

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 1885/2007
(22) Anmeldetag: 21.11.2007
(45) Veröffentlicht am: 15.11.2009

(51) Int. Cl.⁸: **F02G 1/02** (2006.01)
F01B 3/00 (2006.01)
F01B 3/04 (2006.01)

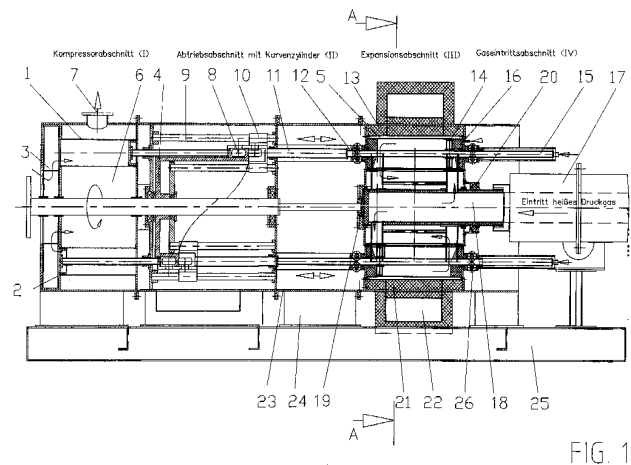
(56) Entgegenhaltungen:
DE 19909689A1

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

(72) Erfinder:
FALKINGER WALTER ING.
LINZ (AT)

(54) HEISSLUFTMOTOR

(57) Konstruktion eines Heißluftmotors mit getrennten Abschnitten für die Kompression (Abschnitt I) der Luft und Expansion des heißen Arbeitsgases (Abschnitt III), jedoch formschlüssig verbundenen Arbeitskolben von Kompression (2) und Expansion (14), welche konzentrisch um die Abtriebswelle angeordnet sind und einen mit der Abtriebswelle verbundenen Zylinder mit einer Kurvenbahn (4) im Wesentlichen an einer schiefen Ebene durch die Linearbewegung der Kolben in Rotation versetzen und das Drehmoment erzeugt mit der Versorgung der Zylinder (5) mittels eines rotierenden Arbeitsgasverteilers (18), wo in abgestimmten Drehwinkeln über Öffnungen das Gas ohne Ventile zu - und abgeführt werden kann, die Kolben im Heißteil (14) mit Labyrinthdichtung versehen sind und dadurch berührungsfrei laufen, wo dadurch auch Festbrennstoffe mit Ascheanfall in einer externen Brennkammer eingesetzt werden können, die durch einen Heißgaszyklon weitgehend abgeschieden wird und dadurch ein relativ einfacher sehr effizienter Prozess mit etwa 62 bis zu 72 % Wirkungsgrad gefahren werden kann.



Beschreibung

[0001] Gegenständlicher Heißluftmotor ist einer Axialbauart eines Hubkolbenmotors, welche in der Patentliteratur bekannt ist ähnlich, wo die Kolben parallel zur Hauptachse durch eine rotierende Kurvenbahn bewegt werden. Bei einem üblichen Hubkolbenmotor erfolgt das Ansaugen, die Verdichtung, Wärmezufuhr und Expansion und Ausschieben des Arbeitsgases im gleichen Zylinder. Unterschiedlich dazu erfolgen bei gegenständlichem Motor die Verfahrensschritte Ansaugen und Kompression der Luft, Expansion und Ausschieben des Arbeitsgases in zwei räumlich getrennten Zylindern und besonders auch die Wärmezufuhr erfolgt in einer separaten externen Brennkammer. Als Brennstoff kommen sowohl feste, flüssige und gasförmige in Frage. Die ursprünglich Konzeption wurde für den Einsatz von Festbrennstoffen in stationären Anlagen konzipiert, es ist sehr wohl auch ein mobiler Einsatz dort von Vorteil, wo z.B. ein LKW mit Nennleistung lange Überlandstrecken zurücklegt, oder auch ein PKW vorrangig im Überlandverkehr im Einsatz ist, da hier das Wirkungsgradoptimum im Bereich von etwa 62 bis 72 % erreicht wird. Ich habe hier einen Wert im Dubbel für Wärmetauscher gefunden, der in der Luftfahrt eine Fläche von 700m^2 je 1m^3 umbauten Raum beschreibt und daher aus dieser Sicht für den Rekuperator als auch für die Einspritzwasserrückgewinnung im mobilen Einsatz geeignet erscheint.

[0002] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zu Grunde, eine Konstruktion zu beschreiben bei welcher sowohl die Verfahrensschritte Ansaugen - Kompression und Expansion - Ausschieben in räumlich getrennten Zylindern erfolgt und Kompression als auch Expansion eines in einer externen Brennkammer erhitzten Arbeitsgases nach dem Prinzip eines Hubkolben erfolgt und statt der Verwendung üblicher Ventile hier durch ein einziges rotierendes Element für die Schritte Ansaugen und Kompression und einem zweiten ähnlichen Element für den Arbeitsgaseintritt, Expansion und Ausschieben vorgesehen wird.

[0003] Der Vollständigkeit halber sei auch erwähnt, dass auch hinsichtlich der Prozessführung sich deutliche Unterschiede, wo hier durch Wassereindüsung in die Ansaugluft eine isothermenähnliche Kompression erreicht wird, dieser feuchte kalte Luftstrom mit den heißen Gasen nach der Expansion in einem Rekuperator vorerwärmt wird und mittels Brennstoff zur Ausgangstemperatur für die Expansion in einer externen Brennkammer weitererwärmt wird und die Effizienz der gegenständlichen Anmeldung deutlich höher liegt als des genannten Patent, wo hier die Zylinderwände mit einem Fluid gekühlt werden und bei der Anmeldung die vom Zylinder abgegebene Wärme für die weitere Vorerwärmung des Gasstromes genutzt wird. Gegenständliche Anmeldung ist für den Einsatz von Festbrennstoffen geeignet, welche Vorkehrungen durch den Restaschegehalt erfordern wie z.B. berührungsfrei laufende Kolben, welche mit Labyrinthdichtungen abgedichtet werden.

[0004] Die Erfindung löst die Aufgabe dadurch (siehe Zeichnungen Fig. 1, 1a, 1b), dass bei diesem Motor folgende Abschnitte mit funktionaler Trennung vorliegen: Kompressorabschnitt (I), Abtriebsabschnitt mit Zylinder mit Kurvenbahn (II), Expansionsabschnitt (III) und Gaseintrittsabschnitt (IV). Die sonst üblichen Schritte bei einem Hubkolbenmotor Ansaugen, Kompression, Arbeitstakt und Ausschieben erfolgen in zwei getrennten Einheiten. In der Kompressionseinheit mit dem Zylinder (1) und Kolben (2) und dem rotierenden Steuerzylinder (3) für die Zu - und Abfuhr der Luft erfolgt das Ansaugen und Verdichten der Luft mittels der durch den radial und axial gelagerten Zylinder mit Kurvenbahn und Abtriebswelle (4) bewegten Kolben. In diesem Fall erfolgt die Nutzung des Volumens des Verdichtungszyinders nur in einer Richtung und kann auch im Durchmesser kleiner ausfallen als der Expansionszylinder, da hier die spez. Volumina im Expansionszylinder (5) bei vollständiger Expansion derart sind, dass diese mehr als doppelt so groß sind, wie jene im Kompressionszylinder und daher eine Doppelnutzung nicht erforderlich ist, jedoch technisch leicht möglich ist. Die Steuerkanäle sind derart ausgeführt, dass die Abschnitte Ansaugen (über große Querschnitte), Verdichten und Ausschieben bei dem gewählten Druck über den drehenden Steuerzylinder erfolgt, welche jeden der konzentrisch angeordneten Zylinder die gleichen Öffnungs- und Verschlusszeiten ermöglichen und hier beinahe von einer kontinuierlichen Kompression je nach Anzahl der Zylinder gesprochen werden kann. Die komprimierte Luft wird in den mit drehenden Dichtungen abgedichteten Innen-

raum des Kompressionsabschnittes (6) geführt und von einem Anschlussflansch (7) zur Vorerhitzung im Rekuperator und Brennstoffzufuhr in fester, flüssiger oder gasförmiger Form in einer externen Brennkammer mit Erhitzung auf Arbeitsgaseintrittstemperatur geleitet mit nachfolgender Ascheabscheidung, welche jedoch auch bei einem aschefreien Brennstoff nicht erforderlich wäre, da der Expansionskolben berührungsfrei läuft und dadurch der Motor weitgehend staubunempfindlich ist.

[0005] Im Abtriebsabschnitt mit dem Zylinder mit Kurvenbahn und Abtriebswelle (4) sind zwei Laufrollen (8) für die Aufnahme der Kräfte in beiden Richtungen angeordnet. Zur Abstützung sind innen und außen Führungsstangen (9) vorgesehen, an welchen die Rollen mit Führungseinheit (10) auf - und abgleiten. Die Führungseinheit ist mit der Verbindungsstange (11) mit der mittels Luft gekühlten Kolbenstange im Expansionsteil (12) verbunden. Der Expansionszylinder ist mit einem Kühlmantel (13) zur Beaufschlagung mit dem komprimierten Luftstrom nach dem Rekuperator umgeben und nach Außen wärmeisoliert. Der Arbeitskolben (14) ist mit Rillen für eine Labyrinthdichtung für den berührungsfreien Lauf versehen und wird von Außen mit Kühlluft (15) versorgt, ebenso die beiden Zylinderköpfe des Expansionszylinders (16). Die Zylinderköpfe können auch mit gekapselter Feuerfestmasse isoliert werden. Die Zufuhr des Arbeitsgases erfolgt mittels eines ausgemauerten Rohres (17) zum innenisolierten Arbeitsgasverteiler (18), welcher abtriebsseitig ein Fixlager (19) und gaseintrittsseitig ein Loslager (20) zur Aufnahme der Wärmedehnungen aufweist. Zur Abfuhr des entspannten Gases sind zwischen den Expansionszylindern radiale Kanäle (21) vorgesehen, welche in der Gasaustrittsspirale (22) münden. Die Elemente sind in Längsrichtung mehrteiligem Außengehäuse (23) zentriert und fixiert und mittels Unterstützungen (24) am stabilen Grundrahmen (25) befestigt. Der Arbeitskolben mit den Führungsstangen ist jeweils an den Austritten des Expansionszylinders mittels zwei Rollen (26) geführt und die Austritte mittels Labyrinthdichtung abgesichert.

[0006] Ein wesentliches Element dieser Motorenkonzeption gegenüber einem normalen Hubkolbenmotor ist die Expansion des Arbeitsgases auf Umgebungsdruck 1 bar abs., wo beim Hubkolbenmotor sich nach der Expansion je nach Lastzustand und damit Ausgangstemperatur Restdrücke bis etwa 4 bar und Temperaturen bis 400 °C ergeben, die außer der Nutzung durch einen Turbolader unter Leistungsverlust ins Freie strömen. Dieser Umstand der Führung des Druckes auf Umgebungsdruck und durch den Rekuperator entfallen so gut wie sämtliche Abgasverluste bei einem herkömmlichen Hubkolbenmotor und führen zu diesem hohen Wirkungsgrad. Beim stationärem Einsatz gegenständlichen Motors mit Festbrennstoffen, welche in einer externen Brennkammer dem durch einen Rekuperator vorerhitzten Luftstrom aus der Kompression zugeführt wird, ist nachfolgend ein Heißgaszyklonabscheider vorgesehen, welcher die Aschefracht deutlich reduziert (übliche Abscheidegrade bis etwa 95 %). Sollte z.B. Holz als Brennstoff verwendet werden ist eine Zerkleinerung auf etwa < 1mm erforderlich. Das Rauchgas nach dem Heißgaszyklon weist Werte von ca. 100 mg/m³ auf und wird den Expansionskolben zur Leistungserzeugung zugeführt. Gegenständliche Konstruktion beinhaltet doppelt wirkende Kolben, dies Volumen für die Expansion einspart. Bei aschefreien Brennstoffen erübrigt sich der Heißgaszyklon und der Anlagenaufwand verringert sich.

[0007] Die Kolben für das Ansaugen und die Kompression sind mit den Expansionskolben formschlüssig verbunden und wirken in beiden Richtungen auf die Kurvenbahn. Im Heißteil werden für die Abdichtung Labyrinthdichtungen verwendet, daher ist eine gewisse Staub-/Aschefracht in diesen Teilen unbedenklich, wo eine Gasturbine durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten Staubfrachten von max. etwa 10 mg/m³ als zulässig erachtet werden, dies nur durch Elektrofilter erreichbar ist, jedoch für derart hohe Temperaturen > 1000 °C und Druck von ca. 10 bar abs. nicht Stand der Technik ist. Ich möchte hier einbringen, dass durch die weitgehende Staubunempfindlichkeit ein sehr einfacher Prozess verglichen zu einem Heißluftturbinenprozess gefahren werden kann, der nunmehrige Prozess einer Gasturbinenanlage mit Rekuperator sehr ähnlich ist, nur werden als Kompressionselement und Expansionselement Hubkolben verwendet.

[0008] Bei dem verwendeten Hubkolbenkompressor ist dem Prinzip nach auch durch Wassereindüsung sehr gut eine isothermenähnliche Kompression mit geringem Leistungsaufwand zu

erreichen. Im Rekuperator wird mit den heißen drucklosen Verbrennungsgasen nach der Expansion die komprimierte kalte feuchte Luft vorerhitzt, in der externen Brennkammer auf Zylindereintrittstemperatur (ca. 1150° C, ca. 10 bis 15 bar abs.) gebracht und in Expansionszylindern über den Zylinder mit der Kurvenbahn Nutzleistung erzeugt. Das Grundprinzip liegt auch bei einer Dampfmaschine vor, es liegt aber ein wesentlicher Unterschied in den Temperaturniveaus vor, wo der Heißluftmotor bis auch über 1000° C Arbeitsgastemperatur eingesetzt werden kann. Dies ist dadurch möglich, da die Zylinderwände und Kolben mit der komprimierten Luft nach dem Rekuperator (ca. 450° C) gekühlt werden, dies zwar einen Leistungsverlust durch die Wärmeabgabe an die kühleren Zylinderwände bedeutet, jedoch gleichzeitig durch die Erwärmung des Luftstromes die Wärme im Prozess verbleibt und sich dadurch eine Brennstoffersparnis in der Brennkammer zur Erreichung der Arbeitstemperatur ergibt und damit der Wirkungsgradverlust je nach Wärmeleistung sich in Grenzen hält. Grundsätzlich ist eine Kühlung der Zylinderwände auch mit dem expandierten Arbeitsgas möglich, wo aber durch das drucklose Gas sich nicht ein so intensiver Wärmeübergang ergibt. Die zusätzliche Wärme im Abgas wird in diesem Fall über den Umweg des Rekuperators in den Prozess wieder zugeführt. Eine Kühlung mit einem Wassermantel der Zylinderwände zum Beispiel um Kolbenringe auch im Expansionsteil verwenden zu können ist zwar technisch möglich, der Wärmeübergang steigt aber um mehr als das Doppelte an, wo zudem diese Wärme für den Prozess verloren ist und kein nennenswerter Wirkungsgradgewinn geltend gemacht werden kann.

[0009] Bei größeren Einheiten liegt das Verhältnis Oberfläche zu Volumen günstiger als bei kleineren Einheiten. Ein weiterer wesentlicher Unterschied ist der Entfall von bewegten und dem heißen Arbeitsgas ausgesetzten Ventilen, wo der rotierende Arbeitsgasverteiler vorgesehen wurde, wo durch Öffnungen in den Arbeitszylindern das Arbeitsgas in dafür am Umfang abgestimmten Winkeln sowohl die Zuleitung des Arbeitsgases, das Verschließen zur Expansion und die Ausleitung des entspannten Arbeitsgases bewerkstelligt werden kann. Der Arbeitsgasverteiler steuert die Versorgung beider Seiten des Arbeitszylinders, naturgemäß sind die Öffnungen um je 180° versetzt angeordnet. Die Führung des etwa 500° C heißen entspannten Gases ist im Arbeitsgasverteiler so gestaltet, dass die mit dem Arbeitsgas in Berührung stehenden Flächen mit diesem entspannten Gas gekühlt werden und die Materialtemperatur nicht überschritten wird, bei welcher noch ausreichende Festigkeit für das unter Druck stehende Arbeitsgas vorhanden ist. Der berührungsfrei laufende Arbeitsgasverteiler bei der Axialkonstruktion erscheint hier die größten Vorteile aufzuweisen. Es sei auch darauf hingewiesen, dass eine Leistungsverdoppelung bei der Axialkonstruktion durch Vorsehen einer zweiten Expansionsstufe erreicht werden kann, ohne dass eine zweite Abtriebseinheit erforderlich wäre. Die Knicklängen bei den Kolbenstangen werden durch die Rollenführungen klein gehalten.

[0010] Ein Heißluftmotor in dieser Konstruktionsweise und in Kombination mit der erwähnten Prozessführung ist mir nicht bekannt. Sehr oft wird der Weg der Vergasung des Festbrennstoffes beschrieben mit der Verwendung des gewonnenen Gases in einem Hubkolbenmotor oder einer Gasturbine, dies mit Gashandling einhergeht mit den Sicherheitsrisiken, auch mit Wirkungsgradverlust, da der Kaltgaswirkungsgrad des gewonnenen Gases selten mehr als 80 % erreicht, mit diesem Faktor der Wirkungsgrad der Kraftmaschine multipliziert werden muss. Als in der Funktion ähnlich, d.h. Verwendung von vorzugsweise Festbrennstoffen könnten die Sterlingmaschinen betrachtet werden, welche aber einen geschlossenen Arbeitsgaskreislauf aufweisen. In gewissem Sinne kommen auch verschiedene Heißluftturbinenprozesse in Frage, welche aber einen kostenintensiven Hochtemperaturwärmetauscher benötigen und sicher von der Prozessführung auch aufwändiger sind und in der Effizienz geringer. Wirkungsgrad bei der Heißluftturbine auch mit Rekuperator schon bei einer effizienten Prozessführung bei ca. 45 % wo gegenständlicher Heißluftmotor je nach Konfiguration bei etwa 62 bis 72 % zu liegen kommt.

[0011] Ergänzend ist anzumerken, dass als Kurvenbahn für den Zylinder eine Sinusfunktion verwendet werden kann, jedoch ergibt sich bei detaillierter Betrachtung, dass hier die Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte, welche die bewegten Massen von Kolben und Verbindungsstangen unterworfen sind, relativ hoch sind. Die Sinusfunktion hat den Vorteil, dass die Kräfte im Wendepunkt gegen Null geführt werden und erst dann wieder gegen das Maximum im

Scheitelbereich ansteigen. Es ist aber technisch auch gut möglich eine Kurve mit konstanter Beschleunigung zu verwenden, die den Mittelwert der Beschleunigung über den halben Kolbenweg zum Inhalt hat und um den max. Werte des vergleichbaren Sinus gegenübergestellt hier lediglich 1/3 dieses Wertes aufweist. Der Nachteil dieser Kurve liegt darin, dass im Wendepunkt der Kurve vom Pluswert in den gleich hohen Minuswert übergeht, wo hier noch etwas Entwicklungsarbeit notwendig ist. Es bietet sich auch folgende Möglichkeit an, dass die Kurvenbahn im Scheitel abgeflacht wird (siehe Fig. 1b), wo der Kolben für eine definierte Zeitdauer stillsteht, wo hier in einem abgestimmten Volumen des Zylinders das komprimierte heiße Arbeitsgas eingebracht wird und erst dann die Kolbenbewegung erfolgt mit der Expansion des Arbeitsgases und Arbeitsabgabe. In diesem Fall verbleibt nach dem Ausschleichen des expandierten Gases eine Restmenge kühleren Gases (bei 10 bar ca. 18 %, ca. 450°C), welches sich mit dem heißen Arbeitsgas (ca. 1150° C) vermischt und die Mischtemperatur (ca. 1020° C) annimmt.

[0012] Bei der detaillierten Betrachtung des Verfahrensablaufes und des Wirkungsgrades ist auch ein bisher nicht näher beachteter Effekt zu Tage getreten, welcher bei Kompressoren nach dem Verdrängungsprinzip auftritt. Bei der Kompression eines Gases (und auch Expansion) mittels einer Hubkolbenmaschine stellt sich Folgendes dar, dass neben der Arbeit des thermodynamischen Anteiles bis zum Kompressionsenddruck, dass hier ein Stück Weg des Kolbens mit dem komprimierten Gas unter Gegendruck z.B. in einen Behälter „geschoben“ werden muss. Dieses kurze Wegstück nach Erreichen des gewünschten Druckes je nach Verdichtungsverhältnis ist evident, jedoch thermodynamisch nicht erfassbar, da hier keine Kompression mehr stattfindet, aber hier noch ein Wegstück technische Arbeit benötigt wird. Umgekehrt erfolgt bei der Expansion bei der Füllung mit dem heißen komprimierten Gas mit der Expansionsmenge ein Stück Weg statt, das hier ebenfalls mechanischer Natur ist, da bei diesem Wegstück keine Expansion des Gases stattfindet, sehr wohl eine Arbeitsabgabe an die Kurbelwelle bzw. dem Kurvenzylinder. In Summe betrachtet ergibt sich vor Allem durch den Umstand einer erwünschten isothermenähnlichen Kompression (kurzer mechanischer Weg durch kleines Gasvolumen und kleinerer Kolbenflächen und nur einseitig wirkend) und der Expansion mit längerem Weg durch größeres Volumen und größerer Kolbenfläche und doppeltwirkend, ein nicht uninteressantes Plus an Wirkungsgrad von etwa 4 bis 6 % absolut. Dieser Effekt ist auch bei der zur Veröffentlichung aufgelegten Anmeldung „Zellenradturbine und -kompressor“ AT 504094 durch die Konstruktionseigenheiten vorhanden.

[0013] Der Vollständigkeit halber ist noch darauf hingewiesen, dass mit den erwähnten Elementen auch ein rein luftgeführter Prozess gefahren werden kann, wo die Temperatur des komprimierten Luftstromes für die Erzeugung von Wasserdampf oder ORC - Dampf mit der Abarbeitung in einer Turbine genutzt werden kann, wo durch diesen Leistungsgewinn und den etwas verminderten Effekt bei der Gaseinbringung noch immerhin ein Wirkungsgrad von etwa 58 % erreicht werden kann, der gegenüber einer modernen Gas - und Dampfturbinenanlage neuesten Standes (ca. 56 %) sogar überlegen ist. Es ist auch möglich einen einfachen Gasturbinenprozess (rein luftgeführter (Gleichdruck)Prozess ohne Rekuperator) mit diesen Elementen zu fahren, wo der Wirkungsgrad lediglich vom Verdichtungsverhältnis abhängt. Der technische Aufwand zur Erreichung eines möglichst hohen Systemdruckes vor allem bei kleinen Einheiten ist mit Hubkolben leichter zu erreichen, als einer kleinen Gasturbine mit Radial- oder Axialkompressor/-turbine. Erreichbare Wirkungsgrade siehe nachstehend. Es ist aber auch darauf hingewiesen, dass die Nutzleistungsausbeute je Massestrom bei den hohen Drücken mit einfacher Prozessführung deutlich hinter jener mit Wassereindüsung, Rekuperator und mäßigem Druck (ca. 8 bis 15 bar abs.) bleibt, dies zusätzlich bei deutlich gesteigerten mechanischen Kräften. Die optimale Ausnutzung des Wirkungsgrades sind bei beiden Varianten möglichst konstante Betriebsverhältnisse nahe der Auslegungsleistung, dies bei Stationäranlagen zumeist gegeben ist, bei mobilem Einsatz entweder bei überwiegend Überlandstrecken und auch bei Hybridfahrzeugen.

[0014] Zum Vergleich werden noch die theoretisch erreichbaren Wirkungsgrade bei einigen Drücken angeführt, die bei einem einfachen Gasturbinenprozess, welcher nur vom Verdich-

tungsverhältnis abhängt, erreichbar sind, dies heißt, rein luftgeführter Prozess, keine Wassereindüsung und kein Rekuperator, dies unter Umständen bei bestimmten Betriebssituationen von Bedeutung sein könnte:

[0015] 10 bar abs.: 48%

[0016] 15 bar abs.: 53%

[0017] 20 bar abs.: 57%

[0018] 25 bar abs.: 60%

[0019] 30 bar abs.: 62%

[0020] Vergleich herkömmlicher Hubkolbenmotor mit Ottoverfahren: ca. 35 %

[0021] LKW- Dieselmotor: ca. 45 %

[0022] Gegenständlicher Heißluftmotor: bis ca. 72 %

[0023] Ausgangsdaten: Stationäre Anlage betrieben mit zerkleinertem Holzhackgut, 6 Zylinder für Expansion doppelwirkend, Innendurchmesser ca. 263 mm, Hub 700 mm, Arbeitsgastemperatur ca. 1150° C, Drehzahl 750 U / min, 6 Zylinder einfachwirkend für Kompression, Innendurchmesser ca. 220 mm, Hub 700 mm, Gasmassestrom ca. 2,25 kg / sec, Leistung etwa 1200 KW, Verdichtungsenddruck 10 bar abs., Hackgutzufuhr ca. 6 % von Gesamtluftmasse, Wasserzufuhr für isothermenähnliche Kompression zusätzlich Verdunstung aus Wärmeüberhang und Temp. Differenz aus Rekuperator ca. 9 %, projektierte Strömungsgeschwindigkeiten bei relevanten Querschnitten 50 m / sec.

[0024] Ich ersuche hier zu bedenken, dass die hier gewählten Parameter beispielsweise herausgegriffen sind, wo es hinsichtlich der Wahl von Druck und Temperatur mehrere hundert, wenn nicht mehrere tausend verschiedener Kombinationen gibt, die naturgemäß zu einem anderen Ergebnis führen. Grundsätzlich ist zu erwähnen, dass bei Rekuperatoren das Wirkungsgradoptimum im Bereich von ca. 4 bis 6 bar abs. liegt, die Gaseintrittstemperatur von der Verfügbarkeit von hitzebeständigen Werkstoffen oder der Anbringung einer Feuerfestschicht oder Kühlung abhängt und unter Berücksichtigung der Leistungsausbeute von einer vorgegebenen Motorengröße die Leistung bei höheren Drücken größer wird, daher der Systemdruck mit 10 bar gewählt wurde, der Wirkungsgrad sinkt aber dabei leicht. Zudem ist bei dem gewählten Druck die Gasaustrittstemperatur in einem Bereich von ca. 525° C wo für den Rekuperator überwiegend Normalstahl verwendet werden kann, dies sich günstig auf die Kosten auswirkt. Die angegebenen Enthalpiewerte können grundsätzlich mit der Temperatur und spez. Wärmekapazität errechnet werden, sie stimmen aber nach mehreren Nachrechnungen sehr gut mit dem verwendeten Mollier h - s Diagrammen für Luft und Wasserdampf überein und berücksichtigen den jeweiligen Anteil an der Gesamtmasse. Üblicherweise wird mit einer Ansauglufttemperatur von 0° C gerechnet, hier 20° C, wo sich noch ein kleines Potential an Wirkungsgrad durch den geringeren Kompressionsleistungsbedarf bei niedrigeren Temperaturen (in etwa im Verhältnis der Absoluttemperaturen) ergibt, dies vor allem für unsere Breitengrade Sommer - / Winterbetrieb von Wichtigkeit ist.

[0025] Der Isentropenwirkungsgrad für die Expansion, sowie die Wärmeverluste während der Expansion wurde mit 0,92 unterstellt. Es wurde aus dem Erwärmungsbedarf des Gases der Bedarf an Holz mit 6 % Massezufuhr errechnet, die ohne Kompressionsaufwand erfolgen und auch am Heißluftmotor zur Verfügung stehen. Systemdruck 10 bar abs., Expansionsausgangstemperatur 1150° C. 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 0,5 der eingedüsten Masse). Enthalpiewerte für Luft nach Polytropen -Entropiediagramm nach den Werten von Keeman und Kaye (berücksichtigen auch die unterschiedliche spez. Wärmekapazität bei verschiedenen Temperaturen und Drücken), für Wasserdampf nach h, s - Diagramm Prof. Dr. Ing. Ernst Schmidt, München.

[0026] Feuchtigkeitseintrag: ca. 7 % Wasserzufuhr durch Wassereindüsung in Ansaugluft
ca. 2 % Wasserzufuhr durch Wasserverdunstung durch Temperaturdifferenz am Rekuperator, sowie der zusätzlichen Massezufuhr für die Verbrennung

[0027] Isothermenähnliche Kompression bis 10 bar abs:

[0028] $W = R \times T \times \ln(p_1/p_2) =$

[0029] $0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 293 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = -193,7 \text{ kJ / kg}$ ($t = 20^\circ\text{C}$)

[0030] $0,2872 \text{ kJ / kg.K} \times 373 \text{ K} \times \ln 1 / 10 = -246,6 \text{ kJ / kg}$ ($t = 100^\circ\text{C}$)

[0031] Arithmetisches Mittel: - 220 kJ / kg (- = zuzuführende Energie)

[0032] Wasserdampf:

[0033] im Verhältnis der Gaskonstanten Wasser $0,4615 \text{ kJ / kg.K}$, $W = -353 \text{ kJ / kg}$ (100 %) Annahme Wasseranteil gesamt ca. 7 % (fällt mit zunehmenden Weg als Gas an, daher etwa Hälfte der Gasmenge über Gesamtverdichtung) - $353 \text{ kJ / kg} \times 0,035 = 12,3 \text{ kJ / kg}$

[0034] Verdichtung gesamt: $220 \text{ kJ / kg} + 12,3 \text{ kJ / kg} = 232,3 \text{ kJ / kg}$

[0035] Verdichtung Luft für Kühlluftbedarf ca. 5 % = $232,3 \text{ kJ / kg} \times 1,05 = 243 \text{ kJ / kg}$

[0036] Heißluftmotor: (7 % Wasserdampf aus Kompression + ca. 2 % Wasserdampf aus Wärmeüberhang durch zusätzliche Restwärme Gasmasse aus Verbrennung und Temperaturdifferenz am Rekuperatoraustritt + etwa 6 % zusätzliche Gasmasse durch Holzmasse für die Verbrennung)

[0037] Heißluftmotor EXPANSION:

[0038] $0,09 \times 5020 \text{ kJ / kg} + 1,06 \times 1534 \text{ kJ / kg} = 2078 \text{ kJ / kg}$

[0039] $0,09 \times 3560 \text{ kJ / kg} + 1,06 \times 820 \text{ kJ / kg} = 1189 \text{ kJ / kg}$

[0040] Enthalpiedifferenz: 888 kJ / kg

[0041] Wert bezieht sich auf Masse von 115 %, $100 \% = 888 \text{ kJ / kg}$; $1,15 = 772 \text{ kJ / kg}$

[0042] Berücksichtigung Isentropenwirkungsgrad und Wärmeabgabe an Zylinderwände: $772 \text{ kJ / kg} \times 0,92 = 710 \text{ kJ / kg}$

[0043] Gasstromerwärmung: ist im Wesentlichen identisch mit Expansionsenthalpie, da zwar Temperatur etwa 50°C unter der projektierten liegt, jedoch die Kühlwärme wieder für den Prozess in gleicher Höhe zur Erwärmung zur Verfügung steht.

[0044] Hier ist noch zu berücksichtigen, dass der zugeführte Brennstoff (6 % Masseanteil) auch einen Erwärmungsbedarf von 30°C auf 1150°C aufweist und etwa 60 kJ / kg ausmacht, beim Einsatz eines Kohlenwasserstoffes verringert sich dieser Anteil auf ca. 16 kJ / kg , sowie die Temperaturdifferenz (ca. 35°C) am Rekuperator mit ca. 35 kJ / kg zu berücksichtigen ist, daher der Gesamtwärmebedarf bei $710 \text{ kJ / kg} = 805 \text{ kJ / kg}$ ausmacht.

[0045] Theoretischer Wirkungsgrad ohne Temperaturdifferenz Rekuperator

[0046] Bei der Kompressionsmenge der Luft ist zu berücksichtigen, dass diese Menge ebenfalls auf die Menge von 100 % am Eintritt in die Expansionszylinder reduziert werden muss und der Wasserdampfanteil und die Holzmasse abgezogen werden müssen ($100 \% - 9 \% - 6 \% = 0,85$) $\times 243 \text{ kJ/kg} = 206 \text{ kJ/kg}$

$$\frac{710 \text{ kJ / kg} - 206 \text{ kJ / kg}}{710 \text{ kJ / kg}} = \frac{504 \text{ kJ / kg}}{710 \text{ kJ / kg}} = 0,709$$

[0047] Wirkungsgrad mit Temperaturdifferenz Rekuperator 35°C und Erwärmungsbedarf Holz

$$\frac{710 \text{ kJ / kg} - 206 \text{ kJ / kg}}{710 \text{ kJ / kg} + 35 \text{ kJ / kg} + 60 \text{ kJ / kg}} = \frac{504 \text{ kJ / kg}}{805 \text{ kJ / kg}} = 0,626$$

[0048] Berücksichtigt noch keine Leckverluste (etwa 2 bis 3 %) durch Labyrinthdichtungen und mechanische Verluste beim Kurvenzylinder sowie Druckverluste in den einzelnen Aggregaten

[0049] Ungefähre Quantifizierung des Effektes von zusätzlicher mechanischer Arbeit / Leistung durch Restwegstrecke am Ende der Kompression, bzw. am Anfang der Expansion.

[0050] Kolbenkraft bei Kompression:

[0051] Kolbenfläche: 380 cm², Differenzdruck 9 bar, F = 3421 daN

[0052] Kolbenweg zum Ausschleiben isothermenähnlich ca. 7,7 cm

[0053] Techn. Arbeit: (Kraft x Weg) 34210 N x 0,077 m = 2,63 kNm = kJ

[0054] Leistung: (Arbeit x Prozentsatz Einwirkung über Umfang x Anzahl Zylinder x U / sec)

[0055] 2,63 (kJ) x 0,10 (-) x 6 (-) x 12,5 (1/sec) = 19,73 KW (-).....dimensionslos

Kolbenkraft bei Expansion:

[0056] Kolbenfläche: 515 cm², Differenzdruck 9 bar, F = 4635 daN

[0057] Kolbenweg zum vollständigen Füllen der Expansionsgasmenge (ca. 10 % Totraum): ca. 11 cm

[0058] Techn. Arbeit (Kraft x Weg): 46350 N x 0,11 m = 5,10 kNm = kJ

[0059] Leistung: (Arbeit x Prozentsatz Einwirkung über Umfang x Anzahl Zylinder je 2 x - doppeltwirkend x U / sec)

[0060] 5,10 (kJ) x 0,13 (-) x 6 (-) x 2 (-) x 12,5 (1/sec) = 99,45 KW

[0061] Differenz: 99,45 KW - 19,73 KW = 79,72 KW

[0062] Umwandlung dieser Leistung auf thermodynamische Größenordnung durch Division mit Massedurchsatz zur Berücksichtigung in der Wirkungsgradermittlung
= 79,72 KW : 2,25 kg / sec = 35,4 kJ / kg

$$\text{Wirkungsgrad: } \frac{504 \text{ kJ / kg} + 35,4 \text{ kJ / kg}}{805 \text{ kJ / kg}} = \frac{539,4 \text{ kJ / kg}}{805 \text{ kJ / kg}} = 0,67$$

[0063] Mit Kohlenwasserstoff als Brennstoff (Erwärmungsbedarf 16 kJ / kg statt 60 kJ / kg wie bei Holz), ferner ist hier anzunehmen, dass durch die Zufuhr von etwa 2 % Brennstoff sich der Luftanteil um ca. 3 % vermindert, der Wasserdampfanteil sich durch das Verbrennungsprodukt Wasser um ca. 3 % erhöht.

[0064] 0,12 x 5020 kJ / kg + 0,97 x 1534 kJ / kg = 2090 kJ / kg x 1,02 = 2132 kJ / kg

[0065] 0,12 x 3560 kJ / kg + 0,97 x 820 kJ / kg = 1223 kJ / kg x 1,02 = 1247 kJ / kg

[0066] Enthalpiedifferenz: 885 kJ / kg

[0067] Wert bezieht sich auf Masse von 109 %, 100 % = 885 kJ / kg: 1,09 = 812 kJ / kg

[0068] Erwärmungsbedarf:

[0069] 0,09 x 5020 kJ / kg + 1,0 x 1534 kJ / kg = 1986 kJ / kg

[0070] 0,09 x 3560 kJ / kg + 1,0 x 820 kJ / kg = 1140 kJ / kg

[0071] Enthalpiedifferenz: 846 kJ / kg

[0072] Wert bezieht sich auf Masse von 109 %, 100 % = 846 kJ / kg: 1,09 = 776 kJ / kg, abzüg-

lich 50 kJ / kg durch Rückgewinnung Wärme welche von Zylindern abgegeben wird, 776 kJ / kg - 50 kJ / kg = 726 kJ / kg

[0073] Berücksichtigung Isentropenwirkungsgrad und Wärmeabgabe an Zylinderwände:
812 kJ / kg x 0,92 = 747 kJ / kg

[0074] Wirkungsgrad:

$$\frac{747 \text{ kJ / kg} - (243 \text{ kJ / kg} \cdot 1,09) + 35,4 \text{ kJ / kg}}{726 \text{ kJ / kg} + 35 \text{ kJ / kg} + 16 \text{ kJ / kg}} = \frac{559,4 \text{ kJ / kg}}{777 \text{ kJ / kg}} = 0,719$$

[0075] Wärmebetrag zur Verdunstung zusätzlicher Wasserdampfmasse in Gasstrom:

[0076] 2 % (Massezufuhr Brennstoff) + 3 % Wasserdampf x Enthalpie Rekuperatur Eintritt und Austritt + ca. 20 °C von Gesamtmassestrom

[0077] 0,03 x (3560 kJ / kg - 2750 kJ / kg) x 1,02 = 24,7 kJ / kg + 20 kJ / kg = 44,7 kJ / kg

[0078] Verdunstende Wassermasse: 44,7 kJ / kg : 2300 kJ / kg = 1,94 %

[0079] Kondensationswärme für Fernwärme: (von ca. 85 °C bis ca. 30 °C)

[0080] 0,12 x 2650 kJ / kg + 358 kJ / kg = 676 kJ / kg

[0081] 0,01 x 2556 kJ / kg + 313 kJ / kg = 338 kJ / kg

[0082] Enthalpiedifferenz: 338 kJ / kg

[0083] Mit dieser Wärme könnte auch noch ein ORC - Prozess betrieben werden, dies einen Gesamtwirkungsgrad von etwa 74,1 % ergäbe.

BEZEICHNUNGEN IN ZEICHNUNGEN FIG. 1, FIG. 1A, FIG. 1B

- I Kompressorabschnitt
 - II Abtriebsabschnitt mit Zylinder mit Kurvenbahn
 - III Expansionsabschnitt
 - IV Gaseintrittsabschnitt
- 1 Zylinder
 - 2 Kolben
 - 3 rotierenden Steuerzylinder
 - 4 Zylinder mit Kurvenbahn und Abtriebswelle
 - 5 Expansionszylinder
 - 6 Innenraum des Kompressionsabschnittes
 - 7 Anschlussflansch
 - 8 Laufrollen
 - 9 Führungsstangen innen und außen
 - 10 Führungseinheit
 - 11 Verbindungsstange
 - 12 gekühlte Kolbenstange im Expansionsteil
 - 13 Kühlmantel
 - 14 Arbeitskolben
 - 15 Kühlluft
 - 16 Zylinderköpfe des Expansionszylinders
 - 17 ausgemauertes Rohr
 - 18 innenisolierter Arbeitsgasverteiler
 - 19 Fixlager

- 20 Loslager
- 21 radiale Kanäle
- 22 Gasaustrittsspirale
- 23 mehrteiliges Außengehäuse
- 24 Unterstützungen
- 25 Grundrahmen
- 26 Führungsrollen mit Labyrinthdichtung

Patentansprüche

1. Heißluftmotor für den stationären und mobilen Einsatz, bei dem die Verfahrensschritte Ansaugen - Kompression sowie Expansion - Ausschieben in räumlich getrennten Zylindern (1, 5) erfolgt, wobei bei der gewählten Konstruktion die Zylinder für die Kompression (1) und die Expansion (5) konzentrisch und fluchtend angeordnet sind, und die Kolben (2, 14) der räumlich getrennten Arbeitszylinder formschlüssig verbunden sind, und die Linearbewegung der Kolben (2, 14) über einen drehbaren Zylinder mit einer Kurvenbahn (4) für die Erzeugung und Einleitung eines Drehmomentes linear bewegt werden, und die Nutzleistungsabgabe über eine mit dem Zylinder verbundenen Welle erfolgt, dadurch gekennzeichnet, dass die Ansteuerung der Gasflüsse bei Kompression und Expansion über einen mit der Welle verbundenen mit gleicher Drehzahl mitdrehenden Arbeitsgasverteiler (18) an beiden Seiten des Arbeitszylinders erfolgt, und dass bei der Kompression über den drehenden Steuerzylinder jeden der konzentrisch angeordneten Zylinder (1, 5) die gleichen Öffnungs- und Verschlusszeiten des Arbeitsgases und der Luft über Öffnungen am Umfang ermöglicht, wobei die Öffnungen zur Ansteuerung bei beidseitiger Versorgung um 180° versetzt angeordnet sind, und dass zur Verminderung der Gasverluste dort Labyrinthdichtungen sowohl in Radial - als auch Axialrichtung vorgesehen sind, wo mit heißem Arbeitsgas berührte Teile mit kühlerem expandiertem Arbeitsgas oder mit externer Kühlluft die Kühlung erfolgt.
2. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Innenzylinder der Arbeitszylinder (5) für die Expansion mit einem Mantel (13) versehen werden, welche die vom heißen Arbeitsgas an die Zylinderwand abgegebene Wärme mit jenem Gasstrom abführen, welcher bereits durch den Rekuperator vorerwärmt wurde.
3. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1 bis 2 dadurch gekennzeichnet, dass die doppelt wirkenden Arbeitskolben (14) für die Expansion mit Rillen versehen werden und durch diese Labyrinthdichtungen der Arbeitskolben berührungsfrei läuft.
4. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1 bis 3 dadurch gekennzeichnet, dass die Durchführungen der Kolbenstangen (12) beim Expansionszylinder ebenfalls mittels Labyrinthdichtungen versehen sind in Verbindung mit je zwei Führungsrollen (26) zur Zentrierung der heißen Kolbenstange (12) und Verminderung der Knicklänge.
5. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1 bis 4 dadurch gekennzeichnet, dass die Kühlluft für die hohlen Kolbenstangen (12) und dem heißen Arbeitsgas ausgesetzten Kolben (14) mit einem Kühlluftstrom über ein vorgelegertes Mantelrohr (15) zugeführt wird.
6. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1 bis 5 dadurch gekennzeichnet, dass das expandierte Arbeitsgas in den Innenraum zwischen Arbeitsgasverteiler (18) zur Zu- und Abfuhr des Gases aus den Zylindern (5) und jenem Teil wo nur das unter Druck stehende Arbeitsgas für die Verteilung sich be-

findet, das expandierte Arbeitsgas über sternförmige Kanäle (21) zwischen den Arbeitszylindern (5) nach Außen geführt wird und in einem spiralähnlichen Sammelkanal (22) für die Weiterleitung zusammengefasst wird.

7. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1 bis 6 dadurch gekennzeichnet, dass zur Leistungssteigerung zusätzlich eine Expansionseinheit (Expansionsabschnitt III) vorgesehen wird und die Zylinder für die Luftkompression (1) doppelwirkend ausgeführt werden.
8. Konstruktion eines Heißluftmotors für den stationären und mobilen Einsatz nach Anspruch 1 bis 7 dadurch gekennzeichnet, dass die Kolben (2, 14) durch eine teilweise abgeflachte Kurvenbahn (Fig. 1b) für die Zeit der Gaseinbringung still stehen mit anschließender Expansion.

Hierzu 3 Blatt Zeichnungen

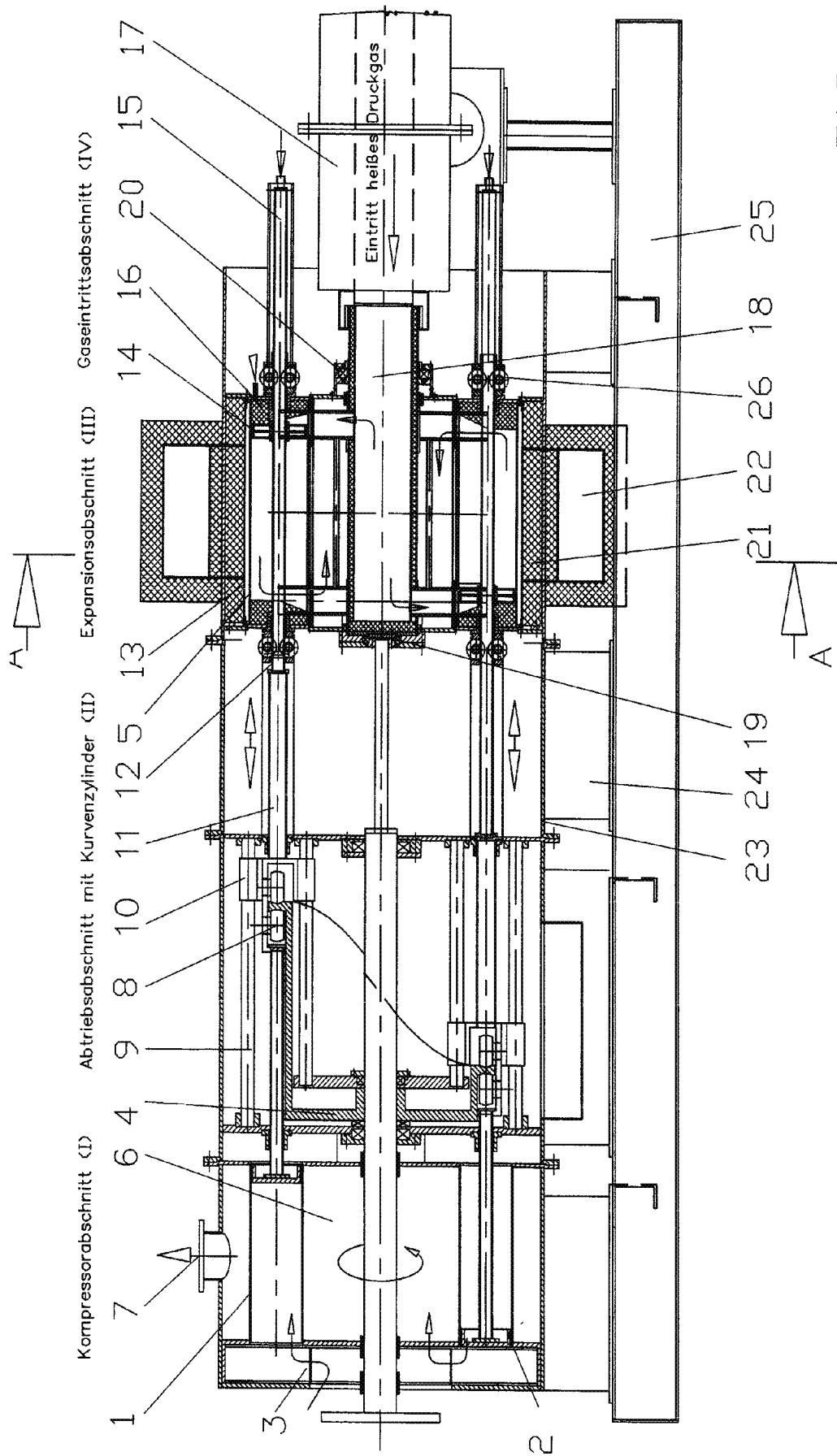
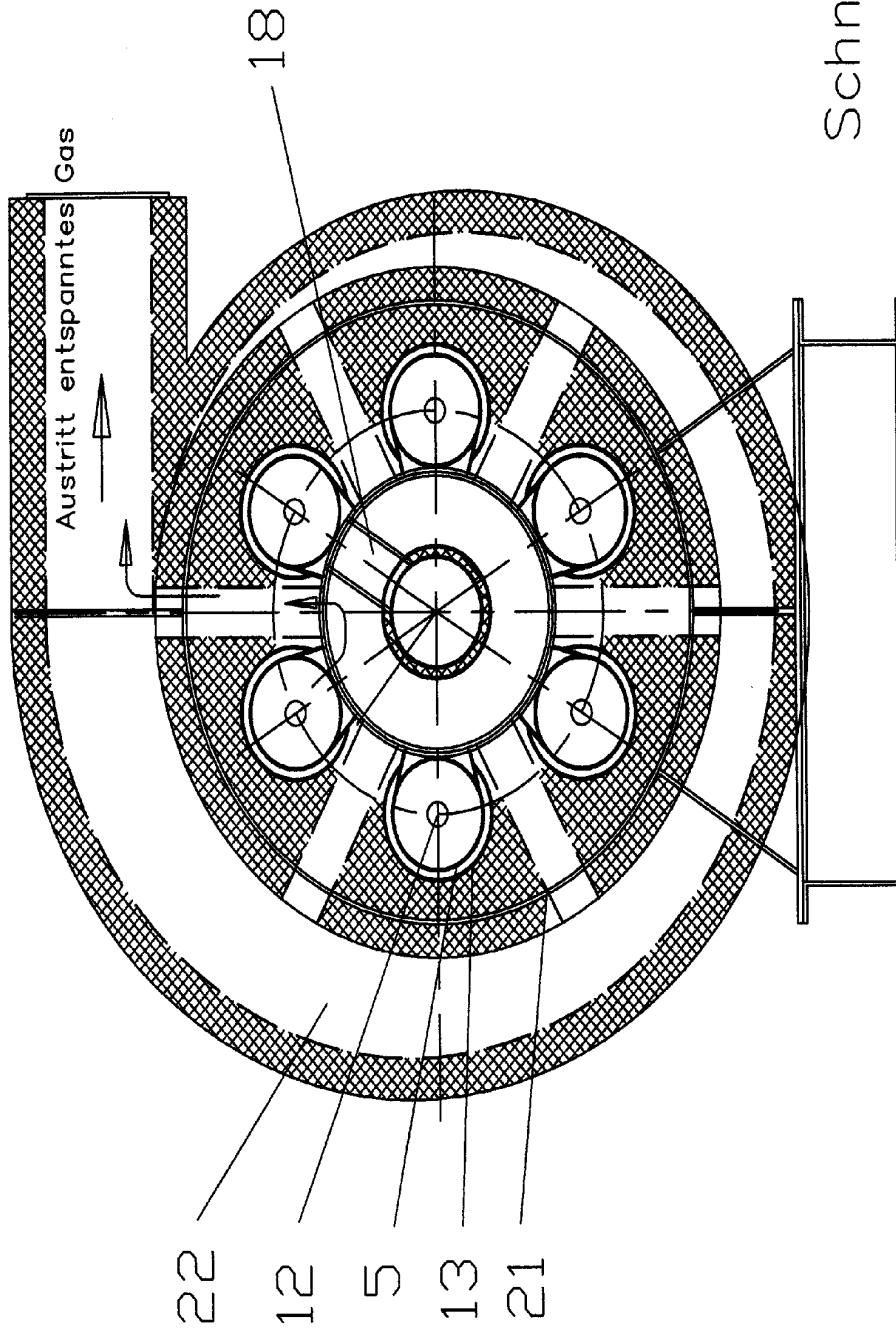


FIG. 1



Schnitt A - A
FIG. 1a

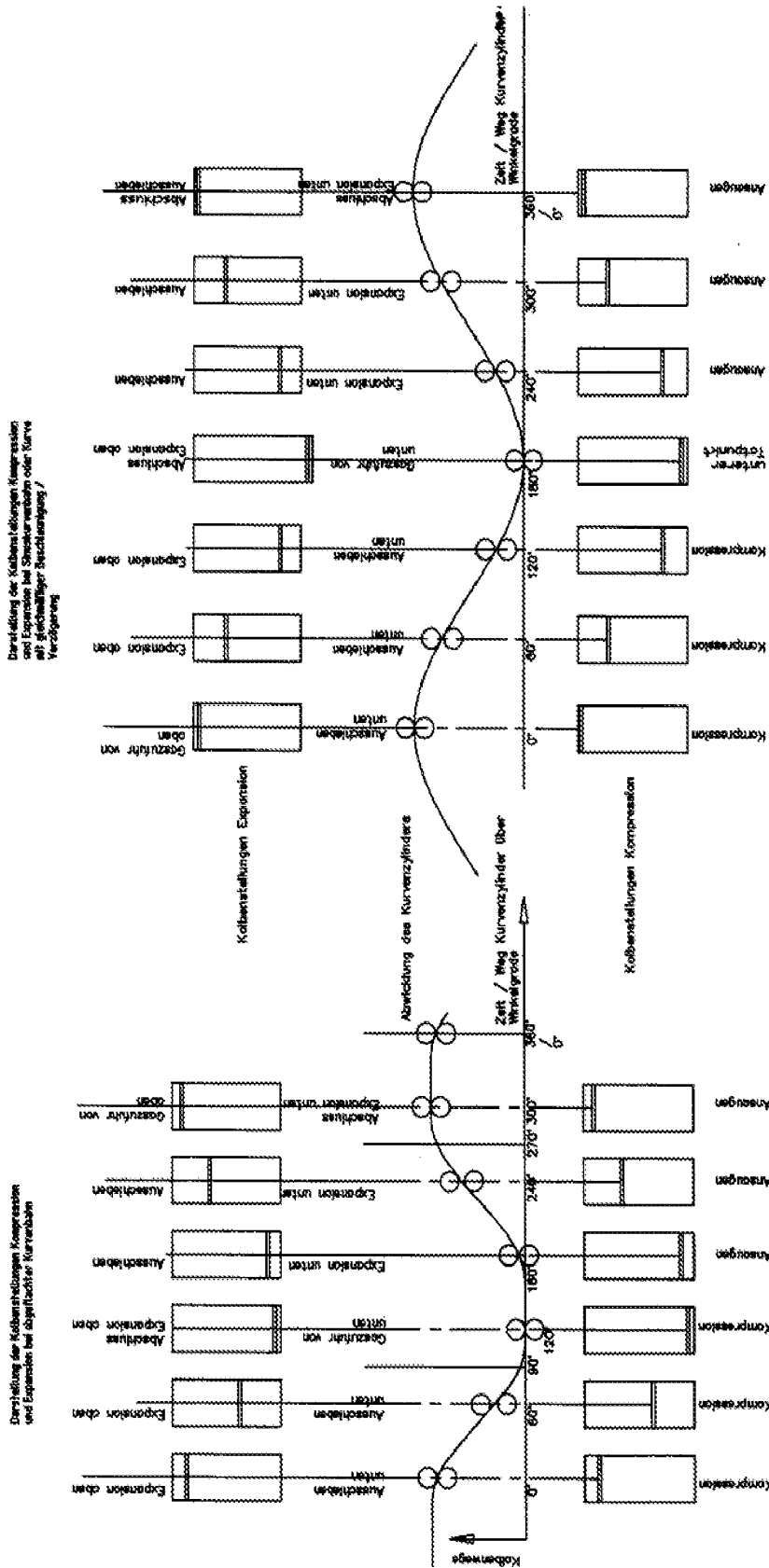


FIG. 1 b