmeenergie während der Arbeitsvolumenkontraktion speichert und die gespeicherte Wärmeenergie für den anschließenden isochoren Druckaufbau und zur weiteren isobaren Expansion bereitstellt,

am Arbeitszylinder (4) eine Erhitzereinrichtung zur Zuführung Arbeitsraum-externer Wärme angeordnet ist, mittels derer das Arbeitsmedium im Arbeitszylinder (4) isotherm erhitzbar ist,

wobei im Arbeitszylinder (4) des Weiteren ein wärmeleitfähiger Oszillatorkolben (5) angeordnet ist, der im expandierenden Arbeitsraum (AR) des Arbeitszylinders (4) hin und her beweglich ist und zum Übertragen der extern zugeführten Wärme über die Zylinderwandung (4) ins Arbeitsmedium ausgestaltet ist,

wobei der Oszillatorkolben (5) Durchbrüche in seiner Axialrichtung aufweist, welche so dimensioniert sind, dass das Arbeitsmedium turbulent hindurchgedrückt und nach Austritt aus dem Oszillatorkolben (5) im Arbeitszylinder (4) verwirbelt wird.

6. Wärmekraftmaschine gemäß dem vorherigen Anspruch, wobei Hydraulikbereiche (HR1, HR2) vorgesehen sind, die unter gleichem Druck stehen wie das Arbeitsmedium im Arbeitsraum (AR) und eine Vo-

lumenänderung des Arbeitsmediums nach außerhalb des Arbeitsraumes (AR) übertragen und eine zusätzliche hermetische Abdichtung des Arbeitsraumes gewährleisten.

7. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 6, weiter aufweisend: einen Master-Antrieb in Form einer Kurvenscheibe (1b, 1c, 1d) oder eines Linearaktuators (1.a) zum Betätigen des Steuerkolbens (1) sowie einen Slave-Antriebes in Form eines Lineargetriebes (5b) oder Linearaktuators (5.a), welcher mit dem Master-Antrieb (1b, 1, 1d, 1.a) synchronisiert ist und mit dem Oszillatorkolben (5) axial verbunden ist, und wobei sich der Master-Antrieb und der Slave-Antrieb zum Zwecke des Differenzdruckausgleiches entweder vollständig oder teilweise innerhalb der Hydraulikbereiche (HR1, HR2) befinden.

8. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 7, weiter aufweisend jeweils eine Druckraum-extern angetriebene Magnetkupplung (5b), die mit dem Oszillatorkolben (5a) von außen verschiebbar magnetisch gekoppelt ist, und eine Druckraum-extern angetriebene Magnetkupplung (1b), die mit dem Steuerkolben (1.a) von außen verschiebbar magnetisch gekoppelt ist.

9. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 8, wobei die Wärmezwischenspeichervorrichtung (7, 1c) einen statischen Regenerator (7) und Kühlkörper (6) oder einen mit dem Steuerkolben verbundenen beweglichen Regenerator (1c) umfasst.

10. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 9, wobei der Kontraktionszylinder (2) derart dimensioniert ist, dass er das gesamte kontrahierte Arbeitsmedium aufnehmen kann und wobei am Kontraktionszylinder (2) Kühleinrichtungen (6, 8), angeordnet sind.

11. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 10, wobei der Arbeitskolben (3) als verlängerter Freikolben und Medientrennkolben zwischen dem Arbeitsraum (AR) und dem Hydraulikbereich (HR2) ausgestaltet ist, der Kolbendichtungen auf der Seite des Kältepol (HR2) außerhalb des heißen Arbeitsraumes (AR) aufweist, wobei der Kältepol mit einer Kühlvorrichtung (9) versehen sein kann.

12. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 11, wobei der Steuerkolben (1) entweder mit Kolbendichtungen als Medientrennkolben zwischen dem kalten Bereich des Arbeitsraumes (AR) und dem Hydraulikbereich (HR1) oder innerhalb des kalten Bereiches des Arbeitsmediums (AR) als Verdränger ohne Kolbendichtungen ausgebildet ist.

13. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 12, wobei die Erhitzereinrichtung (4) als Brennkopf mit Wärmetauscherrippen oder als iso-

lierte Heizmanschette ausgebildet ist, die mit einem Wärmeträgermedium gefüllt ist.

14. Wärmekraftmaschine gemäß einem der Ansprüche 5 bis 13, wobei die gesamte Maschine als Langsamläufer mit hohem maximalem Arbeitsdruck (po) und hoher Expansionsrate ausgestaltet ist.

Es folgen 6 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

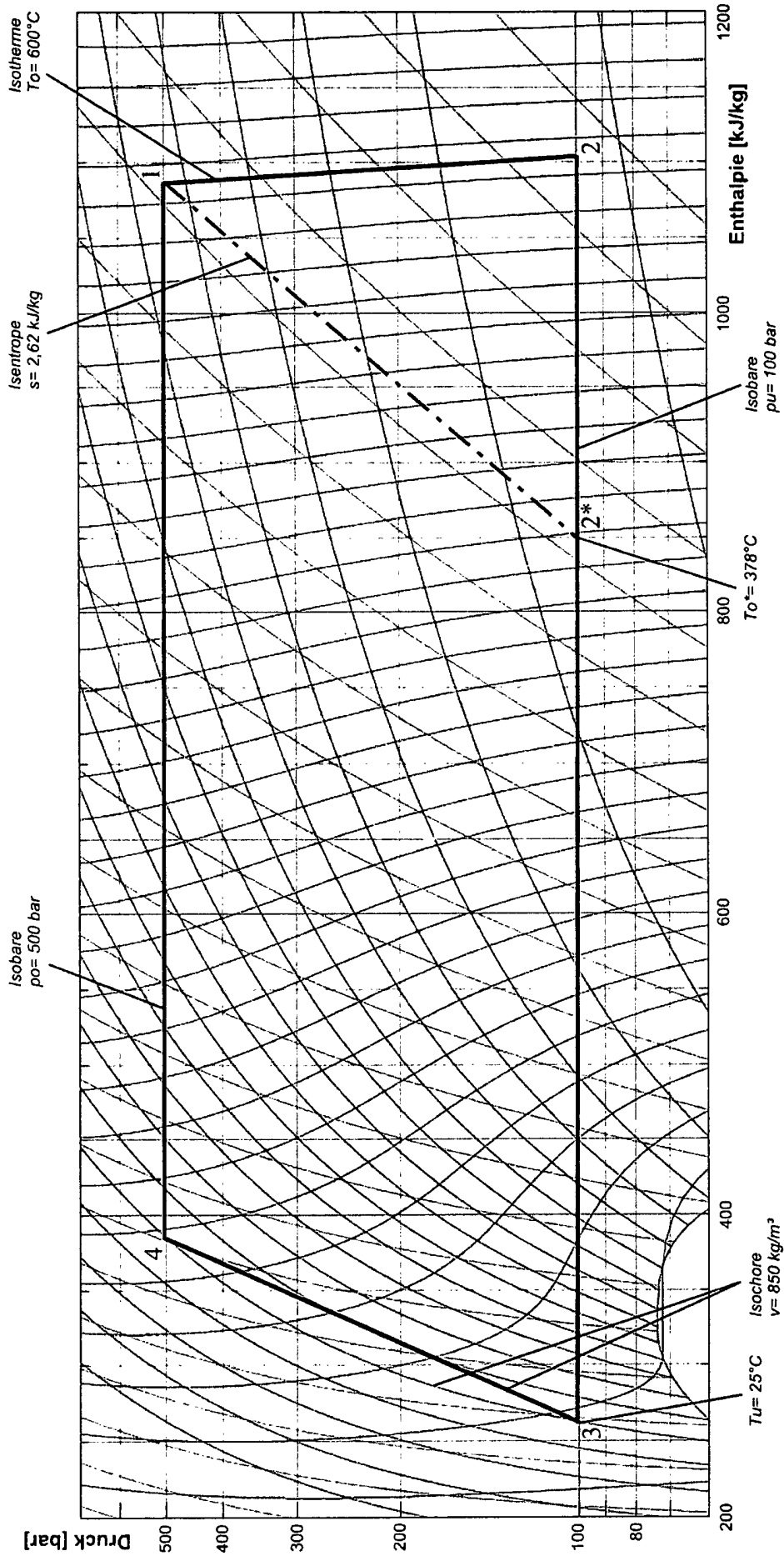


Fig. 1

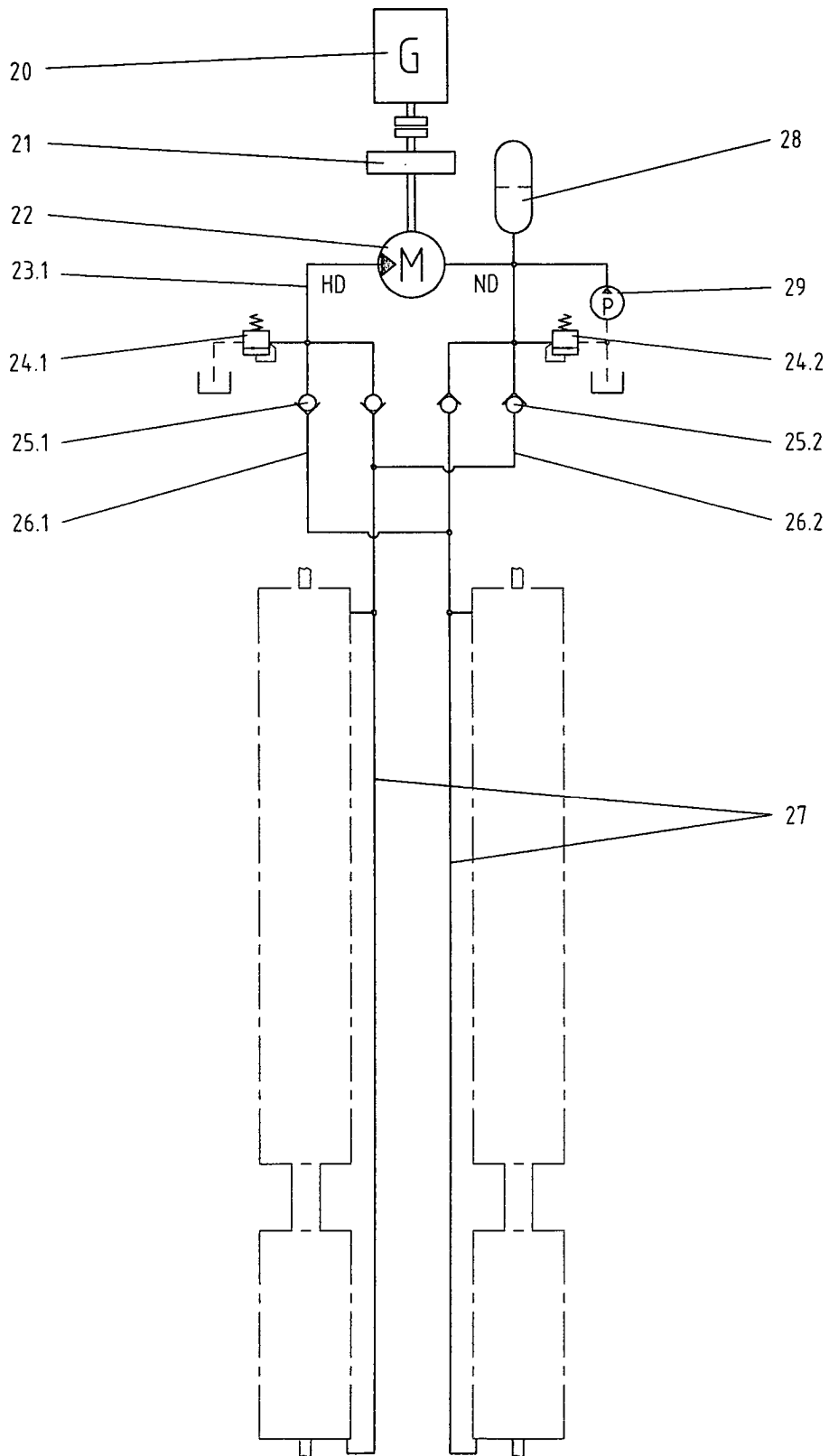


Fig. 2

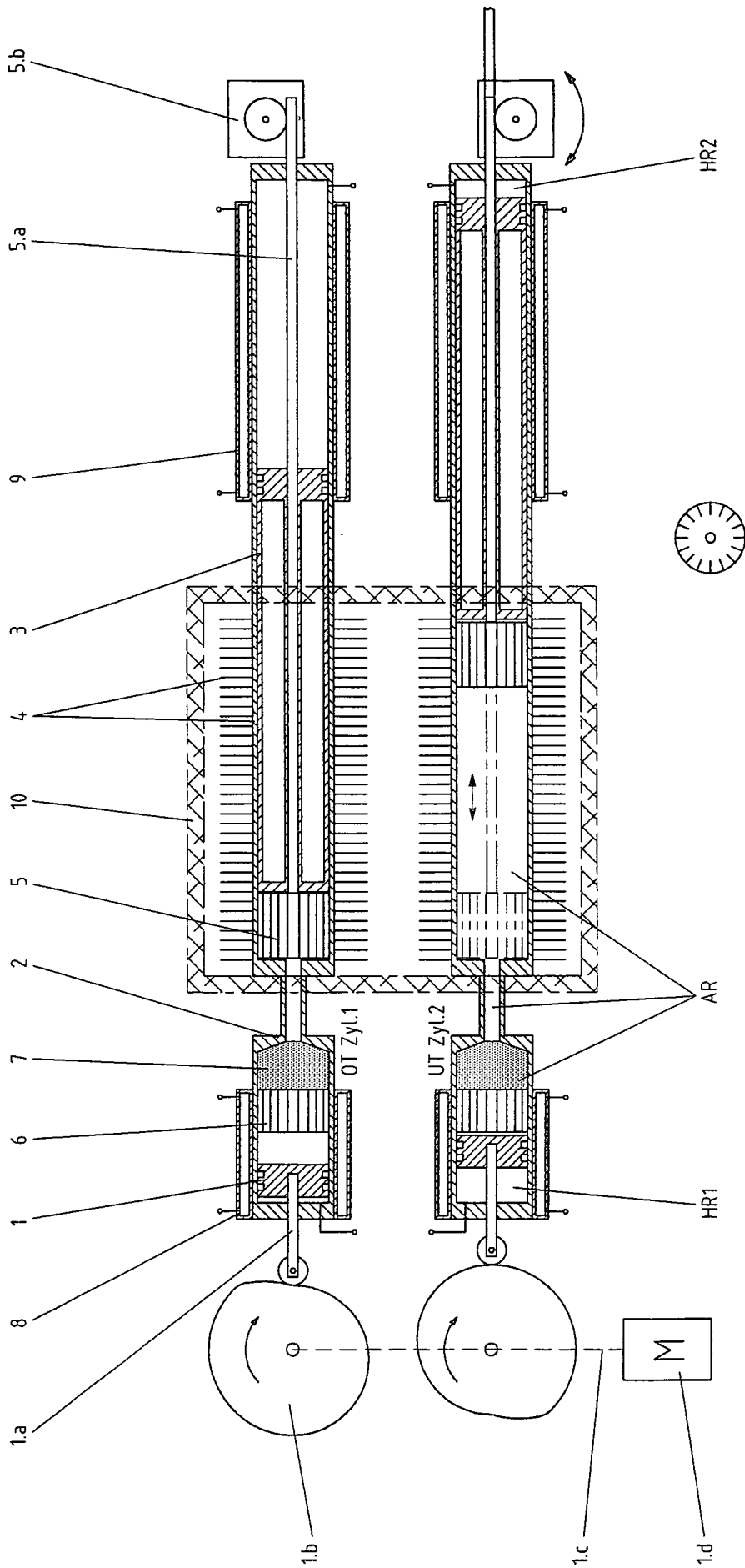


Fig. 3

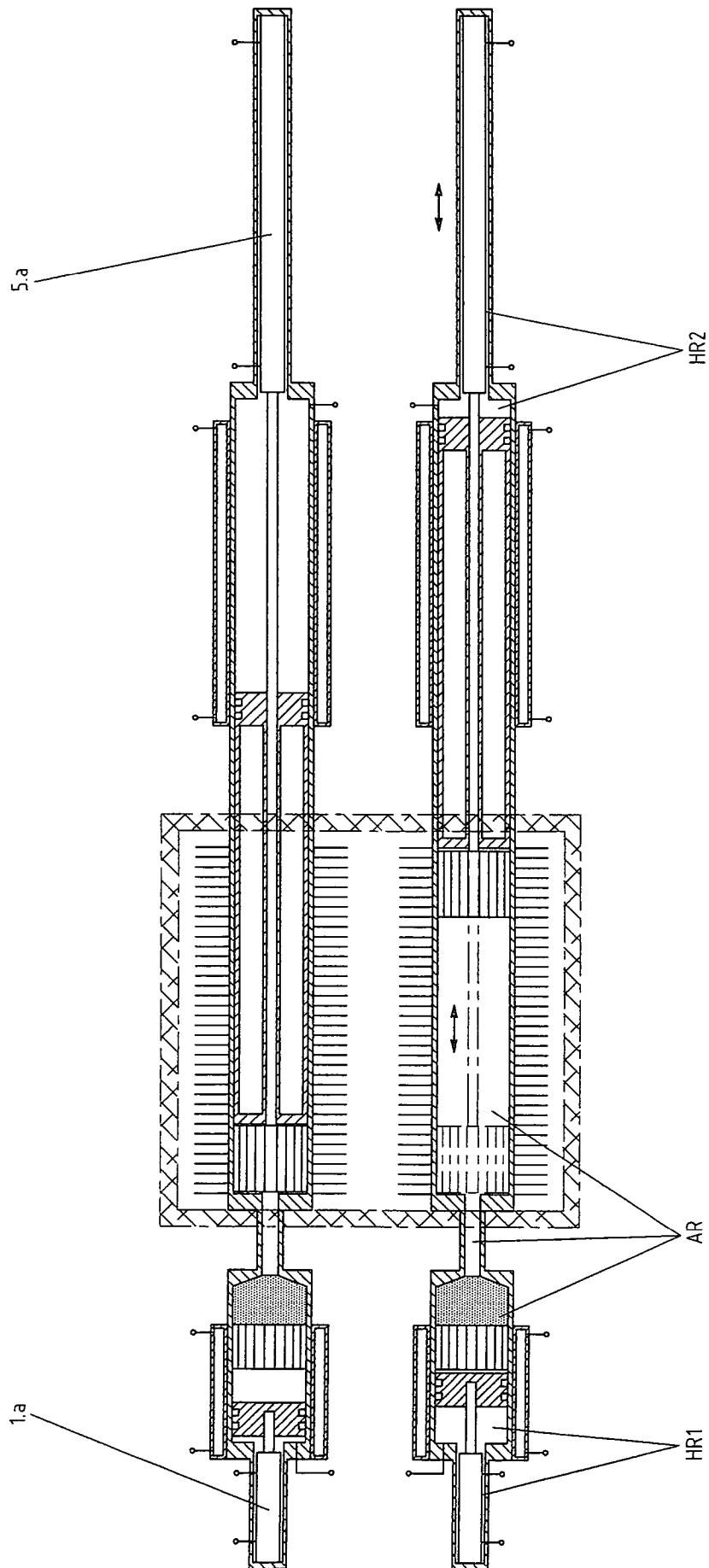


Fig. 4

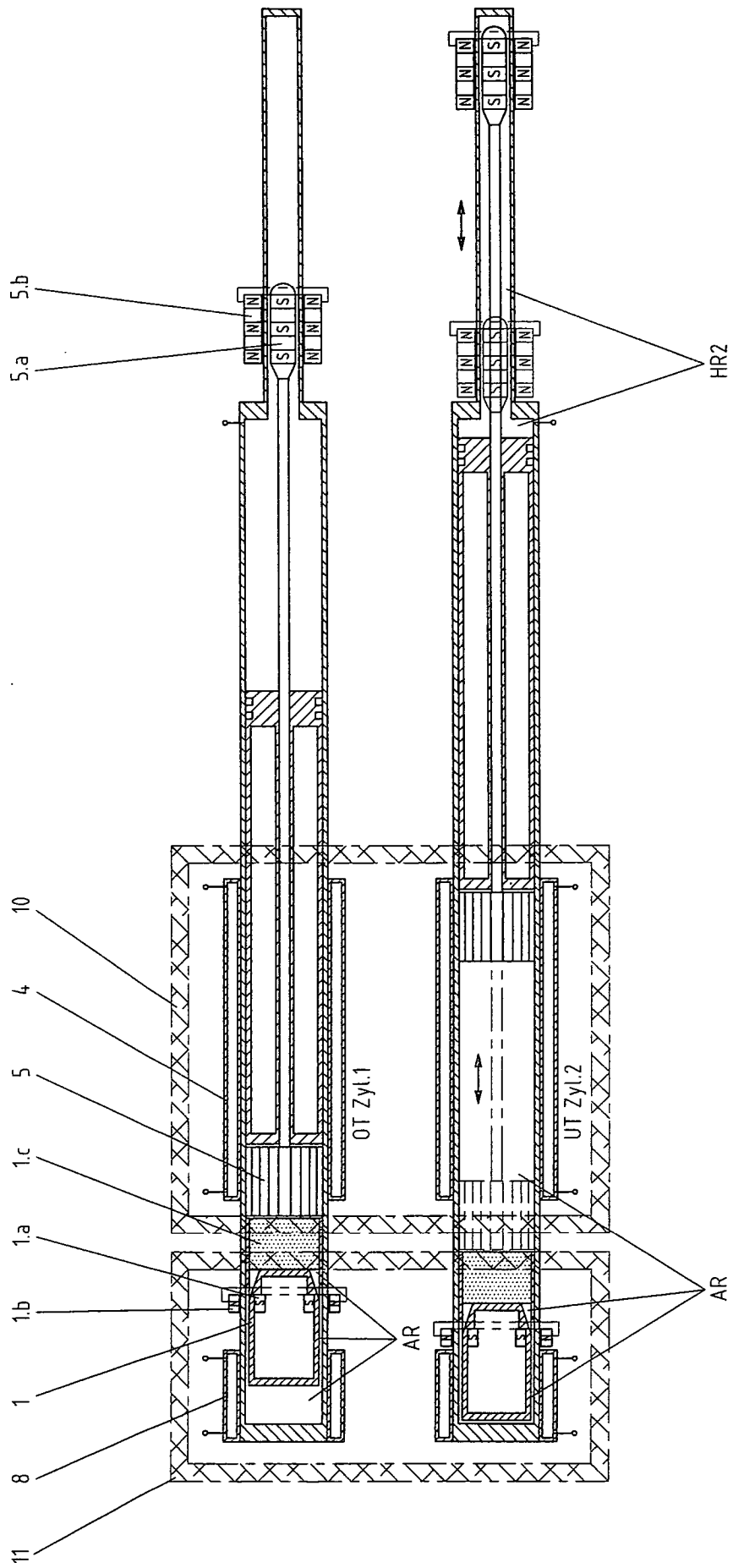


Fig. 5



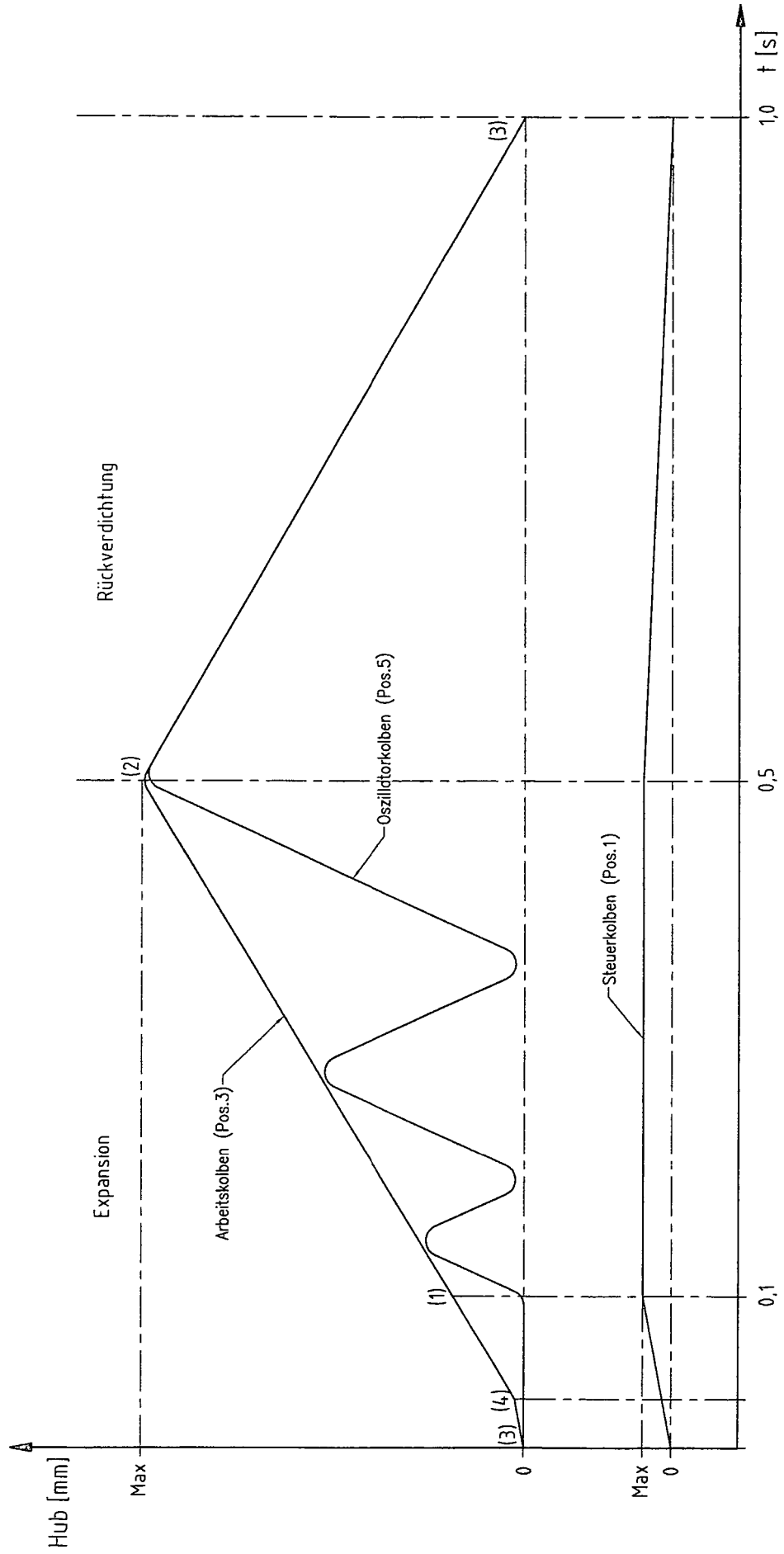


Fig. 6