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

(11) **EP 3 445 953 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
01.04.2020 Patentblatt 2020/14

(21) Anmeldenummer: **16787365.2**

(22) Anmeldetag: **19.10.2016**

(51) Int Cl.:
F01D 25/24 *(2006.01)* ***F01D 25/26*** *(2006.01)*

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2016/075002

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2017/182106 (26.10.2017 Gazette 2017/43)

(54) **STRÖMUNGSMASCHINENGEHÄUSE**

TURBOMACHINE HOUSING

CARTER DE TURBOMACHINE

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

(30) Priorität: **18.04.2016 DE 102016107119**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.02.2019 Patentblatt 2019/09

(73) Patentinhaber: **MAN Energy Solutions SE**
86153 Augsburg (DE)

(72) Erfinder:
- **FOST, Claus Michael**
  21244 Buchholz i.d.N. (DE)
- **HOMANN, Jochen**
  21438 Brackel (DE)
- **BRAHM, Florian**
  22419 Hamburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 2 096 273
DE-A1- 3 542 073
US-A- 2 278 304

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

EP 3 445 953 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Strömungsmaschinengehäuse.

[0002] Ein Strömungsmaschinengehäuse, wie zum Beispiel ein Dampfturbinengehäuse, ist typischerweise aus mehreren Gehäuseteilen zusammengesetzt, insbesondere aus einem ersten, unterteilartigen Gehäuseteil und einem zweiten, deckelartigen Gehäuseteil, die über Schraubverbindungen an sich gegenüberliegenden bzw. aneinander angrenzenden Flanschen miteinander verbunden sind.

[0003] Fig. 1 zeigt einen ausschnittsweisen Querschnitt durch ein aus dem Stand der Technik bekanntes Strömungsmaschinengehäuse 1, nämlich Dampfturbinengehäuse, im Bereich eines deckelartigen Gehäuseteils 2. Das deckelartige Gehäuseteil 2 verfügt über eine im Querschnitt gewölbte Wandung 3 mit einer gewölbten Innenseite 4 und einer gewölbten Außenseite 5. In einem Randbereich des deckelartigen Gehäuseteils 2 ist ein Flansch 6 ausgebildet, der mit einer Flanschfläche 7 an einen nicht gezeigten, angrenzenden Flansch eines benachbarten Gehäuseteils anschließt. Das in Fig. 1 gezeigte, deckelartige Gehäuseteil 2 des Turbomaschinengehäuses 1 ist mit dem angrenzenden, nicht gezeigten Gehäuseteil über Schraubverbindungen 8 verbunden, wobei jede Schraubverbindung 8 im in Fig. 1 gezeigten Ausführungsbeispiel jeweils eine Schraube 9, eine mit der Schraube 9 zusammenwirkende Mutter 10 sowie eine Dehnhülse 11 umfasst. Zum Verbinden der Gehäuseteile des Strömungsmaschinengehäuses 1 werden die Schraubverbindungen 8 angezogen, wobei Fig. 1 einen Kraftvektor 12 zeigt, der die Schraubenkraft der Schraubverbindung 8 symbolisiert. Der Kraftvektor 12 der Schraubenkraft der Schraubverbindung erstreckt sich durch eine Achse 13 der jeweiligen Schraubverbindung 8.

[0004] Auf die Verbindung der Gehäuseteile des Strömungsmaschinengehäuses 1 wirken nicht nur die Schraubenkräfte der jeweiligen Schraubverbindungen 8, vielmehr wirkt auf die Verbindung der Gehäuseteile auch eine Kraft, die von einem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses 1 abhängig ist, wobei in Fig. 1 diese vom Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses 1 abhängige Kraft durch einen Kraftvektor 14 symbolisiert ist. Während der Kraftvektor 12 der in Fig. 1 gezeigten Schraubverbindung 8, der die Schraubenkraft der Schraubverbindung 8 symbolisiert, sich durch die Achse 13 der Schraubverbindung 8 erstreckt, ist der Kraftvektor 14, der vom Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist, um das Maß Δx zum Kraftvektor 12 der Schraubenkraft der Schraubverbindung 8 parallel versetzt.

[0005] Je größer dieser Versatz Δx zwischen der Wirkrichtung des Kraftvektors 12 der jeweiligen Schraubenkraft und der Wirkrichtung des Kraftvektors 14 der vom Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses 1 abhängigen Kraft ist, desto ungünstiger sind die Hebelverhältnisse im Bereich der Flanschverbindung zwischen den Gehäuseteilen des Strömungsmaschinengehäuses 1, wodurch die Dichtigkeit der Flanschverbindung beeinträchtigt wird. So kann hierdurch ein Klaffen der Flanschverbindung an der Gehäuseinnenseite verursacht werden, wodurch dann die Dichtigkeit der Flanschverbindung aufgehoben wird. Dies ist von Nachteil.

[0006] US 2 278 304 A offenbart ein Strömungsmaschinengehäuse nach dem Obebgriff des Anspruchs 1.

[0007] Aus EP 2 096 273 A1 und DE 35 42 073 A1 ist weiterer Stand der Technik bekannt.

[0008] Es besteht daher Bedarf an einem Strömungsmaschinengehäuse, bei welchem die Dichtigkeit der Flanschverbindung zwischen aneinandergrenzenden Gehäuseteilen besser gewährleistet werden kann, als dies bei aus dem Stand der Technik bekannten Strömungsmaschinengehäusen möglich ist.

[0009] Hiervon ausgehend liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein neuartiges Strömungsmaschinengehäuse zu schaffen.

[0010] Diese Aufgabe wird durch ein Strömungsmaschinengehäuse nach Anspruch 1 gelöst.

[0011] Erfindungsgemäß ist die gewölbte Innenseite in einem ersten, von den Schraubverbindungen abgewandten Bereich über einen ersten Wölbungsradius R1 und in einem zweiten R2, den Schraubverbindungen zugewandten Bereich über einen zweiten, vom ersten Wölbungsradius R1 abweichenden Wölbungsradius R2 derart konturiert, dass im Bereich der Schraubverbindungen ein Kraftvektor der Kraft, die von einem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist, annähernd koaxial jedoch entgegengesetzt zu einem Kraftvektor der Schraubenkraft der Schraubverbindungen verläuft, der sich durch die Achse der Schraubverbindungen erstreckt, nämlich derart, dass ein Versatz zwischen dem Kraftvektor der Kraft, die von dem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist, und dem Kraftvektor der Schraubenkraft <0,15 der Flanschbreite B beträgt. Hiermit können günstige Hebelverhältnisse im Bereich der Flanschverbindung bzw. der Schraubverbindungen zwischen den Gehäuseteilen des Strömungsmaschinengehäuses gewährleistet werden. Letztendlich kann hierdurch im Bereich der Flanschverbindung bzw. Schraubenverbindung eine gute Dichtigkeit für das Strömungsmaschinengehäuse bereitgestellt werden.

[0012] Die gewölbte Außenseite ist über einen dritten Wölbungsradius konturiert, wobei der dritte Wölbungsradius R3 und der erste Wölbungsradius R1 voneinander abweichen.

[0013] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung beträgt ein Versatz zwischen dem Kraftvektor der Kraft, die von dem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist, und dem Kraftvektor der Schraubenkraft der Schraubverbindungen <0,05 der Flanschbreite B. Mit dieser vorteilhaften Weiterbildung kann die Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses besonders

vorteilhaft eingestellt werden.

[0014] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung ist der erste Wölbungsradius R1 der gewölbten Innenseite größer als der zweite Wölbungsradius R2 der gewölbten Innenseite, wobei die Mittelpunkte dieser beiden Wölbungsradien sowohl in vertikaler Richtung als auch in horizontaler Richtung zueinander versetzt sind. Dies ist zur Einstellung günstiger Hebelverhältnisse im Bereich der Schraubverbindungen und damit zur Gewährleistung einer guten Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses besonders bevorzugt.

[0015] Nach einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung ist der dritte Wölbungsradius R3 der gewölbten Außenseite größer als der erste Wölbungsradius R1 der gewölbten Innenseite, wobei ferner die Mittelpunkte dieser beiden Wölbungsradien in vertikaler Richtung jedoch nicht in horizontaler Richtung zueinander versetzt sein können. Auch diese Weiterbildung der Erfindung dient der Einstellung günstiger Hebelverhältnisse im Bereich der Flanschverbindung bzw. Schraubverbindungen und damit der Gewährleistung einer guten Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses.

[0016] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung schneidet eine sich durch die gewölbte Wandung des zweiten Gehäuseteils erstreckende Kontur, die zumindest in einem Punkt der gewölbten Wandung, insbesondere im oberen Scheitelpunkt der gewölbten Wandung, von der gewölbten Außenseite und der gewölbten Innenseite den gleichen Abstand aufweist, die sich gegenüberliegenden bzw. einander abgrenzenden Flanschflächen im Bereich der Schraubverbindungen in einem Schnittpunkt, der annähernd auf der Achse der Schraubverbindungen liegt. Vorzugsweise beträgt ein Abstand zwischen diesem Schnittpunkt und der Achse der Schraubverbindungen <0,15, vorzugsweise <0,05, der Flanschbreite B. Hiermit kann eine besonders gute Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses gewährleistet werden.

[0017] Nach einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung geht der zweite, den Schraubverbindungen zugewandte und mit dem zweiten Wölbungsradius R2 konturierte Bereich der gewölbten Innenseite an einer vom ersten Bereich abgewandten Seite in einen eben konturierten Bereich der Innenseite über. Mit dieser Weiterbildung kann gewährleistet werden, dass die gewölbte Wandung des deckelartigen Gehäuseteils des Strömungsmaschinengehäuses benachbart zu den Schraubverbindungen im Bereich des Gehäuseinnenteils eine größere Materialstärke aufweist, wodurch die Festigkeit des Strömungsmaschinengehäuses vorteilhaft eingestellt werden kann.

[0018] Bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der nachfolgenden Beschreibung. Ausführungsbeispiele der Erfindung werden, ohne hierauf beschränkt zu sein, an Hand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1: einen Ausschnitt aus einem Strömungsmaschinengehäuse nach dem Stand der Technik; und

Fig. 2: einen Ausschnitt aus einem erfindungsgemäßen Strömungsmaschinengehäuse.

[0019] Die Erfindung betrifft ein Strömungsmaschinengehäuse, insbesondere ein Dampfturbinengehäuse.

[0020] Fig. 2 zeigt ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Strömungsmaschinengehäuses 21 im Bereich eines zweiten, deckelartigen Gehäuseteils 22, welches mit einem nicht gezeigten ersten, unterteilartigen Gehäuseteil des Strömungsmaschinengehäuses 21 verbunden ist. Vom deckelartigen, zylinderschalenartigen Gehäuseteil 22 ist eine gewölbte Wandung 23 gezeigt, die eine im Querschnitt gewölbte Innenseite 24 und eine gewölbte Außenseite 25 umfasst.

[0021] Das gezeigte, deckelartige Gehäuseteil 22 des Strömungsmaschinengehäuses 21 verfügt über einen Flansch 26 mit einer Flanschfläche 27, wobei sich an diese Flanschfläche 27 des Flanschs 26 des deckelartigen Gehäuseteils 22 das nicht gezeigte, unterteilartige Gehäuseteil des Strömungsmaschinengehäuses 21 mit einer korrespondieren Flanschfläche anschließt, und wobei dann diese Gehäuseteile über Schraubverbindungen 28 miteinander verbunden sind. Jede der Schraubverbindungen 28 verfügt wiederum über eine Schraube 29, eine Mutter 30 sowie eine Dehnhülse 31.

[0022] Um nun eine gute Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses 21 zu gewährleisten, ist erfindungsgemäß vorgesehen, dass die gewölbte Innenseite 21 in einem ersten, von den Schraubverbindungen 28 abgewandten Bereich über einen ersten Wölbungsradius R1 und in einem zweiten, den Schraubverbindungen 28 zugewandten Bereich über einen zweiten, vom ersten Wölbungsradius R1 abweichenden Wölbungsradius R2 konturiert ist, und zwar derart, dass im Bereich der Schraubverbindungen 28 ein Kraftvektor 32 der Schraubenkraft der jeweiligen Schraubverbindung annähernd koaxial, jedoch entgegengesetzt zu einem Kraftvektor 34 der Kraft verläuft, die vom Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist.

[0023] So zeigt Fig. 2, dass sich der Kraftvektor 32 der Schraubenkraft der jeweiligen Schraubverbindung durch die Achse 33 der jeweiligen Schraubverbindung 28 erstreckt, und dass der Kraftvektor 32 der Schraubenkraft und der Kraftvektor 34 der vom Innendruck des Strömungsmaschinengehäuses abhängigen Kraft annähernd koaxial zueinander verlaufen, wobei unter annähernd koaxial verstanden werden soll, dass ein ggf. vorhandener Versatz Δx zwischen den Kraftvektoren 32, 34 in einem definierten Bereich liegt.

[0024] So ist vorgesehen, dass der Versatz Δx zwischen dem Kraftvektor 32 der Kraft der jeweiligen Schraubverbindung 28 und dem Kraftvektor 34 der vom Innendruck abhängigen Kraft <0,15, vorzugsweise <0,05, der Flanschbreite B beträgt. Beim ersten Wölbungsradius R1 handelt es sich um denjenigen Wölbungsradius, mit welchem die gewölbte Innenseite 24

der gewölbten Wandung 23 des deckelartigen Gehäuseteils 22 des Strömungsmaschinengehäuses 21 in dem Bereich gewölbt ist, der von den Schraubverbindungen 28 abgewandt ist. Derjenige Bereich, in welchem die gewölbte Wandung 23 im Bereich ihrer Innenseite 24 mit dem ersten Wölbungsradius R1 konturiert ist, erstreckt sich dabei bis zum oberen Scheitelpunkt 35 der gewölbten Wandung 23.

[0025] Der erste Wölbungsradius R1 der gewölbten Innenseite 24 ist dabei größer als der zweite Wölbungsradius R2 der gewölbten Innenseite 24, wobei Mittelpunkte 36, 37 dieser Wölbungsradien R1, R2 sowohl in vertikaler Richtung als auch in horizontaler Richtung zueinander versetzt sind.

[0026] So zeigt Fig. 2, dass der Mittelpunkt 37 des zweiten Wölbungsradius R2 bezogen auf den Mittelpunkt 36 des ersten Wölbungsradius R1 vertikal nach oben in Richtung auf den Scheitelpunkt 35 der Wandung 23 und horizontal nach außen in Richtung auf den Flansch 26 bzw. die Wandung 23 versetzt ist.

[0027] Wie Fig. 2 entnommen werden kann, ist die gewölbte Außenseite 25 der gewölbten Wandung 23 des Gehäuseteils 21 über einen dritten Wölbungsradius R3 konturiert, wobei der dritte Wölbungsradius R3 und der erste Wölbungsradius R1 voneinander abweichen. Vorzugsweise ist der dritte Wölbungsradius R1 der gewölbten Außenseite 25 der Wandung 23 größer als der erste Wölbungsradius R1 der gewölbten Innenseite 24 der Wandung 23, wobei auch die Mittelpunkte dieser Wölbungsradien R1 und R3 zueinander versetzt sind, und zwar vorzugsweise derart, dass die Wölbungsradien R1 und R3 zwar in vertikaler Richtung, jedoch nicht in horizontaler Richtung zueinander versetzt sind.

[0028] So zeigt Fig. 2 die optionale Ausführungsform, dass der Mittelpunkt 36 des ersten Wölbungsradius R1 der Innenseite 24 gegenüber dem Mittelpunkt 38 des dritten Wölbungsradius R3 der Außenseite 25 in vertikaler Richtung nach oben versetzt ist, also einen kleineren Abstand vom Scheitelpunkt 35 der gewölbten Wandung 23 aufweist. In horizontaler Richtung gesehen besteht jedoch kein Versatz zwischen den Mittelpunkten 36 und 38 dieser Wölbungsradien R1 und R3.

[0029] Im gezeigten, bevorzugten Ausführungsbeispiel der Erfindung geht der mit dem zweiten Wölbungsradius R2 konturierte Bereich der gewölbten Innenseite 24 des Gehäuseteils 22 an einer ersten Seite stetig in den mit dem ersten Wölbungsradius R1 konturierten ersten Bereich der gewölbten Innenseite 24 über.

[0030] Ferner geht der mit dem zweiten Wölbungsradius R2 konturierte Bereich der gewölbten Innenseite 24 an einer vom ersten Bereich abgewandten Seite in einen eben konturierten Bereich der Innenseite 24 stetig übergeht, in welchem dann die gewölbte Innenseite 24 nicht weiter gewölbt ist, sondern vielmehr eben verläuft.

[0031] Dieser eben konturierte Bereich der an sich gewölbten Innenfläche 24 der gewölbten Wand 23 verläuft angrenzend an die Flanschfläche 27 des Flanschs 26 und stellt insbesondere sicher, dass das Gehäuseteil 22 des Strömungsmaschinengehäuses 21 auf der Innenseite desselben im Bereich der Schraubverbindungen 28 eine größere Materialdicke als dann aufweist, wenn sich die Wölbung der Innenseite 24 bis zur Flanschfläche 27 erstrecken würde. Hierdurch kann die Festigkeit des Strömungsmaschinengehäuses 21, insbesondere des Gehäuseteils 22, erhöht werden.

[0032] Durch die oben beschriebene Konturierung der Innenseite 24 der gewölbten Wandung 23 über die Radien R1 und R2 kann insbesondere in Kombination mit der entsprechenden Konturierung der gewölbten Außenseite 25 über den Radius R3 gewährleistet werden, dass ein Versatz zwischen den Kraftvektoren 32, 34 minimal ist, insbesondere dass dieselben annähernd koaxial verlaufen, wodurch im Bereich der Schraubverbindungen 28 derart günstige Hebelverhältnisse eingestellt werden können, dass eine gute Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses bereitgestellt werden kann. Im Idealfall verlaufen die Kraftvektoren 32, 34 entgegengesetzt, jedoch auf einer Achse.

[0033] Fig. 2 zeigt weiterhin eine Kontur 39 der gewölbten Wandung 23 des deckelartigen Gehäuseteils 22, die sich zwischen der gewölbten Innenseite 24 und der gewölbten Außenseite 25 durch die Wandung 23 erstreckt und die zumindest in einem Punkt der gewölbten Wandung 23, in Fig. 2 im Scheitelpunkt 35 derselben, von der gewölbten Außenseite 25 und der gewölbten Innenseite 24 den gleichen Abstand aufweist.

[0034] In Fig. 2 handelt es sich bei dieser Kontur 39 um eine Kreisabschnittskontur, die, wie bereits ausgeführt, im Bereich des oberen Scheitelpunkts 35 der gewölbten Wandung 23 von der Innenseite 24 und der Außenseite 25 den gleichen Abstand aufweist.

[0035] Ein Schnittpunkt 40 dieser Kontur 39 mit der Flanschfläche 27 im Bereich der Schraubverbindungen 28 liegt dabei vorzugsweise annähernd auf der Achse 33 der Schraubverbindungen 28, durch die sich der Kraftvektor 32 der Schraubenkraft erstreckt. Ein Abstand zwischen diesem Schnittpunkt 40 und der Achse 33 der Schraubverbindungen 28 beträgt dabei <0,15, vorzugsweise <0,05 der Flanschbreite B.

[0036] Mit der hier vorliegenden Erfindung wird eine definierte Konturierung des Strömungsmaschinengehäuses, insbesondere eines Dampfturbinengehäuses, vorgeschlagen, und zwar vorzugsweise im Bereich der gewölbten Wandung 23 des deckelartigen Gehäuseteils 22 des Strömungsmaschinengehäuses 21. Durch diese definierte Konturierung wird sichergestellt, dass ein Versatz Δx zwischen den Kraftvektoren 32 und 34 der Schraubenkräfte und der vom Innendruck im Strömungsmaschinengehäuse abhängigen Kraft, der sich senkrecht zu den Kraftvektoren erstreckt, in einem definierten Bereich liegt, vorzugsweise Null beträgt. Hierdurch kann dann eine gute Dichtigkeit des Strömungsmaschinengehäuses 21 gewährleistet werden. Insbesondere kann auch die nötige Schraubenkraft zur Gewährleistung der Dichtigkeit im Flanschbereich zwischen den aneinandergrenzenden Flanschen des Strömungsmaschinenge-

häuses reduziert werden.

Bezugszeichenliste

[0037]

1	Strömungsmaschinengehäuse
2	Gehäuseteil
3	Wandung
4	Innenseite
5	Außenseite
6	Flansch
7	Flanschfläche
8	Schraubverbindung
9	Schraube
10	Mutter
11	Dehnhülse
12	Kraftvektor (Schraubenkraft)
13	Achse
14	Kraftvektor (Schraubenkraft)
21	Strömungsmaschinengehäuse
22	Gehäuseteil
23	Wandung
24	Innenseite
25	Außenseite
26	Flansch
27	Flanschfläche
28	Schraubverbindung
29	Schraube
30	Mutter
31	Dehnhülse
32	Kraftvektor (Schraubenkraft)
33	Achse
34	Kraftvektor (Schraubenkraft)
35	Scheitelpunkt
36	Mittelpunkt
37	Mittelpunkt
38	Mittelpunkt
39	Kontur

Patentansprüche

1. Strömungsmaschinengehäuse (21), insbesondere Dampfturbinengehäuse,

mit einem ersten Gehäuseteil und einem zweiten Gehäuseteil (22), die über Schraubverbindungen (28) an sich gegenüberliegenden bzw. einander angrenzenden Flanschen miteinander verbunden sind,
wobei das zweite Gehäuseteil (22) eine gewölbte Wandung (23) mit einer gewölbten Innenseite (24) und einer gewölbten Außenseite (25) umfasst,
wobei die gewölbte Innenseite (24) in einem ersten, von den Schraubverbindungen (28) abgewandten Bereich über einen ersten Wölbungsradius (R1) und in einem zweiten, den Schraubverbindungen (28) zugewandten Bereich über einen zweiten, vom ersten Wölbungsradius (R1) abweichenden Wölbungsradius (R2) konturiert ist,
dadurch gekennzeichnet, dass
die gewölbte Innenseite (24) über den ersten Wölbungsradius (R1) und den zweiten Wölbungsradius (R2) derart konturiert ist, dass im Bereich der Schraubverbindungen (28) ein Kraftvektor (34) der Kraft, die von einem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses (21) abhängig ist, annähernd koaxial jedoch entgegengesetzt zu einem Kraftvektor (32) der Schraubenkraft der Schraubverbindungen (28) verläuft, der sich durch die Achse (33) der Schraubverbindungen (32) erstreckt, nämlich derart, dass ein Versatz zwischen dem Kraftvektor (34) der Kraft, die von dem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist, und dem Kraftvektor (32) der Schraubenkraft <0,15 der Flanschbreite B beträgt,
die gewölbte Außenseite (25) über einen dritten Wölbungsradius (R3) konturiert ist, wobei der dritte Wölbungsradius (R3) und der erste Wölbungsradius (R1) voneinander abweichen.

2. Strömungsmaschinengehäuse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Versatz zwischen dem Kraftvektor (34) der Kraft, die von dem Druck im Inneren des Strömungsmaschinengehäuses abhängig ist, und dem Kraftvektor (32) der Schraubenkraft < 0,05 der Flanschbreite B beträgt.

3. Strömungsmaschinengehäuse nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der dritte Wölbungsradius (R3) der gewölbten Außenseite (25) größer als der erste Wölbungsradius (R1) der gewölbten Innenseite (24) ist, und dass die Mittelpunkte (36, 38) dieser beiden Wölbungsradien (R1, R3) in vertikaler Richtung jedoch nicht in horizontaler Richtung zueinander versetzt sind.

4. Strömungsmaschinengehäuse nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine sich durch die gewölbte Wandung (23) des zweiten Gehäuseteils (21) erstreckende Kontur (39), die zumindest in einem Punkt der gewölbten Wandung (23), insbesondere im oberen Scheitelpunkt (35) der gewölbten Wandung, von der gewölbten Außenseite (25) und der gewölbten Innenseite (24) den gleichen Abstand aufweist, sich gegenüberliegende bzw. einander abgrenzende Flanschflächen im Bereich der Schraubverbindungen (28) in einem Schnittpunkt schneidet, der annähernd auf der Achse (33) der Schraubverbindungen (32) liegt.

5. Strömungsmaschinengehäuse nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Abstand zwischen diesem Schnittpunkt und der Achse der Schraubverbindungen <0,15 der Flanschbreite B beträgt.

6. Strömungsmaschinengehäuse nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abstand zwischen diesem Schnittpunkt und der Achse der Schraubverbindungen <0,05 der Flanschbreite B beträgt.

7. Strömungsmaschinengehäuse nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite, den Schraubverbindungen (28) zugewandte und mit dem zweiten Wölbungsradius (R2) konturierte Bereich der gewölbten Innenseite (24) an einer vom ersten Bereich abgewandten Seite in einen eben konturierten Bereich der Innenseite (24) übergeht.

8. Strömungsmaschinengehäuse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Wölbungsradius (R1) der gewölbten Innenseite (24) größer als der zweite Wölbungsradius (R2) der gewölbten Innenseite (24) ist, und dass die Mittelpunkte (36, 37) dieser beiden Wölbungsradien (R1, R2) sowohl in vertikaler Richtung als auch in horizontaler Richtung zueinander versetzt sind.

Claims

1. A turbomachine housing (21), in particular steam turbine housing,
having a first housing part and a second housing part (22), which are connected to one another via screw connections (28) on flanges located opposite one another or adjoining one another,
wherein the second housing part (22) has a curved wall (23) with a curved inside (24) and a curved outside (25),
wherein the curved inside (24) in a first region facing away from the screw connections (28), is contoured via a first curvature radius (R1) and in a second region facing the screw connections (28), via a second curvature radius (R2) deviating from the first curvature radius (R1),
characterized in that
the curved inside (24) is contoured via the first curvature radius (R1) and the second curvature radius (R2) in such a manner that in the region of the screw connections (28) a force vector (34) of the force, which is dependent on a pressure in the interior of the turbomachine housing (21), extends approximately coaxially but opposite to a force vector (32) of the screw force of the screw connections (28), which extends through the axis (33) of the screw connections (32) namely in such a manner that an offset between the force vector (34) of the force which is dependent on the pressure in the interior of the turbomachine housing and the force vector (32) of the screw force amounts to < 0.15 of the flange width B,
the curved outside (25) is contoured via a third curvature radius (R3), wherein the third curvature radius (R3) and the first curvature radius (R1) deviate from one another.

2. The turbomachine housing according to Claim 1, **characterized in that** the offset between the force vector (34) of the force which is dependent on the pressure in the interior of the turbomachine housing and the force vector (32) of the screw force amounts to < 0.05 of the flange width B.

3. The turbomachine housing according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the third curvature radius (R3) of the curved outside (25) is greater than the first curvature radius (R1) of the curved inside (24), and **in that** the centre points (36, 38) of these two curvature radii (R1, R3) are offset relative to one another in the vertical direction but not in the horizontal direction.

4. The turbomachine housing according to any one of the Claims 1 to 3, **characterized in that** a contour (39) extending through the curved wall (23) of the second housing part (21), which at least in a point of the curved wall (23), in particular in the upper vertex (35) of the curve wall, has the same distance from the curved outside (25) and the curved inside (24) intersects flange surfaces located opposite one another or adjoining one another in the region of the screw connections (28) in a point of intersection which approximately lies on the axis (33) of the screw connections (32).

5. The turbomachine housing according to Claim 4, **characterized in that** the distance between this point of intersection and the axis of the screw connections amounts to < 0.15 of the flange width B.

6. The turbomachine according to Claim 5, **characterized in that** the distance between this point of intersection and the axis of the screw connections amounts to < 0.05 of the flange width B.

7. The turbomachine housing according to any one of the Claims 1 to 6, **characterized in that** the second region of the curved inside (24) facing the screw connections (28) and contoured with the second curvature radius (R2) on a side facing away from the first region merges into a region of the inside (24) that is contoured flat.

8. The turbomachine housing according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the first curvature radius (R1) of the curved inside (24) is greater than the second curvature radius (R2) of the curved inside (24), and **in that** the centre points (36, 37) of these two curvature radii (R1, R2) are offset relative to one another both in the vertical direction and also in the horizontal direction.

Revendications

1. Carter de turbomachine (21), notamment carter de turbine à vapeur,
comportant une première partie de carter et une deuxième partie de carter (22), qui sont reliées l'une à l'autre par l'intermédiaire de liaisons de visage (28) sur des brides opposées respectivement contiguës l'une à l'autre,
dans lequel la deuxième partie de carter (22) comprend une paroi bombée (23) avec une face intérieure bombée (24) et une face extérieure bombée (25), dans lequel la face intérieure bombée (24) est profilée dans une première zone qui se détourne des liaisons de vissage (28) sur un premier rayon de courbure (R1) et dans une deuxième zone tournée vers les liaisons de vissage (28) sur un deuxième rayon de courbure (R2) s'écartant du premier rayon de courbure (R1),
caractérisé en ce que
la face intérieure bombée (24) est profilée sur le premier rayon de courbure (R1) et le deuxième rayon de courbure (R2) de telle sorte que au niveau des liaisons de vissage (28) un vecteur de force (34) de la force, qui dépend d'une pression à l'intérieur du carter de turbomachine (21), se déroule approximativement coaxialement néanmoins en sens contraire à un vecteur de force (32) de la force de vissage des liaisons de vissage (28), qui s'étend à travers l'axe (33) des liaisons de vissage (32), c'est-à-dire de telle sorte qu'un décalage entre le vecteur de force (34) de la force, qui dépend de la pression à l'intérieur du carter de turbomachine, et le vecteur de force (32) de la force de vissage s'élève à < 0,15 de la largeur de bride B,
la face extérieure bombée (25) est profilée sur un troisième rayon de courbure (R3), dans lequel le troisième rayon de courbure (R3) et le premier rayons de courbure (R1) diffèrent l'un de l'autre.

2. Carter de turbomachine selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le décalage entre le vecteur de force (34) de la force, qui dépend de la pression à l'intérieur du carter de turbomachine, et le vecteur de force (32) de la force de vissage s'élève à < 0,05 de la largeur de bride B.

3. Carter de turbomachine selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** le troisième rayon de courbure (R3) de la face extérieure bombée (25) est plus grand que le premier rayon de courbure (R1) de la face intérieure bombée (24) et **en ce que** les épicentres (36, 38) de ces deux rayons de courbure (R1, R3) sont décalés l'un par rapport à l'autre dans la direction verticale et néanmoins pas dans la direction horizontale.

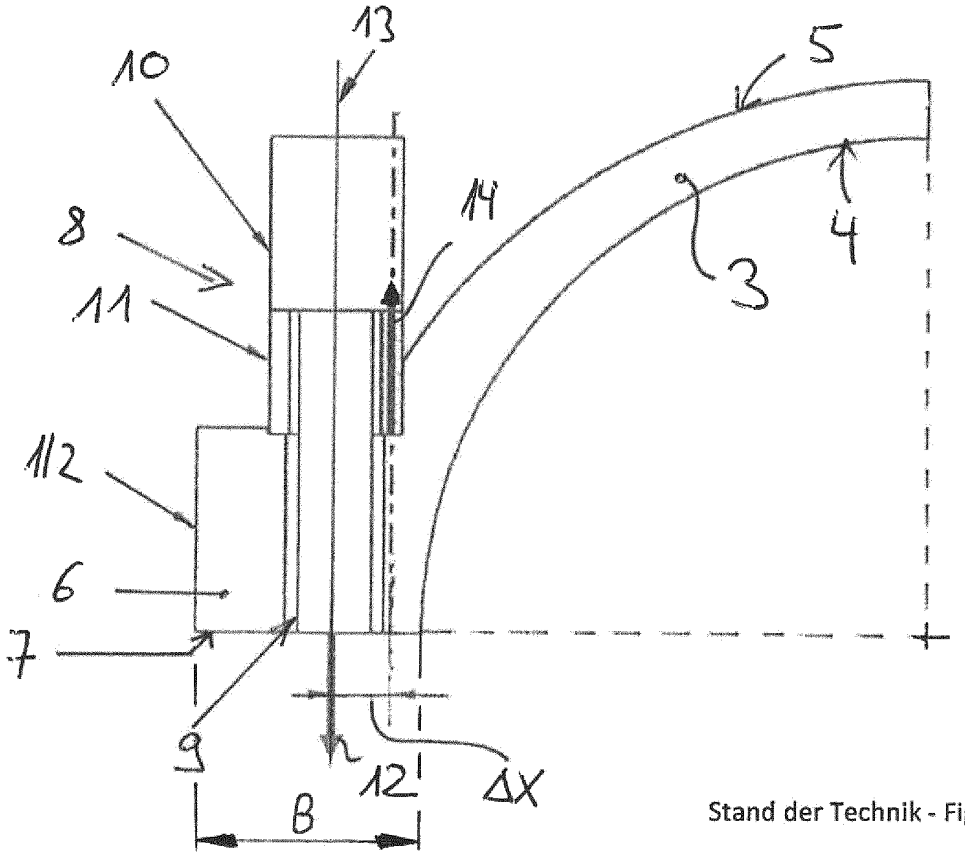
4. Carter de turbomachine selon une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** un contour (39) s'étendant à travers la paroi bombée (23) de la deuxième partie de carter (21), qui présente au moins dans un point de la paroi bombée (23), notamment en dans le point culminant supérieur (35) de la paroi bombée, le même écart par rapport à la face extérieure bombée (25) et la face intérieure bombée (24), coupe en intersection des surfaces de bride opposées et respectivement contiguë les unes aux autres au niveau des liaisons de vissage (28) dans un point d'intersection, qui est situé approximativement sur l'axe (33) des liaisons de vissage (32).

5. Carter de turbomachine selon la revendication 4, **caractérisé en ce qu'**un écart entre ce point d'intersection et l'accès des liaisons de vissage s'élève à < 0,15 de la largeur de bride B.

6. Carter de turbomachine selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** l'écart entre ce point d'intersection et l'axe des liaisons de vissage s'élève à < 0,05 de la largeur de bride B.

7. Carter de turbomachine selon une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** la deuxième zone tournée vers les liaisons de vissage (28) et profilée avec le deuxième rayon de courbure (R2) de la face intérieure bombée (24) aboutit à un côté qui se détourne de la première zone dans une zone plane profilée de la face intérieure (24).

8. Carter de turbomachine selon une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le premier rayon de courbure (R1) de la face intérieure bombée (24) est plus grand que le deuxième rayon de courbure (R2) de la face intérieure bombée (24) et **en ce que** les épicentres (36, 37) de ces deux rayons de courbure (R1, R2) sont décalés l'un par rapport à l'autre tant dans la direction verticale que dans la direction horizontale.



Stand der Technik - Fig. 1

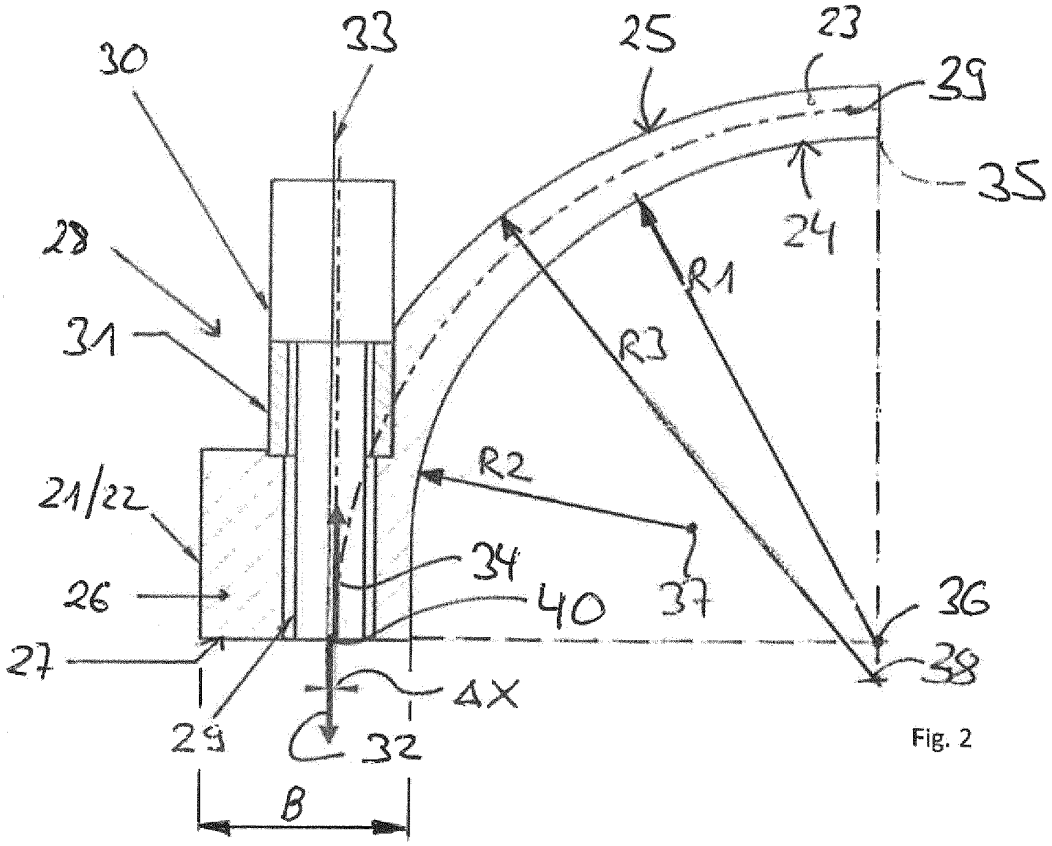


Fig. 2

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 2278304 A **[0006]**
- EP 2096273 A1 **[0007]**
- DE 3542073 A1 **[0007]**