THE BRITISH LIBRARY
SCIENCE REFERENCE AND INFORMATION SERVICE

(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 179 311**
B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **28.12.88**

(51) Int. Cl.⁴: **F 04 C 19/00**, F 04 C 29/08

(21) Anmeldenummer: **85112413.1**

(22) Anmeldetag: **01.10.85**

(54) **Flüssigkeitsring-Verdichter.**

(30) Priorität: **01.10.84 DE 3436022**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung: **30.04.86 Patentblatt 86/18**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung: **28.12.88 Patentblatt 88/52**

(84) Benannte Vertragsstaaten: **AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE**

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 2 401 177
DE-A- 3 207 507
DE-B- 1 098 150
GB-A- 832 264

(73) Patentinhaber: **Sihl GmbH & Co KG, Lindenstrasse 170, D-2210 Itzehoe (DE)**

(72) Erfinder: **Auschrat, Siegfried, Dipl.-Ing., Ellerbrook 14, D-2211 Heiligenstedten (DE)**

(74) Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner Patentanwälte, Postfach 26 01 62 Liebherrstrasse 20, D-8000 München 26 (DE)**

EP 0 179 311 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 eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Flüssigkeitsring-Verdichter, insbesondere für den Betriebsbereich von Ansaugdrücken unter 1 bar, mit mindestens an einer Stirnseite des Flügelrades der ggf. letzten Verdichterstufe eng angrenzend angeordneter Steuerscheibe mit einem Druckdurchlass für das Fördermedium.

Die von Flüssigkeitsring-Verdichtern minimal zu erreichenden Ansaugdrücke hängen zum einen von der konstruktiven Gestaltung und zum anderen von dem Dampfdruck des als Betriebsflüssigkeit verwendeten Mediums ab. Wird ein Verdichter mit saugseitigem Druck betrieben, der nahe an dem Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit liegt, so wird der Massenstrom an Gas, der von der Pumpe gefördert wird, entsprechend gering und der auf der Verdichtersaugseite anfallende Dampfanteil entsprechend gross. Es kann dann zu Kavitationserscheinungen im Verdichter kommen, die sich insbesondere an der Steuerscheibe im Bereich des Druckdurchlasses der ggf. letzten Verdichterstufe und an den Flügelrädern zeigen. Ursache dafür ist, dass bei solchen minimalen Massenströmen in den Flügelzellen kurz vorm Öffnen gegen den Druckraum des Verdichters noch ein relativ hoher Unterdruck herrscht. Im Druckraum sammelt sich wegen des geringen Gasstromes Flüssigkeit an, und diese bedeckt schliesslich auch den Anfangsbereich des Druckdurchlasses, so dass es beim Öffnen der Flügelradzellen zum Druckraum hin zu einem schlagartigen Rückstrom von Flüssigkeit durch den Druckdurchlass in die Zelle kommt, wobei so hohe Geschwindigkeiten erreicht werden, dass Erosions- und Kavitationsschäden auftreten.

Man hat versucht (DE-A 32 07 507), dies dadurch zu vermeiden, dass man an der dem Flügelrad zugewandten Seite der Steuerscheibe in Umlaufrichtung gesehen nahe vor dem Druckdurchlass im Arbeitsraum mindestens eine Vertiefung zur gesteuerten Rückströmung des geförderten Gases angeordnet hat, was jedoch den Nachteil hat, dass die Verdichterleistung bei höherem Ansaugdruck vermindert wird. Denselben Nachteil hat man, wenn man auf der Verdichtersaugseite oder bei mehrstufigen Verdichtern zwischen den Stufen Luft oder Gas von aussen zugibt. Dabei ist es sehr schwierig, die Zugabe von Luft bzw. Gas richtig so zu steuern, dass die Zugabe bei ganz bestimmten Ansaugdrücken des Verdichters einsetzt. Entsprechend empfindliche Ventile, die in engen Druckbereichen ansprechen und daher sehr kostspielig sind, können erforderlich sein.

Man hat weiter versucht, Kavitations- und Erosionsschäden bei diesen Verdichtern zu vermeiden, indem man insbesondere bei hohen Unterdrücken, aus dem Druckraum Flüssigkeit und Gas getrennt abführt und somit den Druckdurchlass auch bei niedrigen Ansaugdrücken des Verdichters flüssigkeitsfrei hält. Nachteilig ist hierbei, dass die getrennte Abführung von Gas und Flüssigkeit aus dem Druckraum des Verdichters entsprechend aufwendig ist und eine Regelung vorgesehen sein muss, die die getrennte Abführung bei niedrigen Ansaugdrücken wirksam werden lässt.

Bei einer weiteren Ausführung in einem speziellen Verdichter mit vertikaler Welle ist die Rückführung von Gas bzw. Luft in den Druckraum des Verdichters bekannt, eine Massnahme, die jedoch nur einen Teilerfolg gebracht hat bzw. sich bei anderen Verdichtern als völlig wirkungslos erwiesen hat. Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, einen Flüssigkeitsring-Verdichter der eingangs genannten Art zu schaffen, in welchem die von der Kavitation verursachten Nachteile mittels einfacher und unaufwendiger konstruktiver Massnahmen vermieden werden.

Die erfindungsgemässe Lösung besteht darin, dass in der Wandung des in Drehrichtung gesehen ersten Viertels des permanent offenen Teils des Druckdurchlasses der ggf. letzten Verdichterstufe ein Kanal ausmündet, der andererseits direkt mit einem Gasraum verbunden ist, in dem etwa der Verdichterenddruck herrscht.

Bei niedrigen Massenströmen des Verdichters herrscht in diesem Bereich des Druckdurchlasses ein geringfügiger Unterdruck, hervorgerufen durch das laufende Öffnen der Flügelradzellen, in denen der Verdichterenddruck noch nicht erreicht ist. Das durch den Unterdruck einströmende Gas bzw. die einströmende Luft verhindert dann, dass Flüssigkeit in diesem Bereich in die Flügelradzellen zurückströmt und verhindert damit auch die oben beschriebenen Kavitations- und Erosionsschäden.

Zur Anpassung der Grösse des Druckdurchlasses an unterschiedliche Druckverhältnisse ist bekannt, Teile des Druckdurchlasses mit Ventilen zu versehen, die nur unter bestimmten Betriebsverhältnissen öffnen. Der Druckdurchlass setzt sich dann zusammen aus einem permanent offenen Teil und einem oder mehreren mit Ventilen oder Klappen versehenen Teilen. Die erfindungsgemässe Ortsangabe für die Mündung des Kanals bezieht sich dabei ausschliesslich auf den permanent offenen Teil des Druckdurchlasses.

Zweckmässigerweise ist der in den Druckdurchlass der Verdichterstufe mündende Kanal mit dem Gasraum des dem Verdichter nachgeschalteten Abscheidebehälters verbunden. Hierdurch lässt sich in besonders einfacher Weise erreichen, dass an dieser Stelle im Druckdurchlass ein Druck zur Verfügung steht, der etwa dem Verdichtungsdruck des Verdichters entspricht.

Es hat sich weiterhin als vorteilhaft herausgestellt, die Mündung des Kanals im Druckdurchlass in einem Abstand von der Stirnfläche des Flügelrades entfernt anzuordnen, der etwa einer Flügelstärke des Flügelrades im Bereich des Druckdurchlasses oder etwas weniger entspricht. Bei einer zu dichten Anordnung des Kanals an der Flügelradstirnseite zeigen sich störende Strömungsgeräusche. Bei zu grosser Entfernung von der Stirnseite des Flügelrades geht ein Teil der kavitations- und erosionshemmenden Wirkung verloren.

Eine bevorzugte Stelle zur Mündung des Kanals

im Druckdurchlass der ggf. letzten Verdichterstufe ist die radial äussere Begrenzung des Druckdurchlasses der Steuerscheibe. Von hier aus lässt sich in besonders einfacher Form der Kanal durch die Steuerscheibe hindurch nach aussen und von dort aus über eine externe Verbindung zu einem Raum führen, in dem etwa der Enddruck des Verdichters herrscht.

Eine weitere bevorzugte Ausführungsform der Erfindung ist die Anordnung des Kanals im Druckdurchlass der ggf. letzten Verdichterstufe in der in diesem Bereich ggf. vorhandenen Schräge der etwa geraden oder aber auch gebogen ausgeführt radialen Druckdurchlassbegrenzung. Einmal komm man bei dieser Anordnung mit der Mündung des Kanals sehr nahe an den Druckdurchlassbeginn und zum anderen kann man durch die entsprechende Lage der Mündung auch die Entfernung zur Stirnseite des Flügelrades hin genau festlegen.

Eine besonders einfache Ausführung der Erfindung ist weiter darin zu sehen, dass der im Druckdurchlass der ggf. letzten Verdichterstufe mündende Kanal als einfache Bohrung ausgeführt ist. Wie leicht einzusehen, bereitet das fertigungstechnisch die geringsten Schwierigkeiten.

Um ein Austreten von Flüssigkeit und Gas beim Betrieb des Verdichters mit grösseren Massenströmen durch den im Druckdurchlass der ggf. letzten Verdichterstufe mündenden Kanal zu verhindern, wird vorgeschlagen, in die Verbindungsleitung nach aussen ein Rückschlagventil einzubauen. Dieses würde den Weg für Gas oder Luft in den Verdichter dann jeweils bei entsprechenden Betriebsverhältnissen, d.h. bei entsprechend niedrigen Ansaugdrücken des Verdichters, freigeben.

Die Erfindung sei beispielsweise anhand der beigefügten Zeichnungen erläutert.

Fig. 1 zeigt einen Teilquerschnitt durch einen Verdichter gemäss Schnittlinie BB aus Fig. 2

Fig. 2 zeigt eine Teildraufsicht auf die Steuerscheibe des Verdichters gemäss Schnittlinie AA aus Fig. 1

Fig. 3 zeigt den Teilquerschnitt durch einen Verdichter mit Saug- und Druckstutzen auf einer Verdichterseite angeordnet gemäss Schnittlinie EE aus Fig. 4

Fig. 4 zeigt eine Teildraufsicht auf die Steuerscheibe gemäss Schnittlinie CC aus Fig. 3

Fig. 5 zeigt eine Detailvergrösserung gemäss Schnittlinie DD aus Fig. 4

In Fig. 1 ist auf der Welle 1 das Flügelrad 2 befestigt, das sich im Gehäuse 3 dreht und an der Stirnseite durch die Steuerscheibe 4 begrenzt wird.

In der Steuerscheibe 4 befindet sich der Druckdurchlass 5, der die Flügelradzellen mit dem Druckraum 6 verbindet, der durch das Druckgehäuse 7 begrenzt wird. Der Wellendurchtritt nach aussen wird durch eine Packung 8 abgedichtet.

Erfindungsgemäss ist in der Steuerscheibe 4 der Kanal 9 angeordnet, dessen Mündung im Abstand a von der Stirnseite des Flügelrades liegt, wobei diese Entfernung etwa einer Flügelbreite im Druckdurchlassbereich oder weniger entspricht.

In Fig. 2 ist wiederum die Welle 1 erkennbar, sowie auch in Draufsicht die Steuerscheibe 4 mit dem darin angeordneten Druckdurchlass 5. Gestrichelt ist der in der Steuerscheibe zum Druckdurchlass führende Kanal 9 gezeigt, der wie hier erkennbar, im ersten Viertel des Druckdurchlasses mündet. Durch den Druckstutzen 10 verlassen sowohl aus den Flügelradzellen ausgestossene Flüssigkeiten wie auch das Gas den Verdichter.

In den Figuren 3 bis 5 werden Teilschnitte eines Verdichters dargestellt, bei dem Saug- und Druckstutzen auf einer Verdichterseite angeordnet sind. Das Flügelrad 2 ist wieder auf der Welle 1 befestigt und der Pumpenförderraum wird begrenzt einmal durch das Gehäuse 3 und flügelradstirnseitig durch die Steuerscheibe 4. Das Verdichtergehäuse 7 enthält sowohl den Saugstutzen 13 wie auch den Druckstutzen 10 des Verdichters und ist durch die Rippe 12 in den Saugraum 14 und den Druckraum 6 unterteilt. Durch den Saugdurchlass 11 strömt das Gas in die Flügelradzellen ein und verlässt sie wieder durch den Druckdurchlass 5. Der Beginn des Druckdurchlasses 5 ist dabei als Schräge 16 ausgeführt und hier hinein mündet der erfindungsgemässe Kanal 9, der durch einen entsprechenden Gehäusenokken 15 nach aussen geführt wird. In dem als Bohrung ausgeführten Kanal 9 bzw. auch in die daran anschliessende Verbindungsleitung kann man dann noch, was nicht dargestellt ist, ein Rückschlagventil anordnen, das den Austritt von Flüssigkeit aus den Pumpenzellen nach aussen verhindert, wenn die Pumpe in Betriebsbereichen mit grösseren Massenströmen fördert.

Patentansprüche

1. Flüssigkeitsring-Verdichter, insbesondere für den Betriebsbereich von Ansaugdrücken unter 1 bar mit mindestens an einer Stirnseite des Flügelrades der ggf. letzten Verdichterstufe eng angrenzend angeordneter Steuerscheibe mit einem Druckdurchlass für das Fördermedium, dadurch gekennzeichnet, dass in der Wandung des in Drehrichtung gesehen ersten Viertels des permanent offenen Teils des Druckdurchlasses (5) der ggf. letzten Verdichterstufe ein Kanal (9) ausmündet, der andererseits direkt mit einem Gasraum, in dem etwa der Verdichterenddruck herrscht, verbunden ist.

2. Flüssigkeitsring-Verdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (9) mit dem Gasraum eines dem Verdichter nachgeschalteten Abscheidebehälters verbunden ist.

3. Flüssigkeitsring-Verdichter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Abstand (a) der Mündung des Kanals (9) von der Stirnfläche des Flügelrades (2) etwa einer Flügelstärke des Flügelrades im Bereich des Druckdurchlasses (5) oder weniger entspricht.

4. Flüssigkeitsring-Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (9) in der radial äusseren Begrenzung

des Druckdurchlasses (5) in der Steuerscheibe (4) mündet.

5. Flüssigkeitsring-Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die die Mündung des Kanals (9) enthaltende radiale Druckschlitzbegrenzung als Schräge (16) ausgeführt ist.

6. Flüssigkeitsring-Verdichter nach Anspruch 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (9) als einfache Bohrung ausgeführt ist.

7. Flüssigkeitsring-Verdichter nach Anspruch 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Kanal (9) ein Rückschlagventil eingebaut ist.

Revendications

1. Compresseur à anneau liquide, destiné à fonctionner en particulier dans le domaine des pressions d'aspiration inférieures à 1 bar et comprenant au moins sur une face avant de la roue à palettes de l'éventuellement dernier étage du compresseur un disque de commande disposé très près de cette face et présentant un passage de compression pour le milieu refoulé, caractérisé en ce que, dans la paroi du premier quart, dans la direction de rotation, de la partie ouverte en permanence du passage de compression (5) de l'éventuellement dernier étage du compresseur, débouche un canal (9), qui est d'autre part directement relié à une chambre de gaz, dans laquelle règne approximativement la pression finale du compresseur.

2. Compresseur à anneau liquide suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le canal (9) est relié à la chambre de gaz d'un récipient séparateur monté en aval du compresseur.

3. Compresseur à anneau liquide suivant la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la distance (a) de l'embouchure du canal (9) à la face avant de la roue à palettes (2) correspond approximativement ou est inférieure à une largeur d'aube de la roue à palettes dans la région dudit passage (5).

4. Compresseur à anneau liquide suivant l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le canal (9) débouche dans la partie du pourtour dudit passage (5) qui est radialement externe dans le disque de commande (4).

5. Compresseur à anneau liquide suivant l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que la surface radiale délimitant la fente de compression et contenant l'embouchure du canal (9) est réalisée en biseau (16).

6. Compresseur à anneau liquide suivant l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le canal (9) est réalisé sous forme d'une simple forure.

7. Compresseur à anneau liquide suivant l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'un clapet antiretour est monté dans le canal (9).

Claims

1. A liquid ring compressor, in particular for the operating range of intake pressure of below 1 bar, with a control disc disposed closely adjacent to at least one end face of the impeller of the optionally last compressor stage and having a pressure port for the delivery medium, characterised in that a passage (9) discharges at the wall of the first quarter (viewed in the direction of rotation) of the permanently open portion of the pressure port (5) of the optionally last compressor stage, which passage communicates on the other side directly with a gas chamber in which the compressor pressure substantially prevails.

2. A liquid ring compressor according to Claim 1, characterised in that the passage (9) communicates with the gas chamber of a separation vessel connected downstream of the compressor.

3. A liquid ring compressor according to Claim 1 or 2, characterised in that the distance (a) of the orifice of the passage (9) from the end face of the impeller (2) corresponds approximately to one vane thickness or less of the impeller in the vicinity of the pressure port (5).

4. A liquid ring compressor according to any one of Claims 1 to 3, characterised in that the passage (9) in the radially outer boundary of the pressure port (5) discharges at the control disc (4).

5. A liquid ring compressor according to any one of Claims 1 to 4, characterised in that the radial pressure port boundary containing the orifice of the passage (9) is in the form of a chamfer (16).

6. A liquid ring compressor according to Claims 1 to 5, characterised in that the passage (9) is in the form of a simple bore.

7. A liquid ring compressor according to Claims 1 to 6, characterised in that a non-return valve is installed in the passage (9).

Fig.2

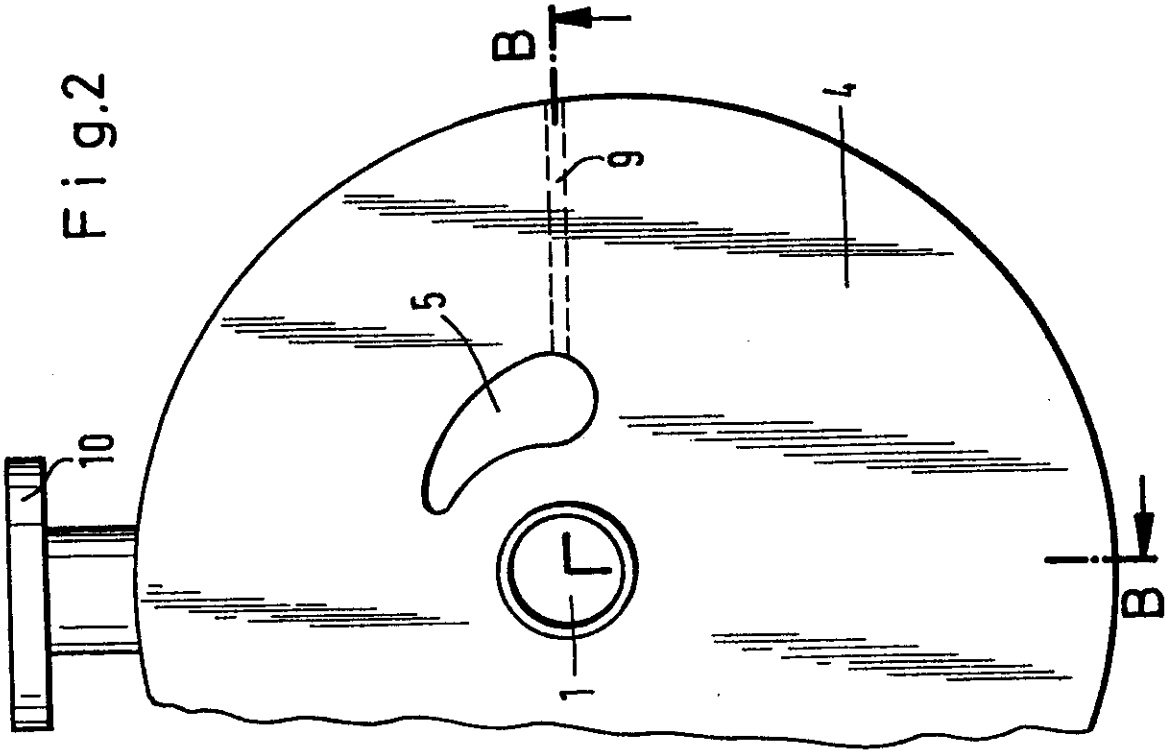


Fig.1

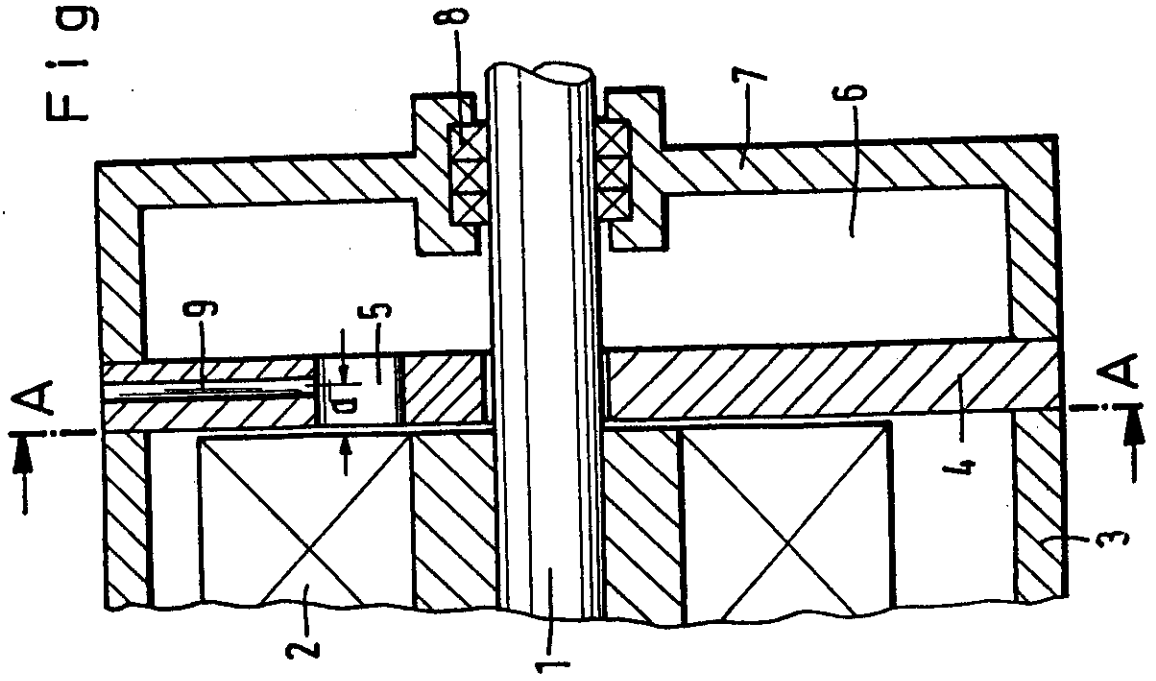


Fig.4

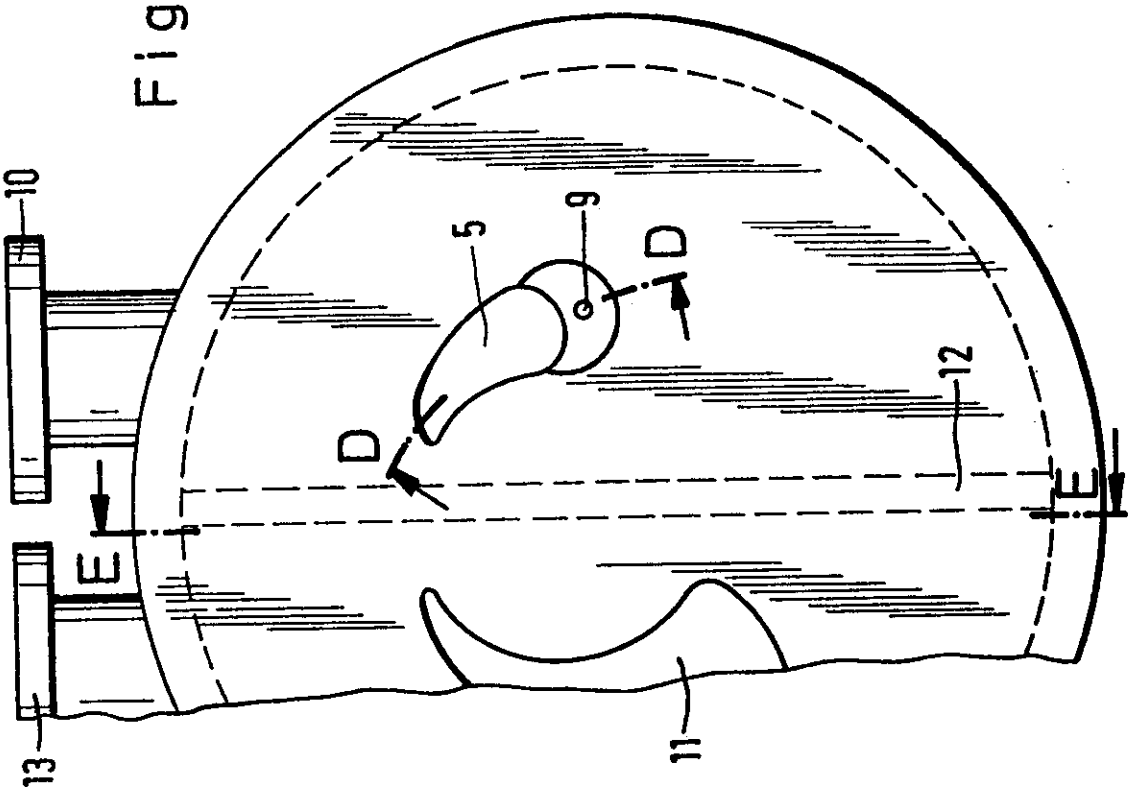
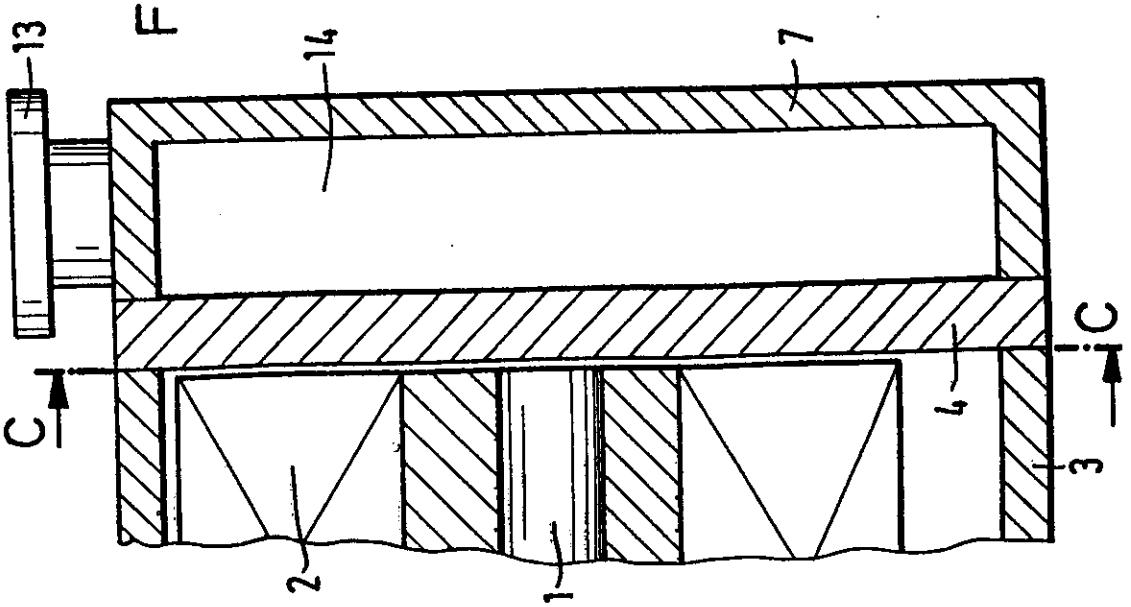
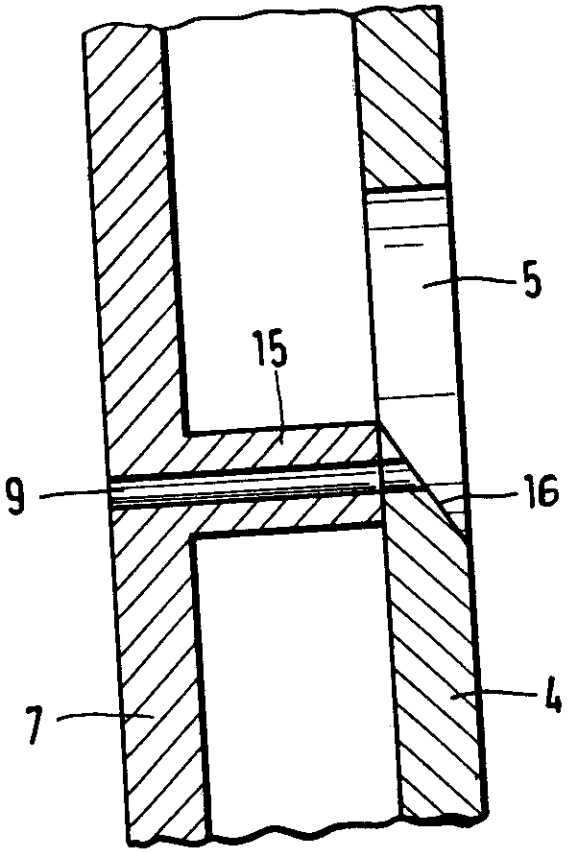


Fig.3



3/3

Fig.5



FILE RAISED 2DEC1988

(11) (43) Publication No.
0179311 A dated 30 April 1986

(45) Patent Granted: 28 December 1988

(21) (22) Application No.
851124131 filed on 1 October 1985

(30) Priority claimed:
1 October 1984 in Federal Republic of Germany doc 3436022

(84) Designated States:
Austria, Belgium, Switzerland, Federal Republic of Germany, France, United Kingdom, Italy, Liechtenstein, The Netherlands, Sweden.

(54) Title:
Liquid-ring compressor.

(73) Proprietor:
Sihi GmbH & Co KG, Lindenstrasse 170, D-2210 Itzehoe, Federal Republic of Germany.

(72) Inventor:
Auschrat, Siegfried, Dipl.-Ing., Ellerbrook 14, D-2211 Heiligenstedten, Federal Republic of Germany.

(51) Classified to:
F04C 19/00

(74) Address for Service:
Boult, Wade + Tennant, 27 Fleetwood St, London EC4A 1PQ

-5 DEC 1988

Printed by the Patent Office at St. Mary Cray, 18 NOV 88

0179311

REGISTRATION OF UNITED KINGDOM PATENTS ORDINANCE, 1932

IN THE MATTER of Registration of
European (UK) Patent
No. **0 179 311**
by
Sihi GmbH & Co KG
in Hong Kong

I, MELVYN WILLIAM DUGARD, Translator to the firm of Boult, Wade & Tennant, Chartered Patent Agents, of 27, Furnival Street, London EC4A 1PQ, England, hereby declare that the following is a translation into English of the German-language specification of granted European (UK) Patent No. 0 179 311, filed on the 1st October 1985, and certify that the following is a true translation to the best of my knowledge and belief.

AND I MAKE this solemn Declaration conscientiously believing the same to be true and by virtue of the provisions of the Statutory Declarations Act, 1835.

DECLARED at Imperial House)
15-19 Kingsway, London WC2)
England)
)
this 4th day of July 1989)

M. W. Dugard

Before me:

A. Gorton

A Notary Public

EUROPEAN PATENT OFFICE

Publication No.
0 179 311
B1

EUROPEAN PATENT SPECIFICATION

Publication date of the Patent Specification 28.12.88

Int. Cl. F 04 C 19/00, F 04 C 29/08

Application No. 85112413.1

Application date: 01.10.85

"A liquid ring compressor"

Priority: 01.10.84 DE 3436022

Publication date of Application: 30.04.86 Patents Journal 86/18

Publication of Notice of Patent Grant:
28.12.88 Patents Journal 88/52

Designated States: AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE

Citations: DE-A-2 401 177
DE-A-3 207 507
DE-B-1 098 150
GB-A-832 264

Patentee: **Sihi GmbH & Co KG**, Lindenstrasse 170, D-2210 Itzehoe(DE)

Inventor: Auschrat, Siegfried, Dipl.-Ing., Ellerbrook 14,
D-2211 Heiligenstedten (DE)

Authorised Agent: Glawe, Delfs, Moll & Partner, Patent Attorneys
Postfach 26 01 62 Liebherrstrasse 20
D-8000 Munich 26 (DE)

Description

The invention relates to a liquid ring compressor, in particular for the operating range of intake pressures of below 1 bar, with a control disc disposed closely adjacent to at least one end face of the impeller of the optionally last compressor stage and having a pressure port for the delivery medium.

The minimum intake pressures to be achieved by liquid ring compressors depend, firstly, on the structural design and, secondly, on the vapour pressure of the medium used as the operating liquid. If a compressor is operated at a pressure on the intake side which is near to the vapour pressure of the operating liquid, the mass rate of gas flow which is delivered by the pump will be correspondingly low and the proportion of vapour occurring on the compressor intake side will be correspondingly high. This can then result in cavitation phenomena in the compressor, which become apparent in particular at the control disc in the vicinity of the pressure port of the optionally last compressor stage and at the impellers. This is caused by the fact that at such minimal mass rates of flow a relatively high underpressure prevails in the vane compartments shortly before the opening leading to the pressure chamber of the compressor. As a result of low gas flow, liquid accumulates in the pressure chamber and this liquid eventually also extends over the initial region of the pressure port, so that when the impeller compartments are opened towards the pressure chamber there occurs an abrupt back flow of liquid through the pressure port into the compartment, whereupon such high velocities are attained that erosion and cavitation damage occur.

It has been endeavoured (DE-A 32 07 507) to obviate this phenomenon by providing on that side of the control disc facing the impeller, viewed in the direction of rotation, a recess or depression just in front of the pressure port in the operating chamber, for the controlled back flow of the

gas delivered; however, the disadvantage of this is that compressor performance is reduced when the intake pressure is higher. The same disadvantage arises if air or gas is added from the exterior on the compressor intake side or between the stages in multi-stage compressors. In this case it is very difficult for the addition of air or gas to be controlled correctly in such a way that the addition occurs at quite specific intake pressures of the compressor. It may be necessary to use correspondingly sensitive valves which operate within narrow pressure ranges and, therefore, are very expensive.

It has also been endeavoured to obviate cavitation and erosion damage in these compressors in that, particularly at substantial underpressures, liquid and gas are discharged separately from the pressure chamber, whereby the pressure port is maintained free of liquid even at low intake pressures of the compressor. It is a disadvantage here that the separate discharge of gas and liquid from the pressure chamber of the compressor is correspondingly expensive and it is necessary to provide a control means which enables the separate discharge to be effective at low intake pressures.

In a further embodiment in a special compressor with a vertical shaft, it is known to recirculate gas and/or air into the pressure chamber of the compressor; however, this is a measure which has been only partly successful and has proven to be completely ineffective in other compressors. On the other hand, the invention is based on the object of devising a liquid ring compressor of the type indicated at the beginning, in which the disadvantages brought about by cavitation are obviated by means of simple and inexpensive structural measures.

The object according to the invention is achieved in that a passage discharges at the wall of the first quarter (viewed in the direction of rotation) of the permanently open portion of the pressure port of the optionally last compressor stage, which passage communicates on the other

side directly with a gas chamber in which the compressor final pressure substantially prevails.

At low mass rates of flow of the compressor a slight underpressure prevails in this region of the pressure port, which is caused by the impeller compartments in which the compressor final pressure has not yet been reached being continually open. The gas flowing in as a result of the underpressure and/or the inflowing air then prevents liquid from flowing back into the impeller compartments in this region, thereby preventing the cavitation and erosion damage described above.

In order to adapt the size of the pressure port to different pressure conditions, it is known to provide parts of the pressure port with valves which open only under certain operating conditions. The pressure port then comprises a permanently open part and one or more parts provided with valves or flaps. Accordingly, in accordance with the invention, the indication of the location for the discharge of the passage refers exclusively to the permanently open part of the pressure port.

Preferably, the passage discharging into the pressure port of the compressor stage communicates with the gas chamber of a separation vessel connected downstream of the compressor, whereby it is possible to ensure in a particularly simple manner that a pressure is available at this location in the pressure port which corresponds substantially to the compression pressure of the compressor.

It has also been found to be advantageous for the orifice of the passage in the pressure port to be arranged spaced at a distance from the end face of the impeller which corresponds approximately to one vane thickness or less of the impeller in the vicinity of the pressure port. Troublesome flow noise occurs if the passage is disposed too close to the impeller end face, whereas some of the cavitation and erosion-preventing action is lost if the distance from the end face of the impeller is too great.

A preferred position for the orifice of the passage in the pressure port of the optionally last compressor stage is the radially outer boundary of the pressure port of the control disc. From here the passage can be directed, in a particularly simple manner, outwards through the control disc and from there via an external connection to a chamber in which the compressor final pressure substantially prevails.

Another preferred embodiment of the invention is the arrangement of the passage in the pressure port of the optionally last compressor stage in the chamfer, optionally provided in this region, of the radial pressure port boundary which is of substantially straight or else curved shape. Firstly, with this arrangement the passage orifice is very close to the start of the pressure port and, secondly, because of the corresponding position of the orifice it is also possible for the distance from the end face of the impeller to be accurately determined.

A particularly simple embodiment of the invention is also to be found in that the passage discharging into the pressure port of the optionally last compressor stage is in the form of a simple bore. It will be readily apparent that this offers the least difficulties in respect of production methods.

To prevent any escape of liquid and gas, when the compressor is operating at relatively high mass rates of flow, through the passage discharging into the pressure port of the optionally last compressor stage it is proposed to install a non-return valve in a duct communicating with the exterior. This would then open a path for gas or air respectively into the compressor under corresponding operating conditions, i.e. at correspondingly low intake pressures of the compressor.

The invention will be illustrated by way of example below with reference to the accompanying drawings:

Figure 1 shows a cross-section through part of a compressor along the section line BB in Figure 2;

Figure 2 shows a plan view of part of a control disc of the compressor along the section line AA in Figure 1;

Figure 3 shows a cross-section through part of a compressor with intake and pressure connectors arranged on one side of the compressor, along the section line EE in Figure 4;

Figure 4 shows a plan view of part of a control disc along the section line CC in Figure 3;

Figure 5 shows a detail enlargement along the section line DD in Figure 4.

In Fig. 1 an impeller 2 is mounted on a shaft 1 and it rotates in a housing 3 and is bounded at the end face by a control disc 4.

A pressure port 5 connecting the impeller compartments to a pressure chamber 6 is disposed in the control disc 4, the chamber 6 being bounded by a pressure housing 7. The shaft passage to the exterior is sealed by a packing 8.

In accordance with the invention, a passage 9 is provided in the control disc 4 and its orifice is situated at a distance a from the end face of the impeller, this distance corresponding approximately to one vane width or less in the vicinity of the pressure port.

The shaft 1 is again shown in Fig. 2, as is also in plan view the control disc 4 with the pressure port 5 provided therein. The passage 9 leading to the pressure port in the control disc is shown in dash lines and, as evident here, it discharges at the first quarter of the pressure port. Both the liquids expelled from the impeller compartments and the gas leave the compressor through the pressure connector 10.

Figures 3 and 5 illustrate sections of part of a compressor, in which the suction and pressure connectors are disposed on one side of the compressor. The impeller 2 is again mounted on the shaft 1 and the pump delivery chamber is bounded by the housing 3 and at the impeller end face by the control disc 4. The compressor housing 7 comprises both the intake connector 13 and the pressure connector 10 of the

compressor and it is divided by a rib 12 into an intake chamber 14 and the pressure chamber 6. The gas flows through an intake port 11 into the impeller compartments and then exits therefrom, as before, through the pressure port 5. The start of the pressure port 5 is here in the form of a chamfer 16 and the passage 9 according to the invention discharges thereinto; the passage is directed to the exterior through a corresponding housing cam 15. A non-return valve (not shown) can be provided in the passage 9 in the form of a bore or in the adjoining communicating duct; this non-return valve prevents the escape to the exterior of liquid from the pump compartments when the pump is delivering in operating ranges with relatively high mass rates of flow.

CLAIMS:

1. A liquid ring compressor, in particular for the operating range of intake pressures of below 1 bar, with a control disc disposed closely adjacent to at least one end face of the impeller of the optionally last compressor stage and having a pressure port for the delivery medium, characterised in that a passage (9) discharges at the wall of the first quarter (viewed in the direction of rotation) of the permanently open portion of the pressure port (5) of the optionally last compressor stage, which passage communicates on the other side directly with a gas chamber in which the compressor final pressure substantially prevails.

2. A liquid ring compressor according to Claim 1, characterised in that the passage (9) communicates with the gas chamber of a separation vessel connected downstream of the compressor.

3. A liquid ring compressor according to Claim 1 or 2, characterised in that the distance (a) of the orifice of the passage (9) from the end face of the impeller (2) corresponds approximately to one vane thickness or less of the impeller in the vicinity of the pressure port (5).

4. A liquid ring compressor according to any one of Claims 1 to 3, characterised in that the passage (9) in the radially outer boundary of the pressure port (5) discharges at the control disc (4).

5. A liquid ring compressor according to any one of Claims 1 to 4, characterised in that the radial pressure port boundary containing the orifice of the passage (9) is in the form of a chamfer (16).

6. A liquid ring compressor according to Claims 1 to 5, characterised in that the passage (9) is in the form of a simple bore.

7. A liquid ring compressor according to Claims 1 to 6, characterised in that a non-return valve is installed in the passage (9).