



(19)  
**Bundesrepublik Deutschland**  
**Deutsches Patent- und Markenamt**

(10) **DE 10 2006 056 795 B3 2008.04.24**

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2006 056 795.1**

(22) Anmeldetag: **01.12.2006**

(43) Offenlegungstag: –

(45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: **24.04.2008**

(51) Int. Cl.<sup>8</sup>: **F16C 32/04 (2006.01)**

**F16C 39/06 (2006.01)**

**F25B 31/00 (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:

**Efficient Energy GmbH, 82054 Sauerlach, DE**

(74) Vertreter:

**Schoppe, Zimmermann, Stöckeler & Zinkler, 82049 Pullach**

(72) Erfinder:

**Sedlak, Holger, 82054 Sauerlach, DE; Kniffler, Oliver, 81739 München, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

**DE 42 34 524 A1**

**DE 40 34 935 A1**

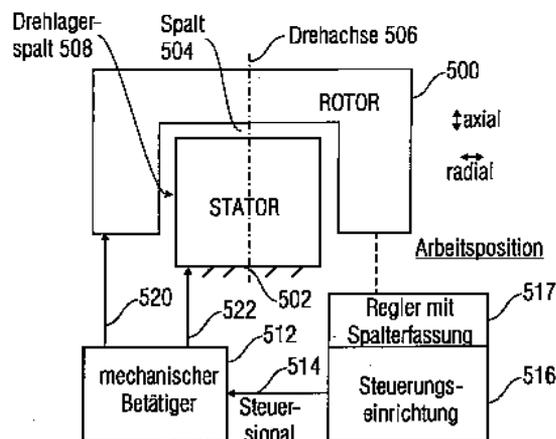
**GB 6 42 353 A**

**EP 05 75 619 A1**

**JP 10-50 745 A**

(54) Bezeichnung: **Lager und Verfahren zum Betreiben eines Lagers**

(57) Zusammenfassung: Ein Lager zum rotatorischen Lagern eines Rotors an einem Stator, das eine Ruheposition und eine Arbeitsposition hat, umfasst einen Betätiger zum Bewegen des Rotors oder Stators ansprechend auf ein Steuersignal und eine Steuerungseinrichtung zum Liefern des Steuersignals, wobei die Steuerungseinrichtung das Steuersignal so liefert, dass der Betätiger in einer Beschleunigungsphase den Rotor oder Stator von der Ruheposition in Richtung der Arbeitsposition beschleunigt, und dass der Betätiger dann in einer Bremsphase abgebremst wird, wobei sich in der Bremsphase der Rotor bzw. Stator von dem Betätiger löst und aufgrund der in der Beschleunigungsphase erhaltenen Beschleunigung in die Arbeitsposition fliegt. Insbesondere wird ein wartungsfreies, berührungsloses und schmiermittelfreies Lager erreicht, das besonders effizient betrieben werden kann, wenn ein Permanentmagnetlager verwendet wird, dessen Statorabschnitt mit einem piezoelektrischen Beschleuniger betätigt wird.



### Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf Lager zum rotatorischen Lagern eines Rotors an einem Stator und insbesondere auf wartungsfreie und schmiermittelfreie Lager, wie sie besonders gut zum Lagern eines Radialrads in einer Strömungsmaschine einer Wärmekraftmaschine, wie beispielsweise einer Wärmepumpe oder einer Kühlmaschine eingesetzt werden kann.

**[0002]** **Fig. 13** zeigt eine bekannte Wärmepumpe, wie sie in „Technische Thermodynamik“, Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen, 14. neu bearbeitete Auflage, Hanser Verlag, 2005, Seiten 278-279, beschrieben ist. Die Wärmepumpe umfasst einen geschlossenen Kreislauf, in dem ein Arbeitsmittel, wie beispielsweise R134a, zirkuliert. Über einen ersten Wärmetauscher **80** und den Verdampfer wird dem Erdreich bzw. Grundwasser soviel Wärme entzogen, dass das Arbeitsmittel verdampft. Das jetzt energiereiche Arbeitsmittel wird über die Saugleitung vom Verdichter abgesaugt. Im Verdichter **81** wird es komprimiert, wodurch Druck und Temperatur erhöht werden. Diese Kompression wird durch einen Kolbenverdichter durchgeführt. Das verdichtete und unter hoher Temperatur stehende Arbeitsmittel gelangt jetzt in den zweiten Wärmetauscher **82**, den Verflüssiger. Im Verflüssiger wird dem Arbeitsmittel vom Heizung- oder Brauchwasserkreislauf so viel Wärme entzogen, dass das Kältemittel unter hohem Druck und hoher Temperatur verflüssigt wird. Im Drossel- oder Expansionsorgan **83** wird das Arbeitsmittel expandiert, d.h. das Arbeitsmittel wird entspannt. Hierbei werden Druck und Temperatur so weit abgebaut, dass das Arbeitsmittel wieder in der Lage ist, im Verdampfer erneut Energie aus dem Erdreich oder Grundwasser aufzunehmen. Der Kreislauf ist jetzt geschlossen und beginnt von neuem.

**[0003]** Wie hieraus ersichtlich ist, dient das Arbeitsmittel als Energietransporteur um aus dem Erdreich bzw. Grundwasser Wärme aufzunehmen und diese im Verflüssiger an den Heizungskreislauf abzugeben. Bei dieser Prozessführung ist der 2. Hauptsatz der Thermodynamik erfüllt, in dem es heißt, dass Wärme bzw. Energie von „selbst“ nur vom höheren Temperaturniveau auf das niedrigere Temperaturniveau übertragen werden kann, und dass dies umgekehrt nur durch äußere Energiezufuhr, hier die Antriebsarbeit des Verdichters, geschehen kann.

**[0004]** **Fig. 12** zeigt ein typisches  $h, \log p$ -Diagramm ( $h$  ist die Enthalpie,  $p$  der Druck eines Stoffes). Zwischen Punkt 4 und Punkt 1 im Diagramm von **Fig. 12** findet eine isobare Verdampfung des Arbeitsmittels bei niedrigen Werten für den Druck und die Temperatur ( $p_1, T_1$ ) statt. hier wird die Wärme  $Q_{81}$  zugeführt.

**[0005]** Zwischen Punkt 1 und Punkt 2 findet idealerweise eine reversible Verdichtung des Arbeitsmitteldampfes in einem adiabaten Verdichter auf den Druck  $p_2$  statt. Dabei steigt die Temperatur auf  $T_2$ . Es ist hier eine Verdichtungsarbeit zuzuführen.

**[0006]** Dann wird bei hohem Druck  $p_2$  zunächst eine isobare Kühlung des Arbeitsmitteldampfes von 2 auf 2' durchgeführt. Die Überhitzung wird abgebaut. Anschließend findet eine Verflüssigung des Arbeitsmittels statt. Insgesamt kann die Wärme  $Q_{25}$  abgeführt werden.

**[0007]** In der Drossel **83** findet dann die adiabate Drosselung des Arbeitsmittels vom hohen Druck  $p_2$  auf den niedrigen Druck  $p_1$  statt. Dabei verdampft ein Teil des flüssigen Arbeitsmittels und die Temperatur verringert sich auf die Verdampfungstemperatur  $T_1$ . In dem  $h, \log p$ -Diagramm können die Energien und Kennzahlen dieses Prozesses mittels Enthalpien berechnet werden und veranschaulicht werden, wie es in **Fig. 12** gezeigt ist.

**[0008]** Das Arbeitsfluid der Wärmepumpe nimmt somit im Verdampfer Wärme aus der Umgebung, d. h. Luft, Wasser, Abwasser oder Erdboden, auf. Der Verflüssiger dient als Wärmeübertrager zum Erwärmen eines Heizmittels. Die Temperatur  $T_1$  liegt etwas unter der Umgebungstemperatur die Temperatur  $T_2$  erheblich, die Temperatur  $T_2'$  etwas über der benötigten Heizungstemperatur. Je höher die geforderte Temperaturdifferenz ist, umso mehr Arbeit muss der Verdichter aufbringen. Man ist daher bestrebt, die Temperaturerhöhung so klein wie möglich zu halten.

**[0009]** Bezugnehmend auf **Fig. 12** wird somit im idealen Fall eine Verdichtung der Arbeitsstoffdämpfe entlang der Kurve für die Entropie  $s = \text{konstant}$  bis zum Punkt 2 durchgeführt. Von hier bis Punkt 3 verflüssigt sich der Arbeitsstoff. Die Länge der Strecke 2-3 stellt die Nutzwärme  $Q$  dar. Vom Punkt 3 bis zum Punkt 4 erfolgt die Entspannung und von Punkt 4 bis Punkt 1 die Verdampfung des Arbeitsstoffes, wobei die Strecke 4-1 die der Wärmequelle entzogene Wärme wiedergibt. Im Gegensatz zum  $T, s$ -Diagramm können beim  $h, \log p$ -Diagramm die Beträge der Wärme und der Arbeit als Strecken entnommen werden. Druckverluste in Ventilen, den Druck- und Saugleitungen, des Verdichters usw. verformen den idealen Verlauf des Kreisprozesses im  $h, \log p$ -Diagramm und reduzieren die Effektivität des gesamten Prozesses.

**[0010]** Bei Kolben-Verdichtern hat der angesaugte Arbeitsstoffdampf zunächst eine niedrigere Temperatur als die Zylinderwandung des Verdichters und nimmt Wärme aus ihr auf. Mit fortschreitender Verdichtung erhöht sich schließlich die Temperatur des Arbeitsstoffdampfes über die der Zylinderwandung, so dass der Arbeitsstoffdampf Wärme an die Zylinder-

derwandung abgibt. Dann, wenn der Kolben erneut Dampf ansaugt und verdichtet, wird die Temperatur der Kolbenwandung zunächst wieder unterschritten und dann überschritten, was zu dauernden Verlusten führt. Ferner wird eine Überhitzung des angesaugten Arbeitsstoffdampfes nötig und erforderlich sein, damit der Verdichter keinen flüssigen Arbeitsstoff ansaugt. Nachteilig ist insbesondere auch der Wärmeaustausch mit dem Ölkreislauf des Kolbenverdichters, welcher zur Schmierung unverzichtbar ist.

**[0011]** Auftretende Irreversibilitäten, wie Wärmeverluste bei der Verdichtung, Druckverluste in den Ventilen und Strömungsverluste in der Druckleitung zum Verflüssigen und in dem Verflüssiger erhöhen die Entropie, also die Wärme, die nicht mehr wiedergewonnen werden kann. Ferner liegt auch die Temperatur  $T_2$  über der Verflüssigungstemperatur. Eine solche „Überhitzungsenthalpie“ ist unerwünscht, besonders, weil die dabei auftretenden hohen Temperaturen die Alterung des Verdichters und insbesondere des Schmieröls bei einem Kolben-Verdichter beschleunigen. Auch wird die Effektivität des Prozesses gemindert.

**[0012]** Der verflüssigte Arbeitsstoff auf niedriger Temperatur am Ausgang des Verflüssigers müsste im Rahmen eines idealen Kreisprozesses über eine Kraftmaschine, beispielsweise Turbine, entspannt werden, um den Überschuss an Energie, der gegenüber dem Zustand bei der Temperatur und dem Druck vor dem Verdichten bestand, zu nützen. Aus Gründen des hierfür erforderlichen großen Aufwands unterbleibt diese Maßnahme und der Druck des Arbeitsstoffes wird durch die Drossel **83** schlagartig auf den niedrigen Druck und die niedrige Temperatur herabgesetzt. Die Enthalpie des Arbeitsstoffes bleibt hierbei angenähert gleich. Durch die schlagartige Druckminderung muss der Arbeitsstoff teilweise verdampfen, um seine Temperatur abzusenken. Die notwendige Verdampfungswärme stammt aus dem auf Übertemperatur befindlichen Arbeitsstoff, wird also nicht der Wärmequelle entzogen. Die Gesamtheit der durch die Entspannung in der Drossel **83** (**Fig. 13**) hervorgerufenen Verluste wird als Entspannungsverluste bezeichnet. Es handelt sich dabei um Exergie-Verluste, weil Wärme der Temperatur  $T$  in Wärme der Temperatur  $T_0$  umgewandelt wird. Diese Verluste lassen sich vermindern, wenn der flüssige Arbeitsstoff seine Wärme an ein Medium einer Temperatur kleiner als  $T$  abgeben kann. Diese Unterkühlungsenthalpie lässt sich durch einen inneren Wärmeaustausch nutzbar machen, der jedoch ebenfalls wieder zusätzlichen Geräteaufwand erfordert. Auch prinzipiell ist dem inneren Wärmeaustausch eine Grenze gesetzt, weil bei der Verdichtung der Dämpfe die Überhitzungstemperatur  $T_2$  ansteigt, wodurch die erzielten Gewinne teilweise wieder ausgeglichen werden, und auch Maschine und Schmieröl thermisch verstärkt beansprucht werden. Schließlich steigt durch die

Überhitzung das Volumen des Dampfes an, wodurch sich die volumetrische Heizleistung vermindert. Man nutzt diese Wärme nur zum Vorwärmen der zum Verdichter strömenden Dämpfe des Arbeitsstoffs soweit aus, wie es notwendig ist, damit alle im Dampf des Arbeitsmediums enthaltenen Tröpfchen mit Sicherheit in Dampf umgewandelt sind.

**[0013]** Generell kann man sagen, dass das Verhältnis der Enthalpie-Differenz zwischen dem Punkt 1 und dem Punkt 4 zu der Enthalpie-Differenz zwischen dem Punkt 2 und dem Punkt 1 des  $h, \log p$ -Diagramms ein Maß für die Wirtschaftlichkeit des Wärmepumpen-Prozesses ist.

**[0014]** Ein derzeit populäres Arbeitsmittel ist R134a, das als chemische Formel  $\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$  hat. Hier handelt es sich um ein Arbeitsmittel, das zwar nicht mehr ozonschädigend ist, das jedoch im Hinblick auf den Treibhauseffekt eine 1000 mal stärkere Wirkung als Kohlendioxid hat. Das Arbeitsmittel R134a wird jedoch gerne verwendet, da es eine relativ große Enthalpie-Differenz von etwa 150 kJ/kg hat.

**[0015]** Obgleich dieses Arbeitsmittel kein "Ozonkiller" mehr ist, existieren dennoch erhebliche Anforderungen an die Geschlossenheit des Wärmepumpen-Kreislaufs, derart, dass aus diesem geschlossenen Kreislauf keine Arbeitsmittel-Moleküle austreten, da diese ganz erhebliche Schäden aufgrund des Treibhauseffekts anrichten würden. Diese Kapselung verursacht erhebliche Zusatzkosten beim Bau einer Wärmepumpe. Ausserdem werden chemische Schmierstoffe benötigt, die ebenfalls zu einer Umweltbeeinflussung führen können.

**[0016]** Ferner ist davon auszugehen, dass bis zur Umsetzung der nächsten Stufe des Kyoto-Protokolls aufgrund des Treibhaus-Effekts bis zum Jahre 2015 auch R134a verboten wird, was auch schon früheren mit wesentlich schädlicheren Mitteln geschehen ist.

**[0017]** Nachteilig an bestehenden Wärmepumpen ist daher neben der Tatsache der schädlichen Schmierstoffe und des schädlichen Arbeitsmittels auch die Tatsache, dass aufgrund der vielen Verluste im Wärmepumpenkreislauf der Wirkungsgrad der Wärmepumpe typischerweise nicht über einen Faktor 3 liegt. Anders ausgedrückt, kann man etwa das 2-fache der Energie, die für den Verdichter eingesetzt worden ist, aus der Wärmequelle, wie beispielsweise dem Grundwasser oder dem Erdreich entnehmen. Wenn man nunmehr Wärmepumpen betrachtet, bei denen der Verdichter mit elektrischem Strom angetrieben wird, und wenn man gleichzeitig berücksichtigt, dass der Wirkungsgrad bei der Stromerzeugung vielleicht gleich 40 % ist, so stellt sich heraus, dass – im Hinblick auf die gesamte Energiebilanz – eine Wärmepumpe vom Nutzen her zweifelhaft ist. Bezogen auf den Primärenergieträger werden 120 % =

3-40 % an Heizenergie bereit gestellt. Eine konventionelle Heizanlage mit einem Brenner kommt immerhin auf Wirkungsgrade von 90-95 %, d.h. mit einem hohen technischen und damit finanziellen Aufwand wird lediglich eine Verbesserung von 25-30 % erreicht.

**[0018]** Bessere Systeme verwenden zum Antrieb des Verdichters Primärenergie. Es wird also Gas oder Öl verbrannt, um mit der durch die Verbrennung frei werdenden Energie die Verdichterleistung zu schaffen. Vorteilhaft an dieser Lösung ist, dass die Energiebilanz tatsächlich positiver wird. Dies hat als Grund, dass als Antriebsenergie zwar lediglich ca. nur 30 % des Primärenergieträgers gewonnen werden können, aber dafür die Abwärme von dann ca. 70 % mit zur Heizung herangezogen werden kann. Die bereitgestellte Heizenergie beträgt dann  $160 \% = 3 \cdot 30 \% + 70 \%$  des Primärenergieträgers. Nachteilhaft an dieser Lösung ist jedoch, dass ein Haushalt, obgleich er keine klassische Heizung mehr hat, dennoch einen Verbrennungsmotor und ein Treibstofflager benötigt. Der Aufwand für Motor und Treibstofflager kommen noch zum Aufwand für die Wärmepumpe hinzu, die ja ein hochgeschlossener Kreislauf aufgrund des klimaschädigenden Kühlmittels ist.

**[0019]** Alle diese Dinge haben dazu geführt, dass sich Wärmepumpen in der Konkurrenz zu anderen Heizungsarten nur bedingt behaupten können.

**[0020]** Konventionelle Wärmepumpen haben den Nachteil, dass dann, wenn sie auf der Basis eines Kolben-Prinzips arbeiten, inhärente Verluste aufgrund der Tatsache haben, dass der Kolben hin- und herbewegt werden muss. Ferner muss der Kolben geschmiert werden, wobei nicht oder nur schwer verhindert werden kann, dass das Schmiermittel in Kontakt mit dem Arbeitsfluid kommt.

**[0021]** Es wurde herausgefunden, dass der Ersatz einer Kolbenpumpe durch einen Radialverdichter, der z.B. nach dem Turboprinzip arbeitet, einige Vorteile mit sich bringt. Ein entscheidender Vorteil eines solchen Prinzips besteht darin, dass als Arbeitsmittel Wasser verwendet werden kann, wobei dieses Wasser sogar einem offenen Kreislauf entstammen kann. Unabhängig davon ob tatsächlich ein vollständig geschlossener oder ein vollständig offener Kreislauf eingesetzt wird, soll in einer solchen Wasserdampf-atmosphäre keine Kontamination des Wasserdampfes bzw. des Wassers mit Schmiermitteln stattfinden. Andererseits soll dann, wenn ein Radialverdichter in einer Wärmekraftmaschine eingesetzt wird, der Wirkungsgrad möglichst hoch sein, so dass für die Lagerung eines Radialrads, das zusätzlich hohe Drehzahlen haben kann, auch möglichst wenig Energie aufgewendet werden soll.

**[0022]** Die Internet-Veröffentlichung „Permanent-

magnetische Lager" von Johan K. Fremerey vom November 2000 (die über den Link [www.fz-juelich.de/zat/magnet/0b30.pdf](http://www.fz-juelich.de/zat/magnet/0b30.pdf) zugegriffen werden kann, liefert eine Übersicht über permanentmagnetische Lager, welche zur berührungslosen Lagerung eingesetzt werden können. Insbesondere sind solche Lager verschleiß- und wartungsfrei und sind solche Lager ferner frei von reibungsbedingten Energieverlusten. Die komplette Ausschaltung der lagerbedingten Reibungsverluste kommt bei schnell bewegten Systemen nur unter weitest gehendem Ausschluss der Luftreibung, d.h. unter Vakuumbedingungen, zum tragen. Allerdings ist der Reibungsverlust auch dann, wenn das Lager nicht im Vakuum betrieben wird, wesentlich geringer als bei entsprechenden Berührungs-Lagern, wie beispielsweise Kugellagern, Wälzlagern oder anderen Gleitlagern.

**[0023]** Insbesondere werden permanentmagnetische Lager mit repulsiver Kraftwirkung am Lagerspalt verwendet, wie sie im britischen Patent GB 642,353 A beschrieben sind. Permanentmagnetische Lager weisen sowohl auf Rotor-Seite als auch auf Stator-Seite aneinander angrenzend angeordnete magnetische Ringe auf, die axial magnetisiert sind, so dass oberhalb des Rings z.B. der Nordpol ist und unterhalb des Rings der Südpol ist. Solche Ringe werden aus kristallinem Pulver hergestellt. Das Magnetpulver wird in Gegenwart eines starken Magnetfelds in eine Form gepresst. Dabei richten sich die Kristalle mit ihrer bevorzugten Magnetisierungsachse in Richtung des Magnetfelds aus. Die Presslinge werden anschließend gesintert. Als Material eignet sich Neodym-Eisen-Bor, (NdFeB), welches eine hohe Koerzitivfeldstärke hat. Solche Permanentmagnetringe aus diesem Material können zu vergleichsweise niedrigen Preisen hergestellt werden.

**[0024]** Ein repulsives Lager ist aus mehreren aufeinander gestapelten, axial magnetisierten Ringen am Rotor und am Stator aufgebaut, wobei die Magnetisierungsrichtung benachbarter Ringe innerhalb jedes Stapels entgegengesetzt ist. Die am Lagerspalt auf gleicher Höhe gegenüberstehenden Rotor- und Statormagnete sind in der selben Richtung magnetisiert. Damit stehen am Lagerspalt entgegengerichtete Oberflächenströme mit radialabstoßender Wirkung gegenüber, so dass das Lager radial stabil ist.

**[0025]** Solange die Magnetringe des Rotors und des Stators auf gleicher Höhe stehen, sind die repulsiven Kräfte in axialer Richtung ausgeglichen. Beim Verlassen dieser Gleichgewichtsposition kommt die Repulsivkraft aber im zunehmendem Maße genau in der Verschieberichtung zur Wirkung. Das Lager hat die Tendenz, sich aus der instabilen axialen Gleichgewichtsposition und dem Betrag der Höhe eines einzelnen Magnetrings in axialer Richtung zu verschieben. Der um eine Ringhöhe ausgelenkten Position stehen sich entgegengesetzt magnetisierte Ringe am

Lagerspalt in gleicher Höhe gegenüber. Das repulsive Lager wandelt sich zu einem radialattraktiven Lager mit radialem Flussverlauf im Lagerspalt und entsprechender Lagerinstabilität. Die axialgerichtete „Ausbrechkraft“ wird hier zur Aufnahme des Rotorgewichts genutzt. Eine solche Ausbrechkraft ergibt sich bei einer Verschiebung des Rotors bezüglich des Stators. Zur axialen Verschiebung werden elektrische Stabilisierungsspulen unmittelbar am Umfang der Statormagnete eingesetzt, wobei der Spulenstrom so geregelt wird, dass er den Oberflächenstrom des von der Spule umgebenen Statormagneten und damit dessen Zugkraft abschwächt, wenn der Wellenmagnet sich in Richtung dieses Statormagneten bewegt. Am gegenüberliegenden Statormagneten sorgt die dort angebrachte Spule gleichzeitig für eine Verstärkung des dortigen Oberflächenstroms, so dass dessen Zugkraft ansteigt. Mit Hilfe der Spulen lässt sich somit eine stabile Axialpositionierung einer Welle zwischen den Statormagneten erreichen. Die Stromregelung wird durch einen Sensor kontrolliert, der die axiale Position der Wellenmagnete kontinuierlich misst. Oftmals können die Stabilisierungsspulen selbst als Sensor eingesetzt werden. Sie werden hierzu mit einem Hochfrequenzstrom beauftragt. Durch induzierte Kurzschlussströme an den Stirnseiten der Wellen wird der Hochfrequenzstrom in den Spulen beeinflusst. Bei Annäherung der Welle steigt der Strom in der betreffenden Spule an. Die Ströme beider Spulen werden in einer Differenzschaltung miteinander verglichen. Das Differenzsignal wird gleichgerichtet und dient als Sensorsignal, dessen Polarität und Amplitude eindeutig die Richtung und den Betrag der axialen Wellenauslenkung wiedergeben. Solche permanentmagnetischen Lager werden zur Drehanodenlagerung in einer Röntgenröhre, für eine Spinnzentrifuge, für ein Gasreibungsvakuummeter, für einen Scheibenchopper für Neutronenstrahlen, für eine Turbomolekularpumpe, für einen Röntgenpulsselektor, für einen Trommelchopper für Neutronenstrahlen, für einen Schwungrad-Energiespeicher oder innerhalb einer Kristallziehanlage eingesetzt.

**[0026]** Problematisch bei solchen Lagern bzw. bei anderen reibungsfreien Lagern ist, dass das Lager, ohne mechanische Belastungen und damit die Gefahr von Schäden zu erzeugen, von einer Ruheposition in eine Arbeitsposition und zurückgebracht werden müssen. Reibungsfreie oder reibungsreduzierte berührungslose Lager zeichnen sich nämlich dadurch aus, dass das Lager eine Ruheposition hat, in der sich der Rotor und der Stator berühren, und in der sich der Rotor nicht oder nur wenig bezüglich des Stators dreht, und dass sie eine Arbeitsposition aufweisen, in der sich der Rotor und der Stator nicht berühren, und in der sich der Rotor bezüglich des Stators berührungslos drehen kann. Beim Einschalten eines solchen Lagers ist es also wichtig, dass der Rotor und der Stator in ihre jeweilige Arbeitsposition

kommen, und zwar aus einer Ruheposition heraus, wobei dann, wenn der Rotor bzw. das Arbeitsgerät, in dem der Rotor angeordnet ist, abgeschaltet wird, der Rotor in eine Parkposition bzw. Ruheposition kommt, ohne dass bei diesem Positionswechsel mechanische Beschädigungen auftreten.

**[0027]** Andererseits darf dieser Positionswechsel nur wenig Energie verbrauchen und muss durch einfache Maßnahmen eingeleitet werden, damit der Rotor immer dann ausgeschaltet werden kann, wenn kein Bedarf nach der Rotordrehung ist, wie es insbesondere dann der Fall ist, wenn der Rotor zur Energiegewinnung bzw. Energieumsetzung wie beispielsweise in einer Wärmekraftmaschine eingesetzt wird.

**[0028]** Die DE 40 34 935 A1 offenbart eine Vorrichtung zum Markieren eines optischen Winkelencoders mit einem Stator und einem Rotor, der im Inneren des Stators untergebracht ist. Elektroden sind vorgesehen, um den Rotor im Stator elektrostatisch in Schwebe zu halten und zu positionieren.

**[0029]** Die EP 0 575 619 A1 offenbart ein supraleitendes Lager zum drehbaren Lagern einer Welle, die sich bei hoher Geschwindigkeit dreht, wobei das Lager berührungslos ausgeführt ist. Hierzu ist ein Permanentmagnet vorgesehen, der an der Welle befestigt ist. Ferner ist ein Supraleiter am Gehäuse angebracht, wobei der Supraleiter dem Permanentmagnet vertikal gegenüberliegt. Im Betrieb senkt sich der Rotor, bis er in einer stabilen Position bleibt, wo ein Gleichgewicht zwischen einer magnetischen Abstoßung und einer Haltekraft des supraleitenden Lagers existiert.

**[0030]** Die JP 01050745 A offenbart ein Magnetlager, bei dem ein Rotor berührungslos getragen wird.

**[0031]** Die DE 42 34 524 A1 offenbart eine hybride supraleitende Lagervorrichtung, bei der ein unteres und ein oberes Lager vorhanden sind, wobei das untere Lager mit Druckluft verschiebbar ist.

**[0032]** Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, ein verbessertes Lager und ein verbessertes Konzept zum Betreiben eines Lagers zu schaffen, das effizient und wirtschaftlich ist.

**[0033]** Diese Aufgabe wird durch ein Lager gemäß Patentanspruch 1 oder ein Verfahren gemäß Patentanspruch 22 gelöst.

**[0034]** Der vorliegenden Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, dass für ein Lager, das eine Ruheposition hat, in der sich der Rotor und der Stator berühren, und das eine Arbeitsposition hat, in der sich der Rotor und der Stator nicht berühren, ein Betätiger zum Bewegen des Rotors aus der Ruheposition in die Arbeitsposition ansprechend auf ein Steuersignal

eingesetzt wird. Dieses Steuersignal wird so geliefert, dass eine Ansteuerung des Betätigers mit dem Steuersignal bewirkt, dass der Betätiger zunächst in einer Beschleunigungsphase den Rotor oder Stator von der Ruheposition in Richtung der Arbeitsposition beschleunigt, und dass der Betätiger dann in einer Bremsphase abgebremst wird. Erfindungsgemäß wird der Rotor jedoch durch die Abbremsung des Betätigers nicht abgebremst, so dass sich der Rotor aufgrund seiner Masse von einer Berührung mit dem Betätiger oder dem Stator löst und seine aufgrund der Beschleunigung erzeugte Bewegung fortsetzt. Erfindungsgemäß ist die Steuereinrichtung ausgebildet, um ein so beschaffenes Steuersignal zu liefern, dass der Rotor oder der Stator so stark angetrieben werden, dass der Rotor oder der Stator in ihre Arbeitsposition zueinander gebracht werden.

**[0035]** In anderen Worten ausgedrückt wird somit der Rotor oder der Stator „angeschubst“, um einen großen Teil der Wegstrecke von der Ruheposition in die Arbeitsposition gewissermaßen in freiem Flug zurückzulegen. Erfindungsgemäß wird also der Wechsel von der Ruheposition in die Arbeitsposition und auch der umgekehrte Wechsel dynamisch vollzogen, der Rotor bzw. Stator wird somit nicht langsam in seine Arbeitsposition „gefahren“, sondern wird ausreichend beschleunigt, um aufgrund der ausgeübten Beschleunigung selbstständig in die Arbeitsposition zu fliegen.

**[0036]** Ein wesentlicher Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht darin, dass der Betätiger somit im Hinblick auf seinen Betätigungshub wesentlich kleiner und damit erheblich preisgünstiger implementiert werden kann. Der Betätiger muss somit nicht einen derart großen Hub haben, um die gesamte Strecke zwischen der Ruheposition und der Arbeitsposition zu überwinden. Stattdessen muss der Betätiger lediglich einen kleinen Hub haben, muss jedoch in der Lage sein, eine sehr hohe Beschleunigung in dem kleinen Hub zu erreichen. Bei auf dem Markt erhältlichen Betätigern ist jedoch das Erreichen einer hohen Beschleunigung insbesondere in Ausbreitungsrichtung im Vergleich zum Bereitstellen einer großen Hubstrecke wesentlich preisgünstiger erreichbar. Bevorzugt werden insbesondere piezoelektrische Betätiger, die sich durch eine hohe erzeugbare Beschleunigung auszeichnen, die sich jedoch gleichzeitig dadurch auszeichnen, dass der Preis für solche Betätiger mit größer werdender maximaler Hubstrecke erheblich ansteigt.

**[0037]** In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung wird als Lager ein Lager eingesetzt, das zwar radial stabil ist, um große Radialkräfte aufgrund hoher Umdrehungsgeschwindigkeiten von Rotoren aufzunehmen, das jedoch axial betrachtet meterstabil ist und eine aktive Regelung benötigt. Bei einem solchen Lager mit einem axial be-

trachteten meterstabilen Zustand kann der erfindungsgemäß zum „Werfen“ des Rotors bzw. Stators eingesetzte Betätiger gleichzeitig zur aktiven Regelung der Axialposition von Rotor und/oder Stator eingesetzt werden, da der Hub, der für eine aktive Regelung benötigt wird, bei solchen Lagern typischerweise wesentlich kleiner als die Wegstrecke ist, die sich Rotor und/oder Stator relativ zueinander bewegen müssen, um von der Ruheposition in die Arbeitsposition zu kommen. Bei einem solchen bevorzugten Ausführungsbeispiel mit aktiver Axialregelung und zur Verwendung des mechanischen Betätigers wird dieser Betätiger somit sowohl beim Anlaufen, also dann, wenn von der Ruheposition in die Parkposition übergegangen wird, als auch im Betrieb zur aktiven Regelung eingesetzt. Gleichzeitig wird der Betätiger dann, wenn das Lager von der Arbeitsposition in die Ruheposition übergeht, wieder eingesetzt, um nach einer Beschleunigungsphase entweder am Beginn oder im Laufe der Abbremsphase in mechanischen Kontakt mit dem Rotor zu kommen, also den Rotor einzufangen, und um dann, am Ende der Abbremsphase, den Rotor sicher in die Ruheposition zu „geleiten“.

**[0038]** Die erfindungsgemäße dynamische Lagerbetriebsweise könnte somit mit einem Jongleur verglichen werden, der einen Teller in die Luft wirft. Wenn der Teller in der Hand des Jongleurs ist, befindet sich der Teller noch in der Ruheposition. Wird der Teller nun hochgeworfen, so startet der Teller aus der Ruheposition in die Arbeitsposition. Wenn der Jongleur den Teller dann mit einer Stange in der Luft hält, entspricht dies einer aktiven Regelung des Lagers im Betrieb. Dann, am Ende der Vorstellung, wird der Jongleur den Teller fallen lassen und nicht einfach zu Boden krachen lassen, sondern mit der Hand auffangen, um den Teller sicher in die Ruheposition zu geleiten.

**[0039]** Bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung bewegt sich der Rotor in der Parkposition nicht. Der Rotor liegt auf dem Stator auf. Der Rotor befindet sich also in einer verlustfreien Ruhe- oder „Parkposition“. In der Arbeitsposition rotiert der Rotor jedoch. Ist die Arbeitsposition metastabil, so wird der verbleibende Freiheitsgrad durch mechanisches Verschieben des Rotors bezüglich des Stators bzw. des Stators bezüglich des Rotors stabilisiert. Insbesondere wenn permanentmagnetische Lager eingesetzt werden, wird nur eine solche Verschiebung Verluste verursachen, während die gesamte „Lagerarbeit“ verlustlos bereitgestellt wird.

**[0040]** Bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist eine Seite einer Achse durch einen fest montierten Permanentmagneten (Rotor und Stator) radial stabil gelagert, und ist die gegenüberliegende Seite der Achse mit einem permanentmagnetischen Rotor oder Stator versehen,

wobei der Stator mechanisch oder axial verschoben werden kann.

**[0041]** Ein besonders bevorzugter Einsatzort des erfindungsgemäßen Lagers ist innerhalb einer Turboverdichteranordnung einer Wärmekraftmaschine, wie beispielsweise einer Wärmepumpe oder einer Kühlmachine. Normale Radialverdichter besitzen z. B. Kugellager. Wie es ausgeführt worden ist, sind auch elektromagnetische Lager, die ständig mit elektrischen Strom versorgt werden müssen, um das Magnetfeld aufrecht erhalten zu müssen, bekannt. Im Gegensatz zu diesen Lagern benötigt das erfindungsgemäße Lager insbesondere dann, wenn es als Permanentmagnetlager ausgeführt wird, keine permanent elektrische Leistung. Auch Permanentmagnete benötigen permanentelektrische Leistung, wenn sie mit Spulen zum Dämpfen bzw. Verstärken von Kreisströmen versehen sind. Durch die erfindungsgemäße mechanische Betätigeranordnung wird jedoch nur dann, wenn ein Wechsel von der Ruheposition in die Arbeitposition und umgekehrt stattfindet, ggf. zum aktiven Regeln und nur dann, wenn eine Positionsveränderung ausgeführt wird, Leistung verbraucht. Befindet sich das Lager dagegen im Gleichgewichtszustand, so wird sich der Betätiger ebenfalls in Ruhe befinden, und das Lager wird im Betrieb keine Leistung benötigen.

**[0042]** Bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung werden nachfolgend bezugnehmend auf die beiliegenden Zeichnungen detailliert erläutert. Es zeigen:

**[0043]** **Fig. 1a** eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Lagers gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung, wobei sich das Lager in seiner Arbeitsposition befindet;

**[0044]** **Fig. 1b** eine Darstellung des Lagers, wobei sich das Lager in seiner Ruheposition befindet;

**[0045]** **Fig. 2a** ein Strecke-Zeit-Diagramm der von dem Betätiger bzw. Stator zurückgelegten Strecke über der Zeit;

**[0046]** **Fig. 2b** ein Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm der Bewegung des Stators bzw. Betätigers, das mit **Fig. 2a** korrespondiert;

**[0047]** **Fig. 2c** ein Beschleunigungs-Zeit-Diagramm der Beschleunigung, die von dem Betätiger ausgeübt wird;

**[0048]** **Fig. 2d** eine schematische Darstellung der Strecke, die von dem Rotor zurückgelegt wird;

**[0049]** **Fig. 3** eine schematische Darstellung eines bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung mit Permanentmagnetlager und Piezo-

tätiger;

**[0050]** **Fig. 4** eine schematische Darstellung der im Betrieb des bevorzugten Lagers durchgeführten aktiven Regelung;

**[0051]** **Fig. 5** eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Lagers zum Lagern eines Radialrads in einer Strömungsmaschine einer Wärmepumpe;

**[0052]** **Fig. 6a** ein prinzipielles Blockschaltbild der Wärmepumpe;

**[0053]** **Fig. 6b** eine Tabelle zur Illustration verschiedener Drücke und der diesen Drücken zugeordneten Verdampfungstemperaturen;

**[0054]** **Fig. 7** ein Blockschaltbild eines bevorzugten Ausführungsbeispiels der Wärmepumpe, die mit Grundwasser, Meerwasser, Flusswasser, Seewasser oder Sole betrieben wird;

**[0055]** **Fig. 8a** eine alternative Ausführungsform des Verflüssigers von **Fig. 7**;

**[0056]** **Fig. 8b** eine alternative Ausführungsform des Verflüssigers mit reduziertem Rücklauf im Aus-Betrieb;

**[0057]** **Fig. 8c** eine schematische Darstellung des Verflüssigers mit einem Gasabscheider;

**[0058]** **Fig. 9a** eine bevorzugte Implementierung des Verdampfers von **Fig. 7**;

**[0059]** **Fig. 9b** eine alternative Ausführungsform des Verdampfers mit Verwendung des Verflüssiger-Ablaufs als Siedeunterstützung;

**[0060]** **Fig. 9c** eine alternative Ausführungsform des Verdampfers mit einem Wärmetauscher zur Verwendung von Grundwasser zur Siedeunterstützung;

**[0061]** **Fig. 9d** eine alternative Ausführungsform des Verdampfers mit Einspeisung von der Seite und Ablauf in der Mitte;

**[0062]** **Fig. 9e** eine schematische Darstellung des Aufweiters mit Angabe bevorzugter Maße;

**[0063]** **Fig. 10a** eine alternative Implementierung des Verdampfers zur Reduzierung der Höhe des Steigrohrs;

**[0064]** **Fig. 10b** eine Implementierung einer alternativen Realisierung eines Anschlusses einer Heizungsleitung an den Verflüssiger mit einer Turbinen/Pumpenkombination;

[0065] **Fig. 11a** eine schematische Darstellung des Verdichters ausgeführt durch mehrere hintereinander angeordnete Strömungsmaschinen;

[0066] **Fig. 11b** eine schematische Darstellung der Einstellung der Drehzahlen von zwei kaskadierten Strömungsmaschinen in Abhängigkeit von der Soll-Temperatur;

[0067] **Fig. 11c** eine schematische Draufsicht eines Radialrads einer Strömungsmaschine gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung;

[0068] **Fig. 11d** eine schematische Querschnittsansicht mit einer lediglich schematischen Darstellung der Radialrad-Schaufeln zur Veranschaulichung der unterschiedlichen Erstreckung der Schaufeln im Hinblick auf den Radius des Radialrads;

[0069] **Fig. 12** ein beispielhaftes  $h, \log p$ -Diagramm; und

[0070] **Fig. 13** eine bekannte Wärmepumpe, die den linksläufigen Kreislauf von **Fig. 12** durchführt.

[0071] **Fig. 1a** zeigt ein Lager zum rotatorischen Lagern eines Rotors **500** an einem Stator **502**, wobei das Lager eine Ruheposition hat, die in **Fig. 1b** gezeigt ist, in der sich der Rotor und der Stator berühren, und wobei das Lager ferner eine Arbeitsposition aufweist, wie es in **Fig. 1a** gezeigt ist, in der sich der Rotor und der Stator nicht berühren. Stattdessen existiert in dieser Arbeitsposition ein Spalt **504** zwischen Rotor und Stator, der in **Fig. 1a** in axialer Richtung bezüglich einer Drehachse **506** eingezeichnet ist. Der Drehlagerspalt **508** ist bei dem in **Fig. 1a** gezeigten Ausführungsbeispiel parallel zu der Drehachse **506** angeordnet und kann je nach Ausbildung der Ruheposition auch in der Ruheposition existieren.

[0072] Bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel liegt der Rotor auf dem Stator auf einer eigens dafür vorgesehenen Auflagefläche **510**, die speziell gestaltet sein kann, um mechanische Belastungen gut aufzunehmen. Allerdings sind für diese Auflageflächen **510** keine speziellen Vorkehrungen nötig, da durch den erfindungsgemäßen Betrieb des mechanischen Betätigers **512** ohnehin sichergestellt wird, dass Rotor und/Stator vorsichtig „abgeworfen“ werden und vorsichtig wieder „aufgefangen“ werden.

[0073] Obgleich in **Fig. 1a** und **Fig. 1b** der Unterschied zwischen der Arbeitsposition und der Ruheposition so eingezeichnet ist, dass sich der Rotor bezüglich des Stators in axialer Richtung bewegt, um in die Arbeitsposition zu kommen bzw. um in die Ruheposition zu kommen, ist die vorliegende Erfindung genauso anwendbar auf eine Situation, bei der der Stator in axialer Richtung bezüglich des Rotors be-

wegt wird. Ferner existieren auf Ausführungsbeispiele, bei denen sowohl der Rotor als auch der Stator zumindest teilweise in unterschiedlichen Richtungen bewegt werden, so dass sich in der Arbeitsposition der Spalt **504** zwischen Rotor und Stator ergibt, der in der Ruheposition nicht vorhanden ist, da der Rotor auf dem Stator aufliegt. Für die nachfolgende Beschreibung wird es jedoch aufgrund der einfacheren Darstellung bevorzugt, die Arbeitsposition so darzustellen, dass der Rotor in die Arbeitsposition bewegt wird.

[0074] Das erfindungsgemäße Lager in **Fig. 1a** umfasst ferner den mechanischen Betätiger **512** zum Bewegen des Rotors aus der Ruheposition in die Arbeitsposition ansprechend auf ein Steuersignal **514**, das von einer Steuerungseinrichtung **516** geliefert wird. Insbesondere ist die Steuerungseinrichtung **516** ausgebildet, um ein Steuersignal an den Betätiger zu liefern, das bewirkt, dass der Betätiger in einer Beschleunigungsphase den Rotor oder Stator von der Ruheposition in Richtung der Arbeitsposition beschleunigt, und das ferner bewirkt, dass der Betätiger **512** in einer Bremsphase abgebremst wird. Durch Abbremsen des Betätigers wird erreicht, dass sich der Rotor oder Stator aufgrund seiner Masse von einer Berührung mit dem Betätiger oder ggf. dem Stator löst und seine Bewegung fortsetzt. Insbesondere ist die Steuereinrichtung **516** ausgebildet, um den Betätiger so zu betreiben, dass der Rotor oder Stator so stark angetrieben werden, dass der Rotor bzw. Stator die Arbeitsposition erreicht.

[0075] Zu diesem Zweck existieren verschiedene Möglichkeiten, die auch miteinander kombiniert werden können. Bei dem in **Fig. 1a** gezeigtem Ausführungsbeispiel ist der Betätiger mit zwei „Ausgängen“ **520** und **522** versehen, die schematisiert andeuten sollen, dass der mechanische Betätiger in Eingriff mit dem Rotor geht, wenn die Alternative gemäß **520** stattfindet, oder in Eingriff mit dem Stator geht, wenn die Alternative **522** vorhanden ist. Alternativ kann auch eine Mischlösung vorgesehen sein, bei der der Betätiger sowohl mit dem Rotor als auch mit dem Stator in mechanischen Eingriff geht.

[0076] Bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung wird es jedoch bevorzugt, dass der mechanische Betätiger nur die Alternative, die durch den „Ausgang“ **522** angedeutet ist, implementiert, so dass der mechanische Betätiger durch mechanisches Betätigen des Stators und unmittelbare Kraftübertragung über die Auflagefläche **510** (**Fig. 1b**) den Rotor **500** gewissermaßen „indirekt“ beschleunigt. Dann, wenn der mechanische Betätiger **512** in die Abbremsphase übergeht, wird auch der Stator **502**, der mit dem mechanischen Betätiger mechanisch gekoppelt ist, abgebremst, während sich nun jedoch der Rotor **500** von der Auflagefläche **510** des Stators **502** löst und weiterfliegt, während der

Stator durch den mechanischen Betätiger 512 wieder abgebremst und wieder in seine Ruhelage zurückgebracht wird.

[0077] Nachfolgend wird auf die Bewegung bzw. Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung des Betätigers und ggf. Stators und des Rotors eingegangen, wobei beispielhafte Zahlenwerte genannt sind. Der Betätiger wird mit einem Steuerungssignal versorgt, derart, dass er von einem Start-Auslenkungswert bei  $0 \mu\text{m}$  beschleunigt wird, bis er bei einem Lösungspunkt 530 eine maximale Geschwindigkeit hat, wie es in **Fig. 2b** gezeigt ist. Die beispielhaft gezeigte Geschwindigkeit beträgt  $250 \mu\text{m}/\text{ms}$ . Dann, nach dem sog. „Lösungspunkt“ wird der Betätiger und der mit dem Betätiger vorzugsweise verbundene Stator abgebremst, was sich in dem Wendepunkt 530 des Bewegungs-Zeit-Diagramms von **Fig. 2a** widerspiegelt. In **Fig. 2b** ist ersichtlich, dass dadurch die Geschwindigkeit wieder abnimmt und einen Nulldurchgang erreicht, wenn die maximal vorgesehene Auslenkung von  $20 \mu\text{m}$  eines Betätigers erreicht ist. Dann wird die Geschwindigkeit negativ und der Betätiger „zieht sich wieder zusammen“, bis er eine maximale negative Geschwindigkeit von beispielsweise  $-500 \mu\text{m}/\text{ms}$  hat, wobei diese maximale Geschwindigkeit dann wieder auf 0 gebracht wird, wenn der Betätiger dann, nach etwa  $400 \mu\text{s}$  wieder ganz „eingefahren“ ist. Im Beschleunigungs-Zeit-Diagramm von **Fig. 2c** ergibt sich somit zunächst eine Beschleunigungsphase mit einer positiven Beschleunigung von etwa  $2000 \mu\text{m}/\text{ms}^2$ . In der dann an die Beschleunigungsphase 532 abgrenzenden Abgrenzphase 534 wird mit einer negativen Beschleunigung von beispielsweise  $-10.000 \mu\text{m}/\text{ms}^2$  gearbeitet, um ein schnelles Abbremsen zu erreichen. Damit der Betätiger am Ende sicher in seiner Ruheposition landet, findet nach der Abbremsphase 534 noch eine weitere kleinere Beschleunigungsphase 536 statt, die in **Fig. 1a** mit „**Fig. 2a**“ bezeichnet ist. Je nach Implementierung kann jedoch die Beschleunigungsphase 536 auch weggelassen werden. Dann müsste jedoch die negative Beschleunigung von dem Verlauf in **Fig. 2c** geändert werden, beispielsweise durch Übergang zu einem Beschleunigungsverlauf, der nicht mehr konstant über der Zeit ist und lediglich zwischen verschiedenen Zuständen schwankt.

[0078] Es sei darauf hingewiesen, dass der in den **Fig. 2a** bis **Fig. 2c** gezeigte Verlauf genauso wie der Verlauf in **Fig. 2d** schematisch sind. Allerdings wird aus den Verläufen ersichtlich, dass es bevorzugt wird, stärker abzubremsen als zu beschleunigen. Dies ist auch ohne weiteres möglich, da in der Beschleunigungsphase sowohl der Stator als auch der Rotor beschleunigt werden müssen, während in der Bremsphase nur noch der Stator oder vorzugsweise nur ein kleiner Teil des Stators, nämlich der Lagerabschnitt des Stators und nicht mehr der Rotor abgebremst werden muss, da der Rotor sich von dem Sta-

tor gelöst hat. Es wird bevorzugt, dass zur Beschleunigung mehr als 50 % des maximalen Hubs des Betätigers eingesetzt wird, wobei Werte im Bereich von 65 bis 90 % besonders bevorzugt werden. Daraus ergibt sich auch, dass die negative Beschleunigung in der Abbremsphase 534 betragsmäßig höher ist als die positive Beschleunigung in der Beschleunigungsphase 532. Verhältnisse zwischen positiver Beschleunigung in der Beschleunigungsphase und negativer Beschleunigung in der Abbremsphase von 2 bis 50 werden bevorzugt, wobei in **Fig. 2c** beispielhaft ein Verhältnis von 5 gezeichnet ist. Generell hängt dieses Verhältnis vom Masseverhältnis der zu beschleunigenden Masse zu der abzubremsenden Masse ab.

[0079] Ferner wird es bevorzugt, die zweite Beschleunigungsphase 536 mit einer noch höheren positiven Beschleunigung als sie betragsmäßig für die Abbremsphase eingesetzt worden ist, zu betreiben, so dass ein möglichst großer Prozentsatz der Hubstrecke des Betätigers zur Beschleunigung ausgenutzt werden kann, ohne den Betätiger in der Abbremsphase zu überlasten. Insbesondere piezoelektrische Betätiger werden vorzugsweise so ausgelegt, dass in jedem Fall sichergestellt wird, dass sie in der Abbremsphase keine Beschädigung erleiden. Andererseits haben piezoelektrische Betätiger den Vorteil, dass sie in der Beschleunigungsphase in der Richtung belastet werden, in der sie die höchste Belastung aushalten können. In der Beschleunigungsphase ist die Beschleunigung am höchsten, da der Betätiger auch das Rotorgewicht beschleunigen muss. Es wird daher bevorzugt, die Beschleunigungsphase mit einem Betätiger, der eine piezoelektrische Bauweise hat, durchzuführen, indem in der Beschleunigungsphase eine Verlängerung des piezoelektrischen Betätiger herbeigeführt wird. Der Betätiger wird somit in der Beschleunigungsphase vorzugsweise auf Druck und nicht auf Zug beansprucht. Vorzugsweise werden solche mechanischen Betätiger eingesetzt, die eine Betätigungsstrecke kleiner als  $100 \mu\text{m}$  haben. Ferner werden Geschwindigkeiten bevorzugt, die am Ende der Beschleunigungsphase Werte von zwischen 50 und  $2000 \mu\text{m}/\text{ms}$  erreichen, und die am Ende der Abbremsphase bei  $-200$  bis  $4000 \mu\text{m}/\text{ms}$  liegen.

[0080] **Fig. 2d** zeigt den Bewegungsverlauf des Rotors, der sich über eine Breite des Spalts 504 bewegen muss, die bei  $> 300 \mu\text{m}$  liegt. Vergleichsweise ist die Betätiger-Auslenkung bei 540 eingezeichnet. Bei 540 findet sich somit eine komprimierte Darstellung des Bewegungsverlaufs von **Fig. 2a**, wobei auf die geänderte Zeitskala geachtet werden muss.

[0081] Zum Zeitpunkt 530 löst sich der Rotor von dem Stator ab und geht in eine freie Bewegung über. Aufgrund der ursprünglich dem Rotor aufgeprägten Beschleunigung fliegt der Rotor dann, zwischen dem

Zeitpunkt **530** und einem Zeitpunkt von etwa 3,5 ms weiter, bis er aufgrund von Reibungskräften bzw. der inhärenten Magnetlagerkraft abgebremst wird. Ferner wird bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung der Betätiger dann, wenn der Rotor in den Regelungsbereich **542** eintritt, durch den Betätiger aktiv geregelt, wobei die Zeitdauer der aktiven Regelung in **Fig. 2d** bei **544** dargestellt ist. Aus der Skizze in **Fig. 2d** ist zu sehen, dass der Rotor den größten Teil des Spalts **504** in freier Bewegung, also ohne Kontakt zum Stator bzw. zum Betätiger, zurücklegt.

**[0082]** Wie es nachfolgend noch bezugnehmend auf **Fig. 3** dargestellt wird, ist der Betrag des Spalts, also z.B. der Bereich von 300  $\mu\text{m}$  gleich der Höhe eines Magnetrings eines repulsiven Magnetlagers, wie es in **Fig. 3** dargestellt ist. Erfindungsgemäß wird es bevorzugt, dass der Spalt größer als der maximale Hub des Betätigers ist und insbesondere wenigstens zwei bis 20 mal so groß ist. Damit kann aufgrund der Tatsache, dass der Betätiger nicht die gesamte Spaltbreite als maximalen Hub haben muss, ein besonders preisgünstiger Betätiger eingesetzt werden.

**[0083]** Insbesondere bei piezoelektrischen Betätigern ist der maximale Auslenkungshub proportional zur Höhe des Betätigers. Bei piezoelektrischen Betätigern liegt das Verhältnis zwischen Auslenkung und Hub bei z.B. 0,14 Prozent. Dies bedeutet, dass ein Betätiger, der einen Hub von z.B. 300  $\mu\text{m}$  hat, um in **Fig. 2d** ohne freie Bewegung den Spalt **504** zu überwinden, eine Höhe haben müsste, die bei 215 mm liegt. Um jedoch gemäß der vorliegenden Erfindung nur eine Höhe von 20  $\mu\text{m}$  zurückzulegen, genügt ein Betätiger mit einer Höhe von 14 mm. Preislich betrachtet würde ein Piezobetätiger mit einem Hub von 20  $\mu\text{m}$  etwa 20 Euro kosten, während ein Piezobetätiger für einen Hub von 300  $\mu\text{m}$  deutlich über 500 Euro kosten würde.

**[0084]** Nachfolgend wird bezugnehmend auf **Fig. 3** ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei dem ein Permanentmagnetlager mit magnetisierten aufeinander gestapelten Ringen eingesetzt wird. Am Stator **502** ist eine Anzahl von magnetischen Ringen **560a**, **560b**, **560c**, **560d**, **560e** und **560f** befestigt. Ebenfalls sind am Rotor ebenfalls magnetische Ringe **562a**, **562b**, ..., **562e** angebracht. Ferner ist die Steuerung **516** eingangsseitig mit einer Regelungseinrichtung **517** gekoppelt, die auch in **Fig. 1a** gezeigt ist und eine Erfassung des Spalts **504** auf irgend eine bekannte Art und Weise durchführt. Insbesondere wird kapazitiv, induktiv, optisch und auf irgendeine andere Art und Weise entweder direkt oder indirekt über eine Positionsbestimmung des Rotors und/oder des Stators eine Spaltlänge des Spalt **504** erfasst und als Ist-Wert in der Spalterfassungseinrichtung **517** bzw. dem Regler **517** verwendet.

**[0085]** Dort wird der Ist-Wert mit einem Soll-Wert verglichen, um abhängig von dem Soll-Ist-Vergleich ein Regelungssignal zu liefern, das mit irgendeinem bekannten Schleifenfilter gefiltert wird, welches eine gewünschte Frequenzcharakteristik aufweist. Dieses Regelungssignal wird in die Steuerungseinrichtung **516** eingespeist, die dann das Eingangssignal bzw. Steuersignal **514** für den mechanischen Betätiger **512** liefert. Der Betätiger **512** bewirkt ansprechend auf das Steuerungssignal **514** somit eine Verschiebung des Stators bzw. der an dem Stator angebrachten Magnetringe bzw. allgemein des Lagerabschnitts, das mit dem Stator gekoppelt ist, so dass die Relativposition zwischen dem Lagerabschnitt des Stators und dem Lagerabschnitt des Rotors verändert wird.

**[0086]** Der Regler **517** dient zum Erfassen einer Ist-Position des Rotors bezüglich des Stators und/oder einer Ist-Positionsänderung des Rotors bezüglich des Stators, um einen Ist-Wert zu erhalten. Ferner dient der Regler zum Bewegen des Rotors oder Stators so, dass die Ist-Position des Rotors bezüglich des Stators sich an eine Soll-Position des Rotors bezüglich des Stators bei der Arbeitsposition annähert, wenn die Ist-Position erfasst worden ist, oder dass die Ist-Positionsänderung sich einem Null-Wert zumindest annähert oder gleich Null wird, wenn die Ist-Positionsänderung erfasst wird. Gemessen wird bei dieser Alternative als die Richtungsänderung bzw. ob die Änderung positiv, negative oder Null ist, und die Position Lagermagnet-Stator zu -Rotor wird so lange korrigiert, bis die Richtungsänderung näherungsweise oder exakt gleich Null ist Diese aktive Regelung des Magnetlagers findet in der Arbeitsposition bzw. im Arbeitsbetrieb des Rotors statt und wird Bezug nehmend auf **Fig. 4** näher erläutert. **Fig. 4** zeigt einen Querschnitt durch jeweils drei aufeinander gestapelte Magnetringe, deren Magnetisierung durch Richtungspfeile **564** angezeigt sind, wobei die Pfeilrichtung des Pfeils **564** anzeigt, ob oben oder unten der Nordpol bzw. Südpol des magnetisierten Rings ist. Nachdem sich entgegengesetzt polarisierte Ringe anziehen, existiert eine obere Kraft  $F_o$  und eine untere Anziehungskraft  $F_u$ , wie sie in **Fig. 4** angezeichnet ist. Dann, wenn eine Axialkraft auf den Rotor ausgeübt wird, wenn sich der Rotor also z.B. nach oben bewegt, wird die Kraft  $F_o$  größer und wird die Kraft  $F_u$  kleiner, so dass die Auslenkung noch durch die inhärent dem magnetischen Lager eigene Kraftsituation verstärkt wird, weshalb das Lager axial metastabil ist. Um diese Situation zu kompensieren, wird der Stator so geregelt, dass er ebenfalls nach oben ausgelenkt wird, so dass die Kraft  $F_o$  wieder kleiner wird und die Kraft  $F_u$  größer wird, derart, dass wieder ein Kräftegleichgewicht eingestellt wird. Entsprechende zueinander zugehörige Größen und Tendenzen sind in der in **Fig. 4** gezeichneten Tabelle dargestellt. Daraus ergibt sich, dass der Stator im Regelungsbereich, der schematisch in **Fig. 2d** bei **544** eingezeichnete ist, ständig etwas nach oben bzw. nach unten bewegt

wird, um auf den Rotor wirkenden Axialkräfte zu kompensieren bzw. um das Lager stabil zu halten.

**[0087]** **Fig. 5** zeigt ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung zum Lagern eines Radialrads für einen Turboverdichter, wie er z.B. im Verdichter 16 von **Fig. 7** oder in einer Strömungsmaschine 172 bzw. 174 von **Fig. 11A** eingesetzt wird, und wie er in **Fig. 11C** und **Fig. 11D** näher beschrieben ist.

**[0088]** Insbesondere ist an dem Rotor 500 eine Rotorwelle 570 angeordnet, die sich durch eine Bohrung 572 im Stator erstreckt. Das Lager umfasst wieder einen Stator-Lagerabschnitt 560 sowie eine Rotor-Lagerabschnitt 562, wobei sich gleich polarisierte Magnetringe in den beiden Lagerabschnitten gegenüberliegen, wenn sich das Lager in der optimal ausgeregelten Lagerposition befindet bzw. wenn keine Axialkraft auf den Rotor 500 wirkt. In **Fig. 5** ist ferner gezeigt, dass der Betätiger 512 so angeordnet ist, dass er den Stator-Abschnitt 560 mit dem restlichen Stator mechanisch koppelt. Dies hat den Vorteil, dass die Masse, die der Beschleuniger – abgesehen von der Rotormasse – beschleunigen und insbesondere auch wieder abbremsen muss, möglichst klein ist.

**[0089]** Ferner ist in **Fig. 5** die Druckverteilung eingezeichnet, wenn das Radialrad in der Wärmepumpe von **Fig. 6A** arbeitet. Auf der oberen Seite ist dann ein kleiner Dampfdruck, während auf der unteren Seite ein großer Dampfdruck herrscht. Das bedeutet, dass das Radialrad eine Axialkraft erlebt, die nach oben zum kleinen Druck hin wirkt, so dass aufgrund der Betriebsweise des Radialrads eine Rotorauslenkung nach oben hier stattfindet, die durch eine Statorregelung nach oben zu kompensieren ist.

**[0090]** Der Axialschub ist also nach oben gerichtet. Dieser Axialschub tritt jedoch relativ langsam auf, weshalb ein typischer Piezoring 512 oder ein Piezo-Betätiger in Form mehrerer radial verteilter Stäbe ohne weiteres Schritt halten kann. Die Kraftänderung hat also eine geringere Steigung als der Aktuator aushalten kann, indem er auf Zug oder Druck arbeitet. Als Aktuator bzw. Betätiger wird ein piezoelektrischer Betätiger betätigt, der einen scheibenartigen bzw. schichtartigen Aufbau hat, und der typischerweise mit einer gesteuerten Gleichspannung versorgt wird und eine Maximalspannung von z.B. 2 kV/mm aushalten kann.

**[0091]** Wie es bereits ausgeführt worden ist, findet eine Rückführung von der Arbeitsposition in die Ruheposition dahingehend statt, dass, um eine „Abwärtsbewegung“ des Rotors zu bewirken, der Stator ausgelenkt wird, um das Lager in das Ungleichgewicht zu bringen. Dann bewegt sich der Rotor gewissermaßen von rechts nach links auf der Bewegungskurve in **Fig. 2d** nach unten, wobei durch die Magnet-

lagerkräfte und insbesondere durch das immer größer werdende  $F_u$  und das immer kleiner werdende  $F_o$  von **Fig. 4** die Bewegung beschleunigt wird. Dann, kurz vor einem „abzufedernden“ Aufprall des Rotors auf der Auflagefläche wird der Betätiger in einer Beschleunigungsphase ausgelenkt, um dann abgebremst zu werden. Vorzugsweise nach dem Verstreichen einer kleinen Zeitdauer nach Beginn der Bremsphase wird der Rotor dann mit dem Stator an der Auflagefläche in Berührung kommen also aufgefangen, wobei dieses „Auftreffen“ mechanisch unproblematisch ist, da sich zum Zeitpunkt des Auftreffens der Rotor und der Stator aufgrund des Antriebs durch den Betätiger nahezu gleich schnell bewegen bzw. der Stator sich nur etwas langsamer als der Rotor bewegt. Die Bewegungsverhältnisse und insbesondere die Abbremsung in der Bremsphase sind so eingestellt, dass der Rotor dann gewissermaßen sicher „gelandet“ wird, und zwar ohne zerstörerische mechanische Beanspruchungen, die jedoch auftreten könnten, wenn der Rotor ungebremst auf die Auflagefläche von **Fig. 1a** prallen würde.

**[0092]** Nachfolgend wird auf eine bevorzugte Verwendung des erfindungsgemäßen Lagers innerhalb einer Wärmepumpe und insbesondere innerhalb eines Turboverdichters einer Wärmepumpe zum Lagern eines Radialrads eingegangen, wobei dort die Vorteile des schmiermittelfreien Lagers besonders zu Tage treten, da das bevorzugte Wärmepumpenkonzept einen offenen Kreislauf darstellt, in dem das Arbeitsmittel Wasser ist, aus der Umwelt entnommen wird und anschließend in die Umwelt wieder abgegeben wird.

**[0093]** **Fig. 6a** zeigt eine erfindungsgemäße Wärmepumpe, die zunächst einen Wasserverdampfer 10 zum Verdampfen von Wasser als Arbeitsflüssigkeit aufweist, um ausgangsseitig einen Dampf in einer Arbeitsdampfleitung 12 zu erzeugen. Der Verdampfer umfasst einen Verdampfungsraum (in **Fig. 6a** nicht gezeigt) und ist ausgebildet, um in dem Verdampfungsraum einen Verdampfungsdruck kleiner als 20 hPa zu erzeugen, so dass das Wasser bei Temperaturen unter 15°C im Verdampfungsraum verdampft. Das Wasser ist vorzugsweise Grundwasser, im Erdreich frei oder in Kollektorrohren zirkulierende Sole, also Wasser mit einem bestimmten Salzgehalt, Flusswasser, Seewasser oder Meerwasser. Erfindungsgemäß werden alle Arten von Wasser, also kalkhaltiges Wasser, kalkfreies Wasser, salzhaltiges Wasser oder salzfreies Wasser verwendbar bevorzugt. Dies liegt daran, dass alle Arten von Wasser, also alle diese "Wasserstoffe", die günstige Wasser-Eigenschaft haben, nämlich dass Wasser, das auch als "R 718" bekannt ist, eine für den Wärmepumpen-Prozess nutzbare Enthalpie-Differenz-Verhältnis von 6 hat, was dem mehr als 2-fachen des typischen nutzbaren Enthalpie-Differenz-Verhältnisses von z. B. R134a entspricht.

**[0094]** Der Wasserdampf wird durch die Saugleitung **12** einem Verdichter/Verflüssiger-System **14** zugeführt, das eine Strömungsmaschine wie z. B. einen Radialverdichter, beispielsweise in Form eines Turboverdichters aufweist, der in **Fig. 6a** mit **16** bezeichnet ist. Die Strömungsmaschine ist ausgebildet, um den Arbeitsdampf auf einen Dampfdruck zumindest größer als 25 hPa zu verdichten. 25 hPa korrespondiert mit einer Verflüssigungstemperatur von etwa 22°C, was zumindest an relativ warmen Tagen bereits eine ausreichende Heizungs-Vorlauftemperatur einer Fußbodenheizung sein kann. Um höhere Vorlauftemperaturen zu generieren, können Drücke größer als 30 hPa mit der Strömungsmaschine **16** erzeugt werden, wobei ein Druck von 30 hPa eine Verflüssigungstemperatur von 24°C hat, ein Druck von 60 hPa eine Verflüssigungstemperatur von 36°C hat, und ein Druck von 100 hPa einer Verflüssigungstemperatur von 45°C entspricht. Fußbodenheizungen sind ausgelegt, um mit einer Vorlauftemperatur von 45°C auch an sehr kalten Tagen ausreichend heizen zu können.

**[0095]** Die Strömungsmaschine ist mit einem Verflüssiger **18** gekoppelt, der ausgebildet ist, um den verdichteten Arbeitsdampf zu verflüssigen. Durch das Verflüssigen wird die in dem Arbeitsdampf enthaltene Energie dem Verflüssiger **18** zugeführt, um dann über den Vorlauf **20a** einem Heizsystem zugeführt zu werden. Über den Rücklauf **20b** fließt das Arbeitsfluid wieder in den Verflüssiger zurück.

**[0096]** Erfindungsgemäß wird es bevorzugt, dem energiereichen Wasserdampf direkt durch das kältere Heizungswasser die Wärme(-energie) zu entziehen, welche vom Heizungswasser aufgenommen wird, so dass dieses sich erwärmt. Dem Dampf wird hierbei so viel Energie entzogen, dass dieser verflüssigt wird und ebenfalls am Heizungskreislauf teilnimmt.

**[0097]** Damit findet ein Materialeintrag in den Verflüssiger bzw. das Heizungssystem statt, der durch einen Ablauf **22** reguliert wird, derart, dass der Verflüssiger in seinem Verflüssigerraum einen Wasserstand hat, der trotz des ständigen Zuführens von Wasserdampf und damit Kondensat immer unterhalb eines Maximalpegels bleibt.

**[0098]** Wie es bereits ausgeführt worden ist, wird es bevorzugt, einen offenen Kreislauf zu nehmen, also das Wasser, das die Wärmequelle darstellt, direkt ohne Wärmetauscher zu verdampfen. Alternativ könnte jedoch auch das zu verdampfende Wasser zunächst über einen Wärmetauscher von einer externen Wärmequelle aufgeheizt werden. Dabei ist jedoch zu bedenken, dass dieser Wärmetauscher wieder Verluste und apparativen Aufwand bedeutet.

**[0099]** Darüber hinaus wird es bevorzugt, um auch

Verluste für den zweiten Wärmetauscher, der auf Verflüssiger-Seite bisher notwendigerweise vorhanden ist, zu vermeiden, auch dort das Medium direkt zu verwenden, also, wenn an ein Haus mit Fußbodenheizung gedacht wird, das Wasser, das von dem Verdampfer stammt, direkt in der Fußbodenheizung zirkulieren zu lassen.

**[0100]** Alternativ kann jedoch auch auf Verflüssiger-Seite ein Wärmetauscher angeordnet werden, der mit dem Vorlauf **20a** gespeist wird und der den Rücklauf **20b** aufweist, wobei dieser Wärmetauscher das im Verflüssiger befindliche Wasser abkühlt und damit eine separate Fußbodenheizungsflüssigkeit, die typischerweise Wasser sein wird, aufheizt.

**[0101]** Aufgrund der Tatsache, dass als Arbeitsmedium Wasser verwendet wird, und aufgrund der Tatsache, dass von dem Grundwasser nur der verdampfte Anteil in die Strömungsmaschine eingespeist wird, spielt der Reinheitsgrad des Wassers keine Rolle. Die Strömungsmaschine wird, genauso wie der Verflüssiger und die ggf. direkt gekoppelte Fußbodenheizung immer mit destilliertem Wasser versorgt, derart, dass das System im Vergleich zu heutigen Systemen einen reduzierten Wartungsaufwand hat. Anders ausgedrückt ist das System selbstreinigend, da dem System immer nur destilliertes Wasser zugeführt wird und das Wasser im Ablauf **22** somit nicht verschmutzt ist.

**[0102]** Das durch den Ablauf abgeführte destillierte Wasser kann somit – wenn keine sonstigen Vorschriften im Wege stehen – ohne weiteres dem Grundwasser wieder zugeführt werden. Alternativ kann es hier jedoch auch z. B. im Garten oder in einer Freifläche versickert werden, oder es kann über den Kanal, sofern dies Vorschriften gebieten – einer Kläranlage zugeführt werden.

**[0103]** Die erfindungsgemäße Kombination von Wasser als Arbeitsmittel mit dem um das 2-fache besseren nutzbaren Enthalpie-Differenz-Verhältnis im Vergleich zu R134a und aufgrund der damit reduzierten Anforderungen an die Geschlossenheit des Systems (es wird vielmehr ein offenes System bevorzugt), und aufgrund des Einsatzes der Strömungsmaschine, durch den effizient und ohne Reinheitsbeeinträchtigungen die erforderlichen Verdichtungsfaktoren erreicht werden, wird ein effizienter und umweltneutraler Wärmepumpenprozess geschaffen, der dann, wenn im Verflüssiger der Wasserdampf direkt verflüssigt wird, noch effizienter wird, da dann im gesamten Wärmepumpenprozess kein einziger Wärmetauscher mehr benötigt wird.

**[0104]** Darüber hinaus fallen sämtliche mit der Kolbenverdichtung verbundenen Verluste weg. Zudem können die bei Wasser sehr gering ausfallenden Verluste, die sonst bei der Drosselung anfallen, dazu

verwendet werden, den Verdampfungsprozess zu verbessern, da das Ablaufwasser mit der Ablauftemperatur, die typischerweise höher als die Grundwasser-Temperatur sein wird, vorteilhaft verwendet werden, um im Verdampfer mittels einer Strukturierung **206** eines Ablaufrohrs **204**, wie es in **Fig. 9a** noch erläutert wird, eine Blasenverdampfung zu triggern, damit die Verdampfungseffizienz erhöht wird.

**[0105]** Nachfolgend wird bezugnehmend auf **Fig. 7** ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung detailliert erläutert. Der Wasserverdampfer umfasst eine Verdampfungskammer **100** und ein Steigrohr **102**, in dem sich Grundwasser von einem Grundwasser-Reservoir **104** in Richtung eines Pfeils **106** nach oben in den Verdampfungsraum **100** bewegt. Das Steigrohr **102** mündet in einem Aufweiter **108**, der ausgebildet ist, um den relativ engen Rohrquerschnitt aufzuweiten, um eine möglichst große Verdampfungsfläche zu schaffen. Der Aufweiter **108** wird trichterförmig, also in Form eines Rotationsparaboloids beliebiger Ausprägung sein. Er kann runde oder eckige Übergänge haben. Entscheidend ist lediglich, dass der in die Verdampfungskammer **100** gerichtete Durchmesser bzw. die der Verdampfungskammer **100** zugewandte Fläche größer als die Querschnittsfläche des Steigrohrs ist, um den Verdampfungsprozess zu verbessern. Wenn davon ausgegangen wird, dass etwa 1 l pro Sekunde durch das Steigrohr nach oben in die Verdampfungskammer fließt, werden bei einer Heizleistung von ca. 10 kW etwa 4 ml pro Sekunde im Verdampfer verdampft. Der Rest läuft um etwa 2,5°C abgekühlt über den Aufweiter **108** hinaus und landet in einem Auffang-Sammelbecken **110** in der Verdampfungskammer. Das Auffang-Sammelbecken **110** hat einen Ablauf **112**, in dem die Menge von 1 l pro Sekunde weniger die verdampften 4 ml pro Sekunde wieder abgeführt wird, und zwar vorzugsweise zurück in das Grundwasserreservoir **104**. Hierzu ist vorzugsweise eine Pumpe **114** bzw. ein Ventil zur Überlaufregelung vorgesehen. Es sei darauf hingewiesen, dass hier nichts aktiv gepumpt werden muss, da aufgrund der Schwerkraft dann, wenn die Pumpe bzw. das Ventil **114** geöffnet ist, Wasser aus dem Verdampfer-Auffangbecken **110** über ein Rücklaufrohr **113** nach unten in das Grundwasserreservoir fließt. Die Pumpe bzw. das Ventil **114** stellen somit sicher, dass das Wasserniveau im Auffangbecken nicht zu hoch steigt oder dass in das Ablaufrohr **112** kein Wasserdampf eindringt bzw. dass die Verdampfungskammer auch von der Situation am „unteren“ Ende des Rücklaufrohrs **113** sicher entkoppelt ist.

**[0106]** Das Steigrohr ist in einem Steigrohrbecken **116** angeordnet, das von einer vorzugsweise vorgesehenen Pumpe **118** mit Wasser gefüllt wird. Die Pegel in **116** und **108** sind nach dem Prinzip der kommunizierenden Röhren miteinander verbunden, wobei die Schwerkraft und die unterschiedlichen Drücke in

**116** und **108** für einen Transport des Wassers von **116** nach **108** sorgen. Der Wasserpegel im Steigrohrbecken **116** ist vorzugsweise so angeordnet, dass auch bei unterschiedlichen Luftdrücken der Pegel nie unter den Einlass des Steigrohrs **102** fällt, damit ein Eindringen von Luft vermieden wird.

**[0107]** Vorzugsweise umfasst der Verdampfer **10** einen Gasabscheider, der ausgebildet ist, um wenigstens einen Teil, z. B. wenigstens 50 % eines Gases, das in dem zu verdampfenden Wasser gelöst ist, aus dem zu verdampfenden Wasser zu entfernen, so dass der entfernte Teil des Gases nicht über den Verdampfungsraum von dem Verdichter angesaugt wird. Vorzugsweise ist der Gasabscheider angeordnet, um den entfernten Teil des Gases einem nicht verdampften Wasser zuzuführen, damit das Gas von dem nicht verdampften Wasser abtransportiert wird. Gelöste Gase können Sauerstoff, Kohlendioxid, Stickstoff etc. umfassen. Diese Gase verdampfen zumeist bei einem höheren Druck als Wasser so dass der Gasabscheider unterhalb des Aufweilers **108** angeordnet sein kann, so dass im Gasabscheider verdampfter Sauerstoff etc. aus dem gerade noch nicht verdampfenden Wasser austritt und vorzugsweise in die Rückleitung **113** eingespeist wird. Die Einspeisung erfolgt vorzugsweise an der Stelle des Rückleitung **113**, an der der Druck so niedrig ist, dass das Gas von dem zurücklaufenden Wasser wieder ins Grundwasser mitgenommen wird. Alternativ kann das abgeschiedene Gas jedoch auch gesammelt und in bestimmten Intervallen entsorgt werden oder laufend entlüftet, also an die Atmosphäre abgegeben werden.

**[0108]** Typischerweise wird das Grundwasser, Meerwasser, Flusswasser, Seewasser, die Sole oder eine sonstige in der Natur vorkommende wässrige Lösung eine Temperatur zwischen 8°C und 12°C haben. Durch die Absenkung der Temperatur von 1 l Wasser um 1°C kann eine Leistung von 4,2 kW erzeugt werden. Wird das Wasser um 2,5°C abgekühlt, so wird eine Leistung von 10,5 kW erzeugt. Vorzugsweise wird das Steigrohr von einem Wasserstrom mit einer Stromstärke in Abhängigkeit von der Heizleistung durchströmt, im Beispiel ein Liter pro Sekunde.

**[0109]** Wenn die Wärmepumpe auf relativ hoher Last arbeitet, wird der Verdampfer etwa 6 ml pro Sekunde verdampfen, was einem Dampfvolumen von ca. 1,2 Kubikmeter pro Sekunde entspricht. Je nach geforderter Heizungswassertemperatur wird die Strömungsmaschine im Hinblick auf ihre Verdichtungsleistung gesteuert. Wird eine Heizungs-Vorlauftemperatur von 45°C gewünscht, was selbst für extrem kalte Tage bei weitem ausreicht, so muss die Strömungsmaschine den bei vielleicht 10 hPa erzeugten Dampf auf einen Druck von 100 hPa erhöhen. Reicht dagegen eine Vorlauftemperatur von z. B. 25° für die Fußbodenheizung, so muss nur um einen Faktor 3

durch die Strömungsmaschine verdichtet werden.

**[0110]** Die erzeugte Leistung wird daher durch die Verdichterleistung bestimmt, also zum einen durch den Verdichtungsfaktor, also wie stark der Verdichter verdichtet, und zum anderen durch von dem Verdichter erzeugten Volumenstrom. Erhöht sich der Volumenstrom, so muss der Verdampfer mehr verdampfen, wobei die Pumpe **118** mehr Grundwasser in das Steigrohrbecken **116** befördert, so dass der Verdampfungskammer mehr Grundwasser zugeführt wird. Wird die Strömungsmaschine dagegen einen geringeren Verdichtungsfaktor liefern, so fließt auch weniger Grundwasser von unten nach oben.

**[0111]** An dieser Stelle sei jedoch darauf hingewiesen, dass es bevorzugt wird, den Durchfluss von Grundwasser durch die Pumpe **118** zu steuern. Nach dem Prinzip der kommunizierenden Röhren legt der Füllstand im Behälter **116** bzw. die Fördermenge der Pumpe **118** den Durchfluss durch das Steigrohr fest. Damit kann eine Effizienzsteigerung der Anlage erreicht werden, da die Steuerung des Durchflusses von der Saugleistung der Strömungsmaschine entkoppelt wird.

**[0112]** Es wird keine Pumpe benötigt, um das Grundwasser von unten in die Verdampfungskammer **100** zu pumpen. Statt dessen geschieht dies von „selbst“. Dieses automatische Aufsteigen zur evakuierten Verdampfungskammer hilft auch dabei, dass der Unterdruck von 20 hPa ohne Weiteres erreichbar ist. Hierzu werden keine Evakuierungspumpen oder etwas ähnliches benötigt. Statt dessen wird lediglich ein Steigrohr mit einer Höhe größer 9 m benötigt. Dann wird eine rein passive Unterdruckerzeugung erreicht. Der nötige Unterdruck kann jedoch auch mit einem wesentlich kürzeren Steigrohr erzeugt werden, wenn z. B. die Implementierung von **Fig. 10a** eingesetzt wird. In **Fig. 10a** ist ein wesentlich verkürztes "Steigrohr" gezeigt. Die Umsetzung vom hohen Druck auf den Unterdruck wird über eine Turbine **150** bewirkt, wobei die Turbine hierbei Energie aus dem Arbeitsmedium entzieht. Gleichzeitig wird der Unterdruck auf der Rücklauf-Seite wieder in den hohen Druck gebracht, wobei die dafür nötige Energie durch eine Pumpe **152** geliefert wird. Die Pumpe **152** und die Turbine **150** sind über eine Kraftkopplung **154** miteinander gekoppelt, so dass die Turbine die Pumpe antreibt, und zwar mit der Energie, die die Turbine dem Medium entzogen hat. Ein Motor **156** wird lediglich noch benötigt, um die Verluste, die das System selbstverständlich hat, auszugleichen, und um die Umwälzung zu erreichen, um also ein System aus seiner Ruhelage in den in **Fig. 10a** gezeigten dynamischen Modus zu bringen.

**[0113]** Bei dem bevorzugten Ausführungsbeispiel ist die Strömungsmaschine als Radialverdichter mit drehbarem Rad ausgeführt, wobei das Rad ein lang-

samläufiges Radialrad, ein mittelläufiges Radialrad, ein Halbaxialrad oder ein Axialrad bzw. ein Propeller sein kann, wie es in der Technik bekannt sind. Radialverdichter sind in "Strömungsmaschinen", C. Pfeleiderer, H. Petermann, Springer-Verlag, 2005, Seiten 82 und 83 beschrieben. Solche Radialverdichter umfassen somit als drehbares Rad den sog. Mittelläufer, dessen Form von den einzelnen Anforderungen abhängt. Generell können beliebige Strömungsmaschinen eingesetzt werden, wie sie als Turboverdichter, Ventilatoren, Gebläse oder Turbokompressoren bekannt sind.

**[0114]** Bei dem bevorzugten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist der Radial-Verdichter **16** als mehrere unabhängige Strömungsmaschinen ausgeführt, die zumindest im Hinblick auf ihre Drehzahl unabhängig voneinander gesteuert werden können, so dass zwei Strömungsmaschinen unterschiedliche Drehzahlen haben können. Eine solche Implementierung ist in **Fig. 11a** dargestellt, bei der der Verdichter als Kaskade von  $n$  Strömungsmaschinen ausgebildet ist. An beliebigen Stellen nach der ersten Strömungsmaschine wird vorzugsweise einer oder auch mehrere Wärmetauscher beispielsweise zur Brauchwassererwärmung, die mit **170** bezeichnet sind, vorgesehen. Diese Wärmetauscher sind ausgebildet, um das von einer vorherigen Strömungsmaschine **172** erhitze (und komprimierte) Gas abzukühlen. Hierbei wird die Überhitzungsenthalpie sinnvoll genutzt, um den Wirkungsgrad des gesamten Verdichtungsprozesses zu erhöhen. Das gekühlte Gas wird dann mit einem oder mehreren nachgeschalteten Verdichtern weiter verdichtet oder direkt dem Verflüssiger zugeführt. Es wird Wärme aus dem komprimierten Wasserdampf entnommen, um damit z. B. Brauchwasser auf höhere Temperaturen als z. B. 40°C zu erhitzen. Dies verringert jedoch den Gesamtwirkungsgrad der Wärmepumpe nicht, sondern erhöht ihn sogar noch, da zwei aufeinanderfolgend geschaltete Strömungsmaschinen mit dazwischengeschalteter Gaskühlung mit einer höheren Lebensdauer aufgrund der reduzierten thermischen Beanspruchung und mit weniger Energie den geforderten Gasdruck im Verflüssiger erreichen, als wenn eine einzige Strömungsmaschine ohne Gaskühlung vorhanden sein würde.

**[0115]** Die kaskadierten unabhängig voneinander betriebenen Strömungsmaschinen werden vorzugsweise von einer Steuerung **250** angesteuert, die einseitig eine Soll-Temperatur im Heizkreis sowie gegebenenfalls auch eine Ist-Temperatur im Heizkreis erhält. Abhängig von der gewünschten Soll-Temperatur werden die Drehzahl einer in der Kaskade früher angeordneten Strömungsmaschine, die beispielhaft mit  $n_1$  bezeichnet ist, und die Drehzahl  $n_2$  einer später in der Kaskade angeordneten Strömungsmaschine so geändert, wie es anhand von **Fig. 11b** dargestellt ist. Wird eine höhere Soll-Tem-

peratur in die Steuerung **250** eingegeben, so werden beide Drehzahlen erhöht. Allerdings wird die Drehzahl der früher angeordneten Strömungsmaschine, die mit  $n_1$  in **Fig. 11b** bezeichnet ist, mit einem kleineren Gradienten angehoben als die Drehzahl  $n_2$  einer später in der Kaskade angeordneten Strömungsmaschine. Dies führt dazu, dass dann, wenn das Verhältnis  $n_2/n_1$  der beiden Drehzahlen aufgetragen wird, sich im Diagramm von **Fig. 11b** eine Gerade mit einer positiven Steigung ergibt.

**[0116]** Der Schnittpunkt zwischen den einzeln aufgetragenen Drehzahlen  $n_1$  und  $n_2$  kann an beliebiger Stelle, also an beliebiger Soll-Temperatur erfolgen und kann gegebenenfalls auch nicht erfolgen. Generell wird jedoch bevorzugt, eine in der Kaskade näher am Verflüssiger angeordnete Strömungsmaschine im Hinblick auf ihre Drehzahl stärker anzuheben als eine früher in der Kaskade angeordnete Strömungsmaschine, wenn eine höhere Soll-Temperatur gewünscht wird.

**[0117]** Der Grund hierfür besteht darin, dass die später in der Kaskade angeordnete Strömungsmaschine bereits verdichtetes Gas, das von einer früher in der Kaskade angeordneten Strömungsmaschine verdichtet worden ist, weiterverarbeiten muss. Ferner stellt dies sicher, dass der Schaufelwinkel von Schaufeln eines Radialrads, wie es auch Bezug nehmend auf **Fig. 11c** und **6d** erläutert wird, immer möglichst gut bezüglich der Geschwindigkeit des zu verdichtenden Gases steht. So besteht die Einstellung des Schaufelwinkels lediglich in der Optimierung einer möglichst wirbelarmen Kompression des einlaufenden Gases. Die weiteren Parameter der Winklereinstellung wie Gasdurchsatz und Verdichtungsverhältnis, die sonst einen technischen Kompromiss bei der Wahl des Schaufelwinkels und damit nur bei einer Soll-Temperatur einen optimalen Wirkungsgrad ermöglichen hätten, werden erfindungsgemäß durch die unabhängige Drehzahlregelung auf ihren optimalen Arbeitspunkt gebracht und haben daher keinen Einfluss mehr auf die Wahl des Schaufelwinkels. So ergibt sich trotz eines fest eingestellten Schaufelwinkels immer ein optimaler Wirkungsgrad.

**[0118]** Im Hinblick darauf wird es ferner bevorzugt, dass eine in der Kaskade mehr in Richtung des Verflüssigers angeordnete Strömungsmaschine eine Drehrichtung des Radialrads aufweist, die zu der Drehrichtung eines früher in der Kaskade angeordneten Radialrads entgegengesetzt ist. Damit kann ein nahezu optimaler Eintrittswinkel der Schaufeln beider Axialräder in den Gasstrom erreicht werden, derart, dass ein günstiger Wirkungsgrad der Strömungsmaschinen-Kaskade nicht nur in einem kleinen Soll-Temperaturbereich auftritt, sondern in einem wesentlich größeren Soll-Temperaturbereich zwischen 20 und 50 Grad, was für typische Heizungsanwendungen ein optimaler Bereich ist. Die erfindungsge-

mäße Drehzahlsteuerung sowie gegebenenfalls die Verwendung von gegenläufigen Axialrädern liefert somit eine optimale Abstimmung zwischen dem variablen Gasstrom bei sich verändernder Soll-Temperatur einerseits und den festen Schaufelwinkeln der Axialräder andererseits.

**[0119]** Bei bevorzugten Ausführungsbeispielen der vorliegenden Erfindung wird zumindest eines oder vorzugsweise sämtliche Axialräder aller Strömungsmaschinen aus Kunststoff mit einer Zugfestigkeit oberhalb 80 MPa hergestellt. Ein bevorzugter Kunststoff hierfür ist Polyamid 6.6 mit eingelegten Kohlenfasern. Dieser Kunststoff hat den Vorteil der Zugfestigkeit, so dass Axialräder der Strömungsmaschinen aus diesem Kunststoff hergestellt werden können und dennoch mit hohen Drehzahlen betrieben werden können.

**[0120]** Vorzugsweise werden Axialräder erfindungsgemäß eingesetzt, wie sie beispielsweise in **Fig. 11c** bei Bezugszeichen **260** gezeigt sind. **Fig. 11c** zeigt eine schematische Draufsicht eines solchen Radialrads, wobei **Fig. 11d** eine schematische Querschnittsdarstellung eines solchen Radialrads zeigt. Ein Radialrad umfasst, wie es in der Technik bekannt ist, mehrere sich von innen nach außen erstreckende Schaufeln **262**. Die Schaufeln erstrecken sich von einem Abstand einer Mittelachse **264**, der mit  $r_w$  bezeichnet ist, ganz nach außen bezüglich der Achse **264** des Radialrads. Insbesondere umfasst das Radialrad eine Basis **266** sowie einen Deckel **268**, der zum Saugrohr oder zu einem Verdichter einer früheren Stufe gerichtet ist. Das Radialrad umfasst eine Ansaugöffnung, die mit  $r_1$  bezeichnet ist, um Gas anzusaugen, wobei dieses Gas vom Radialrad dann seitlich ausgegeben wird, wie es bei **270** in **Fig. 11d** angegeben ist.

**[0121]** Wenn **Fig. 11c** betrachtet wird, so befindet sich das Gas in Drehrichtung vor der Schaufel **262** auf einer relativ höheren Geschwindigkeit, während es hinter der Schaufel **262** auf einer reduzierteren Geschwindigkeit ist. Allerdings wird es für eine hohe Effizienz und einen hohen Wirkungsgrad bevorzugt, dass das Gas überall mit einer möglichst gleichförmigen Geschwindigkeit aus dem Radialrad seitlich, also bei **270** in **Fig. 11d** ausgestoßen wird. Zu diesem Zweck besteht der Wunsch, die Schaufeln **262** möglichst dicht anzubringen.

**[0122]** Eine beliebig dichte Anbringung von sich von innen, also vom Radius  $r_w$  nach außen erstreckenden Schaufeln ist jedoch aus technischen Gründen nicht möglich, da dann die Ansaugöffnung mit dem Radius  $r_1$  mehr und mehr blockiert wird.

**[0123]** Erfindungsgemäß wird es daher bevorzugt, Schaufeln **272** bzw. **274** bzw. **276** vorzusehen, die sich weniger lang als die Schaufel **262** erstrecken.

Insbesondere erstrecken sich die Schaufeln 272 nicht von  $r_w$  bis ganz nach außen, sondern von  $R_1$  nach außen bezüglich des Radialrads, wobei  $R_1$  größer als  $r_w$  ist. Analog hierzu erstrecken sich, wie es in **Fig. 11c** beispielhaft gezeigt ist, die Schaufeln 274 lediglich von  $R_2$  nach außen, während sich die Schaufeln 276 lediglich von  $R_3$  nach außen erstrecken, wobei  $R_2$  größer als  $R_1$  und wobei  $R_3$  größer als  $R_2$  ist.

[0124] Diese Verhältnisse sind in **Fig. 11d** schematisch dargestellt, wobei eine doppelte Schraffur, beispielsweise im Bereich 278 in **Fig. 11d** angibt, dass sich in diesem Bereich zwei Schaufeln befinden, die sich überdecken und daher durch den doppelt schraffierten Bereich gekennzeichnet sind. So bezeichnet die von links unten nach rechts oben im Bereich 278 gezeigte Schraffur eine Schaufel 262, die sich von  $r_w$  bis nach ganz außen erstreckt, während die von links oben nach rechts unten im Bereich 278 erstreckende Schraffur eine Schaufel 272 andeutet, die sich lediglich von  $R_1$  bis nach außen bezüglich des Radialrads erstreckt.

[0125] Vorzugsweise ist somit zwischen zwei sich tiefer nach innen erstreckenden Schaufeln wenigstens eine Schaufel angeordnet, die sich nicht so weit nach innen erstreckt. Dies führt dazu, dass der Ansaugbereich nicht verstopft wird bzw. Bereiche mit kleinerem Radius nicht zu stark mit Schaufeln belegt werden, während Bereiche mit größerem Radius dichter mit Schaufeln belegt werden, so dass am Ausgang des Radialrads, also dort, wo das komprimierte Gas das Radialrad verlässt, eine möglichst homogene Geschwindigkeitsverteilung des austretenden Gases existiert. Die Geschwindigkeitsverteilung des austretenden Gases ist bei dem erfindungsgemäßen bevorzugten Radialrad in **Fig. 11c** am äußeren Umfang deswegen besonders homogen, da der Abstand von Schaufeln, die das Gas beschleunigen, und aufgrund der „gestapelten“ Anordnung der Schaufeln wesentlich kleiner als in einem Fall ist, bei dem z.B. nur die Schaufeln 262 vorhanden sind, welche sich von ganz innen bis ganz außen erstrecken und somit zwangsläufig am äußeren Ende des Radialrads einen sehr großen Abstand aufweisen, der wesentlich größer ist als beim erfindungsgemäßen Radialrad, wie es in **Fig. 11c** dargestellt ist.

[0126] An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die relativ aufwendige und komplizierte Form des Radialrads in **Fig. 11c** besonders günstig mit Kunststoff-Spritzguss hergestellt werden kann, wobei insbesondere einfach erreicht werden kann, dass alle Schaufeln, auch die Schaufeln, die sich nicht von ganz innen bis ganz außen erstrecken, also die Schaufeln 272, 274, 276 fest verankert sind, da sie sowohl mit dem Deckel 268 also auf der Basis 266 von **Fig. 11d** verbunden sind. Die Verwendung von Kunststoff insbesondere mit der Kunststoff-Spritzgusstechnik ermöglicht es, beliebige Formen genau

und kostengünstig herzustellen, was mit Axialrädern aus Metall nicht ohne weiteres bzw. nur sehr aufwendig oder möglicherweise sogar gar nicht möglich ist.

[0127] An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass sehr hohe Drehzahlen des Radialrads bevorzugt werden, so dass die auf die Schaufeln wirkenden Beschleunigungen ganz erhebliche Werte annehmen. Aus diesem Grund wird es bevorzugt, dass insbesondere die kürzeren Schaufeln 272, 274, 276 nicht nur mit der Basis, sondern auch mit dem Deckel fest verbunden sind, derart, dass das Radialrad die auftretenden Beschleunigungen ohne weiteres aushalten kann.

[0128] In diesem Zusammenhang sei auch darauf hingewiesen, dass die Verwendung von Kunststoff auch aufgrund der überragenden Schlagfestigkeit von Kunststoff günstig ist. So ist nicht immer auszuschließen dass Eiskristalle oder Wassertropfen auf das Radialrad zumindest der ersten Verdichterstufe aufschlagen. Aufgrund der hohen Beschleunigungen entstehen hier sehr hohe Aufprallkräfte, die von Kunststoffen mit ausreichender Schlagfestigkeit ohne weiteres ausgehalten werden. Des Weiteren findet die Verflüssigung im Verflüssiger bevorzugt aufgrund des Kavitations-Prinzips statt. Hier fallen Dampfbläschen aufgrund dieses Prinzips in einem Wasservolumen in sich zusammen. Dort entstehen ebenfalls mikroskopisch betrachtet ganz erhebliche Geschwindigkeiten und Kräfte, die auf lange Sicht betrachtet zu Materialermüdungen führen können, welche jedoch dann, wenn ein Kunststoff mit einer ausreichender Schlagfestigkeit eingesetzt wird, leicht beherrschbar sind.

[0129] Das von dem letzten Verdichter 174 ausgegebene verdichtete Gas, also der verdichtete Wasserdampf wird dann dem Verflüssiger 18 zugeführt, der ausgestaltet sein kann, wie es in **Fig. 7** gezeigt ist, der jedoch vorzugsweise so ausgestaltet ist, wie es in **Fig. 8a** gezeigt ist. Der Verflüssiger 18 enthält ein Wasservolumen 180 und vorzugsweise ein beliebig kleines Dampfvolmen 182. Der Verflüssiger 18 ist ausgebildet, um den komprimierten Dampf in das Wasser des Wasservolumens 180 einzuspeisen, so dass sich dort, wo der Dampf in die Flüssigkeit eintritt, sofort eine Kondensierung ergibt, wie es bei 184 schematisch angezeichnet ist. Hierzu wird es bevorzugt, dass die Gaszuführung einen Aufweitungsbe-  
reich 186 hat, derart, dass das Gas möglichst großflächig in dem Verflüssiger-Wasservolumen 180 verteilt wird. Typischerweise stellt sich aufgrund der Temperaturschichten in einem Wassertank oben die höchste Temperatur und unten die kühlfte Temperatur ein. Daher wird über einen Schwimmer 188 der Heizungs-  
vorlauf möglichst nahe an der Oberfläche des Wasservolumens 180 angeordnet, um immer das wärmste Wasser aus dem Verflüssiger-Wasservolumen 180 zu entnehmen. Der Heizungs-Rücklauf

wird unten dem Verflüssiger zugeführt, so dass der zu verflüssigende Dampf immer mit möglichst kühlem Wasser in Verbindung kommt, das sich aufgrund der Umwälzung unter Verwendung einer Heizungs-Umwälzpumpe 312 wieder von unten in Richtung der Dampf-Wasser-Grenze des Aufweilers 186 bewegt.

**[0130]** Die Ausführungsform in **Fig. 7**, bei der nur eine einfache Umwälzpumpe 312 existiert, ist dann ausreichend, wenn der Verflüssiger so in einem Gebäude angeordnet ist, dass die zu heizenden Bereiche unterhalb des Verflüssigers sind, so dass aufgrund der Gravitation in allen Heizungsrohren ein größerer Druck als im Verflüssiger ist.

**[0131]** **Fig. 10b** zeigt dagegen eine Implementierung eines Anschlusses einer Heizungsleitung an den Verflüssiger mit einer Turbinen/Pumpenkombination, wenn der Verflüssiger auf geringerer Höhe als die Heizungsleitung angeordnet werden soll, oder wenn eine herkömmliche Heizung, die einen höheren Druck benötigt, angeschlossen werden soll. Soll der Verflüssiger also niedriger angeordnet werden, also unterhalb einer zu beheizenden Fläche bzw. der Heizungsleitung 300, so wird die Pumpe 312 als eine getriebene Pumpe ausgeführt, wie sie bei 312 in **Fig. 10b** gezeigt ist. Ferner wird eine Turbine 310 im Heizungsrücklauf 20b zum Antreiben der Pumpe 312 vorgesehen, die über eine Kraftkopplung 314 mit der Pumpe 312 verschaltet ist. Der hohe Druck herrscht dann in der Heizung und der niedrige Druck herrscht im Verflüssiger.

**[0132]** Nachdem aufgrund des ständig in den Verflüssiger eingeführten Dampfes der Wasserstand im Verflüssiger immer mehr ansteigen würde, ist der Ablauf 22 vorgesehen, über dem, damit der Wasserstand im Verflüssiger sich im Wesentlichen nicht verändert, ebenfalls z. B. etwa 4 ml pro Sekunde abfließen müssen. Hierzu ist eine Ablauf-Pumpe bzw. ein Ablaufventil 192 zur Druckregelung vorgesehen, derart, dass ohne Druckverlust die erforderliche Menge von z. B. 4 ml pro Sekunde, also die Menge, die an Wasserdampf dem Verflüssiger bei laufendem Verdichter zugeführt wird, wieder abgeführt wird. Je nach Implementierung kann der Ablauf in das Steigrohr eingeführt werden, wie es bei 194 gezeigt ist. Nachdem entlang des Steigrohrs 102 sämtliche Drücke zwischen einem bar und dem im Verdampfungsraum vorhandenen Druck vorliegen, wird es bevorzugt, den Ablauf 22 an der Stelle 194 in das Steigrohr einzuspeisen, an dem annähernd der gleiche Druck existiert wie er nach der Pumpe 192 bzw. dem Ventil 192 vorliegt. Dann muss keine Arbeit verrichtet werden, um das Ablaufwasser dem Steigrohr wieder zuzuführen.

**[0133]** Bei dem in **Fig. 7** gezeigten Ausführungsbeispiel wird völlig ohne Wärmetauscher gearbeitet. Das Grundwasser wird also verdampft, der Dampf wird

dann im Verflüssiger verflüssigt, und der verflüssigte Dampf wird schließlich durch die Heizung gepumpt und dem Steigrohr wieder zugeführt. Nachdem jedoch nicht die gesamte durch das Steigrohr fließende Wassermenge verdampft wird, sondern immer nur ein (sehr kleiner) Anteil, wird somit Wasser, das durch die Fußbodenheizung geflossen ist, dem Grundwasser zugeführt. Falls etwas derartiges aufgrund kommunaler Vorschriften verboten ist, obgleich die vorliegende Erfindung keinerlei Verschmutzung mit sich bringt, kann der Ablauf auch ausgebildet sein, um die Menge von 4 ml pro Sekunde, die etwa 345 l pro Tag entspricht, dem Kanal zuzuführen. Damit würde sichergestellt werden, dass kein Medium, das sich in einem Heizungssystem eines Gebäudes befunden hat, direkt wieder ins Grundwasser eingespeist wird.

**[0134]** Allerdings kann der Rücklauf 112 aus dem Verdampfer ohne Probleme in das Grundwasser eingespeist werden, da das dort zurücklaufende Wasser lediglich mit dem Steigrohr und der Rückleitung in Kontakt war, jedoch die "Verdampfungsgrenze" zwischen dem Verdampfungs-Aufweiter 108 und dem Ausgang zur Strömungsmaschine nicht überschritten hat.

**[0135]** Es sei darauf hingewiesen, dass der Verdampfungsraum bei dem in **Fig. 7** gezeigten Ausführungsbeispiel sowie der Verflüssiger bzw. der Dampfraum 182 des Verflüssigers abgedichtet sein müssen. Sobald im Verdampfungsraum der Druck über die Marke ansteigt, die nötig ist, damit das durch das Steigrohr geförderte Wasser verdampft, bleibt der Wärmepumpenprozess "stehen".

**[0136]** Nachfolgend wird auf **Fig. 8a** Bezug genommen, die ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel für den Verflüssiger 18 darstellt. Die Zufuhrleitung 198 für komprimierten Dampf wird derart in den Verflüssiger platziert, dass der Dampf knapp unterhalb der Oberfläche des Verflüssiger-Wasservolumens 180 in dieses Wasservolumen austreten kann. Hierzu umfasst das Ende der Dampfzuleitung um den Umfang des Rohrs herum angeordnete Düsen, durch die der Dampf in das Wasser austreten kann. Damit eine möglichst gute Durchmischung auftritt, damit also der Dampf mit möglichst kaltem Wasser in Berührung kommt, um möglichst schnell und effizient zu verflüssigen, ist ein Aufweiter 200 vorgesehen. Diese Aufweitung ist in dem Verflüssiger-Wasservolumen 180 angeordnet. Sie hat an ihrer schmalen Stelle eine Umwälzpumpe 202, die ausgebildet ist, um kaltes Wasser am Boden des Verflüssigers anzusaugen und durch den Aufweiter in eine nach oben gerichtete sich verbreiternde Strömung zu versetzen. Dadurch sollen möglichst große Mengen des in das Verflüssiger-Wasser 180 eintretenden Dampfes mit möglichst kaltem Wasser, das von der Umwälzpumpe 202 geliefert wird, in Verbindung gebracht werden.

**[0137]** Ferner wird es bevorzugt, um den Verflüssiger herum eine Schalldämmung **208** vorzusehen, die aktiv oder passiv ausgebildet sein kann. Eine passive Schalldämmung wird ähnlich einer Wärmedämmung die Frequenzen des durch das Verflüssigen erzeugten Schalls so gut als möglich dämmen. Genauso wird es auch bevorzugt, die anderen Komponenten des Systems schallzudämmen.

**[0138]** Die Schalldämmung kann alternativ auch aktiv ausgebildet sein, wobei sie in diesem Fall z. B. ein Mikrophon zur Schallmessung hätte und ansprechend darauf eine Schall-Gegenwirkung auslösen würde, wie beispielsweise eine In-Vibration-Versetzen einer äußeren Verflüssiger-Wand etc. mit z. B. piezoelektrischen Mitteln.

**[0139]** Das in **Fig. 8a** gezeigte Ausführungsbeispiel ist dahin gehend etwas problematisch, dass dann, wenn die Wärmepumpe außer Betrieb genommen wird, die im Verflüssiger befindliche Flüssigkeit **180** in das Rohr **198**, in dem ansonsten ein komprimierter Dampf vorhanden ist, eindringt. Bei einer Implementierung kann hierfür ein Rücklaufventil in der Leitung **198**, z.B. in der Nähe des Ausgangs der Leitung aus dem Verflüssiger angeordnet sein. Alternativ kann die Leitung **198** nach oben geführt werden, und zwar soweit, dass keine Flüssigkeit zurück in den Verdichter läuft, wenn der Verdichter ausgeschaltet wird. Wenn der Verdichter dann wieder in Betrieb genommen wird, so wird zunächst durch den komprimierten Dampf das Wasser aus der Dampfleitung **198** in den Verflüssiger gedrückt.

**[0140]** Erst dann wird ein Dampf im Verflüssiger zur Kondensierung gebracht, wenn ein genügender Anteil des Wassers aus der Leitung **198** entfernt worden ist. Ein solchermaßen geartetes Ausführungsbeispiel hat somit eine gewisse Verzögerungszeit, die benötigt wird, bis das Wasservolumen **180** wieder vom komprimierten Dampf aufgewärmt wird. Ferner ist die Arbeit, die benötigt wird, um das in die Leitung **198** eingedrungene Wasser aus der Leitung **198** wieder zu entfernen, nicht mehr wiedergewinnbar und somit im Hinblick auf die Heizung „verloren“, derart, dass kleinere Wirkungsgrad-Einbußen in Kauf genommen werden müssen.

**[0141]** Eine alternative Ausführungsform, die diese Problematik überwindet, ist in **Fig. 8b** gezeigt. Im Gegensatz zu **Fig. 8a** wird der komprimierte Dampf nunmehr nicht innerhalb eines Rohrs unterhalb des Wasserspiegels im Verflüssiger zugeführt. Stattdessen wird der Dampf gewissermaßen in die Flüssigkeit im Verflüssiger von der Oberfläche aus „hineingepumpt“. Hierzu umfasst der Verflüssiger eine Düsenplatte **210**, die bezüglich der Ebene der Düsenplatte **210** vorstehende Düsen **212** aufweist. Die Düsen **212** erstrecken sich unter den Wasserspiegel des Wasservolumens **180** im Verflüssiger. Die zurückgenom-

menen Abschnitte zwischen zwei Düsen, die in **Fig. 8b** bei **214** gezeigt sind, erstrecken sich dagegen oberhalb des Wasserspiegels des Wasservolumens **180** im Verflüssiger, so dass immer zwischen zwei Düsen die Wasseroberfläche des Verflüssiger-Wassers ist, die von einer Düse unterbrochen wird. Die Düse **212** hat Düsenöffnungen, durch die der komprimierte Dampf, der sich von der Leitung **198** innerhalb des Dampfolumens **182** ausbreitet, in das Verflüssiger-Wasser eindringen kann, wie es schematisch durch Pfeile **216** gezeigt ist.

**[0142]** Wenn bei der Implementierung von **Fig. 8b** der Verdichter außer Betrieb genommen wird, so führt dies dazu, dass die Flüssigkeit nur ein klein wenig in die Düsen **212** der Düsenplatte **210** eindringt, so dass auch nur ganz wenig Arbeit aufgewendet werden muss, um bei einer Wiederinbetriebnahme der Wärmepumpe das Wasser aus den Düsen wieder herauszudrücken. Auf jeden Fall stellt der Aufweiter **200** sicher, dass aufgrund der Führung durch den Aufweiter die durch die Pumpe **202** nach oben beförderten Flüssigkeit immer möglichst kalt ist und mit dem warmen Dampf in Berührung kommt. Das warme Wasser dringt dann entweder gleich in den Vorlauf **20a** ein oder verbreitet sich über den Aufweiter-Rand im Wasservolumen, wie es durch einen Pfeil **218** dargestellt ist, so dass im Verflüssiger außerhalb des Aufweilers eine Temperatur-Schichtung auftritt, die insbesondere aufgrund der Aufweiter-Form möglichst wenig gestört ist.

**[0143]** Die Flussgeschwindigkeit am Rand des Aufweilers, also dort, wo der Pfeil **218** angedeutet ist, ist wesentlich geringer als in der Mitte. Es wird bevorzugt, den Verflüssiger als Temperaturschichtspeicher zu betreiben, derart, dass die Wärmepumpe und insbesondere der Verdichter nicht ununterbrochen laufen muss, sondern nur dann laufen muss, wenn Bedarf existiert, wie es für normale Heizungsanlagen, die z.B. mit einem Ölbrenner arbeiten, ebenfalls der Fall ist.

**[0144]** **Fig. 8c** zeigt eine weitere bevorzugte Implementierung des Verflüssigers in schematischer Form. Insbesondere umfasst der Verflüssiger einen Gasabscheider **220**, der mit dem Gasvolumen **182** im Verflüssiger gekoppelt ist. Im Verflüssiger entstehendes Gas, wie beispielsweise Sauerstoff oder ein anderes Gas, das im Verflüssiger ausgasen kann, sammelt sich in dem Gasabscheider-Behälter **220** an. Dieses Gas kann dann durch Betätigung einer Pumpe **222** vorzugsweise in bestimmten Abständen, da eine dauernde Gasabpumpung aufgrund der geringen entstehenden Gasmenge nicht nötig ist, zur Atmosphäre gepumpt werden. Alternativ kann das Gas auch wieder in den Rücklauf **112** bzw. **113** von **Fig. 7** angedockt werden, so dass das Gas wieder zusammen mit dem rücklaufenden Grundwasser zurück in das Grundwasser-Reservoir gebracht wird, wo es

dann wieder im Grundwasser gelöst ist, oder dann, wenn es in das Grundwasserreservoir eintritt, dort in die Atmosphäre übergeht.

**[0145]** Nachdem das erfindungsgemäße System mit Wasser arbeitet, entstehen selbst bei starker Ausgasung keine Gase, die nicht bereits vorher im Grundwasser gelöst waren, so dass das abgeschiedene Gas keinerlei Umweltproblematik in sich birgt. Wieder wird betont, dass aufgrund des erfindungsgemäßen Strömungsmaschine-Verdichtens und des Verwendens von Wasser als Arbeitsflüssigkeit an keiner Stelle Kontaminationen bzw. Verschmutzungen durch ein synthetisches Kältemittel oder durch ein Öl aufgrund eines Ölkreislaufs auftreten. Das erfindungsgemäße System hat an jeder Stelle als Arbeitsmedium Wasser oder Dampf, welches wenigstens so sauber wie das ursprüngliche Grundwasser ist, oder sogar aufgrund der Verdampfung im Verdampfer noch sauberer als das Grundwasser ist, da es sich um destilliertes Wasser handelt, wenn der komprimierte Dampf im Verflüssiger wieder verflüssigt worden ist.

**[0146]** Nachfolgend wird Bezug nehmend auf **Fig. 9a** eine bevorzugte Ausführungsform des Verdampfers dargestellt, um den Verflüssiger-Ablauf vorteilhafterweise zum Beschleunigen des Verdampfungsvorgangs einzusetzen. Hierzu wird der Ablauf, der ja auf Heizungs-Rücklauf-Temperatur ist, also eine viel höhere Temperatur hat als das aus der Erde geförderte Grundwasser, durch den Aufweiter **108** des Verdampfers hindurchgeführt, so dass die Wand des Ablauf-Rohrs **204** als Keim für eine Blasensiedung wirkt. Damit wird wesentlich effizienter Dampf durch den Verdampfer erzeugt als wenn keine solche Keimwirkung vorgesehen wird. Ferner wird es bevorzugt, wenigstens im Aufweiter die Wand des Ablaufrohrs **204** möglichst strukturiert zu gestalten, wie es bei **206** dargestellt ist, um die Keimbildung für die Blasensiedung noch zu verbessern. Je rauer die Oberfläche des Ablaufrohrs **204** ist, umso mehr Keime werden für die Blasensiedung erzeugt. Es sei darauf hingewiesen, dass der Durchlauf durch das Ablaufrohr **22** nur sehr gering ist, da es sich hier nur um die 4 ml pro Sekunde handelt, die in einem Betriebsmodus dem Verflüssiger zugefügt werden. Dennoch kann bereits mit dieser kleiner Menge und aufgrund der im Vergleich zum Grundwasser relativ hohen Temperatur die wesentlich effizientere Blasensiedung herbeigeführt werden, um bei gleicher Effizienz der Wärmepumpe die Größe des Verdampfers zu reduzieren.

**[0147]** Zur Beschleunigung des Verdampfungsvorgangs kann alternativ oder zusätzlich auch ein Bereich des Verdampfers, auf dem sich zu verdampfendes Wasser befindet, also die Oberfläche des Aufweilers oder ein Teil davon, aus einem rauen Material ausgeführt sein, um Keime für die Blasensiedung zu

liefern. Alternativ oder zusätzlich kann auch ein raues Gitter (nahe) unter der Wasseroberfläche des zu verdampfenden Wassers angeordnet werden.

**[0148]** **Fig. 9b** zeigt eine alternative Implementierung des Verdampfers. Während der Ablauf in **Fig. 9a** lediglich als „Durchlauf“-Unterstützung der Blasenbildung zum effizienten Verdampfen eingesetzt worden ist und, wie es in **Fig. 9a** links im Bild gezeigt ist, dann, wenn er den Verdampfer durchlaufen hat, abgeführt wird, wird der Ablauf in **Fig. 9b** selbst dazu verwendet, die Blasenbildung zu verstärken. Hierzu wird der Verflüssiger-Ablauf **22** von **Fig. 7** gegebenenfalls über eine Pumpe **192** oder, wenn es die Verhältnisse zulassen, ohne Pumpe, mit einem Düsenrohr **230** verbunden, das an einem Ende einen Abschluss **232** hat, und das Düsenöffnungen **234** aufweist. Das warme Verflüssiger-Wasser, das aus dem Verflüssiger über den Ablauf **22** mit einer Rate von beispielsweise 4 ml pro Sekunde abgeführt wird, wird nunmehr in den Verdampfer eingespeist. Es wird auf seinem Weg zu einer Düsenöffnung **234** in dem Düsenrohr **230** oder unmittelbar am Austritt an einer Düse aufgrund der für die Temperatur des Ablaufwassers zu geringen Drucks bereits gewissermaßen unter der Wasseroberfläche des Verdampfer-Wassers verdampfen.

**[0149]** Die dort entstehenden Dampfblasen werden unmittelbar als Siede-Keime für das Verdampfer-Wasser, das über den Zulauf **102** gefördert wird, wirken. Damit kann ohne größere zusätzliche Maßnahmen eine effiziente Blasensiedung im Verdampfer getriggert werden, wobei diese Triggerung ähnlich zu **Fig. 9a** aufgrund der Tatsache existiert, dass die Temperatur in der Nähe des rauen Bereichs **206** in **Fig. 9a** bzw. in der Nähe einer Düsenöffnung **234** bereits so hoch ist, dass bei dem vorliegenden Druck unmittelbar eine Verdampfung stattfindet. Diese Verdampfung erzwingt die Erzeugung eines Dampfbläschens, das dann, wenn die Verhältnisse vorteilhaft gewählt sind, eine sehr große Wahrscheinlichkeit hat, dass es nicht wieder zusammenfällt, sondern dass es sich zu einer bis zur Oberfläche gehenden Dampfblase entwickelt, die dann, sobald sie in das Dampfvolumen in der Verdampfungskammer eingetreten ist, über das Saugrohr **12** vom Verdichter abgesaugt wird.

**[0150]** Das in **Fig. 9b** gezeigte Ausführungsbeispiel erfordert es, dass Verflüssiger-Wasser in den Grundwasser-Kreislauf gebracht wird, da das aus dem Düsenrohr **230** austretende Medium letztendlich über den Überlauf des Verdampfers wieder in den Rücklauf **112** eintritt und damit mit dem Grundwasser in Verbindung gebracht wird.

**[0151]** Existieren wasserrechtliche Auflagen oder sonstige Gründe, dass dies nicht zulässig ist, so kann das in **Fig. 9c** gezeigte Ausführungsbeispiel einge-

setzt werden. Hier wird das vom Verflüssiger-Ablauf 22 gelieferte warme Verflüssiger-Wasser beispielsweise mit einer Rate von 4 ml pro Sekunde in einen Wärmetauscher 236 eingeführt, um seine Wärme an ein Grundwasser abzugeben, das von dem Haupt-Grundwasserstrom in der Leitung 102 über eine Zweigleitung 238 und eine Abzweigpumpe 240 abgezweigt worden ist. Das abgezweigte Grundwasser nimmt dann im Wesentlichen die Wärme des Verflüssiger-Ablaufs innerhalb des Wärmetauschers 236 ab, so dass vorgewärmtes Grundwasser beispielsweise bei einer Temperatur von 33°C in das Düsenrohr 230 eingebracht wird, um durch die im Vergleich zum Grundwasser hohen Temperatur die Blasensiedung im Verdampfer wirksam zu triggern bzw. zu unterstützen. Dagegen liefert der Wärmetauscher über eine Ablaufleitung 238 relativ stark abgekühltes Ablaufwasser, das dann über eine Ablaufpumpe 240 der Kanalisation zugeführt wird. Aufgrund der Kombination aus Abzweigleitung 238 und Abzweigpumpe 240 und Wärmetauscher 236 wird im Verdampfer nur Grundwasser verwendet bzw. eingebracht, ohne dass es mit einem anderen Medium in Berührung war. Eine wasserrechtliche Relevanz existiert somit bei dem in **Fig. 9c** gezeigten Ausführungsbeispiel nicht.

**[0152]** **Fig. 9d** zeigt eine alternative Implementierung des Verdampfers mit Randspeisung. Hier ist, im Gegensatz zu **Fig. 7**, der Aufweiter 200 des Verdampfers unterhalb des Wasserspiegels 110 im Verdampfer angeordnet. Dies führt dazu, dass Wasser „von außen“ in die Mitte des Aufweilers fließt, um dann in einer Mittelleitung 112 zurückgeführt zu werden. Während die Mittelleitung in **Fig. 7** zur Speisung des Verdampfers gedient hat, dient sie in **Fig. 9d** nunmehr zum Ableiten des nicht verdampften Grundwassers. Dagegen hat die in **Fig. 7** gezeigte Leitung 112 zur Abfuhr von nicht verdampftem Grundwasser gedient. In **Fig. 9d** fungiert diese Leitung am Rand dagegen als Grundwasserzuführung.

**[0153]** **Fig. 9e** zeigt eine bevorzugte Implementierung des Aufweilers 200, wie er im Verdampfer eingesetzt werden kann, oder des Aufweilers, wie er z.B. auch im Verflüssiger eingesetzt werden kann, und wie er beispielsweise in **Fig. 7** oder **Fig. 8a** bzw. 3b gezeigt ist. Der Aufweiter ist derart vorzugsweise ausgeführt, dass sein kleiner Durchmesser vorzugsweise in der Mitte der „großen“ Aufweiter-Fläche in den Aufweiter eintritt. Dieser Durchmesser dieses Zulaufs bzw. Ablaufs (in **Fig. 9d**) liegt vorzugsweise zwischen 3 und 10 cm und bei besonders bevorzugten Ausführungsbeispielen zwischen 4 und 6 cm.

**[0154]** Der große Durchmesser  $d_2$  des Aufweilers liegt bei bevorzugten Ausführungsbeispielen zwischen 15 und 100 cm und ist bei besonders bevorzugten Ausführungsbeispielen kleiner als 25 cm. Die kleine Ausführung des Verdampfers ist möglich,

wenn effiziente Maßnahmen zur Triggerung und Unterstützung der Blasensiedung eingesetzt werden, wie sie vorstehend erläutert worden sind. Zwischen dem kleinen Radius  $d_1$  und dem großen Radius  $d_2$  befindet sich ein Krümmungsbereich des Aufweilers, der vorzugsweise so gestaltet ist, dass sich in diesem Bereich eine laminare Strömung ergibt, die von einer schnellen Flussrate, für vorzugsweise im Bereich von 7 bis 40 cm pro Sekunde liegt, auf eine relativ kleine Flussrate am Rand des Aufweilers abgesenkt wird. Starke Diskontinuitäten der Flussrate, wie beispielsweise Wirbel im Bereich der Krümmungslinie oder „Sprudeleffekte“ oberhalb des Zulaufs, wenn von oben auf den Aufweiter gesehen wird, werden vorzugsweise vermieden, da sie gegebenenfalls Wirkungsgradbeeinträchtigend sein können.

**[0155]** Bei besonders bevorzugten Ausführungsbeispielen hat der Aufweiter eine Form, die dazu führt, dass die Höhe des Wasserstands über der Aufweiter-Oberfläche kleiner als 15 mm ist und vorzugsweise zwischen 1 und 5 mm liegt. Es wird daher bevorzugt, einen Aufweiter 200 einzusetzen, der so ausgebildet ist, dass in mehr als 50 % der Fläche des Aufweilers, wenn derselbe von oben betrachtet wird, eine Wasserhöhe existiert, die kleiner als 15 mm ist. Damit kann über dem gesamten Bereich eine effiziente Verdampfung sichergestellt werden, die im Hinblick auf ihre Effizienz noch besonders erhöht wird, wenn Maßnahmen zur Triggerung der Blasensiedung eingesetzt werden.

**[0156]** Die erfindungsgemäße Wärmepumpe dient somit zur effizienten Wärmeversorgung von Gebäuden und benötigt kein Arbeitsmittel mehr, das einen Weltklima-schädigenden Einfluss hat. Erfindungsgemäß wird Wasser unter sehr geringem Druck verdampft, durch eine oder mehrere hintereinander angeordnete Strömungsmaschinen verdichtet und wieder verflüssigt zu Wasser. Die transportierte Energie wird zum Heizen benutzt. Erfindungsgemäß wird eine Wärmepumpe verwendet, die bevorzugt ein offenes System darstellt. Offenes System bedeutet hier, dass Grundwasser oder ein anderes verfügbares Wärmeenergie-tragendes wässriges Medium unter geringem Druck verdampft, verdichtet und verflüssigt wird. Das Wasser wird direkt als Arbeitsmittel verwendet. Die enthaltene Energie wird also nicht an ein geschlossenes System übertragen. Das verflüssigte Wasser wird vorzugsweise direkt im Heizungssystem verwendet und anschließend dem Grundwasser wieder zugeführt. Um das Heizungssystem kapazitiv zu entkoppeln, kann es ebenso über einen Wärmetauscher abgeschlossen werden.

**[0157]** Die Effizienz und Nützlichkeit der vorliegenden Erfindung wird anhand eines Zahlenbeispiels dargestellt. Wenn von einem Jahreswärmebedarf von 30.000 kWh ausgegangen wird, müssen erfindungsgemäß hierfür etwa maximal 3750 kWh elektri-

scher Strom für den Betrieb der Strömungsmaschine aufgewendet werden, da die Strömungsmaschine nur etwa ein Achtel des gesamten Wärmebedarfs liefern muss.

**[0158]** Das Achtel ergibt sich daher, dass nur bei extremster Kälte ein Sechstel aufgewendet werden muss, und z. B. bei Übergangstemperaturen wie im März oder Ende Oktober der Wirkungsgrad bis auf einen Wert größer 12 steigen kann, so dass im Mittel über das Jahr maximal ein Achtel aufgewendet werden muss.

**[0159]** Bei Stromkosten von etwa 10 Cent pro kWh, die für Strom erreicht werden können, wenn Strom gekauft wird, für den das Kraftwerk keine Unterbrechungsfreiheit garantieren muss, entspricht dies etwa jährlichen Kosten von 375 Euro. Wenn man 30.000 kWh mit Öl erzeugen möchte, würde man etwa 4000 l brauchen, was bei derzeitigen Ölkosten, die in Zukunft sehr wahrscheinlich nicht fallen werden, einem Preis von 2800 Euro entsprechen würde. Erfindungsgemäß kann man daher pro Jahr 2425 Euro einsparen! Ferner sei auch darauf hingewiesen, dass im Vergleich zur Verbrennung von Öl oder Gas zu Zwecken der Heizung durch das erfindungsgemäße Konzept bis zu 70 % der Menge an freigesetztem CO<sub>2</sub> eingespart wird.

**[0160]** Zur Reduktion der Herstellungskosten und auch zur Reduktion der Wartungs- und Montagekosten wird es bevorzugt, die Gehäuse des Verdampfers, des Verdichters und/oder des Verflüssigers und auch besonders das Radialrad der Strömungsmaschine aus Kunststoff und insbesondere aus Spritzguss-Kunststoff auszuführen. Kunststoff eignet sich gut, da Kunststoff bezüglich Wasser korrosionsresistent ist und erfindungsgemäß vorteilhafterweise die maximalen Temperaturen im Vergleich zu konventionellen Heizungen deutlich unter den Verformungstemperaturen einsetzbarer Kunststoffe liegen. Ferner ist die Montage besonders einfach, da im System aus Verdampfer, Verdichter und Verflüssiger Unterdruck herrscht. Damit werden an die Dichtungen wesentlich weniger Anforderungen gestellt, da der gesamte Atmosphärendruck dabei hilft, die Gehäuse dicht zu halten. Kunststoff eignet sich ferner besonders gut, da an keiner Stelle im erfindungsgemäßen System hohe Temperaturen auftreten, die den Einsatz von teuren Spezialkunststoffen, Metall oder Keramik erforderlich machen würden. Durch Kunststoffspritzguss kann auch die Form des Radialrads beliebig optimiert und dennoch trotz komplizierter Form einfach und kostengünstig hergestellt werden.

**[0161]** Abhängig von den Gegebenheiten kann das erfindungsgemäße Verfahren in Hardware oder in Software implementiert werden. Die Implementation kann auf einem digitalen Speichermedium, insbesondere einer Diskette oder CD, mit elektronisch ausles-

baren Steuersignalen erfolgen, die so mit einem programmierbaren Computersystem zusammenwirken können, dass das entsprechende Verfahren ausgeführt wird. Allgemein besteht die Erfindung somit auch in einem Computer-Programm-Produkt mit auf einem maschinenlesbaren Träger gespeichertem Programmcode zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens, wenn das Computer-Programm-Produkt auf einem Rechner abläuft. In anderen Worten ausgedrückt kann die Erfindung somit als ein Computer-Programm mit einem Programmcode zur Durchführung des Verfahrens realisiert werden, wenn das Computer-Programm auf einem Computer abläuft.

### Patentansprüche

1. Lager zum rotatorischen Lagern eines Rotors (500) an einem Stator (502), wobei das Lager eine Ruheposition, in der der Rotor und der Stator sich berühren, und eine Arbeitsposition aufweist, in der sich der Rotor und der Stator nicht berühren, mit folgenden Merkmalen:

einem Betätiger (512) zum Bewegen des Rotors oder Stators aus der Ruheposition in die Arbeitsposition ansprechend auf ein Steuersignal (514); und einer Steuerungseinrichtung (516) zum Liefern des Steuersignals (514), wobei die Steuerungseinrichtung ausgebildet ist, um das Steuersignal (514) an dem Betätiger zu liefern, das bewirkt, dass der Betätiger (512) in einer Beschleunigungsphase (532) den Rotor oder Stator von der Ruheposition in Richtung der Arbeitsposition beschleunigt, und dass der Betätiger (512) in einer Bremsphase (534), die auf die Beschleunigungsphase (532) folgt, abgebremst wird, wobei sich der Rotor oder Stator aufgrund seiner Masse von einer Berührung mit dem Betätiger (512), dem Rotor oder dem Stator löst, und wobei die Steuerungseinrichtung (516) ferner ausgebildet ist, um ein solches Steuersignal an den Betätiger zu liefern, das der Rotor oder Stator so stark beschleunigt wird, dass nach dem Lösen der Berührung mit dem Betätiger die Arbeitsposition durch den Rotor oder Stator erreicht wird.

2. Lager nach Anspruch 1, bei der die Ruheposition stabil ist, und bei der die Arbeitsposition metastabil ist, wobei die Steuerungseinrichtung (516) ferner folgendes Merkmal aufweist:

einen Regler (517) zum Erfassen einer Ist-Position des Rotors bezüglich des Stators oder einer Ist-Positionsänderung des Rotors bezüglich des Stators, um einen Ist-Wert zu erhalten und zum Erzeugen eines Regelsignals zum Bewegen des Rotors oder Stators so, dass die Ist-Position des Rotors bezüglich des Stators sich an eine Soll-Position des Rotors bezüglich des Stators bei der Arbeitsposition annähert oder dass die Ist-Positionsänderung sich einem Null-Wert zumindest annähert.

3. Lager nach Anspruch 2, bei der das Lager so ausgebildet ist, dass es in der Arbeitsposition radial bezüglich einer Drehachse (506) des Rotors (500) stabil ist, und in der Arbeitsposition axial bezüglich der Drehachse (506) metastabil ist.

4. Lager nach einen der vorhergehenden Ansprüche dem der Rotor (500) in der Ruheposition an wenigstens einer Auflagestelle (510) an dem Stator (502) anliegt, und bei dem der Rotor (500) in der Arbeitsposition durch einen Spalt (504) von dem Stator (502) getrennt ist, wobei der Betätiger (512) an dem Stator (502, 560) mechanisch befestigt ist und an dem Rotor (500) mechanisch nicht befestigt ist.

5. Lager nach Anspruch 4, bei dem der Rotor (500) einen Lagerabschnitt (562) hat, und bei dem der Stator (502) einen Lagerabschnitt (560) hat, wobei eine Masse des Lagerabschnitts des Stators kleiner als eine Masse des Rotors (500) ist.

6. Lager nach einem der Ansprüche 1 oder 2, bei dem der Betätiger (512) mit dem Stator (502) mechanisch verbunden ist, um dem Stator in der Beschleunigungsphase zu beschleunigen und der Bremsphase abzubremsen, so dass sich der Rotor in der Bremsphase von dem Stator löst.

7. Lager nach Anspruch 2, bei dem der Betätiger (512) mit dem Stator (502) mechanisch verbunden ist, und bei dem der Regler (517) ausgebildet ist, um dem Stator (502) zu bewegen, um die Ist-Position des Rotors bezüglich des Stators and die Soll-Position des Rotors bezüglich des Stators anzunähern.

8. Lager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, das als Magnetlager ausgebildet ist, das einen Rotor-Lagerabschnitt (560) mit einer Anzahl von axial angeordneten magnetischen Ringen (560a, 560b, 560c, 560d) und einen Stator-Lagerabschnitt (560) mit einer Anzahl von axial angeordneten magnetischen Ringen (560a, 560b, 560c, 560d) aufweist, wobei die Anzahl sowohl für den Rotor-Lagerabschnitt als auch für den Stator-Lagerabschnitt größer oder gleich 1 ist, wobei die Lagerabschnitte (560, 562) so zueinander angeordnet sind, dass sich in der Arbeitsposition gegenüberliegende Ringe magnetisch stärker abstoßen als in der Ruheposition, und wobei in der Ruheposition sich magnetisch gegenüberliegende Ringe stärker anziehen als in der Arbeitsposition.

9. Lager nach Anspruch 8, bei dem die magnetischen Ringe permanentmagnetisch sind.

10. Lager nach Anspruch 4, bei dem der Spalt (504) in der Arbeitsposition 0,05 bis 3,0 mm beträgt.

11. Lager nach einem der vorhergehenden An-

sprüche, bei dem der Betätiger (512) eine maximale Hublänge aufweist, die kleiner als eine Strecke ist, um die eine Relativbewegung zwischen dem Rotor und dem Stator auszuführen ist, damit das Lager von der Ruheposition in die Arbeitsposition gebracht wird.

12. Lager nach Anspruch 11, bei dem der Betätiger (512) eine maximale Hublänge hat, die kleiner als eine halbe Strecke ist.

13. Lager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der der Betätiger (512) ein piezoelektrischer Linearbetätiger ist, der eine Betätigungsrichtung aufweist, wobei der Betätiger so mit dem Stator (502) verbunden ist, das durch eine Betätigung entlang der Betätigungsrichtung eine Bewegung des Stators oder des Rotors parallel zu einer Drehachse des Rotors erreichbar ist.

14. Lager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem der Betätiger (512) ausgebildet ist, um abhängig von dem Steuersignal eine Maximalbeschleunigung zu erreichen, die größer als 150  $\mu\text{m}/\text{ms}$  ist.

15. Lager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem die Beschleunigungsphase und die Bremsphase Teil einer Gesamt-Betätiger-Aktivitätsdauer sind, wobei die Bremsphase kürzer als die Beschleunigungsphase ist.

16. Lager nach Anspruch 15, bei dem ein Anteil der Beschleunigungsphase an der Gesamt-Betätiger-Aktivitätsdauer größer oder gleich 60 % ist.

17. Lager nach Anspruch 16, bei dem der Rotor (500) und der Betätiger (512) so dimensioniert sind, dass eine Zeitdauer, in der der Rotor nicht mit dem Stator in Berührung ist, wenigstens doppelt so groß ist wie die Gesamt-Betätiger-Aktivitätsdauer.

18. Lager nach Anspruch 17, bei der die Steuerungseinrichtung (516) ausgebildet ist, um den Betätiger (512) in einer an die Bremsphase anschließenden Beschleunigungsphase (536) zu beschleunigen, damit der Betätiger mit fallender Geschwindigkeit eine Ausgangsposition erreicht, in der der Betätiger vor einem Start der Beschleunigungsphase (532) war.

19. Lager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem die Steuerungseinrichtung (516) ausgebildet ist, um einen Motor zum Antreiben des Rotors so anzusteuern, dass keine Rotation vor Beginn der Beschleunigungsphase (532) auftritt, und dass eine Rotation erst dann begonnen wird, wenn die Arbeitsposition erreicht ist.

20. Lager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem die Steuerungseinrichtung (516)

ausgebildet ist, um dann, wenn der Rotor in die Ruheposition gehen soll, eine Beschleunigungsphase und eine anschließende Bremsphase (534) durchzuführen, wobei der Betätiger (512) in der Beschleunigungsphase beschleunigt wird und in der Bremsphase abgebremst wird, wobei eine zeitliche Steuerung der Beschleunigungsphase und der Bremsphase so ausgeführt sind, dass der Rotor den Stator in der Bremsphase berührt, und dass der Rotor, während er den Stator berührt, in die Ruheposition gebracht wird.

dem Betätiger die Arbeitsposition durch den Rotor oder Stator erreicht wird.

Es folgen 16 Blatt Zeichnungen

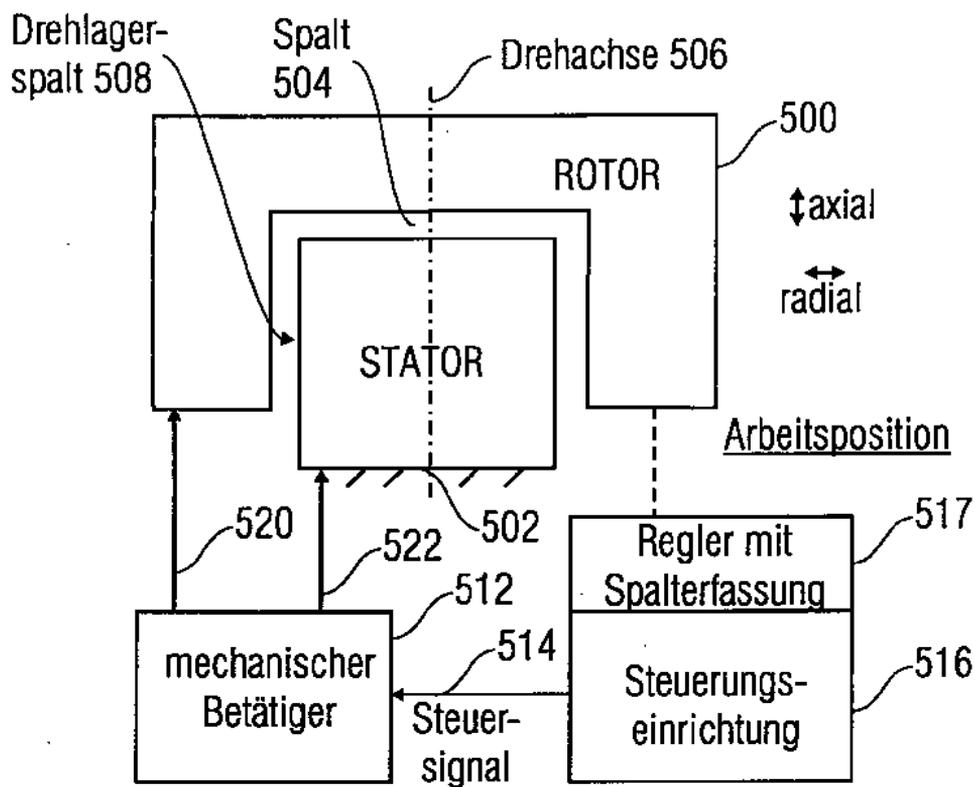
21. Strömungsmaschine mit einem Radialrad, wobei das Radialrad durch ein Lager zum rotatorischen Lagern eines Rotors (500) an einem Stator (502) gelagert ist, wobei das Lager eine Ruheposition, in der der Rotor und der Stator sich berühren, und eine Arbeitsposition aufweist, in der sich der Rotor und der Stator nicht berühren, und wobei das Lager folgende Merkmale aufweist:

einen Betätiger (512) zum Bewegen des Rotors oder Stators aus der Ruheposition in die Arbeitsposition ansprechend auf ein Steuersignal (514); und eine Steuerungseinrichtung (516) zum Liefern des Steuersignals (514), wobei die Steuerungseinrichtung ausgebildet ist, um das Steuersignal (514) an dem Betätiger zu liefern, das bewirkt, dass der Betätiger (512) in einer Beschleunigungsphase (532) den Rotor oder Stator von der Ruheposition in Richtung der Arbeitsposition beschleunigt, und dass der Betätiger (512) in einer Bremsphase (534), die auf die Beschleunigungsphase (532) folgt, abgebremst wird, wobei sich der Rotor oder Stator aufgrund seiner Masse von einer Berührung mit dem Betätiger (512), dem Rotor oder dem Stator löst, und wobei die Steuerungseinrichtung (516) ferner ausgebildet ist, um ein solches Steuersignal an den Betätiger zu liefern, das der Rotor oder Stator so stark beschleunigt wird, dass nach dem Lösen der Berührung mit dem Betätiger die Arbeitsposition durch den Rotor oder Stator erreicht wird.

22. Verfahren zum Betreiben eines Lagers zum rotatorischen Lagern eines Rotors (500) an einem Stator (502), wobei das Lager eine Ruheposition, in der der Rotor und der Stator sich berühren, und eine Arbeitsposition aufweist, in der sich der Rotor und der Stator nicht berühren, mit folgenden Schritten:

Bewegen (512) des Rotors oder Stators aus der Ruheposition in die Arbeitsposition, wobei in einer Beschleunigungsphase (532) der Rotor oder Stator von der Ruheposition in Richtung der Arbeitsposition beschleunigt wird, und wobei in einer Bremsphase (534), die auf die Beschleunigungsphase (532) folgt, ein Betätiger oder der Stator abgebremst wird, wobei sich der Rotor oder Stator aufgrund seiner Masse von einer Berührung mit dem Betätiger (512), dem Rotor oder dem Stator löst, wobei das der Rotor oder Stator in der Beschleunigungsphase so stark beschleunigt werden, dass nach dem Lösen der Berührung mit

FIG 1A



- 1.) Beschleunigungsphase
- 2.) Bremsphase
- (2a.) Beschleunigungsphase
- 3.) Regelungsphase
- 4.) Beschleunigungsphase
- 5.) Bremsphase
- (5a.) Beschleunigungsphase

FIG 1B

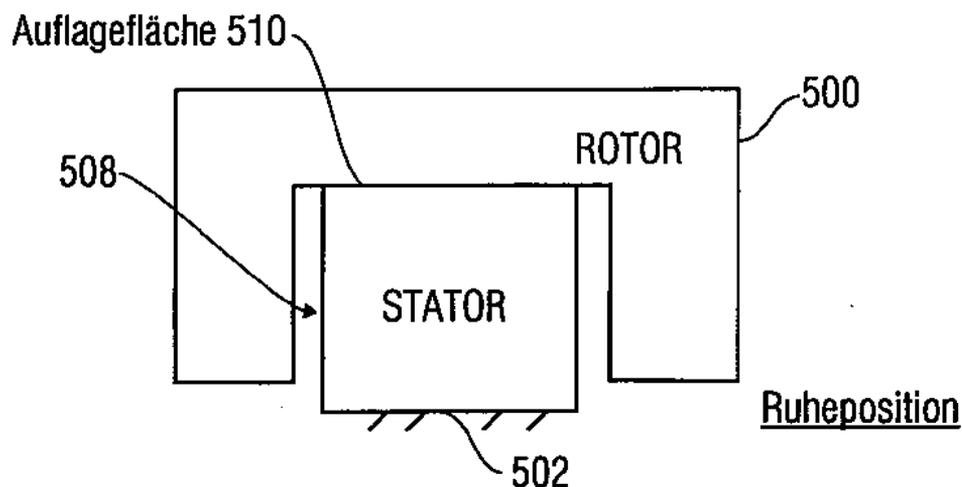


FIG 2A

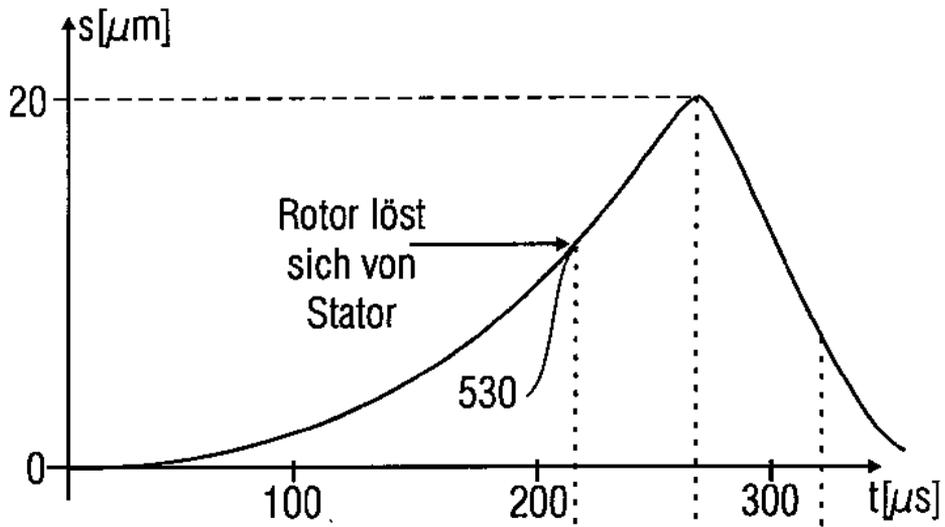


FIG 2B

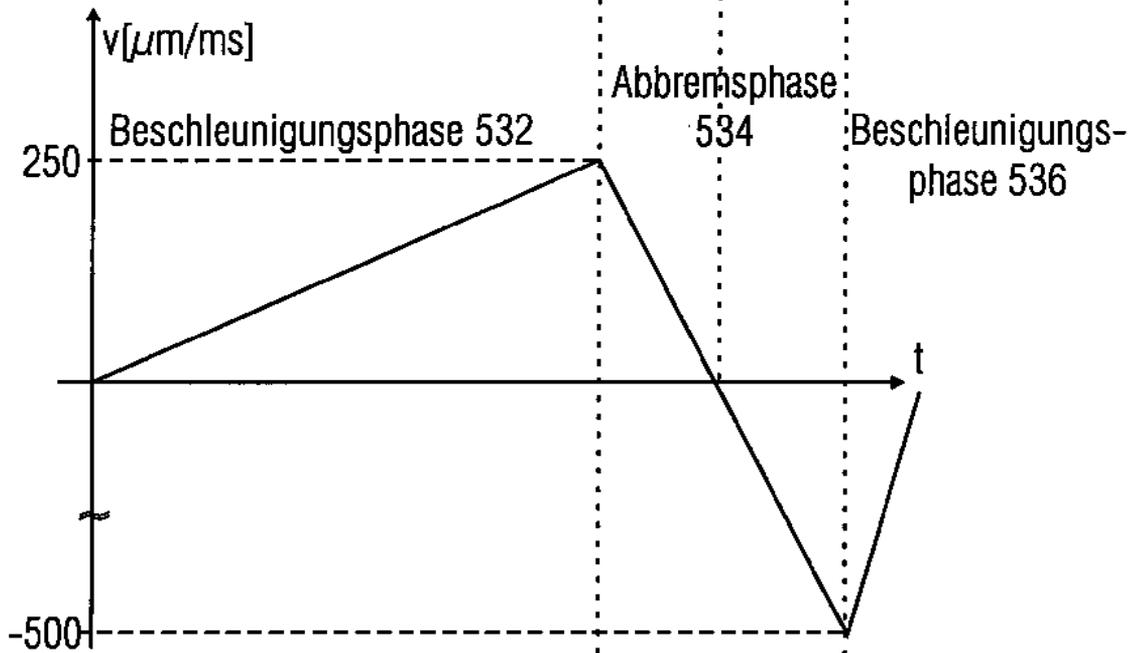


FIG 2C

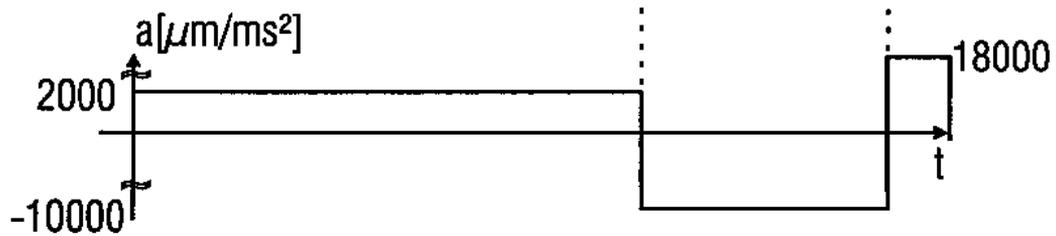


FIG 2D

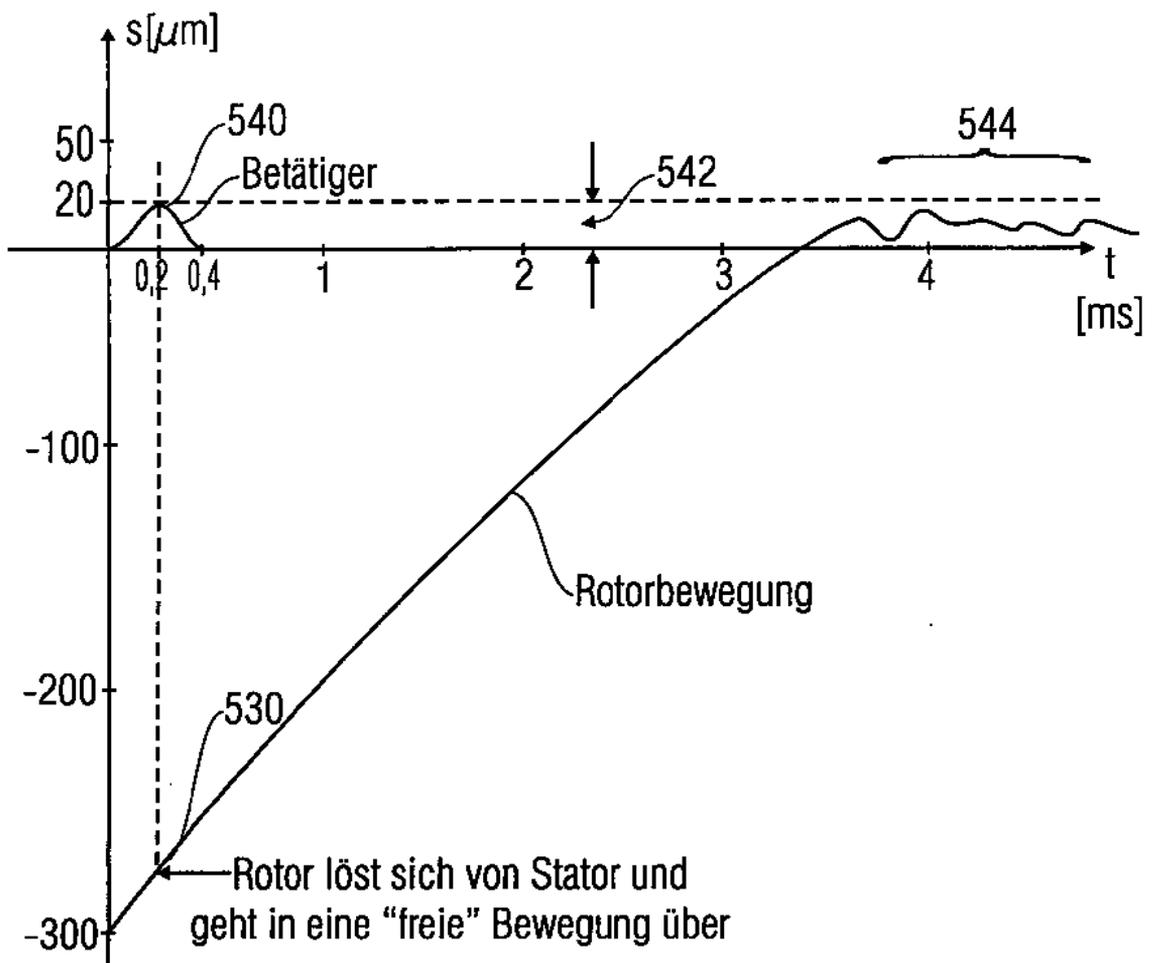


FIG 3

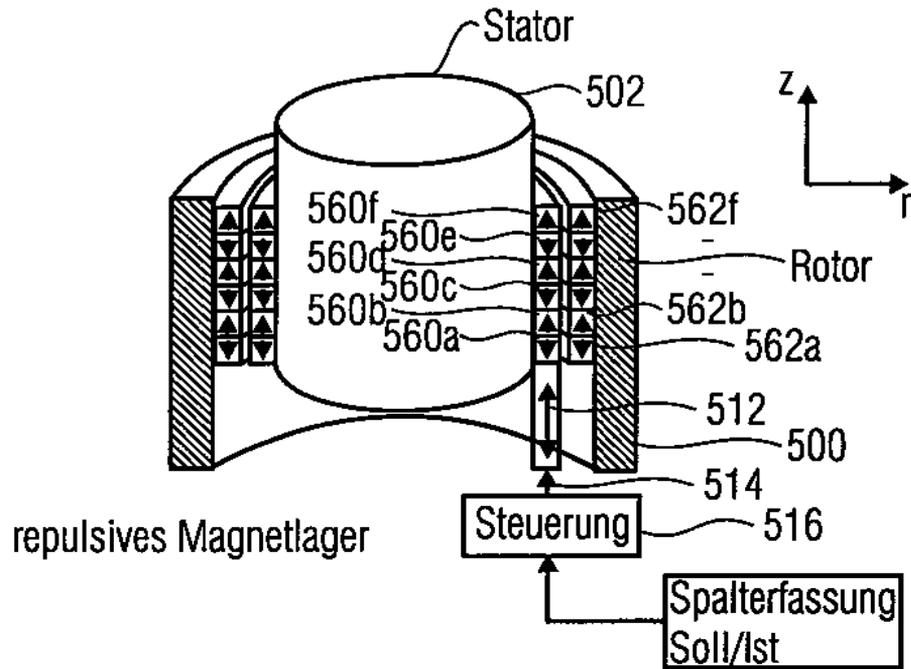


FIG 4



Axialkraft	Rotor- auslenkung	Fo	Fu	Statorregelung	Auswirkung auf	
					Fo	Fu
nach oben	oben	▲	▼	nach oben	▼	▲
unten	unten	▼	▲	unten	▲	▼
NULL	NULL	Fo = Fu		NULL	/	/

# FIG 5

## Radialrad für Turboverdichter

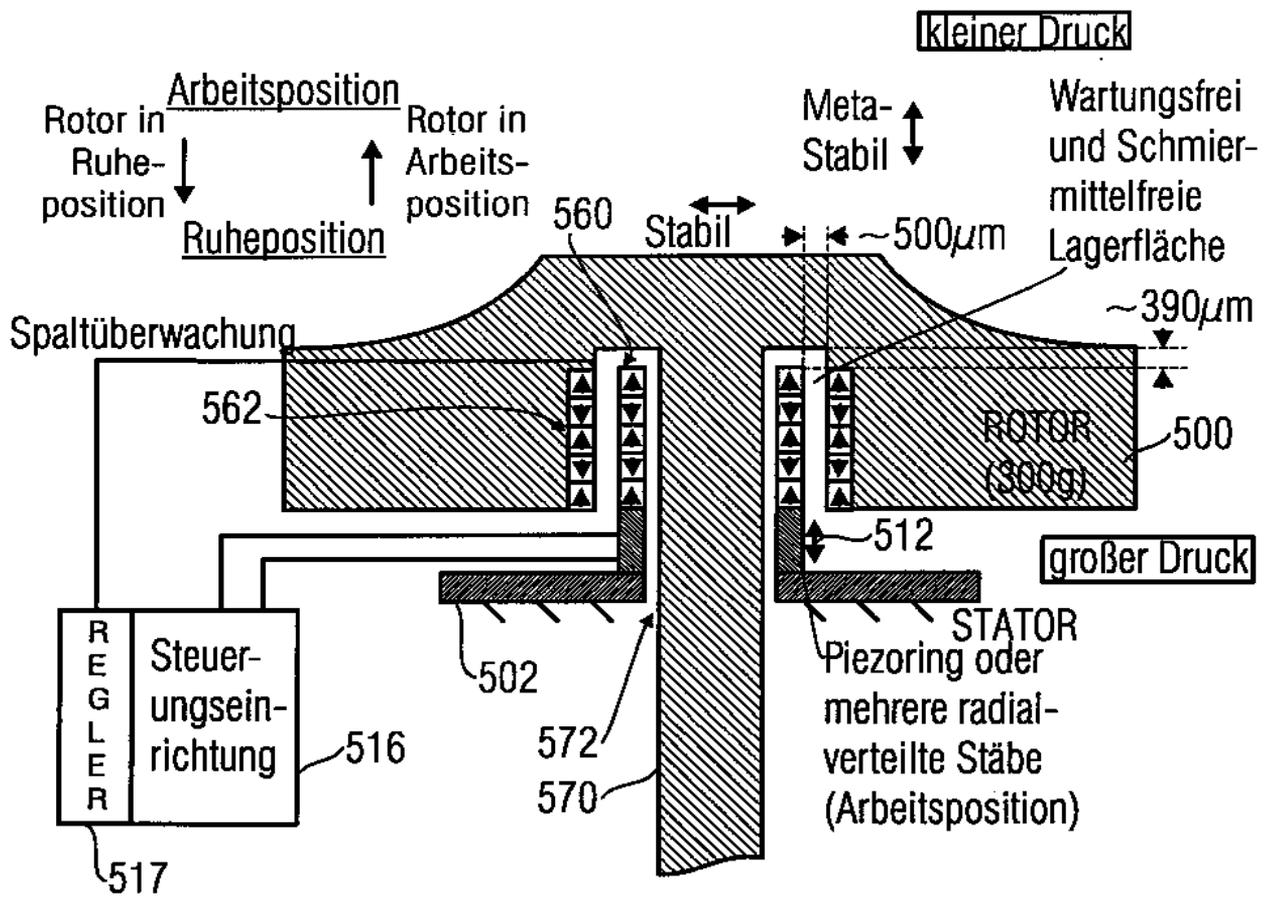


FIG 6A

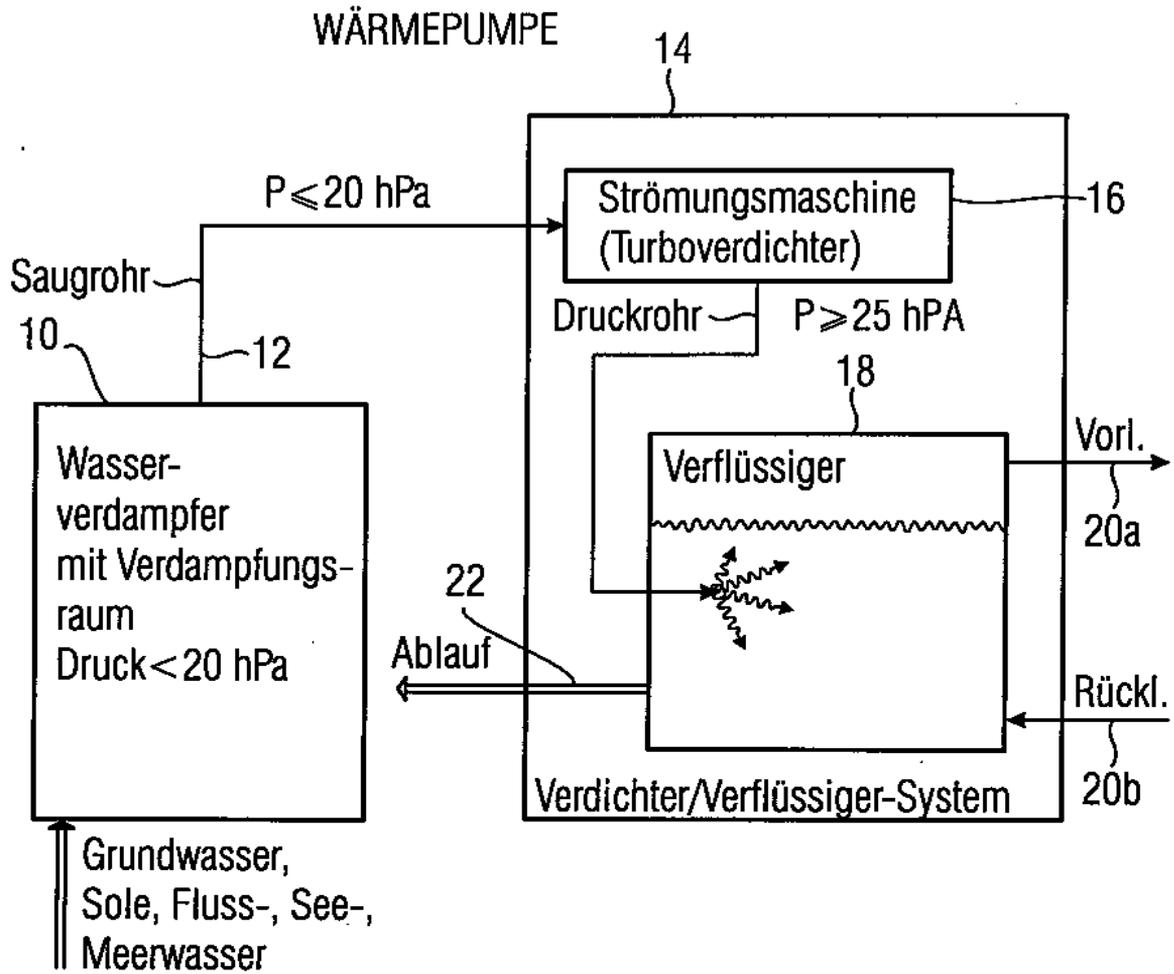


FIG 6B

P[hPa]	8	12	30	60	100	1000
Verd.-Temp	4°C	12°C	24°C	36°C	45°C	100°C

FIG 7

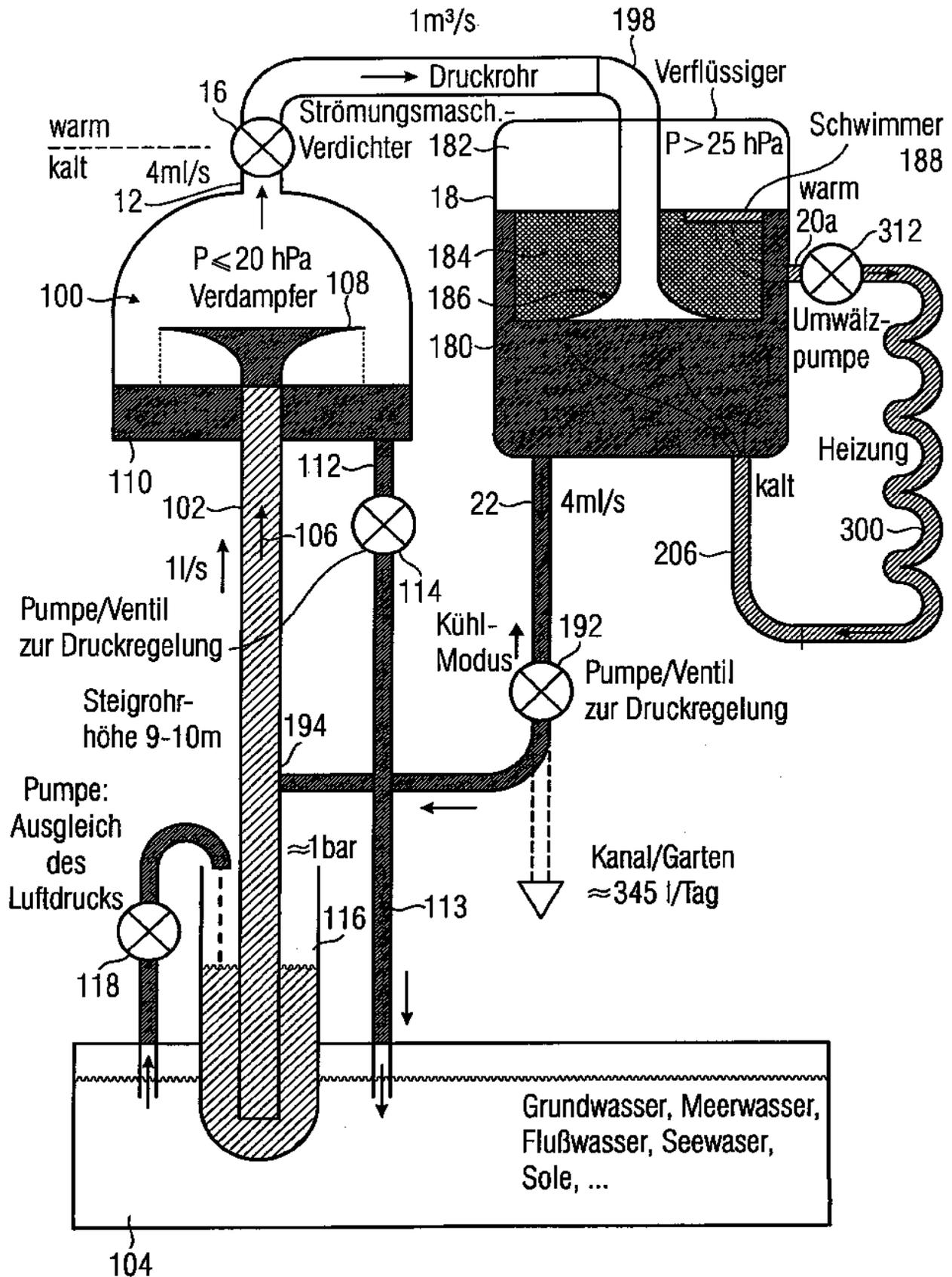




FIG 8B

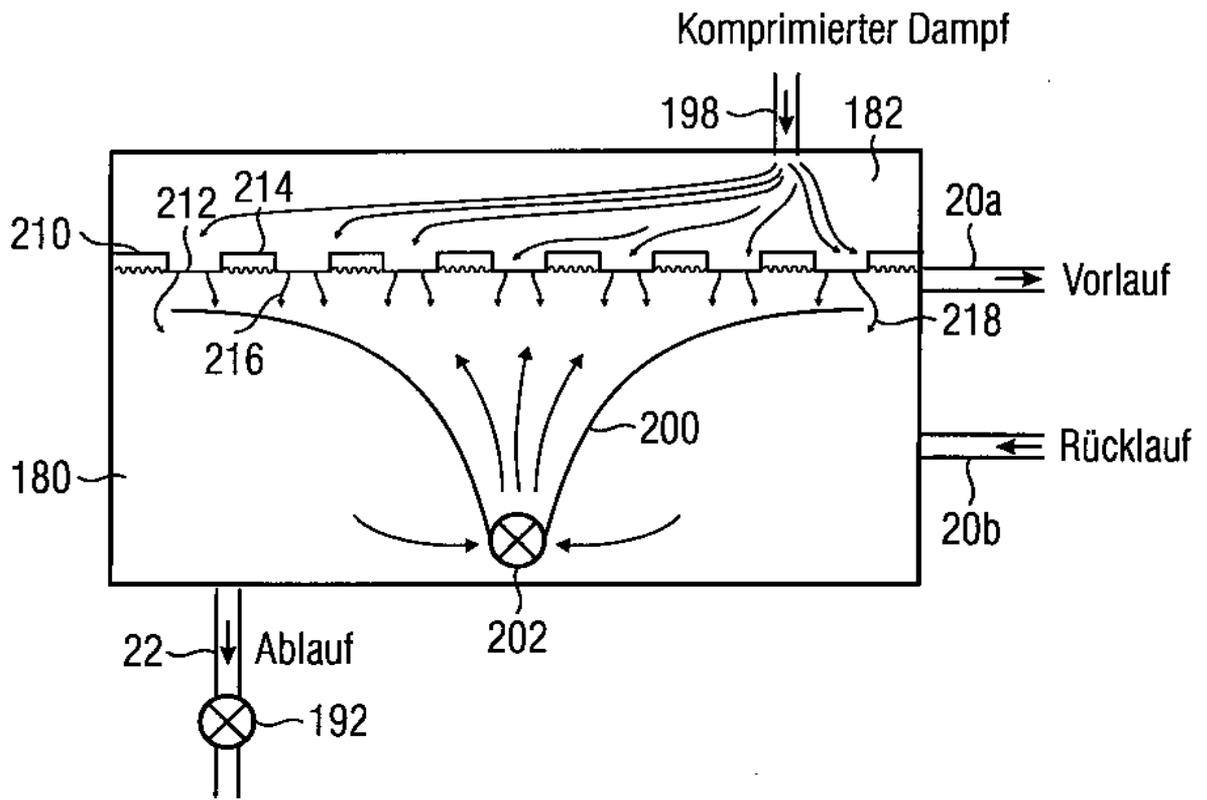


FIG 8C

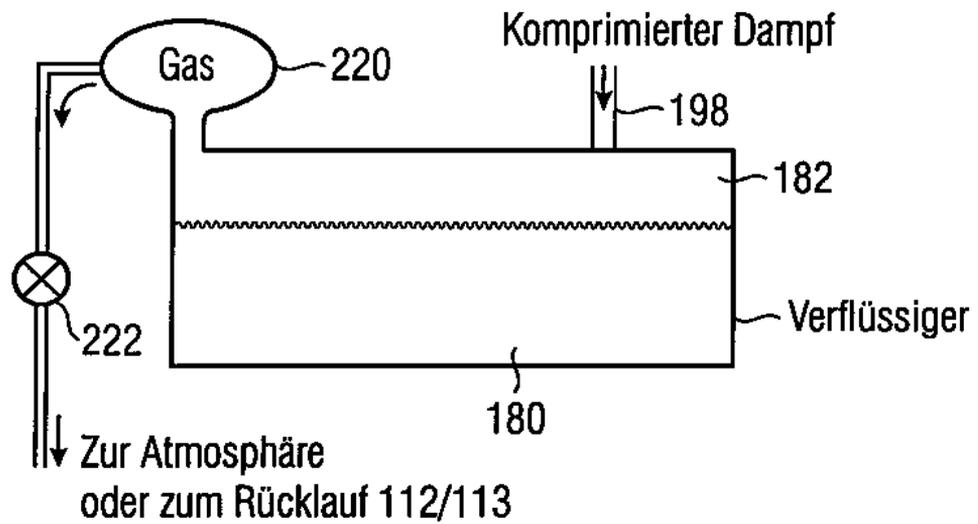


FIG 9A

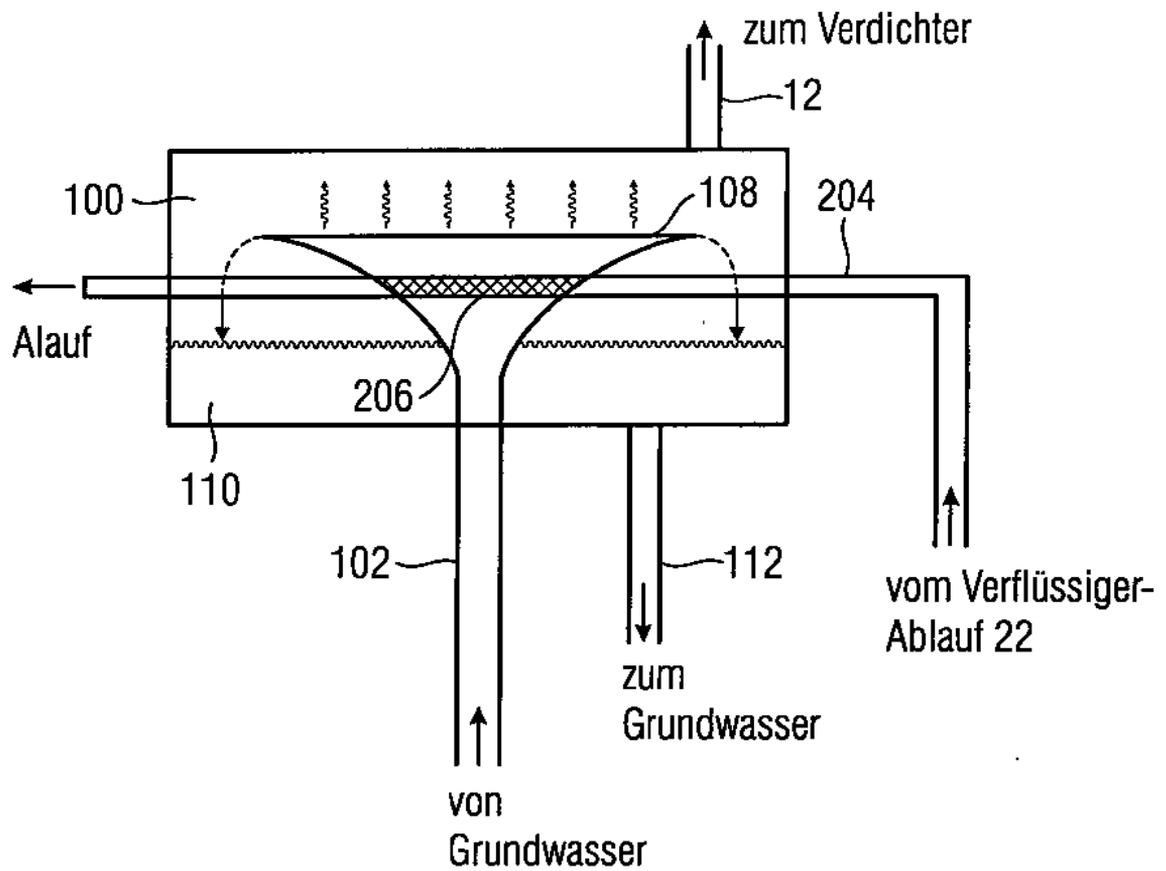




FIG 9D

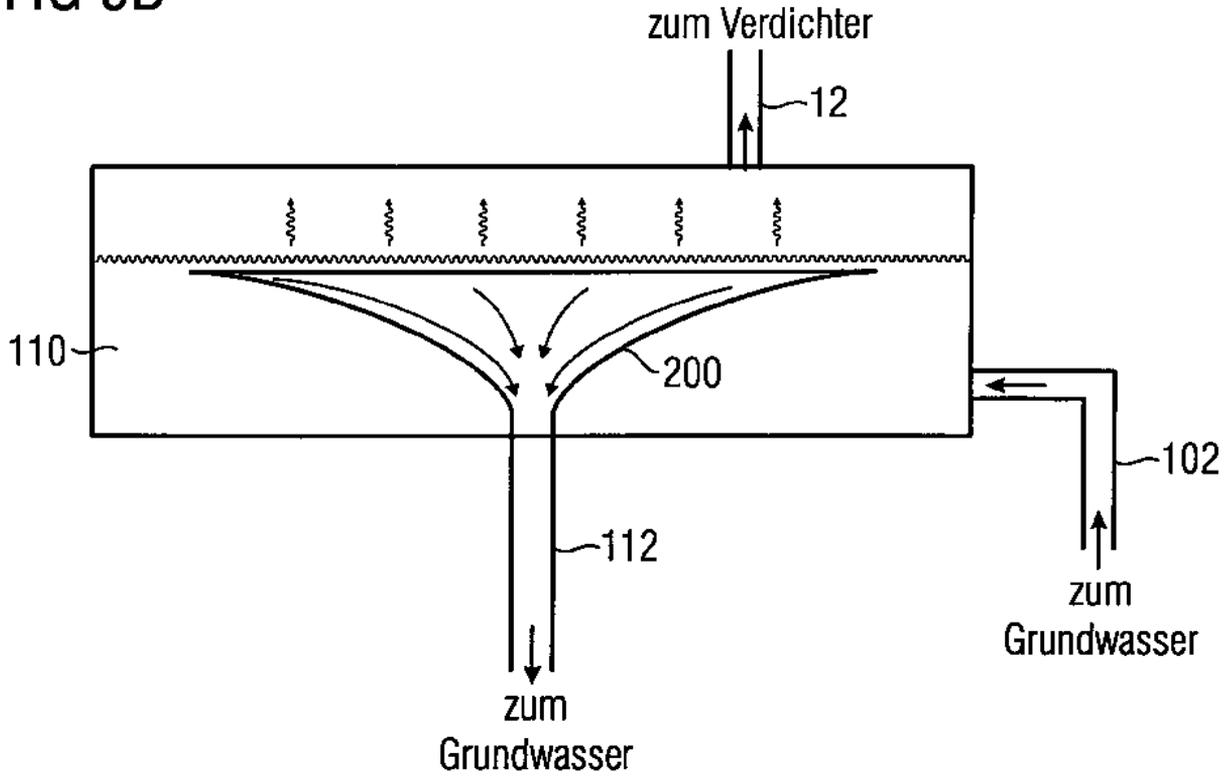


FIG 9E

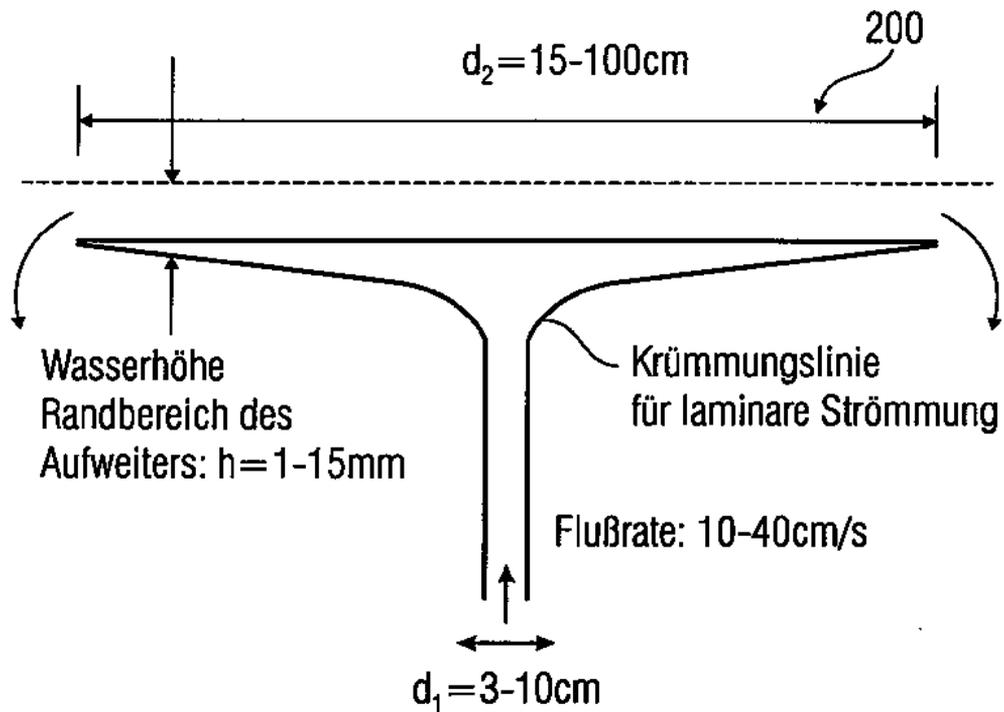


FIG 10A

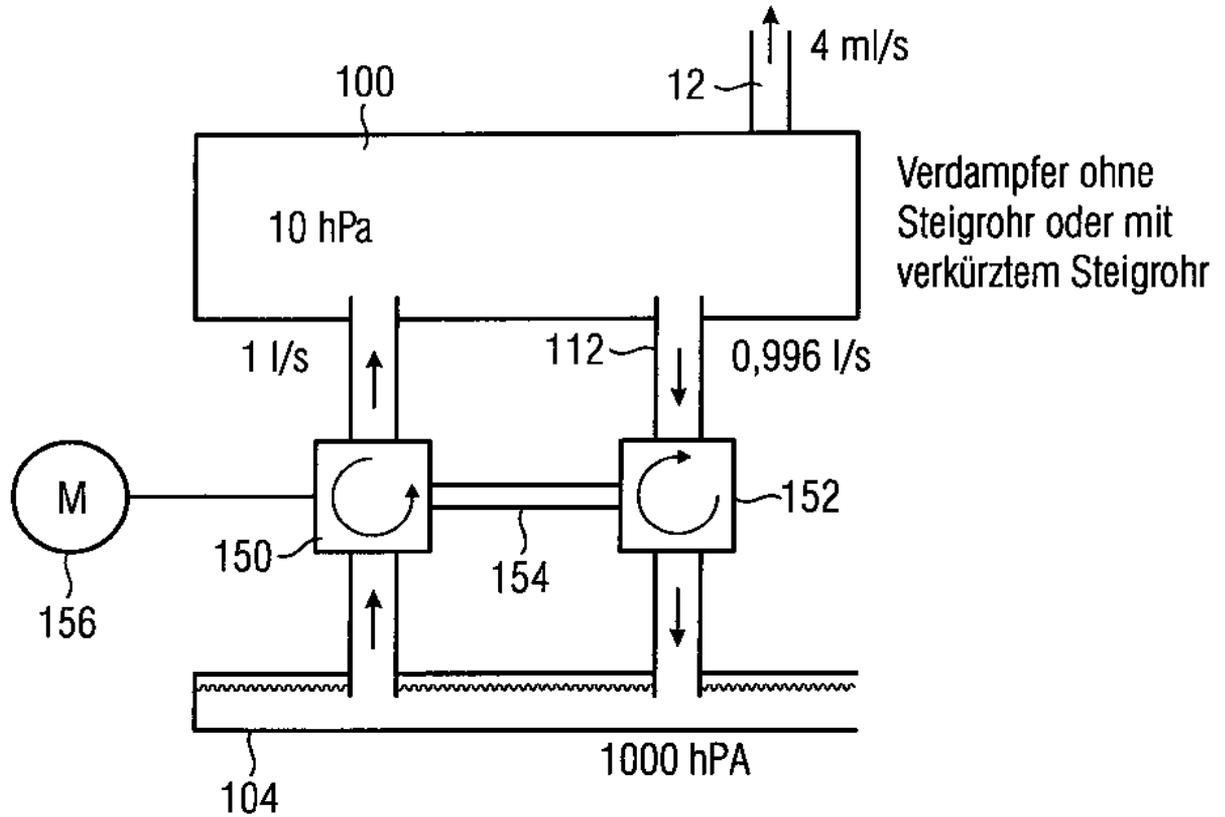


FIG 10B

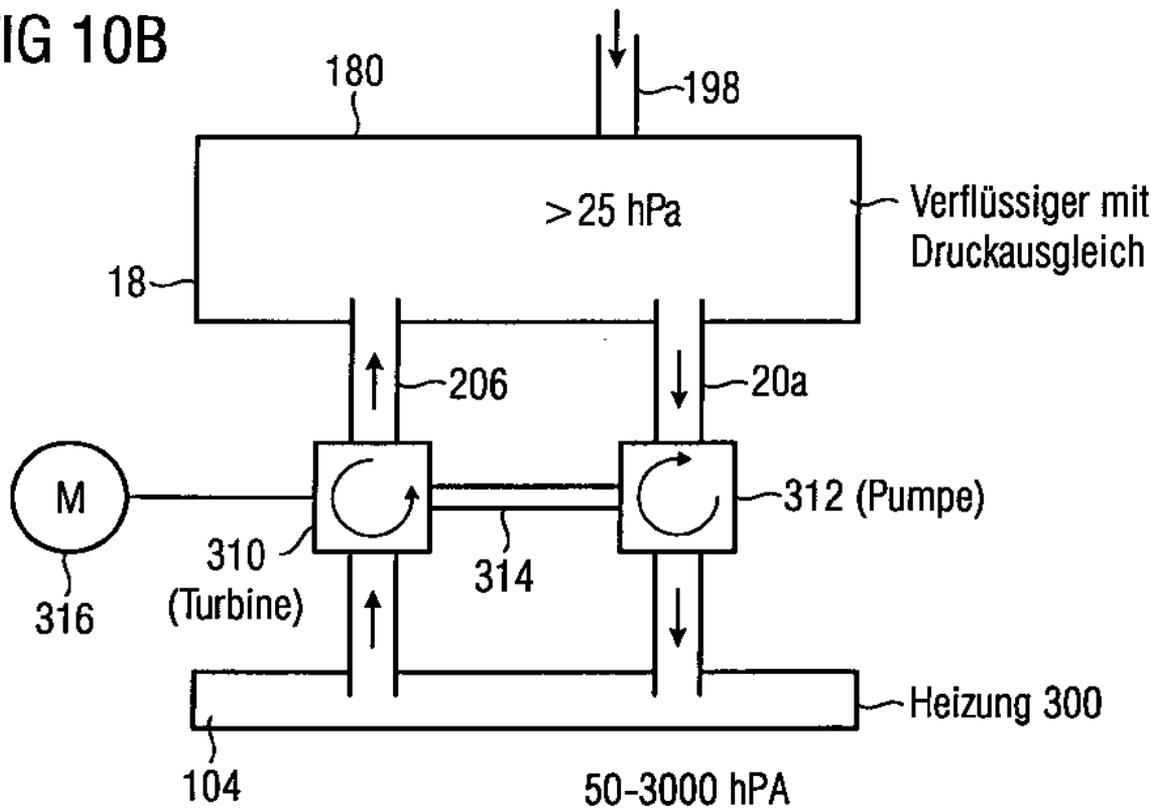


FIG 11A

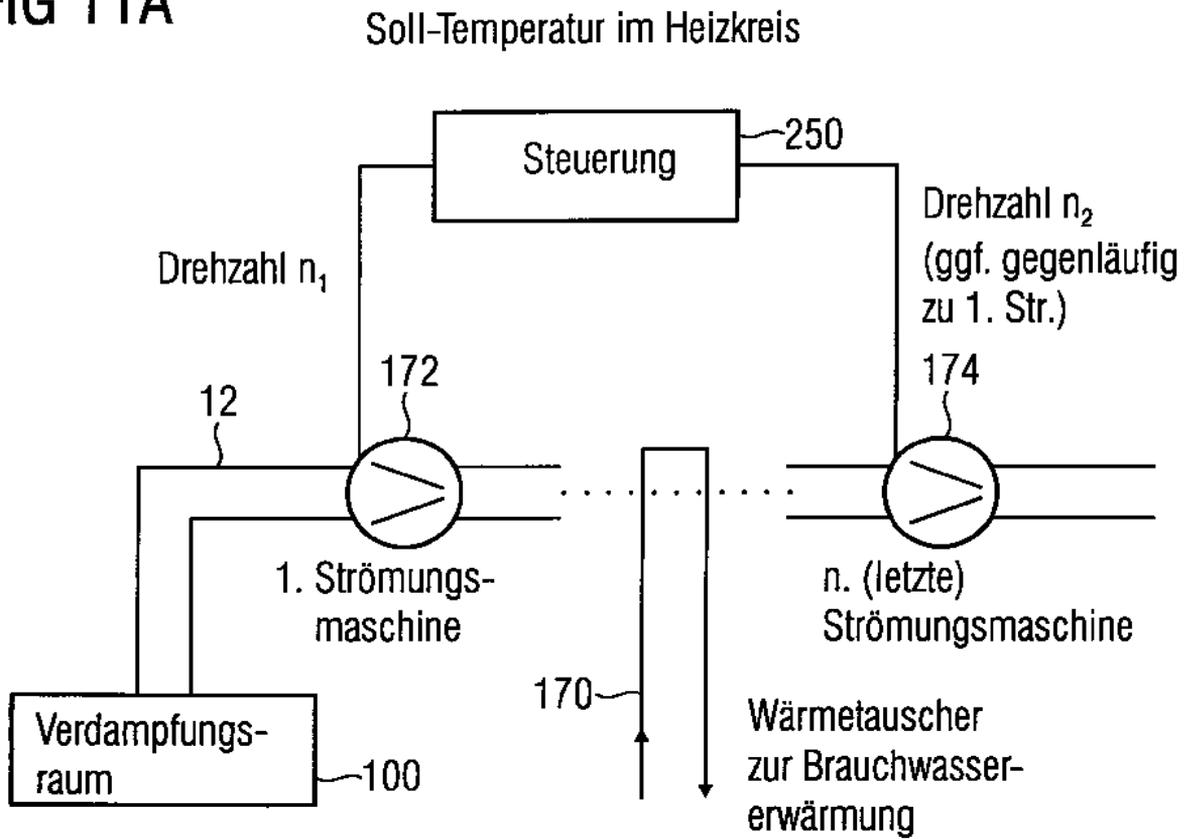


FIG 11B

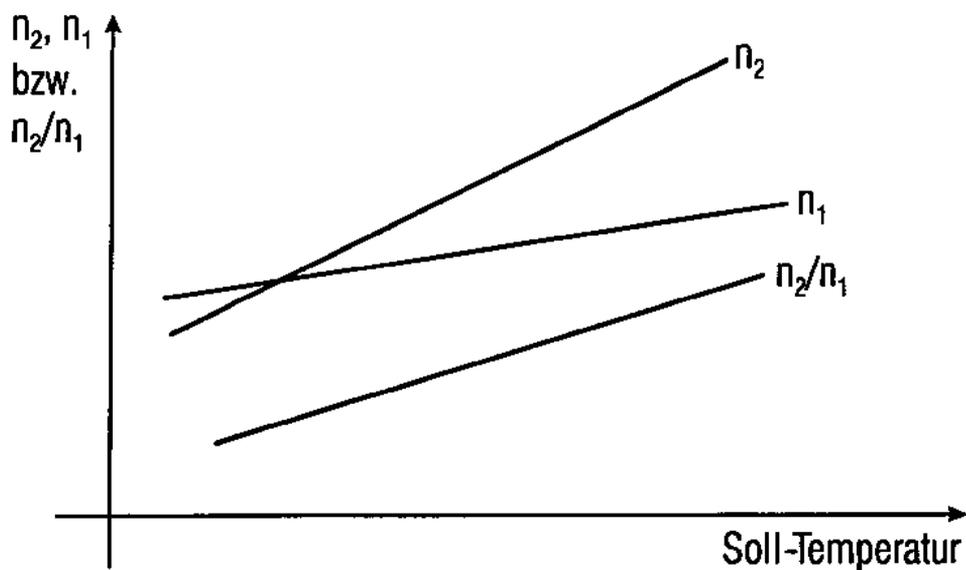


FIG 11C

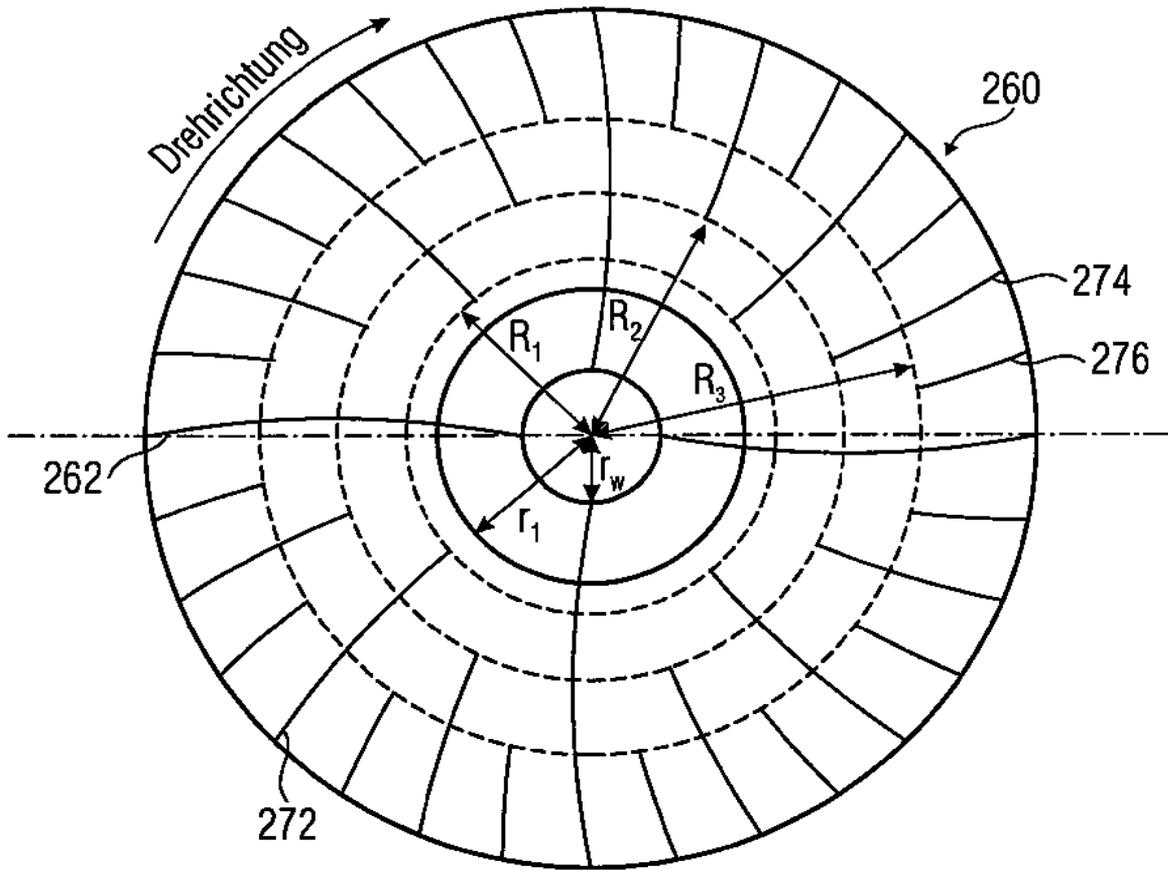
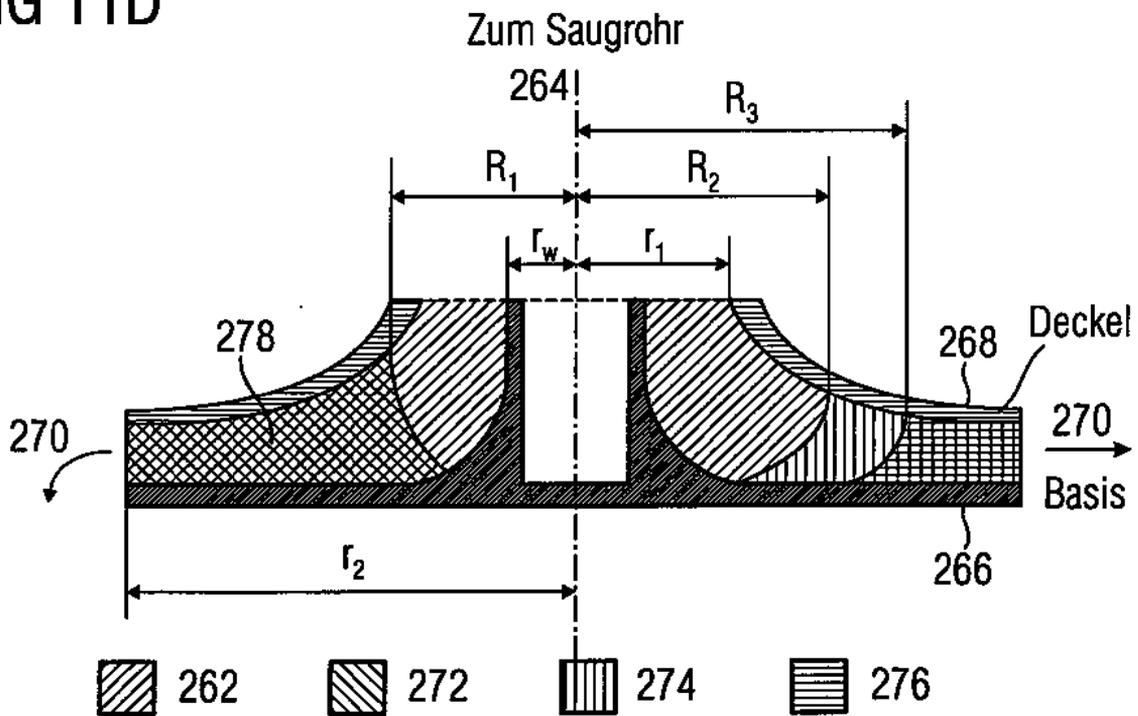
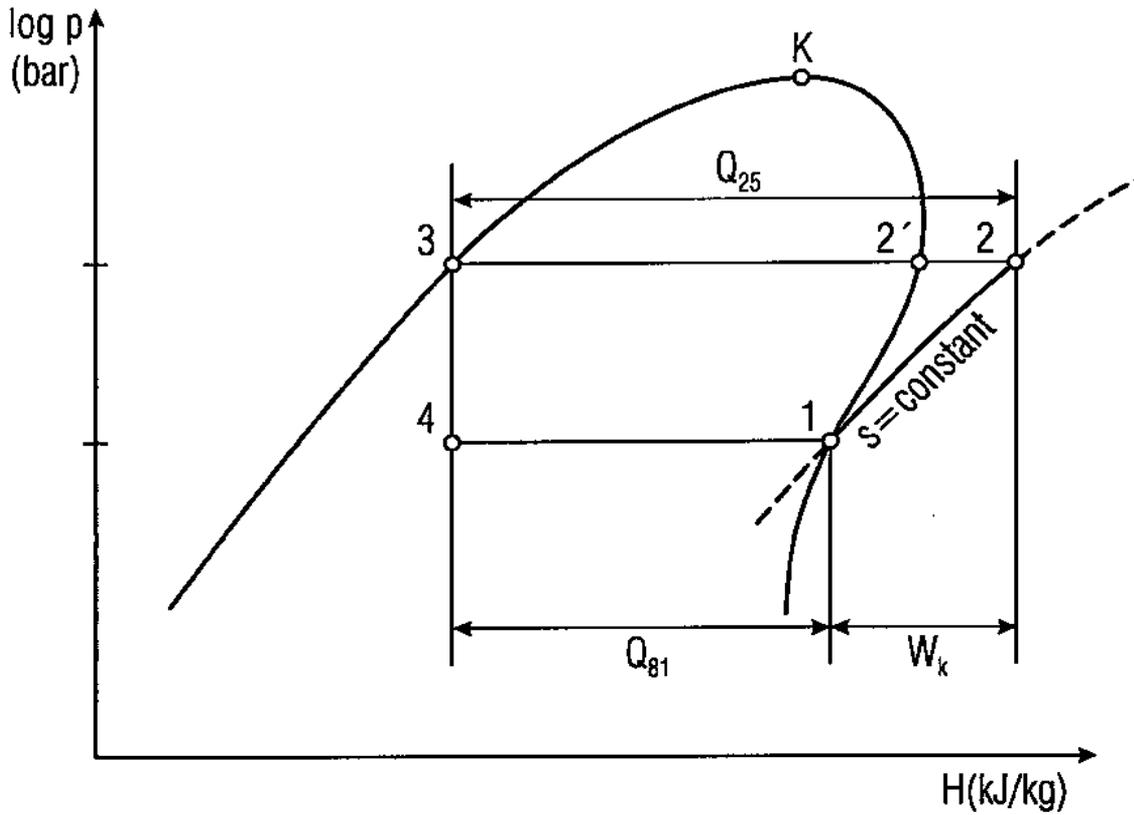


FIG 11D



**FIG 12**  
(Stand der Technik)



**FIG 13**  
(Stand der Technik)

