

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
01. November 2018 (01.11.2018)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2018/197213 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F02C 6/12 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2018/059299

(22) Internationales Anmeldedatum:
11. April 2018 (11.04.2018)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2017 207 173.7
28. April 2017 (28.04.2017) DE

(71) Anmelder: **CONTINENTAL AUTOMOTIVE GMBH**
[DE/DE]; Vahrenwalder Straße 9, 30165 Hannover (DE).

(72) Erfinder: **BÖNING, Ralf**; Glastalstraße 33, 67829 Reif-
felbach (DE). **KLAUS, Michael**; Carl-Orff-Str. 18, 93105

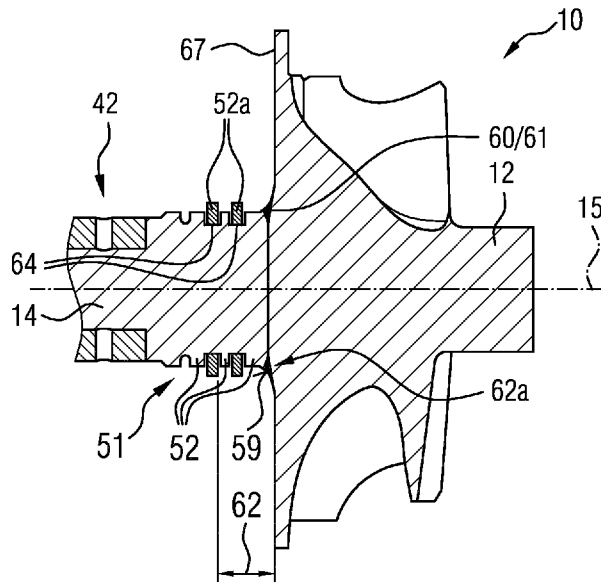
Tegernheim (DE). **FRANKENSTEIN, Dirk**; Lessingstras-
se 6, 67592 Flörsheim-Dalsheim (DE). **LEHMAYR, Bern-
hard**; Kirchfeldallee 165, 93055 Regensburg (DE). **FER-
LING, Bruno**; Robert-Koch-Straße 23, 67259 Beinders-
heim (DE).

(81) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM,
DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN,
KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD,
ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO,
NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW,
SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(54) Title: TURBOCHARGER WITH PREDETERMINED BREAKING POINT FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: TURBOLADER MIT SOLLBRUCHSTELLE FÜR EINE BRENNKRAFTMASCHINE

FIG 3



(57) **Abstract:** The invention relates to a turbocharger (1) for an internal combustion engine, comprising a bearing housing (41) in which a turbocharger rotor (10) is mounted in a rotatable manner about the rotor rotational axis (15) of the rotor shaft (14). A turbine wheel (12) is rotationally fixed on the rotor shaft (14) and is arranged in a turbine housing (21) secured to the bearing housing (41). An oil seal is arranged between the rotor shaft (14) and the bearing housing (41), between the turbine wheel (12) and a radial bearing (42) paired with the turbine wheel (12), in order to seal the bearing housing (41) from the turbine housing (21). Advantageously, a predetermined breaking point (61) is formed for the turbocharger rotor (10) of the turbocharger (1), said breaking point lying in a breaking point region (62) which extends axially between the turbine wheel back (67) and a rotor shaft oil seal (51) axial end (53) facing the turbine wheel back.

(57) **Zusammenfassung:** Die Erfindung betrifft einen Turbolader (1) für eine Brennkraftmaschine, mit einem Lagergehäuse (41), in dem ein Turboladerläufer (10) drehbar um die Läuferdrehachse (15) seiner Läuferwelle (14) in dem Lagergehäuse (41) gelagert ist,



(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

wobei ein Turbinenrad (12), drehfest auf der Läuferwelle (14) und in einem am Lagergehäuse (41) festgelegten Turbinengehäuse (21) angeordnet ist. Zwischen der Läuferwelle (14) und dem Lagergehäuse (41) ist zur Abdichtung des Lagergehäuses (41) gegenüber dem Turbinengehäuse (21), zwischen dem Turbinenrad (12) und einem dem Turbinenrad (12) zugeordneten Radiallager (42) eine Öldichtung angeordnet. In vorteilhafter Weise ist eine Sollbruchstelle (61) für den Turboladerläufer (10) des Turboladers (1) ausgebildet, die in einem Bruchstellenbereich (62) liegt, der sich axial zwischen dem Turbinenradrücken (67) und einem dem Turbinenradrücken zugewandten axialen Ende (53) der Läuferwellen-Öldichtung (51) erstreckt.

Beschreibung

Turbolader mit Sollbruchstelle für eine Brennkraftmaschine

- 5 Die Erfindung betrifft einen Turbolader mit einer Sollbruchstelle am Turboladerläufer für eine Brennkraftmaschine.

Abgasturbolader werden vermehrt zur Leistungssteigerung bei Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotoren eingesetzt. Dies geschieht
10 immer häufiger mit dem Ziel, den Verbrennungsmotor bei gleicher oder gar gesteigerter Leistung in Baugröße und Gewicht zu reduzieren und gleichzeitig den Verbrauch und somit den CO₂-Ausstoß, im Hinblick auf immer strenger werdende gesetzliche Vorgaben diesbezüglich, zu verringern. Das Wirkprinzip besteht darin, die
15 im Abgasstrom enthaltene Energie zu nutzen, um einen Druck in einem Ansaugtrakt des Verbrennungsmotors zu erhöhen und so eine bessere Befüllung eines Brennraumes des Verbrennungsmotors mit Luft-Sauerstoff zu bewirken. Somit kann mehr Treibstoff, wie Benzin oder Diesel, pro Verbrennungsvorgang umgesetzt werden,
20 also die Leistung des Verbrennungsmotors erhöht werden.

Dazu weist der Abgasturbolader eine im Abgastrakt des Verbrennungsmotors angeordnete Abgasturbine, einen im Ansaugtrakt angeordneten Frischluftverdichter und ein dazwischen angeordnetes
25 Läuferlager auf. Die Abgasturbine weist ein Turbinengehäuse und ein darin angeordnetes, durch den Abgasmassenstrom angetriebenes Turbinenlaufrad auf. Der Frischluftverdichter weist ein Verdichtergehäuse und ein darin angeordnetes, einen Ladedruck aufbauendes Verdichterlaufrad auf. Das Turbinenlaufrad und das
30 Verdichterlaufrad sind auf den sich gegenüberliegenden Enden einer gemeinsamen Welle, der sogenannten Läuferwelle, drehfest angeordnet und bilden so den sogenannten Turboladerläufer. Die Läuferwelle erstreckt sich axial zwischen Turbinenlaufrad und Verdichterlaufrad durch das zwischen Abgasturbine und Frischluftverdichter angeordnete Läuferlager und ist in diesem, in
35 Bezug auf die Läuferwellenachse, radial und axial drehgelagert. Gemäß diesem Aufbau treibt das vom Abgasmassenstrom angetriebene Turbinenlaufrad über die Läuferwelle das Verdichterlaufrad an,

wodurch der Druck im Ansaugtrakt des Verbrennungsmotors, bezogen auf den Frischluftmassenstrom hinter dem Frischluftverdichter, erhöht und dadurch eine bessere Befüllung des Brennraumes mit Luft-Sauerstoff bewirkt wird.

5

Figur 1 zeigt schematisiert einen exemplarischen Abgasturbolader 1 in Schnittdarstellung, der eine Abgasturbine 20, einen Frischluftverdichter 30 und ein Läuferlager 40 aufweist. Der dargestellte Abgasturbolader 1 weist einen mehrteiligen Aufbau auf. Dabei sind ein im Abgastrakt des Verbrennungsmotors anordenbares Turbinengehäuse 21, ein im Ansaugtrakt des Verbrennungsmotors anordenbares Verdichtergehäuse 31 und zwischen Turbinengehäuse 21 und Verdichtergehäuse 31 ein Lagergehäuse 41 bezüglich der gemeinsamen Turboladerachse 2 nebeneinander angeordnet und montagetechnisch miteinander verbunden.

Die Abgasturbine 20 ist mit einem Wastegateventil 29 ausgestattet und ein Abgasmassestrom AM ist mit Pfeilen angedeutet. Der Frischluftverdichter 30 weist ein Schub-Umluftventil 39 auf und ein Frischluft-Massestrom FM ist ebenfalls mit Pfeilen angedeutet. Ein sogenannter Turboladerläufer 10 des Abgasturboladers 1 weist ein Turbinenlaufrad 12 (auch Turbinenrad bezeichnet), ein Verdichterlaufrad 13 (auch Verdichterrad bezeichnet) sowie eine Läuferwelle 14 auf. Der Turboladerläufer 10 rotiert im Betrieb um eine Läuferdrehachse 15 der Läuferwelle 14. Die Läuferdrehachse 15 und gleichzeitig die Turboladerachse 2 (auch als Längsachse bezeichnet) sind durch die eingezeichnete Mittellinie dargestellt und kennzeichnen die axiale Ausrichtung des Abgasturboladers 1.

30

Das Lagergehäuse 41 ist axial zwischen dem Turbinengehäuse 21 und dem Verdichtergehäuse 31 angeordnet. Im Lagergehäuse 41 ist die Läuferwelle 14 des Turboladerläufers 10 sowie die erforderliche Lageranordnung mit Radiallagern 42 zur Drehlagerung und einer Axiallagerscheibe 43 zur Axiallagerung der Läuferwelle 14 aufgenommen.

35

Eine weitere Baueinheit des Abgasturboladers 1 stellt der Turboladerläufer 10 dar, der die Läuferwelle 14, das in dem Turbinengehäuse 21 angeordnete Turbinenlaufrad 12 und das in dem Verdichtergehäuse 31 angeordnete Verdichterlaufrad 13 aufweist.

5 Das Turbinenlaufrad 12 und das Verdichterlaufrad 13 sind auf den sich gegenüberliegenden Enden der gemeinsamen Läuferwelle 14 angeordnet und mit dieser drehfest verbunden. Die Läuferwelle 14 erstreckt sich in Richtung der Turboladerachse 2 axial durch das Lagergehäuse 41 und ist in diesem axial und radial um seine
10 Längsachse, die Läuferdrehachse 15, drehgelagert, wobei die Läuferdrehachse 15 mit der Turboladerachse 2 zusammenfällt.

Die konstruktive Gestaltung eines konventionellen Abgasturboladers 1 erfordert in der Regel einen mehrteiligen Aufbau des Turboladerläufers 10. Gleichzeitig müssen über die Läuferwelle
15 14 beträchtliche Drehmomente bei sehr hohen Drehzahlen (einige 10.000 bis über 100.000 Umdrehungen pro Minute) übertragen werden. Darüber hinaus wird der Turboladerläufer 10 im Betrieb insbesondere auf der Seite des Turbinenlaufrads 12 einer thermischen Wechselbeanspruchung mit Temperaturen bis über 1000 °C ausgesetzt.
20 Des Weiteren muss das Trägheitsmoment des Turboladerläufers 10 minimiert werden, um eine schnelle Drehzahlanpassung an die wechselnden Betriebszustände gewährleisten zu können. Dazu werden für Turbinenlaufrad 12, Verdichterlaufrad 13 und Läuferwelle 14 unterschiedliche Werkstoffe eingesetzt, wobei das
25 Turbinenlaufrad 12 und die Läuferwelle 14 in der Regel miteinander verschweißt sind und das Verdichterlaufrad 13 zusammen mit den im Folgenden beschriebenen Komponenten des Turboladerläufers 10 mittels einer Spannmutter 19 auf der Läuferwelle 14 festgespannt ist.

30 Zur Lagerung der zumeist aus einem Stahlwerkstoff bestehenden Läuferwelle 14 im Lagergehäuse 41 ist üblicherweise eine Lageranordnung auf der Läuferwelle 14 vormontiert und wird dann zusammen mit der Läuferwelle 14 in das Lagergehäuse 41 montiert.
35 Diese Lageranordnung umfasst im Beispiel ein der Verdichterseite zugeordnetes, also ein verdichterseitiges Radiallager 42 sowie ein der Turbinenseite zugeordnetes, also ein turbinenseitiges Radiallager 42 und das axiale Gegenlager 44, das der Verdichter-

seite zugeordnet und in Nachbarschaft zu dem verdichterseitigen Radiallager 42 auf der Läuferwelle 14 angeordnet ist. Zwischen den beiden Radiallagern 42 ist eine Lager-Abstandshülse 17 angeordnet, welche einen definierten Abstand die beiden Radiallager 42 gewährleistet. Die Lager können dabei vorzugsweise als Gleitlager oder Wälzlager ausgeführt sein und können einzeln oder auch in einer sogenannten Lagerkartusche zusammengefasst auf der Läuferwelle angebracht sein.

Schließlich ist auf der Läuferwelle 14, zwischen dem Verdichterslaufrad 13 und dem axialen Gegenlager 44, noch eine Dichtringbuchse 18 vorgesehen. Die Dichtringbuchse 18 ist ein Teil einer verdichterseitigen Läuferwellen-Öldichtung 50 für die Abdichtung der Lageranordnung im Lagergehäuse 41 gegenüber dem Verdichtergehäuse 31 des Abgasturboladers 1. Auf der Turbinenseite der Läuferwelle 14 ist eine weitere turbinenseitige Läuferwellen-Öldichtung 51 für die Abdichtung der Lageranordnung im Lagergehäuse-Innenraum 46 des Lagergehäuses 41 gegenüber dem Turbinengehäuse 21 angeordnet. Dazu sind auf der Läuferwelle in einem Bereich zwischen dem turbinenseitigen Radiallager 42 und dem Turbinenlaufrad 12 mehrere Kolbenringstege 52 mit dazwischen liegenden Kolbenringnuten 64 zur Aufnahme von entsprechenden Kolbenringen (hier nicht dargestellt) ausgebildet.

Weitere Details des Turboladers 1 werden hier zunächst nicht näher erläutert. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass sowohl der in Figur 1 beschriebene Turbolader 1 als auch der in Figur 2 dargestellte Turboladerläufer 10 exemplarisch zu verstehen sind und diese alternativ auch andere, davon abweichende Ausgestaltungen haben können.

Die Läuferwelle rotiert im Betrieb des Turboladers typischerweise mit sehr hohen Geschwindigkeiten. In den Laufrädern, etwa dem Turbinenlaufrad aber auch dem eingangs erwähnten Verdichterslaufrad, werden dabei hohe kinetische Energien gespeichert.

Es wurde erkannt, dass es, während des Betriebs des Turboladers, insbesondere bei Prüfstandsläufen im Grenzbereich, die zur

Auslegung des Turboladers oder Komponenten des Turboladers wie des Turboladerläufers durchgeführt werden müssen, oder auch beispielsweise bei mangelhafter oder gar ausbleibender Ölzufuhr in die Lager, im bestimmungsgemäßen Einsatz des Turboladers zum
5 Versagen der Radiallager und der Läuferwelle kommen kann.

Beispielsweise können bei einem Wellenbruch die Laufräder und damit zusammen Wellenbruchstücke das Lagergehäuse und ggf. den Abgasturbolader in axialer Richtung verlassen. Insbesondere das
10 Turbinenlaufrad würde aufgrund vorherrschender Gasdrücke von der mittig gelagerten Welle axial weggedrängt. Liegt der Wellenbruch innerhalb des Lagergehäuses, so könnten dabei beispielsweise die Kolbenringe der Läuferwellen-Öldichtungen ihre ursprüngliche axiale Position in der Läuferwellenöffnung verlassen, wodurch
15 eine Dichtwirkung verloren ginge. Dies hätte unter anderem die negative Folge, dass Öl in solchen Mengen in den Abgasbereich austreten könnte, dass der Verbrennungsmotor, in dessen Öl-kreislauf der Turbolader eingekoppelt ist, unmittelbar abge- stellt werden muss, um noch größere Folgeschäden, zum Beispiel
20 eines Abgas-Nachbehandlungssystems zu vermeiden. Ein Ölaustritt sollte auch deshalb weitestgehend vermieden werden, um ggf. zumindest Notlaufeigenschaften des Systems zu gewährleisten.

Eine Aufgabe, die der Erfindung zugrunde liegt, ist es deshalb,
25 ein Konzept für einen Turbolader anzugeben, welches zu einem sicheren Betrieb eines Turboladers, auch im Versagensfall von Lagerkomponenten und in der Folge daraus der Läuferwelle, beiträgt.

30 Erfindungsgemäß wird ein Turbolader für eine Brennkraftmaschine vorgeschlagen, der ein Lagergehäuse mit einer Verdichterseite und einer Turbinenseite und einen Lagergehäuse-Innenraum, sowie ein Turbinengehäuse, welches mechanisch auf der Turbinenseite an dem Lagergehäuse festgelegt ist aufweist.

35

Weiterhin weist der erfindungsgemäße Turbolader einen Turboladerläufer mit einer Läuferwelle und einem Turbinenrad auf, wobei der Turboladerläufer mit seiner Läuferwelle über zumindest

zwei Radiallager in dem Lagergehäuse drehbar gelagert ist und das Turbinenrad drehfest an dem turbinenseitigen Ende der Läuferwelle und im Turbinengehäuse angeordnet ist und zumindest eine auf der Läuferwelle und zwischen der Läuferwelle und dem Lagergehäuse angeordneten turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung zur Abdichtung des Lagergehäuse-Innenraums gegenüber dem Turbinengehäuse, wobei die turbinenseitige Läuferwellen-Öldichtung axial bezüglich der Läuferdrehachse zwischen einem, dem Lagergehäuse zugewandten Turbinenradrücken und einem dem Turbinenrad nächstliegenden Radiallager, also dem turbinenseitigen Radiallager, auf der Läuferwelle angeordnet ist.

Der erfindungsgemäße Turbolader ist vor allem dadurch gekennzeichnet, dass eine Sollbruchstelle für den Turboladerläufer ausgebildet ist, die in einem Bruchstellenbereich liegt, der sich bezüglich der Läuferdrehachse axial zwischen dem Turbinenradrücken und einem dem Turbinenradrücken zugewandten axialen Ende der turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung, die am weitesten entfernt vom Turbinenrad angeordnet ist, erstreckt.

Der beschriebene Turbolader sieht somit einen Mechanismus vor, der im Versagensfall der Läuferwelle eine definierte Bruchstelle auf der Turbinenseite, außerhalb des Lagergehäuses sicher stellt und so die turbinenseitige Läuferwellen-Öldichtung in Position in der Läuferwellenöffnung im Lagergehäuse hält und so deren Dichtfunktion zumindest weitgehend aufrecht hält. Hierzu ist eine Sollbruchstelle vorgesehen, die axial auf die Läuferdrehachse bezogen nicht im Lagergehäuse-Innenraum, also nicht zwischen der verdichterseitigen Läuferwellen-Öldichtungen und der turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung der Läuferwelle angeordnet ist, sondern in einem Bruchstellenbereich axial zwischen dem Turbinenradrücken und einem dem Turbinenradrücken zugewandten axialen Ende der turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung, die am weitesten entfernt vom Turbinenrad angeordnet ist.

Auf diese Weise ist zum Beispiel bei einer mehrteiligen Dichtungsanordnung, wie einer Labyrinth-Dichtung mit mehreren, zum

Beispiel als Kolbenringe ausgeführten, Einzel-Dichtungen, jedenfalls gewährleistet, dass eine der Dichtungen an der vorgesehenen Position verbleibt, seine Dichtwirkung dadurch beibehält und so einen übermäßigen Ölaustritt vom Innenraum des Lagergehäuses in das Turbinengehäuse und den Abgasbereich verhindert.

Da der verdichterseitige Teil der Läuferwelle durch ein Axiallager in Position gehalten wird, behalten im Versagensfall der Läuferwelle an der Sollbruchstelle, also einem Wellenbruch, die Läuferwellen-Öldichtungen ihre axiale Position bei, wodurch eine Vermeidung oder zumindest eine signifikante Reduzierung eines Ölverlusts in den Abgasbereich hinein erreicht wird.

Ein weiterer Effekt der erfindungsgemäßen Sollbruchstelle ist es, dass dadurch ein abgebrochenes Turbinenrad mehr Bewegungsfreiheit erhält, die eine entscheidende Rolle beim Abbau der kinetischen Energie spielt. Durch die Vorsehung der Sollbruchstelle in dem beschriebenen Bereich, kann das Turbinenlaufrad im Versagensfall der Läuferwelle nahezu ohne oder vollständig ohne Wellenstummel taumeln und an vielfältigen Stellen im Turbinengehäuse anstreifen. Dadurch werden beispielsweise weitere Kräfte erzeugt, die das Turbinenrad in nahezu zufälliger Art und Weise taumeln lassen, so dass vielfältige Anstreifvorgänge resultieren, die die kinetische Energie sehr schnell abbauen und so ein Austreten des Turbinenlaufrades aus dem Turbinengehäuse verhindern. Somit wird die Axialbewegung des Turbinenrads selbst limitiert und ein axiales Containment, etwa das Zusammenhalten der Komponenten des Turboladers im Gehäuse, erzielt.

Vorteilhaft kann so darauf verzichtet werden, einen Wellenbruch unter allen Umständen dadurch zu vermeiden, dass die Läuferwelle besonders robust, etwa hinsichtlich Material und Abmessungen, ausgeführt ist. Weiter vorteilhaft ist es auch nicht nötig eine Radrückenscheibe und/oder die Beschau felung des Turbinenlaufrades mit einer solch großen Materialstärke auszuführen, so dass die zur Verformung des Laufrades erforderliche Energie groß genug ist die rotatorische Energie des Turbinenlaufrads aufzuzehren

und so ein axiales Austreten des Turbinenlaufrads zusammen mit einem Läuferwellenbruchstück aus dem Turbinengehäuse zu verhindern. Der durch die Erfindung mögliche Verzicht auf diese Maßnahmen trägt zu einer größeren Dynamic und so zu einem verbesserten Leistungsverhalten des Turboladers bei, beispielsweise aufgrund der kleineren Massenträgheit.

Optional ist die Laufradgeometrie ergänzend so gestaltet, dass diese nicht durch die vorhandene Öffnung für den Abgasstrom passt. Es ist beispielsweise sichergestellt, dass ein Verformungsvermögen und eine dabei dissipierte Energie der verwendeten Werkstoffe ausreicht, um die Bauteile nur soweit zu verformen, dass sie sich nach einer Umwandlung der rotatorischen kinetischen Energie in Verformungsenergie axial nicht aus dem Turbinengehäuse heraus bewegen können.

Die Sollbruchstelle ist beispielsweise ein durch konstruktive oder mechanische bzw. physikalische Maßnahmen oder Auslegungen vorgesehenes Konstruktionselement. Im Schadens- oder Überlastfall wird dieses Konstruktionselement gezielt und vorhersagbar versagen oder ermöglicht ein Versagen an einer definierten Stelle, um die oben erwähnten Funktionen und Vorteile zu erreichen. Anders ausgedrückt soll unter dem Begriff auch verstanden werden, dass aufgrund einer konstruktiven Maßnahme die Welle an einer definierten oder vorgegebenen Sollbruchstelle bricht, die nicht zwingend an selber axialer Stelle wie die konstruktive Maßnahme liegen muss. Die Sollbruchstelle kann beispielsweise eine Kerbe, eine Bruchstellennut oder eine Einritzung sein, es sind jedoch auch andere konstruktive Maßnahmen, wie auch nachfolgend noch beschrieben wird, denkbar. Die konstruktive Maßnahme an der Sollbruchstelle sollte so ausgeführt sein, dass ein regulärer Betrieb des Turboladers, ein Normalbetrieb, auch unter Einbeziehung von Materialermüdung nicht gestört oder beeinträchtigt wird.

Unter einer Öldichtung wird beispielsweise eine Labyrinthdichtung verstanden, die ein oder mehrere Kolbenringe aufweist und zusammen mit Kolbenringstegen und dazwischenliegenden Nuten der

Welle und/oder des Turbinenrads die Dichtung ausbildet. Die Öldichtung erstreckt sich beispielsweise über einen axialen Bereich der Läuferwelle, von einem axialen Ende, welches dem Turbinenrad abgewandt ist, zu einem zweiten axialen Ende, welches dem Turbinenrad zugewandt ist. Die Öldichtung kann auch als Öldichtungsabschnitt oder Öldichtungsbereich bezeichnet werden. Für den beschriebenen Turbolader ist es demnach erforderlich, dass die Sollbruchstelle so angeordnet ist, so dass im Versagensfall zumindest je ein Teil der Dichtung aufrechterhalten bleibt. Dies gilt es auch bei auch bei anderen alternativen Dichtungsausgestaltungen zu beachten.

Gemäß einer Ausführungsform ist die Sollbruchstelle, axial bezüglich der Läuferdrehachse, an der im Betrieb des Turboladers am höchsten beanspruchten Stelle des Bruchstellenbereichs der Läuferwelle angeordnet. Die am höchsten beanspruchte Stelle ist diejenige, an welchem die größten radialen und/oder axialen Kräfte auf die Welle wirken, die aufgrund des Betriebs, etwa durch Anströmen des Turbinenrads mit dem Abgasmassenstrom, auftreten. Dadurch wird die Welle mit ausreichender Vorhersagewahrscheinlichkeit im Versagensfall, etwa bei Überlastung, zuerst an der Sollbruchstelle versagen. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die am höchsten beanspruchte Stelle in Abhängigkeit der Ausgestaltung des Turbinenrads mit vertretbarem Aufwand ermittelt werden kann.

Gemäß einer weiteren Ausführungsform ist die Sollbruchstelle bezüglich der Läuferdrehachse axial zwischen dem Turbinenradrücken und einem dem Turbinenradrücken zugewandten axialen Ende der turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung, die dem Turbinenradrücken am nächsten liegt, angeordnet.

Gemäß einer weiteren Ausführungsform ist die Sollbruchstelle bezüglich der Läuferdrehachse axial in unmittelbarer Nähe zum Turbinenradrücken des Turbinenrads angeordnet, also auf der der Läuferwellen-Öldichtung zugewandten Seite des Turbinenrads unmittelbar im Übergang zwischen Turbinenradrücken und Läuferwelle.

Die vorgenannten Ausführungsformen tragen zu den obigen Vorteilen und Funktionen bei und grenzen einen optimalen Bereich für die Sollbruchstelle vorteilhaft weiter ein.

5

Gemäß einer weiteren Ausführungsform weist das Turbinenrad auf seiner der Läuferwelle und somit auch der Läuferwellen-Öldichtung zugewandten Seite einen zylindrischen Nabenstutzen auf, mit einem Übergangsbereich zu dem Turbinenradrücken, der nach Art einer Hohlkehle ausgeführt ist, wobei die Sollbruchstelle in dem Übergangsbereich angeordnet ist. In diesem Übergangsbereich wirken die durch das Turbinenlaufrad und insbesondere durch den Turbinenradrücken ausgeübten Fliehkräfte im Betrieb besonders stark. Dies begünstigt das Brechen der Welle an der besagten, vorbestimmten Stelle. Des Weiteren ist eine Temperatur der Welle im Betrieb des Turboladers aufgrund der Nähe zum Turbinenrad und damit dem heißen Abgasmassenstrom erhöht. Die Kombination aus hoher Temperatur in Verbindung mit Temperaturgradienten zu der im Übrigen Bereich typischerweise kälteren Läuferwelle und den Fliehkräften wirkt sich hier so aus, dass die Läuferwelle im Versagensfall bevorzugt an dieser, mit der Position der am höchsten beanspruchten Stelle übereinstimmenden Position der Läuferwelle bricht.

Gemäß einer weiteren Ausführungsform liegt im Bereich der Sollbruchstelle eine Schweißnaht, mit der das Turbinenrad mit der Läuferwelle verbunden ist. Typischerweise ist die Läuferwelle stoffschlüssig durch Verschweißen mit dem Turbinenrad verbunden. Durch gezieltes Verlegen der Schweißnaht an eine geeignete Stelle, etwa in die Nähe oder gar in den Übergangsbereich zwischen Läuferwelle und Turbinenradrücken, wird erreicht, dass die Welle im Versagensfall im Bereich der Schweißnaht bricht. Insbesondere darf die Schweißnaht in diesem Fall nicht weit entfernt von dem Turbinenradrücken liegen, da in diesem Bereich eine ausreichend hohe Beanspruchung nicht gegeben wäre.

Gemäß einer weiteren Ausführungsform ist im Bereich der Sollbruchstelle eine vorbestimmte Anstreif-Kontaktstelle zwischen

der Läuferwelle und dem Lagergehäuse vorgesehen. Dabei ist im Bereich der Anstreif-Kontaktstelle ein minimaler radialer Abstand zwischen der Läuferwelle und einer Läuferwellenöffnung des Lagergehäuses vorgegeben, so dass die Läuferwelle (14) im Normal-

5 betrieb berührungslos innerhalb der Läuferwellenöffnung läuft und im Versagensfall der Radiallager zuerst im Bereich der Anstreif-Kontaktstelle am umgebenden Lagergehäuse anstreift. Dies bewirkt eine gezielte Überhitzung der Läuferwelle in diesem Bereich, so dass die Läuferwelle gezielt an dieser Stelle bricht.

10 Die Anstreif-Kontaktstelle fungiert nur im Versagensfall tatsächlich als Kontaktstelle, beispielsweise wenn ein Lagerschaden vorliegt. Beispielsweise wenn ein oder mehrere Lager im Versagensfall ausgeschlagen sind und die Welle eine größere Taumelbewegung macht, tritt Kontakt der Anstreif-Kontaktstelle mit dem

15 Lagergehäuse ein. Beispielsweise ist der Radialspalt zwischen der Läuferwelle und der Läuferwellenöffnung des Lagergehäuses im Bereich der Ansteif-Kontaktstelle so vorbestimmt ausgebildet, dass bei einem Versagen der Radiallagerung der mechanische Kontakt an dieser Stelle entsteht. Durch den Ansteif-Kontakt mit

20 dem Lagergehäuse wird durch die Rotation der Läuferwelle Reibungswärme an der Kontaktstelle erzeugt, so dass es zu einer Überlastung an dieser Stelle kommt und schließlich die Welle an der Sollbruchstelle bricht. Dadurch kann die Lagergehäuseabdichtung weiterhin zumindest weitestgehend aufrechterhalten

25 werden. Die Anstreif-Kontaktstelle kann auch als Sollanstreifstelle bezeichnet werden.

Selbstverständlich können auch ggf. mehrere vorgenannte Maßnahmen zur Vorbestimmung der Sollbruchstelle geeignet kombiniert werden, um den gewünschten Effekt zu verstärken. So kann beispielsweise eine Anstreif-Kontaktstelle im Bereich einer im Übergangsbereich zwischen Läuferwelle und Turbinenradrücken

30 liegenden Schweißnaht vorgesehen sein. Auch die Anordnung einer Bruchstellennut in unmittelbarer Nachbarschaft zu einer Anstreif-Kontaktstelle stellt eine den Effekt verstärkende Kombination dar.

35

Gemäß einer weiteren Ausführungsform ist die Öldichtung durch zumindest einen, in einer umlaufenden Kolbenringnut zwischen zwei Kolbenringstegen angeordneten Kolbenring gebildet. Dabei weist der dem Turbinenradrücken näher liegende Kolbenringsteg zur Ausbildung der Anstreif-Kontaktstelle, bezüglich der Läuferdrehachse den geringsten Radialspalt zu der umgebenden Läuferwellenöffnung des Lagergehäuses auf. Dadurch werden die erwähnten Vorteile und Funktionen auf besonders einfache Weise ermöglicht.

Ergänzend kann eine entsprechende Bruchstellennut beispielsweise im Grund einer Kolbenringnut der Läuferwellen-Öldichtung angeordnet sein und der daran angrenzende Kolbenringsteg kann als Anstreif-Kontaktstelle ausgebildet sein. Dies ermöglicht eine besonders exakte Vorbestimmung der Sollbruchstelle der Läuferwelle.

Die Merkmale und Merkmalskombinationen der vorstehend in der Beschreibung oder nachfolgend in der Figurenbeschreibung genannten Ausführungen des erfindungsgemäßen Gegenstandes sind, soweit diese nicht alternativ anwendbar sind oder sich gar gegenseitig ausschließen, einzeln, zum Teil oder insgesamt, auch in gegenseitiger Kombination oder gegenseitiger Ergänzung, in Fortbildung des erfindungsgemäßen Gegenstands anzuwenden, ohne den Rahmen der Erfindung zu verlassen.

Anhand der Figuren werden im Folgenden besonders vorteilhafte Ausführungsbeispiele, Einzelheiten oder Fortbildungen der Erfindung näher erläutert, obgleich der Gegenstand der Erfindung nicht auf diese Beispiele begrenzt ist.

Es zeigen:

Figur 1 eine schematische Schnittansicht eines Turboladers gemäß dem Stand der Technik, zur Erläuterung eines gebräuchlichen Ausführungsbeispiels eines Turboladers;

- Figur 2 eine schematische Schnittansicht eines Turboladerläufers gemäß dem Stand der Technik, zur Darstellung eines gebräuchlichen Ausführungsbeispiels eines Turboladerläufers;
- 5 Figur 3 eine schematische Teil-Schnittansicht eines Turboladerläufers (Turbinenlaufrad und Läuferwellenteil) eines erfindungsgemäßen Turboladers gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel; und
- 10 Figur 4 eine schematische Teil-Schnittansicht einer Läuferwelle, des Turbinenlaufrads und des Lagergehäuses eines erfindungsgemäßen Turboladers gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel.

Funktions- und benennungsgleiche Gegenstände sind in den Figuren
15 durchgehend mit denselben Bezugszeichen gekennzeichnet.

Die Figuren 1 und 2 betreffen den bekannten Stand der Technik und wurden bereits einleitend zur Erläuterung des Aufbaus eines jeweiligen Ausführungsbeispiels eines gebräuchlichen Turboladers und eines zugehörigen Turboladerläufers beschrieben.
20

Anhand der Figuren 3 und 4 werden zwei Ausführungsbeispiele von Turboladern 1 beschrieben, bei denen erfindungsgemäß eine Sollbruchstelle 61 am Turboladerläufer 10 vorgesehen ist, die im
25 Versagensfall der Radiallager 42 des Turboladers 1 oder bei sonstiger Überlastung des Turboladerläufers 10 ein gezieltes Brechen der Läuferwelle 14 an dieser Sollbruchstelle 61 ermöglicht.

30 Figur 3 betrifft ein erstes Ausführungsbeispiel eines Turboladers 1, der grundlegend beispielsweise einem Turbolader 1 mit einem Turboladerläufer 10 gemäß den Figuren 1 und 2 entspricht. In Figur 3 ist schematisch nur ein Ausschnitt des Turboladerläufers 10 im Schnitt gezeigt, der das Turbinenlaufrad 12 und den an dieses anschließenden hier relevanten Teil der Läuferwelle 14
35 sowie den Übergangsbereich dazwischen vergrößert hervorhebt.

In Figur 3 ist ebenso wie in Figur 4 das Turbinenrad 12 mit seinem Turbinenradrücken 67 sowie die Läuferwelle 14 mit der turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung 51, zur Abdichtung des Lagergehäuse-Innenraums gegenüber dem Turbinengehäuse 21, erkennbar, die sich bezüglich der Läuferdrehachse 15 über eine bestimmte axiale Erstreckung 51a erstreckt und zwei Kolbenringe 52a aufweist, die in Kolbenringnuten 64 jeweils zwischen zwei Kolbenringstegen 52 angeordnet sind. Die turbinenseitige Läuferwellen-Öldichtung 51 hat, insgesamt gesehen, demnach ein erstes axiales Ende, welches dem Turbinenradrücken 67 abgewandt ist, also weiter entfernt vom Turbinenradrücken 67 liegt, und ein zweites axiales Ende, welches dem Turbinenradrücken 67 zugewandt ist, also näher am Turbinenradrücken 67 liegt. Da jedoch jeder der beiden Kolbenringe 52a für sich gesehen als einzelne Läuferwellen-Öldichtung gesehen werden kann, gibt es demnach eine Läuferwellen-Öldichtung 51b die dem Turbinenrad 12 am nächsten liegt und eine Läuferwellen-Öldichtung 51c, die am weitesten entfernt vom Turbinenrad angeordnet ist.

Der Bruchstellenbereich 62 erstreckt sich axial, also bezüglich der Läuferdrehachse (15), in diesem Fall erfindungsgemäß zwischen dem Turbinenradrücken (67) und einem dem Turbinenradrücken zugewandten axialen Ende der turbinenseitigen Läuferwellen-Öldichtung (51c), die am weitesten entfernt vom Turbinenrad (12) angeordnet ist. Also in der Zeichnung gesehen vom Turbinenradrücken bis zum rechten axialen Ende, also dem dem Turbinenradrücken zugewandten Ende, des am weitesten von dem Turbinenrad 12 entfernt angeordneten, also des linken Kolbenrings 52a.

Das Turbinenrad 12 hat ein erstes axiales Ende, welches der Läuferwelle 14 zugewandt ist, und ein zweites axiales Ende, welches von der Läuferwelle 14 abgewandt ist. Das Turbinenrad 12 hat einen Turbinenradrücken 67, der im Wesentlichen als Scheibe definiert ist, der Läuferwelle 14 und somit auch der Läuferwellen-Öldichtung 51 zugewandt ist und im Wesentlichen senkrecht zu der Läuferdrehachse 15 verläuft. Das Turbinenrad 12 weist seinen größten Durchmesser im Bereich des Turbinenradrückens 67 auf. Zwischen Läuferwelle 14 und Turbinenrad 12 ist ein Über-

gangsbereich 59 nach Art einer Hohlkehle ausgebildet. Im Übergangsbereich 59 weist also die äußere Kontur des Turbinenrads 12 eine konkave Krümmung, etwa einen Radius oder eine bogenförmige Kontur auf.

5

Zwischen dem Turbinenrad 12 und der Läuferwelle 14 kann im Übergangsbereich 59, in alternativer Ausführung, auch ein weiterer Abschnitt, etwa eine Stufe oder ein konischer Abschnitt (nicht dargestellt) ausgebildet sein.

10

Das Turbinenlaufrad 12 und die Läuferwelle 14 sind in der Regel stoffschlüssig fest zu einem Bauteil verbunden, nämlich, wie in den Figuren 3 und 4 dargestellt, mittels und entlang zumindest einer umlaufenden Schweißnaht 60 verschweißt.

15

In dem gezeigten Ausführungsbeispielen der Figur 3 ist die Schweißnaht 60 zwischen dem ersten axialen Ende des Turbinenlaufrades 12 und der hier direkt anschließenden Läuferwelle 14 in dem Übergangsbereich 59 angeordnet. Die Schweißnaht 60 ist im ersten Ausführungsbeispiel so ausgebildet und positioniert, dass sie eine Schwachstelle im Läuferwellen-Turbinenrad-Verband darstellt und stellt somit gleichzeitig die Sollbruchstelle 61 für den Turboladerläufer 10 dar.

20

25

Liegt die Verbindungsstelle zwischen Turbinenrad 12 und Läuferwelle 14 und somit die Schweißnaht 60, wie in Figur 3 dargestellt, in dem Übergangsbereich 59, so befindet sie sich im Bereich der am höchsten beanspruchten Stelle 62a zwischen Läuferwelle 14 und Turbinenrad 12. Somit liegt sowohl die Schweißnaht 60 als auch die Sollbruchstelle 61 in dem durch Fliehkräfte und Temperaturniveau am höchsten belasteten Bereich des Turbinenläufers 10 und bildet so die am höchsten belastete Stelle 62a. Auf diese Weise wird die Sollbruchstelle 61 quasi redundant definiert, was die Wahrscheinlichkeit des Bruches im Versagensfall an genau dieser Sollbruchstelle 61 stark anhebt.

30

35

Figur 4 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Turboladers 1. Weitestgehend entspricht der Turbolader 1 den obigen Beschrei-

bungen, so dass mit Bezugszeichen versehene Merkmale der Figur 4 nicht erneut beschrieben werden. Auch hier ist schematisch nur ein Ausschnitt des Turboladerläufers 10 im Schnitt gezeigt, der das Turbinenlaufrad 12 und den an dieses anschließenden hier relevanten Teil der Läuferwelle 14 sowie den Übergangsbereich dazwischen vergrößert hervorhebt. Zusätzlich ist hier auch der Ausschnitt des Lagergehäuses 41 in diesem Bereich mit der Lagerwellenöffnung 47 dargestellt.

- 10 Das Turbinenrad 12 hat axial bezüglich der Läuferdrehachse 15, auf der der Läuferwelle 14 zugewandten Seite, etwa am ersten axialen Ende, einen zylindrischen Naben-Abschnitt, der im Weiteren als Nabenstutzen 58 bezeichnet wird. Der Nabenstutzen 58 schließt in einem Übergangsbereich 59, der nach Art einer Hohlkehle ausgebildet ist, an den Turbinenradrücken 67 an. Im Übergangsbereich 59 weist also die äußere Kontur des Turbinenrads 12 auch hier eine konkave Krümmung, etwa einen Radius oder eine bogenförmige Kontur auf.
- 20 In Figur 4 ist wiederum die turbinenseitige Läuferwellen-Öldichtung 51 dargestellt, die durch zumindest zwei Kolbenringe 52a, wie oben bereits beschrieben gebildet ist.

In diesem Ausführungsbeispiel ist eine Sollbruchstelle 61 durch eine vorbestimmte Anstreif-Kontaktstelle 63 definiert. Die Anstreif-Kontaktstelle 63 ist hier durch die radial umlaufende Außenfläche des dem Turbinenrad 12 am nächsten liegenden Kolbenringstegs 52 vorbestimmt. Die Anstreif-Kontaktstelle 63 ist unmittelbar von der Innenfläche der Läuferwellenöffnung 47 des Lagergehäuses 41 umgeben, unter Ausbildung eines minimalen Radialspalts 65.

Im Bereich des oben genannten Kolbenringstegs 52 mit der Anstreif-Kontaktstelle 63 hat die Läuferwelle 14 den geringsten radialen Abstand zur Lagerwellenöffnung 47 des umgebenden Lagergehäuses 41. Aufgrund dieser Tatsache tritt die Läuferwelle 14 im Versagensfall, zum Beispiel eines Radiallagers 42, und der daraus resultierenden Taumelbewegung des Turboladerläufers 10,

an der definierten Anstreif-Kontaktstelle 63 zuerst mit dem Lagergehäuse 41 in Kontakt, so dass sich die Läuferwelle 14 in diesem axialen Bereich durch die auftretende Reibung stark erhitzt und im Bruchstellenbereich 62 der Läuferwelle 14 bricht.

5 Die Anstreif-Kontaktstelle 63 kann dem gemäß auch als Soll-anstreifstelle bezeichnet werden.

Um die Sollbruchstelle 61 eindeutiger im Umfeld der Anstreif-Kontaktstelle 63 zu definieren, können zusätzliche Maßnahmen ergriffen werden. In Figur 4 ist dazu eine Bruchstellennut 62b im
10 Grund der nächstliegenden Kolbenringnut 64 in unmittelbarem Anschluss an den Kolbenringsteg 52 eingebracht, die eine Schwächung des Läuferwellendurchmessers und somit eine in ihrer Position definierte zusätzliche Schwachstelle, also die Sollbruchstelle
15 61 darstellt. Selbstverständlich kann eine solche Bruchstellennut 62b auch auf der dem Laufradrücken 67 zugewandten Seite des als Anstreif-Kontaktstelle 63 ausgebildeten Kolbenringstegs 52 und im unmittelbaren Anschluss daran in der Läuferwelle 14 angeordnet sein. Im gezeigten Beispiel würden im Falle des Läuferwellenbruchs so beide Kolbenringe 52a ihre Position in der Läuferwellenöffnung 47 des Lagergehäuses 41 und somit ihre Dichtfunktion zwischen Lagergehäuse-Innenraum 46 und Turbinengehäuse 21 beibehalten.

25 In einer anderen Ausführung kann auch die Schweißnaht 60 als Schwachstelle in unmittelbarer Nähe zu einer Anstreif-Kontaktstelle 63 angeordnet sein, so dass die Sollbruchstelle 61 ergänzend durch die Schweißnaht definiert ist.

30 Umgekehrt kann auch, so zu sagen in Kombination der Ausführungen der Figuren 3 und 4, die Anstreif-Kontaktstelle an einer anderen Position vorgesehen sein, beispielsweise im Übergangsbereich 59 und somit zumindest nahe an der am höchsten belasteten Stelle 62a der Läuferwelle 14, wodurch das Versagen der Läuferwelle 14, also
35 der Wellenbruch, an dieser Stelle vorgegeben ist.

Patentansprüche

1. Turbolader (1) für eine Brennkraftmaschine, der aufweist:
- ein Lagergehäuse (41) mit einer Verdichterseite und einer
5 Turbinenseite und einen Lagergehäuse-Innenraum (46),
 - ein Turbinengehäuse (21), welches mechanisch auf der
Turbinenseite an dem Lagergehäuse (41) festgelegt ist;
 - einen Turboladerläufer (10), der eine Läuferwelle (14)
und ein Turbinenrad (12) aufweist, wobei der Turboladerläufer
10 (10) mit seiner Läuferwelle (14) über zumindest zwei Radiallager
(42) in dem Lagergehäuse (41) drehbar gelagert ist und das
Turbinenrad (12) drehfest an dem turbinenseitigen Ende der
Läuferwelle (14) und im Turbinengehäuse (21) angeordnet ist und
 - zumindest eine auf der Läuferwelle (14) und zwischen der
15 Läuferwelle (14) und dem Lagergehäuse (41) angeordneten tur-
binenseitigen Läuferwellen-Öldichtung (51) zur Abdichtung des
Lagergehäuse-Innenraums (46) gegenüber dem Turbinengehäuse
(21), wobei die turbinenseitige Läuferwellen-Öldichtung (51)
axial bezüglich der Läuferdrehachse (15) zwischen einem, dem
20 Lagergehäuse (41) zugewandten Turbinenradrücken (67) und einem
dem Turbinenrad (12) nächstliegenden Radiallager (42) auf der
Läuferwelle (14) angeordnet ist,
dadurch gekennzeichnet, dass
eine Sollbruchstelle (61) für den Turboladerläufer (10) aus-
25 gebildet ist, die in einem Bruchstellenbereich (62) liegt, der
sich bezüglich der Läuferdrehachse (15) axial zwischen dem
Turbinenradrücken (67) und einem dem Turbinenradrücken zuge-
wandten axialen Ende (53) der turbinenseitigen Läuferwel-
len-Öldichtung (51), die am weitesten entfernt vom Turbinenrad
30 (12) angeordnet ist, erstreckt.
2. Turbolader (1) nach Anspruch 1, wobei die Sollbruch-
stelle(61), axial bezüglich der Läuferdrehachse (15), an der im
Betrieb des Turboladers (1) am höchsten beanspruchten Stelle
35 (62a) des Bruchstellenbereichs (62) der Läuferwelle (14) an-
geordnet ist.

3. Turbolader (1) nach Anspruch 1, wobei die Sollbruchstelle (61), axial bezüglich der Läuferdrehachse (15), zwischen dem Turbinenradrücken (67) und einem dem Turbinenradrücken (67) zugewandten axialen Ende (53) der Läuferwellen-Öldichtung (51),
5 die dem Turbinenradrücken (67) am nächsten liegt, angeordnet ist.

4. Turbolader (1) nach Anspruch 1, wobei die Sollbruchstelle (61), axial bezüglich der Läuferdrehachse (15), in unmittelbarer
10 Nähe zum Turbinenradrücken (67) des Turbinenrads (12) angeordnet ist.

5. Turbolader (1) nach Anspruch 4, wobei das Turbinenrad (12) auf seiner der Läuferwelle (14) zugewandten Seite einen zylindrischen Nabenstutzen (58) mit einem nach Art einer Hohlkehle ausgeführten Übergangsbereich (59) zu dem Turbinenradrücken (67) hin aufweist, wobei die Sollbruchstelle (61) in dem Übergangsbereich (59) angeordnet ist.

20 6. Turbolader (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei im Bereich der Sollbruchstelle (61) eine Schweißnaht (60) liegt, mit der das Turbinenrad (12) mit der Läuferwelle (14) verbunden ist.

25 7. Turbolader (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei im Bereich der Sollbruchstelle (61) eine vorbestimmte Anstreif-Kontaktstelle (63) zwischen der Läuferwelle (14) und dem Lagergehäuse (41) vorgesehen ist, wobei im Bereich der Anstreif-Kontaktstelle (63) ein minimaler radialer Abstand (65)
30 zwischen der Läuferwelle (14) und einer Läuferwellenöffnung (47) des Lagergehäuses vorgegeben ist, so dass die Läuferwelle (14) im Normalbetrieb berührungslos innerhalb der Läuferwellenöffnung (47) läuft und im Versagensfall der Radiallager (42) zuerst im Bereich der Anstreif-Kontaktstelle (63) am umgebenden
35 Lagergehäuse (41) anstreift.

8. Turbolader (1) nach Anspruch 8, wobei die Öldichtung (51) durch zumindest einen, in einer umlaufenden Kolbenringnut (64)

zwischen zwei Kolbenringstegen (52) angeordneten Kolbenring (52a) gebildet ist, wobei der dem Turbinenradrücken näher liegende Kolbenringsteg (52) zur Ausbildung der Anstreif-Kontaktstelle (63) bezüglich der Läuferdrehachse (15) den
5 geringsten Radialspalt (65) zu der umgebenden Läuferwellenöffnung (47) des Lagergehäuse (41) aufweist.

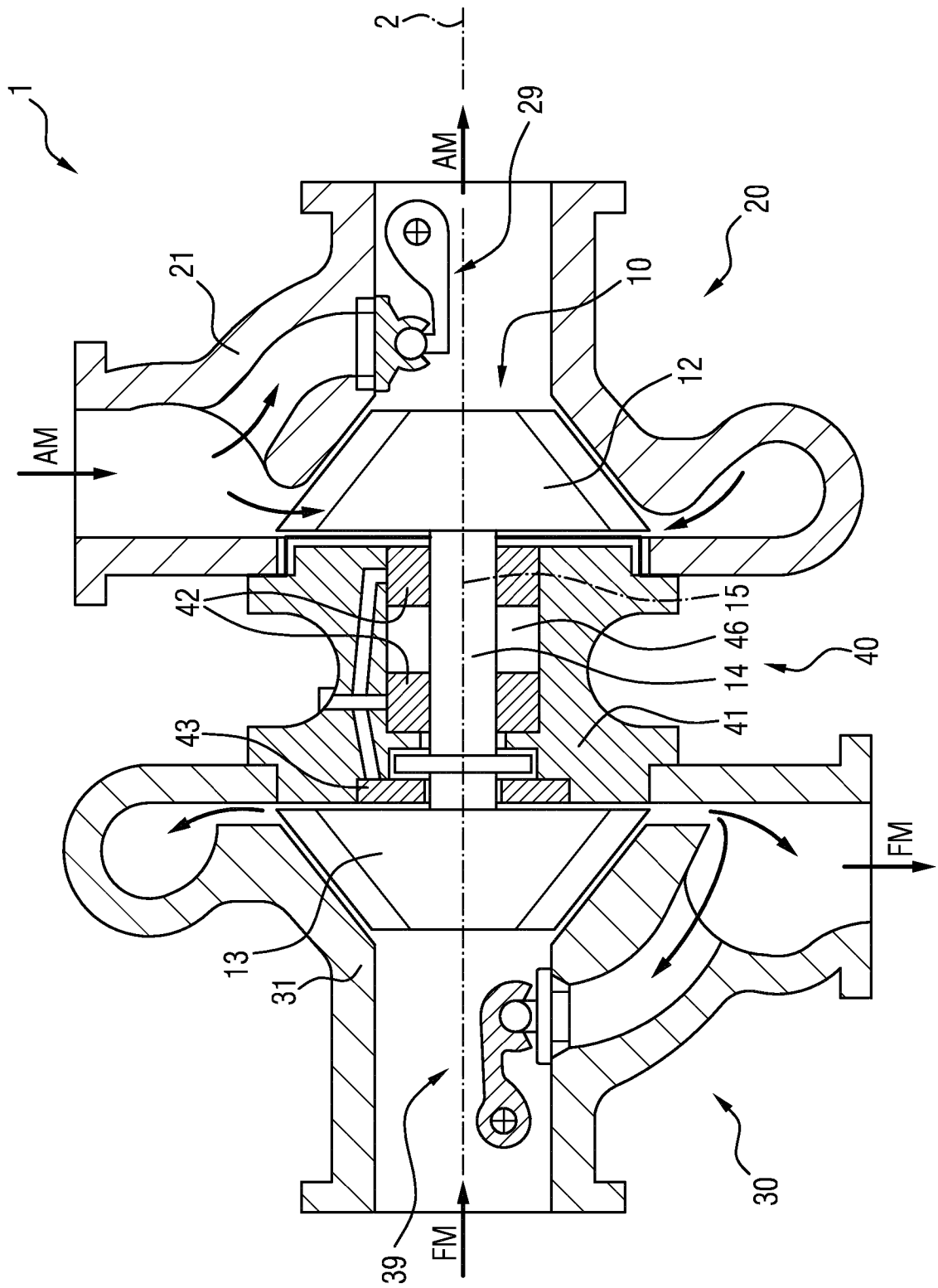


FIG 1

FIG 2

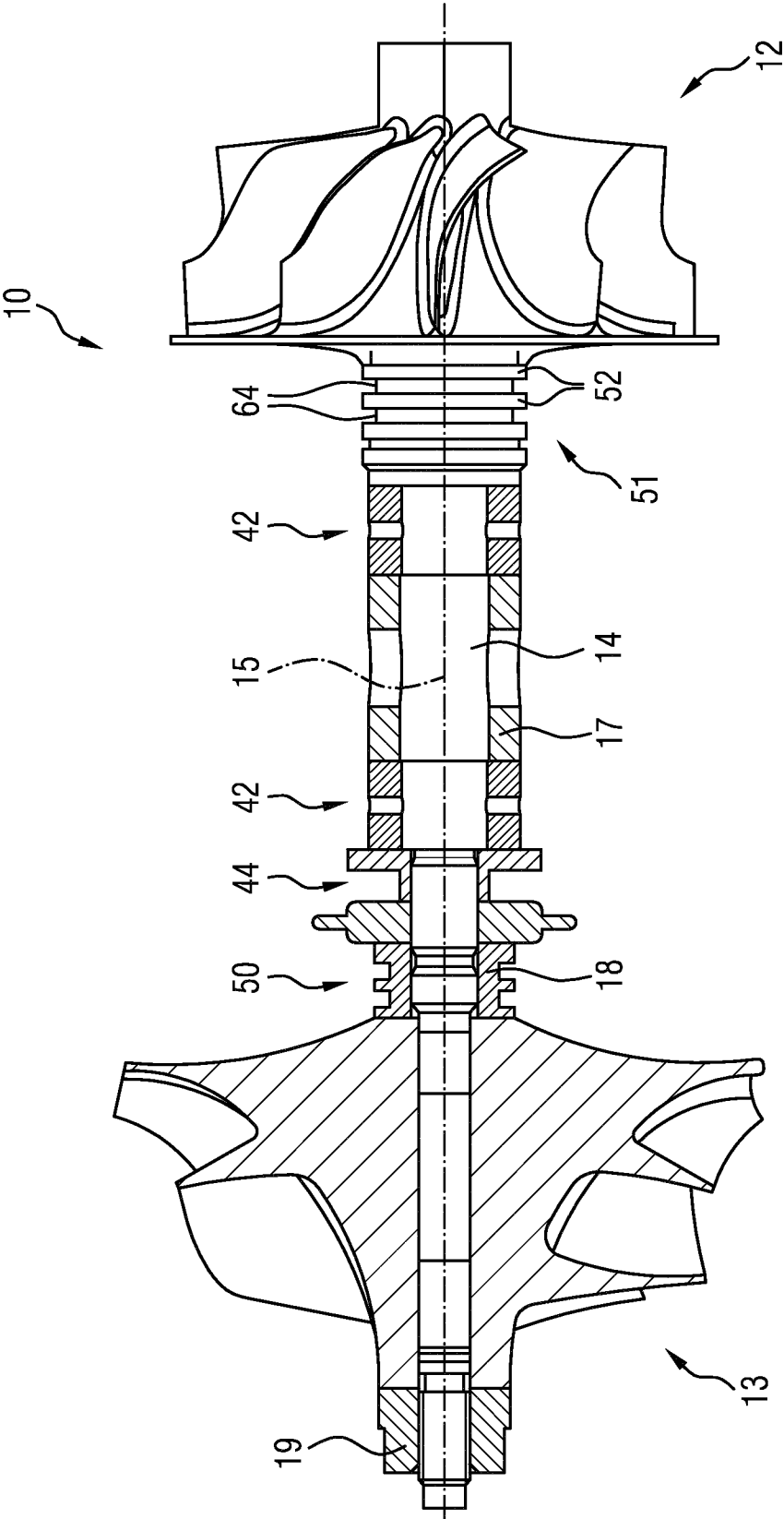


FIG 3

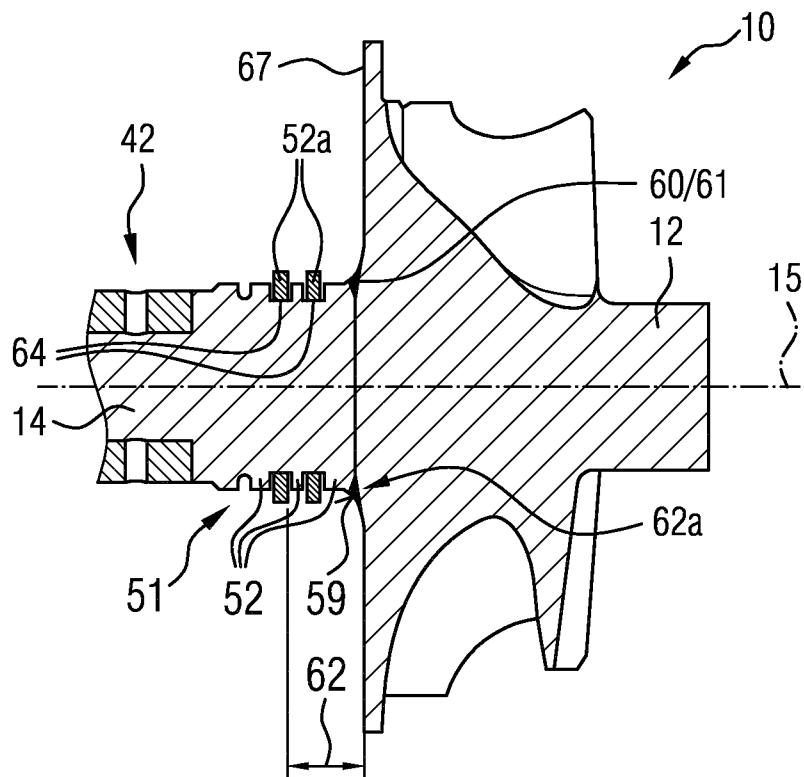
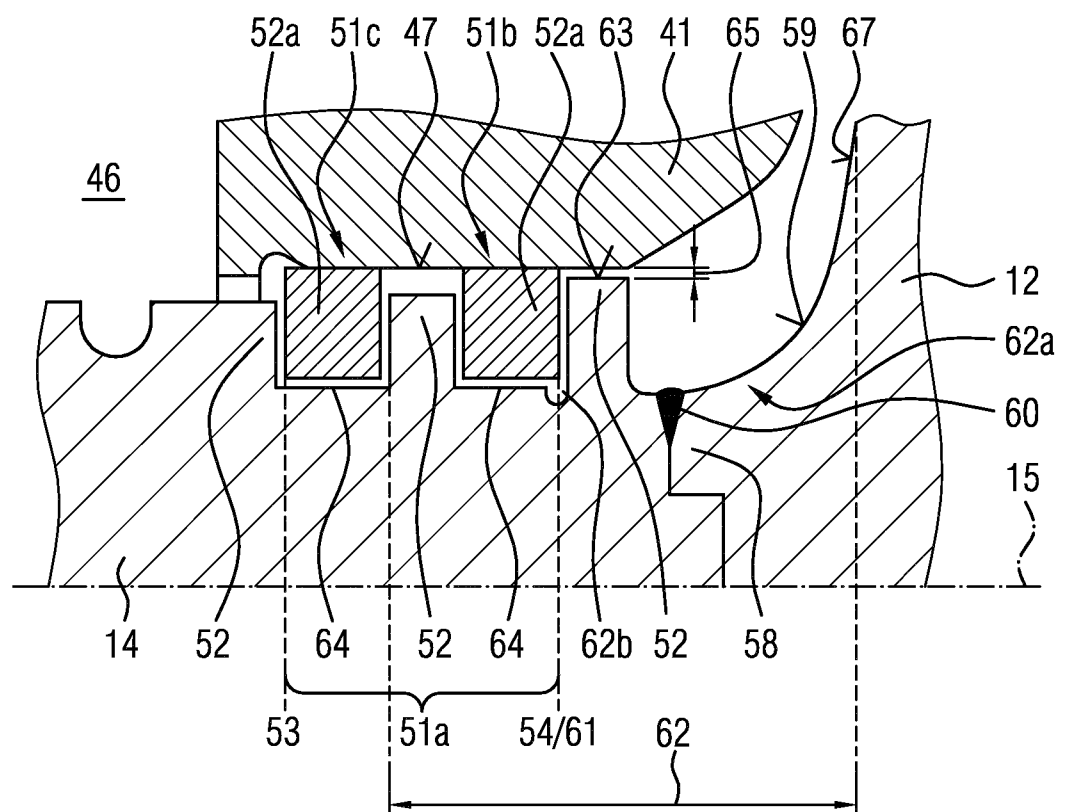


FIG 4



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2018/059299

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F02C6/12
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F02C F01D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 2015/023785 A1 (STANKO MICHAEL J [US] ET AL) 22 January 2015 (2015-01-22) abstract figures 1-2 paragraph [0019] paragraph [0006] paragraphs [0024] - [0026] -----	1-8
A	EP 2 216 516 A1 (ABB TURBO SYSTEMS AG [CH]) 11 August 2010 (2010-08-11) abstract page 2 -----	1-8
A	DE 10 2012 205043 A1 (CONTINENTAL AUTOMOTIVE GMBH [DE]) 2 October 2013 (2013-10-02) abstract figure 1 ----- -/-	1-8



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

12 June 2018

Date of mailing of the international search report

21/06/2018

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Giorgini, Gabriele

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2018/059299

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 2 821 618 A1 (MITSUBISHI HEAVY IND LTD [JP]) 7 January 2015 (2015-01-07) abstract figure 2 paragraphs [0036] - [0038] -----	1-8
A	DE 10 2013 005167 B3 (BORGWARNER INC [US]) 11 September 2014 (2014-09-11) abstract paragraphs [0015] - [0019] -----	1-8
A	US 2004/022648 A1 (CABRALES JOSE [US] ET AL) 5 February 2004 (2004-02-05) abstract figure 1 -----	1-8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2018/059299

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 2015023785 A1	22-01-2015	CN 105378316 A EP 3022455 A2 US 2015023785 A1 WO 2015009351 A2	02-03-2016 25-05-2016 22-01-2015 22-01-2015
EP 2216516 A1	11-08-2010	CN 101793266 A EP 2216516 A1 EP 2216517 A1 JP 5074541 B2 JP 2010180882 A KR 20100089776 A US 2010192570 A1	04-08-2010 11-08-2010 11-08-2010 14-11-2012 19-08-2010 12-08-2010 05-08-2010
DE 102012205043 A1	02-10-2013	CN 104379289 A DE 102012205043 A1 EP 2830802 A1 US 2015104318 A1 WO 2013143941 A1	25-02-2015 02-10-2013 04-02-2015 16-04-2015 03-10-2013
EP 2821618 A1	07-01-2015	CN 104136738 A EP 2821618 A1 JP 6021354 B2 JP 2013181415 A US 2015037159 A1 WO 2013129410 A1	05-11-2014 07-01-2015 09-11-2016 12-09-2013 05-02-2015 06-09-2013
DE 102013005167 B3	11-09-2014	NONE	
US 2004022648 A1	05-02-2004	AU 2003256824 A1 CN 1685160 A EP 1565655 A1 US 2004022648 A1 WO 2004015273 A1	25-02-2004 19-10-2005 24-08-2005 05-02-2004 19-02-2004

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F02C6/12
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F02C F01D

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 2015/023785 A1 (STANKO MICHAEL J [US] ET AL) 22. Januar 2015 (2015-01-22) Zusammenfassung Abbildungen 1-2 Absatz [0019] Absatz [0006] Absätze [0024] - [0026] -----	1-8
A	EP 2 216 516 A1 (ABB TURBO SYSTEMS AG [CH]) 11. August 2010 (2010-08-11) Zusammenfassung Seite 2 -----	1-8
A	DE 10 2012 205043 A1 (CONTINENTAL AUTOMOTIVE GMBH [DE]) 2. Oktober 2013 (2013-10-02) Zusammenfassung Abbildung 1 -----	1-8
	-/-	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

12. Juni 2018

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

21/06/2018

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Giorgini, Gabriele

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	EP 2 821 618 A1 (MITSUBISHI HEAVY IND LTD [JP]) 7. Januar 2015 (2015-01-07) Zusammenfassung Abbildung 2 Absätze [0036] - [0038] -----	1-8
A	DE 10 2013 005167 B3 (BORGWARNER INC [US]) 11. September 2014 (2014-09-11) Zusammenfassung Absätze [0015] - [0019] -----	1-8
A	US 2004/022648 A1 (CABRALES JOSE [US] ET AL) 5. Februar 2004 (2004-02-05) Zusammenfassung Abbildung 1 -----	1-8

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2018/059299

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
US 2015023785	A1	22-01-2015	CN	105378316 A		02-03-2016
			EP	3022455 A2		25-05-2016
			US	2015023785 A1		22-01-2015
			WO	2015009351 A2		22-01-2015

EP 2216516	A1	11-08-2010	CN	101793266 A		04-08-2010
			EP	2216516 A1		11-08-2010
			EP	2216517 A1		11-08-2010
			JP	5074541 B2		14-11-2012
			JP	2010180882 A		19-08-2010
			KR	20100089776 A		12-08-2010
			US	2010192570 A1		05-08-2010

DE 102012205043	A1	02-10-2013	CN	104379289 A		25-02-2015
			DE	102012205043 A1		02-10-2013
			EP	2830802 A1		04-02-2015
			US	2015104318 A1		16-04-2015
			WO	2013143941 A1		03-10-2013

EP 2821618	A1	07-01-2015	CN	104136738 A		05-11-2014
			EP	2821618 A1		07-01-2015
			JP	6021354 B2		09-11-2016
			JP	2013181415 A		12-09-2013
			US	2015037159 A1		05-02-2015
			WO	2013129410 A1		06-09-2013

DE 102013005167	B3	11-09-2014	KEINE			

US 2004022648	A1	05-02-2004	AU	2003256824 A1		25-02-2004
			CN	1685160 A		19-10-2005
			EP	1565655 A1		24-08-2005
			US	2004022648 A1		05-02-2004
			WO	2004015273 A1		19-02-2004
