

(19)



(11)

EP 2 743 460 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
05.04.2017 Patentblatt 2017/14

(51) Int Cl.:
F01D 11/00 ^(2006.01) **F16J 15/44** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **13196792.9**

(22) Anmeldetag: **12.12.2013**

(54) **Wellenabdichtung**

Shaft seal

Système d'étanchéité d'arbre

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **14.12.2012 EP 12197324**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.06.2014 Patentblatt 2014/25

(73) Patentinhaber: **ABB Turbo Systems AG
5400 Baden (CH)**

(72) Erfinder:
• **Vacca, Andrea
5242 Lupfig (CH)**

• **Rechin, Thomas
5400 Baden (CH)**

(74) Vertreter: **ABB Patent Attorneys
c/o ABB Schweiz AG
Intellectual Property CH-IP
Brown Boveri Strasse 6
5400 Baden (CH)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A1- 1 860 299 EP-A1- 1 947 373
EP-A2- 2 375 000**

EP 2 743 460 B1

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).

Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf das Gebiet der Strömungsmaschinen, insbesondere der mit Abgasen von Brennkraftmaschinen beaufschlagten Abgasturboladern.

Sie betrifft eine Wellenabdichtung einer solchen Strömungsmaschine.

Stand der Technik

[0002] Für die Leistungssteigerung einer Verbrennungskraftmaschine werden heutzutage standardmässig Abgasturbolader eingesetzt, mit einer Turbine im Abgastrakt der Verbrennungskraftmaschine und mit einem der Verbrennungskraftmaschine vorgelagerten Verdichter, welcher mit der Turbine über eine gemeinsame Welle verbunden ist. Mit der Aufladung eines Verbrennungsmotors mittels Abgasturbolader wird die Füllmenge und somit das Kraftstoffgemisch in den Zylindern erhöht und daraus ein merklicher Leistungsanstieg für den Motor gewonnen. Optional kann die im Abgas eines Verbrennungsmotors gebundene Energie mittels einer Nutzturbine in elektrische oder mechanische Energie gewandelt werden. Dabei ist anstelle eines Verdichters wie beim Abgasturbolader ein Generator oder ein mechanischer Verbraucher an der Turbinenwelle angeschlossen.

[0003] Ein Abgasturbolader setzt sich standardmässig aus einem Rotor, bestehend aus einer Welle, einem Verdichterrad und einem Turbinenrad, aus einer Lagerung für die Welle, aus strömungsführenden Gehäuseteilen (Verdichtergehäuse resp. Turbinengehäuse) und aus dem Lagergehäuse zusammen.

[0004] Aufgrund des hohen Prozessdruckes im turbinen- wie auch verdichterseitigen Strömungsbereich ist die Welle des Abgasturboladers gegenüber dem Hohlraum des Lagergehäuses mit einem passenden Dichtkonzept abzudichten. Der Innendruck im Hohlraum des Lagergehäuses entspricht üblicherweise dem atmosphärischen Druck. Der Gasdruck im Strömungskanal der Verdichter- respektive Turbinenseite hängt dagegen vom aktuellen Betriebspunkt des Abgasturboladers ab und liegt in den meisten Betriebspunkten über dem Druck im Hohlraum des Lagergehäuses. In gewissen Fällen ist aber auch mit einem Unterdruck zu rechnen, z.B. im Teillastbetrieb oder bei Stillstand.

[0005] Aus DE 20 25 125 ist eine turbinenseitige Wellenabdichtung eines Abgasturboladers bekannt, welche sich aus einer einfachen Ölfangkammer turbinenseitig vom Radiallager sowie einem Kolbenring mit Dichtwirkung zwischen der Welle und dem Lagergehäuse zusammensetzt. Das axial aus dem Radiallager austretende Lageröl spritzt auf die nach Aussen versetzte und rotierende Wellenschulter und wird durch Zentrifugalkräfte in die Ölfangkammer geschleudert. Das derart abgeschleuderte Lageröl fliesst anschliessend der Schwer-

kraft folgend innerhalb der Ölfangkammer nach unten und wieder zurück in den Ölkreislauf der Lagerschmierung.

[0006] Zur Reduktion der Gasleckage aus dem Strömungskanal durch den Radrückraum der Turbine in den Hohlraum des Lagergehäuses werden standardmässig Kolbenringe aus Metall, beispielsweise Grauguss, eingesetzt. Der unter Spannung stehende Kolbenring wird in einer radialen Nut mit axialer Anschlagschulter im Lagergehäuse verspannt. Als Gegenstück zum Kolbenring wird die rotierende Welle mit einer radialen Nut versehen, wobei der Kolbenring innerhalb dieser Nut axial gefangen ist und diese radial überdeckt. Aufgrund des Differenzdrucks zwischen dem Abgasdruck und dem Druck im Inneren des Lagergehäuses wird der Kolbenring in Richtung des vorhandenen Druckgradienten innerhalb der Nut axial auf Anschlag verschoben. Durch die axiale Auflage des Kolbenrings an einer der Nutinnenfläche schleift sich dieser ein und dichtet das Lagergehäuseplenum relativ zur Abgasströmung ab. Zur Verbesserung der Dichtwirkung können auch zwei oder mehr Kolbenringe eingesetzt werden, wie dies etwa in CH 661 964 A5, US 3 180 568, US 4 196 910 oder EP 1 860 299 offenbart ist. In diesen Dokumenten ist gezeigt, wie sich die Dichtwirkung gegenüber den heissen Abgasen durch die zusätzliche Verwendung von Sperrluft respektive Entlüftung der Raums zwischen den beiden Kolbenringen erhöhen lässt und dadurch ein Entweichen der Abgase ins Lagergehäuse gänzlich unterbunden werden kann.

[0007] Aus DE 37 37 932 A1 ist eine turbinenseitige Wellenabdichtung eines Abgasturboladers bekannt, bei welcher der Ölablauf aus dem Radiallager zwischen der Lagerstelle und den beiden Kolbenringen erfolgt. Dabei wird zur Verbesserung der Öldichtheit anstelle einer einfachen axialen Wellenschulter eine zusätzliche Schleuderscheibe verwendet. Die Menge des im Bereich der Kolbenringnut auftretenden unerwünschten Lageröls kann damit erheblich reduziert werden. Analog erfolgt in den Wellenabdichtungen gemäss US 4 268 229 sowie DE 30 21 349 der Ölablauf zwischen dem Radiallager und dem benachbarten Kolbenring, wobei der Ölablauf immer aus einer Kammer besteht. Zusätzlich wird der Hohlraum zwischen den beiden Kolbenringen mittels eines zusätzlichen Verbindungskanals mit dem Hohlraum des Lagergehäuses verbunden und auf atmosphärischen Umgebungsdruck belüftet. Die resultierende Druckdifferenz über dem linken Kolbenring wird dadurch unterbunden, sodass der Kolbenring vorwiegend eine ölabdichtende jedoch nicht heissgasabdichtende Funktion übernimmt. Somit übernimmt nur der rechte Kolbenring die Abdichtung zwischen dem unter Druck stehenden Strömungskanal und dem Hohlraum des Lagergehäuses. Durch diese Konstruktionsvarianten ergeben sich demnach zwei getrennte Abläufe für die Medien Öl (aus Radiallager) sowie Abgas (aus Strömungskanal) wobei die Abläufe durch einen Kolbenring getrennt werden. Das aus dem Radiallager austretende Schmieröl spritzt unter Umständen axial in den Kolbenringbereich

der Gasabdichtung und flutet im ungünstigsten Falle die gesamte Kolbenringnut. Üblicherweise ist der Gasdruck im Strömungskanal eines Verdichters oder Turbine grösser als der Innendruck im Lagergehäuse des Turboladers. So hat eine positive Druckdifferenz (Druck im Strömungskanal ist höher als im Hohlraum des Lagergehäuses) zur Folge, dass die sich einstellende Gasleckage die Kolbenringdichtung durchbläst und das unbeabsichtigt in den Kolbenringbereich eingedrungene Lageröl zurück in die Ölfangkammer des Lagergehäuses befördert.

[0008] Dem entgegenzuwirken versucht die in DE 10 2004 055 429 B3 beschriebene Dichtungseinrichtung für eine geschmierte Lagerung einer Rotorwelle, die ein Lagergehäuse eines Abgasturboladers gegen ein zugeführtes Schmiermittel in axialer Richtung abdichtet. Auf der Rotorwelle ist eine erste Dichtung in Form eines Spaltes, eines Labyrinths oder eines Kolbenrings und eine zweite Dichtung in Form eines engen Spaltes oder eines Labyrinths vorgesehen, welche zwischen sich einen sich ringförmig um den Umfang der Rotorwelle erstreckenden Ölablaufkanal einschließen, der mittels einer gehäuseseitigen Ölablaufnut und einer in achsgleicher Position angeordneten wellenseitigen Ölablaufnut aufgebaut ist. Im Ölablaufkanal ist ein in radialer Richtung der Rotorwelle mit einem Ende frei in den ringförmigen Ölablaufkanal ragender ringförmiger Dichtsteg vorgesehen, der eine in axialer Richtung wirkende Barriere für in den Ölablaufkanal eindringendes Schmiermittel darstellt und den Spalt der zweiten Dichtung radial überdeckt.

[0009] Bei allen beschriebenen Wellenabdichtkonzepten besteht unter gewissen Umständen die Gefahr, dass heisse Gase aus dem Radrückraum der Abgasturbine durch die Kolbenringabdichtung entweichen, und das im Kolbenringbereich sowie der Ölablaufnuten verbleibende Lageröl lokal verbrennt und dadurch eine starke Verkokung der Wellenabdichtung und damit verbundenem Verschleiss verursacht. Die Verkokungsgefahr nimmt mit steigender Abgastemperatur und erhöhter Gasleckage durch die Kolbenringe sowie schlechter Bauteilkühlung zu. So ist eine aktive Kühlung dieser Dichtungspartie entscheidend für die Betriebssicherheit der Wellenabdichtung. EP2375000 offenbart eine Wellenabdichtung zwischen dem Lagergehäuse und der Welle einer Strömungsmaschine, welche eine lauftradseitige Dichtung sowie eine lagerseitige Dichtung umfasst, wobei zwischen der lauftradseitigen Dichtung und der lagerseitigen Dichtung eine Ölablaufkammer vorgesehen ist, welche von einer dritten Dichtung zwischen dem Lagergehäuse und der Welle begrenzt ist. Zwischen der dritten Dichtung und der lauftradseitigen Dichtung ist eine Gasaustrittskammer angeordnet, wobei die Konstruktion durch mindestens eine Ölspritzbohrung im Bereich der Ölablaufrinne aktiv gekühlt wird, wodurch eine Verkokung der Wellenabdichtung unterbunden werden kann. Die dritte Dichtung trennt dabei das Öl aus der Ölablaufkammer vom Gas aus der Gasaustrittskammer ab. Optional wird der wellenseitige Teil der Dichtung durch einen Aufsatz auf der Welle gebildet.

Kurze Darstellung der Erfindung

[0010] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine verbesserte Wellenabdichtung einer in einem Lagergehäuse gelagerten Welle einer Strömungsmaschine zu schaffen bei welcher die Verkokungsgefahr der Kolbenringabdichtung durch verbesserte Wärmeabführung aus der Dichtungspartie minimiert werden kann.

[0011] Bei einer gattungsgemässen Wellenabdichtung einer in einem Lagergehäuse gelagerten Welle einer Strömungsmaschine zwischen einem Hohlraum im Lagergehäuse und einem Radrückraum eines Laufrades der Strömungsmaschine mit einem auf der Welle sitzenden Aufsatz, umfassend eine lauftradseitige Dichtung in Form mindestens eines Kolbenrings zwischen dem Lagergehäuse und dem Aufsatz sowie eine lagerseitige Dichtung in Form eines Dichtspaltes zwischen dem Lagergehäuse und dem Aufsatz, wobei zwischen der lauftradseitigen Dichtung und der lagerseitigen Dichtung eine Ölablaufkammer vorgesehen ist, wobei die Ölablaufkammer von einer dritten Dichtung in Form eines Dichtspaltes zwischen dem Lagergehäuse und dem Aufsatz begrenzt ist, und dass zwischen der dritten Dichtung und der lauftradseitigen Dichtung eine Gasaustrittskammer angeordnet ist, und wobei der Aufsatz eine Kontur aufweist, die zusammen mit dem Lagergehäuse die Ölablaufkammer sowie die Gasaustrittskammer bildet und mindestens eine Nut zur Aufnahme des mindestens einen Kolbenrings umfasst, ist erfindungsgemäss der Sitz des Aufsatzes auf der Welle in zwei axial beabstandete, radial kraftübertragungsfähige Auflagebereiche zur Welle unterteilt, welche derart ausgebildet sind, dass sie eine Kraftübertragung in radiale Richtung ermöglichen, wobei der eine, lauftradseitig angeordnete der beiden Auflagebereiche, axial im Bereich eines des mindestens einen Kolbenrings der lauftradseitigen Dichtung angeordnet ist. Durch die beiden kurzen Sitze an den jeweiligen Enden des Aufsatzes (Wellendichtungsbüchse) anstelle eines langen, durchgängigen Sitzes lässt sich die Kontaktfläche zwischen Welle und Lageraufsatz und somit der Wärmeeintrag vom Laufrad durch die Welle reduzieren, wobei vorteilhafterweise zwischen den beiden axial beabstandeten, radial kraftübertragungsfähigen Auflagebereichen des Aufsatzes auf der Welle ein mit Luft gefüllter Hohlraum ausgebildet ist.

[0012] Durch die Anordnung des lauftradseitigen Sitzes direkt im Bereich des Kolbenrings lassen sich fliehkraftbedingte Verformungen gering halten.

[0013] Optional ist in das Lagergehäuse radial ausserhalb der Ölablaufkammer eine Ölablaufrinne eingelassen und im Lagergehäuse mindestens eine Ölspritzbohrung angeordnet, mit welcher die Ölablaufrinne mit Öl beaufschlagt werden kann, wobei die Ölablaufrinne sich in axialer Richtung bis über den mindestens einen Kolbenring der lauftradseitigen Dichtung erstreckt.

[0014] Dadurch lässt sich ein hoher Anteil der Wärme im Lagerbereich direkt radial ausserhalb der Kolbenringe über das Schmieröl abführen.

[0015] Vorteilhafterweise ist dabei die Ölablaufrinne in axialer Richtung zur lauftradseitigen Dichtung hin zur Achse geneigt ausgebildet, so dass das lagerseitig in die Ölablaufrinne geführte Öl aufgrund der Schwerkraft in axialer Richtung zur Lauftradseite hin strömt. Optional werden die Kolbenringe der lauftradseitigen Dichtung direkt mit einem Kühlmedium (Sperrluft) beaufschlagt. Dadurch wird ein Eindringen von heissen Gasen aus dem Rückraum des Lauftrades in den Lagerspalt verhindert.

[0016] Optional kann der Aufsatz (Wellendichtungsbüchse) um die Funktion eines Torsionsdämpfers erweitert werden, dies kann durch eine leichte Pressung am lagerseitigen Sitz, sowie einer starken Verpressung am lauftradseitigen Sitz erreicht werden. Wobei die Pressung am vorderen Sitz entsprechend der Dämpfungsanforderungen ausgelegt sein muss. Zusätzlich oder alternativ dazu kann ein Reibelement im Sitz eingebracht werden, wie z.B. ein Teflonband, dadurch können bei Torsionsschwingungen Relativbewegungen an der Welle ausgenützt werden um das Dämpfungsmass weiter zu erhöhen.

[0017] Optional kann derjenige Bereich des Lagergehäuses, welcher Teil der erfindungsgemäss ausgebildeten Wellenabdichtung ist, als ein Einsatzstück ausgebildet sein. Das Einsatzstück kann bei betriebsbedingter Abnutzung leicht ersetzt oder aber etwa zu Reinigungszwecken kurzzeitig aus dem Lagergehäuse ausgebaut werden. Zudem ist als Material für dieses Einsatzstück ein Werkstoff mit möglichst hoher Wärmeleiteigenschaft zu wählen.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0018] Nachfolgend wird die erfindungsgemässe Wellenabdichtung anhand von Zeichnungen detailliert erläutert. Dabei zeigt

Fig. 1 eine teilweise aufgeschnittene Ansicht eines Abgasturboladers gemäss dem Stand der Technik mit einem Radialverdichter und einer Axialturbine,

Fig. 2 einen entlang der Welle geführten Schnitt durch eine turbinenseitige Wellenabdichtung eines Abgasturboladers gemäss dem Stand der Technik,

Fig. 3 einen entlang der Welle geführten Schnitt durch eine turbinenseitige Wellenabdichtung eines Abgasturboladers gemäss dem Stand der Technik mit einem Aufsatz auf der Welle,

Fig. 4 einen entlang der Welle geführten Schnitt durch eine erfindungsgemässe, turbinenseitige Wellenabdichtung eines Abgasturboladers.

Weg zur Ausführung der Erfindung

[0019] Fig. 1 zeigt einen Abgasturbolader gemäss dem Stand der Technik mit einem Radialverdichter 70 und einer Axialturbine 10. Das Gehäuse des abgebildeten Abgasturboladers ist teilweise aufgeschnitten dargestellt, um den Rotor mit dem Verdichterrad 71, der Welle 20 und dem Turbinenrad 11 sehen zu können. Die Luftführung vom Lufteintritt 72 zum Verdichterrad 71 ist mit einem dicken Pfeil angedeutet. Turbinenseitig wird das heisse Abgas durch den Gaseintritt 12 über das Turbinenrad 11 bis zum Gasaustritt 13 geleitet. Die Welle 20 ist im Lagergehäuse 30 drehbar gelagert, in der Regel mittels zweier Radiallager und mindestens eines Axiallagers.

[0020] Fig. 2 zeigt eine Wellenabdichtung nach dem Stand der Technik, welche den Hohlraum 50 im Lagergehäuse vom Radrückraum 15 eines Turbinenrades 11 trennt. Dabei umfasst das Lagergehäuse im Bereich der Wellenabdichtung ein Einsatzstück 31 (Dichtbüchse), welches als separates Bauteil realisiert ist. Das Einsatzstück 31 ist ringförmig ausgebildet und umfasst eine radial äussere Ölablaufrinne 52 für das aus dem Radiallager 34 radial nach Aussen geschleuderte sowie seitlich abgegebene Spritzöl. Das Einsatzstück wird direkt oder indirekt mit Spritzöl bespritzt und dadurch aktiv gekühlt. Das Spritzöl wird durch die Ölspritzbohrung 61 auf die zu kühlenden Bauteile geleitet. Die Versorgung mit Spritzöl erfolgt durch den Ölkanal 60 im Lagergehäuse 30. Die Ölspritzbohrung 61 ist derart ausgeführt und ausgerichtet, dass das Spritzöl im Bereich des Lagergehäuses 30 auf die Innenkontur 63 trifft und das Einsatzstück im Bereich der Ölablaufrinne 52 benetzt. Durch das Spritzöl sowie dem Öl aus der Lagerung 34 und Ölablaufrinne 51 werden das Einsatzstück und die darin befindlichen Kolbenringe, Dichtungen und Ablaufkammern umfassend gekühlt und eine Verkokung weitgehend unterbunden. Zur Erhöhung der Kühlwirkung auf die Kolbenringe und Ablaufkammern ist das Einsatzstück 31 vorzugsweise aus einem Material mit möglichst hoher Wärmeleiteigenschaft gefertigt. Die Ölablaufrinne 52 ist in axialer Richtung von einer radial ausgezogenen Dichtplatte 32 begrenzt die wiederum selbst durch das Öl im Ablaufkanal 51 gekühlt wird. Das Einsatzstück umfasst weiter Aussparungen zur Aufnahme zweier in Serie angeordneter Kolbenringe 41 und 42. Das Einsatzstück umfasst weiter im radial innenliegenden Bereich eine Ölablaufkammer 53, eine separate Gasaustrittskammer 55 für die Gasleckage aus den beiden Kolbenringen 41 und 42 sowie einen Dichtsteg 33 welcher die Ölablaufkammer 53 und die Gasaustrittskammer 55 voneinander trennt.

[0021] Die Ölablaufrinne 51 zwischen dem Radiallager 34 und der Dichtplatte 32 bildet den ersten Hauptablaufkanal des aus dem Radiallager austretenden Lageröls. Die Dichtplatte 32 bildet mit einem radial gegenüberliegenden ersten Steg 21 der Welle 20 einen ersten radialen Dichtspalt 43, aufgrund dessen ein Eindringen des Lageröls aus der Ölablaufrinne 51 in die Ölablaufkammer

53 minimiert wird. Die rotierende Wellenkontur der Ölablaufkammer 53 ist mit einer radial nach Innen versetzten Ablaufnut versehen, wodurch sich innerhalb der Ölablaufkammer 53 zwei Abspritzkanten links und rechts dieser Nut ergeben. Das durch die Abspritzkanten in den durch die Nut im Einsatzstück 31 gebildeten, radial äusseren Bereich der Ölablaufkammer 53 geschleuderte Öl fliesst aufgrund der Schwerkraft innerhalb der Ölablaufkammer 53 entlang der Kontur des Einsatzstücks 31 nach unten. Damit das Lageröl aus der Ölablaufkammer 53 in den Ölkreislauf der Lagerschmierung zurückgeführt werden kann, weist die Ölablaufkammer 53 im unteren Bereich mindestens einen Ölablaufkanal 54 auf.

[0022] Das Einsatzstück 31 der erfindungsgemäss ausgebildeten Wellenabdichtung zeichnet sich durch eine neben der Ölablaufkammer 53 angeordnete Gasaustrittskammer 55 aus, die von der Ölablaufkammer 53 durch einen umlaufenden Dichtsteg 33 abgetrennt ist. Die ringförmig ausgebildete Gasaustrittskammer 55 wird für das Sammeln des durch die Kolbenringe 41 und 42 durchströmenden heissen Gases verwendet. Der Dichtsteg 33 bildet mit einem radial gegenüberliegenden zweiten Steg 22 der Welle 20 einen zweiten radialen Dichtspalt 44. Der Dichtspalt 44 trennt erfindungsgemäss die beiden Medien Öl aus der Ölablaufkammer 53 vom Gas aus der Gasaustrittskammer 55 sauber ab. Das in der Gasaustrittskammer 55 aufgefangene Gas wird wiederum durch mindestens einen separaten Gasablaufkanal 56 innerhalb des Einsatzstücks 31 und getrennt vom Ölablaufkanal 54 ins gemeinsame Volumen des Hohlraums 50 im Lagergehäuse überführt. Durch die gezielte Trennung der beiden Abläufe soll eine Vermischung der beiden Medien im Bereich der Ölablaufkammer 53 unterbunden und dadurch die Verkokungsgefahr im Dichtverbund reduziert werden. Zudem wird durch die grosse Ölablaufrinne 51 sowie der ersten Dichtstelle 43 der Hauptanteil des aus dem Radiallager 34 austretenden Lageröls nach Aussen hin abgeführt und über die Ölablaufrinne 52 von der Kolbenringpartie ferngehalten.

[0023] Fig. 3 zeigt die Wellenabdichtung nach Fig. 2 (der besseren Übersicht halber sind nur die gegenüber Fig. 2 zusätzlichen Merkmale mit Bezugszeichen versehen), bei welcher die rotierende Wellenkontur der Turbine im Bereich der Wellenabdichtung durch einen hülsenförmigen Aufsatz 81 ausgeführt ist. Der Aufsatz 81 ist dabei auf einen langen Sitz 82 auf der Welle aufgeschraubt und eine auf der Welle ausgebildete Kante dient dem Aufsatz 81 als Axialanschlag 83.

[0024] Fig. 4 illustriert die erfindungsgemässe Weiterentwicklung der Wellenabdichtung nach Fig. 3. Dabei sind das Lagergehäuse, der Aufsatz sowie der Wellensitz derart ausgebildet, dass der Wärmeaustrag über die Ölkühlung maximiert und der Wärmeeintrag über den Auflagebereich zur Welle minimiert wird. Der Aufsatz ist vorteilhafterweise aus einem gut wärmeleitenden Material zu fertigen.

[0025] Erfindungsgemäss liegt der Aufsatz 81 mit zwei kurzen Sitzen auf der Welle 20 auf. Zwischen dem lager-

seitigen Sitz 821 und dem Laufradseitigen Sitz 822 erstreckt sich ein luftgefüllter Hohlraum 85, welcher als Isolationsschicht zwischen dem Aufsatz und der Welle dient. In axiale Richtung liegt der Aufsatz mit einem Axialanschlag 83 an der Welle an. In der dargestellten Ausführungsform weist der ringförmige Aufsatz 81 vier aussenliegende Nuten auf. Die beiden lagerseitigen Nuten bilden zusammen mit entsprechenden Nuten in dem Einsatzstück 31 des Lagergehäuses die oben beschriebenen, aus dem Stand der Technik bekannten Ölablaufkammer 53 und Gasaustrittskammer 55. Die beiden laufradseitigen Nuten des Aufsatzes dienen der Aufnahme zweier Kolbenringe 41 und 42, welche die laufradseitige Dichtung der Wellenabdichtung bilden. Die beiden Kolbenringe liegen an dem Einsatzstück 31 des Lagergehäuses an. Das Einsatzstück 31 des Lagergehäuses weist eine Ölablaufrinne 52 auf, welche die Zufuhr von Schmieröl in einen Bereich radial ausserhalb des Aufsatzes ermöglicht. Erfindungsgemäss erstreckt sich die Ölablaufrinne in axialer Richtung bis über mindestens einen der Kolbenringe 41 und 42, so dass die Kühlung der laufradseitigen Dichtung mittels Schmieröl gewährleistet werden kann. Die Ölablaufrinne 52 weist eine Neigung zur Achse auf, so dass das in die Ölablaufrinne eingebrachte Schmieröl aufgrund der Schwerkraft zur Laufradseite der Ölablaufrinne entlang fließen kann. Das Lagergehäuse 30 und das Einsatzstück 31 sind dabei derart ausgebildet, dass im bezüglich der Schwerkraft unteren Bereich eine Abflussmöglichkeit für das Schmieröl vorgesehen ist. In der Figur ist der Ölfluss mit dünnen, dunklen Pfeilen dargestellt. Vorteilhafterweise wird zur Kühlung der Wellenabdichtung Schmieröl aus dem Lagerbereich, im konkreten Beispiel aus der Zufuhrleitung zum Radiallager, verwendet.

[0026] In der dargestellten Ausführungsform weist die Wellenabdichtung eine Sperrluftversorgung auf. Dabei wird, mit kleinen, weissen Pfeilen dargestellt, verdichtete Luft von der Verdichterseite (oder extern zugeführt) über einen Sperrluftkanal im Lagergehäuse 30 in den Lager-spalt laufradseitig der laufradseitigen Kolbenringdichtung geführt. Die Sperrluft dient dabei der direkten Kühlung der Dichtung einerseits, andererseits verhindert sie, dass heisses Gas aus dem Radrückraum 15 des Laufrades in den Dichtungsspalt eindringen kann.

[0027] Optional kann der Aufsatz (Wellendichtungsbüchse) um die Funktion eines Torsionsdämpfers erweitert werden, dies kann durch eine leichte Pressung am lagerseitigen Sitz 821, sowie einer starken Verpressung am laufradseitigen Sitz 822 erreicht werden. Wobei die Pressung am lagerseitigen Sitz entsprechend der Dämpfungsanforderungen ausgelegt sein muss. Zusätzlich oder alternativ dazu kann ein schwingungsdämpfendes Reibelement 86 im Sitz eingebracht werden, wie z.B. ein Teflonband. Dadurch können bei Torsionsschwingungen Relativbewegungen an der Welle ausgenützt werden um das Dämpfungsmass weiter zu erhöhen.

[0028] Optional kann das Lagergehäuse im Bereich der erfindungsgemäss ausgebildeten Wellenabdichtung

ohne separates Einsatzstück ausgebildet sein. In diesem Fall sind die entsprechenden Nuten, Dichtplatten und Dichtstege direkt ins Lagergehäuse eingelassen. Gegenüber der einteilig ausgebildeten Variante ohne separates Einsatzstück weist die ausführlich beschriebene Ausführungsform mit separatem Einsatzstück 31 den Vorteil auf, dass das Einsatzstück 31 zwecks Kühlung der Dichtungspartie aus einem Material mit guter Wärmeleitfähigkeit (z.B. Ck45) gefertigt werden kann und somit unabhängig ist vom verwendeten Lagergehäusematerial (z.B. GGG-40). Weiter ist ein Einsatzstück bei betriebsbedingter Abnutzung leicht zu ersetzen oder aber etwa zu Reinigungszwecken kurzzeitig aus dem Lagergehäuse auszubauen.

[0029] In der dargestellten Ausführungsform umfasst die Wellenabdichtung zwei Kolbenringe 41 und 42. Alternativ kann auch nur ein Kolbenring vorgesehen sein oder es können in dem Bereich oder an anderen Stellen der Wellenabdichtung weitere Kolbenringe vorgesehen sein.

[0030] Die dargestellte und detailliert beschriebene Ausführungsform zeigt die erfindungsgemäss ausgebildete Wellenabdichtung auf der Turbinenseite eines Abgasturboladers oder einer Nutzturbine. Natürlich kann die erfindungsgemäss ausgebildete Wellenabdichtung auch bei einer beliebigen anderen Strömungsmaschine eingesetzt werden.

Bezugszeichenliste

[0031]

10	Turbine
11	Turbinenrad
12	Gaseinlass
13	Gasaustritt
15	Radrückraum des Laufrades
20	Welle
21, 22	Dichtsteg
30	Lagergehäuse
31	Einsatzstück des Lagergehäuses
32	Dichtplatte
33	Dichtsteg
34	Radiallager
35	Zuführleitung für Kühlmedium (Sperrluft)
39	Haubenabdeckung
41, 42	Kolbenring
43, 44	radialer Dichtspalt
50	Hohlraum im Lagergehäuse
51, 52	Ölablaufrinne
53	Ölablaufkammer
54	Ölablaufkanal
55	Gasaustrittskammer
56	Gasablaufkanal
60	Ölkanal
61	Ölspritzbohrung
62	Lagerflansch
63	Innenkontur

70	Verdichter
71	Verdichterrad
72	Luft Eintritt
81	Mit der Welle mitrotierender Aufsatz
5 821, 822	Wellensitz
83	Axialanschlag
85	Hohlraum
86	schwingungsdämpfendes Element

10

Patentansprüche

1. Wellenabdichtung einer in einem Lagergehäuse (30) gelagerten Welle (20) einer Strömungsmaschine zwischen einem Hohlraum (50) im Lagergehäuse (30) und einem Radrückraum (15) eines Laufrades (11) der Strömungsmaschine, mit einem auf der Welle sitzendem Aufsatz (81), umfassend eine lauf-radseitige Dichtung in Form mindestens eines Kolbenrings (41, 42) zwischen dem Lagergehäuse (30, 31) und dem Aufsatz (81) sowie eine lagerseitige Dichtung in Form eines Dichtspaltes (43) zwischen dem Lagergehäuse (30, 31) und dem Aufsatz (81), wobei zwischen der lauf-radseitigen Dichtung und der lagerseitigen Dichtung eine Ölablaufkammer (53) vorgesehen ist, wobei die Ölablaufkammer (53) von einer dritten Dichtung in Form eines Dichtspaltes (44) zwischen dem Lagergehäuse (30, 31) und dem Aufsatz (81) begrenzt ist, wobei zwischen der dritten Dichtung und der lauf-radseitigen Dichtung eine Gasaustrittskammer (55) angeordnet ist, und wobei der Aufsatz (81) eine Kontur aufweist, die zusammen mit dem Lagergehäuse die Ölablaufkammer (53) sowie die Gasaustrittskammer (55) bildet und mindestens eine Nut zur Aufnahme des mindestens einen Kolbenrings (41, 42) umfasst, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Sitz des Aufsatzes (81) auf der Welle in zwei axial beabstandete, radial kraftübertragungsfähige Auflagebereiche (821, 822) unterteilt ist, wobei der eine, lauf-radseitig angeordnete der beiden Auflagebereiche (822), axial im Bereich eines des mindestens einen Kolbenrings (41, 42), der lauf-radseitigen Dichtung angeordnet ist.
2. Wellenabdichtung nach Anspruch 1, wobei axial zwischen den beiden Auflagebereichen (821, 822) ein von der Welle (20) und dem Aufsatz (81) begrenzter Hohlraum (85) ausgebildet ist.
3. Wellenabdichtung nach Anspruch 1 oder 2, wobei in das Lagergehäuse (30, 31) radial ausserhalb der Ölablaufkammer (53) eine Ölablaufrinne (52) eingelassen ist und im Lagergehäuse (30) mindestens eine Ölspritzbohrung (61) angeordnet ist, mit welcher die Ölablaufrinne mit Öl beaufschlagt werden kann, wobei die Ölablaufrinne sich in axialer Richtung bis über den mindestens einen Kolbenring (41, 42) der lauf-radseitigen Dichtung erstreckt.

4. Wellenabdichtung nach Anspruch 3, wobei die Öl-
ablaufrinne (52) in axialer Richtung zur lauf-
radseitigen Dichtung hin zur Achse geneigt ausge-
bildet ist, so dass das lagerseitig in die Öl-
ablaufrinne geführte Öl aufgrund der Schwerkraft in axialer Richtung zur
Lauf-
radseite hin strömt. 5
5. Wellenabdichtung nach einem der Ansprüche 1 bis
5, wobei beim lagerseitigen der beiden Auflage-
bereiche (822) zwischen der Welle (20) und dem Auf-
satz (81) ein schwingungsdämpfendes Element (86)
angerordnet ist. 10
6. Wellenabdichtung nach einem der Ansprüche 1 bis
5, wobei das Lagergehäuse im Bereich der Wel-
lenabdichtung ein Einsatzstück (31) umfasst, in wel-
ches Ausnehmungen eingelassen sind, welche die
Ölablaufkammer (53) sowie die Gasaustrittskammer
(55) bilden. 15
7. Wellenabdichtung nach einem der Ansprüche 1 bis
6, wobei der Aufsatz (81) aus einem Material gefer-
tigt ist, welches gegenüber dem Material der Welle
eine höhere Wärmeleitfähigkeit aufweist. 20
8. Wellenabdichtung nach einem der Ansprüche 1 bis
7, wobei im Lagergehäuse (30, 31) eine Zuführlei-
tung zum Einbringen eines gasförmigen Kühlmedi-
ums in den Spaltbereich zwischen dem Lagergehäu-
se (30, 31) und dem Aufsatz (81) angeordnet ist,
wobei die Zuführleitung lauf-
radseitig der lauf-
radseitigen Dichtung in den Spalt zwischen dem Lagerge-
häuse (30, 31) und dem Aufsatz (81) mündet. 25
9. Strömungsmaschine, umfassend mindestens ein
auf einer Welle (20) angeordnetes Laufrad (11) so-
wie ein Lagergehäuse (30), in welchem die Welle
(20) drehbar gelagert ist, wobei zwischen dem La-
gergehäuse (30) und der Welle (20) eine Wellenab-
dichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8 ange-
ordnet ist. 30
10. Abgasturbolader oder Nutzturbine, umfassend min-
destens ein auf einer Welle (20) angeordnetes Tur-
binen-Laufrad (11), sowie ein Lagergehäuse (30), in
welchem die Welle (20) drehbar gelagert ist, wobei
zwischen dem Lagergehäuse (30) und der Welle
(20) eine Wellenabdichtung nach einem der Ansprü-
che 1 bis 8 angeordnet ist. 35

Claims

1. Shaft seal of a shaft (20), mounted in a bearing hous-
ing (30), of a turbomachine, between a cavity (50) in
the bearing housing (30) and an impeller backspace
(15) of an impeller (11) of the turbomachine, having
a crown (81) seated on the shaft, comprising an im-
peller-side seal in the form of at least one piston ring
(41, 42) between the bearing housing (30, 31) and
the crown (81), and a bearing-side seal in the form
of a sealing gap (43) between the bearing housing
(30, 31) and the crown (81), wherein an oil discharge
chamber (53) is provided between the impeller-side
seal and the bearing-side seal, wherein the oil dis-
charge chamber (53) is bounded by a third seal in
the form of a sealing gap (44) between the bearing
housing (30, 31) and the crown (81), wherein a gas
outlet chamber (55) is arranged between the third
seal and the impeller-side seal, and wherein the
crown (81) has a contour which, together with the
bearing housing, forms the oil discharge chamber
(53) and the gas outlet chamber (55), and at least
one groove for receiving the at least one piston ring
(41, 42), **characterized in that** the seat of the crown
(81) on the shaft is divided into two axially separate,
radially force-transmitting contact regions (821,
822), wherein that one (822) of the two contact re-
gions which is arranged on the impeller side is ar-
ranged axially in the region of one of the at least one
piston rings (41, 42) of the impeller-side seal. 40
2. Shaft seal according to Claim 1, wherein a cavity
(85) bounded by the shaft (20) and the crown (81)
is formed axially between the two contact regions
(821, 822). 45
3. Shaft seal according to Claim 1 or 2, wherein an oil
discharge channel (52) is introduced into the bearing
housing (30, 31) radially outside the oil discharge
chamber (53), and at least one oil injection bore (61)
is arranged in the bearing housing (30) and serves
to charge the oil discharge channel with oil, wherein
the oil discharge channel extends in the axial direc-
tion past the at least one piston ring (41, 42) of the
impeller-side seal. 50
4. Shaft seal according to Claim 3, wherein the oil dis-
charge channel (52) is inclined with respect to the
axis, in the axial direction towards the impeller-side
seal, such that gravity causes the oil guided into the
oil discharge channel on the bearing side to flow in
the axial direction towards the impeller side. 55
5. Shaft seal according to one of Claims 1 to 5, wherein,
in the case of the bearing-side one of the two contact
regions (822), a vibration-damping element (86) is
arranged between the shaft (20) and the crown (81). 60
6. Shaft seal according to one of Claims 1 to 5, wherein
the bearing housing comprises, in the region of the
shaft seal, an insert (31) into which are introduced
cutouts which form the oil discharge chamber (53)
and the gas outlet chamber (55). 65
7. Shaft seal according to one of Claims 1 to 6, wherein

the crown (81) is made of a material having greater thermal conductivity than the material of the shaft.

8. Shaft seal according to one of Claims 1 to 7, wherein in the bearing housing (30, 31) there is arranged a supply line for introducing a gaseous coolant into the gap region between the bearing housing (30, 31) and the crown (81), wherein the supply line opens on the impeller side of the impeller-side seal into the gap between the bearing housing (30, 31) and the crown (81).
9. Turbomachine, comprising at least one impeller (11) arranged on a shaft (20), and a bearing housing (30) in which the shaft (20) is rotatably mounted, wherein a shaft seal according to one of Claims 1 to 8 is arranged between the bearing housing (30) and the shaft (20).
10. Exhaust-gas turbocharger or power turbine, comprising at least one turbine impeller (11) arranged on a shaft (20), and a bearing housing (30) in which the shaft (20) is rotatably mounted, wherein a shaft seal according to one of Claims 1 to 8 is arranged between the bearing housing (30) and the shaft (20).

Revendications

1. Système d'étanchéité d'arbre d'un arbre (20) de turbomachine supporté dans un logement de palier (30) entre une cavité (50) dans le logement de palier (30) et un espace arrière de roue (15) d'une roue mobile (11) de la turbomachine, comprenant un chapeau (81) reposant sur l'arbre, comprenant un joint d'étanchéité du côté de la roue mobile sous la forme d'au moins un segment de piston (41, 42) entre le logement de palier (30, 31) et le chapeau (81) ainsi qu'un joint d'étanchéité du côté du palier sous la forme d'une fente d'étanchéité (43) entre le logement de palier (30, 31) et le chapeau (81), une chambre d'écoulement d'huile (53) étant prévue entre le joint d'étanchéité du côté de la roue mobile et le joint d'étanchéité du côté du palier, la chambre d'écoulement d'huile (53) étant limitée par un troisième joint d'étanchéité sous la forme d'une fente d'étanchéité (44) entre le logement de palier (30, 31) et le chapeau (81), une chambre de sortie de gaz (55) étant disposée entre le troisième joint d'étanchéité et le joint d'étanchéité du côté de la roue mobile, et le chapeau (81) présentant un contour qui forme conjointement avec le logement de palier la chambre d'écoulement d'huile (53) ainsi que la chambre de sortie de gaz (55) et qui comprend au moins une rainure pour recevoir l'au moins un segment de piston (41, 42), **caractérisé en ce que** le siège du chapeau (81) est divisé sur l'arbre en deux régions d'appui espacées axialement (821, 822), aptes à transférer la force

radialement, l'une des deux régions d'appui (822), disposée du côté de la roue mobile, étant disposée axialement dans la région de l'au moins un segment de piston (41, 42) du joint d'étanchéité du côté de la roue mobile.

2. Système d'étanchéité d'arbre selon la revendication 1, dans lequel une cavité (85) limitée par l'arbre (20) et le chapeau (81) est réalisée axialement entre les deux régions d'appui (821, 822).
3. Système d'étanchéité d'arbre selon la revendication 1 ou 2, dans lequel, dans le logement de palier (30, 31), radialement à l'extérieur de la chambre d'écoulement d'huile (53), est réalisée une rigole d'écoulement d'huile (52), et au moins un alésage de pulvérisation d'huile (61) est disposé dans le logement de palier (30), avec lequel la rigole d'écoulement d'huile peut être sollicitée avec de l'huile, la rigole d'écoulement d'huile s'étendant dans la direction axiale jusqu'au-delà de l'au moins un segment de piston (41, 42) du joint d'étanchéité du côté de la roue mobile.
4. Système d'étanchéité d'arbre selon la revendication 3, dans lequel la rigole d'écoulement d'huile (52) est réalisée sous forme inclinée vers l'axe dans la direction axiale vers le joint d'étanchéité du côté de la roue mobile, de telle sorte que l'huile guidée du côté du palier dans la rigole d'écoulement d'huile s'écoule vers le côté de la roue mobile dans la direction axiale sous l'effet de la force de pesanteur.
5. Système d'étanchéité d'arbre selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, dans lequel un élément amortissant les vibrations (86) est disposé au niveau de la région d'appui située du côté du palier parmi les deux régions d'appui (822) entre l'arbre (20) et le chapeau (81).
6. Système d'étanchéité d'arbre selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, dans lequel le logement de palier comprend dans la région du système d'étanchéité d'arbre une pièce d'insertion (31) dans laquelle sont pratiqués des évidements qui forment la chambre d'écoulement d'huile (53) ainsi que la chambre de sortie de gaz (55).
7. Système d'étanchéité d'arbre selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, dans lequel le chapeau (81) est fabriqué à partir d'un matériau qui présente par rapport au matériau de l'arbre une plus grande conductibilité thermique.
8. Système d'étanchéité d'arbre selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, dans lequel une conduite d'alimentation est disposée dans le logement de palier (30, 31) pour introduire un fluide de refroidissement gazeux dans la région de la fente entre

le logement de palier (30, 31) et le chapeau (81), la conduite d'alimentation débouchant du côté de la roue mobile du joint d'étanchéité du côté de la roue mobile dans la fente entre le logement de palier (30, 31) et le chapeau (81).

5

9. Turbomachine comprenant au moins une roue mobile (11) disposée sur un arbre (20) ainsi qu'un logement de palier (30) dans lequel l'arbre (20) est supporté à rotation, un système d'étanchéité d'arbre selon l'une quelconque des revendications 1 à 8 étant disposé entre le logement de palier (30) et l'arbre (20).
10. Turbocompresseur à gaz d'échappement ou turbine utile, comprenant au moins une roue mobile de turbine (11) disposée sur un arbre (20) ainsi qu'un logement de palier (30) dans lequel l'arbre (20) est supporté à rotation, un système d'étanchéité d'arbre selon l'une quelconque des revendications 1 à 8 étant disposé entre le logement de palier (30) et l'arbre (20).

10

15

20

25

30

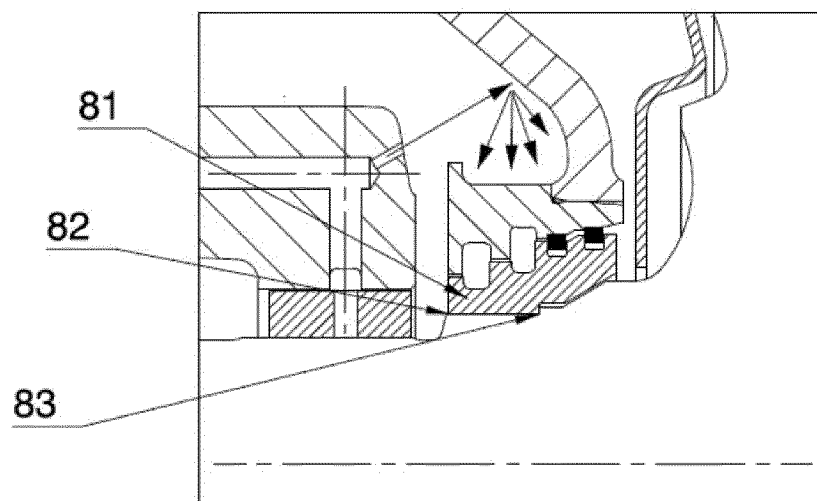
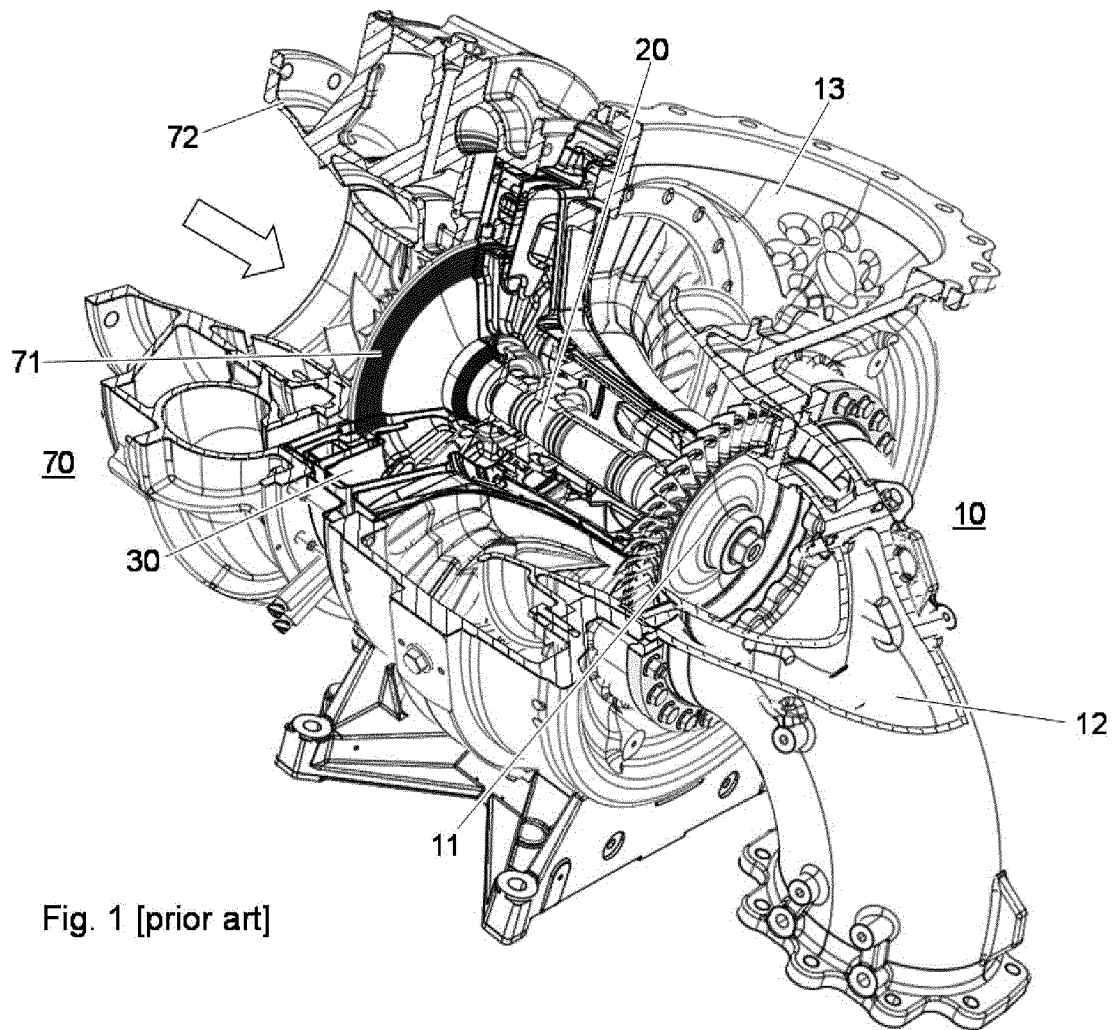
35

40

45

50

55



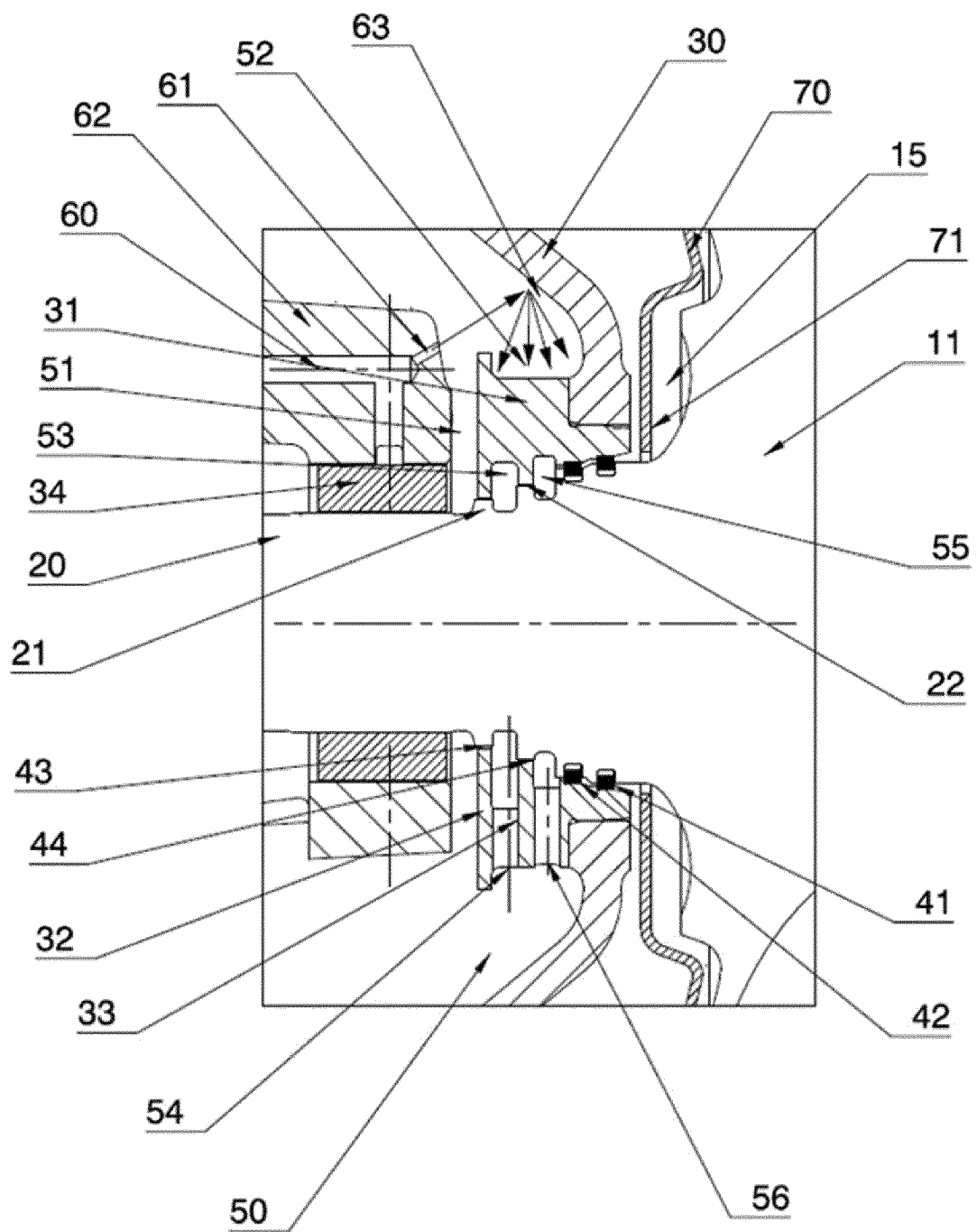


Fig. 2 (prior art)

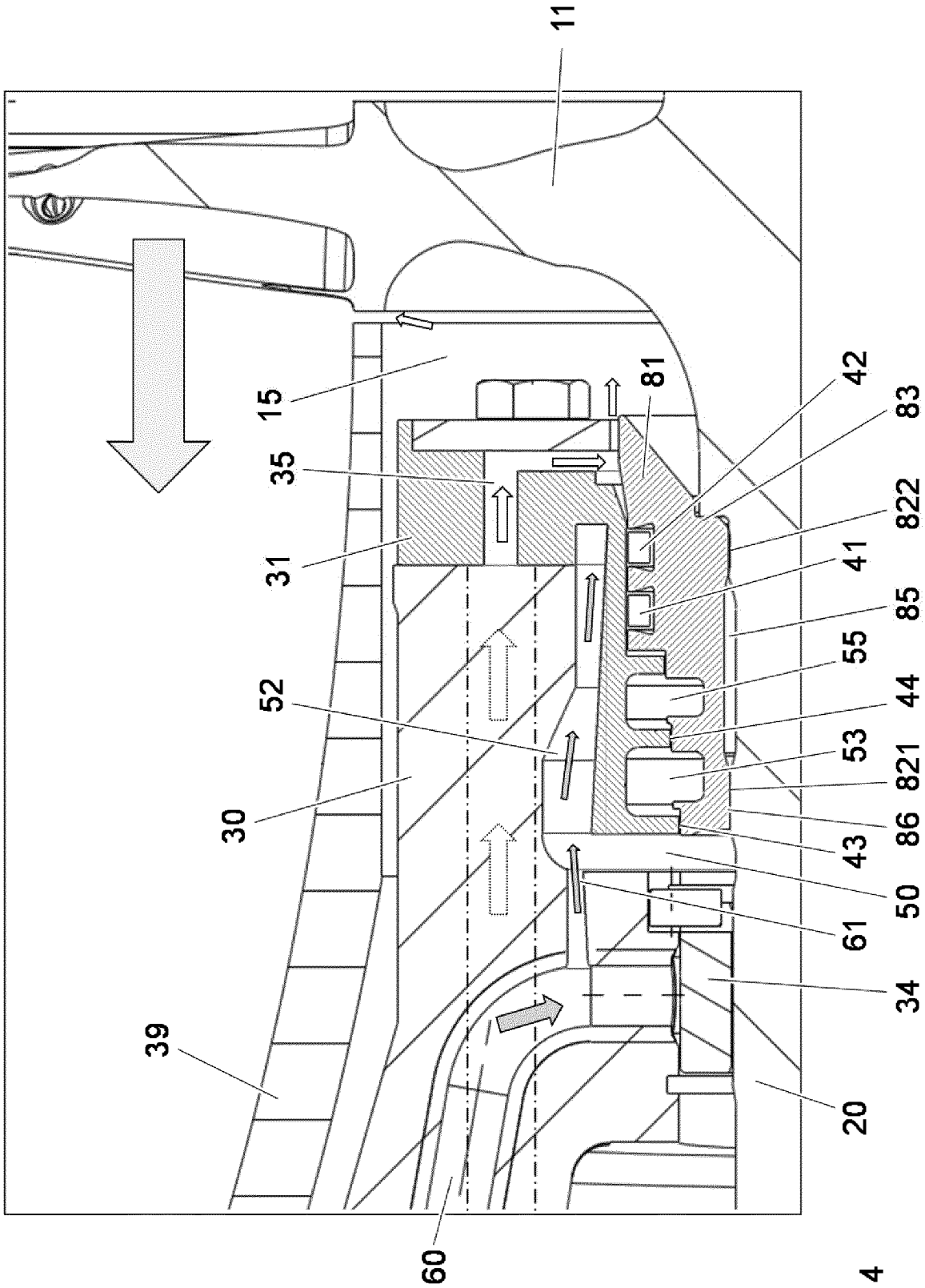


Fig. 4

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 2025125 [0005]
- CH 661964 A5 [0006]
- US 3180568 A [0006]
- US 4196910 A [0006]
- EP 1860299 A [0006]
- DE 3737932 A1 [0007]
- US 4268229 A [0007]
- DE 3021349 [0007]
- DE 102004055429 B3 [0008]
- EP 2375000 A [0009]