

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 990 770 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
05.04.2000 Patentblatt 2000/14

(51) Int. Cl.⁷: **F01D 5/00, F01D 5/06**

(21) Anmeldenummer: **98810980.7**

(22) Anmeldetag: **29.09.1998**

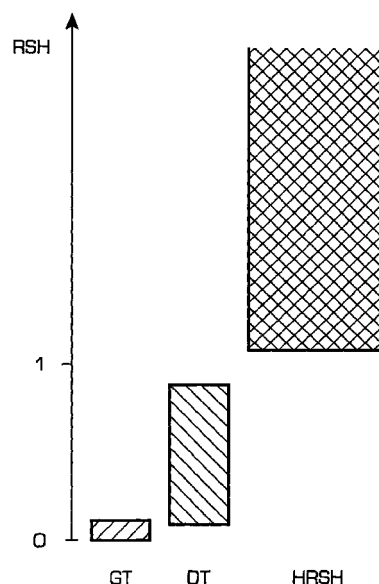
(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE**
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(71) Anmelder: **Asea Brown Boveri AG
5401 Baden (CH)**

(72) Erfinder:
• **Greim, Ralf, Dr.
5413 Birmenstorf (CH)**
• **Havakechian, Said, Dr.
5400 Baden (CH)**
• **Römer, Harald
79761 Waldshut-Tiengen (DE)**
• **Szincsák, Peter
5415 Nussbaumen (CH)**

(54) Hochbelastete Turbinenbeschaufelung

(57) Zur Reduktion der Stufenanzahl einer Turbine, und damit verbunden der Baulänge und der Kosten, ist eine Beschaufelung mit hohem stufenspezifischen Enthalpieumsatz einzusetzen. Dabei sollen die Nachteile herkömmlicher hochbelasteter Beschaufelungen wie gesteigerte Sekundärströmungsverluste durch Schaufeln grosser Sehnenlänge und vergleichsweise geringer Höhe, sowie die Ausführung der Turbine in der aufwendigen Kammerbauart vermieden werden. Aus diesen Forderungen resultiert eine hochbelastete schlanke Schaufelbauart mit grosser Umlenkung. Eine Turbine mit erfindungsgemässer Beschaufelung wird durch einen Belastungsparameter RSH charakterisiert, der bei der erfindungsgemässen HRSH-Beschaufelung im Gegensatz zu herkömmlichen Bauarten grösser als 1 ist.



Figur 2

EP 0 990 770 A1

Beschreibung**Technisches Gebiet**

5 [0001] Die Erfindung betrifft eine Turbine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Stand der Technik

10 [0002] Bei der Auslegung axial durchströmter Stufen von Turbinen werden heute im wesentlichen zwei Ansätze verfolgt. So wird einerseits bei einem hohen Arbeitsumsatz in der Stufe die Sehnenlänge der Schaufeln und der Nabenschnitt-Durchmesser gross gewählt, bei gleichzeitig geringer Schaufelhöhe. Diese Auslegung jedoch widerspricht der fluidmechanischen Erkenntnis, dass zur Verminderung von Leakage- und Wandreibungsverlusten die Schaufelhöhe gross gewählt werden sollte, bei gleichzeitig kleinem Nabendurchmesser, und weiterhin, dass bei einem kleinen Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge die Sekundärströmungsverluste drastisch ansteigen.

15 [0003] Bei dieser Anordnung der Schaufeln auf grossen Nabendurchmessern wird die Turbine meist in Kammerbauweise gebaut, um bei der geringen Schaufelhöhe die Spaltverluste an den Schaufelspitzen zu begrenzen. Damit allerdings steigen die Radreibungsverluste stark an. Weiterhin ist die Kammerbauweise sehr kostenintensiv. Andererseits lassen sich gerade bei Impulsturbinen grosse Nabendurchmesser kaum vermeiden, da ansonsten die Umlenkung in Nabennähe derart ansteigt, dass die Strömung ablösen und nicht zu verantwortende Verluste generieren würde.

20 [0004] Daher wird als weiterer Ansatz der gewählt, den Arbeitsumsatz relativ gering zu halten, und grosse Schaufellängen auf kleinen Durchmessern zu platzieren, wobei die Schaufeln bei kleinerer Strömungsumlenkung eine geringe Sehnenlänge erhalten. Bedingt durch den wesentlich kleineren Nabendurchmesser kann die weitaus kostengünstigere Trommelbauart Verwendung finden. Allerdings resultiert für eine Maschine mit gegebenen Ein- und Austrittszuständen des Arbeitsmediums eine grosse Stufenzahl. Somit wird wiederum die Baulänge einer Maschine in die Höhe getrieben, was einerseits die Rotordynamik negativ beeinflusst; andererseits wird auch der Vorteil der geringeren Verluste eines einzelnen Schaufelgitters durch die notwendige hohe Stufenanzahl zumindest teilweise wieder aufgehoben. Zudem treibt eine Bauweise mit einer hohen Stufenzahl die Kosten wiederum nach oben.

25 [0005] Aus den angeführten Gründen werden beispielsweise in real ausgeführten Dampfturbosätzen meist beide Ausführungsvarianten kombiniert. Weit verbreitet ist beispielsweise der Einsatz einer oder mehrerer Stufen geringer Reaktion und mit hohem Arbeitsumsatz bei höchsten Drücken, und gering belasteten Repetierstufen hoher Reaktion im weiteren Verlauf der Expansion des Arbeitsmittels. Durch diese Bauweise wird ein hoher Druck in den ersten Stufen schnell abgebaut, ohne nennenswerten Axialschub auf den Läufer zu übertragen, wobei für ein bestimmtes Mass an Expansion eine geringere Länge des Läufers notwendig ist. Hierbei wird aus Gründen insbesondere der aerodynamischen Belastung die Sehnenlänge der Schaufeln gross gewählt, um die zur Erzielung des hohen Arbeitsumsatzes notwendige Strömungsumlenkung nicht zu krass ausfallen zu lassen. Ebenso werden die Schaufeln auf grossen Durchmessern platziert, um die Umlenkung im Nabenschnitt zu begrenzen. Der weitere Enthalpieabbau erfolgt dann in Stufen hoher Reaktion.

30 [0006] Damit werden in heute üblichen real ausgeführten Maschinen die Vorteile, aber insbesondere auch die Nachteile, beider Bauweisen kombiniert. Eine Beschaukelung, welche die Merkmale der Auslegungsvarianten so kombiniert, dass deren Vorteile uneingeschränkt zum Tragen kommen, ist bis anhin in der Technik nicht bekannt.

Darstellung der Erfindung

45 [0007] Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Aufgabe der Erfindung ist es, bei einer Wärmekraftmaschine der eingangs genannten Art eine Beschaukelung anzugeben, die einen hohen Stufen-Enthalpieumsatz mit geringen Verlusten kombiniert.

[0008] Erreicht wird dies durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1.

50 [0009] Kern der Erfindung ist es also, bei einer im wesentlichen axial durchströmten Turbine die Beschaukelung so auszulegen, dass bei einem vorgegebenen Massenstrom und vorgegebenen Ein- und Austrittszuständen des Arbeitsmediums eine möglichst geringe Stufenzahl benötigt wird, und der Enthalpieumsatz mit geringen Verlusten vor sich geht. Hierzu wird eine grosse Strömungsumlenkung vorgesehen, und gleichzeitig die Sehnenlänge der Schaufeln klein gehalten. Weiterhin werden Schaufeln grosser Höhe gewählt, und auf einem grossen Durchmesser platziert. Für den Fachmann ist ohne weiteres ersichtlich, dass diese Grössen bei der Beurteilung eines Grades der Aufgabenerfüllung in einem sehr komplexen Zusammenhang miteinander stehen, so dass die einfache Angabe geometrischer Kennzahlen für sich genommen zur Charakterisierung der erfindungsgemässen Beschaukelung ungeeignet ist. Daher werden 55 die Merkmale des Erfindungsgegenstandes auf eine unten zu erläuternde, vorab RSH genannte, dimensionslose Kennzahl bezogen.

[0010] Vorteilhafte Ausgestaltungen und Verwendungen ergeben sich aus den Unteransprüchen.

[0011] Nachfolgend soll die Bedeutung einer sogenannten HRSH-Turbine (Hohe Relative Schaufelbelastungs-Höhe) anhand der Zeichnung erläutert werden.

Kurze Beschreibung der Zeichnung

[0012]

Fig. 1 zeigt exemplarisch eine Turbine mit vier axial durchströmten Stufen, und erläutert die zur Bildung des Belastungsparameters RSH massgeblichen geometrischen Grössen.

Fig. 2 charakterisiert unterschiedliche Maschinentypen anhand typischer RSH-Bereiche.

Fig. 3 illustriert exemplarisch die Umlenkungs- und Abströmwinkel einer Leit- und einer Laufschaufel.

Weg zur Ausführung der Erfindung

[0013] Fig. 1 zeigt eine Turbine mit vier Stufen, deren Laufschaufeln LA auf einer Welle 20 und deren Leitschaufeln LE in einem Gehäuse 30 befestigt sind. Die Stufen sind zwischen einem Einströmabschnitt 31 und einem Ausströmabschnitt 32 angeordnet, in denen der Druck p_0 respektive p_1 herrscht. Die Schaufelreihen sind vom Einströmabschnitt 31 zum Ausströmabschnitt 32 des Gehäuses 30 numeriert; wenn z die Anzahl der Stufen ist, existieren $2z$ Schaufelreihen, also im dargestellten Fall bei vier Stufen acht Schaufelreihen. Weiterhin gehen aus Fig. 1 erfindungsrelevante geometrische Grössen hervor. Es sind dies die Schaufelhöhe h , der Mittelschnittdurchmesser D_M , sowie die axiale Sehnenlänge einer Schaufel s_{ax} .

[0014] Die hier dargestellte einflutige Turbine ist keinesfalls in einem einschränkenden Sinne zu verstehen, insbesondere könnte es sich auch um einen Teil eines grossen Dampfturbosatzes handeln. Ebenso könnten auch mehrere Turbinen mit eigenen oder gemeinsamen Ein- und Ausströmabschnitten in einem Gehäuse untergebracht sein.

[0015] Selbstverständlich ist auch wie oben erwähnt bei der Beurteilung einer erfindungsgemässen Turbinenbeschaufelung die Strömungsumlenkung in den Schaufelkanälen von grosser Bedeutung; diese kann zunächst jedoch vollkommen äquivalent auch über deren massenstrom- und drehzahlspezifischen Enthalpieumsatz, respektive bei einer vorgegebenen Maschine auch durch eine stufen- und massenstromspezifische Leistung, ausgedrückt werden, wie für den Fachmann ohne weiteres ersichtlich ist.

[0016] Zum Vergleich der Schaufeln unterschiedlicher Turbinen oder Stufen ist nun eine Kennzahl notwendig, die es ermöglicht, solche Schaufeln in Maschinen unterschiedlicher Leistungs- und Massenstromklassen, sowie bei unterschiedlichen Druckniveaus zu charakterisieren. Weiterhin müssen bei der oben beschriebenen Optimierungsaufgabe Schaufelbelastungs- und Verlustparameter sinnvoll in Beziehung gesetzt werden.

[0017] Eine im wesentlichen axial durchströmte Stufe oder Turbine wird im Hinblick auf die Erfindung wesentlich durch die folgenden Grössen beschrieben:

- Leistung P
- Drehzahl N
- Stufenanzahl z
- Druck p
- Massenstrom $\dot{m}$
- Schaufelhöhe h
- axiale Sehnenlänge s_{ax}
- Mittelschnittdurchmesser D_M , definiert als Mittelwert von Gehäuse-Innen- und Naben-Aussendurchmesser

[0018] Diese dimensionsbehafteten Grössen sind zunächst in sinnvoller Weise zu entdimensionieren.

[0019] Hier wird zunächst die spezifische Leistung als Schaufelbelastungsparameter behandelt. Die Leistung einer Turbomaschine ist proportional dem Massenstrom und dem Quadrat der Drehzahl. Für die dimensionslose stufenspezifische Leistung erhält man somit die Beziehung

$$P' \propto \frac{P}{z \cdot \dot{m} \cdot N^2 \cdot L^2}$$

L ist dabei ein charakteristischer Längenmasstab einer oder mehrerer Turbinenstufen, oder einer Turbine. Die Stufenkinematik legt hierbei nahe, den Mittelschnittdurchmesser als charakteristischen Längenmasstab zu wählen; damit wird

die dimensionslose spezifische Leistung zu

$$P' = \frac{P}{z \cdot \dot{m} \cdot N^2 \cdot D_M^2}$$

[0020] Als weitere charakteristische Grösse ist das mittlere Druckniveau zu nennen, das nunmehr ebenso in einen dimensionslosen Belastungsparameter zu überführen ist. Die physikalische Einsicht lehrt hierbei, dass insbesondere das Druckgefälle über eine Schaufelreihe oder Stufe im vorliegenden Zusammenhang eine signifikante Einflussgrösse darstellt. Damit wird für den Druck

$$p' \propto \frac{P}{z} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}} \right]$$

[0021] Die dargestellte Dimension zeigt, welche Grössen weiterhin notwendig sind, um den Druck zu entdimensionieren. Es sind dies eine charakteristische Masse, ein Zeitmasstab, sowie ein Längenmasstab. Daher werden hier der Massenstrom und die Drehzahl verwendet, um die Grösse bezüglich Masse und Zeit zu entdimensionieren. Weiterhin zeigt die physikalische Einsicht, dass mit dem Ziel der Bildung eines Belastungsparameters als Längenmasstab ein Hebel zu wählen ist, über den die Druckkräfte an der Schaufel angreifen. Letztlich wird der dimensionslose Druckgradient damit zu

$$p' = \frac{p}{z \cdot \dot{m} \cdot N} \cdot h$$

[0022] Ein der Erfindung wesentlich zugrundeliegender Aspekt ist die Minimierung der Sekundärströmungsverluste, die in hohem Ausmasse vom Verhältnis der Schaufelhöhe zur axialen Sehnenlänge bestimmt werden. Daher muss auch die geometrische Kenngrösse

$$h' = \frac{h}{s_{ax}}$$

berücksichtigt werden, die auch als Kenngrösse für die Sekundärverluste aufgefasst werden kann.

[0023] Wie oben erwähnt, ist die Erhöhung der Stufenbelastung und die damit verbundene Reduktion der Stufenzahl kein Selbstzweck; hingegen werden durch eine Reduktion der Rotorlänge die Rotorschwingungen leichter beherrschbar. Dabei ist das Schwingungsverhalten massgeblich vom Verhältnis der Rotormasse und Biegelänge, wesentlich widergegeben durch $z \cdot s_{ax}$, und dem Flächenträgheitsmoment des Rotors, bei ansonsten gegebener Geometrie, wesentlich charakterisiert durch D_M^2 , abhängig. Damit wird eine dimensionslose Grösse definiert, die das Rotor-Schwingungsverhalten beschreibt:

$$S' = \frac{D_M^2}{(z \cdot s_{ax})^2}$$

S' gibt in gewisser Weise die Steifigkeit des Rotors wieder.

[0024] Zur Kennzeichnung der erfindungsgemässen Turbinenschaufeln mit hoher Gitterbelastung und geringen Verlusten, bei gleichzeitig günstigem resultierendem Rotor-Schwingungsverhalten wird somit die Grösse RSH ("Relative Schaufelbelastungs-Höhe") in der Form

$$RSH = K \cdot P'^A \cdot p'^B \cdot h'^C \cdot S'^D$$

aus den dimensionslosen Belastungs-, Verlust-, und Schwingungskenngrössen gebildet. K ist eine Konstante, mit der RSH auf eine sinnvolle Grössenordnung anzupassen ist.

[0025] Die Exponenten A, B, C und D sind nunmehr so zu wählen, dass der Parameter RSH eine erfindungsgemässe Beschauung mit hohem Stufen-Enthalpieumsatz und geringen Sekundärströmungsverlusten, bedingt durch ein

grosses Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge, bestmöglich charakterisiert. Es wird gewählt

$$RSH = K \cdot P'^2 \cdot p'^4 \cdot h'^4 \cdot S'$$

- 5 **[0026]** Diese Wahl der Exponenten erfolgt, um eine grosse Umfangersarbeit bei gleichzeitig grossem Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge hoch zu gewichten, was ja den Kern der Erfindung darstellt. In den dimensionsbehafteten Basisgrössen ausgedrückt, ergibt sich RSH als

10
$$RSH = K \cdot \frac{P^2 \cdot p^4 \cdot h^8}{z^8 \cdot s_{ax}^6 \cdot D_M^2 \cdot N^8 \cdot \dot{m}^6}$$

- 15 **[0027]** Für die Charakterisierung einer Turbine, bei der naturgemäss der Druck wie auch die geometrischen Daten stark variieren, wird erfindungsgemäss zugrundegelegt

20
$$RSH = 1.1 \cdot \pi \cdot 10^{-15} \cdot \frac{P^2 \cdot \bar{p}^4}{z^8 \cdot \dot{m}^6 \cdot N^8} \cdot \sum_{i=1}^{2 \cdot z} \frac{h_i^8}{D_{M,i}^2 \cdot s_{ax,i}^6}$$

- 25 **[0028]** Dabei ist $\bar{p}$ das arithmetische Mittel von Ein- und Austrittsdruck, und die geometrischen Daten werden über alle Schaufelreihen aufsummiert. Der Mittelschnittdurchmesser und die Schaufelhöhe werden dabei jeweils an der Abströmseite einer Schaufel bestimmt, während für die axiale Sehnenlänge jeweils der Wert der maximalen Profilsehnenlänge genommen wird. Mit dem gewählten konstanten Vorfaktor liegt RSH unter Verwendung von SI-Basiseinheiten in der Grössenordnung 1.

- 30 **[0029]** Die Beurteilung der Beschaukelung einer Maschine mittels der Kennzahl RSH kann sinnvoll für jede im wesentlichen axial durchströmte Turbine vorgenommen werden. Dabei ist die Turbine definiert als alle in einem gemeinsamen Gehäuse zwischen einem Einströmabschnitt und einem Abströmabschnitt abwechselnd als Leit- und Laufreihen angeordneten Schaufeln; es kann sich also ohne weiteres auch um eine Teilturbine eines Dampfturbosatzes, wie beispielsweise die Mitteldruckturbine einer Dreidruckanlage, handeln.

- 35 **[0030]** Fig. 2 zeigt die RSH-Bereiche, in denen heute üblicherweise ausgeführte Turbinen typischerweise liegen. Der RSH-Bereich, in dem heutige Gasturbinen typischerweise arbeiten, ist mit GT gekennzeichnet, und ist kleiner als 0.1. Ausgeführte Dampfturbinen finden sich im mit DT gekennzeichneten Bereich, von etwa 0.1 bis 0.7. Die Ausführung einer Turbine mit der erfindungsgemässen hochbelasteten HRSH-Beschaukelung führt zu einem RSH, das grösser als 1 ist.

- 40 **[0031]** Das Wesen der Erfindung ist somit darin zu sehen, bei vorgegebenen thermodynamischen Daten am Turbinenein- und -austritt, sowie vorgegebener Leistung, Massenstrom und Drehzahl, die Schaufelgeometrie so auszulegen, dass RSH der Turbine grösser als 1 ist. Dies bedingt im Gegensatz zu anhin ausgeführten Turbinen den Einsatz langer schlanker Schaufeln mit gleichzeitig grosser Umlenkung.

- 45 **[0032]** Wesentliche Vorteile der Erfindung sind darin zu sehen, dass die Stufenzahl und damit die Baulänge bei gleicher massenstromspezifischer Leistung und vorgegebenem Druckniveau deutlich kleiner wird als bei herkömmlichen Bauweisen. Durch die erfindungsgemäss auch bei geringem Reaktionsgrad grossen Schaufelhöhen auf vergleichsweise kleinem Nabendurchmesser kann bei Einsatz der erfindungsgemässen Beschaukelung auch beim Übergang zu grossen Stufen-Enthalpieumsätzen die verlustarme und kostengünstige Trommelbauweise beibehalten werden. Zudem werden durch das grosse Verhältnis von Schaufelhöhe und axialer Sehnenlänge die bei konventioneller Schaufelauslegung mit dem Enthalpieumsatz stark ansteigenden Sekundärströmungsverluste in Grenzen gehalten.

- 50 **[0033]** Es sei allerdings auch darauf verwiesen, dass beim Einsatz der erfindungsgemässen HRSH-Beschaukelung die mechanische wie auch die aerodynamische Belastung der Schaufeln in einem bislang noch nicht realisierten Masse an die zulässigen Grenzen getrieben wird, so, dass der vorgesehene Toleranzbereich, in dem eine fehlerhafte Auslegung ohne schädliche Folgen bleibt, sehr eng begrenzt wird. Wie aus der Rechenvorschrift für RSH ersichtlich, müssen sehr schlanke Schaufeln mit einer hohen Umlenkung auf kurzem axialem Strömungsweg realisiert werden. Die erfindungsgemässe Beschaukelung verlangt also nach den derzeit höchsten und bis vor kurzem unvorstellbaren Standards bei der Auslegung, insbesondere bei der Berechnung der mechanischen Schaufelbelastung und der aerodynamischen Strömungsbelastung, wenn sie mit Erfolg eingesetzt werden soll.

- 55 **[0034]** Fig. 3 zeigt die Draufsicht auf eine Leit- und eine Laufschaufel, im Nabenschnitt. Bei der Auslegung einer erfindungsgemässen Beschaukelung wird mit Vorteil -- trotz der angestrebten grossen Strömungsumlenkung γ -- der Abströmwinkel β zur Umfangsrichtung U grösser als 8° gehalten, was sowohl für den Abströmwinkel einer Leitschaufel

β_{LE} als auch für den Abströmwinkel einer Laufschaufel β_{LA} gilt. Dies ist einerseits vorteilhaft, um den Drall der Gitterabströmung zu begrenzen, andererseits auch, um keine übermässige Versperrung der Strömungskanäle zu erhalten. Weiterhin ist es von Vorteil, bei der Schaufelauslegung die maximale Umlenkung γ_{LE} und γ_{LA} einer Leit- bzw. Laufschaufel im Nabenschnitt auf jeweils weniger als 150° zu begrenzen, um starke Verluste generierende Strömungsablösungen in diesem Bereich zu vermeiden.

Bezugszeichenliste

[0035]

20	Turbinenwelle
30	Turbinengehäuse
31	Einströmabschnitt
32	Ausströmabschnitt
15 h	Schaufelhöhe
i	Indizierung der Schaufelreihen
p_0	Turbineneintrittsdruck
p_1	Turbinenaustrittsdruck
s_{ax}	grösste axiale Sehnenlänge einer Schaufel
20 z	Stufenanzahl
D_M	Mittelschnittdurchmesser einer Schaufelreihe
U	Umfangsrichtung
β_{LE}, β_{LA}	Abströmwinkel einer Leit- bzw. Laufschaufel gegen Umfang
γ_{LE}, γ_{LA}	Strömungsumlenkungswinkel einer Leit- bzw. Laufschaufel

Patentansprüche

1. Turbine mit mindestens einer im wesentlichen axial durchströmten Stufe, welche Stufe aus einer Leitschaufelreihe (LE) und einer Laufschaufelreihe (LA) besteht, welche in einem gemeinsamen Gehäuse (30) untergebracht sind, welches Gehäuse mindestens einen Einströmabschnitt (31) und mindestens einen Ausströmabschnitt (32) aufweist, und wobei weiterhin der Reaktionsgrad einer Stufe grösser als 0.15 ist, dadurch gekennzeichnet, dass für einen Teil der Turbine, der zwischen einem Einströmabschnitt (31) und einem Ausströmabschnitt (32) des Gehäuses (30) liegt, für die wesentlich axial durchströmten Schaufelreihen (LE, LA) das Verhältnis ihrer axialen Sehnenlänge (s_{ax}) und ihrer Höhe (h) so gewählt ist, dass eine Kennzahl RSH grösser als 1 ist, wobei RSH definiert ist durch

$$RSH = 1.1 \cdot \pi \cdot 10^{-15} \cdot \frac{P^2 \cdot \bar{p}^4}{z^8 \cdot \dot{m}^6 \cdot N^8} \cdot \sum_{i=1}^{2 \cdot z} \frac{h_i^8}{D_{M,i}^2 \cdot s_{ax,i}^6}$$

in welcher Rechenvorschrift bedeuten

- P [W] Leistung der Turbine
- $\bar{p}$ [Pa] arithmetisches Mittel zwischen Eintritts- und Austrittsdruck der Turbine
- z [-] Stufenzahl
- $\dot{m}$ [kg/s] Massenstrom des Arbeitsmediums, welches durch die Turbine strömt
- N [1/s] Drehzahl
- h_i [m] Schaufelhöhe einer Schaufel der Schaufelreihe i, an der Abströmseite der Schaufel gemessen
- $D_{M,i}$ [m] Mittelwert von Nabenaussendurchmesser und Gehäuseinnendurchmesser and der Abströmseite einer Schaufel der Schaufelreihe i gemessen
- $s_{ax,i}$ [m] axiale Sehnenlänge einer Schaufel der Schaufelreihe i, an der Stelle der grössten axialen Sehnenlänge gemessen

2. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein Abströmwinkel (β_{LE}, β_{LA}) jeder Schaufel zu einer Umfangsrichtung (U) grösser als 8° ist.

3. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Turbine in Trommelbauart gebaut ist.

EP 0 990 770 A1

4. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine maximale Strömungsumlenkung (γ_{LE} , γ_{LA}) im Nabenschnitt jeder Schaufelreihe kleiner als 150° ist.

5

10

15

20

25

30

35

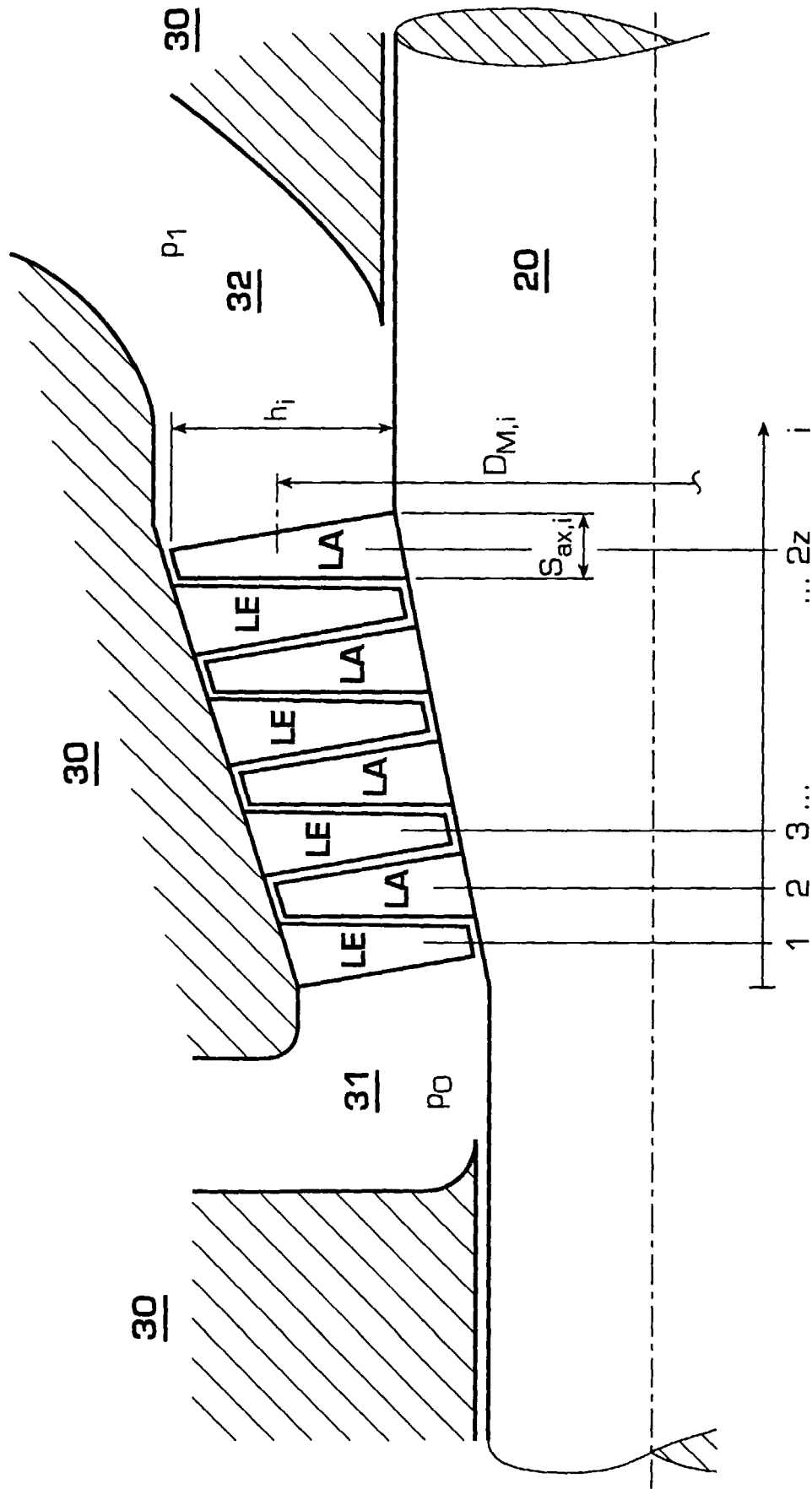
40

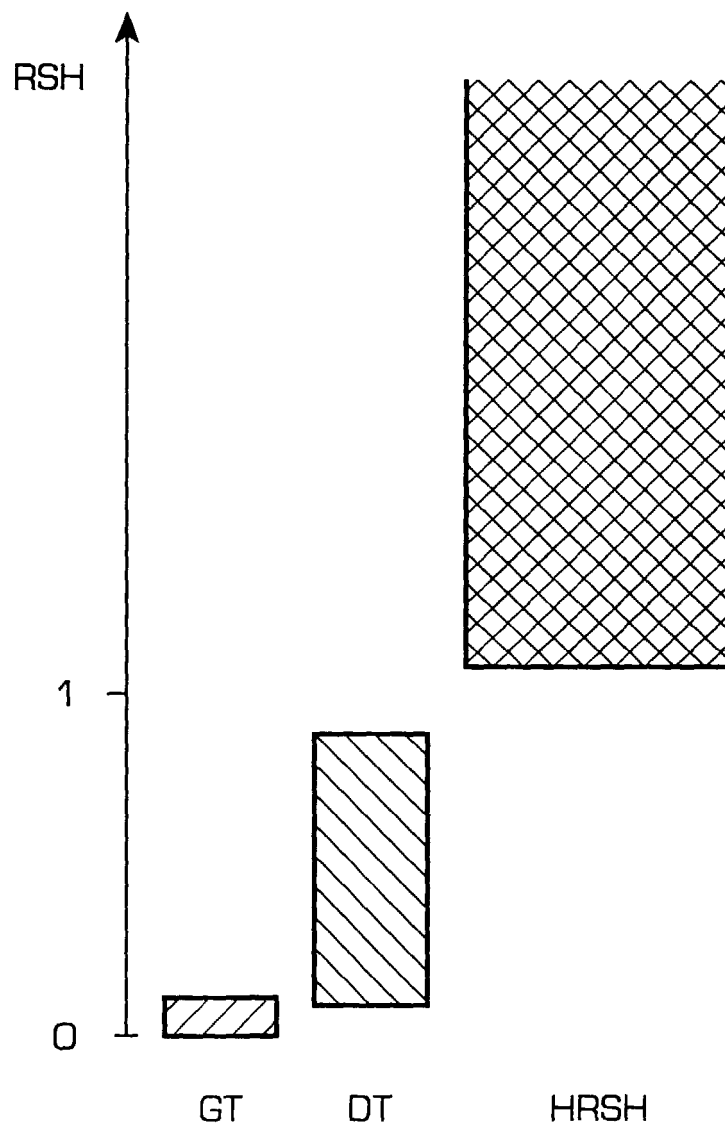
45

50

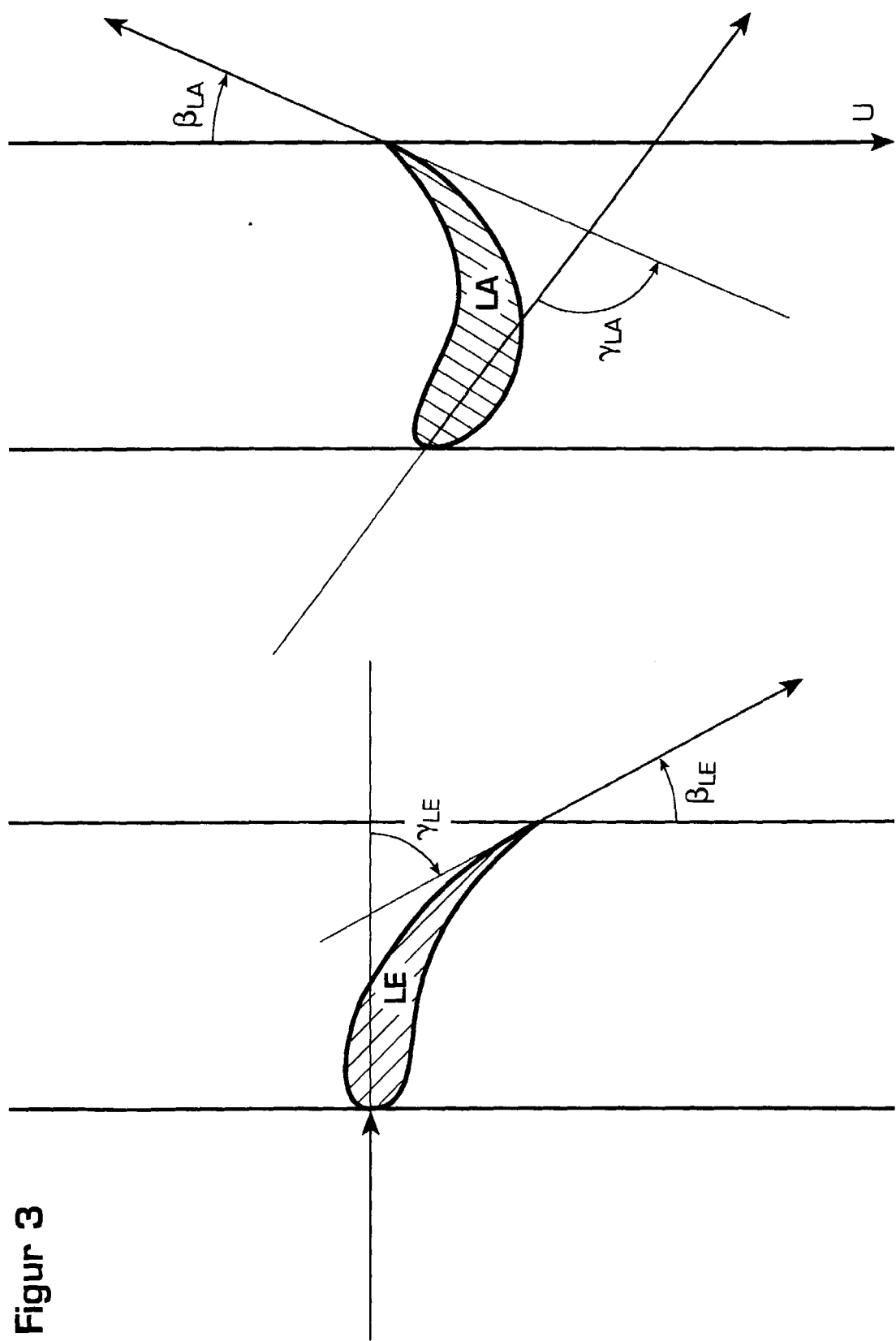
55

Figur 1





Figur 2



Figur 3



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 98 81 0980

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
A	US 5 611 389 A (ALESSANDRI MARTIAL G ET AL) 18. März 1997 * Spalte 1, Zeile 47 - Zeile 53 *	1	F01D5/00 F01D5/06
A	EP 0 786 580 A (GEN ELECTRIC) 30. Juli 1997 * Spalte 1, Zeile 26 - Zeile 56 *	1	
A	US 4 274 261 A (HORGAN JOHN J) 23. Juni 1981 * Spalte 1, Zeile 35 - Spalte 2, Zeile 47 *	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.6)
			F01D
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 19. Februar 1999	Prüfer Argentini, A
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 98 81 0980

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

19-02-1999

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 5611389 A	18-03-1997	FR 2724857 A DE 3151714 C GB 2301303 A, B	29-03-1996 30-05-1996 04-12-1996
EP 0786580 A	30-07-1997	US 5720597 A JP 9303104 A	24-02-1998 25-11-1997
US 4274261 A	23-06-1981	KEINE	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82