

(19)



(11)

EP 2 567 151 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
28.09.2016 Patentblatt 2016/39

(51) Int Cl.:
F22B 29/00 ^(2006.01) **F22B 35/10** ^(2006.01)
F22D 5/36 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **11714517.7**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2011/055401

(22) Anmeldetag: **07.04.2011**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2011/138116 (10.11.2011 Gazette 2011/45)

(54) **VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINES DAMPFERZEUGERS**

METHOD FOR OPERATING A STEAM GENERATOR

PROCÉDÉ DE FONCTIONNEMENT D'UN GÉNÉRATEUR DE VAPEUR

(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: **07.05.2010 DE 102010028720**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
13.03.2013 Patentblatt 2013/11

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

(72) Erfinder:
• **BRÜCKNER, Jan**
91080 Uttenreuth (DE)
• **BRODESSER, Joachim**
90449 Nürnberg (DE)
• **EFFERT, Martin**
91058 Erlangen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 0 359 735 US-A- 5 293 842
US-A1- 2010 089 024

EP 2 567 151 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 ein Verfahren zum Betreiben eines Dampferzeugers mit einer Brennkammer mit einer Mehrzahl von strömungsmediumsseitig parallel geschalteten Verdampferheizflächen. Sie betrifft weiter einen derartigen Dampferzeuger. Ein Dampferzeuger ist ein geschlossenes, beheiztes Gefäß oder ein Druckrohrsystem, das dem Zweck dient, Dampf von hohem Druck und hoher Temperatur für Heiz- und Betriebszwecke (z. B. zum Betrieb einer Dampfturbine) zu erzeugen. Bei besonders hohen Dampfleistungen und -drücken wie beispielsweise bei der Energieerzeugung in Kraftwerken werden dabei Wasserrohrkessel eingesetzt, bei denen sich das Strömungsmedium - üblicherweise Wasser - in Dampferzeugerrohren befindet. Auch bei der Feststoffverbrennung kommen Wasserrohrkessel zum Einsatz, da die Brennkammer, in der die Wärmeerzeugung durch Verbrennung des jeweiligen Rohstoffes erfolgt, beliebig durch die Anordnung von Rohrwänden gestaltet werden kann.

[0002] Ein derartiger Dampferzeuger in der Bauart eines Wasserrohrkessels umfasst somit eine Brennkammer, deren Umfassungswand zumindest teilweise aus Rohrwänden, d. h. gasdicht verschweißten Dampferzeugerrohren gebildet ist. Strömungsmediumsseitig bilden diese Dampferzeugerrohre als Verdampferheizflächen zunächst einen Verdampfer, in den unverdampftes Medium eingeleitet und verdampft wird. Der Verdampfer ist dabei üblicherweise im heißesten Bereich der Brennkammer angeordnet. Ihm ist strömungsmediumsseitig gegebenenfalls eine Einrichtung zum Abscheiden von Wasser und Dampf und ein Überhitzer nachgeschaltet, in dem der Dampf über seine Verdampfungstemperatur hinaus weiter erhitzt wird, um in einer folgenden Wärmekraftmaschine wie z. B. bei der Entspannung in einer Dampfturbine einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen. Dem Verdampfer kann strömungsmediumsseitig ein Vorwärmer (so genannter Economiser) vorgeschaltet sein, der das Speisewasser unter Ausnutzung von Ab- oder Restwärme vorwärmt und so ebenfalls den Wirkungsgrad der Gesamtanlage erhöht.

[0003] Die US 5 293 842 A beschreibt ein Verfahren zum Betreiben einer Anlage zur Dampferzeugung bei dem aus Wasser durch indirekten Wärmetausch mit heißem Rauchgas Dampf erzeugt wird, wobei kondensiertes Wasser zunächst vorgewärmt und anschließend das vorgewärmte Wasser unter hohem Druck verdampft wird. Die EP 0 359 735 A1 beschreibt einen Abhitze-dampferzeuger mit einem Speisewasserbehälter, welcher die Funktion einer Dampftrommel ausübt.

[0004] Je nach Bauart und Geometrie des Dampferzeugers können innerhalb der Brennkammer weitere Dampferzeugerrohre angeordnet sein, die strömungsmediumsseitig parallel zu den die Umfassungswände bildenden Dampferzeugerrohren geschaltet sind. Diese können beispielsweise zu einer Innenwand zusammengefasst oder verschweißt sein. Abhängig von der ge-

wünschten Anordnung von Verdampferheizflächen bzw. Innenwänden innerhalb der Brennkammer kann es dabei erforderlich sein, Innenwände strömungsmediumsseitig hintereinander zu verschalten und deren Dampferzeugerrohre über einen Zwischensammler zu verbinden.

[0005] Dies ist beispielsweise der Fall beim so genannten "pant-leg"-Design für Dampferzeuger mit Wirbelschichtfeuerung. Hierbei sind zwei in der Brennkammer symmetrisch angeordnete, zumindest teilweise aus weiteren Dampferzeugerrohren gebildete Innenwände einem Zwischensammler strömungsmediumsseitig vorgeschaltet. In dem Zwischensammler vereint sich der Mediumsstrom aus der vorgeschalteten Innenwand und er dient als Eintrittssammler für eine nachgeschaltete Innenwand. Beim pant-leg Design wird eine bessere Vermischung des Brennstoffgemisches und damit geringere mögliche feuerungsseitige Verteilungsprobleme erzielt.

[0006] In bestimmten Betriebszuständen kann es jedoch im Zwischensammler bereits zu einem Dampfgehalt größer Null kommen. Mit einem derartigen Dampfgehalt ist eine gleichmäßige Verteilung des Mediums auf die nachgeschaltete Innenwand mit einem einfachen Sammler nicht möglich, so dass Wasser-Dampf-Entmischungen auftreten können. Einzelne Rohre der nachgeschalteten Innenwand können somit an ihrem Eintritt schon derart hohe Dampfgehalte oder Enthalpien aufweisen, dass ein Überhitzen dieser Rohre sehr wahrscheinlich wird. Eine solche Überhitzung kann bei längerem Betrieb zu Rohrschäden führen.

[0007] Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Verfahren zum Betreiben eines Dampferzeugers der oben genannten Art sowie einen Dampferzeuger anzugeben, die eine besonders hohe Lebensdauer und eine besonders geringe Reparaturanfälligkeit des Dampferzeugers ermöglichen.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit einem Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0009] Die Erfindung geht dabei von der Überlegung aus, dass eine besonders hohe Lebensdauer und eine besonders geringe Reparaturanfälligkeit eines Verdampfers in einem Dampferzeuger dadurch erreichbar wären, dass eine Überhitzung der Dampferzeugerrohre durch übermäßig hohe Dampfgehalte oder Enthalpien vermieden wird. Dabei treten diese hohen Dampfgehalte insbesondere dadurch auf, dass bei zwischengeschalteten Sammlern bereits teilverdampftes Strömungsmedium ungleichmäßig auf die nachgeschalteten Dampferzeugerrohre verteilt wird. Diese Ungleichverteilung sollte daher durch eine Vermeidung von Zweiphasengemisch aus Wasser und Dampf im Zwischensammler verhindert werden. Dies wäre erreichbar, indem die dem Zwischensammler vorgeschalteten Innenwände unberohrt bleiben, so dass das Medium unterkühlt und ohne weitere Vorwärmung in den Zwischensammler eintritt. Diese Lösung bringt jedoch konstruktive Nachteile mit sich. Daher sollte vielmehr die Temperatur des Strömungsmediums am Eintritt in den Dampferzeuger reduziert werden.

[0010] Allerdings führt eine Reduktion der Eintrittstemperatur des Strömungsmediums zu einem geringeren Wirkungsgrad des Dampfprozesses. Dies ist nicht erwünscht, zudem ist eine derartige Reduktion in weniger beheizten Dampferzeugerrohren oder in Rohrwänden ohne Zwischensammler - insbesondere in den Umfassungswänden des Dampferzeugers - nicht notwendig. Daher sollte in diesen Dampferzeugerrohren zur Verbesserung des Wirkungsgrades keine Reduktion der Eintrittstemperatur erfolgen. Dies ist erreichbar, indem Verdampferheizflächen mit nachgeschaltetem Zwischensammler - z. B. den Innenwänden beim pant-leg Design - Strömungsmedium mit einer geringeren Temperatur zugeführt wird als anderen Verdampferheizflächen.

[0011] Zur Verbesserung des Wirkungsgrades bzw. zur Optimierung der Heizflächenanordnung ist den Eintritt der Umfassungswände und der Innenwände eines Dampferzeugers ein Vorwärmer vorgeschaltet. Dieser verwendet Abwärme zur Vorwärmung des Strömungsmediums. Durch die durch die Abwärmennutzung erzeugte niedrigere Abgastemperatur wird so ein höherer Gesamtwirkungsgrad des Dampferzeugers erzielt. Eine besonders einfache Konstruktion eines Dampferzeugers ist daher möglich, indem die unterschiedliche Temperatur an Innenwand und Umfassungswand des Dampferzeugers durch bauliche Maßnahmen an der Vorwärmaneinrichtung erreicht wird, d. h. durch eine Bereitstellung von Medien mit unterschiedlichem Vorwärmgrad. Dazu wird ein erster Teil des Strömungsmediums am Vorwärmer vorbeigeleitet. Dies kann mittels einer Überbrückungsleitung geschehen. Somit wird in baulich einfacher Weise eine Umgehung des Vorwärmers der Vorwärmaneinrichtung erreicht und ein geringerer Wärmeeintrag in den überbrückten Teil des Strömungsmediums erzielt. Dieser kann dann dem Eintritt der ersten Verdampferheizfläche mit einer geringeren Temperatur zugeführt werden.

[0012] Um dabei eine nicht übermäßig reduzierte Temperatur in den mit kühlerem Strömungsmedium beaufschlagten Verdampferheizflächen zu erzielen, sollte der erste Teil des Strömungsmediums mit einem zweiten, strömungsmediumsseitig nach dem Vorwärmer abgezweigten Teil vermischt werden. Somit wird eine besonders angepasste Reduktion der Temperatur des den ersten Verdampferheizflächen zugeführten Strömungsmediums erreicht.

[0013] Vorteilhafterweise wird dabei der Massendurchfluß des zweiten Teilstroms nach oben begrenzt. Diese Begrenzung kann dabei über ein manuelles Regel- oder Stellventil zur Einstellung einer Mengenbegrenzung des zweiten Teilstroms erfolgen. Weiterhin sollte eine richtungsgebundene Begrenzung durch eine Rückschlagarmatur vorgesehen werden, um den Hauptstrom des Vorwärmeraustrittsstroms, von dem der zweite Teilstrom abgezweigt wird, nicht ungewollt zu kühlen.

[0014] Um eine besonders einfache Anpassung der Temperatur des der ersten Verdampferheizfläche zugeführten Strömungsmediums zu erreichen, sollte der Mas-

sendurchfluß des ersten Teilstroms vorteilhafterweise anhand thermodynamischer Kenngrößen an einem dem Eintritt der ersten Verdampferheizfläche nachgeschalteten Messpunkt geregelt werden. Dazu kann in der Überbrückungsleitung des Vorwärmers ein Regelventil angeordnet werden. Wird die Anlage bei überkritischen Drücken betrieben, wo bei keiner Temperatur Wasser und Dampf gleichzeitig vorkommen können und damit auch keine Phasentrennung möglich ist, so besteht die Gefahr der oben beschriebenen Entmischung nicht und der am Vorwärmer vorbeigeleitete Teil des Strömungsmediums kann auf Null reduziert werden. Wird der Dampferzeuger mit unterkritischen Drücken im Verdampfer betrieben, so z. B. bei Teillastfahrweise eines modernen Gleitdruckkessels, so muss zur Vermeidung einer Entmischung der beiden Medien eine bestimmte Unterkühlung eingehalten werden, die mittels thermodynamischer Kenngrößen an einem Messpunkt hinter der ersten Verdampferheizfläche ermittelt wird.

[0015] Um dabei bei den zuvor erläuterten Dampferzeugern im pant-leg Design eine besonders gezielte Berücksichtigung der thermodynamischen Zustände im Zwischensammler der Innenwand zu erreichen, wo das Problem der Entmischung von Dampf und Wasseranteil zu ungleichmäßiger Verteilung auf die nachfolgenden Rohre führt, sollte hier der Messpunkt vorteilhafterweise in einem der ersten Verdampferheizfläche nachgeschalteten Zwischensammler angeordnet werden.

[0016] Die Berücksichtigung der thermodynamischen Kenngrößen erfolgt in vorteilhafter Ausgestaltung derart, dass Druck und Temperatur als thermodynamische Kenngrößen verwendet werden, wobei aus dem gemessenen Druck die Sattedampftemperatur ermittelt wird und anhand der gemessenen Temperatur der Istwert der Unterkühlung ermittelt wird. Somit ist direkt die Unterkühlung als entscheidende Größe für die erläuterten Probleme ermittelbar.

[0017] Zur besonders einfachen Regelung wird dabei vorteilhafterweise ein Sollwert für die Unterkühlung vorgegeben und der Massendurchfluß des ersten Teilstroms anhand der Abweichung von Ist- und Sollwert der Unterkühlung geregelt. Vorteilhafterweise wird dabei bei einem niedrigeren Ist- als Sollwert der Unterkühlung der Massendurchfluß des ersten Teilstroms erhöht. Somit wird bei zu geringer Unterkühlung das Regelventil im vor dem Vorwärmer entnommenen Teilstrom weiter geöffnet, so dass die Temperatur des den Eintritt zugeführten Strömungsmediums reduziert und damit die Unterkühlung erhöht wird. Bei zu großer Unterkühlung wird das Regelventil hingegen geschlossen.

[0018] Mit sinkender oder ansteigender Last des Dampferzeugers wird über den Haupt-Speisewasserregelkreis dem Verdampfer mehr oder weniger Strömungsmedium zugeführt. Die Anteile des Strömungsmediums-Massenstroms, die den verschiedenen parallelen Verdampferheizflächen zugeführt werden, bleiben über die Last nahezu konstant. Somit kann über Auslegungsrechnungen ein Sollwert für den Massenstrom für die erste

Verdampferheizfläche errechnet werden. Um dabei eine besonders genaue Massenstromregelung für die mit kälterem Strömungsmedium zu beaufschlagenden Verdampferheizflächen zu erreichen, wird der Massendurchfluß des zweiten Teilstroms vorteilhafterweise anhand des Massendurchflusses des der ersten Verdampferheizfläche zugeführten Strömungsmediums geregelt.

[0019] Eine weitere Regelung des Massendurchflusses des der ersten Verdampferheizfläche zugeführten Strömungsmediums kann unter Berücksichtigung einer den Verdampferheizflächen nachgeschalteten Wasser-Dampf-Abscheideeinrichtung erfolgen. In vorteilhafter Ausgestaltung wird dabei der Strom des der ersten Verdampferheizfläche zugeführten Mediums anhand der Austrittsenthalpie des Verdampfers geregelt.

[0020] Vorteilhafterweise wird dabei die Austrittsenthalpie anhand der Temperatur des Strömungsmediums an der letzten, der ersten Verdampferheizfläche strömungsmediumsseitig nachgeschalteten Verdampferheizfläche und dem Druck in der Wasser-Dampf-Abscheideeinrichtung ermittelt. Günstig ist hierbei eine Regelung der Austrittsenthalpie auf die mittlere Fluidenthalpie im Abscheider. Der Sollwert der Verdampferaustrittsenthalpie sollte dabei lastabhängig im Hauptregelkreis hinterlegt werden. In jedem Fall sollte die Austrittstemperatur des Fluids se begrenzt werden, dass die maximal zulässige Materialtemperatur nicht überschritten wird.

[0021] Die mit der Erfindung erzielten Vorteile bestehen insbesondere darin, dass durch die Verwendung zweier Medien mit unterschiedlich starker Unterkühlung zur Speisung der verschiedenen Verdampferteile (Umfassungswände und Innenwände) das Problem der Wasser-Dampf-Entmischungen im Zwischensammler sicher vermieden wird. Im Gegensatz zu einer Lösung mit verminderter Eintrittsenthalpie für alle Verdampferteile muss der Verdampfer nicht oder nur geringfügig vergrößert werden, um eine ausreichend hohe Austrittsenthalpie am Verdampfer zu gewährleisten.

[0022] Eine Ausführung des Dampferzeugers als Zwangdurchlaufkessel bringt mehrere Vorteile: Zwangdurchlaufdampferzeuger können sowohl für unterkritischen als auch für überkritischen Druck ohne Änderung der Verfahrenstechnik eingesetzt werden. Lediglich die Wanddicken der Rohre und Sammler müssen dem vorgesehenen Druck entsprechend dimensioniert werden. Damit kommt das Durchlaufprinzip dem weltweit erkennbaren Trend zur Steigerung der Wirkungsgrade durch Erhöhung der Dampfstände entgegen.

[0023] Weiterhin ist ein Betrieb der Gesamtanlage im Gleitdruck möglich. Bei Gleitdruckbetrieb bleiben die Temperaturen im Hochdruckteil der Turbine im gesamten Lastbereich konstant. Wegen der großen Abmessungen im Hinblick auf Durchmesser und Wandstärken der Komponente wird die Turbine wesentlich stärker belastet als die Kesselbauteile. Dadurch ergeben sich bei Gleitdruckbetrieb Vorteile im Hinblick auf Laständerungsgeschwindigkeiten, Anzahl der Lastwechsel und der Starts.

[0024] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird anhand einer Zeichnung näher erläutert. Darin zeigen:

FIG 1 schematisch den unteren Teil der Brennkammer eines Zwangdurchlaufdampferzeugers mit Wirbelschichtfeuerung mit teilweise überbrückter Vorwärmanrichtung,

FIG 2 den Durchlaufdampferzeuger aus FIG 1 mit Regelung des Durchflusses zu den Innenwänden,

FIG 3 den Durchlaufdampferzeuger aus FIG 1 mit Regelung der Austrittsenthalpie der Innenwände, und

FIG 4 einen Graphen, der spezifische Enthalpie und Druck des Strömungsmediums in verschiedenen Bereichen des Durchlaufdampferzeugers bei verschiedenen Lastfällen zeigt.

[0025] Gleiche Teile sind in allen Figuren mit denselben Bezugszeichen versehen.

[0026] Der Dampferzeuger 1 in schematischer Darstellung gemäß der FIG 1 ist als Zwangdurchlaufdampferzeuger ausgeführt. Er umfasst mehrere, aus Dampferzeugerrohren gebildete und von unten nach oben durchströmte Rohrwände, nämlich eine Umfassungswand 2 sowie symmetrisch angeordnete, geneigt ausgerichtete Innenwände 4, denen über einen Zwischensammler 6 strömungsmediumsseitig eine weitere Innenwand 8 nachgeschaltet ist. Der Durchlaufdampferzeuger 1 ist somit im so genannten "pant-leg"-Design ausgeführt.

[0027] Durch jeweils der Umfassungswand 2 bzw. den Innenwänden 4 zugeordnete Eintritte 10, 12 tritt Strömungsmedium in die Rohrwände ein. Im Innenraum 14 wird in der Art einer Wirbelschichtfeuerung ein fester Brennstoff verbrannt und somit ein Wärmeeintrag in die Rohrwände erreicht, der eine Erwärmung und Verdampfung des Strömungsmediums bewirkt. Tritt das Medium nunmehr in alle Rohrwände mit der gleichen Enthalpie ein, kann bereits im Zwischensammler 6 ein so hoher Dampfgehalt entstehen, dass eine ungleichmäßige Verteilung auf die Rohre der Innenwand 8 erfolgt und hier die Rohre mit hohem Dampfgehalt überhitzen.

[0028] Zur Vermeidung der daraus folgenden Nachteile wie beispielsweise einer geringeren Lebensdauer oder einer höheren Reparaturanfälligkeit wird den dem Zwischensammler 6 vorgeschalteten Innenwänden 4 Strömungsmedium mit einer geringeren Temperatur zugeführt als der Umfassungswand 2. Im Dampferzeuger 1 sind dabei zunächst Modifikationen des Vorwärmers 16 vorgesehen, die unterschiedliche Wärmeeinträge in die verschiedenen Mediumsströme gewährleisten.

[0029] Dem Vorwärmer 16 nach der FIG 1 ist dazu strömungsmediumsseitig eine Abzweigstelle 18 vorgeschaltet. Ein Teil des Strömungsmediums wird somit um den Vorwärmer 16 in einer Überbrückungsleitung 20 he-

rumgeführt. In strömungsmediumsseitiger Richtung ist dem Vorwärmer 16 zunächst eine weitere Abzweigstelle 22 nachgeschaltet, von der eine Leitung zu den Eintritten 10 der Umfassungswand 2 geführt ist. Ein Teil des vorgewärmten Strömungsmediums wird somit der Umfassungswand 2 zugeführt. Ein anderer Teil des vorgewärmten Strömungsmediums ist in einer Leitung 24 geführt, die in einer Mischstelle 26 mit der Überbrückungsleitung 20 zusammentrifft. Hier wird durch die Vermischung der Mediumsströme ein Medium geringerer Temperatur erzielt, welches dann den Eintritten 12 der Innenwände 4 zugeführt wird.

[0030] In der Leitung 24 ist eine Rückschlagarmatur 30 angeordnet, die eine ungewollte Kühlung durch Rückfluß in die Abzweigstelle 22 verhindert. Weiterhin ist ein manuelles Durchflussregelventil 32 vorgesehen, welches den abgezweigten Massenstrom vorgewärmten Mediums nach oben begrenzt. Durch ein automatisches Durchflussregelventil 28 in der Überbrückungsleitung 20 kann dann die Menge des überbrückten Strömungsmediums und damit die Temperatur des den Innenwänden 4 zugeführten Strömungsmediums leicht geregelt werden.

[0031] Als Eingangsgrößen für die automatische Regelung im Durchflussregelventil 28 dienen dabei Druck p und Temperatur T im Zwischensammler 6. Aus dem ermittelten Druck wird zunächst die Sattdampf Temperatur bestimmt, deren Differenz zur ermittelten Temperatur T die Ist-Unterkühlung ergibt. Um eine Entmischung von Wasser und Dampf im Zwischensammler 6 zu verhindern, ist eine Soll-Unterkühlung im Zwischensammler 6 vorgegeben. Überschreitet die Ist-Unterkühlung die Soll-Unterkühlung, wird das automatische Durchflussregelventil 28 weiter geschlossen, so dass sich die Temperatur an den Eintritten 12 erhöht. Im umgekehrten Fall wird das Durchflussregelventil 28 weiter geöffnet. Falls Druck und Temperatur oberhalb des kritischen Punktes des Strömungsmediums liegen, wird das Durchflussregelventil 28 vollständig geschlossen, da bei überkritischen Drücken bei keiner Temperatur Wasser und Dampf gleichzeitig vorkommen können und damit auch keine Entmischung im Zwischensammler 6 mehr auftreten kann.

[0032] Eine alternative Ausgestaltung der Erfindung zeigt FIG 2. Der Dampferzeuger 1 ist hier bis auf das Durchflussregelventil 32 zur FIG 1 identisch. Das Durchflussregelventil 32 ist hier wie das Regelventil 28 automatisiert. Dadurch ist es möglich, auch die Menge des den Innenwänden 4 zugeführten Mediums zu regeln. Als Eingangsgröße für die Regelung dient hierbei der Gesamtfluß F zu den Eintritten 12, der an einer Messstelle 34 ermittelt wird. Dabei wird der Gesamtfluß F anhand eines durch Auslegungsrechnungen ermittelten Sollwerts geführt.

[0033] Eine weitere Ausgestaltung der Erfindung ist in FIG 3 dargestellt. Hier ist der Dampferzeuger 1 zur FIG 2 identisch, es sind jedoch weitere Bauteile dargestellt, nämlich der Austritt 36 der Innenwand 8 sowie die Aus-

tritte 38 der Umfassungswand 2. Die Mediumsströme aus den Austritten 36, 38 werden zusammengeführt und in einen Wasser-Dampf-Abscheider 40 geführt. Hier ist auch der Hauptregelkreis dargestellt, der die gesamte zugeführte Strömungsmediumsmenge in den Dampferzeuger 1 mittels eines Durchflussregelventils 42 regelt. Als Eingangsgrößen für die Regelung des Gesamtmediumstroms dienen hierbei Druck p und Temperatur T am dampfseitigen Austritt des Wasser-Dampf-Abscheiders 40.

[0034] In FIG 3 wird die den Innenwänden 4 über die Eintritte 12 zugeführte Strömungsmediumsmenge in Abhängigkeit von der Austrittsenthalpie der Innenwand 8 geregelt. Diese wird ermittelt anhand der Temperatur T am Austritt 36 der Innenwand 8 und dem Druck p im Wasser-Dampf-Abscheider 40. Dabei ist als Sollwert für die Austrittsenthalpie der Innenwand 8 die mittlere Fluidenthalpie im Wasser-Dampf-Abscheider 40 vorgesehen. Zusätzlich wird die Austrittstemperatur am Austritt 40 über die maximal zulässige Materialtemperatur begrenzt.

[0035] FIG 4 zeigt schließlich ein Zustandsdiagramm für Wasser/Dampf, in dem die Zustände des Strömungsmediums in verschiedenen Bereichen des Dampferzeugers eingezeichnet sind. Das Diagramm trägt die spezifische Enthalpie h in kJ/kg gegen den Druck p in bar auf. Dabei sind zunächst Linien gleicher Temperatur T , also Isothermen 44 gezeigt, deren jeweilige Temperaturwerte auf der rechten Achse des Graphen in Grad Celsius angegeben sind. Die beulenförmige Struktur 46 auf der linken Graphseite gibt Aufschluss über den Dampfgehalt des Wasser-/Dampf-Gemischs. Ausserhalb der Struktur 46 ist das Medium einphasig, d. h., es liegt nur Medium in einem Aggregatzustand vor. Die Spitze der Struktur 46 bei etwa 2100 kJ/kg und 221 bar markiert hierbei den kritischen Punkt 48. Steigt der Druck über 221 bar, so kommen bei keiner Temperatur Wasser und Dampf gleichzeitig vor.

[0036] Innerhalb der Struktur 46 liegt ein Wasser-Dampf-Gemisch vor. Der Anteil von Wasser und Dampf ist dabei mit Kennlinien 50 in 10-Prozent-Abständen gezeigt, von 0 % Dampfanteil bei Kennlinie 52 bis 100 % Dampfanteil bei Kennlinie 54. Die Kennlinien 50, 52, 54 konvergieren dabei im kritischen Punkt 48. Innerhalb der Struktur 46 verlaufen die Isothermen 44 senkrecht zur Druckachse, sind also auch Isobaren. Ein Energieeintrag in das Medium bei konstantem Druck bewirkt also keine höhere Temperatur, sondern vielmehr eine Verschiebung des Wasser-Dampf-Anteils zu mehr Dampf hin.

[0037] Je nach Lastzustand des Dampferzeugers 1 verläuft der Dampfprozess innerhalb des Dampferzeugers 1 auf unterschiedlichen Lastkennlinien 56, 58, 60, die keine Isobaren sind, da die Druckverluste der Heizflächen dargestellt werden. Die Last bestimmt im Wesentlichen den Druck innerhalb des Gesamtsystems. Lastkennlinie 56 stellt den Dampfprozess bei 100 % Last dar, Lastkennlinie 58 den bei 70 % Last und Lastkennlinie

60 den bei 40 % Last. Die Punkte A, B, C, D stellen dabei jeweils den Zustand des Strömungsmediums an verschiedenen Punkten des Dampferzeugers 1 dar, und zwar zunächst noch ohne die erfindungsgemäße separate Regelung der Temperatur an den Eintritten 12 der Innenwände 4: Punkt A den Zustand am Eintritt des Vorwärmers 16, Punkt B den Zustand am Eintritt 12 der Innenwände 4, Punkt C den Zustand im Zwischensammler 6 und Punkt D den Zustand am Austritt des Verdampfers.

[0038] Wie FIG 4 zeigt, wird der Dampferzeuger bei 100 % Last vollständig im überkritischen Bereich betrieben. An keinem Punkt A, B, C, D auf der Lastkennlinie 56 ist eine Unterscheidung von Wasser und Dampf möglich, so dass keine Entmischung auftreten kann. Bei 70 % Last ist bereits der unterkritische Bereich erreicht, jedoch liegt nur ein kleiner Teil der Lastkennlinie 58 innerhalb der Struktur 46. Die Punkte A, B, C der Lastkennlinie 58 liegen noch unterhalb der Struktur 46, hier liegt einphasiges Wasser vor. Auch hier kann es nicht zu Entmischungen im Zwischensammler 6 kommen.

[0039] Bei 40 % Last jedoch liegt ein erheblicher Teil der Lastkennlinie 60 innerhalb der Struktur 46. Die Punkte A und B auf der Lastkennlinie 60 liegen noch unterhalb der Struktur 46, so dass hier noch einphasiges Wasser vorliegt. Der Punkt C der Lastkennlinie 60 liegt jedoch innerhalb der Struktur 46 bei einem Dampfanteil von 10 %. Hier kann es somit zu den beschriebenen Entmischungen im Zwischensammler 6 kommen. Wird jedoch ein Teil des Strömungsmediums am Vorwärmer 16 vorbeigeführt, was in Druckbereichen unterhalb der Lastkennlinie 62 durch Öffnung des Durchflussregelventils 28 erreicht wird, wird die Temperatur und damit der Energiegehalt des Strömungsmediums gezielt reduziert. Auf der Lastkennlinie 60 zeigt Punkt E in diesem Fall den Zustand des Strömungsmediums am Eintritt 12 der Innenwände 4 mit reduzierter Temperatur. Dadurch ist auch der Energiegehalt im Zwischensammler 6 reduziert, dargestellt durch Punkt F auf der Lastkennlinie 60. Dieser Punkt F liegt nun außerhalb der Struktur 46, so dass hier einphasiges Wasser vorliegt und Entmischungen sicher verhindert werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betreiben eines Dampferzeugers (1) mit einer Brennkammer mit einer Mehrzahl von strömungsmediumsseitig parallel geschalteten Verdampferheizflächen (2, 4, 8), wobei einem Eintritt (12) einer ersten Verdampferheizfläche (4) Strömungsmedium mit einer geringeren Temperatur zugeführt wird als einem Eintritt (10) einer zweiten Verdampferheizfläche (2),
dadurch gekennzeichnet, dass den Eintritten (10, 12) strömungsmediumsseitig ein Vorwärmer (16) vorgeschaltet ist, und wobei ein erster Teil des Strömungsmediums am Vorwärmer (16) vorbeigeleitet wird und wobei der erste Teil des Strömungsmedi-

ums mit einem zweiten, strömungsmediumsseitig nach dem Vorwärmer (16) abgezweigten Teil vermischt wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, bei dem der Massendurchfluß des zweiten Teilstroms nach oben begrenzt wird.
3. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 oder 2, bei dem der Massendurchfluß des ersten Teilstroms anhand thermodynamischer Kenngrößen an einem dem Eintritt (12) der ersten Verdampferheizfläche (4) nachgeschalteten Messpunkt geregelt wird.
4. Verfahren nach Anspruch 3, bei dem der Messpunkt in einem der ersten Verdampferheizfläche nachgeschalteten Zwischensammler (6) angeordnet wird.
5. Verfahren nach Anspruch 3 oder 4, bei dem Druck (p) und Temperatur (T) als thermodynamische Kenngrößen verwendet werden, wobei aus dem gemessenen Druck (p) die Sattdampf Temperatur ermittelt wird und anhand der gemessenen Temperatur (T) der Istwert der Unterkühlung ermittelt wird.
6. Verfahren nach Anspruch 5, bei dem ein Sollwert für die Unterkühlung vorgegeben wird und wobei der Massendurchfluß des ersten Teilstroms anhand der Abweichung von Ist- und Sollwert der Unterkühlung geregelt wird.
7. Verfahren nach Anspruch 6, bei dem bei einem niedrigeren Ist- als Sollwert der Unterkühlung der Massendurchfluß des ersten Teilstroms erhöht wird.
8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem der Massendurchfluß des zweiten Teilstroms anhand des Massendurchflusses des der ersten Verdampferheizfläche (4) zugeführten Strömungsmediums geregelt wird.
9. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem der Strom des der ersten Verdampferheizfläche (4) zugeführten Mediums anhand der Austrittsenthalpie der letzten, der ersten Verdampferheizfläche (4) strömungsmediumsseitig nachgeschalteten Verdampferheizfläche (8) geregelt wird.
10. Verfahren nach Anspruch 9, bei dem die Austrittsenthalpie der Verdampferheizfläche (8) anhand der Temperatur am Austritt (36) des Strömungsmediums an der letzten, der ersten Verdampferheizfläche (4) strömungsmediumsseitig nachgeschalteten Verdampferheizfläche (8) und dem Druck in einem der Verdampferheizflächen (2, 4, 8) strömungsmediumsseitig nachgeschalteten Wasser-Dampf-Ab-scheider (40) ermittelt wird.

11. Dampferzeuger (1) mit Mitteln zum Ausführen des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 10.

Claims

1. Method for operating a steam generator (1) with a combustion chamber having a plurality of evaporator heating surfaces (2, 4, 8) which are connected in a parallel manner on the flow medium side, wherein flow medium is supplied to an inlet (12) of a first evaporator heating surface (4) at a lower temperature than to an inlet (10) of a second evaporator heating surface (2)

characterised in that

a preheater (16) is connected upstream of the inlets (10, 12) on the flow medium side and wherein a first part of the flow medium is conducted past the preheater (16) and wherein the first part of the flow medium is mixed with a second part that is branched downstream of the preheater (16) on the flow medium side.

2. Method according to claim 1, wherein the mass throughflow of the second part-flow has an upper limit.
3. Method according to one of claims 1 or 2, wherein the mass throughflow of the first part-flow is regulated based on thermodynamic characteristics at a measurement point downstream of the inlet (12) of the first evaporator heating surface (4).
4. Method according to claim 3, wherein the measurement point is disposed in an intermediate collector (6) connected downstream of the first evaporator heating surface.
5. Method according to claim 3 or 4, wherein pressure (p) and temperature (T) are used as thermodynamic characteristics, with the saturated steam temperature being determined from the measured pressure (p) and the actual subcooling value being determined based on the measured temperature (T).
6. Method according to claim 5, wherein a setpoint value is predefined for subcooling and wherein the mass throughflow of the first part-flow is regulated based on the deviation between the actual and setpoint values for subcooling.
7. Method according to claim 6, wherein if the actual value for subcooling is lower than the setpoint value, the mass throughflow of the first part-flow is increased.
8. Method according to one of the preceding claims, wherein the mass throughflow of the second part-

flow is regulated based on the mass throughflow of the flow medium supplied to the first evaporator heating surface (4).

9. Method according to one of the preceding claims, wherein the flow of the medium supplied to the first evaporator heating surface (4) is regulated based on the outlet enthalpy of the last evaporator heating surface (8) connected downstream of the first evaporator heating surface (4) on the flow medium side.

10. Method according to claim 9, wherein the outlet enthalpy of the evaporator heating surface (8) is determined based on the temperature at the outlet (36) of the flow medium at the last evaporator heating surface (8) connected downstream of the first evaporator heating surface (4) on the flow medium side and the pressure in a water/steam separator (40) connected downstream of the evaporator heating surfaces (2, 4, 8) on the flow medium side.

11. Steam generator (1) having means for executing the method according to one of claims 1 to 10.

Revendications

1. Procédé pour faire fonctionner un générateur de vapeur (1), comprenant une chambre de combustion ayant une pluralité de surfaces (2, 4, 8) de chauffe d'évaporateur montées en parallèle du côté du fluide en écoulement, du fluide en écoulement étant envoyé à une entrée (12) d'une première surface (4) de chauffe d'évaporateur à une température plus basse qu'à une entrée (10) d'une deuxième surface (2) de chauffe d'évaporateur,
- caractérisé en ce que**
- un préchauffeur (16) est monté en amont des entrées (10, 12) du côté du fluide en écoulement et dans lequel on fait contourner le préchauffeur (16) par une première partie du fluide en écoulement et dans lequel on mélange la première partie du fluide en écoulement à une deuxième partie dérivée après le préchauffeur (16) du côté du fluide en écoulement.
2. Procédé suivant la revendication 1, dans lequel on limite vers le haut le débit massique du deuxième courant partiel.
3. Procédé suivant l'une des revendications 1 ou 2, dans lequel on régule le débit massique du premier courant partiel, à l'aide de grandeurs caractéristiques thermodynamiques, en un point de mesure monté en aval de l'entrée (12) de la première surface (4) de chauffe d'évaporateur.
4. Procédé suivant la revendication 3, dans lequel on

met le point de mesure dans un collecteur (6) intermédiaire monté en aval de la première surface de chauffe d'évaporateur.

5. Procédé suivant la revendication 3 ou 4, dans lequel on utilise la pression (p) et la température (T) comme grandeurs caractéristiques thermodynamiques, dans lequel on détermine la température de saturation de la vapeur à partir de la pression (p) mesurée et on détermine la valeur réelle du sous-refroidissement à l'aide de la température (T) mesurée. 5
10
6. Procédé suivant la revendication 5, dans lequel on prescrit une valeur de consigne pour le sous-refroidissement et dans lequel on régule le débit massique du premier courant partiel à l'aide de l'écart de la valeur réelle à la valeur de consigne du sous-refroidissement. 15
7. Procédé suivant la revendication 6, dans lequel, pour une valeur réelle plus petite que la valeur de consigne du sous-refroidissement, on augmente le débit massique du premier courant partiel. 20
8. Procédé suivant l'une des revendications précédentes, dans lequel on régule le débit massique du deuxième courant partiel à l'aide du débit massique du fluide en écoulement envoyé à la première surface (4) de chauffe d'évaporateur. 25
30
9. Procédé suivant l'une des revendications précédentes, dans lequel on régule le courant du fluide envoyé à la première surface (4) de chauffe d'évaporateur à l'aide de l'enthalpie de sortie de la dernière surface (8) de chauffe d'évaporateur montée en aval du côté du fluide en écoulement de la première surface (4) de chauffe d'évaporateur. 35
10. Procédé suivant la revendication 9, dans lequel on détermine l'enthalpie de sortie de la surface (8) de chauffe d'évaporateur à l'aide de la température à la sortie (36) du fluide en écoulement à la dernière surface (8) de chauffe d'évaporateur montée en aval du côté du fluide en écoulement de la première surface (4) de chauffe d'évaporateur et de la pression dans un séparateur (40) eau-vapeur monté en aval du côté du fluide en écoulement des surfaces (2, 4, 8) de chauffe d'évaporateur. 40
45
11. Générateur de vapeur (1) ayant des moyens pour effectuer le procédé suivant l'une des revendications 1 à 10. 50

55

FIG 1

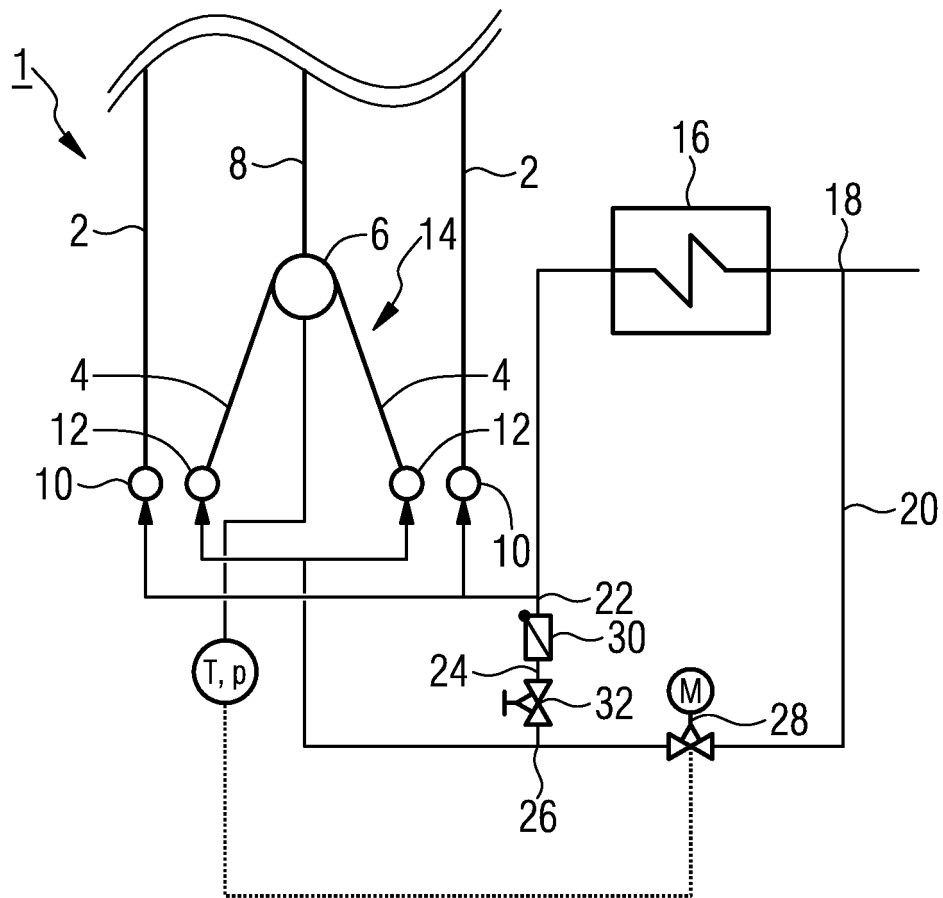


FIG 2

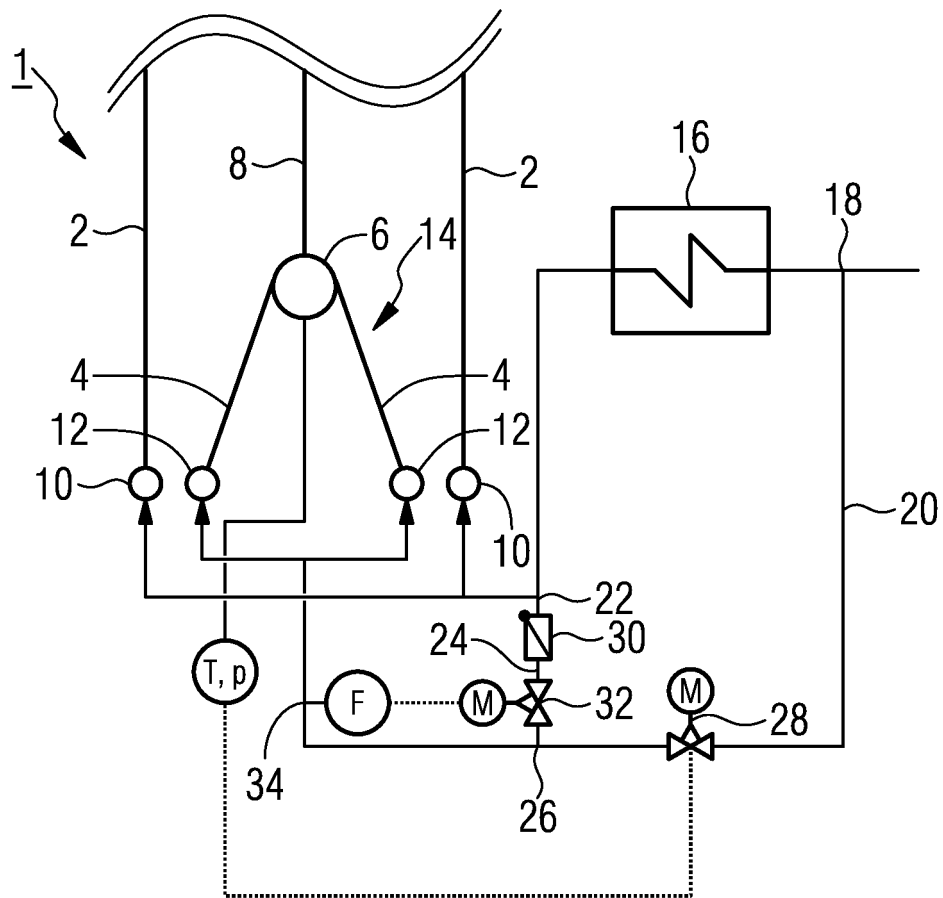


FIG 3

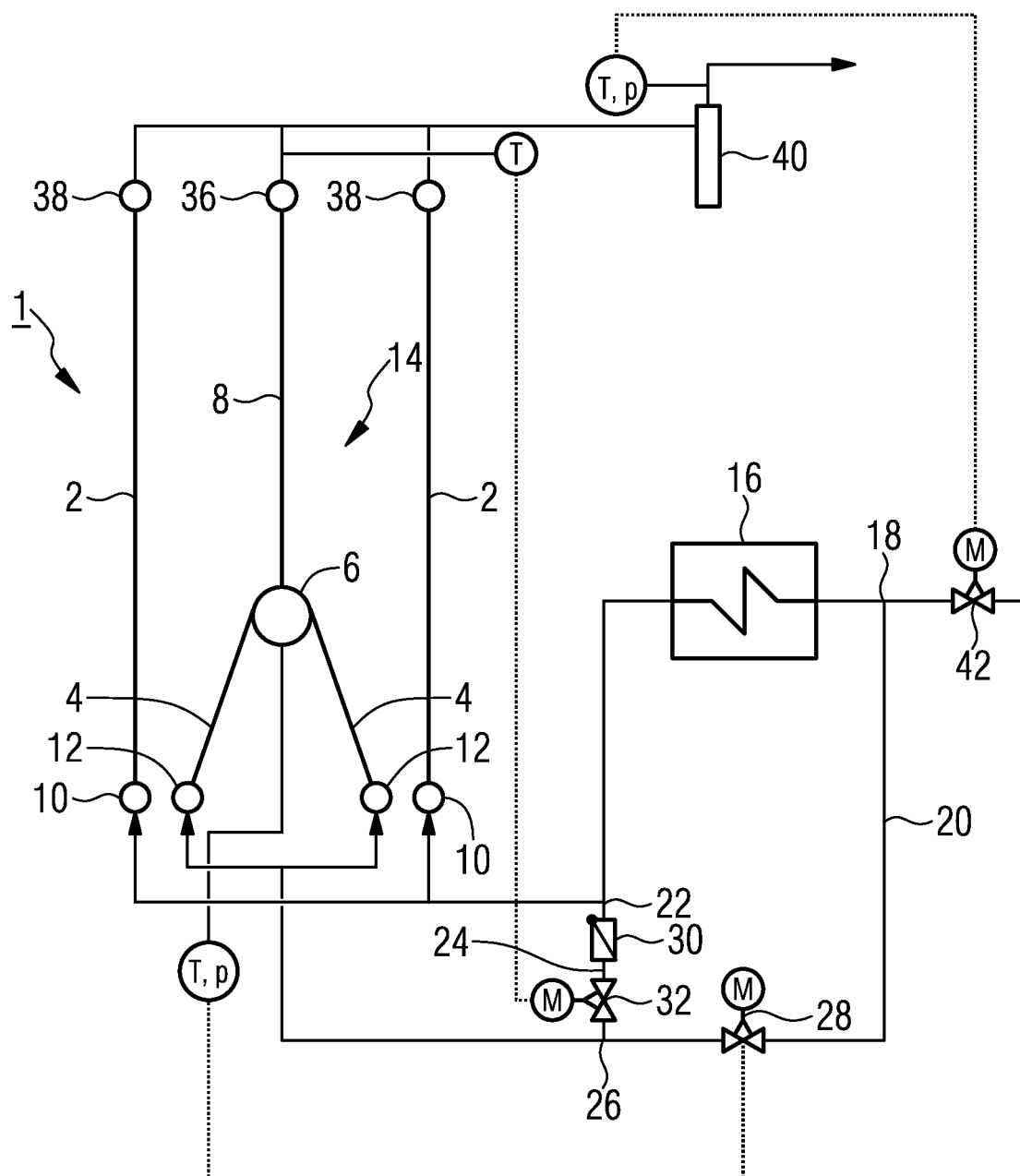
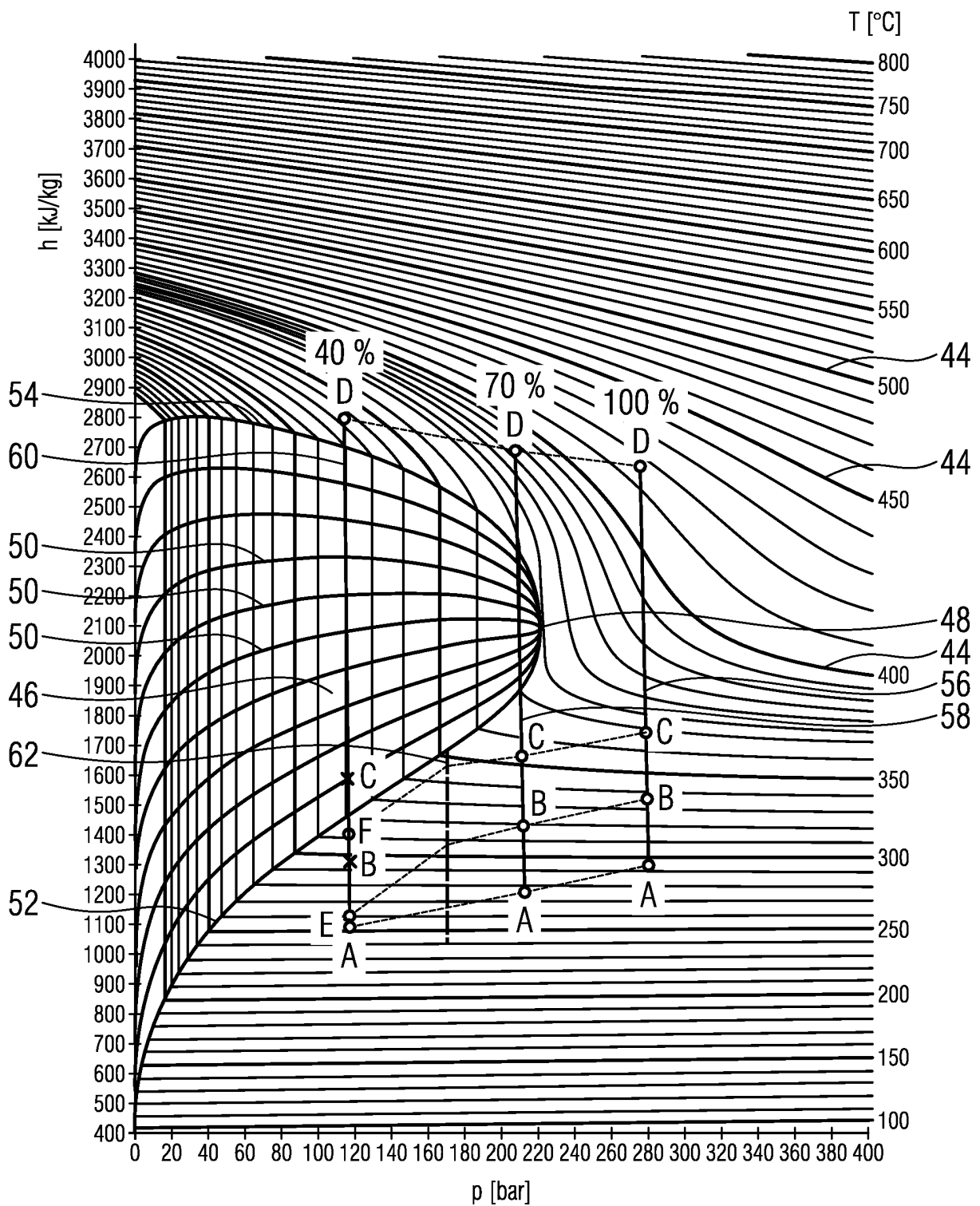


FIG 4



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 5293842 A [0003]
- EP 0359735 A1 [0003]