



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
09.04.1997 Patentblatt 1997/15

(51) Int Cl.6: **F01K 23/10**

(21) Anmeldenummer: **96810597.3**

(22) Anmeldetag: **09.09.1996**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB NL

(71) Anmelder: **ASEA BROWN BOVERI AG**
5401 Baden (CH)

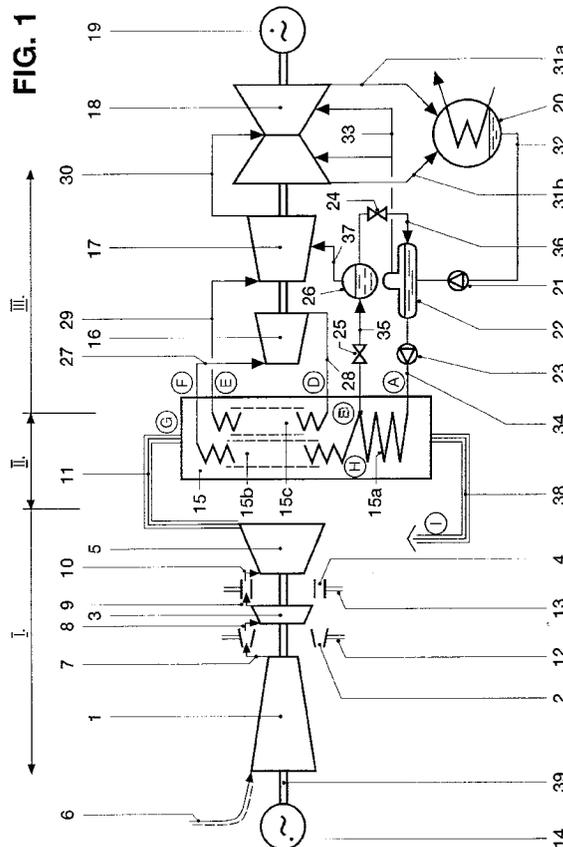
(30) Priorität: **02.10.1995 DE 19536839**

(72) Erfinder: **Frutschi, Hans Ulrich**
5223 Riniken (CH)

(54) **Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage**

(57) Bei einem Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage, welche aus einer Gasturbogruppe (I.), einer aus einem Abhitzedampferzeuger (15) bestehenden Dampferzeugungsstufe (II.) und einem Dampfkreislauf (III.) besteht, zirkuliert in einer im unteren Temperaturbereich operierenden Wärmetauschstufe (15a) des Abhitzedampferzeugers (15) eine über 100% erhöhte Flüssigkeitsmenge. Der Anteil über 100% die-

ser Flüssigkeitsmenge wird am Ende der genannten Wärmetauschstufe (15a) abgezweigt und in mindestens einer Druckstufe (26) ausgedampft. Ein hierin entstandener Dampf (37) wird dann einer Dampfturbine (17) an passender Stelle zugeführt. Eine noch heiße Flüssigkeitsmenge (36) aus der Druckstufe (26) wird in einen Speiswasserbehälter und Entgaser (22) zugeleitet, und ein hierin entstandener Dampf (38) wird einer weiteren Dampfturbine (18) an passender Stelle zugeführt.



Beschreibung

Technisches Gebiet

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage gemäss Oberbegriff des Anspruchs 1.

Stand der Technik

Bei einer Kraftwerksanlage, welche aus einer Gasturbogruppe, einem nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger und einem anschliessenden Dampfkreislauf besteht, ist es zur Erzielung eines Maximums an Wirkungsgrad vorteilhaft, im Dampfkreislauf einen überkritischen Dampfprozess vorzusehen.

Eine solche Schaltung ist aus CH-480 535 bekanntgeworden. In dieser Schaltung wird zum Zweck einer optimalen Abwärmenutzung der Gasturbogruppe im unteren Temperaturbereich des Abhitzedampferzeugers ein Massenstrom des Gasturbinenkreislaufmittels abgezweigt und in der Gasturbine rekuperativ genutzt. Sowohl der Gasturbinen- als auch der Dampfprozess weisen eine sequentielle Verbrennung auf. Diese Konfiguration führt aber im Falle von modernen, vorzugsweise einwillig ausgelegten Gasturbinen zu einer unerwünschten Komplikation im konstruktiver Hinsicht.

Darstellung der Erfindung

Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Der Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, liegt die Aufgabe zugrunde bei einer Kraftwerksanlage der eingangs genannten Art die dampfkreislaufseitige Wärmeaufnahme im unteren Temperaturbereich des Abhitzedampferzeugers zu maximieren, dies im Zusammenhang mit einer einwilligen Gasturbine.

Die wesentlichen Vorteile der Erfindung sind darin zu sehen, dass trotz einfachster konstruktiver Auslegung eine bessere Nutzung der Abgase aus der letzten Turbine bis hinunter auf 100°C und tiefer bewerkstelligt wird, indem die dampfkreislaufseitige Wärmeaufnahme innerhalb einer ersten Wärmetauschstufe im unteren Temperaturbereich des Abhitzedampferzeugers, geläufig als Economizer bekannt, erhöht wird.

Vorteilhafte und zweckmässige Weiterbildungen der erfindungs-gemässen Aufgabenlösung sind in den weiteren Ansprüchen gekennzeichnet.

Im folgenden wird anhand der Zeichnungen ein Ausführungsbeispiel der Erfindung näher erläutert. Alle für das unmittelbare Verständnis der Erfindung nicht erforderlichen Elemente sind fortgelassen worden. Die Strömungsrichtung der Medien ist mit Pfeilen angegeben. Gleiche Elemente sind in den verschiedenen Figuren mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

Es zeigt:

5 Fig. 1 eine Schaltung einer Kraftwerksanlage und

Fig. 2 ein H/T-Diagramm dieser Schaltung gemäss Fig. 1.

10 Wege zur Ausführung der Erfindung, gewerbliche Verwertbarkeit

Fig. 1 zeigt eine Kraftwerksanlage, welche aus einer Gasturbogruppe I., einem der Gasturbogruppe I. nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger II., und einem diesem Abhitzedampferzeuger II. nachgeschalteten Dampfkreislauf III. besteht.

Die vorliegenden Gasturbogruppe I. ist auf einer sequentiellen Verbrennung aufgebaut. Die in Fig. 1 nicht ersichtliche Bereitstellung des zum Betrieb der verschiedenen Brennkammern notwendigen Brennstoffes kann beispielsweise durch eine mit der Gasturbogruppe zusammenwirkende Kohlenvergasung bewerkstelligt werden. Selbstverständlich ist es auch möglich, den zum Einsatz gelangenden Brennstoff aus einem Primärnetz zu beziehen. Wird die Versorgung eines gasförmigen Brennstoffes zum Betrieb der Gasturbogruppe über eine Pipeline bereitgestellt, so kann das Potential aus der Druck- und/oder Temperaturdifferenz zwischen Primärnetz und Verbrauchernetz für die Belange der Gasturbogruppe, oder allgemein der Schaltung, rekuperiert werden.

Die vorliegende Gasturbogruppe, die auch als autonome Einheit wirken kann, besteht aus einem Verdichter 1, einer dem Verdichter nachgeschalteten ersten Brennkammer 2, einer dieser Brennkammer 2 nachgeschalteten ersten Turbine 3, einer dieser Turbine 3 nachgeschalteten zweiten Brennkammer 4 und einer dieser Brennkammer 4 nachgeschalteten zweiten Turbine 5. Die genannten Strömungsmaschinen 1, 3, 5 weisen eine einheitliche Rotorwelle 39 auf. Diese Rotorwelle 39 selbst ist vorzugsweise auf zwei in der Figur nicht ersichtlichen Lagern gelagert, welche kopfseitig des Verdichters 1 und stromab der zweiten Turbine 5 plaziert sind. Der Verdichter 1 kann je nach Auslegung, beispielsweise um die spezifische Leistung zu erhöhen, in zwei oder mehrere nicht gezeigte Teilverdichter unterteilt werden. Bei einer solchen Konstellation wird dann stromab des ersten Teilverdichters und stromauf des zweiten Teilverdichters ein Zwischenkühler geschaltet, in welchem die teilverdichtete Luft zwischengekühlt wird. Die in diesem ebenfalls nicht gezeigten Zwischenkühler anfallende Wärme wird optimal, also nutzbringend, in den Prozess rückgeführt. Die angesaugte Luft 6 strömt als verdichtete Luft 7 in ein nicht näher gezeigtes Gehäuse, das in sich den Verdichteraustritt und die erste Turbine 3 einschliesst. In diesem Gehäuse ist auch die erste Brennkammer 2 untergebracht, welche vorzugsweise als zusammenhängende Ringbrennkam-

mer ausgebildet ist. Selbstverständlich kann die verdichtete Luft 7 zur ersten Brennkammer 2 aus einer nicht gezeigten Luftspeicheranlage beigelegt werden. Die Ringbrennkammer 2 weist kopfseitig, auf den Umfang verteilt, eine Anzahl von nicht näher gezeigten Brennern auf, welche vorzugsweise als Vormischbrenner ausgelegt sind. An sich können hier auch Diffusionsbrenner zum Einsatz gelangen. Im Sinne einer Reduzierung der Schadstoff-Emissionen aus dieser Verbrennung, insbesondere was die NO_x-Emissionen betrifft, ist es indes-
5 vorteilhaft, eine Anordnung von Vormischbrennern gemäss EP-PS-0 321 809 vorzusehen, wobei der Erfindungsgegenstand aus der genannten Druckschrift integrierender Bestandteil dieser Beschreibung ist, darüber hinaus auch die dort beschriebene Art der Zuführung eines Brennstoffes 12. Was die Anordnung der Vormischbrenner in Umfangsrichtung der Ringbrennkammer 2 anbelangt, so kann eine solche bei Bedarf von der üblichen Konfiguration gleicher Brenner abweichen, und stattdessen können unterschiedlich grosse Vormischbrenner zum Einsatz kommen. Dies geschieht vorzugsweise so, dass jeweils zwischen zwei grossen Vormischbrennern ein kleiner Vormischbrenner gleicher Konfiguration disponiert ist. Die grossen Vormischbrenner, welche die Funktion von Hauptbrennern zu erfüllen haben, stehen zu den kleinen Vormischbrennern, welche die Pilotbrenner dieser Brennkammer sind, bezüglich der sie durchströmenden Brennerluft, also der verdichteten Luft aus dem Verdichter 1, in einem Grössenverhältnis zueinander, das fallweise festgelegt wird. Im
10 gesamten Lastbereich der Brennkammer arbeiten die Pilotbrenner als selbstgängige Vormischbrenner, wobei die Luftzahl fast konstant bleibt. Die Zuoder Abschaltung der Hauptbrenner erfolgt nach bestimmten anlage-spezifischen Vorgaben. Weil die Pilotbrenner im ganzen Lastbereich bei idealem Gemisch gefahren werden können, sind die NO_x-Emissionen auch bei Teillast sehr gering. Bei einer solchen Konstellation kommen die umlaufenden Stromlinien im Frontbereich der Ringbrennkammer 2 sehr nahe an die Wirbelzentren der Pilotbrenner heran, so dass eine Zündung an sich nur mit diesen Pilotbrennern möglich ist. Beim Hochfahren wird die Brennstoffmenge, die über die Pilotbrenner zugeführt wird, soweit gesteigert, bis diese ausgesteuert sind, d. h. bis die volle Brennstoffmenge zur Verfügung steht.
15 Die Konfiguration wird so gewählt, dass dieser Punkt der jeweiligen Lastabwurfbedingungen der Gasturbogruppe entspricht. Die weitere Leistungssteigerung erfolgt dann über die Hauptbrenner. Bei der Spitzenlast der Gasturbogruppe sind sonach auch die Hauptbrenner voll ausgesteuert. Weil die durch die Pilotbrenner initiierte Konfiguration "kleiner" heisser Wirbelzentren zwischen den von den Hauptbrennern stammenden "grossen" kühleren Wirbelzentren extrem instabil ausfällt, wird auch bei mager betriebenen Hauptbrennern im Teillastbereich ein sehr guter Ausbrand mit zusätzlich zu den NO_x-Emissionen niedrigen CO- und UHC-Emissionen erreicht, d.h. die heissen Wirbel der Pilotbrenner

dringen sofort in die kleinen Wirbel der Hauptbrenner ein. Selbstverständlich kann die Ringbrennkammer 2 aus einer Anzahl einzelner rohrförmiger Brennräume bestehen, welche ebenfalls schrägringförmig, bisweilen auch schraubenförmig, um die Rotorachse angeordnet sind. Diese Ringbrennkammer 2, unabhängig von ihrer Auslegung, wird und kann geometrisch so angeordnet werden, dass sie auf die Rotorlänge praktisch keinen Einfluss ausübt. Die Heissgasen 8 aus dieser Ringbrennkammer 2 beaufschlagen die unmittelbar nachgeschaltete erste Turbine 3, deren kalorisch entspannende Wirkung auf die Heissgase bewusst minimal gehalten wird, d.h. diese Turbine 3 wird demnach aus nicht mehr als zwei Laufschaufelreihen bestehen. Bei einer
5 solchen Turbine 3 wird nötig sein, einen Druckausgleich an den Stirnflächen zwecks Stabilisierung des Axial-schubes vorzusehen. Die in der Turbine 3 teilentspannten Heissgase 9, welche unmittelbar in die zweite Brennkammer 4 strömen, weisen aus dargelegten Gründen eine recht hohe Temperatur auf, vorzugsweise ist sie betriebsspezifisch so auszulegen, dass sie sicher noch um 1000°C beträgt. Diese zweite Brennkammer 4 hat im wesentlichen die Form eines zusammenhängenden ringförmigen axialen oder quasi-axialen Ringzylinders. Diese Brennkammer 4 kann selbstverständlich auch aus einer Anzahl axial, quasi-axial oder schraubenförmig angeordneten und in sich abgeschlossenen Brennräumen bestehen. Was die Konfiguration der ringförmigen, aus einem einzigen Brennraum bestehenden Brennkammer 4 betrifft, so sind in Umfangsrichtung und radial dieses ringförmigen Zylinders mehrere in der Figur nicht näher gezeigte Brennstoffflanzen disponiert. Diese Brennkammer 4 weist keinen Brenner auf. Die Verbrennung eines in die aus der Turbine 3 kommenden teilentspannten Heissgase 9 eingedüsten Brennstoffes 13 geschieht hier durch Selbstzündung, soweit freilich das Temperaturniveau eine solche Betriebsart zulässt. Ausgehend davon, dass die Brennkammer 4 mit einem gasförmigen Brennstoff, also beispielsweise Erdgas, betrieben wird, muss die Austrittstemperatur der teilentspannten Heissgase 9 aus der Turbine 3 noch sehr hoch sein, wie oben dargelegt um die 1000°C, und dies selbstverständlich auch bei Teillastbetrieb, was auf die Auslegung dieser Turbine 2 eine ursächliche Rolle spielt. Um die Betriebssicherheit und einen hohen Wirkungsgrad bei einer auf Selbstzündung ausgelegten Brennkammer zu gewährleisten, ist es eminent wichtig, dass die Flammenfront ortsmässig stabil bleibt. Zu diesem Zweck werden in dieser Brennkammer 4, vorzugsweise an der Innen- und Aussenwand in Umfangsrichtung disponiert, eine Reihe von nicht näher gezeigten Elementen vorgesehen, welche in axialer Richtung vorzugsweise stromauf der Brennstoffflanzen plaziert sind. Die Aufgabe dieser Elemente besteht darin, Wirbel zu erzeugen, welche eine Rückströmzone, analog derjenige in den bereits erwähnten Vormischbrennern, induzieren. Da es sich bei dieser Brennkammer 4, aufgrund der axialen Anordnung und der Baulänge, um eine

Hochgeschwindigkeitsbrennkammer handelt, bei welcher die mittlere Geschwindigkeit der Arbeitsgase grösser ca. 60 m/s ist, müssen die wirbelerzeugenden Elemente strömungskonform ausgebildet werden. Anströmungsseitig sollen diese vorzugsweise aus einer tetraederförmigen Form mit anströmungsschiefen Flächen bestehen. Die wirbelerzeugenden Elemente können entweder an der Aussenfläche und/oder an der Innenfläche plaziert sein. Selbstverständlich können die wirbelerzeugenden Elemente auch axial zueinander verschoben sein. Die abströmungsseitige Fläche der wirbelerzeugenden Elemente ist im wesentlichen radial ausgebildet, so dass sich ab dort eine Rückströmzone einstellt. Die Selbstzündung in der Brennkammer 4 muss indessen auch in den transienten Lastbereichen sowie im Teillastbereich der Gasturbogruppe gesichert bleiben, d.h., es müssen Hilfsvorkehrungen vorgesehen werden, welche die Selbstzündung in der Brennkammer 4 auch dann sicherstellen, wenn sich eine Flexion der Temperatur der Gase im Bereich der Eindüsung des Brennstoffes einstellen sollte. Um eine sichere Selbstzündung des in die Brennkammer 4 eingedüsten gasförmigen Brennstoffes zu gewährleisten, wird diesem eine kleine Menge eines anderen Brennstoffes mit einer niedrigeren Zündtemperatur beigegeben. Als "Hilfsbrennstoff" eignet sich hier beispielsweise Brennöl sehr gut. Der flüssige Hilfsbrennstoff, entsprechend eingedüst, erfüllt die Aufgabe, sozusagen als Zündschnur zu wirken, und ermöglicht auch dann eine Selbstzündung in der Brennkammer 4, wenn die teilentspannten Heissgase 9 aus der ersten Turbine 3 eine Temperatur unterhalb des angestrebten optimalen Niveaus von 1000°C aufweisen sollten. Diese Vorkehrung, Brennöl zur Sicherstellung einer Selbstzündung vorzusehen, erweist sich freilich immer dann als besonders angebracht, wenn die Gasturbogruppe mit stark reduzierter Last betrieben wird. Diese Vorkehrung trägt des weiteren entscheidend dazu bei, dass die Brennkammer 4 eine minimale axiale Länge aufweisen kann. Die kurze Baulänge der Brennkammer 4, die Wirkung der wirbelerzeugenden Elemente zur Flammenstabilisierung sowie die fortwährende Sicherstellung der Selbstzündung sind demnach dafür verantwortlich, dass die Verbrennung sehr rasch erfolgt, und die Verweilzeit des Brennstoffes im Bereich der heissen Flammenfront minimal bleibt. Eine unmittelbar verbrennungsspezifisch messbare Wirkung hieraus betrifft die NOx-Emissionen, welche eine Minimierung erfahren, dergestalt, dass sie nunmehr kein Thema mehr bilden. Diese Ausgangslage ermöglicht ferner, den Ort der Verbrennung klar zu definieren, was sich in einer optimierten Kühlung der Strukturen dieser Brennkammer 4 niederschlägt. Die in der Brennkammer 4 aufbereiteten Heissgase 10 beaufschlagen anschliessend eine nachgeschaltete zweite Turbine 5. Die thermodynamischen Kennwerte der Gasturbogruppe können so ausgelegt werden, dass die Abgase 11 aus der zweiten Turbine 5 noch soviel kalorische Potential aufweisen, um damit eine hier anhand eines Ab-

hitzedampferzeugers 15 dargestellte Dampferzeugungsstufe II. und Dampfkreislauf III. zu betreiben. Wie bereits bei der Beschreibung der Ringbrennkammer 2 hingewiesen wurde, ist diese geometrisch so angeordnet, dass sie auf die Rotorlänge der Gasturbogruppe praktisch keinen Einfluss ausübt. Des weiteren ist feststellbar, dass die zweite zwischen Abströmungsebene der ersten Turbine 3 und Anströmungsebene der zweiten Turbine 5 verlaufende Brennkammer 4 eine minimale Länge aufweist. Da ferner die Entspannung der Heissgase in der ersten Turbine 3, aus dargelegten Gründen, über wenige Laufschaufelreihen erfolgt, lässt sich eine Gasturbogruppe bereitstellen, deren Rotorwelle 39 aufgrund ihrer minimierten Länge technisch einwandfrei auf zwei Lagern abstützbar ist. Die Leistungsabgabe der Strömungsmaschinen geschieht über einen verdichterseitig angekoppelten Generator 15, der auch als Anwurfmotor dienen kann. Nach Entspannung in der Turbine 5 durchströmen die noch mit einem hohen kalorischen Potential versehenen Abgase 11 einen Abhitzedampferzeuger 15, in welchem in Wärmetauschverfahren verschiedentlich Dampf erzeugt wird, der dann das Arbeitsmedium des nachgeschalteten Dampfkreislaufes bildet. Die kalorisch ausgenutzten Abgase strömen anschliessend als Rauchgase 38 ins Freie.

Unter der Annahme, dass die Abgase 11, die bei G in den Abhitzedampferzeuger 15 gelangen, dessen Funktionsweise weiter unten beschrieben wird, wobei zum besseren Verständnis der Weg des in den Abhitzedampferzeuger 15 einströmenden und von einer Pumpe 23 geförderten Speisewassers 34 verfolgt wird, eine Temperatur von ca. 620°C aufweisen, und unter der Bedingung eines minimalen Temperatursprunges von 20°C für den Wärmeübergang, könnten diese Abgase nur bis auf 200°C nutzbringend abgekühlt werden. Um hier diesen Nachteil zu beheben, wird zwischen den Punkten A, nämlich Eingang des Speisewasser 34 in den Abhitzedampferzeuger 15, und B, Abzweigung am Ende der Behandlung innerhalb einer Economizerstufe 15a, die Menge des Speisewassers 34 soweit erhöht, im Beispiel auf 180%, dass die Abkühlungsgerade (Vgl. Fig. 2, Pos 11/38) der Abgase im Punkt H, nämlich unmittelbar vor der Abzweigung B, als Resultante einen Knick erfährt (Vgl. Fig. 2, Pos. 41), der bis auf 100°C reicht. Im Zusammenhang mit der prozentualen Menge des Speisewassers gilt die Relation, dass 100% jene Nennwassermenge fixiert, die in Abhängigkeit zu der von den Abgasen 11 angebotenen Energie steht.

Das Speisewasser 34, das eine Temperatur von ca. 60°C bei einem Druck von ca. 300 bar aufweist, wird in A in den Abhitzedampferzeuger 15 eingeleitet und soll dort zu Dampf von ca. 540°C thermisch aufgewertet werden. Die im Economizer 15a auf ca. 300°C aufgeheizte Speisewasser wird in Punkt B in zwei Teilströme aufgeteilt. Der eine, hier grössere Teilwasserstrom von 100% wird im darauffolgenden Rohrbündel 15b zu überkritischem Hochdruckdampf 27 thermisch aufbereitet.

Dadurch wird den Abgasen 11 zwischen den Punkten G und H, welche die Wirkungsstrecke des genannten Rohrbündels 15b versinnbildlichen, der Hauptteil der Wärmeenergie entzogen. Nach einer ersten Expansion in einer Hochdruckdampfturbine 16 wird dieser Dampf 28 mit der verbliebenen Energie zwischen den Punkten D und E, welche die Wirkungsstrecke eines weiteren Rohrbündels 15c im Abhitzedampferzeuger 15 versinnbildlicht, zwischenüberhitzt und als Mitteldruckdampf 29 einer Mitteldruckdampfturbine 17 zugeführt. Die Restexpansion des Abdampfes 30 aus der Mitteldruckdampfturbine 17 erfolgt dann in einer Niederdruckdampfturbine 18, welche mit einem weiteren Generator 19 gekoppelt ist. Es ist auch möglich, durch Ankopplung an die Welle 39 die Leistung auf den Generator 14 zu übertragen.

Ein kleinerer Teilwasserstrom 35 wird im Bereich von Punkt B abgezweigt, und über ein Drosselorgan 25 einer Ausdampfflasche 26 zugeführt, deren Druckniveau dem Satttdampfdruck von 150-200°C entspricht. Der hievon entstandene Dampf 37 wird der Mitteldruckdampfturbine 17 an passender Stelle zugeführt. Das lediglich als Wärmeträger für die Ausdampfung gediente noch heisse Restwasser 36 wird über ein weiteres Regelorgan 24 in einen Speisewasserbehälter und Entgaser 22 geleitet, in welchem es neben der Vorwärmung des Kondensats auch noch ein weiteres Dampf 33 entwickelt wird, der der Niederdruckdampfturbine 18 an geeigneter Stelle zugeführt wird.

Der schlussendlich entspannte Dampf 31a, 31b aus dieser Niederdruckdampfturbine 18 wird in einem wasser- oder luftgekühlten Kondensator 20 kondensiert. Durch eine stromab dieses Kondensators 20 wirkende Kondensatpumpe 21 wird das Kondensat 32 in den bereits genannten Speisewasserbehälter und Entgaser 22 gefördert, von wo aus der bereits beschriebenen Kreislauf von Neuem anfängt.

Zur verbesserten Exergienutzung der beschriebenen Ausdampfkaskade kann diese in mehr als zwei Stufen erfolgen.

Um eine gute Nutzung der Abgase 11 zu erzielen, kann selbstverständlich im Abhitzedampferzeuger 15 eine separate Dampferzeugungseinrichtung integriert werden, deren Dampf entweder in den Dampfkreislauf III. geleitet, oder in einer separaten Expansionsmaschine in Arbeit umgesetzt wird. Es kann aber auch ein Teilstrom der Abgase abgezweigt und in einem separaten Abhitzekessel verwertet werden. Statt Wasser kann in diesem Fall vorzugsweise ein Ammoniak/Wassergemisch zur Anwendung gelangen. Aber auch andere Fluide, wie beispielsweise Freon, Propan, etc. sind einsetzbar. Eine gewisse Verbesserung der Nutzung der Abgase aus der Turbine bis zu einem tieferen Niveau ist auch dadurch realisierbar, dass durch eine nicht näher gezeigte Zusatzfeuerung im Abhitzedampferzeuger das Temperaturniveau an dessen Eintritt angehoben wird. Diese Massnahme bringt aber hinsichtlich des erreichbaren Wirkungsgrades keine Verbesserung mit

sich.

Fig. 2 zeigt das H/T-Diagramm, d.h. den Verlauf und die in Fig. 1 bereits gewürdigten signifikanten Punkten der Speisewasservorwärmung und Dampferzeugung sowie Dampfzwischenüberhitzung eines überkritischen Dampfturbinenprozesses. In der nachfolgenden Bezugszeichenliste werden die jeweiligen Bezugszeichen dieser Figur näher umschrieben. In Ergänzung zu den Ausführungen unter Fig. 1, die im Zusammenhang mit der Wiedergabe dieses Diagramms stehen, wird noch folgendes ergänzt. Das Speisewasser wird in A mit beispielsweise 60°C bei 300 bar eingeleitet, und es soll bis F in Dampf von 540°C mittels Gasturbinenabwärme thermisch aufgewertet werden. nach einer ersten Expansionsstufe in der Hochdruckdampfturbine, welche bis auf 300°C führt, soll eine Zwischenüberhitzung von D nach E, also auch auf 540°C erfolgen. Die durchgezogene Linie 40 zeigt den resultierenden Verlauf der Wärmeaufnahme und der Temperatur. Unter Annahme, dass die Abgase aus der letzten Gasturbine eine Temperatur von 620°C aufweisen, und unter der bedingung eines minimalen Temperatursprunges von 20°C für den Wärmeübergang, könnten diese Abgase bis zum Punkt J, d.h. hier im Beispiel nur auf 200°C nutzbringend abgekühlt werden. Um diesen Nachteil zu beheben, wird zwischen den Punkten A und B die Speisewassermenge soweit erhöht, im Beispiel auf 180%, dass die Abkühlungskurve 11/38 der Abgase im Punkt H als Resultante 41 einen Knick erfährt, und bis zu I, d.h. bis auf 100°C reicht. Dieser zusätzliche Speisewasserstrom wird bei B abgenommen und einer Ausdampfkaskade (Vgl. Fig. 1) so zugeleitet, dass der entstehende Dampf dem Mittel- und Niederdruckteil der Dampfturbine zugeführt werden kann, wie dies ebenfalls aus Fig. 1 hervorgeht. Die Würdigung der restlichen Punkte geht ebenfalls aus der Beschreibung von Fig. 1 hervor.

Bezugszeichenliste

40	I.	Gasturbogruppe
	II.	Dampferzeugungsstufe
	III.	Dampfkreislauf
	1	Verdichter
	2	Erste Brennkammer
45	3	Erste Turbine
	4	Zweite Brennkammer
	5	Zweite Turbine
	6	Ansaugluft
	7	Verdichtete Luft
50	8	Heissgase
	9	Teilenspannte Heissgase
	10	Heissgase
	11	Abgase
	12	Brennstoff
55	13	Brennstoff
	14	Generator
	15	Abhitzedampferzeuger
	15a	Economizer, im unt. Temp.-Bereich op. Wär-

	metauschstufe			
15b	Rohrbündel für überkritischen Hochdruckdampf			
15c	Rohrbündel für zwischenüberhitzten Mitteldruckdampf	5		
16	Hochdruckdampfturbine			
17	Mitteldruckdampfturbine			
18	Niederdruckdampfturbine			
19	Generator			
20	Kondensator	10		
21	Förderpumpe			
22	Speiswasserbehälter und Entgaser			
23	Förderpumpe			
24	Regelorgan			
25	Regelorgan	15		
26	Ausdampfflasche			
27	Ueberkritischer Hochdruckdampf			
28	Expandierter Dampf aus 16			
29	Zwischenüberhitzter Mitteldruckdampf			
30	Abdampf aus 17 in 18	20		
31a	Entspannter Dampf aus 18			
31b	Entspannter Dampf aus 18			
32	Kondensat		2.	Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Gasturbogruppe (I.) mit einer sequentiellen Verbrennung betrieben wird.
33	Dampf aus 22 in 18			
34	Speiswasser	25		
35	Kleiner Teilwasserstrom			
36	Heisses Restwasser von 26 in 22		3.	Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die 100%ige Flüssigkeitsmenge in einer unmittelbar der Wärmetauschstufe (15a) folgenden Wärmetauschstufe (15b) zu überkritischem Dampf (27) aufbereitet wird, der eine weitere Dampfturbine (16) beaufschlagt, dass der in dieser Dampfturbine (16) expandierte Dampf (28) in den Abhitzedampferzeuger (15) rückgeführt wird, dergestalt, dass er dort in einer weiteren Wärmetauschstufe (15c) zu zwischenüberhitztem Dampf (29) aufbereitet wird, der anschliessend eine entsprechende Druckstufe einer nachgeschalteten Dampfturbine (17) beaufschlägt.
37	Dampf aus 26			
38	Rauchgase			
39	Rotorwelle	30		
40	Ueberkritische Dampferzeugungskurve			
41	Resultante			
11/38	Abkühlungskurve			
A	Speiswasser nach 22			
B	Entnahmestelle Druckwasser zu 26	35		
B-C	Summe von B-F + D-E, Ueberhitzung und Zwischenüberh.			
D-E	Zwischenüberhitzung in 15c			
F	Stelle überkritischer Hochdruckdampf			
G	Eintritt Abgase in 15	40		
H	Rauchgastemperatur an Entnahmestelle B		4.	Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Speiswasserbehälter und Entgaser (22) als alleinige Ausdampfstufe des Dampfkreislaufes (III.) betrieben wird.
I	Austritt Abgase aus 15 = Rauchgase			
J	Fiktiver Rauchgasendwert ohne Entnahme in B			
A-B	Allgemein über 100%, im Beispiel 180% Wasserstrom	45		
B-F	100% Wasserstrom		5.	Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Anteil über 100% der Flüssigkeitsmenge in einem separaten Wärmetauschelement parallel und/oder in reihe gegenüber der Wärmetauschstufe (15a) im unteren Temperaturbereich geleitet wird.
	Patentansprüche	50		
1.	Verfahren zum Betrieb einer Kraftwerksanlage, im wesentlichen bestehend aus einer Gasturbogruppe, einer der Gasturbogruppe nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger und einem dem Abhitzedampferzeuger nachgeschalteten Dampfkreislauf, wobei die Gasturbogruppe aus mindestens einer Verdichtereinheit, mindestens einer Brennkammer,	55	6.	Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Anteil über 100% der Flüssigkeitsmenge sich von dem im Dampfkreislauf (III.) expandierenden Fluid unterscheidet, und dass dessen durch die Wärmetauschung entstandene thermische Energie in einer separaten Arbeitsmaschine

genutzt wird.

5

10

15

20

25

30

35

40

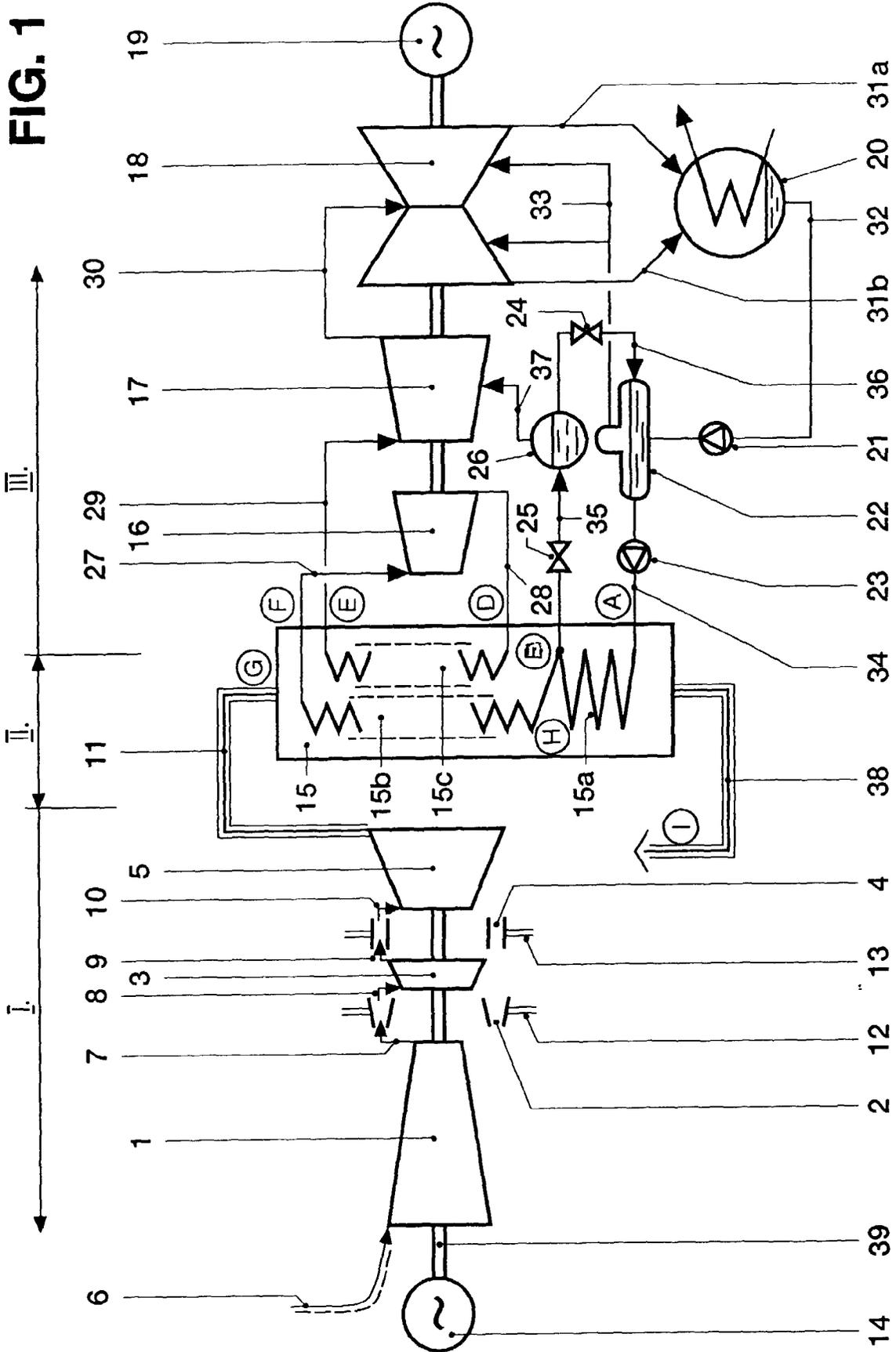
45

50

55

7

FIG. 1



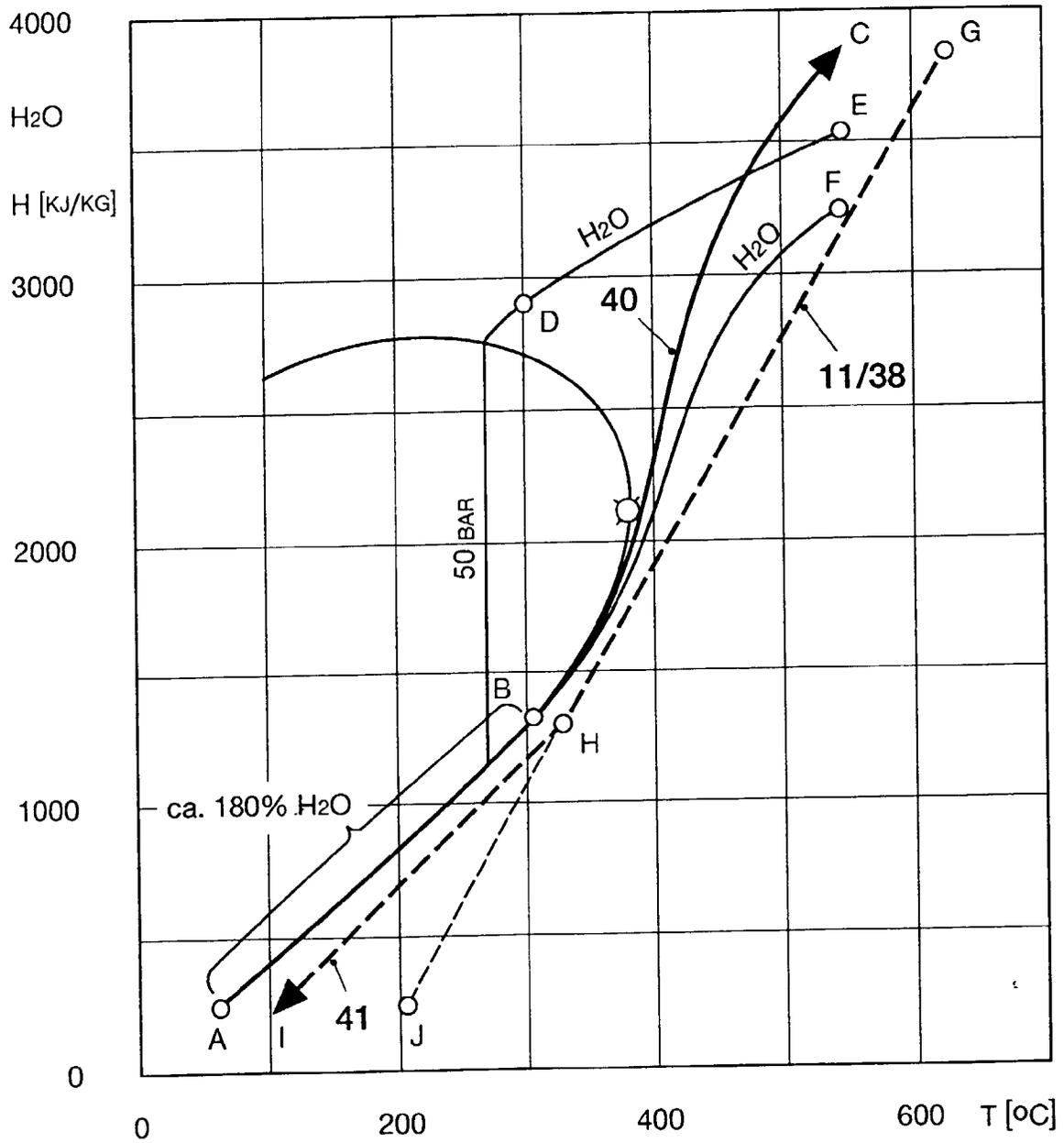


FIG. 2



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 96 81 0597

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
A	EP-A-0 588 392 (KEMA) * Spalte 3, Zeile 22 - Spalte 4, Zeile 28; Abbildung 1 *	1	F01K23/10
A	EP-A-0 410 111 (SIEMENS) * Spalte 7, Absatz 2; Abbildung 1 *	1	
A	DE-C-44 09 811 (SIEMENS) * Spalte 7, Zeile 30 - Zeile 39; Abbildung 4 *	1	
A	DE-A-42 37 665 (ABB) * Spalte 3, Zeile 37 - Spalte 4, Zeile 38; Abbildungen *	1	
A	EP-A-0 515 911 (SIEMENS) * Spalte 5, Zeile 45 - Spalte 6, Zeile 49; Abbildung 1 *	1	
A	EP-A-0 516 995 (ABB) * Spalte 3, Zeile 1 - Spalte 4, Zeile 8; Abbildungen *	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTER SACHGEBIETE (Int.Cl.6)
			F01K
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
DEN HAAG	7. Januar 1997	Van Gheel, J	
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 : nichtschriftliche 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 andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument

EPO FORM 1503 03.82 (PM/C03)