



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **O 178 348**  
**B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift:  
**06.09.89**

(51) Int. Cl. 1: **F 02 G 1/04**

(21) Anmeldenummer: **84112662.6**

(22) Anmeldetag: **19.10.84**

(54) Durch Wärmezufuhr direkt betriebener Gasverdichter.

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**23.04.86 Patentblatt 86/17**

(73) Patentinhaber: **Eder, Franz X., Prof. Dr., Halmstrasse 15a, D-8000 München 25 (DE)**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**06.09.89 Patentblatt 89/36**

(72) Erfinder: **Eder, Franz X., Prof. Dr., Halmstrasse 15a, D-8000 München 25 (DE)**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**FR IT**

(74) Vertreter: **Eder, Eugen, Dipl.-Ing. et al, Patentanwälte Dipl.-Ing. E. Eder Dipl.-Ing. K. Schieschke Elisabethstrasse 34, D-8000 München 40 (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**DE-A-1 961 457  
DE-A-3 246 633  
GB-A-2 104 155  
US-A-4 019 335  
US-A-4 215 548  
US-A-4 455 825**

**EP O 178 348 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen durch Wärmezufuhr betriebenen Gasverdichter mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Patentanspruches 1.

Ein derartiger Gasverdichter ist aus der DE-A 3 246 633 bekannt. Hierbei werden zwei Arbeitszylinder verwendet, in denen phasenverschoben Verdrängerkolben durch einen Hilfsantrieb hin- und herbewegt werden. Im jedem Arbeitszylinder zugeordneten Primärkreis sind jeweils ein Heizer, die halbe Austauschfläche eines gemeinsamen Wärmetauschers und ein Kühler angeordnet. Der Kaltteil jedes Arbeitszylinders ist an einen doppeltwirkenden Fluidseparator an einander gegenüberliegenden Kammern angeschlossen, in denen ein verschiebbarer doppeltwirkender Freikolben angeordnet ist. Dieser ist z.B. als symmetrischer Differentialkolben ausgebildet, der mit dem Gehäuse des Fluidseparators sowohl die mit den Kalträumen der Arbeitszylinder verbundenen Druckkammern bildet, als auch zwei Pumpenkammern mit kleinerem Querschnitt abschliesst, die mit einem fliessfähigen Arbeitsmedium gefüllt sind. Die Pumpenkammern sind über Rückschlagventilpaare mit unterschiedlicher Durchlassrichtung mit zwei Druckbehältern verbunden, in die das Arbeitsmedium gepumpt und durch ein Gaspolster unter Druck gehalten wird. An die beiden Druckbehälter kann eine Arbeitsmaschine angeschlossen werden. Dieser bekannte Gasverdichter erfordert zwei Arbeitszylinder, da der im thermischen Außenkreis enthaltene Gegenstrom-Wärmetauscher notwendig ist, um beide Arbeitszylinder als thermische Kompressoren mit Energie zu versorgen. Dieser Aufbau ist unnötig aufwendig und daher teuer. Zudem erlaubt der mit den Druckänderungen in den kalten Kammern der Arbeitszylinder zwangsgekoppelte Pumpenkolben des doppeltwirkenden Fluidseparators keine optimale Umsetzung der Druckänderungen in Druckenergie in einem weiten Frequenzbereich.

Die US-A 4 215 548 beschreibt in Figur 7 einen Gasverdichter mit einem einzigen Arbeitszylinder, dessen thermischer Außenkreis einen Heizer, einen Regenerator und einen Kühler aufweist. Der Arbeitskolben stellt eine Art von Freikolben dar. Eine im Arbeitsraum angeordnete Membran dient als Abschluss eines mit Flüssigkeit gefüllten Doppelbehälters, der eine dünne Verbindungsleitung aufweist. Der die Membran enthaltende «Kolben» wirkt hier als resonanzfähiger Kolben zur Auskopplung von mechanischer Arbeit. Dieser Aufbau ermöglicht die Gewinnung von Druckenergie nur in einem engen Frequenzbereich, bei dem die erforderliche Phasennachstellung von 90° gewährleistet ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Gasverdichter zu schaffen, der raumgedrängter und einfacher, daher billiger aufgebaut werden kann und der in einem weiten Frequenzbereich die Gewinnung von Druckenergie erlaubt.

Die Erfindung löst diese Aufgabe mit den kenn-

zeichnenden Merkmalen des Patentanspruches 1.

Der Gasverdichter nach der Erfindung kann durch Verwendung von nur einem einzigen Arbeitszylinder raumgedrängter und einfacher, daher preiswert aufgebaut werden. Zum anderen wird Druckenergie über einen weiten Frequenzbereich gewonnen, wobei der verwendete einfache wirkende Fluidseparator eine selbsttätige Anpassung zwischen den Druckverhältnissen im eine Expansionsmaschine aufweisenden Sekundärkreis und dem wechselnden Druck in der kalten Kammer des Arbeitszylinders ermöglicht. Zusätzlich können durch die Verwendung eines Fluidseparators für den vom Arbeitszylinder gebildeten Kompressor und dem Sekundärkreis mit Expansionsmaschine unterschiedliche Arbeitsmedien verwendet werden. Vorzugsweise werden im Kompressor Heliumgas von hohem Druck und im Arbeitskreis ein Gas-Öl-Gemisch verwendet, das eine ölgeschmierte und druckdichte Expansionsmaschine anzuwenden erlaubt.

Weitere Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die Erfindung wird anhand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine schematische Ansicht des Gasverdichters;

Fig. 2 ein Diagramm des Druckverlaufs des Arbeitsgases;

Fig. 3 ein Diagramm des Volumendurchsatzes des thermomechanischen Konverters;

Fig. 4 eine Teilansicht einer geänderten Ausführungsform;

Fig. 5 eine Teilansicht einer weiteren Ausführungsform.

Der Gasverdichter besteht aus dem Arbeitszylinder 1, in dem der schlecht wärmeleitende Verdrängerkolben 2, der an der durch den Zylinderboden druckdicht geführten Kolbenstange 3 befestigt ist über eine Kreuzkopfführung sowie das Pleuel 4 von der Kurbelwelle 5 etwa sinusförmig zwischen oberem und unterem Totpunkt bewegt wird. Die zum Betrieb erforderliche Wärmeleistung wird dem Arbeitszylinder 1 über den Rippenwärmetauscher 6 im Inneren der Brennkammer 7 zugeführt. Zylinderkopf und der untere Zylinderraum 8 sind über den thermischen Regenerator 9, den Kühler 10 und besagten Rippenwärmetauscher 6 verbunden, so dass auf dem Verdrängerkolben 2 lediglich der Druckunterschied lastet, der durch die Strömungsverluste in den Wärmetauschern 6, 10 und im Regenerator 9 verursacht wird. Die thermische Isolation der auf hoher Temperatur (400 bis 800°C) befindlichen Teile ist in Fig. 1 nur angedeutet; sie ist aber zu einem Teil für den bei der Umsetzung von Heiz- in Druckenergie erzielten Wirkungsgrad verantwortlich.

Der untere Arbeitsraum 8 des Zylinders 1 ist mit dem Fluidseparator verbunden, der in Fig. 1 als geteilter flacher Druckbehälter dargestellt ist,

der aus zwei Kugelkalotten 11a, 11b besteht, die gasdicht durch die elastische Membran 12 getrennt sind. Die Kalotte 11b ist über die Rückschlagventile 13, 14 mit unterschiedlicher Durchströmrichtung mit dem Druckbehälter 15 bzw. mit dem druckdichten Kurbelgehäuse 16 verbunden, in dem der Elektromotor 17 für den Antrieb des Verdrängerkolbens angeordnet ist. Zwischen dem Hochdruckbehälter 15 und dem als Niederdruckbehälter fungierenden Kurbelgehäuse 16 ist der Expansionsmotor 18 geschaltet, dessen Mengenstrom durch das Regelventil 19 einzustellen ist.

Da die im Arbeitszylinder 1 und angeschlossenem Teilvolumen 11a des Fluidseparators enthaltene Gasmenge konstant ist, wird sich der darin einstellende Gasdruck periodisch ändern, wenn der Verdrängerkolben 2 zwischen den Totpunkt-lagen hin- und hergeschoben wird.

In Fig. 2 ist der Druckverlauf im Arbeitsgas dargestellt für den Fall, dass im Druckbehälter 15 ein höherer Druck herrscht als dem Maximalwert im Arbeitszylinder entspricht und das Ventil 19 geschlossen ist. Die mit dem Kamervolumen 11b des Fluidseparators verbundenen Komponenten 15, 16 und 18 sind mit einem Gas-Ölgemisch gefüllt; als Druckgas sind außer Helium oder Wasserstoff auch Stickstoff oder Kohlendioxid geeignet, da ihre kinematische Zähigkeit merklich grösser und der Adiabatenexponent kleiner als bei Helium sind. Letzterer bewirkt eine geringere Temperaturabsenkung des Arbeitsmediums während der Entspannung im Expansionsmotor 18.

Befindet sich der Verdrängerkolben 2 im unteren Totpunkt und damit die Hauptmenge des Arbeitsgases im oberen Zylinderabschnitt, so erreicht der Gasdruck seinen Maximalwert und wird das Kamervolumen 11b soweit zusammengepresst, bis der Gasdruck im Zylinder 1 mit dem Druck  $p_h$  im Behälter 15 übereinstimmt, das Rückschlagventil 14 bleibt währenddessen geschlossen. Bei der Aufwärtsbewegung des Verdrängerkolbens 2 nimmt der Gasdruck ab und wird nach Erreichen des im Kurbelgehäuse 16 herrschende Druckes  $p_n$  das Ventil geöffnet und das Gas-Ölgemisch in die Kammer 11b gesaugt; die Membran 12 liegt im Extremfall an der Innenwand von 11a an.

Bei geöffnetem Ventil 19 wird dem Expansionsmotor 18 das Gas-Ölgemisch mit dem Druck  $p_h$  zugeführt und verlässt diesen mit dem Druck  $p_n$ . Bezeichnet man den durchgesetzten Volumenstrom mit  $V$  ( $m^3/s$ ), so beträgt die im Expander erzeugte mechanische Leistung

$$P = (p_h - p_n) \dot{V} = \Delta p \dot{V},$$

wenn dieser das Druckgefälle  $\Delta p = p_h - p_n$  verarbeitet.

Bei grossem Volumendurchsatz wird sich das Druckgefälle im Konverter verringern, wie aus dem gestrichelten Druckverlauf in Fig. 2 der über dem Kurbelwinkel  $\Phi$  aufgetragen ist, hervorgeht. Beim Kurbelwinkel  $\Phi_h$  öffnet sich das Ventil 13 und wird während der Phase  $\Phi_h < \Phi < 2\pi$  das

Kamervolumen 11b des Fluidseparators in den Hochdruckbehälter 15 gepumpt. Während der Aufwärtsbewegung des Verdrängers 2 sinkt der Gasdruck und erreicht beim Phasenwinkel  $\Phi_n$  den im Kurbelgehäuse 16 herrschenden Druck  $p_n$ . Zwischen  $\Phi_n < \Phi < \pi$  bleibt das Ventil 14 geöffnet und wird Gas-Ölgemisch in die Kammer 11b gesaugt. Mit zunehmendem Volumenstrom  $\dot{V}$ , d.h. mit wachsender Drehzahl  $n$  des Expanders 18 nimmt die Druckdifferenz  $(p_h - p_n)$  ab, da sich die Öffnungswinkel  $\Phi_h$  bzw.  $\Phi_n$  nach kleineren Kurbelwinkeln verlagern.

Aus dem angeführten Zusammenhang resultiert zwischen  $\Delta p$  und  $\dot{V}$ : Für  $\dot{V} = 0$ , d.h. im Stillstand des Expansionsmotors, wird  $\Delta p$  und damit das erzeugte Drehmoment seinen Höchstwert erreichen. Nimmt die zu  $\dot{V}$  proportionale Drehzahl zu, so nimmt zwar  $\Delta p$  ab, doch erreicht das Produkt  $\Delta p \cdot \dot{V} = P$  (Leistung) einen Maximalwert, der bei hohen Drehzahlen wieder abnimmt. In Fig. 3 sind über dem Volumendurchsatz  $\dot{V}$  des thermomechanischen Konverters bzw. über der Drehzahl des Expanders 18 Drehmoment  $D$  und Leistung  $P$  aufgetragen. Die Leistungscharakteristik der Maschine, die aus Konverter und Expansionsmotor besteht, entspricht der eines Hauptschluss-Elektromotors; bei der Anwendung für den Antrieb eines Fahrzeuges erübrigen sich daher die Kupplungsvorrichtung und ein Schaltgetriebe.

Im Primärkreis, d.h. im Arbeitszylinder 1 mit angeschlossenen Wärmetauschern 7, 9 und Regenerator 8 findet anstelle von Helium- oder Wasserstoffgas der überhitzte Dampf einer kondensierbaren Substanz, z.B. Propylen, fluorierte Kohlenwasserstoffe, Anwendung. Der Vorteil dieser im Bereich der Satteldampfzustände stark vom idealen Gasverhalten abweichenden Stoffe besteht für den Primärkreis darin, dass für daselbe Druckverhältnis  $p_h/p_n$  eine niedrigere Heiztemperatur  $T_2$  für den Wärmetauscher 6 (Fig. 1) angewandt werden kann und dadurch Wärmeleitungs- und Abstrahlverluste des Zylinders 1 verringert werden.

Im Sekundärkreis des Fluidseparators, der neben den Druckpuffern den Expansionsmotor oder eine Wärmemaschine enthält, kann ein beliebiges Arbeitsmedium benutzt werden. Als solches bietet ein Gemisch aus Stickstoff oder Kohlendioxid und Mineralöl den Vorteil, dass eine relativ hohe Arbeitsfrequenz in Wandler und Separator angewandt werden kann und für den Sekundärkreis die unabdingbare Schmierung und Abdichtung des Expansionsmotors gewährleistet wird. Gleichzeitig verringert sich mit einem mehratomigen Arbeitsmedium im Sekundärkreis wegen des kleineren Adiabatenexponenten die beim Kompressionstakt im Separator entstehende Temperaturerhöhung und die bei der arbeitsleistenden Entspannung im Motor auftretende Temperaturerniedrigung. Letztere kann dazu genutzt werden, um die Hilfe eines zusätzlichen Wärmetauschers die im Kühler 10 abzuführende Wärmeleistung zu verringern.

Im Sekundärkreis wird anstelle des Kurbelge-

häuses 16 ein zweiter Druckbehälter an das Rückschlagventil 14 angeschlossen, in den das expandierte Arbeitsmedium aus dem Expander 18 vom Druck  $p_n$  strömt. Da die gebräuchlichen Expansionsmotoren bei Umkehr der Drehrichtung als Pumpe wirken, kann diese Eigenschaft zusammen mit besagten Druckspeichern dazu benutzt werden, um bei einem von einem solchen Expansionsmotor angetriebenen Fahrzeug die während des Bremsvorganges entstehende Bremsenergie zu speichern. Hierzu werden erfindungsgemäß die zum Expander führenden Gasleitungen mit Hilfe eines besonderen Umschaltventils vertauscht.

In einer weiteren konstruktiven Ausführung, die vereinfacht in Fig. 4 dargestellt ist, befindet sich auch der Expansionsmotor 18 im Kurbelgehäuse 16. Seine Abtriebsachse 20 ist gasdicht aus diesem herausgeführt. Der Expansionsmotor 18 ist an den elektrischen Motor-Generator 17 gekuppelt und treibt nach dem Anlassen nicht nur die Kurbelwelle 5 bzw. den Verdrängerkolben 2 an, sondern kann auch alternativ und regelbar elektrische Energie erzeugen, die gespeichert werden kann.

Der Expansionsmotor 18 ist nicht an den Standort des thermomechanischen Konverters gebunden, sondern kann mittels flexibler Hochdruckschläuche über die lösbarer Kupplungen 21, 22 an das Regelventil 19 bzw. an das Kurbelgehäuse 16 angeschlossen werden. Ferner ist auch der Parallelbetrieb mehrerer gleichartiger Expander möglich, deren Drehzahl sich selbsttätig entsprechend dem abgegebenen Drehmoment einstellt. Es ergeben sich vielseitige Anwendungsmöglichkeiten auf den Gebieten des Fahrzeugantriebes, der fahrbaren und stationären Hebezeuge, der Förderanlagen u.a.

Die Leistungsfähigkeit und Abmessungen dieser neuartigen Wärmekraftmaschine lässt sich aus theoretischen Überlegungen und praktischen Ergebnissen ableiten: Mit einem Hubvolumen von  $1 \text{ dm}^3$ , einer Heiztemperatur  $T_2 = 500^\circ\text{C}$ , einem Maximaldruck  $p_h = 100 \text{ bar}$  beträgt bei einer Drehzahl von  $1500 \text{ l/min}$  die theoretische mechanische Leistung etwa  $25 \text{ kW}$ ; praktisch wird dieser Wert durch den Wirkungsgrad des Konverters und des Expansionsmotors nur zu etwa 65% erreicht.

Größere Leistungen werden als Mehrzylindermaschinen ausgeführt; die gegenseitige Ausrichtung der Zylinder und die Phasenlage der Verdrängerkolben werden zweckmäßig derart gewählt, dass a) sich die freien Massenkräfte kompensieren, b) die unteren Arbeitsräume 8 der Zylinder mit gleichphasig arbeitenden Verdrängerkolben mit der Gasseite 11a eines gemeinsamen Fluidseparators verbunden, und c) die Hochtemperaturwärmetauscher 6 aller Arbeitszylinder in einer gemeinsamen Brennkammer angeordnet sind. Eine spezielle Konstruktion des Fluidseparators, die den in Fig. 1 gezeigten im Vorteil dann ersetzt, wenn die mittleren Arbeitsdrücke im Primär- und Sekundärkreis verschieden sein sollen, ist in Fig. 5 dargestellt. Bei diesem Ausführungs-

beispiel ist in dem druckfestem Gehäuse 23 mit den Rückschlagventilen 13, 14 der Differentialkolben 24, 25 zwischen den Endlagern frei verschiebbar. Das von der Rückseite des Kolbens 24 und dem Gehäuse 23 eingeschlossene Volumen ist z.B. mit dem Fluid des Sekundärkreises gefüllt und wird mit dem Druckbehälter 26 verbunden, in dem der konstante, einstellbare Kompensationsdruck  $p_c$  herrscht. Die Extremdrücke  $p_h$  und  $p_n$  im Sekundärkreis werden im Vergleich zu denen im Primärkreis im Verhältnis der entsprechenden Kolbenquerschnitte übersetzt. Durch Wahl des passenden Kompensationsdruckes  $p_c$  lassen sich die in Fig. 2 eingetragenen Drücke nach unten verschieben und kann der Minimaldruck  $p_{\min}$  etwa zu Null kompensiert werden.

Es lassen sich im Vergleich zur konventionellen Wärmekraftmaschine folgende Vorteile herausstellen:

- 20) 1) Die beschriebene Wärmekraftmaschine wird durch äußere Zufuhr von thermischer Energie betrieben, wobei als Primärenergieträger flüssige, gasförmige und feste Brennstoffe genutzt werden können. Die bei ihrer Verbrennung auftretenden relativ niedrigen Betriebstemperaturen von maximal  $800^\circ\text{C}$  ergeben im Vergleich zum herkömmlichen Otto- oder Dieselmotor nur etwa ein Zehntel der Schadstoffemission an Stickoxiden und Kohlenmonoxid.
- 25) 2) Der in der beschriebenen Wärmekraftmaschine ablaufende Arbeitsprozess spielt sich in einem kleinen Druckverhältnis von etwa 1:2 ab, wobei die wenigen beweglichen Teile, wie Verdrängerkolben, nur gegen geringe dynamische Druckdifferenzen abgedichtet zu werden brauchen, was sich in einer langen Lebensdauer und hoher Betriebssicherheit niederschlägt.
- 30) 3) Während im Primärkreis vorzugsweise inertes Helium unter hohem Druck angewandt wird, werden im angekoppelten Sekundärkreis für den Betrieb des oder der Expansionsmotoren passende Gas-Ölgemische als Arbeitsmedium benutzt, welche eine zusätzliche Dicht- und Schmierfunktion erfüllen.
- 35) 4) Bei der Anwendung auf den Fahrzeugantrieb lässt sich auf einfachste Art der Einzelradantrieb realisieren, da die Expansionsmotoren über flexible Druckschläuche an die gemeinsamen Druckbehälter angeschlossen werden. Durch Vertauschen von Zu- und Rückleitung der einzelnen Motoren mit Hilfe herkömmlicher Umschaltventile kann die Bremsenergie als Druckenergie in den Druckbehältern gespeichert werden.

#### 55) Patentansprüche

1. Durch Wärmezufuhr betriebener Gasverdichter, bei dem ein erstes, gasförmiges Arbeitsmedium in einem Arbeitszylinder (1) mit Hilfe von einem Hilfsantrieb (17) bewegten Verdrängerkolbens (2) durch einen parallelgeschalteten, aus einem Heizer (6, 7), einem Temperaturwandler und einem Kühler (10) bestehenden Primärkreis hin- und hergeschoben und abwechselnd durch Beheizung im Heizer (6, 7) im Heisseit des Ar-

beitszylinders (1) auf hohe Temperatur, in seinem Kaltteil durch den Kühler auf tiefe Temperatur gebracht wird, wobei ein durch eine verschiebbare, gasdichte Wand (12, 24, 25) in Kammern (11a, 11b) unterteilter Fluidseparator vorhanden ist, dessen eine Kammer (11a) mit dem Kaltteil (8) des Arbeitszylinders (1) kommuniziert, während eine andere Kammer (11b) über Rückschlagventile (13, 14) mit unterschiedlicher Durchströmrichtung mit zwei Druckbehältern (15, 16) verbunden ist, die über eine Arbeitsmaschine (18) verbunden sind und der von der anderen Kammer (11b) des Fluidseparators, Druckbehältern (15, 16) und Arbeitsmaschine (18) gebildete Sekundärkreis mit einem zweiten Arbeitsmedium gefüllt ist, dadurch gekennzeichnet, dass nur ein Arbeitszylinder (1) vorhanden ist, dessen Primärkreis einen Regenerator (9) als Temperaturwandler aufweist, dass der Fluidseparator einfach wirkend mit nur zwei Kammern (11a, 11b) ausgebildet ist, von denen die eine Kammer (11a) an den Kaltteil (8) des Arbeitszylinders (1) angeschlossen ist, während die andere Kammer (11b) über nur zwei Rückschlagventile (13, 14) mit unterschiedlicher Durchströmrichtung mit den zwei Druckbehältern (15, 16) verbunden ist, dass die Wand des Fluidseparators von einer die Kammern (11a, 11b) trennenden Membran (12) oder einem Freikolben (24, 25) gebildet ist, dass das Arbeitsmedium des Sekundärkreises ein Gas, Dampf oder Gas-Öl-Gemisch ist und dass die Arbeitsmaschine eine Expansionsmaschine ist.

2. Gasverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Fluidseparator aus einem geteilten, druckfesten Gehäuse besteht, dessen Hälften (11a, 11b) innen die Form von Kugelkalotten besitzen und dass die Membran (12) aus metallischem oder gummielastischem Werkstoff besteht.

3. Gasverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Fluidseparator aus einem Differentialkolben (24, 25) in einem druckfesten Gehäuse (23) besteht und drei veränderliche, voneinander abhängige Volumina abschließt, die mit dem Kaltteil (8) des Arbeitszylinders (1), mit den Druckbehältern (15, 16) über zwei Rückschlagventile (13, 14) und mit einem weiteren Druckbehälter (26) verbunden sind, der das Arbeitsmedium von Primär- oder Sekundärkreis bei einstellbarem Druck enthält.

4. Gasverdichter nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckbehälter (15, 16) mit mehreren parallel arbeitenden Expansionsmaschinen (18) verbunden sind.

5. Gasverdichter nach den Ansprüchen 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Kurbelgehäuse (16) druckfest und dicht ausgeführt ist und als einer der Druckbehälter dient.

6. Gasverdichter nach den Ansprüchen 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Kurbelwelle (5) für den Antrieb des Verdrängerkolbens (2), von einem elektrischen Motor-Generator (17) angetrieben wird, der im druckdichten Kurbelgehäuse (16) angeordnet ist und seinerseits mit einem Expansionsmotor (18) gekuppelt ist, der an

die Druckbehälter (15, 16) angeschlossen ist und dessen Abtriebswelle (20) druckdicht aus dem Kurbelgehäuse geführt wird.

7. Gasverdichter nach den Ansprüchen 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass in seinem Primärkreis als erstes Arbeitsmedium überhitzter Dampf, wie z. B. Propylen oder fluorierte Kohlenwasserstoffe, verwendet wird.

## 10 Claims

1. Gas Compressor operated by heat-input wherein a first gassy working medium in a working cylinder (1) is pushed back and forth, by way of a compression cylinder activated by an auxiliary drive (17), through a parallel-switched primary cycle comprising a heater (6, 7), a temperature converter and a cooler (10), and alternately brought up to a high temperature by heating inside the heater (6, 7) within the hot section of the working cylinder (1) and brought to a low temperature by the cooler within the cold section whereby a fluid separator which is divided into chambers (11a, 11b) by a slideable, gas-tight wall (12, 24, 25) is provided with its one chamber (11a) communicating with the cold section (8) of the working cylinder (1) whereas another chamber (11b) is connected through non-return valves (13, 14) of different flow directions with two pressure vessels (15, 16), which are connected with a working machine (18), and a secondary cycle consisting of the other chamber (11b) of the fluid separator, pressure vessels (15, 16) and the working machine (18) and filled with a second working medium, characterised in that there is only one working cylinder (1) the primary cycle of which has a regenerator (9) as temperature converter; the fluid separator simply works with only two chambers (11a, 11b) fitted, one of the chambers (11a) being connected with the cold section (8) of the working cylinder (1) and the other chamber (11b) being connected through only two non-return valves (13, 14) of different flow directions with the two pressure vessels (15, 16); the wall of the fluid separator being formed by a membrane (12) which separates the chambers (11a, 11b) or by a free piston (24, 25); the working medium of the secondary cycle is gas, steam or a gas-oil mixture; and that the working machine is an expansion machine.

2. Gas compressor according to claim 1, characterised in that the fluid separator is composed of a divided pressure-resistant casing the halves (11a, 11b) of which are internally in the shape of part-spherical segments the membrane (12) being of metallic or rubber-elastic material.

3. Gas compressor according to claim 1, characterised in that the fluid separator is composed of a differential piston (24, 25) in a pressure-resistant casing (23) and seals off three changeable, interdependent spaces which are connected with the cold section (8) of the working cylinder (1), with the pressure vessels (15, 16) through two non-return valves (13, 14) and with a further pressure vessel (26) which contains the working me-

dium of the primary or the secondary cycle with adjustable pressure.

4. Gas compressor according to claims 1 to 3, characterised by the pressure vessels (15, 16) being connected with several parallel working expansion machines (18).

5. Gas compressor according to claims 1 to 4, characterised by the crankcase (16) being pressure-resistant and serving as one of the pressure vessels.

6. Gas compressor according to claims 1 to 5, characterised by the crankshaft (5) for driving the suppression piston (2) being driven by an electric motor-generator (17) positioned inside the pressure-resistant crankcase (16) and itself coupled to an expansion motor (18) which is connected to the pressure vessels (15, 16) and the exit of the output-shaft (20) from the crankcase being pressure-resistant.

7. Gas compressor according to claims 1 to 6, characterised by the use of superheated vapour such as propylene or fluorinated hydrocarbon, as first working medium in its primary cycle.

## Revendications

1. Compresseur commandé par admission de chaleur, dans lequel un premier milieu de travail gazeux est introduit dans un cylindre de travail (1) par un piston déplaçeur (2) entraîné par un dispositif auxiliaire (17), ce milieu gazeux étant introduit par un circuit primaire connecté en parallèle, constitué d'un élément chauffant (6, 7), d'un convertisseur de température et d'un refroidisseur (10), ce circuit primaire étant actionné dans un sens et dans l'autre et alternativement par chauffage à haute température dans l'élément chauffant (6, 7) dans la partie chaude du cylindre de travail (1), et dans sa partie froide par le refroidisseur à basse température, et un séparateur de fluide divisé par une cloison étanche aux gaz et coulissante (12, 24, 25) en chambres (11a, 11b) est prévu, une chambre (11a) de ce séparateur communiquant avec la partie froide (8) du cylindre de travail (1), tandis qu'une autre chambre (11b) est reliée par des clapets anti-retour (13, 14) à directions d'écoulement différentes à deux réservoirs sous pression (15, 16), lesquels sont reliés par une machine de travail (18), tandis que le circuit secondaire formé par l'autre chambre (11b) du séparateur de fluide, les réservoirs à pression (15, 16) et la machine de travail (16) est rempli d'un second milieu de travail, caractérisé en ce qu'il comprend un cylindre de travail (1) seulement, dans le circuit primaire comporte un régénéra-

teur (9) comme convertisseur de température, en ce que le séparateur de fluide est à simple effet et muni de deux chambres (11a, 11b), parmi lesquelles une chambre (11a) est reliée à la partie froide (8) du cylindre de travail (1) tandis que l'autre chambre (11b) est reliée aux deux réservoirs sous pression (15, 16) à directions d'écoulement différentes par deux clapets anti-retour (13, 14), en ce que la paroi du séparateur de fluide est formée par une membrane (12) séparant les chambres (11a, 11b) ou par un piston libre (24, 25), en ce que le milieu de travail de circuit secondaire est un gaz, de la vapeur ou un mélange gaz-huile et en ce que la machine de travail est une machine d'expansion.

2. Compresseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le séparateur de fluide comprend un carter résistant à la pression et compartimenté, dont les moitiés (11a, 11b) ont intérieurement la forme de calotte sphérique et dont la membrane (12) est constituée d'une matière métallique ou d'une gomme élastique.

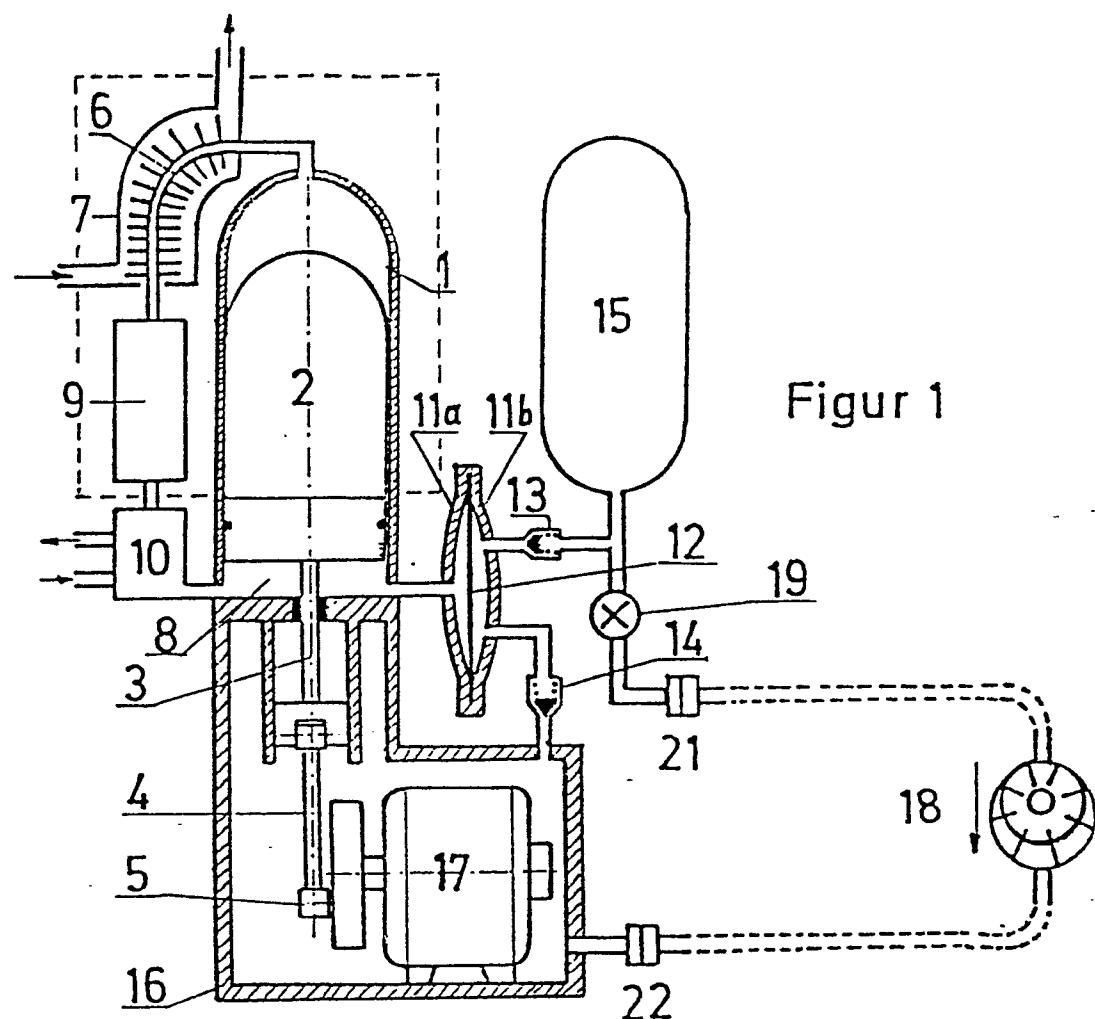
3. Compresseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le séparateur de fluide est constitué d'un piston différentiel (24, 25) logé dans un carter (23) résistant à la pression et isolé trois volumes variables dépendant l'un de l'autre, qui sont reliés à la partie froide du cylindre de travail, au récipient sous pression (15, 16) par deux clapets anti-retour (13, 14) et à un autre récipient sous pression (26), qui contient à pression réglable l'agent de travail du circuit primaire ou secondaire.

4. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les réservoirs sous pression (15, 16) sont reliés à plusieurs machines d'expansion (18) travaillant en parallèle.

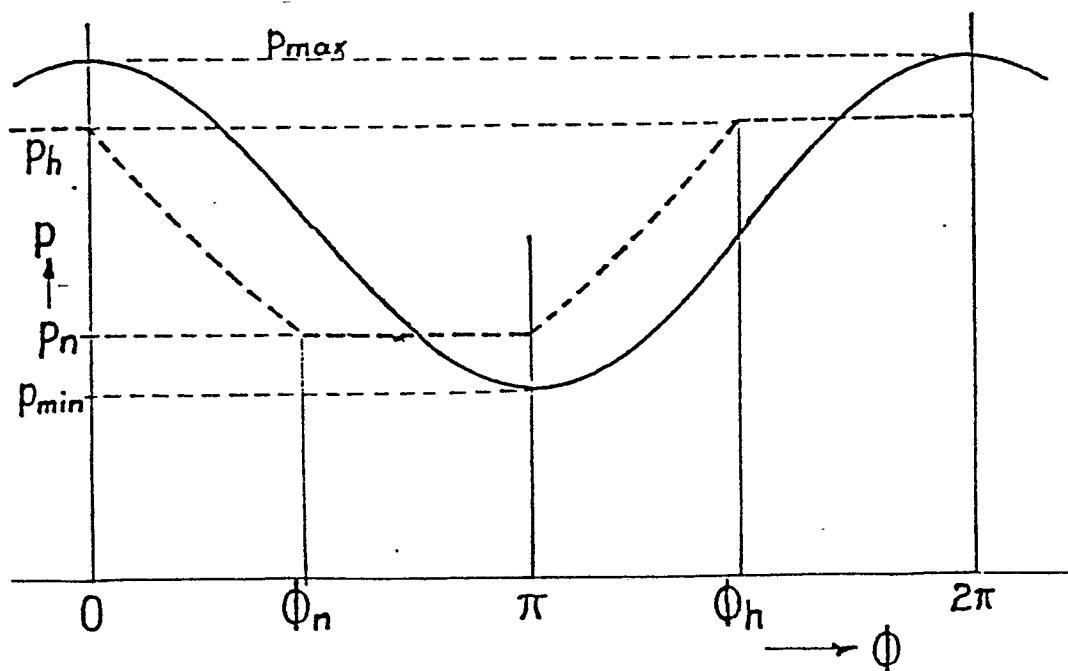
5. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le carter (16) est étanche et résistant à la pression et constitue l'un des réservoirs sous pression.

6. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que l'arbre de manivelle (5) d'entraînement du piston déplaçeur (2) est entraîné par un moteur générateur électrique (17), disposé de manière étanche dans le carter (16), et qui est couplé avec un moteur d'expansion (18) relié aux réservoirs sous pression (15, 16) et dont l'arbre de sortie (20) est guidé de manière étanche à l'extérieur du carter.

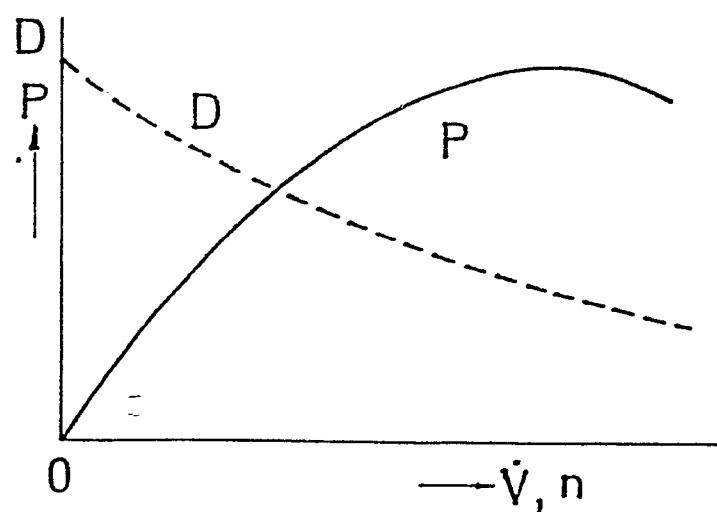
7. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que de la vapeur surchauffée est utilisée dans un circuit primaire comme premier milieu de travail, par exemple du propylène ou des hydrocarbures fluorés.



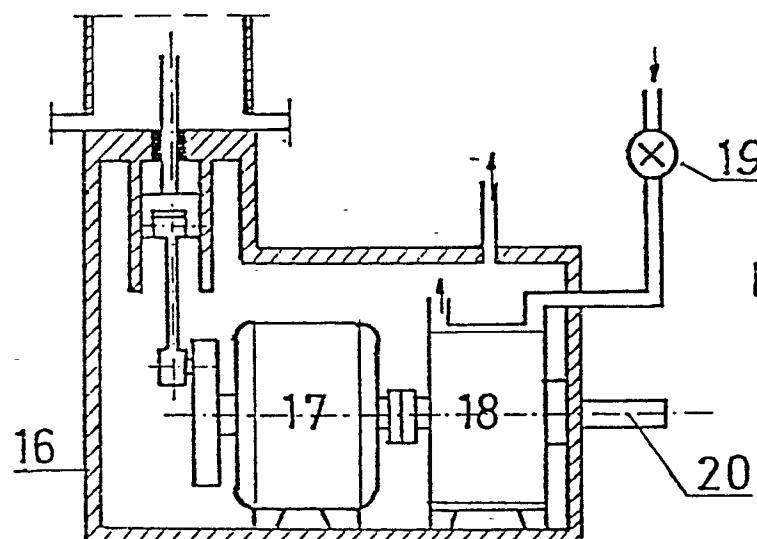
Figur 1



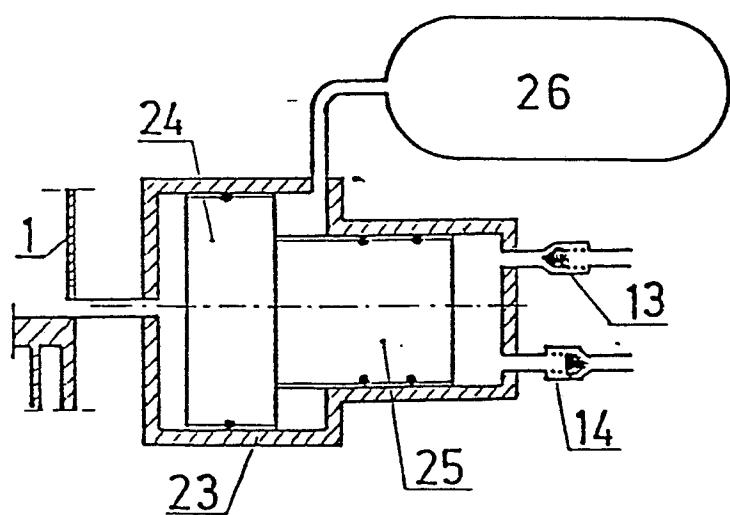
Figur 2



Figur 3



Figur 4



Figur 5