

(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
26. Januar 2017 (26.01.2017)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2017/012686 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F02B 37/22 (2006.01) *F01D 9/02* (2006.01)
F02B 37/02 (2006.01)

(74) Anwalt: DAIMLER AG; Intellectual Property and
Technology Management, RD/RI - H512, 70546 Stuttgart
(DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2016/001087
(22) Internationales Anmeldedatum:
25. Juni 2016 (25.06.2016)

(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, DK,
DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM,
GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP,
KR, 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.

(25) Einreichungssprache: Deutsch
(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
(30) Angaben zur Priorität:
10 2015 009 446.7 21. Juli 2015 (21.07.2015) DE

(71) Anmelder: DAIMLER AG [DE/DE]; Mercedesstraße
137, 70327 Stuttgart (DE).

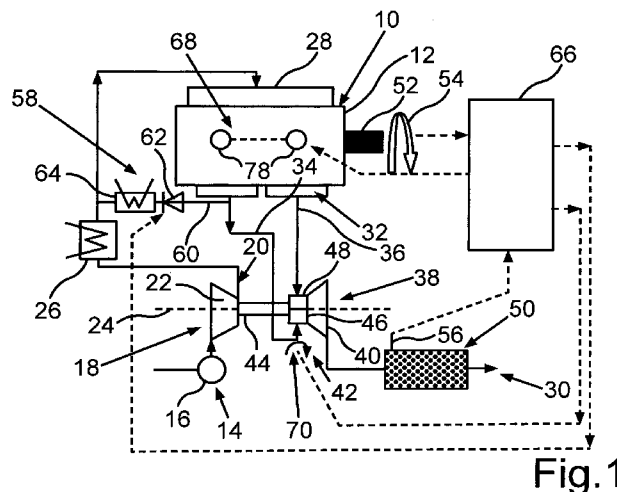
(72) Erfinder: SUMSER, Siegfried; Buchauerstr. 3, 70327
Stuttgart (DE). STREULE, Thomas; Seerosenweg 7,
71364 Winnenden (DE). NISIUS, Patrick; Gänsbergweg
7, 71576 Burgstetten (DE). LOEFFLER, Paul;
Leonberger Str. 49, 70199 Stuttgart (DE).

(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,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: TURBINE FOR A TURBOCHARGER OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung : TURBINE FÜR EINEN ABGASTURBOLADER EINER VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to a turbine (38) for a turbocharger of an internal combustion engine (10), comprising a turbine housing that has a receiving area, in which a turbine wheel (40) can be received in a rotatable manner about a rotational axis (24) relative to the turbine housing, and at least two spiral channels (46, 48), which run in the circumferential direction of the receiving area over the circumference thereof, through which exhaust gas of the internal combustion engine (10) can flow, and which open into the receiving area via respective outlet openings (94, 96) that follow one another in the circumferential direction of the receiving area. The turbine also comprises an adjusting device (70) that has a blocking element (90, 92) for each opening (94, 96), said blocking element being movable about the rotational axis (24) relative to the turbine housing and being used to adjust a flow cross-section of the respective outlet opening (94, 96), wherein exhaust gas flows through the flow cross-section. The spiral channels (46, 48) are designed symmetrically to each other and extend over the same wrap-around angle. The blocking elements (90, 92) have the same length or different lengths, which extend in the circumferential direction of the receiving area.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



WO 2017/012686 A1

RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, **Veröffentlicht:**CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, — *mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)*
TG).

Die Erfindung betrifft eine Turbine (38) für einen Abgasturbo lader einer Verbrennungskraftmaschine (10), mit einem Turbinengehäuse, welches einen Aufnahmeraum, in welchem ein Turbinenrad (40) um eine Drehachse (24) relativ zu dem Turbinengehäuse drehbar aufnehmbar ist, und wenigstens zwei in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang verlaufende und von Abgas der Verbrennungskraftmaschine (10) durchströmbare Spiralkanäle (46, 48) aufweist, welche über jeweilige, in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums aufeinanderfolgende Auslassöffnungen (94, 96) in den Aufnahmeraum münden, und mit einer Verstelleinrichtung (70), welche je Auslassöffnung (94, 96) einen um die Drehachse (24) relativ zu dem Turbinengehäuse verschiebbaren Sperrkörper (90, 92) aufweist, mittels welchem ein von dem Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der jeweils zugeordneten Auslassöffnung (94, 96) einstellbar ist, wobei die Spiralkanäle (46, 48) symmetrisch zueinander ausgebildet sind und sich über den gleichen Umschlingungswinkel erstrecken, wobei die Sperrkörper (90, 92) die gleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Länge oder ungleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Längen aufweisen.

Turbine für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine

Die Erfindung betrifft eine Turbine für einen Abgasturbolader gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Eine solche Turbine ist beispielsweise bereits aus der DE 10 2008 039 085 A1 bekannt. Die Turbine umfasst ein Turbinengehäuse, welches einen Aufnahmeraum aufweist, in welchem ein Turbinenrad um eine Drehachse relativ zu dem Turbinengehäuse drehbar aufnehmbar ist. Das Turbinengehäuse weist ferner wenigstens zwei in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang verlaufende und von Abgas der Verbrennungskraftmaschine durchströmbare Spiralkanäle auf, welche über jeweilige, in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums aufeinanderfolgende Auslassöffnungen in den Aufnahmeraum münden. Dadurch wird das die Spiralkanäle durchströmende Abgas mittels der Spiralkanäle zu dem Aufnahmeraum geführt, wobei das Abgas über die Auslassöffnungen in den Aufnahmeraum strömen kann. Dadurch kann das Abgas das im fertig hergestellten Zustand der Turbine im Turbinengehäuse aufgenommene Turbinenrad anströmen und dadurch antreiben.

Die Turbine umfasst ferner eine Verstelleinrichtung, welche je Auslassöffnung einen um die Drehachse relativ zu dem Turbinengehäuse verschiebbaren Sperrkörper aufweist, mittels welchem ein von dem Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der jeweils zugeordneten Auslassöffnung einstellbar ist. Mit anderen Worten weist die Verstelleinrichtung einen ersten Sperrkörper auf, welcher einer ersten der Auslassöffnungen zugeordnet ist. Ferner umfasst die Verstelleinrichtung einen zweiten Sperrkörper, welcher der zweiten Auslassöffnung zugeordnet ist. Die Sperrkörper können beispielsweise gemeinsam um die Drehachse des Turbinenrads relativ zu dem Turbinengehäuse gedreht beziehungsweise verschoben werden, wodurch ein jeweiliger, von Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der jeweils zugeordneten Auslassöffnung eingestellt, das heißt vergrößert oder verkleinert werden kann. Die

Sperrkörper sind beispielsweise in Form von Zungen ausgebildet, so dass die Verstelleinrichtung auch als Zungenschieber bezeichnet wird.

Durch die fortwährende Verschärfung von Emissionsgrenzwerten, insbesondere hinsichtlich der NO_x - und Rußemissionen, ergibt sich eine starke Beeinflussung des Aufladesystems einer Verbrennungskraftmaschine. Unter einem solchen Aufladesystem ist eine Aufladeeinrichtung zu verstehen, welche wenigstens einen Abgasturbolader umfasst, mittels welchem die Verbrennungskraftmaschine mit verdichteter Luft versorgt werden kann. Durch die wachsenden Anforderungen hinsichtlich der Ladedruckbereitstellung aufgrund hoher AGR-Raten über den mittleren Lastbereich bis zur Volllast hin ist man üblicherweise gezwungen, die Turbinen von solchen Aufladesystemen mehr und mehr geometrisch zu verkleinern. Die geforderten hohen Turbinenleistungen werden also durch eine Steigerung der Aufstaufähigkeit beziehungsweise durch die Reduktion der Schluckfähigkeit der Turbinen im Zusammenspiel mit der betreffenden Verbrennungskraftmaschine realisiert.

Des Weiteren wird das Eintrittsdruckniveau der Turbinen durch den Gegendruck von Rußfiltern weiter nach oben getrieben, wodurch die Turbinen nochmals zu kleineren Werten und damit mit geringeren Wirkungsgraden ausgelegt werden müssen, um die Leistungsanforderung der Verdichterseite für die Luft-Abgaslieferung befriedigen zu können.

Als Kernkomponente für das Abgasrückführsystem hat sich bei Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere für Nutzkraftwagen, die zweiflutige, asymmetrische Turbine durchgesetzt. Ein größeres Problem bezüglich der AGR-Fähigkeit in Verbindung mit der erforderlichen, zu liefernden Verbrennungsluft der Verbrennungskraftmaschine besteht insbesondere im unteren bis mittleren Motorbetriebsbereich und bei hoher Last. Bei den üblichen Auslegungsrandbedingungen, die auch vom Nennpunkt her der Verbrennungskraftmaschine von der Ladungswechselseite und Verbrauchsseite definiert werden, kann also bei einer asymmetrischen, zweiflutigen Festgeometrie-Turbine der untere Motordrehzahlbereich nicht optimal bedient werden.

Um das Verhältnis der AGR-Raten zu den notwendigen Luft-Kraftstoffverhältniszahlen in einem größeren Betriebsbereich optimal einstellen zu können, wäre ein zweiflutiger Turbinentyp hilfreich, der hinsichtlich der Stoßaufladungsfähigkeit bei einer Zylinderzusammenfassungsgruppe stärker ausgeprägt ist. Turbinen, die speziell für die

Stoßaufladung ausgelegt werden, haben merklich größere Strömungsquerschnitte für die Verwertung der größeren nutzbaren Exergieschwankungen beziehungsweise Druckpulsationen. Diese hohen Druckpulsationen der Verbrennungskraftmaschine existieren und ergeben sich an der Turbine dann, wenn man die sich üblicherweise einstellenden Drossel- und Reibungsverluste an den Auslassventilen und dem Krümmerbereich durch eine entsprechende Geometriegestaltung bis in die Turbine hinein merklich reduziert. Die Reduzierung der genannten Drossel- und Reibungsverluste stromauf der Turbine fördert die Erreichung der Zielsetzung der gewünschten extremen Stoßaufladung, wodurch eine Steigerung des mittleren Gesamtwirkungsgrads der Abgasexergienutzung trotz großer zeitlicher Schwankung des Turbinenwirkungsgrads erreicht wird.

Der Schlüssel für die Realisierung einer Gewichtung der Stoßaufladung bietet der Turbinentyp Segmentturbine, der mit einer Variabilität wesentlicher Strömungsquerschnitte versehen werden sollte, um auch im oberen Motordrehzahlbereich bestehen zu können. Dies bedeutet, dass die zuvor beschriebene Turbine mit den in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums aufeinanderfolgend beziehungsweise hintereinander angeordneten Auslassöffnungen eine solche Segmentturbine ist, wobei die Spiralkanäle auch als Segmente oder Segmentkanäle bezeichnet werden. Die genannte Variabilität ist dabei durch die Verstelleinrichtung beziehungsweise den Zungenschieber dargestellt, mittels welchem die Strömungsquerschnitte bedarfsgerecht eingestellt werden können.

Üblicherweise ist eine solche Segmentturbine hinsichtlich ihrer Spiralkanäle asymmetrisch ausgebildet. Dies bedeutet, dass sich die Spiralkanäle üblicherweise hinsichtlich ihrer Geometrie und hinsichtlich ihres Umschlingungswinkels voneinander unterscheiden, über welchen sich die jeweiligen Spiralkanäle in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang erstrecken.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Turbine der eingangs genannten Art derart weiterzuentwickeln, dass die Kosten der Turbine besonders gering gehalten werden können bei gleichzeitiger Realisierung einer besonders hohen Robustheit der Turbine.

Diese Aufgabe wird durch eine Turbine mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen mit zweckmäßigen Weiterbildungen der Erfindung sind in den übrigen Ansprüchen angegeben.

Um eine Turbine der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art derart weiterzuentwickeln, dass die Kosten der Turbine besonders gering gehalten werden können bei gleichzeitiger Realisierung einer besonders hohen und insbesondere mechanischen Robustheit der Turbine, ist es erfindungsgemäß vorgesehen, dass die Spiralkanäle symmetrisch zueinander ausgebildet sind und sich über den gleichen Umschlingungswinkel erstrecken. Dabei weisen die Sperrkörper die gleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Länge oder ungleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Längen auf. Mit anderen Worten ist die als Segmentturbine ausgebildete, erfindungsgemäße Turbine als symmetrische Segmentturbine ausgebildet, bei welcher die Spiralkanäle, insbesondere bezüglich ihres jeweiligen, von Abgas durchströmbaren Querschnitts, symmetrisch zueinander ausgebildet sind und demzufolge die gleiche Geometrie aufweisen.

Darüber hinaus erstrecken sich die Spiralkanäle, welche auch als Segmentkanäle oder Segmente bezeichnet werden, in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang über den gleichen Umschlingungswinkel. Weist die Turbine beispielsweise genau zwei Spiralkanäle auf, so beträgt der Umschlingungswinkel des jeweiligen Spiralkanals 180 Grad. Darüber hinaus ist es erfindungsgemäß vorgesehen, dass die beispielsweise als Zungen ausgebildeten Sperrkörper gleich lang sind oder ungleiche Längen aufweisen. Hierdurch ist es möglich, eine Turbine zu schaffen, welche sich für den Großserieneinsatz besonders gut eignet und auch eine besonders hohe Anwendungsvielfalt ermöglicht, die auch durch Bauraumaspekte bestimmt wird. Darüber hinaus können die Kosten der erfindungsgemäßen Turbine besonders gering gehalten werden bei gleichzeitiger Realisierung einer vorteilhaften mechanischen und thermodynamischen Anpassbarkeit.

Obwohl die Spiralkanäle symmetrisch zueinander ausgebildet sind und den gleichen Umschlingungswinkel aufweisen, ist es möglich, mittels der beispielsweise als Zungenschieber ausgebildeten Verstelleinrichtung eine Asymmetrie beziehungsweise einen asymmetrischen Betrieb der Turbine zu realisieren. Mit anderen Worten bestimmt die Verstelleinrichtung den Asymmetriegrad der Turbine, die im Grenzfall auch mit gleicher Länge der Sperrkörper symmetrisch betrieben werden kann. Als besonders vorteilhaft hat es sich jedoch gezeigt, wenn die Sperrkörper ungleiche Längen aufweisen. Hierdurch ist es möglich, die Auslassöffnungen beziehungsweise ihre Strömungsquerschnitte asymmetrisch zueinander einzustellen, indem beispielsweise die Sperrkörper in radialer Richtung zwischen feststehenden Wandungen des Turbinengehäuses und dem Turbinenrad um dessen Drehachse verschoben beziehungsweise gedreht werden. Die genannten Wandungen werden auch als

Gehäusezungen bezeichnet, die beispielsweise dann, wenn das Turbinengehäuse genau zwei Spiralkanäle aufweist, einen Teilungsabstand von 180 Grad-180 Grad aufweisen.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele sowie anhand der Zeichnung. Die vorstehend in der Beschreibung genannten Merkmale und Merkmalskombinationen sowie die nachfolgend in der Figurenbeschreibung genannten und/oder in den Figuren alleine gezeigten Merkmale und Merkmalskombinationen sind nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar, ohne den Rahmen der Erfindung zu verlassen.

Die Zeichnung zeigt in:

- Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Verbrennungskraftmaschine für einen Kraftwagen, mit einer als Segmentturbine ausgebildeten Turbine, die symmetrisch zueinander ausgebildete und sich über den gleichen Umschlingungswinkel erstreckende Spiralkanäle aufweist;
- Fig. 2 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht der Turbine;
- Fig. 3 ein Diagramm zur Veranschaulichung jeweiliger Strömungsquerschnitte der Spiralkanäle;
- Fig. 4 ausschnittsweise eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß einer ersten Ausführungsform
- Fig. 5 ein Diagramm zur Veranschaulichung des Betriebs der Turbine gemäß der ersten Ausführungsform; und
- Fig. 6 ausschnittsweise eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß einer zweiten Ausführungsform.

In den Figuren sind gleiche oder funktionsgleiche Elemente mit gleichen Bezugszeichen versehen.

Fig. 1 zeigt in einer schematischen Darstellung eine im Ganzen mit 10 bezeichnete Verbrennungskraftmaschine zum Antreiben eines Kraftwagens. Die Verbrennungskraftmaschine 10 weist ein Zylindergehäuse 12 auf, durch welches wenigstens ein in Fig. 1 nicht erkennbarer Brennraum insbesondere in Form eines Zylinders gebildet ist. Vorliegend weist die Verbrennungskraftmaschine 10 wenigstens einen ersten Zylinder und wenigstens einen zusätzlich dazu vorgesehenen, zweiten Zylinder auf. Insbesondere kann vorgesehen sein, dass die Verbrennungskraftmaschine 10 eine Mehrzahl von ersten Zylindern und eine Mehrzahl von zweiten Zylindern aufweist. Die ersten Zylinder bilden dabei eine erste Zylindergruppe, wobei die zweiten Zylinder eine zweite Zylindergruppe bilden.

In die jeweiligen Zylinder werden Kraftstoff, insbesondere flüssiger Kraftstoff, sowie Luft eingebracht. Hierzu umfasst die Verbrennungskraftmaschine 10 einen von der Luft durchströmbaren Ansaugtrakt 14, über welchen die Verbrennungskraftmaschine 10 während ihres Betriebs die Luft aus der Umgebung ansaugt. In dem Ansaugtrakt 14 ist ein Luftfilter 16 zum Filtern der Luft angeordnet.

Die Verbrennungskraftmaschine 10 umfasst ferner einen Abgasturbolader 18, welcher einen in dem Ansaugtrakt 14 angeordneten Verdichter 20 aufweist. Der Verdichter 20 umfasst ein in Fig. 1 nicht erkennbares Verdichtergehäuse sowie ein Verdichterrad 22, welches drehbar in dem Verdichtergehäuse angeordnet ist. Dies bedeutet, dass das Verdichterrad 22 um eine Drehachse 24 relativ zu dem Verdichtergehäuse drehbar ist. Die von der Verbrennungskraftmaschine 10 angesaugte und den Ansaugtrakt 14 durchströmende Luft wird mittels des Verdichters 20, insbesondere mittels des Verdichterrads 22, verdichtet und dadurch erwärmt. Um einen besonders hohen Aufladegrad zu realisieren, ist in dem Ansaugtrakt 14 stromab des Verdichters 20 eine Kühleinrichtung in Form eines Ladeluftkühlers 26 angeordnet, mittels welchem die verdichtete und dadurch erwärmte Luft gekühlt wird. Im Ansaugtrakt 14 ist ferner ein Ansaugmodul in Form eines Ladeluftverteilers 28 angeordnet. Mittels des Ladeluftverteilers 28 wird die verdichtete und auch als Ladeluft bezeichnete Luft auf die jeweiligen Zylinder verteilt, sodass die verdichtete Luft (Ladeluft) über den Ladeluftverteiler 28 in den Zylinder einströmt.

Der Kraftstoff wird beispielsweise mittels jeweiliger Injektoren direkt in die Zylinder eingespritzt. Aus diesem Zuführen von Kraftstoff und Luft in den jeweiligen Zylinder resultiert im jeweiligen Zylinder ein Kraftstoff-Luft-Gemisch, welches gezündet wird. Die Zündung erfolgt beispielsweise durch Fremdzündung oder Selbstzündung. Die

Verbrennungskraftmaschine 10 ist beispielsweise als Dieselmotor ausgebildet. Die vorigen und folgenden Ausführungen können jedoch auch ohne weiteres auf andere Verbrennungskraftmaschinen übertragen werden.

Aus der Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches resultiert Abgas der Verbrennungskraftmaschine 10. Die Verbrennungskraftmaschine 10 umfasst dabei einen von dem Abgas durchströmbaren Abgastrakt 30, mittels welchem das Abgas aus den jeweiligen Zylindern abgeführt wird. In dem Abgastrakt 30 ist ein Abgaskrümm器 32 angeordnet, mittels welchem die ersten Zylinder zu einer ersten Flut 34 und die zweiten Zylinder zu einer zweiten Flut 36 des Abgastrakts 30 zusammengeführt werden. Die erste Flut 34 ist von Abgas aus den ersten Zylindern, nicht jedoch von Abgas aus den zweiten Zylindern durchströmbbar, wobei die zweite Flut 36 von Abgas aus den zweiten Zylindern, nicht jedoch von Abgas aus den ersten Zylindern durchströmbbar ist. Die Fluten 34 und 36 sind dabei zumindest teilweise fluidisch voneinander getrennt.

Der Abgasturbolader 18 umfasst ferner eine in dem Abgastrakt 30 angeordnete Turbine 38, welche ein in Fig. 1 nicht erkennbares Turbinengehäuse und ein in dem Turbinengehäuse drehbar angeordnetes Turbinenrad 40 umfasst. Das Turbinenrad 40 ist dabei um die Drehachse 24 relativ zu dem Turbinengehäuse drehbar. Das Turbinengehäuse weist einen Aufnahmeraum auf, in welchem das Turbinenrad 40 aufgenommen ist. Das Verdichterrad 22 und das Turbinenrad 40 sind Bestandteile eines im Ganzen mit 42 bezeichneten Rotors des Abgasturboladers 18. Der Rotor 42 umfasst dabei eine Welle 44, mit welcher das Verdichterrad 22 und das Turbinenrad 40 drehfest verbunden sind. Das im Abgastrakt 30 angeordnete Turbinenrad 40 ist dabei von dem Abgas der Verbrennungskraftmaschine 10 antreibbar, wobei das Verdichterrad 22 über die Welle 44 von dem Turbinenrad 40 angetrieben werden kann. Dadurch wird mittels des Verdichterrads 22 die Luft verdichtet, sodass im Abgas enthaltene Energie zum Verdichten der Luft genutzt werden kann.

Vorliegend ist die Turbine 38 als zweiflutige Turbine ausgebildet und umfasst demzufolge zwei zumindest teilweise voneinander getrennte Fluten 46 und 48, wobei die Flut 46 fluidisch mit der Flut 34 und die Flut 48 fluidisch mit der Flut 36 verbunden ist. Dadurch kann das die Flut 34 durchströmende Abgas aus der Flut 34 aus- und in die Flut 46 einströmen, wobei das die Flut 36 durchströmende Abgas aus der Flut 36 aus- und in die Flut 48 einströmen kann. Das die Fluten 46 und 48 durchströmende Abgas kann schließlich zu dem Turbinenrad 40 strömen und dieses antreiben.

Die Fluten 46 und 48 sind zwei in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang verlaufende und von Abgas der Verbrennungskraftmaschine durchströmbare Spiralkanäle, welche über jeweilige, in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums aufeinanderfolgende Auslassöffnungen 94 und 96 (Fig. 4) in den Aufnahmeraum münden. Die Auslassöffnungen werden beispielsweise auch als Düsen bezeichnet.

Die Turbine 38 umfasst ferner eine in Fig. 1 besonders schematisch dargestellte Verstelleinrichtung 70, welche vorliegend als Zungenschieber ausgebildet ist. Die Verstelleinrichtung umfasst je Auslassöffnung 94 beziehungsweise 96 einen um die Drehachse 24 relativ zu dem Turbinengehäuse verschiebbaren Sperrkörper 90 beziehungsweise 92, mittels welchem ein von dem Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der jeweils zugeordneten Auslassöffnung 94 beziehungsweise 96 einstellbar ist. Beispielsweise ist ein in Fig. 1 nicht dargestellter Aktor vorgesehen, mittels welchem die Sperrkörper 90 und 92 bewegbar, das heißt um die Drehachse 24 verschiebbar sind, um dadurch die Strömungsquerschnitte der Auslassöffnungen 94 und 96 einzustellen.

In dem Abgastrakt 30 ist stromab der Turbine 38, insbesondere des Turbinenrads 40, eine Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 der Verbrennungskraftmaschine 10 angeordnet. Das den Abgastrakt 30 durchströmende Abgas wird mittels der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 nachbehandelt, bevor es beispielsweise an die Umgebung entlassen wird. Die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 umfasst beispielsweise wenigstens einen Rußfilter, mittels welchem Rußpartikel aus dem Abgas gefiltert werden können. Alternativ oder zusätzlich kann die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 einen Katalysator, insbesondere einen SCR-Katalysator (SCR – selektive katalytische Reduktion), umfassen. Mittels eines solchen SCR-Katalysators kann das Abgas denoxiert beziehungsweise entstickt werden. Darunter ist zu verstehen, dass Stickoxide (NO_x) mittels des SCR-Katalysators aus dem Abgas entfernt werden können. Hierzu wird beispielsweise ein Reduktionsmittel insbesondere in Form einer wässrigen Harnstofflösung in den Abgastrakt 30, insbesondere die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50, dosiert.

In den Zylindern sind jeweilige Kolben translatorisch bewegbar aufgenommen. Die Kolben sind über jeweilige Pleuel gelenkig mit einer als Kurbelwelle 52 ausgebildeten Abtriebswelle der Verbrennungskraftmaschine 10 gekoppelt, sodass infolge der gelenkigen Kopplung die translatorischen Bewegungen der Kolben in eine rotatorische

Bewegung der Kurbelwelle 52 umgewandelt werden können. Diese rotatorische Bewegung der Kurbelwelle 52 ist in Fig. 1 durch einen Richtungspfeil 54 veranschaulicht.

Die Verbrennungskraftmaschine 10 umfasst ferner einen in dem Abgastrakt 30 angeordneten Temperatursensor 56, mittels welchem eine Temperatur des Abgases beziehungsweise der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 erfassbar ist. Die Temperatur der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 wird auch als Betriebstemperatur sowie mit T_{AGN} bezeichnet.

Die Verbrennungskraftmaschine 10 umfasst in der in Fig. 1 veranschaulichten Ausführungsform optional eine Abgasrückführeinrichtung 58, mittels welcher eine Abgasrückführung (AGR) durchführbar ist. Die Abgasrückführeinrichtung 58 kann jedoch auch entfallen, sodass die Verbrennungskraftmaschine 10 keine Abgasrückführeinrichtung aufweist.

Die Abgasrückführeinrichtung 58 umfasst wenigstens eine Abgasrückführleitung 60, welche an einer Abzweigstelle mit dem Abgastrakt 30 verbunden ist. Vorliegend ist die Abgasrückführleitung 60 an der Abzweigstelle mit der Flut 34 fluidisch verbunden. Die Abgasrückführleitung 60 ist darüber hinaus an einer Zuführstelle fluidisch mit dem Ansaugtrakt 14 verbunden. Dadurch kann an der Abzweigstelle zumindest ein Teil des die Flut 34 durchströmenden Abgases abgezweigt werden. Das an der Abzweigstelle abgezweigte Abgas strömt in die Abgasrückführleitung 60 ein und durchströmt die Abgasrückführleitung 60. Das die Abgasrückführleitung 60 durchströmende Abgas wird mittels der Abgasrückführleitung 60 zur Zuführstelle geführt und kann an der Zuführstelle in den Ansaugtrakt 14 einströmen. Das in den Ansaugtrakt 14 einströmende, rückgeführte Abgas wird mittels der den Ansaugtrakt 14 durchströmenden Luft mitgenommen und in die Zylinder transportiert.

Die Abgasrückführeinrichtung 58 umfasst ein in der Abgasrückführleitung 60 angeordnetes Ventilelement 62, welches auch als AGR-Ventil (Abgasrückführ-Ventil) bezeichnet wird. Mittels des Ventilelements 62 ist eine Menge des die Abgasrückführleitung 60 durchströmenden Abgases einstellbar. Ferner umfasst die Abgasrückführeinrichtung 58 eine in der Abgasrückführleitung 60 angeordnete Kühleinrichtung 64, welche auch als AGR-Kühler (Abgasrückführ-Kühler) bezeichnet wird. Die Kühleinrichtung 64 ist in Strömungsrichtung des Abgases durch die Abgasrückführleitung 60 stromab des Ventilelements 62 angeordnet und zum Kühlen des rückzuführenden Abgases ausgebildet.

Ferner umfasst die Verbrennungskraftmaschine 10 eine Recheneinrichtung 66, welche auch als Steuergerät oder Motorsteuergerät bezeichnet wird. Mittels der Recheneinrichtung 66 wird die Verbrennungskraftmaschine 10 betrieben, insbesondere gesteuert oder geregelt. Vorliegend ist die Recheneinrichtung 66 mit dem Ventilelement 62 verbunden, sodass das Ventilelement 62 von der Recheneinrichtung 66 ansteuerbar ist. Unter diesem Ansteuern ist zu verstehen, dass das Ventilelement 62 mittels der Recheneinrichtung 66 betrieben wird, sodass mittels der Recheneinrichtung 66 über das Ventilelement 62 die Menge des die Abgasrückführleitung 60 durchströmenden Abgases einstellbar ist. Ferner ist die Recheneinrichtung 66 mit dem Temperatursensor 56 verbunden, sodass der Temperatursensor 56 ein die erfasste Temperatur der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 charakterisierendes Signal bereitstellt. Dieses Signal wird an die Recheneinrichtung 66 übertragen und von der Recheneinrichtung 66 empfangen. Ferner ist beispielsweise ein in Fig. 1 nicht erkennbarer Drehzahlsensor vorgesehen, mittels welchem die Drehzahl der Kurbelwelle 52 erfassbar ist beziehungsweise erfasst wird. Der Drehzahlsensor stellt ein die erfasste Drehzahl der Kurbelwelle 52 charakterisierendes Drehzahlsignal bereit, welches – da der Drehzahlsensor mit der Recheneinrichtung 66 gekoppelt ist – an die Recheneinrichtung 66 übertragen und von der Recheneinrichtung 66 empfangen wird. Dadurch ist es möglich, dass mittels der Recheneinrichtung 66 Komponenten der Verbrennungskraftmaschine 10 in Abhängigkeit von der mittels des Temperatursensors 56 erfassten Temperatur und/oder in Abhängigkeit von der mittels des Drehzahlsensors erfassten Drehzahl angesteuert und somit betrieben, das heißt geregelt oder gesteuert, werden. Insbesondere ist es vorgesehen, dass das Ventilelement 62 von der Recheneinrichtung 66 in Abhängigkeit von der erfassten Temperatur der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 und/oder in Abhängigkeit von der erfassten Drehzahl angesteuert, das heißt geregelt oder gesteuert, wird.

Die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 hat einen vorteilhaften Temperaturbereich beziehungsweise eine vorteilhafte Betriebstemperatur, in welchem beziehungsweise bei welcher das Abgas mittels der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 besonders effektiv nachbehandelt werden kann. Dieser Temperaturbereich beträgt beispielsweise mehrere 100 Grad, sodass die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 beispielsweise bei einem Kaltstart beziehungsweise unmittelbar nach einem solchen Kaltstart der Verbrennungskraftmaschine 10 nicht in dem vorteilhaften Temperaturbereich liegt. Um das Abgas und über dieses die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 besonders schnell aufzuheizen und somit in kurzer Zeit in den Temperaturbereich zu bringen, ist die

Recheneinrichtung 66 (Motorsteuergerät) dazu ausgebildet, einen Aufheizbetrieb der Verbrennungskraftmaschine 10 zu bewirken. In diesem Aufheizbetrieb ist mittels der Recheneinrichtung 66 eine höhere Temperatur des Abgases als in einem sich an den Aufheizbetrieb anschließenden Normalbetrieb der Verbrennungskraftmaschine 10 eingestellt.

Die Verbrennungskraftmaschine 10 weist eine Motorbremseinrichtung 68 auf, welche wenigstens eine Konstantdrossel 78 umfasst. Aus Fig. 1 ist erkennbar, dass vorliegend zwei Konstantdrosseln 78 vorgesehen sind. Eine erste der Konstantdrosseln 78 ist beispielsweise genau einem der ersten Zylinder zugeordnet, wobei die zweite Konstantdrossel 78 beispielsweise genau einem der zweiten Zylinder zugeordnet ist. Über die jeweilige Konstantdrossel 78 ist dem jeweiligen Zylinder Gas insbesondere in Form von Luft zuführbar sowie Gas aus dem jeweiligen Zylinder abführbar. Mit anderen Worten kann – wenn die Konstantdrossel 78 freigegeben ist – Gas, insbesondere Luft, mittels des jeweiligen Kolbens aus dem jeweiligen Zylinder über die jeweilige Konstantdrossel 78 ausgeschoben sowie in den jeweiligen Zylinder eingesaugt werden.

Dem jeweiligen Zylinder sind ferner Gaswechselventile in Form von Einlassventilen und Auslassventilen zugeordnet. Mittels dieser Gaswechselventile wird der sogenannte Gaswechsel des jeweiligen Zylinders gesteuert. Darunter ist zu verstehen, dass die Luft beispielsweise in den jeweiligen Zylinder einströmen kann, wenn die Einlassventile geöffnet sind. Sind die Auslassventile geöffnet, so kann der jeweilige Kolben das jeweilige Abgas aus dem jeweiligen Zylinder über Auslasskanäle ausschieben.

Die jeweilige Konstantdrossel 78 ist dabei zusätzlich zu den jeweiligen Gaswechselventilen vorgesehen und weist gegenüber den Einlasskanälen und Auslasskanälen einen wesentlich geringeren, von dem Gas durchströmbaren Strömungsquerschnitt auf, sodass durch die jeweilige Konstantdrossel 78 eine Motorbremse in Form einer Dekompressionsbremse darstellbar ist. Mittels der die Konstantdrosseln 78 umfassenden Motorbremseinrichtung 68 ist ein Motorbremsbetrieb beziehungsweise eine Motorbremse realisierbar. In dem Motorbremsbetrieb wird die jeweilige Konstantdrossel 78 mit besonders kleinem Querschnitt parallel zu den Auslassventilen beispielsweise nicht nur am Ende des Kompressionstaktes, sondern während des gesamten Motorbremsbetriebs geöffnet. Hierdurch erfolgt eine Dekompression des mittels des jeweiligen Kolbens komprimierten Gases kontinuierlich, jedoch aufgrund des geringen Querschnitts der jeweiligen Konstantdrossel 78 bei hohem Gegendruck. Auch in der folgenden Expansionsphase ist eine hohe Motorbremswirkung

vorhanden, da das Gas gegen den Widerstand der jeweiligen Konstantdrossel 78 in den jeweiligen Zylinder einströmt beziehungsweise angesaugt wird.

Beispielsweise umfasst die Motorbremseinrichtung 68 auch den Zungenschieber (Verstelleinrichtung 70), sodass auch der Zungenschieber zum Bewirken der Motorbremse genutzt werden kann. Dabei wird die Motorbremseinrichtung 68 beispielsweise auch als Turbobrake bezeichnet.

Es wurde gefunden, dass die Turbobrake ein besonders großes Potential zur Erzeugung von hohen Luftmengen und negativen Ladungswechseln, das heißt hohen Motorgegendrücken hat, wodurch eine besonders schnelle Aufheizung beziehungsweise Aufwärmung des Abgastrakts 30 und somit der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 realisierbar ist. Darüber hinaus weist die Turbobrake eine besonders hohe Robustheit gegenüber hohen Abgasmassenströmen und hohen Wärmeübergangszahlen auf.

Um nun die beschriebene Aufheizphase besonders effizient und effektiv durchzuführen, das heißt den Abgastrakt 30 beziehungsweise das Abgas und über dieses die Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 mit einem nur geringen Kraftstoff-Aufwand sowie in kurzer Zeit stark erwärmen zu können, ist die Recheneinrichtung 66 dazu ausgebildet, zum Bewirken des Aufheizbetriebs die Motorbremseinrichtung 68, das heißt die jeweilige Konstantdrossel 78 und den Aktor beziehungsweise die Verstelleinrichtung 70 anzusteuern. Mit anderen Worten ist es vorgesehen, die Turbobrake für ein Aufheizverfahren des Abgastrakts 30 mitzunutzen. Der Turbobrake kommt somit eine Doppelfunktion zu, da sie zum einen zum Bewirken des Motorbremsbetriebs und zum andern zum Bewirken des Aufheizbetriebs genutzt wird. Das Aufheizverfahren beziehungsweise der Aufheizbetrieb kann somit auch bei relativ niederen Motorlasten stattfinden, wodurch hohe absolute Wärmemengen erzeugbar sind, die aufgrund der gesteigerten Abgasmengen und Strömungsgeschwindigkeiten gute Wärmeübergangszahlen für die überströmten Oberflächen der aufzuwärmenden Bauteile des Abgastrakts 30 und der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 verursacht werden.

Zur Beeinflussung des Motorwirkungsgrads und des Turboladerwirkungsgrads dienen zumindest die als Motorbremsventile fungierenden Konstantdrosseln 78. Durch die Robustheit der Turbine 38 mit dem beispielsweise als angepasstes Dickschaufler-Turbinenrad ausgebildeten Turbinenrad 40, wobei die Turbine 38 auch Eintrittsdrücke bis über 10 bar ohne mechanische Probleme erträgt, ergibt sich ein gewünscht hohes Aufheiz-Potential, das bei üblichen Turbinen mit variabler Turbinengeometrie schon

aufgrund der mechanischen Funktionalitäten zur Beherrschung der betreffenden Druck-Pulsation und den Gaskraftwirkungen bei weitem nicht vorhanden ist.

Der Aufheizbetrieb wird beispielsweise durch eine spezielle Aufheiz-Regelung bewerkstelligt, welche mittels der Recheneinrichtung 66 durchgeführt wird, die die entsprechenden Aktoren beziehungsweise die betreffenden Komponenten aktiviert oder deaktiviert. Je nach den zu fahrenden Motorbetriebspunkten der Aufheizphasen ergeben sich vielfältige Kombinationsmöglichkeiten der Bauteile in Form der Konstantdrosseln 78, von Kraftstoff-Einspritzzeitpunkten, der Verstelleinrichtung 70 und/oder der Verstelleinrichtung hinsichtlich ihrer Positionen, da die Verstelleinrichtung beispielsweise gestuft oder stufenlos in unterschiedliche Stellungen bewegt werden kann. Der Regelalgorithmus wird im Abgleich zu den Sollwerten der charakteristischen Temperaturen T_{AGN} in der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 auch die absoluten Wärmemengen H_{AGN} des Abgases im Abgastrakt 30 über die Kraftstoff-Einspritzmengen für die Erreichung der zeitlich dominierten Optimierungsziele kontrollieren. Hierbei wird entsprechend der Aufgabenstellung naturgegeben unterschieden, ob die Denoxierung durch schnelles Aufheizen oder der Rußfilter-Abbrand mit noch zusätzlich hohen Sauerstoffmengen optimal bedient werden soll.

Die Konstantdrosseln 78 sind mit der Recheneinrichtung 66 gekoppelt und somit von der Recheneinrichtung 66 ansteuerbar. Die Konstantdrosseln 78 können somit mittels der Recheneinrichtung 66 geöffnet und geschlossen werden. Im geöffneten Zustand können die Konstantdrosseln 78 von dem beschriebenen Gas durchströmt werden, wobei das Gas im geschlossenen Zustand der Konstantdrosseln 78 nicht durch diese strömen kann.

Die Turbine 38 des Abgasturboladers 18 ist als Segmentturbine beziehungsweise Mehrsegmentturbine ausgebildet. Das Turbinengehäuse weist dabei vorliegend genau zwei in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang zumindest im Wesentlichen spiralförmig verlaufende und von Abgas der Verbrennungskraftmaschine durchströmbare Spiralkanäle in Form der Fluten 46 und 48 auf, welche über die jeweiligen, in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums aufeinanderfolgenden beziehungsweise hintereinander angeordneten Auslassöffnungen 94 und 96 in den Aufnahmeraum münden. Das die Spiralkanäle durchströmende Abgas kann die Auslassöffnungen 94 und 96 durchströmen und somit aus den Spiralkanälen aus- und in den Aufnahmeraum einströmen. Dadurch kann das aus den Spiralkanälen ausströmende Abgas das Turbinenrad 40 anströmen und dadurch antreiben.

Die Auslassöffnungen 94 und 96 werden auch als Düsen bezeichnet, wobei in Fig. 2 schematisch die in Fig. 2 mit 80 bezeichnete Düse des ersten Spiralkanals (Flut 46) dargestellt ist. Die jeweilige Düse wird auch als Zungenschieberdüse bezeichnet.

Die Verstelleinrichtung 70 ist ein Zungenschieber, welcher je Auslassöffnung 94 und 96 einen um die Drehachse 24 relativ zu dem Turbinengehäuse drehbaren beziehungsweise verschiebbaren oder bewegbaren Sperrkörper 90 beziehungsweise 92 in Form einer Zunge aufweist. Mittels dieses Sperrkörpers 90 beziehungsweise 92 beziehungsweise mittels dieser Zunge ist ein von Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der jeweils zugeordneten Auslassöffnung 94 beziehungsweise 96 einstellbar. Mit anderen Worten weist der Zungenschieber einen ersten Sperrkörper 90 beziehungsweise eine erste Zunge auf, der beziehungsweise die der ersten Auslassöffnung 94 (Düsen) zugeordnet ist. Ferner umfasst der Zungenschieber einen zweiten Sperrkörper 92 beziehungsweise eine zweite Zunge, der beziehungsweise die der zweiten Auslassöffnung 96 (Düse) zugeordnet ist. Wird der erste Sperrkörper 90 um die Drehachse 24 gedreht, so wird dadurch der Strömungsquerschnitt der ersten Auslassöffnung 94 eingestellt. Wird der zweite Sperrkörper 92 um die Drehachse 24 gedreht, so wird dadurch der Strömungsquerschnitt der zweiten Auslassöffnung 96 eingestellt. Dabei kann vorgesehen sein, dass die Sperrkörper 90 und 92 relativ zueinander beziehungsweise unabhängig voneinander um die Drehachse 24 drehbar sind. Vorzugsweise ist es auch vorgesehen, dass die Sperrkörper 90 und 92 an einem gemeinsamen Ring gehalten und über diesen Ring gemeinsam um die Drehachse 24 relativ zu dem Turbinengehäuse, insbesondere mittels des Aktors, drehbar sind.

In Fig. 2 ist ferner eine Turbinenschaufel 82 des Turbinenrads 40 erkennbar. Die Turbinenschaufel 82 weist eine Anströmkante 84 auf, über welche die Turbinenschaufel 82 beim Betrieb der Turbine 38 von dem Abgas angeströmt wird. Die in Fig. 2 besonders gut erkennbare, in axialer Richtung der Turbine 38 verlaufende Erstreckung der Anströmkante 84, welche auch als Eintrittskante bezeichnet wird, ist eine sogenannte Eintrittsbreite, über welche die Turbinenschaufel 82 von dem Abgas angeströmt wird. Da die Auslassöffnungen 94 und 96 in Umfangsrichtung hintereinander beziehungsweise aufeinanderfolgend angeordnet sind, kann die gesamte Eintrittsbreite genutzt werden, um der Turbinenschaufel 82 das Abgas zuzuführen.

Um nun die Kosten der Turbine 38 besonders gering zu halten sowie eine besonders hohe Robustheit der Turbine 38 zu realisieren, ist es vorgesehen, dass die Spiralkanäle symmetrisch zueinander ausgebildet sind und sich über den gleichen

Umschlingungswinkel erstrecken. Dabei sind die Sperrkörper 90 und 92 beispielsweise derart ausgebildet, dass sie die gleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Länge oder ungleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Längen aufweisen. Die Spiralkanäle werden auch als Segmente oder Spiralsegmente bezeichnet. Somit ist die Turbine 38 als Segmentturbine oder Mehrsegmentturbine ausgebildet.

Üblicherweise sind derartige Mehrsegmentturbinen mit Zungenschiebern asymmetrisch ausgebildet. Dies bedeutet, dass die Spiralsegmente unsymmetrisch zueinander ausgebildet sind. Die Funktion dieser einfachen Turbine basiert auf dem Drehschieber-Prinzip, bei dem die jeweiligen Zungenspitzen den betreffenden Spiralenströmungsquerschnitt abgreifen und damit die Eintrittsdrallgeschwindigkeit beziehungsweise Turbinenleistung gewichtig beeinflussen. Durch die robuste Bauweise mit einer nur geringen Anzahl an beweglichen Teilen bietet sich dieser Turbinentyp besonders bei Nutzfahrzeug-Anwendungen an, die hohe Ansprüche an eine zuverlässige Verstellfunktion über viele 100.000 Kilometer haben. Die Anwendung der aufkommenden Ottomotoren-Aufladung, die sich in Richtung von variablen Turbinengeometrien entwickeln wird, dürfte diese Bauart ebenfalls sehr bedeutend machen.

Aus Fig. 1 ist erkennbar, dass die Abgasrückführleitung 60 fluidisch mit der Flut 34, nicht jedoch mit der Flut 36 verbunden ist. Daher wird die Flut 34 auch als AGR-Flut bezeichnet, so dass die Flut 46, in die die Flut 34 mündet, auch als AGR-Segment, AGR-Kanal oder AGR-Leitung bezeichnet wird. Dies bedeutet, dass die Flut 34 und die Flut 46 insbesondere dazu genutzt werden, eine hinreichend hohe Menge an rückzuführendem Abgas und somit eine hinreichend hohe AGR-Rate bereitzustellen. Demgegenüber kommt der Flut 36 und der Flut 48 insbesondere die Aufgabe zu, das Verbrennungsluftverhältnis λ auf gewünschte Werte einzustellen, so dass die Flut 36 auch als Lambda-Flut bezeichnet wird. Demzufolge wird die Flut 48 auch als Lambda-Spiralkanal, Lambda-Segment oder Lambda-Leitung bezeichnet.

Die als Zungenschieber ausgebildete Verstelleinrichtung 70 ist eine Variabilität, mittels welcher die Turbine 38 bedarfsgerecht an unterschiedliche Betriebspunkte angepasst werden kann. Daher wird die Turbine 38 auch als Vario-Segment-Turbine bezeichnet. Da die Flut 34 eine AGR-Flut ist, ist die erste Zylindergruppe eine sogenannte AGR-Zylindergruppe, an die die Flut 34 angeschlossen ist. Die AGR-Zylindergruppe bewerkstelligt mithilfe der Aufstaufähigkeit des betreffenden Turbinensegments in Form der Flut 46 die Abgasrückführung über die Kühleinrichtung 64 zur Luftseite

beziehungsweise dem Ansaugtrakt 14. Die als Zungenschieberturbine ausgebildete Turbine 38 wie auch das Abgasrückführventil (Ventilelement 62) werden über eine Regelung mit hinterlegten und applizierten elektronischen Daten auf optimales Verhalten bezüglich Verbrauch und Emission geregelt.

Für ein schnelles Ansprechen der Abgasnachbehandlungsanlage in Form der Abgasnachbehandlungseinrichtung 50 kann die Regelung der auch als Vario-Turbine bezeichneten Turbine 38 mit dem Abgasrückführventil wie auch der jeweiligen Konstantdrossel 78 im jeweiligen Zylinder im Rahmen des Thermomanagements sehr wirkungsvoll durchgeführt werden.

Wie aus Entwicklungsaktivitäten eines hochaufgeladenen Motorbremssystems mit der Turbobrake gefunden wurde, dürfte mithilfe der robusten, variablen Zungenschieberturbine das Motorbremssystem sehr stark gegenüber dem Stand der Technik bevorteilt sein, wenn die kleinen Konstantdrosselventile (Konstantdrosseln 78) in den Zylindern mitvorliegen und in den Motorbremsphasen geöffnet werden.

Die jeweiligen Auslassöffnungen 94 und 96 sind auf einem sogenannten Eintrittsdurchmesser angeordnet, auf welchem das Abgas die Auslassöffnungen 94 und 96 durchströmt und demzufolge von den Spiralkanälen (Fluten 46 und 48) in den Aufnahmeraum strömt. Fig. 3 zeigt jeweilige Spiralfächenverläufe der Spiralkanäle vorliegend ohne Düsenquerschnittsfläche des hier im Mittelpunkt stehenden symmetrischen und als Segmentgehäuse bezeichneten Turbinengehäuses, zum Beispiel der Zweisegment-Turbine mit der symmetrischen Winkelaufteilung 180 Grad-180 Grad. Mit anderen Worten, der erste Spiralkanal (Flut 46) weist einen von dem Abgas durchströmbaren Strömungsquerschnitt AS1 auf, dessen Verlauf entlang der Erstreckung des ersten Spiralkanals durch einen in Fig. 3 gezeigten Verlauf 86 veranschaulicht ist. Demzufolge weist der zweite Spiralkanal (Flut 48) einen von dem Abgas durchströmbaren Strömungsquerschnitt AS2 auf, dessen Verlauf entlang der Erstreckung des zweiten Spiralkanals in Fig. 3 durch einen Verlauf 88 veranschaulicht ist.

Die jeweilige Erstreckung beziehungsweise der jeweilige Verlauf des jeweiligen Spiralkanals wird beispielsweise mithilfe einer Laufvariablen φ beschrieben. Dies bedeutet, dass die Laufvariable φ jeweils auf den Spiralkanal bezogen wird beziehungsweise werden kann, um diesen an jeder Stelle in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums beziehungsweise des Turbinenrads 40 über dessen Umfang beschreiben zu können. Bezogen auf den zweiten Spiralkanal wird die Laufvariable φ mit

φ_{λ} bezeichnet. Bezogen auf den ersten Spiralkanal wird die Laufvariable φ mit φ_{AGR} bezeichnet.

Dabei ist es vorzugsweise vorgesehen, dass der jeweilige Verlauf des jeweiligen Strömungsquerschnitts AS1 beziehungsweise AS2 folgender Gesetzmäßigkeit gehorcht:

$$AS2 = AS20 \times (1 - \varphi_{\lambda} / \varphi_{20})^{\Delta} \text{ ex2 und } AS1 = AS10 \times (1 - \varphi_{AGR} / \varphi_{10})^{\Delta} \text{ ex1.}$$

Dabei beginnt der erste Spiralkanal ab einem sogenannten Eintrittsquerschnitt des ersten Spiralkanals, wobei der Eintrittsquerschnitt des ersten Spiralkanals mit AS10 bezeichnet wird. Der zweite Spiralkanal beginnt ab einem Eintrittsquerschnitt des zweiten Spiralkanals, wobei der Eintrittsquerschnitt des zweiten Spiralkanals mit AS20 bezeichnet wird. Bezogen auf die Umfangsrichtung des Aufnahmeraums beziehungsweise des Turbinenrads 40 befindet sich der Eintrittsquerschnitt des ersten Spiralkanals bei dem Winkel φ_{10} , während sich der Eintrittsquerschnitt des zweiten Spiralkanals bei einem Winkel φ_{20} befindet. Der Winkel φ_{20} wird auch als Eintrittswinkel $\varphi_{\lambda,0}$ bezeichnet. Der Winkel φ_{10} wird auch als Eintrittswinkel $\varphi_{AGR,0}$ bezeichnet.

Mit anderen Worten wird durch die oben genannte Gesetzmäßigkeit ein jeweiliger Verlauf, insbesondere Spiralenverlauf, der Spiralkanäle für einen jeweiligen Flächenabgriff der Sperrkörper beschrieben. Dabei ist ex1 ein erster Exponent, welcher mindestens den Wert 2 aufweist. Ferner ist ex2 ein zweiter Exponent, welcher mindestens den Wert 2 oder größer aufweist. Als jeweiliger Exponent ex1 und ex2 kann dabei eine natürliche, positive Zahl verwendet werden, wobei der Exponent ex1 und/oder der Exponent ex2 vorzugsweise 2, 3, 4 oder 5 beträgt. Da vorliegend die Spiralkanäle symmetrisch zueinander ausgebildet sind, sind die Exponenten ex1 und ex2 beziehungsweise ihre Werte gleich. Bei der in Fig. 3 veranschaulichten Ausführungsform beträgt der jeweilige Exponent ex1 beziehungsweise ex2 2. Das Hauptmerkmal ist somit der gleiche Flächenverlauf mit gleichen Absolutwerten der beiden Segmentspiralen, die stromauf in den Turbinenzulaufkanal beziehungsweise die Fluten 34 und 36 einmünden, welche beispielsweise auch als Krümmerleitungen bezeichnet werden.

Durch gleiche oder ungleiche Längen der Sperrkörper 90 und 92 kann somit trotz des symmetrischen Turbinengehäuses ein symmetrisches oder asymmetrisches Verhalten der Abgasstränge beziehungsweise Fluten 34, 36 und somit der Turbine 38 insgesamt realisiert werden.

Fig. 4 zeigt eine erste Ausführungsform der Turbine 38, wobei die Sperrkörper mit 90 und 92 bezeichnet sind. Ferner ist in Fig. 4 die mit 94 bezeichnete und dem Sperrkörper 90 zugeordnete erste Auslassöffnung des ersten Spiralkanals erkennbar. Darüber hinaus ist in Fig. 4 die mit 96 bezeichnete, dem Sperrkörper 92 zugeordnete Auslassöffnung des zweiten Spiralkanals erkennbar. Bei der ersten Ausführungsform sind die Sperrkörper 90 und 92 gleich lang und erstrecken sich dabei um jeweils 90 Grad in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums beziehungsweise des Turbinenrads 40 über dessen Umfang. Dadurch kann ein symmetrisches Verhalten der Abgasstränge beziehungsweise der Fluten 34 und 36 realisiert werden.

Fig. 5 zeigt das Flächenverlaufsdigramm der ersten Ausführungsform mit den Exponenten $ex_1 = ex_2 = 2$. Das in Fig. 5 gezeigte Flächenverlaufsdigramm berücksichtigt die in Fig. 5 durch einen Bereich 95 bezeichnete, jeweilige Düsenquerschnittsfläche in Umfangsrichtung. Da die Sperrkörper 90 und 92 gleich lang sind, ist der Zungenschieber als symmetrischer Drehschieber ausgebildet. Der Verstellbereich des Zungenschiebers beträgt beispielsweise 70 Grad. Somit ist jeder Sperrkörper 90 beziehungsweise 92 um 70 Grad drehbar. In Fig. 4 ist mit 98 eine jeweilige Maximalposition, mit 100 eine jeweilige Nullposition der jeweiligen Zungenspitze und mit 102 eine jeweilige Minimalposition bezeichnet. Die Maximalposition 98 ist eine Offenposition, in welcher die Spiralfäche sowie die Düsenfläche von ca. 1.100 Quadratmillimeter in jedem Spiralsegment simultan abgegriffen werden. In der vollständigen Schließposition von 70 Grad beträgt dieser Flächenwert in jedem Segment ca. 450 Quadratmillimeter. Verbindet man die drei Abgriffspunkte Offen-, Null- und Schließposition der beiden Segmentspiralen, so ergeben sich im Flächendiagramm zur Abszisse bei symmetrischem Zungenschieber parallele Verbindungslinien 104 dieser Punkte. Der symmetrische Zungenschieber würde bei den in Fig. 4 mit Pfeilen 106 angedeuteten Gehäusezungen die Schließposition einnehmen.

Ist der Zungenschieber beispielsweise asymmetrisch ausgebildet, so sind die Zungen asymmetrisch beziehungsweise unterschiedlich lang ausgebildet. Der in Fig. 4 veranschaulichte symmetrische Zungenschieber wird beispielsweise als 90-90-Zungenschieber bezeichnet, da beide Sperrkörper 90 und 92 über 90 Grad verlaufen. In Fig. 6 verläuft der Sperrkörper 92 ebenfalls über 90 Grad, wobei der Sperrkörper 90 beispielsweise über 110 Grad verläuft. Der Zungenschieber wird somit als 90-110-Zungenschieber bezeichnet. Verläuft der Sperrkörper 92 beispielsweise über 90 Grad, während der Sperrkörper 90 über 130 Grad verläuft, so würde der Zungenschieber beispielsweise als 90-130-Zungenschieber bezeichnet werden. Da trotz dieser

asymmetrischen Zungen beziehungsweise der unterschiedlich langen Zungen das symmetrische Turbinengehäuse beibehalten wird, liegen die Enden des betreffenden 90-110-Zungenschiebers und des 90-130-Zungenschiebers (nicht dargestellt) in der Schließposition ebenfalls wie beim symmetrischen Zungenschieber weiterhin direkt unterhalb der Gehäusezunge, welche jeweils durch den Pfeil 106 veranschaulicht ist. Um die AGR-Rate zu erhöhen, wird nun der symmetrische 90-90-Zungenschieber für einen asymmetrischen Spiralen-Aufstaukanal um jeweils 20 Grad Umschlingung an der AGR-Kanalseite (AGR-Zunge) zu den Schieberversionen 90-110 und 90-130 (nicht dargestellt) modifiziert.

Im Flächendiagramm spiegelt sich die Zungenverlängerung der AGR-Zunge (Sperrkörper 90) in den Abgriffspunkten am Verlauf 86, die gegenüber dem Abgriff am Verlauf 88 geringere Flächenwerte aufweisen, wider (nicht dargestellt). Die beiden asymmetrischen Zungenschieber beeinflussen somit die Verbindungslinien des simultanen Zungenabgriffs, wodurch die Steigungen der Linie die Abweichungen der AGR-Zunge im Flächendiagramm widerspiegeln (nicht dargestellt). Mit diesem einfachen Konzept wird eine kostengünstige Variantenvielfalt zur Beeinflussung des Motorverhaltens hinsichtlich Verbrauch und Emission ermöglicht. Um mit einfachsten Mitteln die Abgasrückführleitung auf die zweite Zylindergruppe und nicht mehr die erste Zylindergruppe zu legen, beispielsweise aufgrund von Bauraumproblemen, bietet das Konzept der symmetrischen Segmentgehäuse mit identischem Turbinengehäuse und für einen Zungenschieber Vorteile, da dann beispielsweise der in Fig. 6 gezeigte Zungenschieber lediglich um 180 Grad gedreht verbaut werden muss. Mit anderen Worten wird der Zungenschieber nur um den Segment-Teilungswinkel von 180 Grad gedreht, wobei vorausgesetzt wird, dass der Zungenschieber diese Neumontage mit gleichem Verstellbereich beherrscht. Da wir ein symmetrisches Turbinengehäuse vorliegen haben, besteht praktisch das unveränderte Motorverhalten hinsichtlich der AGR-Fähigkeit, wobei jetzt die Flut 36 die AGR-Flut ist.

Durch das symmetrische Segment-Spiral-Gehäuse in Kombination mit einem symmetrischen oder asymmetrischen Zungenschieber lässt sich eine einfachste Anpassbarkeit der Turbine 38 mit geringstem Aufwand hinsichtlich des Motor-Bedarfs an AGR und λ schaffen. Ferner ergeben sich folgende Vorteile: breiter Verwendungsbereich der unveränderten Turbinenhauptteile wie Gehäuse, Rad und Verstelleinrichtung, Vertauschen des Verhaltens der ersten Zylindergruppe mit der zweiten Zylindergruppe allein durch die Gestaltung des Zungenschiebers beziehungsweise Ummontage des Zungenschiebers, so dass kein Gehäusetausch erforderlich ist und sich der Vorteil ergibt, dass alle Basis-Turbinenteile wie auch der Zungenschieber verwendbar sind; günstige

Kostenbasis des Turbinenmodul-Konzepts bezogen den breiten Einsatzbereich (im Wesentlichen der Schiebertauch); Zungenschieberturbine auch für hochaufgeladenen Motorbremsbetrieb (Turbobrake) bestens geeignet.

Bezugszeichenliste

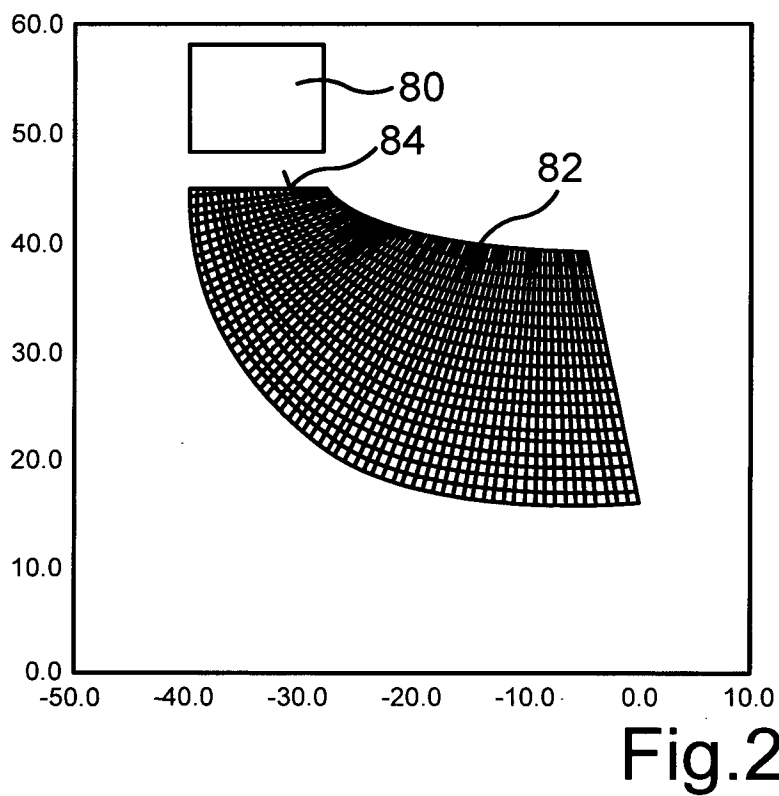
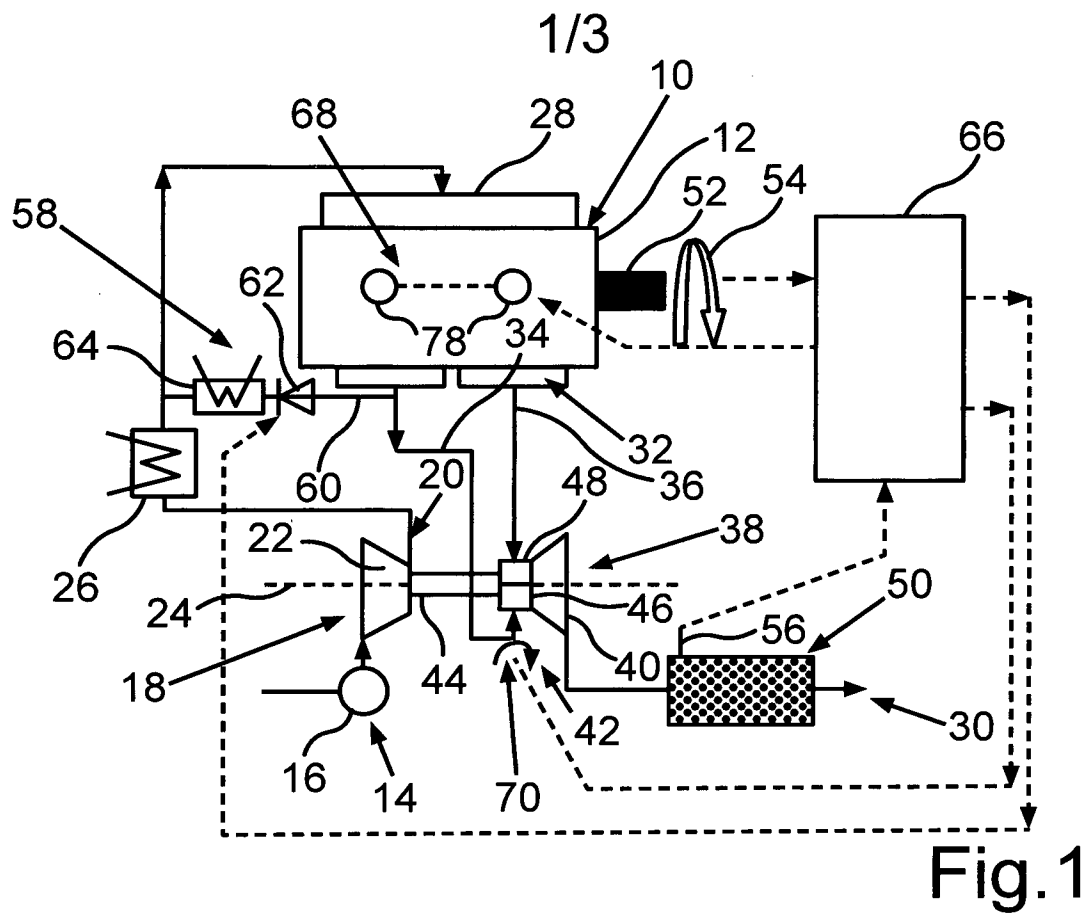
10	Verbrennungskraftmaschine
12	Zylindergehäuse
14	Ansaugtrakt
16	Luftfilter
18	Abgasturbolader
20	Verdichter
22	Verdichterrad
24	Drehachse
26	Ladeluftkühler
28	Ladeluftverteiler
30	Abgastrakt
32	Abgaskrümmern
34	Flut
36	Flut
38	Turbine
40	Turbinenrad
42	Rotor
44	Welle
46	Flut
48	Flut
50	Abgasnachbehandlungseinrichtung
52	Kurbelwelle
54	Richtungspfeil
56	Temperatursensor
58	Abgasrückführeinrichtung
60	Abgasrückführleitung
62	Ventilelement
64	Kühleinrichtung
66	Recheneinrichtung
68	Motorbremseinrichtung

70	Doppelpfeil
72	Diagramm
74	Ordinate
76	Abszisse
78	Konstantdrossel
80	Düse
82	Turbinenschaufel
84	Düsenbreite
86	Verlauf
88	Verlauf
90	Sperrkörper
92	Sperrkörper
94	Auslassöffnung
95	Bereich
96	Auslassöffnung
98	Maximalposition
100	Nullposition
102	Minimalposition
104	Verbindungsline
106	Richtungspfeil

Patentansprüche

1. Turbine (38) für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine (10), mit einem Turbinengehäuse, welches einen Aufnahmeraum, in welchem ein Turbinenrad (40) um eine Drehachse (24) relativ zu dem Turbinengehäuse drehbar aufnehmbar ist, und wenigstens zwei in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums über dessen Umfang verlaufende und von Abgas der Verbrennungskraftmaschine (10) durchströmbare Spiralkanäle (46, 48) aufweist, welche über jeweilige, in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums aufeinanderfolgende Auslassöffnungen (94, 96) in den Aufnahmeraum münden, und mit einer Verstelleinrichtung (70), welche je Auslassöffnung (94, 96) einen um die Drehachse (24) relativ zu dem Turbinengehäuse verschiebbaren Sperrkörper (90, 92) aufweist, mittels welchem ein von dem Abgas durchströmbarer Strömungsquerschnitt der jeweils zugeordneten Auslassöffnung (94, 96) einstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Spiralkanäle (46, 48) symmetrisch zueinander ausgebildet sind und sich über den gleichen Umschlingungswinkel erstrecken, wobei die Sperrkörper (90, 92) die gleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Länge oder ungleiche, sich in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums erstreckende Längen aufweisen.
2. Turbine (38) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Turbinengehäuse genau zwei Spiralkanäle (46, 48) aufweist, welche jeweils einen Umschlingungswinkel von 180 Grad aufweisen.

3. Turbine (38) nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
alle Spiralkanäle (46, 48) des Turbinengehäuses die Spiralkanäle (46, 48)
symmetrisch zueinander ausgebildet sind und sich über den gleichen
Umschlingungswinkel erstrecken.
4. Turbine (38) nach den vorherigen Ansprüchen,
dadurch gekennzeichnet, dass
bei unveränderter Lage der Spiralkanäle (46, 48) des Gehäuses der Turbine (38)
durch einfache, drehende Um-Montage von 180° der vorliegenden Sperrkörper (90,
92) um die Drehachse (24), der ungleichen, sich in Umfangsrichtung des
Aufnahmeraums erstreckenden Längen einen Wechsel der Fixierung des
Abgasrückführrohrs (60) von der Flut 34 zur Flut 36 mit nahezu gleicher Aufstau-
Charakteristik ergibt.
5. Abgasturbolader (18) für eine Verbrennungskraftmaschine (10), mit einer Turbine
(38) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.



2/3

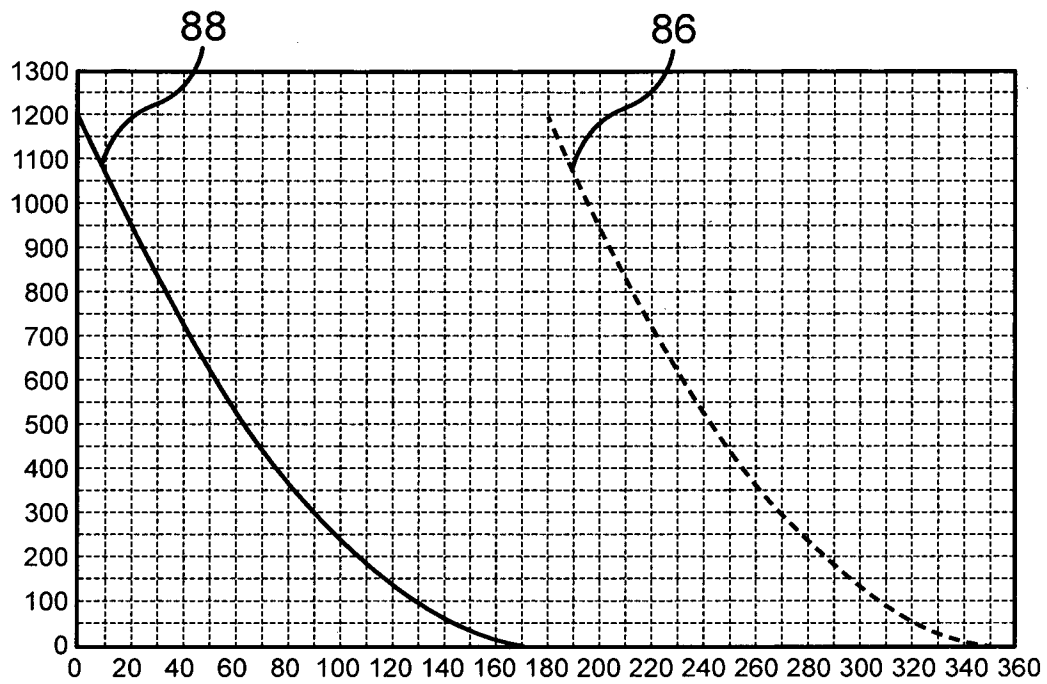


Fig.3

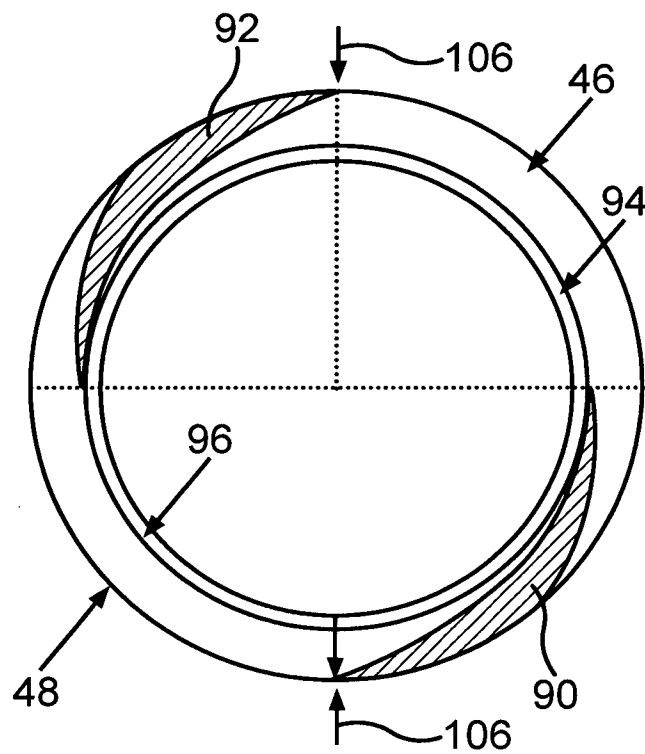


Fig.4

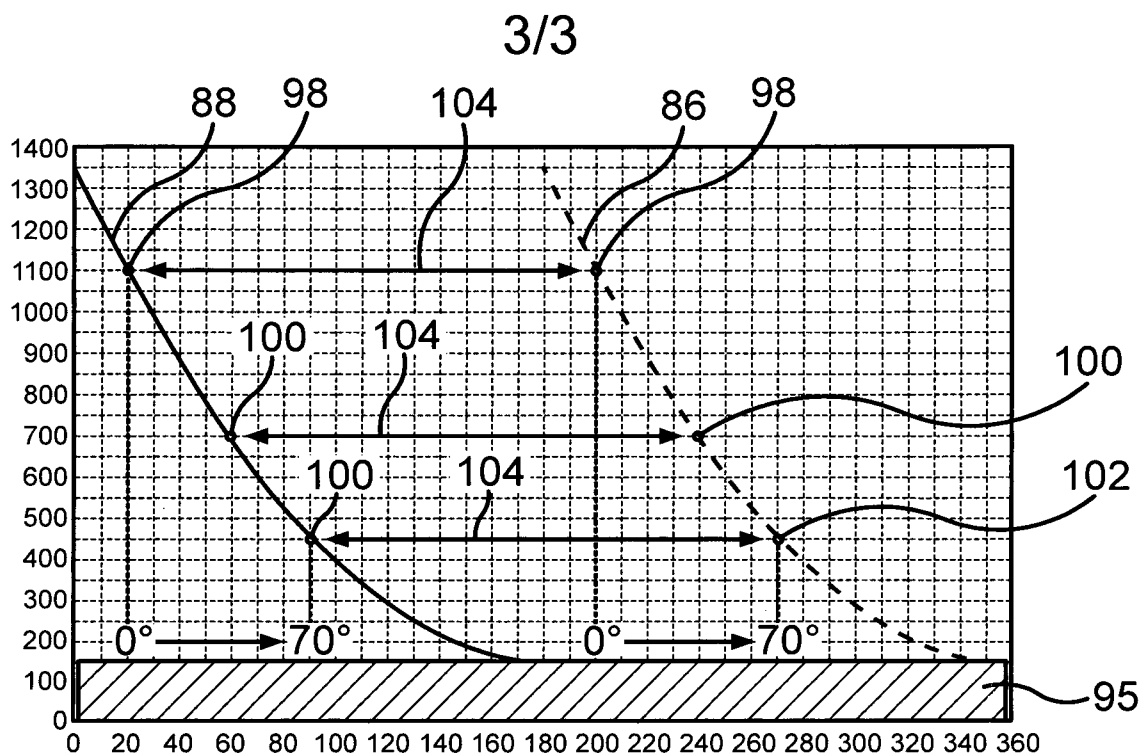


Fig.5

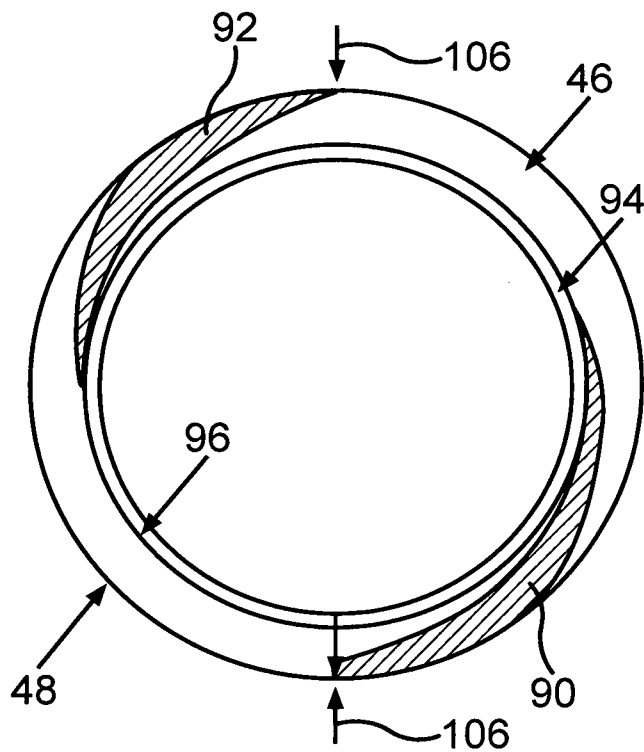


Fig.6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2016/001087

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. F02B37/22 F02B37/02 F01D9/02 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) F02B 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	DE 10 2008 039085 A1 (DAIMLER AG [DE]) 25 February 2010 (2010-02-25) cited in the application abstract paragraph [0043] figures 8,10 -----	1-5
X	DE 10 2011 010744 A1 (DAIMLER AG [DE]) 9 August 2012 (2012-08-09) paragraph [0058] - paragraph [0076] figures 1-3 -----	1-5
A	DE 10 2011 016528 A1 (DAIMLER AG [DE]) 19 January 2012 (2012-01-19) figures 1,2 -----	1-5
A	EP 2 743 456 A2 (HONEYWELL INT INC [US]) 18 June 2014 (2014-06-18) figure 3 -----	1-5
☐ 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 30 September 2016	Date of mailing of the international search report 12/10/2016	
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 Payr, Matthias	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2016/001087

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102008039085 A1	25-02-2010	DE 102008039085 A1	25-02-2010
		JP 2012500356 A	05-01-2012
		US 2011067397 A1	24-03-2011
		WO 2010020322 A1	25-02-2010

DE 102011010744 A1	09-08-2012	DE 102011010744 A1	09-08-2012
		JP 5762572 B2	12-08-2015
		JP 2014510222 A	24-04-2014
		US 2014000256 A1	02-01-2014
		WO 2012107064 A1	16-08-2012

DE 102011016528 A1	19-01-2012	NONE	

EP 2743456 A2	18-06-2014	CN 103867234 A	18-06-2014
		EP 2743456 A2	18-06-2014
		US 2014165559 A1	19-06-2014

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. F02B37/22 F02B37/02 F01D9/02
 ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 F02B 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	DE 10 2008 039085 A1 (DAIMLER AG [DE]) 25. Februar 2010 (2010-02-25) in der Anmeldung erwähnt Zusammenfassung Absatz [0043] Abbildungen 8,10	1-5
X	DE 10 2011 010744 A1 (DAIMLER AG [DE]) 9. August 2012 (2012-08-09) Absatz [0058] - Absatz [0076] Abbildungen 1-3	1-5
A	DE 10 2011 016528 A1 (DAIMLER AG [DE]) 19. Januar 2012 (2012-01-19) Abbildungen 1,2	1-5
A	EP 2 743 456 A2 (HONEYWELL INT INC [US]) 18. Juni 2014 (2014-06-18) Abbildung 3	1-5



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

30. September 2016

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

12/10/2016

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

Payr, Matthias

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2016/001087

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102008039085 A1	25-02-2010	DE 102008039085 A1	25-02-2010
		JP 2012500356 A	05-01-2012
		US 2011067397 A1	24-03-2011
		WO 2010020322 A1	25-02-2010

DE 102011010744 A1	09-08-2012	DE 102011010744 A1	09-08-2012
		JP 5762572 B2	12-08-2015
		JP 2014510222 A	24-04-2014
		US 2014000256 A1	02-01-2014
		WO 2012107064 A1	16-08-2012

DE 102011016528 A1	19-01-2012	KEINE	

EP 2743456 A2	18-06-2014	CN 103867234 A	18-06-2014
		EP 2743456 A2	18-06-2014
		US 2014165559 A1	19-06-2014
