

(12) **Patentschrift**

(21) Anmeldenummer: A 803/2013
(22) Anmeldetag: 18.10.2013
(45) Veröffentlicht am: 15.09.2015

(51) Int. Cl.: **F01C 1/344** (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
WO 9535431 A1
WO 0052306 A1
DE 4429877 A1
WO 2007063357 A1

(73) Patentinhaber:
FALKINGER WALTER ING.
4030 LINZ (AT)

(72) Erfinder:
Falkinger Walter Ing.
4030 Linz (AT)

(74) Vertreter:
HÜBSCHER H. DIPL.ING., HELLMICH K. W.
DIPL.ING.
LINZ

(54) **Zellenradmotor**

(57) Es wird Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach dem Grundprinzip eines Lamellenverdichters mit einem exzentrisch zur Gehäuseachse gelagerten Rotor (4) mit radial beweglichen Zellenwänden (5) beschrieben, welche in einer Nut in den Seitenwänden (8) über jeweils 2 mit Rollen (7) versehenen Bolzen zwangsgeführt sind und somit von der Gehäusewand (9) beabstandet sind, wobei die sich bei Drehung des Rotors ergebenden erweiternden Zellenvolumen für die Einbringung des heißen und unter Druck stehenden Arbeitsgases über einen abgestimmten Drehwinkel nutzbar sind und das Arbeitsgas unter Nutzleistungsgewinnung auf Umgebungsdruck entspannen. Um vorteilhafte Kühlungsbedingungen zu schaffen, wird vorgeschlagen, dass die Bolzen (6) der Zwangsführung und die Lagerung der Zellenwände (5) durch eine Kühlluftzufuhr bei einer Bohrung (18) und dass die Zellenwände (5) durch einen, von dieser Kühlluftzufuhr getrennten Luftquerstrom kühlbar sind, der über eine erste Bohrung (19) in der Seitenwand (14), welche durch Bleche (31) in dem Spalt zwischen Rotor (4) und Seitenwand (14) geteilt ist und über Nuten (30) im Rotor (4) einströmt und über eine zweite, auf der der ersten Bohrung (19) gegenüberliegenden Seitenwand (14) liegende Bohrung (20) abgeleitet ist.

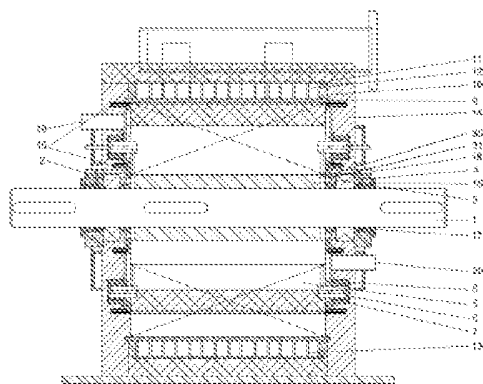


Fig. 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf einen Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach dem Grundprinzip eines Lamellenverdichters mit einem exzentrisch zur Gehäuseachse gelagerten Rotor mit radial beweglichen Zellenwänden, welche in einer Nut in den Seitenwänden über jeweils 2 mit Rollen versehene Bolzen zwangsgeführt sind und somit von der Gehäusewand beabstandet sind, wobei die sich bei Drehung des Rotors ergebenden erweiternden Zellenvolumen für die Einbringung des heißen und unter Druck stehenden Arbeitsgases über einen abgestimmten Drehwinkel nutzbar sind und das Arbeitsgas unter Nutzleistungsgewinnung auf Umgebungsdruck entspannen.

[0002] Gegenständlicher Zellenradmotor fußt dem Prinzip nach einem Lamellenkompressor, wo ein exzentrisch gelagerter und mit Schlitz versehener Rotor mit beweglichen Lamellen aus Stahl oder Kunststoff versehen ist, die durch die Fliehkraft an das Gehäuse angedrückt werden und so zu dichten Zellen führen. Durch die Drehung entstehen erweiternde und verkleinernde Zellenvolumen, wo das Ansaugen und die Kompression des Gases erfolgen. Die Anpresskräfte der Lamellen durch die Fliehkraft an die Gehäusewand verursachen Reibung, womit die Einsatzgrenzen hinsichtlich Drehzahl und Temperatur beschränkt sind. Der Einsatz für den Zweck der Kompression ist hinlänglich bekannt, ein vom Prinzip her möglicher Einsatz als Wärmekraftmaschine wäre durch Nutzung des Teiles von sich erweiternden Zellenvolumen für die Expansion eines Gases zur Nutzleistungsgewinnung ist in der Literatur nicht bekannt, da das übliche Temperaturniveau von höher 500 bis 600° C für sich berührende Flächen von den Zellenwänden mit der Gehäusewand einen Einsatz zu einem solchen Zweck aus mehreren Gründen technisch nicht zulässig wäre.

[0003] Für geringere Temperaturniveaus sind Zellenradmotoren bekannt (WO 2007063357 A1, WO 0052306 A1, WO 9535431 A1), die allerdings den Nachteil aufweisen, dass zwischen Rotor und Gehäuse ein hoher Wärmeübergang gegeben ist, wodurch die Beweglichkeit der radial verschiebbaren Zellenwände durch Wärmedehnungen und Schmierprobleme beeinträchtigt werden. Dieser Nachteil wird durch eine indirekte Verbindung der einzelnen Zellwände über eine gemeinsame Wälzlagerung (WO 9535431 A1) noch verstärkt. Es wurde daher bereits vorgeschlagen (WO 2007063357 A1) die Zellwände getrennt zu lagern, wobei die in der WO 2007063357 A1 vorgesehene Lagerung eine Gleitreibung mit einem entsprechend nachteiligen Reibungskoeffizienten bedingt.

[0004] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zu Grunde eine Konstruktion zu beschreiben, bei welcher der Nachteil von sich berührenden Flächen von Zellenwand und Gehäuse hier ein berührungsfreier Lauf ermöglicht wird und Arbeitsgastemperaturen auch über 1000° C für das Erreichen eines hohen thermodynamischen Wirkungsgrades zulässig wird. Ein Aspekt sollte erwähnt werden, dass hier mit relativ einfachen Mitteln eine isothermenähnliche Expansion möglich wird, indem über den Gehäusebereich an mehreren Stellen der Expansion mittels Bohrungen durch die Gehäusewand ein Brennstoff zugeführt wird und auf diese Weise das Arbeitsgas (Luft) auf hohem Temperaturniveau gehalten wird (entspricht technisch gesehen mehreren Zwischenerhitzungen) bzw. unter Leistungsabgabe expandiert mit verbessertem Wirkungsgrad.

[0005] Die Erfindung löst die Aufgabe dadurch, dass die Bolzen der Zwangsführung und die Lagerung der Zellenwände durch eine Kühlluftzufuhr bei einer Bohrung und dass die Zellenwände durch einen, von dieser Kühlluftzufuhr getrennten Luftquerstrom kühlbar sind, der über eine erste Bohrung in der Seitenwand, welche durch Bleche in dem Spalt zwischen Rotor und Seitenwand geteilt ist und über Nuten im Rotor einströmt und über eine zweite, auf der der ersten Bohrung gegenüberliegenden Seitenwand liegende Bohrung abgeleitet ist.

[0006] Diese Konstruktion nach dem Prinzip eines Lamellenkompressors hat den wesentlichen Unterschied, dass die Zellenwände berührungsfrei laufen und das Gehäuse vor zu hohen Temperaturen geschützt wird und die Wärmedehnungen durch die Temperatur - und Werkstoffwahl gestaltet werden können. Die Konstruktion besteht aus einer Welle mit mehreren Nuten für

Passfedern (1), welche auf der Seite zum Antrieb eines Generators, am anderen Ende einer Arbeitsmaschine (Kompressor) in einem Festlager (2) und der gegenüberliegenden Seite in einem Loslager (3) gelagert ist. Auf der Welle fixiert wird der Rotor (4), welcher mit einer Anzahl von Nuten versehen ist, in welcher die Zellenwände (5) die Radialbewegung über den Umfang ein - und ausschiebbar sind. Die Zellenwände sind mit gekühlten Bolzen für die Verschiebung (6) ausgestattet, um die zwangsgeführte Radialbewegung über Rollen mit einem Nadellager (7), welche in einer von außen fettgeschmierten Nut (8) geführt werden. Die Wellenachse ist exzentrisch zur Gehäuseachse angeordnet. Das Gehäuse (9) ist mit 2 Flanschen (10) und dem Kühlmantel (11) ausgestattet, in diesem Zwischenraum befindet sich das Kühlmedium (12), Thermalöl oder entspanntes Arbeitsgas mit einer Temperatur von etwa 350° C. Das Gehäuse kann im Bereich der Expansion mit einer Vielzahl von aufgeschweißten Rippen oder eingedrehten Rillen (13) für einen guten Wärmeübergang auf das entspannte Arbeitsgas und zur Erhöhung der Formbeständigkeit versehen werden.

[0007] Die Lager für die Welle sind in den beiden Seitenwänden mit Kühlmantel (14) integriert, wo sich auch zwei Nuten für Labyrinthdichtungen (15) und vor allem die Nut (8) für die Führung der Zellenwände vorgesehen sind. Im Gehäusedeckel für die Abdichtung (16) ist entweder eine Packung mit einem Fettverteiler (17) vorgesehen oder eine Gleitringdichtung. Über eine Bohrung (18) wird die Kühlluft für die Bolzen für die Zellenwände zugeführt. Die Kühlluftzufuhr für den Rotor erfolgt im Querstrom über die Bohrung (19) und über Bohrung (20) auf der Gegenseite wieder abgeführt. Die Zufuhr der Kühlluft erfolgt nur über die obere Hälfte des Gehäuses, da sich hier die zu kühlenden Elemente wie die Zellenwände befinden, wo hingegen im unteren Teil sich die Zellenwände im ausgefahrenen Zustand befindet und der Raum leer ist und die Luft den geringsten Widerstand gehen würde mit fraglichem Kühleffekt. Die Zellenwände sind radial durch Wälzkörper (21) gelagert, welche sich in einem funktionsmäßig einem Wälzlager gleich zuzuordnenden Käfig (22) befinden. Die Dichtleisten mit Labyrinthdichtungen (23) haben die Aufgabe den Arbeitsgasaustritt aus den Zellen hin zu den Rotorschlitzen zu minimieren. Diese Leisten sind mit Abdeckblechen (24) versehen, welche auch die Isolierung (25) gegen den Rotor abdecken. Der Eintritt des Arbeitsgases erfolgt über die Rohrleitung mit zwei Schächten (26), um eine möglichst rasche und vollständige Füllung durch kurze Wege zu erreichen. Bei der Nutzung des entspannten Arbeitsgases als Kühlmedium erfolgt der Austritt über den Auslassstutzen (27). Bei Verwendung von Thermalöl als Kühlmedium erfolgt das Ausschleichen des entspannten Arbeitsgases über ebenfalls 2 Schächte über den etwa halben Umfang jener Seite mit sich verengenden Zellenvolumen. Der Kühlmantel, unabhängig vom Kühlmedium ist mit einer Isolierung (28) versehen. Die Seitenwände sind an der Grundplatte (29), an der Loslagerseite verschiebbar durch die Gehäusewärmedehnungen, befestigt.

[0008] Es sei auf folgenden Umstand hingewiesen: Durch die exzentrische Lagerung von Gehäuse und Rotorwelle und damit der Zellenwände ergibt sich ein unterschiedlicher Spalt der Enden der Zellenwände zum Gehäuse. Bei kleinen Einheiten ist dies durch Vorsehen einer etwas abgeflachten, oder mit dem Radius des Innenkreises versehenen Labyrinthdichtung und deren Breite der Zellenwand gut zu beheben. Bei größeren Einheiten ist die Minimierung des Spaltes, verursacht durch eine komplexe Kombination von Winkelfunktionen variierend über den Umfang in Verbindung mit der Größe der Exzentrizität und der Zellenwanddicke berechenbar und dieser Unterschied durch die Gestaltung der Nut berücksichtigbar und auf diese Weise ein konstanter minimierter Spalt erhältlich. Die Form der Nut ist hier nicht mehr exakt ein Kreis, sondern eine etwas abweichende Kurvenform, die mit CNC Fräsmaschinen exakt nachgefahren werden kann.

[0009] Bei der Drehbewegung ergeben sich verengende und erweiternde Querschnitte, wo bei der Verwendung als Motor über einen abgestimmten Drehwinkel im Bereich der erweiternden Zellenvolumen das Arbeitsgas zugeführt wird, bei weiterer Drehung erfolgt die Expansion in erweiternden Querschnitten und durch die Differenzdrücke auf die Zellenradwände wird das Drehmoment erzeugt. Die Lage der Eintrittskante ist so zu legen, dass am Beginn ein abgeschlossenes Volumen vorliegt, welches am Ende der Expansion 1 bar abs. ergibt, im Allgemeinen im Verhältnis der spez. Volumina Eintrittsvolumen zu Austrittsvolumen der jeweiligen Zelle.

Nach der vollständigen Expansion auf 1 bar a. wird das entspannte Arbeitsgas im offenen Querschnitt ausgeschoben, wo es zuerst als Kühlluft für das Gehäuse und in Folge als Verbrennungsluft verwendet wird, oder über einen Rekuperator die Wärmeabgabe ebenfalls an die einströmende unter Druck stehende Verbrennungsluft bei einer Verbrennung unter Druck abgegeben wird.

[0010] Als Verlust wird im Wesentlichen nur die Reibung der Lager für die Zellenwände in der Nut in den Seitenwänden und der Wälzkörper in den Nuten des Rotors, verursacht durch die Fliehkraftwirkung bzw. der Tangential - und Biegekraftkomponente der beweglichen Zellenwände, sowie der Rotorlagerung, wirksam. Ich möchte erwähnen, dass hier eine Kraft (Leistung) zum Verschieben der Zellenwände gegen die Fliehkraft nach innen erforderlich ist. Über eine Hälfte ergibt sich eine Tangentialkomponente in Drehrichtung, in der anderen der gleiche Betrag entgegengesetzt und sich dadurch aufheben. In Verbindung der Nutzung der Austrittsluftkühlung vom Gehäuse ergibt dies eine gute thermodynamische Expansionsmaschine, da sich durch das Vorsehen nur von Rollenreibung dies in einem Bereich von etwa 2 bis 3 % betragen würde (abgesehen von den thermodynamischen Verlusten durch Kühlung des Rotors und der Zellenwände, dies vom Temperaturniveau für eine mögliche Wiedereinbindung abhängt) mit dem Vorteil einer rotierenden Bewegung. Als Wirkungsgrad bei einer Arbeitsgastemperatur von etwa 850° C und einem Systemdruck von 7 bar a können etwa 40 bis 50 % erreicht werden, bei einer Arbeitsgastemperatur von ca. 1200° C durch eine interne Verbrennung etwa 50 bis 60 % angegeben werden, in etwa gleich hoch wie ein isothermenähnlicher Prozess bei etwa 800° C, wo aber die Leistungsausbeute gegenüber einer polytropen Expansion von 1200° C bei gleicher Baugröße geringer ausfällt.

[0011] Ein gewisser Nachteil besteht darin, dass hier unterschiedliche Wärmedehnungen im Gehäuse und dem Rotor bzw. der Zellenwände vorhanden sind, sodass bei einer Minimierung der Spaltverluste das Gehäuse auf etwa 300 bis 400° C gekühlt (expandiertes Arbeitsgas oder Thermalöl) werden sollte und dadurch ein gewisser Wärmeverlust entsteht, welcher zwar beim Thermalöl für eine Dampferzeugung verwendet und dem Arbeitsgas wieder zugeführt werden könnte. Bei der Verwendung von Arbeitsgas steht jedoch im Wesentlichen der gesamte Wärmebetrag in Form von erhöhter Temperatur für die Verbrennungsluft bzw. beim Rekuperator zur Verfügung und dadurch die thermischen Verluste minimiert. Eine Möglichkeit die Wärmeverluste noch zu verringern und doch hohe Arbeitsgastemperaturen zu erreichen, besteht darin, dass das Gehäuse in Schichten aufgebaut wird. Innen ein Mantel aus hitzebeständigem Stahl, dann eine Isolierschicht aus Feuerfestmaterial und außen der Mantel aus Normalstahl, welcher die Kräfte aus Druck und der Wärmedehnungen aufnimmt. Es sind in der Regel auch unterschiedliche Werkstoffe von Rotor (Normalstahl) und für die Zellenwände (hitzebeständiger Stahl) vorgesehen, wo die Wärmedehnkoeffizienten (1,2 für Normalstahl, 1,8 mm / 100° C.m für hitzebeständigen Stahl) und auch die Temperaturen stark unterschiedlich sind, sodass ein Aufheizen des Motors bzw. der Zellenwände und des Gehäuses ohne Last erforderlich ist, damit sich die temperaturbedingten berücksichtigten Spalte vor allem bei den Zellenwänden zum Gehäuse radial und axial schließen und der Leistungsbetrieb erfolgen kann. Da die sich einstellenden Temperaturen und damit die Wärmedehnungen der Zellenwände im Betrieb zumindest bei der Erstaussführung nur ungenügend festgestellt werden können, kann ein gewisser Spalt vorab vorgesehen werden, die endgültige Ablängung aber im Betrieb durch eine Schnittkante aus Hartmetall im Bereich der Seitenwand der ausgefahrenen Zellenwände angebracht werden, welche noch eine vorhandene Überlänge durch Wärmedehnung wegschabt und so ein genau definierter geringer Spalt in axialer Richtung vorliegt.

[0012] Die Zellenwände sind kühlbar gestaltet in Form eines Luftquerstromes in den Rotornuten, eingeleitet über eine Bohrung in der oberen Hälfte, welche durch Bleche in dem Spalt zwischen Rotor und Seitenwand geteilt ist und auf der Gegenseite die erwärmte Luft abgeleitet wird, getrennt davon die Kühlluft für die Bolzen der Zellenwände, welche über Nuten im Rotor und 2 Bohrungen in der Zellenwand zu den Bolzen zugeführt wird um die Kühlung und einen Schmierfilm bei den Nadellagern zu gewährleisten. Der Wärmeverlust über das Gehäuse ist wie bei fast jeder thermodynamischen Kraftmaschine zum Einen durch die Differenztemperatur von

Wand und Arbeitsgas und durch das Verhältnis von Oberfläche der einzelnen Zellen zum Zellenvolumen abhängig, wo größere Einheiten einen deutlichen Vorteil aufweisen. Bei einem Schichtaufbau der Gehäusewand ist gut möglich, dass auch das Innengehäuse mit einer Temperatur von etwa 600° C oder höher (Beständigkeit von hitzebest. Stahl ohne Festigkeitserfordernis bis etwa 1100° C) in etwa den genannten Bereich gehalten wird, es kommt dann darauf an, welche Temperatur der Außenmantel aufweist und damit die Dehnungsspalte im Inneren, da die Innenschicht aus hitzebeständigem Stahl in gewisser Weise durch den tragenden Außenmantel eingeengt wird und nicht mit dem höheren Wärmedehnkoeffizienten gegenüber Normalstahl sich dehnen kann. Der Motor ist bei entgegengesetzter Drehrichtung oder Anordnung von Ein- und Austritt spiegelbildlich auch als Kompressor verwendbar, wo hinsichtlich Länge das Verhältnis der spez. Volumina von Ansaugluft und Austrittsgas nach dem Motor heranzuziehen ist. Es könnte auch ansonsten ein Generator mit 2 Wellenstummel verwendet werden, wo jeweils am einen der Motor und am anderen der Kompressor hängt.

[0013] Hinsichtlich Verfahrensführung kann sowohl jener im Patent AT 501 504 B 1 2009-05-15 angeführten mit dem Arbeitsgas Luft mit der Wärmeeinbringung indirekt über einen Hochtemperaturwärmetauscher verwendet werden und hier zur Wiederholung kurz angeführt werden: Isothermenähnliche Kompression durch Wassereindüsung in Ansaugluft, Vorerwärmung des Arbeitsgases in einem Niedertemperaturwärmetauscher, Wärmezufuhr in einem Hochtemperaturwärmetauscher, Expansion im Motor, Verwendung des expandierten Gases als Gehäusekühlluft und anschließend als Verbrennungsluft für das Hackgut, wo nach dem Austritt aus dem Motor bzw. des zu kühlenden Gehäuses diese als Verbrennungsluft verwendet wird, aber auch in der Richtung, dass hier ein Gasturbinenprozess mit Rekuperator zum Einsatz kommt. Vom Prinzip des Motors möchte ich darauf hinweisen, dass dieser für eine isothermenähnliche Expansion, mit den höchsten Wirkungsgraden geeignet erscheint, wenn hier am Gehäuseumfang während der Expansion an mehreren Stellen ein gasförmiger Brennstoff zugeführt würde, aber auch Holzstaub, welcher eine Korngröße aufweist, dass dieser im Zeitintervall über den Bereich der Expansion verbrennt oder aber auch wie der gasförmige Brennstoff an mehreren Stellen zugeführt wird. Da an das Gas keine besonderen Ansprüche gestellt sind, kann auch grob von Asche gereinigtes Gas aus einer autothermen Holzvergasung unter Druck (z. B. Flugstromvergasung) verwendet werden, mit dem Vorteil, dass nicht wie üblich bei Hubkolbenmotoren das Gas gekühlt werden muss (Kaltgaswirkungsgrad bei ca. 80%), sondern ungekühlt dem Motor zugeführt werden kann, dies zumindest gegenüber dem Hubkolbenmotor eine um ca. 10 bis 15 % bessere thermische Ausbeute aus dem Holz bzw. der Gesamtanlage bringt. Es ist zumindest eine Wärmezufuhr mit mehreren Zwischenerhitzungen des Arbeitsgases Luft oder Rauchgas mit hohem Luftüberschuss ohne größeren Aufwand möglich. Die Festlegung des Druckes für die Kompression und Expansion ist durch Verschieben der Einlass - bzw. Austrittskante möglich.

BEZEICHNUNGEN IN ZEICHNUNGEN FIG. 1 UND FIG. 2

- 1 Rotorwelle mit Passfedern
- 2 Festlager
- 3 Loslager
- 4 Rotor
- 5 Bewegliche Zellenwände
- 6 Gekühlter Bolzen
- 7 Rolle mit Nadellager
- 8 Nut zur Zwangsführung
- 9 Gehäuse
- 10 Flansch
- 11 Kühlmantel
- 12 Kühlmedium
- 13 Rippen zur Oberflächenvergrößerung
- 14 Seitenwand mit Kühlmantel
- 15 Nuten für Labyrinthdichtungen
- 16 Gehäusedeckel für Abdichtung
- 17 Fettverteiling
- 18 Bohrung Kühlluft Bolzen
- 19 Bohrung Kühlluft Querstrom
- 20 Bohrung Abfuhr Kühlluft
- 21 Wälzkörper für Zellenwände
- 22 Rollenkäfig
- 23 Dichtleisten mit Labyrinthdichtung
- 24 Abdeckblech für Isolierung
- 25 Isolierung
- 26 Schächte Arbeitsgaseintritt
- 27 Auslassstutzen entspanntes Arbeitsgas
- 28 Isolierung für Kühlmantel
- 29 Grundplatte
- 30 Nuten
- 31 Bleche

NÄHERUNGSWEISE BERECHNUNG DES WIRKUNGSGRADES:

[0014] Ausgangsdaten: Stationäre Anlage betrieben mit Holzhackgut, Rotordurchmesser 540 mm, Rotorlänger 500 mm, Gehäusedurchmesser 600 mm, Exzentrizität 30 mm, Vorerhitzung durch NT - Wärmetauscher auf ca. 400° C, in Hochtemperaturwärmetauscher bis ca. 850° C, Drehzahl 750 bis 1000 U / min, Leistung Grundstufe ca. 80 KW (750 U / min), Ausbaustufe bis ca. 110 KW (ca. 1000 U / min), Verdichtungsdruck 7 bar abs., Hackgutzufuhr ca. 3,5 % von Gesamtluftmassestrom, Wasserzufuhr für isothermenähnliche Kompression ca. 5 %,

[0015] Ich ersuche hier zu bedenken, dass die hier gewählten Parameter beispielsweise herausgegriffen sind, wo es hinsichtlich der Wahl von Druck und Temperatur eine Vielzahl verschiedener Kombinationen gibt, die naturgemäß zu einem anderen Ergebnis führen. Zudem ist bei dem gewählten Druck von 7 bar bei der Kompression die Gasaustrittstemperatur in einem Bereich von ca. 400° C mit einer Eintrittstemperatur von ca. 850° C wo für den Niedertemperatur WT überwiegend Normalstahl verwendet werden kann, dies sich günstig auf die Kosten auswirkt. Die angegebenen Werte für die Wärmezufuhr über die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck (cpm12) können grundsätzlich der Volumsänderungsarbeit und dem Gleichdruckanteil bzw. der technischen Arbeit bei der Expansion gleichgesetzt werden ($q_{zu12} = w_{12}$), wo durch die Berücksichtigung der Kompressionsarbeit der theoretische Wirkungsgrad ermittelt werden kann. Üblicherweise Ansauglufttemperatur mit 0° C gerechnet, hier 20° C um den Gegebenheit besser zu entsprechen. Für die isothermenähnliche Kompression mit einer Wassereindüsung ist ein Temperaturanstieg erforderlich, um die Sättigungsgrenze nicht zu unterschreiten und liegt bei 7 bar abs. bei ca. 85° C. Die wesentlichsten Faktoren für den Wirkungsgrad sind der gewählte Systemdruck und die Arbeitsgastemperatur zum Motoreintritt und natürlich die Prozessführung.

[0016] Der Isentropenwirkungsgrad für die Expansion, sowie die Wärmeverluste während der Expansion und ansatzweise Verluste über die Labyrinthdichtungen wurde mit 0,92 unterstellt. Es wurde aus dem Erwärmungsbedarf des Gases der Bedarf an Holz mit ca. 3,5 % Massezufuhr errechnet und auch am Zellenradmotor zur Arbeitsgewinnung zur Verfügung stehen. Die Zufuhr des Wasserdampfes aus der Kompression erfolgt mit etwas Energieaufwand, da hier das Wasser über den Kolbenweg verdunstet und diese Masse unter Leistungsaufwand verdichtet werden muss (über den Weg betrachtet ca. 0,5 der eingedüsten Masse). Die in der Rechnung verwendeten Werte für die mittlere spez. Wärmekapazität stammen aus Tabellen einschlägiger Fachliteratur.

[0017] Feuchtigkeitseintrag: ca. 5 % Wasserzufuhr durch Wassereindüsung in Ansaugluft. Zusätzlich könnten etwa ca. 1,5 % Wasserzufuhr durch Wasserverdunstung durch Temperaturdifferenz am Rekuperator, sowie der zusätzlichen Massezufuhr für die Verbrennung, diese Werte jedoch noch nicht als vollständig abgesichert zu betrachten sind, möglicherweise auch nur insgesamt 6,5 % Feuchtigkeitseintrag gerechnet 5 %.

[0018] Isothermenähnliche Kompression bis 7 bar abs:

[0019] $W = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$

[0020] $0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 7 = - 163,7 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 20° C)}$

[0021] $0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 353 \text{ K} \times \ln 1 / 7 = - 197,2 \text{ kJ / kg} \text{ (t = 85° C)}$

[0022] Arithmetisches Mittel: - 180,5 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

[0023] Kompression Wasserdampf:

[0024] im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser 0,4615 kJ / kg.K, $w = - 290 \text{ kJ / kg} \text{ (100 \%)}$

[0025] Annahme Wasseranteil gesamt ca. 5 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) $- 290 \text{ kJ / kg} \times 0,025 = 7,2 \text{ kJ / kg}$

[0026] Verdichtung gesamt: $180,5 \text{ kJ / kg} + 7,2 \text{ kJ / kg} = 187,7 \text{ kJ / kg}$

[0027] Verdichtung Luft für Kühlluftbedarf ca. 5 % und Massezufuhr Holz ca. 3,5 % = 187,7 kJ /

$\text{kg} \times 1,085 = \text{ca. } 205 \text{ kJ / kg}$

[0028] Heißluftmotor: (5 % Wasserdampf aus Kompression + ca. 1,5 % Wasserdampf aus Wärmeüberhang durch zusätzliche Restwärme Gasmasse aus Verbrennung und Temperaturdifferenz am Rekuperatoraustritt + etwa 3,5 % zusätzliche wirksame Masse durch Holzmasse aus der Verbrennung, wo eine zusätzliche Luftmasse erwärmt werden kann, jedoch auch die entsprechende Luft komprimiert werden muss)

[0029] Verwendung Polytropenexponent ($n = 1,34 \dots$ Rauchgas praktisch vorhanden) statt Isentropenexponent ($\kappa = 1,4$ Luft)

[0030] Arbeitsgastemperatur 850°C , Systemdruck 7 bar abs. Zellenradmotor

[0031] Isobare Wärmezufuhr: $q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$

[0032] Temperatur Ende Expansion der Polytrope:

[0033] $T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{\frac{1}{n-1}}$ ($0,2537$)

[0034] $1123 \times 1/7^{\frac{1}{0,2537}} = 685 \text{ K} = 412^\circ \text{C}$

[0035] $c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 1,077 \text{ kJ / kg.K} \times 850^\circ \text{C} - 1,030 \text{ kJ / kg.K} \times 412^\circ \text{C} / (850^\circ \text{C} - 412^\circ \text{C}) = 491 / 438 = 1,121 \text{ kJ / kg.K}$

$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 1,121 \text{ kJ / kg.K} \times 438 \text{ K} = 491 \text{ kJ / kg} = w_{12}$

[0036] Erwärmung und Expansion mit 5 % Wasserdampfanteil im Verhältnis der spez. Wärmekapazität = $x \ 2 \ q_{zu12} \text{ Wasserdampf} = 491 \text{ kJ / kg} \times 0,05 \times 2 = 49,1 \text{ kJ / kg}$

[0037] Anteil von 3,5 % Massezufuhr durch Brennstoff = $491 \text{ kJ / kg} \times 1,035 = 508 \text{ kJ / kg}$

[0038] Gesamt: $508 \text{ kJ / kg} + 49 \text{ kJ / kg} = 557 \text{ kJ / kg}$, Kompression 205 kJ / kg

[0039] Wirkungsgrad = Nutzarbeit

zugeführte Wärmemenge =

Expansionsarbeit - Kompressionsarbeit

zugeführte Wärme

[0040] Wirkungsgrad: $(557 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg}) / (557 \text{ kJ / kg}) = 352 \text{ kJ / kg} / 557 \text{ kJ / kg} = 0,632$

[0041] Ungefähre Berücksichtigung des Isentropenwirkungsgrades und Wärmeüberganges an die Zylinderwand mit Labyrinthdichtungen ca. 0,92

[0042] $557 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 512 \text{ kJ / kg}$, Differenz $44,5 \text{ kJ / kg}$

[0043] Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung:

[0044] $512 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg} / 512 \text{ kJ / kg} = 307 \text{ kJ / kg} / 512 \text{ kJ / kg} = 0,599$

[0045] Gasstromerwärmung: ist im Normalfall identisch mit Expansionsarbeit der Isentrope bzw. Polytrope und des Gleichdruckanteiles beim Gaseintritt und isobarer Gasstromerwärmung. Hier ist noch zu berücksichtigen, dass der zugeführte Brennstoff (ca. 3,5 % Masseanteil) auch einen Erwärmungsbedarf von 30°C auf ca. 412°C mit ca. 10 kJ / kg (darüber in Berechnung im Erwärmungsbedarf Brennstoffanteil berücksichtigt) aufweist hier durch die Vergrößerung der Wärmezufuhr um 3,5 % wie die Expansionsarbeit berücksichtigt ist. Beim Rekuperator ist noch eine Temperaturdifferenz (ca. 35°C) mit ca. 35 kJ / kg zu berücksichtigen, daher der Gesamtwärmebedarf bei

[0046] Zellenradmotor isobare Wärmezufuhr bis 850°C , (Polytropenexponent $n = 1,34$ sowie Feuchtigkeit verbleibt in Luftstrom)

[0047] $512 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg} / (512 + 35 \text{ kJ / kg} + 10 \text{ kJ / kg}) = 307 \text{ kJ / kg} / 557 \text{ kJ / kg} = 0,551$

[0048] Heißluftmotor isobar 850°C , (Polytropenexponent $n = 1,34$; gerechnet keine Feuchtigkeit im Luftstrom bei Expansion)

[0049] $508 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 467 \text{ kJ / kg}$

[0050] $467 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg} / 467 \text{ kJ / kg} = 262 \text{ kJ / kg} / 467 \text{ kJ / kg} = 0,562$

[0051] $262 \text{ kJ / kg} / (467 \text{ kJ / kg} + 35 \text{ kJ / kg} + 10 \text{ kJ / kg}) = 262 \text{ kJ / kg} / 512 \text{ kJ / kg} = 0,512$

[0052] Zellenradmotor Arbeitsgastemperatur angenommen 1200°C , (Polytropenexponent $n = 1,34$ sowie Feuchtigkeit verbleibt in Luftstrom)

[0053] Isobare Wärmezufuhr: $q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2)$

[0054] Temperatur Ende Expansion der Polytrope:

[0055] $T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{\text{hoch } n - 1 / n} (0,2537)$

[0056] $1473 \times 1/7^{\text{hoch } 0,2537} = 899 \text{ K} = 626^\circ \text{C}$

[0057] $c_{pm12} = (c_{pm1} \times t_1) - (c_{pm2} \times t_2) / (t_1 - t_2) = 1,11 \text{ kJ / kg.K} \times 1200^\circ \text{C} - 1,055 \text{ kJ / kg.K} \times 626^\circ \text{C} / (1200^\circ \text{C} - 626^\circ \text{C}) = 672 / 574 = 1,17 \text{ kJ / kg.K}$

$q_{zu12} = c_{pm12} \times (T_1 - T_2) = 1,17 \text{ kJ / kg.K} \times 574 \text{ K} = 672 \text{ kJ / kg} = w_{12}$

[0058] Erwärmung und Expansion mit 5 % Wasserdampfanteil im Verhältnis der spez. Wärmekapazität = $x \times 2 \times q_{zu12} \text{ Wasserdampf} = 672 \text{ kJ / kg} \times 0,05 \times 2 = 67,2 \text{ kJ / kg}$

[0059] Anteil von 3,5 % Massezufuhr durch Brennstoff = $672 \text{ kJ / kg} \times 1,035 = 695 \text{ kJ / kg}$ Gesamt: $695 \text{ kJ / kg} + 67,2 \text{ kJ / kg} = 762,2 \text{ kJ / kg}$, Kompression 205 kJ / kg

[0060] Wirkungsgrad = Nutzarbeit

zugeführte Wärmemenge =

Expansionsarbeit - Kompressionsarbeit

zugeführte Wärme

[0061] Wirkungsgrad: $(762 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg}) / (762 \text{ kJ / kg}) = 557 \text{ kJ / kg} / 762 \text{ kJ / kg} = 0,731$

[0062] Ungefähre Berücksichtigung des Isentropenwirkungsgrades und Wärmeüberganges an die Zylinderwand mit Labyrinthdichtungen ca. 0,92

[0063] $762 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 701 \text{ kJ / kg}$, Differenz 61 kJ / kg

[0064] Theoretischer Wirkungsgrad mit vorhandener Abminderung und Erwärmungsbedarf / Temperaturdifferenz Rekuperator:

[0065] $701 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg} / (701 \text{ kJ / kg} + 45 \text{ kJ / kg}) = 496 \text{ kJ / kg} / 746 \text{ kJ / kg} = 0,665$

[0066] Angenommen isotherme Expansion bei 800°C und 7 bar abs.

[0067] $W = R \times T \times \ln p_1/p_2 =$

[0068] $0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 1073 \text{ K} \times \ln 7 / 1 = 599,6 \text{ kJ / kg}$ ($t = 20^\circ \text{C}$)

[0069] Wasserdampfanteil 5 %

[0070] $0,4615 \times 1073 \times \ln 7 = 963,5 \text{ kJ / kg} \times 0,05 = 48 \text{ kJ / kg}$ Gesamt: $647,7 \text{ kJ / kg}$

[0071] Angenommen 5 % Verlust durch Reibung und Wärmeverluste: $615,4 \text{ kJ / kg}$

[0072] Wirkungsgrad mit Feuchtigkeit

[0073] $615,4 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg} = 410,4 \text{ kJ / kg} / 615,4 \text{ kJ / kg} = 0,667$

[0074] Wirkungsgrad ohne Feuchtigkeit:

[0075] $(599,6 - 5 \%) 569,6 \text{ kJ / kg} - 205 \text{ kJ / kg} = 364,6 \text{ kJ / kg} / 599,6 \text{ kJ / kg} = 0,608$

[0076] Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850°C und Feuchtigkeit vorhanden:

[0077] $512 \text{ kJ / kg} - 212 \text{ kJ / kg} = 300 \text{ kJ / kg} / 557 \text{ kJ / kg} = 0,539 \times 0,95 \text{ (Strom)} = 0,512$

[0078] Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 850°C und keine Feuchtigkeit vorhanden:

[0079] $467 \text{ kJ / kg} - 212 \text{ kJ / kg} = 255 \text{ kJ / kg} / 512 \text{ kJ / kg} = 0,498 \times 0,95 \text{ (Strom)} = 0,473$

[0080] Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 1200° C und Feuchtigkeit vorhanden:

[0081] $701 \text{ kJ / kg} - 212 \text{ kJ / kg} = 489 \text{ kJ / kg} / 746 \text{ kJ / kg} = 0,655 \times 0,95 \text{ (Strom)} = 0,622$

[0082] Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei 1200° C und keine Feuchtigkeit vorhanden:

[0083] $639 \text{ kJ / kg} - 212 \text{ kJ / kg} = 427 \text{ kJ / kg} / 684 \text{ kJ / kg} = 0,624 \times 0,95 \text{ (Strom)} = 0,593$

[0084] Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei isothermen Expansion bei 800° C und Feuchtigkeit vorhanden:

[0085] $615,4 \text{ kJ / kg} - 212 \text{ kJ / kg} = 403,4 \text{ kJ / kg} / 615,4 \text{ kJ / kg} = 0,655 \times 0,95 \text{ (Strom)} = 0,622$

[0086] Wirkungsgrad bei 0,5 bar Druckverlust bei isothermen Expansion bei 800° C und keine Feuchtigkeit vorhanden:

[0087] $569,6 \text{ kJ / kg} - 212 \text{ kJ / kg} = 357,6 \text{ kJ / kg} / 569,6 \text{ kJ / kg} = 0,628 \times 0,95 \text{ (Strom)} = 0,593$

[0088] Masseströme bei jeweiligen Austrittstemperaturen 1 bar abs. / 7 bar ohne Feuchtigkeit

[0089] 412° C: $v = 1,94 \text{ m}^3 / \text{kg}$, Massefluss: 0,346 kg / sec bei 750 U / min, Strom: 83,8 KW (850° C)

[0090] 626° C: $v = 2,55 \text{ m}^3 / \text{kg}$, Massefluss: 0,263 kg / sec bei 750 U / min, Strom: 107 KW (1200° C)

[0091] 800° C: $v = 3,05 \text{ m}^3 / \text{kg}$, Massefluss: 0,22 kg / sec bei 750 U / min, Strom: 78,8 KW (800° C)

[0092] Isotherme Expansion mit Feuchtigkeit: 88,7 KW; bei 1000 U / min = 118,3 KW

[0093] Isotherme Expansion ohne Feuchtigkeit: 78,8 KW; bei 1000 U / min = 105,1 KW

[0094] Drehzahl 750 U / min: 103,8 KW (850° C) 128,6 KW (1200° C) Feuchtigkeit

[0095] Heizleistung m. Feuchte: 194,4 KW 196,2 KW

[0096] Ohne Feuchtigkeit : 83,3 KW (850° C) 107 KW (1200° C)

[0097] Heizleistung o. Feuchte: 177 KW 179,8 KW

[0098] Drehzahl 1000 U / min: 138,4 KW (850° C) 171,4 KW (1200° C) Feuchtigkeit

[0099] Heizleistung m. Feuchte: 259,6 KW 261,6 KW

[00100] Ohne Feuchtigkeit : 111 KW (850° C) 142,6 KW (1200° C)

[00101] Heizleistung o. Feuchte: 236 KW 239,7 KW

[00102] (Anmerkung: Die zulässige Drehzahl des Zellenradmotors hängt von der Baugröße ab, kleinere Einheiten bis etwa 1500 U / min, mittlere und größere etwa 750 bis 1000 U / min), Eine Baugröße mit doppelten Abmessungen wie eingangs angeführt, würde sich die Nutzleistung im Bereich von etwa 700 bis 800 KW bewegen.

[00103] Der erzielbare Wirkungsgrad mit dem Feuchtigkeitsgehalt im Arbeitsgas ist bei den jeweiligen Temperaturen um etwa 4 % abs. höher im Vergleich zu Arbeitsgas ohne Feuchtigkeitsgehalt. Der Wirkungsgrad steigt auch mit der Arbeitsgastemperatur um etwa 5 % je 100° C höherer Arbeitsgastemperatur. Gewählt auf Grund der technischen Voraussetzungen Systemdruck 7 bar, Arbeitsgastemperatur ca. 800 bis 850° C mit Einbringung der Wärme über Hochtemperaturwärmetauscher, darüber hinausgehende Temperaturen sind nur durch direkte Einbringung des Brennstoffes in das Arbeitsgas möglich.

[00104] Kondensationswärme für Fernwärme: (von ca. 85° C bis ca. 30° C)

$$0,05 \times 2653 \text{ kJ / kg} + 358 \text{ kJ / kg} = 491 \text{ kJ / kg}$$

$$0,01 \times 2556 \text{ kJ / kg} + 313 \text{ kJ / kg} = 338 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Enthalpiedifferenz: } 152 \text{ kJ / kg}$$

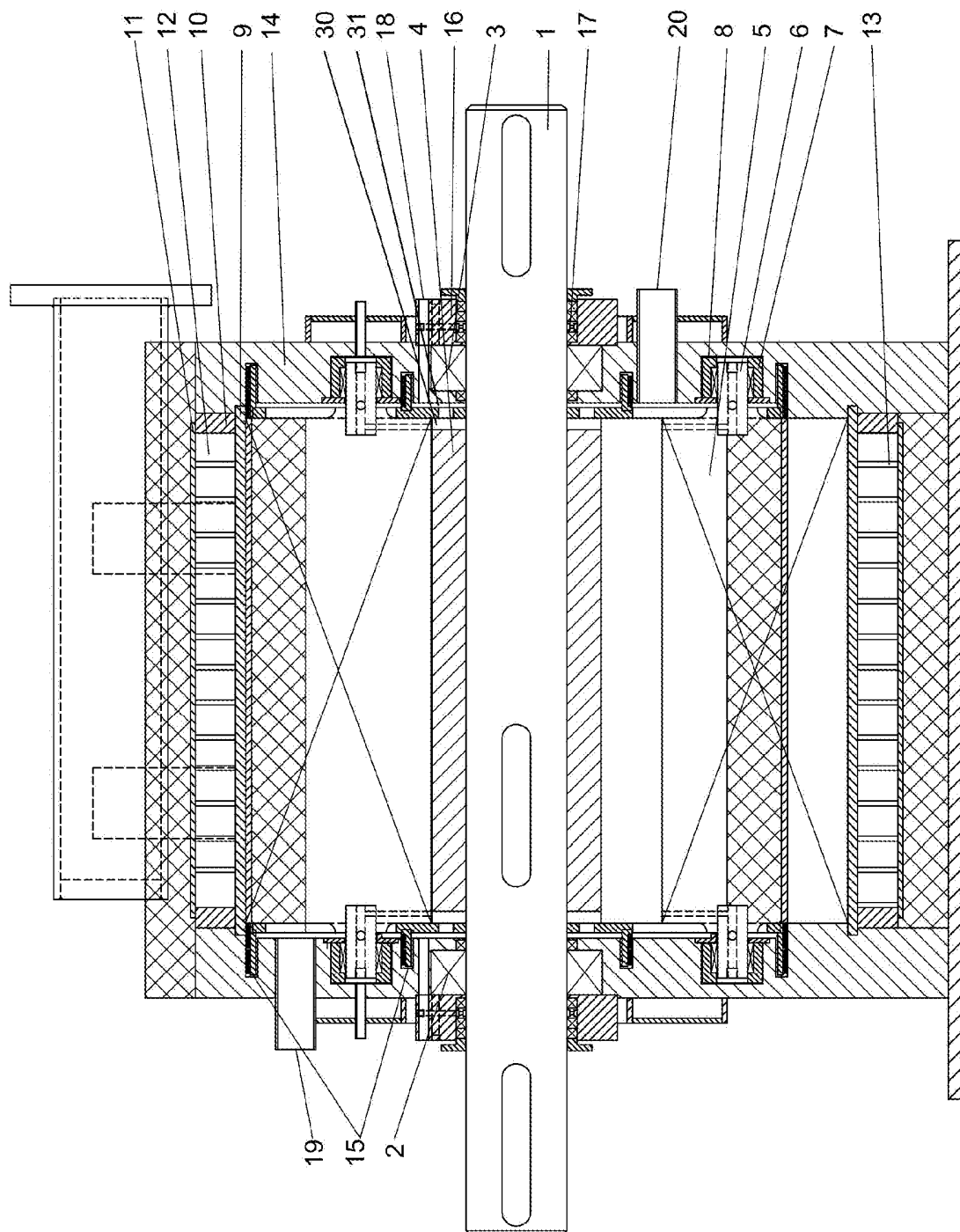
[00105] Diese Kondensationswärme nach der Kompression ist für die Raumwärmegewinnung einsetzbar. Der erreichbare Gesamtwirkungsgrad mit Zellenradmotor liegt bei ca. 40 bis 50 % bei einer Arbeitsgastemperatur von ca. 850° C und ca. 50 bis 60 % bei Arbeitsgastemperatur von etwa 1200° C oder isothermenähnliche Expansion. Für die Berücksichtigung des Generatorwirkungsgrades wurden 0,95 in Ansatz gebracht. Der Gesamtnutzungsgrad bei vollständiger Wärmenutzung beträgt etwa 85 %. Bei Verwendung eines Systemdruckes mit 8 bar abs. mit der Arbeitsgastemperatur von 850° C liegt die Austrittstemperatur je nach Polytropenexponenten bei ca. 350° C, dies für die Kühlung des Gehäuses verwendet werden könnte.

Patentansprüche

1. Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach dem Grundprinzip eines Lamellenverdichters mit einem exzentrisch zur Gehäuseachse gelagerten Rotor (4) mit radial beweglichen Zellenwänden (5), welche in einer Nut in den Seitenwänden (8) über jeweils 2 mit Rollen (7) versehenen Bolzen zwangsgeführt sind und somit von der Gehäusewand (9) beabstandet sind, wobei die sich bei Drehung des Rotors ergebenden erweiternden Zellenvolumen für die Einbringung des heißen und unter Druck stehenden Arbeitsgases über einen abgestimmten Drehwinkel nutzbar sind und das Arbeitsgas unter Nutzleistungsgewinnung auf Umgebungsdruck entspannen, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Bolzen (6) der Zwangsführung und die Lagerung der Zellenwände (5) durch eine Kühlluftzufuhr bei einer Bohrung (18) und dass die Zellenwände (5) durch einen, von dieser Kühlluftzufuhr getrennten Luftquerstrom kühlbar sind, der über eine erste Bohrung (19) in der Seitenwand (14), welche durch Bleche (31) in dem Spalt zwischen Rotor (4) und Seitenwand (14) geteilt ist und über Nuten (30) im Rotor (4) einströmt und über eine zweite, auf der der ersten Bohrung (19) gegenüberliegenden Seitenwand (14) liegende Bohrung (20) abgeleitet ist.
2. Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die zwangsgeführten Zellenwände (5) in den Nuten des Rotors (4) für die Minimierung der Reibung auch in Radialrichtung mittels Wälzkörpern (21) gelagert sind, welche in einem funktionsmäßig bei Wälzlager ähnlichen Käfig (22) geführt sind.
3. Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zellenwände (5) zum Gehäuse (9) hin mit einer Labyrinthdichtung (15) ausgestattet sind, um die Spaltverluste möglichst gering zu halten.
4. Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass je zwei Leisten je Zellenwand (5) mit einer Labyrinthdichtung am Rotorumfang (15) vorgesehen sind, welche gegenüber dem Arbeitsgas in der Zelle die Abdichtung hin zu den Rotorspalten übernimmt.
5. Zellenradmotor für den stationären Einsatz nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Zwischenraum zwischen Rotor (4) und Innenradius der Zellenführung mittels einer Isolierung (25) versehen ist, um den Wärmeabfluss vom Arbeitsgas in den Zellen zum Rotor (4) möglichst klein zu halten.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

Fig. 1



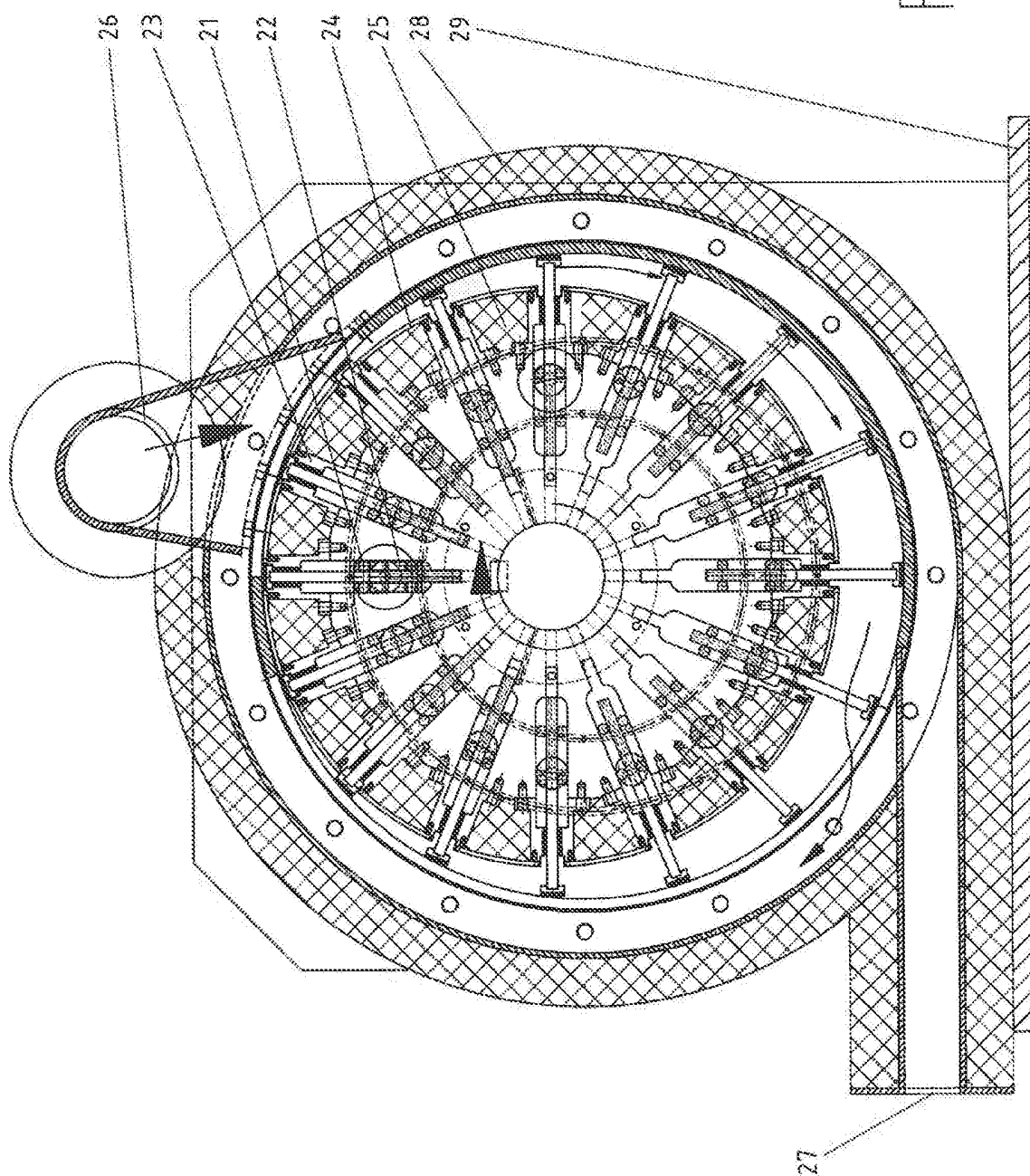


Fig. 2