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

(11) **EP 2 009 286 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
28.07.2010 Patentblatt 2010/30

(51) Int Cl.:
F04D 17/12 *(2006.01)* ***F04D 29/10*** *(2006.01)*
F04D 29/058 *(2006.01)*

(21) Anmeldenummer: **07012721.2**

(22) Anmeldetag: **28.06.2007**

(54) Wellendichtung für eine Turbomaschine

Shaft sealing for a turbo engine

Joint d'étanchéité d'arbre pour turbomachine

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL PL PT RO SE SI SK TR

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
31.12.2008 Patentblatt 2009/01

(73) Patentinhaber: **SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT**
80333 München (DE)

(72) Erfinder:
- **Gausmann, Rainer, Dr.**
  47058 Duisburg (DE)
- **Hütten, Volker**
  47447 Moers (DE)
- **Schmidt, Marcus**
  46145 Oberhausen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 2 515 315
DE-A1- 4 105 258
DE-C1- 3 221 380
DE-C1- 3 729 486
GB-A- 2 263 949
US-A- 4 500 142

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 2 009 286 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Turbomaschine mit einem Rotor und einer Wellendichtung zur Abdichtung des Rotors , wobei die Wellendichtung als ein Magnetlager zum Abdichten des Rotors ausgeführt ist, das derart ansteuerbar ist, dass durch das Magnetlager auf den Rotor aktiv Kräfte aufbringbar sind.

[0002] Eine Turbomaschine dient zur kontinuierlichen Änderung des thermodynamischen Zustands eines Fluidstroms, wie beispielsweise eine Verdichtung oder eine Expansion eines Gasstroms. Der Turbomaschine wird der Gasstrom zugeführt, dessen thermodynamischer Zustand im Inneren der Turbomaschine durch einen strömungsmechanischen Prozess entsprechend verändert wird.

[0003] Prinzipiell weist die Turbomaschine einen Rotor auf, der von einem Gehäuse umgeben und der relativ zum Gehäuse drehbar ist. Zwischen der Außenseite des Rotors und der Innenseite des Gehäuses ist ein Spalt vorgesehen, wodurch unterbunden ist, dass der Rotor bei seiner Drehung an das Gehäuse anstreift. Der Rotor ist im Allgemeinen an mindestens einem Lager abgestützt, das an dem Gehäuse oder an einem separaten Lagerbock abgestützt und in atmosphärischer Umgebung angesiedelt ist.

[0004] Im Inneren des Gehäuses liegen typischerweise thermodynamische Zustände vor, die unterschiedlich zur atmosphärischen Umgebung sind. Deshalb ist der Spalt in einem Bereich zwischen dem Lager und dem Inneren des Gehäuses abgedichtet, so dass das Innere des Gehäuses zur atmosphärischen Umgebung hin so gut wie gasdicht isoliert ist und ein Gasaustausch zwischen dem Inneren des Gehäuses und der atmosphärischen Umgebung so gut wie nicht stattfinden kann. Weist die Turbomaschine beispielsweise mehrere Stufen auf, in denen stufenweise der thermodynamische Zustand des Gasstroms verändert wird, so ist der Spalt im Bereich zwischen den Stufen entsprechend abgedichtet, so dass ein Gasaustausch zwischen den Stufen so gut wie unterbunden ist.

[0005] Herkömmlich wird die Abdichtung des Rotors mit einer Wellendichtung bewerkstelligt. Die Wellendichtung ist derart konstruiert, dass einerseits die Relativbewegung zwischen dem Rotor und dem Gehäuse möglich ist und andererseits eine Gasleckage durch die Wellendichtung hindurch gering ist.

[0006] Herkömmlich wird die Wellendichtung beispielsweise als eine Labyrinthspitzen aufweisende Labyrinthdichtung ausgeführt. Die Labyrinthdichtung hat jedoch den Nachteil, dass in ihr destabilisierende Tangentialkräfte auftreten können, die den Rotor destabilisieren können. Ein weiterer Nachteil der Labyrinthdichtung ist, dass die Labyrinthspitzen sich bei einer Verschmutzung im Gas leicht zusetzen, wodurch die Wirkungsweise der Labyrinthdichtung beeinträchtigt ist. Ferner sind die Labyrinthspitzen empfindlich gegen mechanischen Verschleiß, insbesondere bei Unrundlauf des Rotors.

[0007] Das Schwingungsverhalten des Rotors, d.h. der radiale Versatz und/oder die Durchbiegung des Rotors, während des Betriebs der Turbomaschine wird hauptsächlich von der rotordynamischen Charakteristik des Rotors bestimmt. Die rotordynamische Charakteristik des Rotors ist gekennzeichnet durch bestimmte Schwingungsmodi, die von der Geometrie des Rotors, den Stoffeigenschaften des Rotormaterials, der Steifheit und der Dämpfung der Rotorlagerung und den thermodynamischen Zuständen im Inneren des Gehäuses bestimmt ist. Eine gutmütige rotordynamische Charakteristik zeichnet sich dadurch aus, dass bei allen möglichen Betriebsbedingungen der Turbomaschine der Rotor nur kleine radiale Bewegungen und/oder nur eine geringe Durchbiegung erfährt.

[0008] Das Schwingungsverhalten des Rotors kann auch aufgrund von Instabilitätszuständen in der Rotorlagerung und/oder der Wellendichtung beeinflusst sein.

[0009] Zur Verbesserung der rotordynamischen Charakteristik des Rotors ist der Einsatz einer Wellendichtung mit einer passiven Dämpfungscharakteristik bekannt, beispielsweise einer Damper-Seal (Honeycomb und/oder Hole Pattern Seal). Die Damper-Seal hat den Vorteil, dass sie auf eine Radialbewegung des Rotors dämpfend wirkt, so dass dadurch die radiale Maximalamplitude des Rotors begrenzt ist.

[0010] Nachteil der Damper-Seal ist, dass ihre Dämpfungswirkung konstruktiv bedingt festgelegt ist. Dadurch ist es unmöglich die Dämpfungswirkung der Damper-Seal auf eine jeweilige Betriebsbedingung der Turbomaschine anzupassen, wodurch die Dämpfungswirkung der Damper-Seal uneffektiv ist. Ferner ist die Damper-Seal empfindlich gegen Verschmutzungen im Gas, so dass sie leicht verstopft. Eine verstopfte Damper-Seal kann sogar einen negativen Effekt auf die rotordynamische Charakteristik des Rotors haben. Dadurch ist die Damper-Seal ständig sauber zu halten, wodurch der Wartungsaufwand der Damper-Seal hoch ist. Somit ist die Verfügbarkeit der Turbomaschine eingeschränkt.

[0011] Aus der deutschen Offenlegungsschrift DE 41 05 258 A1, die als nächstliegender Stand der Technik angesehen wird, und der DE 25 15 315 A1 ist jeweils die Kombination einer Wellendichtung der Labyrinthbauweise mit einer magnetischen Wellenlagerung bekannt. Die deutsche Patentschrift DE 37 29 486 C1 offenbart eine weitestgehend dichtungslose Anordnung eines Verdichters und eines Elektromotors in einem gemeinsamen Gehäuse, wobei ein gemeinsamer Rotor magnetisch gelagert ist. Diese bekannten Ausführungen ermöglichen keine bedeutende Einflussnahme auf die Durchbiegung des Rotors und das Schwingungsverhalten, insbesondere bezüglich Biegeschwingungen.

[0012] Aufgabe der Erfindung ist es eine Wellendichtung für eine Turbomaschine zu schaffen, wobei die Wellendichtung der Turbomaschine eine hohe Verfügbarkeit verleiht, und eine Turbomaschine mit einer hohen Verfügbarkeit zu schaffen.

[0013] Die erfindungsgemäße Wellendichtung für eine

Turbomaschine mit einem Rotor ist als ein Magnetlager zum Abdichten des Rotors ausgeführt, das derart ansteuerbar ist, dass durch das Magnetlager auf den Rotor aktiv Kräfte aufbringbar sind.

[0014] Das Magnetlager weist einen Magnetlagerstator, der an dem Gehäuse der Turbomaschine montiert ist, und einen Magnetlagerrotor auf, der an dem Rotor angebaut ist. Dreht sich der Rotor beim Betrieb der Turbomaschine, so findet eine Relativbewegung zwischen dem Magnetlagerrotor und dem Magnetlagerstator statt. Zwischen dem Magnetlagerrotor und dem Magnetlagerstator ist ein Spalt vorgesehen, so dass der Magnetlagerrotor nicht an den Magnetlagerstator anstreift und diesen nicht mechanisch beschädigt. Der Spalt ist in seinen geometrischen Abmaßen, insbesondere seiner Breite und seiner Höhe, vergleichbar mit dem Spalt beispielsweise einer Honeycomb oder einer Hole Pattern Seal. Dadurch ist die Leckagerate des Magnetlagers in einer ähnlichen Größenordnung wie bei der Honeycomp oder der Hole Pattern Seal, wodurch das Magnetlager eine übliche Abdichtwirkung hat.

[0015] Ferner ist erfindungsgemäß das Magnetlager zum Abdichten des Rotors derart ansteuerbar, dass durch das Magnetlager auf den Rotor aktiv Kräfte aufbringbar sind.

[0016] Diese Kräfte können Tangentialkräfte und/oder Radialkräfte sein. Mit den aktiv aufgebrachten Kräften kann gesteuert das rotordynamische Verhalten des Rotors manipuliert werden. Beispielsweise kann das Ansteuern des Magnetlagers individuell auf einen bestimmten Betriebszustand der Turbomaschine abgestimmt sein. So können die aktiv aufgebrachten Kräfte beispielsweise in Abhängigkeit der Dichte des Fluids, das die Turbomaschine durchströmt, der Drehzahl des Rotors, und/oder eines frequenzabhängigen Verhaltes des Magnetlagers und/oder einer anderen Wellendichtung für jeden beliebigen Betriebspunkt der Turbomaschine abgestimmt werden.

[0017] Ferner kann durch eine entsprechende Ansteuerung des Magnetlagers auf ein unerwartetes Ereignis reagiert werden, wie beispielsweise ein Instabilitätszustand in einem Lager, wie beispielsweise Oil-Whip oder Oil-Whirl in einem Gleitlager oder einem hydrodynamischen Gleitlager, beispielsweise einem Radialkippsegmentgleitlager, mit dem der Rotor gelagert ist.

[0018] Mittels des angesteuerten Magnetlagers können nahezu beliebig Kräfte aktiv auf den Rotor aufgebracht werden, so dass so gut wie jeder noch so ungünstige rotordynamische Zustand des Rotors beherrschbar ist.

[0019] Bevorzugt weist das Magnetlager den Magnetlagerrotor und den Magnetlagerstator auf, wobei der Magnetlagerrotor und/oder der Magnetlagerstator labyrinthartig oder als Hole Pattern Dichtung oder honeycombartig oder als glatter Spalt ausgeführt sind, so dass die Abdichtwirkung des Magnetlagers erhöht ist.

[0020] Durch die labyrinthartige Ausführung des Magnetlagerstators und/oder des Magnetlagerrotors ist der Strömungswiderstand in dem Spalt, der zwischen dem Magnetlagerstator und dem Magnetlagerrotors ausgebildet ist, höher als bei einer glatten Ausführung. Dadurch ist die Leckagerate des Magnetlagers niedrig.

[0021] Die erfindungsgemäße Turbomaschine weist den Rotor und die erfindungsgemäße Wellendichtung zur Abdichtung des Rotors auf.

[0022] Bevorzugt ist die Wellendichtung an einer Stelle des Rotors angesiedelt, an der durch die Wellendichtung die rotordynamische Charakteristik des Rotors manipulierbar ist. Bevorzugt ist durch die Wellendichtung der Starrkörpermode und/oder die Biegeform des Rotors dämpfbar.

[0023] Dadurch kann bei entsprechender Ansteuerung des Magnetlagers aktiv eine Kraft auf den Rotor an dieser Stelle einwirken, so dass durch diese Kraft das rotordynamische Verhalten des Rotors verbessert werden kann.

[0024] Ist beispielsweise der Rotor symmetrisch aufgefädelt und an seinen Längsendbereichen gelagert, so liegt diese Stelle beispielsweise im Wesentlichen in der Mitte des Rotors.

[0025] Es ist bevorzugt, dass die Wellendichtung zur Abdichtung der Turbomaschine gegen die Atmosphäre, insbesondere gegen einen Überdruck, verwendet ist.

[0026] Alternativ ist bevorzugt, dass die Turbomaschine mindestens ein Laufrad aufweist, deren Druckniveaus von der Wellendichtung gegenseitig abgedichtet sind.

[0027] Alternativ ist es bevorzugt, dass, wenn die Turbomaschine mindestens einen Ausgleichskolben aufweist, der Ausgleichskolben die Wellendichtung aufweist.

[0028] Somit können vorteilhaft mehrere Wellenabdichtungen an dem Rotor vorgesehen werden, die als das Magnetlager ausgeführt sind. Dadurch ist es vorteilhaft ermöglicht an mehreren Stellen des Rotors aktiv Kräfte mittels der Magnetlager auf den Rotor ausüben, wodurch das rotordynamische Verhalten des Rotors entsprechend umfangreich manipulierbar ist.

[0029] Ist beispielsweise die Turbomaschine ein Turboverdichter, der zwei gleichartige Druckstufen aufweist, die Back-To-back angeordnet sind, so ist der üblicherweise Turboverdichter in der Rotormitte mit dem Ausgleichskolben ausgestattet. Der Ausgleichskolben weist bevorzugt die Wellendichtung auf, mit der der Ausgleichskolben gegen den Rotor abgedichtet ist. Dadurch, dass die Wellendichtung als das Magnetlager ausgeführt ist, können somit in der Rotormitte aktiv Kräfte auf den Rotor ausgeübt werden, wobei naturgemäß sich der Rotor in der Rotormitte am stärksten durchbiegt. Dadurch ist mittels der an dem Ausgleichskolben angebrachten Wellendichtung das rotordynamische Verhalten des Rotors gut manipulierbar.

[0030] Bevorzugt ist die Turbomaschine der Turboverdichter, noch bevorzugter ein Einwellenverdichter und besonders bevorzugt ein Radialverdichter oder ein Axialverdichter.

[0031] Ferner ist es bevorzugt, dass die Turbomaschi-

ne der Turboverdichter, noch bevorzugter ein Einwellenverdichter und besonders bevorzugt ein Radialverdichter oder ein Axialverdichter.

[0032] Außerdem ist es bevorzugt, dass die Turbomaschine eine Gasturbine oder eine Dampfturbine ist.

[0033] Im folgenden wird ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Turbomaschine anhand der beigefügten schematischen Zeichnungen erläutert. Es zeigt Fig. 1 einen Längsschnitt des Ausführungsbeispiels der Turbomaschine.

[0034] Wie es aus Fig. 1 ersichtlich ist, ist eine Turbomaschine als ein Einwellen-Turboverdichter 1 ausgeführt. Der Turboverdichter 1 ist aufgebaut aus einer ND-Stufe 3 (Niederdruckstufe) und einer HD-Stufe 4 (Hochdruckstufe). Der Turboverdichter 1 ist konstruiert Gas zu verdichten und findet in seiner Bauweise beispielsweise in der Öl- und Gasindustrie Anwendung. Das Gas wird zuerst in der ND-Stufe 3 und dann in der HD-Stufe verdichtet.

[0035] Der Turboverdichter 1 weist ein Gehäuse 2 auf. Das Gehäuse 2 weist für die ND-Stufe 3 einen ND-Saugstutzen 5 und einen ND-Druckstutzen 6 und für die HD-Stufe 4 einen HD-Saugstutzen 7 und einen HD-Druckstutzen 8 auf. Das Gas wird von dem ND-Saugstutzen 5 angesaugt, in der ND-Stufe 3 verdichtet und von dem ND-Druckstutzen 6 abgegeben. Dann strömt das Gas durch einen Zwischenkühler (nicht gezeigt), in dem das Gas gekühlt wird. Danach strömt das Gas durch den HD-Saugstutzen 7 in die HD-Stufe 4 zur weiteren Verdichtung und wird danach von dem HD-Druckstutzen 8 abgegeben.

[0036] Der Turboverdichter 1 weist einen Rotor 9 auf, an dem ein Abschnitt für die ND-Stufe 3 und ein Abschnitt für die HD-Stufe 4 vorgesehen ist. Der Rotor 9 weist eine Welle 10 auf, die ihrerseits eine Kupplung 11 aufweist, an der der Rotor 9 mittels eines Antriebs (nicht gezeigt) antreibbar ist. Die Welle 10 weist zwei einander abgewandte Längsendbereiche auf, an denen der Rotor 9 mittels Radial-/Axiallagern 12 gelagert ist.

[0037] Für die ND-Stufe 3 weist der Rotor 9 vier ND-Laufräder 13, und für die HD-Stufe 4 weist der Rotor 9 vier HD-Laufräder 14 auf. Stromauf der Laufräder 13, 14 ist jeweils ein Rückführkanal vorgesehen, der in der ND-Stufe 3 von den ND-Zwischenböden 15 und in der HD-Stufe 4 von den HD-Zwischenböden 16 gebildet sind.

[0038] Außerhalb des Turboverdichters 1 herrscht eine atmosphärische Umgebung. An den Radial-/Axiallagern 12 ist der Rotor 9 gegen das Gehäuse 2 zur atmosphärischen Umgebung hin mittels als Labyrinthdichtungen 17 ausgeführte Gasdichtungen abgedichtet. Die Gasdichtungen können beispielsweise auch als Schwimmringdichtungen oder als Gleitringdichtungen ausgeführt sein.

[0039] Die ND-Laufräder 13 und die HD-Laufräder 14 sind in Back-to-back-Anordnung auf der Welle 10 aufgefädelt. Zwischen der ND-Stufe 3 und der HD-Stufe 4 ist ein Ausgleichskolben 18 vorgesehen, der die ND-Stufe 3 von der HD-Stufe 4 abtrennt. Beim Betrieb des Turboverdichters 1 liegt an der einen der ND-Stufe 3 zugewandten Seite des Ausgleichskolben 18 der Enddruck der ND-Stufe 3, und an der anderen der HD-Stufe 4 zugewandten Seite des Ausgleichskolbens 18 der Enddruck der HD-Stufe 4 an. Dadurch stellt sich quer zum Ausgleichskolben 18 ein Druckunterschied ein.

[0040] Der Ausgleichskolben 18 weist ein Magnetlager 19 auf, mit dem der Ausgleichskolben 18 gegen die Welle 10 abgedichtet ist. Das Magnetlager 19 weist einen Magnatlagerstator, der an dem Ausgleichskolben 18 fest angebaut ist, und einen Magnetlagerrotor auf, der auf der Welle 10 fest montiert ist. Zwischen dem Magnetlagerstator und dem Magnetlagerrotor ist ein Spalt vorgesehen, so dass im Betrieb des Turboverdichters 1 der Magnetlagerrotor nicht an den Magnetlagerstator anstreift. Entsprechend der chemischen Zusammensetzung und der Entzündbarkeit des Gases ist das Magnetlager 19 gekapselt oder ungekapselt ausgeführt.

[0041] Hervorgerufen durch den Druckunterschied quer zum Ausgleichskolben 18 stellt sich im Betrieb des Turboverdichters 1 eine Gasleckage von der HD-Stufe 4 zur ND-Stufe 3 ein. Der Spalt ist in seiner Breite und Höhe derart gestaltet, dass die Gasleckage gering ist.

[0042] Der Rotor 9 weist jeweils dieselbe Anzahl von ND-Laufrädern 13 und HD-Laufrädern 14 auf, nämlich vier, so dass der Ausgleichskolben 18 in der Mitte des Rotors 9 angesiedelt ist. In der Mitte des Rotors 9 hat dieser bezüglich des ersten Biegemodes die größte Biegeamplitude beim Betrieb des Turboverdichters 1.

[0043] Das Magnetlager 19 ist von außerhalb des Turboverdichters 1 mittels einer Steuerung (nicht gezeigt) ansteuerbar, so dass durch das Magnetlager 19 auf die Welle 10 und somit auf den Rotor 9 aktiv Kräfte aufbringbar sind. Dadurch, dass das Magnetlager 19 in der Mitte des Rotors 9 angeordnet ist, können genau dort aktiv Kräfte auf den Rotor 9 aufgebracht werden, wo die größte Biegeamplitude des Rotors 9 beim Betrieb des Turboverdichters herrscht. Dadurch können beispielsweise Radialkräfte und/oder Tangentialkräfte auf den Rotor aufgebracht werden, wodurch das rotordynamische Verhalten des Rotors 9 effektiv beinflussbar ist. Dabei wird das Magnetlager 19 als ein drittes Lager und/oder Stabilisator (z.B. wenn nur Tangentialkräfte aufgebracht werden) neben den beiden Radial-/Axiallagern 12 in der Mitte des Rotors 9 benutzt. Ferner kann mittels des Magnetlagers 19 eine zusätzliche Dämpfung des Rotors 9 bereitgestellt werden, wodurch Lateralschwingungen des Rotors 9 wirksam gedämpft werden können. Dadurch sind die Wellenschwingungen des Rotors gering, wodurch die rotierenden Dichtelemente des Turboverdichters 1 weniger Verschleiß und dadurch eine längere Lebensdauer haben. Deshalb können die Labyrinthspalte kleiner ausgeführt und dadurch die Leckagen und kreisenden Mengen verringert werden.

[0044] Generell ist die maximal mögliche Baulänge des Rotors 9 unter anderem durch sein rotordynamisches Verhalten vorgegeben. Dadurch, dass das Magnetlager 19 begrenzend auf die Lateralschwingungen

des Rotors 9 einwirkt, kann der Rotor 9 mit einer Baulänge vorgesehen werden, die größer ist als die maximal mögliche Baulänge, die lediglich möglich wäre, wenn das Magnetlager 19 nicht vorgesehen ist.

[0045] Ferner können durch das Magnetlager 19 gezielt Tangentialkräfte auf den Rotor 9 aufgebracht werden, wodurch den typischerweise destabilisierenden Dichtungskräften mittels des Magnetlagers 19 entgegengewirkt werden kann.

Bezugszeichenliste

[0046]

1	Turboverdichter
2	Gehäuse
3	ND-Stufe
4	HD-Stufe
5	ND-Saugstutzen
6	ND-Druckstutzen
7	HD-Saugstutzen
8	HD-Druckstutzen
9	Rotor
10	Welle
11	Kupplung
12	Radial-/oder Axiallager
13	ND-Laufrad
14	HD-Laufrad
15	ND-Zwischenboden
16	HD-Zwischenboden
17	Labyrinthdichtung
18	Ausgleichskolben
19	Magnetlager

Patentansprüche

1. Turbomaschine mit einem Rotor (9) und einer Wellendichtung (19) zur Abdichtung des Rotors (9), wobei die Wellendichtung als ein Magnetlager (19) zum Abdichten des Rotors (9) ausgeführt ist, das derart ansteuerbar ist, dass durch das Magnetlager (19) auf den Rotor (9) aktiv Kräfte aufbringbar sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Turbomaschine mindestens einen Ausgleichskolben (18) mit der Wellendichtung (19) aufweist.

2. Turbomaschine gemäß Anspruch 1, wobei das Magnetlager (19) einen Magnetlagerrotor und einen Magnetlagerstator aufweist, wobei der Magnetlagerrotor und/oder der Magnetlagerstator labyrinthartig oder als Hole Pattern Dichtung oder honeycombartig oder als glatter Spalt ausgeführt sind, so dass die Abdichtwirkung des Magnetlagers (19) erhöht ist.

3. Turbomaschine gemäß Anspruch 1, wobei die Wellendichtung (19) an einer Stelle des Rotors (9) angesiedelt ist, an der durch die Wellendichtung (19) die rotordynamische Charakteristik des Rotors (9) manipulierbar ist.

4. Turbomaschine gemäß Anspruch 3, wobei durch die Wellendichtung (19) der Starrkörpermode und/oder die Biegeform des Rotors dämpfbar ist.

5. Turbomaschine gemäß einem der Ansprüche 2 bis 4, wobei die Wellendichtung (19) zur Abdichtung der Turbomaschine (1) gegen die Atmosphäre, insbesondere gegen einen Überdruck, verwendet ist.

6. Turbomaschine gemäß einem der Ansprüche 2 bis 5, wobei die Turbomaschine (1) mindestens ein Laufrad aufweist, deren Druckniveaus von der Wellendichtung (19) gegenseitig abgedichtet sind.

7. Turbomaschine gemäß einem der Ansprüche 2 bis 6, wobei die Turbomaschine ein Turboverdichter (1) ist.

8. Turbomaschine gemäß Anspruch 7, wobei der Turboverdichter ein Einwellenverdichter (1) ist.

9. Turbomaschine gemäß Anspruch 8, wobei der Turboverdichter ein Radialverdichter (1) oder ein Axialverdichter ist.

10. Turbomaschine gemäß einem der Ansprüche 2 bis 7, wobei die Turbomaschine eine Gasturbine oder eine Dampfturbine ist.

Claims

1. Turbo-engine with a rotor (9) and with a shaft seal (19) for sealing off the rotor (9), the shaft seal being designed as a magnetic bearing (19) for sealing off the rotor (9), which magnetic bearing can be activated in such a way that forces can be applied actively to the rotor (9) by means of the magnetic bearing (19), **characterized in that** the turbo-engine has at least one balancing piston (18) having the shaft seal (19).

2. Turbo-engine according to Claim 1, the magnetic bearing (19) having a magnetic-bearing rotor and a magnetic-bearing stator, the magnetic-bearing rotor and/or the magnetic-bearing stator being designed in the manner of a labyrinth or as a hole-pattern seal or in the manner of a honeycomb or as a smooth gap, so that the sealing-off action of the magnetic bearing (19) is increased.

3. Turbo-engine according to Claim 1, the shaft seal (19) being situated at a location on the rotor (9) at which the rotor-dynamic characteristic of the rotor (9) can be manipulated by means of the shaft seal (19).

4. Turbo-engine according to Claim 3, the rigid-body mode and/or the flexural form of the rotor being capable of being damped by means of the shaft seal (19).

5. Turbo-engine according to one of Claims 2 to 4, the shaft seal (19) being used for sealing off the turbo-engine (1) with respect to the atmosphere, in particular with respect to an excess pressure.

6. Turbo-engine according to one of Claims 2 to 5, the turbo-engine (1) having at least one impeller, the pressure levels of which are sealed off reciprocally by the shaft seal (19).

7. Turbo-engine according to one of Claims 2 to 6, the turbo-engine being a turbo-compressor (1).

8. Turbo-engine according to Claim 7, the turbo-compressor being a single-shaft compressor (1).

9. Turbo-engine according to Claim 8, the turbo-compressor being a radial compressor (1) or an axial compressor.

10. Turbo-engine according to one of Claims 2 to 7, the turbo-engine being a gas turbine or a steam turbine.

Revendications

1. Turbomachine ayant un rotor (9) et une étanchéité (19) d'arbre pour rendre étanche le rotor (9), l'étanchéité d'arbre étant réalisée pour rendre étanche le rotor (9) sous la forme d'un palier (19) magnétique, qui peut être commandé de manière à pouvoir appliquer des forces actives sur le rotor (9) par le palier (19) magnétique,
caractérisée en ce que la turbomachine a au moins un piston (18) de compensation avec l'étanchéité (19) d'arbre.

2. Turbomachine suivant la revendication 1,
dans laquelle le palier (19) magnétique a un rotor de palier magnétique et un stator de palier magnétique, le rotor de palier magnétique et/ou le stator de palier magnétique étant réalisé sous forme de labyrinthe ou sous forme d'étanchéité hole pattern ou de type à nid d'abeille ou sous la forme d'une fente lisse de manière à augmenter l'effet d'étanchéité du palier (19) magnétique.

3. Turbomachine suivant la revendication 1,
dans laquelle l'étanchéité (19) d'arbre est implantée à l'endroit du rotor (9) où la caractéristique dynamique du rotor (9) peut être manipulée par l'étanchéité (19) d'arbre.

4. Turbomachine suivant la revendication 3,
dans laquelle le mode en corps rigide et/ou la forme en flexion du rotor peut être amorti par l'étanchéité (19) d'arbre.

5. Turbomachine suivant l'une des revendications 2 à 4,
dans laquelle l'étanchéité (19) d'arbre est utilisée pour rendre étanche la turbomachine (1) vis-à-vis de l'atmosphère, notamment vis-à-vis d'une surpression.

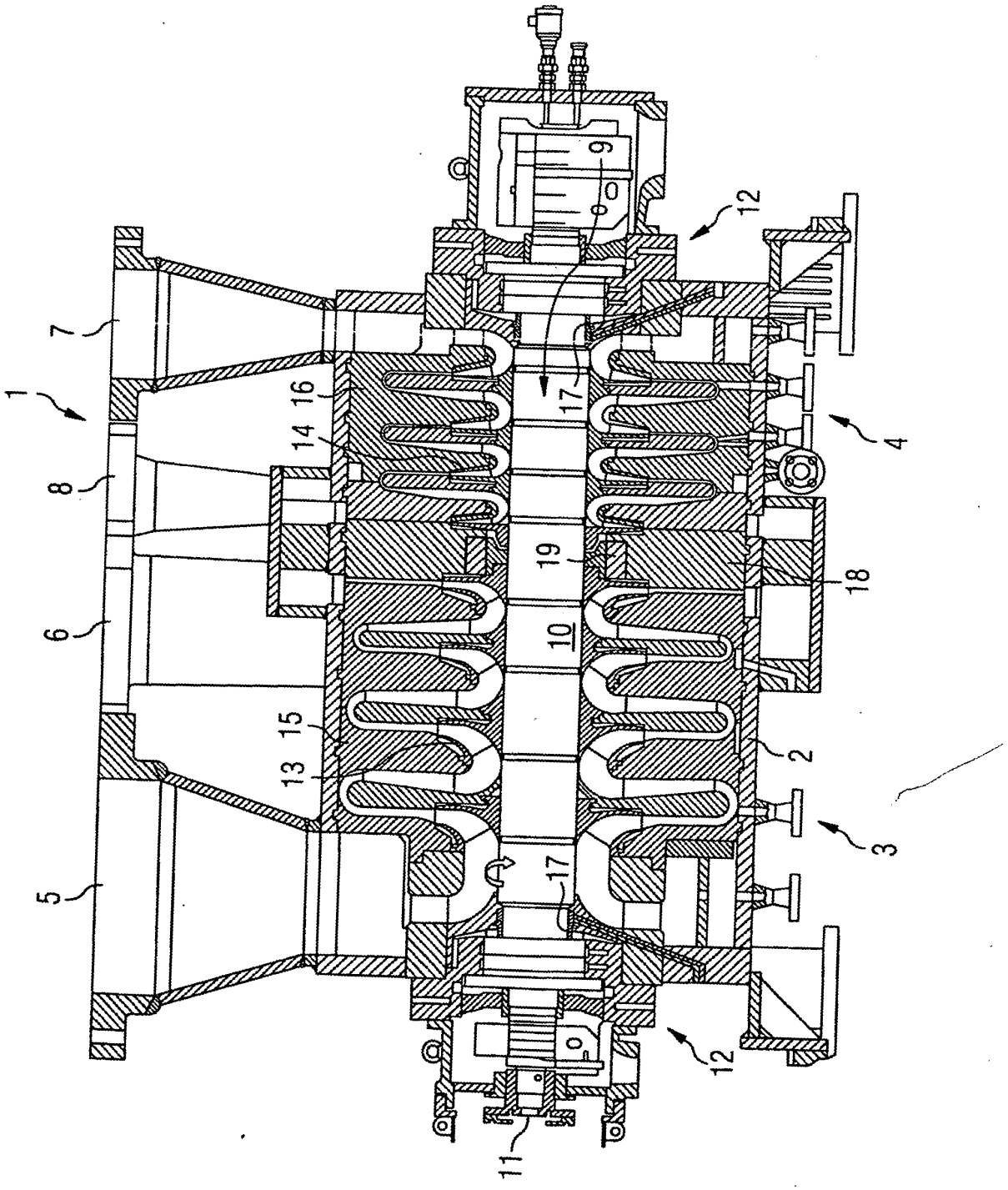
6. Turbomachine suivant l'une des revendication 2 à 5,
dans laquelle la turbomachine (1) a au moins une roue dont les niveaux de pression sont rendus mutuellement étanches par l'étanchéité (19) d'arbre.

7. Turbomachine suivant l'une des revendication 2 à 6,
dans laquelle la turbomachine est un turbocompresseur (1).

8. Turbomachine suivant la revendication 7,
dans laquelle le turbocompresseur est un compresseur (1) à un seul arbre.

9. Turbomachine suivant la revendication 8,
dans laquelle le turbocompresseur est un compresseur (1) centrifuge radial ou un compresseur à flux axial.

10. Turbomachine suivant l'une des revendications 2 à 7,
dans laquelle la turbomachine est une turbine à gaz ou une turbine à vapeur.


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 4105258 A1 **[0011]**
- DE 2515315 A1 **[0011]**
- DE 3729486 C1 **[0011]**