

(19)



(11)

**EP 3 155 227 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**02.01.2019 Patentblatt 2019/01**

(51) Int Cl.:  
**F01D 5/18 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **15760398.6**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2015/069232**

(22) Anmeldetag: **21.08.2015**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2016/030289 (03.03.2016 Gazette 2016/09)**

(54) **TURBINENSCHAUFEL**

TURBINE BLADE

AUBE DE TURBINE

(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: **26.08.2014 EP 14182277**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**19.04.2017 Patentblatt 2017/16**

(73) Patentinhaber: **Siemens Aktiengesellschaft 80333 München (DE)**

(72) Erfinder:  
• **DAHLKE, Stefan**  
**45481 Mülheim a.d. Ruhr (DE)**  
• **AUF DEM KAMPE, Tilman**  
**Charlotte, North Carolina 28210 (US)**  
• **FRAAS, Marc**  
**76228 Karlsruhe (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A1- 2 818 637 EP-A2- 2 492 454**  
**JP-A- 2006 307 842 US-A- 5 223 320**

**EP 3 155 227 B1**

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

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Turbinenschaufel für eine Strömungsmaschine nach dem Oberbegriff von Anspruch 1. Derartige Turbinenschaufeln sind aus der JP 2006 307 842 A bekannt.

**[0002]** Strömungsmaschinen, insbesondere Gasturbinen (im weiteren Sinn), weisen eine Gasturbine (im engeren Sinn) auf, in der ein Heißgas, welches zuvor in einem Verdichter komprimiert und in einer Brennkammer erhitzt wurde, zur Arbeitsgewinnung entspannt wird. Für hohe Massenströme des Heißgases und damit hohe Leistungsbereiche sind Gasturbinen in Axialbauweise ausgeführt, wobei die Gasturbine von mehreren in Durchströmungsrichtung hintereinander liegenden Schaufelkränzen gebildet ist. Die Schaufelkränze weisen über ihren Umfang angeordnete Laufschaufeln und Leitschaufeln auf, wobei die Laufschaufeln an einem Rotor der Gasturbine und die Leitschaufeln an dem Gehäuse der Gasturbine befestigt sind.

**[0003]** Der thermodynamische Wirkungsgrad von Gasturbinen ist um so höher, je höher die Eintrittstemperatur des Heißgases in die Gasturbine ist. Der Höhe der Eintrittstemperatur sind jedoch Grenzen durch die thermische Belastbarkeit der Turbinenschaufeln gesetzt. Dementsprechend besteht eine Zielsetzung darin, Turbinenschaufeln zu schaffen, die auch bei hohen thermischen Belastungen eine für den Betrieb der Gasturbine ausreichende mechanische Festigkeit besitzen. Hierzu werden Turbinenschaufeln mit aufwendigen Beschichtungssystemen versehen. Zur weiteren Erhöhung der zulässigen Turbineneintrittstemperatur werden Turbinenschaufeln im Betrieb der Gasturbine gekühlt. Hierbei stellt die Filmkühlung eine sehr wirksame und zuverlässige Methode zur Kühlung von hochbeanspruchten Turbinenschaufeln dar. Dabei wird Kühlluft aus dem Verdichter abgezapft und in die in mit internen Kühlkanälen versehenen Turbinenschaufeln geführt. Nach einer konvektiven Kühlung des Materials von der Innenseite der Turbinenschaufeln her wird die Luft durch Fluidkanäle auf die Außenoberfläche der Turbinenschaufel geleitet. Dort bildet sie einen Film, der entlang der Außenoberfläche der Turbinenschaufel strömt und diese kühlt sowie gleichzeitig vor der heißen Strömung schützt.

**[0004]** Eine ideale Filmkühlung könnte mit Hilfe einer Schlitzausblasung erreicht werden. Da dies aus struktureller Hinsicht an Turbinenschaufeln nicht realisierbar ist, werden in erster Linie aufgrund der Fertigbarkeit zylindrische Fluidkanäle oder auch Fluidkanäle mit ovalem Querschnitt eingesetzt. Des Weiteren ist bekannt, in Annäherung an das Prinzip der Schlitzkühlung den Querschnitt der Fluidkanäle an deren Auslass, d.h. in deren Ausström-Kanalabschnitt diffusorartig aufzuweiten. Hierbei wird der Austrittsquerschnitt um einen bestimmten Faktor vergrößert. Dies führt zu einer Auffächerung des Kühlluftstrahls, die abhängig von der Strömungssituation mit einer Absenkung des Strahlimpulses, niedrigeren Mischungsverlusten und größerer lateraler

Abdeckung einhergeht. Allgemein gilt, dass kontourierte Bohrungen zu einer Erhöhung der Effektivität im Bereich der Fluidkanallängsachse und insgesamt zu einer besseren lateralen Abdeckung führen.

**[0005]** Untersuchungen haben gezeigt, dass sich die Kühlluft in den Fluidkanälen bzw. Kühlkanälen von deren Wandung ablöst. Wie in der Figur 14 dargestellt ist, findet eine derartige Ablösung insbesondere im diffusorartig ausgebildeten Ausström-Kanalabschnitt des Fluidkanals statt, und zwar an dessen in Bezug auf die Strömungsrichtung des Heißgases betrachtet stromabwärtigen bzw. zur Kaltgasseite gelegenen Wandbereich. Des Weiteren haben Untersuchungen gezeigt, dass es beim Durchströmen der Fluidkanäle zu Wirbelbildungen kommt, wie sie in Figur 15 dargestellt sind. Im Wesentlichen lassen sich vier verschiedene Wirbelstrukturen identifizieren.

**[0006]** Ringwirbel  $\Omega 1$ : Der Kühlluftstrahl wirkt wie ein geneigter Zylinder auf die Hauptströmung und beschleunigt diese. Es bilden sich Druckdifferenzen zwischen der stromauf- und stromabgewandten Seite sowie der Oberseite des Kühlluftstrahls, die zu einer Ausgleichsströmung führen. Dadurch bilden sich Ringwirbel  $\Omega 1$ . Die Rotation der austretenden Grenzschicht der Kühlluft unterstützt diesen Effekt.

**[0007]** Nierenwirbel  $\Omega 2$ : Die Nierenwirbel sind ein Ergebnis eines im Fluidkanal entstehenden Wirbelpaars. Reibungskräfte in der freien Scherschicht zwischen dem austretenden Kühlfluidstrahl und der Hauptströmung verstärken die Rotation zusätzlich.

**[0008]** Hufeisenwirbel  $\Omega 3$ : Hufeisenwirbel  $\Omega 3$  entstehen im Staubereich eines senkrecht in einer Grenzschichtströmung stehenden Zylinders. In Wandnähe ist der Druck in der Grenzschicht minimal. In der äußeren Schicht der Hauptströmungsgrenzschicht bildet sich dagegen ein positiver Druckgradient. Die Grenzschicht löst sich ab und rollt sich entgegen der Hauptströmung in Richtung des Druckminimums an der Wand ein. Der entstehende Wirbel legt sich beidseitig um den Zylinder. Die Rotationsrichtung der Hufeisenwirbel  $\Omega 3$  ist der der benachbarten Nierenwirbel  $\Omega 2$  entgegengesetzt, und die Hufeisenwirbel  $\Omega 3$  verlaufen bei Einzelochausblasung seitlich unterhalb des Kühlluftstrahls.

**[0009]** Instationäre Wirbel  $\Omega 4$ : Die instationären Wirbel sind vergleichbar mit Kármán-Wirbeln im Nachlauf eines Zylinders. Ursache für die Wirbelbildung ist die Grenzschichtablösung auf der Saugseite des Zylinders. Die instationären Wirbel  $\Omega 4$  entstehen senkrecht auf der gekühlten Oberfläche.

**[0010]** Trifft also Heißgas aus einer Brennkammer der Strömungsmaschine an der Außenoberfläche der Turbinenschaufel auf einen Strahl des aus dem Fluidkanal ausgetretenen Kühlfluids, so teilt sich die Strömung des Heißgases um den Kühlfluidstrahl auf, und es bildet sich durch die Wirkung des Heißgases am Strahlrand ein Schornsteinwirbel mit zwei Wirbelarmen  $\Omega 2$  aus. Jeder der beiden Wirbelarme  $\Omega 2$  ist von einem Wirbel gebildet, wobei die Geschwindigkeitsvektoren des Heißgases an

Kühlfluidstrahl auf, und es bildet sich durch die Wirkung des Heißgases am Strahlrand ein Schornsteinwirbel mit zwei Wirbelarmen  $\Omega 2$  aus. Jeder der beiden Wirbelarme  $\Omega 2$  ist von einem Wirbel gebildet, wobei die Geschwindigkeitsvektoren des Heißgases an den beiden Innenseiten der Wirbelarme von der Außenwand weg zeigen.

**[0011]** Ebenso ist es beispielsweise aus der US 5 223 320 und der EP 2 492 454 A2 bekannt, Kühlöcher heißgasbeaufschlagter Bauteile mit zwei unterschiedlichen Durchmessern auszustatten, welche durch eine geschlossen umlaufende Stufe voneinander getrennt sind. Damit kann Heißgaseinzug in das Bauteil unterbunden werden.

**[0012]** Um die Wirbelbildung zu beeinflussen, ist es bekannt, in den Fluidkanälen Turbulatoren in der Form von Rippen oder Pins vorzusehen (siehe WO 2013/089255 A1 und US 2009/0304499 A1).

**[0013]** Die Bestrebungen gehen dahin, die Filmkühlleistung weiter zu erhöhen. Entsprechend ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Turbinenschaufel für eine Strömungsmaschine zu schaffen, die effektiv mit einer Filmkühlung kühlbar ist.

**[0014]** Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß bei einer Turbinenschaufel der eingangs genannten Art durch die kennzeichnenden Merkmale von Anspruch 1 gelöst.

**[0015]** Erfindungsgemäß ist somit vorgesehen, dass sich der zentrale Kanalabschnitt an den Zwischen-Kanalabschnitt unter Bildung einer dazwischen liegenden, senkrecht zur Längsachse des Fluidkanals liegenden Schulterfläche anschließt. Alternativ kann im Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt und dem zentralen Kanalabschnitt eine Schulterfläche ausgebildet sein, welche in einer zur Längsachse des Fluidkanals unter einem Winkel  $\alpha \neq 90^\circ$ , beispielsweise etwa  $45^\circ$  geneigten Ebene liegt. Dabei ist die Schulterfläche an einem Wandbereich des Fluidkanals ausgebildet, während am gegenüberliegenden Wandbereich der Zwischen-Kanalabschnitt und der zentrale Kanalabschnitt geradlinig, d.h. ohne Schulterbildung, ineinander übergehen. Insbesondere kann hier die Wandung des Fluidkanals über dessen ganze Länge geradlinig verlaufen. Alternativ kann aber auch hier eine Schulter mit einer geringen Schulterhöhe ausgebildet sein.

**[0016]** Gemäß einer Ausführungsform der Erfindung ist zwischen dem zentralen Kanalabschnitt und dem Einström-Kanalabschnitt ein Zwischen-Kanalabschnitt vorgesehen, der über seine Länge einen konstanten, bevorzugt kreisförmigen oder ovalen Querschnitt besitzt, wobei die Längsachse des Zwischen-Kanalabschnitts gegenüber der Längsachse des zentralen Fluidkanalabschnitts versetzt ist und insbesondere parallel zu dieser verläuft.

**[0017]** Es hat sich gezeigt, dass durch die erfindungsgemäß vorgenommene Änderung der Geometrie die Strömung des Kühlfluids in dem Fluidkanal in der Weise beeinflusst werden kann, dass die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten im Fluidkanal derart angepasst werden, dass einerseits sich das in Abbildung 15 gezeigte

Wirbelpaar  $\Omega 2$  genau anders herum dreht und andererseits die Ablösung im Diffusor zur stromaufwärtigen Seite verlagert werden kann, wie dies in der Figur 13 gezeigt ist. Beide Effekte haben einen positiven Einfluss auf die Filmkühleffektivität und können insbesondere die laterale Ausdehnung des Kühlfluidstrahls bewirken.

**[0018]** Es hat sich gezeigt, dass besonders gute Ergebnisse erzielt werden, wenn der zentrale Kanalabschnitt gegenüber dem Zwischen-Kanalabschnitt eine um wenigstens 30%, insbesondere um wenigstens 40% und bevorzugt wenigstens 60% kleinere Querschnittsfläche aufweist.

**[0019]** Wenn der zentrale Kanalabschnitt und der Zwischen-Kanalabschnitt jeweils einen kreisrunden Querschnitt besitzen, stehen der Durchmesser D des Zwischen-Kanalabschnitts und der Durchmesser d des zentralen Kanalabschnitts bevorzugt in dem Verhältnis  $D/d=1,3$  bis  $1,7$ , insbesondere  $D/d=1,5$ .

**[0020]** Der Ausström-Kanalabschnitt kann in an sich bekannter Weise diffusorartig mit einem sich erweiternden Querschnitt ausgebildet sein. Dabei verläuft die Wandung des Fluidkanals an ihrem der Kaltgasseite zugewandten Wandbereich in der Richtung der Längsachse des Fluidkanals und schließt sich geradlinig an den zentralen Kanalabschnitt an. Alternativ kann vorgesehen sein, dass der Ausström-Kanalabschnitt über seine gesamte Länge einen gleichbleibenden, insbesondere runden Querschnitt besitzt. Dabei verläuft der Ausström-Kanalabschnitt bevorzugt konzentrisch zu dem zentralen Kanalabschnitt und besitzt den gleichen Querschnitt wie dieser.

**[0021]** Hinsichtlich vorteilhafter Ausgestaltungen der Erfindung wird auf die nachfolgende Beschreibung eines Ausführungsbeispiels verwiesen. In Zeichnung zeigt

- |         |                                                                                                                                                                                                    |
|---------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Figur 1 | einen Längsschnitt durch eine Turbinenschaufelwand mit einem Fluidkanal, der erfindungsgemäß ausgestaltet ist,                                                                                     |
| Figur 2 | eine Variante der in Figur 1 dargestellten Turbinenschaufelwand im Längsschnitt,                                                                                                                   |
| Figur 3 | eine Querschnittsansicht entlang der Linie V-V in Figur 1, in der die Querschnittsgeometrien des Fluidkanals im Zwischen-Kanalabschnitt und dem zentralen Kanalabschnitt erkennbar sind,           |
| Figur 4 | eine Querschnittsansicht entlang der Linie V-V in Figur 1, in der alternative Querschnittsgeometrien des Fluidkanals im Zwischen-Kanalabschnitt und dem zentralen Kanalabschnitt dargestellt sind, |
| Figur 5 | eine Schnittansicht durch eine Turbinenschaufelwandung mit einem weiteren erfindungsgemäß ausgebildeten Fluidkanal gemäß der vorliegenden Erfindung,                                               |
| Figur 6 | eine Schnittansicht durch eine Turbinenschaufelwand mit einer dritten Ausführungsform des Fluidkanals.                                                                                             |

- Figur 7 bis 9 rungsform eines Fluidkanals gemäß der vorliegenden Erfindung, Varianten der in Figur 6 dargestellten Turbinenschaufelwand im Längsschnitt,
- Figur 10 einen Längsschnitt durch eine Turbinenschaufelwand mit einer vierten Ausführungsform eines Fluidkanals gemäß der vorliegenden Erfindung,
- Figur 11 eine Querschnittsansicht entlang der Linien A-A in den Figuren 6 und 10, in der die Querschnittsgeometrien des Fluidkanals im Zwischenkanalabschnitt und im zentralen Kanalabschnitt dargestellt sind,
- Figur 12 eine dreidimensionale Darstellung des in Figur 10 dargestellten Fluidkanals im Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt und dem zentralen Kanalabschnitt,
- Figur 13 eine schematische Darstellung, welche die Lage der Ablösung des Kühlfluids im Diffusor bei der Ausgestaltung des Fluidkanals gemäß den Figuren 1, 5 und 6 zeigt,
- Figur 14 eine schematische Darstellung, welche das Ablöseverhalten des Kühlfluids im Diffusor bei herkömmlichen Fluidkanälen mit einem Diffusor zeigt, und
- Figur 15 eine schematische Darstellung, welche die Wirbelbildung einer zylindrischen Filmkühlbohrung zeigt.

**[0022]** In der Figur 1 ist in einem Längsschnitt ein Ausschnitt einer Turbinenschaufelwand 1 dargestellt, in der ein Fluidkanal 2 ausgebildet ist, durch welchen ein Kühlfluid wie beispielsweise Kühlluft von einer Kaltgasseite der Turbinenschaufel - hier dem Innenraum der Turbinenschaufel - zu einer von Heißgas überströmten Außenoberfläche der Turbinenschaufelwand 1, welche eine Heißgasseite der Turbinenschaufel bildet, strömen kann. Der Fluidkanal 2 weist an seinem zur Kaltgasseite weisenden Endbereich einen Einström-Kanalabschnitt 2a mit einer Fluideinlassöffnung 3, an seinem zur Heißgasseite der Turbinenschaufelwand 1 weisenden Endbereich einen sich diffusorartig erweiternden Ausström-Kanalabschnitt 2b mit einer Fluidauslassöffnung 4 und zwischen dem Einström-Kanalabschnitt 2a und dem Ausström-Kanalabschnitt 2b einen zentralen Kanalabschnitt 2c, der eine Längsachse X des Fluidkanals 2 definiert und über seine Länge einen konstanten kreisförmigen oder ovalen Querschnitt besitzt, auf. Die Längsachse X des Fluidkanals 2 schließt mit der vom Heißgas überströmten Oberfläche der Turbinenschaufelwand 1 einen spitzen Winkel ein, der zwischen der Längsachse X und der Oberfläche an der Anströmseite bzw. stromaufwärts gelegenen Seite des Fluidkanals gemessen wird. Zwischen dem Einström-Kanalabschnitt 2a und dem zentralen Kanalabschnitt 2c ist ein Zwischen-Ka-

nalabschnitt 2d vorgesehen, der eine größere Querschnittsfläche als der zentrale Kanalabschnitt 2c besitzt. In der Figur 1 ist erkennbar, dass der Einström-Kanalabschnitt 2a und der Zwischen-Kanalabschnitt 2d als eine durchgehende Bohrung ausgebildet sind, so dass sich der Zwischen-Kanalabschnitt 2d an den Einström-Kanalabschnitt 2a geradlinig anschließt und über seine Länge einen konstanten Querschnitt besitzt.

**[0023]** Der Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c ist scharfkantig ausgebildet, wobei die Wandung des Fluidkanals 2 auf derjenigen Seite des Fluidkanals 2, welcher der Kaltgasseite zugewandt ist, geradlinig verläuft, und am gegenüberliegenden, der Heißgasseite zugewandten Wandungsbereich eine Schulterfläche 5 zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c gebildet wird, welche senkrecht zu der Längsachse X des Fluidkanals 2 liegt. Alternativ ist es jedoch auch möglich, wie in Figur 2 gezeigt, die Schulterfläche 5 zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c an dem der Kaltgasseite zugewandten Wandungsbereich auszubilden, wobei dann an der gegenüberliegenden, d.h. zum Heißgasseite zugewandten Wandungsbereich die Wandung des Fluidkanals 2 geradlinig, d.h. ohne Schulterbildung verläuft.

**[0024]** In den Figuren 3 und 4 ist der Übergang vom Zwischen-Kanalabschnitt 2d zum zentralen Kanalabschnitt 2c des Fluidkanals 2 gut erkennbar. Bei der Ausführungsform gemäß Figur 2 besitzen der Zwischen-Kanalabschnitt 2d und der zentrale Kanalabschnitt 2c jeweils einen kreisrunden Querschnitt, wobei der Durchmesser D des Zwischen-Kanalabschnitts 2d deutlich größer als der Durchmesser d des zentralen Kanalabschnitts 2c ist. In dem dargestellten Ausführungsbeispiel beträgt das Durchmesser Verhältnis D/d etwa 1,5. Daraus resultiert, dass die Querschnittsfläche des zentralen Kanalabschnitts 2c eine um etwa 55% kleinere Querschnittsfläche als der Zwischen-Kanalabschnitt 2d besitzt. An dem stromabwärts gelegenen Wandbereich des Fluidkanals 2 geht der Zwischen-Kanalabschnitt 2d geradlinig in den zentralen Kanalabschnitt 2c über, während in den übrigen Umfangsbereichen die Schulterfläche 5 zwischen den beiden Kanalabschnitten 2d, 2c gebildet wird.

**[0025]** Bei der Ausführungsform gemäß der Figur 4 besitzen der Zwischen-Kanalabschnitt 2d einen ovalen Querschnitt und der zentrale Kanalabschnitt 2c einen kreisrunden Querschnitt. Aufgrund der ovalen Ausgestaltung des Zwischen-Kanalabschnitts 2d ist die Schulterfläche 5 nur an dem stromaufwärts gelegenen Wandungsbereich des Fluidkanals 2 vorhanden.

**[0026]** Wenn im Betrieb der Fluidkanal 2 von einem Kühlfluid wie beispielsweise Kühlluft durchströmt wird, führt die scharfkantige Verengung im Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c dazu, dass sich der Kühlfluidstrom - wie in Figur 13 gezeigt - im diffusorartig erwei-

terten Ausström-Kanalabschnitt 2b von der Wandung des Fluidkanals an deren stromaufwärts in Bezug auf die Heißgasströmung H gelegenen Seite ablöst. Wie die Figur 13 erkennen lässt, legt sich hierdurch das Kühlfluid nach dem Verlassen des Fluidkanals 2 optimal an die äußere Oberfläche der Turbinenschaufelwand 1 an, um diese vor dem überströmenden Heißgas zu schützen.

**[0027]** In der Figur 5 ist ein ähnlicher Fluidkanal 2 in einer Turbinenschaufelwand 1 dargestellt. Der einzige Unterschied zu der in Figur 1 dargestellten Ausführungsform besteht darin, dass die Fluideinlassöffnung 3 in der Stirnseite einer Wulst 6 ausgebildet ist, der von der Innenfläche der Turbinenschaufelwand 1 nach innen abragt, so dass das Kühlfluid stirnseitig in den Fluidkanal 2 eintritt.

**[0028]** In der Figur 6 ist eine weitere Ausführungsform eines Fluidkanals 2 in einer Turbinenschaufelwand 1 dargestellt. Dieser umfasst in gleicher Weise wie der Fluidkanal 2 gemäß der Figur 1 einen Einström-Kanalabschnitt 2a auf der Kaltseite der Turbinenschaufelwand 1, einen Ausström-Kanalabschnitt 2b auf der Heißseite der Turbinenschaufelwand 1, einen zwischen dem Einström-Kanalabschnitt 2a und dem Ausström-Kanalabschnitt 2b liegenden zentralen Kanalabschnitt 2c mit einem über seine Länge konstanten, kreisförmigen Querschnitt, sowie einen Zwischen-Kanalabschnitt 2d, der zwischen dem Einström-Kanalabschnitt 2a und dem zentralen Kanalabschnitt 2c ausgebildet ist. Der Einström-Kanalabschnitt 2a und der Zwischen-Kanalabschnitt 2d sind dabei nach Art einer zylindrischen Bohrung mit einem über die Länge konstanten Durchmesser ausgebildet, der größer als der Durchmesser des zentralen Kanalabschnitts 2c ist. Des Weiteren ist die Längsachse, welche durch den Zwischen-Fluidkanal 2d und den Einström-Fluidkanal 2a definiert wird, versetzt gegenüber der Längsachse X des zentralen Kanalabschnitts 2c. Konkret ist die Anordnung so getroffen, dass zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c eine Schulterfläche 5 an der zur Kaltgasseite weisenden Seite des Fluidkanals 2 gebildet wird, während auf der gegenüberliegenden, d.h. zur Heißgasseite weisenden Seite die Fluidkanalwandung im Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c geradlinig verläuft, also hier ein stetiger Übergang vom Zwischen-Kanalabschnitt 2d in den zentralen Kanalabschnitt 2c ohne Schulterbildung stattfindet. Im Gegensatz zu der Ausführungsform der Figur 1 liegt die Schulterfläche 5 nicht senkrecht zu der Längsachse des Fluidkanals, sondern in einer gegenüber der Längsachse X um etwa 45° geneigten Ebene. Der Übergangsbereich ist in dem Querschnitt der Figur 11 erkennbar.

**[0029]** Alternativ zu der in Figur 5 gezeigten Ausführungsform kann die Schulterfläche auch an dem zur Heißgasseite weisenden Wandungsbereich des Fluidkanals 2 ausgebildet sein, während dann an der gegenüberliegenden, d.h. zur Kaltgasseite weisenden Seite die Fluidkanalwandung im Übergangsbereich zwischen

dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c geradlinig verläuft. Derartige Ausgestaltungen sind in den Figuren 7 und 8 dargestellt. Die Figur 7 lässt ferner erkennen, dass die Ebene, in welcher die Schulterfläche 5 liegt, mit dem zur Heißgasseite gelegenen Wandungsbereich einen Winkel  $< 90^\circ$  einschließt, so dass eine Art Rücksprung gebildet wird. In ähnlicher Weise kann auch bei der in Figur 6 dargestellten Ausführungsform die Schulterfläche 5 mit dem zur Kaltgasseite gelegenen Wandungsbereich einen Winkel  $< 90^\circ$  unter Bildung eines Rücksprungs einschließen, wie dies in Figur 9 gezeigt ist.

**[0030]** Bei der in Figur 6 dargestellten Ausführungsform ist der Ausström-Kanalabschnitt 2b diffusorartig ausgebildet. Alternativ kann der Ausström-Kanalabschnitt 2b wie in Figur 10 gezeigt auch eine Fortsetzung des zentralen Kanalabschnitts 2c darstellen. In diesem Fall bilden der Einström-Kanalabschnitt 2a und der Zwischen-Kanalabschnitt 2d eine Bohrung größeren Durchmessers und der zentrale Kanalabschnitt 2c und der Ausström-Kanalabschnitt 2b eine Bohrung kleineren Durchmessers, wobei die Bohrungen derart versetzt sind, dass eine Schulterfläche 5 im Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt 2d und dem zentralen Kanalabschnitt 2c an der stromabwärtigen Seite der Fluidkanalwandung gebildet wird.

**[0031]** Durch die Ausgestaltung des Fluidkanals 2 nach den Figuren 6 und 10 wird im Betrieb der gleiche Effekt erzielt wie durch die Ausgestaltung des Fluidkanals 2 nach den Figuren 1 und 4. Aufgrund des vergrößerten Durchmessers des Fluidkanals 2 im Einström-Kanalabschnitt 2a und Zwischen-Kanalabschnitt 2d wird das Kühlfluid in dem Fluidkanal 2 zunächst verzögert und anschließend im Bereich der geeigneten Schulterfläche 5 beschleunigt und derart umgelenkt, dass eine Ablösung des Kühlfluidstroms im Bereich der stromaufwärts gelegenen Seite der Fluidkanalwandung stattfindet.

**[0032]** Obwohl die Erfindung im Detail durch das bevorzugte Ausführungsbeispiel näher illustriert und beschrieben wurde, so ist die Erfindung nicht durch die offenbarten Beispiele eingeschränkt und andere Variationen können vom Fachmann hieraus abgeleitet werden, ohne den Schutzbereich der Erfindung zu verlassen.

## Patentansprüche

1. Turbinenschaufel für eine Strömungsmaschine mit einer Turbinenschaufelwand (1), in der wenigstens ein Fluidkanal (2) ausgebildet ist, durch welchen ein Kühlfluid von einer Kaltgasseite zu einer von Heißgas überströmten Oberfläche, d.h. der Heißgasseite der Turbinenschaufelwand (1) strömen kann, und wobei der wenigstens eine Fluidkanal (2) an seinem zur Kaltgasseite weisenden Endbereich einen Einström-Kanalabschnitt (2a), an seinem zur Heißgasseite der Turbinenschaufelwand (1) weisenden Endbereich einen Ausström-Kanalabschnitt

(2b) und zwischen dem Einström-Kanalabschnitt (2a) und dem Ausström-Kanalabschnitt (2b) einen zentralen Kanalabschnitt (2c) mit einem über die Länge konstanten, kreisförmigen oder ovalen Querschnitt besitzt, der eine Längsachse (X) des Fluidkanals (2) definiert, welche mit der von Heißgas überströmten Oberfläche der Turbinenschaufelwand (1) einen spitzen Winkel einschließt, wobei der Fluidkanal (2) zwischen dem Einström-Kanalabschnitt (2a) und dem zentralen Kanalabschnitt (2c) einen Zwischen-Kanalabschnitt (2d) aufweist, der eine größere Querschnittsfläche als der zentrale Kanalabschnitt (2c) besitzt, wobei

- sich der zentrale Kanalabschnitt (2c) an den Zwischen-Kanalabschnitt (2d) unter Bildung einer dazwischen liegenden, senkrecht zur Längsachse des Fluidkanals (2) liegenden Schulterfläche (5) anschließt oder

- dass im Übergangsbereich zwischen dem Zwischen-Kanalabschnitt (2d) und dem zentralen Kanalabschnitt (2c) eine Schulterfläche (5) ausgebildet wird, welche in einer zur Längsachse des Fluidkanals (2) unter einem Winkel  $\alpha \neq 90^\circ$  geneigten Ebene liegt, wobei die Schulterfläche (5) an einem Wandbereich des Fluidkanals (2) ausgebildet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass**

an dem der Schulterfläche (5) gegenüberliegenden Wandbereich der Zwischen-Kanalabschnitt (2d) und der zentrale Kanalabschnitt (2c) geradlinig, d.h. ohne Schulterbildung, ineinander übergehen.

2. Turbinenschaufel nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zwischen-Kanalabschnitt (2d) über seine Länge einen konstanten Querschnitt besitzt.

3. Turbinenschaufel nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zwischen-Kanalabschnitt (2d) einen kreisförmigen oder ovalen Querschnitt besitzt, und die Längsachse des Zwischen-Kanalabschnitts (2d) gegenüber der Längsachse (X) des zentralen Fluidkanalabschnitts (2c) versetzt ist.

4. Turbinenschaufel nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schulterfläche (5) an dem der Heißgasseite zugewandten Wandbereich des Fluidkanals (2) ausgebildet ist.

5. Turbinenschaufel nach einer der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schulterfläche (5) an dem der Kaltgasseite zugewandten Wandbereich des Fluidkanals (2) ausgebildet ist.

6. Turbinenschaufel nach einem der vorherigen Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zentrale Kanalabschnitt (2c) gegenüber dem Zwischen-Kanalabschnitt (2d) eine um wenigstens 30%, insbesondere wenigstens 40% und vorzugsweise wenigstens 60% kleinere Querschnittsfläche besitzt.

7. Turbinenschaufel nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zentrale Kanalabschnitt (2c) und der Zwischen-Kanalabschnitt (2d) jeweils einen kreisrunden Querschnitt besitzen und der Durchmesser (D) des Zwischen-Kanalabschnitts (2d) und der Durchmesser (d) des zentralen Kanalabschnitts (2c) in dem Verhältnis  $D/d = 1,3$  bis  $1,7$ , insbesondere  $D/d = 1,5$  stehen.

8. Turbinenschaufel nach einem der vorherigen Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ausström-Kanalabschnitt (2b) diffusorartig mit einem sich erweiternden Querschnitt ausgebildet ist.

9. Turbinenschaufel nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wandung des Fluidkanals (2) an ihrem der Kaltgasseite zugewandten Wandbereich in der Richtung der Längsachse des Fluidkanals (2) verläuft und sich geradlinig an den zentralen Kanalabschnitt (2c) anschließt.

10. Turbinenschaufel nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ausström-Kanalabschnitt (2b) über seine gesamte Länge einen gleichbleibenden, insbesondere kreisrunden Querschnitt besitzt.

11. Turbinenschaufel nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ausström-Kanalabschnitt (2b) konzentrisch zu der Längsachse (X) des Fluidkanals (2) verläuft und insbesondere den gleichen Querschnitt wie der zentrale Kanalabschnitt (2c) besitzt.

12. Turbinenschaufel nach einem der vorherigen Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Turbinenschaufel im Feingussverfahren hergestellt ist.

## Claims

1. Turbine blade for a turbomachine having a turbine blade wall (1) in which is formed at least one fluid passage (2) through which a cooling fluid can flow from a cold gas side to a surface over which hot gas flows, i.e. the hot gas side of the turbine blade wall (1), and wherein the at least one fluid passage (2) on its end region which points toward the cold gas side has an inflow passage (2a), on its end region which points toward the hot gas side of the turbine blade wall (1) has an outflow passage section (2b),

and between the inflow passage section (2a) and the outflow passage section (2b) has a central passage section (2c) with a circular or oval cross section which is constant over the length and which defines a longitudinal axis (X) of the fluid passage (2) which with the surface of turbine blade wall (1) over which hot gas flows includes an acute angle, wherein between the inflow passage section (2a) and the central passage section (2c) the fluid passage (2) has an intermediate passage section (2d) which has a larger cross-sectional area than the central passage section (2c), wherein

- the central passage section (2c) adjoins the intermediate passage section (2d) forming a shoulder face (5) which lies between them and perpendicularly to the longitudinal axis of the fluid passage (2), or
- that a shoulder face (5), which lies in a plane which is inclined to the longitudinal axis of the fluid passage (2) by an angle of  $\alpha \neq 90^\circ$ , is formed in the transition region between the intermediate passage section (2d) and the central passage section (2c), wherein the shoulder face (5) is formed on a wall region of the fluid passage (2), **characterized in that**

on the wall region opposite the shoulder face (5) the intermediate passage section (2d) and the central passage section (2c) merge into each other in a straight line, i.e. without a shoulder being formed.

2. Turbine blade according to Claim 1, **characterized in that** the intermediate passage section (2d) has a constant cross section over its length.
3. Turbine blade according to Claim 2, **characterized in that** the intermediate passage section (2d) has a circular or oval cross section, and the longitudinal axis of the intermediate passage section (2d) is offset in relation to the longitudinal axis (X) of the central fluid passage section (2c).
4. Turbine blade according to one of the preceding claims, **characterized in that** the shoulder face (5) is formed on the wall region of the fluid passage (2) which faces the hot gas side.
5. Turbine blade according to one of the preceding claims, **characterized in that** the shoulder face (5) is formed on the wall region of the fluid passage (2) which faces the cold gas side.
6. Turbine blade according to one of the preceding claims, **characterized in that** the central passage section (2c) has a cross-sectional area which is smaller by least 30%, especially by at least 40% and preferably by at least 60%, in relation to the interme-

diate passage section (2d).

7. Turbine blade according to Claim 6, **characterized in that** the central passage section (2c) and the intermediate passage section (2d) each have a circular cross section and the diameter (D) of the intermediate passage section (2d) and the diameter (d) of the central passage section (2c) are in a ratio of  $D/d = 1.3$  to  $1.7$ , especially  $D/d = 1.5$ .
8. Turbine blade according to one of the preceding claims, **characterized in that** the outflow passage section (2b) is designed with a widening cross section in the manner of a diffuser.
9. Turbine blade according to Claim 8, **characterized in that** the wall of the fluid passage (2), on its wall region which faces the cold gas side, extends in the direction of the longitudinal axis of the fluid passage (2) and adjoins the central passage section (2c) in a straight line.
10. Turbine blade according to one of Claims 1 to 7, **characterized in that** the outflow passage section (2b) has a constant, especially circular, cross section over its entire length.
11. Turbine blade according to Claim 10, **characterized in that** the outflow passage section (2b) extends concentrically to the longitudinal axis (X) of the fluid passage (2) and especially has the same cross section as the central passage section (2c).
12. Turbine blade according to one of the preceding claims, **characterized in that** the turbine blade is manufactured in the precision casting process.

## Revendications

1. Aube de turbine pour une turbomachine, comprenant une paroi (1) d'aube de turbine, dans laquelle est constitué au moins un canal (2) pour du fluide, par lequel un fluide de refroidissement peut passer d'un côté de gaz froid à une surface balayée par du gaz chaud, c'est-à-dire au côté de gaz chaud de la paroi (1) de l'aube de turbine, et dans laquelle le au moins un canal (2) pour du fluide a, sur sa partie d'extrémité tournée vers le côté de gaz froid, un tronçon (2a) de canal d'entrée, sur sa partie d'extrémité tournée vers le côté de gaz chaud de la paroi (1) de l'aube de turbine, un tronçon (2b) de canal de sortie et, entre le tronçon (2a) de canal d'entrée et le tronçon (2b) de canal de sortie, un tronçon (2c) de canal central, de section transversale circulaire ou ovale, constante sur la longueur, qui définit un axe (X) longitudinal du canal (2) pour du fluide, lequel fait, avec la surface balayée par du gaz chaud de la paroi (1)

de l'aube de turbine, un angle aigu, le canal (2) pour du fluide ayant, entre le tronçon (2a) de canal d'entrée et le tronçon (2c) de canal central, un tronçon (2d) de canal intermédiaire, qui a une surface de section transversale plus grande que le tronçon (2c) de canal central, dans laquelle

- le tronçon (2c) de canal central est raccordé au tronçon (2d) de canal intermédiaire avec formation d'une surface (5) en épaulement entre eux, perpendiculaire à l'axe longitudinal du canal (2) pour du fluide ou
- en ce que dans la partie de transition, entre le tronçon (2d) de canal intermédiaire et le tronçon (2c) de canal central, est constituée une surface (5) en épaulement, qui se trouve dans un plan incliné d'un angle  $\alpha \neq 90^\circ$  par rapport à l'axe longitudinal du canal (2) pour du fluide, la surface (5) en épaulement étant constituée sur une partie de paroi du canal (2) pour du fluide, **caractérisée en ce que**

sur la partie de paroi opposée à la surface (5) en épaulement, le tronçon (2d) de canal intermédiaire et le tronçon (2c) de canal central se transforment l'un dans l'autre en ligne droite, c'est-à-dire sans formation d'un épaulement.

2. Aube de turbine suivant la revendication 1, **caractérisée en ce que** le tronçon (2d) de canal intermédiaire a une section transversale constante sur sa longueur. 30
3. Aube de turbine suivant la revendication 2, **caractérisée en ce que** le tronçon (2d) de canal intermédiaire a une section transversale circulaire ou ovale et l'axe longitudinal du tronçon (2d) de canal intermédiaire est décalé par rapport à l'axe (X) longitudinal du tronçon (2c) central du canal pour du fluide. 40
4. Aube de turbine suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la surface (5) en épaulement est constituée sur la partie de paroi, tournée vers le côté de gaz chaud, du canal (2) pour du fluide. 45
5. Aube de turbine suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la surface (5) en épaulement est constituée sur la partie de paroi, tournée vers le côté de gaz froid, du canal (2) pour du fluide. 50
6. Aube de turbine suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le tronçon (2c) de canal central a, par rapport au tronçon (2d) de canal intermédiaire, une surface de section transversale plus petite d'au moins 30%, notamment d'au moins 40%, et de préférence d'au moins 60%. 55

7. Aube de turbine suivant la revendication 6, **caractérisée en ce que** le tronçon (2c) de canal central et le tronçon (2d) de canal intermédiaire ont chacun une section transversale circulaire et le diamètre (D) du tronçon (2d) de canal intermédiaire et le diamètre (d) du tronçon (2c) de canal central sont dans le rapport  $D/d = 1,3$  à  $1,7$ , notamment  $D/d = 1,5$ . 5
8. Aube de turbine suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le tronçon (2b) de canal de sortie est constitué à la manière d'un diffuseur, en ayant une section transversale, qui s'évase. 10
9. Aube de turbine suivant la revendication 8, **caractérisée en ce que** la paroi du canal (2) pour du fluide s'étend, à sa partie de paroi tournée vers le côté de gaz froid, s'étend dans la direction de l'axe longitudinale du canal (2) pour du fluide et se raccorde en ligne droite au tronçon (2c) de canal central. 15
10. Aube de turbine suivant l'une des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce que** le tronçon (2c) de canal de sortie a, sur toute sa longueur, une section transversale, qui reste la même, notamment circulaire. 20
11. Aube de turbine suivant la revendication 10, **caractérisée en ce que** le tronçon (2b) de canal de sortie s'étend concentriquement à l'axe (X) longitudinal du canal (2) pour du fluide et a notamment la même section transversale que le tronçon (2c) de canal central. 25
12. Aube de turbine suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'aube de turbine est fabriquée par le procédé de coulée de précision. 30

FIG 1

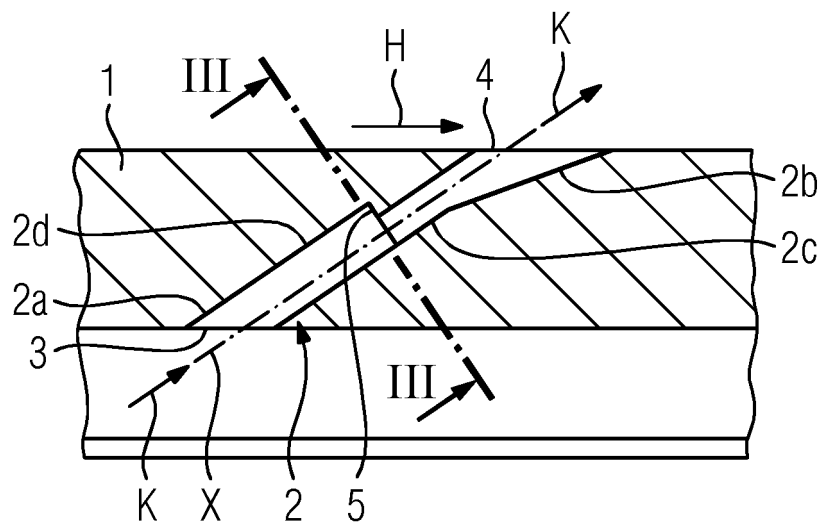


FIG 2

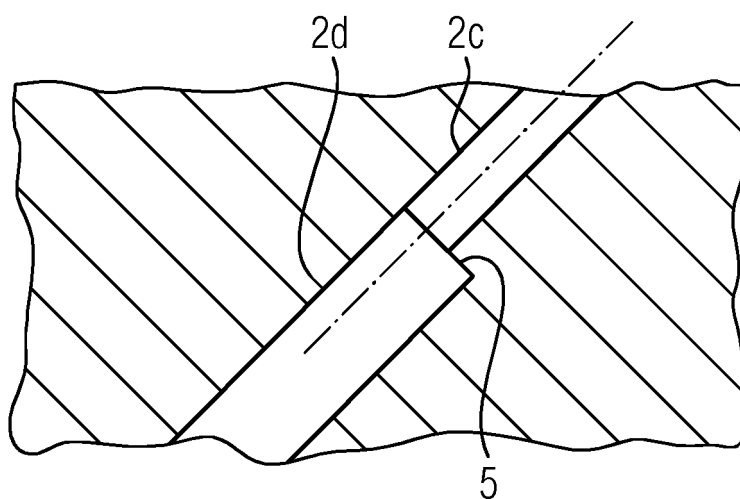


FIG 3

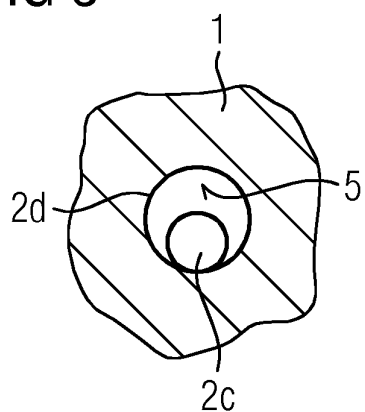


FIG 4

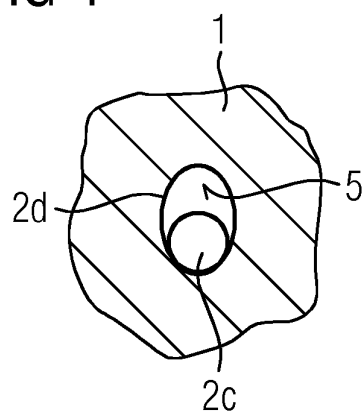


FIG 5

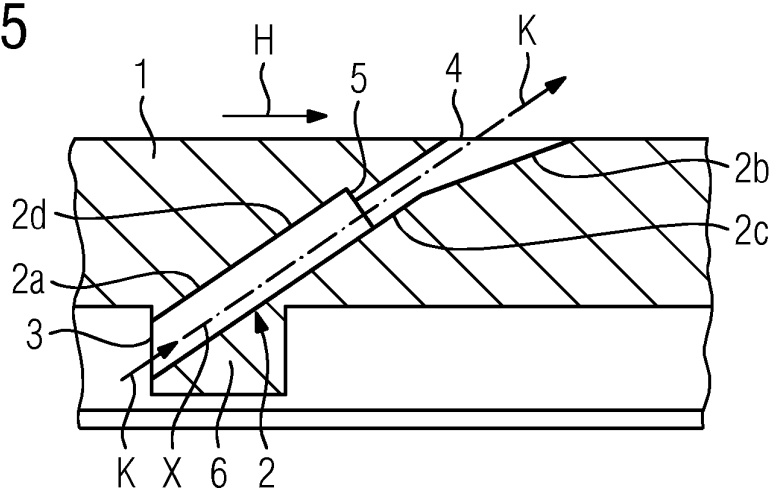


FIG 6

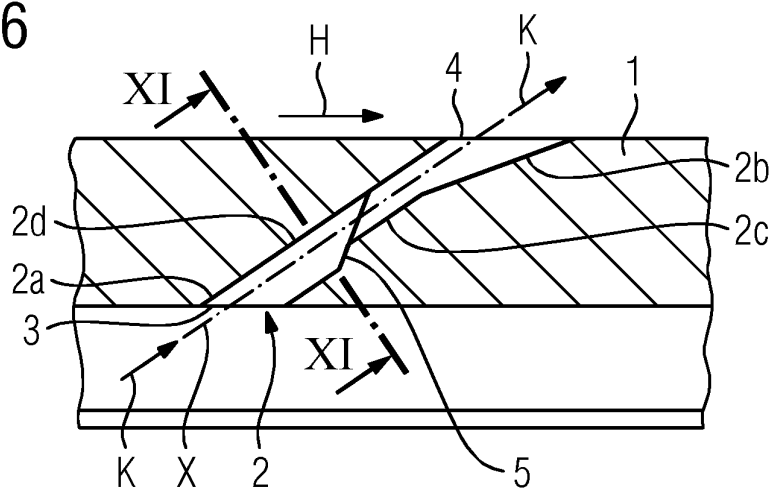


FIG 7

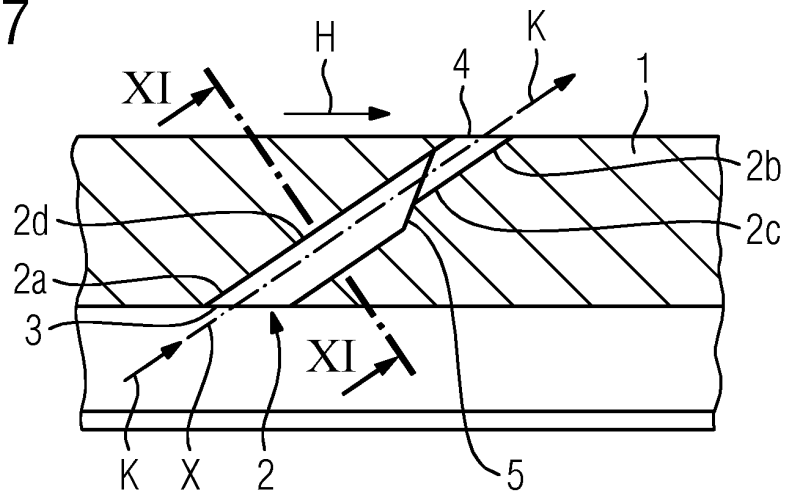


FIG 8

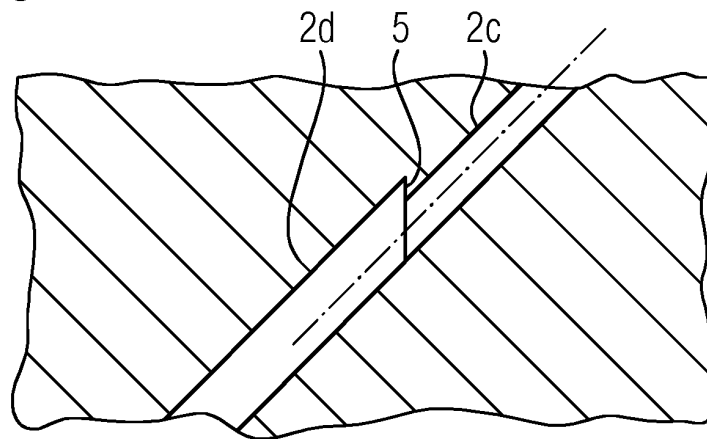


FIG 9

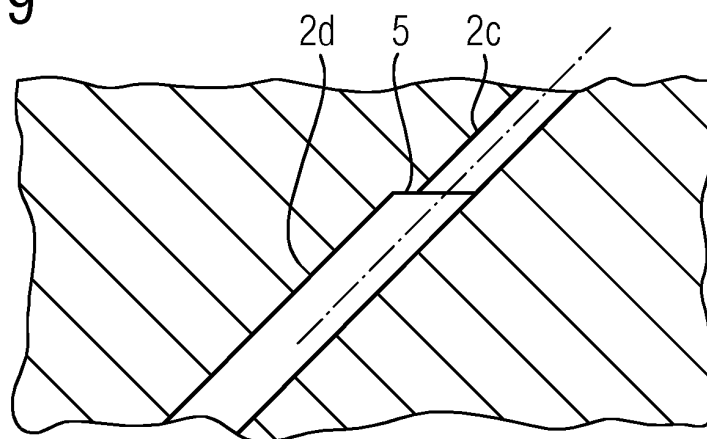


FIG 10

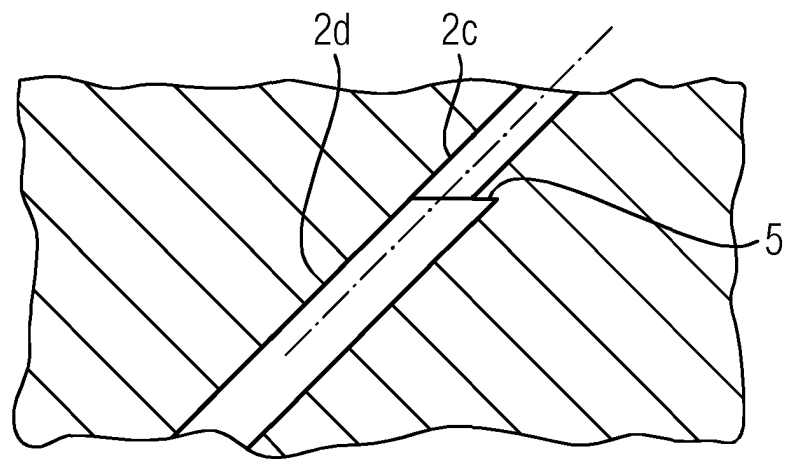


FIG 11

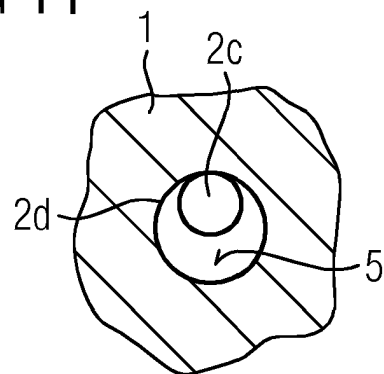


FIG 12

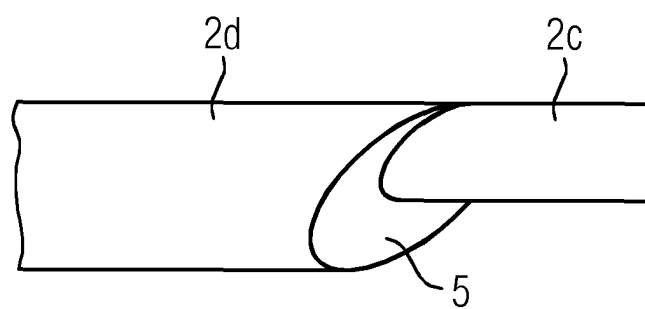


FIG 13

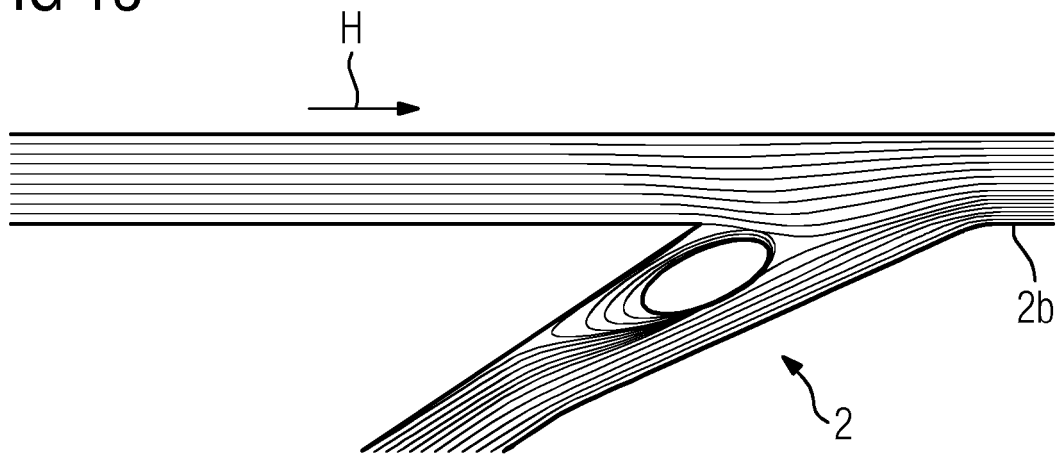


FIG 14

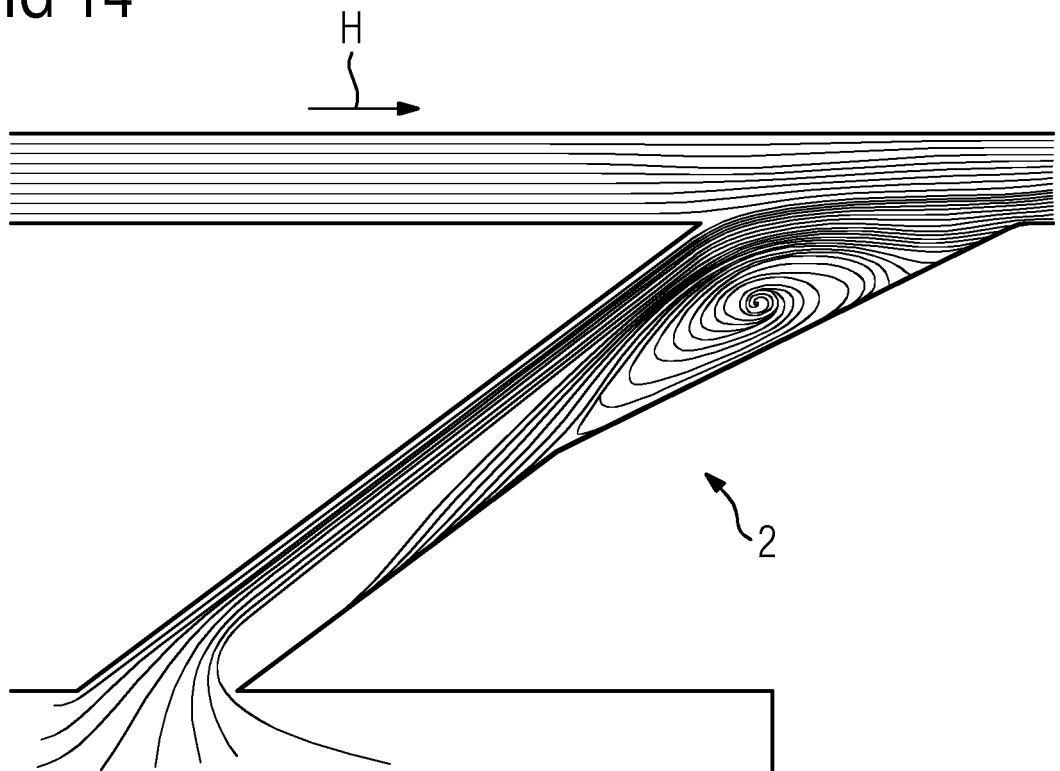
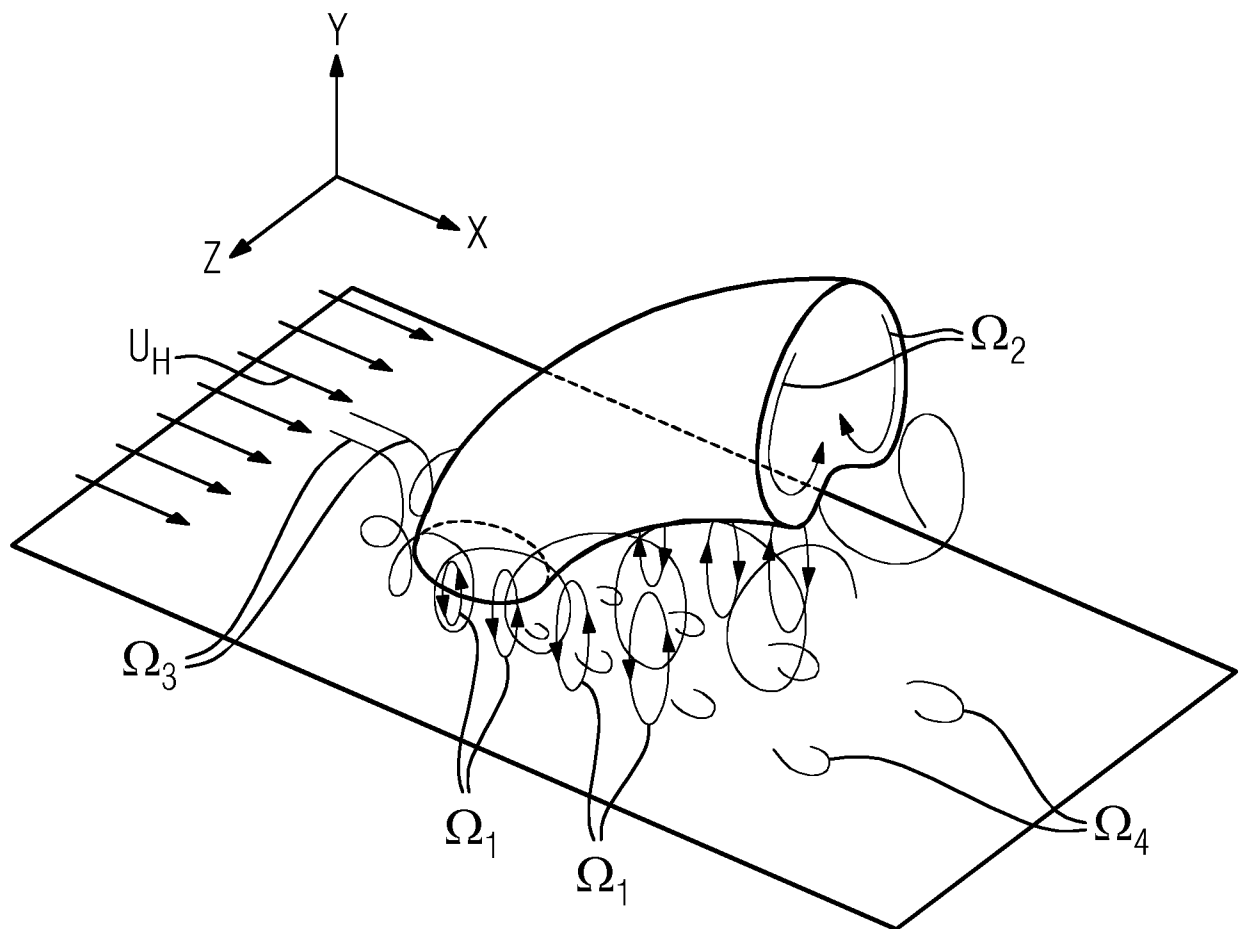


FIG 15



**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**

- JP 2006307842 A [0001]
- US 5223320 A [0011]
- EP 2492454 A2 [0011]
- WO 2013089255 A1 [0012]
- US 20090304499 A1 [0012]