

(19)



(11)

EP 2 583 033 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
25.06.2014 Patentblatt 2014/26

(51) Int Cl.:
F23R 3/34 ^(2006.01) **F23R 3/36** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **11711862.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2011/054777

(22) Anmeldetag: **29.03.2011**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2011/157458 (22.12.2011 Gazette 2011/51)

(54) **TURBINENBRENNER**

Turbine burner

Brûleur de turbines

(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: **18.06.2010 EP 10166431**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
24.04.2013 Patentblatt 2013/17

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

(72) Erfinder:
• **KOCK, Boris Ferdinand 40878 Ratingen (DE)**
• **KÖSTLIN, Berthold 47057 Duisburg (DE)**
• **PRADE, Bernd 45479 Mülheim (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A1-99/04196 WO-A1-2006/053866
DE-A1- 19 757 617 US-A1- 2009 025 394

EP 2 583 033 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 einen Turbinenbrenner gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Verglichen mit den klassischen Gasturbinenbrennstoffen Erdgas und Erdöl, die überwiegend aus Kohlenwasserstoffverbindungen bestehen, sind die brennbaren Bestandteile der Synthesegase im Wesentlichen CO und H₂. Abhängig vom Vergasungsverfahren und Gesamtanlagenkonzept ist der Heizwert des Synthesegases etwa 5 bis 10mal kleiner verglichen mit dem Heizwert von Erdgas. Hauptbestandteile neben CO und H₂ sind inerte Anteile wie Stickstoff und/oder Wasserdampf und gegebenenfalls noch Kohlendioxid. Bedingt durch den kleinen Heizwert müssen demzufolge hohe Volumenströme an Brenngas durch den Brenner der Brennkammer zugeführt werden. Dies hat zur Folge, dass für die Verbrennung von niederkalorischen Brennstoffen - wie z.B. Synthesegas eine oder mehrere gesonderte Brennstoffpassagen zur Verfügung gestellt werden müssen. Wegen der im Vergleich zu konventionellen Brennstoffen wie Erdgas und Öl hohen Reaktivität (hohe Flammengeschwindigkeit, großer Zündbereich) von Synthesegasen besteht ein deutlich höheres Risiko bezüglich Flammenrückschlages, das heißt einer Brennerschädigung. Aus diesem Grunde erfolgt die Verbrennung von Synthesegasen in industriellen Gasturbinen zurzeit noch ausschließlich im Diffusionsbetrieb. Die damit verbundenen lokalen hohen Verbrennungstemperaturen führen zu hohen Stickoxid-Emissionen, welche wiederum durch eine zusätzliche Verdünnung durch Inertstoffe wie N₂ oder Wasserdampf abgesenkt werden. Der damit verbundene zusätzliche Anstieg des Brennstoffmassenstromes stellt wiederum besondere Anforderungen an das Verbrennungssystem und die vorgelagerten Hilfsysteme.

[0003] Das Synthesegas wird im Brenner des Stands der Technik - wie in der US 2009/025394 A1 oder in der EP 1 649 219 B1 beschrieben - über eine um die Brennerachse angeordnete Ringraumpassage dem Brennraum zugeführt.

[0004] Die US 2009/025394 A1 beschreibt einen Turbinenbrenner der eine Sekundärzuführeinheit zur Zuführung eines Sekundärbrennstoffes und zum Entladen des Brennstoffes von einer Öffnung in eine Verbrennungszone aufweist und eine Primärzuführeinheit, welche eine Primärröhre (stromaufwärts) und eine Brennstoffdüse (stromabwärts) mit einem in die Verbrennungszone weisenden Brennstoffdüsenaustritt zur Zuführung eines Primärbrennstoffes aufweist, wobei die Brennstoffdüse sowie die Primärröhre konzentrisch um die Sekundärzuführeinheit angeordnet ist, wobei die Primärröhre und die Brennstoffdüse eine Fluidflussverbindung aufweisen, wobei die Brennstoffdüse eine ringförmige Wand aufweist, welche in axialer Richtung radial von der Sekundärzuführeinheit beabstandet ist, so dass durch die ringförmige Wand und Sekundärzuführeinheit eine Spalthöhe ausgebildet wird, wobei die ringförmige Wand der

Brennstoffdüse eine zur Sekundärzuführeinheit gerichtete Innenwand aufweist, und wobei zwischen Sekundärzuführeinheit und der ringförmigen Wand ein Fluidkanal ausgebildet wird. Weiterhin offenbart dieses Dokument, dass in dem o.g. Fluidkanal im Bereich des Brennstoffdüsenaustritts Drallschaufeln angeordnet sind. Diese Drallschaufeln weisen auf ihrer stromaufwärtigen Seite eine Anströmkante und die Brennstoffdüse einen Düsen einlass (nicht gezeigt, stromaufwärts) auf, wobei die Drallschaufeln einen axialen Abstand zu dem Düsen einlass aufweisen.

[0005] Dabei wird das Gas stromauf der Brennerdüse durch einen in der Brennerdüse vorhandenen Düsenring mit angestellten Bohrungen durchgeführt, wobei das Gas mit einer Umfangsgeschwindigkeitskomponente beaufschlagt wird. Das bedeutet, dass im Stand der Technik dem Synthesegas unmittelbar an der Düse eine relativ geringe Mach-Zahl aufgeprägt wird. Damit verbunden besteht eine wegen des geringen Brennstoffimpulses auch nur relativ geringe Intensität hinsichtlich der Vermischung mit der Verbrennungsluft, die die ringförmige Brennstoffströmung sowohl von innen als auch außen umschließt. Zusätzlich erschwerend für eine schnelle Vermischung des Brennstoffes mit der Verbrennungsluft ist die geometrische Ausführung des Ringspaltes mit relativ großer Spaltbreite und entsprechend großem Mischungsweg.

[0006] Der Düsenring der EP 1 649 219 B1 mit angestellten Bohrungen wurde insbesondere für Synthesegas mit relativ hohem Heizwert gewählt, um einen für die akustische Stabilität ausreichend hohen Druckverlust an der Düse zu erreichen, ohne die Hauptabmessungen wesentlich zu ändern. Diese Ausführung hat jedoch aerodynamische Nachteile. So werden diskrete Strahlen erzeugt, die auf dem bis zum Brenneraustritt zur Verfügung stehenden Weg nicht ausreichend vergleichmäßig werden können, was zu erhöhten NOX Emissionen führt. Durch die Strömungsablösungen innerhalb und vor der Düse tritt darüber hinaus ein erheblicher Totaldruckverlust auf, so dass dieser Impulsverlust im Weiteren nicht als Mischungsenergie zur Verfügung steht.

[0007] Es ist daher eine Aufgabe der Erfindung einen verbesserten Brenner mit einer verbesserten Brennstoffdüse anzugeben, welche eine verbesserte Durchmischung zur Folge hat und die obigen Nachteile vermeidet.

[0008] Diese Aufgabe wird durch die Angabe eines Turbinenbrenners nach Anspruch 1 gelöst. Die Unteransprüche enthalten vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung.

[0009] Die Erfindung bewirkt, dass sich bei gleicher Drallstärke ein niedrigerer Druckverlust einstellt, im Vergleich zu dem Düsenring der Düse des Stands der Technik. Zudem bewirken die Schaufeln, dass bei gleichem Gesamtdruckverlust ein größerer Anteil des Druckverlusts an den Brennstoffdüsenaustritt gelegt wird, was eine höhere akustische Stabilität in der Verbrennungszone bewirkt als bei der Düse des Stands der Technik.

[0010] Weitere Merkmale, Eigenschaften und Vorteile

der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf die beiliegenden Figuren 1 und 2.

[0011] Die Figur 1 zeigt einen solchen erfindungsgemäßen Turbinenbrenner.

[0012] Die Figur 2 zeigt eine erfindungsgemäße Brennstoffdüse.

[0013] Der Turbinenbrenner nach Fig. 1 weist dabei eine Sekundärzulehreinheit zur Zuführung eines Sekundärbrennstoffes oder Luft und zum Entladen des Brennstoffes oder Luft von einer Öffnung 6 in eine Verbrennungszone 10 auf. Der Sekundärbrennstoff kann dabei Erdgas und Luft umfassen. Die Sekundärzulehreinheit weist einen Radius R_i auf. Die Sekundärzulehreinheit kann zudem einen Pilotbrenner 2 umfassen, welcher für einen weiteren Brennstoff z.B. Öl ausgelegt ist. Zudem kann ein weiterer, ringförmig um dem Pilotbrenner 2 angeordneter Erdgaskanal 35 zum Zuführen von Erdgas G_n vorgesehen sein. Dabei kann das Erdgas mit Dampf oder Wasser verdünnt werden, um die NOx-Werte zu kontrollieren. Zudem kann die Sekundärzulehreinheit einen weiteren ringförmigen Luftkanal 30 vorsehen, in den Verdichterluft L' einströmt. Die Sekundärzulehreinheit umfasst dabei am stromabwärtigen Ende zumindest einen Drallerzeuger, ein sogenanntes Axialgitter 22 zum Erzeugen eines Dralls. Dabei kann das Axialgitter 22 in dem stromabwärtigen Ende des Luftkanals 30 der Sekundärzulehreinheit angeordnet sein. Das Erdgas G_n des Kanals 35 wird vor dem Axialgitter 22 in den Luftkanal 30 eingeströmt. Das so entstehende Luft-Erdgasgemisch wird dann durch das Axialgitter 22 verdreht in die Verbrennungszone 10 eingebracht.

[0014] Der Brenner umfasst weiter eine Primärzulehreinheit, welche eine Primärmischröhre 11 und eine Brennstoffdüse 1 mit einer in die Verbrennungszone weisenden Öffnung dem Brennstoffdüsenaustritt 4 zur Zuführung eines Primärbrennstoffes aufweist, wobei die Brennstoffdüse 1 sowie die Primärmischröhre 11 konzentrisch um die Sekundärzulehreinheit angeordnet ist. Dabei haben die Primärmischröhre 11 und die Brennstoffdüse 1 eine Fluidflussverbindung. Durch die Primärmischröhre 11 und die Brennstoffdüse 1 wird der Verbrennungszone 10 Synthesegas zugeführt.

[0015] Um die Primärzulehreinheit ist zumindest teilweise ein Ringkanal 40 angeordnet, der mehrere auf dem Umfang angeordnete Swirler 45 mit oder ohne Brennstoffdüsen aufweist. Durch diesen Ringkanal 40 wird Verdichterluft L'' geströmt, in das mittels den Swirlern 45 Brennstoff eingedüst werden kann. Das daraus entstehende Verdichterluft L'' - Brennstoffgemisch oder die Luft L'' wird ebenfalls verdreht in die Verbrennungszone 10 eingebracht.

[0016] Die Brennstoffdüse 1 weist eine ringförmige Wand 9 auf, welche in axialer Richtung radial von der Sekundärzulehreinheit beabstandet ist, so dass durch die ringförmige Wand 9 und Sekundärzulehreinheit eine Spalthöhe h ausgebildet wird. Dabei weist die Brennstoffdüse 1 eine zur Sekundärzulehreinheit gerichtete Innen-

wand 50 auf, wobei die Innenwand 50 ringförmig angeordnete Schaufeln 12 aufweist (Fig. 2). Alternativ können die Schaufeln 12 auch auf der Außenwand der Sekundärzulehreinheit angeordnet werden (nicht gezeigt). Dabei versteht man unter der Außenwand der Sekundärzulehreinheit die zur Brennstoffdüse gerichtete Außenwand der Sekundärzulehreinheit. Die Brennstoffdüse 1 weist zudem einen Brennstoffdüsenaustritt 20 und einen Brennstoffdüsenaustritt 4 auf. Durch die Schaufeln 12 wird der Druckverlust an den Brennstoffdüsenaustritt 4 gelegt. Dies hat den Vorteil, dass sich höhere akustische Stabilität in der Verbrennungszone 10, das heißt Stabilität gegen über dem bekannten Brummen in der Verbrennungszone 10, als bei den Düsen des Brenners des Stands der Technik einstellt. Der Druckverlust kann in dieser Ausführung zudem über die Geschwindigkeit des Synthesegases bzw. den Querschnitt des Brennstoffdüsenaustritts eingestellt werden.

[0017] Die Brennstoffdüse 1 ist stromab zumindest teilweise konisch ausgebildet.

[0018] Die Schaufeln 12 haben auf der stromaufwärtigen Seite eine Schaufelanströmkante 51 und gegenüberliegend eine Schaufelhinterkante 60. Dabei weist die Schaufelanströmkante 51 einen axialen Abstand s zu dem Brennstoffdüsenaustritt 20 auf. Das Verhältnis von Abstand s und Spalthöhe h ist dabei größer als 1 und kleiner als 4. Durch diese Begrenzung des Abstandes s zu den Schaufeln 12 in axialer Richtung wird die Ausbildung einer nennenswerten Grenzschicht verhindert.

[0019] Zur Maximierung des akzeptablen, verfügbaren Druckverlustes in der Düse 1 wird der Brennstoffdüsenaustritt 20 mit einer größeren Spalthöhe h ausgeführt. Dadurch erfolgt die maximale Ausnutzung des akzeptablen Druckverlustes und die Vermeidung von parasitären Druckverlusten am Brennstoffdüsenaustritt 4. Es stellt sich somit eine stabile Verbrennung ein.

[0020] Der Brennstoffdüsenaustritt 20 ist zudem abgerundet, wobei die Abrundung einen Brennstoffdüsenaustrittsradius R_e aufweist. Die Abrundung weist dabei von einem Brennstoffdüseninneren weg. Das Verhältnis von Brennstoffdüsenaustrittsradius R_e und der Spalthöhe h ist dabei größer als 0.2 und kleiner als 0.8. Dadurch erfolgt bis zur Schaufelanströmkante 51 eine gleichmäßige Strömungsbeschleunigung, welche eine Minimierung der Einlaufdruckverluste und an den Schaufeln 12 ein gleichmäßiges Strömungsprofil bewirkt. Alternativ kann dies auch durch eine gerade Düse 1 mit einem geraden Brennstoffdüsenaustritt 20 mit einem Winkel $<75^\circ$ bewirkt werden (nicht dargestellt). Die Schaufelanströmkante 51 weist dabei den oben erwähnten stromaufwärtigen relativen axialen Abstand von etwa $1 < s$ (Abstand)/ h (Spalthöhe) < 4 zum Brennstoffdüsenaustritt 20 auf.

[0021] Im Gegensatz zu bestehenden Lösungen ist die Düse 1 also derart ausgeführt, dass durch Reduzierung der Spalthöhe h am Brennstoffdüsenaustritt 20 die Axialgeschwindigkeit bereits vor den Schaufeln 12 erhöht wird und eine gleichmäßige Beschleunigung des Gases bis

zum Austritt aus der Düse 1 erfolgt. Dabei beträgt die Spalthöhe h am Brennstoffdüsenaustritt 4 zwischen $0.1 < h$ (Spalthöhe)/ $Ra < 0.2$, wobei Ra den äußeren Brennstoffdüsenradius Ra darstellt, damit eine Mach-Zahl im Bereich $0.4 < Ma < 0.8$ eingehalten wird, was eine bessere akustische Entkopplung des Brennstoffsystems von Brennkammerdruckschwingungen bewirkt. Zusätzlich ist mit der höheren Mach-Zahl eine Vergrößerung der Mischenergie verbunden. Durch die kleinere Spalthöhe h als bei den Düsen des Stands der Technik am Düsenaustritt 4 werden zudem Mischungswege minimiert.

[0022] Die Schaufeln 12 weisen zusätzlich einen Schaufelanstellwinkel auf (Fig. 2). Dabei ist der Schaufelanstellwinkel zu wählen, bei dem eine möglichst hohe Drallzahl S eingestellt wird, ohne jedoch eine Strömungsablösung an der Schaufelhinterkante 60 und der Nabe 70 zu verursachen, wobei die Drallzahl S den Drehimpulsstrom zum Axialimpulsstrom ins Verhältnis setzt. Dabei wird als Nabe 70 derjenige Teil der Sekundärzufuhreinheit bezeichnet, welche sich am Axialgitter 22 befindet und welche die innere Berandung des Brennstoffdüse 1 am Düsenaustritt 4 darstellt. Die Drallzahl S liegt dabei in einem Bereich von größer 1.2 und kleiner 1.7. Dabei ist gleichzeitig am Brennstoffdüsenaustritt 4 das Verhältnis des Radius R_i der Sekundärzufuhreinheit zum äußeren Brennstoffdüsenradius R_a der Brennstoffdüse 1 größer als 0.6 und kleiner als 0.8 einzuhalten. Da die Drallzahl S von dem Verhältnis R_i/R_a abhängt, bewirkt eine Einhaltung des Verhältnisses, dass die Synthesegasströmung der Kontur der Brennstoffdüse 1 noch folgt, ohne sich auf der Nabenseite abzulösen.

[0023] Das Brennstoff-Luftgemisch, welches durch das Axialgitter 22 durchströmt, weist zudem eine tangentiale Strömungsrichtung 100 (Drall) auf. Auch in der Brennstoffdüse 1 wird dem Synthesegasstrom durch einen Anstellwinkel der Schaufeln 12 eine tangentiale Strömungsrichtung 110 aufgeprägt. Der Schaufelanstellwinkel kann nun so angeordnet werden, dass die tangentialen Strömungsrichtungen 100 und 110 nun eine gegensinnige Drehrichtung aufweisen. Dazu müssen die Schaufeln 12 und das Axialgitter 22 eine gegensinnige Anordnung aufweisen. Dies bewirkt eine erhebliche Steigerung der Mischungsintensität wegen der vergrößerten Schergeschwindigkeiten in den Kontaktzonen der Strömungen 100 und 110. Aufgrund des Gegendralls liegt nämlich die Relativgeschwindigkeiten zwischen den Luft-Brennstoffgemisch und Synthesegas deutlich über der Relativgeschwindigkeiten einer gleichsinnigen Anordnung, was wiederum die deutlich höhere Durchmischung beider Ströme zur Folge hat. Dies wirkt sich wiederum positiv auf die NO_x Emissionen aus. Auch die Luft, welches durch die Ringpassage 40 strömt weist einen Drall 120 auf. Diese ist bevorzugt gleichgerichtet zum Drallstrom 100.

[0024] Die Brennstoffdüse 1 kann in Strömungsrichtung gesehen nach den Schaufeln 12 noch Löcher 130 aufweisen. Durch diese kann die Luft des Ringkanals 40

eintreten, wenn der Brenner nicht im Synthesegasbetrieb ist. Somit ist eine Betreibung des Brenners auch ohne Synthesegas möglich, wenn Brennstoff über den Pilotbrenner oder aber Brennstoff über die Ergaspassage 35 zugeführt wird. Damit kann im Betrieb ohne Synthesegas kein Heißgas, welches im Verbrennungszone 10 vorhanden ist, über die Düse 1 zurückströmen. Die Löcher 130 können dabei in Strömungsrichtung mit einer Einlaufschale (7) ausgebildet sein, welche in den Kanal 40 hineinragt. Somit kann, im Betrieb ohne Synthesegas, die Luft L gezielter durch die Löcher 130 in die Düse 1 geströmt werden, um somit das Heißgas noch gezielter daran zu hindern, dass Heißgas aus der Verbrennungszone 10 in die Düse 1 zurückströmt.

[0025] Die Figur 2 zeigt eine erfindungsgemäße Brennstoffdüse 1 im Detail. Diese Düse 1 weist eine Innenwand 50 auf. Die Schaufeln 12 sind ringförmig über den Umfang der Innenwand 50 angeordnet. Die Düse 1 ist konisch ausgebildet und zwar über den gesamten Bereich der Nabe 70 (Fig. 1), woraus sich am Brennstoffdüsenaustritt 4 eine geringere Spalthöhe h (Fig. 1) ergibt, als dies bei den Düsen des Stands der Technik der Fall ist.

[0026] Im Gegensatz zu der Düse 1 des Brenners im Stand der Technik kann der Volumenstrom des Synthesegases, der durch den erfindungsgemäßen Brenner der Verbrennungszone 10 zugeführt werden muss, bei gleichen NO_x Emissionen verringert werden. Daraus ergibt sich der Vorteil eines geringeren Bauraums der Primärzufuhreinheit bzw. der Zufuhrsysteme zur Primärzufuhreinheit. Die bessere akustische Stabilität lässt einen erweiterten Betriebsbereich des erfindungsgemäßen Brenners hinsichtlich Last und Brennstoffqualität zu.

Patentansprüche

1. Turbinenbrenner der eine Sekundärzufuhreinheit zur Zuführung eines Sekundärbrennstoffes oder Luft und zum Entladen des Brennstoffes oder Luft von einer Öffnung (6) in eine Verbrennungszone (10) aufweist und eine Primärzufuhreinheit, welche eine Primärmischröhre (11) und eine Brennstoffdüse (1) mit einem in die Verbrennungszone weisenden Brennstoffdüsenaustritt(4) zur Zuführung eines Primärbrennstoffes aufweist, wobei die Brennstoffdüse (1) sowie die Primärmischröhre (11) konzentrisch um die Sekundärzufuhreinheit angeordnet ist, wobei die Primärmischröhre (11) und die Brennstoffdüse (1) eine Fluidflussverbindung aufweisen, wobei die Brennstoffdüse (1) eine ringförmige Wand (9) aufweist, welche in axialer Richtung radial von der Sekundärzufuhreinheit beabstandet ist, so dass durch die ringförmige Wand (9) und Sekundärzufuhreinheit eine Spalthöhe (h) ausgebildet wird, wobei die ringförmige Wand (9) der Brennstoffdüse (1) eine zur Sekundärzufuhreinheit gerichtete Innenwand (50) aufweist, wobei zwischen Sekundärzufuhreinheit

- und der ringförmigen Wand (9) ein Fluidkanal ausgebildet wird, und in dem Fluidkanal Schaufeln (12) angeordnet sind,
dadurch gekennzeichnet, dass die die Schaufeln (12) auf ihrer stromaufwärtigen Seite eine Schaufel-
 anströmkante (51) aufweisen und die Brennstoffdü-
 se (1) einen Brennstoffdüseneinlass (20) aufweist
 und die Schaufeln (12) einen axialen Abstand (s) zu
 diesem Brennstoffdüseneinlass (20) aufweisen, wo-
 bei das Verhältnis des Abstands (s) und der Spalt-
 höhe (h) größer als 1 und kleiner als 4 ist, und der
 Brennstoffdüseneinlass (20) mit einer größeren
 Spalthöhe ausgeführt ist, so dass der Brennstoffdü-
 seneinlass aufgeweitet ist.
2. Turbinenbrenner nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass die Schaufeln (12)
 ringförmig über den Umfang der Innenwand (50) an-
 geordnet sind.
3. Turbinenbrenner nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
 die Sekundärzuführeinheit eine zur Brennstoffdüse
 (1) gerichtete Außenwand aufweist, wobei die
 Schaufeln (12) ringförmig über den gesamten Um-
 fang der Außenwand angeordnet sind.
4. Turbinenbrenner nach einem der vorhergehenden
 Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass die Brennstoffdü-
 se (1) in Strömungsrichtung zumindest teilweise ko-
 nisch ausgebildet ist.
5. Turbinenbrenner nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet, dass die Brennstoffdü-
 se (1) in Strömungsrichtung nach den Schaufeln (12)
 gesehen eine kontinuierliche Reduktion der Spalt-
 höhe (h) aufweist.
6. Turbinenbrenner nach einem der vorhergehenden
 Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass der Brennstoffdü-
 seneinlass (20) abgerundet ist, wobei die Abrundung
 einen Brennstoffdüseneinlassradius (Re) aufweist,
 wobei die Abrundung von einem Brennstoffdüsenin-
 neren weg weist.
7. Turbinenbrenner nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis von
 Brennstoffdüseneinlassradius (Re) und die Spalt-
 höhe (h) größer als 0.2 und kleiner als 0.8 ist.
8. Turbinenbrenner nach einem der vorhergehenden
 Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass die Brennstoffdü-
 se (1) einen äußeren Brennstoffdüsenradius (Ra)
 aufweist.
9. Turbinenbrenner nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet, dass am Brennstoffdü-
 seneintritt (20) das Verhältnis der Spalthöhe (h) und
 des Brennstoffdüsenradius (Ra) größer als 0.2 und
 kleiner als 0.3 ist.
10. Turbinenbrenner nach Anspruch 8 oder 9,
dadurch gekennzeichnet, dass die Sekundärzu-
 fuhreinheit einen Radius (Ri) aufweist und am Brenn-
 stoffdüsenaustritt (4) das Verhältnis von dem Radius
 (Ri) zu den äußeren Brennstoffdüsenradius (Ra) der
 Brennstoffdüse (1) größer als 0.6 und kleiner als 0.8
 ist.
11. Turbinenbrenner nach einem der vorhergehenden
 Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass die Brennstoffdü-
 se (1) Löcher (130) aufweist, welche in Strömungs-
 richtung gesehen den Schaufeln (12) nachgeordnet
 sind und welche über den gesamten Umfang der
 Wand (9) der Brennstoffdüse (1) angeordnet sind.
12. Turbinenbrenner nach Anspruch 11,
dadurch gekennzeichnet, dass die Löcher (130)
 eine Einlaufschale (7) aufweisen.
13. Turbinenbrenner nach einem der vorhergehenden
 Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass zumindest teilwei-
 se um die Primärzuführeinheit ein Ringkanal (40) an-
 geordnet ist, der mehrere auf dem Umfang angeord-
 nete Swirler (45) mit Brennstoffdüsen aufweist.
- ### Claims
1. Turbine burner which has a secondary feed unit for
 supplying a secondary fuel or air and for discharging
 the fuel or air from an orifice (6) into a combustion
 zone (10) and a primary feed unit which has a primary
 mixing tube (11) and a fuel nozzle (1) having a fuel
 nozzle outlet (4) pointing into the combustion zone
 for the purpose of supplying a primary fuel, wherein
 the fuel nozzle (1) and the primary mixing tube (11)
 are arranged concentrically around the secondary
 feed unit, wherein the primary mixing tube (11) and
 the fuel nozzle (1) have a fluid flow connection,
 wherein the fuel nozzle (1) has an annular wall (9)
 which is spaced apart radially from the secondary
 feed unit in the axial direction such that a gap height
 (h) is formed by the annular wall (9) and secondary
 feed unit, wherein the annular wall (9) of the fuel
 nozzle (1) has an internal wall (50) directed toward
 the secondary feed unit, wherein a fluid channel is
 embodied between the secondary feed unit and the
 annular wall (9), and wherein blades (12) are ar-
 ranged in the fluid channel,
characterised in that the blades (12) have a blade

- leading edge (51) on their upstream side and the fuel nozzle (1) has a fuel nozzle inlet (20) and the blades (12) have an axial distance (s) to said fuel nozzle inlet (20), wherein the ratio of the distance (s) to the gap height (h) is greater than 1 and less than 4, and wherein the fuel nozzle inlet (20) is implemented with a greater gap height such that the fuel nozzle has a wider inlet.
2. Turbine burner according to claim 1, **characterised in that** the blades (12) are distributed in an annular arrangement over the circumference of the internal wall (50).
 3. Turbine burner according to claim 1, **characterised in that** the secondary feed unit has an external wall directed toward the fuel nozzle (1), the blades (12) being distributed in an annular arrangement over the entire circumference of the external wall.
 4. Turbine burner according to one of the preceding claims, **characterised in that** the fuel nozzle (1) is embodied at least partially in a cone shape in the flow direction.
 5. Turbine burner according to claim 4, **characterised in that** viewed in the flow direction downstream of the blades (12) the fuel nozzle (1) has a continuous reduction in gap height (h).
 6. Turbine burner according to one of the preceding claims, **characterised in that** the fuel nozzle inlet (20) is rounded off, the rounded-off region having a fuel nozzle inlet radius (Re), the rounded-off region pointing away from a fuel nozzle internal path.
 7. Turbine burner according to claim 6, **characterised in that** the ratio of fuel nozzle inlet radius (Re) to gap height (h) is greater than 0.2 and less than 0.8.
 8. Turbine burner according to one of the preceding claims, **characterised in that** the fuel nozzle (1) has an external fuel nozzle radius (Ra).
 9. Turbine burner according to claim 8, **characterised in that** the ratio of the gap height (h) to the fuel nozzle radius (Ra) at the fuel nozzle inlet (20) is greater than 0.2 and less than 0.3.
 10. Turbine burner according to claim 8 or 9, **characterised in that** the secondary feed unit has a radius (Ri) and the ratio of the radius (Ri) to the external fuel nozzle radius (Ra) of the fuel nozzle (1)

at the fuel nozzle outlet (4) is greater than 0.6 and less than 0.8.

11. Turbine burner according to one of the preceding claims, **characterised in that** the fuel nozzle (1) has holes (130) which, viewed in the flow direction, are disposed downstream of the blades (12) and which are arranged over the entire circumference of the wall (9) of the fuel nozzle (1).
12. Turbine burner according to claim 11, **characterised in that** the holes (130) have an inflow shell (7).
13. Turbine burner according to one of the preceding claims, **characterised in that** an annular duct (40) having a plurality of swirlers (45) with fuel nozzles arranged over the circumference is arranged at least partially around the primary feed unit.

Revendications

1. Brûleur de turbines qui a une unité d'apport secondaire, pour l'apport d'un combustible secondaire ou d'air et pour l'évacuation du combustible ou de l'air par une ouverture (6), d'une zone (10) de combustion et une unité d'apport primaire, qui a une tube (11) de mélange primaire et une tuyère (1) de combustible ayant, pour l'apport d'un combustible primaire, une sortie (4) de tuyère, tournée vers la zone de combustion, la tuyère (1) de combustible ainsi que le tube (11) de mélange primaire étant disposés concentriquement autour de l'unité d'apport secondaire, le tube (11) de mélange primaire et la tuyère (1) de combustible ayant une liaison fluïdique, la tuyère (1) de combustible ayant une paroi (9) annulaire, qui est à distance, dans la direction axiale, radialement de l'unité d'apport secondaire, de manière à former une hauteur (h) de fente, par la paroi (9) annulaire et par l'unité d'apport secondaire, la paroi (9) annulaire de la tuyère (1) de combustible ayant une paroi (50) intérieure dirigée vers l'unité d'apport secondaire, un canal pour du fluïde étant formé entre l'unité d'apport secondaire et la paroi (9) annulaire et des aubes (12) étant disposées dans le canal pour du fluïde, **caractérisé en ce que** les aubes (12) ont, sur le côté en amont dans le sens du courant, un bord (51) d'afflux et la tuyère (1) de combustible a une entrée (20) de combustible et les aubes (12) sont à une distance (s) axiale de cette entrée (20) de tuyère, le rapport de la distance (s) et de la hauteur (h) de fente étant plus grand que 1 et plus petit que 4, et l'entrée (20) de la tuyère étant réalisée en ayant une hauteur de fente assez grande, de sorte que

l'entrée du combustible soit élargie.

2. Brûleur de turbines suivant la revendication 1,
caractérisé en ce que les aubes (12) sont dispo-
sées annulairement sur le pourtour de la paroi (50)
intérieure. 5
3. Brûleur de turbines suivant la revendication 1,
caractérisé en ce que l'unité d'apport secondaire a
une paroi extérieure dirigée vers la tuyère (1), les
aubes (12) étant disposées annulairement sur tout
le pourtour de la paroi extérieure. 10
4. Brûleur de turbines suivant l'une des revendications
précédentes,
caractérisé en ce que la tuyère (1) est, dans la
direction d'écoulement, au moins en partie conique. 15
5. Brûleur de turbines suivant la revendication 4,
caractérisé en ce que la tuyère (1) a, dans la di-
rection d'écoulement, considérée après les aubes
(12), une réduction continue de la hauteur (h) de
fente. 20
6. Brûleur de turbines suivant l'une des revendications
précédentes,
caractérisé en ce que l'entrée (20) de la tuyère
est arrondie, l'arrondi ayant un rayon (Re) d'entrée
de tuyère, l'arrondi s'éloignant de l'intérieur de la
tuyère. 25 30
7. Brûleur de turbines suivant la revendication 6,
caractérisé en ce que le rapport du rayon (Re)
d'entrée de la tuyère et de la hauteur (h) de fente
est plus grand que 0.2 et plus petit que 0.8. 35
8. Brûleur de turbines suivant l'une des revendications
précédentes,
caractérisé en ce que la tuyère (1) a un rayon
(Ra) extérieur. 40
9. Brûleur de turbines suivant la revendication 8,
caractérisé en ce qu'à l'entrée (20) de la tuyère,
le rapport de la hauteur (h) de fente et du rayon
(Ra) de la tuyère est plus grand que 0.2 et plus petit
que 0.3. 45
10. Brûleur de turbines suivant la revendication 8 ou 9,
caractérisé en ce que l'unité d'apport secondaire a
un rayon (Ri) et, à la sortie (4) de la tuyère, le
rapport du rayon (Ri) au rayon (Ra) extérieur de
la tuyère (1) est plus grand que 0.6 et plus petit que
0.8. 50
11. Brûleur de turbines suivant l'une des revendications
précédentes,
caractérisé en ce que la tuyère (1) a des trous
(130), qui, considérés dans la direction du courant, 55

sont en aval des aubes (12) et qui sont disposés
sur tout le pourtour de la paroi (9) de la tuyère (1).

12. Brûleur de turbines suivant la revendication 11,
caractérisé en ce que les trous (130) ont une cu-
vette (7) d'entrée.
13. Brûleur de turbines suivant l'une des revendications
précédentes,
caractérisé en ce qu'au moins en partie autour de
l'unité d'apport primaire est disposé un canal (40)
annulaire, qui a plusieurs dispositifs (45) de tour-
billonnement ayant des tuyères à combustible et dis-
posés sur le pourtour.

FIG 1

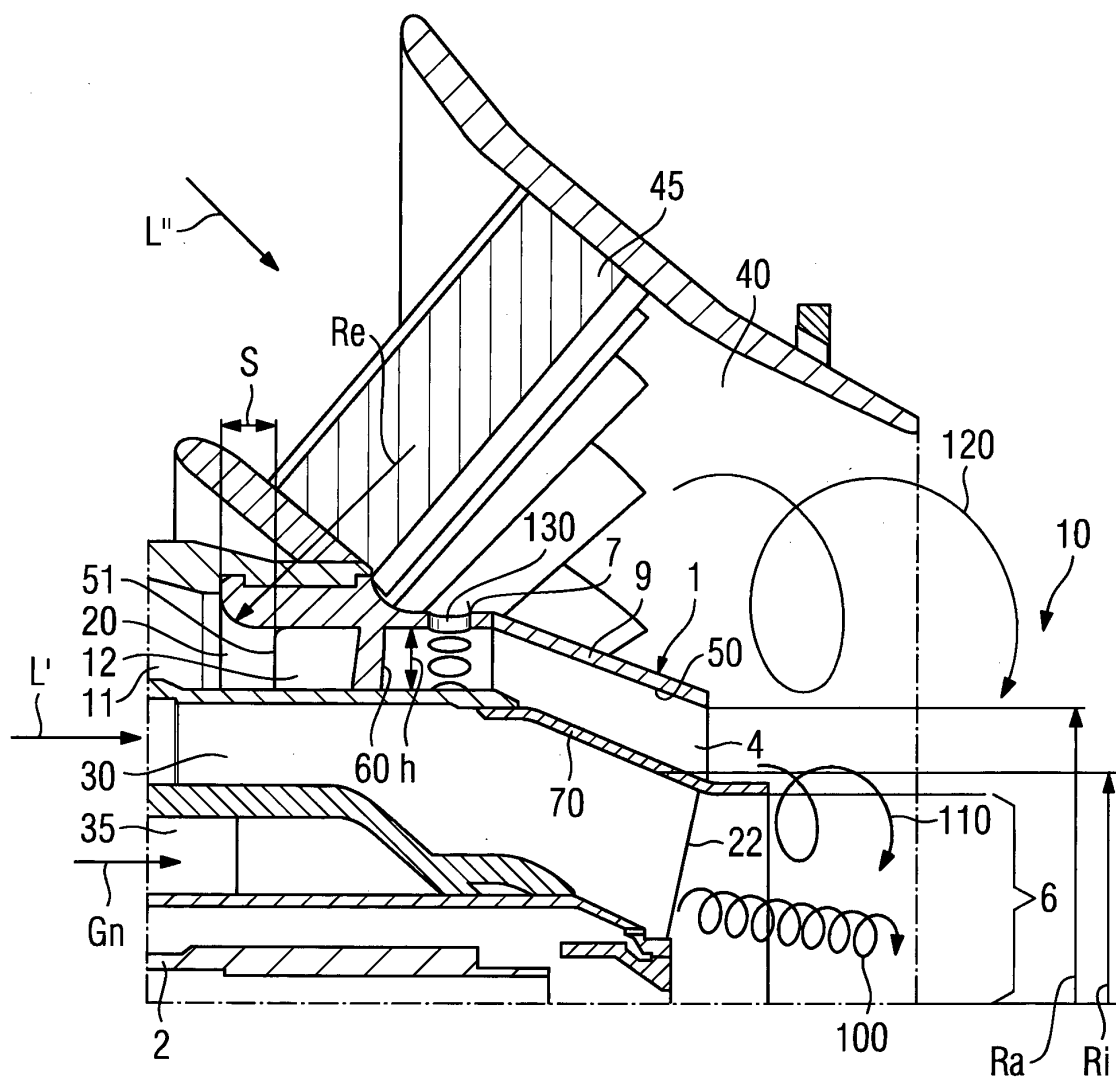
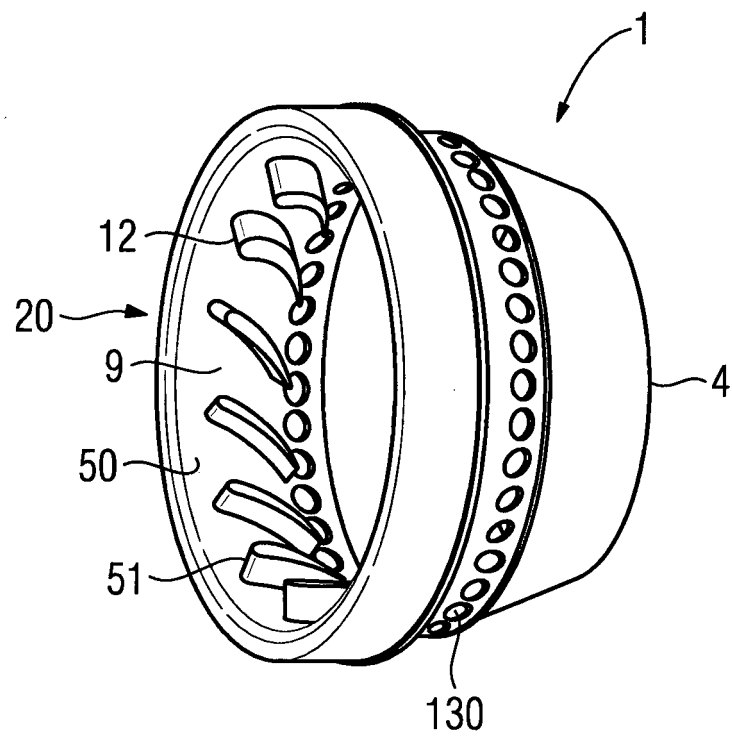


FIG 2



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 2009025394 A1 [0003] [0004]
- EP 1649219 B1 [0003] [0006]