



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 029 830 A1** 2005.12.29

(12)

## Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 029 830.0**

(22) Anmeldetag: **19.06.2004**

(43) Offenlegungstag: **29.12.2005**

(51) Int Cl.7: **F01D 5/14**  
**F01D 5/04**

(71) Anmelder:  
**DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE**

(72) Erfinder:  
**Schmid, Wolfram, Dipl.-Ing., 72622 Nürtingen, DE;**  
**Sumser, Siegfried, Dipl.-Ing., 70327 Stuttgart, DE**

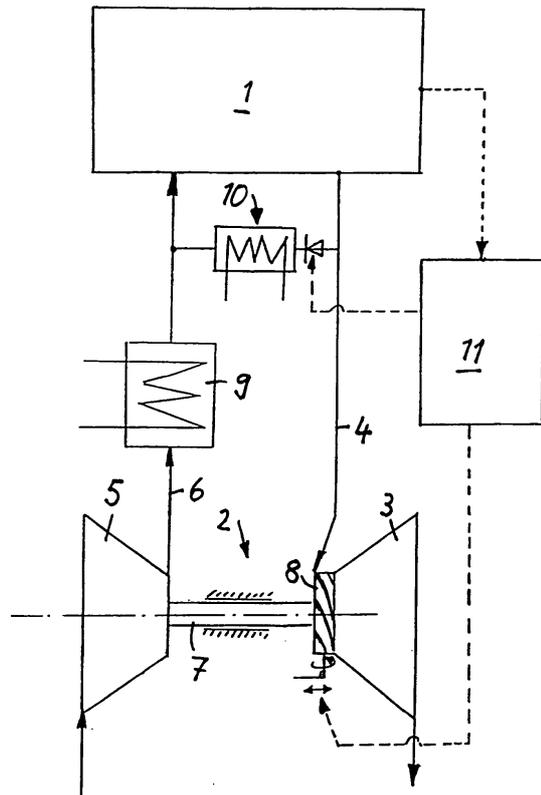
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu  
ziehende Druckschriften:  
**DE 196 12 396 C2**

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Turbinenrad in einer Abgasturbine eines Abgasturboladers**

(57) Zusammenfassung: Ein Turbinenrad in einer Abgasturbine umfasst eine Turbinenradnabe und eine Mehrzahl von auf der Turbinenradnabe angeordneten Turbinenradschaufeln, die sich axial zwischen einem Turbinenradeintritt und einem Turbinenradaustritt erstrecken. Die Turbinenradschaufeln sind in der Weise ausgebildet, dass das Verhältnis von Nabenkonturdicke zur Außenkonturdicke jeder Turbinenradschaufel einer vorgegebenen Funktion folgt.



**Beschreibung**

**[0001]** Die Erfindung bezieht sich auf ein Turbinenrad in einer Abgasturbine eines Abgasturboladers nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

## Stand der Technik

**[0002]** In der Druckschrift DE 102 12 032 A1 wird ein Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine beschrieben, bestehend aus einem Verdichter im Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine und einer Abgasturbine im Abgasstrang, die von den unter Druck stehenden Abgasen angetrieben wird, wobei die Drehbewegung auf das Verdichterrad übertragen wird, das daraufhin Umgebungsluft auf einen erhöhten Ladedruck komprimiert, welcher den Zylindern der Brennkraftmaschine zugeführt wird. Dem Turbinenrad der Abgasturbine ist ein veränderlich einstellbares Leitgitter im Turbineneintrittsquerschnitt vorgelagert, wodurch der wirksame Turbineneintrittsquerschnitt in Abhängigkeit des aktuellen Betriebszustandes der Brennkraftmaschine auf einen gewünschten Wert eingestellt werden kann. Hierdurch kann sowohl im Motorbremsbetrieb als auch in der befeuerten Antriebsbetriebsweise das Verhalten der Brennkraftmaschine optimiert werden. Im Motorbremsbetrieb wird das Leitgitter in eine den Strömungseintrittsquerschnitt reduzierende Staustellung versetzt, wodurch die Abgase stromauf der Abgasturbine aufgestaut werden und die Brennkraftmaschine zusätzliche Verdichterarbeit gegen den erhöhten Abgasgegendruck verrichten müssen, was zu einer signifikanten Steigerung der Motorbremsleistung führt. In der befeuerten Antriebsbetriebsweise wird dagegen das Leitgitter zur Steigerung der Motorleistung in eine den Strömungseintrittsquerschnitt vergrößernde Öffnungstellung verstellt, so dass ein maximaler Abgasdurchsatz durch die Abgasturbine möglich ist.

**[0003]** Aufgrund der hohen Motorbremsleistungen wird das Turbinenrad im Motorbremsbetrieb am höchsten belastet. Der hohe Abgasgegendruck führt in Verbindung mit dem reduzierten Strömungsquerschnitt zu Verdichtungsstößen mit hoher Geschwindigkeit, welche beim Auftreffen auf das Turbinenrad zur Zerstörung der Turbinenradschaufeln führen können. Zur Vermeidung derartiger Zerstörungen muss sichergestellt werden, dass die Turbinenradschaufeln keinesfalls bis in den Bereich ihrer ersten Eigenfrequenz zu Schwingungen angeregt werden, da andernfalls die Bruchgefahr massiv ansteigen würde. Um dem entgegenzuwirken, kann beispielsweise die Dicke der Turbinenradschaufeln erhöht werden. Hiermit geht aber eine unerwünschte Erhöhung des Massenträgheitsmomentes einher, wodurch das transiente Verhalten des Abgasturboladers verschlechtert wird. Außerdem wird eine Steigerung der Turbinendrehzahl erschwert, was unter Gesichtspunkten einer weiteren Leistungssteigerung insbesondere im Mo-

torbremsbetrieb gewünscht ist.

## Aufgabenstellung

**[0004]** Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, mit einfachen Maßnahmen ein Turbinenrad in einer Abgasturbine eines Abgasturboladers zu schaffen, welches für hohe Leistungen insbesondere im Motorbremsbetrieb und für eine lange Lebensdauer ausgelegt ist.

**[0005]** Dieses Problem wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche geben zweckmäßige Weiterbildungen an.

**[0006]** Die Turbinenradschaufeln sind in der Weise ausgebildet, dass das Verhältnis von Nabenkonturdicke zur Außenkonturdicke jeder Turbinenradschaufel zumindest für die axiale Hälfte des Turbinenrades, welche dem Turbinenradaustritt benachbart ist, größer oder gegebenenfalls auch gleich dem Wert 8 ist, so dass die Nabenkonturdicke mindestens 8-mal größer ist als die Außenkonturdicke. Dieses Dickenverhältnis für die Turbinenradschaufeln stellt sicher, dass im Bereich der Turbinenradnabe jede Schaufel verhältnismäßig dick und im Bereich ihrer Außenkontur verhältnismäßig dünn ausgebildet ist. Die relativ dünne Beschaukelung im Bereich der Außenkontur erfüllt Forderungen nach hohen Turbinenwirkungsgraden. Das Massenträgheitsmoment wird vergleichsweise niedrig gehalten, was eine Steigerung der Turbinendrehzahl und damit einhergehend eine überproportionale Leistungssteigerung der Abgasturbine im transienten Betrieb begünstigt. Die zugleich verhältnismäßig dickwandige Ausführung im Nabenbereich gewährleistet eine ausreichende Stabilität auch bei den gesteigerten Turbinendrehzahlen.

**[0007]** Da bereits eine Anhebung der Laderdrehzahl von beispielsweise 10 % zu einer Steigerung der Motorbremsleistung von ca. 30 % führt, führen Maßnahmen zur Drehzahlerhöhung des Abgasturboladers zu einer überproportionalen Erhöhung der Motorbremsleistungen. Durch die erfindungsgemäße Schaufelgestaltung der Turbinenradschaufeln, insbesondere durch die verhältnismäßig dickwandige Ausführung im Bereich der Radnabe, wird eine deutliche Erhöhung der ersten Eigenfrequenz des Turbinenrades erzielt, wodurch auch bei erhöhten Laderdrehzahlen ein ausreichender Abstand zur Resonanzdrehzahl eingehalten werden kann. Die Schaufelbruchgefahr wird hierdurch erheblich reduziert.

**[0008]** Ein in dieser Weise ausgebildetes Turbinenrad lässt sich in besonders vorteilhafter Weise in einer Abgasturbine einsetzen, die mit variabler Turbinengeometrie zur veränderlichen Einstellung des wirksamen Turbineneintrittsquerschnitts ausgestattet ist. Derartige variable Turbinengeometrien werden zur Leistungssteigerung sowohl im Motorbremsbe-

trieb als auch in der befeuerten Antriebsbetriebsweise eingesetzt. Als variable Turbinengeometrie kommt insbesondere ein im Turbineneintrittsquerschnitt angeordnetes Leitgitter mit verstellbaren Leitschaufeln in Betracht. Die variable Turbinengeometrie ist grundsätzlich zwischen einer Staustellung mit minimalem Strömungsquerschnitt und einer Offenstellung mit maximal geöffnetem Strömungsquerschnitt zu verstellen. Die Verwendung einer variablen Turbinengeometrie in der Abgasturbine führt zu einer erhöhten Belastung des Turbinenrades, da insbesondere bei in Staustellung befindlicher variabler Turbinengeometrie zwischen benachbarten Leitschaufeln Verdichtungsstöße mit hoher Geschwindigkeit auftreten können, die auf das Turbinenrad auftreffen. Derartige erhöhte Belastungen können aber durch die vorgeschriebene Ausbildung der Turbinenradschaufeln kompensiert werden.

**[0009]** Zweckmäßig folgt der Verlauf der Schaufelraddicke in Radialrichtung zwischen der Nabenkontur und der Außenkontur einer Potenzfunktion in Abhängigkeit des aktuellen Radius der Turbinenradschaufel, wobei der Exponent der Potenzfunktion vorteilhaft einen Wert größer als 1 und kleiner als 2, insbesondere kleiner oder gleich 1.2 einnimmt. Dies bedeutet, dass die Schaufelraddicke benachbart zur Turbinenradnabe überproportional stärker ausgebildet ist als im Bereich der Außenkontur des Turbinenrades.

**[0010]** Gemäß einer weiteren zweckmäßigen Ausführung ist vorgesehen, dass die dem Turbineneintritt benachbarte, axiale Stirnwand des Turbinenrades sich radial bis zum größten Außendurchmesser der Turbinenradschaufeln erstreckt. Durch diese gegenüber dem Stand der Technik größere radiale Erstreckung der Stirn- bzw. Rückwand des Turbinenrades können Wirkungsgradvorteile von über 2 % erzielt werden, gegebenenfalls bei zweiflutigen asymmetrischen Turbinengehäusen sogar bis über 5%, da Fehlströme und unerwünschte Verwirbelungen gemindert oder sogar vollständig eliminiert werden. Um die Zunahme der Massenträgheit und Steifigkeit der Wandung im äußeren Radbereich gering zu halten, wird die axiale Dicke der Stirnwand zweckmäßig kleiner als 1 % vom größten Außendurchmesser der Turbinenradschaufeln gewählt.

#### Ausführungsbeispiel

**[0011]** Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungen sind den weiteren Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

**[0012]** [Fig. 1](#) eine schematische Darstellung einer Brennkraftmaschine mit Abgasturbolader, deren Abgasturbine mit variabler Turbinengeometrie ausgestattet ist,

**[0013]** [Fig. 2](#) eine Abgasturbine in Seitenansicht,

**[0014]** [Fig. 3](#) ein Schaubild mit dem Verlauf der Schaufeldicke der Turbinenradschaufeln als Funktion der aktuellen Achsposition, dargestellt im Verlauf zwischen Turbinenradeintritt und Turbinenradaustritt für eine Vielzahl radialer Abstandspeditionen zwischen Radnabenkontur und Außenkontur.

**[0015]** Bei der in [Fig. 1](#) dargestellten Brennkraftmaschine **1** – eine Diesel-Brennkraftmaschine oder ein Ottomotor – handelt es sich um einen aufgeladenen Motor mit einem Abgasturbolader **2**, welcher eine Abgasturbine **3** im Abgasstrang **4** der Brennkraftmaschine sowie einen Verdichter **5** im Ansaugtrakt **6** umfasst. Das Turbinenrad der Abgasturbine **3** und das Verdichterrad des Verdichters **5** sind über eine Welle **7** drehgekoppelt. In der befeuerten Antriebsbetriebsweise der Brennkraftmaschine treiben die vom Motor unter Druck ausgestoßenen Abgase das Turbinenrad an, dessen Drehbewegung über die Welle **7** auf das Verdichterrad übertragen wird, wodurch Umgebungsluft angesaugt und auf einen erhöhten Ladedruck komprimiert wird. Zur Verbesserung der Aufladung ist die Abgasturbine **3** mit einer variablen Turbinengeometrie **8** ausgestattet, welche insbesondere als Leitgitterring im Turbineneintrittsquerschnitt mit verstellbaren Leitschaufeln ausgebildet ist.

**[0016]** Die vom Verdichter **5** komprimierte Verbrennungsluft wird in einem stromab des Verdichters im Ansaugtrakt **6** angeordneten Ladeluftkühler **9** gekühlt und anschließend unter Ladedruck den Zylindern der Brennkraftmaschine **1** zugeführt. Abgasseitig strömen die Abgase über den Abgasstrang **4** in die Abgasturbine **3**, treiben das Turbinenrad an und verlassen anschließend im entspannten Zustand die Abgasturbine und werden nachfolgend einer Abgasbehandlung zugeführt.

**[0017]** Des Weiteren ist der Brennkraftmaschine **1** eine Abgasrückführeinrichtung **10** zugeordnet, welche eine Rückführleitung zwischen dem Abgasstrang **4** stromauf der Abgasturbine **3** und dem Ansaugtrakt **6** stromab des Ladeluftkühlers **9** umfasst. In der Rückführleitung ist ein einstellbares Ventil sowie ein Abgaskühler angeordnet.

**[0018]** Sämtliche einstellbaren Aggregate, welche der Brennkraftmaschine **1** zugeordnet sind, werden in Abhängigkeit von Zustands- und Betriebsgrößen der Brennkraftmaschine über eine Regel- und Steuereinheit **11** eingestellt, so z. B. die variable Turbinengeometrie **8** und auch das Ventil in der Abgasrückführeinrichtung **10**.

**[0019]** Das in [Fig. 2](#) dargestellte Turbinenrad **12** besitzt eine in Achsrichtung der Radachse **14** verlaufende Turbinenradnabe **13** und auf der Turbinenradnabe aufsitzende, über den Umfang verteilte und insbe-

sondere einteilig mit der Turbinenradnabe ausgebildete Turbinenradschaufeln **15**. In der Darstellung nach [Fig. 2](#) ist die dargestellte Turbinenradschaufel **15** mit einem Gitternetz überzogen, welches den Verlauf bzw. die Ausrichtung der dreidimensional gekrümmten Turbinenradschaufel **15** kennzeichnet.

**[0020]** Die Turbinenradschaufeln **15** erstrecken sich zwischen einem radialen Turbinenradeintritt, welcher durch die Turbinenradeintrittskante **16** gekennzeichnet ist, über die das Turbinenrad von den Abgasen der Brennkraftmaschine radial angeströmt wird, und einem Turbinenradaustritt, welcher durch die axiale Turbinenradaustrittskante **17** gekennzeichnet ist. Das dargestellte Turbinenrad **12** eignet sich daher zur Verwendung in Radialturbinen. Die Turbinenradaustrittskante **17** schließt mit einer Ebene senkrecht zur Radachse **14** einen Winkel  $\varphi$  ein, um den die radial außen liegenden Bereiche der Turbinenradschaufeln **15** zurückversetzt sind. Der Winkel  $\varphi$  liegt zweckmäßig in einem Wertebereich zwischen  $5^\circ$  und  $20^\circ$  und beträgt insbesondere etwa  $10^\circ$ .

**[0021]** Die Turbinenradschaufeln **15** liegen radial zwischen der Nabenkontur **18** der Turbinenradnabe **13** und der Außenkontur **19**, welche die Turbinenradschaufeln radial einhüllt. Zweckmäßig folgt die Schaufelraddicke  $d$  jeder Turbinenradschaufel **15** zwischen der Nabenkontur **18** und der Außenkontur **19** an einer beliebigen axialen Position der Funktion

$$d = d_a + (d_i - d_a) (h/h_N)^{ex}.$$

**[0022]** Hierin bezeichnet  $h$  die aktuelle radiale Position im Bereich der Turbinenradschaufel, ausgehend vom Außendurchmesser und radial nach innen verlaufend.  $h_N$  ist die radiale Erstreckung zwischen Turbinenradnabe und Außendurchmesser,  $ex$  bezeichnet einen Exponenten, der im Wertebereich zwischen 1 und 2 liegt und insbesondere einen Wert kleiner oder gleich 1.2 einnimmt. Mit  $d_n$  wird die Nabenkonturdicke der Turbinenradschaufel im Bereich der Nabenkontur **18**, mit  $d_a$  die Außenkonturdicke der Turbinenradschaufel im Bereich der radial außen liegenden Außenkontur **19** bezeichnet (siehe auch [Fig. 3](#)). Die in [Fig. 2](#) dargestellten Linien des Gitternetzes, die zwischen Turbinenradeintrittskante **16** und Turbinenradaustrittskante **17** verlaufen, sind Höhenlinien in den Turbinenradschaufeln, wobei entlang einer Höhenlinie der Abstand zur Nabenkontur **18** bzw. zur Außenkontur **19** konstant bleibt.

**[0023]** Die Turbinenradschaufeln **15** erstrecken sich in Achsrichtung über die axiale Länge  $l_{ax}$ . Die Turbinenradeintrittskante **16** wird axial von der Rück- bzw. Stirnwand **20** begrenzt, die sich radial bis zum größten Außendurchmesser  $D$  der Turbinenradschaufeln erstreckt; im Bereich dieses größten Außendurchmessers  $D$  liegt auch die Turbinenradeintrittskante **16**. Die Turbinenradschaufeln **15** schließen sich axial

unmittelbar an die Stirnwand **20** an und verlaufen axial bis zur Radaustrittskante **17**.

**[0024]** Die axiale Dicke  $a_{st}$  der Stirnwand **20** beträgt vorteilhaft weniger als 1 % des größten Außendurchmessers  $D$  der Turbinenradschaufeln **15**:

$$a_{st} < 0.01 D.$$

**[0025]** Diese Bedingung für die Dicke  $a_{st}$  für die Stirnwand **20** stellt sicher, dass das Massenträgheitsmoment des Turbinenrades **12** trotz der großen radialen Erstreckung der Stirnwand nur geringfügig erhöht ist. Dem stehen die Vorteile des verbesserten Strömungsverlaufes sowie einer erhöhten Stabilität gegenüber.

**[0026]** Die in [Fig. 3](#) dargestellten Linien entsprechen den Höhenlinien aus [Fig. 2](#), welche sich zwischen dem Turbinenradeintritt und dem Turbinenradaustritt erstrecken und welche jeweils einen konstanten Abstand sowohl zur Nabenkontur als auch zur Außenkontur aufweisen. Die Linienschar gemäß [Fig. 3](#) wird nach unten begrenzt von der Linie, welche unmittelbar im Bereich der Außenkontur liegt, wobei im Bereich der Außenkontur jede Turbinenradschaufel die Dicke  $d_a$  aufweist. Nach oben wird die Linienschar von der Linie unmittelbar im Bereich der Nabenkontur begrenzt, wobei die Turbinenradschaufeln im Bereich der Nabenkontur die Schaufeldicke  $d_n$  besitzen.

**[0027]** Die Turbinenradschaufeln **15** sind in der Weise ausgebildet, dass das Verhältnis von Nabenkonturdicke  $d_n$  zur Außenkonturdicke  $d_a$  jeder Turbinenradschaufel der Funktion

$$d_n/d_a > 8$$

folgt, wobei diese Beziehung nur in der dem Turbinenradaustritt zugewandten axialen Hälfte des Turbinenrades gilt, die durch

$$x/l_{ax} > 0.5$$

gekennzeichnet ist.  $x$  bezeichnet die aktuelle axiale Position, ausgehend von der Innenseite der dem Turbinenradeintritt benachbarten Stirnwand **20** des Turbinenrades.

**[0028]** Im zwischenliegenden Bereich zwischen der Außenkontur und der Nabenkontur folgt die Schaufelraddicke  $d$  jeder Turbinenradschaufel der oben genannten Potenzfunktion, die von der aktuellen radialen Position abhängt.

### Patentansprüche

1. Turbinenrad in einer Abgasturbine (**3**) eines Abgasturboladers (**2**), bestehend aus einer Turbinen-

radnabe (13) und einer Mehrzahl von auf der Turbinenradnabe (13) angeordneten Turbinenradschaufeln (15), die sich axial zwischen einem Turbinenrad-eintritt (16) und einem Turbinenradaustritt (17) erstrecken,

**dadurch gekennzeichnet**, dass die Turbinenradschaufeln (15) in der Weise ausgebildet sind, dass das Verhältnis von Nabenkonturdicke ( $d_n$ ) zur Außenkonturdicke ( $d_a$ ) jeder Turbinenradschaufel (15) in der dem Turbinenradaustritt (17) zugewandten axialen Hälfte des Turbinenrades (12) der Funktion

$$d_n/d_a > 8 \text{ für } x/l_{ax} > 0.5,$$

folgt, wobei

$d_n$  die Nabenkonturdicke einer Turbinenradschaufel (15)

$d_a$  die Außenkonturdicke einer Turbinenradschaufel (15)

$x$  die aktuelle axiale Position ausgehend von der dem Turbinenradeintritt (16) benachbarten Stirnwand des Turbinenrades (12)

$l_{ax}$  die axiale Gesamtlänge des Turbinenrades (12) bezeichnet.

2. Turbinenrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Schaufelradicke ( $d$ ) zwischen der Nabenkontur (18) und der Außenkontur (19) jeder Turbinenradschaufel (15) der Funktion

$$d = d_a + (d_i - d_a) (h/h_N)^{ex}$$

folgt, wobei

$d$  die aktuelle Schaufelradicke

$h$  die aktuelle radiale Position im Bereich der Turbinenradschaufel (15) ausgehend vom Außendurchmesser und radial nach innen verlaufend

$h_N$  die radiale Erstreckung zwischen Turbinenradnabe (13) und Außendurchmesser

$ex$  einen Exponenten

bezeichnet, und wobei der Exponent ( $ex$ ) im folgenden Wertebereich liegt:

$$1 \leq ex \leq 2$$

3. Turbinenrad nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Exponent ( $ex$ ) einen Wert kleiner oder gleich 1.2 einnimmt.

4. Turbinenrad nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die dem Turbinenradeintritt (16) benachbarte Stirnwand (20) des Turbinenrades (12) sich radial bis zum größten Außendurchmesser ( $D$ ) der Turbinenradschaufeln (15) erstreckt.

5. Turbinenrad nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die axiale Dicke ( $a_{st}$ ) der Stirn-

wand (20) weniger als 1 des größten Außendurchmesser ( $D$ ) der Turbinenradschaufeln (15) beträgt:

$$a_{st} < 0.01 D$$

6. Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine (1), mit einem Verdichter (5) und einer Abgasturbine (3), die ein Turbinenrad (12) nach einem der Ansprüche 1 bis 5 aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgasturbine (3) mit variabler Turbinengeometrie (8) zur veränderlichen Einstellung des wirksamen Turbineneintrittsquerschnitts ausgestattet ist.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

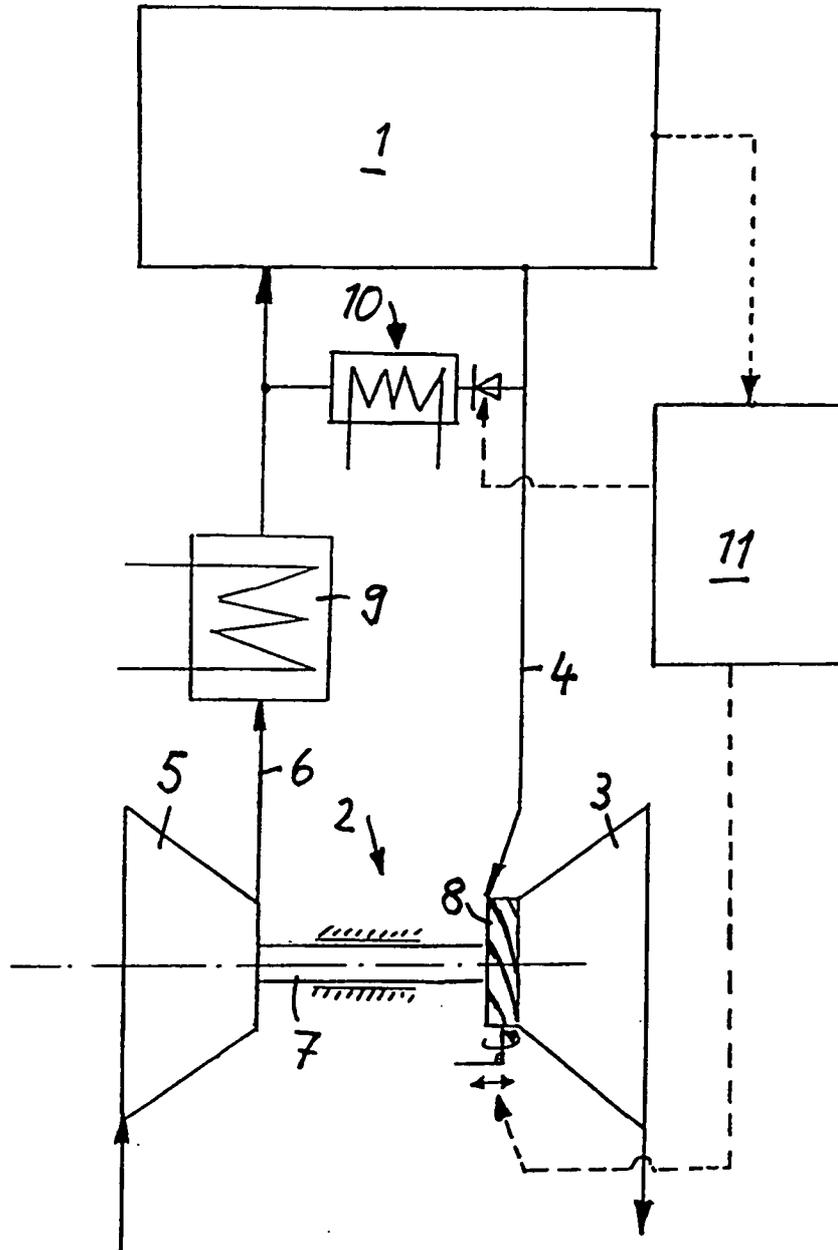


Fig. 1



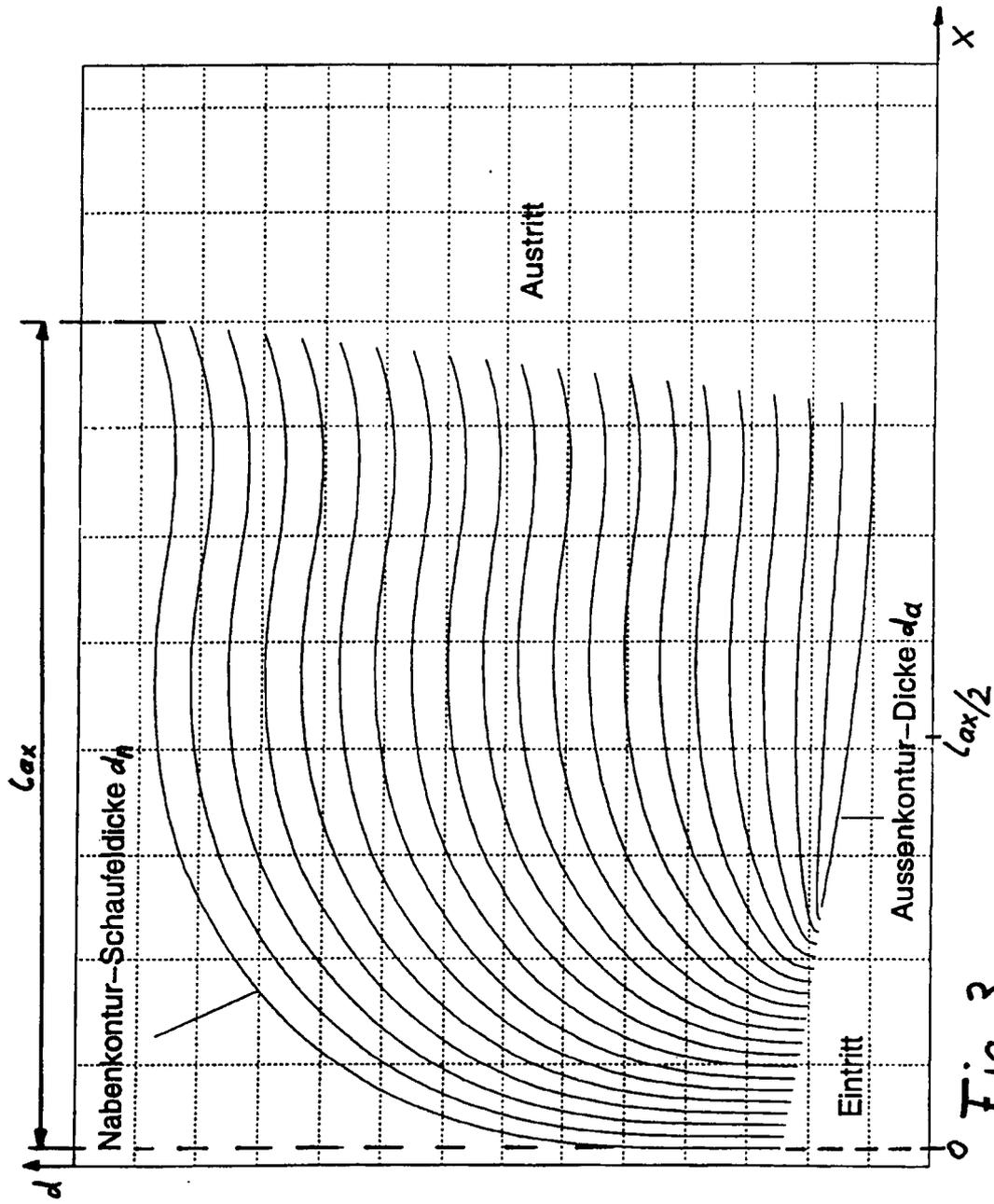


Fig. 3